



运输船舶设计特点

张淑娟 李树文 李树哲 编著

王雪武 校稿

5674.102

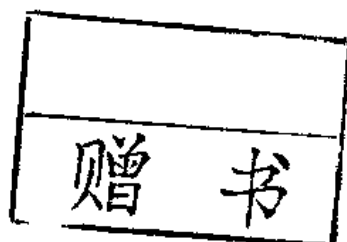
488

425306

运输船舶设计特点

yunshu chuanbo sheji tedian

朱美琪 潘伟文 李树范等编
王智发 主审



00425306

大连海运学院出版社

田宝荣

(辽)新登字 11 号

内 容 简 介

本书阐述了十类运输船型,即客船、散货船、运木船、油船、集装箱船、滚装船、载驳船、多用途船、分节驳顶推船队及多体船。内容着重从总体设计的角度,对这十类船型的演变过程,发展背景,影响因素及设计特点等方面进行叙述。结合各类船舶的主要矛盾,介绍了相应的处理方法,及适用的有关公式,每章后并附有参考文献目录。

本书可作为高等院校船舶及海洋工程专业的教材,亦可供船舶设计、建造部门及航运管理部门工程技术人员参考。

20.15.1/3

运输船舶设计特点

朱美琪 潘伟文 李树范等编

王智发 主审

责任编辑:蒋维清 封面设计:王 艳

大连海运学院出版社出版、发行

大连海运学院出版社印刷厂印装

开本:787×1092 1/16 印张:17 字数:424 千

1992 年 12 月第 1 版 1992 年 12 月第 1 次印刷

印数:0 001—1 500 定价:4.40 元

ISBN 7-5632-0393-1/U·70

前 言

自从第一艘蒸汽机运输船于 1806 年问世以来,现代运输船舶的发展还不到 200 年。早期运输船的主要型式是杂货船,也称统货船。即使是石油及石油产品,也是装在木桶里,由统货船运输。货船上如果具有较丰满的上层建筑并多备一些客舱,也可以运输旅客,称为货客船或客货船。

为了满足日益增加的固定客流需要,自 1838 年起开始有专门的客船,载客 94 人。客船在不到 100 年的期间内,从 700 总吨发展到 80000 总吨,可谓进展神速。第二次世界大战后,客船的发展受到航空客运的冲击。但是,自 70 年代起在国际上兴起旅游船热,不仅船数大增且逐步巨型化。

货物种类的多样性与运输要求的差异,统货船难以适应。专用船是运输船舶发展中的主要趋势。自 1886 年起开始建造专用油船,载重量 3000t。自 1950 年到 1975 年的四分之一世纪里,世界经济以大量消耗低价能源石油为基础,实现了高速增长,到 50 年代末开始出现 20 万吨级的大型油船。1967~1975 年苏伊士运河关闭期间,油运航距增加了 10000n mile,更促进了油船巨型化,1977 年达到 55.5 万吨。1973 年国际防止船舶造成污染公约及其 1978 年议定书,对大型油船提出设专用压载舱和非油处所应达到保护面积的规定,这又导致油船主要尺度和货油区结构形式发生重大变化。其它专用船,如运木船、运煤船、散装水泥船等,虽均属散货船,但为适应各自的“专用货”,均有其相应的船型特点。

传统的杂货船,由于货种繁杂,包装不一,装卸效率难以提高,严重影响到船舶运输效率的提高。在长达 100 多年的发展历程中,杂货船仍多保持在 1~2 万载重吨。1956 年一渡油船改装成集装箱船获得成功,集装箱运输船获得迅速发展,到 80 年代中期已开始批量建造载重量 42000t、可载 4456TEU 的大型集装箱船。改变垂直吊装方式而采用滚上滚下的水平装卸方式,相应诞生了滚装船。自 1958 年“慧星”号可载 300 辆车起,现今滚装船载重量已超过 30000t。将陆上码头装卸移到水上用驳船装卸,这就是新型的载驳船。

从运输船舶的发展历程来看,第二次世界大战以后的 40 多年,是发展迅速且新船型不断涌现的时期,这种发展势头正方兴未艾。从运输船舶的发展特点来看,人们当会看到船舶的“专用设备”是船型发展中最活跃、最积极并起决定作用的因素。

我国的一些造船学者,在船型学的探索中形成一种学术见解:船舶,是由作为浮动运载工具的“平台”和为运载目的服务的“专用设备”组成的。这两者是一对矛盾,它们相互依赖,又相互渗透。所谓“平台”是指船体结构、推进装置、船员居住舱室……等等;所谓“专用设备”是指货船的货舱、起货设备、舱口及其盖蔽设备、还有象滚装船的跳板等,客船的客舱、公共场所等。

如果注意观察运输船舶的发展历程和船型发展演变的特点,我们当可发现:100 多年来,“平台”是有进步的,例如某些船型采用纵向结构形式,用焊接代替铆接,用柴油机取代蒸汽机提高了热效率,船舶型线的改进减少了阻力,新型推进器的出现提高了推进效率,航海性能及安全性也大有提高,等等。然而,“专用设备”的发展与进步则快得多。特别是近 30 多年,由于“专用设备”有了突破性进展,使运输船舶出现了全新的船型,大大提高了运输效率 and 经济效益。如大型油船、集装箱船、滚装船、载驳货船,还有散货船等等。内河分节顶推船队也是“专用设备”发展进步使运输方式产生革命性变革的突出例子。当然,还有液化石油气和液化天然气

运输船也是因“专用设备”演变而出现的新船型,许多新船型的出现,不仅适应了不断增长的各种货物的运输要求,而且提高了运输效率,降低了运输成本。

本书论述了 10 种船型,重点论述了这些船型的发展背景、演变过程,特别注意新的“专用设备”出现,对“平台”有些什么影响,从总体规划的角度去探求这些新船型的设计特点,故本书名为《运输船舶设计特点》,也是《船舶设计原理》的配套教材。掌握这方面知识,不仅对设计这 10 型船有参考价值,而且能活跃设计者思维,提高分析和解决船舶设计中出现各种问题的能力,对开发新船型有利。

自 80 年代起,上海交通大学、大连理工大学,都相继开设《运输船舶设计特点》课程。本书是在总结多年来的教学经验基础上,由三校的有关教师合作编写的。具体执笔人:客船为席龙飞,散货船为谭家华,运木船为冯恩德,油船为李树范,集装箱船为袁泳铭,滚装船为朱美琪,载驳船为孟宪钦,多用途船为潘伟文,内河分节顶推船队中的推船和驳船为杨炳林和王肇庚,多体船为潘伟文,最后由主编朱美琪校订并总其成。本书由华中理工大学王智发担任主审,承他在审稿中提出许多宝贵意见和建议,在此一并表示由衷的谢意。

由于对所论船型的研究有限,且船型又在不断发展中,因而难免有错漏之处,尚祈同行们批评指正。

朱美琪

1992 年 4 月 20 日

于武汉水运工程学院

目 录

第一章 客船	(1)
§ 1-1 客船的演变及发展趋势	(1)
§ 1-2 客船设计中的主要问题	(14)
§ 1-3 客船设计的基本步骤	(22)
§ 1-4 客船的总布置设计	(24)
§ 1-5 客船的造型	(30)
参考文献	(37)
第二章 散货船	(39)
§ 2-1 散货船的发展概况	(39)
§ 2-2 散货船的几种新船型	(40)
§ 2-3 确定主尺度的一般过程	(44)
§ 2-4 肥大型船的几种型线	(51)
§ 2-5 总布置特点	(57)
参考文献	(59)
第三章 运木船	(61)
§ 3-1 木材货运特点及运木船的特征	(61)
§ 3-2 运木船设计的特殊问题	(64)
§ 3-3 海上运木船主尺度及系数的确定	(66)
§ 3-4 运木船的总布置	(77)
§ 3-5 运木船设计应注意的其他问题	(83)
参考文献	(84)
第四章 油船	(86)
§ 4-1 现代油船的特点	(86)
§ 4-2 油船总体设计的数学模型	(93)
§ 4-3 油船主要要素的确定	(98)
§ 4-4 油船主体区划与货油区合理布置	(107)
参考文献	(112)
第五章 集装箱船	(114)
§ 5-1 集装箱运输及集装箱船	(114)
§ 5-2 标准集装箱及集装箱码头简介	(118)
§ 5-3 集装箱船主要要素的选择	(123)
§ 5-4 集装箱船的型线、总布置和性能计算	(130)
§ 5-5 集装箱船上的固缚设备	(135)
参考文献	(137)
第六章 滚装船	(138)
§ 6-1 滚装船概况	(138)
§ 6-2 滚装船的特点及其经济性	(141)

§ 6-3 滚装船的主要参数	(145)
§ 6-4 型线设计	(152)
§ 6-5 船体结构	(154)
§ 6-6 滚装船的安全性	(155)
§ 6-7 滚装工艺及货物装卸	(159)
参考文献	(166)
第七章 载驳船	(168)
§ 7-1 载驳船的发展及型式	(168)
§ 7-2 载驳船的运输地位及其特点	(169)
§ 7-3 载驳船的类型及特点	(170)
§ 7-4 载驳船的设计及特殊装置	(178)
§ 7-5 我国发展载驳船运输的可能性及前景	(180)
参考文献	(182)
第八章 多用途货船	(184)
§ 8-1 多用途货船的发展概况	(184)
§ 8-2 多用途货船的设计特点	(190)
§ 8-3 上层建筑布置概述	(198)
§ 8-4 结束语	(200)
参考文献	(201)
第九章 内河分节驳顶推船队的推船和驳船	(203)
§ 9-1 分节驳顶推船队的营运特点与对推船的基本要求	(204)
§ 9-2 推船主尺度及船型系数的选择	(205)
§ 9-3 推船的型线特点	(216)
§ 9-4 推船主机功率及推进操纵系统	(219)
§ 9-5 推船的总布置与结构特点	(223)
§ 9-6 舾装设备	(225)
§ 9-7 分节驳	(229)
参考文献	(235)
第十章 多体船	(237)
§ 10-1 双体船的发展概况	(237)
§ 10-2 双体船的基本特点及其经济性分析	(240)
§ 10-3 双体船的阻力特点	(243)
§ 10-4 双体船的适航性	(248)
§ 10-5 双体船的稳性与抗沉性	(250)
§ 10-6 双体船的结构特点	(251)
§ 10-7 高速双体船	(253)
§ 10-8 小水线面半潜双体船概述	(257)
§ 10-9 三体船概述	(260)
参考文献	(263)

第一章 客 船

§ 1—1 客船的演变及发展趋势

一、古代船舶中的客船

原始的舟船主要用作渔猎和涉渡。随着生产力的提高,人们开始物物交换,舟船才用来运输货物。舟船发展成为专门运载旅客的客船,那是具有大量人流并形成固定航线以后的事情,这无论在我国或在世界上的其他各地,为时都不算很久。

中国是世界上造船与航海的古国之一,早在汉代(公元前 206—公元 220 年)航,就逐渐形成了一条从我国通向东南亚、南亚的海上丝绸之路。满载丝绸的船舶,“云帆高张,昼夜星驰,涉航狂澜,若履通衢。”但是,汉代的远洋帆船,只能说是货船,还不是主要用于载人的客船。

1. 古代内河客船

据一些文献记载,主要用于载人的客船,在我国可能首先出现在内河航道上。例如隋代于公元 605 年开凿大运河,隋炀帝沿运河下扬州所乘坐的龙舟,似应看作内河旅游客船。据《大业杂记》记载:“舟高四十五尺,阔五十尺,长二百尺,四重,上一重有一百六十房,皆饰以丹粉,妆以金碧珠翠,雕刻奇丽,缀以流苏羽葆,朱丝网络。下一重长秋内侍又乘舟水手。”由此可见,船舶的舱室众多,上层建筑高大,为内河客船的特点。按隋代每尺合 23.55cm 计,则舟高可达 10m 左右。

关于古代内河客船的形象,从北宋政和、宣和年间张择端所绘《清明上河图》[1]中的诸多

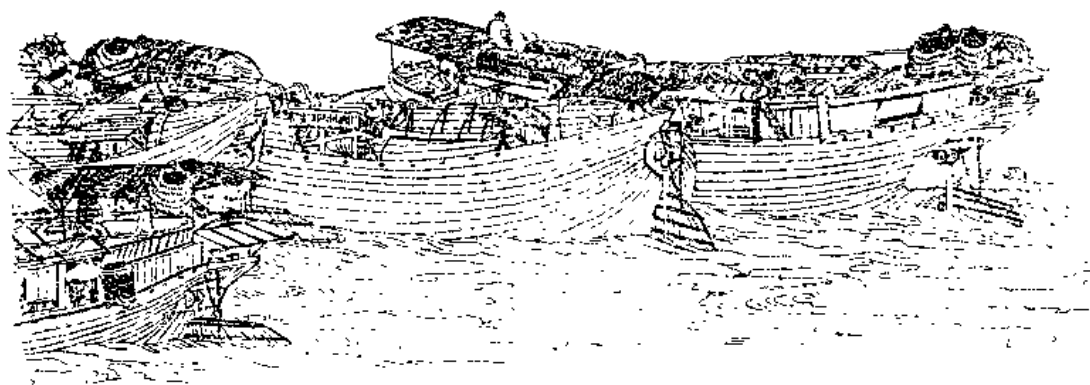


图 1—1 12 世纪初的汴河客船(图中最后一艘)

船型,可以看出一个梗概(图 1—1)。图示汴河客船很有特点:全船遍设客舱,两舷设舷伸甲板供作走廊,尾部向后延伸以增大甲板面积;客舱两侧有大形窗口以供通风与采光,遇风雨气候可用木板窗关闭窗口,这时顶棚上的两列气窗仍可供通风与采光之用;客舱的顶棚多用轻型的苇席制成,其上只存放蓑衣、绳索之类轻型用具,这些都有利于保证客船的稳性。由图 1—1 可以看出,具有客舱且甲板向后延伸的客船与体态丰满的货船有显著区别。

2. 古代海上客船

从第 10 世纪末叶北宋皇朝统一全国以来,商业、手工业和科学技术都获得很大进步;丝织、陶瓷和造纸手工业在质和量两方面都有飞跃发展;火药、航海罗盘针和活字印刷这三大发

明都是北宋时期的产物,城市经济和对外贸易也空前繁荣。与此相适应,宋代的造船业有突出的进步,北宋著名的客舟,当为早期的海上客船。

据北宋宣和(1119—1125)年间出使朝鲜使臣徐兢的报告《宣和奉使高丽图经》(2)所载:“旧例每因朝廷遣使,先期委福建、两浙监司顾募客舟,复令明州(今宁波)装饰,略如坤州,具体而微。”由此可知,当时朝廷使臣所乘专船,是从福建、浙江民间征购来的客舟,只是需要另加修整装饰。从所记客舟的布置特点看,也是开辟许多客舱用以载人。例如,船分三处:前一舱用作厨房和水柜,两桅之间的舱,下边即兵甲宿处,上边分作四室;后一舱称作桥屋,高及丈余,周边设栏杆,四壁设窗,且彩绘华丽,用作官舱。为了扩大舱室面积和提高舒适性,一些官员们难免希望提高桥屋的高度,以使客舟更加阔气和排场。但是这种肆意提高桥屋高度的措施,常受到当时船员们的反对。徐兢在他的报告中特别提出:“舟人极畏桥高,以其拒风,不若仍旧为便也。”由之可见,船员们的丰富航海经验,对船型的发展起着重大作用。

二、近代客船的产生、发展及现代趋势

1. 近代客船的产生

18世纪60年代发端于英国的产业革命,首先从纺织业开始。到80年代,因蒸汽机的发明和采用,得到了进一步发展,遍及化学、采掘、冶金、机器制造等部门。

到18世纪末,西、法、英、美等国都有不少人在探讨利用蒸汽机推进船舶的方案。真正付诸实用的第一艘蒸汽机船,则是美国人富尔顿(Robert Fulton, 1765—1815)于1807年完成的克雷门特(Clermont)号。它既是第一艘蒸汽机明轮船,同时也是第一艘近代客船。当年在哈德逊(Hudson)河上载运旅客,以32小时完成了距纽约150n mile的航程[3]。

第一艘蒸汽机客船是内河船,建造横渡大西洋的客船,还是1836年以后的事。

利用风帆航海,若横渡大西洋,西航需时40天,东航需时30天,利用先进的蒸汽机船,可缩短到15天。开创横渡大西洋事业是很诱人的,因而也是以激烈竞争方式开始的。

1836年,英美轮船公司成立并确定建造“英国女王”号,以争取获得横渡大西洋先锋船的荣誉。然而,因在建的“英国女王”号推迟竣工,乃借用科克轮船公司的“天狼星”(Sirius)号与大西方轮船公司建造的“大西方”(Great Western)号相对抗[3]。

“天狼星”号703总吨,长54.25m。1838年3月28日于伦敦开航,途经爱尔兰的科克港,4月4日于该港出发,载客94人,不载货,4月23日到达纽约港。实际需时19天,平均船速8.5kn。这一事件鼓动了全纽约。

然而引起更大轰动的是,在“天狼星”号进港几个小时后,“大西方”号也开进纽约港。该船1838年3月31日建成,返布里斯托尔港途中曾发生火灾,因而4月2日才进布里斯托尔港,4月8日在该港出航,4月23日到达纽约。“大西方”号费时15天,平均船速9.3kn。

在1838年,更有“路易·威廉”(Royal William)号(617总吨,长53.7m)、“利物浦”(Liverpool)号(1150总吨,长67.96m)先后从利物浦港到达纽约。

2. 殖民地政策与客船的发展

产业革命进入19世纪时就波及欧洲各国,伴随着从手工业到机械工业的转换,劳动力过剩社会上充满着失业者群。资产阶级到海外倾销过剩物资的欲望与当政集团谋求海外殖民地利益相吻合。殖民地出现之后,以宗主国有许多劳动力向其移住,而他们又常常要返回宗主国。在这种情况下,宗主国与殖民地之间产生了大量的人口流动,而客船就成了这种人口流动的手段[4]。

在南北战争结束后政治趋于稳定的美国,包括铺设横跨美洲大陆的铁路(1869年完成)等各项事业,急需劳动力。因此,去美国的移民占压倒多数。据统计,从英国本土经过大西洋到美国、英属北美、澳洲的移民数,自19世纪中叶到20世纪初,每10年间约为170到280万人[4]。

连结欧洲各国与北美的北大西洋航线,距离约3000n mile,可称为黄金航线,各国相继成立轮船公司,参加该航线客运的竞争。表1-1所列是代表性轮船公司的典型客船。

表1-1 1840年起40年间的若干典型大西洋客船

客船名	不列塔尼亚	华盛顿	大西洋	格拉斯哥城	波斯	亚德利亚海	大洋	亚利桑那
公司名	Cunard	海洋	Collins	Inman	Cunard	Collins	白星	Guion
国籍	英	美	美	英	英	美	英	美
总吨数	1125	1640	2845	1509	3300	4145	3707	5147
长(m)	63.09	70.22	86.56	69.18	114.60	105.16	128.01	137.21
宽(m)	10.36	11.82	13.98	10.36	13.71	15.24	12.46	13.83
船材	木	木	木	木	铁	木	铁	铁
主发动机 (kW)	423	1100	2000	350	3600	3600	3000	6300
推进器	明轮	明轮	明轮	螺旋桨	明轮	明轮	螺旋桨	螺旋桨
船速(kn)	9	9	12	9	13.5	13	14	15
建造年	1840	1847	1850	1850	1856	1857	1871	1879

海洋客船在近40年的竞争中经历了迅速的变革。首先,造船材料从用木材转变到铁。其次,推进器从以明轮为主风帆为辅,转变到以螺旋桨为主。1845年4月,英国海军的一艘螺旋桨船(Rattler号)与一艘明轮船(Alect号)在泰晤士河和英国东海岸作拔河竞赛,已传为佳话。自此以后,螺旋桨逐渐流行起来。随着蒸汽机的改进与螺旋桨的采用,船速的提高也很显著。

与大西洋航线相类似,通向东方的轮船,也在迅速的变化。在苏伊士运河于1869年开通之前,从欧洲到印度方面的交通,由埃及的亚历山大到苏伊士要取陆路,然后,用东印度轮船公司的船到印度。到中国方面则有P&O轮船公司的船,该公司于1853年曾造喜马拉雅号,该船3438总吨,长103.76m。

为开辟从欧洲到澳大利亚的航线,1851年英国创立东方轮船公司。从欧洲绕过非洲南端的好望角,开往澳洲的航路特别长,很需要大型客船。于是1860年建成19世纪最大的客船

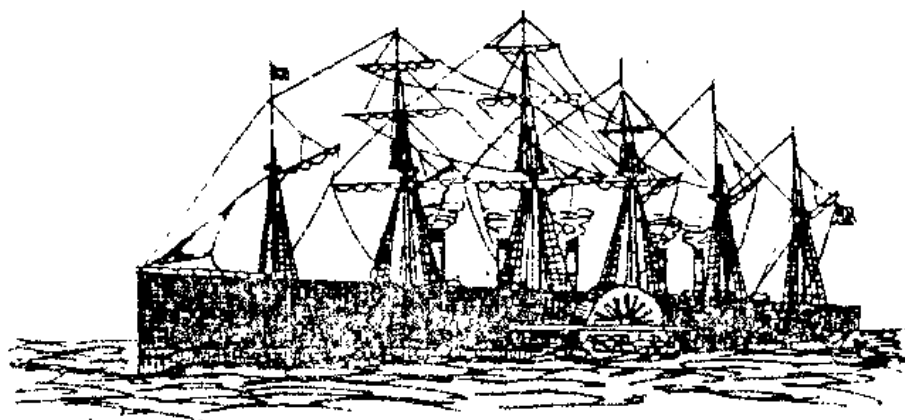


图1-2 19世纪世界最大的铁质客船“大东方”号

进入 20 世纪后,美国采用金本位制,其美元的购买力显著提高,美国摩根财团的触角伸向航运界,各国的轮船公司几乎都被控制在国际商业海运公司(IMM)之下。到了 1907 年,英国老牌的 Cunard 公司也面临被收买的危机。英国政府给以 20 年为期的利率为 2.75% 低息贷款,才勉强维持了独立经营。于是该公司推出两艘著名的大型客船,其要目如表 1—2 所示。这两艘姊妹船每船载客 2335 人,其中一等舱 560 人,二等舱 475 人,三等舱 1300 人。船长较同期船船长出 30m 以上,横渡大西洋所需日期缩短到 5 日以内。这种船型的出现,方始夺回自 1897 年以来被德国客船占有大西洋“蓝绶带”的荣誉地位。

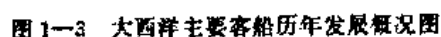


表 1--2

20 世纪初英国 Cunard 公司 30000 总吨级客船

船 名	Lusitania	Mauretanie
总 吨 数	31550	31938
总长(m)	232.31	232.31
宽度(m)	26.75	26.82
主机汽轮机功率(kW)	51500	51500
推进轴数	4	4
船速(kn)	25	25
建造年份	1907	1907

Lusitania 型姊妹船投入营运以来,西行的船客数创最高纪录,月平均有 36 万之众的旅客在纽约登陆。这也是英、德两国致力于客船大型化的原因所在。

英国的白星轮船公司虽然在船速上难以胜过上述两船,但它要以船舶的大型化和舒适性招徕旅客,于是推出总长为 259.83m 的 4 万总吨级的 Olympic 号三型客船:

奥林匹克(Olympic)号,45324 总吨,1911 年造;

泰坦尼克(Titanic)号,46328 总吨,1912 年造;

布利坦尼克(Britanic)号,48158 总吨,1915 年造。

其中第二号船泰坦尼克号,于 1912 年的处女航中,因与北美沿岸的冰山相撞而遭沉没,使 1503 人死于非命。第三号船布利坦尼克,尚未参加商业航行即在第一次世界大战中因触雷而沉没。

德国的汉堡、美利坚轮船公司,于 1913 年开始拟建造以 Imperator 号为首船的 3 艘 5 万吨级客船,然而在尚未齐备时就发生了第一次世界大战。

1929 年起,德国和意大利的轮船公司又开始了大型高速客船的计划,从而产生了一些著名的客船:

德国的布莱梅(Bremen)号,51650 总吨,70607kW,27kn,1929 年;

德国的欧洲(Europa)号,49746 总吨,70607kW,27kn,1930 年;

意大利的雷克斯(Rex)号,51062 总吨,73550kW,28kn,1932 年。

这样,大西洋“蓝绶带”被英国占有 20 多年之后,又被德国所夺得。不久,船速的最高纪录又被意大利客船所突破。

与英、德相对抗,受政府资助的法国轮船公司于 1935 年建成著名客船诺曼地(Normandie)号,总吨位接近 8 万,该船船员 1320 人,载客 2170 人,采用 117680kW 的汽轮机电力推进,船速超过了 30kn,从而使法国首次获得了大西洋“蓝绶带”的殊荣[6、7]。

1934 年,英国的 Cunard 公司与白星公司合并,两年后推出著名客船玛丽皇后(Queen Mary)号,与法国的诺曼地号展开了激烈的竞争,在船速上互有突破。1940 年,伊丽莎白皇后(Queen Elizabeth)号竣工,使世界上超过 8 万总吨的客船达到 3 艘。该三船的要竟如表 1—3 所列。

表 1-3

世界上最大的 3 艘客船

船 名	诺曼地	玛丽皇后	伊丽莎白皇后
总 吨 数	79280 83423(1936)	83774	83673
船 长 (m)	299.12	297.23	300.94
船 宽 (m)	33.93	36.14	36.14
主 机	汽轮机电动	汽轮机	汽轮机
推 进 轴 数	4	4	4
船 速 (kn)	30	30	30
建 造 年 份	1935	1936	1940

以北大西洋为舞台的英法巨型客船的热闹竞争,因第二次世界大战的爆发而匆匆谢幕。在第二次世界大战中,这几艘大型客船非常活跃,在 1940 年兵员运输船的改造相继完成,伊丽莎白皇后号也不例外。当时的英国首相曾赞誉皇后姐妹号的活跃使大战提早结束一年〔4〕。

战后,美国于 1952 年建成了联邦(United States)号,总吨为 53330,她不仅是美国所建造的最大客船,也是当时世界上横渡大西洋平均船速超过 35kn 的大型客船。

商业航空的发展,妨碍了大型客船的前景,自 1959 年喷气客机用于洲际航空,给大型客船以致命打击。其结果是迫使皇后姊妹号提前在 1967、1968 年退役。Queen Mary 象个旅游博物馆和旅馆静卧在加州的长滩,Queen Elizabeth 则象一所大学停在香港直到因火灾而沉没。

三、大型旅游客船的兴起及其现代趋势

1. 兼用客船的产生

在大型客船无法与喷气客机竞争的特定条件下,一种选择是用定期客船兼作旅游船。英国 Cunard 公司于 1969 年推出了“女王伊丽莎白二世”(Queen Elizabeth 2)号(图 1-4),该船长

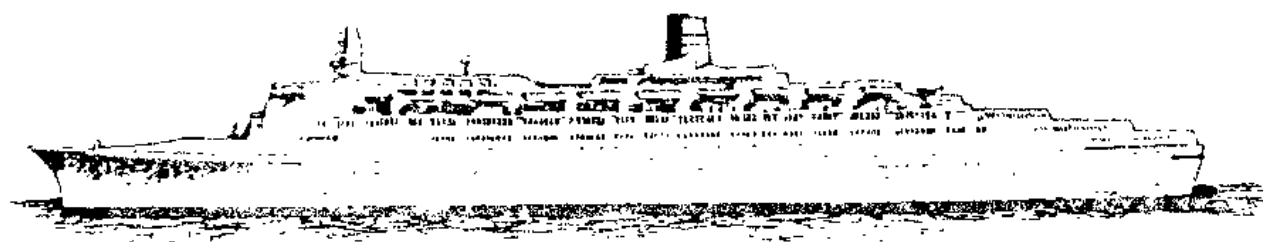


图 1-4 定期客船兼作旅游船“女王伊丽莎白二世”号

293.5m,宽 32m,吃水 9.9m,66450 总吨,载客 1827 人。采用柴油机电力推进,2 轴,船速 28kn。其设计意图是,夏季可用作大西洋定期客船,冬季则用作旅游船。作为旅游船,QE2 还曾访问过我国的青岛和大连。

随着以大型喷气客机编织的航空网的不断完善,上述兼用客船的意图终归难以实现。具有讽刺意味的是,英国大型客船 QE2 投入营运的 1969 年,也正是波音 747 型客机作首次飞行的一年。从本世纪的 60 年代到 70 年代,载客定额高达 200—500 的波音 747、麦·道 DC-10 及洛克希德 L-1011 等超大型喷气客机十分活跃,而经营兼用客船的轮船公司则被弄得一筹莫展。

2. 新兴的旅游客船及其特点

值得注意的倒是一些不知名的挪威等新兴起的轮船公司,相继推出若干艘全新的旅游客船,于加勒比海从事海上旅游业,这些专业的旅游客船有:

斯塔瓦德(Starward)型 2 艘,15500 总吨,1968 年,NCL 公司;

挪威之声(Song of Norway)型 3 艘,18416 总吨,1970 年,RCCL 公司;

海洋探险(Sea Venture)型 2 艘,19903 总吨,1971 年,FSC 公司;

皇家之星(Royal Viking Star)型 3 艘,21848 总吨,1972 年,RVL 公司。

这些全新的船型可算做是第一代旅游客船,其主要特征是[8]:

(1)客船宾馆化,客舱只有一个等级,提高舒适性。几乎每室皆住 2 人,卫生及空调设备俱全。

(2)广设大型公共活动场所,具有家动娱乐场的特点。

(3)以 2 万总吨左右的船型为主,不再采用高速大型客船的设计思想,船速 20kn 左右。

(4)机舱多设于中后部,以便在中央部位设置宽敞的公共场所,加强娱乐功能。

(5)旅客 600—800 人,船员 300 人左右。

(6)利用宽敞的公共设施安排丰富多彩的娱乐活动,船上设各种娱乐活动的节目主持人。

3. 旅游客船的发展趋势

进入 80 年代以后,新兴的旅游客船迅速趋向于大型化。从 2 万总吨增加到 4 万总吨,而且还有继续增大的趋势,载客定额也增加到 1200—1800 人左右,但是船速并不见有很大变化,这可称作是第二代旅游客船。图 1—5 表明了定期客船与旅游客船大型化的进程,由此可以明显看出进入 80 年代以后,旅游客船的发展趋势[9]。

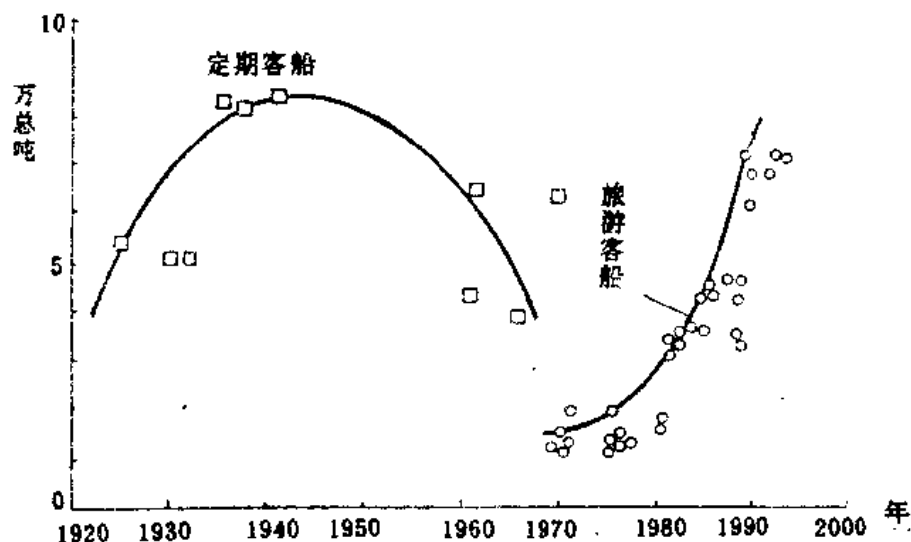


图 1—5 定期客船和旅游客船大型化进程

第二代旅游客船,有其新特点。英国于 1984 年投入营运的“皇家公主”(Royal Princess)号具有代表性。该船 44348 总吨,总长 232.0m,宽 29.2m,吃水 7.8m,选用 6PC4/2L 中速柴油机 4 座,总功率 29126kW,船速 22kn。乘客定额为 1200 人,船员 500 人。该船由芬兰的赫尔辛基船厂建造,船价为 8000 万英镑,交船后在以洛杉矶为起点的航线营运。该船的特点有:第一,为满足旅游对舒适性的要求,600 间客舱全部都是外向的,其中 152 间更有专用的阳台;第二,为了节能,采用完全的轴带发电机系统。基于上述第一点,客舱甲板宽度将较狭窄,客舱甲板及上

层建筑将较重,所以将多数公共设施设计在较低的下层甲板。对于第二点,将发电装置与柴油机主机的齿轮箱直接连接,以达到节能的目的。航行时采用轴带发电机系统已于1982年在“热带”(Tropical)号,1983年在“新阿姆斯特丹”(New Amsterdam)号上应用,而航行和进出港均采用轴带发电机系统,在这艘皇家公主号上还是新的尝试。仅此一项每日可节省燃料费5% [8]。

以加勒比海为中心兴起的世界性海上旅游业,发展迅速。仅美洲的年客运量,即从1970年的60万人,增加到1989年的530万人。为了提高航运公司的经济效益,降低每一旅客所占总吨数指标是个关键。为此更加速了旅游船大型化的进程。

挪威 RCCL 公司在法国大西洋船厂订造了三艘超过 70000 总吨的超大型旅游客船。第一艘“海王”(Sovereign of the Sea)号于 1987 年底建成,长 266.5m,宽 32.2m,吃水 7.6m,船速 16kn,载客 2600 人。其第 2、3 号船也将在 1990 和 1991 年春交船 [10]。美国 CCL 在芬兰的赫尔辛基船厂也订造了 3 艘超大型旅游客船,第 1 艘“幻想”(Fantasy)号,70367 总吨,长 260.8m,宽 31.5m,吃水 7.7m,柴油机电力推进,14000kW 的推进电机 2 台,船速 21kn。载客最大为 2600 人,船员 980 人。第 2 号船“恍惚”(Ecstasy)号预定 1991 年 4 月交船,第 3 号船已定名为“感觉”(Sensation) [10]。由此可见,到 1991 年春,超过 70000 总吨的大型旅游客船将达到 8 艘之多。

表 1—4 90 年代初世界 10 艘大型旅游客船概况

序	船 名	国别(公司)	建造年份	建造国家、船厂	船长(m)	总吨位/载客数
1	海王(Sovereign of the Sea)	挪(RCCL)	1987	法·大西洋厂	265.5	73192/2600
2	幻想(Fantasy)	美(CCL)	1990	芬·赫尔辛基厂	260.8	70367/2600
3	挪威(Norway)	挪(NCL)	1961/1979	法·大西洋厂	315	70202/2400
4	公主之冠(Crown Princess)	英(P&O)	1990	意·蒙法尔科内厂	245	70000/1690
5	女王伊丽莎白二世(Queen Elizabeth 2)	英(P&O)	1969/1987	英·克赖德厂	293.0	65450/1827
6	公主之星(Star Princess)	英(P&O)	1989	法·大西洋厂	246.6	63524/1470
7	威斯特丹(Westerdam)	美(HAL)	1986/1990	德·玛依雅厂	244	53000/1788
8	晶谐(Crystal Harmony)	日(CCI)	1990	三菱重工长崎厂	241.0	49400/960
9	庆祝(Celebration)	美(OCL)	1987	瑞·克科姆斯厂	223.4	47260/1800
10	纪念(Jubilee)	美(OCL)	1986	瑞·克科姆斯厂	224.8	47260/1830

在旅游客船趋于大型化的同时,船速不仅没有提高,反而有下降的趋势。例如“海王”号船速为 16kn,“幻想”号为 21kn。由于船速不高,其船长也无必要选得过长,如表 1—4 所示,上述两艘当前最大的旅游客船,船长只有 260—265m 之间。表中的“挪威”号的船长最长并且达到破纪录的 315m,但这并不是旅游客船的实际需要。“挪威”号的前身是法国 FL 公司的北大西洋定期客船“法兰西”(France)号,船速高达 31kn。1979 年卖予现在的船主,关闭一个机舱,4 轴只使用内侧的 2 轴,功率降到原船的 1/4 即 29420kW,船速降低到 17kn。“女王伊丽莎白二

世”号的船长也相对偏长,这也是由于兼作定期客船的考虑。再有“威斯特丹”号,原建成于1986年,1990年将船长加长40m达到现在的244m,总吨位由原来的42000增大到53000,载客数由1132增加到1788。由于吨位的增加,船速自然要相应的减小。

世界上能建造大型豪华客船的船厂并不多,主要集中在芬兰、法国、意大利、德国、瑞典等少数国家。即使是号称造船大国的日本,只是在1989年才建成23500总吨的豪华客船“富士丸”,到1990年建成近5万总吨的“Crystal Harmony”之后,其造船界人士竟感叹“终于建成了大型豪华客船”,该船当时曾居世界第6位。

四、中国客船的设计与建造

1. 中国的近代造船业

中国的近代造船业发展较迟。1862年安庆内军械所的徐寿、华衡芳等设计制造了我国第一台蒸汽机,1865年则造成木壳轮船“黄鹄”号,船长约17m,每小时约可航行6n mile。这是我国的第一艘蒸汽机船,比外国最早的轮船大约晚50多年。同一时期,在国外已开始使用螺旋桨船,英国已建造了船长大于200m的巨型客货船大东方号。与国外的先进技术相比,我国有较大的差距。

1865年,清政府在上海创办了江南机器制造总局,1905年实行局坞分立,江南船坞专司造船,1912年又改名为江南造船所。

1866年,清政府又在福州马尾设立福州船政局,这是一所较为完善的造船企业。船政局下设前学堂,专门培养造船、造机人才。

1872年,清政府和一部分官僚商人集资成立了轮船招商局,开始经营沿海和长江的轮船航运业。

由于帝国主义控制了我国的海关,我国进口造船材料要向海关交重税,这就使我国的造船业处于极不利的地位,无法与外资办的工厂竞争。惟在内河船舶的制造上尚有一隙之地。

1905年,外资船厂在上海建造了长江客货船“江新”号,1912年,我国的江南船坞也造了与之相类似的“江华”号。这两艘船的性能均较好,新中国成立后经过改建,一直营运到70年代(各主要数参见表1—5)。

在外国帝国主义侵略和本国封建官僚买办势力的压迫下,中国近代造船业,既缺少近代科学技术作先导,又缺少近代工业作基础,更无稳定的社会环境,因而无法达到先进的水平。

2. 新中国沿海和内河客船的发展

中国的近代造船业只是在中华人民共和国成立之后,才得到了长足的进展。

在长江客船方面,1954年建成柴油机客船“民众”号,载客500人及载货1000t,船速24km/h,吃水2.8m,洪水季节可走通川江。1958年,更建成“江蓉”型川江客货船,载客760人,船速可达14n mile/h,吃水为2.4m。该型船舶还建成“江陵”、“江津”等多船。1960年还建造了长江下游区间客货船“斯中”号。这些长江客货船常被称为第一代船型。

1972年,在“江蓉”型的基础上,增长5m,建成“东38”型川江客货船,使载客定额增加到973人。经过修改定型后共建成了13艘,使川江客运大为改观。在许多文献中称为“东46”型的长江客货船即是,载货量减少到82t。1974年建成“东11”(现名“江汉1”号)型长江中下游大型客货船,载客定额为1252人。船舶型线经过系列船模试验[11],船舶快速性有较大改善,船舶的尾浪也较小,在布置上首次设计了沿船舶中线的内部走廊,舒适性也有很大提高。10多年间共建成20艘,自“东28”号起的3艘,减少载货量,扩充旅客设施,成为纯客船,载客定额增

表 1-5 我国设计建造的代表性长江客货船及旅游客船的主要数据

建造年份	船名	主尺度(m)			吃水(m)	主机		船速(km/h)	排水量(t)	载客数	载货量(t)	建造厂	航 线
		总长	水线长	型宽	型深	类	功率(kW)						
1905	江新	106.3	96.6	13.4	4.42	蒸汽机	2×809	23	3500	354	2100	耶松	长江中下游
1912	江华	103.6	100.6	14.15	4.5	蒸汽机	2×919	22.2	3774	384	2321	江南	长江中下游
1954	民众	84.5	80	13.0	3.4	柴油机	2×1059	24	1557	500	1007	江南	长 江
1958	江蓉	71.2	67	12.5	3.4	柴油机	2×882	25.9	1200	761	380	江南	长江中上游
1960	新中	73.7	67.5	12.5	3.55	蒸汽机	2×441	22.8	1380	740	150	中华	苏北区间
1972	东方红 38	77	72	—13	3.4	8NVD48	2×971	27.8	1372	973	300	青山	上海—重庆
1974	东方红 119	68.2	64.3	13.2	3.5	6L350	2×721	27.5	960	732	50	东风	宜昌—重庆
1974	东方红 11	113	108	16.4	4.7	12V300	2×1471	28.5	3712	1252	450	上海	上海—汉口
1974	东方红 411	82.8	75	13.3	3.8	6L350	2×721	25	1555	1213	120	金陵	申—高
1974	东方红 259	55.9	52	10.0	3.4	8NVD36	2×425	24	612	556	30	宜昌	宜昌—巴东
1984	江双 57	84.5	77.9	14.0	3.5	8NVD48	2×971	28	1539	821	70	武昌	申—渝
1986	江双 132	55.9	51.55	10.5	3.3	6250ZC	2×294	24	638	697	40	宜昌	长江中游
1986	江中 115	90.3	83.42	14.2	4.0	6L350	2×721	26	1926	1614	100	金陵	申—高
1982	三峡	79.0		14.0	3.5	8NVD48	2×971	27.5		100	0	东风	汉—渝
1984	扬子江	84.5	80.05	14.0	3.5	5MG31E2	2×1544	30.6	1660	150	0	武昌	申—渝
1991	扬子江乐园	86.8	80.45	14.0	3.5	12V20/70	2×1080	31		128	0	武昌	汉—渝

加到1434人。在长江除了中下游大型客货船之外,还建成上游、中游、下游的区间客货船,如“东119”、“东259”、“东411”等,这些船型被称为第二代长江客货船。诸船型的主要数据可参阅表1—5。

进入80年以后曾大力开展双尾船型的研究并应用于长江客船[12]。以“东46”型为基础,在主要机电设备原则不变的前提下,适当加大船舶主要尺度,则推出新型双尾820客位申渝客船“江汉57”号[13],自1984年起已建造8艘。采用双尾船型的“江汉57”号,船速可提高3—3.5km/h,若保持服务船速25—26km/h,则可节省主机功率5%以上[13]。另外,在“东259”的基础上改型设计出“江汉132”号,在“东411”的基型上加大尺度则造出“汉申115”。前者减小了主机功率,后者增大了尺度和载客量,但由于采用了双尾船型,船速或得以保持或有所提高(表1—5)。采用双尾船型则成了第三代长江客船的重要特征。

除长江水系外,黑龙江、淮河、大运河、珠江水系等均设计建造了各自的内河客船。

在长江水系,除了开发第三代客货船之外,1981年还由重庆的东风船厂设计建造了旅游客船“神女”号,长68.5m,宽13.2m,载客46人。1982年更建成载客100人的“三峡”号。1984年又有“巴山”、“峨眉”投入营运,这后两艘船也是采用双尾船型。1984年,武昌船厂设计建造了载客150人的长江旅游船“扬子江”号,1991年又建成“扬子江乐园”号,后者也是采用双尾船型。至此,长江上已建成豪华型旅游船10多艘。

设计建造航海客船的实践,在1949年以前是很有限的。我国最老的江南造船厂,在1940年以前所造最大的客货船是“伯先”号,总长276英尺,宽38英尺,深24.5英尺,吃水15英尺,排水量3255t。这艘客船在50年代改名为“民主9”号,曾航行于上海—大连航线。

在第一个五年建设计划期间,我国有几型沿海客货船建成并参加营运。其中有两型蒸汽机客货船“民主10”号和“民主14”号,前者航行大连—天津(进海河直抵天津市解放桥)间,姊妹船还有11号,后者航行于上海—青岛航线,同型船还有15、16、17号共4艘。1960年还建或柴油机客船“民主18”号,同型的19号于1964年建成。该船安装沪东厂制造的大型低速柴油机,船速有较大提高。在充分利用空间以布置客舱及公共活动舱室方面,达到了较高水平,在船舶造型方面也有独到之处。

到60年代,不仅上海的船厂可建造客货船,在南方的文冲和北方的新港船厂也相继建造了“红卫6”号和“工农兵2”号。“红卫6”号总长78m,载客定额为553人,航行于广州—三亚航线。

进入70年代,我国建成了总长138m、船速达18kn的客货船“长征”号,航行在上海—大连航线。该船造型美观大方,内部布置合理,颇受旅客欢迎。此“长”字型客货船到70年代末共建成9艘,船名各为山、河、锦、绣、自、力、更、生。然后又建造了“长柏”、“长松”、“长柳”及“万年红”、“珍珠梅”等,到1984年累计共14艘。这后5艘在布置和造型上有所变化,游步甲板取消了舷边走廊,客舱延伸到舷边,取消了连接三层甲板的斜撑,在遮阳甲板用若干直撑与游步甲板的实面相连,在外观上看上层建筑的实面增加了也突出了。凡冠以“长”字的12艘属于上海海运局,余下2艘属于广州海运局。

如表1—6所示,求新船厂于1977年建成的“新”字型客货船,航行于上海至宁波、温州、福州等短程航线。到1983年共建成繁、荣、昌、盛、茂、鸿、展、望等8艘。

天津新港船厂于1974年建成“天山”型客货船,1976年又完成姊妹船“天华”,主机是东德生产的8NVD48A型柴油机。该两船航行大连—烟台航线,由于航行时间不超过8小时,经常

表 1—6 我国设计建造的代表性沿海客货船的主要数据

建造 年份	船名	总 吨 位	主尺度(m)				吃水 (m)	主 机		船速 (km/h)	排水量 (t)	载客数	载货量 (t)	建造厂	航 线
			总长	水线长	垂线长	型宽	型深	类 型	功率 (kW)						
1955	民主 10	2370	80	75.6	73.2	14	6.1	蒸汽机	1103	11.5	2672	474	570	江南	大连—天津
1958	民主 14	2670	90.6	83.6	82	14	6.7	蒸汽机	1130	12	2915	485	520	沪东	上海—青岛
1960	民主 18	3839	105.62	100.69	97	15.8	5.3	6ESDZ43/82A	2×1471	16	3660	500	774	沪东	上海—宁波
1966	工农兵 2	4053	105	98.5	96	15.2	8.9	蒸汽机	1766	14.6	3871	980	410	新港	大连—烟台
1971	长征	7214	138	128.5	124	17.6	10.9	9ESDZ43/82	2×3310	18	7703	900	2000	沪东	上海—大连
1974	天山	2499	114	106	102	15.4	9.0	8NVD48A	2×971	13	4430	1306	400	新港	大连—烟台
1975	红卫 9	2700			94.3	13.8	7.5	8NVD48A	2×971	14	2350	553	250	文冲	广州—三亚
1977	繁荣	3358		100.67	98.8	16.08	7.1	6ESDZ43/82B	2×2206	16	3630	918	140	求新	上海—宁波
1978	琼沙	2150			86	13.4	7.3	8NVD48A	3×971	16	2251			广州	南沙—西沙 I类海区
1981	天池	5002	120	112	108	17	9.8	6RD44	2×1655	16	5900	848	1000	新港	渤海湾
1985	靖昌	7128	98		86	26/8	8.2	6ESDZ43/82B	2×2206	15.5	4475	1510		江州	上海—温州
1986	百灵	7140	120		108	18.6	9.6	D&W5L35MC	2×2721	16	6188	1302	500	新港	

是白天装卸货物夜间航行,船上的公共设施相对较为简朴,总吨位虽不大,但载客量相当高,其经济效益较好。新港船厂于1981年推出的“天池”型客货船,到1983年共建成天湖、天潭、天江、天淮、天河等6艘,主机选用上海船厂制造的苏尔寿6RD44型柴油机,该机型油耗率低,且可燃烧重柴油。新港厂于1986年又建成“百灵”号客货船,1987年建造同型船“喜鹊”号。“百灵”型较“天池”型的吃水略有减小,而型宽略有增大。主机则改用沪东厂生产的B&W—5L35MC型柴油机,功率及船速均有提高。1985年,地处长江中游的江州造船厂,也为上海—温州航线建成了双体客船“瑞昌”、“瑞新”号(见表1—6),载客定额为1510人。我国沿海客流密度大,很需要大载客定额的客船。双体客船的设计与建造,将为我国沿海客运的发展提供新的经验。

进入80年代以后,我国已有多型气垫船加入了客运船队并获得较好的经济效益与社会效益。如营运在重庆—宜宾航线的侧壁式气垫船,载客80人,当时的造价约为80万元,单位旅客的船价与传统客船相当,只是因为船速较高,人均的燃油费用较高而已。1989年,我国设计制造最大的高速双体侧壁式气垫船“鸿翔”号,已在上海吴淞到崇明岛的航线上营运。该船长40m,宽8m,全船可载客257人,试船速度为51.24km/h,可在阵风7级、浪高1.5m的海况下正常航行。该船使上海—崇明航线的航行时间由原来的2.5h缩短到1h,很受地方政府和广大乘客的欢迎。客运的负载率较高,既有很好的社会效益,航运企业的经济效益也很好。“鸿翔”号的成功为我国开发高速客运船舶提供了宝贵经验。

3. 中国客船发展的前景

新中国成立40多年来,客船的设计与建造获得了长足的进展,成绩非常显著。然而,客运能力的增长仍落后于国民经济和社会发展的需要,沿海及长江客运,多年来仍是处于紧张状态。在70年代末及80年代初,为了在上海、厦门、广州、汕头等港开辟直航香港的客运航线,上海、福建和广东的几家航运公司,先后从国外买了大约建于60年代的客船近20艘之多[14],以应急需。

前已述及,自1959年由喷气客机承担洲际客运业务以来,海上客运业务受到很大冲击,象美、俄这样的工业发殷国家,到1965年时,由航空承担的客运量已超过10%。在美国,客运除了航空以外,主要靠公路。原苏联,客运业务主要由公路、铁路和航空承担。世界上许多国家的水上客运也都在萎缩。中建,既是人口众多的大国,又是一个正在发展中的国家。尽管民用航空业发展较快,但是在进入90年代以后,民航客运所占总客运量的比重,仍只相当于美、俄两国50年代末期的水平。而我国由水运所完成的客运量,多年来都保持在总客运量5%—6%的水平。随着我国工农业总产值和国民收入的提高,我国人民旅行的频数要大大提高,即使水上客运的比重保持在5%或略有下降,水上客运的绝对值都将有相当的增长趋势。

据有关方面预测,长江的客运量将以4.7%增长率逐年增长,到本世纪末将比1980年增长1.5倍[15];沿海的客运量将以5.9%的速率增长,到本世纪末将比1980年增长2倍。由此可见,我国的客船仍有广阔的发展前景。

在我国,除了发展传统客船以满足大客流量的要求之外,对某些航线还应开发高速客运船型。另外,更为重要的是,我国历史悠久,沿海、沿江有许多著名的文物古迹和旅游胜地,随着近年我国旅游业的蓬勃发展,对国内旅游船也提出了要求。鉴于当今世界旅游事业对豪华旅游客船的需求,也有人建议开发出口豪华客船,既可创汇又能带动大量船舶科技项目的发展[16]。

§ 1—2 客船设计中的主要问题

一、客船的技术性能

1. 快速性

保证设计船的快速性问题,是客船设计的主要着眼点之一。

众所周知,保证快速性必须注意两个方面:一是设计优秀的型线,二是保证推进器有较高的效率。

关于优秀的型线,国际上有过不少研究,但适宜于双桨客船的型线并不多。考虑到我国沿海客货船的船速并不高,一些 V 型尾快速货船的型线资料[17]、[18]皆有参考价值。这是瑞典夏尔默斯工业大学提供的型线,其中关于方形系数小于 0.60 的型线资料还收入在《运输船舶的线型设计》[19]一书中。所论型线的尾部为 V 型,而首部为中 U 型。

关于长江客船的型线,我国上海船舶运输科学研究所曾发表过系列试验资料[11]可供使用。近年来国内外大力开展双尾船的研究并已成功地应用于实船[12、13]。例如应用双尾型线

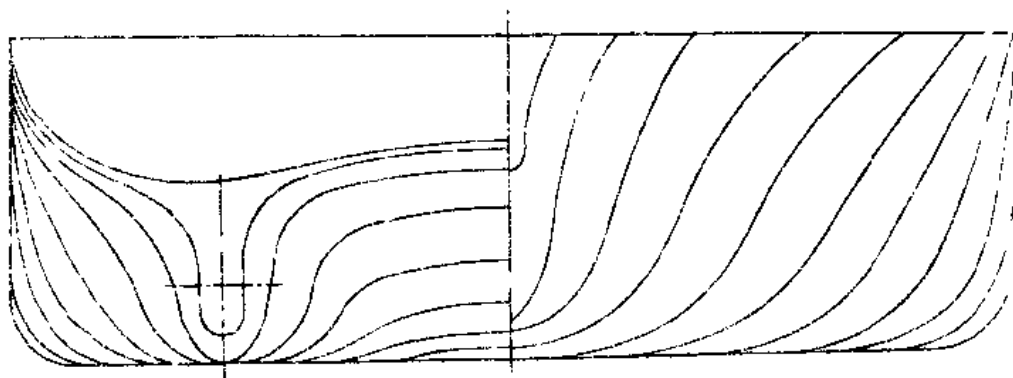


图 1—6 长江双尾型线

的“江汉 57”,较母型船“东 46”的阻力降低了 8%—12%。双尾船型(图 1—6)的显著特点是将螺旋桨放置在两个水下后体后具有较大摩擦伴流的尾流中,桨盘可以从两侧和尾纵流区得到充分而较均匀的供水,由螺旋桨加速的尾流对船体表面流场的影响明显降低,这样,较大的伴流和较小的推力减额系数,使船身效率显著提高。实验证明,常规双桨船的 $\eta_r \times \eta_h$ 约在 0.96 左右,而新的双尾船型可达到 1.17 以上。所以新船“江汉 57”的推进效率比原船型提高了 20%—

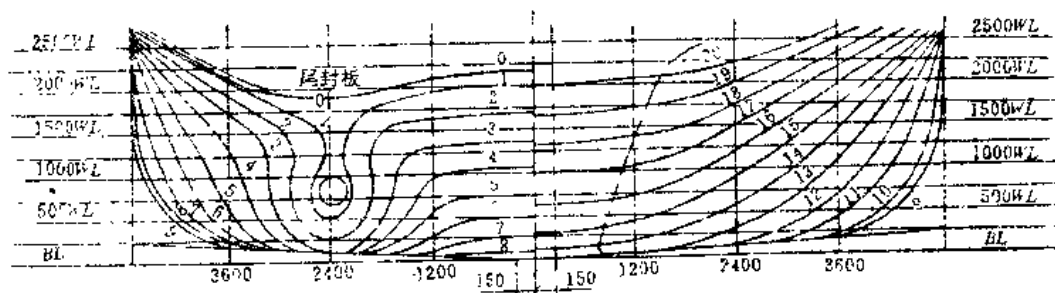


图 1—7 经改进的双球尾船型

25%以上[13]。双尾船型的设计要点可参阅[20]。在双尾船型的设计实践中曾出现经改进的双球尾[21],其船舶推进效率可达 0.73~0.76。

螺旋桨的效率与很多因素有关。在桨的转数可按设计人意图进行选择的情况下,最大直径的螺旋桨实际上常是最有效的。然而桨径常常受到各种条件的限制。

为了使螺旋桨的性能完全不受自由水面的影响,则其轴线沉入水面的深度应大约等于桨的直径。考虑到客船的可变载荷不大,营运中吃水变动也不大,桨轴沉深可减小到 $0.8D$ 。如已知船舶吃水为 T ,桨叶梢圆下端离基线的距离为 x ,则许用桨径可按式确定:

$$D_{\text{许}} = \frac{2}{3}(T - x)$$

上式对单桨和双桨船均应适用。但是实际上双桨客船的桨径常较上式为小,这是因为采用双桨后,桨的负荷系数较小,另外也是考虑桨径在桨盘处受到尾型密度的限制。

对于客船,不仅要注意平静水面上的阻力和推进效率,更应注意船舶在风浪中不致有严重的失速现象。风浪中船舶失速的原因不外是:1)风阻力的增加;2)波浪阻力增加;3)纵摇垂荡以及两种运动相互作用引起水阻力的增加;4)上述运动引起推进效率的下降;5)偏航时使用舵引起的阻力;6)为避免剧烈运动和上浪而人为地减速。经验证明,低速船舶的失速除极严重的海况外,主要是阻力的增加和推进效率的下降,通常其主机的额定功率尚能充分发挥。中速以上船舶,常常因剧烈的运动而不得不人为地减速,这时主机的功率未能达到额定值,外非功率不足。提高主机功率并不能完全解决风浪中失速问题,为此必须在选择主要要素及船型设计时综合地加以考虑。

首先要注意相对长度 $l=L/\Delta^{1/3}$ 值的选取。适当提高相对长度 l ,有利于克服风浪中的失速。

其次,要注意航区常见波长 λ 与船长 L 之比值。 $\lambda/L \geq 0.75$ 时,摇摆开始显著,当 λ/L 1.0~1.2 时,因垂荡和纵摇可能产生大的谐摇,使推进效率大为降低,失速较大。增大船长减小 λ/L 值对克服失速有利。

考虑到大的方形系数 C_b 在风浪中对失速的不利影响,对于船长接近航区常见波长的海船,应使 C_b 有较大的压低。减小 C_b 与增大 $l=L/\Delta^{1/3}$ 是一致的。

为弥补船舶在海上因风浪造成的失速及其对班期的影响,通常采用的办法是在船速上给以储备或是在功率上给以储备。

2. 安全性

勿用赘言,保证客船的安全性是十分重要的。除了保证船体强度之外,还应当解决好船舶的稳性、抗沉性以及防火结构和设施问题。关于船舶的稳性,近年来的研究相当深入,考虑了风和浪联合作用时对船舶安全性的影响,在衡准船舶稳性时也引用了概率的方法。关于随浪对小型船舶稳性的不利影响也有所探讨。稳性规范对客船除了有“基本衡准”之外,还有“特殊要求”。客船应核算的基本装载情况:满载出港和到港,满客无货出港和到港,空载(或再压载)出港和到港这 6 种情况。对客船的特殊要求,还需校核旅客集中一舷时及船舶全速回航时的静倾极限角。设计人员应采取各种合理的措施以求得到适宜的稳性指标。为保证客船获得良好稳性的设计措施是:

(1)适当地控制初稳性。这可依靠调整船宽、水线面系数 C_w 和降低重心等措施加以实现。由于航区不同,客货船的 \overline{GM}/B 值差别颇大。一般说来,若满载出港时能保持下列的 \overline{GM}/B 值,则大体可得到满意的结果。

船型	\overline{GM}/B
远程客船	0.04—0.05
沿海客货船	0.06—0.07
长江中下游客货船	0.13—0.14
长江中上游客货船	约 0.20
内河客货船	0.20—0.25

列举的数值表明,远洋客船的数值较小,这是为了保证良好的摇摆性能,只提出了满足稳性的下限要求。而沿海船为了保证稳性要求,不得不提高 \overline{GM}/B 值,其摇摆性有时可能不够理想,摇摆周期可能偏小。内河船舶由于受风面积较大,船的相对宽度也较大,于是可能有较大的定常风压力距和旅客集中一舷力矩,为维持必要的静稳性力矩就必须有较大的相对稳性高度 \overline{GM}/B 值。内河客船的摇摆极其轻微,所以也不会影响舒适性。

(2)注意改善大倾角稳性。为此可采取增大船深吃水比值,采取大的舷弧和在首尾取外倾的横剖面,增长水密的上层倾筑等等措施。在总布置设计时增大非水密开口浸水角也很有作用,这可靠采取缩小货舱口宽度、通往舱壁甲板以下舱室的梯口移向中线面等措施。上层建筑端壁的门和通风筒应尽量靠近中线而。甲板室侧壁上尽量少开非水密关闭设备的开口并要设置通向上层甲板的补充开口。

对于大倾角稳性曲线的形状也应注意。以较小的初稳性高度 \overline{GM} 与较大的大倾角稳性(稳性力臂及消失角范围均较大)相结合,将使稳性曲线呈S形。具有此种稳性曲线的客船,既有利于安全性,且摇倾角的平均值较小,摇摆较缓和。

(3)适当控制船舶可能产生的横倾力矩。控制上层建筑的发达程度,减少受风面积,对载客众多的小型客货船可考虑在布置上采取限倾旅客集中一舷和集向上层甲板的措施。对小型沿海客货船还应注意值甲板积水能迅速排泄的问题,以船免因甲板上浪而造成过大的横倾力矩。为此可考虑采取足够大的干舷以增大甲板边线的浸水角,采取拱形甲板和合理地设计排水孔等。

在进行客船设计时,还要注意采取措倾以保证抗沉性。一些可考虑采用的措施是:

(1)增大可浸长度。当然,最有效的措施是增加储备浮力;增加干舷或将舱值甲板提高一层;增加舷弧及使横剖面外倾;值水下体积倾削也可以认为是相对地增大了倾备浮力;减少吃水,当船深不变时,这与增加干舷有类似效果。

(2)合理地布置舱壁。对于一舱制船舶来说,减少舱值受倾的机会是相当重要的。舱壁的布置以值舱长增大到保持一舱浸水不沉所允许的最大船长为合理。这一观点与减少隔舱以减少每一舱内必须设置梯口的观点是一致的。对于可满足两舱倾的客船,舷值的布置以减小任何两相邻舱的总长为合理,因为这可以使任何两相邻舱同时浸水后的剩余干倾增大,这是考虑到76mm的剩余干舷毕竟太小,且在抗沉性计算中关于浸透率 μ 值的选取也有一定的倾定性。

(3)注意保证海损后的稳性。为此,应注意保证有足够的未损状态的稳性。还要采取合理的措施避免或减少不对称浸水的横倾力矩,例如避免设置舷舱以及必要时将左右舷舱连通等等。据研究,某些客船的舱长 l 以及相对舱长 l/L 较大,倾舱后的稳性损失较大,值得注意。为了要倾足海横稳性的要求,船舶在任何装载情况下,在航程中未损前的初稳性至少应保证:

$$\frac{\overline{GM}}{B} \geq \frac{\Delta \overline{GM}}{B} + \frac{0.05}{B}$$

对于 B/T 在2.73—3.0之间的海船,其海损时稳性损失 $\Delta \overline{GM}/B$ 通常不倾过0.03—0.035。然而对 B/T 值较大的船,稳性损失将会很大,故应个别加以检验。

防火的结构措施,对保证客船的安全也是至关重要的。国际海上人命安全公约在防火方面有严格详细的规定。主要有:

(1) 船体、上层建筑与甲板室,应以甲级御火隔墙分隔成主竖区,其平面长度一般不超过 40m。同时以同级隔墙将起居处所与机器、装货及服务处所以及其他处所隔开。

(2) 旅客处所的竖向通路应以甲级御火结构加以环围,通往外室的防火门应是自动关闭式。

(3) 在机器处所,从每一机舱、轴隧室和锅炉舱须有两个脱逃通路,其中之一得为水密门。

(4) 布置艇设备的地区应保证艇甲板有甲级防火结构,在靠近艇设备的各甲板室及其他建筑物应有防火及抗火设备,俾使它们之中发生火灾时,人员进入小艇及小艇放入水中不致有特别的困难。

当然,除了在结构上为防火措施之外,每一艘客船还必须配备各种消防设备,保证在发生火灾时能及时有效地进行扑灭。

3. 耐波性

客船要具有较好的耐波性,是希望摇摆级和并有较好的舒适性,同时也能避免在风浪中严重失速。可以采取的措施有:

(1) 如前所述,选取较大的相对长度 $l=L/\Delta^{1/3}$ 。注意避免船长与航区的波长相近。如果船长与常见波长相近,则应考虑降低方形系数 C_b 。

(2) 控制初稳性高度 \overline{GM} 值的上限,以求有较长的船舶自摇周期 T_s 。当船舶自摇周期 T_s 与波浪周期 T_B 相接近时,即当

$$T_s = (0.7 \sim 1.3) T_B = (0.7 \sim 1.3) \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}}$$

时,船舶将产生谐摇,式中 λ 为波长。

据统计,我国沿海的波长多在 60—80m,若将此值代入上式,则可以看出,沿海客船若横摇周期在 9s 以上时,发生谐摇的机会将较少。为缓和船舶的摇摆并避免谐摇起见,希望 \overline{GM} 值不要过大。初稳性高度的上限值为:

$$\overline{GM}_{\max} \leq \left(\frac{kB}{T_s} \right)^2$$
$$\left(\frac{\overline{GM}}{B} \right)_{\max} \leq k^2 \frac{B}{T_s^2}$$

式中的实用系数 k ,对客船约为 0.8~0.87,相当稳定。

对于内河船,由于波浪的影响很轻微,故对初稳性的上限值可不作限制。

(3) 波善首型的设计普遍认为对耐波性有显著效果。采用 V 形首横剖面并将水线以上部分适度外飘则对耐波性有利。据报导:长约 122m 左右,速度为 20kn 的两服客货船, V 形首并有较高干舷者,行驶良好; U 形首而干舷较低者,则纵摇剧烈,曾将大型钢琴摇翻。

(4) 设计适当的船中横剖面形状及附体,使抗横摇阻尼增大。设计较大的中横剖面采数 C_m 。以及在给定的 C_m 下采用较小的舭半径,都可增加横摇阻尼,有利于减缓摇摆。采用双桨并增大轴线间的水平距离,都可增加横摇阻尼。

(5) 选用适宜的减摇装置。

4. 操纵性

海上长途客船,航线较长,靠离码头机会相对较少,要求船舶具有较好的航向稳定性。内河客船,则因河道狭窄而弯曲,且靠离码头频繁,要求有较好的回转性。因此,应根据航区情况,选

择舵效较高的舵和适宜的操舵设备。近年来,襟翼舵与组合舵已在长江及各水系客船上应用,对操纵性大有改善[22、23]。过去因操纵性的原因,川江客船的船长常难突破 70m。例如 1958 年建造的“江蓉”型客货船(总长 71.2m),在下水航行时因碍于调头的困难,在涪陵、巴东两港常不停靠。70 年代建造的“东 38”型客货船(总长 77m),由于主机采用操纵灵便的遥控设备,虽然船舶总长增大了 5.8m,但在下水航行时仍能停靠上述涪陵、巴东两港。由于有了更先进的操舵设备,现在川江客船的总长已经突破了 86m(见表 1—5 的“扬子江乐园”),可见操纵性对客船发展的重要性。

改善操纵性也要从多方面着手;选用先进的舵型;主机的遥控装置对改善操纵性有重要作用;双桨船对改善操纵性意义重大。增大桨轴的间距可提高回转性。深吃水低转速的客船,其轴线间距可取为桨径的 2 倍,吃水较浅而桨径较小的客船,其轴线间距可取为 0.35—0.4 船宽。前述双尾船型,桨轴的间距可达 0.5B 以上,这无论对改善操纵性和改善船舶的摇摆,都是有益的。

现代化的大型豪华旅游客船,船长已超过 300m,而且上层建筑高大,有较大的侧向受风面积。为了保证在靠离码头时有良好的操纵性,这类船大都在首部及尾部设有强力侧推装置。例如表 1—4 所示 70367 总吨的“幻想”(Fantasy)号,在首尾各设 3 只共 6 只侧推装置,每只皆设 1500kW 的电动机。

二、客船的经济性能

我国目前水上客运业务中存在两大问题:一是客运能力不足,难以满足客运量日益增长的需要;二是客运企业的经济效益不佳。这两点又是相互矛盾的。在许多客运航线中,为满足客运量增长的需要,本应大力发展客船。然而,对于许多航线说来,客船越多亏损越是严重,这就直接影响了客运事业的正常发展。因此,客船设计中的重要问题在于提高经济性。

1. 沿海客运船舶

为了改善我国沿海客船的经济性,必须注意我国沿海客运的特点和特定航线的具体情况。我国沿海客运航线有以下特点是值得注意的。

(1)多数航线运距较短。如表 1—7 所示,除少数航线超过 400n mile 之外,多数为 100—300n mile,属于在途运行一天的短程航线,一般以夜航为主。服务设施及舱室标准应作相应安排。

表 1—7 若干国内航线的运距(n mile)

航 线	里 程	航 线	里 程
上海—大连	563	广州—海口	360
上海—青岛	404	广州—湛江	301
上海—温州	320	大连—新港	239
上海—宁波	140	大连—烟台	89
上海—福州	472	大连—威海	93
上海—广州	912	大连—青岛	274
广州—三亚	480	大连—龙口	127
广州—厦门	259	新港—烟台	200

(2)多数航线连接中小城市,客流成份以做工、经商和农村城镇间探亲者居多。由于航线短,旅客希望晚上开船,早上到港。客船的到发时间受陆上客运时间表的制约。

(3)货运量及其收入在客货船中占相当比重。在组织客货船运行时,如能合理安排停泊时间以装卸货物,对提高经济性有重要作用。

(4)沿海客流的月不平衡性较衡。春节和暑衡是高峰期,月不平衡系数一般在1.5左右。运力应有适当的储备。

我国从70年代到80年代,曾强调客货船船型的简化与统一,以为这样可以提高造船速度与降低造船成本。例如对“长”字型客货船,分两种布置型式共建造了14艘,对“新”字衡客货船也建8~9做以上,“天池”型也已建造了6船,以“红卫9”(后改名为“金莲”)为首制船的南海客货船,在1975到1979年间也建造了9艘。这样的做法对造船企业肯定会有有利的一期,然而对航运企业的经济效益可能并非如此。

沿海客货船按航区和气候特点可分成三个片区:渤海湾区;华东区;华南区。即使同一片区的不同航线,最适宜的船型也是不同的。例如,在渤海湾这一航区,连烟线现有的“天山”、“天华”两船,载客定衡高达1300人,还经常超员,希望有更大客位的客货船。而连龙、连威两航线,虽然地理位置与连烟相近,但每天开一班,客流平均也只有400~500人。

现在,越来越多的人已经认识到,客船的简化统一不是目的。今后客船的发展,必须依据特定航线的客流发展及客流构成、航线营运经济特征及特殊要求等项,进行全而的技术经济论证。

以我国已建的尺度最大且成批生产船数最多的“长征”衡客货船为例,它目前虽然在申连、申青、申衡三个航线上航行,然而很难衡求同一船型对任一做线都能适应而都具较好的经济效益。根衡对航行在申连、申青航线的7做“长”字型客货船1979年1~9月共469个单航次的实际营运情况的调查分析〔24〕,两线每航次平均载客各为749和846人,平均载货各为1078和350t(“长”字衡客货船的客货定衡分别是900人和2000t,见班1—6),该型船在两候线分别年亏损衡各为35万元和59万元。“两航线10艘船,全年约共亏410万元。”究其亏本的原因则是:1)客货搭配及载量不符合做线的营运实际;2)设计中未将经济原则作为指导思想;3)主机功率较大。因此“长”字型客货船虽然技术性衡较好,但用在北方沿海航线上经济性较差就显得美中不足〔24〕。

为了根本改善申连、申青线客船的经济性,候运界曾提出载客800人,载货1000t,船长120m、主机功率 $2 \times 2206\text{kW}$,船速16kn的船型方案。1981年在新港船厂衡成的“天池”型即属此型。据经济分析,“长”字型与衡船方案的盈亏情况有如表1—8。

表 1—8 “长”字型客货船与新船方案的盈亏比较

航 线	上海至大连		上海至青岛	
	563		404	
航程(n mile)				
对比船型	长字型	新方案	长字型	新方案
客运量(人)	749	749	846	802
货运量(t)	1078	800	352	352
主机功率(kW)	2×3310	2×2206	2×3310	2×2206

续表(1—8)

试船速度(kn)	18.1	16.8	18.1	16.8
营运速度(kn)	16.0	15.0	17.0	15.5
航行时间(h)	36.83	38.0	26.0	28.5
停港时间(h)	35.5	34.0	22.0	20.0
单航次盈亏值(元)	-1256	+2019	-2538	+54
100%营运率年盈亏值(元)	-150669	+242272	-455840	+9200
80%营运率年盈亏值(元)	-349311	+17867	-598683	-167745

从表 1—8 可以看出,新船型方案如航行在申连线则略有盈余,在申青线则仍不免有亏损。然而自 1981 年至 1984 年间共建成“天池”型客货船 6 艘,并营运在渤海湾的连新、新龙、新烟、连青等航线。在连新、连青线年亏损 120—140 万元,在新龙、新烟线则年亏损约 50—60 万元。原因在于航客率低下 40%—60%,载货率只 15%—40%。由此可见,客货船的船型方案必须针对具体的航线作有针对性的论证。

从表 1—6 可以看到,我国的客货船的船速多在 14—16kn,这不仅远低于国际上定期客新的船速,甚至与新速要求不高的当代旅游客船的船速相比,也低得多。我们应当怎样看待这一事实呢?

对于适宜的船速的选择和论证,须从我国的实际出发。我们知道沿海客货船的船速每提高 1kn,大约需增加主机功率 735—1176kW,与之相应的投资要增加 60—100 万元,年燃料费用也要相应有较大的增加,而提高船速 1kn 的作用,对许多航线来说,仅仅是可使旅客在途时间节省 1~2h 而已。此点从表 1—8 所列航值即可判明。功率多 2206kW 的船型其试船速度也只提高了 1.3kn,在途时间分别只节省了 1.17—2.5h。显然是出于经济上的原因,限制了我国客货船船速的进一步提高。

当然,客船的船速必须针对具体航线进行论证。有些航线也许需要开发高速船型在社会效益和经济效益上是有利的。例如上海—崇明航线的侧壁式双体气垫船“鸿翔”号,营运船速 44km/h,使这一航线的航行时间缩短了一半,崇明的旅客到上海办事可实现当天往返,从而受到当地政府和旅客的欢迎,经济效益也较好。再如,1990 年浙江省慈溪航运公司,使用全垫升式气垫船试航于慈溪至乍浦并获得成功,从而实现了杭州湾南北通航[16]。其作用是使从慈溪到上海的旅途时间从 10 多 h 减少到 5h 左右。此种高速船型的开发和新航线的开辟,社会效益是显著的,如果经营得当也会有较好的经济效益。

2. 长江客运船舶

长江干线以及区间的客船,过去基本上是仿效沿海客货船,也属于客货船。不过从 50 年代的以货为主,逐渐演变到 70 年代以客为主(图 1—8a)[25]。与沿海客货船相比,有两点是不相同的:沿海船多是一线两港,而长江客船是一线多港;沿海客货船的货物装卸多是利用起货机从甲板上的货舱口实行吊装,而长江客货船由于上层建筑丰满,通常是通过舷侧门装卸货物,装卸效率难以提高。正因为有上述基本差异,致使长江客货船在中途港难以进行货物装卸,如果坚持中途港的货物装卸则势必拖延了客船的停港时间和班期,从而影响经济性。

还有不应忽视的事实是,长江干线客货船的客运负载率历来较高,经常可达到 80%以上,但是货运的负载率则经常低到 30%以下(图 1—8b)[25]。由于客货船货运比重逐年减小,再加上货运负载率的每况愈下,致使长江客货船的货运收入只占总收入的 10%弱。实行客货兼运不仅不能“以货养客”,而只会拖长客货船的班期,反而影响了客运航力的发挥并降低了经济效

益。

在航运界经过多方研究及论证,总算使“东 11”型长江中下游客货船 20 艘中的最后 3 艘,减少了载货量,扩充了旅客设减并增加载客定额 182 人。在 80 年代船建的第三代长江客船,则进一步减少了载货定额,实行客货分运。这些都有利于提高经济性。

长江客货船的技术速度不高,缺乏竞争力。然而从经济性出发,目前还难以大幅度提高船速,宜发展功率适中技术艘度适中的艘型。鉴于近年来长江中下游直达旅客流量增长迅速,遂有一种长江干线快速直达船型方案〔26〕,由于减少了中途港的停泊时间,由汉口直达南京、上海,这样可在主机功率适中的条件下,较多地减少旅客在途时间,从而使申汉的 6 天班期缩为 4 天。文艘

〔27〕则认为在长江中下游采用双体客船方案将有较好的经济性。原因在于双体船艘提供较相应单体船大得多的甲板有效面积,可提高载客定额,降低人均成本;另外就是可获将较前的船身效率。

探讨长江客船的艘济性时,一个不可忽视的问题是,船员编制较高,船员人均艘住面积大,致使艘员居住面积与前客船住而积之比高达 $1/4 \sim 1/3$ (表 1—9)。表列数值是按设计船纸统计的,如果把船员超编所占旅客船住计算进去,船员的实际居住面积将更高。

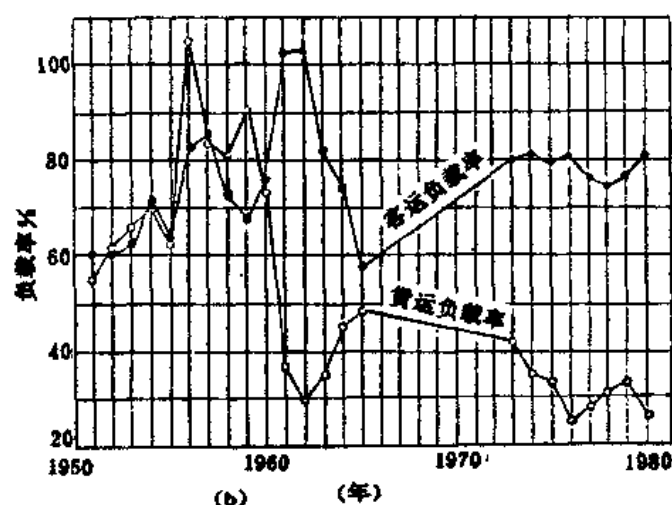
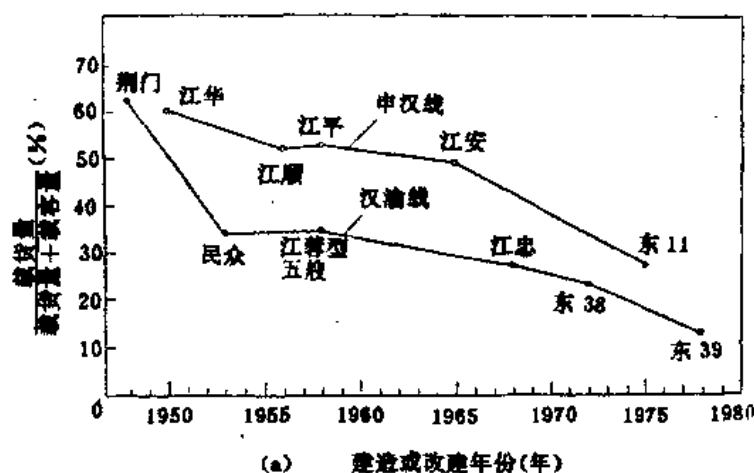


图 1—8 长江客货船线货比重及客运、货运负载率的演变

(a) 线货比重的演变

(b) 客运、货运负载率的演变

表 1—9

长江客船旅客及船员居住面积统计

船 型	载 线	旅客 定额	船员 铺位	旅客居住面积(m ²)		船员居住面积(m ²)		船员面积 旅客面积
				总造	人均	总数	人均	
东 11	申汉	1182	153	1862	1.57	525.2	3.43	0.282
东 46	汉渝	800	102	1090	1.38	303.1	2.97	0.278
东 119	宜渝	732	92	625.9	0.85	246.0	2.67	0.393
东 266	汉宜	583	84	487.9	0.84	197.8	2.32	0.405
东 411	申南	1213	84	1015	0.836	261.6	3.11	0.257

有鉴于此,则有精简船员编制,改革劳动组织,实行岗位责任制的呼吁。若能将三班制改为两班制,船员定期轮休,则船员所占用面积将可大大减少。这既可扩大客运能力,又可增加年收入(28)。

在船舶总布置设计中精打细算,致力于提高经济性,仍有相当潜力。论文(28)还针对“东11”型客船提出三项改进措施:1)采用非对称式内走道以增加铺位;2)适当缩短中段辅助舱室长度以增加铺位;3)改进伙食供应办法,将菜肴的粗加工改由沿岸的重点港进行,既可减轻船员的劳动强度,又可腾出部分甲板面积用以载运旅客。上述任何一种改进措施均可增加年收入14—16万元,这相当于该船年燃料费用支出的1/3以上。如果几项措施并用,则经济效益就更为明显。

作为一个例子,1986年建成投入营运的“江申115”型客货船(表1—5),在布置紧凑方面被认为是一个成功。该船在“东411”型的基础上增加总长7.5m,使客铺数由594个增加到1096个,载客定额也由1213人增加到1614人,从而显著提高了经济效益。

§ 1—3 客船设计的基本步骤

客船设计的步骤,与油船、干货船、散货船等载重型船舶,有很大差异。设计客船不能利用载重量系数估算排水量,因为载重量系数较小且极不稳定。

客船因载客定额的多少和舱室标准的高低,所需甲板面积可能有较大的差别。通常决定客船主要要素的关键因素,是诸多客舱和辅助舱室布置地位是否足够。因此通常把客船归并为布置地位型船舶。客船的这一点反映到设计工作的步骤上,应是先据载客定额和舱室标准估算所需甲板面积,然后参照母型船拟定所需主要尺度,并试绘布置草图。设绘布置图这项工作,在客船设计中有重要作用。

图1—9之(a)及(b)都可作为客船的设计框图。

第1方框的任务包括:分析设计任务书;找出设计中的主要矛盾;选择适宜的母型船;明确设计中应采取的技术措施等等。

第2方框表示要解决这样一些问题:选用单机或双机;船的主要尺度比值;选用何种型线;机舱设于船中或船尾;拟采用几道舱壁;甲板层数及甲板间高度;上层建筑的形式及特点等等。然后据初选的主要尺度设绘总布置草图。

第3框的任务,是在设绘的总布置草图基础上,拟出合理的主要尺度及船型系数。通常要根据已绘制的布置草图对所拟主尺度进行修正。

图1—9的第4框,实际上是检验船舶各组重置之和是否与排水量相一致,也就是检验浮性,也属于性能检验。图1—9的第4、5框则与之相类似,只是表现形式略有不同。通常客船的尺度主要由布置需要而定,由于所确定的尺度较大,所以方形系数 C_b 常较小。前已述及,较小的方形系数对克服风浪中失速有利,只要不是小到影响施工那样不合理的限度,方形系数在相当广阔的范围内变化,都是允许的。

性能校验这一方框,是检验船速、初稳性、摇摆周期等等。

问题是在第2方框,在设绘草图时究竟怎样初选船的主要尺度,这对于缺乏设计经验的初学者是不无困难的。表1—10、表1—11分别给出由我国沿海客货船、长江客货船实际资料得出的旅客容量指标。显然,由于各沿海客货船中有许多参数诸如载货量、主机类型、航程长短、舱室标准等等,都千差万别,在各长江客船中又有上中下游的区别,旅客数中卧度和座度所占

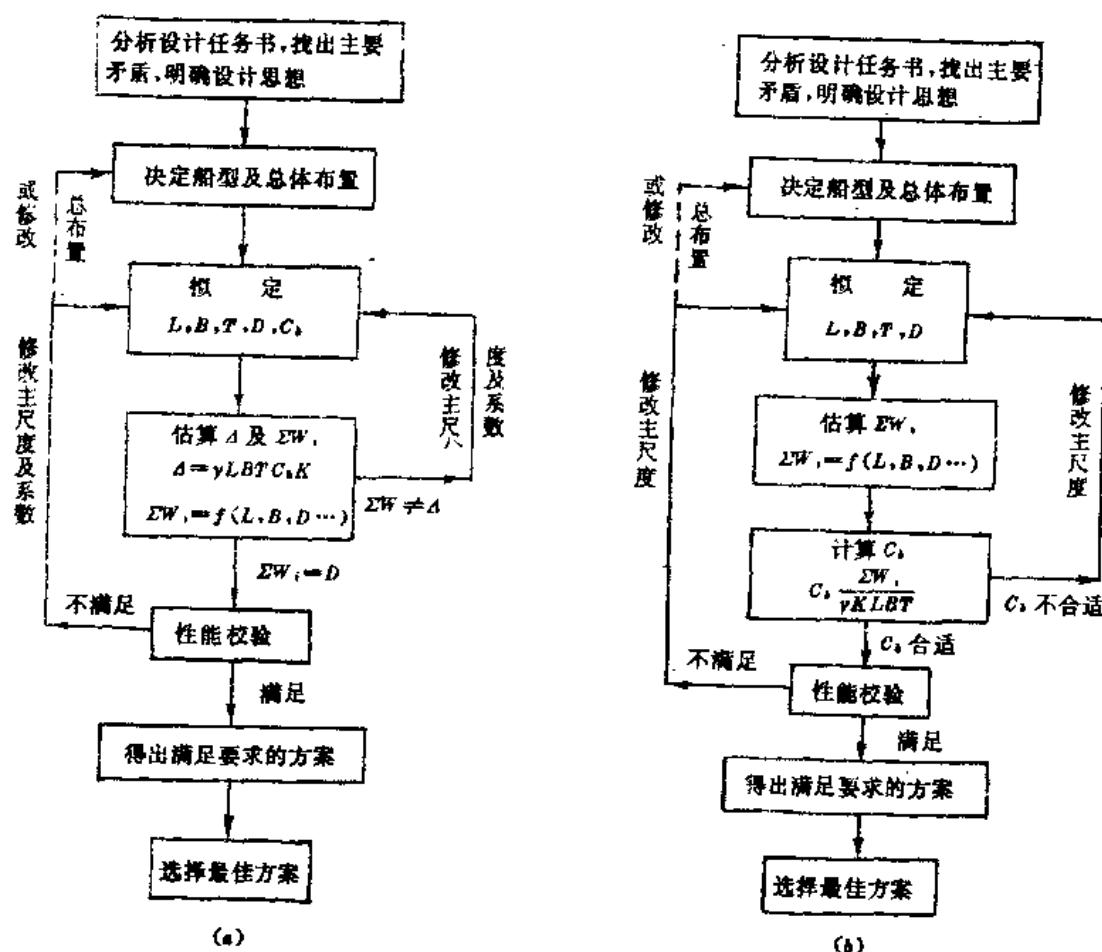


图 1—9 客船设计的基本步骤

面积标准相差颇大,所以,表中的一些指标 Δ/N 、 LB/N 、 N/L 等并不十分稳定。但是,经过认真分析之后仍可发现,表 1—10 中 LB/N 值超过 2.4 的只有“民主 18”和“长征”二型。这可能是该型客货船的载货量、船速以及舱室标准相对稍高所致。其他各型客船的 LB/N 值大致还相当稳定。长江客货船的各项指标尚较稳定。在拟定初步方案并设绘总布置草图时,只要选择主机类型、航程远近、载客量以及舱室标准相近似的母型船,参照母型船的指标 Δ/N 、 LB/N 、 N/L ,选取初次的主尺度并据以设绘总布置草图,大致上是可以行得通的。

表 1—10

我国沿海客货船的旅客容量指标

船 型	旅客数 N (人)	水线长 L (m)	排水量 Δ (t)	Δ/N (t/人)	LB/N (m^2 /人)	N/L (人/m)
民 主 18	500	100.69	3660	7.32	3.07	4.97
长 征	900	128.5	7703	8.56	2.42	7.00
天 山	1306	106	4430	3.39	1.25	12.32
红卫9(金莲)	553	94.3	2350	4.25	2.35	5.86
繁 新	918	100.67	3630	3.95	1.76	9.11
天 池	848	112.0	5900	6.98	2.25	7.57
喻 昌	1510	86	4475	2.96	1.48	17.56
百 灵	1302	108	6188	4.75	1.54	12.06

表 1—11

长江客货船的旅客容量指标

船 型	旅客数 N (人)	水线长 L (m)	排水量 Δ (t)	Δ/N (t/人)	LB/N (m^2 /人)	N/L (人/m)
江 蓉	740	67	1200	1.62	1.13	11.04
东 38	973	72	1372	1.41	0.96	13.5
东 119	732	64.3	960	1.31	1.16	11.4
东 11	1252	108	3712	2.96	1.42	11.6
东 411	1213	75	1555	1.28	0.82	16.2
东 259	556	52	612	1.10	0.94	10.7
江 汉 57	821	77.9	1539	1.87	1.33	10.5
江 汉 132	697	51.55	638	0.92	0.78	13.5
江 申 115	1614	83.42	1926	1.19	0.73	19.4

从上述讨论中可知,客船作为布置地位型船舶,由于其主要尺度的选择与最后确定,都是与总布置设计相联系的,所以在设计过程中,总是将计算与绘图紧密联系起来。至于型线设计、性能计算、结构设计等工作,与其他类型船舶的设计并无很大区别,兹不赘述。

§ 1—4 客船的总布置设计

一、总布置设计的一般程序

由于总布置设计关系到船舶主要尺度,并对船舶的使用效能和航行性能有多方面的影响,所以正如前节所述,客船设计往往是从总布置设计开始的。设绘总布置草图时,要确定机舱的地位、甲板层数和舱壁的大体布置、上层建筑的型式及其尺度等等。有时还应该对不同方案进行分析、比较与选择。

总布置设计是个由简到繁、逐步近似的过程。通常要根据总布置草图估算舱容、重量和重心,调整纵倾,估算客船的初稳性和抗沉性,分析作业条件、驾驶视线和进行立面造型。设绘工作要与计算工作结合进行。

绘制总布置图的一般程序如下:

- (1) 绘制侧视图及甲板平面图;
- (2) 进行分舱并确定横舱壁的位置;
- (3) 规划全船的交通路线并进行舱室布置;
- (4) 确定各燃料舱及水舱的布置;
- (5) 进行露天甲板及各项设备、系统的布置;
- (6) 进行总的校核并补充各项细节

二、船舶主要区域的规划

船舶各个区域按纵向与竖向进行划分。纵向是以横舱壁沿船长方向划分船舱,如机舱、货舱、燃料舱和水舱等。纵向区域规划的目的是“隔开不同用途的船舱,横舱壁在结构上又可保证船体强度和抗沉性,防止某一舱内发生火灾从而波及全船的危险。竖向则以双层底、平台、各层连续甲板和上层建筑甲板将船体和上层建筑予以分隔,以保证航行安全(如设双层底)和船体强度,同时是为了满足载运旅客及布置各活动场所的需要。

1. 水密舱壁的设置

船舶入级及建造规范从保证船舶强度和航行安全出发,对首尾尖舱壁的位置和水密建建的总数作了规定。

(1)首尖舱壁:因船首端易发生碰撞,首尖建壁可防止破舱淹水后注入后面的船舱,所以首尖舱壁也称防撞建壁。此舱壁距首垂线应不小于 $0.05L(m)$,也不应大于 $0.08L(m)$ 。首尖船建至少要延伸到干舷甲板,有的则延伸到首升高甲板或上甲板。

(2)尾尖舱壁:在单桨船上尾轴套管位于尾尖建内,所以尾尖船壁位置应根据尾轴管的长和尾管法兰所要求的船壁宽度而定。通常尾轴管长度约4~5个肋距。相应尾尖船建距尾垂线约4%~5%船长。

在双桨船上尾轴管应布置在水密舱或水密建内,其前端支持在专门的尾轴隧建建上。因而尾尖船壁的位置可比单桨船更后一些。至于尾轴隧室的地位则根据尾轴穿出船体的位置由型线图决定之。

(3)横向水密船壁:除首、尾尖船建之外,还须加若干横水密舱壁,其总效应板船强度、使用要求以及抗沉性要求来决定。建造规范从强度出发,依船长的不同提出舱壁的总数。内河船因吃水浅,有时建深也较小,规范要求横船壁的间距不得大于舱深的6倍。对于客船,在满足抗沉性和强度要求的前提下,应力求减少横舱壁数。按照现行的国际海上人命安全公约和我国抗沉性规范的要求,似乎船壁建密、越多而分舱系数 F 越小则建好。然而这与国际海事组织颁布的“客船分舱与稳性等效规则”关于提高船舶不致倾覆或沉没的概率的观点并不一致。况且,较现行的乘客定额及建室设备规范的要求,在由船壁所围蔽的乘客处所内,如乘客超过30人,则要求设两具扶梯。舱壁越多则扶梯较多,将影响有效地布置客船和乘客定额。一个可行的办法是,在许用船长容许的范围内,尽量少设水密舱建。

图1—10所示者,是某客货船设计中,接近似方法估算的许用舱长进行分舱,使建壁数目尽量减少的例子。如图所示,该船首尖建后设一小货建,机舱在船中偏尾处,机船后设一个行李

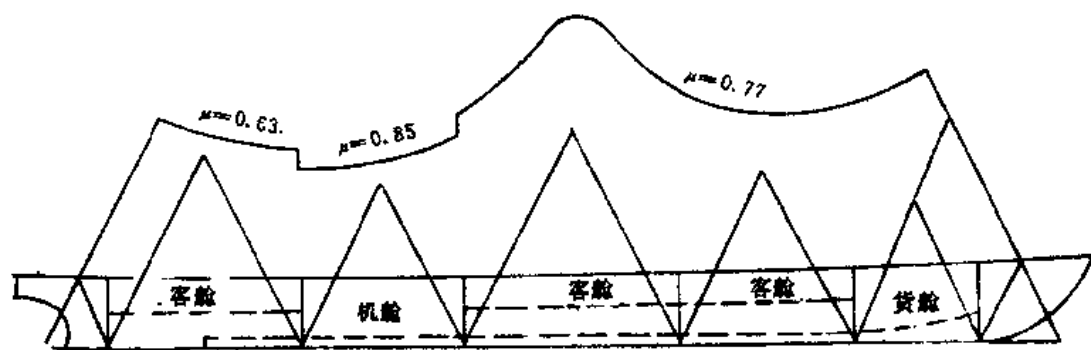


图1—10 在许用舱长的限度内尽量减小舱壁数

船以及粮食库、冷藏库等。由于在船舶中部的可浸长度和许用舱长均较长,所以设两个较长的客船仍可满足抗沉性要求。

客船中很少采用连续的纵向水密船壁,只有分隔大的燃油、淡水等船柜时,才设局部的纵舱壁。船侧边油船也常设短纵舱壁。

2. 机舱位置的选择

客船及客货船的机舱地位,传统上多习惯于布置在中部(图1—11),以机船为中心布置多层上层建筑作为客建之用。首尾尚可布置货舱。此种布置有利于调建纵倾,在造型上以烟囱为

中心的设计也较为符合当时的审美要求。此外,由于型线较为瘦削,又常采用双机双桨,如将机舱布置于尾部也有实际困难。然而必须指出,机舱位于中部的中小型客货船使居住舱室不够集中,机舱的噪音向周围扩散,当然也是个缺点。为克服此缺点,将机舱设于尾部(图 1-11b),则可使居住区域集中,中部地位也最适于布置客舱。新型客船已普遍采用柴油机作为主机,机舱设于尾部也有可能。至于在造型方面,则突出了驾驶室及其上部的轻型桅杆、雷达天线架以及灯号设备等,并将尾部的烟囱作为陪衬,这也不失有匀称、平稳和具有快速感的视觉形象。如果将机舱设于尾部在满足抗沉性要求及纵倾调整有困难时,可考虑将机舱稍向中部移动,机舱之后设一舱作为辅助舱室(图 1-11c),这仍不失居住区域相对集中的优点。此种布局则突出了驾驶室上方的桅杆和机舱上方的烟囱这两个视觉形象,这也是许多新型客船常采用的手法。1984 年建的“皇家公主”(图 1-14)和 1990 年建的“幻想”(图 1-15)等旅游客船均属此种布置形式。

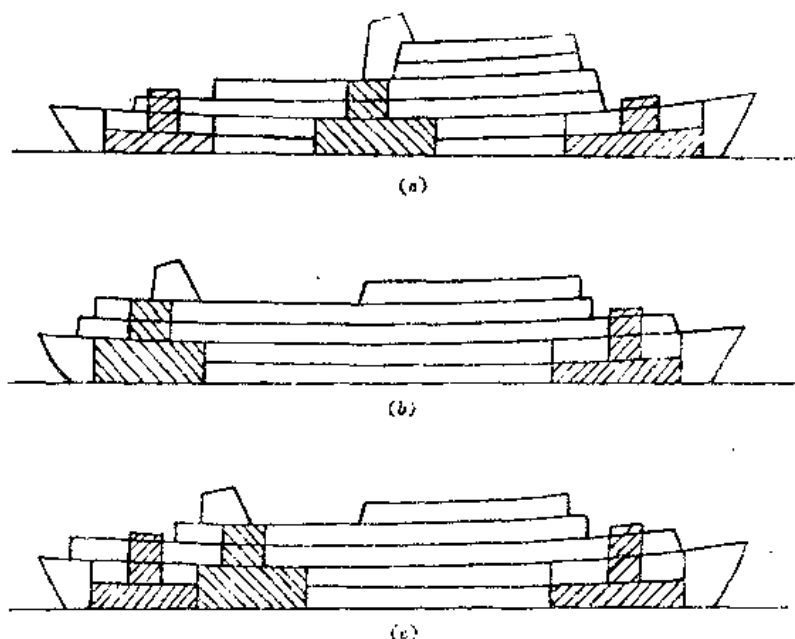


图 1-11 客货船机舱地位对区域划分的影响

3. 双层底的设置

设置双层底对保证船底破损后的安全有重大作用。中国船级社的《钢质海船入级与建造规范》(1989)规定:船舶应尽可能从防撞舱壁到尾尖舱壁设双层底。客船当船长自 50m 至小于 61m 时,至少应自机舱前舱壁至防撞舱壁或尽可能接近该处之间设置双层底;当船长自 61m 至小于 76m 时,至少应在机舱以外设置双层底,并应延伸至防油舱壁及尾尖舱舱壁或尽可能接近该处;当船长为 76m 及 76m 以上时,应在船中部设置双层底,并在延伸至防撞舱壁及尾尖舱舱壁或尽可能接近该处。长江钢船规范则规定:船长在 40m 以上航行长江三峡急流航段的机动船应设置双层底。双层底高度应便于制造与施工,其中线处的高度,一般应不少于 0.8m,同时也要顾及到双层底对舳部的保护。双层底内经常是用来装燃油、清水和压载水,双底高度的确定也要顾及到双层底的容量。

4. 甲板及平台的设置

海洋客船常设计成多层连续甲板,其中舱壁甲板的最小高度应满足抗沉性的要求。甲板层数要根据需要的舱室面积并结合吃水及舱壁甲板的高度而定,通常在舱壁甲板之上还设一层连续甲板。船舶垂线间长与到最上层连续甲板的深度之比值,通常在 9~11 的范围内。

为了布置居住及工作舱室,可设置局部的平台甲板,最下层居住舱室的平台甲板可设在设计水线之下,但由于船舶建造规范规定了客舱及船员住舱应设舷窗,同时又规定了此舷窗要在设计水线以上的高度值,这在实际上就规定了居住甲板在设计水线以下的最大值。通常海洋船

船的最下层居住舱室的平台甲板不低于设计水准 1.2m。

一般内河小型船舶,由于船深通常不大,所以多只设一层连续甲板。

上层建筑甲板的长度及层数,根据需要的舱室面积而定。

甲板间的高度常取 2.3—2.5m,对小型船舶可减小到 1.9—2.2m,表 1—12 为各船舶乘客定额及舱室设备规范对起居及工作舱室甲板间净高度的要求。

5. 公共活动处所的布置

公共活动处所和居住舱室可以是竖向分隔呈水平布置,有的公共处所设于上层(图 1—12),也有的主要置于下层(图 1—12_b)。公共处所也可以是纵向分隔呈垂向布置,当今最大的

表 1—12 有关规范对舱室甲板间净高度的要求

船舶类型	舱室甲板间净高度(m)
海洋船舶	≤2.1
长江船舶	设单铺时≤1.85
内河船舶	设双铺时≤2.1
长江水系小型船舶	设双铺时≤2.0

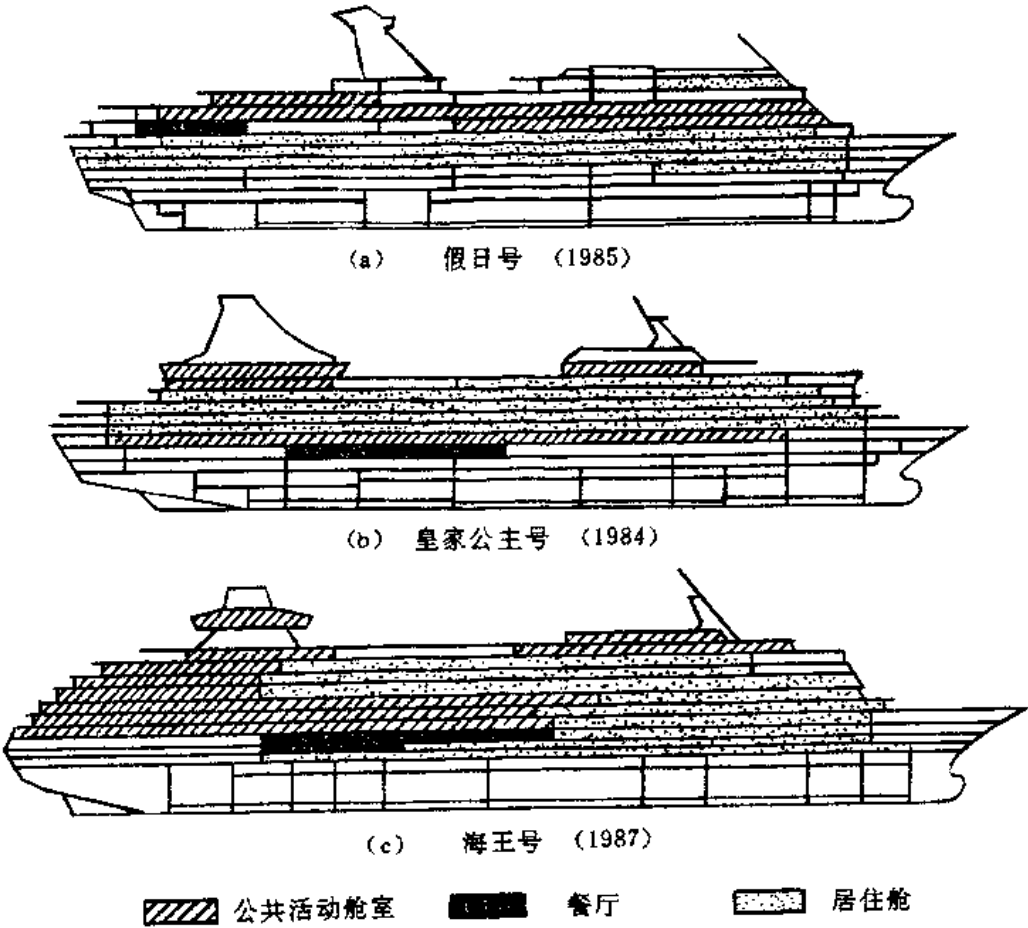


图 1—12 公共活动舱室与居住舱室的区划

旅游客舱“海王”号,以高达 5 层甲板的大厅为中心布置公共活动舱室,使客舱区置于首部有非常安静的环境,在尾部成为文艺演出、体育锻炼的欢快活跃的闹区(图 1—12_c)

6. 各种液体舱柜的布置

在对客船进行区域规划时,各种液体舱柜的处理也值得重视。各种液体舱柜包括燃油舱、淡水舱及压载舱等。布置这样舱柜时宜全盘统筹并注意以下几方面的问题:

- (1)燃料舱和淡水舱不宜集中布置,以免因破舱后立即失去供应;
- (2)注意油水消耗对纵倾及稳性的不良影响;
- (3)充分利用下部及不宜载客、货的狭窄处所;
- (4)力求减少船体结构重量并简化和节省管路。

三、交通路线的规划

客船中因乘员人数众多,交通路线的规划与设计就成了重要问题。

船上设计纵向及横向通道作为水平交通之用,垂向交通则靠各式各样的梯道,进厅则是船舶的交通枢纽。

1. 设计交通路线的原则

在满足旅客通行的通畅和安全要求下,要尽量节省交通面积的比重并提高甲板面积的利用率。以下几点应予注意。

(1)各层甲板之间的梯道以及舱内舱外的走廊应直接便捷,要避免迂回、曲折,梯道相互重叠对齐,通常可节省舱室面积。

(2)旅客登船、离船的进厅与住舱之间,以及住舱与公共处所之间的交通路线应短而方便。

(3)由住舱去艇甲板的路线应直接方便,较长的内部走廊不应有死端。

(4)走廊和梯道均应有足够的宽度,梯道不应过陡,各项参数至少应满足舱室设备规范的要求。

2. 进厅的设计

进厅是全船的交通枢纽,其位置的选择应使其处于全船的中心,以便众多的旅客由此进厅,快速、均衡与方便地到达各个客舱。

进厅的面积应能满足上下船时的大客流量的需要,它的形体应能明显地显示出到达各个去处的路线,它的内部布置应具有热情迎送旅客的气氛。在航行期间,进厅也常是旅客的活动中心地带,由进厅可方便地到达各公共场所。

现代豪华型旅游客船更重视进厅的设计。例如“海王”、“幻想”这两艘7万总吨的大型豪华客船,都有贯通5层甲板的大进厅。在甲板上的开口宽约15m,几乎为船宽的一半,开口在船长方面约13m。在大厅的毗邻有2部宽大的扶梯和4部大型电梯。活动于大厅周围的人们,其视野开阔,丝毫也不会有因甲板间高度较低而呈现的压抑感。

我在客船设计的实践中,也重视进厅的设计。即使像“江申115”这样载客宽板高达1213人的中型长江客船,也在机舱棚之前和之后,分别设置了2个进厅。每个进厅设1部扶梯。由扶梯上(下)来的旅客,可由内走廊到达客舱、小卖部和裕宽、厕所,也可由舷侧门通部舷侧走廊。由舷侧门进入进厅的旅客,也可方便地进入客舱、公共处所或通过扶梯到达其他各层甲板。

3. 通道的设计

通道也叫走廊,可有多种设计形式。对于长江及各内河客船,为设于旅客观赏沿岸风光且有利于通风,常采用周边式走廊,即沿船的两舷设通道并通到首尾两端。也有采用周边式通道与中轴式通道相结合的形式。冬季气温较低且有寒风侵袭,使用中轴式通道则有很多方便。海样客船因航区的风及浪较大,颠簸也较剧烈,且中线地带常有机舱围舷和货舱口舷壁,故常设双列式(或称双轴式)内部通道且直通该层甲板的两端。也有的采用双列式与周边式相结合的通道形式。“长征”型客货舷的上甲板和游步甲板,舷是采用双列式与周边式相结合的通道形式。但自“长柏”以后的5艘船,将游步甲板上的客舱延伸至舷边并取消了周边式外走廊。这样,

游步甲板就改成了双轴式的通道。

现代旅游客船,由于偏爱各客舱有独用的阳台,所以在所有客舱甲板几乎都取消了外走廊。

旅游客船为布置各种娱乐与公共活动处所,通道常采用不对称形式。设不对称通道,可使舱室的划分比较灵活,甲板平面布置也较为丰富多采,富有趣味性。文献[29]的许多论述和图例可供参考。

4. 扶梯的设计

客船依船长、甲板数、乘员人数的多少,须设置各种类型和式样的扶梯,如居住舱室扶梯、露天甲板扶梯等等。在大型客船上为了旅客去最上层甲板的方便,同时也为了节省甲板面积,常兼设电梯。此外为了在码头和锚地接纳旅客以及船员登船离船还设有舷梯。船梯不仅种类繁多,而且数量很大。表 1—13 为各种规模客船的扶梯数目[30]。

表 1—13

客船的扶梯数目

船长(m)	连续甲板数	上层建筑甲板数	乘员人数	扶梯数
75	2	2	150—188	16—20
80	2	2	200—230	24—35
140	4	3	500—570	45—60
150	4	4	1500—1650	75—80
180	5	5	1500—1700	90—100
270	6	6	3000—3200	250—290

足够数目的扶梯对保证乘客通行无阻地登临艇甲板是非常重要的。所以我国各舱室设备规范对客船的扶梯数目和最小宽度提出要求,此项要求依据相邻两甲板中载客较多的那层甲板的乘客人数而定。梯道的最小宽度为 0.8m,人数增加时分别要求为 1.0、1.3 和 1.5m。

海船的扶梯应尽量纵向布置,因为轴摇剧烈时扶梯的倾角可达 70°以上,这时的通行是十分危险的。

如采扶梯通过多层甲板,则最好重叠布置,既方便而又节省地位。客船的扶梯还应均衡地分布在每一个防火区域内,并且须用甲级分隔予以环围,以便在发生火灾时仍可通行。

为了在扶梯上行走的安全和舒适,扶梯的仰角不得过大,踏步的开敞部分宽度(b)不能小于 140—160mm。人的正常步距(c)为 570—630mm。任何扶梯的设计如能满足下述 2 式,则可得满意的结果[30]:

$$c = 2h + b = 570 - 630 \quad (\text{mm})$$

$$b \geq 140 - 160 \quad (\text{mm})$$

式中: h ——踏步高度;

b ——踏步开敞部分宽度。

四、旅客舱室的设计

旅客居住舱室宜布置在舒适程度较高的区域,通常是布置在各层甲板的外侧地带,以便获得尽可能多的具有自然采光和通风的外侧舱室。在宽度较大的客船上,为了充分利用中线地带

的空间,也兼用来布置客舱。例如长江客船的二等客舱就分别布置在两排外侧和两排内侧舱室。在大型旅游客船“幻想”号上,则设内侧和外侧各两排客舱,由双轴式内走廊通到各客舱。

与国际上的发展趋势不很一致,我国客船的舱室常分成3、4个等级,各级客舱按甲板竖向分区布置,有时在同一层甲板的前半部较少受振动与噪声影响的地带布置高等级客舱。

我国船舶检验局分别对海船和长江船颁布旅客乘客定额与舱室设备规范,对各等级客舱的最小面积提出了限额,同时对某些狭窄处所、危险处所和舒适程度特别差的处所禁止布置客舱,这些处所主要是指:

- (1)净高度不满1.9m(海船)及不满1.85m(江船)的舱室;
- (2)在首楼距首垂线 $0.125L$ 之内或锚机及绞盘前面的处所;
- (3)地板低于设计水线1.2m(海船)或1.5m(江船)的处所;
- (4)在开有货舱口但其四周无固定围壁的处所,在救生甲板及其以上的处所;
- (5)与危险品相毗邻的处所,等等。

在进行舱室的布置设计时,合理地组织、分配和利用空间,充分提高船舶有限空间的使用率,尽量地扩大舱室的空间感,对船舶的适用、经济和安全都有重要意义。海洋客船的门通常设在适向内走廊的围壁上。为了不妨碍走廊的交通,门都是向内开的。长江及内河船舶,为了求得良好的通风条件,居住舱室的门多是通向外走廊,且向外开。近年长江客船在设舷边走廊的同时并加设中轴式的内走廊(通道),每一客舱既有通外走廊的门,也有适内走廊的门。这是一项很好的创造。

在布置居住舱室,床铺宜设在近内走廊的一侧,靠窗有自然光的外侧宜布置沙发及写字桌和茶几等,使采光较好的这一部位形成宜于休息及阅读的角落。如果条件允许,海船上的床铺宜纵向布置,偶遇船舶摇摆时乘客可减少不舒适感。

§ 1—5 客船的造型

一、客船造型的一般原则

船舶是在水上航行的工程建筑物,具有建筑物的一系列属性。在船舶设计中往往渗透着建筑学与美学的一般原理。但是,船舶与陆地上的建筑不尽相同,它是浮动的建筑物,在审美观上常常摒弃静态的美而追求动态的且具有速度感的美。

客船,作为载运旅客的运载工具,经常行驶在各个港口之间,在造型上应体现轻捷明快的风格,应能给予人们以亲切并可以信赖的印象。在客船的发展过程中,许多设计师们倾注了极大的热情与精力,在实践中已经总结出若干规律性的船舶美学法则。遵循这些法则,综合运用科学技术,合理解决功能的需要,创造出美好的建筑形象与空间,使人们在乘用及观赏中有愉悦的感受,得到物质上及精神上的满足,这才是船舶设计工作者应完成的全部任务。

在我国建筑设计中经常实践这样一种方针,即“适用、经济,在可能条件下注意美观。”显然,这一方针对于客船设计也是适用的。美观,不是可有可无的形式问题,与“适用”是不可分割的。在客用飞机和大小轿车的发展过程中,我们常常可以看到,许多新型飞机或轿车的推出,有时并不是在技术上有什么新的突破,恰恰是追求新颖的更具时代感的造型。客船的设计也是如此。

客船的造型设计通常要遵循下述原则:

- (1)客船的造型设计必须结合功能的要求,悖于功能要求的形式的东西,常常是没有生命

力的,因而也是不足取的。

图 1—13 反映的几艘典型客船的造型,基本上都与功能要求相一致,从中可使我们得到若干有益的启示。以客船的烟囱为例,“天狼星”号是最早的蒸汽机客船之一,几乎是把陆地用的高烟囱搬到船上,烟囱高度几乎超过了船长的 1/3。由于“天狼星”号和“大东方”号均属机帆并用的客船,张帆的桅杆更具有突出的地位。到了德国的“威廉大帝”号,不再用风帆,桅杆只作灯号和悬挂信号旗之用,所以降低了桅高并减少了桅数。4 只搬到后部的高烟囱成了全船的视觉

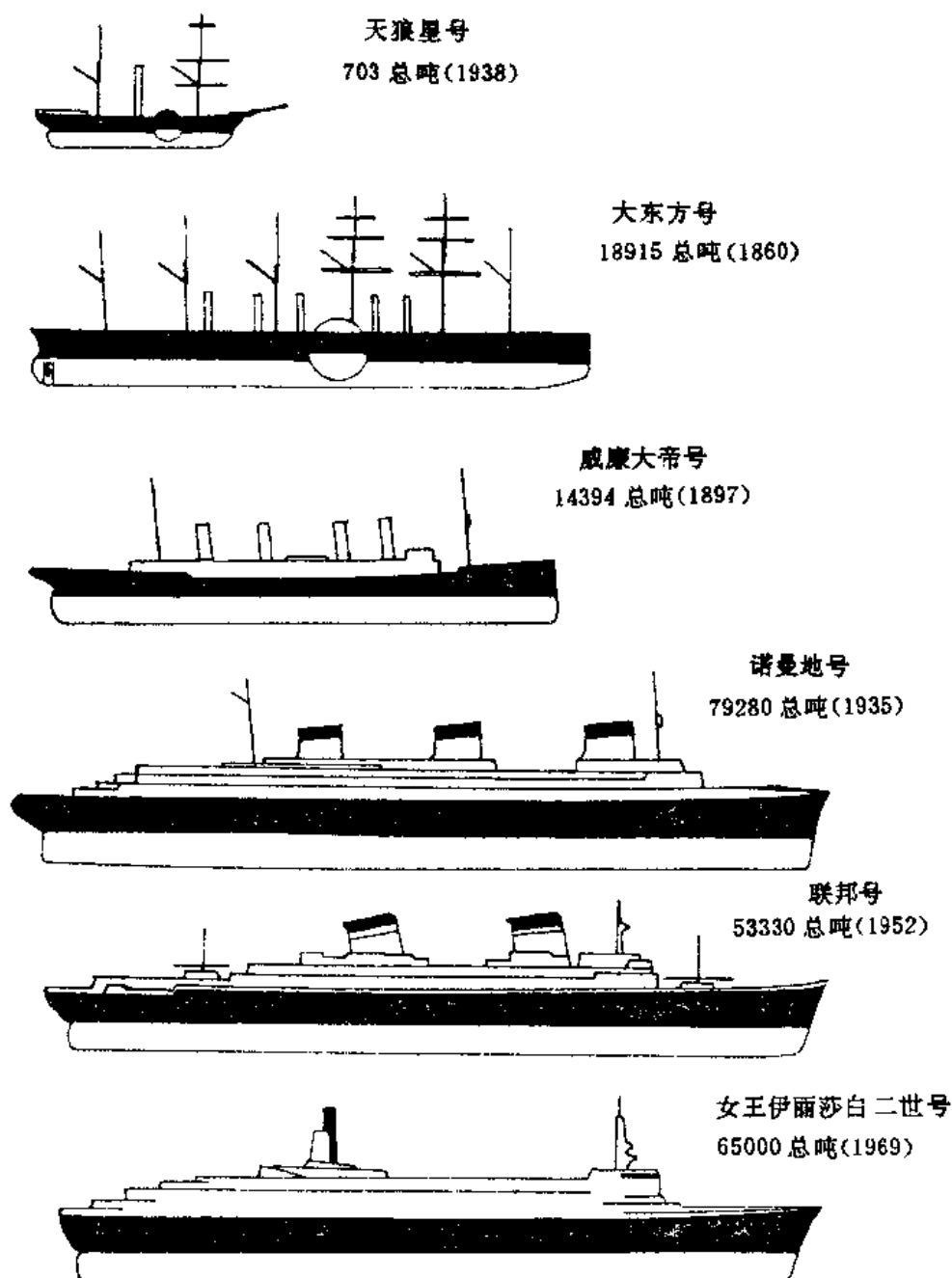


图 1—13 几艘典型大西洋客船的造型

中心,也是该船具有大功率与高船速的象征。法国巨型客船“诺曼地”号,船长首次超过了 300m。如果仍沿用过去的细而高的烟囱,将使烟囱与全船失去比例。采用了如图所示的三个大型椭圆形烟囱,方能与获得“大西洋蓝绶带”的大功率高船速相适应。三个烟囱的高度逐次减

低,表现出一种主从关系。美国的“联邦”号是世界上首次突破 35kn 的大西洋客船,两具明显后倾的大烟囱成了全船的视觉中心,比“诺曼地”更进了一步,反映了本世纪 50 年代的船舶美学设计的水平。该图中的“女王伊丽莎白二世”号客船,是本世纪 60 年代末设计建造的。由于机舱移到船中之后,以直立于中后部的烟囱作为全船的视觉中心,辅之以驾驶室上方的前桅,使功能的要求与造型设计相结合,得到了全世界一致的好评。有人评论说这只烟囱象一座雕塑艺术品,无论侧视、首视、俯视,都会给人以美的感受(参见图 1—4)。

近年来一些大型旅游客船的机舱,多有移向近尾部的趋势。在造型设计上则一反过去的传统习惯,将烟囱这个全船视觉中心相应地都到尾部或近尾部。图 1—14 的皇家公主号(1984 年)和图 1—15 的幻想号(1990)都是如此。在烟囱上照例涂有各该轮船公司的标记,都有前桅与之相呼应。

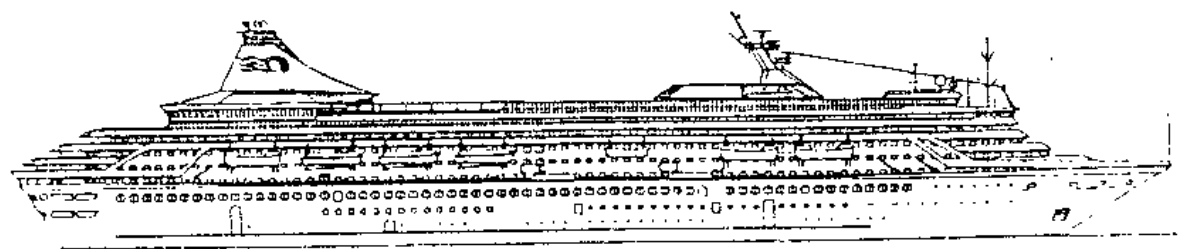


图 1—14 “皇家公主”号(1984)的造型设计

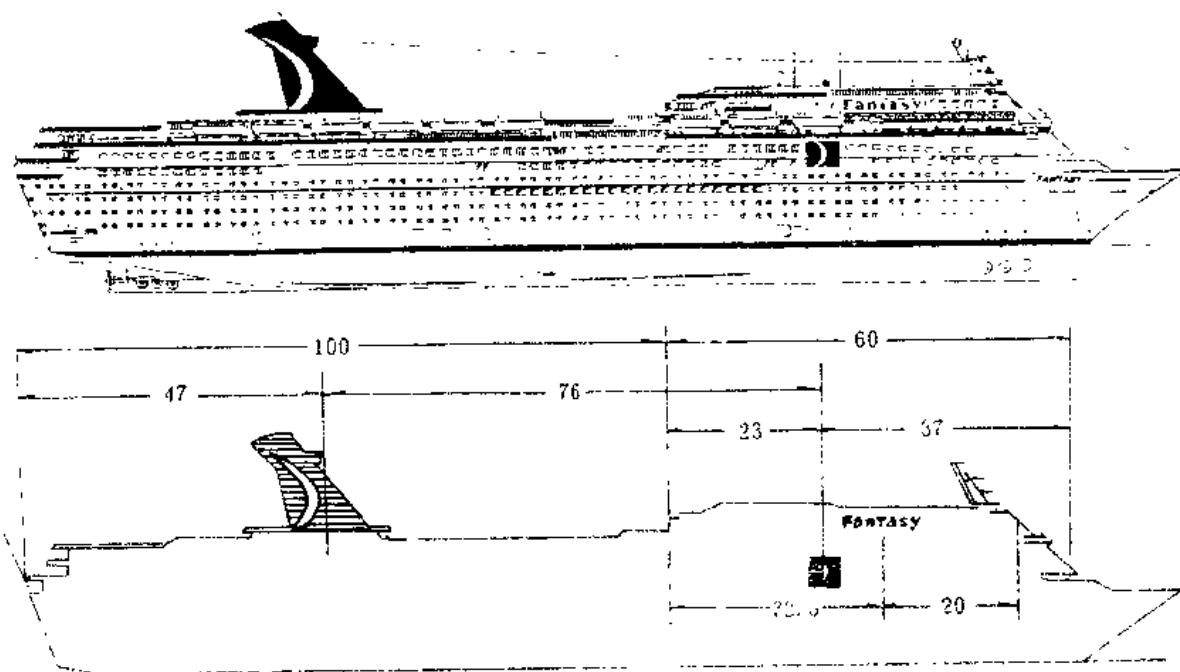


图 1—15 “幻想”号(1990)的造型及其比例关系分析

(2) 轮廓要鲜明、完整。总体布局要均衡并突出重点,虚面与实面要层次清楚,各个单体应服从于整体,要有变化并讲究比例关系。

从图 1—13 所反映的几艘大西洋客船大致可以看到此项原则的一些具体表现。诸如船舶主体和上层建筑都有较鲜明、完整的轮廓,总体布局均衡,各船的明轮、烟囱、桅杆等几乎都成

了视觉形象的中心,也就是重点等等。

我国的沿海客货船“长征”及其姊妹船共 9 艘,在造型设计上也获得很大的成功:上甲板以下为实面,上甲板以上只在上层建筑首端有局部实面,突出以有变化的前倾的斜撑并配合以虚面,使客货船很有速度感。在“长”字型的后 5 艘中,由于将游步甲板上的客舱延伸到舷边,这就增加了自游步甲板到艇甲板的大块实面,使上甲板以下主船体的实面与上层建筑中的实面被上甲板外走廊的虚面所分隔,但又上下呼应,再加上主船体与上层建筑都涂以奶白色,使船舶更加雄伟和气派。如果说“长”字型客货船的前四艘突出了快速感,那么后 5 艘则显得雄伟和豪华。

(3)船舶造型的美学原则应与船舶的运动规律相协调、相一致。船舶是经常破浪前进的,在造型上应突出速度感。在风浪海中船舶经常会出现摇摆运动,造型的任务要使形体在摇摆运动中不失去平衡感,要在视觉上减轻船舶在航行中的颠簸感。

图 1—13 中的大西洋客船 Q. E. 2,主船体呈柔和的长舷弧线,可矫正视觉中心,使纵摇中的船仍不失稳定感。该船的上层建筑较为丰富,但却好像被一柔和的流线型包络线所覆盖(图 1—4)。颇具快速感。该船于 1987 年改装并专作旅游船用。现在的船体与上层建筑都涂成奶白色,船体以丰满的实面更显得豪华。

(4)造型设计在风格上要体现出国家的、民族的、地区的特点。我国现代船舶,基本上是从外国引进的,在设计风格上常常反映了外国的一些特点,在本世纪初人们还常称这些现代船为“洋船”。但是,应该承认,一百多年来我国在设计 and 建造船舶的过程中,也逐渐形成了中国自己的风格和气派,显然这也是设计者应加以重视的。近年来国外某些船舶在船体和上层建筑上涂以类似抽象的图案,被认为是增添了美感,这在我们看来可能不以为然。我国近年来在长江、太湖以及各水库相继建成若干型客船和旅游船,很注意在造型上发扬民族风格,收到了较好的效果。为要提高船舶造型设计方面的造诣,必须加强美学与建筑学方面的修养。

二、造型设计的若干技巧

1. 总体布局

总体布局是考虑外形构图时最先碰到的问题。对于船舶外观造型来说,其总体布局应能满足动态的平衡与稳定,也就是说,既能给人以动的感受,但却又是均衡稳定的[31]。

构图上的平衡,也就是从视觉上所给人的平衡感受,在某些方面也与力学上的平衡概念相类似。从图 1—15 看,人们似乎直觉地感到这艘船已经达到了很好的平衡。假若设想该船取消了烟囱的话,则平衡明显地遭致破坏。

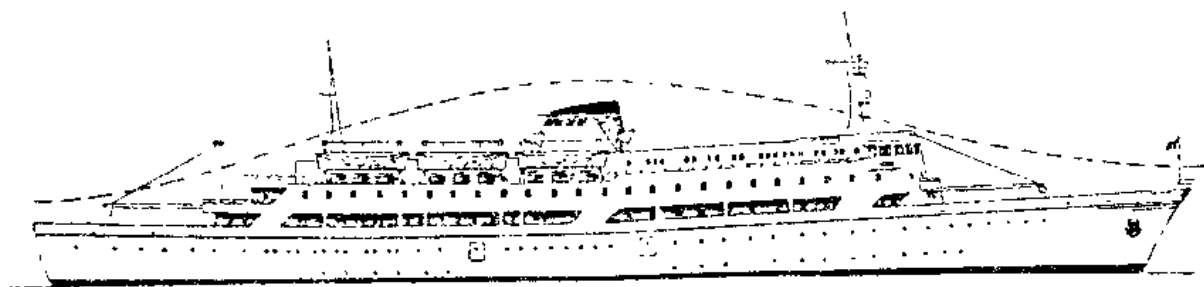


图 1—16 连烟线客货船的造型及其包络线

在对船舶外形构图时,当然可以利用“流线型包络线”的概念。这是指把船体外形覆盖住的轮廓线(图 1—16)。

在进行总体布局时,最应注意局部与整体、这一局部与另一局部之间的呼应。图 1—15 幻想号的烟囱与前桅二者之间,就是呼应的实例。两者相辅相成,缺一局部将失去总体的谐调。

处理呼应的手法固然很多,但在船舶外形构图中,很重要的一点是方向的一致性。图 1—15 的烟囱、前桅、上层建筑前端壁就有“方向的一致性”,与前倾的首柱相呼应,在外形上鲜明地体现出速度感来。

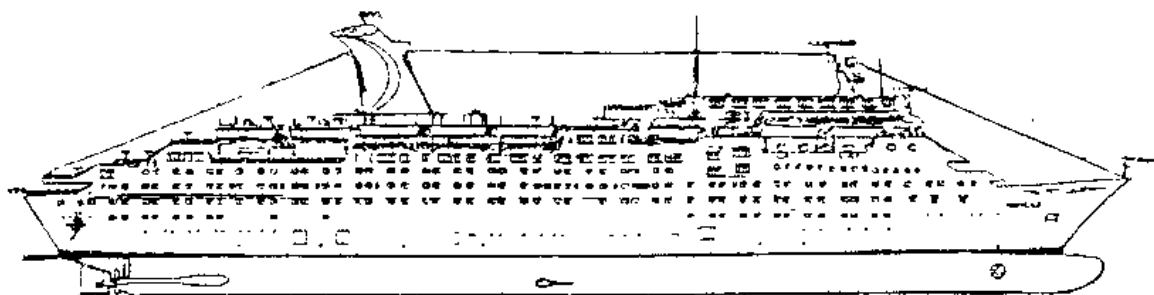


图 1—17 旅游客船“热带”号(1982)的侧视图

在总体布局中要注意“多样的统一”。如果比较“皇家公主”(图 1—14)、“幻想”(图 1—15)和“热带”(图 1—17)这三艘船,可以发现后者的上层建筑,特别是顶层,较为杂乱无章,与前 2 艘船相比显得大为逊色。“幻想”号与“热带”号同属 Carnival 旅游船航运公司,两船在造型上基本相似,但“幻想”号在轮廓鲜明、完整方面达到了相当高的水平。

2. 线条运用

从外形的造型来看,主要是进行立体和平面的构图,运用线、面、体各部分的比例、平衡、对称、对比、韵律等等来达到一定的艺术效果。

这当中线条的运用起着主要作用,因而有必要对各种线条进行一些分析。

线条按其形状可分为直线与曲线两种。在构图中运用得当的直线能表现力量、稳定、刚强。如用得过分,则显得生硬。运用得当的曲线能表现优美,柔和。如用得过分,则显得软弱,不安全,或太无力。

线条从其走向来看,可分为垂直的、水平的与倾斜的。垂直的线条与人类的直立相像,因而能给人以稳重、高大的感受,并能表征严肃、庄重。水平线条则往往使人与地平线相联想,因而有稳定的感觉。倾斜的线条可表示动态。倾斜 45° 为线条给人以短跑冲刺的形象。

在船舶外形的构图中往往是以水平线作为基调,而以甲板边线组成水平“曲线”。图 1—4 和图 1—13 中的“女王伊丽莎白二世”,及图 1—16 所示客船,其甲板边线都具有近似于抛物线的曲线。我国所设计建造的多型客货船,多选用曲线型甲板边线,构成船舶主体的轮廓线。抛物线型的甲板线对改善适航性、提高抗沉性都十分有益,还可使构图更加优美。但是近年来由于对简化施工工艺的考虑,在审美观念上也有很大变化。反映在船舶的造型上则逐渐习惯于运用直线充作甲板边线,而且各层甲板都用直线,由舷窗构成的联线也是直线,“百灵”与“喜鹊”号客货船即属此类(图 1—18)。当然,在现代旅游客船上更常用此种手法(图 1—14、图 1—15)。

与甲板边线构成主体轮廓线的首部及尾部线条,在造型中也起很大作用。船体的首柱,在老式船上常用垂直线以表示坚强,如图 1—13 中的“大东方”号和“威廉大帝”号。近代客船多采用倾斜首柱,倾斜的首柱具有速度感,对船舶的适航性也有好处,在碰撞时也可产生一定的缓冲作用。首柱的倾角,据 60 年代的统计,60% 的船舶在 20° — 30° 之间。近年来大型客船的首柱



图 1—18 主要以直线条构图的客货船“百灵”号

倾角很有增加的趋势。图 1—14、图 1—15 所示的这两艘船，首柱的前倾角均超过了 45° 。

船舶尾部造型，由早期的椭圆形尾到巡洋舰尾（图 1—13），近代的趋势是，在水线附近采用一段曲线而再上面连以一段直线或微曲的曲线。新近建造的客船也常采用平面的尾封板，侧视图呈一直线（图 1—15）。

在线条的运用中，还有一点值得注意。线条除以它本身的特点能给人以不同的感受外，它

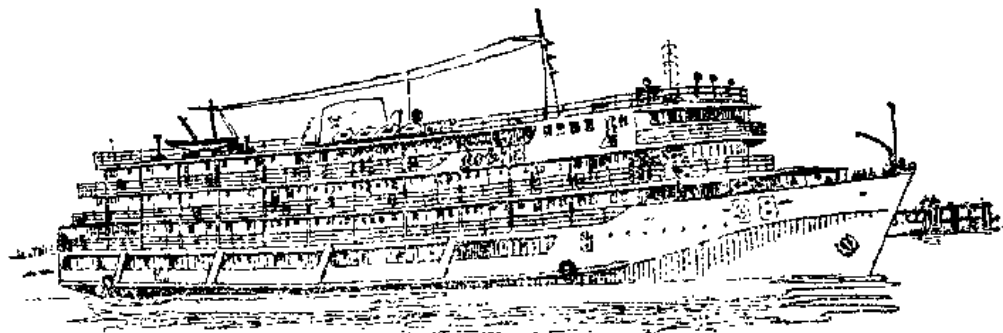


图 1—19 突出水平线条对造型的影响

对船舶立面的视觉形象也有影响。从“东 38”型客货船的造型中可受到启发。该船由于上层建筑比较发达，舷边的支柱又较多，如果突出这些竖向的支柱，必然给人以臃肿的感觉，然而在实际设计中突出了舷边的吊檐和栏杆这些水平线条，同时在结构上和油漆的色调上将呈垂直线条的支柱加以隐避，从而使高而短的船显得矮而长，视觉形象大为改善。

对于上层建筑及船体较高的船型，如果用深浅两色的涂料来加以分隔，结果看起来就显得低而长了，这也可以认为是用一个水平的线条将船舶一分为二（图 1—13）。英国的“女王伊丽莎白二世”号曾有两种涂装方案，各有千秋。图 1—13 所示者，主船体涂深色，上层建筑用浅色，有平稳而具快速感的视觉形象。该船后来改为主船体与上层建筑全涂以浅色，看起来雄伟、庄重、豪华。

3. 比例关系

良好的比例关系是求得形式上完美和谐的基本条件，是造型设计中经常要运用的技法。体现在船舶外形中的比例包括船体外形整体或某个局部、某个构件本身尺度间的关系，以及整体与局部或局部与局部之间关系。

船舶外形构图中常用的比例有 $1:1.618$ 的黄金比例及 $1/\sqrt{2}$ 、 $1/\sqrt{3}$ 、 $1/\sqrt{5}$ “动态的均衡”比例。

黄金比例的特点在于：周边为1:1.618的“黄金率长方形”可以被划分为一个正方形和一个黄金率长方形，后者又可以继续划分为一个正方形和另一个黄金率长方形，如此无限地划分

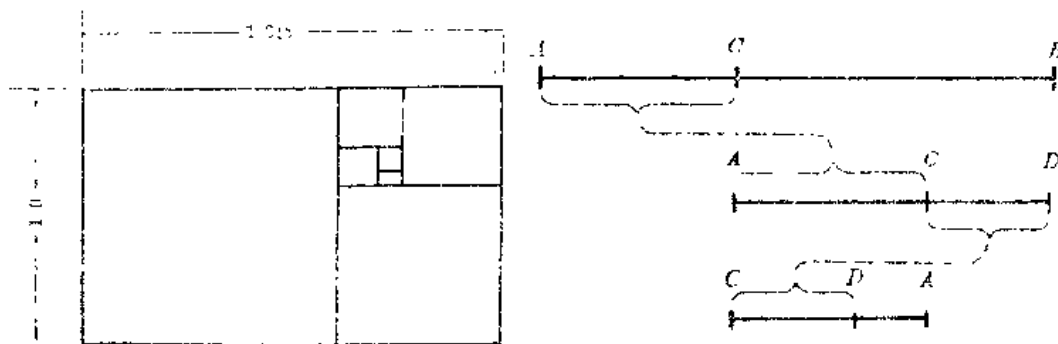


图 1—20 黄金比例的特点

下去而形成所谓“动态均衡”的严格制约(见图 1—20)。如果用黄金比例分割线段，则具有下述比例关系：

$$\frac{\text{短的部分}}{\text{较长的部分}} = \frac{\text{较长部分}}{\text{线段全长}} = \frac{0.618}{1.0}$$

这个比例关系可用图 1—20 所示的线段及其分割来表示。

在船舶造型设计中经常运用黄金比例。图 1—15 所示的旅游客船的造型被认为是相当成功的，其重要构件、部位以及各部位之间几乎都体现了黄金比的比例关系。

4. 韵律与节奏

在建筑构图中某些部分常用规律地重复出现，这与音乐中的节奏十分相似，所以长期以来就流行一种说法，即认为建筑是凝固的音乐。

重复，一般有两种不同的型式——“节奏”与“韵律”。韵律是简单形式的重复，如图 1—21 中的 a 所示，而节奏则是较复杂的重复，如图 1—21_b。而图中之 c 则是韵律与节奏的组合〔31〕。

在客船的造型中，如何将窗的布置，舷墙开口的分布，构成一种韵律，是很有意义的。

窗子的位置、形状主要是根据平面布置按不同的功能、结构来确定。如果能从功能的需要出发，更结合造型的要求，使窗子有韵律地出现并以两个、三个、五个为一组，则其所造成的效果要有趣得多。图 1—15 所示船型的舷窗大多以两个为一组构成韵律与节奏的组合。图 1—4 所示的 Q. E. 2 的舷窗也突出地运用了这一技法，获得了既有规律又活泼并富于变化的艺术效果。

5. 实面与虚面

主船体以及与之相毗连的上层建筑的侧壁，对光线有强烈的反射作用，在建筑构图上称作实面。遮蔽的外走廊以及从舷边缩进去的甲板室，在光线的照射下将造成阴影地带，称之为虚面(参见图 1—16)。实面与虚面的合理布局，将为船舶造型增色。

图 1—19 所示长江客货船，上层建筑高大，如果不是由外走廊构成大量的虚面，又加上有吊檐，栏杆构成的水平线条，势必造成臃肿的视觉形象。

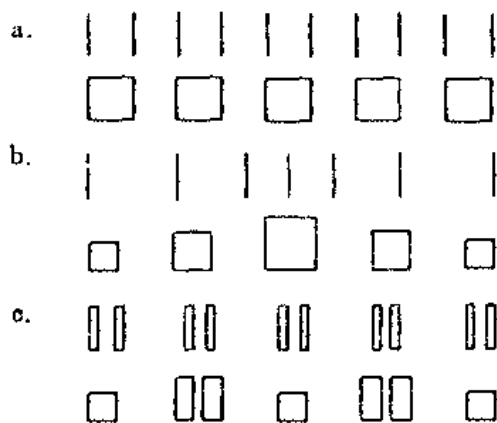
图 1—16 所示连烟线沿海客货船，借助于上甲板外走廊的虚面，将主船体与上层建筑的一大片实面，予以分隔，减轻了实墙面的体量。由一大长条阴影带的烘托，使得船舶显得长而矮了〔32〕。

我国的“长征”型客货船的造型较为成功，其虚面的设计处理得当也是重要的原因之一。该

船在上甲板、游步甲板和艇甲板上有大量的虚面,实面主要在上层建筑前端并呈飞羽形,增强了速度感,有较好的艺术效果。“长”字型客船的后5艘,增加了游步甲板上的实面,其设计模式有如图1—16,在上甲板与游步甲板之间为一长条虚面,但在此虚面上又将竖向的支撑和大型方窗等,设计得既有韵律又有节奏,其艺术效果并不亚于前9艘。

本节所述造型设计的一些原则和实用技巧,主要是针对客船设计论述的,并以国际国内的客船设计实践作为实例。当然,这些原则和技巧,对于其他各类船舶也有可借鉴的地方。

参 考 文 献



a—韵律; b—节奏; c—韵律,节奏组合。

图 1—21 韵律与节奏

- [1] 宋·张择端:《清明上河图》(张安治著文),人民美术出版社,1979。
- [2] 宋·徐兢:《宣和奉使高丽图经》,卷三十四,故宫博物院影印,1931。
- [3] 日·上野喜一郎著:《船の世界史》,上卷,东京,舵社,1980。
- [4] 日·野间恒:《定期客船サービス盛衰记》,世界の舰船,第333集,1984(3)。
- [5] 吴景祥:《船舶设计中的建筑问题》,中国造船工程学会1962年年会论文集(第二分册),国防工业出版社,1964。
- [6] 日·上野喜一郎著:《船の世界史》,中卷,东京,舵社,1980。
- [7] Peter Kemp, "The History of Ships", Orbis Publishing Limited, London, 1978。
- [8] 日·山田迪生:《クルーズ客船の历史》,世界の舰船,第333集,1984(3)。
- [9] Yoshiho Ikeda, "How Grow Larger Does Passenger Ship in Futrue?", 世界舰船,1989(8)。
- [10] 日·三浦昭男:《クルーズ客船建造史——QE2以降を中心として》,世界の舰船,1989(8)。
- [11] 船舶标准化委员会指导性文件:《长江客货船舶模系列试验图谱》(CB*/Z303—78)北京,1979。
- [12] 龙范宜、沈剑鸣:《长江双尾船型试验研究》,中国造船,1983(4)。
- [13] 黄春茂、严爵华、龙范宜:《新型双尾820客位申渝客轮总体设计》,武汉造船,1985(1)。
- [14] 日·山田迪生:《中国客船队の现况》,世界の舰船,第369集,1986(9)。
- [15] 冯思德等:《长江客运量的分析与预测》,长江水系考察文集,交通部长江航务管理局,1984。
- [16] 程天柱:《我国船舶工业科技发展及船型开发若干问题探讨》,船舶工程,1991(1)。
- [17] Anders Lindblad: "Some Experiments with Models of High Speed Ships". Trans. INA, 1949。
- [18] Anders Lindblad: "Further Tests Models of High Speed Ships". Trans. INA, 1950。
- [19] 林勃赖著,邬明川译:《运输船舶的线型设计》,国防工业出版社,1963。

- [20] 李世谟:《双尾节能船型》,武汉水运工程学院学报,1986(3)。
- [21] 孙长龙、于明澜:《一个新水平的双尾船型》,武汉水工程学院学报,1990(4)。
- [22] 孙长龙:《襟翼舵的设计计算》,武汉水运工程学院学报,1979(4)。
- [23] 汤忠谷等:《船用组合舵的设计》,武汉水运工程学院学报,1983(4)。
- [24] 陈以芬:《从营运实绩探讨申连(申青)线客货船的经济船型》,船舶工程,1981(3)。
- [25] 席龙飞等:《提高长江客运能力的途径与节能经济船型》,中国造船,1983(4)。
- [26] 傅德生等:《长江中下游直达快速客船的船型论证》,全国第二届内河船学术讨论会论文集,中国造船工程学会,1990. 4。
- [27] 杨翔等:《长江中下游 21 世纪初客船船型研究》,武汉水运工程学院学报,1989(4)。
- [28] 严爵华:《论长江客轮面积的合理利用》,长江客运技术政策研究论文集,长江航运管理局,1983. 10。
- [29] 蒋冠玉:《建筑艺术在海洋客(客货)轮设计中的体现》,中国造船,第 50 期,1963。
- [30] 席龙飞:《船舶舱室梯道的设计》,中国造船工程学会 1962 年年会论文集(第二分册),国防工业出版社,1964。
- [31] 金柱青:《关于船舶外形的造型问题》,中国造船,1965(3)。
- [32] 陈丰年:《从连烟线客货轮谈船舶的外形设计》,中国造船,1965(4)。

第二章 散 货 船

散货船一般是指专门运输散装货物的船。它们包括矿砂船、运煤船、散粮船、散装水泥船以及近来发展的兼用船等。散货船一般为单甲板、尾机型船。在特定港口间进行专线运输的散货船,一般可依靠港口码头的专门设备,如抓斗、气动机械等进行装卸作业,船上可不设置起货设备。

本章就散货船的发展过程、主要性能及特点,确定主要要素的一般过程以及总布置等进行扼要论述。

§ 2—1 散货船的发展概况

散货船已成为运输船中最重要的船型之一。表 2—1 是 1982 年止的世界船队拥有量,从中可见散货船的总吨位在各类船中占第二位。

表 2—1 世界船队拥有量

	总 计	油 船	散 货 船	干 货 船	集装箱船	专用货船	其他
艘 数	75151	8645	4947	22478	178	385	37969
百 分 比	100%	11.5%	6.6%	30%	9%	5%	50.5%
总吨位(百万)	424.742	178.857	119.298	80.542	12.942	3.665	29.438
百 分 比	100%	42.11%	28.09%	18.96%	3.05%	0.86%	6.93%

散货船的出现可追溯到很久以前,但具有现代散货船雏形的船大体始于上世纪末和本世纪初。此时钢结构在船舶建造中得到广泛应用,这使散货船在舱内消除支柱及其他障碍成了可能。同时,由于美国大湖地区大量的短途矿砂贸易的需要,出现了以美国的大湖矿砂船为代表的散货船船队。

二次世界大战期间,由于战争的影响,造船业的主要力量放在生产大量的杂货船上以满足战争后勤物资的运输需要,散货贸易的发展受到一定的压抑,散货船及装卸设备发展缓慢。

二次世界大战结束后,由于杂货船吨位过剩,船主买得大量廉价杂货船,又加上采取减少运费,刺激运输的方针,使大量的战后援助物资都用战争中建造的船只运输。这种情况一直延续到五十年代中。所以在这段时期,总的来说散货船发展不快。但矿砂船例外。钢铁工业和炼铝业的发展使矿砂运输量迅速增加,这极大地推动了远洋矿砂船的发展,也促进了码头和船上装卸设备的更新。图 2—1 是美国 1954 年建造的铁矿砂运输船“Ore Chief”号的横中剖面。该船长 230.4m、宽 35.36m、吃水 11.76m、方形系数 0.828、载重量 60457t。此船是当时最大的矿砂船,也是现代大方形系数、浅吃水船的先驱。

战后第一条普通散货船“Bulk Enterprize”号在 1956 年 6 月交货,几经曲折,挪威政府才发给船主许可证。此船载重量为 18400t、船速 15kn。当时在物资运输中起支配作用的是“自由轮”,其载重量为 10500t,船速 11kn。由于船型设计合理,造机水平提高,“Bulk Enterprize”与

“自由轮”相比,日耗油大大降低,以更低的运价击败了“自由轮”。当时美国的煤炭出口商并以此船为标准来支付货运费。这条船的出现开创了远洋散货船的新时代。

图 2—2 是 1960 年出现的典型散货船横中剖面,它

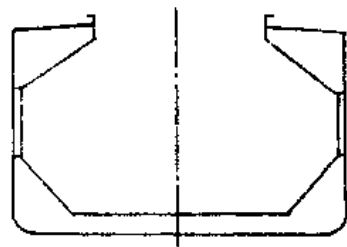


图 2—2 典型的横中剖面简图

具有顶边舱和底边水舱,是现代普通散货船的标准形式。

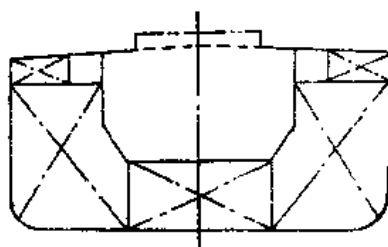


图 2—1 “Ore Chief”横中剖面简图

近二十多年,大量建造的船是 2.5~4 万吨驾驶方便型船和满足巴拿马运河限制的 5~8 万吨巴拿马型 (Panamax) 船。目前,在国际市场上,散货船的载重吨位已经过剩,其中以巴拿马型船最突出。

从六十年代到八十年代,散货船的总吨重量平均每年以 677 万吨的速度增加,同时船的平均载重量也在逐渐增大。六十年代平均载重量为 2.0 万吨,八十年代平均载重量是 3.5 万吨。世界上的燃料结构正在发生变化,煤炭的运输量会有很大的增加,不少港口当局和政府为了能装卸更大的散货船正在建设更大的港口,预计散货船的平均吨位还会增大。

随着石油价格上涨,散货船的经济船速变得越来越低。1973 年交货的 4.3 万吨大舱口船,设计船速是 16.5kn,日耗油 55t。1980 年设计的类似船,船速是 14kn,日耗油低于 30t。降低油耗,合理地选择船速是现在设计散货船必须考虑的问题之一。目前人们正致力于开发新的低阻力线型,设计新的推进系统,提高动力装置的热效率,研究综合利用能源的措施,各种新的节能船型正在不断出现。

六十年代以来,我国散货船的设计和建造也有很大发展。六十年代末,建造了 $DW=15000t$ 的“安源”号和 $DW=20000t$ 的“长风”号。七十年代又陆续建造了 $DW=16000t$ 运煤船和 $DW=25000t$ 散货船。八十年代又先后建造了 $DW=27000t$ 和 $DW=36000t$ 远洋散货船。目前正在建造 $DW=20000t$ 、 $35000t$ 及 $63000t$ 的散货船。

我国国内的海运量增长很快。1981 年为 5600 万吨,是 1952 年的 14 倍,其中煤炭占 32%。根据已探明的煤矿储量的分布的工业布局,北煤南运的局面将不会改变且有继续增加的势头。随着石洞口、谏壁和台州等火力发电站的建成,每年共需煤炭 1600 万吨。宝钢二期工程竣工后,每年需从澳大利亚和巴西运矿砂 2100~2400 万吨,同时需从秦皇岛运煤 600 万吨。1983~1985 年中国每年向日本出口煤炭 1000 万吨。现在国内的煤炭海运量每年达 1800 万吨,进口粮食可能稳定在 1500 万吨,再加上木材、水泥、钢材、化肥、盐等小宗散货,这已是一个很大的散货海运量,而且还在不断增加。要完成这个任务,将需要大量的散货船,同时现有船舶需要逐步更新,因此我国的散货船将有一个稳定发展时期。

§ 2—2 散货船的几种新船型

由于散货的分布极不平衡,散货船常常只能单向运输。为了充分利用压载航程,人们开始注意为散货船开辟新的货源。同时为了使船适应于发展变化的贸易市场,提高散货船的经济性,对散货船的设计进行了一些特别的考虑,这样就出现了多种新型的散货船。

一、矿—散—油船

简称 OBO 船 (Ore-Bulk-Oil 船)。OBO 船一般采用双层底、双重舷侧,中部为矿砂或散货

船,两侧翼舱被分隔成若干个可装运石油的油舱。因其需要满足装卸石油和矿砂等货的要求,设备较复杂。为避免因装卸而产生火花引起油气爆炸,通常采用的防爆措施是在空油舱内注入惰性气体。早在本世纪二十年代就出现了油—矿联运船。图 2—3 是 1922 年建造美国“Marore”船队的船的横中剖面,其边舱可装油。但由于多数工业国家既进口油又进口矿砂,而且在矿砂贸易清淡时,改运油又不能满载。随着贸易的发展,这种船型被现代的 OBO 船所代替。图 2—4 是美国设计的,1960 年初交货的“Mando Theodore Copulos”船的横中剖面。此船长 196.4m、宽 25.6m、深 13.56m,吃水 9.98m 时载重量 28326t。此船克服了二十年代油—矿联运船的油、矿分舱,装油不能满载的缺点。该船是近代 OBO 船的开拓者。但是这种船清舱、洗舱技术复杂,而且装油时,自由液面大。由挪威、瑞典、法国共同设计,1965 年交货的“Naess Norseman”号又采用了矿、油分舱方式。该船总长 256.1m、宽 31.7m、深 18.8m,吃水 13.66m 时载重量为 71183t,共有 11 个大舱和 11 个能方便最大抓斗上下的大舱口。此船克服了“Mando Theodore Copulos”的舱口多而小,有中纵舱壁,装卸不便的缺点,是现代 OBO 船的代表。图 2—5 是典型的 OBO 船的横中剖面,目前,DW 在 15 万吨以上的散货船绝大多数是 OBO 船。这种船吨位大,舱容富裕,能利用回程和在矿砂贸易的淡季装油,大大提高了船的经济性。

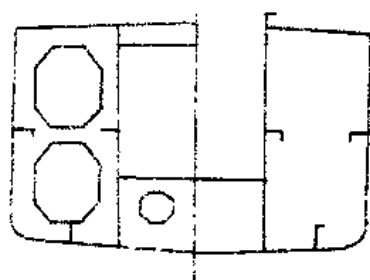


图 2—3 “Marore”船队船的
横中剖面简图

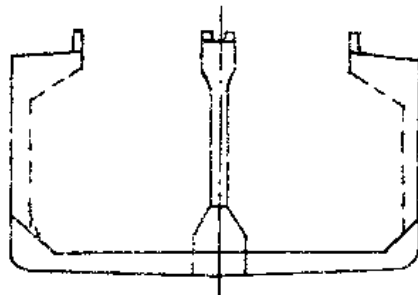


图 2—4 “Mando Theodore Copulos”号
横中剖面简图

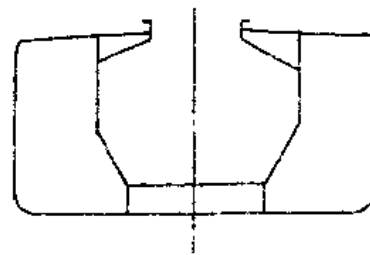


图 2—5 典型的 OBO 船
横中剖面简图

世界防污染公约规定,大型油船必须满足保护面积的要求,这极大地影响 OBO 型船的设计。如果清舱、洗舱的问题能得到根本解决,也许矿、油共舱的方式将会得到新生。

二、大舱口散货船

为了提高散货船的使用效率和灵活性以适应市场变化的需要,在六十年代出现了装有起货设备的大舱口船,货舱口宽度达船宽的 70%。此类船能适应散货和木材、钢材、新闻纸、集装箱等联运的要求,随时都可加入热门货的贸易市场。世界上第一艘大舱口船是 1962 年 9 月下水的“Besseggen”号,图 2—6 是它的横中剖面。船的总长 140.1m,宽 19.5m、型深 10.36m、载重量 9150t,甲板上装有起重能力为 13t 的门式吊车,是专为运输新闻纸而设计的,至今仍成功地在太平洋上航行。

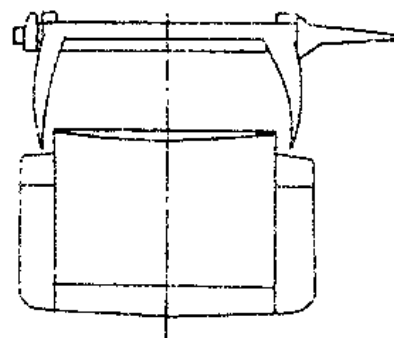


图 2—6 “Besseggen”号横中剖面简图

“Besseggen”的成功使大舱口散货船在世界上受到极大的重视。1967 年挪威一航运公司将四条散货船改成大舱口船。该公司用这些船装热门货出国,运散货回国。从此使大舱口船变成一种新型的散货船。到 1981 年世界上已有 250 万吨载重能力的大舱口船,绝大多数热门货都由其运输。在短期内,对于大多数发展中国家,全集装箱运输还不可能成为主要的海运方式,因

此能装运木材、棉花、橡胶等次等散货,又能兼运集装箱的散货/集装箱混用船将成为发展中国家开发的重要船型。同时,由于机械设备等工业制品的外贸量受经济衰退的影响最小,世界市场对于能装运机械设备的散货还有很大的需要。总之大舱口船的前景是非常美好的。

三、散货——汽车联运船

六十年代,日本、西欧的大量汽车流入美国市场,使散货—汽车联运船获得相当成功。图 2—7 是一种典型的散货—汽车联运船。它是在标准的散货船上装上汽车甲板,在装散货时,可将这些甲板翻转某一角度,就可藏在边水舱下和放在甲板上。但由于装卸费用高、货损严重,后来被滚装船所代替。近几年来又出现了一种兼有滚装船使车辆上下方便的特点,又能装散货的新船型。该种船船尾设有跳板,舱内设有汽车升降机。在世界货运市场上,交通工具是发展最快的货种之一,这将促进汽车/散装货船的发展。

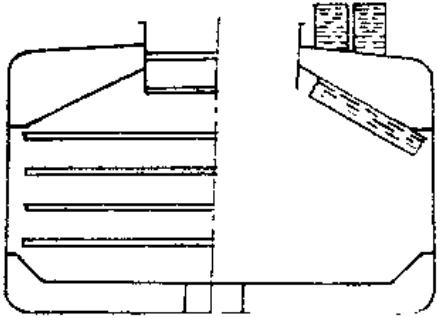


图 2—7 散货—汽车联运船横中剖面简图

四、浅吃水肥大型船

在五十年代就出现了吨位大、吃水浅、 $C_b > 0.8$ 的矿砂运输船,见图 2—1。六十年代,散货船的大型化速度加快,但受到港口和航道水深的制约,因此对浅吃水肥大型船的研制受到普遍重视。日本、美国、西德、瑞典、芬兰等国先后开始对浅吃水及超浅吃水肥大型船进行研究。各国采取的主要措施是:1)减少长宽比,增大宽度吃水比,增大方形系数,以提高船的经济性;2)研制新的线型以减少阻力,提高船身效率;3)改进推进、操纵系统,提高推进效率,改善操纵性能。对于宽度吃水比不超过 4 的浅吃水船,各种技术问题已经得到解决。

近几年来,日本三菱公司对十万吨超浅吃水船进行了长达三年的一系列水池试验,提出了 $L/B=3.6$, $B/T=6.4$ 的双桨超浅吃水油船方案。日本川崎重工建造的重货搬运船“Sea Bridge”号已正式交付使用。该船 $L/B=4.6$, $B/T=6.4$ 。文献[32]、[33]对超浅吃水船的性能和设计都作了论述。这些表明超浅吃水船也进入了实用阶段。

浅吃水肥大型船与常规船相比,在相同船长条件下,能极大地提高载重量,其经济性好。表 2—2 列出了在近似吃水条件下,常规船和浅吃水船的尺度、载重量对比。表 2—3 以秦沪航线煤炭运输为例进行经济性比较。浅吃水肥大型船的高经济效益为其发展开辟了广阔的前景。

表 2—2 常规船和浅吃水船对比

吃水限制	$T \leq 10m$		$T \leq 9m$		$T \leq 7m$		$T \leq 5m$	
船型	常规船	浅吃水船	常规船	浅吃水船	常规船	浅吃水船	常规船	浅吃水船
船名	郑州	秦沪煤船	长风	日本矿船	战斗 23	浙江万吨船	浙海 102	原苏联矿船
$L_{pp}(m)$	172	175	152	175	101	130	65.3	117
$B(m)$	23.2	34	20.6	27.5	14.6	21.0	9.91	15
$D(m)$	14.2	14.7	12.5	13.3	8.0	11.0	5.8	6.53
$T(m)$	9.8	9.5	8.8	8.96	6.96	6.8	4.85	4.8

续表(2—2)

B/T	2.37	3.58	2.34	3.07	2.10	3.09	2.04	3.125
L/B	7.41	5.15	7.38	6.36	6.92	6.19	6.59	7.8
DW(t)	24230	40000	15280	29776	5319	11022	1220	4300
DW 相对值	100%	165%	100%	196%	100%	207%	100%	352%

表 2—3

秦沪航线煤炭运输对比

船型	$L_{pp}(m)$	$B(m)$	$D(m)$	$T(m)$	$DW(t)$	经济指示		
						吨利润 (元/吨)	吨成本 (元/吨)	投资回收 年限(年)
25000t 常规	172	23.2	14.2	9.5	23110	2.96	3.02	8.75
35000t 浅吃水	175	34.0	14.7	9.5	38000	3.50	2.48	6.71

由于我国船舶大型化起步较迟,对浅吃水肥大型船的研究还处在开始阶段。1983年渤海船厂初步尝试建造的“浙海117”号。航行于秦皇岛与海门之间。在该航线上由于吃水浅以及其他一些原因,原有的船型主要是载货量不超过3000t的船。现采用万吨级的肥大船型,如完成年运煤任务350万吨,则每年可为国家节省约2000多万元运输费。若从投资来看可节省约5000万元。我国沿海港口多数吃水较浅,在通航率为90%时,大部分港口吃水仅在5.0m到9.5m之间。若要挖深航道和港口,疏浚工程将十分浩大,而且淤积又十分迅速,因此为了发展我国海运事业,极需发展浅吃水及超浅吃水肥大型船。另外,大力发展长江航运,实行江海联运也需要浅吃水肥大型船。研究、设计、制造浅吃水和超浅吃水肥大型船,具有重大意义。

五、自卸散货船

早在1908年美国就建造了世界上第一艘传送带式的自卸散货船。可是在很长时期内,自卸散货船的发展很慢。二次世界大战后,由于散货运输量的迅速增加,散货船吨位的逐渐增大与抓斗卸货速度低下的矛盾越来越尖锐。据远洋散货船的营运统计,一般散货船的平均卸货停港时间:卸矿砂需6天;卸煤需8天。航程一万海里、载重量3万吨级的散货船,其每吨运输成本为10美元;载重量10万吨级的成本为5美元;载重量20万吨的成本为4.5美元。这说明对于载重量大于15万吨的船,仅提高载重吨位而不提高卸货效率,已很难提高经济性。因此卸货效率高的自卸货船逐渐受到人们的重视。图2—8是格林船厂建造的,1976年投入营运的载重量5万吨级典型自卸散货船。船长302m、船宽32m、全船有7个货舱和36个货舱口,货舱口的尺度为19.3×3.35m。在船底斗门下面有三条纵通全船的纵向传送带和108个斗门。其卸货速度为10200t/h。

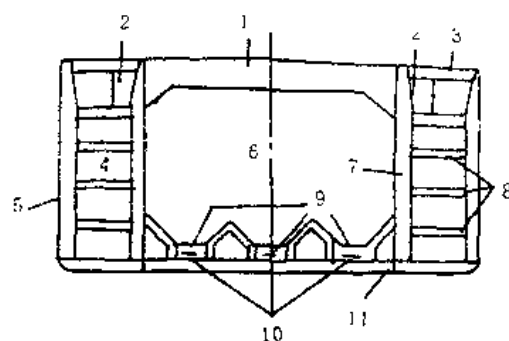


图 2—8 自卸船的货舱剖面图

1-弓形板结构;2-通道;3-上甲板;4-压载水舱;5-船侧;
6-货舱;7-货舱内壁构架;8-支撑构架;9-斗门;10-自动
纵向传送带;11-船底外壳板

七十年代,自卸散货船已冲破了仅仅适用于短途运输的框框,向远洋运输方向发展。首先开辟的国际航线是美国墨西哥湾至日本。在这条航线上,DW 为 15.5 万吨级自动传送带式的自卸船承担了运输磷矿、盐、铁矿等的任务。近年来,有些国家将过剩的大油船改装成自卸散货船。

目前在自卸船上采用的卸货系统有三种:

(1)链斗式自动卸货系统。它的卸货设备与链斗式挖泥船相仿。第一艘链斗式自卸散货船是印度尼西亚六十年代建造的运煤船。

(2)连续传送带式自动卸货系统。

(3)货泵卸货系统。这种系统只适用于不溶于水而颗粒小的矿砂。将矿砂加水搅拌成泥浆状的混合物,再用泵抽出。六十年代中日本曾在载重量为 5.5 万吨矿砂船上应用了这种系统,效果良好。

我国对自卸散货船也进行了不少研究。上海船舶设计院等单位对秦沪运煤航线,结合上海港煤码头改造,进行了技术经济论证。其结论是,在该航线上采用自卸船运输方式,无论对港口还是对航运部门都会带来巨大的经济效益,而且投资效果、劳动生产率等都有较大幅度的提高。自卸散货船还有其他优点:便于实现自动化,对需要直接中转的航线,避免了码头的再装卸等。前几年我国从日本引进了二艘 $DW=27000t$ 的自卸船。几年营运证明,自卸散货船在我国有广阔应用前景,而且颇受用户欢迎。

尽管自卸船的结构复杂,造价比同吨位的普通散货船高 15~20%,但上述优点使它在散货运输中占有越来越重要的地位。美国对自卸散货船与普通散货船在不同航程和载重吨位的情况下作了运输成本分析,得出了经济上合理使用自卸船的范围,如图 2—9。

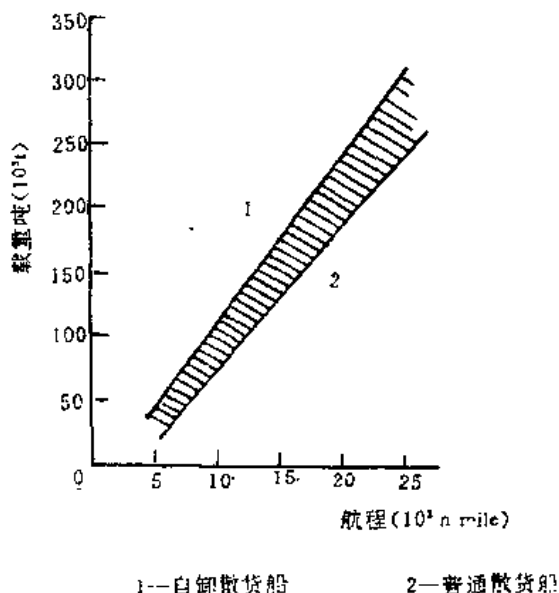


图 2—9 合理使用自卸散货船和普通散货船的范围

§ 2—3 确定主尺度的一般过程

船舶设计的一个重要内容是在满足技术任务书提出的要求下,选择主要要素。散货船是一种大型低速运输船舶,其主尺度决定阶段的一般作法是:在满足航道限制和符合经济性的前提下,合理地选择载重量和船速(或主机功率),进而优化出船的主尺度。

在确定尺度时,常用的优化方法有网格法、常规优化方法、正交设计法。另外,在船型论证中常用的经济指标及其算法,文献[8]中作了详细论述。

一、优化范围的确定

表 2—4 是一些实船的主要要素。从表中可以看出常规 1~10 万吨散货船的主尺度比大致在如下范围: $5.5 \leq L/B \leq 7.5$; $2.1 \leq B/T \leq 3.0$; $0.76 \leq C_b \leq 0.85$ 。

表 2-4

部分散货船主要要素

船 名	L(m)	B(m)	D(m)	T(m)	DW (t)	Δ (t)	C_b	$P \times N$ (kw \times r/min)	V_s (kn)
长 春	153.00	22.00	13.00	8.80	16000	22646	0.765	6620 \times 115	15.6
THREE STAB	138.00	22.00	11.90	8.90	16898	21194	0.761	5148 \times 134	14.6
郑 州	172.00	23.20	14.20	9.80	25000	32600	0.808	8826 \times 115	15.5
VASILIS	170.00	23.10	14.50	10.667	28869	35218	0.818	8826 \times 122	15.0
KILDONAN VENTURE	172.00	26.60	15.00	10.768	33109	41022	0.810	7722 \times 155	14.7
CYS KNIGHT	166.00	30.00	16.80	11.00	36829	45200	0.8025	9267 \times 137	15.0
FESTIVITY	183.00	31.50	16.90	11.50	45548	55305	0.809	9635 \times 123	15.1
山 丸	180.00	32.20	17.50	12.10	49000	59690	0.8255	9708 \times 125	14.0
ERANCOIS VENTURE	213.00	32.2	17.9	12.45	58248	70008	0.795	9635 \times 119 8752 \times 115	16.823
NAVIOS MONAROH	210	32.2	18.2	11.55	55323	70345	0.842	10591 \times 119 9532 \times 118	16.9 15.1
SCHERPEN DRECHT	214.00	32.20	18.70	13.609	67688	79935	0.8268	12800 \times 122	15.4
BERGANGER	208.00	32.25	18.55	13.695	66108	78312	0.8036	12800 \times 122	15.0
KONKAR VI CTORY	249.00	32.156	18.593	13.64	77992	93978	0.835	12871 \times 114	15.94
梅光丸	227.00	32.20	20.10	13.524	70731	83804	0.8264	8900 \times 440	14.4
THORS DRAKE	220.0	32.2	19.1	13.8755	71277	85039	0.839	10297 \times 122	16.43
钢和丸	248.00	36.00	23.70	16.742	115200	133851	0.8228	14710 \times 114	14.83
千寻山丸	249.00	39.60	22.40	15.60	110906	131545	0.8295	17064 \times 114	15.3
香取丸	244.00	40.2	23.90	16.897	120005	140240	0.8207	17064 \times 122	15.51
TWEED BRIDGE	247.00	40.60	24.00	17.612	129920	150845	0.828	17064 \times 122	15.0
D. C. COLEMAN	248.00	40.60	23.70	16.808	125103	144922	0.811	17064 \times 114	15.15

而且随着载重量的增加,船越来越肥胖。对载重量为 4~8 万 t 的船,其宽度常受到巴拿马运河的限制,致使很多这类船的宽度 $B \leq 32.2\text{m}$ 。

在利用计算机优化船的主尺度时,对载重量 1~10 万吨的船,可根据给定的载重量和主机功率,按下列公式粗略确定选优范围。

$$\begin{cases} L = 8.545DW^{0.2918} & B = 0.0734L^{1.1371} & T = 0.0441L^{1.051} \\ C_b = 1.0911L^{-0.1702}B^{0.1587}T^{0.0612}V^{-0.0317} \\ V = 3.6519L^{0.1358}B^{-0.0978}T^{-0.0010}\Delta^{-0.1412}C_b^{-0.2179}BHP^{0.804}N^{-0.0172} \end{cases}$$

式中: N ——主机转速(r/min)。

二、载重量系数

载重量系数与船舶类型、结构型式、材料、船速、主机种类等均有密切关系,故该值变化范围较大。散货船的 η_{DW} 一般大于干货船,但小于同样尺度的油船。因为载重量的增加速度大于主尺度的增加速度,单位载重量的钢料用量随 DW 的增加而下降,所以 η_{DW} 随 DW 增加而上

升。图 2—10 是 2~10 万吨散货船的载重量系数的变化曲线。一般载重量系数 $\eta_{DW} = C_b \pm 2\% C_b$ 。文献[5]建议对于 DW 在 1~10 万吨范围内的船可用下式估算：

$$\begin{aligned}\eta_{DW} = & 0.7666 + 0.1304 \frac{DW}{10^5} - 0.0775 \left(\frac{DW}{10^5}\right)^2 \\ & + 0.1294 \left(\frac{DW}{10^5}\right)^3 \\ & - 0.1441 \left(\frac{DW}{10^5}\right)^4 + 0.0469 \left(\frac{DW}{10^5}\right)^5\end{aligned}$$

若有相似母型船，即指载重量、货物的积载因素、主机功率、建筑特征、设备等各方面与新船相差不大的实船或已设计的船，可直接按型船选取 η_{DW} 。在用计算机决定主尺度的过程中，对 η_{DW} 初值的准确性要求不高，所以不必对 η_{DW} 的估算公式苛求。

三、主机功率或船速估算

随着电子计算机辅助设计的发展，一些系列船型的阻力图谱计算方法及螺旋桨图谱设计或理论设计方法都已编成程序，使船速或主机功率的估算可迅速而有效地进行，世界上很多国家对肥大船进行船模试验和理论研究，为大型散货船的船速估算提供了大量的资料。下面介绍几种阻力估算的图表和公式。

1. 日本关西造船协会编的《造船设计便览》，在阻力和推进一章中介绍了肥大型船的剩余阻力系数图表。此图表给出 $B/T=2.46$ 和 2.76 的船在满载、半载（65%满载排水量，1%尾倾）、轻载（44%满载排水量，2%尾倾）的剩余阻力系数。其适用范围是： $6.2 \leq L/B \leq 7.4$ ； $0.78 \leq C_b \leq 0.84$ ； $0.14 \leq V/\sqrt{gL} \leq 0.22$ 。

剩余阻力系数计算见表 2—5、2—6、2—7。

摩擦阻力系数为：

$$C_F = 0.463(\log_{10} R_a)^{-2.6} \quad (\text{雷诺数 } R_a = 10^6 \sim 10^9)$$

粗糙度附加值 ΔC_F 按下表选取：

船长(m)	$\Delta C_F \times 10^3$	船长(m)	$\Delta C_F \times 10^3$
100 以下	+0.4	190~210	-0.1
100~130	+0.3	210~230	-0.2
130~150	+0.2	230~250	-0.3
150~170	+0.1	250 以上	-0.4
170~190	0		

2. *Lap* 法的扩展图谱[19]：荷兰 Wageningen 水池将 107 条大型单桨船的船模试验结果换算成无量纲的剩余阻力系数，在此基础上完成了对原 *Lab* 法图谱的扩展工作。其图谱中 $B/T=2.4$ ， $0.60 \leq C_b \leq 0.85$ 。文南[19]中对 B/T 、 L/B 提出了修正办法。此法适用范围较大。

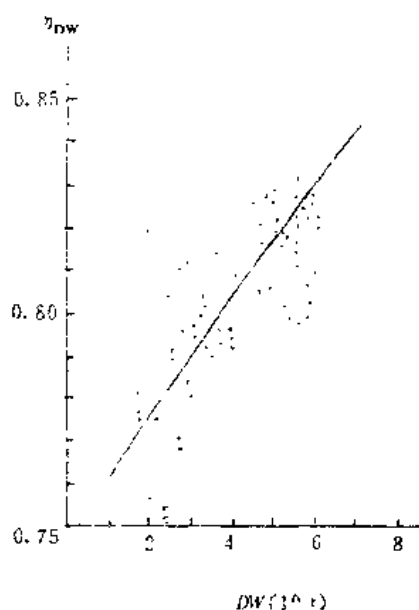


图 2—10 $\eta_{DW} \sim DW$ 关系

表 2-5

 剩余阻力系数 $C_R = \frac{R_R}{\rho \nabla^{2/3} V^2}$ (满载)

$\frac{V}{\sqrt{gL_{DWL}}}$	$B/T_{FULL}=2.4$					$B/T_{FULL}=2.76$					$\frac{V}{\sqrt{gL_{DWL}}}$
	L/B	6.2	6.6	7.0	7.4	6.2	6.6	7.0	7.4	L/B	
	C_R	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	C_R	
0.14	0.78	3.07	2.71	2.52	2.44	3.07	2.77	2.63	2.57	0.78	0.14
	0.80	3.61	3.20	2.90	2.79	3.71	3.36	3.20	3.17	0.80	
	0.82	3.93	3.52	3.23	3.02	4.11	3.75	3.60	3.59	0.82	
	0.84	4.75	4.40	4.08	3.95	4.70	4.52	4.45	4.44	0.84	
0.16	0.78	3.15	2.82	2.59	2.52	3.20	2.88	2.73	2.69	0.78	0.16
	0.80	3.71	3.30	3.02	2.89	3.82	3.45	3.30	3.25	0.80	
	0.82	4.08	3.64	3.34	3.17	4.28	3.90	3.76	3.73	0.82	
	0.84	5.13	4.66	4.34	4.10	4.90	4.72	4.65	4.64	0.84	
0.17	0.78	3.27	2.96	2.73	2.64	3.30	3.01	2.92	2.89	0.78	0.17
	0.80	3.90	3.50	3.17	3.09	4.00	3.63	3.48	3.45	0.80	
	0.82	4.33	3.86	3.56	3.43	4.54	4.18	4.03	4.00	0.82	
	0.84	5.60	5.02	4.72	4.52	5.25	5.13	5.12	5.12	0.84	
0.18	0.78	3.54	3.23	2.99	2.92	3.56	3.29	3.16	3.13	0.78	0.18
	0.80	4.20	3.77	3.50	3.42	4.28	3.94	3.79	3.76	0.80	
	0.82	4.83	4.35	4.03	3.91	4.98	4.65	4.50	4.50	0.82	
	0.84	6.30	5.74	5.40	5.26	5.90	5.90	5.90	5.90	0.84	
0.19	0.78	3.96	3.63	3.41	3.35	3.97	3.68	3.62	3.62	0.78	0.19
	0.80	4.67	4.23	3.98	3.89	4.74	4.42	4.28	4.27	0.80	
	0.82	5.61	5.15	4.85	4.74	5.84	5.44	5.27	5.26	0.82	
	0.84	7.60	7.00	6.64	6.48	7.40	7.22	7.20	7.20	0.84	
0.20	0.78	4.59	4.22	4.05	3.99	4.55	4.33	4.23	4.24	0.78	0.20
	0.80	5.25	4.85	4.60	4.56	5.35	5.03	4.93	4.93	0.80	
	0.82	6.50	6.10	5.84	5.75	6.70	6.40	6.20	6.23	0.82	
	0.84	9.20	8.70	8.35	8.20	9.10	9.00	9.00	9.00	0.84	
0.21	0.78	5.55	5.19	4.99	4.94	5.54	5.25	5.15	5.15	0.78	0.21
	0.80	6.21	5.81	5.58	5.53	6.26	6.03	5.93	5.93	0.80	
	0.82	7.55	7.15	6.95	6.88	7.67	7.50	7.40	7.40	0.82	
	0.84	10.50	10.10	9.80	9.60	10.60	10.40	10.40	10.40	0.84	
0.22	0.78	6.98	6.61	6.42	6.34	6.97	6.67	6.58	6.58	0.78	0.22
	0.80	7.73	7.33	7.07	7.00	7.85	7.52	7.45	7.45	0.80	
	0.82	9.00	8.58	8.32	8.30	9.25	8.85	8.83	8.83	0.82	
	0.84	12.00	11.53	11.25	11.10	12.10	12.00	12.00	12.00	0.84	

表 2—6

 剩余阻力系数 $C_R = \frac{R_R}{\rho \nabla^{1/3} V^2}$ (半载*)

$\frac{V}{\sqrt{gL_{DWL}}}$	$B/T_{FULL} = 2.46$					$B/T_{FULL} = 2.76$					$\frac{V}{\sqrt{gL_{DWL}}}$
	L/B									L/B	
	C_R									C_R	
0.14		$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$		0.14
	0.78	3.67	3.30	3.06	2.94	3.70	3.35	3.20	3.17	0.78	
	0.80	4.28	3.79	3.46	3.33	4.40	3.97	3.78	3.76	0.80	
	0.82	4.90	4.38	4.00	3.84	5.08	4.63	4.42	4.37	0.82	
0.16	0.84	5.85	5.48	5.07	4.83	6.20	5.72	5.52	5.50	0.84	0.16
	0.78	3.94	3.63	3.35	3.22	4.01	3.68	3.52	3.50	0.78	
	0.80	4.61	4.15	3.79	3.65	4.72	4.32	4.13	4.10	0.80	
	0.82	5.20	4.70	4.33	4.13	5.45	4.95	4.71	4.68	0.82	
0.18	0.84	6.40	5.84	5.36	5.10	6.60	6.08	5.85	5.82	0.84	0.18
	0.78	4.46	4.07	3.82	3.74	4.48	4.16	4.04	4.03	0.78	
	0.80	5.18	4.75	4.46	4.35	5.31	4.93	4.78	4.77	0.80	
	0.82	6.17	5.50	5.16	5.98	6.26	5.76	5.54	5.54	0.82	
0.19	0.84	7.35	6.88	6.40	6.17	7.60	7.25	7.08	7.00	0.84	0.19
	0.78	4.86	4.52	4.24	4.13	4.86	4.56	4.43	4.42	0.78	
	0.80	5.70	5.27	4.96	4.84	5.86	5.47	5.29	5.27	0.80	
	0.82	6.82	6.26	5.86	5.76	7.05	6.48	6.26	6.26	0.82	
0.20	0.84	8.60	7.95	7.45	7.27	8.80	8.30	8.20	8.20	0.84	0.20
	0.78	5.48	5.06	4.80	4.69	5.50	5.16	5.00	4.98	0.78	
	0.80	6.41	5.91	5.62	5.51	6.57	6.13	5.92	5.90	0.80	
	0.82	7.72	7.18	6.82	6.70	7.95	7.48	7.22	7.20	0.82	
0.21	0.84	10.00	9.50	9.00	8.80	10.20	9.90	9.70	9.70	0.84	0.21
	0.78	6.31	5.87	5.62	5.52	6.35	5.98	5.83	5.80	0.78	
	0.80	7.32	6.80	6.50	6.40	7.48	7.04	6.84	6.83	0.80	
	0.82	8.75	8.20	7.84	7.72	9.10	8.60	8.35	8.35	0.82	
0.22	0.84	11.30	10.75	10.30	10.20	13.50	11.10	11.00	11.00	0.84	0.22
	0.78	7.46	7.00	7.72	6.62	7.50	7.10	6.90	6.78	0.78	
	0.80	8.56	8.10	8.78	7.68	8.84	8.42	8.24	8.80	0.80	
	0.82	10.20	9.70	9.35	9.20	10.55	10.05	9.95	9.82	0.82	
0.22	0.84	13.00	12.50	12.20	12.00	13.10	12.70	12.60	12.84	0.84	0.22

* 65%满载排水量, 1%尾倾。

表 2-7

剩余阻力系数 $C_R = \frac{R_R}{\rho \nabla^{1/3} V^2}$ (轻载*)

$\frac{V}{\sqrt{gL_{DWL}}}$	$B/T_{FULL}=2.46$					$B/T_{FULL}=2.76$					$\frac{V}{\sqrt{gL_{DWL}}}$
	L/B	6.2	6.6	7.0	7.4	6.2	6.6	7.0	7.4	L/B	
	C_L									C_L	
0.14	0.78	$\times 10^{-3}$ 4.50	$\times 10^{-3}$ 3.98	$\times 10^{-3}$ 3.64	$\times 10^{-3}$ 3.51	$\times 10^{-3}$ 4.69	$\times 10^{-3}$ 4.22	$\times 10^{-3}$ 4.01	$\times 10^{-3}$ 3.95	0.78	0.14
	0.80	5.10	4.49	4.13	3.95	5.29	4.83	4.62	4.54	0.80	
	0.82	5.75	5.14	4.73	4.50	6.90	5.56	5.34	5.27	0.82	
	0.84	6.55	5.82	5.40	5.11	6.90	6.40	6.18	6.11	0.84	
0.16	0.78	4.78	4.27	3.88	3.73	4.90	4.46	4.24	4.17	0.78	0.16
	0.80	5.52	4.93	4.50	4.30	5.70	5.25	5.02	4.97	0.80	
	0.82	6.34	5.68	5.22	5.00	6.70	6.20	5.96	5.92	0.82	
	0.84	7.30	6.63	6.16	5.97	7.70	7.24	7.03	6.95	0.84	
0.18	0.78	5.23	4.66	4.25	4.09	5.37	4.90	4.67	4.58	0.78	0.18
	0.80	6.37	5.70	5.23	5.03	6.63	6.10	5.85	5.78	0.80	
	0.82	7.36	6.72	6.25	6.01	7.83	7.30	7.04	7.00	0.82	
	0.84	8.50	7.97	7.59	7.45	8.95	8.55	8.43	8.43	0.84	
0.19	0.78	5.56	5.02	4.57	4.44	5.70	5.26	5.01	4.93	0.78	0.19
	0.80	6.94	6.29	5.75	5.56	7.28	6.70	6.40	6.33	0.80	
	0.82	8.10	7.46	6.95	6.73	8.65	8.08	7.75	7.70	0.82	
	0.84	9.50	8.98	8.61	8.45	9.90	9.62	9.50	9.50	0.84	
0.20	0.78	6.10	5.45	5.05	4.85	6.20	5.75	5.43	5.34	0.78	0.20
	0.80	7.60	6.87	6.35	6.18	8.05	7.43	7.05	6.97	0.80	
	0.82	9.10	8.35	7.89	7.68	9.60	9.00	8.78	8.58	0.82	
	0.84	10.80	10.33	10.00	9.87	11.10	10.90	10.80	10.80	0.84	
0.21	0.78	6.80	6.10	5.66	5.36	6.90	6.37	6.07	6.00	0.78	0.21
	0.80	8.55	7.77	7.23	6.96	9.00	8.38	9.00	7.90	0.80	
	0.82	10.20	9.55	9.04	8.80	10.87	10.28	9.92	9.83	0.82	
	0.84	12.25	11.85	11.60	10.55	12.65	12.55	12.00	12.50	0.84	
0.22	0.78	7.85	7.05	6.42	6.10	8.00	7.35	6.93	6.80	0.78	0.22
	0.80	9.80	9.00	8.38	8.05	10.30	9.56	9.13	8.95	0.80	
	0.82	11.80	11.10	10.53	10.27	12.45	11.81	11.45	11.35	0.82	
	0.84	14.10	13.80	13.60	13.55	14.55	14.50	14.50	14.50	0.84	

* 44%满载排水量, 2%的尾倾。

3. H—M 法[18]: 这是一种三因次的阻力估算方法。对于肥大型船, 文献[17]推荐此法。1978 年 Holtrop 和 Mennen 对荷兰船模试验池的 147 只船模和 46 艘实船的试航结果进行了

回归分析,1982年又作了局部修改。回归的样本中包括肥大型货船、高速货船、渔船、拖船,也包括一些球首船。该法假定总阻力 R_T 为:

$$R_T = (1 + K)R_F + R_{APP} + R_w + R_{TR} + R_A + R_B$$

式中: R_F ——摩擦阻力,按 ITTC1957 年公式计算;

R_{APP} ——附体阻力;

R_w ——兴波阻力;

R_B ——球首接近水面的阻力增额;

R_{TR} ——浸在水中方尾所增加的阻力;

R_A ——船模与实船相关阻力。

4. 美国大潮散货船阻力估算法:文献[16]的作者对 50 条大潮船的船模进行了剩余阻力系数回归。对于 F_n 从 0.11~0.18 都给出了回归公式。这 50 条船的主要系数在如下范围: $0.70 \leq C_b \leq 0.92$; $6.5 \leq L/B \leq 12.0$; $2.0 \leq B/T \leq 6.0$ 。

四、空船重量估算

1. 钢料重量 W_A 的估算

(1)立方模数法:

$$W_A = W_{A_0} \left(\frac{LBD}{L_0 B_0 D_0} \right) \cdot \left(\frac{1 + 0.5C_b}{1 + 0.5C_{b_0}} \right) \cdot \left(\frac{L/D}{L_0/D_0} \right)^{1/2}$$

带下标“0”表示母型船的诸量。

(2)纵向构件面积法[9]:

$$W_A = W_{A_0} \cdot \left(\frac{L}{L_0} \right) \frac{A_m}{A_{m_0}}$$

式中 A_m 与 A_{m_0} 分别表示新设计船与母型船的纵向构件在船横中剖面处的面积, A_m 可用下式估算:

$$\begin{aligned} \log_{10}(\log_{10}(A_m)) = & 0.1512\log_{10}L + 0.0862\log_{10}B + 0.0204\log_{10}D \\ & + 0.0121\log_{10}T - 0.0095 \end{aligned}$$

若对新设计船已进行了初步的横中剖面设计, A_m 及 A_{m_0} 可直接算出。

在使用(1)及(2)法时,若新设计的船与母型船在某些方面有明显差异,要进行必要的修正。

(3)Murray 公式

$$W_A = 1.125 \cdot 10^{-3} L^{1.65} (B + D + T/2) (0.5C_b + 0.4) / 0.8$$

这类公式在使用时要用实船资料加以检验。

2. 舾装重量 W_0 的估算

舾装重量可分为三大类。第一类是与船的尺度直接相关的船舶设备、船舶系统,如锚泊、系船、操船、消防等设备以及船舶管系、油漆等。第二类是与生活设备有关的木作舾装及设备。第三类是起货设备、舱口盖、拖船的拖曳设备等。但在初步设计时,无法分组分项计算,可利用母型船进行初估。

(1)平方模数法:

$$W_f = C_f LB$$

式中: C_f ——木作舾装重量系数,取相近船的值。

(2) 渤赫公式:

$$W_f = C_f L^{0.8} B^{0.4} D^{0.3} C_b^{0.1}$$

式中: C_f ——系数, 可根据母型船求得。

3. 机电重量 W_m 的估算

机电重量主要取决于主机功率和类型。若在设计初已经选定了主辅机, 则机电设备中大项目的重量就已知, 未知部分主要是辅助项目的重量。当新船与母型船的主、辅机类型相同, 型号相近时, 新船的 W_m 可用逐项比较法直接根据母型船确定, 可得到较为可靠的结果。在缺乏母型船资料时, 可用下式估算:

$$(1) \quad W_m = 0.56 \cdot P_s^{0.7} + W_{m1} \quad (t)$$

式中: P_s ——主机最大持续功率;

W_{m1} ——主机重量, t。

$$(2) \quad W_m = [207.912 + 4.29873 \cdot \frac{P_s}{1000} - 62.6352 \cdot \ln(\frac{P_s}{1000}) + 63.1474(\frac{P_s}{1000})^{-1} \cdot \ln(\frac{P_s}{1000})] \cdot \frac{P_s}{1000} \quad (t)$$

五、稳性估算

在散货船初步设计阶段, 当主要船型参数决定后, 必须对其稳性进行校核。在满载时, 有可能稳性不足, 在压载时, 可能出现 \overline{GM} 过大。若 \overline{GM} 过大或者不足, 调整船宽是最有效的措施。

由静力学知, 初稳性高 $\overline{GM} = Z_b + \overline{BM} - Z_g$ 。其中: Z_b 为浮心距基线高, \overline{BM} 为横稳心半径, Z_g 为重心距基线高。可用下列公式初估:

$$Z_b = \frac{5C_w - 2C_b}{6C_w} T$$

$$\overline{BM} = \frac{C_w}{C_b} (0.727C_w + 0.105) \cdot \frac{B^2}{T}$$

$$Z_g = \xi D$$

式中: C_w ——水线面系数;

ξ ——满载时取 0.57; 压载且顶边水舱倾角为 30° 时取 0.50; 压载且顶边水舱倾角为 45° 时取 0.58。

亦可利用相近的母型船数据(下标带“0”)估算, 即:

$$\overline{GM} = \frac{Z_{b0}}{T_0} T + \frac{\overline{BM}_0}{B_0^2/T_0} (\frac{B^2}{T}) - \frac{Z_{g0}}{D_0} D$$

压载状态的吃水 T_b 和方形系数 C_{b0} 可通过下两式近似求得。

$$\frac{\Delta_b}{\Delta} = (\frac{T_b}{T})^{C_b/C_w}, \frac{C_{b0}}{C_b} = (\frac{T_b}{T})^{\frac{C_w}{C_b}-1}$$

式中: Δ_b ——压载排水量。

为了使船在波浪上不发生谐摇, 一般希望船的固有周期 T_s 不小于船所在航区的大波浪的周期 T_w 的 1.3 倍。 $T_w \approx 0.8 \sqrt{\lambda}$, λ 为波长。我国沿海波浪情况为波长 $\lambda = 60 \sim 70 \text{m}$, 所以船的周期 T_s 应大于 $8 \sim 9 \text{s}$, 远洋船以大于 13s 为宜。

§ 2—4 肥大型船的几种型线

在船舶主要尺度的优化过程中, 由于船体形状复杂, 很难准确评价船舶型线对技术——经

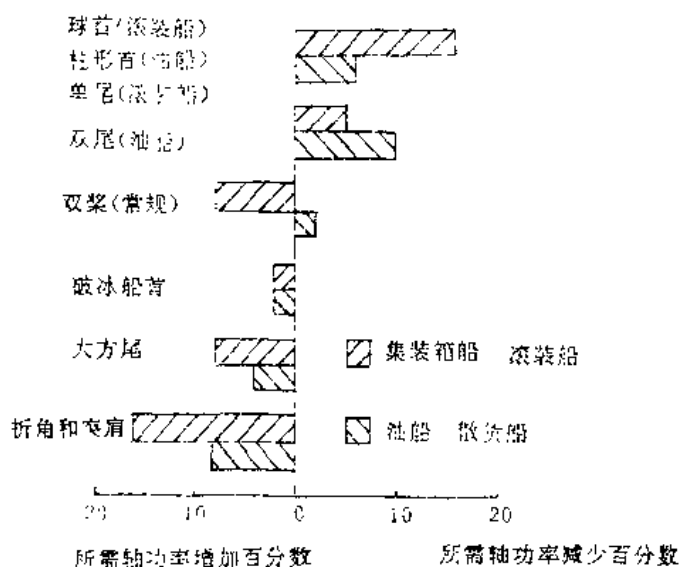


图 2—11 对标准船体型线进行变化所引起的所需轴功率的增减

以往设计型线的一般方法是把船体作为一个整体,对其 C_b 、 L/B 、 B/T 、 x_b (浮心纵向位置),横剖面面积曲线和肋骨形状等因素进行选择,得出性能良好的型线。1980 年,谷口中等人在 200 多艘肥大型船舶模试验的基础上,根据粘性阻力和兴波阻力理论,提出了设计肥大型船型线的可分原理。其基本假定是:1)兴波阻力主要是在进流段产生;2)自航要素主要取决于去流段;3)平行舢体和 x_b 可根据设计需要任意选择。文献[13]中介绍了根据这些假设,从不同的观点对三部分进行选择,最后组成整体型线的方法。

为了便于组合出优良的型线,下面介绍几种新发展起来的肥大型船的前后体形状。

一、后体形状

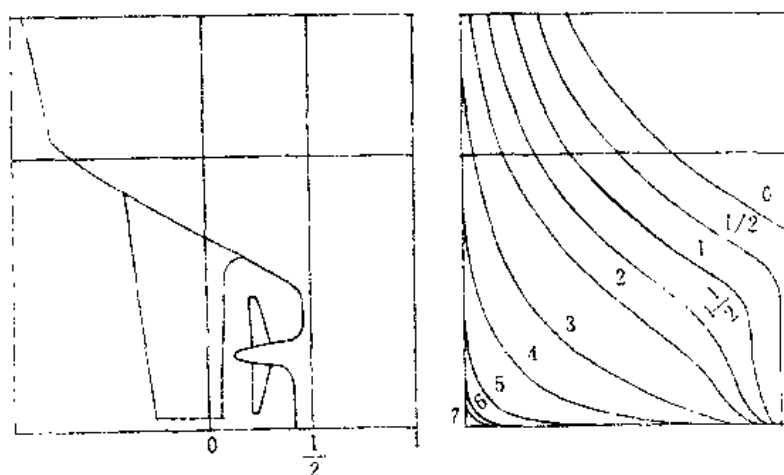


图 2—12 大型油船、散货船型线, V 形后体

图 2—12、2—13 是普通 V 形和 U 形后体。一般情况下, V 形的阻力性能略好, U 形的推进性能较佳。但是对肥大型船由于船型肥大,无论 V 形还是 U 形,其纵剖线变化都很剧烈,去流角都比较大,因而流体分离较早,易形成旋涡而使形状阻力增加,而使螺旋桨所处流场恶化,船身效率降低。为此,人们对常规型线进行了改进,取得了满意的效果。

(1)在常规尾形后面增加球尾:如图 2—14,此种尾型已被不少肥大型船所采用。实践证

济指标的影响。但型线设计的好坏却是船舶设计成功与否的重要标志。图 2—11 是文献[13]以船舶型线为自变量,以轴功率为目标函数的敏感性分析图。从图中可见,若型线设计得合理,可减少 10~20% 的燃油消耗。

近二十多年来,散货船越来越大,越来越肥胖。现在的绝大多数散货船都属于肥大型船。肥大型船尺度比和主要参数都超过了很多常规系列的范围。如何设计肥大型船的型线,引起了人们极大的重视,并陆续研制了多种适用于肥大型船的新型线,提出了一些新的设计方法。

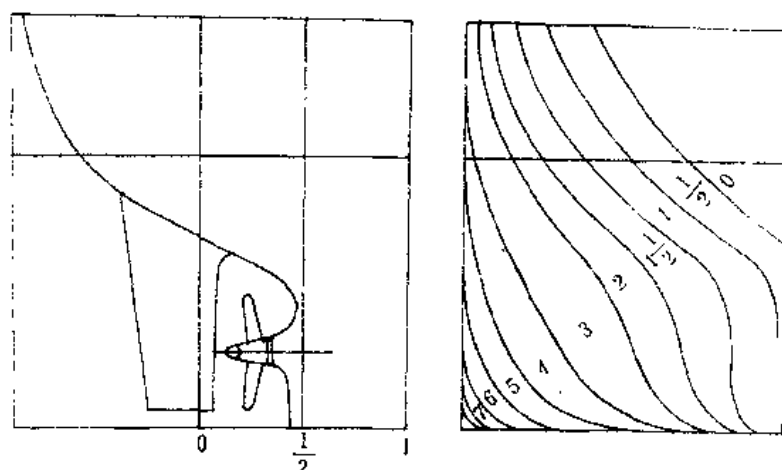


图 2-13 大型油船、散货船型线, U 形后体

明,它能改善尾流流场,提高船身效率,同时对防止螺旋桨引起激振也有作用。

(2)“自由桨”后体;如图 2-15。从图中可看出,螺旋桨远离后体,减少了由船体引起的流场对桨的影响。此种后体有较大的艉部半径和比较平坦的底部,这对减少形状阻力是有益的。

(3)双尾鳍后体:图 2-16 是常规双桨后体。图 2-17 是双桨双尾鳍后体。文献[13]、[14]、[28]均指出双尾鳍能减少阻力,且能极大地提高螺旋桨效率。目前,双尾鳍在散货船上已得到广泛应用。

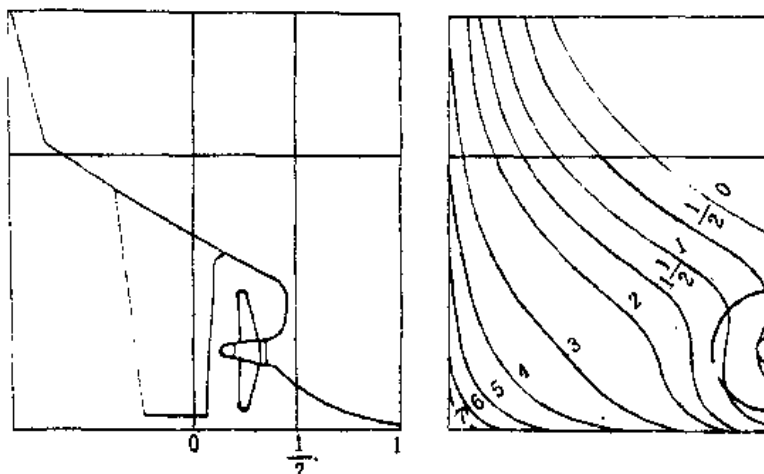


图 2-14 大型油船、散货船型线,球尾

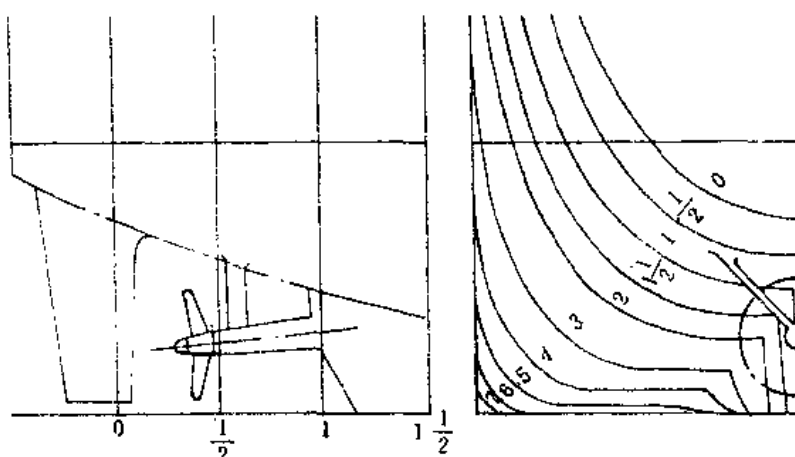


图 2-15 大型油船、散货船型线,“自由桨”后体

17 是双桨双尾鳍后体。文献[13]、[14]、[28]均指出双尾鳍能减少阻力,且能极大地提高螺旋桨效率。目前,双尾鳍在散货船上已得到广泛应用。

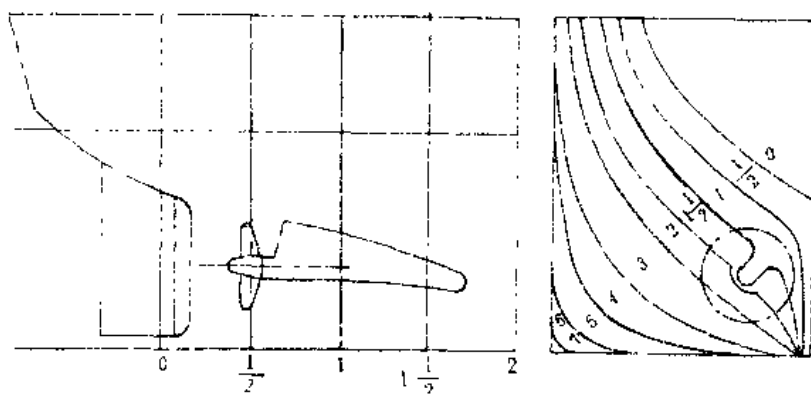


图 2-16 大型油船、散货船型线, 常规双桨后体

(4) 浅吃水肥大型船型线: 图 2-18 是限制吃水的肥大型船的常规型线。图 2-19 是单尾鳍后体。图 2-20 是纵流型后体配上自由桨的型线, 纵流型的阻力性能较好, 但船身效率下降, 它与自由桨配合, 是减少阻力, 提高推进效率的一种方法。图 2-21 是浅吃水肥大型船的双桨双尾鳍后体。日本建造的极浅吃水船《Sea Bridge》号采用了双尾鳍的型线。

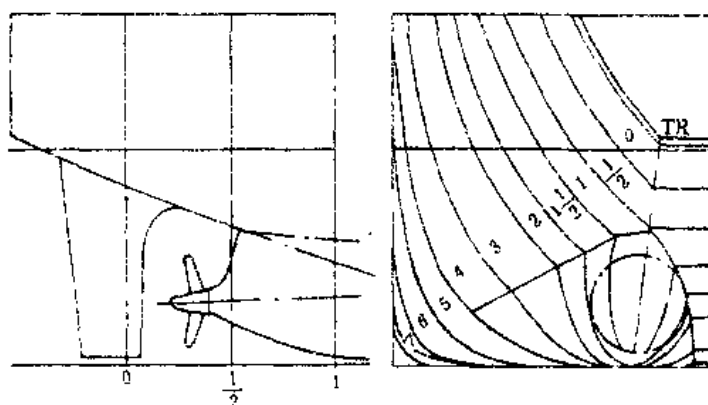


图 2-17 大型油船、散货船型线, 双桨双尾鳍后体

图 2-22 是具有不同后体的肥大型船相对于标准船型的轴功率比较, 从图中可见, 大多数尾型都比标准的好。

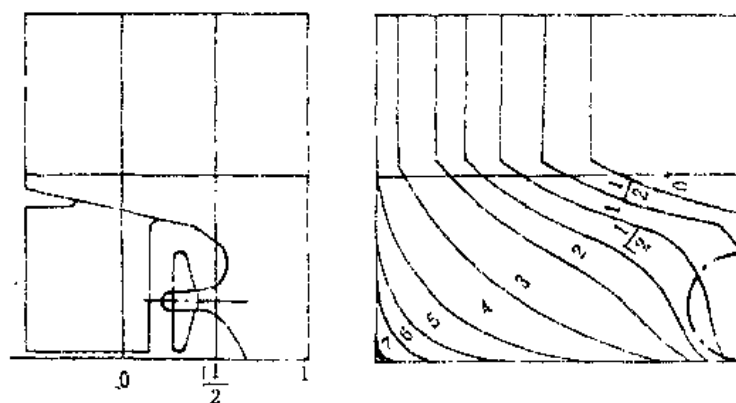


图 2-18 限制吃水的大型油船、散货船型线, 常规后体

文献[13]将上述尾型与标准尾型进行了比较。标准船型是用常规系列船型经过内插和外插得到的。它和实船具有相同的速度、主尺度、丰满度。而且具有与实船相似的螺旋桨, 相同的转速。

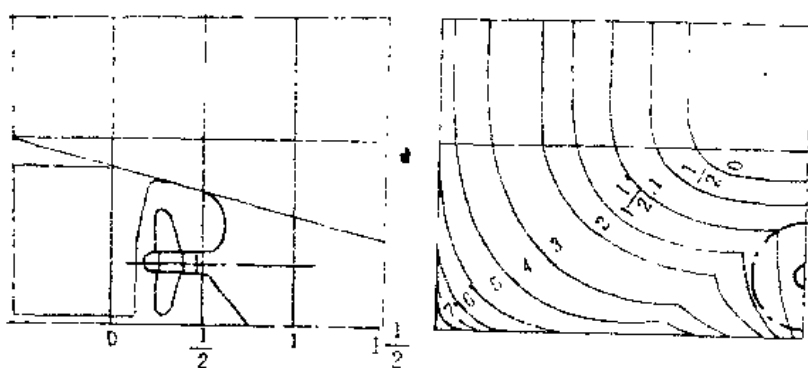


图 2—19 限制吃水的大型油船、散货船型线,单尾鳍后体

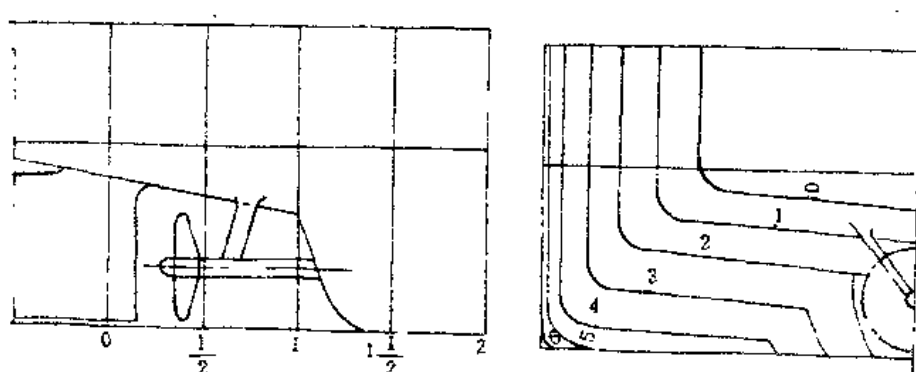


图 2—20 限制吃水的大型油船、散货船型线,驳船后体

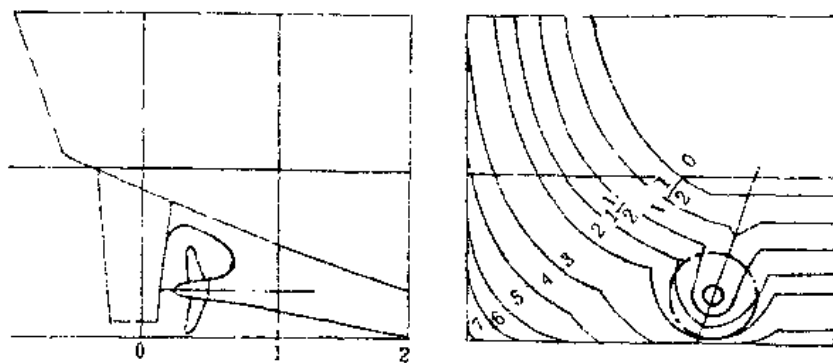


图 2—21 限制吃水的大型油船、散货船型线,双桨双尾鳍后体

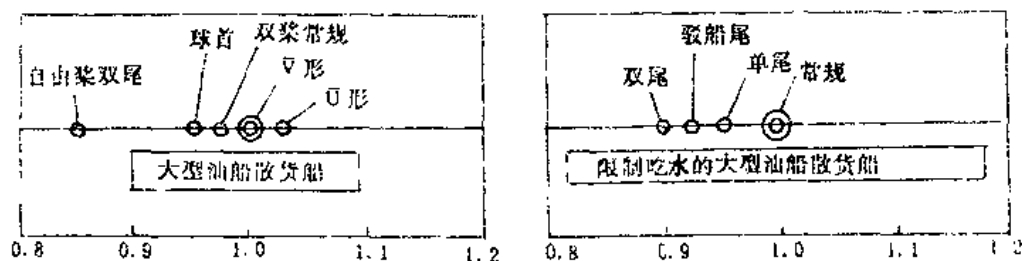


图 2—22 具有不同后体的大型油船、散货船相对于标准型线的主机功率

二、前体形状

(1)球首:伸出的球首与具有缓和的艏部及短肩部的 U 形前体和顺地连接起来,组成如图

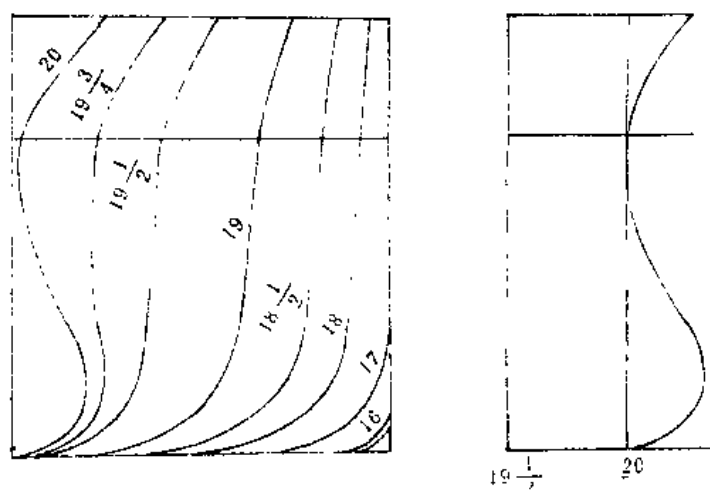


图 2—23 大型油船、散货船型线,球首前体

2—23 的前体型线。对于肥大型低速船,球首的主要作用是改善首部流场,减少舭部和底部旋涡。目前多数巨型散货船都采用球首。

(2) 椭球形前体:如图 2—24。它是由原来的垂直柱形首发展而成。和常规垂直柱形首比较,其静水阻力有比较大的改善。

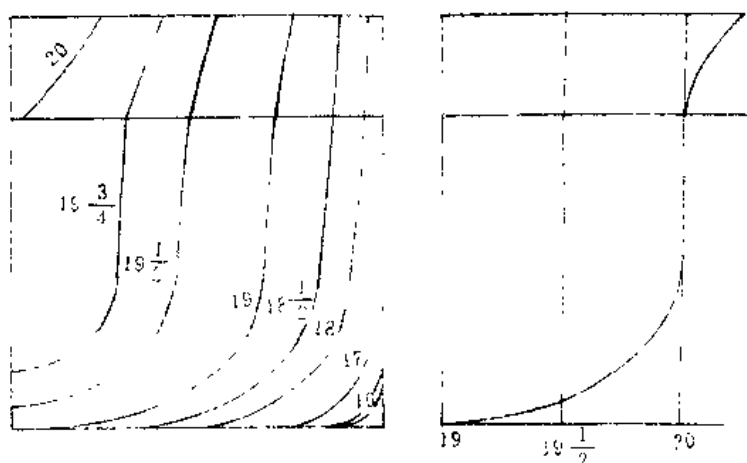


图 2—24 大型油船、散货船型线,椭球形前体

(3) 匙形首:如图 2—25。以前的柱形首柱的前踵半径与设计水线以下所有水线的进流半

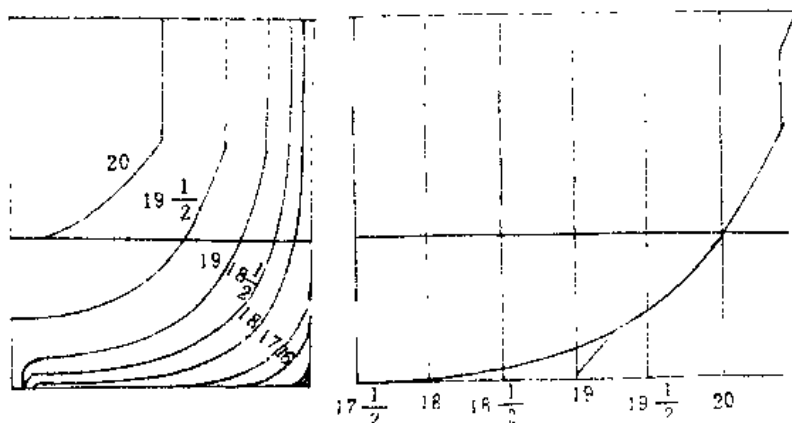


图 2—25 大型油船、散货船型线,匙形前体

径大致相同。对于肥大型船,这个半径很大,使前踵非常肥满,构成了水流向下流动的障碍。削

去前踵,从垂线后大约5%的船长开始,使整个底部升高,形成匙形首。这种首型适合于浅吃水船。

图2—26是上述几种首部型线对于标准型线型的主机轴功率比较,其中椭圆形首最佳。文

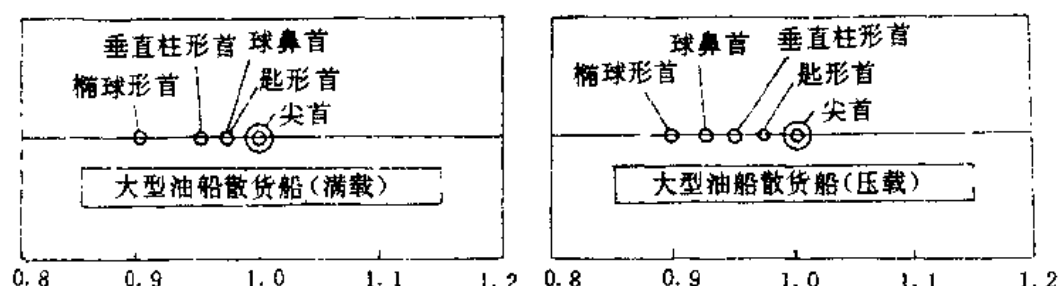


图2—26 具有不同前体型线的大型油船、散货船对于标准船的主机轴功率

献[13]还对球鼻首、垂直柱形首,匙形首在不规则波浪上的速度损失作了比较,以球鼻首最小,垂直柱形首次之,匙形首最大。

§ 2—5 总布置特点

一、机舱布置

现代散货船都采用尾机型。这样可取得中部方整的货舱,提高容积利用率,有利于舱口布置,提高装卸效率,可缩短轴系长度,降低造价,增加舱容,并提高推进效率,有利于结构的连续性和工艺性,提高纵向强度及材料的利用率。

合理地确定机舱长度对散货船的设计是很重要的。机舱过长,不仅缩短了货舱长度,而且导致货物重心前移,易产生首纵倾。同时机舱长度常常最影响一舱进水不沉的主要因素。因此必须采取紧凑的机舱布置,使机舱长度在满足主机布置要求的条件下压缩到最小。另外,为调整纵倾,适当改变机舱长度是很有效的措施。机舱长度与主机类型、功率大小、尾部线型、辅助设备等有关。表2—8是一些船舶的机舱长度与主机的关系表。

表2—8 一些船舶的机舱长度

船名	主机型号	功率 P kW	转速 (rpm)	主机长度 l_m (m)	机舱长度 (l_m)(m)	$\Delta l = l_m - l_m$ l_m (m)
矿海	VGS8H760/1500	7870	120	~14.2	24.36	10.16
谷海	B&WUV874-VT2BF-160	8826	115	~14.0	25.15	11.15
黄海	MANK7Z78/140A	5295	118	13.12	26.4	13.28
莺歌海	B&W674U2BT-160	7281	119	~11.20	24.92	13.72
琥珀海	VGS8U760/1500	7870	120	~14.2	26.04	11.84
康海	8RD76	8826	119	~15.635	26.5	10.865
静海	6Z-UT2BF-140	4818	135	~11.9	22.8	10.9
兰海	VGS6U760/1500	5516	112	~10.8	23.56	22.76
鲁海	6RD90	10010	119	13.82	24.4	10.58
海海	7RND76	10297	122	14.44	27.2	12.76

在缺乏资料的情况下,机舱长度可按下式粗略估算:

$$l_m = l_s + \Delta l$$

式中 Δl 约为 12m 左右。如在机舱内布置深油舱时, Δl 约为 15m 左右。另外机舱长度占船长的比率约在 14~15% 之间。

机舱开口在满足机舱内正常维修吊运零部件所要求的空间外, 也应力求缩小, 这样能使船员的居住面积和其它布置宽敞些。

二、货舱设计

散货船的货舱设计要求达到货物妥善贮放和防止船舶产生过大的纵、横倾。另外, 还需使货物配载合理, 防止船体结构承受过高的作用力。

货舱长度可按式估算:

$$l_c = L - l_m - l_w - l_s$$

式中: 首尖舱长 $l_s = (0.05 \sim 0.07)L$; 尾尖舱长 $l_w = (0.035 \sim 0.045)L$; 通常货舱长 $l_c = (0.73 \sim 0.77)L$ 。

确定货舱数是散货船总布置设计中的重要环节之一。舱数多, 装卸点相应增加, 能减少装卸时间, 但增加了清舱的工作量。对于设置起货设备的船, 造价也会增加。在使用岸吊时, 过短的舱长将使吊车互相干扰。因此货舱的划分必须根据船舶的性能、结构强度、营运便利等多种因素确定。目前散货船的舱长有增加的趋势, 但一般不超过 30m。

对于谷物兼运矿砂的散货船, 必须正确地确定矿砂舱的数量和布置。对于这种船, 为了不使装矿砂时重心过低, 初稳性过大, 引起剧烈的横摇, 可采用长短舱结合的布置方式, 用小舱装运矿砂。但小舱一般不宜太短, 以免重量过分集中, 大多取为长舱长度的 0.65~0.75 倍。也可采用舱长均匀划分, 间隔装载的方式。

图 2—27a、b 说明间隔装载比均匀装载使弯矩和剪力都有很大增加。图 2—27c、d 表明适当增加舱数对总强度是有利的。另外, 对于装矿舱的局部强度(特别是底部骨架), 也应给予足够的重视。

对于经常装运谷物、煤炭的船, 则以均匀舱长的布置形式最合理。对于设置起货设备的船, 要结合起货设备的配置使舱长与船宽保持适当的比例。对于不设起货设备的船, 可根据装货、卸货港的装卸条件来考虑。

图 2—28 为散货船的典型货舱横剖面简图。

三、压载舱的布置

多数散货船都是单向运输, 因此必须注意散货船的压载航行状态。散货船的压载舱容一般都比较大, 常达到其载重量的 30~50%, 对于一些浅吃水船, 甚至可达 90% 以上。为了确保经

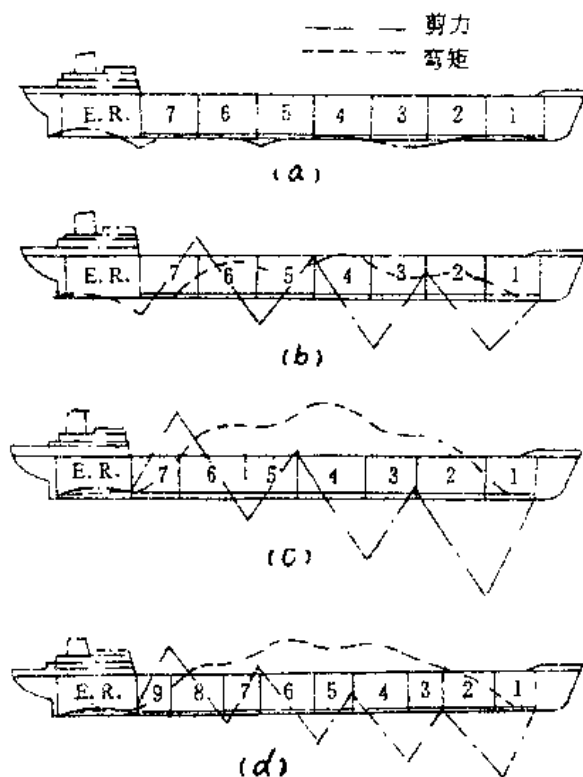


图 2—27 装载状态对弯矩和剪力的影响

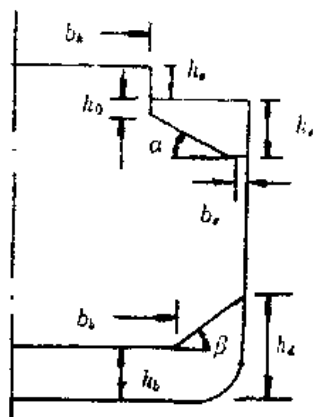


图 2-28 散货船典型货舱横剖面简图
 b_a ——1) $(0.45 \sim 0.50)B$, 一般 $0.50B$;
 2) $(0.68 \sim 0.013L)B$; b_s ——1) $b_a + (4 \sim 8)m$, $b_s > b_a$ 以免抓斗碰坏内底; 2) $0.73B$; b_b —— $0.6 \sim 1.2m$, 一般 $1.0m$;
 h_a ——1) 按规范规定确定; 2) $0.06B$ 以上, 一般 $1.5 \sim 1.8m$; h_s —— $0.7 \sim 0.8m$;
 h_b ——应有适当高度, 使舱围具有一定容积, 达到围井效果; α —— $\alpha \geq 30^\circ$, 或 $h_a = (\frac{1}{2\sqrt{3}}B - b_a) + 0.5m$; β —— $\beta = 35^\circ \sim 50^\circ$, 或 $h_b = 0.195B_m$ 。

济航行, 压载状态和满载状态一样, 都存在一个最佳纵倾值。文献[29]建议, 对船模进行扩充试验, 即对船模进行变排水量、变船速、变纵倾的试验, 然后根据试验资料利用计算机求出航行时的最佳纵倾值, 指出油、水舱的分布。

压载水舱布置在首尖舱、尾尖舱、舷部顶边舱和双层底边水舱内。

首尖舱长度在 $0.05 \sim 0.07L$ 之间, 容量在 $300 \sim 700m^3$ 之间, 有球首时可达 $1000m^3$ 左右。尾机型的散货船一般将机舱下的双层底布置为燃油舱, 因而尾尖舱是尾部唯一的压载水舱, 作用甚大。船舶满载到港时, 一般只需尾尖舱压载后就可调整平衡。

双层底底边的两侧舭部一般用作压载舱, 而中间作为压载舱或燃油舱。为了便于满载进出港时的纵倾调整, 往往将燃油舱按纵向布置。有时为了增大首部压载舱容, 将第一货舱下的双层底提高。

设置舷部顶边舱是专用散货船独有的特点。舷边顶边舱几乎都布置为压载水舱, 其压航量占总压载量的 $40 \sim 50\%$ 。因其位置高, 所以对于压载航行时降低初稳性高度和改善耐波性是十分有利的。

对于散货船, 其压载航行时船舶所承受的弯矩比满载航行时大得多, 所以如何减少船舶在压载状态时的弯矩是总布置中应注意的问题。为此总希望将燃油舱和压载舱尽量沿船长方向布置, 使船首尾压载量不必过大。

为了增加压载量和减小压载航行时较大的中拱弯矩, 有不少船在中部设一与货舱兼用的压载舱, 也有些船在中部的一个货舱内设置二道纵倾壁, 使其边舱作为压载舱。

图 2-29 是我国设计和建造的 $DW=16000t$ 矿煤船的布置示意图。该船设有五个货舱, 开口大, 装卸方便, 压载量大, 在各种装航情况下均有良好的适航性。每个货舱都为装矿砂作了加强。

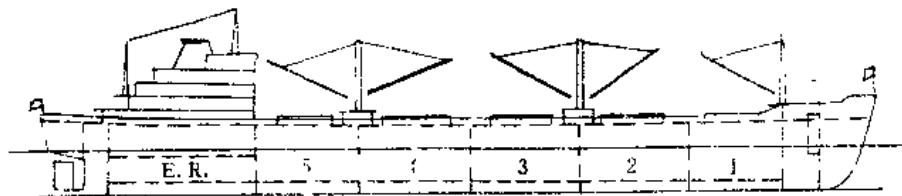


图 2-29 16000t 矿煤船布置示意图

参 考 文 献

- [1] Jacobs, Clyde. L.: "Development of the Specialized Dry Bulk Carrier", marine Technology, Jan. 1983.
- [2] Henry, J. J.: "Modern Ore Carriers".
- [3] 沈同熹:《散货船的总体设计》, 船舶工程, 1981(2)。
- [4] 姚蕴芳:《新型船舶》, 人民交通出版社, 1980。

- [5] 李树范,纪卓尚:《大型矿砂船主要船型参数统计公式》。
- [6] 林杰人,谭家华,顾敏同:《船型论证方法探讨》,1981。
- [7] Murray. J. M. :“Lager Bulk carriers”,1965(3)。
- [8] 林杰人主编:《船舶设计原理》,国防工业出版社,1981。
- [9] Gilfillan. A. W. :“The Economic Design of Bulk Cargo Carriers”,The Royal Institution of Naval Architects,Jan. 1969。
- [10] 吴善勤,裘泳铭:《随机衡准指标下船型参数的正交设计》,中国造船,1983(4)。
- [11] 北京大学数学力学系概率统计组编:《正交设计法》,1976。
- [12] 秦士元:《系统分析和最优化》,1983。
- [13] Williams AKE:“Some Recent Trends in Hull for Merchant Ships”,SSPA, No. 80, 1978。
- [14] Ciovanni B. Tommasi:“Experimental Evalution of a New Stern Shape”,International Shipbuilding Progress,1976。
- [15] 谷口中,渡道恭二,田村欣也:“船型可分原理にヨる肥大船型の新设计方法”,造船协会论文集,1966。
- [16] Regreson Fischer:“Estimation of Great Lakes Bulk Carrier Resistance Based on Model Test”,Marine Technology,October. 1973。
- [17] 张均,程明道,杨樵:《单桨船有效功率估算方法的一些考察》,1983。
- [18] Holtrop. J, Mennen G. G. J. :“An Approximate Power Prediction Method”,I. S. P. July. 1982。
- [19] W. H. Aufm Keller:“Extended Diagrams for Determining The Resistance and Required Power for Single-Screw Ships”。
- [20] 渡边四郎,坂尾稔,小丸棒,小西绩男:“Buttock Flow 船尾の研究”,造船协会论文集,昭和42年12月。
- [21] 川崎重工业、技术室神户设计部:“超广幅、超浅吃水重量物运搬船 MS ‘Sea Bridge’”,船舶, No. 617。
- [22] 张新华:《八十年代国际船舶市场趋势及对大宗货物船的需要》。
- [23] 叶希圣,周英,顾家骏:《远洋散货船发展船型的探讨》,1981。
- [24] 张泽民:《经济型散货船》,1983。
- [25] 朱慕时:《大型自卸散货船》,1983。
- [26] 陆治平:《浅吃水肥大型散装货船》,1983。
- [27] 关西造船协会编:“造船设计便览”,昭和51年2月。
- [28] 交大水池:《三千吨双桨沿海散装煤轮试验报告》。
- [29] R. 布莱:《海运的经济性》,1981。
- [30] 吴正廉:《散装水泥船》。
- [31] 谭家华,潘伟文,黎强:《散货船主要要素的正交设计》,1984。
- [32] 上海船舶设计院:《浅吃水肥大型船文集》。
- [33] 日本钢管株式会社船舶计画部:“超广幅浅吃水石炭船の開発”,船の科学,1982. No. 8。

第三章 运木船

木材是大宗货之一。木材水运量在一些国家排在矿砂、煤之后居干货中第三、第四位。1988年世界木材海运量达到1.57亿吨。我国木材运输在干货运输中也占有一定的地位。随着国民经济的发展,现代化建设的需要,作为三大建材之一的木材运量将会大幅度增加,仅连一申线木材运量1980年已达185万米³,1985年达到370万米³。目前我国还从美国西海岸、澳大利亚和加拿大等国进口木材,年运量超过800万米³;还计划由苏联远东港口进口木材。所以运木船的设计和建造已引起造船界的广泛注意。

目前海上木材运输的主要方式依然是使用运木船。世界上最大的运木船是日本1981年建造的“Rayna”号(1)。世界上约有80%运木船的载重量在20000t级以下,其中又以5000~10000t级为最多;载重量在20000t级以上的大多是多用途船,主要是木材兼散货船或木材兼集装箱船。表3-1为部分国内外现有运木船的主要参数。

运木船是散装货船派生出来专门运输木材的一种船型。由于木材与其它散货如煤、矿砂、粮食等有许多不同的特点和要求,因此运木船的设计除与散货船有共性之处外,还有其特殊的要求。尤其是近年来,木材运输方式和装卸工艺都有一定的发展,成组运输已成为木材海上运输的发展方向,一些主要木材出口国家成材运输已达到全部成组,并向大成组化的集装箱运输发展,圆木也大多采用捆装运输,以提高装卸效率。为此,对现代运木船的设计提出了各种特殊的要求。

§ 3-1 木材货运特点及运木船的特征

一、木材货运特点

木材的货种有原木(或圆木)、成材和木屑,适应于运输这些木材的船舶分别称为圆木运输船、成材运输船和木屑运输船,其中以圆木船最多。我国东北木材及从美国、加拿大、东南亚等国进口的木材大都为圆木。因此,本章主要介绍圆木船。

设计运木船,首先必须对该船运输的木材品种作调查,深入了解圆木的直径、长度、木材种类与比重,散装还是成组(或成捆),积载因数的大小。

1. 运输中木材的比重

运输中的木材比重与干木材比重是不同的。干木材(含水率15%)的比重在有关手册上可以查到,如东北红松为0.44t/m³,东北冷杉为0.38~0.39t/m³,落叶杉为0.6t/m³左右,北美太平洋沿岸木材为0.646~0.689t/m³,菲律宾柳安木为0.861~1.076t/m³。但远输中的木材由于含水率高。其比重将有较大增加。影响运输中木材比重的因素是:采伐后时间长短,堆放场所,堆放时间,木材品种。据我国实测统计,从东北运往上海的东北松(以松杉为主)比重约在0.9~1.0t/m³左右(2)。

由于木材的比重直接关系到船舶主要尺度和舱容,为此,设计运木船,应对航线上木材的品种、堆放场所、堆放时间等因素实地调查后确定。

2. 木材积载因数C

木材的积载因数较一般散货大得多,且各种木材的积载因数变化范围也很大,如圆木在舱

表 3-1 国内外部分运木船的主要参数

船名	建造年份	总长 Loa(m)	两柱间长 Lpp(m)	型宽 B(m)	型深 D(m)	吃水 T(m)	排水量 $\Delta(t)$	载重量 DMT(t)	载货容积 (m^3)	主机型号	功率 $P_0(kW)$	转速 (r/min)	船速 (kn)
海上建筑船号	1981	164.30	154.00	22.86	13.20	9.20	24606	17500		B&W6L57GFC	7497	119	15.9
7000 m^3 运木船	1980	135.35	124.00	20.40	11.10	7.70	14390	10247		6ESDZ58/100	3969	165	14.0
Hman Ace	1986	174.00	164.00	27.50	13.15	9.22		26841	35791.00	6UEC52LA	4480	107	13.5
Liberty Star	1986	168.00	158.00	27.00	13.45	9.58	32736	26914	33099.00	6UEC52LA	4423	119	13.5
Kiwi Queen	1984	147.02	136.00	22.80	12.20	8.95	22319	17722	21798.80	三井 B&W6L50MCE	4586	126	13.75
Garnet Star	1984	155.20	145.70	22.86	13.60	9.96	27068	22025	25555.60	三井 B&W6L55GBE	4981	145	14.00
Muse	1984	182.80	174.00	30.50	15.75	11.02		40970	48866.80	三井 B&W6L57GBE	6615	109	14.36
SanKo Eagle	1983	188.00	180.01	28.00	15.40	10.86		37651	45962.00	H 立 Sumit 6RTA58-R4	5098	93	14.00
Ho Yu	1982	177.00	165.00	28.20	15.60	11.33	42780	35025	40483.70	8UEC52/125H	6552	142	14.05
Kiklonan	1982	183.50	172.00	26.60	15.00	10.77	41022	33109	39788.00	三井 B&W7L55GFC	7005	150	14.70
Asian Glory	1982	160.00	150.00	24.60	13.60	9.97	27870	22430	27121.47	6UEC52/125H	4498	137	14.15
Seaward Ace	1982	146.07	137.00	22.86	12.60	9.32	23165	18744	22378.00	6UEC52/125H	5292	145	14.20
Grand Wood	1981	146.07	137.00	22.86	12.60	9.32	23175	18668	22378.00	6UEC52/125H	5292	145	14.20
Verdant	1981	155.20	145.70	22.86	13.60	9.96	27064	21951	26593.30	H 立 B&W6L55GFC	5020	142	14.00
Rayna	1981	224.50	215.00	32.20	17.80	12.46		60010	83071.80	H 立 Suber6RND76M	8930	118	14.60
Van Hawk	1980	165.18	154.00	24.60	13.60	9.81	31342	24712	29883.30	Suber 6RND68	6549	145	14.90
Crystal Star	1979	158.50	148.00	22.40	13.10	9.50	25116	19610	24303.60	9UEC52/105D	6152	169	14.40
Timur Star	1978	152.35	142.00	22.80	12.40	9.08	23999	18043	23217.33	三井 B&W10K45GF	5880	220	14.00
Gaya Tiga	1978	112.04	104.00	17.60	9.40	7.50		7778	10619.17	H 立 B&W6K42EF	2734	220	13.00
Piman	1976	107.33	99.00	16.50	8.50	6.94	8829	6725	8491.01	IKSLH647	2561	237	12.50
Malayan	1975	104.30	96.00	16.20	8.20	6.68	8195	6297	7521.78	6UET45/75C	2374	218	12.50
Freedom	1975	118.45	110.00	18.00	9.00	7.23	11122	8353	10709.86	6UET45/80D	2811	218	12.30
Lampung	1975	135.25	125.00	20.00	10.25	7.92	15521	11855	14267.00	H 立 B&W8K42EF	3344	220	12.5
Canta Minor	1975												

内的积载因数约在 $2.1 \sim 3.0 \text{ m}^3/\text{t}$, 甲板上约在 $1.5 \sim 2.0 \text{ m}^3/\text{t}$ 。

确切地选取积载因数, 必须深入调查研究, 弄清楚影响积载因数的因素。影响积载因数的因素比较复杂, 大致有以下几方面:

(1) 木材品种、直径、长度和比重。直径小, 长度短, 积载因数小; 材料比重大, 其积载因数小; 成材因堆放整齐、紧密, 按理其积载因数比圆木小, 但成材一般比较干燥, 因此成材的积载因数也可能比圆木大些。

(2) 装卸方式、装卸质量。如果装得整齐、紧密, 当然积载因数小。但是能否装得整齐、紧密与港口码头实际装木情况有关, 同时也与散装还是成组等有关, 成组(或成捆)装载时, 长短参差不齐, 捆与捆之间的间隙大, 积载因数稍大些。

(3) 船型大小, 货舱型式, 舱口大小。这些因素不仅影响装卸效率也对积载因数有影响, 合理的船型、大舱口及合理的分舱可使木材堆放整齐, 木材积载因数也可小。

表 3—2、表 3—3 为中国、原苏联、日本运木船所运木材的有关数据〔3〕、〔4〕。

表 3—2 中国、原苏联运木船的本材数据

国别或航线	木材种类	木材尺度		比重(t/m^3)		积载因数(m^3/t)	
		长度(m)	直径(m)	干木	运输中比重	舱内	甲板
中国 连一甲	圆木(松杉、水曲柳等)	4, 6, 8, 10, 少量 12, 16	0.3~0.7	0.38~0.6	0.9~1.0	2.8~3.0	2.0
中国—美国 澳洲, 加拿大	花旗松、硬木	12~15	0.7	0.75~1.10	—	2.4	2.0
苏联	圆木 成材	—	—	—	—	2.1~2.3	1.9~2.0
		1.5~6.8	1.1~1.1 1.35~1.35	0.6	—	2.1~2.3	—

表 3—3 日本运木船积载因数

种 类		北美, 太平洋沿岸圆木	菲律宾 柳安木
木材尺度		$\Phi 0.61 \sim 0.91 \text{ m}, l = 4 \text{ m}$ $\Phi 0.30 \sim 0.61 \text{ m}, l = 12.2 \sim 18.3 \text{ m}$	—
比 重		$0.646 \sim 0.689 \text{ t}/\text{m}^3$	$0.861 \sim 1.076 \text{ t}/\text{m}^3$
积载 因数	舱内	$2.08 \sim 2.27 \text{ m}^3/\text{t}$	$2.22 \sim 2.38 \text{ m}^3/\text{t}$
	甲板	$1.85 \sim 1.96 \text{ m}^3/\text{t}$	$2.04 \sim 2.17 \text{ m}^3/\text{t}$

3. 木材装卸工艺的特殊性

木材货既不同于煤、矿砂、谷物等散货可以连续装卸, 又不同于能用集装箱方式装卸的件杂货, 因此木材货的装卸效率极低, 船舶停泊时间特别长, 大约 70% 营运时间是停靠在码头上。因此, 如何改革木材装卸工艺、装卸方式, 对提高运木船的运输效率是非常重要的。近年来

木材运输正在向成组化发展。

二、现代运木船特点

现代运木船大多是低速尾机型,单甲板有首楼,设有顶边水舱(或垂直边水舱)。根据木材货运的特性,运木船有以下主要特点:

(1)由于木材积载因数较一般散货要大得多,因此运木船要求有较大的舱容。为增加货舱有效容积,最好的办法是增加船宽,所以运木船的相对船宽较大,而且舱内强肋骨、管路凸出部位要少。

(2)甲板上堆装木材,一般约占总载货量的 1/3。因此甲板、舱口盖、舷墙、缚固木材的立柱都要加强。

(3)为了便于装卸,提高装卸效率,要求货舱具有足够大的甲板开口,且起货能力大,以适应成组运输的发展。运木船起货设备的起重量一般为 20~25t。1974 年加木大建造的“海达君主”号(Haida Monarch),装有 50t 全旋转起货机 2 台,装船效率达 1000t/h,卸货时控制连通式压载水舱,利用船的横倾滚卸木材达到快速卸货的目的[5]。

(4)由于甲板上要堆放木材,要注意确保满载木材时的稳性;同时因回程空放较多,如我国连一申线运木船空放航行占 50%,为获得良好的空放适航性和操纵性,运木船应有足够压载水舱。

综上所述,由于木材货物的特性,决定了运木船与一般散货船有许多不同之处,这些不同正是运木船的特殊性,因此设计运木船的中心问题,最处理好它的特殊要求所带来的船舶设计中的特殊问题。

§ 3—2 运木船设计的特殊问题

一、稳性

上节已提及木材货在运输中的特点之一,就是它的积载因数比较大,为完成一定货运量则需要有较大的货舱容积。此外还必须在甲板上堆放大量的木材,其装载量由船舶的稳性和甲板的容许载荷值决定。通常约占总载货量的 1/3。从稳性角度出发,一般认为专用运木船的甲板上堆放高度为 0.25~0.30B(视船舶吨位大小而异约为 4~6m)。甲板上堆装木材后重心升高,受风荷载增加,使稳性恶化。如甲板上缚固木材装置不可靠,缚而木材操作不认真,造成甲板货移动,则更危险。船舶海难事故分析中运木船约占 1/3[6]。且其中大多数是由于甲板货移动引起的。

我国《海船稳性规范》(1986 年)规定:“运木船所核算的各种装载情况经自由液面修正后的初稳性高度应为正值。”这是设计的最低要求。设计中应选择一个合适的正值,否则甲板上浪、下雨时木材含水率增加,木材的比重增大,则不仅增加甲板上荷重,而且使重量重心上升导致 \overline{GM} 降低。另外,油木自由液面而在设计假定状态与实际使用情况不完全相符,或者是对自由液面而影响估计不足,雨使 \overline{GM} 下降,最终导致 \overline{GM} 趋近于零,甚至为负值。根据日本航海学会对装运木材的船舶发生海难事故而进行的船模、实船试验结果分析,初稳性高不得小于 0.3m。日本运木船实际营运中统计的 \overline{GM} 值如表 3—4[7]:

表 3—4

日本运木船初稳性高统计值

初稳性高 \overline{GM} ,m	<0.3	>0.4	0.5	<0.6	>0.6
所占百分比, %	20	25	5	30	20

由表可见,实际营运中多数情况 \overline{GM} 值在 0.3m 以上。但满载时的初稳性高也不宜取得过大,否则将产生剧烈的横摇,不仅影响船员正常工作,而且会使立柱、舷墙受力过大。

另外,按国际海事组织(IMO)规定,运木船满载出港时 $\overline{GM} \geq 0.1\text{m}$,航行中 $\overline{GM} > 0$ 。

二、空船压载航行性能

运木船有(30~40)%航程是空放航行,所以改善空放航行性能特别重要。

空放航行性能船主要指空放航行时的耐波性和操纵性。空放耐波性差者,在不太大的风浪中会有严重的纵摇及横摇,从而引起严重的首部抨击和螺旋桨露出水面打空车,船舶被迫降速航行,船速愈降,横摇更加剧烈,使得船员无法操作。空放操纵性差的船舶,在风流中航行时难以操纵驾驶,甚至在不太大的风浪情况下难于移泊,因此严重影响船舶的使用性能。

为了获得较好的空放性能船,在选取主尺度、型线、总布置等时应加以考虑,并采取必要的措施予以改善。如采用顶边压载船,提高空放时船舶的重心,降低初稳性高度。且应有足够的压载水船,使船舶具有适当的首尾吃水,一般要求尾部吃水淹没螺旋桨,避免空气吸入影响螺旋桨效率,同时保证在一定风浪时,螺旋桨不致露出水面或露出较少。首部吃水也要达到一定的深度,以免船舶在风浪中航行时产生严重的抨击。

三、甲板与舷口结构强度

甲板上装载木材量约占总载货量 1/3,这么大的重量堆放在甲板及船口盖之上,因此甲板与舷口结构强度的设计是专用运木船必须特别注意的问题,以免舷口变形,保证货船舱盖的顺利开闭。

另外,据日本海事协会 1985 年度对运木船等 11 种船种船体损伤统计分析,运木船不论是在船只损伤艘数还是在结构部件损伤件数方面,均在诸船种中居首位[8]。图 3—1 所示为按船种分类的船舶损伤数在船舶损伤总艘数中所占的比例,图 3—2 所示为不同船种 1985 年度的

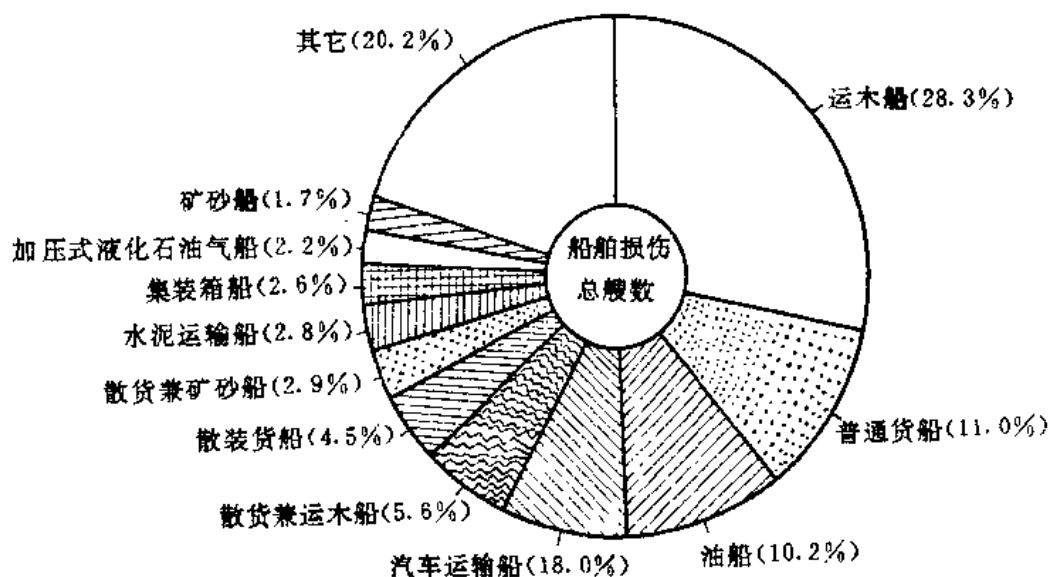


图 3—1 1985 年日本船舶损伤总艘数
总损伤件数。对此,在运木船结构设计时要认真考虑,引以为戒。

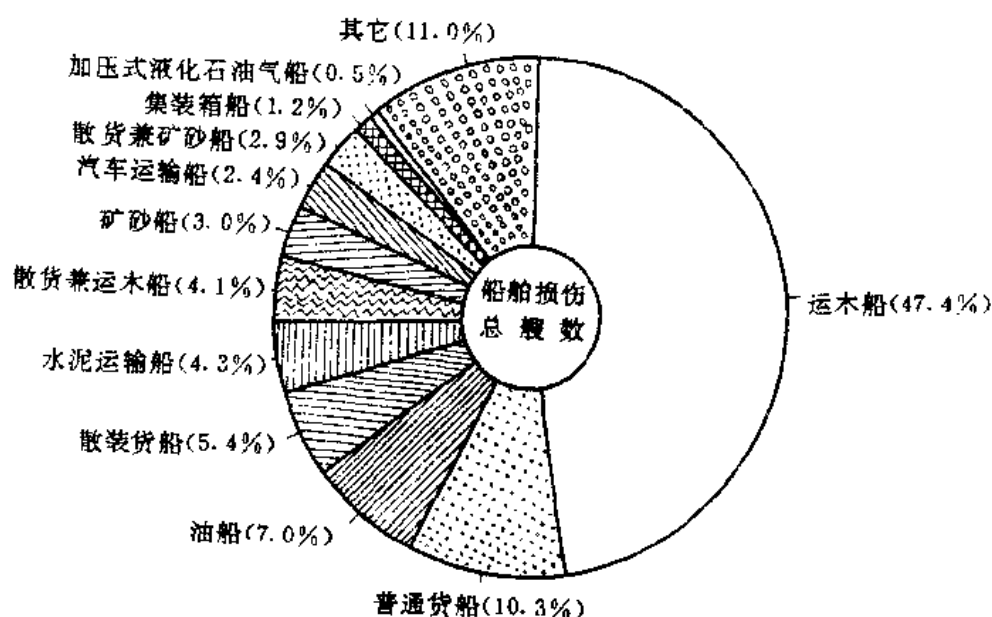


图 3-2 1985 年日本船舶的总损伤件数

四、提高装卸效率

运木船在码头装卸时间约占营运时间的 50%，甚至达 (60~70%) 之多，为缩短停港时间，提高木材的装卸效率，已成为世界各国设计、研究部门的重要课题。其中采用长大舱口、双列舱口船型以适应成组或捆装运输，配备起重能力大的起重设备，提高装卸效率。

§ 3-3 海上运木船主尺度及系数的确定

一、运木船主尺度特点

从近年来运木船资料的分析中[9]、[10]、[11]，指出运木船主尺度方面的特点是：

(1) 载重量 DW 较小：运木船载重量一般在 2 万吨以下，其中又以 5000~10000t 级最多，主要是因为大多数木材装卸港的水深限制，同时许多木材输出港口的堆场小，较大的船要停靠 2~3 个港口才能装满一船，因此经济效益不够理想。但根据运木船建造发展

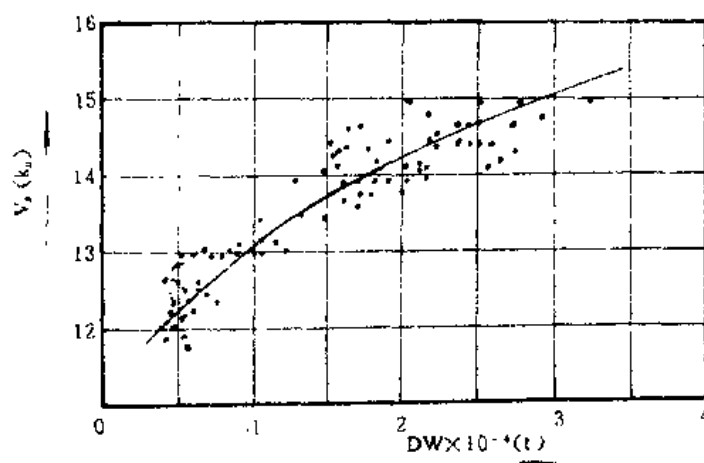


图 3-3 $V_s \sim DW$ 统计图

趋势来看，也有不少载重量在 2~4 万吨级。2 万吨级以上的多是用适船和少数成材运输船。

(2) 船速较低：运木船的航速一般较低，如图 3-3 所示，这与运载货物性质有关，即木材不会因运输时间长而变质，且由于装卸效率较低，停泊时间较长，从经济角度考虑船速也不宜过高。目前约 60% 的运木船船速在 13.5kn 以下。对大、中型运木船，为提高其营运经济性，减少

船舶空放航行次数,均设计成兼运散货或兼载集装箱,故其船速也随之增大,一般在 13~15kn 左右。各种吨位运木船与主机功率关系如图 3-4 所示,可见 25000~30000t 的运木船,其主机功率约在 7000~8100kW 左右,万吨船为 2950~4400kW 之间。

(3)长宽比 L/B 较小而宽吃水比 B/T 较大:为了获得足够的稳性、较大舱容和甲板载货面积,运木船一般较常规的散货船、杂货船具有较大的船宽,尤其是近年来建造的船舶。因此 L/B 较小,而 B/T 较大,船型短而肥胖。图 3-5 为文献 [14] 给出 DW 与 L/B 、 B/T 、 D/T 的关系,其中 2~4 万吨

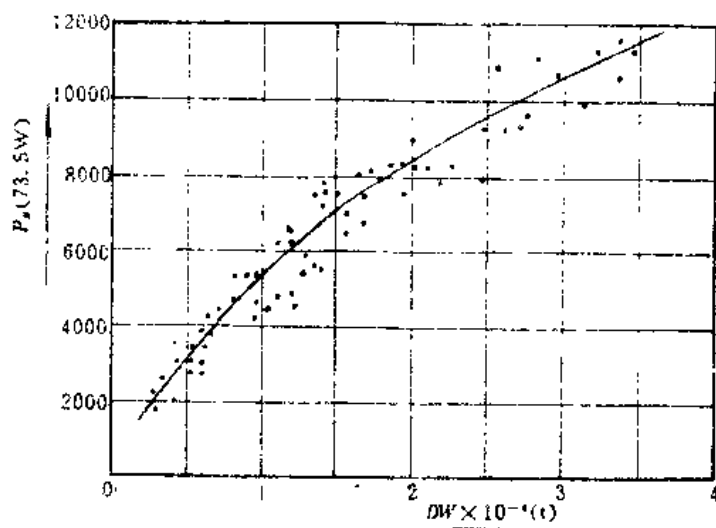


图 3-4 BHP~DW 统计图

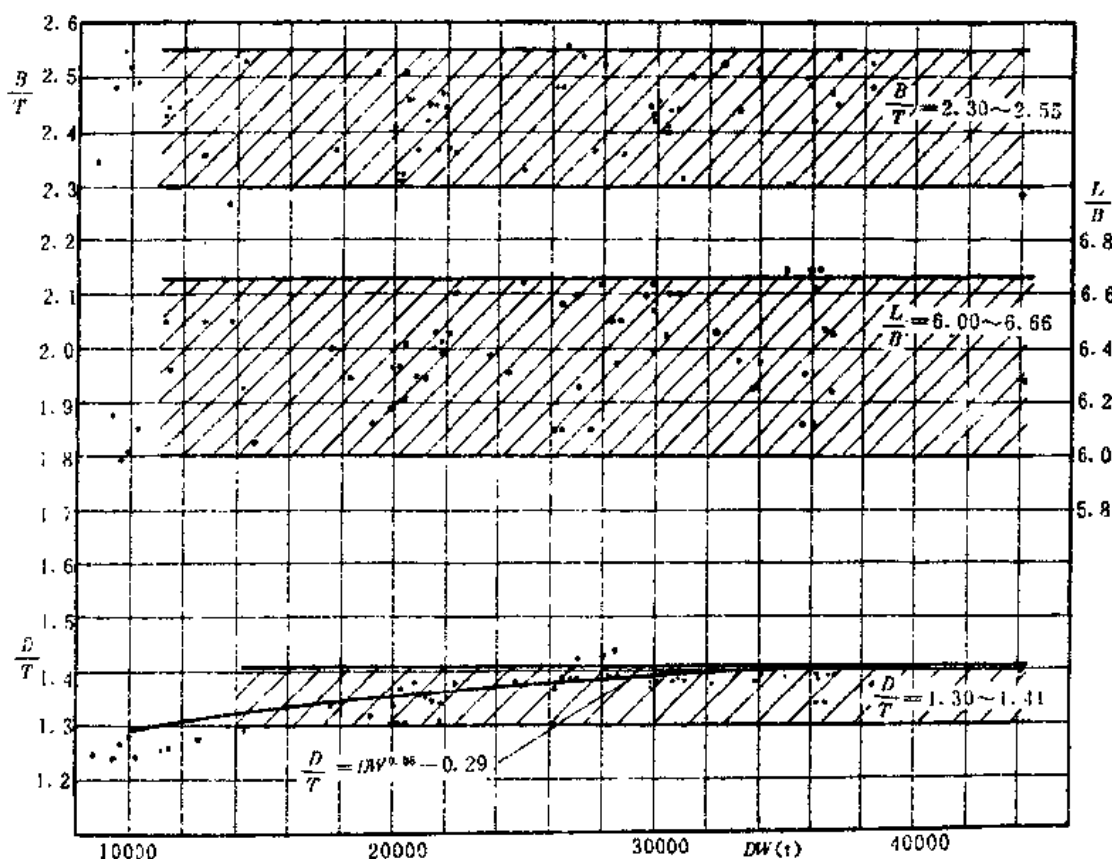


图 3-5 DW 与 L/B 、 B/T 、 D/T 的关系

级的运木船主尺度比范围: $L/B=6.00\sim6.66$, $B/T=2.30\sim2.55$, $D/T=1.30\sim1.41$ 。

二、运木船主尺度的确定

在船舶设计初始阶段,常常需要根船有关统计公式来估算主尺度大致范围,在此基础上再进行方案分析比较,最后确定技术经济性能较佳的尺度方案。但目前估算运木船主尺度的统计

公式很少,而估算其它船舶主尺度的公式未必切合运木船,再者许多公式又是几十年前的统计所得,已不能反映近代船舶的发展趋势。根据近期国外运木船的资料,并结合我国实际情况,在运木船的初始设计阶段可用下述公式进行估算。

1. 载重量系数和空船重量估算

利用载重量系数可初估排水量。日本运木船载重量系数 η_{DW} 与载重量 DW 之间的关系如下:

$$\eta_{DW} = 0.94 + 0.02 \frac{DW}{10000} \quad (3-1)$$

考虑我国船舶使用年限较长,部分结构相应较重,船员人数多,机舱长度较长等特点,载重量系数可取为:

$$\eta_{DW} = 0.715 + 0.02 \frac{DW}{10000} \quad (3-2)$$

图 3—6 为运木船 η_{DW} 与 DW 的统计图。

文献[12]给出运木船空船重量 LW 统计公式为:

$$LW = 7 + 0.4DW - 3.6\left(\frac{DW}{1000}\right)^2 \quad (3-3)$$

原苏联 H. B. 巴拉巴诺夫给出现代运木船 LW 与 DW 的关系为[13]:

$$LW = 0.263DW + 658 \quad (3-4)$$

2. 垂线间长 L_{pp}

在《船舶设计原理》中详细地分析了使用条件及建造条件对船长的限制,总布置对船长的要求以及船长对操纵性、耐波性的影响,并论述了船长对阻力的影响[15]。但运木船的航速较低,船长对阻力的影响主要是对摩擦阻力的影响,在一定的排水量情况下,尽可能缩短船长,增加船宽,可提高其经济性。

图 3—7、3—8、3—9 为实船 $DW \sim L_{pp}$ 、 B 、 D 及排水量 Δ 与 L_{pp} 的关系。根据图 3—8 和图 3—9 所示资料来看,1976 年以后所建造的运木船其船长较 1975 年以前的短。结合我国船员较多、上层建筑较长以及机舱长度也较长的情况,可按下列公式确定船长:

$$L_{pp} = 5.55 \sqrt[3]{\Delta} - 18 \quad (\text{m}) \quad (3-5)$$

$$\log L_{pp} = 0.7 + 0.3371 \log DW \quad (3-6)$$

式中: Δ ——满载排水量, t。

对于中小型运木船,图 3—10 给出 DW 与 L_{pp} 的关系曲线为[12]:

$$L_{pp} = 5.38 DW^{1/3} \quad (\text{m}) \quad (3-7)$$

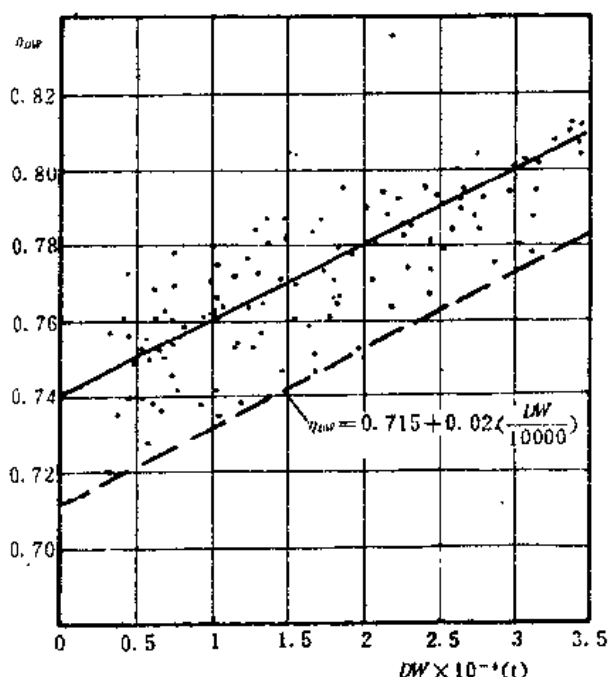


图 3—6 $\eta_{DW} \sim DW$ 统计图

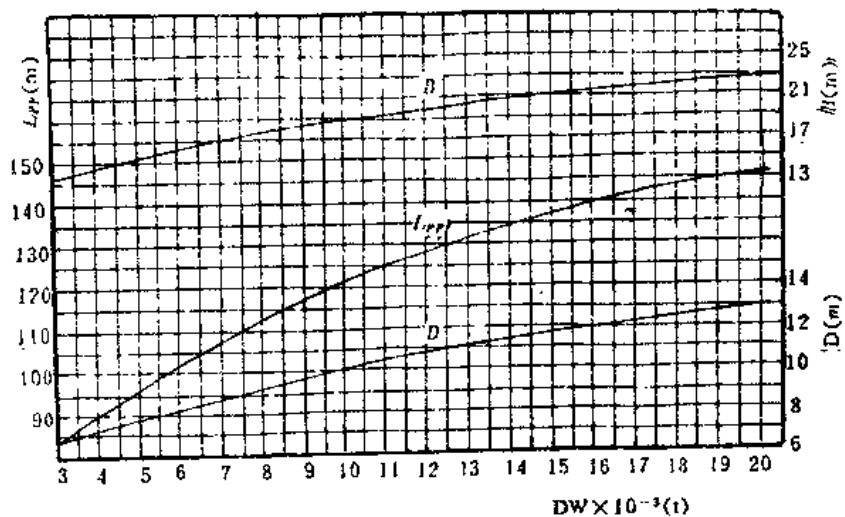


图 3—7 $DW \sim L_{pp}, B, D$ 的关系

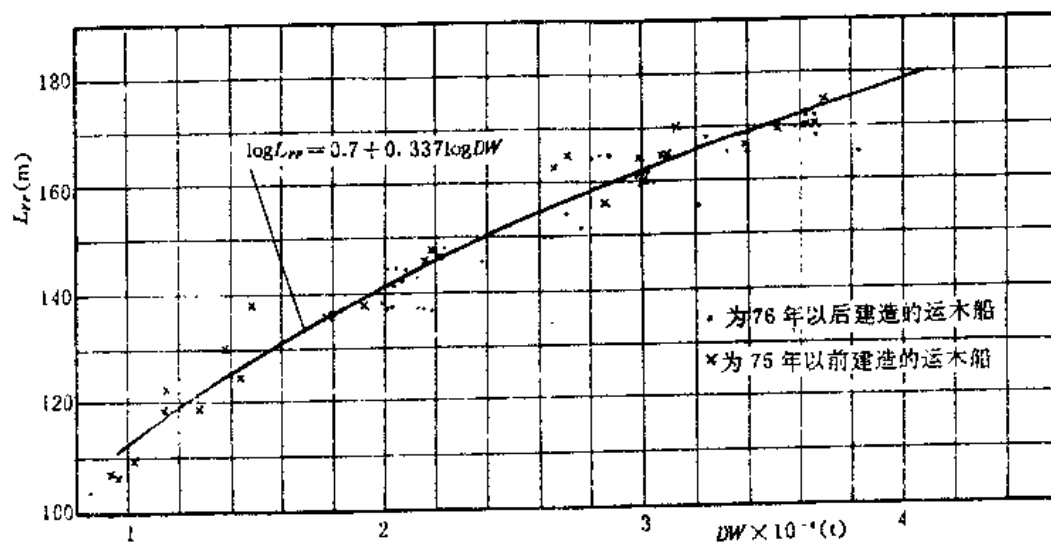


图 3—8 $DW \sim L_{pp}$ 的关系

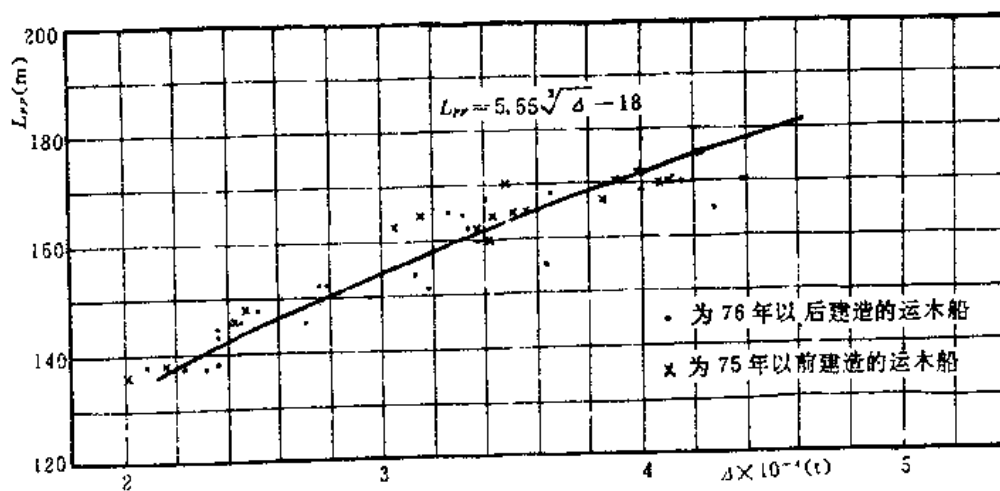


图 3—9 $\Delta \sim L_{pp}$ 的关系

苏联 H. B. 巴拉巴诺夫根据 130 艘运木船统计得出式(3-7)中系数为 5.33, 图 3-10 给出了相应的关系曲线, 可供设计时参考。

3. 船宽 B

运木船的木材积载因数较一般散货船大, 要求舱容大, 同时满载时船舶重心高, 甲板上堆木后受风面积增大, 风压中心升高及甲板木材结冰对稳性的影响, 因此船宽较大。20000t 以上的运木船载重量与船宽之间关系如图 3-11 所示, 其关系式为:

$$B = 0.000291DW + 16.5 \quad (3-8)$$

20000t 以下中小型运木船 B 与 DW 关系如图 3-12 所示, 相应关系式为:

$$B = 0.825DW^{1/3} + 2 \quad (3-9)$$

文献[13]给出了现代运木船 B 与 L_{pp} 的关系为:

$$L_{pp} = 6.28B \quad (3-10)$$

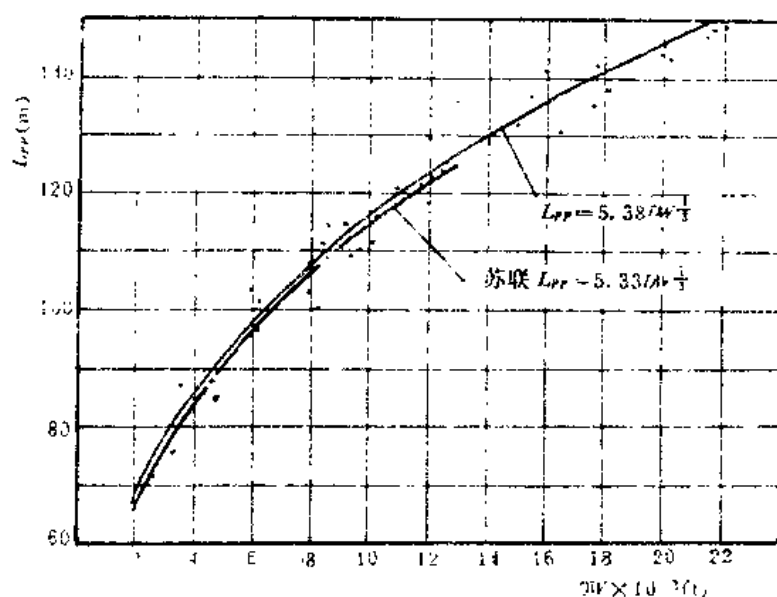


图 3-10 L_{pp} 与 DW 的关系曲线

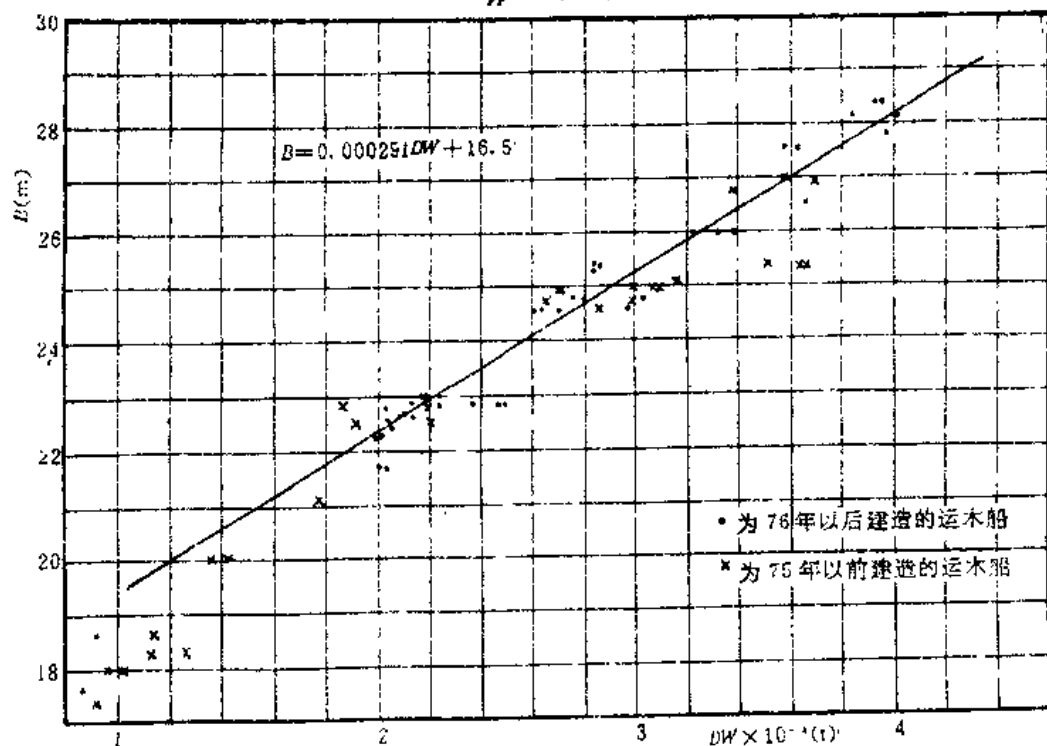


图 3-11 20000t 以上 $B \sim DW$ 关系曲线

船宽的选取,除考虑稳性外,还须考虑耐波性。船宽太宽,初稳性高度过大,易产生剧烈横摇,引起甲板堆木移动,使立柱和舷墙受力过大,而造成危险。

4. 型深 D

运木船的型深应根据舱容、稳性的要求,并从干舷、货舱剖面型式、结构强度等考虑来确定。在设计初始阶段可用统计公式先估算出型深,然后再校核舱容。也可在船长、船宽确定之后,按舱容

要求推算型深。据实船统计 L/D 值大致在 11.5~13.0 左右。图 3-13 和图 3-14 表示型深 D 与载重量 DW 和深吃水比 D/T 与载重量 DW 的关系,由图 3-7 和图 3-13 得出型深的统计

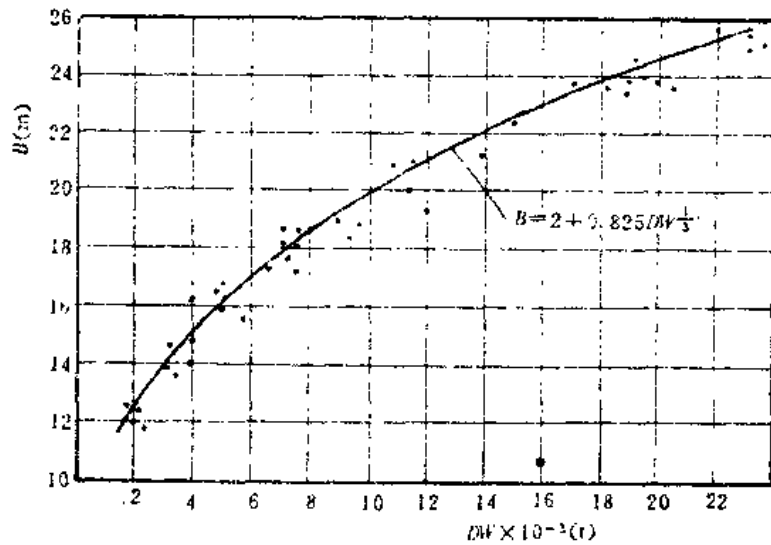


图 3-12 20000t 以下 $B \sim DW$ 关系曲线

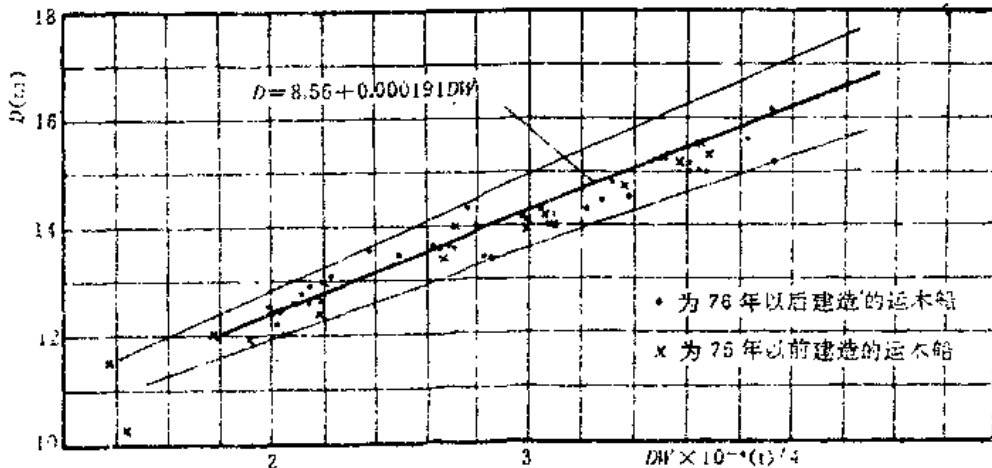


图 3-13 $D \sim DW$ 的关系

公式为:

$$D = 1.14 + 0.3 \left(\frac{DW - 1000}{20000} \right) \quad (\text{适用 } 20000\text{t 以下}) \quad (3-11)$$

$$D = 8.56 + 0.000191DW \quad (\text{适用 } 20000\text{t 以上}) \quad (3-12)$$

为了减少空放时的受风面积,改善空放时的航行性能,宜取横足干舷和稳性要求的较小型深值。

5. 吃水 T

吃水往往受到航道与港口水深的限制,设计初期也可用下述公式估算:

$$\log T = 0.288 \log DW - 0.274 \quad (3-13)$$

$$T = 0.0494 L_{pp} + 2.4 \quad (3-14)$$

图 3-15 为 $DW \sim T$ 的关系,图 3-16 为 L_{pp} 与 T 的关系。

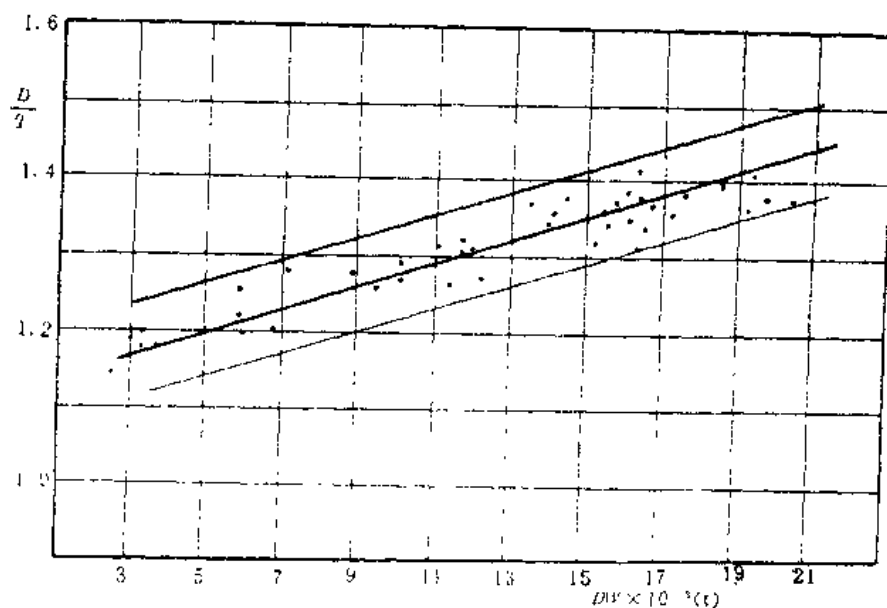


图 3-14 $D/T \sim DW$ 的关系

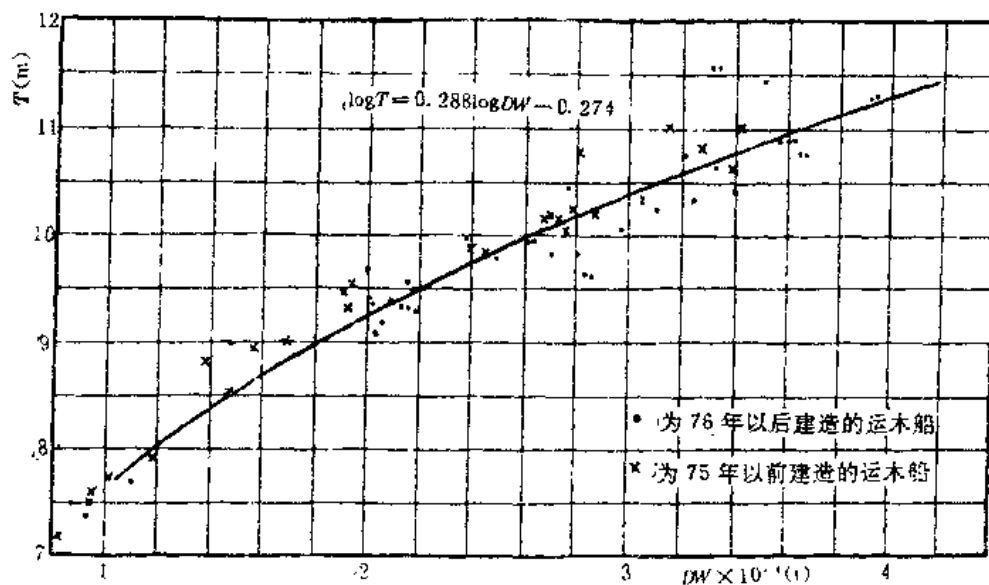


图 3-15 $DW \sim T$ 的关系

6. 方形系数

运木船因航速较低, B/T 较大, 采用较大的方形系数能有效地利用货舱容积。增大方形系数, 虽然航速会有所降低, 但可减小主尺度, 增加载货量, 在经济上是合理的。根据近代运木船 C_b 与 F_n 的统计(图 3-17), 其方形系数可用下式进行估算:

$$C_b = 1.4519 - 3.4722F_n \quad (3-15)$$

或

$$C_b = 1.4519 - 0.5705 \frac{V_s}{\sqrt{L}} \quad (3-16)$$

式中 F_n ——傅汝德数;

V_s ——服务速度, kn;

L ——船长, m。

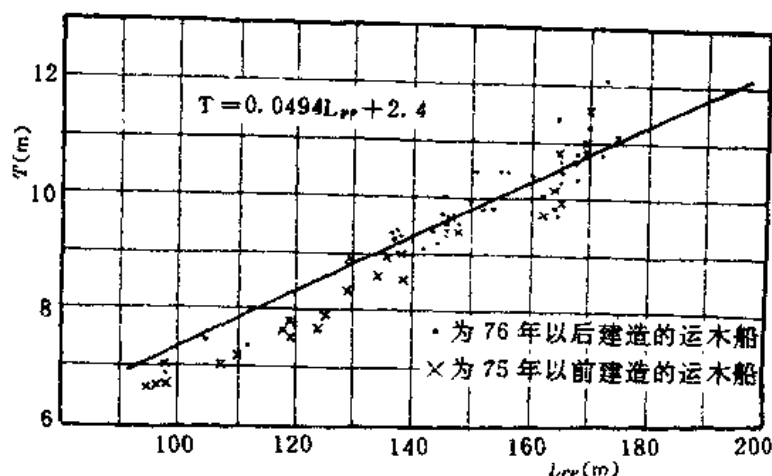


图 3-16 $L_{PP} \sim T$ 的关系

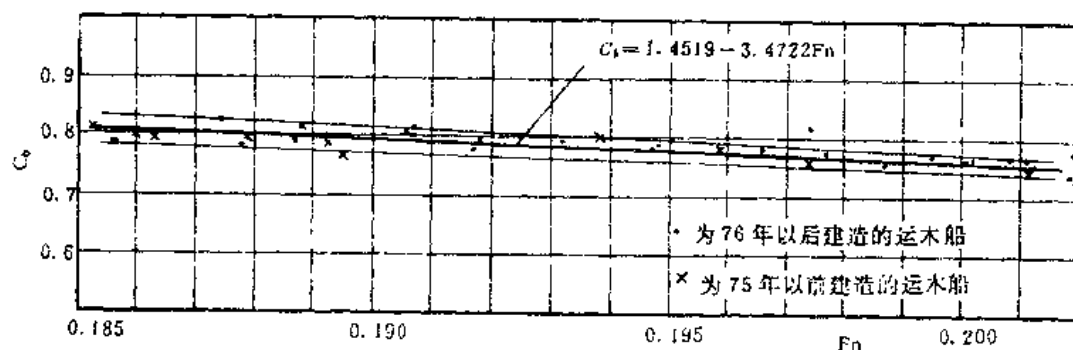


图 3-17 $F_n \sim C_b$ 的关系

7. 舱容 V_H

运木船的主尺度选择,应满足舱容的要求。影响舱容的因素较多,如木材的积载因数、结构剖面形式、机舱长度等。为扩大舱容,增加有效载重量,通常是采用提高型深的办法,同时考虑约有 1/3 的木材货应堆放于甲板上。在货舱结构型式方面尽可能做成箱型,在每个货舱内的骨架取同一高度。机舱设在尾部,采用中速柴油机驱动。尽可能避免使用双壳船型,因为它不仅增加船体重量,而且会减少舱容。实践证明,使用双壳来保证上甲板大开口强度并不比在甲板下设顶边水舱更有效,而且双壳船二壳间船体构件的腐蚀损耗颇为严重,比单层舷船舶要高 0.7~2.5 倍[18]。运木船的货舱长度大致约为船长的 65~72% 左右,图 3-18 为货舱舱容与主尺度立方数的统计值[13]:

$$V_H = 0.55LBD \quad (3-17)$$

三、确定运木船主尺值的设计实例

设计任务书的主要要求:

(1) 航线及船型:木船为中国—美国、澳大利亚、加拿大的木材运输船,为提高其经济性可兼装散货(粮食、煤

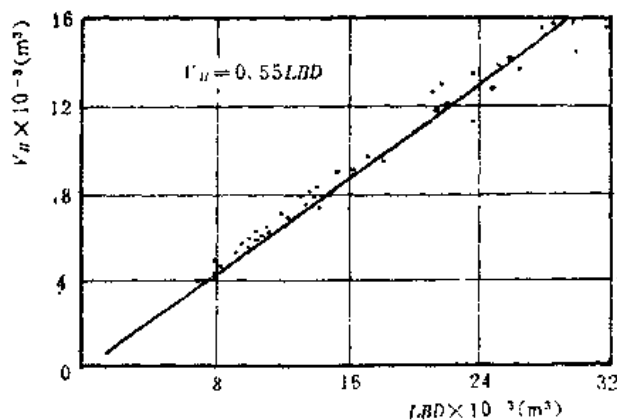


图 3-18 货舱载货容积与 LBD 的关系

炭),甲板上可载集装箱,续航力 15000n mile;

(2)载重量:30000t;

(3)船速:服务速度不小于 14kn;

(4)木材积载因数:舱内为 2.4m³/t,甲板上为 2.0m³/t。

1.排水量估算

由式 3—2 计算载重量系数:

$$\eta_{DW} = 0.715 + 0.002 \left(\frac{DW}{10000} \right) = 0.775$$

$$\Delta = \frac{DW}{\eta_{DW}} = 38710(t)$$

2.主尺度选择

(1)船长 L_{pp}

由式 3—5 得:

$$L_{pp} = 5.55 \sqrt[3]{\Delta} - 18 = 169.7(m)$$

本船实取 $L_{pp} = 168m$ 。

(2)船宽 B 与吃水 T

根据我国各主要港口水深(见表 3—5),设计船的吃水不宜大于 10m。该吃水也适合在美国、加拿大航行。

表 3—5 我国主要港口水深(m)

港名 水深、潮高	大连二区	秦皇岛	黄浦	上海
泊位最大水深	10.8	9.4	9.0	9.5~10
航道水深	10.0	9.5	6.4	7.0
平均潮高	2.15	1.34		3.0

由于吃水有限制,宜采用浅吃水船型,可取大的船宽。考虑船厂船台施工条件,船宽最大不宜超过 28.4m,本船实取 28m。由此得:

$$L/B = 6, \quad B/T = 2.8$$

(3)方形系数 C_b

按浮性方程解得:

$$C_b = \frac{\Delta}{\omega k L_{pp} B T} = \frac{38710}{1.025 \times 1.005 \times 168 \times 28 \times 10} = 0.799$$

按运木船的方形系数与傅汝德数 Fn 的关系:

$$\begin{aligned} C_b &= 1.4519 - 0.5705 \frac{V_s}{\sqrt{L}} \\ &= 1.4519 - 0.5705 \frac{14}{\sqrt{160}} = 0.836 \end{aligned}$$

按浮性方程求得的值为 0.799,小于上述计算值。

(4)按舱容要求确定型深 D

载货量估算:

载货量 = DW - (油、水、人员及行李、粮食、备品等重量)

燃油—1540t(按日耗量 34t 计,另加 15% 储备)
滑油—230t(按燃油量的 15% 计)
淡水—210t(按 0.12t/人·天计)
炉水—200t
人员—10t(按 0.25t/人计)
粮食—10t(按 6kg/人·天计)
备品—300t(按载重量 1% 计)

共计 2500t

则: 载货量 = $30000\text{t} - 2500\text{t} = 27500\text{t}$

甲板上及货舱内容积计算:

货舱长度 l_H (见图 3—19)

$$l_H = L_{pp} - (l_f + l_a + l_m)$$

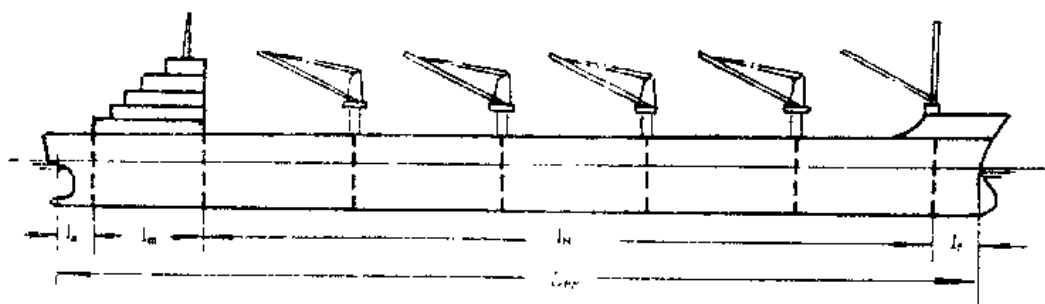


图 3—19 布置简图

式中: l_f ——首尖舱长, $l_f = 0.05L_{pp}$;

l_a ——尾尖舱长, $l_a = 0.03L_{pp}$;

l_m ——机舱长,参照同型机舱取 24m。

则: $l_H = 0.92L_{pp} - 24 = 130.56(\text{m})$

甲板上有效载货长度 l_J :

假定尾部上层建筑与机舱齐平,短首楼为 $0.07L_{pp}$,另扣除起货平台长度 18m,则

$$\begin{aligned} l_J &= L_{pp} - (l_a + l_m + l_f + 18) \\ &= 0.9L_{pp} - 42 = 109.2(\text{m}) \end{aligned}$$

甲板载货量与所需舱容的计算:

设左右舷走道各为 1m,甲板上木材平均堆高为 6m,则甲板可载木材的容积为:

$$V_J = l_J(B - 2) \times 6 = 17035(\text{m}^3)$$

甲板上可装木材重量为:

$$W_J = \frac{V_J}{C_J} = \frac{17035}{2.0} = 8518(\text{t})$$

因此舱内需要容积为:

$$V_H = (27500 - 8518) \times 2.4 = 4557(\text{m}^3)$$

按舱容要求决定型深 D

货舱横剖面面积可写作:

$$A = B(D - h) - a$$

式中: B ——船宽;

h ——双层底高度, 取 1.6m;

D ——型深;

a ——为顶边水舱应扣除面积, 取 26m²。

则货舱内容积为:

$$\begin{aligned} V_H &= 0.97l_H \times A = 0.97l_H(B(D - 1.6) - 26) \\ &= 0.97l_H(28D - 70.8) \end{aligned}$$

由此得:

$$D = 15.37\text{m}$$

实取 $D = 15.6\text{m}$, $D/T \approx 1.56$

综上所述, 本方案初步估算的结果为:

$$L_{pp} = 168\text{m}, T = 10\text{m}, B = 28\text{m};$$

$$C_b = 0.799, D = 15.6\text{m}, \Delta = 38710\text{t}.$$

3. 校核计算

(1) 载重量校核

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{船体钢料重量 } W_A = C_A L B D \left(\frac{L}{D} \right)^{1/2} C_1^{1/3} \\ \text{木作舢装重量 } W_f = C_f (L B D)^{2/3} \\ \text{机电设备重量 } W_m = C_m P_b \\ \text{本船按 35000t 散货船换算得:} \end{array} \right.$$

$$W_A = 5853\text{t}; W_f = 1178\text{t}; W_m = 935\text{t}.$$

另外考虑加 5% 的排水量贮备, 空船重量共计 8364t。则载重量为:

$$DW = \Delta - LW = 38710 - 8364 = 30346(\text{t})$$

货舱内木材载量 W_H :

$$W_H = DW - W_f - 2500 = 30646 - 8518 - 2500 = 19328(\text{t})$$

而货舱实有舱容可按上述公式计算:

$$\begin{aligned} W_H &= 0.97l_H(28D - 70.8) = 0.97[(0.92L_{pp} - 24)(28D - 70.8)] \\ &= 0.97 \times 130.56 \times 366 = 46351(\text{m}^3) \end{aligned}$$

则实有舱内木材的积载因数为:

$$C_H = \frac{46351}{19328} = 2.4(\text{m}^3/\text{t})$$

因此货舱可予装满。

(2) 船速校核

初步估算船舶服务速度, 可采用下列公式:

$$V_s = \frac{222}{0.735 \frac{\Delta}{P_b} + \frac{140.4}{\sqrt{L_{pp}}}}$$

式中: P_B ——主机额定功率, kW。

若考虑 15% 海上贮备, 实际营运速度可按下式估算:

$$V_s = \frac{222}{0.735 \frac{\Delta}{P_B} + \frac{147.4}{\sqrt{L_{pp}}}}$$

本船可考虑选用表 3—6 所列的几种机型。由此可算得船速如表 3—7 所示。

表 3—6 可供选择的主机型号

主机型号	B&W 5L67GBE	B&W 7L55GFCA	Sulzer 6RND68M	Sulzer 6RTA58	Sulzer 6RLB66
最大功率 kW	8017	7723	7943	7793	8164
额定功率 kW	6814	6564	6752	6474	6757
额定转速 r/min	123	155	137	105	124
耗油率 g/kW·h	167	188	193	167	180
主机重量 t	325	231	303	320	345
备 注	振动较大	转速较高	油耗较大		

表 3—7 各机型所能达到船速(kn)

机 型	5L67GBE	7L55GFCA	6RND68M	6RTA58	6RLB66
船 速					
服务 V_s	14.74	14.63	14.75	14.48	14.75
营运 V	14.23	14.13	14.14	14.07	14.17

(3) 稳性校验 运木船压载的初稳性不成问题, 这里只对满载状态进行核算:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{初稳性高} & \overline{GM} = Z_b + r - Z_g \\ \text{浮心垂向高} & Z_b = a_1 T = \frac{5C_{wp} - 2C_b}{6C_{wp}} T \\ \text{稳性半径} & r = a_2 \frac{B^2}{T} = \frac{C_{wp}}{C_b} [0.0727C_{wp} + 0.0106] \frac{B^2}{T} \\ \text{水线面系数} & C_{wp} = \frac{3}{8} + \frac{5}{8} C_b \end{array} \right\}$$

据此可得: $Z_b = 5.29\text{m}; r = 6.366\text{m}.$

重心垂向高, 参照 35000t 散货船的空船重心高度 $Z_{g1} = 0.609D$, 满载木材(包括甲板堆高 6m)后的重心高度为:

$$Z_g = \frac{0.609D \times LW + (D/2 + 3.8) \times DW}{\Delta} = 11.15(\text{m})$$

满载状态时的初稳性高:

$$\overline{GM} = 5.29 + 6.366 - 11.15 = 0.506(\text{m})$$

横摇周期为:

$$T_\theta = 0.58 \sqrt{\frac{B^2 + 4Z_g^2}{\overline{GM}}} = 29.19(\text{s})$$

综上分析, 所取方案经载重量、舱容、航速及稳性校核均可满足任务书要求。

§ 3—4 运木船的总布置

运木船的总布置基本上与散货船相似, 但也有其特殊性, 在布置中为达到它的要求, 应采

取相应的措施。

对运木船比较突出的要求有三个方而：

(1)因木材的积载因数大,为确保运木船装载满载木材的要求,舱内和甲板上都需多装木材。

(2)木材是长件货,装卸比较困难且效率低,因此提高木材的装卸效率、便于装卸是运木船较为突出的问题。

(3)由于运木船甲板上堆放较高木材,货物重心高度比一般散货船高得多,因此确保满载时有足够的稳性和良好空放航行性能是对运木船不可轻视的要求。

为达到上述要求,在总布置设计中对以下几个方面应予以考虑。

一、分舱

1. 机舱位置

运木船的机舱和上层建筑一般都布置在尾部,这方面与油船相同,但两者所考虑的因素有所不同。运木船的机舱布置在尾部,其主要目的在于:便于满足木材货要求的货舱正方、曲度小,便于堆放,提高舱容的有效利用率,港口码头上装卸作业比较方便。然而尾机型也给运木船带来不少问题。譬如压载航行时纵倾调整的问题,驾驶视线差,居住条件变坏等等。因此在总布置时要合理布置舱室,搞好纵倾调整,尽可能改善驾驶视线或在首部设了望台,便于进出港时的驾驶操作。

2. 货舱划分

货舱长度要与所运木材长度的整数倍相适应。假设木材货的长度为 l ,则一个货舱长度 l_c 为:

$$l_c = nl + \varepsilon$$

式中: n ——舱内装木材行数;

ε ——行与行,行与舱壁总的间隙距离(m)。如舱内装2~3行, ε 一般为2m左右。

图3—20、图3—21及表3—8表示实船载重量或垂线间长 L_{pp} 与货舱数的关系。

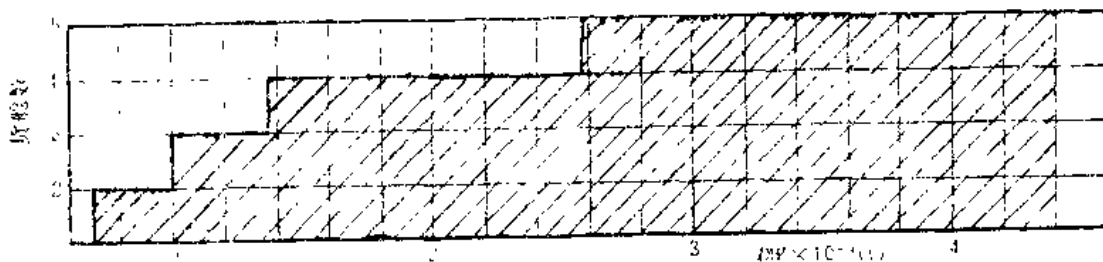


图3—20 货舱数与载重量 DW 的关系

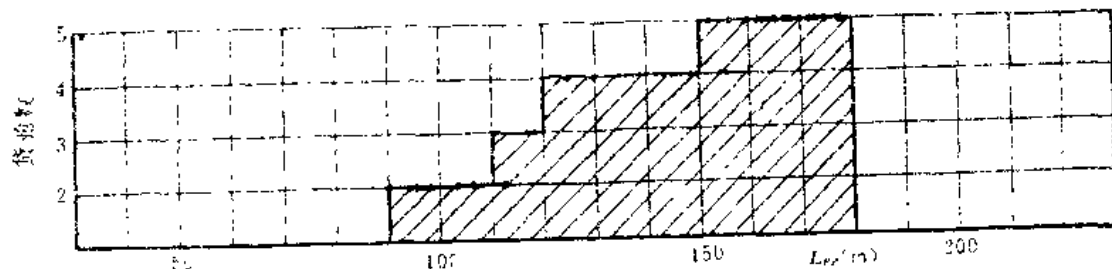


图3—21 货舱数与垂线间长 L_{pp} 的关系

表 3-8

货舱数与 L_{pp} 、 DW 的关系

垂线间长 L_{pp} (m)	载重量 DW (t)	货舱数 (个)
90~112	7000~10000	2
110~125	1000~12000	3
125~155	13800~31200	4
155~178	26000~4400	5

3. 压载水舱

为了确保甲板堆木后满载航行稳性及空放航行性能,必须设置足够的压载水舱。

满载时的压载水量根据稳性要求配备,一般压载水量约占载重量的 5~8% [3]。有的运木船为了满足满载航行的稳性,常装载生铁或其它重货,则可免去压载水。

空放时的压载水量,一般为满载排水量的 20~25%。我国连一申线运木船经常空放回大连,冬季常常顶着东北风航行,根据该航线实践,要求运木船尾部吃水淹没螺旋桨,首部吃水达 $0.027L_{pp}$,才有较好的空放航行性能。因此,可根据首尾吃水算出空放排水量,扣除空船重量,求得所需压载量。

原苏联运木船空放时的压载总量(包括燃油舱等),按下式计算 [3]:

$$W_s = K_s \Delta - LW \quad (3-18)$$

式中: Δ ——木材载重线吃水时的排水量, t;

LW ——空船重量, t;

K_s ——系数,由图 3-22 查得。

按式 (3-18) 算得的压载水量一般稍小,只占 15% 的排水量左右。

二、货舱剖面型式、舱口和甲板负荷

货舱剖面形式、舱口尺度、舱口盖对运木船的使用效能影响很大,在设计中须全面考虑后选择。

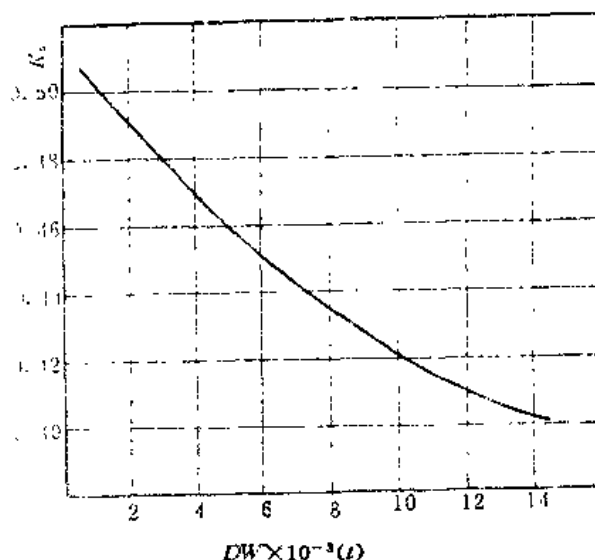
1. 货舱剖面型式

现有运木船的货舱剖面型式有三种类型,即单甲板型、顶边水舱型、和双列舱口型。

(1) 单甲板(见图 3-23)

单甲板大多数用于 3000~6000t 级专用运木船,主要运输柳安木,船长约 80~100m,有 2 个或 3 个货舱。根据货舱长度的不同,舱口长度大约为 12~14m 或 21~23m 之间,舱口宽度为 6.5~7.5m,约占船宽的 45~55%,且有逐渐增大的舱势。

具有长大舱口的船舶,对支持甲板载荷的方法与货舱的使用性在结构上应充分注意。货舱长度在 20m 以下时,一般甲板载荷是由跨于舱壁之间的纵向舱口围板来支承,但当货舱长度增到 30m 左右时,应设置支柱或强肋骨框架以支持纵向舱口围板。

图 3-22 $K_s \sim DW$

如果每隔几个肋骨设置强肋骨以支撑纵向舱口围板时,应注意货舱容积的有效性,若货舱足够长,可以排列两行长尺寸的木材时,则可在舱口 midpoint 设支柱或者设框架强肋骨,并尽量减少纵向舱口围板在甲板下的深度,以减少甲板下的无用空间。

(2) 顶边水舱型(见图 3—24)

顶边水舱型结构本质上与散货船相同,不同点为运木船

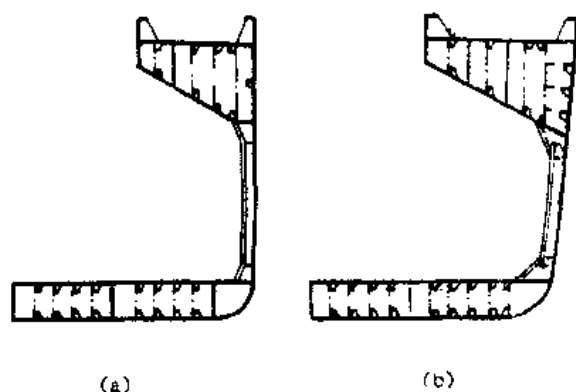


图 3—24 顶边水舱型的运木船货舱剖面

板载荷的作用。

图 3—24, 倾斜舷侧型式运木船在国外已得到推广, 由于两舷外倾, 当从一般载重线吃水转为木材载重线吃水时, 水线宽度增加, 初稳性高度提高, 同时因甲板宽度增加, 甲板载货空间也相应增加, 允许多装载甲板货。当压载航行时, 水线而宽度减小, 能改善空放横摇性能, 但施工麻烦些。同时捆装货呈阶梯形装载, 破坏货舱中某些区域内货舱与捆装尺度的倍数关系, 以致增大了甲板下载货区上部不能合理利用的死角。

(3) 双列舱口型(或称垂直边舱)及倾斜舷侧的垂直边舱型(见图 3—25)

垂直边舱型有许多优点: 装卸木材时, 货物无需拖曳移位, 故装卸效率非常高; 几乎没有无用空间, 因此舱内容积的利用率高, 放装载也大; 舱内设有凸出强肋骨, 木材不易碰损; 舱口纵向围板不会将弯曲力矩传给舷侧构件、舷外板而直接传到船底, 对结构强度有利。

倾斜舷侧的垂直边舱型具有图 3—24, 一样的优点。这种型式的运木船将会逐步取代传统型的运木船。

双列舱口型最适宜于装运捆装木材, 也适用包装成捆的货物以及集装箱的运输。双列舱口船的货舱结构特点是中间有箱形梁, 此梁除作承载结构外, 在载运谷物时还起分舱隔壁的作用。在大型船上改用双列舱口主要是因为制造宽度大于 15m 的舱口盖技术难度较大。单舱口

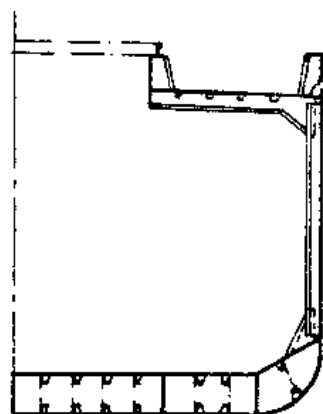


图 3—23 单甲板型运木船货舱剖面
不设底边舱, 其内底板一直水平伸到舷侧, 而且不设强肋骨。

这种型式利用了甲板下无用空间作压载舱, 或燃料舱, 以保证船舶空载时有足够的吃水, 并提高空载时重心高, 减少初稳性高度, 缓和摇摆, 对提高空放航行性能是极有利的, 而在强度上有支持甲板

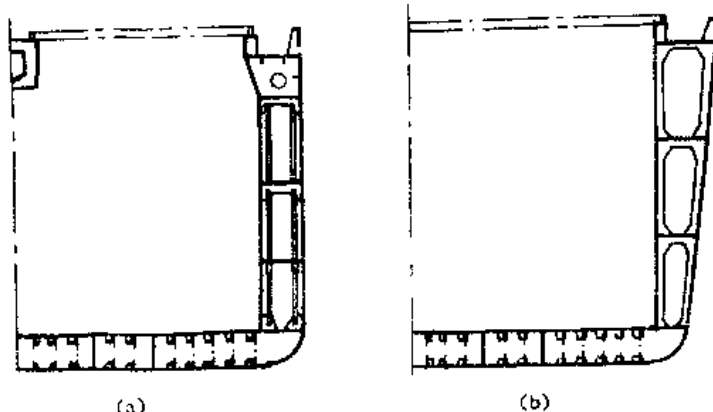


图 3—25 双列舱口型及倾斜舷侧垂直边舱型的运木船货舱横剖面

装置亦会使其重量增大 1/3,而且会导致造价大大高于双舱口。

2. 舱口尺度、甲板载荷和舱口盖

为便于木材的装卸,舱口尺度越大越好,但舱口大了,给结构强度带来严重问题,如甲板加得很厚,还会出现船体扭曲变形等问题。此外舱口盖的重量也随之急剧增加,给舱口盖的启闭带来困难。据散装货船统计每平方米舱盖的重量如表 3—9 所示。

表 3—9 舱盖每平方米重量

舱口宽, m	7.0	9.0	12.00
舱盖重量, t/m ²	0.17	0.22	0.33

我国 7000m³ 运木船货舱内设垂直边水舱后,舱口开口可达 14~15m,如开单列舱口,则每平方米舱盖重量约 230kg,一个货舱口的舱盖总重量达 45~50t,这不但提高了空船重心,影响稳性,而且启闭这么重的舱盖比较

困难;如做成双列舱口,则每列舱口宽度仅 7.4m,每平米舱盖板重约 155~158kg,每列舱盖板总重约 16t,启闭问题容易解决。

因运木船的舱盖上还堆放木材,承受较大负荷,故舱盖重量的增加比散装货船舱盖急剧得多。这样一来,启闭自动舱盖,必须配备较大功率的甲板机械。若采用非自动舱盖,除需较大的起吊设备外,还要考虑舱盖在船上的放置场所,甲板上还要设有立柱和留出走道,布置较困难,因此舱口尺度的选取是运木船设计的一个难题,必须综合考虑,合理选择。

(1) 舱口尺度

舱口宽度 b : 单甲板型, $b = (0.45 \sim 0.55)B$; 顶边水舱型, $b = (0.50 \sim 0.60)B$; 垂直边舱型, $b = 0.8B$ 左右。

舱口长度: 为了使货舱内部都能装到货,尽量减少舱内木材移位,因此货舱口长度应尽可能长些,即舱口端点到货舱横舱壁距离不宜过大。但为了安置起货设备和收藏舱口盖,上述距离也不能太短,若考虑起货设备采用起重机型式,一般也希望不大于 4m。

(2) 甲板载荷和舱口盖

甲板上载货是运木船的一个最显著特征,甲板舱木不仅补充了舱容的不足,从而达到满载吃水,而且甲板上的木材积载因数比舱内小且装卸方便,甚至有可能实现快速装卸,如利用船的倾斜进行滚卸等,所以应充分利用甲板和舱口盖的面积,多堆装些木材。

甲板上木材堆积高度受船的稳性、甲板容许载荷等限制。多年营运实践发现,运木船甲板凹陷事故发生较多,分析事故原因主要是由于甲板上木材堆装超过了甲板的许用负荷,所以甲板许用负荷的确定是十分重要的课题。甲板负荷的水头高度可根据甲板木材堆高来计算,即:

$$\text{甲板载荷(即水头高度, m)} = \frac{\text{甲板木材堆高}}{\text{甲板上木材积载因素} \times \text{木材在运输中的比重}}$$

按我国“海船载重线规范”(1975 年)规定,航行于冬季季节区带的船舶,露天甲板上木材堆装高度,不得超过该船最大的船宽的 1/3,但实际上一般运木船都不装到此高度。据统计,运木船实际营运中,甲板木材堆高一般为 $(0.25 \sim 0.30)B$,甲板上装货重量为总载货量的 33~47%。

舱盖上的荷重可以考虑在甲板荷重中减去相当于舱口围板高出甲板的木材高度。由于舱盖要承受大载荷,且舱口又较宽大,使得舱盖的结构型式、启闭方式、放置场所等都带来不少问题,必须妥善处理。国外建造的运木船大多采用 PONTON 型舱盖,靠起货设备启闭,上覆油布保持水密性。这种舱盖简单可靠,能承受较大载荷,但启闭舱盖时劳动强度较大。现代运木船,为减轻船员的工作量,采用液压传动的折叠式舱盖,并能折叠存放在不大(不大于 2 个肋

距)的空间内。

三、甲板设备的布置

1. 起货设备

由于旧式运木船装卸效率低,在码头停泊时间较长。新建运木船,除考虑增大舱口及合适货舱剖面型式之外,起货设备的起重能力也加大,国外一般为(20~25)t。起货能力除满足成捆木材装卸外,还必须能吊起舱口盖(指非自动舱口盖的单独一块)。

运木船起货设备,要求灵活,落点好,在装卸中对船体损伤要小,所以现代运木船一般采用单杆吊和克令吊。

国外在选择运木船起货设备类型时,从实际出发,考虑多种原因,偏重选用机械化吊杆[13]。目前,无装卸设备的码头其木材运量增多,广泛推广无屏障的锚地进行木材装卸,利用运木船在不具备集装箱装卸站的集装箱运输线各港口间进行运输。所有这些均增加了装卸货设备的利用率,机械化吊杆完全满足上述营运条件的要求,并能保证在横倾 8—10 度及纵倾 1~2 度的情况下进行作业。而如此严酷的工作条件对起重机是不适宜的。第二,机械化吊杆使用可靠,制造简单。第三,机械化吊杆自身重量轻,可以保证在两舷工作,当改变其自身位置时无需停止装卸作业,可以把货物从货舱口任一空隙搬运到吊杆杆端运动轨迹半径内的任一处,且吊货杆在单位起重量中其自身重量较起重机轻。

此外,安置起货设备的桅屋高度不能低于木材堆高,吊杆要长,以便能把木材装进货舱两端。

2. 立柱及甲板木材缚固装置

甲板货物移动造成运木船倾覆占海难事故中极大比重,因此必须认真地把甲板木材缚固牢,并防止木材散失。为此,一般在甲板舷侧设置立柱及相应的缚固装置。立柱的型式过去采用固定式,但操作麻烦;现代运木船多采用活络式立柱,即在桅屋和甲板装货部分的两端设固定立柱架,其间用链条带动可以活动的立柱,靠起货机通过链条拉起或放下,底座用销子固定,图 3—26 为立柱的装置图。

立柱的强度不应超过舷端的强度,立柱的间距不得超过 3m,立柱的高度应超过堆装木材的高度。木材甲板货应在其全长范围内以独立的整板扎索有效地系面,其间距亦不大于 3m,扎索的承载能力应不大于 133kN(13600kg)的极限负荷。扎索上应设有任何时间均可到达的滑钩及松紧螺旋器。

3. 舷侧甲板走道的设置

舷制甲板上设置走道问题,需按船东要求。国外运木船,为充分利用甲板面积堆放木材,船东不希望甲板上设置走道,而希望在堆木的最高处设置临时走道,以活动栏杆或安全绳和行走面板来确保行走的安全。活动栏杆或安全绳垂向间距不大于 330mm,栏杆或安全绳在货物上至少 1m。若在甲板舷侧设置走道,走道宽度约在 0.6~0.8m。

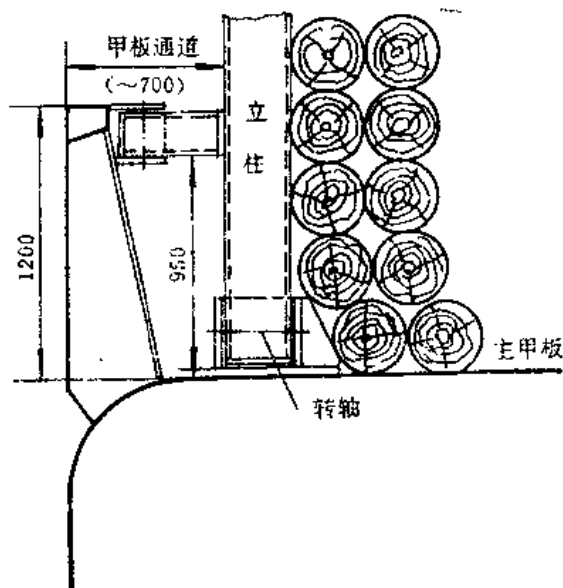


图 3—26 3000m³ 运木船立柱装置

4. 舷墙

专用运木船的舷墙支持甲板装载木材用的立柱。具有防止货物散开的作用。航行时,由于摇摆,木材下沉,扎索松懈,应及时紧固,为此作用在立柱或舷墙上的压力增加,因此,必须计算摇摆等因素所产生的作用力(16)(见图 3—27):

$$F = \frac{W}{g} r \left(\frac{2\pi}{T_s} \right)^2 \theta + W (\sin \theta - f \cos \theta) \quad (3-19)$$

式中: F ——摇摆时的附加力;

W ——甲板上木材的重量;

r ——从横摇中心至 W 重心的距离;

T_s ——船舶横摇周期;

θ ——横摇振幅;

f ——木材与甲板之摩擦系数。

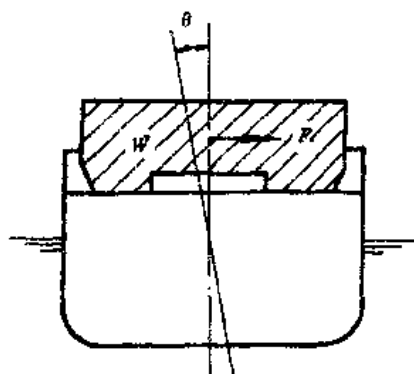


图 3—27 摇摆产生的附加力

式 3—19 中第一项的值为横摇加速度引起的惯性力,对于运木船,因 \overline{CM} 小, T_s 大,第一项数值不大,但第二项是木材在甲板上滑动时的摩擦力,由于横摇角 θ 变大,第二项的数值不能忽视。作用在立柱和舷墙的摆索固定部的弯曲力矩很大,故要注意舷墙的捆索固定部和立柱的强度。

舷墙尽量采用有连续的排水孔的结构,舷墙的高度应不小于 1.1m。

§ 3—5 运木船设计应注意的其他问题

一、动稳性校核

1. 稳性曲线

计算稳性曲线时可计入甲板货入水体积 75% 的浮力。到港情况及航行中途情况均应假定木材甲板货的重量由于吸水而增加 10%。

运木船进行结冰计算时,木材外表面的结冰重量应按实际情况增加,如无实际结冰资料时,可按文献[17]规定的结冰重量 3 倍计算。

2. 动稳性校核

核算运木船动稳性时,必须考虑甲板上堆木后受风面积增大和风压中心升高的影响。因此核算动稳性时可用二种办法:

(1) 用增大的风压面积和升高的风压中心数值代入下式:

$$M_f = 0.001 P A_f Z$$

式中: M_f ——风压倾侧力矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$;

P ——单位计算风压, Pa ;

A_f ——船舶受风面积(包括木材), m^2 ;

Z ——计算风压作用力壁(包括木材堆放而升高的数字), m ;

再满足:

$$M_q / M_f \geq 1$$

式中: M_q ——最小倾覆力矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$ 。

(2) 算出风压力矩增加率 δM_f [9]

$$\delta M_f = \frac{10}{C_{wp}} \left(10 \frac{H}{B} \right)^2 \frac{L'}{L}$$

式中: δ_{R_f} ——风压倾侧力矩增加率, %;

$C_{w\sigma}$ ——满载时的水线面系数;

H ——甲板木材堆积高度, m;

B ——船宽, m;

L ——船长, m;

L' ——堆木部分长度, m。

二、运木船兼其它用途的船

我们常指的运木船是专用运木船, 这种船通常是单程运输。为提高运木船营运效果, 挖掘运输潜力, 利用空放回程装运其它货物, 或者木材货源不足等情况也能充分利用运木船的运力是很经济也是很现实的问题。

目前很多造船国家, 建造不少木材兼散货、木材兼集装箱和汽车的船。但一种船型兼运多种货物, 给设计制造带来一定的复杂性, 同时也失去了专用船在应用上的特殊效能。

对于兼运其它用途的船, 必须摸清货源、兼运的数量、兼运时间的长短等具体情况和要求。在设计中才能分清主次, 妥善安排。如运木船兼运散装货物时船之重心下降, 初稳性增大, 横摇加剧, 若采用顶边水舱剖面型式的船型, 那末可用压载水抬高重心高度加以弥补。现代运木船兼运集装箱或汽车等逐渐增多, 如果能做到舱内和甲板上都装些箱子和汽车, 保持运木船满载时重心, 则问题就好办多了, 货舱剖面型式采用与集装箱船类似的垂直边舱型, 并附加可拆卸的格栅装置。但运木船的航速一般比集装箱船低, 因此, 如兼运集装箱, 则在设计时可适当储备些功率以备应用。

参 考 文 献

- [1] 舰船出口系列参考资料:《运木船设计参考资料》1 中国船舶及海洋工程设计研究所, 1987. 6。
- [2] 上海海运局, 交通部上海船研所:《连申线运木船方案探讨》(技术任务书的补充说明), 1977. 3。
- [3] Захаров Б. Н.: “Особенности Проектирования современных Лесовозов” Судостроение 1969. №2。
- [4] 日本关西造船协会编:《造船设计便览》(第3版), 海文堂, 1969。
- [5] “Haida Monarch, self-propelled, self-unloading Log Carrier for Canadian West Coast Operation”, Shipping World and Shipbuilder, Vol. 168, №. 3905, May, 1975。
- [6] Thomson G, Tope J. E.: “International Considerations of intact Stability Standards”, RINA, Vol. 112, 1970。
- [7] 田中岩吉等:“ラケン材輸送上の安全性に関する实验研究(一)(二)”, 日本航海学会志, 第20号(昭和34年), 第23号(昭和35年)。
- [8] “1985年度の船体损伤统计”, 日本海事协会会志, 第196号, 1986年。
- [9] 上海交通大学:《万吨级运木船主尺度的探讨》, 船舶设计通讯, 1975年(3)。
- [10] 交通部上海船舶运输科学研究所:《运木船(初步)设计》, 1978. 10。
- [11] 上海船舶设计院:《30000吨级运木船技术分析》
(内部资料), 1982. 7。

- 〔12〕 冯允修:《运木船设计初探》,船舶设计通讯,1989(2)。
- 〔13〕 Барабанов Н. В. Рыбалкин ю. г.: “Некоторые особенности проектирования современных лесовозов”, Судостроение, 1483, №. 10.
- 〔14〕 上海船舶设计院:《运木船》(内部资料), 1982, 11。
- 〔15〕 冯恩德、席龙飞:《船舶设计原理》,大连海运学院出版社, 1990 年。
- 〔16〕 河野 卓:“木材运搬船の构造强度との问题点”,日本造船学会志, №85, 昭和 44 年 11 月。
- 〔17〕 中华人民共和国船舶检验局:《海船稳性规范》, (1986 年), 人民交通出版社。
- 〔18〕 Бреднева В. П., хараш М. С.: “О прогнозировании сроков технологической замены корпусных конструкций”, Судостроение, 1980, №2.

第四章 油 船

十九世纪八十年代(1886年),世界上建成第一艘专用油船,载重量为三千吨级。最初,油船吨位比较小,直到第一、二次世界大战之间油船载重吨位一般在1~2万吨级。第二次世界大战后,世界各国经济高速发展,需要大量石油能源,石油海运量增长,促使油船向大型化发展,其特征是吨位大型化、船型经济化、航速一般化、操作自动化。1955年,油船单船吨级达到10~20万吨;1968年,建造了33万吨级油船;1972年,建造了47万吨级油船;1977年,建造了55万吨级超大型油船(ULCC)。世界油船队中近乎60%的吨位都是二十世纪七十年代中期前后建造的,多数油船已经到了船令期,现在油船更新时期已经到来。据近年油船订货形势看,4~8万吨级油船,15万吨级苏伊士运河型油船、20~28万吨级大型油船都显得热门。

在油船大型化发展过程中,由于船舶吃水受到港口和航道水深的限制,各国都十分重视开发浅吃水船型,即增加船宽和宽吃水比 B/T ,使载重吨增大的一种经济船型。这种船型与同吃水的常规船型($B/T < 3.0$)相比,载重量能增加30~55%、单位载重吨造价降低3~5%、单位载重吨运输成本降低。本世纪六十年代末,日、美、瑞典等国均开始研制,并陆续建造出浅吃水油船和散货船。日本从七十年代开始建造出3万吨级、15万吨级、40万吨级浅吃水油船($B/T = 3.0 \sim 3.5$),到八十年代开始研制超浅吃水($B/T > 4.0$)油船。表4-1为浅吃水油船主要技术参数概况。

解放后,随着我国几大油田的开发,石油产量大幅度增长,国民经济发展及外贸对石油需求量增加,石油水运量也逐渐上升,我国油船吨位有很大发展。从本世纪六十年代起,已先后设计建造了15000t、24000t、50000t、65000t原油船。改革开放以来,我国大连造船厂建造了69000t成品油船和115000t及118000t穿梭油船。在取得建造经验和消化引进设计技术的基础上,已开始设计和建造80000t出口油船。我国已动工兴建30万吨级大型船坞,为建造大型油船和散货船提供优越设备条件,设计和建造大型船舶有广阔的前景。中国的油运港口和航道水深较浅,研制浅吃水油船有深远意义。

§ 4-1 现代油船的特点

一、船型与尺度

油船通常采取单层连续甲板,机舱设在尾部、设首楼和尾楼(大型油船为尾甲板室)船型。油船船型与尺度在不断变化和发展。从干舷方面看,已由最小干舷型发展成富裕干舷型;从货油区域结构型式来看,已由单船壳型(常规型)演变出现双层底型和双船壳型。从主尺度方面看,已由早时的瘦长型发展成短肥型。制约油船船型与主尺度发展的因素有使用方面要求、港口和航道尺度的限制、营运经济性能、国际公约的约束等多个方面,而船舶设计、建造时考虑营运经济性能和国际公约的约束是两个最重要的因素。

船舶造价和油价上涨,船长和经济航速相应有所降低,经济节能型油船更为引人注目。由于石油资源紧缺,加上政治、经济等因素,促使油价在过去一二十年中有很大上涨。航运部门是耗能的大户之一,由于油价上涨,燃料费在营运费中所占比重上升(据统计已由七十年代初期的6%~10%上升到30%~40%)。因此,降低油耗,使船舶有较低的营运费和较高的盈利,是船

表 4

浅吃水油船主要要素

顺 号	船 名	建造年	DWT (t)	主机功率 (kW)	船速 (kn)	L _{pp} (m)	B (m)	T (m)	D (m)	L/B	B/T	L/D
1	天龙川丸	64	69,833	19,500	15.9	235	36.50	12.0	19.0	6.44	3.04	12.24
2	昭石丸	79	59,500	12,660	14.6	200	36.00	11.91	18.7	5.56	3.02	10.70
3	祥荣丸	79	60,961	11,700	14.10	207	36.00	11.84	18.30	5.75	3.04	11.31
4	睦邦丸	78	59,300	17,000	14.10	207	36.00	11.74	16.30	5.75	3.07	12.7
5	丹波丸	79	79,997	20,500	15.00	248	42.00	12.26	18.80	5.90	3.43	13.17
6	根 城	81	81,162	—	—	235	42.00	12.19	18.50	5.59	3.45	12.70
7	濑洋丸	81	81,283	17,900	15.0	220	44.00	12.13	18.60	5.00	3.63	11.83
8	天龙山丸	80	88,991	20,400	15.33	233	42.00	12.24	19.60	5.54	3.24	12.40
9	富士山丸	80	91,442	18,000	15.00	230	41.80	13.45	20.70	5.52	3.04	11.11
10	Kanyo Maru	81	79,999	15,300	15.00	231.8	44.00	12.15	18.60	5.27	3.62	12.46
11	NANY	78	499,000	52,600	15.60	350	79.00	24.02	39.50	4.43	3.29	11.48
12	HILFAKUTIDEN	75	400,000	45,000	15.78	353	69.00	23.00	28.90	5.11	3.00	12.21
13	爱光丸	76	414,300	45,000	15.50	350	70.00	22.60	29.00	5.00	3.10	12.06
14	Amco Trincelad	74	151,400	29,000	15.00	268	52.65	15.14	19.99	5.00	3.54	13.40
15	SAWAKO	82	82,258	17,600	14.94	245.3	42.00	12.21	18.70	5.74	3.44	12.89
16	MEYEBRA	79	86,430	17,400	14.85	245	42.00	12.97	18.80	5.83	3.24	13.03

舶航运部门和船舶设计部门追求的重要目标之一。各国船舶设计人员都在采取各种措施,如在航行环境允许的情况下,尽可能增大吨位,适当降低航速、适当缩短船长和设计合理结构以减轻船舶空船重量,改进线型、采用球首和球尾以降低阻力和提高推进性能等,力求把船设计成经济船型。

1973年国际防止船舶造成污染公约及其1978年议定书规定 $DW \geq 2$ 万吨的原油船、 $DW \geq 3$ 万吨的成品油船都须设专用压载水舱,且货油区域专用压载水舱与非油处所还须满足保护面积指标要求。这项新的规定就要求油船具有足够舱容和合理的货油区结构型式,促使油船型深增加及结构型式发生变化。综合船舶经济性能、外界环境条件的限制、国际公约的有关条款约束等多方面因素的影响,引起现代油船的主尺度、主尺度比、重量与容量、结构型式发生变化。

据统计分析结果,七十年代中期以后设计建造的油船船长有所缩短、船宽增加、方形系数也有增加。就 $DW=8 \sim 13$ 万吨范围,其平均船长约缩短 $5 \sim 7.5\text{m}$ 。少数油船船长缩短达 $30 \sim 40\text{m}$ 之多。例如:1965年建造的 $DW=118927\text{t}$ 油船, $L_{pp}=273\text{m}$, $B=38.5\text{m}$, $T=16.1\text{m}$;而1981年建造的 $DW=119990\text{t}$ 油船, $L_{pp}=230\text{m}$, $B=46\text{m}$, $T=16.0\text{m}$ 。这两艘油船设计吃水大体相同,船宽增加了 19.5% ,使船长缩短了 15.7% 。1973年防污染公约及其1978年议定书的有关规定对油船型深有很大影响,现代大型油船的型深 D 比七十年代中期以前的油船型深高。油船吨级不同,增加的幅度也不同。同一吨级,由于主尺度组合、结构型式的差异,型深增加幅度也不同。总体上看,各吨级油船型深增加百分数均不超过 $12 \sim 13\%$,各吨级型深平均值增加百分数在 12.5% 以下。主尺度比也有所变化,长宽比 L/B 由 $6 \sim 7.3$ 变为 $5.0 \sim 6.8$;长度型深比 L/D 由 $10.5 \sim 14$ 变为 $10 \sim 13$;宽度吃水比 B/T 由 $2.2 \sim 3.0$ 变为 $2.2 \sim 3.6$;型深吃水比 D/T 由 $1.30 \sim 1.56$ 变为 $1.3 \sim 1.73$ 。表4-2给出了七十年代中期以后油船主尺度一般变化范围。综上分析,现代油船船型具有短、宽、肥、深的特征。

二、油船船型与主隔舱设置

1. 油船船型

油船通常采用单层连续纵通甲板(现代大型成品油船货油区部位有设双层壳甲板),设首楼和尾楼(大型油船设尾甲板室),机炉舱设在尾部,工作与生活舱室均设在尾楼或尾甲板室内。油船装卸设备设货油泵及吊放油管用的起重吊杆,不需设林立的起货设备,其外观简洁清秀。

油船船首,设计水线以上部分均为前倾式首柱,设计水线以下根据速航性要求可采用倾斜式、垂直式和球鼻型首。

油船船尾,设计水线以上部分以方形尾居多数,有利简化建造工艺。其水下部分可采用常规单桨型(即具有尾框)、单桨球形尾、双桨双尾鳍型尾。

2. 油船主隔舱设置

油船设有首尖舱、尾尖舱、机炉舱、货油舱、货油泵舱、专用压载水舱、污油兼货油舱、隔离空舱等几个主要隔舱。

(1) 货油舱

现代油船货油舱设在机炉舱区域之前的货油舱区域内。为提高营运经济性,改善纵倾调整,应尽量缩短机炉舱长度,增大货油舱长度。根据使用要求、情舱方便、结构强度、破舱稳性、满载与压载状态的浮态等多方面的因素,对货油区域要进行纵向和横向水密分隔,划分若干个

七十年代中期以后油船主尺度变化范围

表 4-2

项 目	0.5~2	2~4	3~4	4~5	5~6	6~7	7~8	8~9	9~10	10~11	11~12	12~13	13~14	14~15	15~16	16~19	19~21
$L_{pp}(m)$	90~154	145~180	165~183	170~198	197~218	197~224	219~235	220~238	228~248	232~248	244~252	245~260	250~265	260~280	265~290	280~305	300~315
$B(m)$	14.5~ 25.8	22.7~32	28~30	30~32.2	30~36.0	32.2~36	32.2~44	39~44.5	39~44.5	39~43	39~46	39~48	40~48	42~48	44~49	44~50	47~50
$T(m)$	6.5~9.6	9.5~ 12.0	9.7~ 11.0	11.5~ 12.8	11~ 12.7	11.2~ 13.5	12~14	12~14.7	12.2~ 15.2	13.5~16	15~17.3	15~17.3	15~18	16~18	17~18	17~19	18~20
$D(m)$	7.0~13.8	12~18	15.8~ 18.2	15~19.2	16~19	18~19.5	18~20.5	18.5~21	18.5~23	19~23	21~23	21.5~ 23.2	21~24	21~24	23~25	23~25	24~26
L/B	5.6~6.5	5.2~7.2	5.7~6.0	5.2~6.1	5.3~6.8	5.5~6.8	5.3~6.7	5.0~6.6	5.4~6.0	5.5~6.4	5.0~6.6	5.0~6.6	5.3~6.1	5.0~6.1	5.7~6.5	5.7~6.8	6.0~6.8
B/T	2.15~3.52	3.5~3.5	2.5~3.1	2.5~2.8	2.6~3.2	2.3~3.2	2.4~3.6	2.4~3.6	2.45~ 3.55	2.6~3.1	2.3~2.9	2.2~3.1	2.3~3.1	2.5~3.5	2.4~2.8	2.4~2.8	2.4~2.8
L/D	10.5~ 13.0	9.4~ 12.2	10.5~ 11.0	10~12	10~12.7	10.5~ 12.3	11.4~ 13.0	11.2~ 13.3	11~13	10~11.8	10~12	10~12	11~12	11~12.5	11.3~ 12.6	11~12.5	11~12.8
D/T	0.73~ 0.82	0.79~ 0.83	0.79~ 0.83	0.8~ 0.83	0.79~ 0.83	0.79~ 0.84	0.79~ 0.83	0.8~ 0.83	0.8~ 0.84	0.8~ 0.84	0.81~ 0.84	0.81~ 0.84	0.80~ 0.84	0.81~ 0.84	0.80~ 0.84	0.80~ 0.84	0.81~ 0.84

中舱和边舱。货油舱的数量,因油船的大小和种类而异。成品油船货油舱比原油船多,以便装载不同品种成品油,就实际情况来看,载重量 1.5 万吨以上的原油船货油区以横向水密舱壁划分 5~8 个主横隔舱。

(2) 货油泵舱

该舱用来布置货油泵、压载泵、清舱和扫舱泵。现代油船货油泵舱均设在机炉舱与货油区之间,货油泵舱与机炉舱只一壁之隔,货油泵的原动机可放在机炉舱内,方便轮机人员管理,也利于防火要求。货油泵分为立式和卧式两种布置形式。卧式布置,可将原动机放在机舱前端,其轴穿过横舱壁与货油泵相连;立式布置,将机舱前壁局部做成阶梯形与泵舱分隔,阶梯形的平台上面布置原动机,其轴穿过平台与泵舱中货油泵相连。货油泵舱设有单独出入口。泵舱长度根据各种泵布置和人员活动所需地位来确定,对于中型以上油船约需 7~8m。

(3) 专用压载水舱

为保证油船压载状态适宜的航海性能和防止含油的水排放到海里污染海域造成公害,1973 年国际防止船舶造成污染公约及其 1978 年议定书有关条款规定 $DW \geq 2$ 万 t 原油船、 $DW \geq 3$ 万 t 成品油船须设专用压载水舱。

专用压载水舱携带足够的压载水量以保证压载航行状态满足如下要求:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{船舶中部吃水} \leq 2.0 + 0.02L \quad (\text{m}) \\ \text{尾倾值} \geq 0.015L \quad (\text{m}) \\ \text{尾垂线处吃水不得小于全浸螺旋桨所需值。} \end{array} \right.$$

在货油区域内的专用压载水舱或非油处所的分布须满足指标 J 的要求。

$$\Sigma PA_c + \Sigma PA_s > J[L(B + 2D)]$$

式中, ΣPA_c ——每一专用压载水舱或非油处所其型尺度在船侧的投影面积, m^2 ;

ΣPA_s ——每一专用压载水舱或非油处所其型尺度在船底的投影面积, m^2 ;

l_c ——货油区长度, m;

B ——型宽, m;

D ——型深, m;

L ——公约定义船长, m;

J ——保护面积指标,当 $DW = 2$ 万 t 时, $J = 0.45$, 当 $DW \geq 20$ 万 t 时, $J = 0.30$; 中间的 DW 时, J 按线性插值求得。

按公约规定,当边舱宽度小于 2m 及双层底的高度小于 $B/15$ 或 2m 二者中的较小者时,在计算保护面积 ΣPA_c 及 ΣPA_s 时该处所应不予考虑。

(4) 污油兼货油舱

污油兼货油舱的用途是盛装洗舱后的污油,营运时该舱又可装载货油,故称污油兼货油舱。该舱舱容不得少于 2~3% 货油舱容积。现代油船,均将该舱布置在货油区后端两舷或中央,须设二个。

(5) 隔离室舱

为确保油船安全、公约规定货油船与机舱、炉舱、干货舱、居住舱之间须设隔离空舱。泵舱、压载水舱、燃料舱可兼做隔离空舱。

(6) 机、炉舱

柴油机为动力的现代油船,不单独设炉舱,而将锅炉布放在机舱区域内。油船的机舱一般

设在尾部,即“尾机型”。将机舱放在尾部使货油区形成一个独立区域,对改善货舱、使纵向结构件连续,减少轴系长度及功率损失,保证油船安全等有利。但“尾机型”会给纵倾调整、驾驶视线方面带来困难,在设计上需采取妥善措施予以解决。为了提高船舶营运经济性,在保证正常使用、合理布置、必需的操纵管理和维修保养空间前提下,尽量缩短机舱长度。缩短机舱长度,除对经济性有利外,还有利纵倾调整。

(7) 干货舱

“尾机型”油船,纵倾调整较困难,以往常在船首部区域设一个非货油舱。该舱在满载航行状态时空着,起到使满载状态重心后移调整重心和浮心纵向位置达到理想程度。在压载航行状态,可在该舱装些干货,故有干货舱之称。

设干货舱使船长增加,对改善速航性也有利,早期油船的航速比较高,常采用此法。现代具有专用压载水舱油船,通过专用压载水舱和货油舱的合理布置,纵倾调整可以得到解决,已不需设干货舱。

(8) 首、尾尖舱

油船的首、尾尖舱的功用和干货船一样,其所需长度除满足钢质海船建造规范有关条款规定外,须考虑实际布置所需空间地位(尾尖舱长度满足尾轴管的布置)。油船专用压载水舱舱容较多,一般首、尾尖舱中的部分空间也布置为专用压载水舱。

三、油船安全性

油船安全性是重要问题。在油船上,除设置防火防爆系统外,在舱室、舾装和甲板设备布置方面要贯彻有关规范关于安全性保证的一些规定,

油船采用“尾机型”,对最小干舷油船,甲板步桥的设置有利于安全。

规范除规定油船设置隔离空舱外,还具体指明起居处所及厨房不得直接放在货油区范围的甲板上面和货油泵舱上面,布置在上述两处的上方时,必须设置高度 $\leq 2\text{m}$ 的水平隔离空舱加以分隔。油船上不准随处吸烟,吸烟须到专用吸烟室。吸烟室设在生活区范围失火可能性最小之处。

为杜绝火花及火种接触货油及散发出的油气而引起火灾;要求与货油舱接近的通风管、排气出口均须装网式防火装置;货油泵舱的通风口要高出上甲板 3m ,且距上层建筑的距离至少为 3m ;有些金属制件相接触易产生火花处要用有色金属制成(如货油舱舱口盖与舱口围板相接触处);货油舱范围内的带缆桩底座做成升起和非密封式;露天甲板上布置的机械设备(如锚机、系缆机械等)采用气动或电动防爆式。

四、油船结构特点与货油区结构型式

1. 油船结构特点

油船载运液体货物,由于结构受力大,货油晃荡对结构构件冲击强烈,货物对结构腐蚀等原因,油船结构较为强固。

中大型油船的货油区采用纵式结构,两端为横式结构,机舱区以及货油舱区有的全为双层底结构。常规型油船的舷边舱内设坚固横框架结构,舷侧纵桁处也形成坚实的框架结构。结构构件的布置及节点连结、结构开口,要注意结构连续性和应力集中。由于对弯曲强度和刚度的考虑,油船结构构件多采用高腹板桁材。为便于油舱清洗,纵舱壁上扶强材设于舷边舱内,横舱壁多采用槽形结构。

2. 油船货油区域结构形式

油船货油区域除布置货油舱外,还要布置专用压载水舱,污油兼货油舱,其横剖面形式有如下几种:

(1)单船壳型(亦称常规型)

该型为单层底,设1~2道纵舱壁(视船长而定),单层舷侧,故称单船壳型,图4-1为该型简图。

该型的舷边舱一部分布置专用压载水舱(图4-1中阴影处),余下部分布置货油舱,即边油舱。其结构而单、施工方便,早期的油船采用这种型式较多,现代具有专用压载水舱,且须符合保护面积指标要求的油船,其纵舱壁横向位置须向外移方能使用专用压载水舱获得合理的分布而又不需过高的型深。纵舱壁外移,使船底和甲板结构横向构件跨距增大,引起船体钢料增加。当纵舱壁向外移动距外板较近时,就形成单底双层船壳型。从计算专用压载水舱保护面积角度,公约规定舷边舱最小宽度不得小于2m,否则该部分舷侧面积不能计算在保护面积之内。双层船壳内可全部布置压载水舱,增强了防碰撞溢油能力,但结构重量要增加。

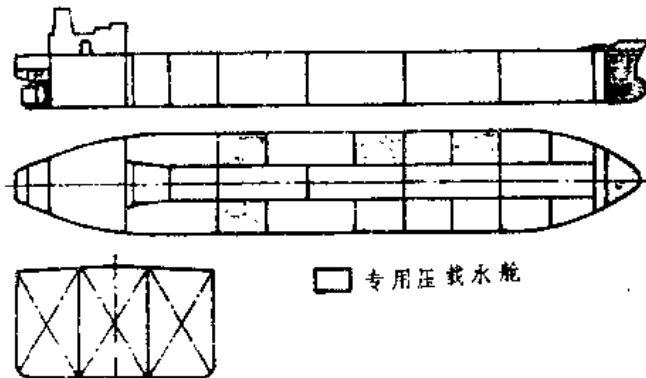


图4-1 单船壳型

(2)双层底型

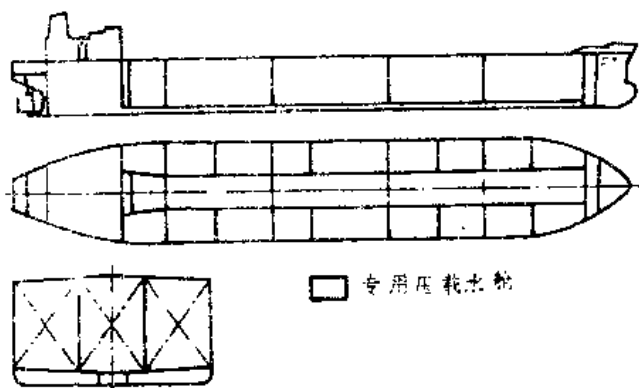


图4-2 双层底型

向位置提高,有利改善该状态摇摆性能。该型的纵舱壁距船中虽可选择有利地位,但设了双层底结构,其船体钢料重量也会比常规型重,据文献[6]分析20万t的油船采用双层底结构,船体钢料重量比常规型约增加11~12%。增加双层底高度,有利抵抗搁浅事故从船底溢油,公约规定双层底高度不得小于2m或 $B/15$ (两者之最小值)。

该型为单层船舷,双层底结构,图4-2为其简图。

双层底空间全部用做专用压载水舱,舷边舱少数几个做压载水舱,余下全为货油舱。该型的专用压载水舱保护面积指标容易满足,能较好协调压载水量、保护面积、货油舱与压载水舱的布置。设双层底,有利减少搁浅造成溢油,也有利于清舱和洗舱。满载航行状态,双层底舱空着,使船满载重心竖

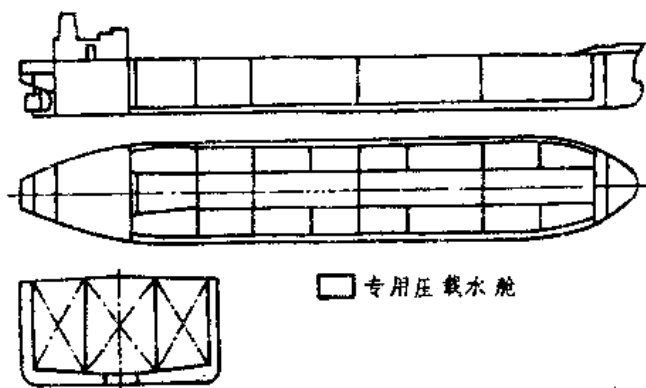


图4-3 双层船壳型

(3) 双层船壳型

该型既有双层船舷,又设双层底结构,图 4—3 为其简图。

双层壳空间全部做专用压载水舱,对防止事故性溢油效果最好。货油舱内表面平整对洗舱和清舱有利,现代成品油船皆喜欢用这种形式。该型的结构重量较重,船体钢料重量比常规型约增加 20%〔6〕。

为进一步利于洗舱,采用这种结构的成品油船,有的把甲板结构油舱部分的纵横骨架及桁材全部装在甲板上面,使油舱内甲板下面也极易清洗。

§ 4—2 油船总体设计的数学模型

船舶使用要求、营运经济性、航行环境条件、建造及坞修设备、国际公约的有关规定等方面对船舶主要要素发展有很大影响。由于近廿年船价和油价上涨,船舶设计与航运部门十分重视提高船舶营运经济性。1973 年防污染公约及其 1978 年议定书有关系款规定油船设专用压载水舱及满足保护面积指标。航道及港口水深对大吨位油船吃水的限制种种客观情况,都使得七十年代中期以后设计建造的油船主尺度和船型系数有很大变化。主要反映在船长 L_{pp} 缩短、船宽 B 和型深 D 均有增加、方形系数 C_b 亦略有增大。相对尺度,如长宽比 L/B 、长深比 L/D 、宽吃水比 B/T 、型深吃水比 D/T 均有变化。据对载重量 $DW=4\sim 13$ 万 t 油船所做的统计分析结果表明七十年代中期以后的油船相对尺度变化范围为: $L/B=5.0\sim 6.8$; $L/D=10\sim 13.3$; $B/T=2.2\sim 3.6$; $D/T=1.3\sim 1.73$ 。

由于现代油船设计重视经济性和其航速处于一般化,方形系数有所增大。据统计: $DW<3$ 万 t 的油船, C_b 增加较明显,由 0.75 上升到 0.8 左右,个别船达到 0.84; $DW\geq 4$ 万 t 的油船 C_b 处于 0.80~0.84 变化范围。

一、主尺度及船型系数计算式

由于现代油船主尺度和船型系数发生了变化,作者建立了新的数学模型(表 4—3),可供船舶技术经济论证、方案设计、新型油船开发使用。

表 4—3 主尺度及船型系数计算式

项 目	公 式	适用范围
船长 L_{pp} (m)	$L_{pp}=8.15DW^{0.3}-15$	$DW<4$ 万 t
	$L_{pp}=47.357\ln DW-299.7$	4 万 t $\leq DW < 12$ 万 t (七十年代中期以前)
	$L_{pp}=60.473\ln DW-456.6$	4 万 t $\leq DW < 12$ 万 t (七十年代中期后)
	$L_{pp}=9.55 \cdot 10^{-3} \cdot DW^{0.78}+151.1$	12 万 t $\leq DW \leq 22$ 万 t
船宽 B (m)	$B=11.13DW^{0.155}-26$	$DW \leq 4$ 万 t
	$B=0.164L_{pp}+0.2$	$80\text{m} \leq L_{pp} < 150\text{m}$
	$B=0.29L_{pp}-19.2$	$150\text{m} \leq L_{pp} < 180\text{m}$
	$B=10.853 \cdot \ln DW-84.9$	4 万 t $\leq DW < 12$ 万 t 七十年代中期后
	$B=11.625 \cdot \ln DW-94.77$	4 万 t $\leq DW < 12$ 万 t 七十年代中期前
	$B=0.75 \cdot DW^{1/3}+5.05$	12 万 t $\leq DW \leq 22$ 万 t
	$B=10.23+0.127L_{pp}$	$243\text{m} \leq L_{pp} \leq 310\text{m}$

续表(4-3)

吃水 T (m)	$T=0.44DW^{0.3}+0.665$	$DW<4$ 万 t
	$T=6.546\times 10^{-4}\cdot DW+8.127$	4 万 t $\leq DW<12$ 万 t (七十年代中期前)
	$T=16.017-2.124\times 10^{-4}DW+3.052\times 10^{-4}DW^2$ $-1.052\times 10^{-4}\cdot DW^3$	4 万 t $\leq DW<12$ 万 t (七十年代中期后)
	$T=0.84+0.46DW^{0.3}$	12 万 t $\leq DW<22$ 万 t
	$T=4.53+0.0468L_{pp}$	$243\text{m}\leq L_{pp}\leq 310\text{m}$
型深 D (m)	$D=1.786T-3.11$	$6.5\text{m}\leq T<11\text{m}$ ($T=6.5\sim 11\text{m}$)
	$D=1.4T-0.4$	$11\text{m}\leq T\leq 16\text{m}$ (七十年代中期前)
	$D=1.2T+3.3$	$11\text{m}\leq T\leq 16\text{m}$ (七十年代中期后)
	$D=7.75DW^{0.15}-22.2$	12 万 t $\leq DW\leq 22$ 万 t
	$D=4.9+0.067L_{pp}$	$245\text{m}\leq L_{pp}\leq 310\text{m}$
方形系数 (C_b)	$C_b=0.948-0.26\frac{v_s}{\sqrt{L_{pp}}}$	$DW<4$ 万 t $0.60\leq \frac{v_s}{\sqrt{L_{pp}}}<0.75$
	$C_b=0.912-0.145\frac{v_s}{\sqrt{L_{pp}}}(\text{上限})$ $C_b=0.907-0.165\frac{v_s}{\sqrt{L_{pp}}}(\text{中间值})$ $C_b=0.915-0.215\frac{v_s}{\sqrt{L_{pp}}}$	$DW\geq 4$ 万 t $0.48\leq \frac{v_s}{\sqrt{L_{pp}}}\leq 0.68$
棱形系数 C_p	$C_p=0.96C_b+0.038$	$DW<4$ 万 t $0.74\leq C_p\leq 0.825$
	$C_p=0.9742C_b+0.0255$	$DW>4$ 万 t $0.8\leq C_p\leq 0.84$
中剖面系数 C_m	$C_m=0.995-0.125(0.8-C_b)$	$C_b\leq 0.8$ 时的中小型油船
	$C_m=0.963+0.0387C_b$	$0.8\leq C_b\leq 0.84$ 大型油船
水线面系数 C_w	$C_w=0.667C_p+0.338$	$0.75\leq C_p\leq 0.85$
	$C_w=0.334+0.68C_b$	$0.79\leq C_b\leq 0.84$
重心位置 X_b	$X_b=17(C_b-0.694)\%L_{pp}$	$C_b<0.80$
	$X_b=47.619(C_b-0.765)\%L_{pp}$	$C_b\geq 0.80$

二、油船重量计算式

1. 载重量系数

随着油船载重量吨位增大,载重量系数呈现增加的趋势。据统计分析结果表明:载重量 $DW<4$ 万 t 油船, η_{DW} 处于 0.70~0.815 范围;载重量 $DW=4\sim 12$ 万 t 的油船, η_{DW} 处于 0.84~0.865 范围;载重量 $DW>12$ 万 t 的油船, η_{DW} 处于 0.84~0.875 范围。

1978 年以后设计建造的油船中有些船的载重量系数略有降低,主要是由于设专用压载水舱及满足保护面积要求,以及采用双层底或双层船壳结构、双纵壁外移等的影响。

按 η_{DW} 与 DW 的统计相关关系建立如下计算式:

$$\eta_{DW} = 1.4 \times 10^{-6} \cdot DW + 0.746 \quad (0.5 \text{ 万 t} \leq DW < 4 \text{ 万 t})$$

$$\eta_{DW} = 4.529 \times 10^{-2} \cdot \ln DW + 0.3227 \quad (4 \text{ 万 t} \leq DW < 12 \text{ 万 t})$$

$$\eta_{DW} = 1.49 \times 10^{-7} \cdot DW + 0.834 \quad (12 \text{ 万 t} \leq DW < 22 \text{ 万 t})$$

2. 空船重量

空船重量 LW 由船体钢料、舾装设备、机电设备船成, 等于设计排水量减去设计载重量。随着载重量增加, 空船重量占设计排水量的百分数下降, 现代大型油船较先进的指标处于 0.13~0.16 范围。空船重量与主尺度及船型系数、技术性能、结构型式与材料、主机功率与船装设备重量等因素有关。而船体结构构件尺度, 主机功率和舾装设备重量又与主尺度及船型系数有关, 因此可以将主尺度和船型系数视为影响空船重量主要因素建立空船重量计算式。

$$LW = 0.339 L_{pp}^{1.17} \cdot B^{0.738} \cdot D^{0.30} \cdot T^{0.33} \quad (\text{适用于 } 3.5 \text{ 万 t} \leq DW \leq 10 \text{ 万 t})$$

$$LW = 0.255 L_{pp}^{1.14} \cdot B^{0.702} \cdot D^{0.34} \cdot T^{0.25} \cdot BHP^{0.07}$$

$$LW = 0.150 L_{pp}^{1.407} \cdot B^{0.815} \cdot D^{0.335} \quad (\text{适用于 } 10 \text{ 万 t} < DW \leq 22 \text{ 万 t})$$

$$LW = K \cdot L_{pp}^{1.36} \cdot B^{0.884} \cdot D^{0.131} \cdot C_b^{0.643}$$

式中: LW ——空船重量, t;

L_{pp} 、 B 、 D 、 T ——意义同前, m;

C_b ——方形系数;

系数 $K=0.180 \sim 0.185$, 小吨级取大数;

BHP ——主机最大连续功率 kW, 适用范围 9000~18000 kW。

空船各分项重量计算式见表 4-4。

表 4-4

空船分项重量计算式

项目	计算式	适用范围
船体钢料 W_A (t)	$W_A = C_A L_{pp}^{2.5} \cdot B^{0.75} \cdot D^{0.15} \cdot CV^{0.5}$ $C_A = 0.0227 DW^{-0.158} - 0.003$	$DW = 3 \sim 10 \text{ 万 t}$
	$W_A = 2.45 \times 10^{-2} \cdot L_{pp}^{2.85} \cdot B^{0.448} \cdot T^{0.288}$	$DW = 3.5 \sim 13 \text{ 万 t}$
	$W_A = 5.584 \times 10^{-3} L_{pp}^{4.1} \cdot B^{0.662} \cdot D^{0.421} \cdot T^{0.385}$	$B/T < 3, DW = 3.5 \sim 13 \text{ 万 t}$ (适用七十年代后)
	$W_A = 3.117 \times 10^{-2} \cdot L_{pp}^{2.14} \cdot B^{0.7897} \cdot D^{0.1794}$	$DW = 10 \sim 20 \text{ 万 t}$
舾装设备 W_f (t)	$W_f = C_f \cdot L_{pp} (B+D)$ $C_f = 0.3428 DW^{-1.488} + 0.0286$	$DW = 3 \sim 10 \text{ 万 t}$
	$W_f = C_f \cdot L_{pp} (B+D)$ $C_f = 29.45 - 2.67 \times 10^{-3} (L_{pp} (B+D))$ $+ 8.89 \times 10^{-8} \cdot L_{pp} [(B+D)^2]$	$DW = 3.5 \sim 13 \text{ 万 t}$
	$W_f = 5.61 \times 10^{-3} L_{pp}^{0.983} \cdot B^{0.308} \cdot D^{0.459}$	$B/T < 3, DW = 3.5 \sim 13 \text{ 万 t}$
	$W_f = C_f L_{pp} (B+D)$ $C_f = 0.111 - 26.936 \cdot DW^{-1.5}$	$DW = 10 \sim 20 \text{ 万 t}$
机电设备 W_m (t)	$W_m = C_m \cdot BHP \cdot 10^{-3} \times 1.359$ $C_m = 128.3 - 2.888 BHP \cdot 10^{-3}$	$BHP = 7360 \sim 19872 \text{ kW}$
	$W_m = 1091.3 + 1.564 \times 10^{-1} \cdot BHP^3$	$B/T < 3 \quad BHP = 8000 \sim 22500 \text{ kW}$
	$W_m = C_m \cdot BHP \cdot 10^{-3} \times 1.359$ $C_m = 131.7 - 1.529 \times 10^{-3} \cdot BHP$	$DW = 10 \sim 20 \text{ t}$

三、容积与干舷估算式

1. 实有容积 V_{TK}

实有容积是货油区和首、尾尖舱可供布置油舱和专用压载水舱的总实有容积。油船的机炉舱, 货泵舱, 首、尾尖舱容积均可通过实际布置确定, 而燃料舱和清水舱多数分布在货泵舱两侧, 机炉舱区域和首尾尖舱内。所以, 货油区域容积是控制主尺度的主要因素之一。文献[4][14]给出了计算油船 $DW=3$ 万 t~20 万 t 实有容积 V_{TK} 方法。

$$V_{TK} = K_1 K_2 K_3 L_{pp} B D C_s \quad (\text{m}^3)$$

式中: K_1 ——货油区长度系数, $K_1 = 3.84 \times 10^{-3} \cdot DW + 0.728$ ($3 \text{ 万 t} \leq DW < 10 \text{ 万 t}$),

$$K_1 = 0.784 + 3.686 DW^{-3.4} \quad (10 \text{ 万 t} \leq DW \leq 20 \text{ 万 t});$$

K_2 ——型深以下中剖面系数 C_m 与设计方形系数 C_b 之比, $K_2 = 2.387 - 1.42 C_b$ ($3 \text{ 万 t} \leq DW < 10 \text{ 万 t}$); $K_2 = 2.358 - 1.397 C_b$ ($10 \text{ 万 t} \leq DW < 20 \text{ 万 t}$)

K_3 ——计入舷弧、梁拱、线型收缩度、首尾尖舱布置压载水舱等影响的系数, 约为 1.03~1.05。

2. 需要容积 V_N

需要容积是指在货油区域布置的各舱所需容积之和。

(1) 货油舱需要容积 V_{cw}

$$V_{cw} = W_c / \gamma_c$$

$$W_c = DW(1 - K_p)$$

式中: γ_c ——货油密度, t/m^3 ;

DW ——载重量, 万 t;

K_p ——载重量中其他重量占载重量的比例数。粗略估计, 续航力 $R < 10000 \text{ n mile}$, $K_p = 0.05$; $R > 10000 \text{ n mile}$, $K_p = 0.10$ 。

也可按下式估算:

$$K_p = 2.112 \times 10^{-6} \cdot R + 1.891 \times 10^{-10} \cdot R^2 \quad (3 \text{ 万 t} \leq DW < 10 \text{ 万 t})$$

$$K_p = 2.844 \times 10^{-2} + 2.689 \times 10^{-11} \cdot R^2 \quad (10 \text{ 万 t} \leq DW \leq 20 \text{ 万 t})$$

(2) 专用压载水舱需要容积 V_b

$$V_b = K_b V_{cw} \quad (\text{m}^3)$$

式中: V_{cw} ——货油舱所需容积, m^3 ;

K_b ——专用压载水舱容积占货油舱容积百分数。 $K_b = 37.26 - 0.412 \cdot DW$, 或 $K_b = 40 \cdot DW^{-0.0955}$, (DW 单位为万 t)。

(3) 污油舱需要容积 V_s

该所需容积 2~3% 货油舱容积。

(4) 货油膨胀容积 V_p

取占货油舱容积 2~3%。

(5) 结构构架占据容积

以构架占据的容积系数 $K_c = 1.02 \sim 1.03$ 计入。

总计需要容积为:

$$V_N = (V_{cw} + V_b + V_s) \cdot K_c + V_p$$

3. 最小干舷估算

$DW=3\sim 10$ 万 t 油船夏季最小干舷估算式:

$$F_{\min} = K_f \cdot F_0 \quad (\text{m})$$

式中: F_0 ——基本干舷,按下式计算:

$$F_0 = 4.88 - 223.78 L_{pp}^{-0.866} \quad (\text{m})$$

K_f ——干舷修正系数,按下式计算:

$$K_f = -1.44L/D + 0.022 \cdot DW + 3.177$$

上述式中 L_{pp} 单位为 m; DW 单位为万 t。

估算 $10 \text{ 万 t} \leq DW \leq 20 \text{ 万 t}$ 油船夏季最小干舷 F_{\min} 式:

$$F_{\min} = (1 + K_f) F_0 \quad (\text{m})$$

式中: F_0 ——基本干舷,按下式计算:

$$F_0 = 3.842 - 4.1673 \times 10^4 L_{pp}^{-1.96} \quad (\text{m})$$

K_f ——干舷修正值,按下式计算:

$$K_f = 30.953(L/D)^{-3.31} \cdot DW^{0.381}$$

上述式中 F 及 L_{pp} 单位为 m; DW 单位为万 t。

保证夏季最小干舷的型深 D_{\min} :

$$D_{\min} = F_{\min} + T \quad (\text{m})$$

现代设有专用压载水舱的油船,其型深主要由容积控制,满足容积要求的型深所对应的实际干舷,一般能满足最小干舷要求。

四、技术性能估算

1. 稳性与横摇

(1) 初稳性高 \overline{GM} :

$$\overline{GM} = \overline{KM} - \overline{KG}$$

适于 $DW=3 \text{ 万 t} \sim 10 \text{ 万 t}$ 的估算式:

$$\overline{KM} = 0.4765 B^{1.014} T^{-0.062} C_w^{0.562} C_b^{0.1269}$$

$$\overline{KG} = [0.2288 DW^{-0.898} + 0.4905] \times D$$

适于 $DW \geq 10 \text{ 万 t}$ 的估算式:

$$\overline{GM} = 0.0759 \frac{B^2}{T} + 0.062 \cdot D - 4.399$$

$$\overline{KG} = [0.547 - 5.85 \times 10^{-3} \cdot DW + 1.602 \times 10^{-4} \cdot DW^2] \times D$$

式中: C_w ——设计水线面系数;

DW ——载重量,万 t;

B 、 D 、 T 意义同前,单位为 m。

(2) 满载时横摇周期:

$$T_r = 0.58 \left(\frac{B^2 + 4 \overline{KG}^2}{\overline{GM}} \right)^{0.5}$$

2. 船速预报

可按 Holtrop 法[15]预报总阻力 R 及有效功率 EHP

推进系数可按莱甫法估算,按该资料得到计算式:

$$\eta = \eta_{de} \cdot \eta_i \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot r_3$$

标准船准推进系数:

$$\eta_{de} = 0.8833 - 1.167 \times 10^{-4} \cdot RPM \cdot \sqrt{1.01L_{pp}}$$

长度修正系数:

$$r_1 = 1.039 - 97.5(5.95 - 0.02113L_s) \times 10^{-4}$$

方形系数修正系数:

$$r_2 = 0.9997 - 0.7676C_b^{16.1}$$

长宽比修正系数:

$$r_3 = 0.8605 - 5.697(L/B)^{-1.91}$$

轴系效率 $\eta_i = 0.970 - 0.985$

按 Holtrop 法,假定几个速度,计算出相应的有效功率 $EHP(kW)$ 。给定主机功率 $BHP(kW)$,在计算得到推进系数 η 之后,求得推进功率 $THP(kW)$,最后利用插值方法(或绘曲线)可初步预报船速。

§ 4-3 油船主要要素的确定

一、主要要素确定原理及步骤

油船为载重量型船舶,可从浮力入手确定主要要素。分固定载重量与非固定载重量两种情况:

(一)固定载重量

保证各设计方案载重量不变。

1. 排水量、主尺度与船型系数计算

(1)排水量初估:

按载重量系数法初估排水量。

$$\Delta_1 = \frac{DW}{\eta_{DWO}}$$

式中: DW ——给定的载重量, t ;

η_{DWO} ——初选的载重量系数;

Δ_1 ——第一近似排水量, t 。

(2)主尺度与方形系数计算:

得到初估排水量 Δ_1 后,可通过各种方法拟定一组主尺度 L_{pp} 、 B 、 T 、 D ,再由浮性方程计算出方形系数 C_{b1} 。

$$C_{b1} = \frac{\Delta_1}{L_{pp} \cdot B \cdot T \cdot \gamma \cdot K}$$

式中: γ ——海水密度, $\gamma = 1.025 t/m^3$;

K ——附体系数,一般取 $1.003 \sim 1.006$ 。

(3)空船重量计算:

有了主尺度和方形系数后,选择切合实际的计算空船重量数学模型,计算空船重量第一近似值 LW_1 。

(4)重量与浮力平衡:

由步骤(3)得到 WL_1 之后,于是第一近似载重量 DW_1 为:

$$DW_1 = \Delta_1 - LW_1$$

若 $|DW_1 - DW| \leq \epsilon$, 则载重量合乎要求;若 $|DW_1 - DW| > \epsilon$, 则载重量不合要求,需对排水量进行调整,即进行重力与浮力平衡。

重力与浮力平衡有不同的方法,可以根据具体情况选用。

1) 调整方形系数 C_b ;

该法适用于空船重量 LW 或其分项重量的数学模型含有变量 C_b , 按此法调整浮力时先求出新的方形系数:

$$C_b = \frac{\Delta}{L_{pp} \cdot B \cdot T \cdot \gamma \cdot K}$$

$$\Delta = DW + LW_1$$

式中: DW —设计载重量, t;

WL_1 —前一近似空船重量, t。

若 $|C_b - C_{b1}| \leq \epsilon$, ϵ 为方形系数精度, 则合乎要求。否则, 返回到计算步骤(3), 以新的方形系数重新计算空船重量和再检验重力与浮力平衡, 直到 C_b 达到要求止。

2) 调整排水量:

即求解排水量增量 $\delta\Delta$ 后, 得到新的排水量 $\Delta = \Delta_1 + \delta\Delta$ 。

诺曼系数法原理及方法可参见《船舶设计原理》, 该法利用诺曼系数 η_N 求出排水量增量 $\delta\Delta$ 。

$$\delta\Delta = \eta_N \cdot (DW - DW_1)$$

得到 $\delta\Delta$ 后, 则可按浮性方程微分式调整主尺度和方形系数:

$$\frac{\delta\Delta}{\Delta_1} = \frac{\delta L}{L} + \frac{\delta B}{B} + \frac{\delta T}{T} + \frac{\delta C_b}{C_b}$$

其中 Δ_1, L, B, T, C_b 均为前一近似的结果。

主尺度及方形系数调整后, 返回到步骤(3)以调整后的主尺度和空船重量, 重新计算空船重量, 直到载重量合乎要求止。

按载重量系数法调整排水量时, 先求第一近载重量 DW_1 , 即:

$$DW_1 = \Delta_1 - LW_1$$

当 $DW - DW_1 > 0$, 且不满足精度要求, 说明第一近似排水量 Δ_1 估算值小了, 应增加排水量。也就是说明第一近似计算时, 载重量系数 η_{DWO} 选择大了, 接下去计算应降低载重量系数。新的载重量系数可按下式计算:

$$\eta_{DWO} = \frac{DW}{\Delta}, \quad \Delta = DW - LW_1$$

式中: DW ——设计载重量, t;

Δ ——按第一近似空船重量和设计载重量得的排水量, t。

得到新的载重量系数后, 重新确定主尺度及方形系数, 然后按步骤(3)计算空船重量, 再检验重力与浮力平衡, 直到合乎要求止。

此外, 亦可按最初选择的 η_{DWO} 近似估算浮力增量方法进行调整。新的排水量为:

$$\Delta = \Delta_1 - \frac{DW - DW_1}{\eta_{DWO}}$$

得到新的排水量后,接下去进行其他步骤计算,直到满足要求止。

(5) 容积校验

计算出货舱区实有容积 V_{TK} 及所需容积 V_N , 若 $V_N < V_{TK} \leq (1+\alpha)V_N$, α 为舱容最大贮备系数, 则舱容满足要求。否则, 通过调整型深解决。

新的型深:

$$D = D_0 + \frac{(1+\alpha)V_N - V_{TK}}{l_t \cdot B \cdot C_{wp}}$$

式中: l_t ——货油区长度, m;

C_{wp} ——货油区水线面系数。

以新的型深返回到步骤(3)重新计算, 直到满足为止。

(6) 干舷校验

船舶实有干舷 $F = D - T$, 规范要求的夏季最小干舷 F_{\min} 。

若 $F \geq F_{\min}$, 则干舷满足要求。否则, 调整型深, 以 $D = F_{\min} + T$ 做为新型深返回到计算步骤(3)重新计算, 直到满足要求止。

2. 技术性能计算

(1) 船速

船速计算分两种情况, 即给定主机求船速及给定船速选主机。

1) 给定主机功率和转速求船速:

初步估算一个船速, 假定可能的 3~5 个船速, 选择切合船型特点的计算方法计算有效功率, 推进系数及所需主机功率 $THP_1 \sim THP_5$, 然后利用插值方法或绘图方法, 由已知主机功率求得达到的船速。

2) 给定船速选主机:

根据船速和载重量, 按统计公式或母型相似方法, 初估可能的主机功率 BHP 。然后围绕初估主机功率, 选择 3 个假定主机功率。

$$BHP(i) = BHP + (i-2) \cdot \Delta BHP$$

式中: $i=1, 2, 3, \dots$

ΔBHP 功率增量, 视船的大小而定。

再取 3 个转速 $rpm_1 \sim rpm_3$, 对每一个转速, 分别按 3 个假定的主机功率, 用 1) 所述的方法计算出 3 个船速。然后用插值方法, 求得给定船速下, 对应该转速的主机功率 $BHP(i)$ 。经过计算, 可得 3 个转速下对应的所需主机功率, 最后可根据具体情况选择合适的主机。

(2) 初稳性

计算满载状态初稳性高度 \overline{GM}

$$\overline{GM} = \overline{KM} - \overline{KG}$$

式中: \overline{GM} ——满载状态初稳性高, m;

\overline{KM} ——满载状态时稳心距基线高, m;

\overline{KG} ——满载状态时重心距基线高, m。

(3) 横摇周期 T_θ

$$T_\theta = 0.58 \sqrt{\frac{B^3 + 4 \overline{KG}}{\overline{GM}^3}}$$

(4) 振动检验

计算船体固有频率、主机激励频率, 检验是否发生共振。

(5) 耐波性和操纵性预报

在主要要素选择阶段, 只需对这两项性能进行粗略预报。

3. 船舶营运经济性计算

(1) 船价预估

在选择主要要素的多方案比较阶段, 可有如下几种预估船价方法:

1) 按单位载重量价格预估船价:

$$P = DW \cdot p_d \times 10^{-4}$$

式中: P ——预估船价, 万元;

DW ——载重量, t;

p_d ——单位载重量价格, 元/t。

载重量 $DW=1$ 万 t~6 万 t 原油船, 单位载重量价格相对值的统计式为:

$$[P_d] = 0.98 \cdot DW^{-0.59}$$

当知道某种吨级的绝对价格后, 按该统计式预报其他吨级的绝对价格及船价。

2) 按单位空船重量价格预估船价:

$$P = LW \cdot P_{LW} \times 10^{-4}$$

式中: LW ——空船重量, t;

P_{LW} ——单位空船重量价格, 元/t。

我们可以建立空船重量 LW 与主要要素相关关系式, 以该法预估船价能反映各不同方案间船价的差别, 是一种较准确易行的预报方法。

3) 按空船分项重量预估船价:

$$P = (W_A \cdot p_A + W_F \cdot p_F + W_M \cdot p_M) \times (1 + \alpha)$$

式中: W_A, W_F, W_M 分别为船体钢料、舾装设备、机电设备三个分项重量, t;

p_A, p_F, p_M 为其相应的单位重量价格, 元/t; α 为其造价系数。

4) 按船价统计关系式预估:

建立船价与主要要素之间的关系式进行预估, 由于与主要要素发生连系, 该法能较好反映方案间船价的差别。

(2) 营运成本计算

年度营运总成本 S 为:

$$S = \frac{1}{0.85} (S_1 + S_2 + S_3 + S_4)$$

式中: S_1 ——与船价有关费用, 包含折旧费、修理费、保险费三项;

S_2 ——船员费用;

S_3 ——燃料料费用;

S_4 ——港口费用。

(3) 运输能力与经济指标计算

1) 运输能力:

$$Q_T = 2 \cdot \alpha_D \cdot W_c \cdot m$$

$$Q_{TM} = 2 \cdot a_D \cdot W_c \cdot m \cdot L$$

式中: Q_T ——年货运量, t;

Q_{TM} ——年货运运用转量, t · n mile;

W_c ——载货量, t;

a_D ——装载因数;

m ——年航次数;

L ——运距, n mile。

2) 经济指标

(1) 单位运输成本

$$b_T = S/Q_T \text{ 及 } b_{TM} = \frac{S}{Q_{TM}} \quad (b-1)$$

式中: S ——年营运总成本, 元;

Q_T, Q_{TM} ——运输能力, t, t · n mile。

(2) 必需运费率:

一次投资, 各年费用相等时

$$RFR = (Y + P(A/P, i, n) - \Delta P(A/F, i, n))/Q_T \quad (b-2)$$

式中: RFR ——必需运费率, 元/t;

Y ——各年营运费用, 等于总成本 S 扣除折旧费, 元;

ΔP ——残值, 元;

P ——投资, 元;

$(A/P, i, n)$ ——资金回收因数;

$(A/F, i, n)$ ——等额预付金因数。

(3) 净现值:

一次投资, 各年营运收入与营运费用相同时

$$NPV = (B_w - Y) \cdot (P/A, i, n) - P + \Delta P(P/F, i, n) \quad (b-3)$$

式中: NPV ——净现值, 元;

B_w ——年营运收入, 元;

$(P/A, i, n)$ ——等额现值因数;

$(P/F, i, n)$ ——资金一次支付或偿还时现值因数。 (b-4)

(4) 净现值指数:

单位投资的净现值

$$NPVI = \frac{NPV}{P} \quad (b-5)$$

(5) 平均年盈利及平均年盈利指数:

$$AAB = NPV \cdot (A/P, i, n)$$

$$AABI = AAB/P \quad (b-6)$$

(6) 内部收益率:

投资一次支付, 各年收益相同, 不计残值时

$$NPV = A \cdot (P/A, IRR, n) - P = 0$$

$$(P/A, IRR, n) = \frac{IRR(1 + IRR)^n}{(1 + IRR)^n - 1} = A/P$$

式中: IRR ——内部收益率;

A ——年收益, $A = B_n - Y$, 元。

(7) 投资偿还期:

一次投资, 各年营运收益相同时

$$PBP = - \frac{\lg(1 - \frac{P \cdot i}{A})}{\lg(1 + i)} \quad (b-7)$$

式中: PBP ——投资偿还期, 年;

i ——投资收益率。

(8) 年收入与年利润:

年收入: $B_n = Q_r \times \text{货运费率};$

或: $B_n = Q_{TM} \times \text{货运费率} \quad (b-8)$

年利润:

分税前年利润 AC 及税后年利润 ACT

$AC = \text{年收入 } B_n - \text{年总成本 } S$

$ACT = \text{年收入 } B_n - \text{年总成本 } S - \text{所得税 } TA$

$TA = AC \cdot t_p$, t_p 为税率。

(二) 变载重量

各方案载重量不相同:

1. 排水量、主尺度与船形系数计算

(1) 拟定一组主尺度及方形系数 L_{pp}, B, T, D, C_b

(2) 计算排水量

$$\Delta = L_{pp} \cdot B \cdot T \cdot C_{br} K$$

(3) 计算空船重量

$$LW = W_s + W_f + W_m$$

(4) 计算载重量

$$DW = \Delta - LW$$

然后再按与固定载重量法相同的方法校验容积、干舷、船速等技术性能, 并计算船舶营运经济性。

二、设计方案优选与排序

在多种方案里选优与排序的方法有参数分析法(网格法)、最优化法、正交设计法、模糊综合评判法等。

(一) 参数分析法

参数分析法的做法是系列变化设计变量, 组成一系列设计方案, 对每个方案进行技术经济性能计算, 并可绘出性能变化曲线, 然后根据评价指标和经验进行选优与排序。该法简单、直观, 变量少时计算量也不大。虽然, 变量多时计算工作量大, 但利用电子计算机计算, 这个缺点可以弥补。

(二)最优化法

按最优化的原理和方法寻求最优解。最优化解题基本过程如图 4—4 所示。

图 4—4 中设计模块是求解对象的专用模块,即对具体问题所构造数学模型的全体,包括技术性能、经济性能、目标函数、约束条件的计算方法和过程。例如求解最佳主尺度方案,设计模块里就包括排水量,主尺度计算,技术性能、经济性能计算等。优化模块为最优化原理与寻求最优解方法。

在求解最优化的过程中,两个模块间不断进行信息交换。优化模块将产生的设计点 X_k 送给设计模块,设计模块按 X_k 点的设计变量值进行全部计算,将计算出的目标函数和约束条件返回到优化模块,优化模块进行比较和判断,如果是最佳点则给出最优解。否则,再产生下一个设计点 X_{k+1} ,送给设计模块进行计算,如此反复,产生点列 $X_1, X_2, \dots, X_k, X_{k+1}, \dots$ 逐渐逼近最优解。

最优化方法要求问题的标准形式:

$$\min f(X) \quad X \in D$$

$$D = \{X | g_i(X) \leq 0, i = 1, \dots, p, X \in R^n\}$$

式中: $f(X)$ ——目标函数;

$g_i(X)$ ——约束条件;

X ——设计变量,是 n 维向量。

1. 设计变量

设计变量 X 是一个 n 维向量

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = (x_1 \ x_2 \cdots x_n)^T$$

如吃水受航道水深限制取为定值,可取 L_{pp}, B, C_b 做为设计变量,即 $X = (x_1 \ x_2 \ x_3)^T = (L_{pp} B C_b)^T$ 。主要要素计算中其余量可按与设计变量一定函数关系产生。

2. 目标函数

目标函数为评价方案的技术与经济标准,分单目标与多目标。解多目标问题,需化多目标为单目标,分层序列法为一种化多目标为单目标的方法。分层序列法首先将目标函数按重要程度排成优化次序,如 $f_1(X), f_2(X), f_3(X), \dots$ 。当求得 $f_1(X)$ 目标函数最优解之后,给 $f_1(X)$ 最优解一个宽容限度 α_1 ,即 $f_1(X) \leq (1 + \alpha_1) f_1(X^*)$,再求第二个目标函数 $f_2(X)$ 的最优解,……。这样,通过一系列宽容限度的条件极值问题的求解,就把一个多目标最优化问题转化为一个单目标最优化序列求解问题了。

3. 约束条件

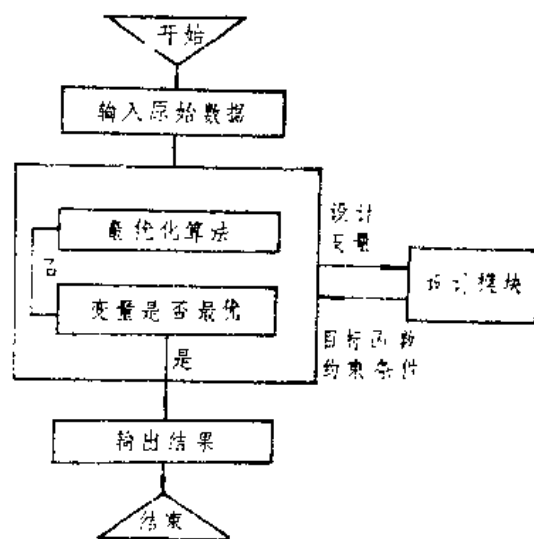


图 4—4 最优化系统图

约束条件有两类,一是对自变量的边界约束及主尺度比的约束,另一类是为技术经济性能方面的约束。例如,某载重量 3.5 万吨货船的主尺度选择时,要求满足以下约束条件:

$$170\text{m} \leq L_{pp} \leq 185\text{m};$$

$$B \leq 34\text{m};$$

$$T \leq 9.5\text{m};$$

$$0.80 \leq C_b \leq 0.835;$$

$$L/B \leq 6.0;$$

$$B/T > 3.0;$$

$$\overline{GM} \geq 0.5\text{m};$$

$$T_0 \geq 9\text{s};$$

$$V_s \geq 14\text{kn};$$

$$P \leq 3500 \text{ 万元}.$$

这些约束可组成 12 个约束条件:

$$g_1 = 170 - L_{pp} \leq 0, g_2 = L_{pp} - 185 \leq 0;$$

$$g_3 = B - 34 \leq 0, g_4 = T - 9.5 \leq 0;$$

$$g_5 = L/B - 6.0 \leq 0, g_6 = 3.0 - B/T \leq 0;$$

$$g_7 = 0.80 - C_b \leq 0, g_8 = C_b - 0.835 \leq 0;$$

$$g_9 = 0.5 - \overline{GM} \leq 0, g_{10} = 9 - T_0 \leq 0;$$

$$g_{11} = 14 - V_s \leq 0, g_{12} = P - 3500 \leq 0.$$

图 4—5 为油船主要要素确定专用程序框图。

(三)按多目标优化方法确定载重量 6.5 万吨原油船主尺度

设计要求:载重量 $DW = 65,000\text{t}$,设计吃水 $T \geq 12.3\text{m}$,型宽 $B \geq 36.6\text{m}$,试船速度 $v_s \leq 14.8\text{kn}$,主机最大持续功率为 $11474\text{kW} \times 116\text{r/min}$,耗油量为 $195\text{g/kW} \cdot \text{h}$,续航力 $R = 10,000\text{n mile}$,航距为 1491n mile ,船员共计 46 名

按“DCVM”优化方法计算选择主尺度。

目标函数及优化次序:

①造价,②年利润,③吨成本,④船速,⑤投资回收年限,⑥净现值,⑦货运费率。

目标函数的排列顺序和逐次优化的宽容限度,以及得到的计算结果如表 4—5 所列。

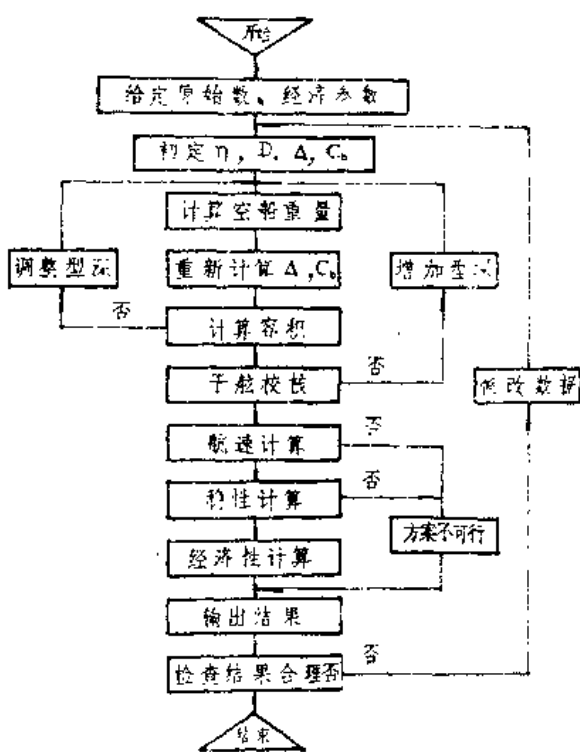


图 4—5 专用程序框图

表 4-5

60000t 油船主尺度最优化计算结果

优化次序	1	2	3	4	5	6	7
目标函数	造价	年利润	吨成本	船速	回收年限	净现值	运费率
宽容限度	0.05	0.006	0.01	0.01	0.02	0.06	—
船长(m)	204	214	208	215	211	211	211
船宽(m)	36.5	36.6	36.6	36.4	36.6	36.6	36.6
吃水(m)	12.3	12.3	12.3	12.3	12.3	12.3	12.3
型深(m)	18.33	17.50	17.99	17.52	17.72	17.72	17.72
$W_h(t)$	11282	12267	11672	12340	11968	11968	11968
$W_f(t)$	1241	1282	1258	1284	1270	1270	1270
$W_m(t)$	1709	1709	1709	1709	1709	1709	1709
$\Delta(t)$	79232	80359	79639	80333	79947	79947	79947
$W_T(t)$	62136	62159	62148	62158	62155	62155	62155
$V(kn)$	14.64	15.10	14.84	15.104	14.98	14.98	14.98
$\bar{C}_M(m)$	5.32	5.65	5.46	5.56	5.563	5.563	5.563
年航次数	14.60	14.80	14.60	14.80	14.70	14.70	14.70
年运量(t)	903864	917207	909891	917282	913780	913780	913780
年支出(万元)	713.83	731.73	720.90	733.04	726.27	726.27	726.27
造价(万元)	3999.70	4182.60	4072.10	4195.68	4127.03	4127.03	4127.03
年利润(万元)	1926.78	1947.86	1937.33	1946.77	1943.31	1943.31	1943.31
吨成本(元/吨)	7.898	7.978	7.923	7.991	7.948	7.948	7.948
回收年限(年)	2.08	2.15	2.10	2.16	2.12	2.12	2.12
净现值(万元)	3008.91	2924.60	2982.81	2909.95	2956.37	2956.37	2956.37
运费率(元/吨)	20.07	20.50	20.23	20.55	20.36	20.36	20.36

(四)模糊综合评判法

船舶设计方案选择,涉及若干质量指标和复杂的影响因素,需要权衡利弊,进行综合分析。设计者的经验和观点,船东的要求和意愿起很重要作用,但这些经验、观点、要求、意愿等,往往具有模糊性。模糊综合评判是在船型方案选择中,将这种模糊性加以解析和定量化,将诸方案进行排序,从而选出最优方案的一种可行的方法。

按模糊综合评判方法求解最优方案的程序为:

1. 给定被评判的船型方案集

$$V = (V_1, V_2, \dots, V_m)$$

2. 选择评定指标

选取表征船型方案质量优劣的指标,组成指标集,记为:

$$U = (u_1, u_2, \dots, u_n)$$

3. 对评定指标考评

船型方案每项指标,总是存在一个期望值 M_i 和允许值 m_i ;于是就有一个允许取值区间,

记为 $[m_i, M_i]$ 。设在该区间上定义一个相应最优值的模糊子集 A_i ,即

$$A_i = \left| \frac{\mu_{A_i}(u_i)}{u_i} \right|$$

$$u_i \in [m_i, M_i]$$

式中: μ_{A_i} 是 u_i 的满意度函数,表征对相应评定指标的满意程度。

满意度随评定指标值单调增加的情况, $\mu_{A_i}(u_i)$ 的形式为:

$$\mu_{A_i}(u_i) = \begin{cases} 0, & u_i \leq m_i \\ L_i(u_i), & m_i < u_i < M_i \\ 1, & u_i \geq M_i \end{cases}$$

满意度随评定指标值单调下降的情况, $\mu_{A_i}(u_i)$ 的形式为:

$$\mu_{A_i}(u_i) = \begin{cases} 1, & u_i \leq M_i \\ L_i(u_i), & M_i < u_i < m_i \\ 0, & u_i \geq m_i \end{cases}$$

经满意度曲线(函数),可以给出每一个评定指标值一个模糊评分(或评定)。对每一船型方案,每项评定指标分别进行评分,可得出一个评判矩阵:

$$R = \begin{pmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1m} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{2m} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ r_{n1} & r_{n2} & \cdots & r_{nm} \end{pmatrix}$$

矩阵中每一行,是对各船型方案某项评定指标的具体评定结果。矩阵中的每一列,是对某船型方案各项评定指标的评分。因此,这个矩阵实际上是一个单因素评定表。

4. 综合评判

综合评判是通过引入一个重要度对船型方案各评定指标重要程度作出评定。重要度记为 $\omega_i, i=1, 2, \cdots, n$,它是指标集上一个模糊子集,记为:

$$W = (\frac{\omega_1}{u_1}, \frac{\omega_2}{u_2}, \cdots, \frac{\omega_m}{u_m})$$

将 ω_i 归一化,令 $a_i = \frac{\omega_i}{W}$, $W = \sum_{i=1}^n \omega_i$

$$A = (a_1, a_2, \cdots, a_n)$$

确定了对各评定指标满意度和重要度的评定后,综合评判问题归结为:

$$B = A \cdot R = (\frac{b_1}{V_1}, \frac{b_2}{V_2}, \cdots, \frac{b_m}{V_m})$$

其中: $b_i = a_1 r_{1i} + a_2 r_{2i} + \cdots + a_n r_{ni}$

$$i=1, 2, 3, \cdots, m。$$

b_i 实际上是对第 i 个方案的一个综合评判结果,依据各方案 b 的大小进行排序,从而找出满意的方案。

§ 4—4 油船主体区划与货油区合理布置

油船主体区划涉及许多方面要求和规定:

1) 有关规范与公约的规定, 如钢质海船入级与建造规范、载重线公约、稳性规范、1973 年国际防止船舶造成污染公约、国际海上人命安全公约等的有关规定;

2) 各种装载情况的浮态和稳性;

3) 总强度、局部强度的保证;

4) 使用上对主隔舱的要求;

5) 对结构工艺性的考虑。

一、油船主隔舱划分

(一) 水密舱壁总数与首尾尖舱

水密舱壁总数不得少于《钢质海船入级与建造规范》的规定数。防撞舱壁距有垂线的距离不得小于 $0.05L_{pp}$; 对 $L_{pp} > 200\text{m}$ 的船舶, 应不小于 10m ; 并且均不大于 $0.08L_{pp}$ 。对具有球鼻首的船舶, 防撞舱壁距首垂线的距离可以减少, 其减少值为球鼻首在首垂线前方夏季载重线上投影长度的一半; 但当 $L_{pp} \leq 200\text{m}$ 时, 减小值 $\geq 0.015L_{pp}$; 当 $L_{pp} > 200\text{m}$ 时, 减小值 $\geq 3\text{m}$ 。

水密的尾尖舱舱壁, 其距尾垂线的距离应由尾轴管长度、尾轴管安装和密封所需地位来决定, 一般在 $(0.035 \sim 0.045)L_{pp}$ 范围, 该舱壁通至舱壁甲板, 如尾尖舱水密平台甲板在水线以上, 可仅通至水密平台甲板。

(二) 机舱地位及长度

机舱位置影响到上层建筑形式、船体结构与强度、货舱布置、纵倾调整、驾驶视野、抗沉性以及机舱长度等方面问题。机舱位于船尾(尾机型), 从保证安全、改善货舱布置、保证船体纵向构件连续性、缩短轴系长度减轻轴系重量和功率损失等方面看, 都比中机型有利, 但纵倾调整困难, 驾驶视线不良, 且由于尾部型线较瘦, 使机舱长度比中机型长些。综合考虑, 油船货油舱地位及合理布置、货油系统布置、轴系布置及对安全性的保证几方面还是首要问题, 所以油船多采用尾机型。

机舱长度与机舱位置, 主机种类及台数、主机功率、辅机种类等有关。机舱长度一般应从实际布置确定, 设计初期阶段可运用统计公式估计。对低速柴油机船舶的机舱长度, 可根据主机长度及功率来估计, 即:

$$l_m = l_{m1} + C \quad (\text{m})$$

$$\text{或 } l_m = l_{m1} + (6.07 \sim 6.25) BHP/10000 \quad (\text{m})$$

式中: C ——系数, 中机型取 $C=4 \sim 5\text{m}$; 中后机型取 $C=4 \sim 6\text{m}$; 尾机型取 $C=10 \sim 12\text{m}$ 。

BHP ——主机额定功率, kW 。

l_{m1} ——主机长度, m 。

(三) 货油泵舱、污油兼货油舱、隔离空舱及浮力舱

1. 泵舱

泵舱在船上的地位, 要从操作管理方便、节省泵系统的重量以及对总强度的影响等方面去考虑, 现代油船泵舱大多数放在机舱前面。泵分为立式和卧式两种形式。立式布置, 泵舱下部凸入机舱, 凸入部位自基线向上的高度一般不大于型深的 $1/3$ 。一般泵舱长度为 $7 \sim 8\text{m}$ 。

2. 污油兼货油舱

油船要求设两个污油兼货油舱, 其总容积为货油舱总容积的 $2 \sim 3\%$, 习惯上设在货油区后面两舷(亦有设在中油舱后端)。

3. 隔离空舱

货油舱与机(炉)舱、干货舱、居住舱间设隔离室舱。隔离空舱舱壁间应有足够距离,以便进出,该距离 $\leq 760\text{mm}$,且应全部遮隔。泵舱、压载水舱、燃油舱可兼做隔离空舱。船舶驾驶部位与生活区如设在货油区上方,其与货油舱甲板间须用至少为 2m 高度的开敞空间分隔之。

4. 浮力舱(又称干货舱)

对不设专用压载水舱的油船,为解决纵倾调整,通常采取设首浮力舱来平衡,首浮力舱长度要由纵倾调整需要而定。对设专用压载水舱的大型油船,可不设浮力舱而能使纵倾调整得到解决。

二、油船货油区区划

(一)货油区区划主要任务与目标

主要任务:选择货油区的结构型式;对货油区进行结构分隔;对货油舱和专用压载水舱进行布置。

合理区划的目标:在贯彻各项有关规定和满足各方面要求的前提下,通过实际区划,要得到一个满足各项有关规定、满足有关要求、性能好的合理布置方案。

(二)对货油区进行区划须贯彻的有关规定和需满足的要求

1. 货油区实有的容积要满足货油舱、专用压载水舱、污油兼货油舱、货油膨胀的需要容积。

2. 满足满载与压载状态浮态与稳性要求。

3. 满足结构强度要求

4. 要贯彻《钢质海船入级与建造规范》的有关规定

(1)对纵舱壁、货油舱长度、肋板(强肋骨框)间距等有关规定

垂线间长 $L_{pp} > 90\text{m}$ 的油船的货油区要设二道纵舱壁。每一货油舱(边油舱和中油舱)长度应不大于 10m 或表 4—6 中规定之值,取两者中之大值。

表 4—6

货油舱许用长度

纵 舱 壁 数		1 (中纵剖面处)	2	3 (一道在中纵剖面处)
边舱长度(m)		0.15L	0.2L	0.2L
中舱长度(m)	$b_w \geq 0.2B$	—	0.2L	0.2L
	$b_w < 0.2B$	—	$(0.5 \frac{b_w}{B} + 0.1)L$	$(0.25 \frac{b_w}{B} + 0.15)L$

表中 L 为 0.85D 处水线长度的 96% 或该水线处垂线间长之大者(m); B 为型宽(m); b_w 为边舱宽度(m)。

另外,规范还规定货油区大肋骨框间距不得大于 3.6m 或 $0.02L_{pp}$, 取两者中之大者。若设置槽形纵舱壁,肋骨框间距应不大于 5m。

(2)对隔离空舱设置的规定。

5. 《1973 年国际防止船舶造成污染公约及其 1978 年议定书》对油船的有关规定

(1)设置专用压载水舱、压载状态浮态、货油区范围内专用压载水舱及非油处所的保护面积的规定。

(2)假定流油量的有关规定:破损假定,假定流油量计算,假定流油量限额值,中油舱和边油舱的限额容积。

(3)对油船分舱稳性有关规定。

(4)对每一货油舱长度的规定,该公约对货油舱长度的规定与《钢质海船入级与建造规范》的规定是一致的。

(三)货油区合理区划步骤

完成了型线图、初步总布置图、静水力曲线、空船重量重心估算出后,就可进行货油区区划,区划工作的一般步骤为:

1. 计算货油区域舱室布置所需容积

即计算货油舱、污油兼货油舱、货油区域专用压载水舱所需容积。

2. 确定货油区位置和长度

结合初步布置草图,综合分析和考虑各方面要求,初步拟定货油区位置和长度。

3. 对燃料和清水进行布置,确定其重心纵向位置

4. 计算货油舱、专用压载水舱重心纵向位置可行域

以往的做法,布置每作一项变动,就要作一次繁杂重复的浮态计算。这里给出的重心纵向位置可行域及其图线,可为多方案的布置提供方便条件。

(1)原理

$$\text{纵倾值} \quad \delta t = T_f - T_a = \frac{(x_g - x_b) \Delta}{100 M_{cm}}$$

$$100 M_{cm} \delta t = x_g \cdot \Delta - x_b \cdot \Delta$$

$$\text{则} \quad M = x_g \cdot \Delta = 100 M_{cm} \cdot \delta t + x_b \cdot \Delta \quad (4-1)$$

从重力角度可得:

$$M = LW \cdot x_{gwl} + P_{ow} \cdot x_{gow} + P_m \cdot x_{gmo} \quad (4-2)$$

由式 4-1 等于 4-2 式则得:

$$x_{gmo} = \frac{100 M_{cm} \delta t + x_b \cdot \Delta - LW \cdot x_{gwl} - P_{ow} \cdot x_{gow}}{P_m} \quad (4-3)$$

式 4-3 为计算移动载荷重心纵向位置可行域公式。

式中: δt ——纵倾值,首纵倾为正, m ;

M_{cm} ——某一状态的每厘米纵倾力矩, $t \cdot m/cm$;

LW ——空船重量, t ;

x_{gwl} ——空船重心纵向位置,中前为正, m ;

P_{ow} ——燃料、清水、人员等重量, t ;

x_{gow} ——燃料、清水、人员等重心纵向位置,中前为正, m ;

P_m ——移动载荷, t ;

x_{gmo} ——移动载荷重心纵向位置,中前为正, m 。

(2)功用

移动载荷重心纵向位置可行域计算公式反映了空船重量及其重心纵向位置,燃料和清水等重量及其重心纵向位置,浮力与浮心纵向位置,纵倾值 δt 与移动荷重及其重心纵向位置的关系。只要选择出允许纵倾值 δt 的变动范围,按该式就可得出重心纵向位置可行范围(即可行

域)。按重心纵向位置可行域进行各种可能的布置均可满足浮态要求。有了可行域及其图线,就能克服盲目性,为多方案的布置提供了方便条件,可避免不必要的繁杂重复的调倾计算。

表 4—7 为六万五千吨油船重心纵向位置可行域计算表,图 4—6 为满载与压载状态重心纵向位置与纵倾值关系图。

表 4—7 重心纵向位置可行域计算表

序号	项 目	压 载 出 港			压 载 到 港			满 载 出 港			满 载 到 港		
1	$T_m(m)$	6.55			6.34			12.22			11.93		
2	$\Delta(t)$	41599.5			40345.8			80262.6			79011.5		
3	$X_b(m)$	6.71			6.74			5.12			5.22		
4	M_{cm}	886.5			882			1077			1061.7		
5	$P_{cm}(t)$	1400			146.7			1400			146.7		
6	$X_{Gcm}(m)$	-75.92			-75.92			-75.92			-75.92		
7	$LW(t)$	15637			15637			15637			15637		
8	$x_{gcm}(m)$	-15.30			-15.30			-15.30			-15.30		
9	$P_{cm} \cdot X_{gcm}$	-106288			-11137.5			-106288			11137.5		
10	$LW \cdot X_{gcm}$	-239246			-239246			-23946			-239246		
11	$\epsilon(m)$	-3.0	-1.5	-0.5	-3.0	-1.5	-0.5	-3.0	-1.5	0	-3.0	-1.5	0
12	$M = 100M_{cm} \delta \epsilon + X_b \cdot \Delta$	13182.6	146157	234807	7330	139630	227830	87844	249394	410944	93890	253145	412400
13	(12) - (9) - (10)	358716	491691	580341	257714	390014	478214	433378	594928	756478	344273	503528	662783
14	$X_{gcm}(m)$	14.60	20.02	23.63	10.49	15.87	19.47	6.85	9.41	11.96	5.44	7.96	10.48

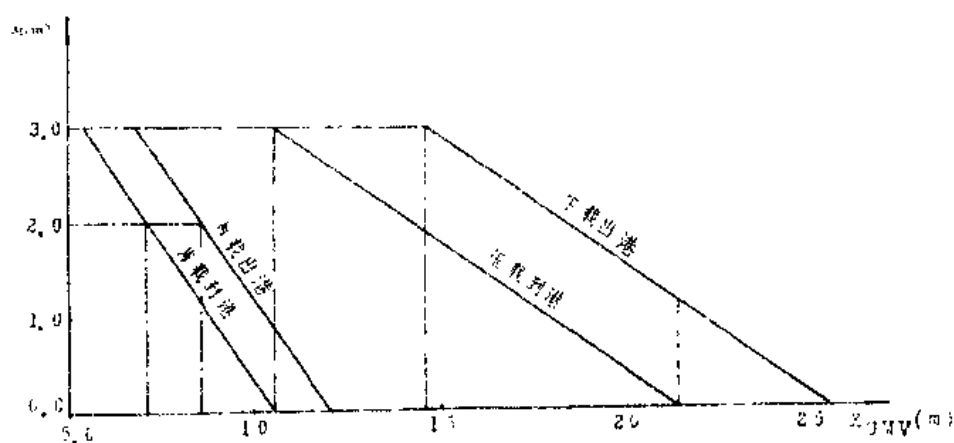


图 4—6 移动载荷重心纵向位置 X_{Gcm} 与纵倾 $\delta \epsilon$ 关系图

由图 4—6 可得:若满载航行状态尾纵倾值控制在 $0 \leq \delta \epsilon \leq 2m$ 时,满载出港状态的货油舱重心纵向位置变动范围为 8.5~11.96m;满载到港状态的货油舱重心纵向位置变动范围为 7.13~10.5m,两者的相交区为 8.5~10.5m.由此可知,只要使货油舱重心纵向位置保持在相交区的范围,尾纵倾值就能保持在 $0 \leq \delta \epsilon \leq 2m$ 范围。

同理,若压载航行状态尾纵倾值控制在 $0 \leq \delta t \leq 3\text{m}$ 时,只要使货油区专用压载水舱的重心纵向位置保持在相交区(14.6~21.4m)范围,该状态的尾倾值就能控制在 $0 \leq \delta t \leq 3\text{m}$ 范围。

(3)绘制货油区域横剖面面积曲线及水线图,在满足重心纵向位置处于可行域区间前提下,进行多方案布置(交纵舱壁、油舱长度、边油舱与专用压载水舱相互位置等)。

(4)初步检验每一方案的货油舱和专用压载水舱舱容,重心纵向位置是否处在可行域区间。

(5)选择几个较佳方案,计算其舱容、重心纵向位置、保护面积、假定流油量、做中剖面设计、静水弯矩及结构重量估算。

(6)合理方案确定。

图 4—7 为载重量 152400t 原油船总布置草图。该船垂线间长 $L_{\text{垂}}=270\text{m}$,型宽 $B=48\text{m}$,型深 $D=24\text{m}$,设计吃水 $T=16.15\text{m}$,结构吃水 $T_s=17.0\text{m}$,主机型号为 B&W6L80MC,最大连续功率 $15,905\text{kW} \times 77\text{r/min}$,连续载务功率 $13,550\text{kW} \times 73\text{r/min}$,服务速度(15%储备) $V_s=14.0\text{kn}$,续航力 $R=20,000\text{n mile}$,主机日油耗 $F_o=53.4\text{t/d}$ 。

图中清晰的表明了主体分舱与货油区划情况,货油区的两舷全为专用压载水舱,中同部分为货油舱,中间油舱后端设两个污油兼货油舱,污油兼货油舱后面为泵舱,泵舱为立式布置

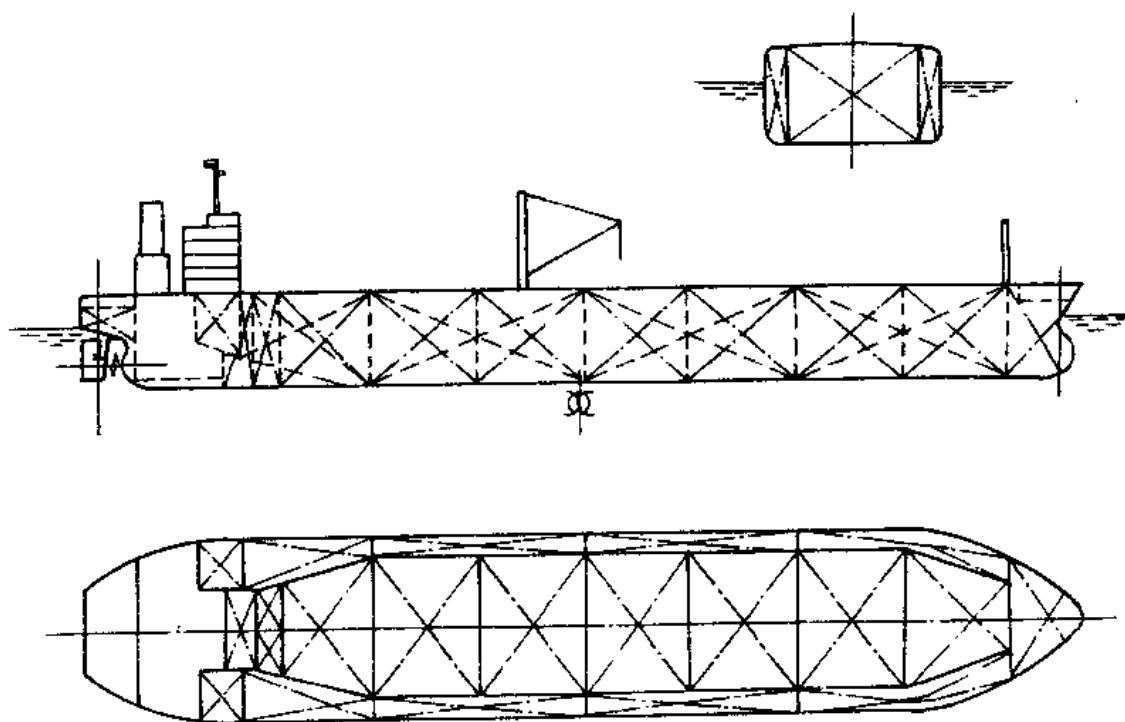


图 4—7 DW=15 万 t 油船总布置草图

型式,机量前端两舷布置两个燃油深舱。

参 考 文 献

- [1] 张德洪:《运输船舶船型技术经济论证方法》,人民交通出版社,1980.12。
- [2] 大连红旗造船厂三结合编写组:《油船》,国防工业出版社,1978.6。
- [3] 中华人民共和国船舶检验局译:《1973 年国际防止船舶造成污染公约及其 1978 年议定书》,人民交通出版社,1981.5。

- [4] 李树范、纪卓尚等:《油船重量与容量》,大连工学院学报,1983. 6。
- [5] 李树范、纪卓尚等:《油船货油区合理布置》海洋运输船舶设计学组论文集,1984。
- [6] Czimck D. W and Jordan C. R. : "The Optimization of Segregated Ballast Distribution and Its Impact on Tanker Economics" Marine Technol, 1981 年 April。
- [7] 李树范、纪卓尚等:《关于浅吃水船舶设计初步研究》,辽宁造船,1984 年(2)。
- [8] 李树范、纪卓尚等:《船舶设计》,大连理工大学出版社,1988. 12。
- [9] 林杰人主编:《船舶设计原理》,国防工业出版社,1981. 5。
- [10] 蒋乾纬、杨佑宗:《大型运输船舶船型参数的选择》,中国造船,1979 年(1)。
- [11] Hagen E. , "European Shipbuliding", 16(1967), PP104—106。
- [12] Watson, D. G. M. , GilfiLan, A. W. : "The Institution of Engineers and Shipbuilding in Scotland", 120(1976—77), PP286—289。
- [13] 七〇八所编写组:《船舶科技简明手册》,国防工业出版社,1977. 3。
- [14] 李树范、纪卓尚:《油船主尺度确定》,中国造船,1986(1)。
- [15] Holtrop J. and Mepnen G. G. J. : "A Statistieal Power Prediction Methob", I, S, P, 1978. 10。
- [16] 李树范、纪卓尚等:《油船造价计算与分析》,大连工学院,1980. 3。
- [17] 纪卓尚、李树范等:《船舶优化设计中的一个实用混合整数规划方法》,大连工学院学报,1982 年(2)。
- [18] 李树范主编:《运输船舶可行性分析》,大连理工大学出版社,1990. 6。
- [19] 李树范等:《现代油船特点与设计》,辽宁造船,1987(1)。

第五章 集装箱船

一般来说吊装式全集装箱船(简称集装箱船)与普通杂货船相比,具有吨位大、航速快、装卸效率高等特点。而其中吨位大、航速快也是由装卸效率高派生出来的。从船舶设计角度来看,它与一般杂货船的不同处是集装箱船载运的是大小及形状为标准规格的“货”,这就引起在设计着眼点及船型尺度上的一系列区别,这也是集装箱船设计中的基本特点。

本章将对集装箱运输、集装箱船的设计特点、集装箱及集装箱码头进行叙述。

§ 5—1 集装箱运输及集装箱船

一、集装箱运输

在件杂货运输中,由于杂货的种类繁杂,包装不一,每件的重量及大小以及承压能力等均有很大差别,这在以往只能采用单件搬运的装卸方式。这种方式造成货物起落操作重复多,货损货差多,包装要求高,装卸作业受气候影响,船舶停港时间长,装卸劳动强度大以及转运手续烦琐等等,严重影响海上运输效率的提高。例如,一般万吨级的杂货船每年航行的天数不超过200天,而剩余的时间主要是为了装卸而在港内停泊。六十年代世界上几条主要航线普通定期货船的停泊时间约占航次时间40~50%。这就大大影响到这类船的经济性。

不仅停港时间长,而且杂货运输的平均单位装卸费逐年提高,如在日本—纽约航线上,普通货船的装卸费占总营运费的60%左右。这与装卸工作仍需大量人工来完成分不开,而且装卸工作的劳动强度也是十分繁重。

为了提高杂货运输的能力,主要的办法是提高装卸效率,缩短停港时间,节约装卸费和降低运输成本。件杂货运输装卸合理化的关键是货物的成组化,将货物汇集成一组大的单位来适应装卸机械化。而“集装箱”是比较理想的成组工具,把货物装入集装箱,以集装箱作为运输单元进行运输。

事实上,集装箱运输可追溯到很早以前,而海上运输中使用集装箱也早在20世纪初就已开始,1916年美国到欧洲航线首先采用8英尺×8英尺×18英尺的集装箱,但在当时对能不能继续开展集装箱运输并不十分明确。直到1956年,美国的泛大西洋轮船公司(即现在的海陆服务公司)改装“盖特威城”号油船,在甲板上试装集装箱航行于纽约与休斯顿之间。由于装卸效率大为提高,停靠码头的装卸时间由7天缩短到15小时,获得良好的经济效益,引起了航运界的极大注意。此后,美国又将几艘货船改装成集装箱船,同样取得了良好的经济效益。在1961年,美国航运界开始正式建造全集装箱船。海陆运输公司的第一艘新建的全集装箱船“伊丽莎白港”号于1962年在巴拿马东、西两岸航线上正式投入营运。该船能装载35英尺的集装箱475个,每航次营运时间为18天,在太平洋沿岸港口间,只用24小时就完成装卸任务,成为波多黎各以东海区内装卸效率最高的船舶。此后美国的各大航运公司又陆续开辟了北美大西洋岸—欧洲、北美太平洋—远东、美国西海岸—夏威夷等航线。从1966年开始,西欧一些国家和英国、西德、法国、挪威、荷兰等都积极发展集装箱运输,建造了各种类型的集装箱船。

日本在六十年代后期也新建了一批集装箱船。东南亚地区的集装箱运输是由日本的东方海上集装箱运输公司开始的,接着马来西亚、韩国也着手建造了集装箱码头。原苏联在1971年

建成第一艘集装箱船。东欧经互会各国已在 1975 年建立了集装箱运输网。

从 1971~1980 年这十年中,集装箱船的总吨位年平均增长率为 19.6%,载箱数年平均增长率为 21%。同期,全世界集装箱保有量的年平均增长率为 21.9%。

与集装箱运输日益发展相适应,码头也从通用码头发展成集装箱专用码头。据 1982 年统计,世界上集装箱码头的泊位共有 600 多个。

我国的国际集装箱运输从 1973 年开始试办。中国远洋运输公司从 1978 年起先后开辟了 中国—澳大利亚、香港—马尼拉、黄浦—香港—欧洲、上海、天津—香港—波斯湾等航线。

图 5—1 是我国自行设计建造的第一艘全集装箱船“上海快航”号,它可运载 480 个标准箱。该船由 708 所设计,中华造船厂建造,83 年底交船。

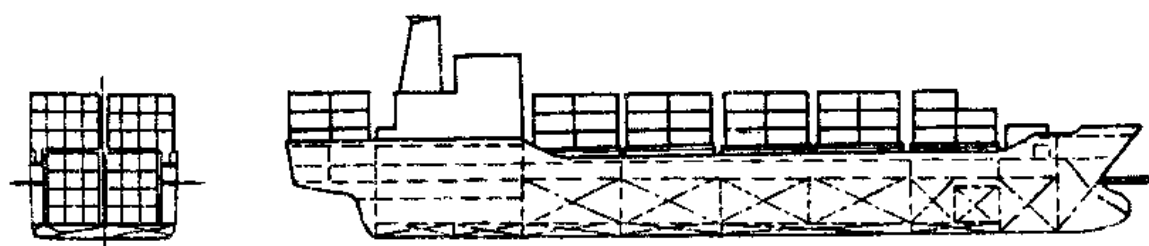


图 5—1 “上海快航”号

沪东造船厂于 1990 年为西德建造的 2700 箱全集装箱船,这是一艘迄今为止我国建造的技术最高,被国际航运界誉为“未来型”船舶。该船将在欧洲和澳大利亚、新西兰之间航行,可载运 2716 箱 20 英尺集装箱。

根据国内外实践经验,使用集装箱运输具有如下几方面的优点:

(1) 提高装卸效率,减轻劳动强度。集装箱运输是将单件杂货集中装箱,从而可大大提高装卸效率,装卸费用也将大幅度减少。集装箱运输的装卸机械化减轻了装卸工人的劳动强度。

(2) 避免货物捣载,防止货损货差。使用集装箱以前,在运输过程中为保证货物完整,尽管采取了种种措施,但货物的损坏仍十分严重。采用集装箱后,因在运输中集装箱本身实际上起了一个强度很大的外包装作用,即使经过长程运载多次换装,也不易损坏箱内的货物。按照有关资料,日本的货损率已由原来的 4.9% 降到 0.7%。

(3) 加速船舶周转,加快货物送达。由于给港口实现装卸工作机械化创造了有利条件,因而大大缩短了装卸时间,停泊时间大幅度下降,通常集装箱化后的航次天数比月航线上普通货船减少 60%。这就加速了船舶的周转,从而提高了船舶的运输能力。

(4) 节省包装费用,简化管理手续。过去的件杂货都需有坚固的包装才能进行运输。使用集装箱后,可以简化成甚至可免除包装,实现件杂货的无包装运输,这样就节省了大量的包装费用。以往在卸货时,必须按货物外包装上的标志加以分类,逐件检查,有的甚至要按件过秤。使用集装箱后,这些理货手续可大为简化,节省了大量时间和费用。

(5) 减少营运费用,降低运输成本。英国在大西洋航线上开展集装箱化后,其运输成本仅为普通货船运输成本的九分之一。从在英国伦敦召开的“国际集装箱运输会议”报告资料中看到,采用集装箱运输后,港口装卸费比普通货船减少了约十分之九,运输中一般营运费用减少了四分之三。

开展集装箱运输需要具备许多条件。这些条件是:

(1) 需要大量的初始投资。集装箱运输是一个系统,要实现集装箱运输除了购置集装箱船,

还要购置集装箱,建造集装箱码头以及购置港口装卸和搬运设备等等,所以其初始投资相当庞大。例如,购买集装箱的费用约为集装箱船投资的30%~35%。一个集装箱船的泊位投资(包括各种机械的装卸设备),约为一个杂货船泊位的三倍。

(2)公路、铁路、桥梁一定要适应集装箱运输的要求。货主单位也需要一定的场地和道路来接纳大型集装箱,如果这些条件不具备,就必须在港口拆箱,再把货物运到货主单位,这样就会大大降低集装箱运输的经济效果。

(3)要有充足的适合装集装箱的货源。专用集装箱船是格棚结构的,它除了装集装箱外不能装载其它货物。而且集装箱专用码头上又没有仓库和货棚,也不能堆放普通杂货。因此,如果没有充足的适合集装箱的货源,集装箱船的高运输效率也不能充分发挥。

(4)必须具有较高的管理水平。提高集装箱码头的工作效率,使码头上的集装箱能很快地集散,尽可能地保证使集装箱船缩短在港停泊时间,加快船舶的周转,具有十分重要的作用。要做到这一点,必须提高集装箱码头的管理水平,把码头上的各种设备和机械严密地组织起来,使各种装卸作用一环扣一环地进行。集装箱码头一般都用电子计算机来进行管理。

随着我国经济的不断发展,特别是对外贸易的迅速增长,集装箱运输在我国正在得到迅速的发展。

二、集装箱船的发展概况

国际上对集装箱船常称呼第一代、第二代、第三代等,这一方面表示集装箱船的发展过程,另一方面也表示集装箱船的大小。这三代船的载箱数大致为700~1000、1500左右及2500~3000箱,相应的载重量约为1万吨、3万吨及4万吨左右。

日本集装箱船的发装与欧洲的发展大致相同,也有几个阶段(代),为了便于借鉴,现将日本几艘典型的集装箱船简介如下。

第一阶段:日本自1966年开始准备,自己设计的第一艘集装箱船“箱根丸”,航行于日率—美国西南海岸(洛杉矶、旧金山等)。在设计中曾考虑装载总源数(通常以一个20英尺箱作为标准单位,即Twentyfeet Equivalent Unite,缩写TEU)为:500、750、1000箱三个方案。经分析比较最后选定:垂线间长 $L_{pp}=175\text{m}$ 、型宽 $B=26\text{m}$ 、型深 $D=15.5\text{m}$ 、吃水 $T=9.52\text{m}$ 。船长方向装箱17行,舱内6层7列,装486箱,甲板上2层9列,装226箱,总共752箱,服务速度为22.6kn。主机采用低速柴油机一台,最大功率为20447kW。该船于1968年完工,其总布置草图及横剖面简图如图5—2。

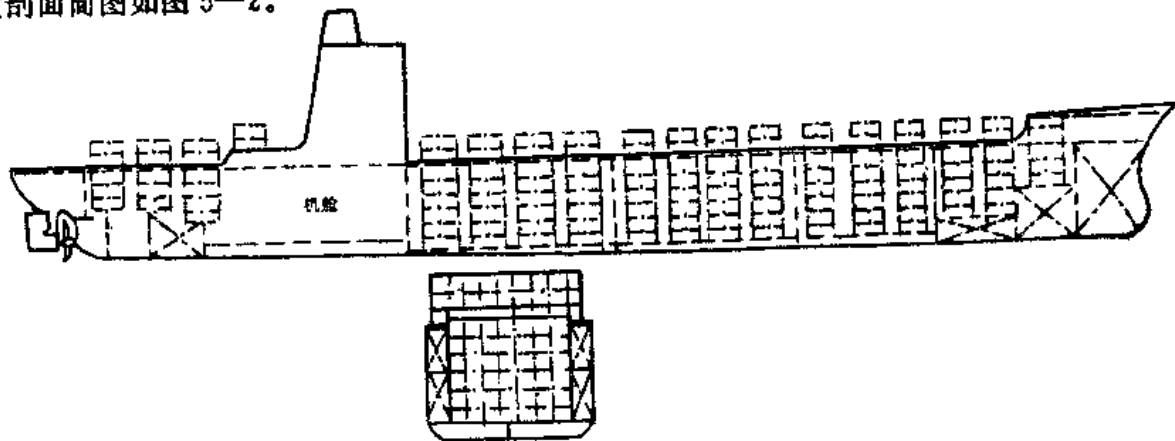


图5—2 “箱根丸”的总布置草图及横剖面简图

第二阶段：“箱根丸”航行一年后，用于日本—澳大利亚、日本—美国西北海岸航线的“箱崎丸”完工。载箱数为1010TEU，服务航速为23.1kn，主机最大功率25154kW，总布置型式大体与“箱根丸”相似。

第三阶段：在1971~1972年间相继建造“镰仓丸”等三艘，航行于日本—欧洲航线及日本、纽约航线。设计时考虑到巴拿马运河对最大宽度不超过32.2m的要求，船速达27.1kn，二台蒸汽轮机，总功率为58840kW，载箱数为1838TEU。

第四阶段：1973年春日本根据当时欧洲航线发展趋势，开始讨论新一代的集装箱船，经几个月的讨论，对包括“镰仓丸”在内的9种船型、机型方案进行严格比较，对船速、主机可靠性、燃料费用上涨等等进行详细分析，最后于1976年建成“春日丸”。该船载箱数为2326TEU，服务速度26.5kn，主机采用二台蒸汽轮机共58840kW。

1968年美国海陆公司开始设计，并在1972~1973年间建造的SL-7型集装箱船，由于船速高而引起世界上广泛注意。该船的设计要求为船速33kn，能通过巴拿马运河，双桨，吃水在9.14~10.36m之间，装卸2000TEU在24小时内完成，稳性要与小型“喂给船”相适应。最后设计成： $L_{pp}=268.38\text{m}$ 、 $B=32.16\text{m}$ 、 $D=19.51\text{m}$ 、设计吃水 $T=9.14\text{m}$ 、结构吃水 $T=10.36\text{m}$ 。主机持续功率 $2\times 44130\text{kW}$ ，在 $T=9.14\text{m}$ 时最大船速33.0kn。由于受世界石油价格的高涨及世界航运的波动，以后建造的集装箱船船速未有超过33.0kn的。

对今后集装箱的发展，各国都在研究并提出不少设想，总的目标是设计出更新的船型以达到更快的装卸效率及更高的经济性，码头的设施更完善及自动化程度更高并与新的集装箱船型相配合，使集装箱运输的整个体系效率更高。

三、集装箱船的一般特点

全集装箱船的货舱内设有格栅结构以便于堆装集装箱。集装箱的装卸沿垂直方向进行，用岸壁装卸桥装卸时，每小时通常能装卸20~30个箱甚至更多，装卸速度要比普通货船快6倍以上。由于装卸效率高，而且装载的是大小及形状为标准规格的“货”，这就使集装箱船在技术上具有如下一些特点。

1. 吨位比普通干货船大

由于装卸效率高，因此加大船的吨位在经济性上是有利的。如以1971年为统计资料，普通干货船的平均总吨位为13200，而集装箱船为18500。近年来有明显增大的趋势。

2. 船速高、功率大

由于装卸效率高，因此加大船的船速，提高船的周转速度，在经济性上是有利的。目前普通远洋干货船的平均船速为14~16kn，最高为22kn，而集装箱船的平均船速为18~21kn，最高为33kn。随着船速的提高，主机功率也迅速增大。

3. 较瘦的船体线型

一般集装箱船的方形系数较小，大多在0.60以下，船体线型较瘦，通常设置球首，一般还设有首部侧向推进器。

4. 对稳性要求较高

由于需要在甲板上堆箱，引起重心升高，受风面积增大，对稳性不利。在港内装卸时，吊空或装满舷侧1~2个格栅内的货箱后，船的横倾角应不大于5°，否则装卸时集装箱易被导轨卡住，因而也要求有一定的初稳性高度。

5. 货舱开口大、货舱尺寸规格化

为了充分利用货舱的容积和方便集装箱的装卸,要求舱口尽可能宽而长。一般舱口宽度比普通杂货船大 30~50%,舱口总长大 60~80%。舱口大,扣除开口后的剩余甲板宽度狭窄,这就引起纵强度及扭转强度上一系列问题,需注意解决。同时舱口“角隅”处的应力集中和疲劳强度的处理也极为重要。

船用集装箱的尺寸已标准化,因此集装箱船的货舱尺寸需配合箱的尺寸而规格化,以提高货舱的利用率。

§ 5—2 标准集装箱及集装箱码头简介

一、标准集装箱

本节主要参照“国际标准化组织 104 技术委员会”(International Organization for Standardization / Technical Committee 104,简称 ISO/TC104)的一些规定。

1. 集装箱定义

集装箱(Freight Container 简称 Container)是一种运输设备,它具有如下特征:

- (1)具有耐久性,其坚固程度足以能反复使用。
- (2)为商品运输方便而专门设计的,在一种或多种方式运输时无须中途换装。
- (3)装有便于装卸和搬运的装置,特别是从一种运输方式转移到另一种运输方式。
- (4)设计时注意到便于货物装满或卸空。
- (5)内容积为 1m^3 或 1m^3 以上。

集装箱这一术语,没有车辆和一般包装的含义。

2. 集装箱分类

有人建议集装箱按其用途分类,分类如图 5—3。

几类集装箱的具体用途简要举例如下:

- (1)密封集装箱:主要指干货箱,适用于装载一般件杂货。
- (2)通风集装箱:适用于装载新鲜蔬菜、水果等怕热怕闷的货物。
- (3)保温集装箱:保温集装箱有二种,一种仅有隔热结构而本身无冷源;另一种除具有隔热结构外,可由箱外送入冷空气在箱内循环保持低温的集装箱。适用于装载冷藏货或在寒冷地区怕冻坏的货物等。
- (4)冷藏集装箱:指有隔热结构和制冷机组的集装箱。这种集装箱的电源有的需外接,有的本身还带有柴油发电机组。一般箱内温度可在 $+26^{\circ}\text{C}$ 到 -25°C 之间任意调节。适用于装载冷藏货、新鲜水果或特种化工品等。
- (5)开顶集装箱:开顶后便于起重机作业。适用于装载机械,电器等货。
- (6)框架集装箱:除与开顶集装箱同样用途外,如将侧壁换以栅栏或网壁,便可以装运活牲畜等。
- (7)液货集装箱:通常容积在 18.3m^3 左右,适用于装载油类、酒类及液体化工用品等。
- (8)散货集装箱:一般在箱顶设有 2~3 个小舱口以便装货,箱的下部设有小出货口。卸货方式有两种:一是加压排货;另一种是在底盘车的一端设有升降架,可以将一端升高成 40° 的便角,以便将货卸出。这类箱适用于装载一般散装农产品或粉状矿产品等。

此外,为了解决回程空箱的装载问题,有些国家在某些航线上采用了折叠式集装箱,折叠起来仅为固定集装箱体积的四分之一。图 5—4 为几种常用的集装箱。

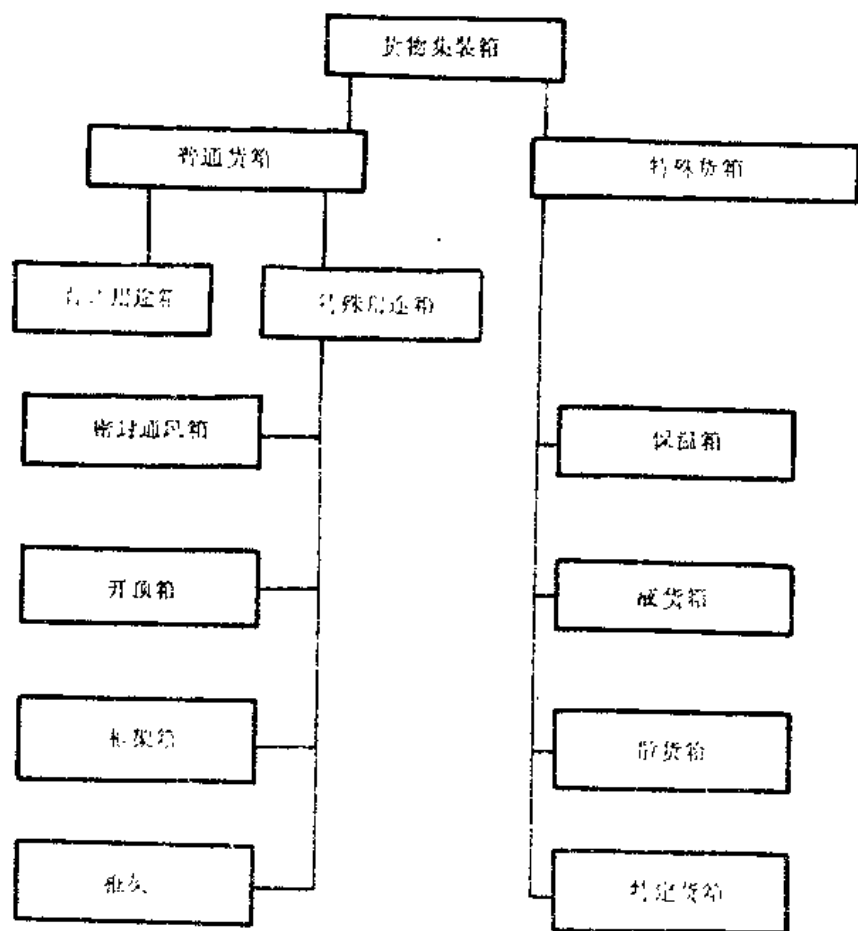


图 5—3 集装箱分类

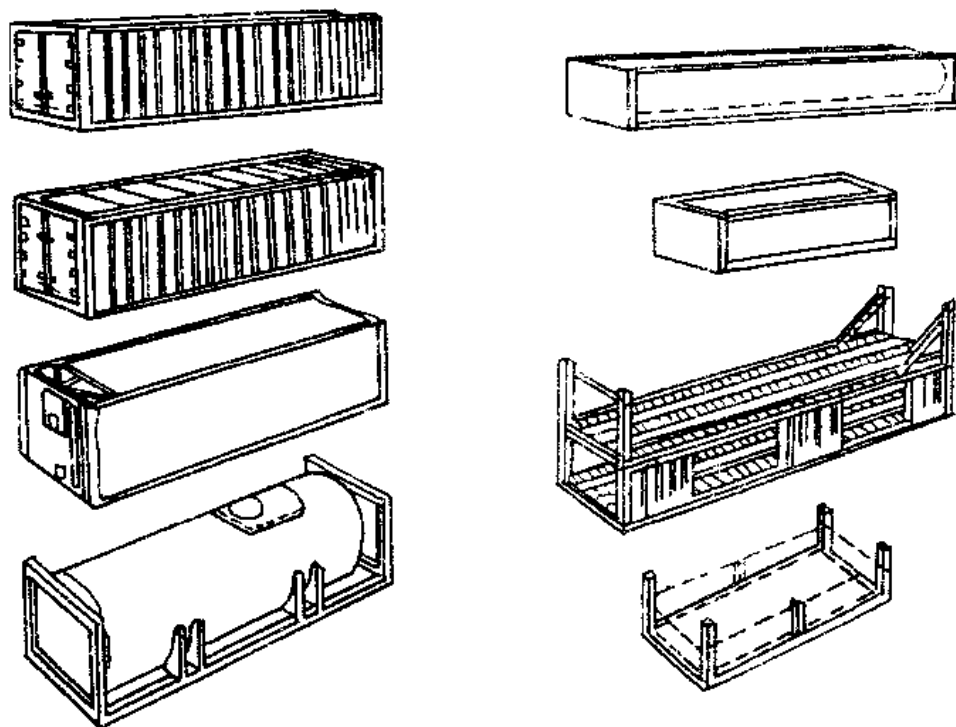


图 5—4 常用的几种集装箱

3. 集装箱的外部尺寸与重量

在集装箱运输开展的初期,规格不一,品种繁多。从1961年起ISO着手制定国际集装箱的标准。1969~1970年间,英、美、法及挪威等七个主要验船协会达成统一集装箱尺度和重量标准。现将ISO规定适用于洲际间交换应用的系列1集装箱外部尺度与重量摘录如表5—1中。

表5—1 ISO系列1集装箱的外部尺度和重量

箱型	箱高(h)		箱宽(w)		箱长(l)		最大总重量 (kn)
	(mm)	公差 (mm)	(mm)	公差 (mm)	(mm)	公差 (mm)	
1AA	2591	0 -5	2438	0 -5	12192	0 -10	30480
1A	2438	0 -5	2438	0 -5	12192	0 -10	30480
1BB	2591	0 -5	2438	0 -5	9125	0 -10	25400
1B	2438	0 -5	2438	0 -5	9125	0 -10	25400
1CC	2591	0 -5	2438	0 -5	6058	0 -6	20320
1C	2438	0 -5	2438	0 -5	6058	0 -6	20320
1D	2438	0 -5	2438	0 -5	2991	0 -5	10160
1E	2438	0 -5	2438	0 -5	1968	0 -5	7110
1F	2438	0 -5	2438	0 -5	1460	0 -5	5080

制造集装箱的材料通常有钢、铝、玻璃钢,其中以钢制最为普通。钢制1C箱自重约2.2t,1AA箱自重约3.85t。

按箱长排列,1A、1C、1D及1F箱尺度间的关系如图5—5。

普通用途集装箱的简图如图5—6。

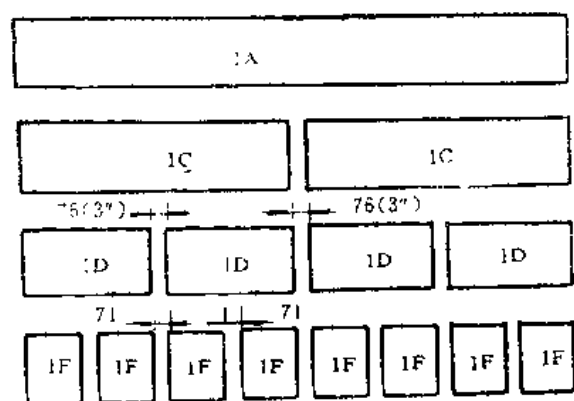


图5—5 各集装箱之间的尺度关系

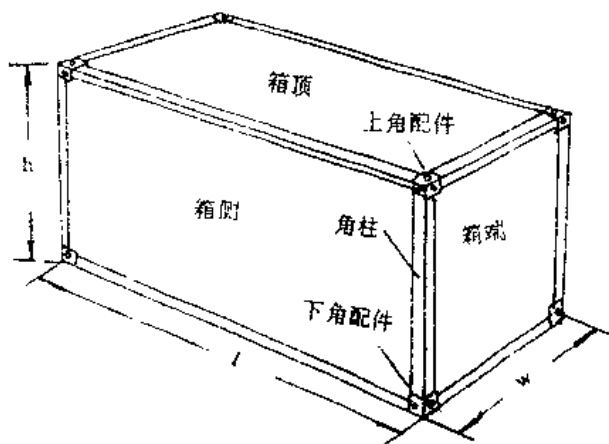


图5—6 集装箱简图

4. 集装箱的技术条件

现将ISO1496/1—1978(E)“系列1货物集装箱技术条件和试验”中有关的部分规定摘录如下:

(1)集装箱的每个角配件上(即每根角柱上),都须能承受2.25R垂直力或每对端角柱上为4.5R垂直力(R为集装箱最大总重,即等于最大载重P加自重T),即每个箱都能承受五个

相同长度和重量等级的最大总重集装箱堆装在它上面所给予的力。此作用的横向偏移 25.4mm,纵向偏移 38mm。五个集装箱的总重为 $5R$,考虑船运动时集装箱的动力作用系数 1.8,所以总作用力为 $9R$,4 个角配件上平均每个承受 $2.25R$,如图 5—7。

(2)集装箱的每个侧壁能承受 $0.6P$ 均布内部载荷,端壁须承受 $0.4R$ 的均布内部载荷,对 1E 和 1F 则须承受 $0.6P$ 。受力示意图如图 5—8。

(3)在集装箱顶板最薄弱处取 $600\text{mm} \times 300\text{mm}$ 的面积上能承受 300kg 的均布载荷。

(4)集装箱的横向刚度应满足图 5—9 所示的歪斜力,并在受力后,相对其底部的顶部横向挠曲所引起的两个对角线长度变化之和不得超过 60mm。

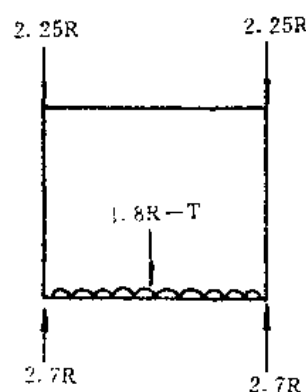


图 5—7 集装箱堆码加重示意图

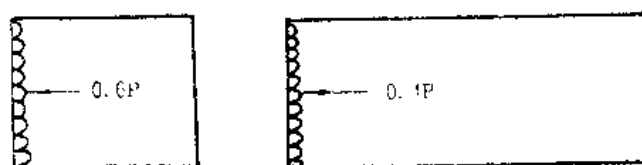


图 5—8 端壁及侧壁的载荷

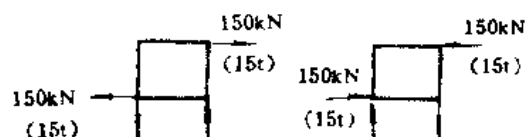


图 5—9 横向刚度

(5)集装箱的纵向刚度应满足图 5—10 所示的歪斜力,并在受力后相对于其底部的顶部纵向挠曲不得大于 25mm。

(6)根据由上角配件起吊试验的要求,每个角配件(即每根角柱)都须能承受 $R/2$ 的拉力,如图 5—11。

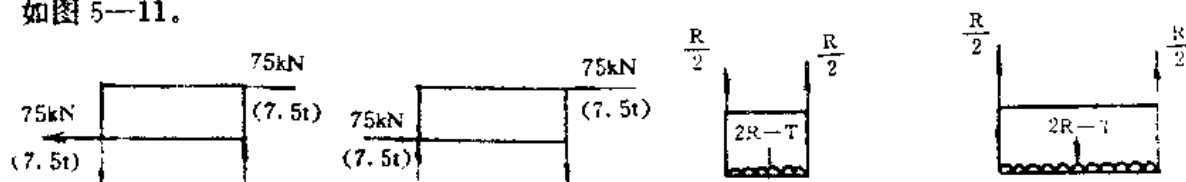


图 5—10 纵向刚度

图 5—11 起吊要求

二、集装箱码头

1. 集装箱码头在集装箱运输中的作用

集装箱码头是集装箱运输中的海—陆连接点。集装箱在这里进行船舶装卸、货物保管、集装箱交接等工作,它在整个运输过程中对加速车船周转,提高货运速度和降低运输成本起着十分重要的作用。

在开展集装箱运输之前,国外曾对有代表性的杂货定期航线进行了统计与分析,如把货物从发货地至到达地整个运输过程的时间分成运送部分和停留部分,统计结果如表 5—2。所谓运送部分是指货物在车辆和船舶上处于运动状态中所需的时间,而停留部分是指货物在码头上或码头以外地点进行装卸以及装卸工作前后进行保管和堆存所需的时间。从表 5—2 可见,货物在海—陆联运的整个过程中有 35% 的时间处于“停留”状

表 5—2 普通货船运输中所需时间和劳动量的比例

	所需天数(%)	所需劳动(%)
运送部分	65	20
停留部分	35	80

态中,而在这段“停留”时间中所投入的劳动力占整个过程中所需总劳动力的 80%。如果航程短、船速快,则“停留”所需时间将占更大比例,因此要提高运输效率,首先要着眼于如何缩短停留时间。集装箱运输就是为了缩短停留时间、提高运输效率而出现的一种新运输方式。

2. 集装箱码头的特点和要求

集装箱码头的主要任务就是利用各种各样的大型装卸机械,有机地组织起来,使它们有条不紊地进行装卸和换装作业。由于集装箱运输的生产效率高,码头上的组织工作必须十分严密,各个环节都要紧扣在一起。由于集装箱运输的上述特点,所以对集装箱码头有如下几点要求:

(1)必须具有足够数量为集装箱运输服务的设备和机械。

(2)要把码头上的各种设备和机械严密地组织起来,使之能充分有效地发挥最大能力。

(3)码头上应具有宽敞的场地面积,使集装箱在快速装卸时不致受到阻碍。

随着集装箱运输的发展,世界各国集装箱码头的数量在不断增加,规模不断扩大,配备的设备及机械也日益先进。

图 5—12 为典型集装箱码头的一种平面布置图。

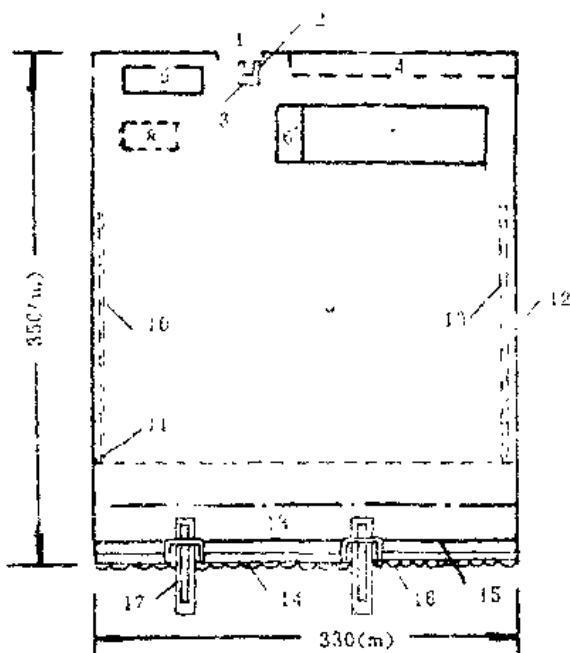


图 5—12 典型集装箱码头的平面布置图

1. 大门 2. 地秤 3. 门卫室 4. 停车场
5. 维修车间 6. 码头管理室 7. 集装箱货运室
8. 集装箱清洗场 9. 堆场 10. 冷藏集装箱电源
11. 照明设备 12. 围墙 13. 前岸 14. 系缆桩
15. 装卸桥轨道 16. 碰垫木 17. 岸壁装卸桥

3. 主要装卸机械

集装箱在码头上的装卸工艺,各国按其码头的实际情况有多种形式,但总的来说可分成:船与码头之间的装卸作业;码头前沿至堆场之间;以及在堆场上的堆放作业三部分。

在船与码头之间的装卸作业中,一般均采用岸壁装卸桥进行装卸。图 5—13 是岸壁装卸桥的一种。装卸桥的起重量由集装箱额定负荷量(如 1AA 箱为 30.48t,1CC 箱为 20.32t)

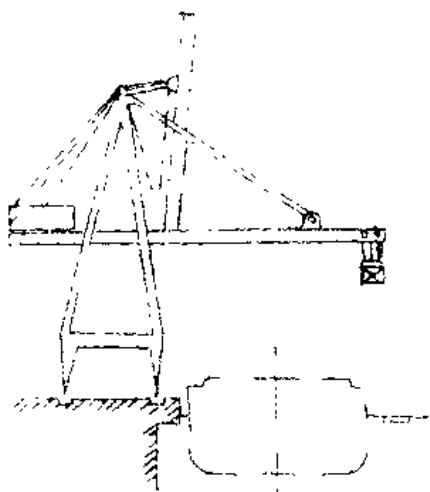


图 5—13 岸壁装卸桥示意图

和集装箱吊具重量(如 1CC 箱的吊具重量约 4.5t,1AA 箱约为 7.0t)之和确定。

码头前沿与集装箱堆场之间,以及堆场上的堆放作业大体有这样几种方式,一种是把装卸桥卸在码头前沿的集装箱用跨运车运往堆场堆存,且可在堆场直接进行堆放作业。图 5—14 是

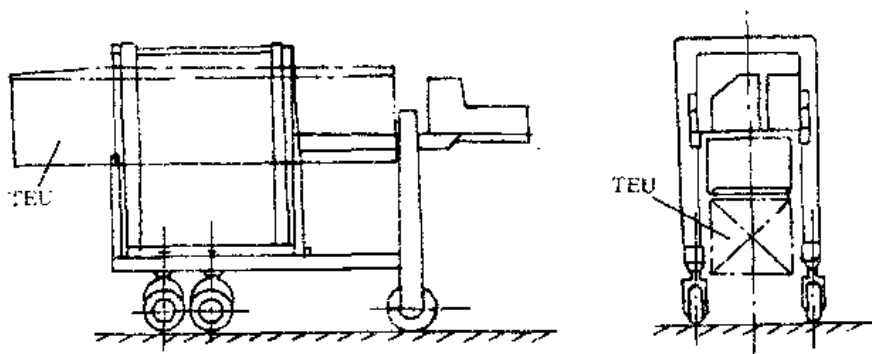


图 5—14 跨运车示意图

一种跨运车的简图。跨运车是跨立在集装箱上并把它吊在跨运车中间进行搬运。跨运车的主要优点是机动灵活。由于跨运车的价格昂贵,有的码头,跨运车只负责在堆场上进行堆放作业。另一种方式是装卸桥把集装箱直接卸到码头前沿等待的底盘车上,

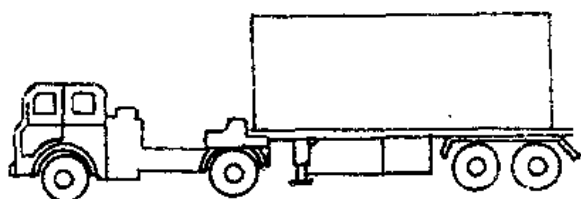


图 5—15 底盘车及牵引车示意图

然后由牵引车拖到堆场,底盘车及牵引车的示意图如图 5—15。拖到堆场后有二种堆装方式。一种是集装箱连底盘车一起排放在堆场上,当需要运走时,牵引车可立即与底盘车连接后拖走,这种方式在堆场上不需其它辅助装卸机械,接运方便,减少操作次数,提高了效率,但每一箱必须备有一台底盘车,而且不能重叠堆放,需要很大的场地面积。另一种方式是拖到堆场后,用门式高架的“搬运吊车”或“场内搬运车”进行堆放作业,这种方式可在堆场上堆放多层,能在有限的面积内堆存大量集装箱,其缺点是当要取出下层箱时需要经过几次操作,很费时间。

为了取优去弊实现更高层次的自动化,各国均在研究新的集装箱堆装方式。美国设计出一种堆存楼的方案,即将集装箱用输送升降机收存在堆存楼的预定箱格内,并用电子计算机控制实现全部自动化的装卸作业。

§ 5—3 集装箱船主要要素的选择

集装箱船属布置地位型(载容量型)船,在具体设计时,根据任务书要求,一般可先参考型船有关资料,初步确定一个方案,然后再一步步校核各项技术性能并最后完成设计。

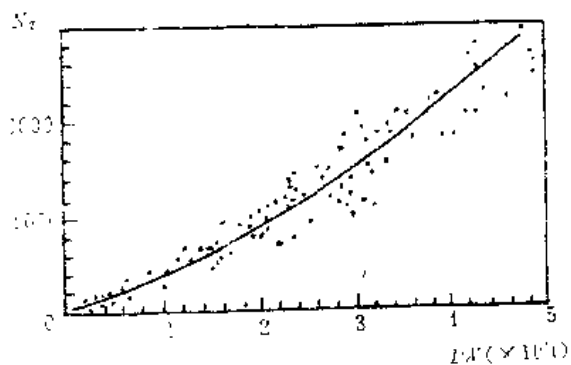


图 5—16 N_T — DW 关系

一、载重量和总箱数

载重量包括集装箱、燃油、淡水、船员、备品等几部分重量,以及为了提高稳性而加的压载重量。除集装箱外其它几部分重量可按常规方法进行估算。

集装箱的总箱数 N_T 主要取决于航线的运量、航次数、集装箱种类、船队的艘数等,一般由业主决定。总箱数与载重量的统计关系如图 5—16。从图 5—16 可见,具有相同集装箱数的船舶,其载重量往往差别很大,这是因

为集装箱船装运的货物比重变化较大,以及航线的距离长短不一,船速的高低不同,因而各船所需的油、水储备差别很大。图 5—16 可回归成下列的关系式:

$$DW = 0.1636 \times 10^{-5} N_T^3 - 0.009186 N_T^2 + 30.1 N_T - 54.5 \quad (5-1)$$

式中: DW ——载重量;

N_T ——集装箱总箱数。

也可按下列关系式粗估载重量:

$$\begin{aligned} DW &= 19.696 N_T + 304 & 350 \leq N_T < 1000 \\ DW &= 13.75 N_T + 6250 & 1000 \leq N_T \leq 2150 \end{aligned} \quad (5-2)$$

如果集装箱船采用载重量系数粗估排水量时,图 5—17 给出载重量系数 η_{DW} 与傅氏数 F_n 。

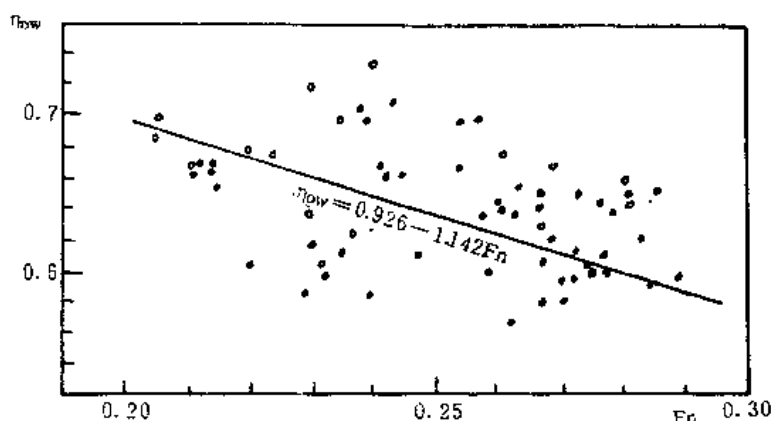


图 5—17 $\eta_{DW}-F_n$

的统计关系,其平均值大体可用式 5—3 表示。图中离散范围为 ± 0.05 , F_n 由服务速度算得。

$$\eta_{DW} = 0.926 - 1.142 F_n \quad (5-3)$$

在计算载重量时,对每箱平均重量必须首先确定。但是每箱平均重量不仅各航线之间差别很大,而且同一航线上不同季节亦有很大差别。例如英国“海湾”级集装箱船航行于欧洲—澳洲航线,设计时取平均每箱重量为 14.7t,实际上,秋季从澳洲回欧洲时,装载水果罐头,20 英尺箱达到额定最大总重量(即 20t),而在其它季节则装满羊毛,每箱仅重 12t。日本在设计“阿美利加”号时,取每箱平均重量为 13.4t,而据日—美间运行的实际资料统计,大体是出航平均每箱重 8.0t,返数平均每箱重 11.0t。我国设计集装箱船或多用途货船时有取舱内箱平均重量 13.5t,甲板箱 12t 的。

二、船速

船速一般要比普通货船高。一条航线上集装箱船的船速应根据航线的里程、年货运量(运箱数)、配船艘数、发船间隔和每艘船的载箱数来确定。由于船速对经济性影响大,因此要仔细考虑。一般都由业主根据航线及营运情况通过论证后确定。从集装箱船关于载箱数与船速关系的统计资料来看,船速随载箱数的增加而增大。

集装箱船目前大多为定线、定码头、定班期营运,要求船舶能准点到达,因而要求在风浪中具有良好的航行性能,也要求具有充分的功率储备,通常取常用功率的 15%~26%。

三、甲板箱数和舱内箱的行、列、层数

由于集装箱形状是规划的长方体,而船体形状为流线型,这就使舱内有效容积的利用率较一般货船为低。按统计资料,假定集装箱的内部包装容积取其外形尺寸的 88%,则货舱内的有

效容积要较一般货船少 1/3 左右。为了增大集装箱船的载货容积,一方面可将舱口开得尽量大些以增大舱内载箱数,另一方面可在甲板上堆装集装箱。甲板箱的多少除与甲板、舱口盖的承载能力有关外,还应考虑船的稳性、布置以及驾驶视线等。此外甲板上堆装的箱数越多则要增加加固设备以及装卸时装拆的劳动量,多占停港时间。

从已建造的集装箱船来分析似有两种不同的做法:一种是甲板堆装层数尽可能多些,以提高集装箱船的经济性。另一种做法是减少甲板堆装层数,而增加舱内层数。这样虽要加大船的型深并随之增大造价,但也减少了甲板箱的绑扎设备及其装拆的劳动量等。例如在 1972 年建造的“镰仓丸”,载箱数为 1838TEU,其舱内取 9 层 1604 箱,甲板 1 层 234 箱。而 1972 年建造的“Kiso Maru”,同样是纽约航线,载箱数为 1836TEU,其舱内取 7 层 984 箱,甲板 3 层 852 箱。

当然在具体选取甲板箱层数时尚需视航线、货源、港口条件及船舶造价、性能等各方面因素而定。从目前已造的中型集装箱船来看,甲板上堆装以 2—3 层居多。至于列数,一般甲板箱列数较舱内多 1~2 列。而行数则按布置方式而不同,如把首楼内的集装箱也算作甲板箱,则其行数大体与舱内行数相近。考虑到首部上浪,容易冲损集装箱及有利于驾驶视线等原因,常将首部几行箱的堆装层数减少,也有将靠近上层建筑前的几行箱的堆装层数增加。

根据总箱数与甲板箱装载层数,舱内箱数就大体可确定。图 5—18 是从统计资料得到的,可供粗略估算时参考。

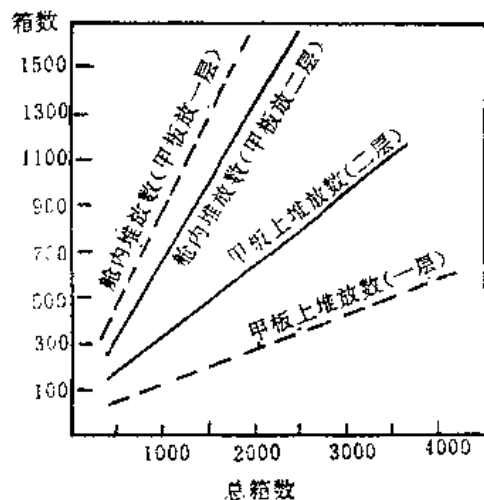


图 5—18 舱内及甲板箱数与总箱数的关系

舱内箱数确定以后,就可进一步确定集装箱沿船长、船宽和型深方向的排列,即确定行数 X 、列数 Y 和层数 Z 。一般先选定层数和列数,然后再确定行数。根据行、列及层数再确定主尺度,并校核尺度及尺度比是否合理,如不合适则需进行反复调整。

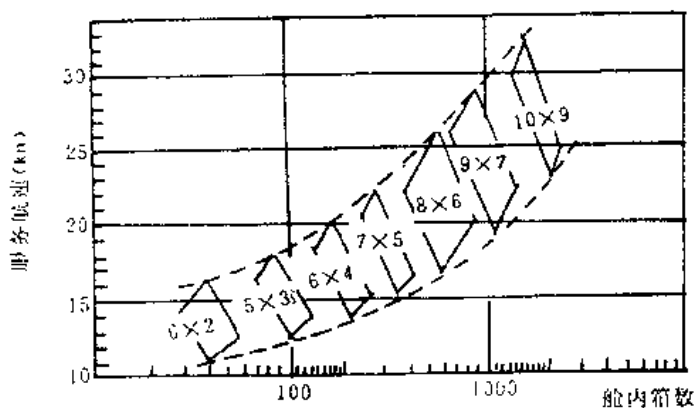


图 5—19 舱内集装箱的列数与层数

M·Watson 等提出了舱内箱数、服务速度与舱内箱的列数与层数的关系(如图 5—19)。

四、主尺度比

图 5—20 给出了中型集装箱船(载箱数为 600~1500 箱)的主尺度比 L/B 、 L/D 、 B/T 的数值范围。

长宽比 L/B 在 6~8 之间,基本上随载重量增加而增大。因船越大,船速也越高,为了减少阻力 L 取值也比较大。特别是对载重量大于 28000t 的船来说,船宽已达 32.26m,受巴拿马运河通行的限制已不能再增加,这时 L/B 随 L 增加而线性上升,可达到 8.0。对小吨位的船来说,由于稳性的要求, B 相对较大,因此载重量 7000t(装箱数约为 350)以下的船, L/B 一般在 5.1

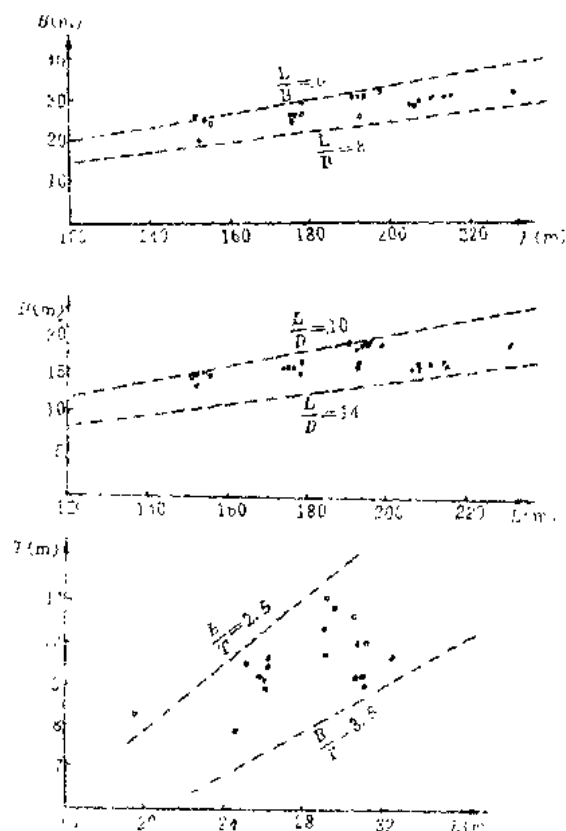


图 5—20 中型集装箱船 L/B 、 L/D 、 B/T 的范围

$$+ 2m \cdot c + e + 2b \quad (5-4)$$

式中: w ——集装箱的宽度;

a ——箱与导轨之间的间隙。根据集装箱规范, 集装箱在堆码试验时横向允许承受偏离为 25mm 的偏心负荷, 所以 a 应不超过 25mm;

Y_0 ——集装箱在舱内的列数;

m ——沿船宽方向的舱口数;

c ——导轨之间的间隙, 一般为 200~250mm;

e ——导轨与纵隔壁之间的间距, 一般为 127mm 左右;

b ——甲板边板宽度, b 的大小应满足船体总强度的要求, 一般 $2b/B$ 在 15%~23% 之间。

从船舶性能来看, 影响 B 取值的主要因素是稳性。此外在总箱数及层数不变的情况下, B 过大使行数减小, L/B 减小对阻力不利。所以 B 的选择有一定的范围。图 5—22 给出了总箱数与船宽之间的关系。图 5—23 是 P. J. Nickels 提出的装载集装箱的总层数(舱内及甲板)与型宽的关系。

确定船宽时还应考虑过运河、船闸等条件的限制。

~6.5 之间。

船宽吃水比 B/T 在 2.5~3.5 之间。

船长型深比 L/D 的变化幅度较大, 在 10~14 之间摆动, 因集装箱的层数对型深的影响很大, 但总的来说其 L/D 比普通干货船小, 说明集装箱船均属富裕干舷船。

型深吃水比 D/T 在 1.4~2.0 之间。

五、主尺度的选择

在确定集装箱船的主尺度时, 由于舱内箱数与箱的列数和层数之间相对比较稳定, 因此常从确定型宽及型深入手。

1. 型宽 B

型宽应根据列数及格栅结构尺寸确定。集装箱在船宽方向的排列尺寸可参见图 5—21。由图可见, B 可由式 5—4 确定:

$$B = Y_0(w + a) + a(Y_0 - m)$$

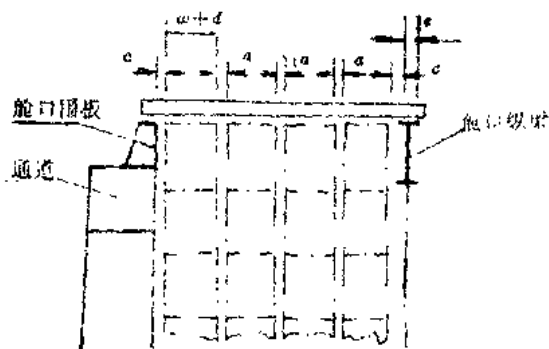


图 5—21 集装箱在船宽方向的排列

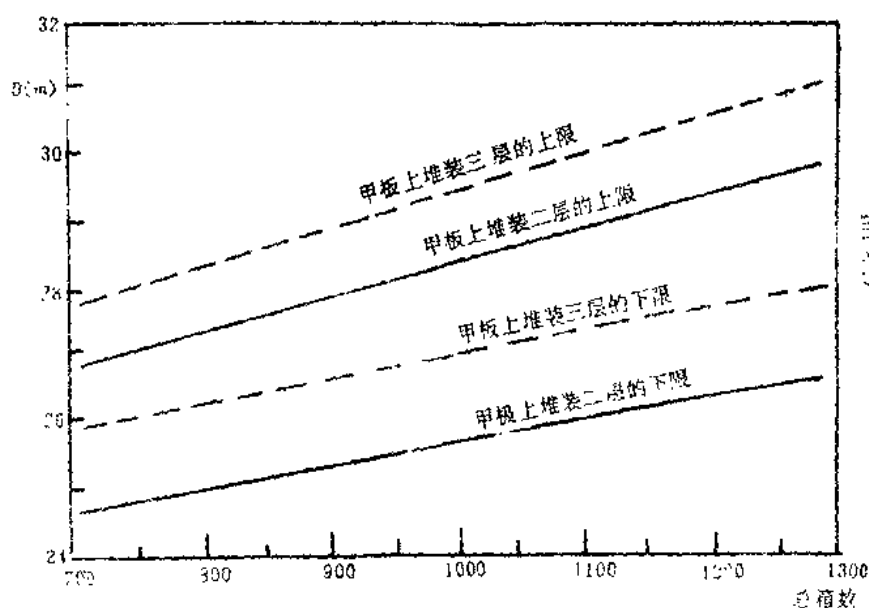


图 5-22 $B \sim N_T$

作为初步估算, B 可取下列计算式(8):

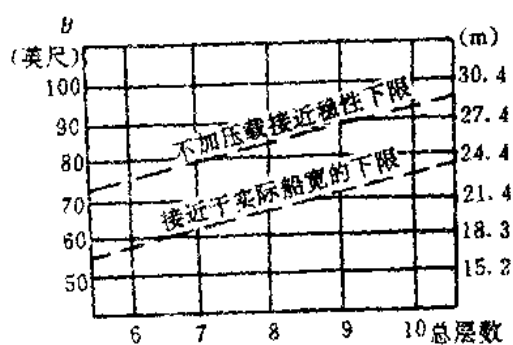


图 5-23 船宽~总层数

$$\begin{cases} B = 2.095DW^{0.248} \text{ (m)} & DW < 7000t \\ B = 0.725DW^{0.37} \text{ (m)} & 7000t \leq DW < 28800t \\ B = 32.2 \text{ (m)} & DW \geq 28800t \end{cases} \quad (5-5)$$

2. 型深 F

D 主要取决于集装箱的舱内层数, D 与有关尺寸之间的关系可参阅图 5-24。由图可见, D 可

由下式表示:

$$D = h_d + t + h_n + f - (c + h_r) \quad (5-6)$$

式中: h_d ——双层底高。应符合“钢质海船建造规范”的规定, 一般大于 $B/16$;

t ——双层底内底板及集装箱四角垫板的厚度。垫板厚度在 25~50mm 之间, 内底板厚度可按建造规范计算;

h_n ——舱内集装箱高度, $h_n = \text{层数 } Z \times \text{箱高}$, 如取箱高为 $8 \frac{1}{2}$ 英尺 (2.591 m), 堆装 6 层, 则 $h_n = 6 \times 2.591 = 15.546\text{m}$;

f ——集装箱顶与舱口盖下缘的间隙, 一般可取 0.1~0.2m;

c ——甲板梁拱, 一般可按 $B/50$ 或 $(2 \sim 2.5\%)D$ 选取;

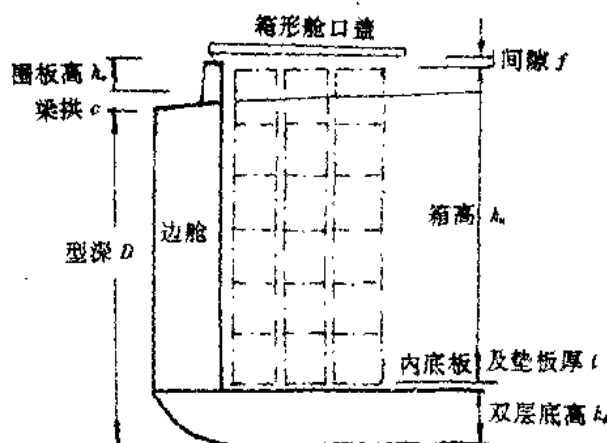


图 5-24 型深的确定

h_c ——舱口围板高度,一般在 0.6m 以上,并以不超过 1 人高为宜。某些集装箱船的甲板堆装列数多,可能堆放到舷侧,此时为了便于甲板上行走及工作, h_c 可达 2.0m 以上。

日本“阿美利加”号的主要要素为: $L_{pp}=175.0\text{m}$, $B=26.0\text{m}$, $D=15.5\text{m}$, $T=9.52\text{m}$, 总箱数 716TEU, 舱内 6 层, 甲板 2 层(228 箱), 其型深的选取为:

箱高(8 英尺 6 层)	14.63m	型深	15.50m
双层底高	1.69m	围板高度	0.76m
内底板厚度	0.013m	梁拱	0.495m
垫板厚度	0.0254m		
舱口盖净高	0.3966m		

Σ 16.755m

Σ 16.755m

如果已知舱内箱的层数及单个箱的高度 h_{cs} , 则可用以下统计式初步估算 D [8]:

舱内装箱数	层数	D 的计算式(m)
<300	4	$D=0.74+4 \times h_{cs}$
300~500	5	$D=1.60+5 \times h_{cs}$
500~800	6	$D=1.70+6 \times h_{cs}$
800~1000	7	$D=2.00+7 \times h_{cs}$
1500~2000	9	$D=2.00+9 \times h_{cs}$

3. 船长 L

设计时一般先从布置出发确定各舱的长度,相加得到垂线间长的初步值,然后再从其他性能(如阻力等)角度加以校核修正。

$$L_{pp} = l_w + l_m + l_c + l_d + l_s \quad (5-7)$$

式中: l_w ——尾尖舱长; l_m ——机舱长; l_c ——集装箱舱长;

l_d ——深舱长; l_s ——首尖舱长。

(1) l_c : 每个货舱的长度等于集装箱的长度加上箱与箱之间以及箱与横舱壁之间的间隙。在计算间隙时要考虑格栅所占的长度。

最常见的货舱是能装 4 个 20 英尺的集装箱,舱长在 29m 左右,其中集装箱的总长为 $4 \times 6.098 = 24.39\text{m}$, 间隙为 4.61m, 即平均每个箱占 1.15m。冷藏舱通常取 2 个 20 英尺箱为一舱,舱长为 16.5m 左右,其中箱长 12.196m, 间隙为 4.30m 左右,平均每箱占 2.15m。因为冷藏箱内还需要装有一些附加的设备,因此比普通箱平均每箱占有的间隙大。所以集装箱舱长度可用下式初估:

$$l_c = (6.098 + 1.15) \cdot x_{gs} + (6.098 + 2.15) \cdot x_{rs} \quad (5-8)$$

式中: x_{gs} ——普通箱在舱内的行数;

x_{rs} ——冷藏箱在舱内的行数。

(2) l_w : 根据集装箱船的统计资料,尾尖舱长约为 4~6% L_{pp} , 作为初值可取 $l_w = 5\% L_{pp}$ 。

(3) l_s 及 l_d : 大多数船的首尖舱长约为 5~7% L_{pp} , 作为初估可取 $l_s = 6\% L_{pp}$ 。有些尾机型船为了纵倾调整的需要,在首部设有燃油深舱或压载深舱,此时 $l_d + l_s \approx 10\% L_{pp}$ 。

(4) l_m : 机舱长度取决于主机类型、机舱位置、主机功率和船体线型等。如采用低速柴油机,

L_m 与主机长 L_{mh} 的关系为:

偏尾机型船: $L_m = L_{mh} + (4 \sim 6)m$

尾机型船: $L_m = L_{mh} + (10 \sim 12)m$

对于低速柴油机的尾机型船, L_m 也可用以下两式估算:

$$\begin{cases} L_m = 23 + 2.72 \times 10^{-4} \cdot P \\ L_m = 13.5578 + 1.4 \times 10^{-3} \cdot P - 3.7 \times 10^{-8} \cdot P^2 \end{cases} \quad (5-9)$$

式中: P ——主机功率, kW。

求得各个舱的长度, 船长 L 就可确定。

船长 L 与总箱数 N_T 的关系见图 5—

25。也可写成下式作初估船长之参数。

$$L = 75.44 + 0.235N_T - 0.1085 \times 10^{-3}N_T^2 + 0.1995 \times 10^{-7}N_T^3$$

4. 满载吃水 T

如吃水不受限制, 一般取较大些的吃水为佳, 这样能有较好的阻力与推进性能, 也可改善适航性, 使风浪中失速小些。但通常 T 受到港口、航道的限制。

以下的统计关系式可用来初估 T :

$$\begin{cases} T = 0.295DW^{0.356}(m), DW \leq 10000t \\ T = 0.362DW^{0.334}(m), DW > 10000t \end{cases} \quad (5-10)$$

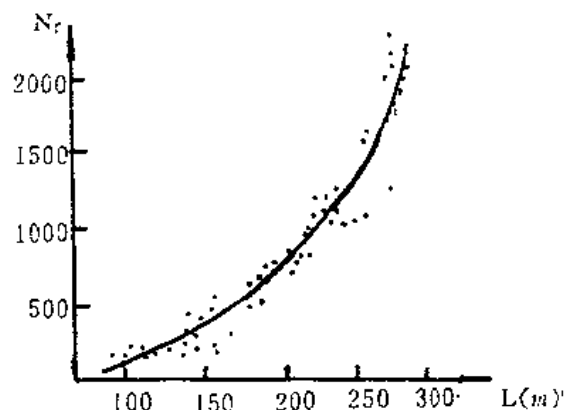


图 5—25 船长与总箱数的关系

六、主要船型系数

1. 方形系数 C_b

集装箱船的 F_n 一般在 0.23~0.29 之间, 相应的 C_b 在 0.56~0.61 之间。一般方形系数取大些能提高载箱数, 但 C_b 增大将引起阻力增加, 所以在选择方形系数时需权衡各方面的利弊。文献[9]给出了对这一问题的研究结果。从图 5—26 中大体可看出, 当 $C_b \geq 0.60$ 时, 随 C_b 的增大, 总箱数增加的百分数将比由于阻力增加而引起主机功率增加的百分数为小, 所以在选择 C_b 时可适当取小些。反之, 当 $C_b < 0.60$ 时, 增大 C_b , 总箱数增加的百分数要比主机功率增加的百分数大, 因此在选择 C_b 时可适当取大些。这一趋势也说明了在小方形系数时, C_b 对载箱数的影响较大, 而 C_b 较大时对载箱数的影响较小。

在设计初期, 下列各式可供参考:

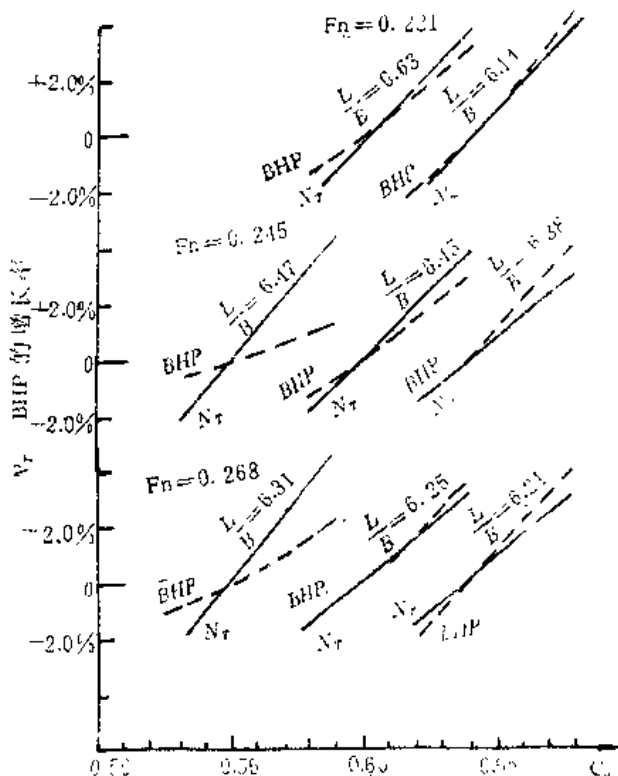


图 5—26 N_T 及 BHP 随 C_b 变化的增长率

$$\text{上海船研所公式 } C_b = 1.11 - 2F_n \quad (5-11)$$

$$\text{作者公式 } C_b = 0.85 - F_n \quad (5-12)$$

$$\text{Watson 公式 } C_b = 1.05 - 1.68F_n \quad (5-13)$$

$$\text{Katsoulis 公式 } C_b = 0.8217L^{0.42}B^{-0.3072}T^{0.1721}V_s^{-0.6136} \quad (5-14)$$

式中: V_s ——服务速度, (kn)。

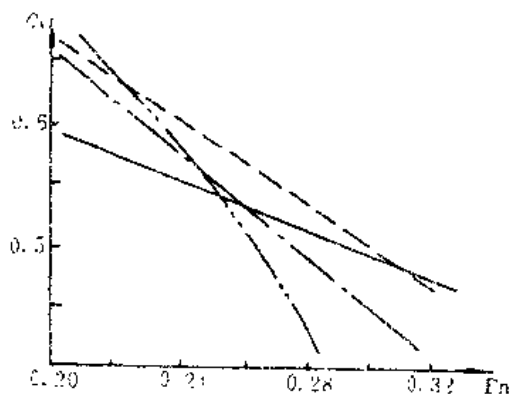


图 5-27 C_b 近似公式的比较

图 5-27 为几个近似公式的比较(——作者公式 $C_b = 0.85 - F_n$, Arye $C_b = 1.06 - 1.86F_n$, —·— Van Lammeren $C_b = 1.137 - 2.1F_n$, ··· Sabit $C_b = 0.65 + 3.19F_n - 13.45F_n^2$)。

2. 棱形系数 C_p 、水线面系数 C_w 及浮心纵向位置 x_b 。

从船舶的阻力和推进性能来看,对船速较高的船, C_p 的选择很重要。 $F_n = 0.25 \sim 0.30$ 范围内, $C_p = 0.57 \sim 0.60$ 之间为宜, F_n 低的对应 C_p 取高值, F_n 为高值时 C_p 以选取较小值为好。

集装箱船考虑到甲板上装箱以及稳性的要求,一般取较大的 C_w , 如用瑞典的 SSPA 线型, C_w 与 C_b 间有如下的关系:

$$C_w = -0.035006 + 1.74002C_b - 0.800015C_b^2 \quad (5-15)$$

集装箱船的船速较高,其 x_b 一般在舯后 $1.0 \sim 2.5\%L_{pp}$ 为宜。

七、根据主要要素校核装箱数

主尺度确定后,舱内集装箱排列的行 X_0 、列 Y_0 、层数 Z_0 也已基本确定。在设计初始阶段,如有型线图则可按图进行详细的排箱计算,如无则可用以下一些公式估算舱内集装箱数 N_H 。这些计算式[13]是根据一艘尾机型船作母型,系列的变化方形系数得到型线图后进行实际排箱计算得到的。该船货舱口的宽度与船宽之比取为 0.8。

$$\text{当 } \begin{cases} Y_0 = 7, Z_0 = 5, N_H = 177.5 - 274.1C_b - 4.614X_0 - 50.08C_bX_0 \\ Y_0 = 7, Z_0 = 6, N_H = 7 + 7.731X_0 + 40.261C_bX_0 \\ Y_0 = 8, Z_0 = 6, N_H = 119.02 - 178.64C_b + 2.696X_0 + 56.39C_bX_0 \\ Y_0 = 8, Z_0 = 7, N_H = -90.35 + 162.68C_b + 18.206X_0 + 42.656C_bX_0 \\ Y_0 = 9, Z_0 = 6, N_H = 143.41 + 3.9328X_0 - 212.72C_b + 62.60C_bX_0 \\ Y_0 = 9, X_0 = 7, N_H = 201.5 + 4.6391X_0 - 309.77C_b + 74.731C_bX_0 \\ Y_0 = 10, Z_0 = 7, N_H = 61.6 + 17.22X_0 - 27.42C_b + 61.0C_bX_0 \end{cases}$$

甲板上的装箱数可根据甲板箱排列的行、列、层数计算。

如果校核计算后发现舱内装箱数还不够,一般可适当加大型宽及 C_b 的办法来解决。

§ 5-4 集装箱船的型线、总布置和性能计算

一、集装箱船的型线

在选择集装箱船型线时,要注意如下一些特点。集装箱船属高速货船,在阻力成份中兴波阻力所占的比重较大,要求横剖面面积曲线有较长的进流段及较为瘦削的肩部。为了增加甲板面积以增加甲板的载箱数,水上部分在首、尾均加大外飘,在尾部其甲板宽度甚至取得与船宽

相同,有“全宽船尾”之称。考虑首部砰击及防止甲板上浪以保护集装箱,首部常采用V形横剖面并配以较大的水线面系数。在首部要有一定的干舷高度,对船长为100m以上者,船首干舷至少为船长的6%。为了便于装卸和固缚甲板集装箱,常采用无舷弧的平甲板。

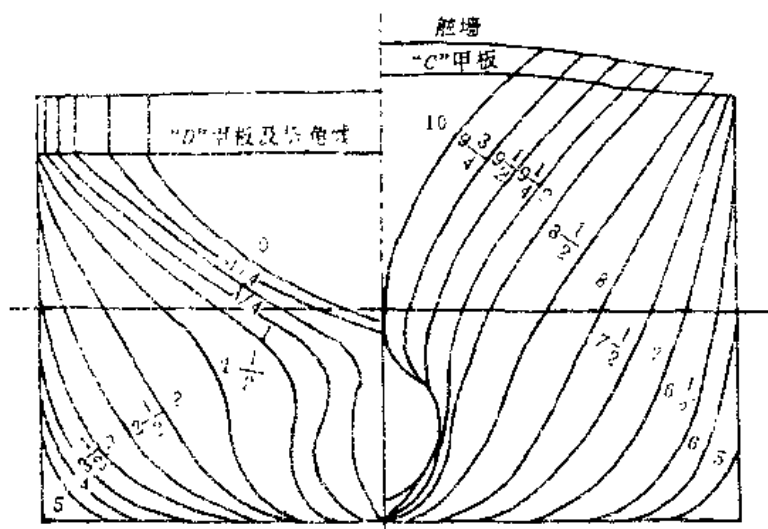


图 5—28 单集装箱船的横剖型线图

一些高速货船的型线资料可参阅文献[14][15][16][17]等。图 5—28 是一艘单集装箱船的横剖型线图,该船 $F_a=0.256$, $c_b=0.60$, 最大船速 $V=23\text{kn}$, 球首的突出量约为船长的 1.77%, 沉深约为吃水的 50%, 20 站处的横剖面积为舢剖面面积的 7.8%。图 5—29 是一艘双

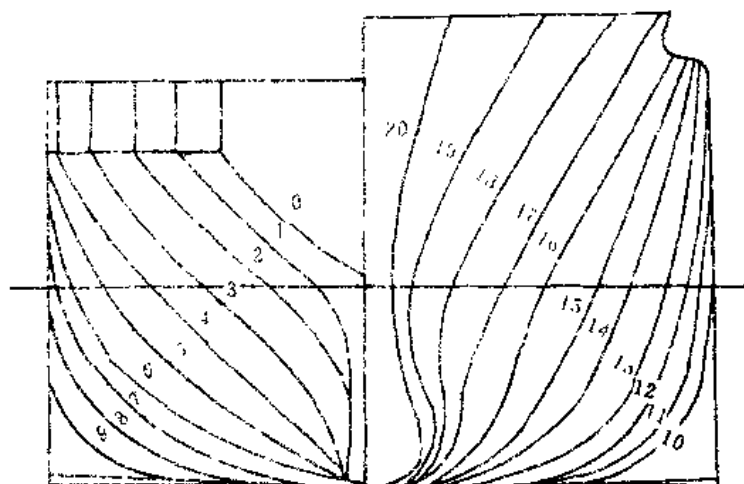


图 5—29 双集装箱船的横剖型线图

集装箱船的横剖型线图,该船的 $F_a=0.232$, $c_b=0.632$, 船速 $V=23\text{kn}$, 球首在 20 站处的横剖面积约为舢剖面面积的 6.3%。

二、总布置特点

图 5—30 为一艘集装箱船的布置示意图。集装箱船具有双层船壳(参阅图 5—2),这种结构形式不仅提高了船体的纵强度、横向强度和扭曲强度,而且增大了剖面的抗弯刚度,提高了船舶的抗沉能力,还可用作压载舱、燃油舱等以供调整横倾和稳性之用。

集装箱船货舱布置的主要目标是在给定的船体容积内合理布置以使能装载最多的集装箱。一般一个舱布置 2~5 行,其中以 4 行一舱更普遍,以使 20 英尺及 40 英尺箱都能装载。典型的 4 行舱长度为 29~30m,二行舱约为 16.5~17.0m。横向水密舱壁数应不小于规范要求。

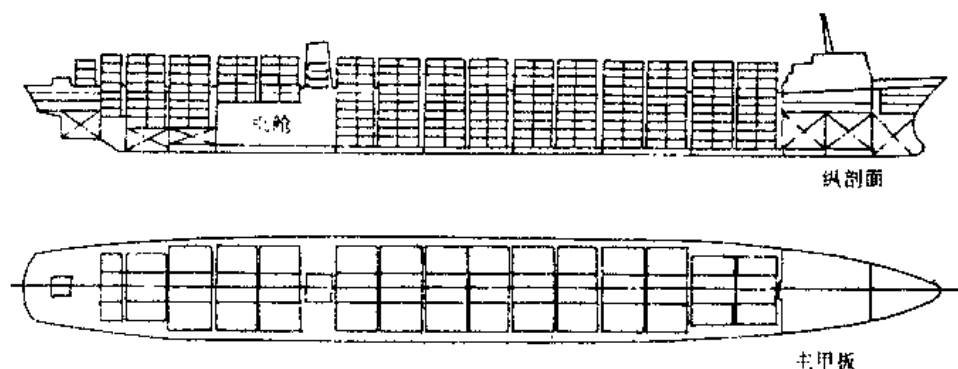


图 5—30 集装箱船布置示意图

集装箱格栅的布置应使集装箱的长边在首尾方向,这样便于吊运也易于与船体形状及结构配合。为了达到更多的装载量,最后对船舶尺度、线型及结构等必须非常细致地进行调整。

机舱设在尾部比设在偏尾部时的载箱数要大些,但由于上层建筑也在尾部,对驾驶视线不利,船员居住条件较差。也有的船将上层建筑设在首部(如图 5—30),这样驾驶视线好,纵倾调整方便,船员住区远离发生振动的螺旋桨及机舱。缺点是驾驶室与机舱的距离大大拉长了。

为了增加载箱量及防止甲板上浪,一般均设置长首楼,有的还延伸至第一货舱后端,高度常取二个箱高。首楼甲板上不堆放或仅堆放一层箱以利于驾驶视线。一般要求驾驶盲区不超过 1.5 倍船长。在舱口前端或两旁安装挡浪板,用以保护甲板箱不至受到海水的冲击。在未设首楼的船上,离首柱 0.15L 范围内不得装载集装箱。甲板上布置集装箱时,要考虑有无甲板行车、波浪冲击、集装箱的固缚与检查,驾驶视线等因素。甲板箱底部与甲板或舱盖间应留有 150~300mm 的空隙,以利排水。通常箱门一律向船尾堆放,免使波浪冲击箱门造成漏水货损。

冷藏货舱的布置一般邻近机舱。在航行中,冷藏箱的温度要经常检查并及时调节温度确保货物质量,为此须在舱内留有供人到达的空间及相应的梯道。冷藏箱若装在甲板上,为避免日晒,如有二层时,冷藏箱放在下面一层。

三、空船重量估算

空船重量由船体钢料、木作舾装、机电等几部分重量组成。表 5—3 是四艘集装箱船空船的各分项重量。

为了在初步设计时估算集装箱船的空船重量,各国的造船学者提出了不同的公式。上海船研所以对英国学者 Miller 的公式[17]根据实船资料进行修正,得出如下估算式:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{船体钢料重量 } W_s = 111.00 \left(\frac{L_{pp}BD}{1000} \right)^{0.9} \times \left(0.675 + \frac{C_d}{2} \right) \\ \quad \times [0.939 + 0.00585 \times \left(\frac{L_{pp}}{D} - 0.83 \right)^{1.8}] \end{array} \right. \quad (5-16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{木作舾装重量 } W_f = 33.0 \times \left(\frac{L_{pp}BD}{1000} \right) - 0.0884 \left(\frac{L_{pp}BD}{2000} \right)^2 - 106 \end{array} \right. \quad (5-17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{机电设备重量 } W_m = 213K \times \left(\frac{BHP}{735.5} \right)^{0.5} \end{array} \right. \quad (5-18)$$

式中:K——修正系数,主机为低速柴油机时 $K=1$,若为双桨船时 $K=1.15$;

BHP——主机功率,kW。

表 5—3

几条集装箱船的空船重量

船 名	单位	Weeser express	Zealandia	ZIM Keelung	California star
L_{pp}	m	155	192	197.8	178
B	m	24.5	30.8	32.26	25.85
D	m	14.6	18.75	18.75	15.29
T	m	7.89	9.00	9.65	8.92
c_s		0.600	0.612	0.55	0.605
主机功率	kw	11584	21175	25890	19197
总箱数	TEU	728	1430	1776	871
钢料重量	t	5423	9723	10397	6890
舾装重量	t	993	1682	1769	1247
机电重量	t	1050	1625	1750	1680
储 备	t	100	195	209	147
空船重量	t	7566	13225	14125	9964

上海船研所对 48 艘集装箱船的实船资料用上述公式进行验算,结果表明上述公式适合于空船重量为 7000~20000t 之间的船。超过 20000t 的船,若用上式计算则偏小 10% 左右,小于 7000t 者,若用上式计算则偏大 10% 左右。

空船重量还可利用下列公式粗略估算[8]:

$$LW = 0.5942(L_{pp}BD)^{0.8667} \quad (5-19)$$

四、稳性与固定压载

集装箱船的初稳性究竟该控制在什么范围内,各家尚无一致的见解。有的认为当装箱货物均匀分布时 $\overline{GM} = 0.15 \sim 0.30m$ 。有的提出在实际航行时 $\overline{GM} = 0.6 \sim 1.0m$ 。也有的认为可取船宽的 4~5%。一般说 $\overline{GM} = (0.02 \sim 0.04)B$ 可认为满足要求。

关于横摇周期,一般认为从集装箱侧壁强度考虑,横摇周期以不小于 13 秒为宜,最大横摇角则不大于 30°。

虽然集装箱船对稳性的要求较高,但亦有其有利条件,即集装箱船的双层底及舷边舱的容积比较大,可充分利用,供调整纵倾及调高或调低重心,也可用作被动式减摇水舱。

文献[1]对稳性及压载作了分析并提出以下几点:

(1)如集装箱的每箱平均重量较小(如小于 12~13t),甲板箱的层数在三层以内,则容纳总箱数所需的 L 、 B 、 D 较大而使吃水较小,为了使螺旋桨有一定的沉深并改善其他航海性能,采用一定的固定压载是可取的。

(2)如舱内集装箱列数取得较大,即舱口宽度与型宽之比已达 85%,而初稳性高度仍嫌过大,为了使 \overline{GM} 值达到合宜的数值,可采用抬高双层底高度及适量的固定压载(加在舷侧边舱的上部)来调高重心高度。

(3)如舱内集装箱列数较少,而甲板箱层数相对较多,此时 \overline{GM} 值可能出现负值,这就有三种选择的可能,即或加大船宽,或加载适量压载,或船宽与压载同时适量增加。究竟选择那一措施,需进行具体计算而定。

根据已建造的集装箱船资料,空船重心高度约为型深的 0.68。至于集装箱的重心高度,则与甲板箱数、层数及舱内层数和各层箱数的分配有关。文献[1]对舱内 6 层,箱高 $8\frac{1}{2}$ 英尺,在不同 c_s 时的舱内各层装箱数占舱内装箱数的百分数绘成曲线如图 5—31,供初步估算时参考。

文献[13]经对各个不同方案的排箱计算,提出舱内集装箱重心高度的表达式,可用于初步估算:

$$\overline{KG_c} = h_D + (D - h_D) \times [0.564 + 0.08 \times (0.60 - c_b)] \quad (5-20)$$

式中: $\overline{KG_c}$ ——舱内集装箱重心距基线高;

h_D ——双层底高;

D ——型深;

c_b ——方形系数。

在推导上式时,单个集装箱的重心假定在几何形心处。

五、功率粗估

在设计初期,有时需极粗略地估算主机功率。图 5-32 给出主机功率与总箱数 N_T 的关系曲线,其中已包括 25% 的功率储备。利用该图时,如 L/B 已定,则由曲线估得的 BHP 应乘上一个修正系数 K ,以考虑 L/B 的影响。

$$K = 1.49 - 0.7(L/B)$$

六、结构设计特点

集装箱船为了尽量增大舱内载箱数,舱口开得愈大愈有利。但这给船体的结构强度带来了特殊要求,也即造成甲板的剩余宽度与船宽之比愈来愈小。日本四艘有代表性的集装箱船,其剩余上甲板宽与船宽之比如表 5-4。

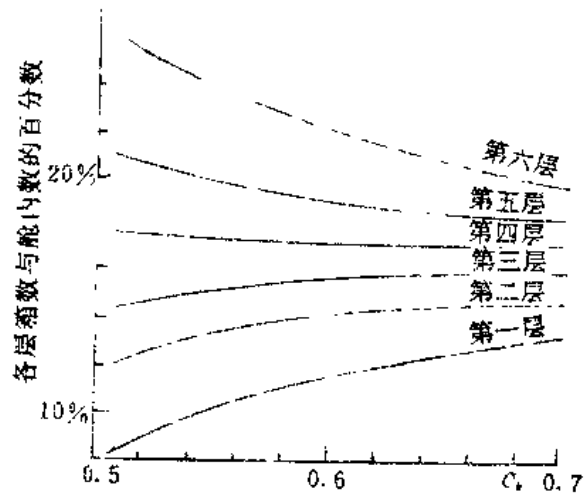


图 5-31 各层箱数的百分数

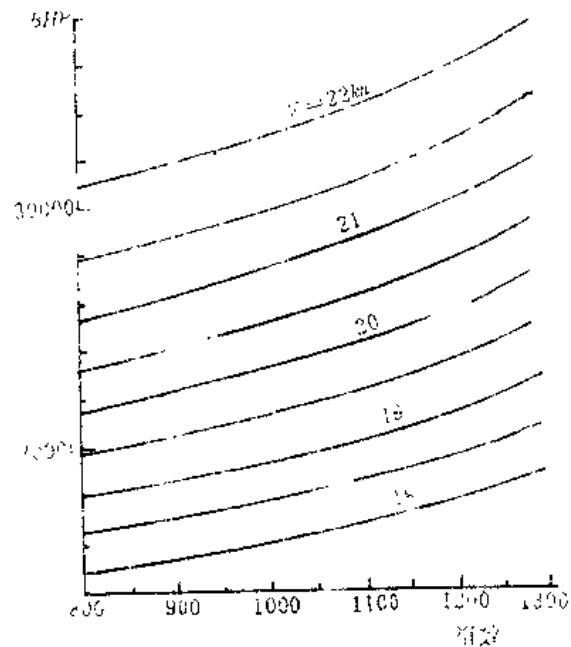


图 5-32 主机功率初估图

表 5-4

船宽与剩余上甲板宽之比

船 名	船长 L (m)	剩余上甲板 半宽 b (m)	型宽 B (m)	集装箱 列 数	$2b/B$ (%)
箱 根 丸	175	3.6	26.0	7	27.6
箱 崎 丸	200	3.8	30.0	8	25.3
罐 仓 丸	245	3.2	32.2	10	19.9
日 春 丸	273	~2.3	32.2	10	~14.3

由于强力甲板的剩余宽度较窄,为了保证船体纵向构件有一定的剖面模数,上甲板必须采用极厚的钢板或采用高强度钢板,但由于焊接施工方面的问题,不宜采用过厚的钢板,因此剩余上甲板半宽的减少有一定限度。为了提高纵向强度,常将集装箱船的剖面设计成箱形见图

5—33)。集装箱船的甲板及船底一般采用纵骨架式。

舱口角隅的设计不仅考虑减小应力集中,还要顾及对载箱数的影响。角隅的形式有圆形、抛物线及椭圆形。后两种形式对由于纵向弯矩而引起角隅处的应力集中能加以改善,而对于扭转引起的过大应力,则以圆形舱角为好。

集装箱的所有惯性力都转到内底板上,因此在箱四角座点处应力特别大,这就要求双底层内的纵骨、肋板、纵桁的位置要适当的布置,以便与箱的底脚位置相配合。如若不可能时可设置局部实肋板和纵桁,使其荷重分散开来。

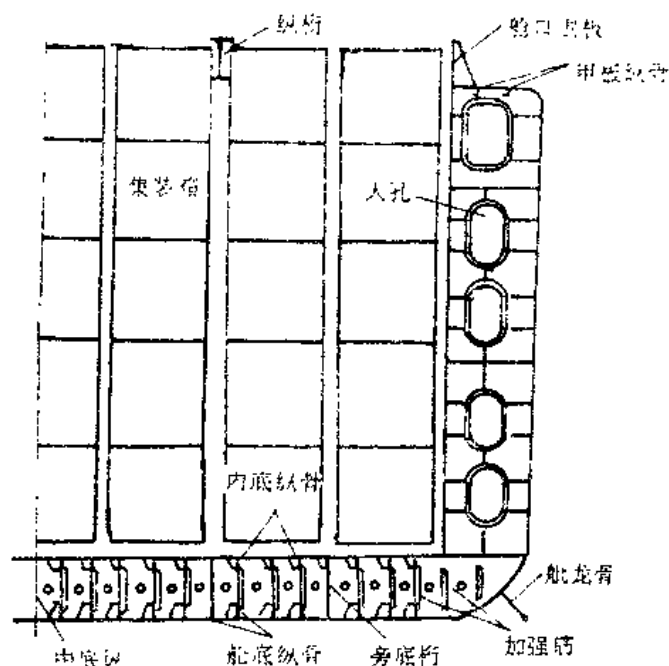


图 5—33 集装箱船横剖面图

集装箱船的舱盖一般均采用箱形。通常舱盖是利用岸吊装卸。由于岸吊是按 40 英尺箱的荷重设计,所以舱盖重量应限制在 30t 或 35t 以内。舱盖板下的结构要适应集装箱的座点位置,这样可使座点上的集中负荷能传到舱口围板上,以减少次级扶强材的受力。

设置强力舷墙也是集装箱船的结构特点之一。一般货船的舷墙是不参加总纵强度的。但在集装箱船上,为了改善甲板受力情况,常设强力舷墙。有的船改装强力舷墙后的实测表明甲板弯曲应力减少 17% 左右。强力舷墙还可作为固缚设施的基础,在抵御上浪、保护集装箱方面有良好的效果。

我国“钢质海船入级与建造规范”(1989 年)第二篇第七章“集装箱船”为集装箱船的结构设计提供了依据。

§ 5—5 集装箱船上的固缚设备

一、舱内的格栅结构

为了在货舱内堆放集装箱,舱内都设有格栅结构。它不仅便于装卸,防止船在纵倾、横倾、横摇时所造成的集装箱倾倒,而且在横舱壁处也可作为扶强材提高其强度。

图 5—21 表示了集装箱在舱内的排列情况,图中 a 、 c 的尺寸取决于舱内的格栅结构。现有船舶的格栅结构不尽相同,因而具体尺寸也略有出入。图 5—34 为格栅简图及格栅导轨与集装箱的间隙。导轨上口做成喇叭状,集装箱装舱时只要对准每一格栅,堆装在内即可。在图中, c 一般约为 5 英寸(即 127mm), a 在 8~12 英寸之间(即 200~250mm)。根据集装箱在堆码试验时横向允许承受偏离为 25mm 的偏心负荷,所以导轨与箱之间的间隙应不超过 25mm,即 $a=25\text{mm}$,纵向为箱长加 38mm。

格栅结构大致分为两种:一种是组合式,即垂向的导轨是依靠与水平的角钢连接而成的,它是制造后安装到船上去的;另一种是独立式,是以两根垂直的格栅导轨角钢为一组,并作为船体结构的一部分进行安装,其优点是一旦损坏时修理方便,而且导轨所受的力直接传递到船

体上,整个格栅的负荷较小,但现场安装的精度要求较高。

二、甲板集装箱的固缚装置〔18〕

甲板集装箱的固缚装置有二种:一种是用绑扎方式固缚集装箱,这种方式占甲板面积较少,使用灵活,因而使用比较广泛,但拆装费时;另一种方式是用刚性框架固缚,它是由货舱盖上的刚性框架与设于舱口的两端或两侧的强力支柱组成,各箱与水平框架相连,船身摇摆时对箱所产生的力都通过框架和支架传递至船体,这种方式中的支架要占一定的甲板面积,且费钢材,但装卸由吊货设备操作,省力省时。

在集装箱船上,用第二种方式的比较少,大都采用绑扎方式。

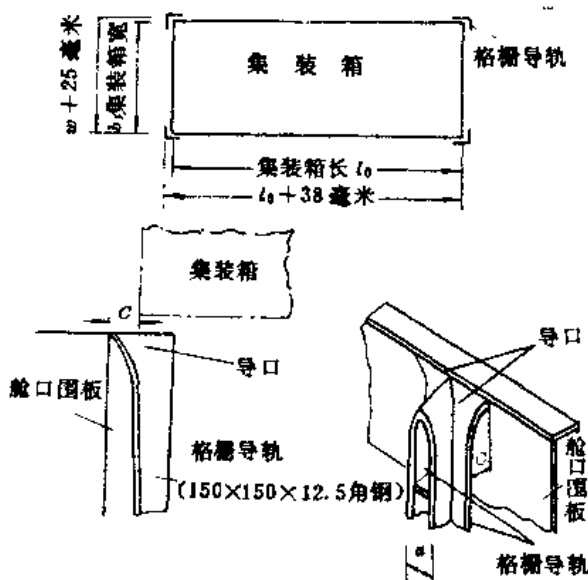


图 5-34 格栅简图

1. 作用在集装箱上的外力

装在甲板上的集装箱所受的外力可分成三类:船舶运动引起的力,集装箱重力,风压力。

(1) 船舶运动引起的力:

一般来说,船舶在海上的运动有六个自由度——三个转动和三个移动,即绕 Z 轴的摇首运动,绕 Y 轴的纵摇运动,绕 X 轴的横摇运动,以及上下、左右、前后三个移动。这六个运动中主要是横摇、纵摇和升沉运动。如图 5-35 所示,横摇引起的力 F_H ,纵摇引起的力 F_V 和升沉引起的力 F_Z 。

(2) 集装箱重力:

当船横摇 ψ 角时,若忽略纵摇的影响,则集装箱自重 G 产生平行于甲板的分力及垂直于甲板的分力(图 3-35)。

(3) 风压力:

西都劳氏规范对风压力作了比较简单的规定,即每只集装箱侧壁上的风压力,对 20 英尺箱取 2700kg,40 英尺箱取 5400kg。在计算时把风力作为横向力加在 F 方向上。

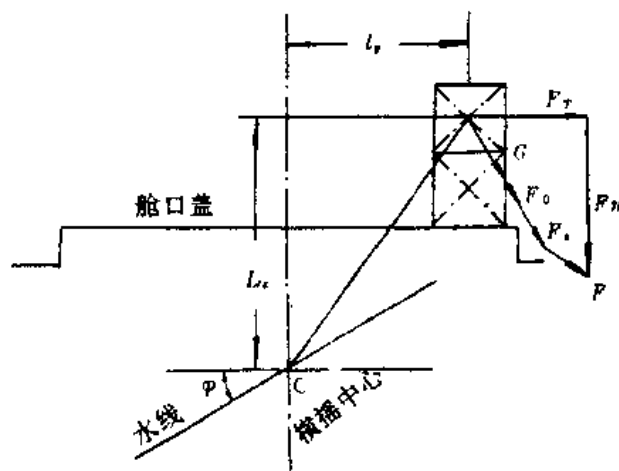


图 5-35 作用在集装箱上的力

2. 甲板集装箱受力分析

作用在甲板集装箱上的外力,可分解为平行于集装箱的力 F_T 及垂直于集装箱的力 F_N ,如图 5-36。这些力的作用,可能使集装箱变形、倾倒、绑扎索断裂等,需一一加以分析,在分析计算中应区别不同的绑扎方式。

(1) 歪斜力:如图 5-36 所示,最下一层箱受到的歪斜力为 T_1 ,且 $T_1 = 1/2 F_{T_1} + F_{T_2} + F_{T_3} - P \cdot \cos \alpha_0$,式中 P 为绑扎索的拉力。如 T_1 小于 15t(见图 5-9),表示甲板箱的绑扎满足受力的要求。

(2) 倾倒地矩: 如图 5—36 所示, 使甲板集装箱倾倒地矩 M_A (对 A 点取矩) 为:

$$M_A = h/2 \times (F_{T_1} + 3F_{T_2} + 5F_{T_3}) \\ - b/2 \times (F_{N_1} + F_{N_2} + F_{N_3})$$

如 $M_A > 0$, 应给予绑扎。

(3) 角柱受力: 如图 5—36 所示, 对 D 点取矩, 则角柱压力 R_B 为:

$$R_B = 1/2 \times (F_{N_1} + F_{N_2}) \\ + h/2b \times (F_{T_1} + 3F_{T_2}) + p \sin \alpha$$

如 R_B 小于集装箱能承受的力 (图 5—7), 则无问题。

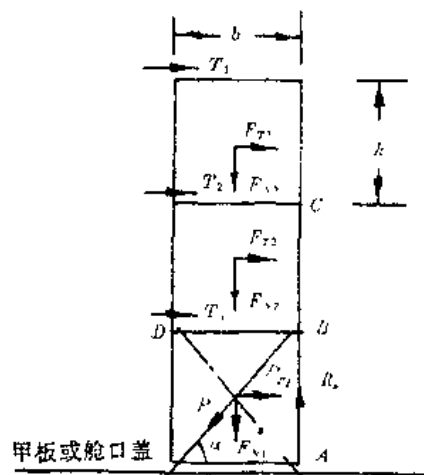


图 5—36 甲板集装箱受力分析

参 考 文 献

- [1] 潘伟文, 张瑞麟:《吊装式全集装箱船的主要尺度分析》, 上海交大技术资料情报室, 1979. 4.
- [2] 潘伟文:《集装箱运输及集装箱船简介》, 上海交大技术资料情报室, 1979. 3.
- [3] 上海船研所编:《集装箱船》, 上海人民出版社.
- [4] 《集装箱船初步设计》, 上海船研所.
- [5] 刘鼎铭:《国外集装箱船运输发展概况》, 人民交通出版社, 1980.
- [6] 姚蕴芳:《新型船舶》, 人民交通出版社, 1980.
- [7] 国外海上集装箱运输丛书编写组编:《集装箱码头》, 人民交通出版社, 1975.
- [8] 张德洪:《运输船舶船型技术经济论证方法》, 人民交通出版社, 1980.
- [9] 潘伟文, 张瑞麟:《吊装式全集装箱船的方形系数》, 上海交通大学学报, 1981(4).
- [10] Watson D. G. M. and Gilfillin A. W. "Some ship Design Methods", RINA, 1977.
- [11] Hellry J. J. and Karsh H. J. "Container ship", SNAME, 1966.
- [12] Mandelli A. "New Design Concept for Container Ship", S. W. & S. April 1976.
- [13] 裘泳铭:《中型集装箱船的计算机辅助设计方法》, 上海交通大学 1983 年校庆论文报告, 船舶及海洋工程专辑.
- [14] "Systematic Tests with Models of Cargo Vessels with $c_b = 0.575$ ", SSPA 报告, 1950.
- [15] Muntjewer J. J. M. : "Resistance and Propulsion of a high speed Single Screw Cargo Liner Design", I. S. P. No. 204, August 1971.
- [16] Boviston J. W. de koff D. J. Mantjewerf J. J. : "SL-7 Container Ship-Design, Construction and Operational Experiment", SNAME, 1974.
- [17] Miller: "The Economics of the Containership Subsystem", Marine Technology, April, 1970.
- [18] 潘伟文, 邬城琪:《甲板集装箱固缚系统的受力计算》, 船舶工程, 1981(6).
- [19] 刘新铭:《集装箱码头》, 人民交通出版社, 1982.
- [20] 戴经武:《集装箱船》, 民用船舶发展专业规划组, 1984.

第六章 滚装船

§ 6—1 滚装船概况

滚装船,英文名为《Roll-on/Roll-off Vessel》,简称《ro-ro Ship》,是60年代后期、70年代初期发展起来的新船型。滚装船的最大特点是改变传统的垂直方向起吊装卸货物为水平方向的装卸,即货物的装卸是使用带轮的装载工具,水平地通过设在船上的通道设备滚进滚出完成的。从广义讲,凡是借助于轮子滚上滚下进行装卸而不需起重机械吊上吊下装卸的船舶都属于滚装船的范畴。国际滚装会议确定凡大于400总吨以滚装系统装卸货物的船均列入滚装船型。

世界上第一艘专门用于滚装运输是美国的“慧星”号(COMET),太阳造船公司1957年建造,航行于澳大利亚墨尔本——塔曼尼亚航线和美国纽约——杰克森维尔航线。它是滚装与吊装的混合船型,其满载时的最大载重量为10545t,装载车辆的甲板面积为5600m²,能装载300辆车,主机为8826kW的蒸汽轮机,服务航速为18kn。该船运行过程显示了滚装船的优越性和生命力,装卸速度快,装载各种军用车辆时每小时可达1500t至2000t,装载货物的适应性也大,很适宜装运导弹、大型电子仪器等特殊设备,曾为美国侵越战争出过力。六十年代后期,世界上集装箱运输的迅速发展促进了集装箱滚装船的发展。看到“COMET”号的经验,1967年后,美国、瑞典、法国、西德、芬兰、挪威、英国都陆续建造滚装船。这个时期的滚装船载重量约为2万吨左右,航速在20—24kn之间,船尾部一般设置与船体中心线一致的直跳板,后被称为第一代滚装船。

1971年瑞典建成“帕拉拉”号(PARALLA)滚装船,该船有尾斜跳板,载重量为20000吨级,能装1200个TEU。船上设置长36m,宽为7m的艉斜跳板,成功地解决了船与码头的联系问题,能适应较大的潮差,使滚装船可驶向装卸设备较为落后的第二、三世界的某些港口,一度形成了七十年代初期以后的世界货船队的“滚装热”。该船型被称为第二代滚装船型。

随着集装箱运输的发展以及集装箱船经济效益的提高,船舶设计师们发现,滚装船虽然有它的载货种类灵活性大、对码头设施要求低、装卸方便、装卸速度较高等明显优点,但它也有舱容利用率较全集装箱船低、抗沉性能差、装卸时交通易阻塞影响装卸速度,以及由于机舱矮小只能使用耗油量较大、油质要求较好的中速机等缺点。为了克服这些缺点,提高滚装船的竞争能力,充分发挥其作用,1978年下半年,日本三菱重工为瑞典斯塔航运公司设计、制造并交付了“巴帕”型滚装船,此船型可称为第三代滚装船(图6—1)。该船总长228.50m,两柱间长210.0m,船宽32.26m,吃水10.80,服务速度20.5kn,续航力18800n mile,载重量约为32000t,可载1707个TEU。全船计有四载货甲板。在主甲板上的尾部船体设有一个宽为26m、高达6.7

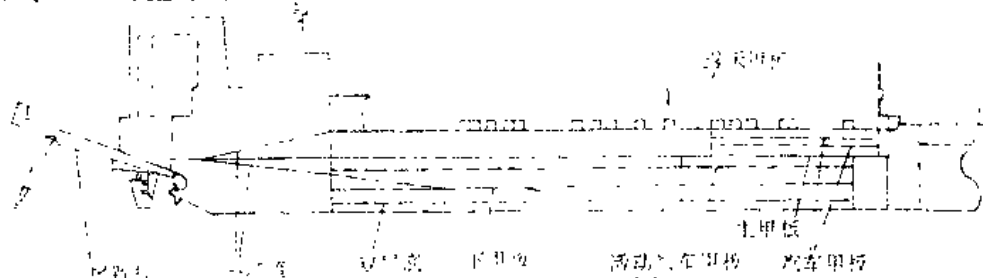


图6—1 “巴帕”型滚装船示意图

m的大开口和水密门。门的外侧装置一块重达411t的尾斜跳板。跳板与船舶中心线成35°夹角,总长50m、宽12m。跳板可通过总重达400t的载荷,适应8m的水位变化。宽达12米的跳板,构成双交通道,允许装卸货物的车辆同时相向并排通过,大大提高了装卸速度。在舱内每层甲板上设有2~3道横舱壁,大大提高了船舶的抗沉性。机舱设在尾部主甲板下。主甲板上通向露天甲板的斜坡道下的空间亦成为机舱的一部分,此凸出部分恰好可容纳低速柴油机伸出主甲板上的部分,使车船得以采用效率高、耗油少、能用粗质油的低速柴油机。以上措施增强了滚装船在货运船队中的竞争能力。

近年来,现代滚装船还派生出其它一些新船型。据其使用范围与装卸目的不同分为五种:

(1)客/货滚装船(Ferry)

客/货滚装船实为渡船,主要来往于海峡两岸间、岛屿间及宽阔的江河对岸间。典型渡轮在舱内设有一层固定车辆甲板及一层活动车辆甲板,首、尾均设跳板,形成一个滚装装卸系统,供带轮货物的运载,供旅客的汽车及货运过渡之用,它还有客舱供旅客使用。

(2)货物滚装船(Roll-on/Roll-off cargo ship)

货物滚装船分为远洋及近海两类。该类船在尾部设有跳板,舱内设有斜坡道或升降机,以满足货物的装卸。该类船能适应不同港口的货物装卸,能载运多种类型的货物,装卸速度快,停港时间短。随着跳板的改进,滚装船分为前述的三代。

(3)载车船(Car Carrier)

载车船即为汽车滚装船,是一种专门用于运送各种类型新汽车的船舶,甲板层数多,少则7~8层,多达11~14层。为了提高舱容利用率,在用于装载大型车辆的甲板上,常设置活动汽车甲板,甲板间设活动斜坡道以沟通甲板间交通。船的尾部设有大型斜跳板长达45~50m,舷侧的中部设舷侧跳板,大型的汽车运输船常在左右舷均设一个,可以上下移动,适应多层甲板使用。

(4)滚吊货物运输船(Ro-Ro/Lo-Lo)

滚吊货物运输船实为滚/吊混合船,它的尾部设有跳板,车辆可通过跳板进入主甲板,主甲板与下层甲板间设有升降平台构成主甲板及主甲板以下舱内滚装系统,露天甲板设有舱口并配备舱口盖,可用起重机械吊装集装箱(图6—2)。滚/吊混合船适应港口能力强,可在任何港

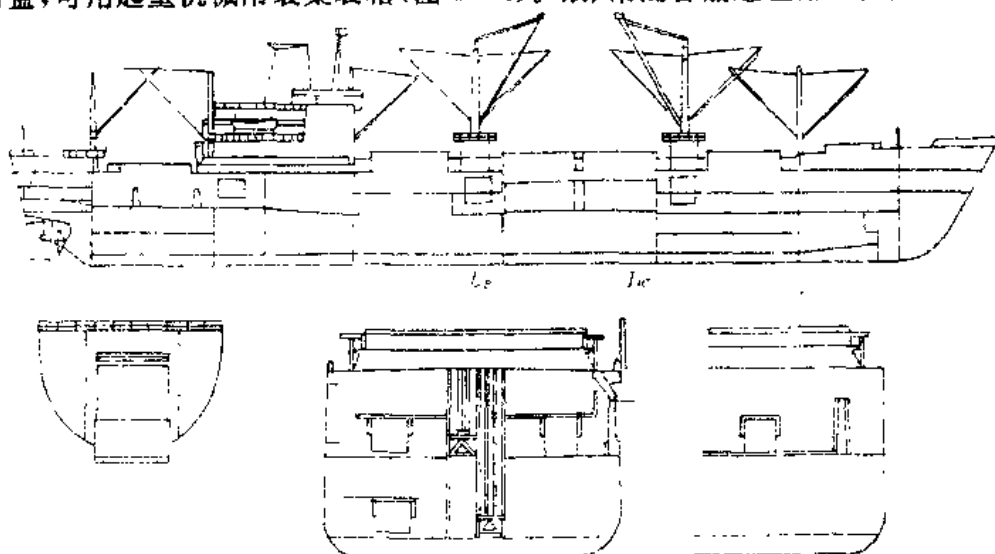


图 6—2 滚/吊混合船示意图

口进行装卸作业,且装卸速度更快。

(5)侧向装卸船(Side loading)

这是 80 年代发展的新船型,可以停靠常规码头进行装卸,能适应不同的港口不同的潮汐变化。顾名思义,侧向装卸船是在舷侧进行货物装卸的船(图 6—3),它在舷侧开有侧门,侧门打开后兼作跳板,形成一个小平台。它的货物是标准货盘或集装箱,装卸通过码头叉车⇌平台⇌侧向升降平台⇌船上叉车进行。侧向升降平台可以把货物直接送至各层甲板,由叉车负责定位和堆码。这样形成了两条独立的装卸回路,即码头及船内两条装卸回路,并形成各层甲板间相互不干扰的装卸工艺路线,提高了装卸速度及舱容利用率。它特别适用于货盘杂货装卸,亦称货盘运输船(STORO)。

我国远洋公司已拥有“花园口”、“南口”、“三江口”等十多艘中型滚装船。图 6—4 即为“花园口”轮之外貌。该船为全滚装船,总长 146.55m,两柱间长 130.0m,型宽 22.6m,型深 14.2m,吃水 6.816m,排水量 7374t。主机为 16V52/55A 中速柴油机,最大持久功率 7760kW,试航速度 17.2kn,续航力为 7750n mile,可装载 410 个 TEU。船尾设翻板式艉门,宽 6.75m,长 15.6m。尾跳板长 32.3m,宽 7.5m,与船体中心线成 40°,最大过载能力为 100t。舱内装有两台升降机,每台负荷 50t。

80 年代我国开始研制滚装船型,大连造船厂建造了 7000t 滚装货船,江南造船厂建造了 24000t 汽车滚装船。为适应我国沿海客货运输的需要,客/车滚装船正逐步得到推广,例如渤海湾的“天鹅”号及华东、华南海区的小型客/车滚装船。但是总的来说,我们在滚装船的开发、研究、使用方面还远落后于国际上的发展,需努力做深入工作,以满足社会发展的需求。

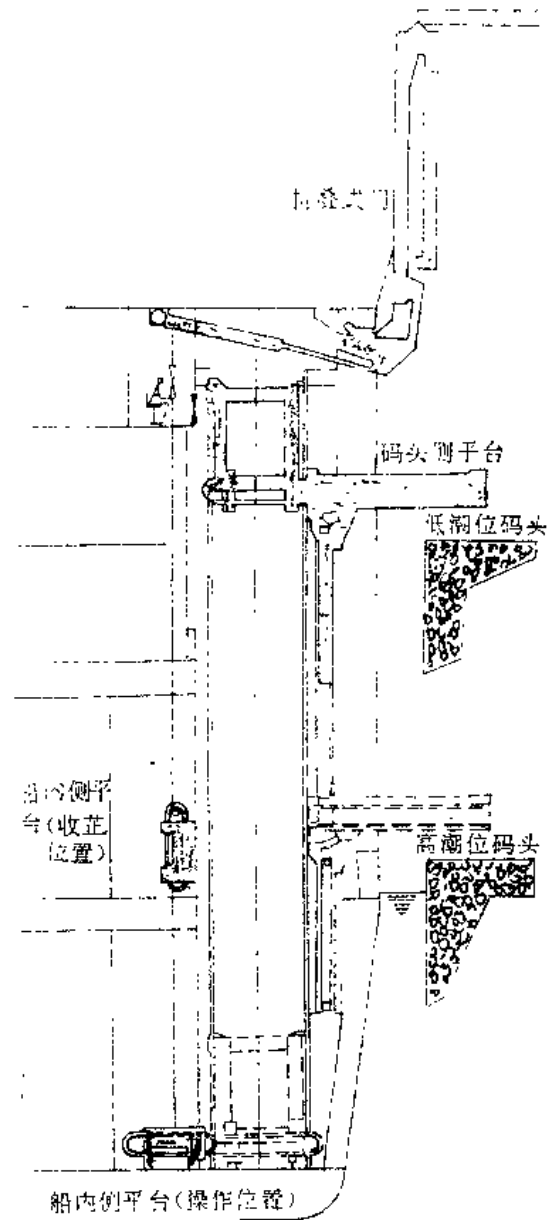


图 6—3 侧向装卸示意图

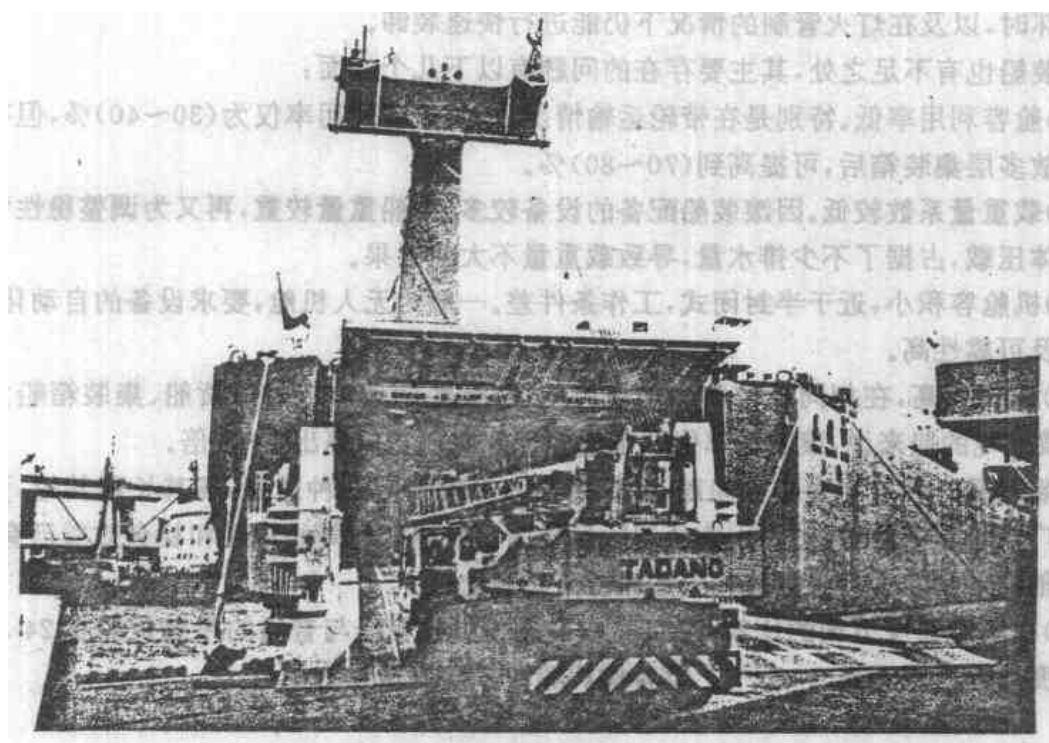


图 6—4 花园口轮

§ 6—2 滚装船的特点及其经济性

滚装船目前已发展为航运业中的重要船型之一。滚装船型与常规船型相比有较大的特点：

(1) 装卸速度快是滚装船最显著的优点。这在第一艘“慧星”号的首航中就充分被证明了。1963 年曾测定其装卸时间，在诺福克港用 4 小时 55 分装载 298 辆车，其相当载重量为 7971t，而在不来梅港仅用 2 小时 23 分便卸完了。第二次对装卸时间进行了更精确的测定，装载 336 辆车，相当 7772t 货，共用 5 小时 8 分。近年建造的 5000t 级左右的滚装运输船一般每小时能装卸 2000t 货以上。总的来说滚装船的装卸速度可达普通干货船的十倍，因此使用滚装船解决发展中国家港口拥挤、积压船舶是非常有效的方法。第三代滚装船交船后，装卸速度更快，采用“LUF”系统进行装卸，一次通过跳板的运量可达四百吨货物。

(2) 滚装船对码头要求不如全集装箱船高，能在没有装卸桥和重型门吊等起重设备的普通码头装卸货物。新建滚装码头所需投资少，一般仅占全集装箱码头所需投资的 25%。

(3) 适应现代工业发展的需要，能载运各种特殊货物，如象整套钻井设备、核反应堆、巨型变压器等，对具有起重机械的码头来讲，其起重能力也无法胜任，一定要另租用吊车或港口起重船才能解决，但滚装船能承担这类特重、特大件的运输任务。

(4) 将陆路运输与水路运输联合起来，为实现门到门综合运输提供了可靠的设备，各种车辆在船、港之间的运输无须倒转，减少中转装卸环节，可不占码头上堆放场地，使运输过程合理化。

(5) 机动灵活，不仅可在大型港口装卸，同时在一些设备较差的中小型港口也可以装卸，便于为中小港口作二次运输，为大港口作集、散服务。

(6) 利于平战结合, 由于该船型对码头设备的依赖性较小, 装卸设备可以带在船上, 车辆可以自行上下, 因此在战时可不经改造即可装载坦克、导弹等武器装备、机械化部队。在战时码头遭受破坏时, 以及在灯火管制的情况下仍能进行快速装卸。

滚装船也有不足之处, 其主要存在的问题有以下几个方面:

(1) 舱容利用率低。特别是在带轮运输情况下, 其舱容利用率仅为(30~40)%, 但在露天甲板上堆放多层集装箱后, 可提高到(70~80)%。

(2) 载重量系数较低。因滚装船配备的设备较多, 空船重量较重, 再又为调整稳性常需加面体或液体压载, 占据了不少排水量, 导致载重量不大的后果。

(3) 机舱容积小, 近于半封闭式, 工作条件差。一般为无人机舱, 要求设备的自动化程度、遥控程度及可靠性高。

(4) 造价较高, 在相同吨位和船速条件下, 滚装船的造价较普通货船、集装箱船为高。对15000载重吨的船来说, 滚装船单位载重量的造价要较它们高出1~2倍。

滚装船是一种技术密集型船舶, 我们应深入开发研究这种船型, 扬其长避其短, 更好地采用和推广这种新的运输方式, 因为从国际运输中滚装船的良好经济性和社会效益已有证明。瑞典曾对他们经营的远洋滚装船作一些经济分析和比较:

(1) 在装卸速度方面的比较: 滚装船和格栅式集装箱船与普通的吊装货船在24小时中的装卸速度比较表示于表6-1中。设普通货船装卸速度指效为1。

表 6-1 装卸速度的比较

商品种类	滚装船	普通货船	格栅式集装箱船
集装箱	2	1	2
混合单件货	5-10	1	—
货 盘	4	1	—
纸	3	1	—

由表6-1可见滚装船的装卸速度比一般货船为高, 特别是在装卸混合单件货时比一般货船高4~9倍。在装卸集装箱时装卸速度也近于集装箱船。目前中、小型滚装船已达到每小时装或卸2000t货。

(2) 运输成本的比较: 在年运量相同的条件下, 滚装船每吨货物的平均运费般低, 此可由表6-2中看出。其中集装箱船队包括用普通货船作剩余货物运输。

(3) 码头装卸费用的比较: 按单纯搬运40个集装箱所需最少的人力物力来计算, 以瑞典某港1975年的价格为准, 列于表6-3。由表可见, 在集装箱与部分非集装箱化货物的综合运输中滚装船的经济性已优于吊装集装箱船, 码头装卸费用能降低60%左右, 这里尚未比较中转、场地等费用。

表 6-2

集装箱船与远洋滚装船比较

项 目	吊 装			滚 装
	格 栅 式 集装箱船	为 剩 余 运 输 服 务 的 普 通 货 船	格 栅 式 集 装 箱 船 + 普 通 货 船	有 尾 斜 跳 板 的 滚 装 船
舱 容 %	73	27	100	100
分 格 一 美 元				
装 卸	9.1	25.2	13.5	5.7
终点需用(劳动力、设备)	24.2	15.7	21.9	18.7
港务部门	3.9	9.1	5.3	2.8
港口税、领港和拖船等	2.6	2.6	2.6	2.1
集装箱	14.8	10	11.1	6.7
航行费用	11.3	24.2	14.8	14.1
船的折旧费	23.6	31.4	25.8	29.5
加油费	16.6	15.8	16.4	18.8
港内	0.5	2.3	1.0	1.6
平均运费指数/t	106.6	127.3	112.3	100

表 6-3

滚装船与集装箱船在码头上的装卸费用

码头人员及设备	价 格	吊装集装箱船		滚 装 船	
	项目/小时 (瑞典克朗)	人或设备 数 目	价 格 (瑞典克朗)	人或设备 数 目	价 格 (瑞典克朗)
管理人	59	1	59	1	59
领班	54	2	108	4	216
铲车司机	47	8	376	10	470
起重机司机	47	4	188	0	0
助手	47	4	188	8	376
信号手	47	3	141	2	94
计算员	47	3	141	4	188
总人数		25		29	
转附加费			793		926
总劳动价值			1994		2329
侧向搬运车	343	8	2744	0	0
铲 车	172	0	0	10	1720
集装箱起重机	900	2	1800	0	0
设备总费用			4544		1720
每小时总费用			6538		4049
搬运每个集装箱费用			163.45		101.23

在东京至北海道航线上,滚装船运输活跃。日本统计了该航线上普通船、集装箱船及滚装船的运量,列于表 6-4 中。

表 6-4

三类船的运量比较

船 种	普通船	集装箱船	滚装船
载货量(t)	6000	5000	3000
装卸时间(d)	$6\frac{1}{2}$	1/2	1/2
航行时间(d)	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$
航次时间(d)	8	2	2
单船日运量(t/d)	750	2500	1500
造价比较	1	约 1.5	1

单从表 6-4 看来,滚装船造价既高,效率也比不过集装箱船,看不出多大优越性。但就日本沿海而言,它有着很强的竞争能力,原因如下:

(1)与集装箱船相比,虽然集装箱船的载货量大,但港口投资也大,而且要有大量的货源集中在港口,整理好次序才能装运。滚装船则不需这些条件,更方便开展门对门的运输,机动灵活,受到货主欢迎。

(2)与普通船相比:花同样的投资造两艘普通货船,虽说也可以完成同样的运量,但加一条船就增加一条船的人员工资、燃料费、港口费、维修费等。货运实际成本比滚装船要高得多。再加滚装船装卸时间短,货运周期快,这就更能把货物从普通货船那里吸引过来。

我国也结合国内滚装船营运情况作过经济分析,结果参见图 6—5。其以 6000t 滚装船为例。该船包括资本、开支的总成本高达 1.8 万元/天。假定资金回收年限 $n=8$ 年。由图可见,利率在 19% 以下的总成本在收入线以下。图中阴影区为可获得的纯收入。

总之,滚装运输的最大特点是装卸效率高,然而造价也高,货舱利用率低。因此,滚装船最适宜于装卸频繁的短程航线。日本人提出,滚装船适宜于航程小于 400n mile 的航线上。因为航程短,停港装卸作业的时间在整个运输过程中占百分比大,这正是滚装船待以发挥特长的地方。至于长途的远洋运输中,滚装船目前主要处于补充地位。但随着运输条件的变化,滚装技术的进一步提高,滚装船必将向大型远洋方向发展。

值得指出的是,最近几年来,有把滚装技术与其它各种类型货船相结合而出现不少新的混合船型。如图 6—6 显示的一种散货—油—滚装混合船,能载运干货、油及滚装货,实际成为更

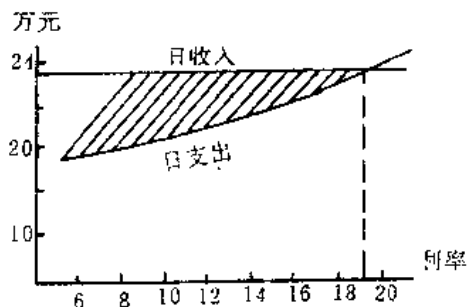


图 6—5 6000t 滚装船成本曲线

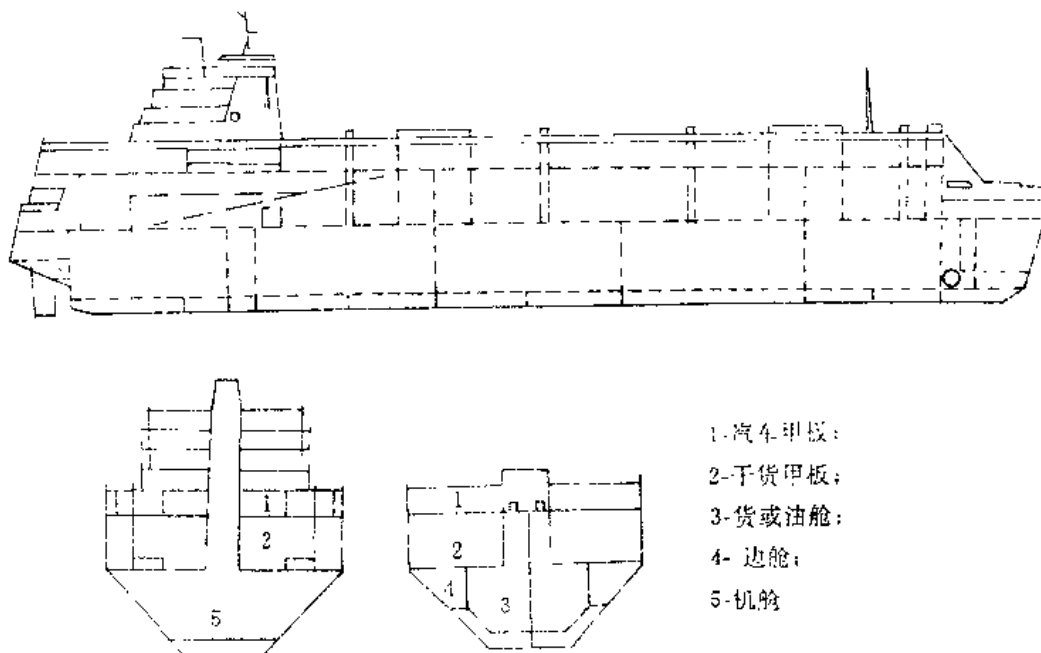


图 6—6 散货—油—滚装混合船

灵活的通用船。甚至还有人提到半潜式滚装船的概念,见图 6—7。混合船型的经济性主要取决于来往货源的流向,与是否经常有充足的货源及有计划地组织与安排,否则将丧失混合船型的优点,反而增加船舶复杂性和造价。

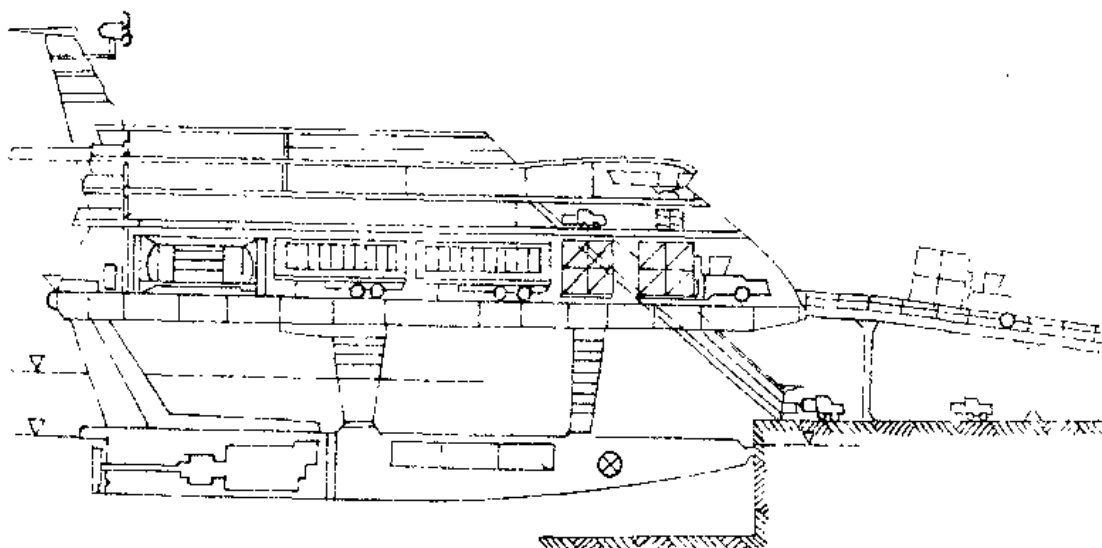


图 6—7 半潜式滚装船

§ 6—3 滚装船的主要参数

滚装船的设计首先也是从决定集装箱装载数或舱容和船速开始的。根据船主提出的主要航线,分析航线上所停靠港口的装卸能力、速度、码头装卸费用,在码头上停靠时间,港口到内陆的联运能力,是否有门到门运输的要求,其滚装工艺是带轮运输还是铲车作业,或者二者混合等。使用滚装船是否充分发挥滚装运输的优点,在正常货运情况下的货运量,以及所装载的集装箱的尺寸、箱数、车辆的尺寸与数量,这些都是要研究的项目。若有混合装载情况,则要决定两者的比值,然后综合各种技术经济指标来决定配备船舶的艘数,确定每艘船的装载数、载重量及服务船速。

一、载重量、载重量系数及单位载货容积

滚装船的载重量除了货物、集装箱、车辆、燃料、淡水、人员等外,还包括相当数量的压载水

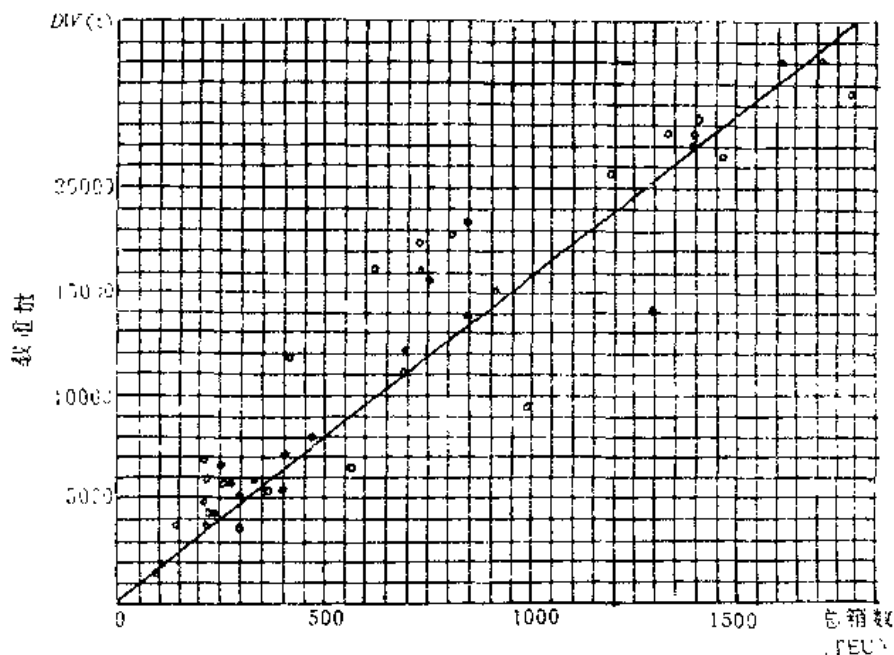


图 6—8 载重量—总箱数

重量。后者是根据稳性要求而确定的。图 6—8 是总箱数对载重量的统计关系。

滚装船之载重量系数略低于吊装集装箱船。载重量系数与船舶结构型式、船速、线型、主机功率、压载水重量有关，一般在 0.28~0.63 范围内。如增加上甲板载量， η_{DW} 可显著提高，达到 0.45~0.65。随着尺寸的增长， η_{DW} 增长缓慢。图 6—9 为船的速长比与载重量系数之间的统计关系。用数学回归后得下式，可作为设计初期估算用。

$$\eta_{DW} = 0.81 - 0.84F_n = 0.81 - \frac{V}{4\sqrt{L_{pp}}}$$

式中：V—船速，kn；

L_{pp} —垂线间长，英尺

单位载货容积系指船舶载货容积与载重量之比，它直接影响到重量指标与主尺度比值。对于通用滚装船该比值在 3~5m³/t 范围内，对于装运小车和拖车的滚装船该值可达 10m³/t 以上。

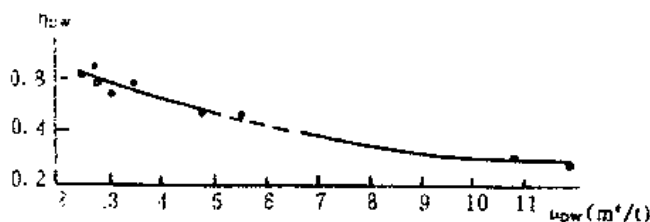


图 6—10 $\eta_{DW} - \mu_{DW}$

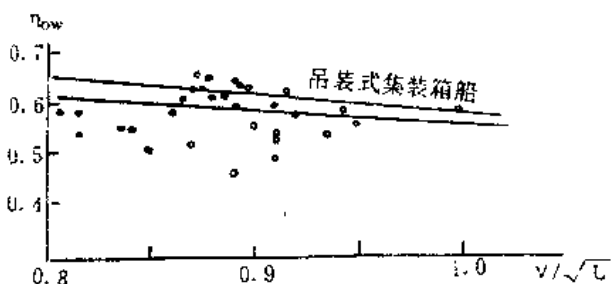


图 6—9 载重量系数—速长比

滚装船之单位载货容积较高，意即容积利用率 μ_{DW} 较普通船低。容积利用率 μ_{DW} 系指载货容积与船长、船宽、型深乘积之比。滚装船的 μ_{DW} 一般为 0.45~0.55，少数达 0.57~0.59。 μ_{DW} 随载重量系数的增加而减少，参见图

6—10。

二、船速

滚装船的船速一般在 13~25kn 范围内，可根据航线、货运量、周转率、经济性等因素综合而定。据现有实船统计，载重量 15000t 级以上大型远洋滚装船的服务速度为 20~25kn，20000t 级多为 22kn。近年来因能源危机，油价上涨，新建造的第三代滚装船多数为 20kn 左右。载重量在 7000 至 15000t 间的滚装船，其服务速度为 18~20kn。载重量在 3000t 以下的滚装船多属短途运输或载集装箱之用，船速在 13~16kn 之间。

总的来说滚装船仍属高速船舶，其傅氏数在 0.23~0.30 之间，速长比在 0.7~1.0 之间。

三、方形系数

方形系数和傅氏数的统计关系可参见图 6—11。苏联学者提出以货舱容积 2 万 m³ 为界，大、小滚装船可分别按下列公式求 c_b ：

对小型滚装船 $c_b = 1.08 - 1.68F_n$ 。

对大型滚装船 $c_b = 1.00 - 1.68F_n$ 。

我国宋德华同志认为上两式不够妥当，因小型滚装船的船长短，速长比大，很难选取较大的方形系数。他根据近年滚装船统计资料，用数学回归得下式。该式适用于载重量自 3000t 至 12000t 左右的船舶。

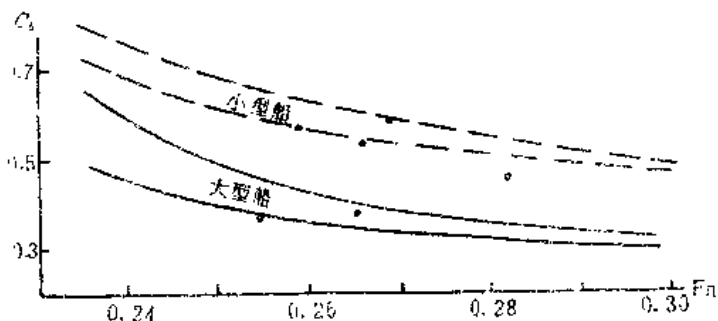


图 6—11 方形系数—傅氏数

$$c_b = 1.13 - 2.99F_v + 3.75F_v^2$$

$$= 1.13 - 0.889 \frac{V}{\sqrt{L_{pp}}} + 0.3307 \times \left(\frac{V}{\sqrt{L_{pp}}} \right)^2$$

四、主尺度

滚装船的主尺度受滚装工艺、集装箱数目、所需的甲板面积和货舱空间的影响,与一般货船不同。对滚装船尺度的选择有二种方法:一是先同普通货船一样选优尺度,后再据货物单元尺度确定尺度;另一方法是据货物的单元尺度先选定横剖面的型深及型宽,后再确定其余主尺度。总之,对此类船型的尺度确定,特别应注意尺度与货物单元尺度的整数倍关系,不要造成舱容损失。

1. 型深

型深主要取决于滚装工艺、堆放货物的高度、甲板的层数、舱容及稳性等因素。对带轮运输,要求船的甲板间高度大,这样舱容利用率虽低但装卸速度快。若利用铲车或码头专用拖车装卸集装箱,则舱内可堆放二层,提高了舱容利用率。

不同的货物要求不同的甲板间高,所以在考虑型深时,应充分调查货源。确定货物高度后,再计及铲车升降间隙,操作余地,甲板梁挠曲等定出甲板间净高,推求出甲板间高,甲板层数,从而确定型深。不同货物所需的贮存净高度可参见表 6—5。当然,在选择甲板间净高时,尚应考虑不同车辆与货物的组合,以提高船舶载货能力。

表 6—5 装载不同车辆、集装箱所需的净高

类 型	货物高度 (米)	叉车升降间隙 (米)	余地 (米)	甲板梁挠曲 (米)	甲板间最小净高 (米)
8 英尺高标准集装箱 (一层)	2.44	0.42		0.1	2.96
8 英尺高标准集装箱 (二层)	4.88	0.5		0.1	5.48
8 $\frac{1}{2}$ 英尺高标准集装箱 (一层)	2.59	0.42		0.1	3.11
8 $\frac{1}{2}$ 英尺高标准集装箱 (二层)	5.18	0.5		0.1	5.78
9 $\frac{1}{2}$ 英尺高标准集装箱 (一层)	2.896	0.42		0.1	3.42
9 $\frac{1}{2}$ 英尺高标准集装箱 (二层)	5.792	0.5		0.1	6.4
拖车 8 英尺高集装箱 (一层)	3.8		0.2	0.1	4.1
9 $\frac{1}{2}$ 高集装箱 (一层)	4.30		0.2	0.1	4.6
MAF1 拖车 (一层) 8 英尺高	3.05		0.2	0.1	3.35
MAF1 拖车 (一层) 8 $\frac{1}{2}$ 英尺高	3.22		0.2	0.1	3.52
MAF1 拖车 (二层) 8 英尺高	5.6		0.2	0.1	5.90
MAF1 拖车 (二层) 8 $\frac{1}{2}$ 英尺高	5.9		0.2	0.1	6.2
LUF 系统 (二层) 8 英尺高	5.7		0.2	0.1	6.0
LUF 系统 (二层) 8 $\frac{1}{2}$ 英尺高	6.0		0.2	0.1	6.3
LUF 系统 (二层) 9 $\frac{1}{2}$ 英尺高	6.82				7.15
小汽车	1.7		0.2	0.1	1.9
客 车	2.8		0.2	0.1	3.1
自轮设备	2.8—3.4		0.2	0.1	3.1—3.7

滚装船的主甲板是舱壁甲板、干舷甲板,又是货物运送、集散的甲板,此甲板的位置与安装跳板处的高度有关,应考虑到货物的各种装卸情况、吃水变化和潮位变化,在允许的纵横倾条件下,都能保证货物的装卸。当然还需考虑满足规范的要求,抗沉性和稳性的要求。

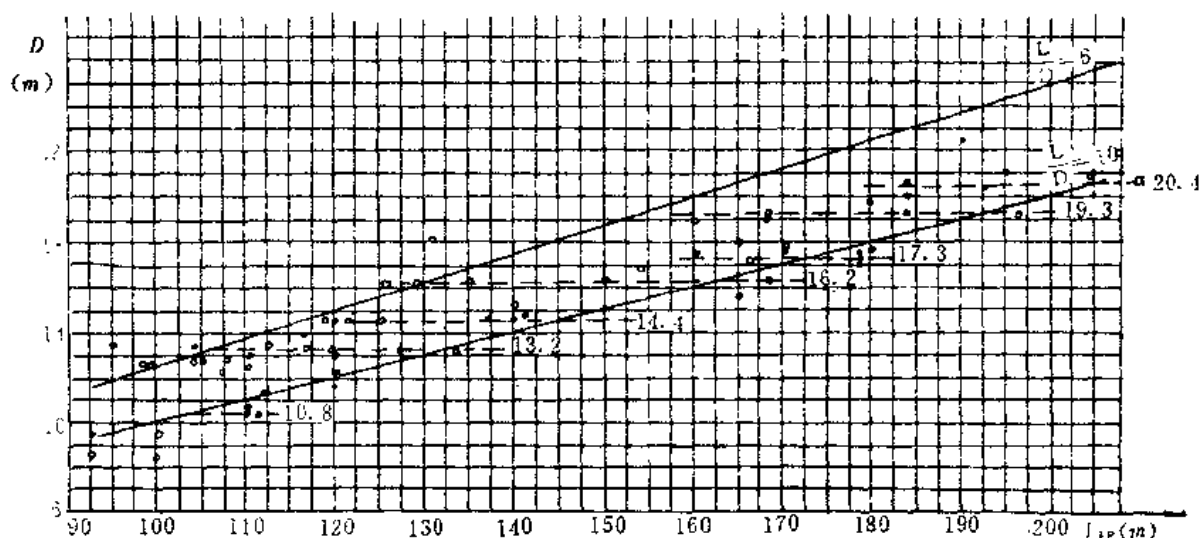


图 6-12 型深—垂线间长

统计滚装船的型深和垂线间长的关系表示在图 6-12。由图可见,型深的变化是阶梯跳跃式的,这和型深是根据货种单元尺度选定的特点有关。苏联学者统计的型深和载重量的关系曲线见图 6-13。

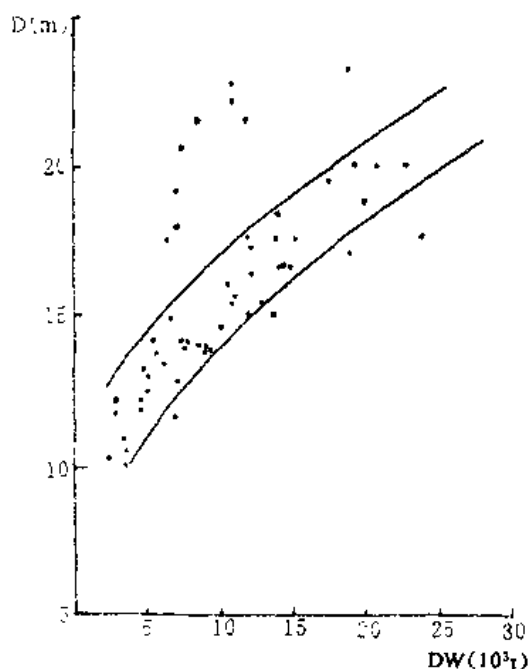


图 6-13 型深—载重量

2. 型宽

型宽应为装载货物单元宽度的整数倍加上货物之间的间距、货物与舷侧的间隙,故宽度应为:

$$B = An + a(n-1) + 2c + 2h \quad (\text{m})$$

式中: A —货物的单元宽度, m ;

n —货物的列数;

a —货物之间的间距,最小为 0.3m ;

c —货物与舷侧的间距,约为 $0.3 \sim 0.6\text{m}$;

h —肋骨高度, m 。

在舷侧设置纵向边水舱或甲板室围壁而具有纵壁时,上式应改写为:

$$B = An + a(n-1) + 2c + 2b$$

式中: b —纵壁与外板的间距,最小值约 1.1m 。

型宽大于 22m 以上者,一般在中线而上设

支柱,则船宽值尚需计入支柱之直径。

除了考虑布置因素外,选取型宽还应考虑稳性、快速性、摇摆性等因素。一般露天甲板上堆放集装箱层数越多,则为满足稳性要求,必需加大型宽或增加双层底舱的压载量。此外,航道的限制条件也不能忽略,如通过巴拿马运河,船宽小于 32.3m 。当然,滚装工艺对船宽也有影响,选取型宽时要兼顾不带轮运输与带轮运输两种工艺,充分利用舱容。表 6-6 给出典型滚装船

的型宽。

表 6—6 典型滚装船的型宽

载集装箱或货车的列数	4	5	6	7	8	9	10
典型的型宽(米)	14.2	16	19.2	21.7	26.5	29.6	32
货物的宽度(米)	9.8	12.2	14.6	17.1	19.5	22	24.4
货物间间隙(米)	0.9	1.2	1.5	1.8	2.4	2.7	3.0
货物与舷侧间隙(米)	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
支柱宽度和货物与支柱间隙(米)					1.2	1.4	1.4
所需最小净宽(米)	11.9	14.6	17.3	20.1	24.3	27.3	30
选取典型宽度后能适应铲车装卸方式堆放	能横放二排		能二纵二横 (间隙较小)	能横放三排	能横放四排	一舷横放二排, 一舷纵排, 放五列	一舷横放二排, 一舷纵排, 放六列

图 6—14, 图 6—15, 图 6—16 分别给出滚装船船宽与载重量、船长及型深的关系, 可供设计初期参考。由图可见船宽变化有不连续的特性。

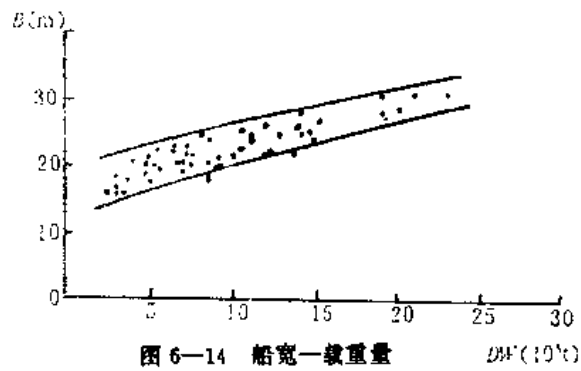


图 6—14 船宽—载重量

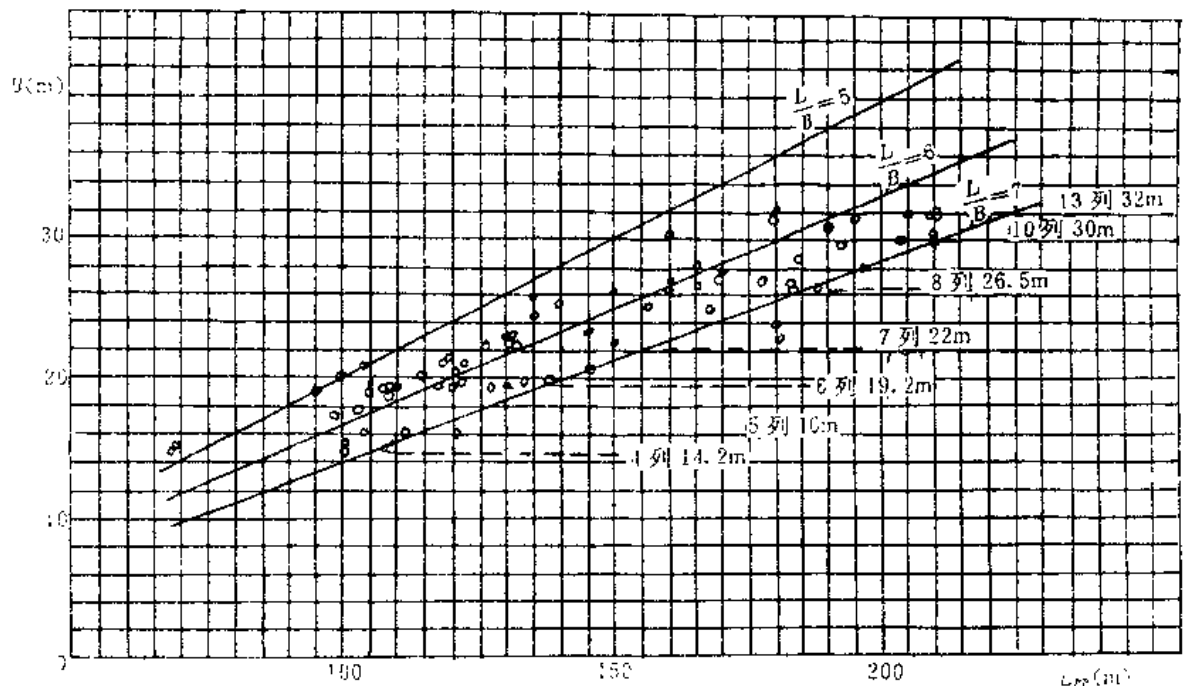


图 6—15 船宽—船长

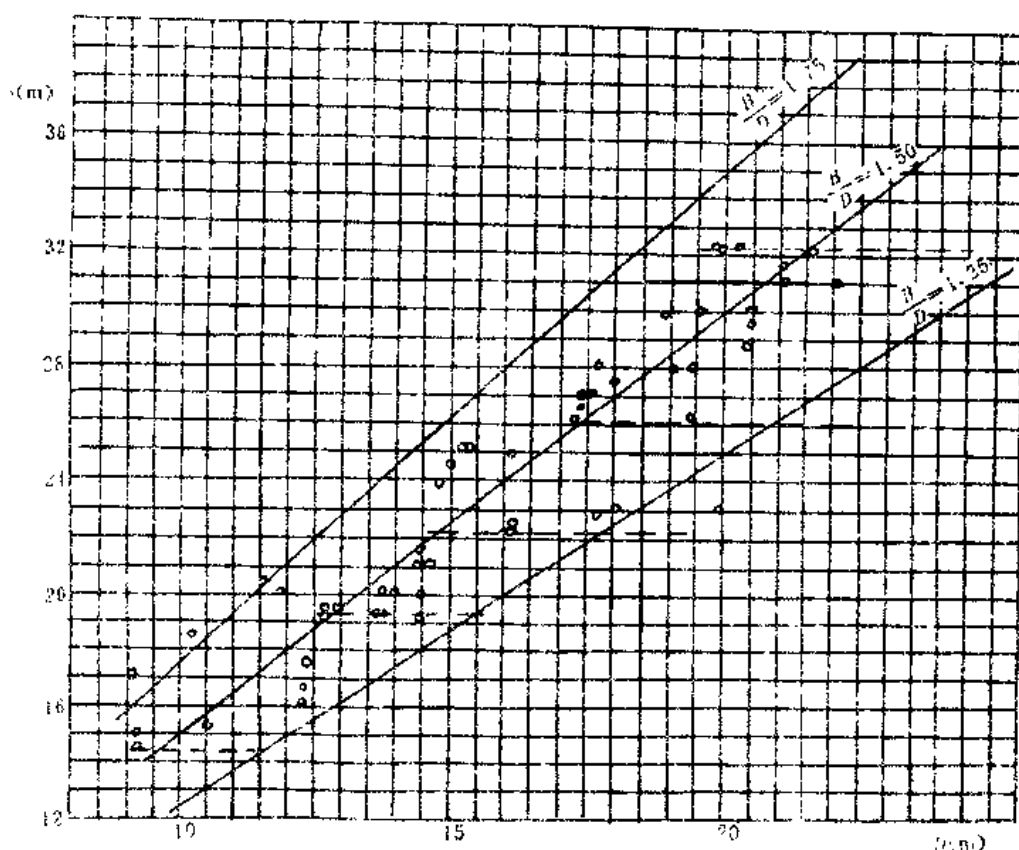


图 6—16 船宽—型深

3. 船长

船长除应考虑布置要求、快速性、耐波性、载重量等因素外,主要取决于集装箱的装载量。在设计初期可按图 6—17 初估船长,也可用下列数学回归式计算出船长初值。

$$L_{pp} = 67.26 + 0.1165DW - 0.3248 \times 10^{-6}DW^2 + 0.3114 \times 10^{-1}DW^3$$

在已知集装箱布置的行数和拖车的行数后,确定好首尾尖舱长度,并兼顾考虑首尾线型的尖削程度,就可确定船长的数值。也可根据下列近似公式估算:

$$L_{pp} = \frac{1}{K}[ml + (m-1)a]$$

式中: K —考虑首尾尖舱长度的系数,可

取为 0.9~0.95;

m —集装箱或拖车的行数;

l —集装箱或拖车的长度, m ;

a —集装箱或拖车的纵向间隙,可取为

0.6 m 。

4. 设计吃水

设计吃水的确定可据排水量的要求及航道限制条件而定,在初始设计阶段可据图 6—18 中的曲线初估船舶的吃水范围。

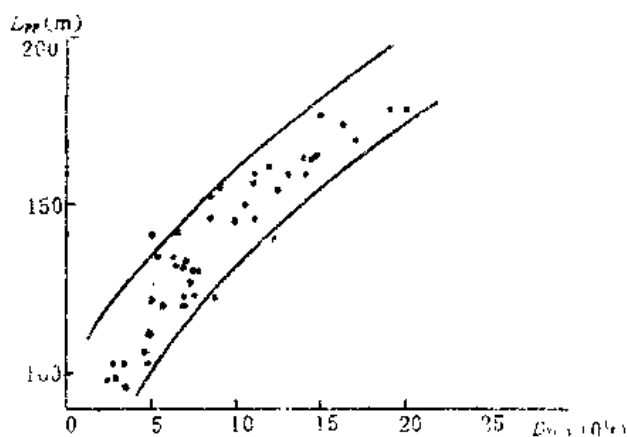


图 6—17 船长—载重量

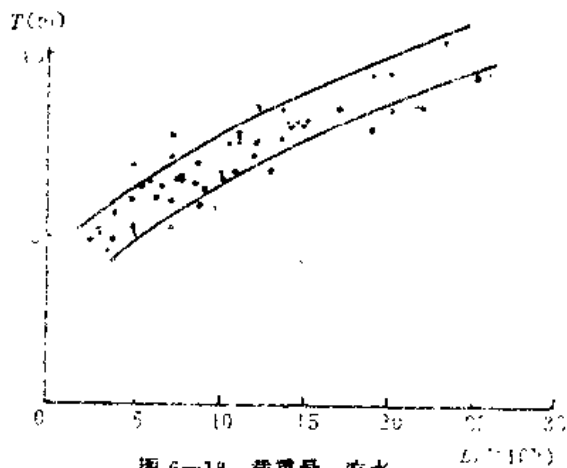


图 6-18 载重量—吃水

在各项尺度确定后,可检验其主尺度比值。图 6-19 及图 6-20 给出实船主尺度比的统计曲线。

5. 船舶重量估算

在舱容相同的前提下滚装船钢料重量比普通货船重 5~10%,而设备重量比普通货船小 20%~30%,因其无起货设备及仓口盖等设备。根据舱容统计的船体钢料与舾装设备的重量可参见图 6-21。

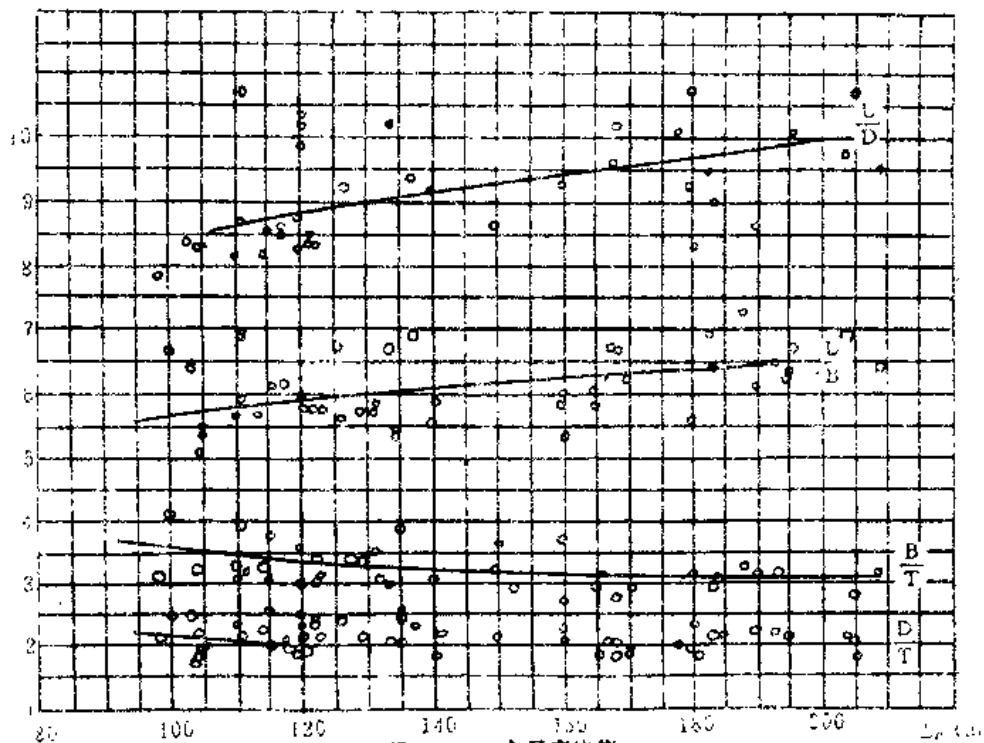


图 6-19 主尺度比值

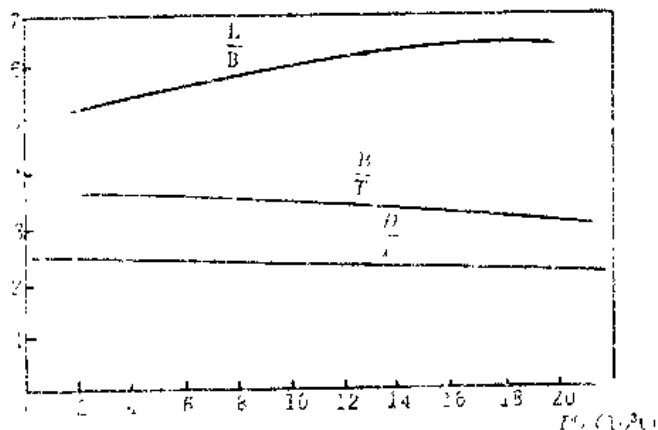


图 6-20 尺度比—载重量

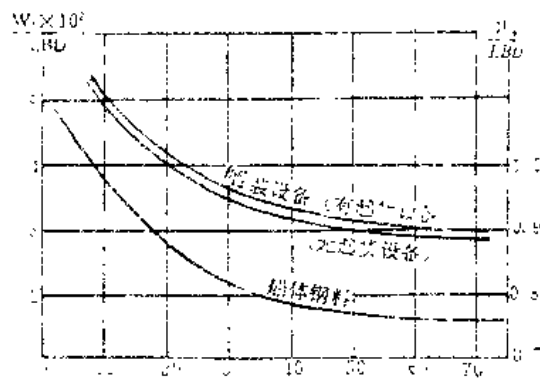


图 6-21 船体钢料与舾装设备重量

苏联学者提出空船重量之统计资料,见图 6-22。其中实线为北欧统计资料,大多数考虑冰

区加强,虚线代表美国建造的滚装船统计资料,其中因计及运输军用车辆、导弹等船体结构的特殊加强,及吊杆设备的配置,故其空船重量系数较高。

从结构型式分析,滚装船与普通干货船不同之处是:1)滚装船载货甲板主要供装载拖车货物,因而既有静载荷,也有动载荷,所以重量大大超过尺寸相近的普通干货船的甲板重量;2)货舱少,横水密舱壁不通到上甲板,主横向舱壁的重量比普通干货船主横向舱壁的重量较轻。其余各项重量计算可取与普通干货船同样的估算方法。

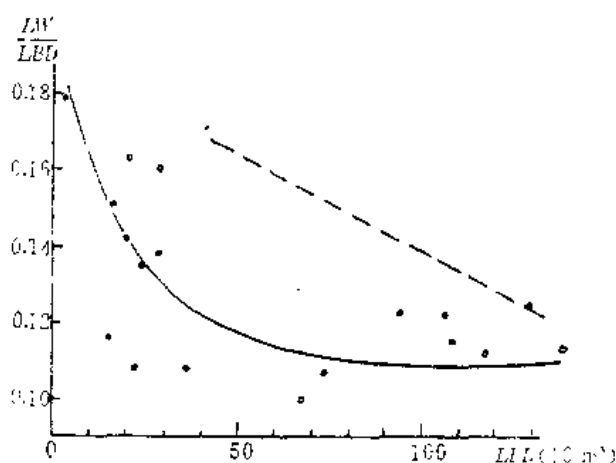


图 6—22 空船重量系数

最后值得提到的是,以上各项因素有个相互配合的问题,除了满足浮力方程外,某一因素的改变,对船舶的经济性都会产生影响。

§ 6—4 型线设计

滚装船型线设计中的主要矛盾是:高速度要求对应瘦削的型线;为了港内具有良好的操纵性要求较小的长宽比;为了能合适地装载集装箱和拖车要求大的宽度。这些相互矛盾的要求需要全面兼顾解决。

滚装船由于速长比高、船宽大、浮心较后(约为船中后 3%~4.5%处),主尺度与各系数相互的配合不如普通船好,增大了形状阻力。故大多数滚装船都在首部设置球鼻首,以达到减少剩余阻力的目的。据国外试验资料比较知,加球鼻后剩余阻力能减少(20~35)%。

目前滚装船的前体船型一般分为 U 型及 V 型两种。在满载情况下二者具有大致相同的阻力特性,在船体宽度受限制的情况下又具有较好的附加稳性。但是,当吃水低于 0.75 设计吃水时,V 形高球首破水,引起阻力增加,而低球首仍保持它的优点,所以 V 形首体最好用于首吃水变化较低的船舶上。

滚装船的后体型线设计中,主要的问题是避免或者减少螺旋桨的空泡及螺旋桨对船体的振动。设计人员希望后体船型及螺旋桨轴系布置尽可能在螺旋桨区域内给出伴流,另外也希望船舶能有附加稳性,因为巴拿马运河的航线限制了船舶的宽度。应用普通单桨后体型线,在高速情况下经常不能成功,船体振动剧烈,另外设计水线处的面积惯性矩较小,不能保证船舶具有足够的稳性。

日本佐野安造船公司根据对能适用于滚装船的线型进行了相当广泛的研究,研制了双尾型线。这种型线被证实是成功的,中速范围后阻力降低,推进效率高,船有良好的操纵性,又增加了装载容量,稳性良好。

滚装船型线可参考集装箱及多用途货船。瑞典海事中心提出的尾鳍后体型线,参见图 6—23,上图的型线稳性高,后体排水量大,能达到缩短船长的目的。下图的型线,桨和船体有很宽的间隙,可免振动。瑞典还提供具有小和大的 V 型首型线,见图 6—24。

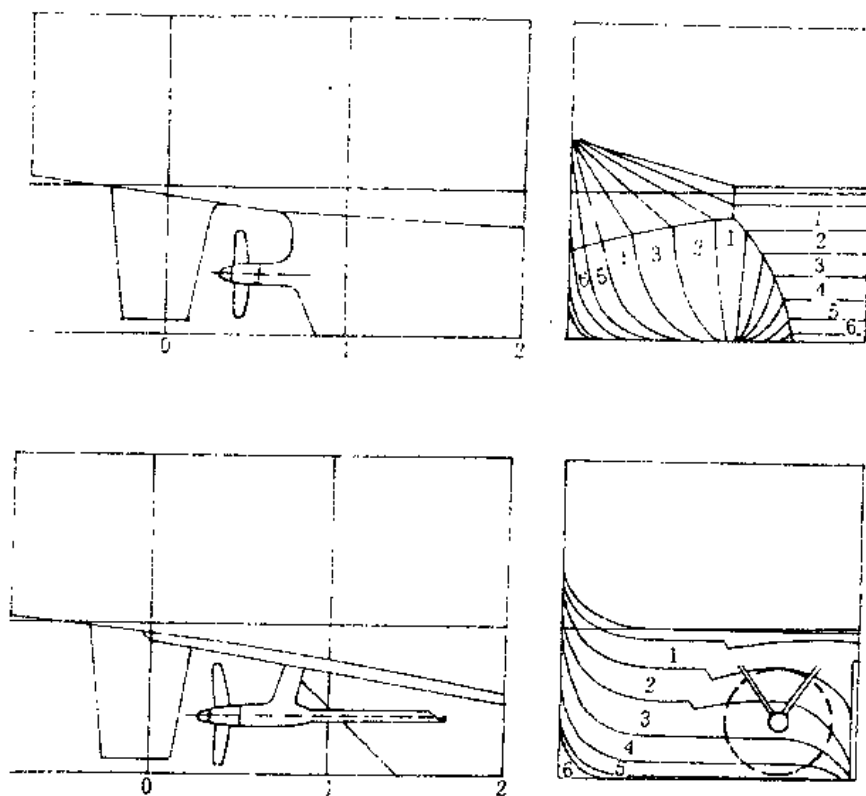


图 6-23 滚装船后体型线

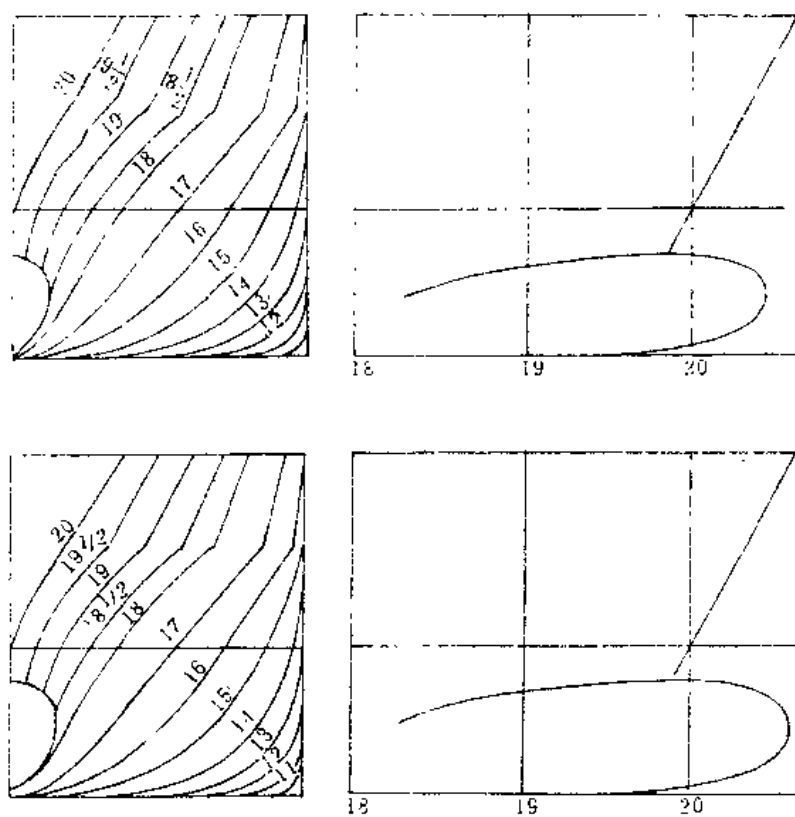


图 6-24 集装箱船前体型线

§ 6—5 船体结构

滚装船船体结构的主要特点是:为滚装货物提供甲板间最大的舱容,甲板间净高要求大,为了装货和便于舱内车辆的行驶,舱内一般不设或少设支柱与横舱壁。

从现有的一些实船校核表明,滚装船的总强度问题不大。各层甲板无大开口,故扭转强度也不是主要问题。只是要注意,滚装船的最大总纵弯曲力矩常出现在码头装卸时。因为多数滚装船上,设有较宽的车辆甲板和高大的上层建筑,而水下部分是根据船速的要求,选取较小的方形系数。此种型线是两端尖削,浮力大部分集中在船中部分,而上层建筑结构以及跳板等设备多布置在两端。此外,在码头装卸过程中,常靠调节首尾压载大量的压载水来调整吃水,保证跳板的正常工作条件。故在装卸时,对船体产生的静水纵向弯曲力矩是在船底受压的情况下为最大,而在波浪上的弯曲力矩反而相对地显得小些。故滚装船通常是典型的中拱船,计算总纵强度时,除计算航行状态外,还应计算在码头装卸时的总纵强度。为保证船体的总纵强度,滚装船的强力甲板和船底一般采用纵骨架式,如采用横骨架式时,将予以特殊考虑。

滚装船整个货舱尽量少设横舱壁和支柱,因此与普通货船相比较,横向强度相对较弱,设计时可用局部舱壁、强肋骨和强横梁等代替之,以保证船体的横向强度。目前滚装船的强横梁较密,有时隔 2 至 3 档就设一强横梁,有些船设箱形强横梁兼作货舱通风用,这也反映了加强横强度的愿望。滚装船上也有以每隔一档设置强肋骨来代替常规的每隔两档肋骨设置强肋骨的设计,这给船主带来的好处是减少船舶的登记吨位。因为每隔一档设置强肋骨时,强肋骨的空间是允许扣除的。其缺点是船体钢料重量显著增加。密设强肋骨和强横梁的另一优点是可减少强肋骨和横梁的尺寸,由此可获得最大的载货面积。

滚装船常在第一或第二甲板下设置双层船壳,这视船的尺度而定。因滚装船瘦削的型线和所运输货物的几何特性,设置双层船壳能使货舱空间得到合适的形状,同时在低位置的双层船壳内充满压载水后,能在上甲板上装载大量集装箱,改进了船舶的营运性能。双层船壳的边舱也常作为减摇水舱和横倾平衡水舱。设置双层船壳后,也减少了通风量及二氧化碳的容量,降低了费用。当然,双层船壳还增加了船舶强度和安全性。

局部强度对滚装船来说是个很重要的问题。对于传统的货船,作用在甲板上的负荷是均布的,但滚装船除考虑均布负荷外,尚需注意由车辆传送的集中负荷。可根据规范对承受轮负荷的甲板进行计算,主要计算板厚和扶强材的尺寸,选择最严重的轮负荷作为设计负荷,为使设计最佳,应知道不同车辆的轮印和压力。假如部分货舱运载重负荷或其它重货,应对那个区域的甲板强度进行严格校核,除增加板厚和扶强材尺寸外,还应进行板架分析。集装箱角隅下的甲板承受点负荷,一层集装箱可以自由放置在板厚和扶强材很好地结合的甲板上。如果集装箱多于一层,则位置应固定,角隅应由板下面的构件来支撑。如果可能,则调解桁与扶强材之间的距离以便与集装箱角隅间的距离相对应,否则必须加设扶强材或肘板。

滚装船上设有通道,各层甲板的开口,尾部开口(有些可能有艏、首部开口),出入口处等。一般在开口处均配置大型升降设备或坡道。升降平台一般都设计成箱形,上有钢板、下有强横梁、桁材和扶强材。如用其他形式或其他材料,须特殊考虑。各开口处四角应为园角,四周要补强并保证水密。如“南口”轮的甲板开口处设一个承受 50t 负荷的升降平台,并兼作水密盖。为了使开口角隅处不变形或尽量减小变形,以保证水密,为此,在开口四周的框架板厚达 38mm。

另外要提到的是,滚装船为平甲板型,通常无舷弧和梁拱。

§ 6—6 滚装船的安全性

自 60 年代开展滚装运输以来,已有 356 艘滚装船发生海难事故,其主要原因是由于稳性和抗沉性问题,其次是消防通风问题,海难事故中多数是翻船和沉船,少数是火灾损坏。因此该类船对稳性、干舷、抗沉性、防摇和消防通风等与常规船有不同的特殊规定和要求。此外对船舶的操纵性,亦至关重要。因为这种船型靠离码头频繁,受风面积又大,所以对操舵装置和首尾侧推装置亦必需重点研究。

一、稳性

滚装船由于舱容利用率低,必须加装上甲板货箱来提高载货能力。另外由于货箱或铲车作业高度的要求,使滚装船的型深比较大,这样导致货物重心升高。为了保证航行和装卸的安全,必须使船具有一定的初稳性高度。我国《海船稳性规范》(1986 年)规定此类船初稳性高度经自由液面修正后应不小于 0.3m。但是对于滚装船来说,光注意稳性下限值是不行的。在整个航行过程中,要避免出现过高的初稳性值,以免出现短的横摇周期及大的横向加速度,使旅客晕船和车辆、货物的移动,以致加剧横倾而造成失事。

在吊装船上,由于是垂直装卸,货物必须是顺序地往下装载,重心在垂向的移动没有急剧的变化,又由于在前后方向上,也可以从装卸次序上考虑以避免极端的纵倾。而滚装船由于水平方向装卸货物,必然会需要把剩余在上甲板上的货物从中间甲板向下运输。如果有下舱,有时还必须把货物下到更下的舱内。因而在装卸中特别是在货物上下运输时,其重心移动对于稳性来说没有吊装船那样安全。再加上由于车辆的自行,前后、左右方向重心频繁移动且不理想,使船的浮态难于控制。要求装卸和驾驶人员进行比较周密的控制,还必须注意到滚装船的特征,特别是纵倾和稳性的恶化。

尾开门的滚装船较多,对于这种船型,卸货当然是从尾部开始的。由于压载水的输送能力有一定限制,不可能很强,这样在卸货开始阶段,势必形成首纵倾。由于希望得到较大的尾甲板面积和尾开口面积,滚装船的尾部型线在满载水线以上迅速外飘。而为了能容纳大直径的螺旋桨,要把满载水线以下的船体挖去一大块。一旦首纵倾值船尾抬起,船尾处的水线面积显著减少,船首处的水线面积又没有显著增加,致使稳性恶化。这种现象可从图 6—25 的一艘 12000 载重吨滚装船的例子中看到。

如图所示,在设计吃水 7.5m 处,若首纵倾 1m,稳心距基线高减少 35cm;首纵倾 2m,约减少 60cm。当初稳性值的范围在 1m 以下时,上述稳性数值的减少还是可观的,应引起设计和驾驶人员的注意。

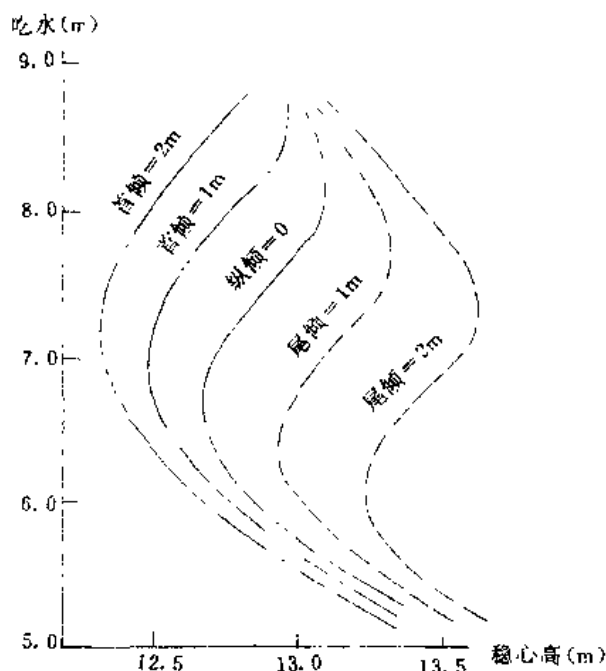


图 6—25 不同纵倾下的稳心距基线高

滚装船货种杂多,在设计阶段,要确定真正的装货情况是困难的。通常的做法是研究一系

列的装载情况,开始满载,以后逐步减少集装箱的重量,用这样的方法能得到有关稳性方面的宽广的船舶性能图谱。当然还要计及航行、装卸、码头的高潮及低潮等各种情况来计算稳性。滚装船受风面积比一般货船要大得多(水上面积一般为水下面积的3~4倍),且吃水又小,一般满足规范要求的静倾角是决定性的。

为减小因装载不均或汽车上下产生的静倾角,有的滚装船设置了减摇水舱。减摇水舱一般布置在双层底上和燃油舱之外,冬季可以防冻。大多数水舱在露天甲板上或甲板下,以适应不同的稳性要求。实测几百艘滚装船,其能减小的横摇角度达40~80%。主动式的水舱还能平衡码头装卸时所产生的横倾。当然,水舱的自由液面对稳性的修正值应计及。

为调节船的稳性,平衡纵横倾,保证码头装卸时的安全,滚装船的压载水量较大,一般为载重量的30~60%。

二、抗沉性

滚装船的沉没或翻船的概率比普通的干货船高一倍。“HERO”滚装船在北海设有紧闭舷侧开口的水密门,因风浪进水造致倾覆。“SEA SPEED DORA”77年在码头装卸时发生倾斜,甲板间舱进水,从而倾覆。1987年3月6日《自由企业先驱》(Herald of Free Enterprise)号滚装渡船倾覆,死亡很多人,引起航海界震动。总之,滚装船的不幸事故不断出现,引起人们越来越关注滚装船的抗沉性。

失事的滚装船都是符合国际载重规范和国际海上人命安全公约所要求的有关条例的。总结原因,除了操作者的失误外,大多是因水密门没紧闭,在风浪中进水,或是由于货物移动引起船舶倾侧,开口门槛的高度低于水线造成水流入甲板间舱内。本来,以上情况对于普通具有横向水密舱壁满足一舱不沉的船来讲,则完全不会倾覆,但对船体横向分隔较少的纵向统仓多层甲板的滚装船,进水后所产生的后果是完全可以想象的:“水无阻碍地向船仓冲去,并通过各种开口及没有关闭设备的风管等向其他仓流去……”。仓内的水形成很大的自由液面,其对稳性的修正值有时达3~4m,使船完全丧失稳性而倾覆,船舶沉没的时间非常短促,甚至船员连逃生的时间也没有。

现实的海损事故,促使各方面要求增强滚装运输船也能满足破损一仓后不沉。此要求与客船抗沉性相似,但是规范对于旅客少于12人的滚装船并没有提出此要求,并且在规范中对船舶所要求的最少的横隔壁数量是仅对垂向分隔的货船,而对水平分隔的货船并没有提出明确的要求。法国BV规范对此种船仅要求设置四道横隔壁,为分隔艏、艉尖仓的二道和分隔机仓的二道。而这些横隔壁仅通至干舷甲板。按这样的分隔要满足IMCO的一仓不沉要求是很困难的,因根据规定水的垂向破损范围是从基线向上无限制的,故若要满足一仓不沉必须在各层甲板间根据一仓不沉的要求设置横向与纵向的水密隔壁。为满足交通的需要,则在水密隔壁上设置无门槛的大型水密门。在各斜坡道或升降机开口,加以水密盖。第三代滚装船采取上述措施,大大提高了船舶抗沉性。虽说这样的做法舱容有所损失,造价也较高,不过为了达到安全的目的,也是值得的。对于中小型滚装船,若不能做到破损一仓不沉,应至少能保证在某些破损情况下一仓不沉。舷侧边仓(虽然此边仓的宽度小于0.2B)也能保证船舶的安全。用横隔壁隔开的舷侧边仓,在深度不大的破损下,可取得良好效果。设置双层底可大大减小船搁浅时沉没的可能性,在其他的海损情况下还可保证储备浮力。

对于抗沉性计算中76mm的限界线,大多数学者提出质疑。认为此值是人为的,不足以保证船舶沉没后的储备浮力,应予加大,但是,也有人指出,船舶干舷加大后,船体更加高大,货物

也堆得高,对船舶稳性、动力、造价等都有更高的要求,经济上不见得好。总之,针对滚装货船的事故,特别是滚装渡船的海损率,学者一致认为常规计算客船分舱及破舱稳性的衡准不适用滚装滚船,要对干舷、抗沉性衡准进行修正。许多国家都提出各自不同的要求。日本政府规定所有船长大于70m的滚装渡船,不论航区都应满足两舱不沉。

第二次世界大战中,一军舰在双层壳体内装有油桶,被6个鱼雷击中后,在水面上保持几小时没沉,最后垂直沉没时船却并没倾覆。有人提出,在滚装船的舷侧边舱里分装塑料桶或球。塑料桶便于移动,又不腐蚀,仅需在焊接时应注意距离,以免引起火灾,在狭小空间,可装塑料球绑扎起来,填塞船舱。图6—26即为该思想的示意图。

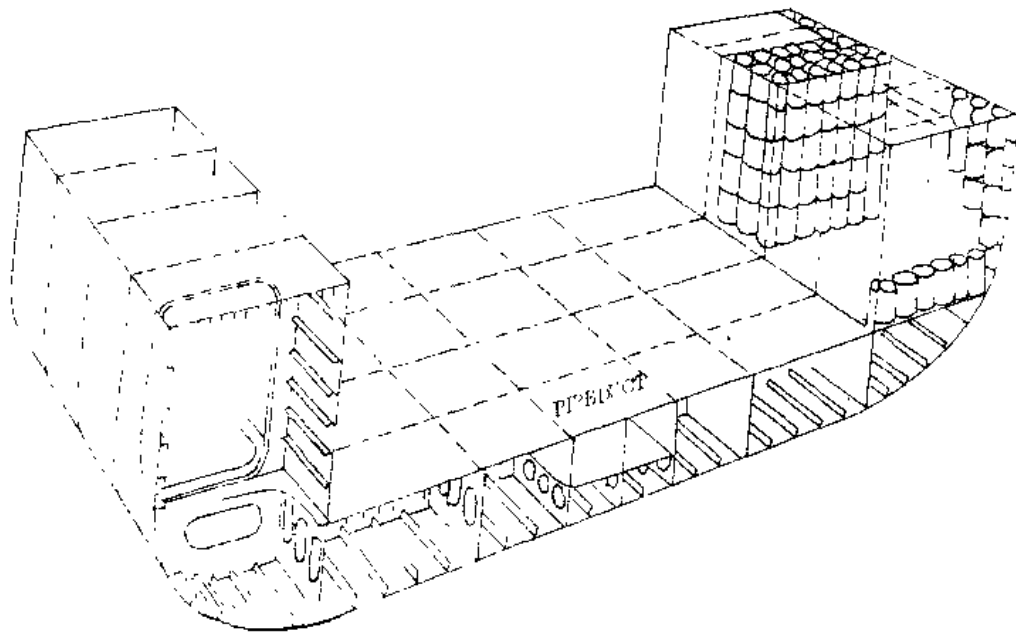


图 6—26 舷边舱填充塑料桶或球

渗透率的数值是抗沉性计算中的主要参数。滚装船的布置方案、集装箱放置位置、滚装工艺、货种等对渗透率的数值都有影响。当集装箱是水密的,则可按下式计算渗透率。

$$\mu = \frac{\text{舱容} - \text{集装箱容积}}{\text{舱容}}$$

式中,舱容指货仓内扣除骨架、梁材本身体积后的散装容积。计算表明,渗透率沿船长方向是变化的:在艏艉处受船体曲度的影响,不能有效地利用货舱的空间,故渗透率高约为0.35~0.7;在船中部,因有双层底及舷边仓,能有效地堆放集装箱,故渗透率仅为0.25~0.35。实际运输中,非水密的集装箱船占相当大的比例,集装箱内的装载货物差异也较大,此时渗透率难以对其统计值取平均值。有时船上装载量也不充足,有部分空舱,此时渗透率很可能为0.95或接近1,有的新设计滚装船在计算抗沉性中直接取 $\mu=1$ 。

三、适航性

对滚装船来讲,适航性的好坏直接影响到船舶的安全性。由于船的适航性不好,破坏了货物的绑扎装置后,将会产生严重的事故,据1980年滚装船的海难事故统计,4390艘滚装船就是因货物移动或操作原因造成。随着绑扎设备的改进,及减摇装置及横倾平衡设备的改善,及船舶较佳航海性能所创造的条件,在1981~1982年统计中该类事故仅占30%。故滚装船应该比普通货船在适航性方面进一步改善,希望船体在波浪上的摇摆性能好,减少拍击与冲击负

荷。船体的主尺度对适航性有较大的影响,故在选择主尺度时,应根据航区的海浪情况及其它要求加以考虑,兼顾选定。另一方面,由于滚装船的装载变化大,船宽相对较宽,吃水相对较小, B/T 值较大,稳性高度变化幅度大,由此引起的横摇较为严重,故如何减小横摇和调节稳性是令人关注的问题。目前已有各种型式的减摇装置,以解决此问题,而且较有成效。

对快速及 \overline{GM} 值相对较低的客货滚装船,较多采用防摇鳍,其减摇效果显著。对于滚装运输货船,因考虑使用的经济性及建造成本,面较多采用槽型减摇水舱。100多艘滚装船装有这种形式的水舱,它能减小横摇角达40~70%。槽型水舱减摇的效果取决于水舱的尺度及与船体的配合。槽型水舱设置在船的重心上面更为有效,主要原因是水舱布置在重心下而时,其惯性力的相位与船体横摇运动的相位相反,故抵消部分力矩。水舱布置得高,对 \overline{GM} 有降低作用,它比用水仓减摇作用更大,更合适,而且在码头装卸时可把减摇水舱内的水放去,以适应码头装卸要求 \overline{GM} 值高的需要。但槽形减摇水舱对上甲板上装载多层集装箱或较重车辆的船不适用。此类船 \overline{GM} 值较低,横摇周期长,无法使用。槽形水舱也并非在所有海况下都具有减摇作用,有时反而增摇。此外槽形水舱不能象U形水舱那样作为可控式的被动水舱。可控式减摇水舱根据船舶横摇参数,用微机操作气阀开闭控制舱内水流,也有用大容量水泵控制的。可控式减摇水舱产生的稳定力矩,可用来平衡码头装卸时所产生的横倾,提高了船舶的安全性。

四、操纵性

滚装船因碰撞发生的海损事故中,43%发生在限制航道上,36%发生在港口及码头边,故要求船舶具有良好的操纵性及横移性能。操纵性能优秀的船舶可避免碰撞事故发生,提高安全度。适应快速装卸的特点,滚装船需经常靠离码头,也要求操纵性好。

滚装船的 D/T 值一般在2左右,在露天甲板上通常又堆放二层或多层集装箱,这样水上面积与水下面积比值就较大,一般为3~4,通常滚装船的常用吃水又小于设计吃水,水上面积就显得更大。特别是对客/车滚装船来说,若为了减少造价取消首门,车辆只由尾门上下,则需在港内调头或倒车进港靠浮桥,对操作性要求更加苛刻。

滚装船的设计者除在舵的设计上投入更多的注意力,以增加船舶回转性能或制动阻尼外,还采用侧推装置。侧推装置能改善低速时的操纵性,实现船舶横向平移,便于船舶靠离码头,减少回转时间和拖船的租费,也增加在雾天或在危险航区航行的安全性。大型滚

装船首尾均设这种装置,对中小型滚装船大多仅设于首部。图6—27表示滚装船侧推功率与水下面积的统计关系,一般每平方米的水下面积所需的推力取8~14kg,水上取3~6kg,若船主要求回转角速度大的船,或水上面积特大,或需经常航行于狭窄航道及港湾的船舶,则每平方米面积的推力值可取得大一些。

五、通风和消防

在滚装船上通风和消防是重要的不可少的安全设备。在装卸货时为排除货舱内拖车、叉车、货车等车辆排出的大量废气,在航行中需排除油箱中残余燃料产生的挥发气体等均需良好

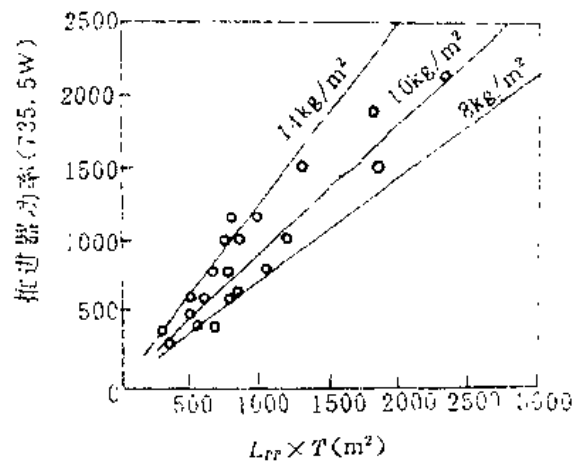


图6—27 水下侧面积与侧向推进器功率统计图

的通风设备和消防设施来保证滚装船的安全性。

滚装船的通风量较普通货船为大,主要考虑工作人员人身安全及环境卫生要求。规范规定,在停泊装卸作业时要求货舱换气次数为 20 次/h,在海上航行时为 5~10 次/h。在滚装船的露天甲板上可以见到许多通风口,当然相应配置了通风机。滚装船的通风方法与普通货船的货舱通风有所不同,一般为开式与闭式二种,开式为机械送风、自然出风,闭式为机械送风与抽风同时进行。通风口的布置也与普通货船有所差别,对闭式系统,一般进风口布置在上面,而抽风口布置在货舱的下面,仅高出甲板较小的高度,因所排出的有害废气比重较重,常处于舱的下面。布置风口与管路时应注意空气的对流,避免局部“短路”而形成部分“死区”,目前认为在相同的舱容、风量条件下,货仓纵向的气流方向比横向的气流方向通风为优,其有害气体残余值小得多。布置通风管时,还应考虑船舶的安全性,应有足够的关闭设备去阻止因碰撞破损风管后,水从风管流入下层甲板,或一舱进水后通过风管流入另一舱等。

由于装卸车排出大量可燃气体和车辆油箱中存有燃料,并继续挥发出大量的可燃气体,因此在滚装船上很容易发生火灾,而且该船型是水平分隔,一旦发生火灾涉及范围很广,容易造成上下交通联系的中断,故除了在货舱和机舱及生活舱室间设置防火隔壁外,必须加强消防设施,IMCO 关于防火规定的主要内容如下:

- 1) 在车辆装载区域设置 A 级防火甲板用舱壁与其他区域隔开;
- 2) 在装载车辆甲板上配置固定的洒水系统;
- 3) 在装载车辆甲板间设置通风系统与探火报警系统,货舱内的通风系统应与其他通风系统完全分开。

在消防方面一般采用喷水或 CO_2 灭火二种系统,一般根据车辆使用燃料的种类来选择。对使用汽油的车辆常采用喷水灭火系统,对使用柴油的车辆常采用 CO_2 灭火系统。 CO_2 的容量须比规范规定增加 50%,一般 CO_2 的容量是机舱容积的 40%,或最大货舱容积的 30%左右,使用 CO_2 的缺点:主要是当在施放 CO_2 灭火前必须把所有出口入口、通风筒关闭,耽误一些时间;其次 CO_2 也是有害气体。采用面定式洒水或喷水灭火系统也有其缺点,可能会使甲板或双层底上大量积水,产生与舱内进水相类似的条件,而导致严重的稳性损失,故应增设足够的抽水与排水设备,其排水管道的直径也予以加大。在水线以上的甲板需增加半自动的单向阀保证快速排水。

§ 6—7 滚装工艺及货物装卸

为完成水平方向的货物装卸,滚装船有一套独特的货物装卸系统。其主要由四部分组成:

- 1) 船与码头交通联系的设备;
- 2) 船舱内上下层甲板间交通联系的设备,和其他一些仓内设备;
- 3) 货物滚装所使用的工具;
- 4) 货物的固缚和一些便于装卸的措施。

本节着重介绍第一、二部分,即船上的滚装设备。滚装设备是滚装船的关键设备,它直接影响滚装船的使用。主要包括:船与码头的连接桥梁——跳板;连接各层甲板舱内交通的设备——升降机及斜坡道;设在横隔壁位置上的无门槛水密门;甲板间局部位置的汽车甲板及各开口处的水密盖。这些设备的布置可参阅图 6—28。

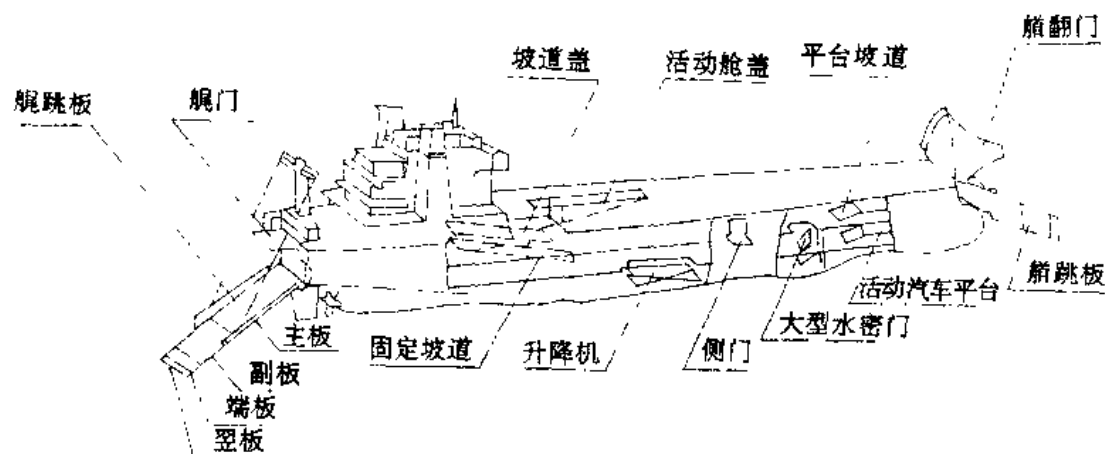


图 6-28 滚装设备示意图

一、跳板

跳板是滚装船与码头交通联系的设备,在其能力范围内的全部货物装卸都要通过它。跳板一般根据船型、航线、停靠码头、载货种类及经济性来考虑其布置地位及形式。跳板还需保障工作安全,同时要有合适的尺度及强度以供滚装货物的双车道运输。跳板还要能调节由潮差和船舶装载情况引起的船舶与码头的高度差。为了适应各种滚装货物通过,必须要求跳板坡道始终保持 $1:8$ 以下,跳板工作的角度应不大于 $\pm 8^\circ$,横倾角度不大于 $\pm 4^\circ$ 。

跳板按其形式可分为直跳板、斜跳板、旋转跳板及半旋转跳板四种。

直跳板是指与船体中心线平行或垂直设置的跳板。它可以设于船的尾部或首部,也可设于舷侧。据其位置分别称之为尾直跳板、首直跳板及舷侧跳板。直跳板是跳板的最早型式,其优点是:结构简单、重量轻、造价低;车辆在船舱和码头间直上直下,交通比较畅快,装卸货时,不会因拖车经过跳板而引起船体的横倾,但是它的使用对码头有一定的要求,它使船无法在一般沿岸码头边进行装卸。它需要沿岸码头设置有突台或浮码头、半浮码头等设施。它可以在凹槽形码头、锯齿形码头和设有专用系缆桩的水面宽阔的码头使用,如图 6-29 所示。跳板的宽度按需通过的车辆类别和装卸方式定,一般货车及载集装箱的拖车,单线行驶的最小宽度为 5m,叉车运载 20 英尺集装箱则至少为 7m,为保证车辆双线运行常把宽度增加至 12m,若能宽到 18m,则可供车辆 3 线平行。如果码头上

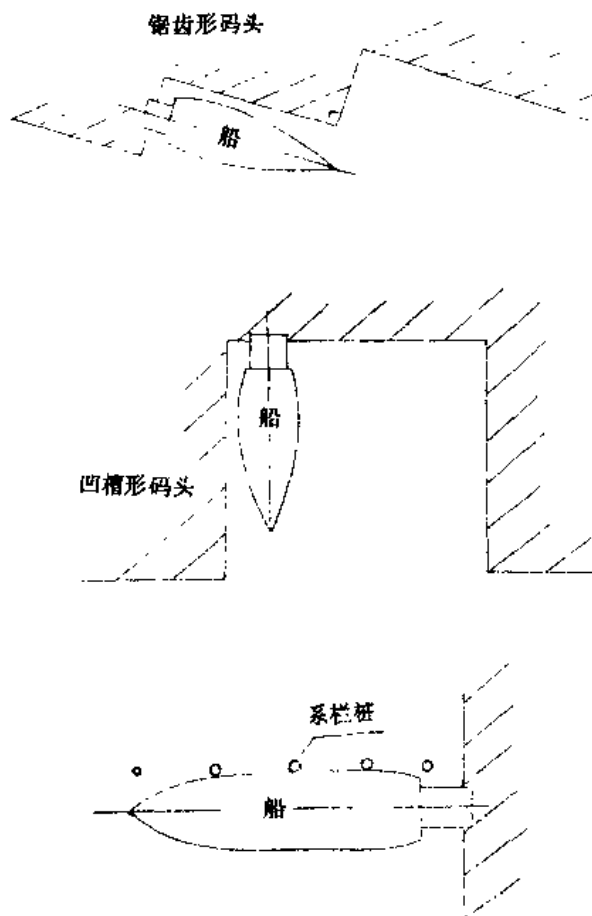


图 6-29 直跳板的使用

没有专用设施,则船上设置的跳板需有合适的长度,保证在正常潮位的变化范围内能顺利装卸。直跳板的长度与船舶吃水、潮汐变化、车辆甲板出口处距基线高度、允许的最大坡度及船舶纵横倾情况等因素有关。一般来说,客/车渡船及航线不长、停靠频繁、航线比较固定的近海滚装船上大多在尾部设置直跳板。

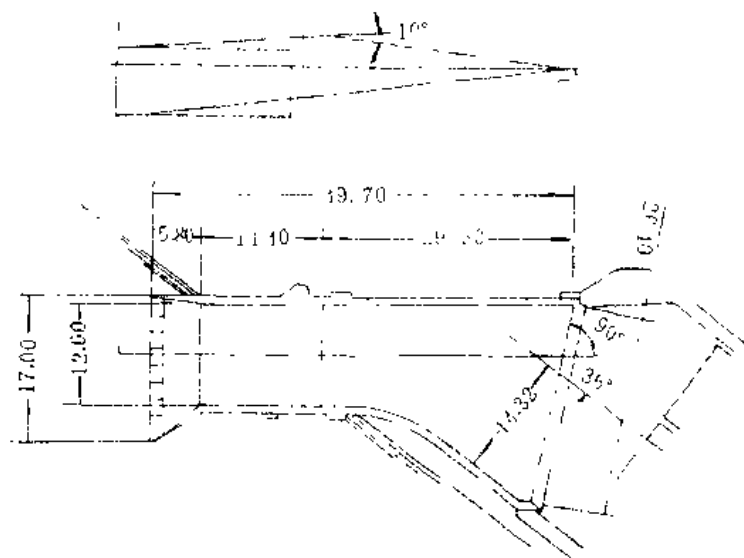


图 6—30 斜跳板

以一定角度与船舶纵中心线(夹角一般为 $33^{\circ}\sim 40^{\circ}$)而设置的跳板称斜跳板(图 6—30)。斜跳板一般由三节组成。第一节铰接于船体甲板,是它的主体部分,其两侧设有二个大臂梁作为支撑结构。第二节铰接于第一节,是过渡部分,与第一节的臂梁之间设有一个顶撑二节油缸以调节二节之间角度。另有一臂梁伸在二节跳板外,通过设在船上或第一节臂梁外侧的钢丝绳、滑车、绞车拉吊第二节跳板。第三节铰接于第二节,其端部铰接有翼板,翼板横向分成数块,以使船舶横倾时,跳板的端部始终接触码头而不致影响装卸作用的进行。

斜跳板的宽度应考虑到车辆转弯时所必需增加的宽度,特别是船舱开口处的宽度,因此常在第一节主板与船舱铰接处作成喇叭口形状,宽度达 $12\sim 24\text{m}$ 。斜跳板的总长度取决于各节的长度,而各节长度的确定有其各自的因素,也有跳板整体的因素和船舶总布置的要求。确定第一节长度的主要因素有:跳板与船的纵中心线的夹角;车辆甲板出口处距码头平面要求的高度;跳板最低点(一、二节之间铰链的下端)与码头之间应有的间隙,一般最小不少于 200mm ;跳板的工作坡度等。根据跳板在码头端的二侧应在码头平面之内的原则来确定第二节长度,并使第三节全部落在码头平面内,且二、三节长度总和不应大于第一节,以便折叠于第一节后面。确定第三节的主要因素是码头所允许的承受压力,一般为 $2\sim 3\text{t/m}^2$ 。

斜跳板的最大优点是对港口的适应性强,可以一舷停靠码头装卸货物,但结构、重量、造价均比直跳板来得大。远洋货物滚装船及航线不固定的载车型滚装船多采用斜跳板。

旋转跳板(图 6—31)可以向两舷旋转一定的角度,允许船舶有更广泛的系泊自由度,克服了斜跳板只能一舷靠码头的缺陷,因而有更大的灵活性。由于它要转动,与船舶连接处不能做成喇叭形,前后一样宽,这样,影响装卸车辆的回转,降低了装卸效率,旋转跳板收藏于船纵中心处,所以,当它需要旋转时,必须先放下一个角度,然后再旋转。旋转跳板结构与斜跳板相同,也由三节组成。它比斜跳板多设一套旋转机械,在跳板根部有一转盘,在露天甲板的舷侧设置

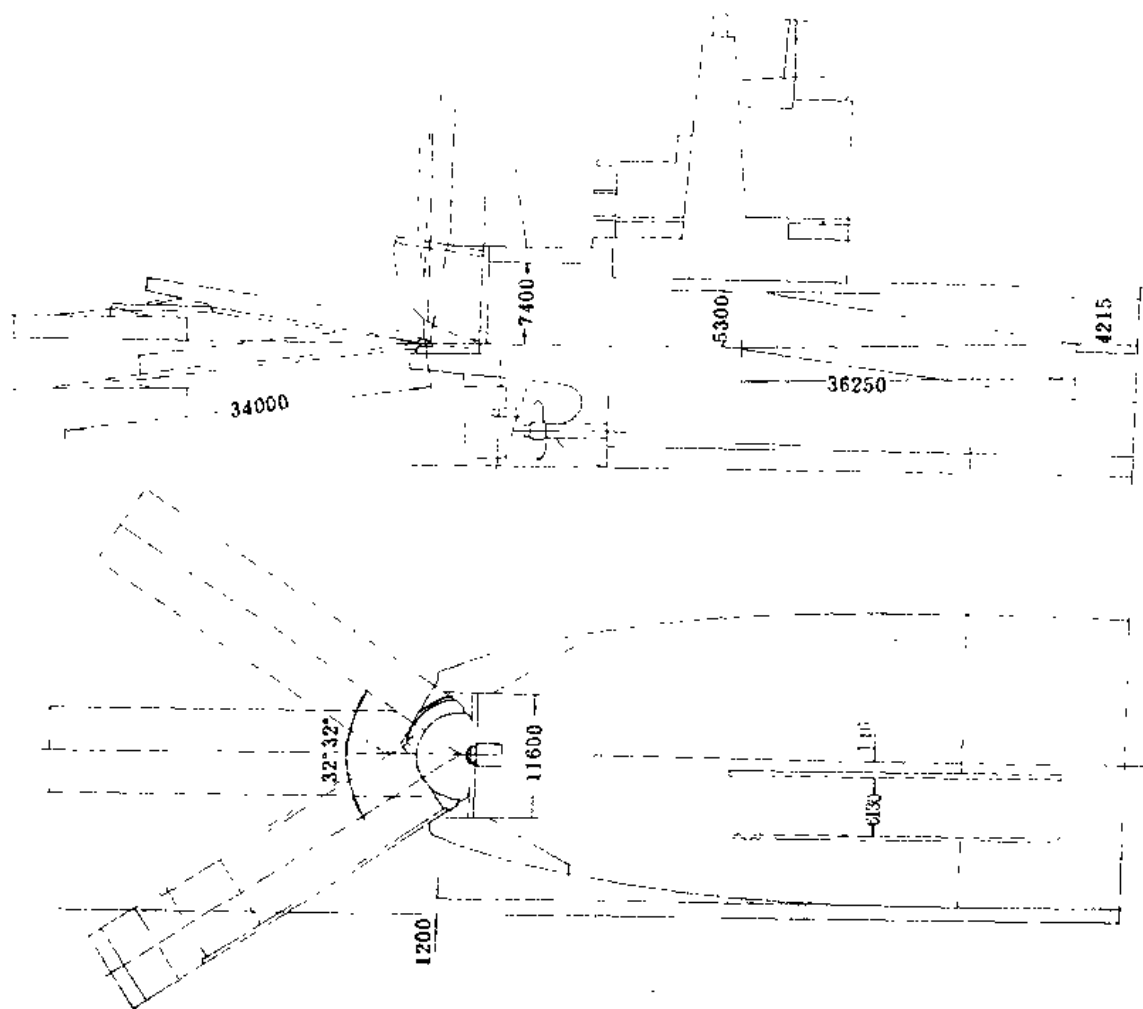


图 6—31 旋转跳板

二台收放绞车,当需要旋转时,此二台绞车一收一放,使跳板向收的一侧旋转,直到第三节跳板端全部能搁上码头为止。

只可向一侧旋转的跳板称半旋转跳板。它向一侧旋转即成为斜跳板。它在使用上比直跳板灵活,机构比旋转跳板简单。它由二节跳板加较大的翼板组成,在第一节的臂架上有宽大的板架,扩大了船舶甲板的开口处车辆回转的面积,比旋转跳板有更好的装卸效率。其结构均与上述旋转跳板相同,惟独没有第三节跳板,在第二节端部处搁于码头并与翼板相连,翼板横向分成 4 块,作为第二节跳板端部高度的过渡,并保证在船舶横倾时跳板不脱离码头。

跳板是由平面板架组成,厚度主要取决于强度和刚度。跳板所承受的负荷不同于普通货船的舱口盖,它是活动变化的负荷,车辆上到跳板时,每个轮子给予跳板是很小轮印面积下的集中力,另外要注意,跳板使用时,船舶发生纵横倾,使得跳板扭曲,产生扭转应力。

二、斜坡道

斜坡道是沟通上下层甲板间交通的设备(图 6—33),分为固定斜坡道和活动斜坡道两种。两端固定焊牢在甲板的坡道称为固定坡道,它实际上是船体的固定结构。固定斜坡道具有结构简单,造价低,易于保养,装卸速度快的特点,但占去较大的舱容。它一般设置于大型滚装船内,如远洋货物滚装船及载车般中,因为坡度依据所装载的车辆有一定的限制,一般大型的载货卡车要求坡度不能大于 $1/8 \sim 1/7$ 。如果以甲板间高 4.5m 计,坡道长度达 32~37m。若甲板间装

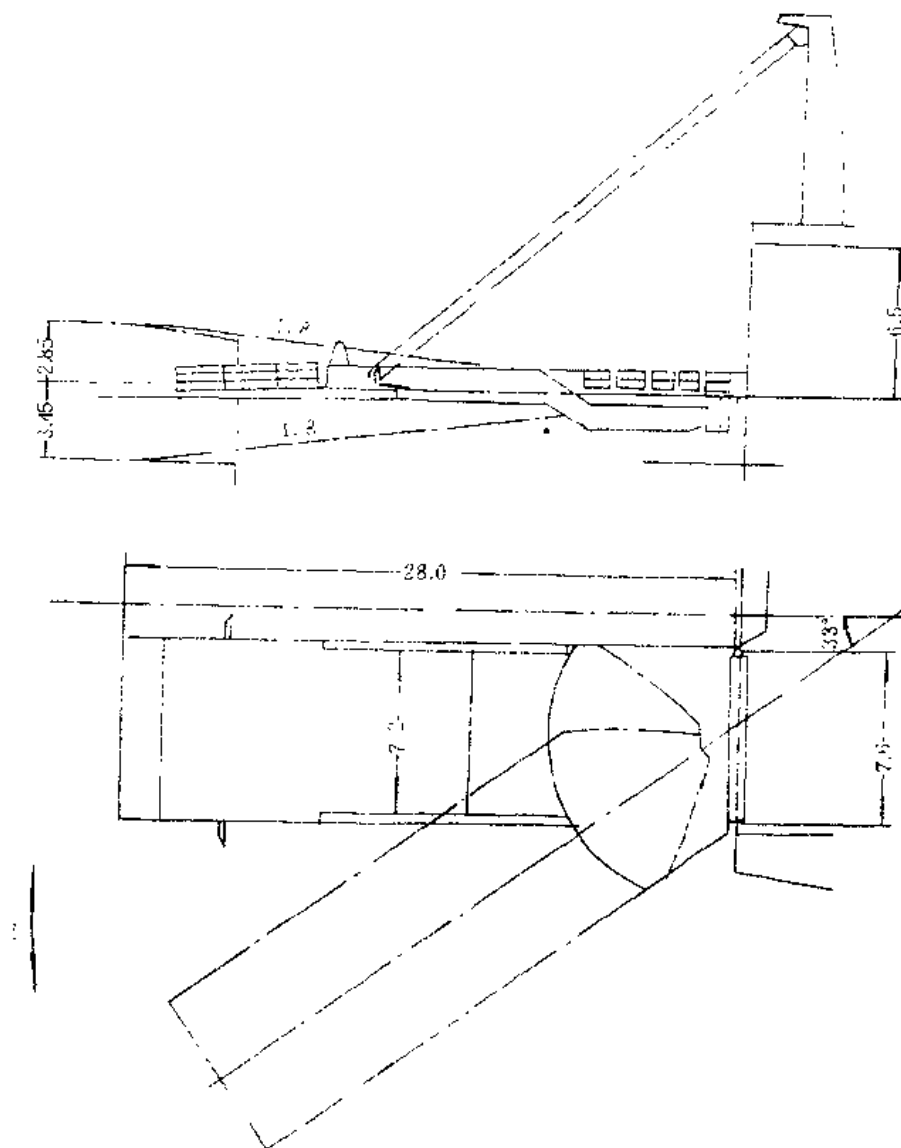


图 6—32 半旋转跳板

载两层集装箱,甲板间高度达 6.2m,那么坡道长达 44~50m,这样就要占去相当可观的载车面积,因此,固定坡道设置需慎重考虑。一般在载车船上由于小汽车可适应较大的坡度(约 1/5),并且甲板间高相对比较小,可考虑设置。

活动坡道一端接于甲板上,另一端可以上下升降,成斜面时作为坡道,让车辆通过,上下于两层甲板,放平时与甲板齐平,其上可装载车辆。活动坡道避免了固定坡道的缺点,既满足沟通上下甲板的交通要求,又不影响货物装载空间。它需增加一套传动装置,作为能运动的载重装置,造价、维修费都比固定坡道大得多。

三、升降机

升降机是舱内甲板间交通联系的另一种设备。作为运动构件,工作中容易出故障,装卸速度也慢,但由于占舱容较小,故在中小型滚装船上广泛使用以代替斜坡道。滚装船上的升降机有 U 形, L 形和剪式三种。

U 形升降机是四角起吊的升降平台,在它的四角或二角设有导轨控制升降的位置,用链条或钢丝绳牵引收放(图 6—34)。

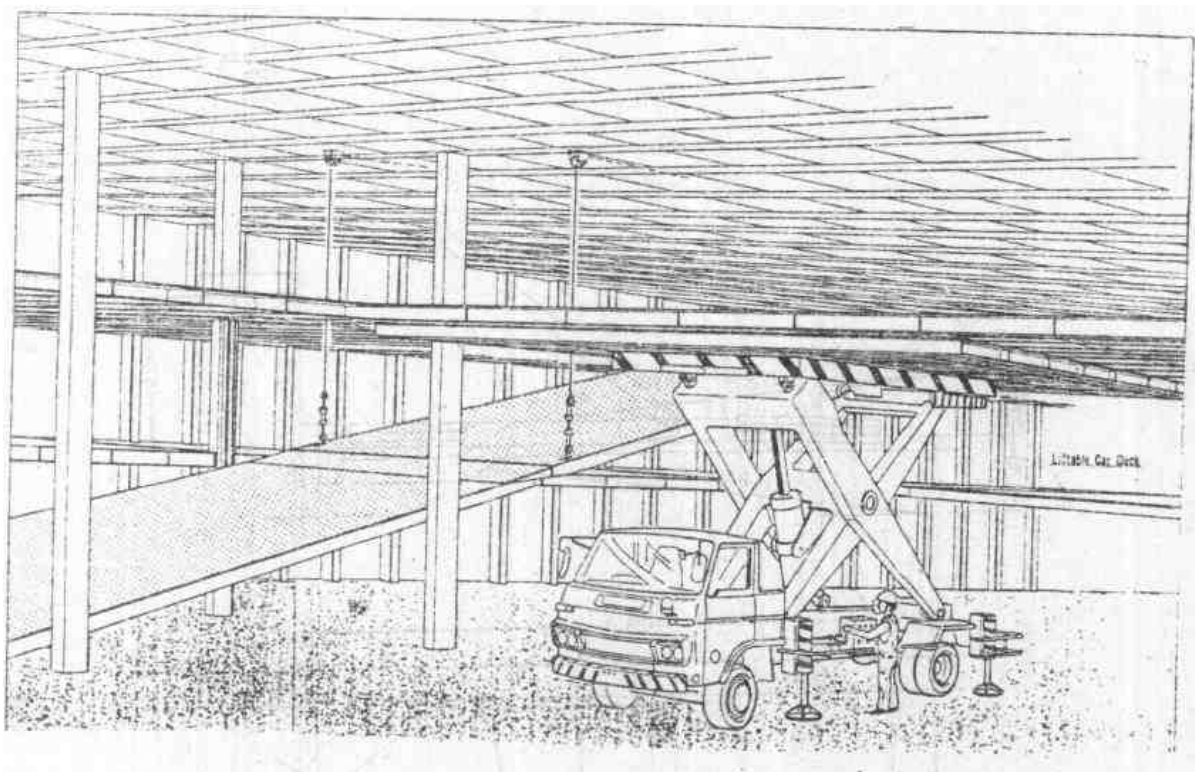


图 6—33 斜坡道

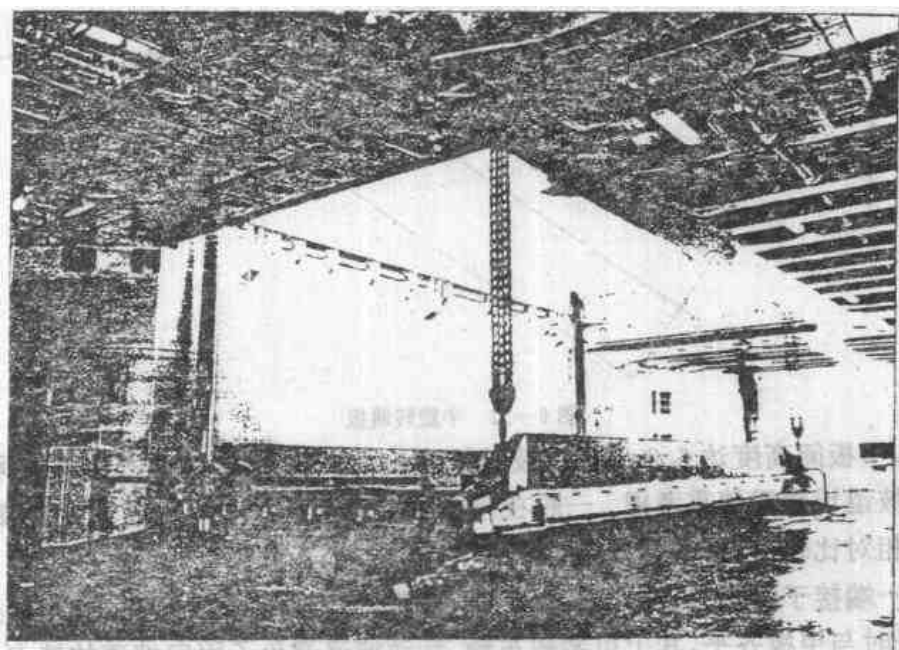


图 6—34 U 形升降机

L 型升降机的吊举点在一侧,往往用油缸直接顶升,为此升降机的结构在吊举侧有相当强的吊臂,它一直延伸到升降平台底部以支撑整个平台结构,此吊臂成 L 形。L 型升降机的外侧没有吊绳阻碍,便于货物装卸(图 6—35)。

剪式升降机的升降装置设在平台下面,平台上面无任何阻碍,可以让车辆在任何角度进入(图 6—36)。由于它下面的升降装置需较大的收藏位置,因而常设置于双层底内。

四、活动汽车甲板

活动汽车甲板是指船内一层或部分可以活动、改变位置的甲板。载车船及客/货渡轮常设

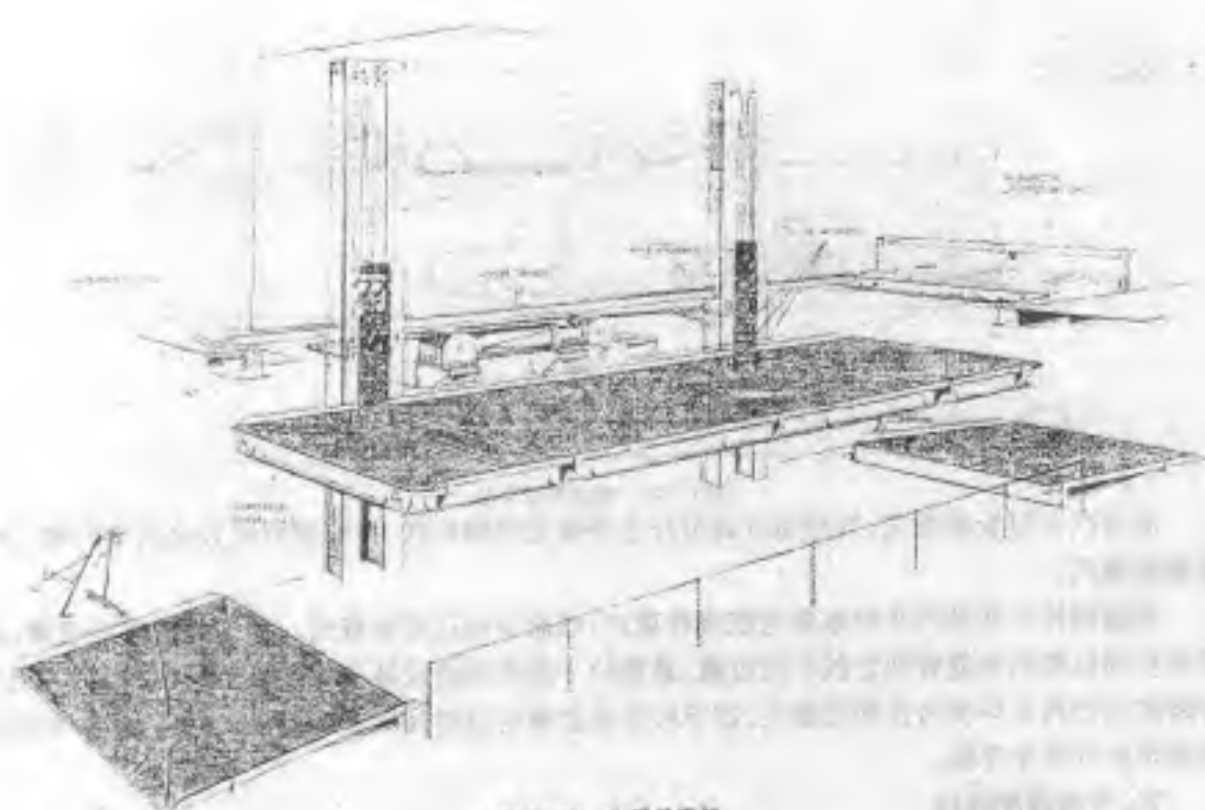


图 6-35 L形升降机

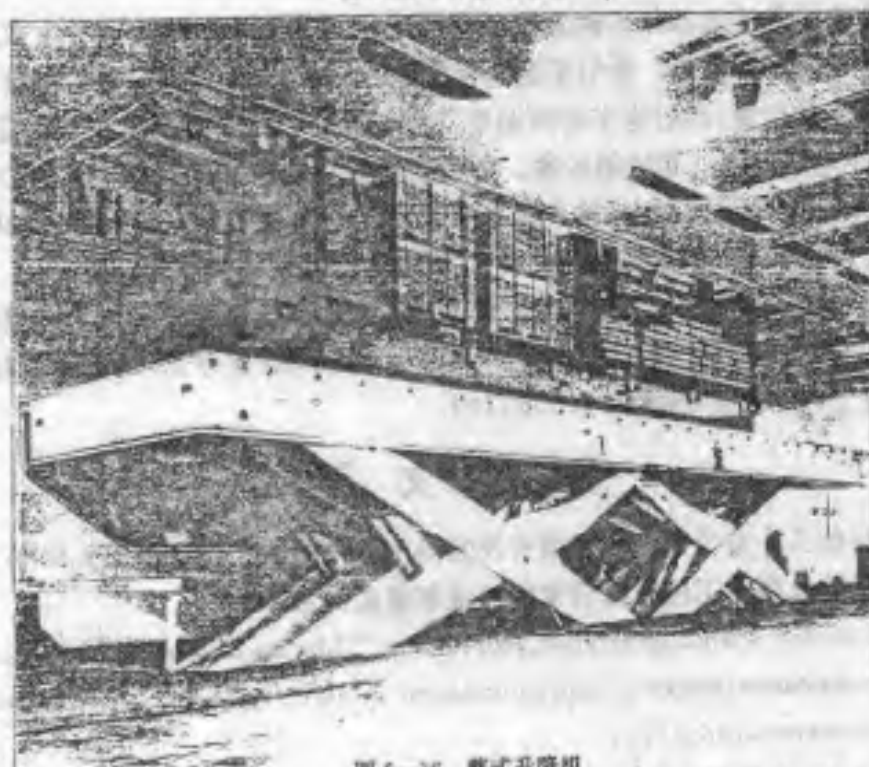


图 6-36 剪式升降机

置活动汽车甲板,以适应载货、载集装箱车辆或客车、小汽车的不同需求(图 6-37)。

活动汽车甲板不能大面积整块地活动,而是根据传动机构能力的大小、船体布置和工厂起重能力等因素,分成若干块组成。

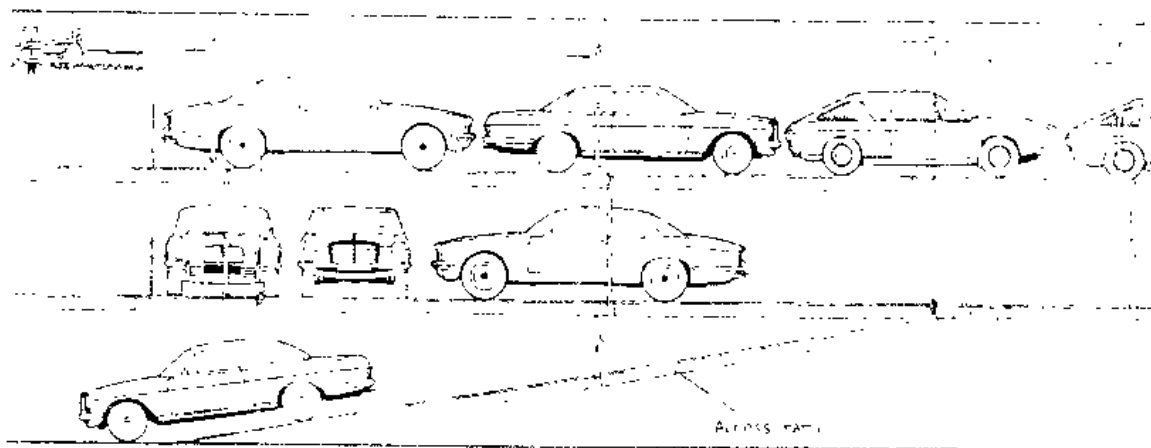


图 6—37 活动汽车甲板

活动汽车甲板的型式,按活动方式可分为升降式和翻转式,按收藏方式分为顶部收藏式和舷侧收藏式。

绞链翻转式活动汽车甲板常为舷侧收藏式,或舷侧加顶部收藏式。其一边铰接在舷侧,通过液压油缸推动铰链臂把它放平或收藏,悬臂的一端用钢索或链条等装置悬吊在顶部甲板上。升降式活动汽车甲板为顶部收藏式。该甲板靠油缸滑轮组带动钢索牵引甲板升降,或靠专用的活动甲板升降车升降。

五、货物装卸系统

滚装船货物装卸是使用各种车辆进行,分为带轮运输及不带轮运输两种方式。在近海短途运输的滚装船上一般采用前者。牵引车把载着货物的拖车从岸上通过跳板、斜坡道、升降机进入舱内某一停车装载位置,然后拖车的两端用支撑架撑好,牵引车脱开,甲板固定器把挂车轮子紧固定位,挂车与集装箱一起随船运输。带轮运输的好处是提高了装卸速度,但舱容利用率低。为了提高舱容利用率,中远程运输的滚装船采用了不带轮运输方式。集装箱或其他形式的货物送上船舱后,由叉车把货物堆放起来,然后用固定器固定于甲板上。

滚装船的装卸顺序和要求十分严格,一般情况下不允许车辆在舱内调头(在舱内作业的叉车除外)。车辆上跳板后,速度不大于 5km/h。装卸货时还须注意浮态,尽可能左右舷对称装卸使船保持在横倾 $\pm 4^\circ$ 以内,纵倾在 1.5° 以内。

参 考 文 献

- (1) 中国船舶工业总公司民船船型开发指导组:《民船船型开发通讯》,1989 年第 5 期。
- (2) 中国船舶及海洋工程设计研究院:《滚装船设计》,1980. 4。
- (3) "First of Acl's third generation Ro/Ro ship", Marine Engineering, 1984. 89(5)。
- (4) "Исследования вопросов непотопляемости судов с горизонтальной грузообработкой", Судостроение, 1985. (9)。
- (5) "Buoyancy in the wings: a novel concept for ro-ro ships", The naval architect, 1988。
- (6) С. Б. Стреле: "Среднетоннажные суда с горизонтальной грузообработкой", Судостроение, 1984. 1。
- (7) "Ro-ro safety and Vulnerability", The naval architect, 1988. 3。

- 〔8〕 陈彭清、邓秀英:《24000吨汽车滚装船概况》,江南船舶设计,1989.1。
- 〔9〕 船舶检验局秦皇岛办事处:《滚装船的设计和营运》,验船参考资料第四集,1983.11。
- 〔10〕 《船舶线型形状对减少燃料费的影响》,船舶译丛,1981.1。

第七章 载 驳 船

前面两章已谈到,为了适应远洋运输发展的需要,海洋运输出现了集装箱船及滚装船。这两项运输技术大大的提高了远洋运输效率。但是,这些新技术在很大程度上依靠集装箱码头及合适的口岸。这对工业发达的国家矛盾不大。但在第三世界一些国家的港口,如阿拉伯湾,非洲及南美港口,商人们总是埋怨港口拥挤,发挥不了集装箱船的特点。而且第三世界大多数国家缺资金而劳动力充足,要他们建造耗资巨大的集装箱码头确有困难。另外许多老式港口,由于水深问题,集装箱船难以靠港。一些发达国家的工厂一般设于沙边,如国际上的造纸公司,靠吃水较小的船运进木材和纸浆,再靠这些船只输出产品。在上述背景条件下,载驳船运输就应运而生。

载驳船运输是海洋运输的一项新技术。载驳船又称子母船。它是将驳船装在母船上完成运输任务的。母船提供装卸驳船(子船)的条件,当母船到达目的港后,一种方式是母船把驳船(子船)降落到水上,然后依靠拖轮将驳船拖到适于卸货或装货的地方进行卸货或装货。另一种方式是驳船(子船)可以自由的从母船中浮进浮出(有自航驳和非自航驳)。载驳船运输的概念是简单的,但技术上较为复杂。

§ 7-1 载驳船的发展及型式

载驳船的发展,大致可分为三个主要阶段。六十年代初,美国 Fried Goldman Inc 首先设想了一海——河直达单元化运输方式。即内河驳船经过河海中转点时,将驳船从母船上吊下或吊上,在海上直接完成载体的中转作业,实现了不在港口码头换装作业的海河直达运输系统的拉西式载驳船(LASH 又称普通载驳船)。1969 年由日本浦贺造船厂建造出世界上第一艘拉西式载驳船“阿卡狄·福列斯特”(Acadia Forest)号,该船航行于英国及西欧各港口,载重 43000 吨,能运载 73 艘驳船,并设置了起重能力为 510 吨的龙门式吊车。驳船从母船尾部吊下后,用顶推轮直接运送到交货地点。这一运输系统称之为第一代载驳运输系统。1969 年美国又公布了一种“西比”式(Seabee)载驳船系统研究结果,这种载驳船系统主要特点是在母船尾部设置了专为驳船升降用的平台机构,以平台托上托下驳船,完成驳船单元的装卸作业。其平台起重能力为 2000 吨。该船于 1972 年建成并投入营运。

1977 年,丹麦提出了“巴卡特”型载驳船(BACAT,又称双体载驳船)系统。其型式类似双体船,船首封闭,而尾部分开。并在船尾设置了升降驳船的平台,并还在双体“隧道”内以浮进浮出方式载运驳船。上述的西比式载驳船(Seabee)及巴卡特式载驳船(BACAT)均采用升降平台托上托下驳船,可称之为第二代载驳船。

1977 年,西德人发展了闭坞式载驳船运输系统。即“巴可”载驳船(BACO 又称浮进浮出式载驳船)。这种载驳系统,驳船不需要起重机械吊上吊下,也不需要升降平台,而是依靠载驳船本身沉入一定水深,舱室保持一定水位,驳船在推、拖轮协助下,进出于载驳船(母船)舱室,完成驳船单元的装卸作业。“巴可”载驳船利用船坞原理实现了多层装载驳船的技术。这种闭坞式载驳系统可称之为第三代载驳船。

国际航运界先后采用了上述载驳系统,开展了载驳运输,显示出它的突出优点。但作为载驳船本身的技术开发并未终止,属于正在完善和发展中的技术。

§ 7-2 载驳船的运输地位及其特点

海——河运输具有悠久的历史,也是最为经济的运输方式。但是,发展至今,它仍然是一种不完善的水运系统,它涉及远洋、沿海、内河等不同的水域条件,还处于被限制在一定范围内进行运输。由于当今世界大吨位船舶的采用和发展,船舶吃水等方面的制约,大吨位船舶不可能进入内地港口及沿海中小型港口,因此,必然有货物二次装卸问题。海——河运输从企业经营出发,力图减少二次装卸,以尽最大限度地减少损失,争取时间,加强竞争地位。长期以来,一直存在着海——河运输,河——河运输相互延伸的要求。而载驳船运输,正是满足这一愿望的好形式。

海运运输一般来讲,不仅向内河捣载,而且还向铁路、公路捣载。尽管水运价格比较便宜,但由于出现多次捣载,就会丧失水运量大、价廉的优越性。载驳船运输则可消除上述缺陷。载驳船运输是一种系统运输的概念。将船、港、货一并考虑,把货物的起运点和目的点尽可能的直达运输,驳船可以沿水道深入内地浅水域,实现“门到门”的运输。所以,驳船作为货运单元通过载体(母船——载驳船),跨越江、河、湖、海达到直达运输的目的。它类似于集装箱,所以有人又称驳船为浮动的集装箱。

一、载驳船运输的优点

1)载驳船输送的货物单元是驳船,在海河交界处装卸作业是整驳作业,大大简化操作过程和时间。装卸作业在港域内外任意地点进行,不需使用码头,更不需要复杂的码头设备;作业不受其他船舶影响,也不影响其他船舶作业,可较大幅度降低中转作业的装卸费用和能源消耗。

2)驳船的直达运输是通过载体(载驳船)在海、河交界处以及在港域内外任意地点进行中转作业。所以,它与港口码头作业和港口拥挤程度无关,与港口码头水深无关。使海洋航行船舶可以不被延误地及时周转营运,缩短了转载时间,使成本降低。

3)驳船作为货物单元,在转载时,货物不需要进库,而是直接运送到内地货主处。驳船通过载驳母船跨海,扩大了营运范围,使内河运输价廉的优势得到充分发挥。

4)载驳运输可以满足更多货种的混杂运输,可载运集装箱,件杂货以及超大超重的大件货和机械设备等。因为驳船比集装箱大得多。

5)装卸效率高。如采用“拉西”载驳方式,其装卸效率可比集装箱船高2.5倍之多。

6)由于载驳船能够实现“门到门”运输,码头到码头运输,这样可使货物不落地,大大减少货差和货损,也简化了商务手续,省去了转口舱库与装卸设备的投资。

综上所述,载驳船运输具有较大的灵活性、经济性和合理性。载驳船发展的历史虽短,但已引起了造船界及航运界的普遍重视。

二、载驳船运输的弱点

1)载驳船对海——河联运有利,但在海——陆联运方面只能让位于集装箱船。因为载驳船的驳船(驳船)是铁路、公路不能运输的大件。

2)装卸驳船的设备,无论是巨大的门式起重机或者是升降式平台,其构造复杂,一旦发生故障就得停航,影响作业。

3)载驳船由于装载驳船所需的容积及甲板面积较大,故载驳船的型深、船宽及受风面积比

普通干货船为大。

§ 7-3 载驳船的类型及特点

载驳船及其驳船除因为适应不同航区及营运的要求,船型及尺度有差异外,其余的只是为了适应运送驳船的形式和手段所造成的设计上的差别。所以,载驳船的类型也是根据对载驳船的不同用途以及对驳船运载方式的不同而分类的。载驳船型开发至今,世界各国先后发展起来的载驳船大致有以下六种类型。

一、“拉西”型(LASH)载驳船

“拉西”(LASH)是“Light Aboard ship”的缩写。“拉西”型是载驳船运输最早出现的一种类型。前述、“阿卡狄·福列斯特”即为该类型的代表。与“阿卡狄·福列斯特”号载驳船配套的驳船共有 383 艘,该船抵港时,驳船卸下后,即可沿内河拖走。“阿卡狄·福列斯特”号载驳船及其配套的驳船主要船型主尺度见表 7-1。“阿卡狄·福列斯特”号载驳船设计特点是:首桥楼平

表 7-1 “阿卡狄·福列斯特”号主要参数

主要要素	载驳母船	驳 船
总长(m)	261.40	18.745
型宽(m)	32.50	9.50
型深(m)	19.29	4.395
吃水(m)	11.25	2.74
载重量(t)	43517.00	370.00

甲板,倾斜式球鼻首。机舱位于船尾偏前,二个烟囱布置在机舱左右。尾部有燕尾形延伸甲板,可使龙门吊车场通向尾移动,并可在尾部垂直起吊驳船。该船共有五个货舱,四个在机舱前部,一个在后部。该船各舱设二个纵舱壁,再分若干小室。每室内装有牢固的垂直导轨柱。双层底上有安放驳船的专门设备。舱内还有纵横通道,以便检查。该船舷侧外板有 12 个小凹部,

其中装有钳口,用以固定装卸驳船时停靠在舷侧的驳船。

该船用一台 Sulzer. 9RND90 型柴油机为主机。主机最大功率为 19123KW, 122r/min, 其船速 $V_s = 19.13\text{Kn}$ 。主机通过遥控操纵。该船选用 5 叶桨, 直径 $D = 6.32\text{m}$, 螺距 $H = 5.43\text{m}$ 。该船外形见图 7-1。

该船用一台 510 吨的龙门吊车吊运驳船。其跨距为 21.336m, 总高为 19.965m, 提升速度为 49m/min, 下降速度为 58m/min, 平移速度为 61m/min。母船装卸一个驳船所需时间理论值为 15 分钟, 实际平均值为 30 分钟。

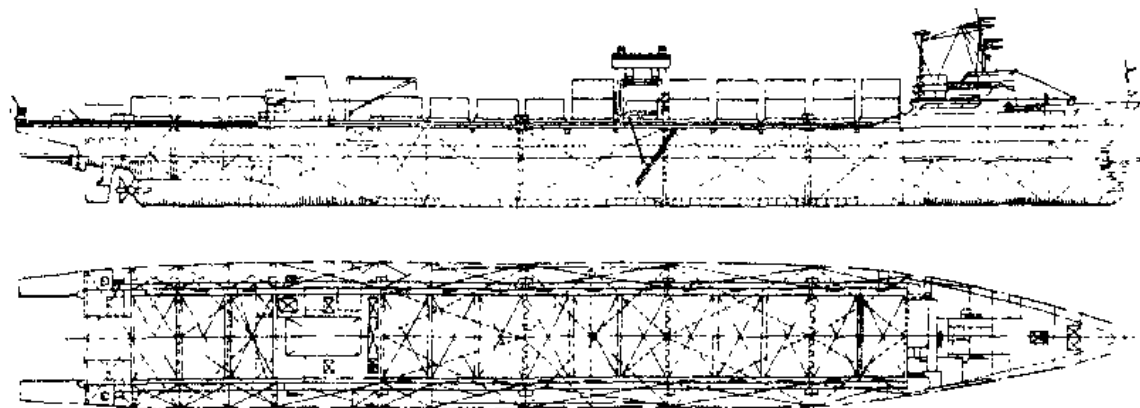


图 7-1 “阿卡狄·福列斯特”号

驳船的设计要考虑起吊能力及与集装箱尺度的配合。驳船为了便于装载,特别是叠载,通常均采用长方形驳。“拉西”驳尺寸(长×宽×深)为 $18.745\text{m} \times 9.5\text{m} \times 4.297\text{m}$ 。驳船载货量为370吨,空驳重量约82吨。“拉西”驳总布置如图7-2。目前,在国际航运界已普遍认为“拉西”型是较为可靠满意的运输驳船之一。

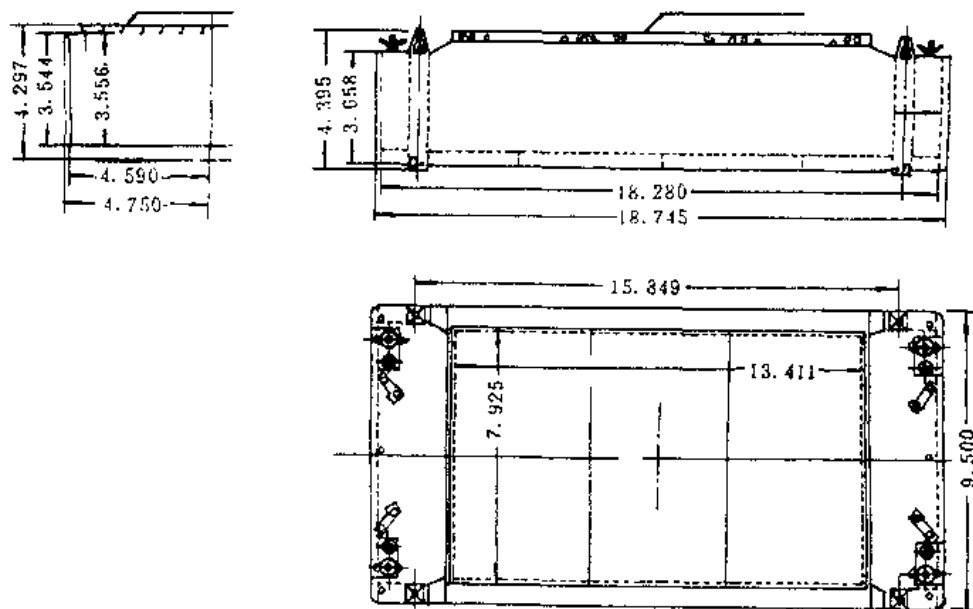


图7-2 “拉西”驳尺寸及总布置

二、“西比”型(SEABEE)载驳船

“西比”型载驳船是新澳尔良,莱克斯轮船公司发展起来的,又称“海洋”式载驳船。这种载驳船主要特点:装卸驳船的手段类似于滚装船。“西比”型载驳船系统的船尾采用升降平台形式。船尾部是敞开的。“西比”载驳船一般有三层连续甲板。主机在下甲板之下。甲板上设有舱室和舱口,有首尾楼,一般驾驶室在前,烟囱在两侧。上甲板以下有左右两道纵向舱壁,在中间驳仓区,没有横向舱壁。上层甲板总长213m,主甲板和下甲板长183m,不通到首部。

“西比”载驳船尾部虽然是敞开的,但下甲板由一个垂直滑动的门封闭。当下甲板装卸驳船时,门即升起。每层甲板都有承受驳船的支座和驳船运输机的轨道。“西比”型载驳船升降平台总起吊能力为2000吨,可同时升降二只满载的“西比”驳。升降平台和缆索共重540号。尾楼甲板上的三部同步绞车保持平台平衡。驳船上升速度为 $1.22\text{m}/\text{min}$ 。当上升到该运输的甲板高度后,由驳船运输机将驳船运至甲板上存放。

驳船运输机为一个29.6m长的钢架。它们有12部四轮的自带电动马达的小车,沿着轨道伸入到驳船下部。驳船靠液压千斤顶落在小车的上面,然后沿着特别的轨道运行到确定的位置。驳船落下,搁在甲板上为木块所支撑。正因如此,所以装卸“西比”驳的手段又类似于滚装船。

“西比”型载驳船主机功率为26478KW,船速 $V_s=18.6\text{Kn}$ 。可装载“西比”驳38只。每层甲板的驳船是两两并肩排列,上层可放14个驳,下甲板放12个驳。由于上甲板没有障碍,故它能放置较大尺度的驳船,也可运输较大的设备和机器。如果将尾部的升降平台作为内跳板,在后缘再绞接一块短的斜跳板,去掉甲板上的轨道和驳座,则由于它前后全通的货舱,平坦的甲板,就成为一艘滚装船。

“西比”型载驳船运载的“西比”驳的尺寸比“拉西”驳要大。其舱口尺寸为 $25.9\text{m} \times 9.76\text{m}$ ，容积为 1108m^3 ，最大自重为 847 吨。“西比”驳是双层结构，具有首尾防撞舱壁。“西比”型载驳船及其驳船主要尺度见表 7-2。

表 7-2 “西比”型载驳船主要参数

主要要素	载驳母船	西比驳
总 长(m)	267	29.27
型 宽(m)	32.3	10.67
最大吃水(m)	11.9	3.25
型 深(m)	22.8	4.90
载重量(t)	36026	850

“西比”型载驳船装卸驳船效率为每小时 2500 吨。平台升降二只驳船需 38 分钟左右。即完成二只驳船升降运行的理论循环如下：

- 1) 降低升降平台: 10.5 min;
- 2) 至升降平台固定 2 驳船: 8 min;
- 3) 升起升降平台: 10.5 min;
- 4) 放驳船到运输机: 3 min;
- 5) 移运驳船运输机: 6 min;
- 6) 完成全部运行共计 38 min

三、“巴卡特”型(BACAT)载驳船

“巴卡特”是 Barga Aboard Catamaran 的缩写，意思是驳船装在双体船上。“巴卡特”是丹麦船主 G Drouse 与腓特列船厂合作的产品。设计的动机是为了满足频繁的航次和海湾短途运输。当时设计航线是来往德国汉堡与欧洲大陆之间。这种载驳船船型尺度较小，其主要特点是：形式类似双体船，但又不同于双体船，只能算半双体。船首封闭，尾部双体。在船尾设置升降平台，并在双体隧道内，可以浮进浮出载运驳船。“巴卡特”型载驳船见图 7-3。

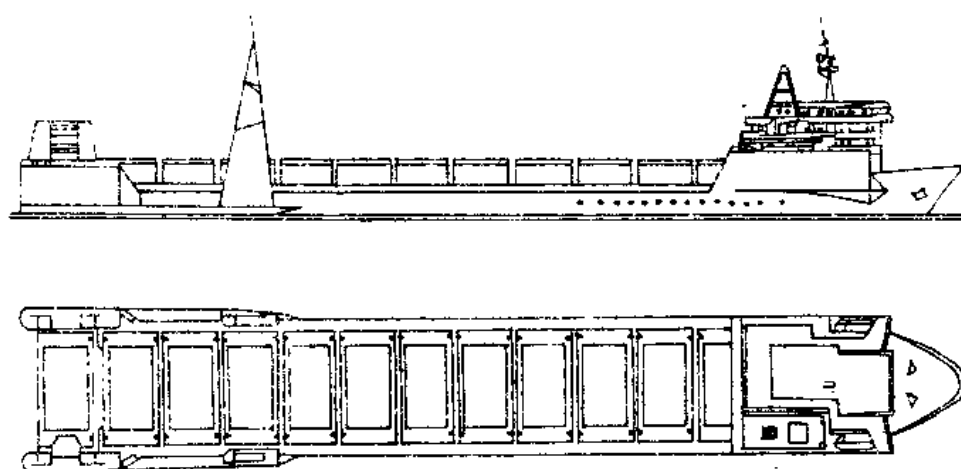


图 7-3 “巴卡特”型载驳船

“巴卡特”型载驳船主机功率为 2942KW，船速 $V_s = 13\text{kn}$ 。在船体尾部双体之间所放置的升降平台起吊能力为 400 吨。载驳量为 13 只。其中三艘“拉西”驳漂浮在母船的双体船身中。靠锁柱硬性连接。十艘“巴卡特”驳由 400 吨升降平台吊至甲板平面，然后座落在两部担架车上。担架车上有滚筒，下有小轮，由液压铰车将其移动到甲板位置。

“巴卡特”型载驳船，由于尾部是双体，易产生涡流。为减少涡流，一个特别的尾流驳放置于三艘“拉西”驳之后。这种尾流驳有一个假底，假底的尾端能随齿条装置升降。拖驳船时，先装吃水最大的“拉西”驳，然后是吃水较小的，再后是吃水最浅的，最后再装尾流驳。并把假底调正至与最后的“拉西”驳吃水吻合。

“巴卡”特型载驳船及其驳船的主要尺度见表 7-3。

表 7-3 “巴卡特”型载驳船主要尺度

主要参数	巴卡特母船	驳 船
总 长(m)	103.76	16.82
型 深(m)	20.70	4.60
型 深(m)	10.50	3.30
吃 水(m)	5.41	2.40
载重量(t)	2600	147

四、浮进浮出型载驳船

浮进浮出型载驳船采用了浮船坞原理,驳船不需要起重机械吊上吊下或升降平台托上托下,而是依靠载驳母船本身配合驳船的吃水进行压载,使母船体沉入一定水深,舱室保持一定水位,驳船在水的浮力作用下,经过船首门(首进式)或船尾门(尾进式)进出于载驳母船舱室完成驳船单元装卸作业。再排出压载水,使母船

浮起来,将驳船运送到目的地。其原理见图 7-4。

升降驳船靠注排水系统,因此,驳船移动克服水的阻力即可。驳船浮进浮出母船体有三种方式:一是用绞盘机拖入;二是驳船本身自航;三是用拖(推)轮把驳船推入或拖出母船。根据驳船在母船体中放置的状态又可分成下列两种。

1) 驳船浮进母船后,以“干”的状态座落在母船体上。(即驳船不是漂浮在母船体中)。

这种船型的原始设计目的是作为“拉西”载驳支线的供应船,又称为“喂给船”。(LASH FEEDER VESSEL)。也可音译称之为“弗拉西”(FLASH)型载驳运输船。实际上它是一种半潜式小型干船坞。驳船浮进后直接座落在母船体上。随着这种运输船的发展,在原设计船型基础上,装上船头和桥楼并配置主机,成为可以自航的浮船坞。现已扩展至远洋船独立地作为载驳运输的母船了(但仅能单层装载驳船)。这种载驳船以日本住友重工工业公司相继建造的两艘“玛母茂斯·奥克”(Mammoth OAK)和“玛母茂斯·威陆”(Mammoth Willow)为代表。该船主要参数见表 7-4。该船布置见图 7-5。船首呈前倾式,方型船尾,单甲板船。并有短的首升高甲板。桥楼座于短首楼甲板之后。在主甲板以下桥楼后部设有集装箱甲板,可装载集装箱 108 个。从其后至尾部,在甲板以上及两舷侧间,形成似浮坞的部分是一个巨大的驳船舱。被运载的 18 只驳船成单层地装在其中(横向三个一排,纵向六个一列,直延伸至集装箱甲板下)。

表 7-4 玛母茂斯·奥克号主要参数

总长(m)	134.50
两柱间长(m)	125.00
型宽(m)	34.20
型深(至主甲板)(m)	7.50
型深(至集装箱甲板)(m)	16.70
设计吃水(m)	4.80
驳船装卸吃水(m)	10.53
载重量(m)	11400



图 7-4 浮进浮出型原理图

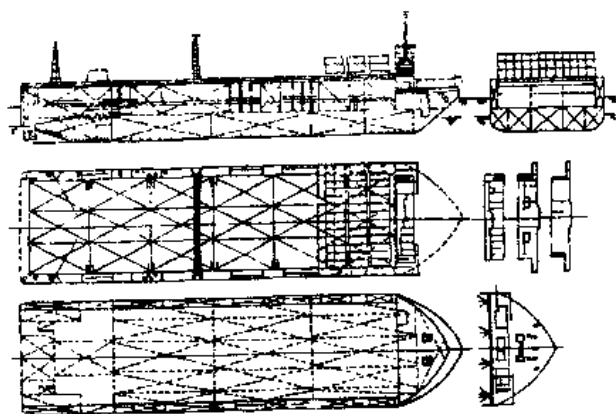


图 7-5 “玛母茂斯·奥克”号载驳船

该船主甲板下设有 15 个压载水舱(包括主甲板上首部舷侧的 4 个压载水舱),其总的压载

容积为 26258m^3 。自动化的机舱设于船尾主甲板下,分左右两部份,其间由主机控制室连接沟通。船体主甲板以上的左右舷侧设有双层壁,构成隔舱,每侧有六个舱室,前面三个为浮力舱,后面为两个压载水舱和一个淡水舱(或燃油舱)。该船为双机,双桨,输出功率各为 2162kW , 250r/min 。服务速度 $V_s=11\text{kn}$ 。续航力为 4000 n mile 。该船配导管螺旋桨。全船船员 16 人。

驳船浮进浮出母船作业,是通过主甲板下 15 个压载水舱的排、注水,使母船得以升沉。其最大沉深为 10.53m 。除用拖(推)轮把驳船推进已沉深的母船中,也可以用设置于船首升高甲板上的一台起重能力为 30 吨的起锚绞盘来牵引驳船上船。主甲板舷侧是浮力舱,使船舶保持足够的干舷。当船在装卸驳船下沉时,又使船舶获得稳性所需的水线面积。

2) 驳船浮进母船后,驳船以漂浮状态置于母船体内。

这种形式的载驳船是容纳驳船的
大概结构。船首(或船尾)有供驳船
出入的舱门(或尾门)。驳船从满载到
空载都能自由地浮进浮出,并以此确
定母船装卸的水深。因此,此种母船不
需对各个压载舱进行排注水,而且由于
驳船和母船都是独立地漂浮着,故
可采用箱型结构,驳船无须抬高,因此

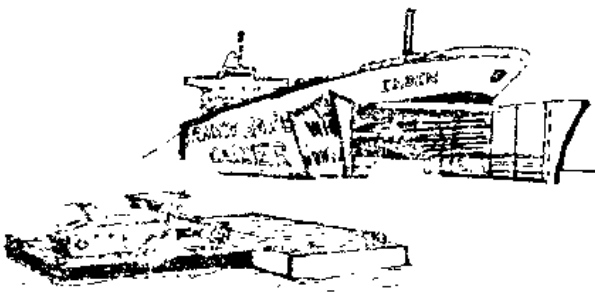


图 7-6 “巴可”驳首进式

无需克服重力做功。而且稳性较好。国际航运界已采用了上述载驳系统,开发了驳船浮进浮出式的载驳运输。当今世界有关国家不仅完成了单层装载而且又实现了多层装卸驳船的技术。经过实际营运证明,这种载驳运输,操作简便,安全可靠,是航运业较为熟悉的成熟技术。图 7-6 为“巴可”(BACO)载驳船首进形式。图 7-7 为“巴可”型载驳船(多层装载)的外形及总布置图。

目前,世界上已采用的闭坞式浮进浮出型载驳船主要几艘船型参数见表 7-5。

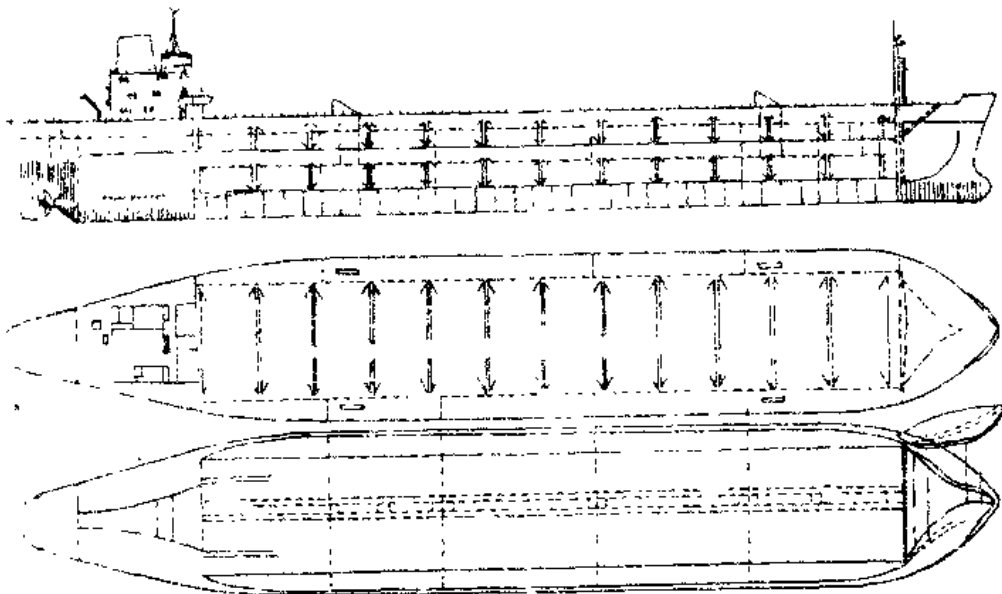


图 7-7 “巴可”型载驳船外形及总布置图

表 7-5

浮进浮出型载驳船主要船型参数

两柱间长(m)		150	159.92	169.44
水线长(m)		150	159.92	169.44
型宽(m)		28.5	28.60	28.50
型深(m)		16.0	16.00	16.00
吃水	船中(m)	6.2	6.10	6.00
	船首(m)	5.7	5.50	5.30
	船尾(m)	6.7	6.70	6.70
最大坞深(m)		9.85	9.75	9.65
主机功率(持续)(kw)		5148	5884	5884
试航速度(kn)		15.10	15.36	15.05
螺旋桨数(个)		1	1	1
螺旋桨直径(m)		4.50	4.80	4.80
螺旋桨转速(r/min)		135	135	135
压载水泵(t/h)		2×3500	2×3500	2×3500
载重量(t)		10850	11750	12650

五、多功能、大载量载驳船

该船也是采用闭坞原理,船体内有载驳舱室,驳船可通过首门浮进浮出载驳母船。其作业通过压载水量调节。同时在宽敞的甲板上装载集装箱,有效地利用全部装载能力。这在载驳运输技术上又前进了一步。

这种载驳船以目前航行于北欧、西非之间航线的两艘“巴可”班轮(Baco Liner)为代表。见图 7-8,该船是西德塞兴·纳德西维真(Thyssen Nordseewerke)工厂所建造。

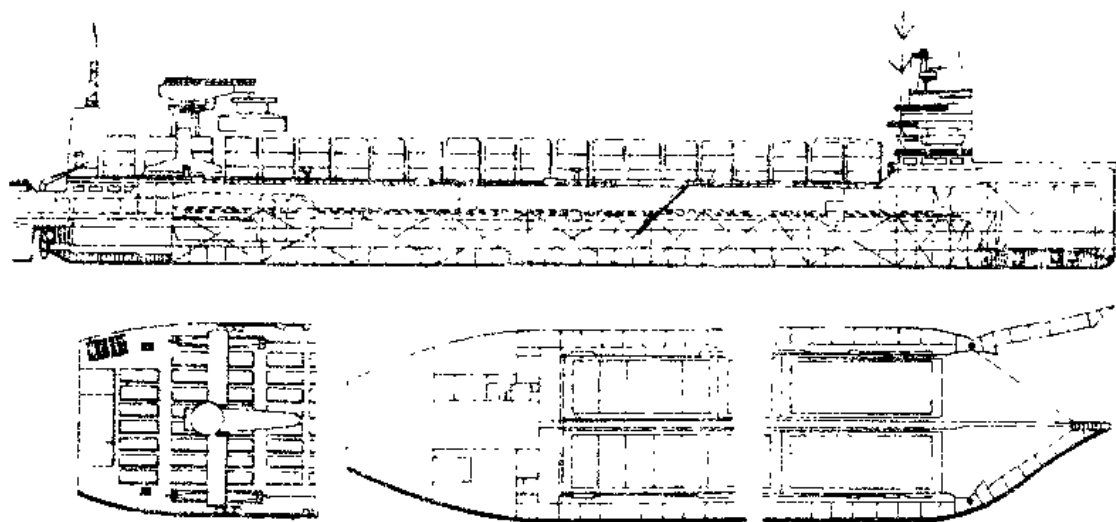


图 7-8 “巴可”班轮外型及总布置图

该船主要特点:不仅载运有二种功能,而且载量大、吃水浅,属于浅吃水船。其 $B/T = 4.672$ (按设计航行吃水)。其船型及驳船(巴可)主要参数见表 7-6。

由于该船甲板宽敞面积大,对装载集装箱是非常有利的。集装箱起重设备是采用电动液压集装箱式起重机,起重能力为 40t,见图 7-9。

集装箱起重机能装卸集装箱到任何足够水深的码头或载驳船上。该船平坦甲板能装集装箱 500 个(含 78 个冷藏箱)。驳船由船首进出母船,首开门为双层结构,首门关闭时形成母船

的流线型首部,并作为防撞舱壁。中心舱壁一直延伸到船的首柱,该处被充分加强后载有两扇开门的锁合装置。

表 7-6 “巴可”班轮及驳船尺度

项 目	“巴可”班轮	“巴可”驳
总长(m)	204.10	24.0
型宽(m)	28.50	9.5
型深(m)	14.15	5.1
最大吃水(m)	6.65	4.06
载重量(t)	21100	800

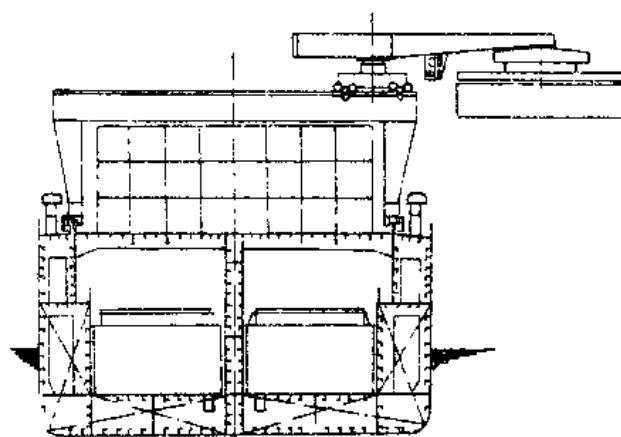


图 7-9 集装箱起重机装置

“巴可”班轮载驳船,一个螺旋桨。由 B & W8L55GF 型低速柴油机作为主机,150r/min,最大持续转速 90% 时,发出功率为 7870kW,船速 $V_s=15\text{kn}$ 。船员 20 人。

“巴可”班轮载驳船采用的“巴可”驳,吃水为 4.06m,进出母船体时,母船需要最低水深为 7.62m。“巴可”驳包装容为 1110m³,散装容积为 1220m³。

继“巴可”班轮两用途载驳船之后,又发展了载驳、吊装集装箱、滚装的三合型产品船。这种载驳船包括一块滚装尾跳板,一座为“拉西”驳船浮进浮出的首门和甲板上装卸集装箱的吊运车。这种三合型产品船以“开普利康”船为代表。该船沿船长中线设有水密纵舱壁,这样对船体的稳性及纵向强度均有加强。当进行浮进浮出驳船作业时,双层底及边竖舱用于母船压载。

“开普利康”三合型船有三种船型。即 LR-8, LR-12 及 LR-26(LR 系 LASHER 简称)。“开普利康”三合型船主要参数见表 7-7。

表 7-7 “开普利康”主要性能参数

主要参数	LR-8	LR-12	LR-26
总 长(m)	108	146	204
两柱间长(m)	104	142	199
船 宽(m)	25	25	36
型 深(m)	11.5	12	14
吃水(满载)(m)	4.6	4.8	5.8
载重量(t)	5710	10000	22000
主机功率(kw)	2942	6620	22065
船 速(kn)	12	15	22
船员人数	16	19	22
装卸能力(拉西驳)	8	12	26
集装箱	230	375	700

六、尾沉型多用途载驳船

这种型式的载驳船体内不设有载驳坞舱。母船靠尾部,中部设置的深浮舱,通过压载水量

调节,使母船体大部份下沉(最大下沉量为 35m)。驳船直接浮进或浮出母船甲板,母船靠排注压载水,使母船浮起或下沉,完成载驳运输作业。这种载驳船对运载大型驳船或组合驳船有着明显优点。这种尾沉型载驳船以西德“吕特琴—莱母尔”公司(LUTENS & REIMERS)建造的 25000t 广海多用船“P10”号为代表。该船主要参数见表 7-8。

尾沉型载驳船“P10”号,驳船进出母船甲板作业原理示意如图 7-10。外型及总体见图 7-11。

综上,开发载驳船运输,作为载驳船本身的技术开发并未终止,是属于正在完善之中的技术,载驳船尚处在发展阶段,其船型类别尚待开发研制。但从目前载驳船技术发展情况看,是否可以认为闭坞式的浮进浮出型载驳船在今后的发展中,将会获得更多的应用。

表 7-8 “P10”号主要参数

总 长(m)	144.11
两柱间长(m)	140.00
型 宽(m)	36.00
型 深(m)	18.00
型深(至中间甲板)(m)	9.00
自由吃水(m)	6.87
载重量(t)	25430.00
船尾最大沉深(m)	35.00

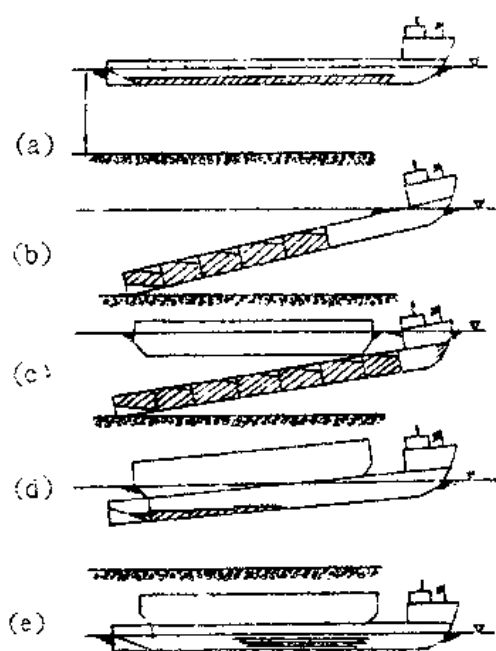


图 7-10 尾沉型载驳船作业原理图

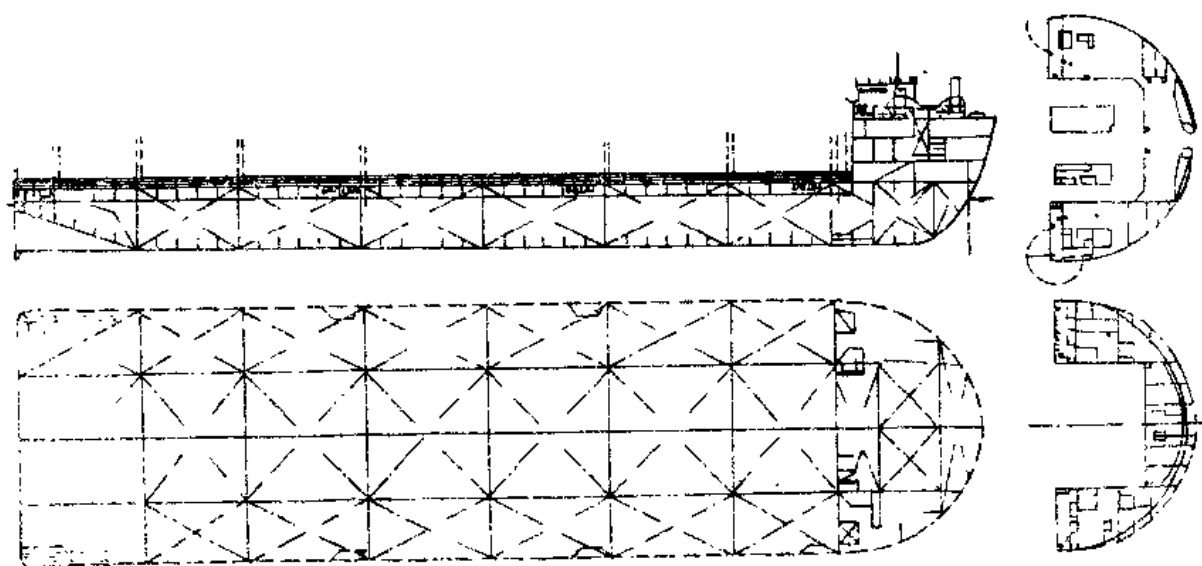


图 7-11 “P10”号尾沉型载驳船外型及总体布置图

§ 7-4 载驳船的设计及特殊装置

一、船型及性能

载驳船是继集装箱船、滚装船发展之后开发的一种新船型。一种新船型研制成功,往往需要一段时间,几年甚至几十年的努力。从载驳船发展的历史来看,对载驳船的探索、方案的制定,专门设备的研制以及设计的完善,前后共用了十多年的时间才投入建造。

载驳船船型的发展和变化较大,最早出现的载驳船以“拉西”、“西比”为代表。其船型及主尺度比普通货船差别不是很大。“阿卡狄·福列斯特”号其宽度吃水比 $B/T=2.89$,长宽比 $L/B=7.2$,方型系数 $C_b<0.75$,傅汝德数 $Fn=0.205$,船首有球鼻。由于是单机单桨(单尾线型),因此其尾型在满载水线之下与常规型货船差别不大。由于载驳船的特殊要求,上层建筑采用首桥楼,平甲板,船尾有燕尾型延伸甲板。

随着船舶大型化,以及“浮进浮出”型载驳船的产生,载驳船的船型也随之发生变化和改进,以适应载驳运输的新要求。船型发展主要特点:

1) 船型肥胖,其方型系数 C_b 一般在 0.78 以上。

2) 宽度吃水比 B/T 增大,长宽比 L/B 减少,成为浅吃水船或超吃水船。如“玛母茂斯·奥克”号载驳船,其 $B/T=7.125$, $L/B=3.65$,方型系数 $C_b=0.8193$ 。三合型产品“开普利康”号载驳船,LR-8、LR-12 及 LR-26 三艘船型,其宽度吃水比 B/T 分别为 5.43、5.208 及 6.2。长宽比 L/B 分别为 4.16、5.68 及 5.52。

3) 浮进浮出载驳母船,尤其是尾进型载驳船,一般均采用双机双桨。其尾部为双尾线型。对这种双尾船型的载驳船,如何在满足驳船从尾部进出母船比较方便前提条件下,两尾线型如何减少阻力,改善尾部流态,提高推进效率,尾型的设计就很重要。我国有关单位及高等院校在开发研制 35000t 肥大型浅吃水运煤船,提出的双尾鳍船型及有关参数是可以参照的。

目前,我国载驳船虽然尚未诞生,但有关载驳船型及性能的研究工作自七十年代末已经开始。交通部水运科学研究所与大连理工大学于 1978 年开始,结合海上接运澳矿为宝山钢铁厂提供矿石运载方式问题,开展了载驳船型研究。对载驳运输船进行了多方面探讨。以浮进浮出型载驳船首进式、尾进式及浅吃水、超浅吃水肥大型为目标,依据载驳船装载,作业工况等技术方面的要求,对九条不同船型方案的船模,进行了船模试验及有限元结构计算分析。其船模试验尺度比 $L/B=3.78-7.40$, $B/T=4.5-6.98$,方型系数 $C_b=0.75-0.90$,排水量 $\Delta=20000-31000t$ 。试验结果表明,对浮进浮出型载驳船,尾进型阻力性能较首进型为好。适通过对两条排水量相同的尾进型船型(船型主要参数见表 7-9)试验表明, B/T 值较大的“2”号船型,

表 7-9 1、2 试验船主要参数

主 要 尺 度 船 模	水线长 $L_w L(m)$	船 宽 $B(m)$	吃 水 $T(m)$	排水量 $\Delta(t)$	方形系数 C_b
1 号(尾进型)	186	29	5.3	23587	0.805
2 号(尾进型)	140	37	5.3	23000	0.835

其有效马力 P_E 在设计船速 $V_s=10.5kn$ 以下低速范围,均比“1”号船型为小。见图 7-12。这表明在船型设计时,满足排水量要求前提下,适当增大 B/T ,降低 L/B ,有利于尾部线型设计的合理性。如能采用双尾鳍线型,其阻力及推进性能均会获得较为满意的效果。

另外,通过对 A、B 型两条船模的(船型参数见表 7-10)耐波性试验,结果表明,对所选用的两条浮进浮出型载驳船,其 A 型(首进式)耐波性能略好于 B 型(尾进式)见表 7-11。这主要由于 B 型(尾进式)驳船在母船体中是处于漂浮状态,载驳母船下面没有开孔(水面调平孔),因此,在运行时耐波性较差。通常对这类载驳船下面均开有水面调平孔,以减少载驳船在波浪中的摇摆。

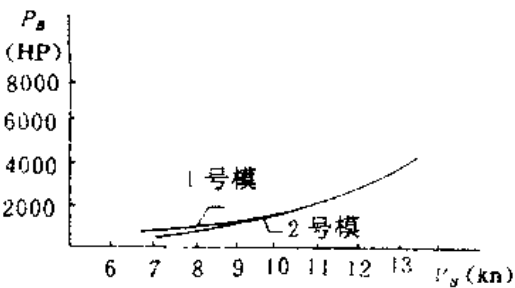


图 7-12 船模试验曲线

表 7-10 A、B 型要素

船 型	水线长 $L_{WL}(m)$	船 宽 $B(m)$	吃 水 $T(m)$	排水量 $\Delta(t)$	方形系数 C_b
A 型(尾进型)	196	29	5.3	26350	0.875
B 型(尾进型)	186	29	5.3	23587	0.805

表 7-11 A、B 二型船耐波性能

船 型	装载状态	七级风,有义波高 $H=4m$			
		横摇角 $\theta(度)$	纵摇角 $\varphi(度)$	升沉 $\eta(m)$	失速 $\Delta V_s(kn)$
A 首进型	满载	4.0	0.68	0.19	1.75
	压载	4.2	0.70	0.21	1.88
B 尾进型	满载	4.8	0.81	0.28	2.06
	压载	4.9	0.87	0.23	2.00

首进型(A 型)载驳船外型及总体布置见图 7-13。尾进型(B 型)载驳船其型线见图 7-14。

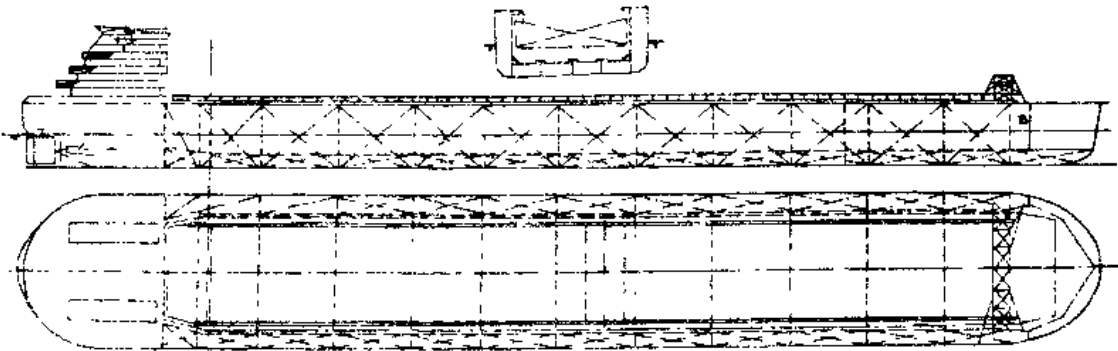


图 7-13 首进型(A 型)载驳船外型及总布置

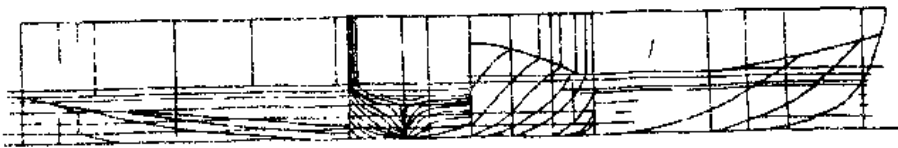


图 7-14 尾进型(B 型)载驳船型线图

二、载驳船设计应考虑的问题

1) 载驳船载货舱等部份的尺度要与所选用的驳船尺度成一定比例。

2) 减摇装置: 由于每条驳船重百吨甚至上千吨, 它们横向排列在载驳船的货舱内, 这就要求有较好的耐波性。船上要设减摇鳍和加装尺寸合适的舭龙骨及其他形式的减摇装置。

3) 载驳船的船侧, 要设有一些小凹口, 内有卸扣, 旁有护舷材, 以便驳船停靠系缆。船舱内每一层要设小走廊, 以便对驳船进行检查。考虑到驳船在多种外力作用下有变形的可能, 在船舱内装载的驳船之间应有一定的间隙, 由此产生了驳船的移动, 摇晃问题, 所以, 要有固定设备。

4) 考虑到有些港口拖船不足, 有的大型载驳船要自备小型推船, 以便利驳船运输。

5) 为防止螺旋桨的振动等问题, 通常考虑在载驳船上采用导管螺旋桨。

三、载驳船的特殊装置

这里所说的特殊装置, 是指驳船以漂浮状态容纳在母船体内的浮进浮出型载驳船的装置。

1. 水面调平孔(WSLH)

收藏在载驳船内的许多小型驳船, 借助钢制外框(母船壳体)与外界隔离开, 故不直接受到波浪和升沉的影响。但为了更安全运送驳船, 在载驳母船的驳船舱内下面开了许多叫做“水面调平孔”的特殊开口。通过这些开口使外部的海水与舱内的海水连通。借助这些开口, 可以减少载驳船在波浪中的摇摆, 并使载驳船湿舱内的海水消波, 这一效果已被试验所确认。

2. 静电接地

由于载驳母船和驳船是各自独立的, 驳船内的油品表面因驳船摇动可产生静电, 使两者之间形成较大的电位差。为了使电位差平均化, 将接地铜导线沿船长方向布置在载驳船上, 使它与驳船间的电气联接而接地。

3. 驳船的系统

驳船在母船体内的系结问题, 应引起足够的重视。容纳在湿舱内驳船, 按列和行排列。驳船的首与相邻的尾有安装在驳船上的特殊缓冲护舷材。驳船与载驳母船的侧面, 也有安装在驳船侧面的护舷材, 驳船的船底与载驳母船内底板间, 也用安装在内底板上的护舷材保护。这样驳船就不可能与母船体壳体接舷了。

驳船的系统, 采用操作简便可靠的方法。即在驳船中部两舷布置独桩, 在上面带尼龙绳, 把缆绳经驳船前后的双十字缆桩带在对面一舷的双十字缆桩上。

4. 驳船收藏的程序

驳船收藏一般由工作艇进行。驳船由工作艇从中间一列每次拖出一艘。左右舷的驳船就顺序后退, 在船尾部横移后, 向左右的一舷收藏。

为帮助驳船沿船长方向移动, 在载驳船尾部, 左右舷各设一台移动船用的液压绞车。另有供中间列用的一台。有时也可在每艘驳船上配有 2 个人, 帮助驳船移动。

§ 7—5 我国发展载驳船运输的可能性及前景

载驳船运输技术的开发, 在国际航运市场有限区域内的运输营运, 已取得了成功的经验。经营载驳业务的船舶公司在不断扩大经营范围, 并谋求新的运输市场, 载驳船运输技术不断在完善和发展。

目前, 在世界范围内采用载驳船运输, 尚属初期阶段, 它涉及技术成熟程度、经济合理性、

海运贸易法、保险、港口劳资关系、关税、载驳船本身及驳船的法律地位、各种规范及营运组织等一系列问题。对这种新开发起来的载驳运输在初期阶段所遇到的这些问题,似乎也是正常的。

一、我国发展载驳运输的前景

我国发展载驳运输不仅十分必要,而且具有开发和发展载驳运输的良好条件。在我国实现四个现代化的进程中,随着改革开放政策的深入发展,货运的任务十分繁重。迫切需要水上运输的多样化,以便进一步提高经济效益。

1) 水域地理条件:我国海岸线长,从南到北有多条东西向河流与沿海港口相联系。珠江、长江、黄河几大水系是沟通沿海与内地的重要交通渠道。尤其是珠江、长江两大水系在两江口都具有载驳船锚泊作业的良好条件。

2) 运输结构与货运条件:目前我国江、河船舶还不能延伸到海上。海船也不能深入更远距离的内河航道。长期以来,海、河运输企业一直在追求探索江海直达运输方式,以减少货物的中转倒载环节。扩大运距,从而降低运输成本,提高运达速度,减少货差货损。

所以,江海直达运输结构的建立是客观上的需要。就以上海港为例,该港集散各方的中转任务十分繁重,这也是造成压船压港的重要原因之一。如果在运输结构上相应进行改变,对缓和压力将会起到积极的作用。载驳船可称为较为理想的运输工具,载驳船对各种货物适应性强,集散方便,并可使江海直达货物多样化单元混装,货运量极为广泛。

二、我国发展载驳运输面临的问题

我国发展载驳运输首先面临的问题是技术可靠性和经济合理性如何。纵观载驳船运输发展的历史,从开凿者的道路上吸取有益的经验教训都是十分必要的。

1. 载驳船的技术可靠性

从载驳船安全可靠出发,不难看出,以“拉西”、“西比”型驳船吊上吊下系统,平台升降系统所涉及到的较复杂的机械设备和机械运转。如果机械设备某一部件失灵,就会使驳船运输中断作业,影响高效率的发挥。浮进浮出型载驳船系统的出现,使载驳运输又发展到一个新的阶段。浮进浮出型载驳船,靠压载水舱调节使之船舶升沉,从而使驳船自由进出。而压载水舱调节主要依靠水泵这一设备。水泵是航运业最成熟的技术,将水泵应用于驳船装卸作业系统,既安全可靠,又经济。水泵投资少,设备比较简单,便于制造安装,管理方便,应该说目前水平采用船坞原理为基础的载驳船在技术上是比较成熟的。我国发展载驳船运输就应从此开始起步。

2. 载驳船的经济性

载驳船的经济性究竟如何?一直是造船界、航运业所关注的问题。世界各国都曾为此做过大量的经济性分析比较和论证。

(1) 建造成本

载驳船与普通船相比,曾有人做过这样的统计分析:以美国至北欧航线为例计算,如果常用的载货量为 9000 吨的货船,往返一次要 60 天(其中在港及航行时间各一半),每艘船每年运输量为 108000 吨。而“西比”型载驳船,每艘船载货量为 23700 吨,往返一次 30 天(在港时间 4 天,航行 26 天),一年内一艘“西比”载驳船的运输量为 568000 吨,相当于 5 艘普通货船。建造一艘载驳母船连同驳船 83 条总造价为四千二百万美元。而 5 艘普通货船的造价为八千万美元。至于燃料的消耗量,保险费、领港费及驳船在港费等,一艘载驳船均比五艘货船便宜。可见载驳船与普通货船相比有一定的竞争力。

载驳船以“拉西”型为例,与集装箱船相比,据资料,1973年交给美国德尔塔公司的“拉西”型载驳船平均造价为26百万美元。1970年1200个20英尺集装箱的典型集装箱船造价为16.5百万美元。从表面数字看,给人的印象是载驳船的建造成本比集装箱船高,但实际比较应当考虑每一个当量单位的成本。由于“拉西”载驳船实际可作为集装箱运输船使用,比较的标准应建立在两艘船每个集装箱单位的建造成本上。另外,也应把运输单元即集装箱及驳船的建造成本统一考虑进去。

“拉西”驳每条按43000美元计,每艘载驳母船需178条拉西驳。因此每艘“拉西”型载驳船需要的“拉西”驳船总造价为7.7百万美元。而一艘集装箱船要三套集装箱。如果20英尺集装箱每个1500美元,那么三套1200个集装箱需5.4百万美元。一条驳船寿命约为20年,而一个集装箱的寿命一般仅为8年。因此从长期经济效益考虑,载驳船总的建造成本不比集装箱船高。

(2) 运输成本

据有关资料,典型干货的运输费用如表7-12。

表 7-12 $1m^3$ 典型干货的运输费用(美元)

船 船 类 型	发展中国家	发 达 国 家		
		低成本(日本)	高成本(欧洲)	最高成本(美国)
集装箱船	1.25	1.25	1.5	3.5
“拉西”载驳船	2.00	2.30	4.0	10
托 盘 船	1.5	2.60	5.0	11
散 货 船	2.0	3.5	7.0	15

从这些资料看,集装箱船与载驳船在运输费用方面也比常规货船有利,运费率是较低的。此外,就其他方面如,维修费用,船员人数,全部直达固定费用等都是较低的。据交通部水运科学研究所提供的有关资料,以国内从浙江北仑山运送矿石经上海进长江的运输方式及经济分析中,曾对各类适宜的船舶进行论证,并以运费率作为评价指标。结果是自航驳12.13元/t,自航顶推12.95元/t,自卸船10.12元/t,载驳船7.31元/t。若能安排双向有货则经济性更高。因此,在一定航区范围和航线上,经营载驳船运输在经济上是有利的,也是合理的。

对不同航线、航区究竟选定什么样的船舶,采取什么样的运输方式要进行多方面分析和论证。不同船舶有不同作用,载驳船装载货物及航线与集装箱船不同。载驳船能运载集装箱船所不能运输的货物及设备,能航行到集装箱船所不能到达的港口。在从内河出发到以内河作为目的地的运输情况下,载驳船具有的优点就更明显了。

参 考 文 献

- [1]安茂格、孟宪钦:《载驳船研究》,国际海事会议论文集,上海,1983.10.
- [2]孟宪钦等:《浅吃水肥大船型载驳运输船的试验研究》,大连工学院,1982.10.
- [3]付祥浩:《国外载驳货船运输情况简介》,海运科技,1978.2.
- [4]Moncke H:“Development and Prospects of Barge-carrier Systems”,Inst Shipping Economic Bremen,1975.
- [5]Borkowski J:“LASH Versus Container Ship Slot Construction Costs”LASH Systems Inc,

1975.

[6]“The Motor Ship”, Vol60, No714, January 1980.

[7]“LASH Seabee”, Shipping world & Shipbuilder, 1977. 1.

[8]《国外标准型万吨级货船》,上海市造船公司国外资料编辑组, 1974. 3.

[9]朱美琪等:《运输船舶设计特点》,武汉水运工程学院, 1982.

[10]张德洪:《运输船舶船型技术经济论证方法》,人民交通出版社, 1982.

第八章 多用途货船

自 60 年代以来,世界各主要造船国家竞相发展并建造多用途货船。今后件杂货运输在各主要干线上以集装箱船为主,在不定期航线及在干线上运输不能装箱的货物时,则以多用途货船最有前途。

本章从干货船的发展过程,分析多用途货船的主要性能及特点,并对该型船的总布置特点等进行叙述。

§ 8-1 多用途货船的发展概况

一般所讲的多用途(Multi-purpose)船是指多用途干货船。干货船又称杂货船、统货船、通用货船(General Cargo Ship)等。以往由于这类船能装载各种形式的包装货,其通用性强,使用范围广,与专用船相比也可称为多用船。从杂货船的演变来看,有逐步向更多用方向发展的趋势,其主要原因是技术上的可能性与经济上的有利性。随着造船技术的发展,已有可能在不增加很多投资与设备而使用、操作又较简便的条件下,使船舶具备多种用途的能力。从经济性上来看,虽然对运输某一类货物不如专用船效率高、成本低,但在货物品种多、变化大、货源不稳定的情况下,则多用途船由于其适应性强,揽货能力高,并减少了空放及等港的机会等,提高了船舶的营运率,因而在经济性上要较一般干货船优越。由于这些原因各国竞相发展各具特点的多用途货船。

由于干货品种繁多,特性各异,如件杂货(包括一般包装货、成组货、重货、大件货、成套设备、车辆等)、散货(包括谷物、矿砂、煤、化肥、水泥、盐、糖等)、集装箱、木材、冷柜货、油脂及滚装货等。所有这些货类,按其船舶性能及设备等的要求可归纳成如下五类:件杂货、散货、集装箱、重大件货及滚装货。从扩大多种用途的角度来看,如何能高效率地载运上述五类货(单独装载或混装)就成为多用途船所追求的目标。

一、前阶段(大体在 60 年代中期前)

在第二次世界大战期间,为适应战时后勤保障的要求,各海运国家都成批建造标准型干货船。其中以载重量为 10,800t 的“自由轮”(先后建造 2500 多艘)及载重量为 10,000t 的“胜利轮”(先后建造 600 多艘)最为著名。这些船在战后便成为各条海运航线上杂货运输的重要力量。进入 60 年代,这批船已使用 20 多年,面临大量报废,而世界杂货的运输量在不断增长。此外,造船技术水平的提高有可能设计、建造出较“自由轮”具有更高运输效能的新一代干货船,因此,各国船东及造船界致力于研制新的干货船型。其后陆续出现的,作为“自由轮”更新型的所谓标准型经济船便有了大量发展。其中以日本石川岛播磨重工业公司(IH1)和加拿大 CAMPBELL 公司共同设计的“自主型”(FREEDOM)及英国 AUSTING & PICKERS GILL 公司的“SD14”尤为著名。图 8-1 为“自主型”的示意图。该船及“自由轮”、“SD14”的主要要素见表 8-1。

由于干货船的载重量变化幅度不太大(远洋船大多在 12000~15000t 间,大的也只在 25000t 左右),而且市场需要量大,订购数也比较稳定,因此造船厂可用流水线成批生产,这样不仅造价降低,而且建造质量稳定可靠,交船期短。

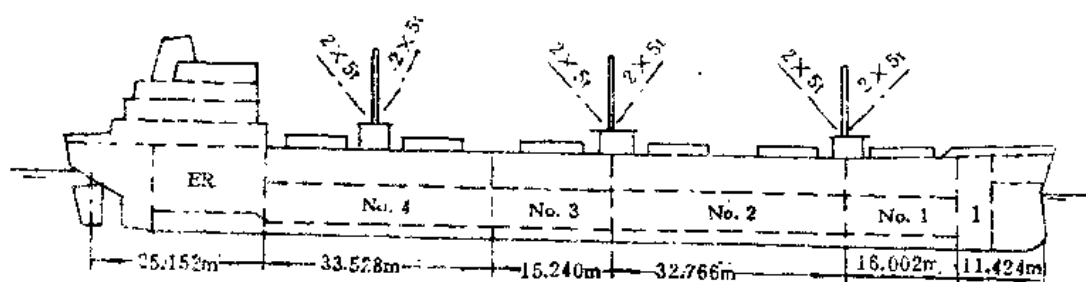


图 8-1 “自主型”总布置示意图

1-压载及燃油深舱; 2-货舱口 9.144m×9.60m

表 8-1

60年代干货船主要要素

主要要素	自由轮	自主	SD14
两柱间长(m)	127.00	134.112	137.50
型宽(m)	17.35	19.812	20.40
型深(m)	11.36	12.344	11.80
吃水(m)	8.44	9.034	8.90
排水量(t)	14230		19500
载重量(t)	10810	14800(LT)	15025
包装容积(m³)	14170	18568	
散装容积(m³)	15930	19951	21335
船速(kn)	10.25	13.6	15.0
主机功率(kw)	1898	3773	5590

根据上述原因,各国造船厂,特别是大型船厂,各以自己价廉质优的标准型干货船投放市场,招揽顾客。而用船部门对不定期货船,往往用于运输一些低运价的货物,对船舶的航速及设备并不要求很高,然而对经济性却十分重视,即往往从造价和运输成本最省及揽货能力强等角度着眼。所有这些促进并推动了干货船型的发展。因此,对新一代干货船提出如下一些主要要求:1)造价及营运费用低,建造周期短;2)简单可靠,操作简便;3)能作多种用途;4)吨位适中,并适应世界上大多数港口泊位的条件。

从多用途的能力来看,这一阶段建造的船,主要是既保持遮蔽甲板型船装运件杂货的特点,又有相当于单甲板散货船载运散货的能力,同时也适当照顾到载运集装箱及甲板货等。在设计中特别对载运散货作了考虑。所采取的技术措施主要根据有关公约的规定。

根据《国际海上人命安全公约》规定,对任何装运散装“谷物”(包括小麦、玉米、燕麦、大麦、大米、豆类、种子及其自然状况具有与谷物相同特点的制成品)的船舶在整个航程中的完整稳性有特殊规定。如由于谷物移动产生的横倾角应不大于 12° ;初稳性高度经各舱自由液面的影响修正后应不小于0.3m以及稳性曲线下净面积不小于 $0.075 \text{ 米} \cdot \text{弧度}$ 等。这些规定是考虑到在运载过程中由于谷物移动产生的有害倾侧力矩,如不计及此影响严重的将造成船舶的倾覆。

谷物移动产生的倾侧力矩,其大小主要取决于谷物自由表面的大小及平整情况。根据公约

规定,应执行一切必要的和合理的平整,把所有谷物自由表面匀整成水平,并使谷物移动的影响减至最小。对所有“满载舱”中的散装谷物应进行平整,使其充满甲板下及舱口盖下一切空间,达到最大可能的程度。但如该舱设有输送管、添注口甲板或其它类似设备则可免除平整。此外公约还规定,在舱内可设置纵向隔壁,作为减少移动的有害横倾影响,但这种隔壁应设置成谷密。公约还规定了倾侧力矩的具体计算方法。

根据这些规定,在干货船上兼装散装谷物,常采用如下两种技术措施:

(1)与散货船一样,设置顶边舱,在中间甲板上开有添注口,使谷物能自由地流入大舱,充填边角空隙,以减少平舱工作及得到最大的装载量(图 8-2)。

(2)在甲板间舱的舱口两端至水密舱壁间设置永久性钢质半纵舱壁,并使下甲板的舱口盖在开启时竖立在船中或舱口两边,作止移隔板用,或在装散货时临时加装活动止移隔板,以减小谷物倾侧力矩。

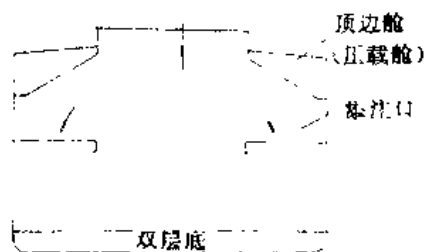


图 8-2 散装谷物干货船的剖面图

二、近阶段(大体自 60 年代后期以来)

由于集装箱运输的日益发展,航线不断增辟,全集装箱船愈来愈多地投入营运,这样不仅使以运输杂货为主的定期干货船在一些主要干线上逐步为集装箱船所替代,而且对航速较低的不定期干货船也产生很大影响。进入 60 年代以后,由于经济的发展和政治的影响,世界贸易情况变得捉摸不定,海运形势也随之动荡多变,因此对新一代的干货船提出更多的要求,以扩大其使用范围,适应不断变化的形势。各国在设计这类船时所追求的基本目标是:

(1)能适应多种航线,即所谓全世界范围服务的船型;

(2)能尽可能高效率地载运各类货物(特别是载运件杂货、散货、集装箱及重大件货等四类),达到所谓泛多用途高效能船;

(3)使用简便,造价低廉。

至 60 年代后期,在发展全集装箱船的过程中,对大舱口引起的一系列问题在理论及实践上已基本得到解决,这样新一代的多用途船采用大舱口,扩大集装箱的载运能力,不仅是客观的需要,而且技术上已能实现。在这一期间,各国建造的多用途船力求向多用性方向发展,也就是在前一阶段多用途船能兼运散货的基础上进一步扩大装运集装箱、重大件货的能力。按其兼装集、重、滚三类货的能力来分析,近期建造的多用途船,大体可划分成四类:

(1)以载运集装箱为主的多用途货船

这类船的起货设备主要配置旋转吊车(克林吊),有的也用吊杆,但均不设重吊,有 1~2 个舱配置双克林,其最大起重能力可达 40~50t,以备装卸 40 英尺集装箱及较重的货物。全船货舱的划分除考虑集装箱的排列外,相对比较均匀。舱口开得尽可能大(或采用双排舱口),以便能装载尽可能多的集装箱。图 8-3 为 1976 年造的“VIVIEN”号多用途货船的总布置示意图。

(2)以运输重大件、特长件为主的多用途货船

这类船设有重吊(40t 以上至 500t),舱数较少,舱长较大,一般设单排舱口,舱口宽度并不很大,以留有一定的甲板面积供装载甲板货。图 8-4 是 1977 年建造的“若菊丸”重货多用途船的总布置示意图。这类船的运输对象除一般货物、集装箱外,主要载运各种重大件(如重型机械、小艇、设备、重型车辆等)以及钢铁制品,散货中的煤、矿砂、谷物等。为了尽可能扩大甲板集装箱的载运量,在舱口围板与舷墙间设置可移动的横梁等。

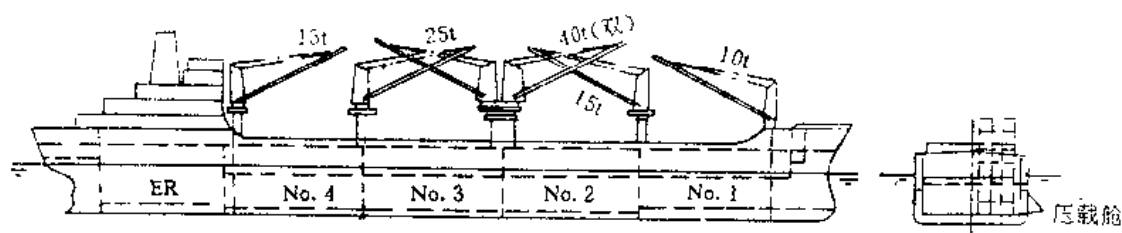


图 8-3 “VIVIEN”号总布置示意图

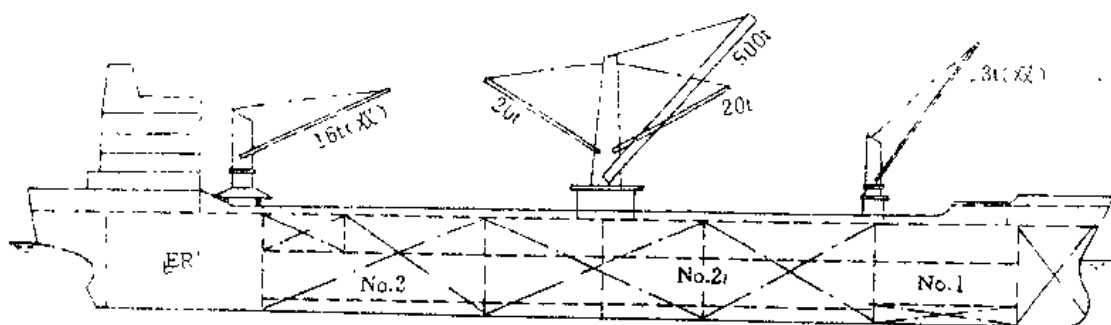


图 8-4 “若菊”丸总布置示意图

重货多用途船的出现是根据世界贸易新形势的需要。因为各发展中国家为了发展民族工业,对成套设备、大型机械及电机产品、工业用车辆的需要量大大增加,致使各经济发达国家对这类产品的输出量日益增长。例如日本 1972 至 1976 年间成套设备的输出量自 1.0 千万吨增至 6.0 千万吨。目前成套设备已成为日本三大出口货(汽车、钢铁、设备)之一,并取代了传统的纤维品及杂货的出口。

(3)兼运集装箱及重货的多用途船

这类船将上述二类多用途船的特点和功能结合在一起。其基本考虑是尽可能增大集装箱的运载能力,可作为半集装箱船使用,又增强双层底及甲板承载能力,配备重吊载运重大件货。图 8-5 为日本 1979 年交货的“B1B1”号多用途船的总布置示意图。该船的主要要素为:垂线间长 168.0m,型宽 26.3m,型深 14.2m,设计吃水 9.5m,载货重量 22377t,主机最大功率 11032kw,服务速度 17.8kn,20 英尺集装箱载运能力为舱内 444 箱,甲板上堆装三层共 372 箱,总计 816 箱。

(4)兼运集装箱、重货及滚装货的所谓泛多用途船

丹麦建造的“HAMLET”型第一艘船“HAMLET ALICE”号将杂货、散货、集装箱、重货、滚装货兼装于一船,其总布置示意图如图 8-6。该船的主要要素为:垂线间长 122.3m,型宽 20.50m,型深 12.20m,甲板间高 4.6m,设计吃水 9.10m,结构吃水 9.40m,载重量 12500t,二台主机额定功率各为 2118kw,750rpm 的中速柴油机由减速齿轮减至 80rpm,服务速度为 15.5 kn,散装容积 21500m³,包装容积 19650m³,集装箱 380TEU,尾跳板长为 17.0m。在载运散货时,第二甲板的铰链式舱口盖开启时把甲板间舱分成二部分。在整个甲板间可用于滚装作业的总面积有 750m²,该容积也可用于装载一般件杂货、散货及集装箱。第 4 货舱上甲板的舱口盖采用浮箱式,借助重吊可运载重量为 200t 的驳船,舱口盖的后半部可用于压载。

从最近建造的多用途船来看,上述四类船均有建造,目前还看不出用途多的船有取代用途

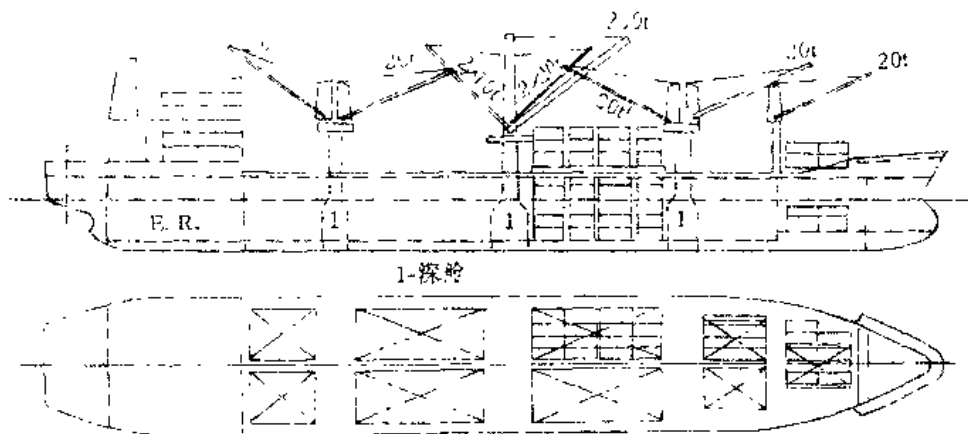


图 8-5 “B1B₁”号总布置示意图

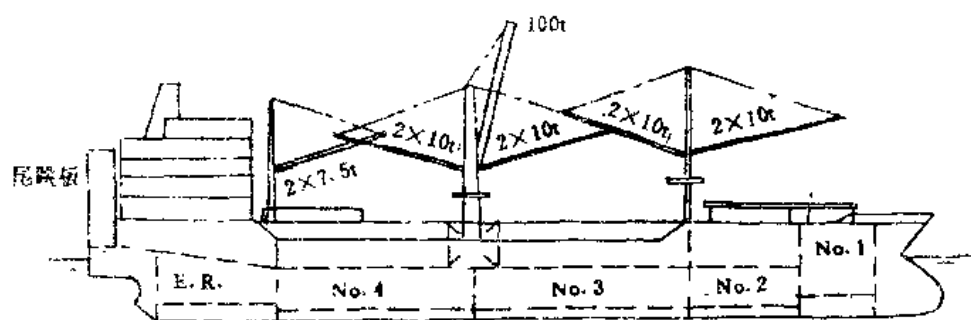


图 8-6 “HAMLET ALICE”号总布置示意图

少船明显趋势。确定一艘船的多用途功能的大小,主要取决于这类船对客观运输要求的适应性及其实际的营运经济效益,如货源情况,各运输公司的船队组成及对今后运输前景的预测等而定。但如随着造船技术的不断发展,使船的用途增多而造价不太高,而且在运载某一类货物或混装不同类型的货物时又均有较高的营运效率,显然用途多的船必将具有更大的吸引力。

1977 年秋 708 所开始设计的 17500t 多用途货船(“海建”号), 于 1981 年 2 月在上海中华造船厂建成并提交船主使用。这是我国第一艘出口的以载运杂货为主的多用途货船(图 8-7)。

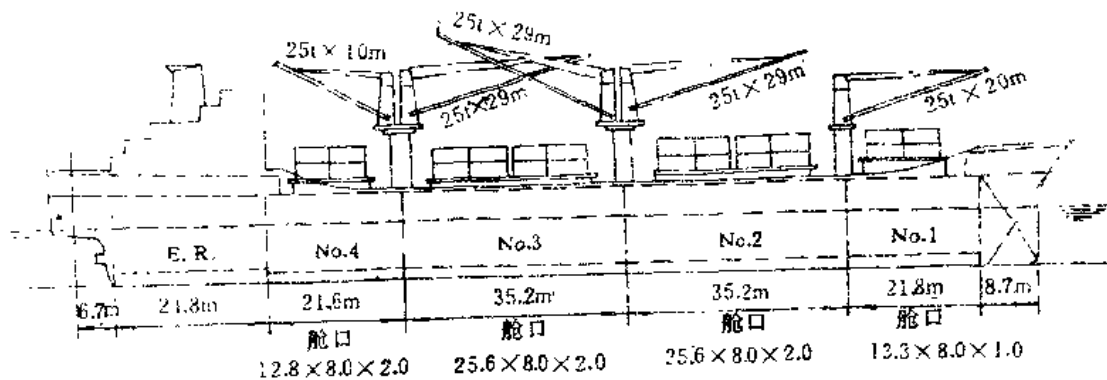


图 8-7 17500t 船总布置示意图

此船在国外获得较好的评价。该船的主要要素为：

总长	164.30m	垂线间长	154.01m
型宽	22.86m	型深:(至上甲板)	13.20m
设计吃水	9.28m	(至下甲板)	9.20m
最大吃水	9.744m	载重量:(吃水 9.28m 时)	17557t
包装容积	24710m ³	(吃水 9.744m 时)	18962t
散装容积	26575m ³		
续航力	15000 海里	压载水舱容积	4732.6m ³
船速:		集装箱数(TEU)	534
试航状态(8238kw)	18.3kn	主机 B & W 6L67GFC 一台	
满载状态(7502kw)	16.1kn	最大持续功率 8238kw (rpm 119)	
常用功率	7502kw(rpm 115)	船员	39 人

1981年初,上海中华船厂与西德欧罗洛格(EUROLOG)设计室联合设计 3880/6105t 载重量多用途船(图 8-8)。该船以载运集装箱为主,但也可以装载木材、水制品、散货、谷物、包装货、垫板货及水果等多种货物。在设计中追求的目标明确、构思新颖,给人以不少启发。该船的主要要素为:

总长	105.95m	垂线间长	96.30m
型宽	17.50m	型深	9.00m
中间甲板高	5.14m	满载吃水	6.989m
设计吃水	5.439m	满载排水量	8991t
设计排水量	6722t	主机最大持续功率	2868kw
船速及续航力	14.5kn/12000 海里	首侧推装置	320kw 约 4.8t 推力。

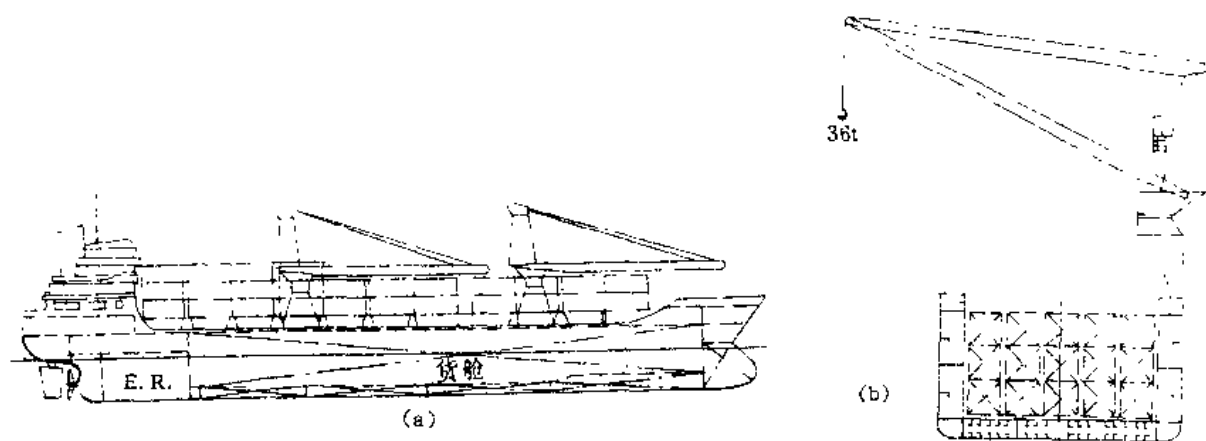


图 8-8 3880/6105t 船总布置及横剖面示意图

从增大舱容,尽可能多地装载集装箱的指导思想出发,全船设计成一个大统舱,长度达 69.3m,占垂线间长的 72%,货舱宽 14m 占型宽的 80%,货舱口与货舱同宽。这样不仅容积可以充分利用,而且装卸效率高,加速了运输周转,对装载货物的种类几无限制。

在起重设备上,采用二台克令吊,每台起重量达 36t 能单独地吊起一只 40 英尺集装箱。为了能形成一个大统舱,并使吊车的设置不占据舱容,吊车设置在一舷。这样在装卸货时,为了保证稳性,只能在未布置吊车的一舷进行装卸作业,为此这二台吊车的臂长取 24.5m,使吊车臂跨过船宽后能伸出舷外 8.6m 左右。吊车的单舷布置,使船舶的横向不平衡,为此采用了以燃

油或压载水对另一舷进行加载的方法。此外在货舱内装载集装箱时也偏心布置,以便使船舶在各种状态下都处于横向平衡。

§ 8-2 多用途货船的设计特点

多用途货船设计的最基本特点是在于高效率地运载多种货物。当装载重货时,希望船舶有较大的排水量,以充分利用舱容;为了增加轻货载量,常利用甲板装货或载箱;当装载轻货及集装箱时,希望有较大的舱容,以提高船舶的载货量,增加营运收入。由这些基本特点,构成多用途货船的一系列相应的设计考虑。

一、船型与机型

1. 船型

60年代以前干货船大多采用遮蔽甲板船型,这是一种双甲板船,在上甲板间按规定设有一些开口(吨位开口)后,甲板间的部分容积可免于吨位丈量。1966年政府间海事协商组织(IMCO)对二层(或多层)全通甲板船取消了吨位开口的规定,而制定出吨位丈量中的“大吨位”及“小吨位”的规则。1969年政府间海事协商组织制订的“国际船舶丈量公约”取消了“吨位开口”及“大、小吨位”等的规定,简化了丈量规则。该公约已于1982年通过实行,因此从吨位上对船型的影响将大大减小。

对大多数多用途船来说,即使无吨位丈量方面的考虑,仅从载运多种类型货物的方便性来看,仍以设置两层甲板为宜。有的船还设多甲板或活动甲板以适应装运汽车或怕压货物。

2. 机型及机舱位置

关于机舱位置,绝大多数的多用途船都布置在尾部。对航速较高的船,特别是采用低速重型柴油机或采用双桨的船,由于机舱布置在尾部有一定困难,或者要求机舱过长时,需采用偏尾机型。偏尾机型是将机舱适当前移,这样可改进尾机型的缺点,但也削弱了尾机型船所取得的优点。

关于多用途货船的主机机型,据统计国外100种标准干货船的资料[3],主机机型全为柴油机,其中83种为低速机,17种为中速机。从船速要求、燃料价格、维修保养及船员管理等各种因素考虑,多用途货船采用中、低速机各有利弊,总的看来将存在共同发展的局面,当前低速机仍占领先地位,但中速机将会有相当的发展。

二、主尺度与尺度比

1. 一些统计公式

根据[6]统计,现代多用途货船的船速多数在15~16.5kn范围内,在载重量为5000~25000t之间时,各主尺度与载重量系数[13]的回归式如下,可供设计估算时参考。

$$(1) \text{垂线间长: } L_{pp} = 29.4 \left(\frac{DW}{100} \right)^{1/3} - 1.7 \quad (m)$$

$$(2) \text{型宽: } B = 4.1 \left(\frac{DW}{100} \right)^{1/3} \quad (m)$$

$$(3) \text{型深: } D = 2.9 \left(\frac{DW}{100} \right)^{1/3} - 3.1 \quad (m)$$

$$(4) \text{最大吃水: } T = 1.9 \left(\frac{DW}{100} \right)^{1/3} - 1.0 \quad (m)$$

$$(5) \text{长宽比: } L/B = 5.18 \left(\frac{DW}{100} \right)^{0.01}$$

(6) 宽度吃水比: $B/L = 2.93 \left(\frac{DW}{100} \right)^{-0.039}$

(7) 型深吃水比: $D/T = 1.084 \left(\frac{DW}{100} \right)^{-0.043}$

(8) 载重量系数: $\eta_{DW} = 0.6275 + 0.0049 \times \frac{DW}{1000} + 0.385 \times (C_b - 0.7)$

主尺度与载重量统计的规律如图 8-9。

文献[16]对 1967~1985 年间

160 多艘多用途货船主尺度作了统计, 得回归式如下:

$$L_{pp}/B = 8.98 \times 10^{-3} L_{pp} + 5.09,$$

$$L_{pp}/D = 2.45 \times 10^{-2} L_{pp} + 7.32,$$

$$L_{pp}/D = 2.88 \times 10^{-2} L_{pp} + 10.96,$$

$$C_b = 8.0 \times 10^{-4} L_{pp} + 0.644,$$

$$F_s = -2.8 \times 10^{-4} L_{pp} + 0.249,$$

$$KG/D = -1.85 \times 10^{-3} L_{pp} + 0.913,$$

$$GM/B = 2.2 \times 10^{-4} L_{pp} + 0.0559.$$

2. 主要尺度

(1) 型宽: 现代多用途货船设计中, 常多装甲板集装箱或甲板货以提高载货能力, 因而从稳性要求常取比普通干货船大的船宽。此外在 $DW = 13000 \sim 25000t$ 范围内的船舶, 不少都取型宽为 22.86m (这是考虑经过圣·劳伦斯水道的要求, 现已放宽到 23.1m)。载重量在 20000~25000t 的船舶, 因稳性等需要, 型宽常取到 25~26m。同时船宽与舱口宽度的合理配合以达到尽可能多地装载集装箱。

(2) 型深: 主要从载运集装箱所需的层数出发确定。型深与有关尺寸的关系如下式所示:

$$D_s = h_s + t + h_b + f - (c + h_c)$$

式中: h_s —双层底高度;

t —垫板厚度, 在 25~50mm 之间;

h_b —集装箱高度, 等于层数乘箱高 (8 英尺箱为 2.438m);

f —集装箱顶与舱口盖下缘的间隙, 一般为 0.1~0.2m;

c —梁拱;

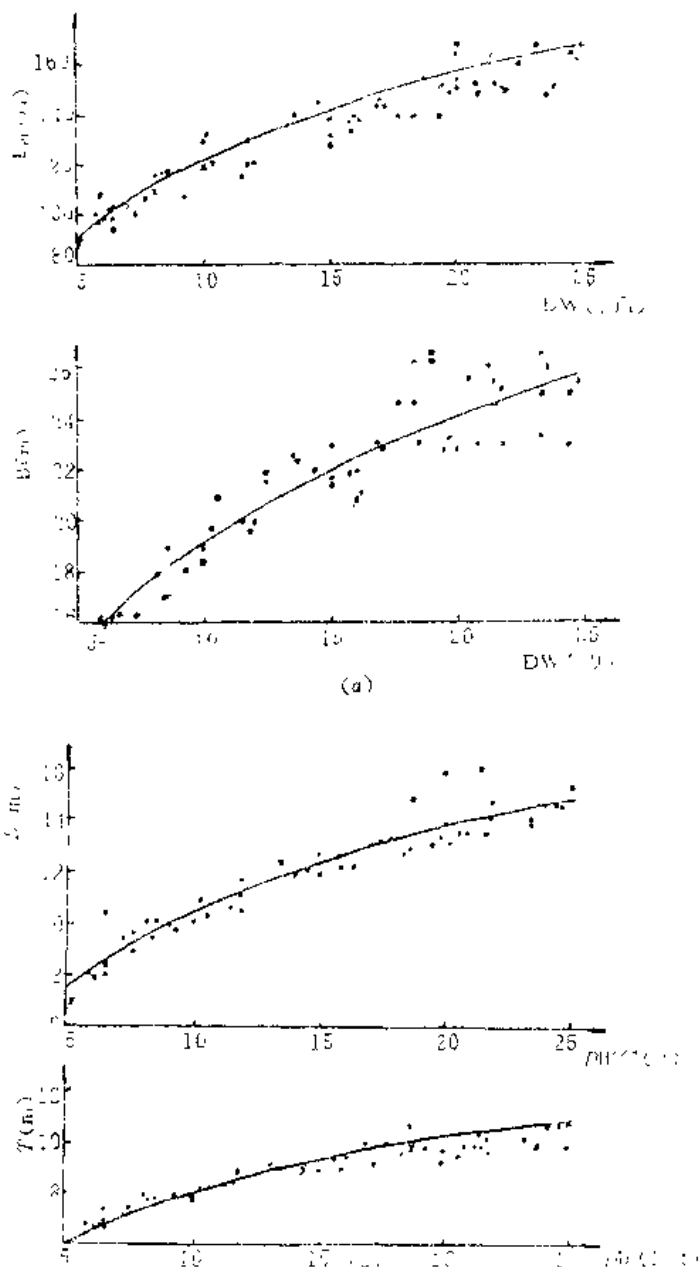


图 8-9 L, B, D, T 与 DW 的关系

h_k —舱口围板高度。

此外,型深的确定还要考虑其它轻泡货所需的舱容要求。

(3)吃水:为了能适应各种航线,所以设计吃水较多取为 9.15m 以下,这个吃水适合世界上大多数港口。多用途货船的设计吃水常作为一种标称吃水,用来设计型线,确定船速等。除设计吃水外还常有最大吃水(即结构吃水,也可能是最小干舷吃水),这个吃水是考虑到装载重货时能充分利用舱容增大装载量。

(4)船长:一般说,取较小些的船长,适当配合较大的船宽及方形系数最确定多用途货船尺度的基本倾向。但船长的确定涉及的因素较多,应全面考虑后确定,现仅对如下几点作一些说明。

1)首、尾尖舱及机舱长度:从已建造船的统计来看比较离散,首尖舱的长度除按《钢质海船建造规范》规定的不得小于 $0.05L_{pp}$ 外,还应考虑首部线型的尖瘦程度以及用作压载舱时压载量的大小而定,同时也与其后有无压载深舱或燃油深舱等有关,一般均大于规范的要求。尾尖舱长度与尾部线型及尾轴套筒长度有关。机舱的长度显然与机型及机舱设备的繁简有关。

文献[1]对一般干货船的上述各舱的长度提出如下意见:

首尖舱长 $l_p = (5.0 \sim 7.0\%)L_{pp}$,如首部设压载深舱或燃油深舱,则与首尖舱一起共长 $10\%L_{pp}$ 左右。

尾尖舱长 $l_A = (4.0 \sim 5.0\%)L_{pp}$

机舱长: $l_M = l_{ME} + (4 \sim 6)m$ (偏尾机);

$l_M = l_{ME} + (10 \sim 12)m$ (尾机)

式中: l_{ME} —主机长度, m。

如在机舱前后设横向燃油深舱,则 l_M 要增加 3.0m 左右。

文献[6]对多用途干货船的机舱长度作了统计,提出如采用低速重型柴油机时,则:

$$l_M = 14.97 + 1.1217 \frac{P_M}{1000} (m)$$

式中: P_M ——主机最大功率, kw。

2)货舱长度:

①货舱数量:从已建造的多用途货船来看,船长在 150m 左右,载重量在 18000~20000t 左右的船多数设有 4~5 个货舱。但也有如日本 1977 年完工的“PATRICA”号,以运输钢管为主的多用途船,垂线间长为 152m,仅设舱长分别为 40.8m、40.8m 及 32.0m 的三个货舱。而西德设计的一艘垂线间长仅 132m 的尾机型船设有 5 个货舱。看来货舱数的多少主要与船的用途有关。以载运重货为主的船舱数少些,而以载运杂货、集装箱为主的船舱数相对多些。但舱数较少的船,减少了起货设备及舱口盖数量,因而能降低造价,少舱数的船对船体强度不利,且一般均不满足一舱不沉。对这类船,为了提高船的强度及安全性,常设置舷侧边舱(即双层船壳)。

②货舱长度:货舱长度与船舶的使用要求,起货设备的型式、舱口长度及舱口盖的型式等有关。舱长等于舱口长度加前后两个端部长度。为了便于装卸,舱口应尽可能开得长些,亦即其两端部长度尽可能做得短些。从一些船的舱口长度与货舱长度的关系来看,舱长较舱口长度至少长 4.0m 以上(单边设吊)或 7.0m 以上(两边设吊)。这样,如舱口尺寸按图 8-12 所示的几种集装箱排列方式,即舱口长度分别为二行箱的 12.5m、三行箱的 19.15m 及四行箱的

25.3m, 则相应的最小货舱长度约为 16.5m(单边设吊)及 19.5m(两边设吊)、26.2(两边设吊)、32.0m(两边设吊)。

三、舱口尺寸

多用途货船的舱口尺寸通常是依据集装箱的尺寸及排列的要求确定。从已建造的船来看, 大多数在舱口盖上堆装二层, 有的船在首部堆装一层, 在靠近上层建筑处堆装三层, 而有的船由于船宽相对较大或双层底内的压载量较大从而稳性有条件满足要求时, 则在甲板上堆装三层。按德国劳氏规范规定, 甲板集装箱的第四层仅限于装载空箱。

舱口尺寸与集装箱在舱口盖上的堆装及绑扎方式有关。

1. 堆装情况

甲板集装箱的堆装情况如以双排舱口为例, 有如图 8-10 所示的几种情况。图中(a)为集装箱仅堆装在舱口盖上; (b)是为了增加甲板集装箱的载量, 在双排舱口之间再增加一列; (c)为再在舱口外的两舷多增加一列, 在舷侧一边设置活动支架或增强舷墙的结构来支承。后两种方式虽然能很方便地增加甲板集装箱的载量, 但一般情况下常受稳性的限制, 特别对万吨以上的船, 要求航行圣·劳伦斯水道, 船宽限制在 22.86m 以下时, 甲板集装箱的数量会有一定的限制。

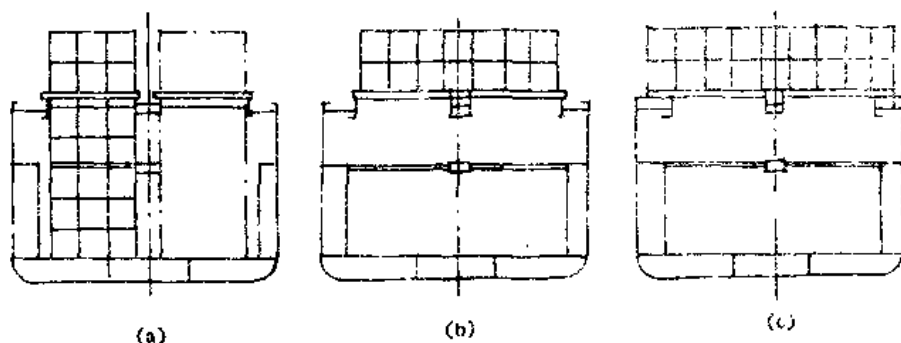


图 8-10 甲板集装箱的堆装情况

2. 绑扎情况

在船宽方向箱与箱之间紧靠排放。在船长方向, 20 英尺箱可紧靠二行(或 40 英尺箱一行)排列, 长度为 12.192m, 与另一行之间需留有不少于 600mm 的间隙以备进行绑扎作业。这样如图 8-11 所示的布置方式, 三行 20 英尺箱的长度需 18.85m, 如考虑舱口四周围角需留出一定的间隙(一般为 150mm 左右), 则舱口长度至少应取 19.15m。在船宽即箱宽方向, 如图所示取三列, 且箱与箱之间的间隙取 25mm, 则三列箱的总宽度为 7.364m, 如箱与舱口边的间隙两边各取 250mm, 则舱口宽度至少应为 7.9m。

3. 舱口尺寸

根据上述要求, 多用途货船的舱口尺寸, 按甲板集装箱堆装的几种常见的行、列排箱方式, 其最小尺寸如图 8-12 所示。如对船宽为 22.86m 的船, 开双排舱口, 舱口盖上排集装箱三列, 则舱口开口总宽度与船宽之比最少为 0.69。

在已建造的多用途货船上, 舱口尺寸也是多种多样的, 并不尽如上述。如有的船, 头舱及尾舱由于甲板宽度限制, 为了便于装卸其它货物也不全按集装箱排列的要求开口。如有的船在最外一列箱的一部分搁在舱口盖上, 另一边搁在舷墙或另外加设的集装箱支架上的方式等。

据统计, 舱口宽与船宽之间关系如图 8-13。

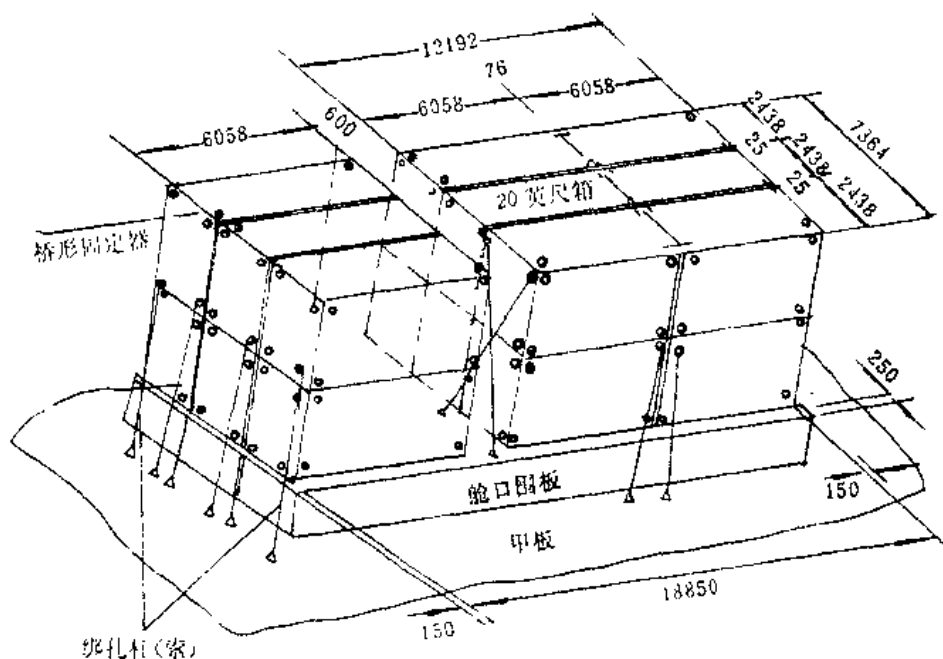


图 8-11 甲板集装箱的绑扎情况

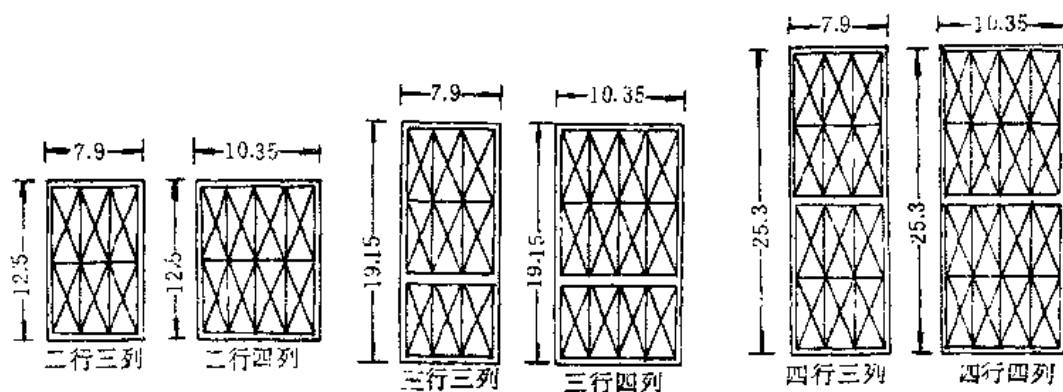


图 8-12 甲板集装箱的排列与舱的尺寸

四、长短舱的短合问题

一艘船上长短货舱的组合问题是考虑使客货舱的容量与装卸设备能力的合理配合,以保持最大的均衡性,同时也便于在各种装载情况下的纵倾调整与配载。以下为 3 种配置实例。图 8-14 为 3 个货舱时二小一大配置方式。图 8-15 为 4 个货舱时的一种配置实例,其中第 2 舱为一个长舱,以适用于载运重长货。图 8-16 为 5 个货舱的一种配置实例。

五、甲板间高度及双层底高度

多用途货船一般均设置二层全通甲板。

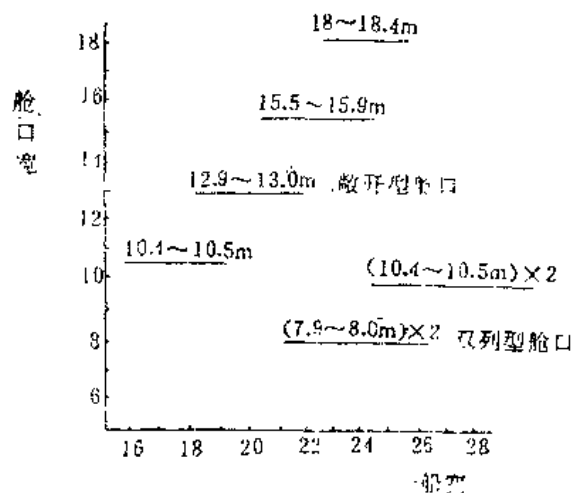


图 8-13 舱口宽与船宽的关系

甲板间的高度近年来有增高趋势, 以往的干货船, 甲板间高约在 2.5~3.5m 之间, 而现在则在 3.5~5.0m 之间, 船长在 150m 左右的船多数在 4.4m 以上。甲板间高度增大的原因是所载运的货物(如设备、车辆等)的尺度增大, 间时需要用甲板间使用叉车, 此外还希望在甲板间堆装二层 8.5 英尺的集装箱。二层箱高需 5.2m, 再加间隙, 扣除舱口围板高度及梁拱等, 甲板间高约在 3.75~4.0m 之间。

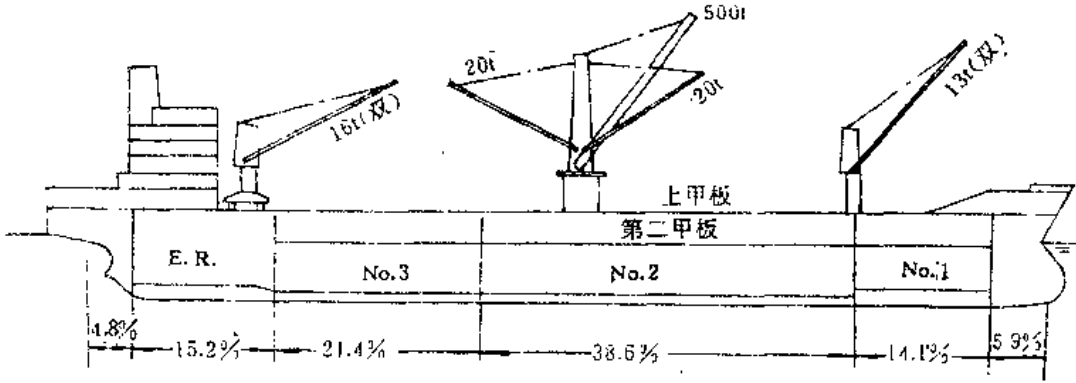


图 8-14 三个货舱的一种配置方式实例

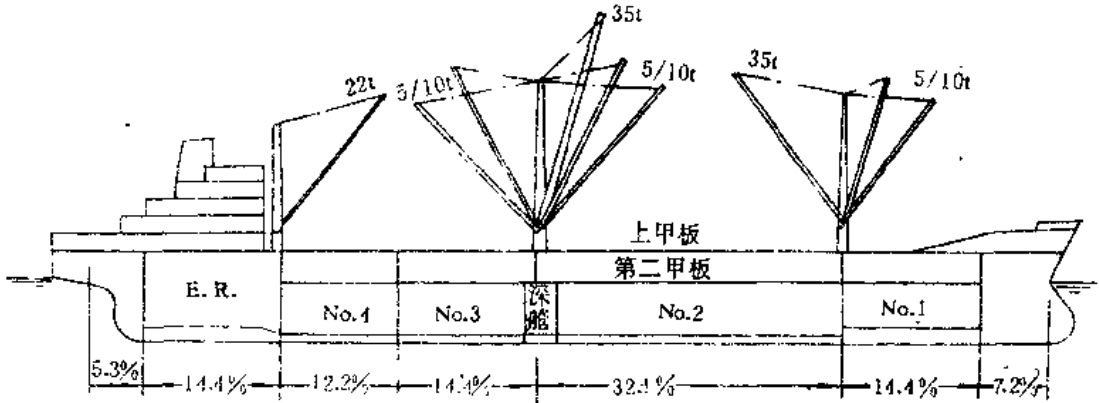


图 8-15 四个货舱的一种配置方式实例

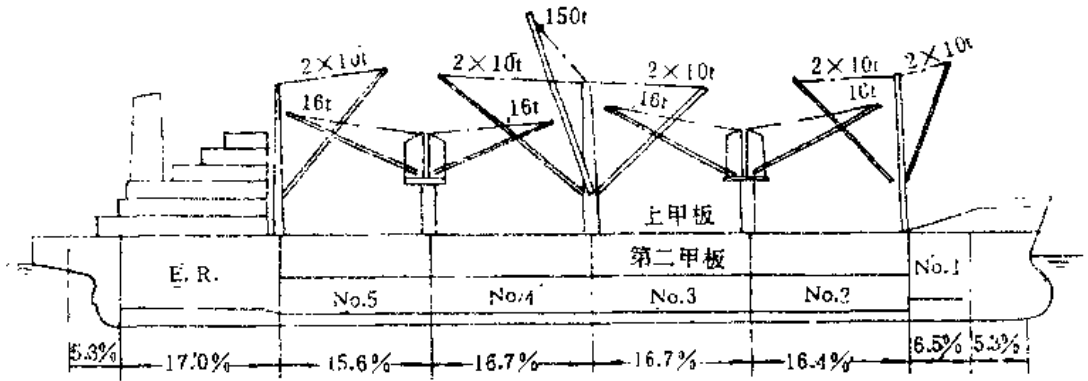


图 8-16 五个货舱的一种配置方式实例

文献[6]根据一些多用途货船的统计资料, 提出甲板间高 H_i 的下限值随船长的关系式如

下:

$$H_s = 1.3 + 1.75 \frac{L_{pp}}{100} \quad (\text{m})$$

双层底高度按《钢质海船建造规范》要求, $L_{pp} \geq 90\text{m}$ 的船, 高度不得小于 $4 \times L_{pp} + 42 \times T + 260(\text{mm})$, 式中 T 为设计吃水。从已建造的多用途货船中, 载重量在 20000t 以下, 不少船的双层底高度取为 1.49(或 1.50)m。

如对双层底的容积有要求, 则根据文献[10], 双层底高度可按式近似确定:

$$\frac{H_D}{T} = K \left(\frac{V_D}{L_{pp} B H_D} + 0.182 \right) - 1.037$$

式中: H_D ——双层底高;

V_D ——双层底容积;

K ——系数, 按表 8-2 确定。对中间型, K 还可写成:

$$K = \frac{1.247}{C_g^{2/5}} + 0.025$$

表 8-2

系数 K

横剖面 形状	方 形 系 数							
	0.55	0.575	0.60	0.625	0.65	0.675	0.70	0.725
U 型	2.025	1.935	1.865	1.805	1.75	1.71	1.675	1.64
中间型	2.10	2.015	1.94	1.87	1.81	1.75	1.70	1.65
V 型	2.25	2.15	2.065	1.985	1.92	1.855	1.80	1.75

对多用途货船来说, 特别是在船宽受限制的条件下, 满载集装箱到港时的初稳性高往往不易满足要求, 所以增加双层底的压载量是最有效的措施。增加双层底的压载量主要是将双层底内的容积尽可能地多用于压载, 而将燃油及淡水等的一部分移至舷边舱或深舱内。

六、舷边舱及深舱

1. 舷边舱

多用途货船一般均设置舷边舱。且多数作压载舱用。舷边舱主要有如下三种形式:

(1) 设于甲板间, 如图 8-17(a), 这种形式的主要优点是它上部形成箱形结构, 这对总纵强度及扭转强度有利。在空载航行时用作压载舱可提高重心, 改善压载航行性能。同时甲板间货舱的宽度较小, 有利于载运谷物。但对稳性较紧的船, 特别是满载集装箱时无法用于压载。有的船为了弥补上述缺点, 再在 1~2 个大舱内增设舷边舱, 这样能照顾上述各点, 且在需要时还可用于调整横倾或用作减摇水舱。

(2) 设于大舱内, 如图 8-17(b), 这种形式从船体强度上看似无好处, 但该舱用于压载时可降低重心, 对稳性有利, 同时空船重心也较其它形式稍低些。有的船再在 1~2 个舱内设置甲板间舷边舱, 便兼有上一方式之优点。

(3) 设于整个舷侧, 如图 8-17(c), 这是上述二种形式的综合。大多用于单甲板船或载运重货的船, 即对容量要求不太高, 压载量要求大, 且船体强度要求高的船。当然这种形式对抗沉性也是有利的。

舷边舱的宽度与船宽、舱口宽、货舱容积、压载量等有关, 可按设计的具体条件选定。从建

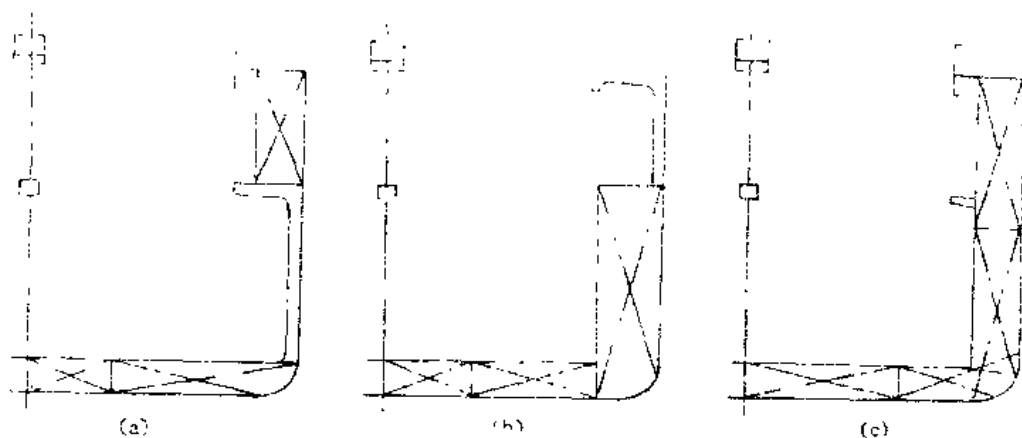


图 8-17 舷边舱的三种形式

造中施工条件来看,其宽度最好大于 1.5m,且较舱口外的甲板宽度稍小些。

2. 深舱

深舱可用作压载、燃油、散货或液态货物等舱,同时与舷边舱相比,在舱容相等条件下可节省些钢材。

深舱一般都设在首部、中部及机舱前。设在首部的深舱用作压载舱时有利于纵倾调整,这对尾机船来说是极有效的。但在压载航行时中拱弯矩大,从结构强度上说是不利的。深舱设在中部可减小压载航行时的中拱弯矩。设在机舱前的深舱常用于装载燃油。有的船(如图 8-5 及图 8-15)深舱设在吊杆下,这样整个深舱结构成为吊杆或甲板上传来集中荷重的底座,并将荷重分散至船底及舷侧。

七、纵倾、压载舱及燃油舱

1. 纵倾

多用途船的装载状态较多,一般情况下要考虑满载均质货物、超载均质货物、满载集装箱以及压载等的出港与到港状态。其中压载状态的纵倾及稳性靠合理配置压载舱来控制。满载集装箱状态主要应考虑到港时的稳性。所以多用途货船的纵倾调整主要是考虑满载及超载状态。如设计吃水(满载吃水)满足世界上大多数较重要港口的最大水深,这就是要求满载出港时的纵倾小或无纵倾,这对尾机船来说,超载(结构吃水)均质货物出港时将产生首倾。反之,若要求超载均质货物出港时为平吃水,则满载均质货出港时将产生较大的尾倾。这就是说这二种状态不用压载来调节而要使两者的纵倾均达到平吃水状态是很难做到的。日本的“PATRICIA”号经过对压载舱及燃油舱的适当配置,认为接近理想要求,其最后结果如表 8-3。从表中可见,该船在超载时略具首倾,使满载时的尾倾减小以照顾两种装载状态的要求。事实上超载均质货物的状态,在实际营运中较少遇到,而且即使有一点首倾,由于具有一定长度的首楼及首舷弧,也不会给船舶的各项性能及外观带来大的影响。如果燃油及淡水舱布置在靠近首部,出港时稍有首倾,到港时有可能变成无纵倾或甚至略有尾倾。因此超载均质货物时适当有一点首倾,在多用途货船纵倾调整中仍应是可取的。

2. 压载小舱

干货船在压载航行时,希望首吃水与船长之比达到 2.5%~3.0%,尾吃水则要求能使螺旋桨充分浸没。要达到这样的要求,压载水量很大,约为载重量的 30%左右。从目前已建造的

多用途货船来看,压载水量在载重量的 20% 以上,首吃水达到船长的 2.0% 以上。欲加大压载量,在燃油舱不兼作压载舱时,仅用正常高度的双层底及首、尾尖舱,容量往往是不够的,常需占用一定的舷边舱或深舱的容积。

表 8-3 “PATRICIA” 装载情况

状 态	满 载 出 港		压载到港
吃 水	9.6m	10.56m	—
载货重量	约 19700t	约 23000t	—
压载量	—	—	约 7900t
首吃水	9.30m	10.68m	5.20m
尾吃水	9.95m	10.51m	5.75m
GM	1.07m	1.16m	4.26m

压载舱的位置一般设在双层底,首、尾尖舱,舷边舱,顶边舱及深舱等处。在具体配置时,如压载舱位置低则有利于稳性调节,如压载舱重心较高(如顶边舱等处),则有利于改善压载航行性能。

3. 燃油舱

新建造的多用途货船,在双层底内油舱布置多数为纵向布置,即在船宽方向分割成几个部分,中部为燃油舱,两旁为压载水舱(如图 8-18),这样划分的好处是油、水管的走向不交叉,不需设管弄,布置方便,且油舱设在中间,也有利于保护。有的船在双层底内设置管弄,油、水舱的布置不受限制,也便于施工及修理。从已建造的多用途货船来看,两种布置均有。

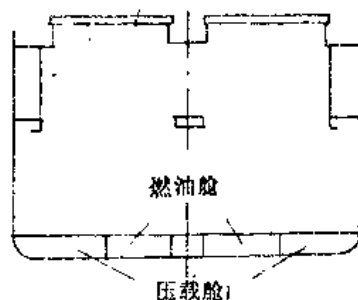


图 8-18 双层底的纵向分布

§ 8-3 上层建筑布置概述

随着各现代化港口装卸效率的不断提高,特别是集装箱运输的日益发展,各类船舶的航次时间减少,而在海上航行的时间普遍延长,因此船员在船上的适居性问题,愈来愈受到各国的航运及船舶设计部门的重视,并为此进行了不少研究。总的趋势是:每人占有上层建筑的面积逐步上升;舱室内的陈设愈来愈讲究;住舱的环境条件(如振动、噪声等)要求愈来愈高;为了简化制造工艺,降低成本,上层建筑的外形采用平面和直线形的也愈来愈多;各舱室的标准化工作也有很大进展。国外有人认为,随着社会的普遍发展,在人员上遇到了岸上工业部门的竞争,同时由于船上工作的职业特点,因此如不改善船上生活及工作条件不仅很难提高船员的积极性,并将造成人员的大量流动。

一、船员人数及船员舱

船员人数根据船舶自动化程度的高低及船的大小而有多有少。从已建造的载重量在 15000t~25000t 之间的干货船,其船员人数大多在 34~38 人之间。由于船员相对较少,现代海洋运输船舶逐步要求每一船员都配有单独卫生间的单人房间。有人认为今天的船员,不论是一般船员或职员,都希望有一个舒适的住房,并认为个人房间要比娱乐处所及公共处所更重要。

文献[9]设计了一个 5.0m×3.0m 的单人船员舱布置方案,如图 8-19。该室的布置特点

为,生活区方正且远离走廊;有大的衣柜(兼贮藏室);除衣柜外可供存放的还有带抽屉的写字台、橱及铺位下的四个抽屉;从走廊看不到厕所及淋浴室等。房间长而狭的不易布置好,当宽度为长度的0.618倍时最好。房间内的陈设与设备要仔细布置,使设备与空地能很好地平衡。

由上海船厂与丹麦 B&W 船厂联合设计,向中波轮船公司出口的 16000t 多用途货船(鲁班号及张衡号),舱室水平比较高,在编船员均为单人房间、单用浴厕,高级船员为大套间。例如一般水手室的居住面积(单人室)在 12.0m^2 以上。船长室为办公室、会客室及卧室三套间,总面积在 40m^2 以上。大副室为办公室及卧室二套间,总面积也在 35m^2 左右。

二、上层建筑层数、高度及外形

在已建造的万吨以上多用途货船中,上层建筑的层数以 5~6 层居多,其总高度在 13~17m

之间,盲区长度在 1.5~2.0 倍船长之间。上层建筑的层数和高度与船的大小有关。同时由于现代多用途货船上广泛采用大型旋转吊车,驾驶视线恶化,趋向于增高上层建筑高度及加大驾驶室的宽度。例如日本造的“PATRICIA”级船上,设计上层建筑五层,上甲板以上高度约为 15m,在实际使用中感到视线不够好,所以以后造的几型船均取 6 层,上甲板以上的高度也在 16m 以上。

上层建筑各层甲板间的高度,一般在 2.5~2.8m 间,其中第一层要高些,驾驶室等最上 1~2 层稍低些。

货船上层建筑的外形应以简洁、朴实、庄重为宜,在总体布局上要协调和谐。为了简化造船工艺,降低造价,上层建筑外形愈来愈多地采用平面和直线,尽量减少曲线和曲面。

三、上层建筑内的甲板总面积

现代万吨以上多用途货船上层建筑内的甲板总面积约在 2000m^2 以上。日本“若菊丸”在第 3 舱上采用行走式旋转吊车,为了增大甲板面积,上层建筑尽可能后移并缩短(见图 8-4),这样上层建筑虽取 6 层,但总的内部甲板面积仅有约 1800m^2 ,布置起来相当紧张,在设计时经仔细研究,合理配置各舱室,并使公共处所、办公室及贮藏室等不致过小,但最后仍感露天甲板上的空间较小。该船上层建筑的总高度约为 16.5m。驾驶室的宽度约为 16m,比一般的驾驶室宽度约宽 30% 以上。

在设计过程中为了估算上层建筑内的总面积及各舱室的面积,文献[11]研究了 84 艘 1970 年后建造或设计的 2000~100000t 载重量的海洋货船,进行统计分析,提出了上层建筑内总面积及各舱室面积与船体主要要素之间的关系,其估算公式可供初步设计时参考。

四、舱室布置的几点提要

现代船舶的舱室布置,非常强调防振、防噪声,讲究房间内陈设的谐调、色彩、照明及用具的柔和感与吸湿性等,尽力改善船员的生活及工作条件,并减少船员在海上航行的单调枯燥

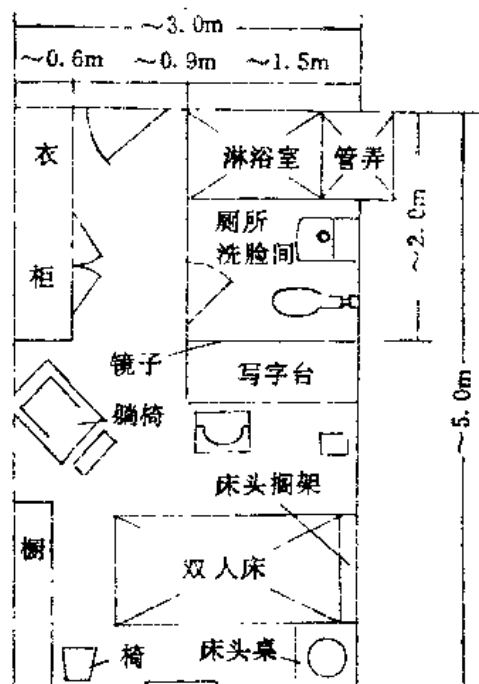


图 8-19 单人室的一种布置方案

感。

1) 每个船员(有的船除见习生及备用铺外)均配备单人卧室及专用卫生间,高级船员配二或三套间。各舱室采用冷暖气调节。

2) 船员室一般应布置在上层建筑的第三层及以上各层甲板上,以减少振动及噪声的影响。在上甲板上的上层建筑内布置机械室、仓库等,第二层布置食堂、公共舱室及事务室等。

3) 十分重视船员的休息及娱乐,应设置充分的娱乐室及体育健身室等。

4) 作为噪声源的机舱棚周围,一般宜布置卫生间、橱柜等作为噪声的缓冲区,并用走道与居住舱分隔。公共舱室尽量不要与船员室邻接。必须邻接时应采用钢隔壁分割。

5) 为了降低噪声,减少振动,上层建筑最好设计成独立分离式的,并对上层建筑采用所谓悬浮式构造,即地板、壁、天花板等均用既能防火又能隔音及吸振的材料作围闭层,使全部舱室成隔音吸振的悬浮状态,这样能获得优良的效果。一般船员居住室的噪声在 60~65 分贝之间。

§ 8-4 结束语

干货船是运输船舶中一种重要船类。在世界范围内,每年的订造数量比较稳定,即使在造船萧条的年份也是如此。解放后,我国曾设计建造过多型干货船,部分地满足了国内运输的需要。近些年来又设计建造了如 17500t、16000t 等多种用途干货船,打开了出口船舶的市场。但是到目前为止,我国万吨以上干货船的船型档次较少,而且在涉及船舶的各项技术经济指标上与国外先进水平相比,仍存在不少差距。例如空船重量偏大,机舱设计偏大,设备配套较差以及货舱的合理布置、自动化、节能措施等方面,有待于进一步提高。就设计角度来看,应首先重视如下几方面的工作:

1) 扩大船舶档次

在干货船中,要扩大船舶档次,尽力做到品种齐全,把握市场动向,不断推陈出新,以满足各类用户的不同要求。例如英国造船公司,在 SD14 取得成功的基础上,又设计出 SD15,之后又设计有 SD18,SD22 等多种。

2) 重视船舶经济性

各国造船厂竞相开发新的船型,其首要出发点是船舶的经济性。对任何一型多用途干货船,要求做到用途多、造价低、建造快、营运费用少及适应性能强等等。因此在设计中对各个方面都要精雕细琢,周密设计并不断有所创新,才能在激烈竞争的船舶市场上取得立足之地。

在设计中对经济性的考虑,中华造船厂与西德欧罗洛格设计室联合设计的 3880t 多用途船有不少处可供借鉴。除上面已提到的采用一个大统舱、吊车单舷布置等一些设计措施外,还可举出如下一些例子[14]。

① 控制船长——在西德船的总长达到或超过 106m 时属另一档船舶,所以将该船的总长控制在 105.95m,达到下一档船的最上限,以节省开支。

② 压缩外走道——主甲板二边外走道宽度仅 1.75m,扣除舱口围板的肘板、舷梯、带缆桩、集装箱支撑等结构件所占的地位,最狭处走道宽仅 600mm,这是西德标准的下限。

③ 缩短机舱长度——该船机舱长仅 12.8m。这样短的机舱,又设在尾部,两边大部分地方又用作油舱,地位非常拥挤,管系的布置相当困难,但经济性是高的。

④ 严格控制吨位——在营运费用中不少开支(如税收、检验、引水、代理、进坞、运河通航、拖船等)与吨位有关。因此为了节省开支,在该船设计中严格控制吨位的低限线,为此采取了一

切可能采取的措施与手段。

另外,象双层底高度,上层建筑的尺度等等都取在规定的尺寸内,裕度几乎没有,甚至连一个油箱的尺寸及一根管子的通道尺寸也都斤斤计较,以保证该船的总吨位不超过 1600。最后经核定该船的总吨位为 1597.25。

此外,该船还在节省燃油,改进线型,压缩船员,减少设计余量等等方面都进行了细致研究,这里就不一一列举。

3) 扩大标准化及通用化程度

总的原则是积极采用国际标准和国外先进标准,在行业标准上向 ISO 标准看齐,进一步完善我国的船舶工业标准体系。在具体设计中,机器、设备等尽可能采用标准型,甚至连船首、尾、机舱等分段的设计,尽可能考虑能在各船型之间的互换性,同时都可在一定范围内选择

4) 简化建造工艺

在设计中尽可能采用水平甲板,扩大船体平行中体长度,采用可展线型等等。

我国出口的 16000t 多用途船,该船球首、球尾与船体均用折角线相接,可展的折角线型方尾,平甲板等,85%左右的外板为单向曲度板,经上海船厂的实船建造证明,不但加工省事,而且阻力性能也较好。

据国外报告,船体线型采用折角线型的多面体,能节约船体加工工时的 25%左右。

从本章所述可见,虽然多用途货船由一般杂货船演变而来,具有悠久的历史,是一种很成熟的船型。但是随着造船科学的发展,现代运输对船舶提出更高的要求,就不断要求设计出新的船型相适应。新的事物是层出不穷的,要求造船工作者不断地去探索新的船型,把造船科学一步一步推向前进。

参 考 文 献

- [1]杨樵、裘泳铭:《干货船的主要尺度分析》,上海交通大学学报,1978(1)。
- [2]上海市造船公司国外资料编译组:《国外标准型万吨级货船》,1974。
- [3]熊松明:《远洋干货船船型的发展趋向》,交通标准化,1979。
- [4]《IHI 的标准型多目的经济船介绍资料》,1977. 12。
- [5]“‘HAMLET ALICE’ first in a Series of Multi-purpose Vessels from Burmeister & Wahn”. Shipping World & Shipbuilder, Oct. 1977.
- [6]薛安国:《关于多用途船的设计》,1978. 8。
- [7]薛安国:《关于多用途货船的地位问题》,1979. 12。
- [8]交通部船舶运输科学研究所:《集装箱船初步设计》,1977. 9。
- [9]Charles B. Cherrix and Eugene Coffman L: “The Evolution of Shipboard Accommodations and Habitability Standards aboard U. S. Merchant Ships”, Marine Technology, Vol. 13, No13, July, 1976.
- [10]“Определение Высоты Двойного Дно В Начальный Стдиях Проектирования Судна”, Судостроение, 1978. 2.
- [11]阿·符·АНИЛКО:《货船上层建筑舱室面积和容积的确定》,船舶设计参考资料,1980 (2)。
- [12]“Three New Multi-purpose Designs from European Shipyard”, The Motor Ship, Vol. 57,

1976.

[13]张仁颐:《多用途干货船最佳主尺度和船形系数的确定》,1980.

[14]范敬康:《3880/6150吨载重量多用途货轮与西德联合设计介绍》,上海市造船工程学会论文,1983. 7.

[15]薛安国:《17500吨级多用途货船的总体设计研究》,1981. 9.

[16]Yoshiyuki 等:“Ship Form Characteristics and Motion Responses in Seaway of Various Cargo Ships”,关西造船协会志,1988年3月.

第九章 内河分节驳顶推船队的推船和驳船

顶推船队运输,特别是分节驳顶推船队运输,目前已成为内河航运的主要运输方式。

现代分节驳顶推船队,首先出现在美国内河上。1945年,为了提高密西西比河上推驳船队的船速,美国建造了第一个由两个驳节组成的试验性船队,试验结果性能良好,突破了普通驳船队的最高船速限制。1946年,美又对驳节型线进行了改进,建造了第二个由两个驳节组成的试验性船队,又获很大成功。于是美国开始设计、制造用于密西西比河的分节驳顶推船队,并于1948年开始营运。该船队是由一艘2354kW推船和10个驳节组成的一列式全分节驳船队,船队仅首驳节前端部具简易型线,其余驳节均为方箱型,总载重量12000t,深静水船速达到20.9km/h,此后又建造了在密西西比河和俄亥俄河进行石油运输的分节驳顶推船队。由于第一批分节驳船队取得良好的营运效果,随后即大量建造和使用这种新型船队。至1980年,美国内河顶推船队已达3200队,推船的年建造量达140艘,驳船的年建造量达2200艘,各种内河驳船的总数,增至23000艘。

五十年代,很多国家也相继出现分节驳顶推船队。例如,法国于1955年为了运输砂石,塞纳河上出现了第一个分节驳船队,它由两个驳节组成,总载货量2400t,推船功率为338kW,船长105m,上水航速为10km/h,下水可达16km/h。西德第一个分节驳船队是于1957年10月投入营运的,航线为莱茵河上鲁尔区至鹿特丹,船队由功率为 2×463 kW的推船和4艘半分节驳组成,载量为5240t,以运输矿石为主。荷兰的第一个分节驳顶推船队也是于1957年投入营运的,它由4个驳节及功率为1100kW的推船组成,船队载量为6100t。苏联是在1958年于伏尔加河上首次出现分节驳船队,该船队是由功率为 2×441 kW的推船和由三个驳节一列式组成,总载重量为8610t,静水船速为15.2km/h。此外,民主德国、波兰、刚果、尼日利亚等于五十年代或六十年代初都先后出现了分节驳顶推船队在营运。

我国现代分节驳船队的研究工作始于五十年代,但由于多方面的原因,发展不快。直到1974年,在交通部的领导下,又重新开展了分节驳顶推船队的研制工作,特别是在1976年以后,这种现代顶推运输方式的研究进入了新阶段,进展较快,目前已形成一定的运输能力,航行在长江、松花江、黄河、淮河、珠江等水系和洞庭、鄱阳等湖区。据1983年统计,全国已有各类分节驳850艘左右,约64万吨,到1986年末,仅长江干线实有分节驳504艘,近71万吨。

分节驳顶推船队是在普通驳顶推船队的基础上发展起来的,但两者有较大的差别,主要是驳型有原则的不同,分节驳可以说是我国古老的对槽船在现代技术条件下的重新使用。对槽船在我国能运用上千年,是由它的优越性和适用性决定的。

我国幅员辽阔,江河湖泊纵横交错。通航总里程约10.8万公里,航道水深在1m以上的近6万公里,占通航总里程的一半以上,当前我国大部分内河还处于自然状态,水运是我内陆运输的主要组成部分,如今后逐步进行整治、改造和渠化,则将大大提高我国内河的通航能力,内河分节驳顶推运输会有十分广阔的前景。

本章要讨论的是内河分节驳顶推船队的有关问题,重点讨论船队推船和驳船的设计特点。

§ 9-1 分节驳顶推船队的营运特点与对推船的基本要求

船舶的设计特点是和船舶的航行特点以及使用特点分不开的。

现代分节驳顶推船队是一艘推船顶推若干艘分节驳船(通常称为驳节)。整个船队不仅组合成一体,而且形成一定的船队整体型线。分节驳船上通常无舵(无操纵设备),无上层建筑,无人(无居住舱室和其他生活设施),无箱形护舷材(可以减小驳节之间的间隙,从而减小船队的平面尺度和船队阻力)。推船是整个船队的动力源、操纵台、生活区。

分节驳顶推船队可以分为全分节驳船队和半分节驳船队两种。全分节驳船队由首驳节、尾驳节、中间驳节组成(图 9-1)。首驳节的前端和尾驳节的后端均呈简易型线(多为雪橇型),另一端为方箱形。中间驳节则两端均呈方箱形,整个驳节象一个长方形箱子,所以又称箱驳。半分节驳船队只有首、尾驳节而无中间驳节,通常将首、尾驳节组成一个整体(称为组驳)而编入船队之内。全分节船队的整体型线较半分节船队为好,因为后者在纵向组驳对接处存在较大的空隙,但全分节驳船队在整个营运途中摘挂驳节不如半分节驳船队方便,因为前者只能增减中间驳节而必须保留首、尾驳节。所以全分节驳船队特别适用于专线运输,半分节驳船队一般作为不同货种,不同航线的通用船队。

分节驳顶推船队的营运特点是推船的利用率高,很少单放航行。现阶段推船在航运期内利用率,国外一般为营运期的 85%—90%,有的高达 95%。为了充分利用推船,各国推船与驳船的艘数匹配比例不尽相同。以美国为例,大的航运公司一般皆采用 1:25,甚至 1:35 的比例,以保证运输过程中,宁肯驳船等推船而不让推船受到时间损失,并尽量采用以预防为主维修方式,有些维修项目就在航行中进行,沿途增减驳节,推船亦不停航,不调头,只减速,而由港口拖船进行配合。物料等也是边航行边供应。

根据上述特点,不难看出分节驳顶推船队与传统的拖驳运输相比,具有载量多,船速快,材料及投资少,劳动强度低等优点。

具体说,分节驳体型丰满,呈方箱形或近乎方箱形,所以在同样船队尺度下,载货量可增加 8%—14%。由于船队整体型线得以改善,水流顺畅,可提高船队船速 6%—15%。如果分节船队选择了最佳方案,使分节驳的载量、数目、船队的船速、货源以及推船的功率都组合得较好,则全年总运量可增加 50%左右。分节驳型线简化,结构简单,又减少了很多装置且无船员,所以使每载重吨钢材消耗量减少 8%—13%,建造投资降低 20%—30%,营运费用节省 10%—20%。此外,驳型方整船队易成一体,降低了编解作业的劳动强度,也便于标准化和系列化。

当然,要充分体现分节驳顶推船队运输方式的优越性,必须要有一套与其相适应的运输组织和管理方法。同时,要整治航道,使其逐渐摆脱自然状态,满足运输要求。

根据上述分节驳顶推船队的营运特点,通常对船队推船的要求是:

1) 强大的推力

推船主机发出的功率,主要不是考虑克服推船本身的航行阻力,而是要求能推动整个船队在一定速率下的航行。对于设计者来说,就是要千方百计提高推船的推进效率,降低船队的阻力,提高单位功率的推载量。

2) 良好的操纵性能

推船担负着操纵整个船队的任务,在保证船队的安全航行中,起着主要作用。所谓良好的操纵性能,主要是指:船队的回转直径与船队的长度之比值要小,应舵快,变向角速度大,这样

推船的长度,最好是通过绘制总布置草图来确定。在初始设计阶段,则可根据统计资料、估算公式,以及参考同类型的优良型船来选取。

由于影响推船总布置的一些因素,如燃料多少、人员数量、机器设备大小等均与主机的功率有较大的关联,所以从推船的长度与主机功率之间可以建立一定的关系,图 9-2 就是根据美国、西欧、苏联以及我国部分内河推船统计而得的图形,由图可见,同样功率的推船,西欧的短一些,美国次之,苏联的最长,这和各个国家的具体情况有关,包括航区条件(航道水深、曲率半径、桥拱高度、船闸、船舶密度等),航程长短,自动化程度,以及其它使用要求等。

关于内河分节驳顶推船队推船的长度估算式,目前还较缺少。苏联巴格达诺夫提出的公式(9-1),可以参考。

$$L = A + \frac{1.36P}{15000} \left(200 - \frac{1.36P}{50} \right) \quad (9-1)$$

式中: L ——船长, m;

A ——系数,对轻型高速柴油机为 9~15;对增压中速柴油机(4.58~5.83S⁻¹)为 18~24;对无增压中速柴油机为 25~28;燃油储备考虑 20 昼夜;

P ——主机功率, kW, 柴油机为额定功率。

要注意的是,按这一公式算得的结果,由于它兼顾了拖带功能及苏联船闸闸室的特点,船长较现代分节船队推船的偏大,因此,在估算分节驳推船长度时,必须注意系数 A 取偏小值,尤其是小功率的时候。该式只适用于主机功率小于 3678kW 的推船。

文献[21]根据国外一些内河分节驳推船的统计,以及我国现有内河分节驳推船的情况分析,也参考了一些普速的内河推船,提出适用于主机功率小于 4416kW 的内河分节驳推船船长估算公式:

$$L = 15 + 0.0167P - 2.023 \times 10^{-5}P^2 \quad (9-2)$$

式中: L ——船长, m;

P ——主机额定功率, kW。

另外,有人建议,从对螺旋桨充分供水的角度来考虑,推船最小长度宜是:

$$L_{\min} = 8\sqrt{BT}, (\text{m}) \quad (9-3)$$

而从满足机舱布置要求的角度考虑,最小船长宜是:

$$L_{\min} \approx a_m \frac{P_B^{\frac{1}{3}}}{B^{\frac{2}{3}}} \quad (9-4)$$

上两式中: L_{\min} ——最小船长, m;

B ——型宽, m;

T ——吃水, m;

P_B ——主机功率, kW;

a_m ——系数,依机型而定,非增压柴油机取 8.025;增压柴油机取 7.0;对于小船高速主机取 4.13。

按拉拖里[17]建议,具隧道型尾的推船船长为:

$$L = 18.9 + 3.11X - 0.125X^{1.8} \quad (9-5)$$

式中: $X = \frac{P_B / \text{轴数}}{100}$

L ——垂线间长, m;

P_B ——主机总功率, kW。

本公式适用于每轴功率为 220~2383 kW。

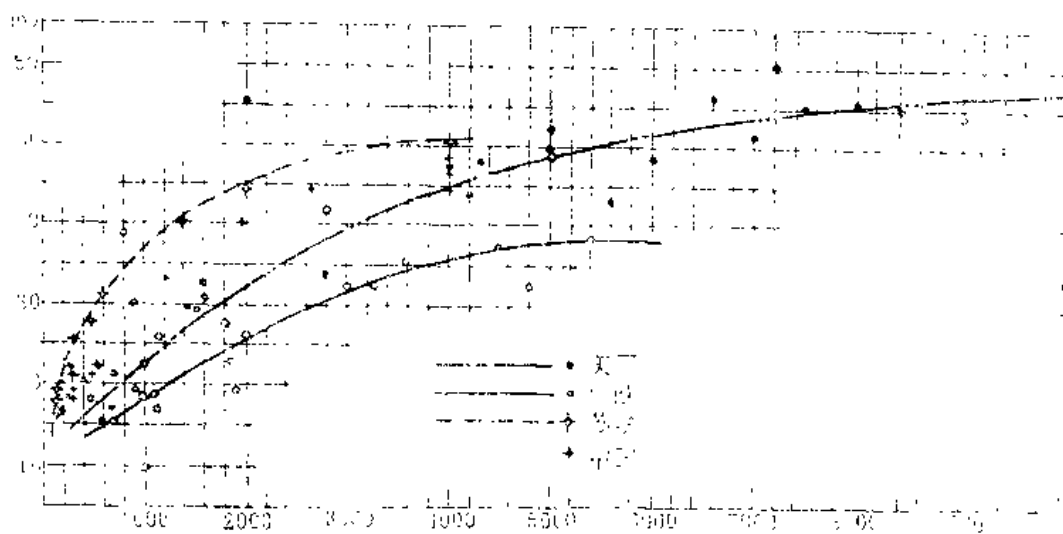


图 9-2 船长与主机功率的关系

2. 船宽的选择

内河分节驳顶推船队推船的船宽都取得比较大,其考虑的因素是:

1) 可以增大螺旋桨轴线之间的距离,从而提高船队的操纵性能。双桨船舶的螺旋桨轴线距离通常为(0.3—0.4)倍的船宽,而推船的螺旋桨轴线距离等于或大于 0.5 倍的船宽,这样当船队回转和横向移动时,利用正倒车,可以产生较大的转船力矩。

2) 可以满足安装多台主机的要求。分节顶推船队推船多为双机双桨,甚至采用多机多桨,这就需要有较大的船宽来给以合适的位置。对于航行在水深小于两倍船舶吃水的浅水三桨推船,较大的船宽也有助于防止船中心线处螺旋桨供水的不足。

3) 对于一些长度受船闸或航道曲率等限制的船队,增加推船宽度,缩短其船长,尽可能地加大驳节的长度,增加载货量,可提高运输经济指标。

4) 推船的宽度增加,可以使顶推装置(如推柱的间距适当地增大,有利于顶推装置的受力情况,如船宽较大时,油水舱,压载水舱等可以分布在船的两舷,这对总体布置,强度及结构,均能适合顶推情况的要求。

当然,上述这些考虑因素都是从推船很少单独航行,而增加船宽对整个船队的阻力及其它方面不会产生什么影响的角度出发的,如果对推船有自由航行的要求,则船宽的取值还需适当顾及推船单航时的阻力。

具体选择船宽时,除考虑布置,操纵性外,还要顾及与分节驳的配合。从整体性上看,取推船宽度为驳节宽度对船队阻力有利,但根据使用情况看,推船宽度宜比驳节宽度小一些,可以防止进出船闸时推船擦撞船闸闸墙和转弯时扫尾碰坏推船的尾部装置。

从上述选择船宽时几个具体考虑的问题来看,也都与推船的主机功率有关。如:布置问题主要是机舱内主机的安装问题,操纵性主要是螺旋桨轴线的间距问题。而一般来说,大尺度的驳节必然与大功率的推船相配,也就是与主机的功率有关。所以从推船的宽度与主机功率之间,也可以建立一定的关系。图 9-3 就是根据美国、西欧、苏联以及我国部分内河推船船宽相对于主机功率统计而得的曲线。

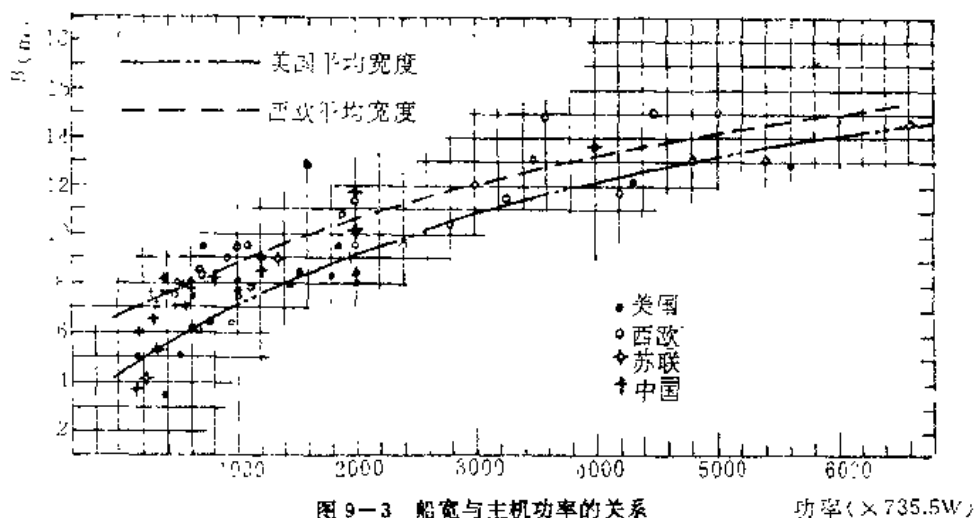


图 9-3 船宽与主机功率的关系

功率 ($\times 735.5W$)

初估船宽时可以采用如下由主机功率确定的公式[21]:

$$B = 6.5 + 3.06 \times 10^{-3} P_B - 0.289 \times 10^{-6} P_B^2 \quad (9-6)$$

式中: B ——型宽, m ;

P_B ——主机功率, kW 。

此外,也可参考巴格达诺夫的估算公式:

$$B = C + 4 \times 10^{-3} P_B - 0.544 \times 10^{-6} P_B^2 \quad (9-7)$$

式中: B 、 P 同上式

C ——系数,对轻型主机取 4~5.7;对增压中速柴油机(275~350 1/min)取 5~6;对无增压柴油机取 6~7。船舶燃料储备是 20 昼夜。

根据我国目前的情况,系数 C 宜选用偏大值。此外,注意这一公式仅适用于主机功率为 3678kW 以内的推船。

3. 吃水的选择

推船的设计吃水,主要由航道条件决定,而与推力指标和船舱尺度关系不大。

在内河船舶设计中,船舶吃水往往受到航道(包含船闸等)水深的限制,所以设计者必须对整个航线上的航道情况要有所了解。吃水受限,主要要考虑的是剩余水深的问题。对于推船,则应从整个船队的剩余水深来考虑,船队的问题解决了(本文不予讨论,因为涉及到船队下沉量等问题,可参阅有关文章),推船的吃水问题也就解决了。通常推船满载吃水(包括船员和全部储备)为:

$$T \leq (h_{\min} - \Delta h) K \quad (9-8)$$

式中: h_{\min} ——航道最小水深, m ;

Δh ——船队的剩余水深,与河床底质和船队性质有关,一般可取 0.2~0.3m;

K ——系数,通常为 0.85~0.90。

推船吃水从提高螺旋桨的性能来说,希望尽可能地选择得大一些,尽量满足螺旋桨最佳直径的要求,从而提高推进效率,同时吃水增加可以加大螺旋桨沉深,有利于螺旋桨的工作。但是如上所述,内河推船的吃水,往往存在螺旋桨最佳直径的要求和航道水深有限之间的矛盾,设计者应根据具体情况加以处理。

Latorre, R 建议桨径为:

$$D_p = 1.067 + 0.145X - 0.00282X^2 \quad (\text{m}) \quad (9-9)$$

X ——同式(9-5)

或: $D_p = k \sqrt{P/n^2}$

式中: k ——系数, 取 0.78~0.92;

P ——轴功率, kW;

n ——螺旋桨转数 1/s。

而隧道顶距基线高度 h_T 与 D_p 的比值, 当单轴功率 1100kW 以下, $D_p/h_T = 0.94$; 当轴功率不大于 2350kW, $D_p/h_T = 0.90$; 而桨的沉深与桨径的关系如图 9-4 所示。

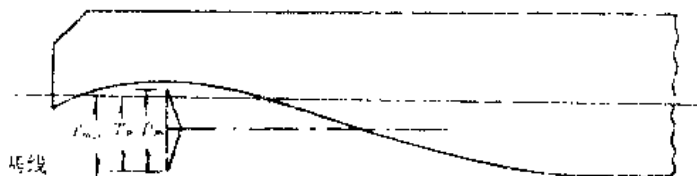


图 9-4 D_p 与 T_p 的关系

螺旋桨不带导管 $T_p/D_p \geq 0.6$; 螺旋桨带导管 $T_p/D_p \geq 0.7$ 。

这里需要进一步谈一谈推船螺旋桨的数目选择问题。

对于一般船舶来说, 螺旋桨数目的选择通常的出发点是: 在螺旋桨不致超负荷运转而能较好吸收主机功率的情况下, 尽可能减少螺旋桨的数目, 以获得最高的推进效率(这里不讨论其它的好处问题)。但对推船来说, 其选择的原则却是: 推进效率和操纵性能适当兼顾。我们从实际情况中可以看出, 如果推进效率是唯一选择标准的话, 则大体上可以说 2206.5kW 以内的推船(当前占大多数)只要一个螺旋桨就足够了。但是, 目前营运的单桨推船为数极少, 新建的也不多, 绝大多数推船至少有两个螺旋桨以提高船队的操纵性能。这一点对内河分节驳顶推船队来说, 尤为重要。

至于推船采用两个以上的螺旋桨, 其唯一的原因是: 用两个螺旋桨, 即使直径达到最大的限度也不能很好地吸收主机的全部功率, 而要超负荷运转。由于分节驳顶推船队日渐向大型化发展, 推船的主机功率在不断增大, 为了适应内河航道的特点, 已出现了不少三个螺旋桨的推船。我国江南造船厂建造的 2912kW 推船即是三机三桨, 航行于长江, 使用反映良好。但是要特别注意的是, 这种三桨推船在浅水中航行时, 必须很好地考虑尺度和型线的配合, 尽可能地使中间螺旋桨得到较充分的来流, 以保证其效率。否则, 很可能得不偿失。有的资料提到, 在浅水中航行时, 有的中间螺旋桨只能吸收较小一部分主机的输出功率, 以致有些驾驶员干脆把中间的机器关掉。另外, 在相同条件下, 三桨推船的造价要比双桨推船高, 所以必须特别注意。至于三个以上的螺旋桨推船, 国外也有所采用, 但似乎还不是很成功, 目前还没有引起人们对这种方式的特别兴趣。

关于推船吃水与驳船配合的问题, 总的来说, 推船吃水对船队阻力的影响一般情况下并不明显。只有推船吃水超过驳船吃水的 0.6 倍后, 则推船吃水的进一步增加就会引起船队阻力的明显增加。但通常情况下是不会这样做的。世界各国所用的内河推船, 虽然航道条件及航区限制各异, 尺度和技术性能要求不一样, 但它们有一个共同点, 即推船的吃水基本上都略小于分节驳船的吃水。从表 9-1 可以看出一个大概。

表 9-1

标准驳(常用驳)和推船吃水

国 家	标准驳或常用驳吃水 (m)	推船吃水(m)	
		一般	较大
美国	2.75	2.13—2.43	2.75 左右
西欧	2.5—3.7	1.7—2.20	2.65
苏联	2.5—4.0	2.0—2.20	3.06

从上述各方面的介绍中可以看出,具体选择推船吃水时,往往先根据确定的主机功率估算一下螺旋桨最佳直径的要求,然后根据航道条件及综合各方面的情况,包括主尺度及尾部型线的配合,尔后加以确定。

4. 型深的选择

型深的选择包含着对干舷的考虑。通常情况下选择型深的考虑因素是:

- 1) 船舶对舱室容积和高度的要求。增加型深是提高船舱容积最有效的措施。
- 2) 船舶的大倾角稳性。较大的型深能提供较大的浸水角和复原力矩。
- 3) 保证良好的溅浸性。加大干舷可以减少甲板上浪。
- 4) 对船舶总纵强度的影响。提高型深可以加大船体结构的横剖面模数,有利于船舶的纵向强度。

从上述四点看,似乎选取大的型深对船舶各方面都有好处。其实,这只是问题的一个方面。从另一方面看,加大型深,必然导致船舶重心的提高,受风面积的增加,结构重量和建造成本也都加大。所以应在保证上述要求的前提下取小值。

内河分节驳顶推船队推船的船长比较短,相对来说船长型深比(L/D)不会很大,推船上没有营利载重,对舱室的容积要求也不会很高,倒是推船尺度小,功率大(主机尺度就较大),船员比较多,并常在主甲板下布置船员舱室,这就要求型深能满足主机和船员住舱高度布置的需要。当然,前述的各个方面,以及桥孔等高度的限制,与分节驳干舷的适当配合等,均需加以考虑,要权衡各方面的要求而定。

5. 主尺度比

船舶主尺度的选择通常不是孤立的,它需要从各方面综合分析后再加以确定。

表 9-2 至表 9-5 列出了美国、西欧、苏联以及我国部分内河推船性能简表,以资参考。其中美国和西欧基本上都是内河分节驳船队一些现代化推船的尺度性能概况;苏联的资料较复杂些,表中除了注明的典型推船外,有一些推船实际上是推拖两用,因为苏联以前偏重于建造推拖两用船,生产专用推船还是近年来的事。至于我国,表列推船可以说多数是近几年来设计、建造的分节驳船队新型的推船。

图 9-5 表明了美国内河分节驳船队推船各尺度比值与船长的关系,从图中可以更清晰地看出各种尺度比的范围和变化趋势。

下面结合上述统计图表,讨论一下内河推船的主尺度比: L/B 、 B/T 、 L/D 和 D/T 。

(1) L/B :

对一般船舶来说,较大的 L/B 对深水阻力或浅水阻力都有利,从布置上考虑也有一定好处。但对很少单航的推船来说,设计时主要着眼点在于船队阻力。根据船模试验和实船航行试验,较小的 L/B 对船队阻力影响极微。再从布置上分析,如前面已提到的,推船主机功率大,操

表 9-2

美国内河推船尺度性能简表

序号	船 型	主 尺 度 (m)				尺 度 比				主机功率 P (kW)	LBD (m ³)	LBD/P _B (m ³ /kW)
		船长 L	船宽 B	型深 D	吃水 T	L/B	B/T	L/D	D/T			
1	441kW 三机推船	15.25	6.10	1.83	1.52	2.50	4.00	8.35	1.29	3×147	171	0.39
2	484kW 推船	20.50	6.10	2.44	1.50	3.36	4.07	8.41	1.63	185	305	0.63
3	453kW 推船	16.83	6.53	2.44	1.67	1.98	5.10	6.89	1.46	493	350	0.71
4	559kW 推船	19.80	6.40	2.12	1.55	3.09	4.12	9.09	1.41	559	276	0.49
5	736kW 双机推船	22.90	7.63	3.05	2.19	3.00	3.33	7.52	1.34	2×368	536	0.73
6	831kW 双机推船	25.60	7.94	2.75		3.22		9.30		2×415.5		
7	1059kW 推船	29.50	7.32	2.74	1.98	3.72	4.00	10.75	1.38	1059	640	0.60
8	1125kW 推船	29.00	8.40	3.00	2.30	3.46	3.65	9.66	1.31	1125	560	0.50
9	1177kW 推船	30.86	12.50	2.10	1.50	2.40	8.56	14.70	1.40	1177	826	0.70
10	1324kW 推船	27.43	8.23	2.97	2.25	3.34	3.66	9.25	1.22	2×662	672	0.51
11	1471kW 双机推船	25.90	8.24	3.20	2.74	3.14	3.00	8.10	1.17	2×735.5	683	0.46
12	2059kW 推船	33.53	10.36	3.20	2.36	3.24	4.40	10.48	1.35	2×1030	1116	0.54
13	2039kW 推船	42.80	12.80	3.36	2.52	3.34	5.10	12.75	1.33	2×1544.5	1850	0.60
14	2177kW 推船	48.70	12.19	3.35	2.10	3.96	4.70	14.40	1.29	3177	1970	0.62
15	2678kW 推船	51.80	12.19	3.35	2.60	4.25	4.70	15.45	1.29	3678	2110	0.57
16	4118.8kW 推船	42.67	12.80	3.35	2.59	3.34	4.95	12.70	1.29	2059.4	1838	0.45
17	4954kW 推船	56.00	14.53	3.66	2.74	3.82	5.35	15.30	1.34	4854	2980	0.61
18	5118kW 推船	51.21	15.24	3.51	2.59	3.36	5.87	14.60	1.35	2×2574	2740	0.53
19	5296kW 推船	60.35	15.24	3.51	2.40	3.95	5.85	17.20	1.35	5296	3220	0.61
20	5516kW 推船	54.90	15.24	3.50	2.59	3.60	5.90	15.65	1.35	1839	2930	0.53
21	5834kW 推船	55.48	16.76	3.66	2.80	3.31	6.00	15.10	1.31	5884	3400	0.58
22	5178kW 推船	54.86	16.00	3.51	2.59	3.42	6.18	15.60	1.36	2059.4	3080	0.51
23	6520kW 推船	54.00	17.55	3.81	2.90	3.06	6.10	14.20	1.31	6520	3640	0.55
24	7223kW 推船	52.00	17.40	3.84	2.74	3.52	6.2	15.10	1.40	3×2574	3668	0.48

表 9-3

西欧内河推船尺度性能简表

序号	船 型	主 尺 度 (m)				尺 度 比				主机功率 P (kW)	LBD (m ³)	LBD/P _B (m ³ /kW)
		船长 L	船宽 B	型深 D	吃水 T	L/B	B/T	L/D	D/T			
1	353kW 三机推船	18.05	7.57	1.85	1.93	2.28	7.52	9.80	1.76	2×177	266	0.75
2	503kW 推船	21.34	8.23	2.13	1.37	2.59	6.00	10.00	1.55	503	374	0.74
3	515kW 推船	15.00	9.50	2.45	1.50	1.58	6.34	6.13	1.63	515	350	0.68
4	699kW 双机 Z 型推进	19.00	9.50	2.50	1.10	2.11	6.42	7.70	1.78	2×342	428	0.61
5	706kW 双机推船	18.40	6.35	2.90	1.80	2.90	3.52	6.35	1.61	2×353	340	0.48
6	736kW 双机 Z 型推进	9.50	7.04	3.40	2.70	1.36	3.20	2.80	1.54	2×368	227	0.31
7	809kW 双机推船	18.75	6.70	2.60	1.70	1.975	5.60	7.20	1.53	2×412	460	0.57
8	824kW 双机推船	16.70	7.80	2.50	1.50	2.15	5.20	6.66	1.67	2×412	326	0.40
9	1535kW 双机推船	22.75	9.50	2.86	1.60	2.39	5.93	8.10	1.75	2×684	606	0.31
10	1798kW 双机推船	19.00	10.60	2.65	2.20	1.76	4.90	7.31	1.20	20×699	548	0.39
11	2006kW 三机推船	32.00	12.00	3.65	2.65	2.67	4.52	8.75	1.38	3×7355	1410	0.64
12	2405kW 三机推船	32.00	11.40	2.50	1.65	2.82	7.87	12.30	1.58	3×802	950	0.40
13	2648kW 三机推船	35.00	14.20	2.80	1.70	2.36	8.70	12.50	1.65	3×883	1460	0.55
14	3089kW 双机推船	42.76	11.60	3.50	2.90	3.68	4.46	12.20	1.35	2×1145	1740	0.56
15	3509kW 三机推船	37.00	15.00	2.80	1.70	2.45	8.84	13.20	1.55	3×1103	1552	0.47
16	3530kW 三机推船	32.00	13.00	2.65	1.65	2.46	7.90	12.00	2.61	3×1177	1102	0.31
17	3972kW 三机推船	38.00	13.00	2.75	1.60	2.92	8.14	13.80	1.72	3×1324	1360	0.34

表 9-4

苏联内河推船尺度性能简表

序号	船 型	主 尺 度 (m)				尺 度 比				主机功率 P (kW)	LBD (m³)	LBD/P _h (m³/kW)
		船长 L	船宽 B	型深 D	吃水 T	L/B	B/T	L/D	D/T			
1	110kW 推船(P级)	19.90	3.00	1.40	0.55	4.00	9.10	14.2	2.54	110	140	1.27
2	165kW 推船(P级)	18.30	4.10	2.05	0.95	4.45	4.32	8.9	2.16	164	154	0.93
3	221kW 推船(P级)	25.49	6.60	1.08	0.95	3.85	6.95	14.1	1.82	2×110	362	1.37
4	Δ331kW 推船(P级)	27.50	7.30	2.10	1.20	3.67	6.25	13.1	1.75	2×165	433	1.31
5	367kW 推船(M级)	21.13	7.00	3.78	1.55	3.01	4.51	7.6	1.79	2×199	410	1.03
6	441kW 推船(O级)	21.50	7.80	3.00	2.11	3.75	3.70	7.2	1.42	2×220	503	1.14
7	Δ441kW 推船(P级)	31.00	8.00	2.70	1.30	3.87	6.16	11.5	2.08	2×220	670	1.52
8	Δ588kW 推船(O级)	48.50	8.20	3.20	2.11	4.70	3.83	12.0	1.52	2×294	1010	1.72
9	822kW 推船	45.80	9.00	4.40	3.08	4.56	2.92	9.3	1.43	2×441	1620	1.84
10	Δ971kW 推船(O级)	39.50	9.00	3.50	2.20	4.40	4.08	11.3	1.60	2×493	1246	1.28
11	Δ1471kW 推船(O级)	44.00	11.60	3.30	2.00	3.79	5.80	13.3	1.65	2×7355	1685	1.15
12	1471kW 推船	44.00	10.50	4.00	2.80	4.23	3.75	11.1	1.43	2×7355	1865	1.27
13	Δ2942kW 推船(O级)	50.00	13.60	4.50	3.06	3.68	4.39	11.6	1.39	2×1471	1924	0.65
14	206kW 推船(O级)	25.00	6.50	2.50	1.66	4.50	3.91	11.6	1.40	2×103	471	2.29
15	221kW 推船(P级)	21.00	5.20	1.30	0.80	4.03	6.51	16.2	1.62	2×110	142	0.64
16	531kW 推船	29.42	6.6	1.80	0.96	4.31	7.18	15.8	1.95	2×165	338	1.02
17	441kW 推船	27.40	7.0	3.10	2.20	3.71	3.23	8.4	1.40	2×220	565	1.28

注:带Δ的为一些典型推船

表 9-5

我国内河推船尺度性能简表

序号	船 型	主 尺 度 (m)				尺 度 比				主机功率 P (kW)	LBD (m³)	LBD/P _h (m³/kW)
		船长 L	船宽 B	型深 D	吃水 T	L/B	B/T	L/D	D/T			
1	山东运河双机推船	16.2	6.00	1.70	1.15	2.70	5.45	9.52	1.54	55×2	155	1.40
2	江苏 199kW 推船	22.0	7.50	2.60	1.35	2.90	4.22	8.46	1.44	99×2	434	2.19
3	贵州分节船队推船	12.0	7.20	1.60	0.60	2.50	12.00	11.22	2.66	110×2	209	0.95
4	黑龙江 221kW 喷水推船	19.0	7.00	1.80	0.60	2.72	11.66	10.55	3.00	110×2	240	1.09
5	汉江 272kW 推船	21.16	7.50	1.70	1.15	2.78	6.61	12.45	1.48	136×2	273	1.00
6	2×F2002 分节推船	30.0	7.80	2.60	1.80	3.85	4.34	11.54	1.44	199×2	608	1.53
7	黑龙江 1618kW 推船	40.0	12.00	2.60	1.60	3.34	7.50	15.30	1.82	809×2	1250	0.77
8	长江干支 392kW 推船	22.0	8.90	2.60	1.30	2.75	4.21	8.45	1.37	199×2	458	1.15
9	长江 1441kW 推船	40.0	9.00	3.30	2.10	4.45	4.28	12.10	1.57	721×2	1187	0.82
10	长江 3917kW 三机推船	46.9	10.50	4.00	2.50	4.47	4.20	11.73	1.60	971×3	1970	0.68
11	长江 2942kW 推船	48.0	10.20	3.80	2.50	4.70	4.08	12.60	1.52	1471×2	1860	0.63
12	长江中下游 397kW 推船	31.0	9.00	2.90	1.90	3.83	4.21	10.69	1.53	199×2	719	1.81
13	长江中下游 588kW 推船	33.17	9.00	3.80	2.60	3.69	3.46	8.73	1.46	294×2	1134	1.93
14	长江中下游 882kW 推船	37.0	10.00	3.90	2.50	3.70	4.00	9.49	1.56	441×2	1443	1.64
15	川江 2354kW 推船	41.05	11.60	4.00	2.55	3.54	4.55	10.26	1.57	1177×2	1905	0.81
16	长江 1942kW (B型) 推船	44.0	10.00	3.70	2.50	4.40	4.00	11.00	1.48	971×2	1623	0.84
17	西长江 1942kW 推船	44.0	13.00	4.00	3.00	3.33	4.33	11.00	1.33	971×2	2288	1.18

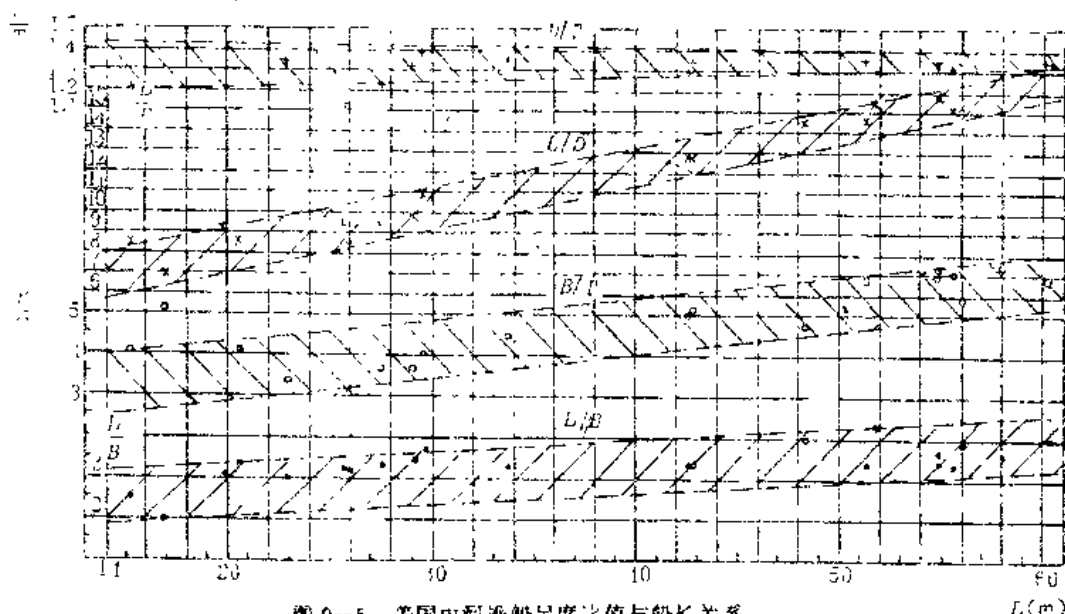


图 9-5 美国内河推船尺度比值与船长关系

纵性要求好,又常用双机甚或多机等等,所以相对于一般船舶要求有较大的船宽。另外从建造成本来考虑,较小的 L/B 亦较有利。船体的造价大致可以用平方模数或立方模数 $[L(B+D)]$ 或 LBD 反映出来。有资料介绍,一艘排水量为 500t 的拖船,在尺度上稍加改变就会得如下的结果:

方案	尺度 ($L \times B \times D$)	平方数
1	$32 \times 3.8 \times 4.1$	416.00
2	$29.2 \times 9.3 \times 4.4$	400.04
3	$28.4 \times 9.3 \times 4.4$	389.08

主要是改变了 L/B 值,这一改变使方案 1 和方案 3 之间平方数相差 7% 左右。

所以现代推船的 L/B 值比以往推船的要小,比一般的拖船更是小多了。例如,我国一般内河拖船的 L/B 值为 3.8—5.0,长江拖船约为 3.82—4.52,绝大多数为 4.0—4.4。各国内河推船的 L/B 值范围可大体归纳如表 9-6。

表 9-6 L/B 统计值

国 别	大致范围	多数情况	大致平均
美国	2.0—4.2	3.0—3.7	3.4 左右
西欧	1.4—3.7	2.0—2.7	2.4 左右
苏联	2.8—4.8	3.7—4.4	4.0 左右
中国	2.7—4.7	3.4—3.8	3.6 左右

各国 L/B 值的差异是由各国的具体条件所决定。西欧诸国在国际航道上常用的推船般大长度基本上被限制在 30—32m 范围内。推船长度受限是由于各国通用的驳节尺度已经定型,而船队最大长度又被标准船闸所限定,所以西欧诸国推船的 L/B 值较小。美国的航道条件比较好,运距比较长,储油比较多,因此推船长度相对于西欧的要长一些, L/B 值也就大一些。苏

联推船的 L/B 值比较大,这与前述推拖两用的考虑不无关系。至于我国的表列数据,其中多数情况为大致平均值,主要是根据长江第三代推船的统计数。从表 9-5 可知,省区河流推船之 L/B 值较小,多在 2.7 左右。而长江第二代推船 L/B 有所增大,多在 4.5 上下。

(2) B/T

内河船舶的吃水差别很大,所以 B/T 值的范围也很大。我们从表 9-2 至 9-5 中可以看出,小的在 3 左右,大的个别甚至在 10 以上。内河浅水推船当船长和吃水受到严格限制时,往往只有增大船宽来获得必要的排水量,这就增大了 B/T 值。 B/T 值的增大使船舶浸水面积增大,有资料介绍: B/T 值由 3.75 增至 10,则浸水面积将增大 24%,这对一般船舶来说,意味着将大大增加摩擦阻力,但对推船来说,从整个船队来考虑, B/T 的变化,对阻力影响很小。相反,如前面所说,推船宽度取得稍大一些,使其与驳节宽度适当配合,对船队阻力反而有利,总的说,推船的 B/T 值比一般运输船,包括拖船在内要大一些,以美国为例, B/T 值在 3.0—6.2 之间,且是随船长的增大(基本上也反映了主机功率的增大)而有所增大。大致是船长在 35m 以内(相当于主机功率在 2206kW 以下), B/T 值在 3.0—4.4 之间,平均值约为 3.85 左右;船长在 40m 到 60m 之间(相当于主机功率在 2942—7723kW 之间), B/T 值是 4.7—6.2,平均值约为 5.5 左右。估计大功率的时候吃水还是受到一定的影响,并且出现了三机推船的情况,所以 B/T 的值较大。

我国推船 B/T 值基本上是在 4—6 之间,多数是在 4.2 左右,我国长江拖船 B/T 约为 3.17—4.33,多数在 3.9—4.2 之间。推船较拖船大。

(3) L/D 与 D/T

这两个比值也都受到航道水深的影响,其关键在于型深 D 的相应变化。对吃水受到限制的浅水推船,若按一般的深水情况取其 L/D ,则会因吃水较小而造成干舷过高,结构过强,但也不能仅按干舷要求来决定型深,因为吃水小、干舷小,则也可能造成船舶又宽又扁,舱深大小,既影响舱内布置上的高度要求,也可能影响强度及大倾角稳性。所以设计时要从两方面考虑。

内河推船 L/D 及 D/T 的大致范围见表 9-7。

表 9-7 $L/D, D/T$ 统计值

国别	L/D 大致范围	D/T 大致范围
美国	7.5—15.6	1.2—1.4
西欧	6.1—13.2	1.35—1.75
苏联	7.2—14.2	1.42—1.82
中国	8.5—11.5	1.4—1.6

从统计的情况看,推船的 L/D 值比拖船的小, D/T 值相差不多。

6. 推船的每 kW 立方数

从经济方面考虑,无论从建造成本或是营运角度,在满足使用要求的前提下,都希望推船的尺度小一些。推船尺度的大小,大致可用每 kW 立方数($LBD/P; m^3/kW$)来表示。表 9-8 是美、苏、西欧以及我国的大致情况。

表 9-8

每 kW 立方数统计值

国别	大的范围	多数情况
美国	0.39—0.73	0.45—0.55
西欧	0.31—0.75	0.39—0.56
苏联	0.64—1.84	1.02—1.28
中国	0.63—1.93	0.81—1.18

二、船型系数的选取

船型系数的选取要与船舶的尺度相配合。总的看,分节驳顶推船队推船相对于拖船或推拖船来说,是尺度趋小,船型系数趋大。这是因为分节驳顶推船队推船单航时间很少等特点,选取船型系数时考虑重点是如何提高推进效率和船队的操纵性能。

1. 方形系数 C_b 的选取

主要是两条:一是考虑排水量的要求;二是考虑型线的需要,也就是提高推进和操纵性的问题。

如上面所说,推船的尺度取得小一些,因而 C_b 较大,但也不能过大。因为,推船的尾部需要安置较大的推进操纵装置,且为了水流的顺畅,型线变化又不能太剧烈,所以后体要削去很多排水体积;另外推船前体也不能太丰满,否则单航时会带来太大的阻力。为此,具体选取时可以根据型线特点,参考适当的型船。根据统计,我国推船的 C_b 值大多是在 0.55—0.65 之间,国外内河推船大体上亦是如此。这一数值范围比内河拖船要略大一些。长江第三代推船为 0.466—0.671。

2. 中横剖面系数 C_m 的选取

对船舶性能较有实用意义的是最大横剖面系数,不过一般情况下,特别是低速肥大型船舶,中横剖面即是最大横剖面。对于内河分节驳顶推船队推船来说,多半亦是如此。

推船的 C_m 值一般都取得比较大。因为从船队阻力来说影响不大,可以取得大一些,另一方面从与分节驳的配合,机舱布置的要求,目前很多船型上采用雪橇型的情况来看,也都希望取得大一些。当然,选取时还要考虑整个尺度系数的相互配合。拖船的 L/B 和 C_b 都较小,使 C_m 多限制在 0.9 以下,否则两端尖瘦而中部丰满,在型线上就很难配合得当。推船 L/B 虽更小,但从船型特点上考虑(如用雪橇型,尾部排水体积削去较多等)完全能够做得到,且阻力上又不会带来太多问题,因此推船的 C_m 值都较大,极大多数是在 0.9 以上,有的甚至达到 0.997,长江为 0.942—0.997。

3. 棱形系数 C_p 的选取

内河分节驳顶推船队推船受吃水的限制,整个船队的配合,以及布置和操纵上的要求等等,基本上是 L/B 值小, B/T 值大,其系数 C_b 及 C_m 如上面所介绍的,都取得比较大, C_p 值必然也都较大。多数是在 0.6—0.7 之间。 C_p 值大,可以避免船舶两端过于瘦削(尾部当然要考虑推进操纵装置等的布置要求)对施工建造、舱内布置等都有好处。长江第三代推船为 0.584—0.672。

4. 满载水线面系数 C_w 和浮心纵向位置 x_b

推船的 C_w 值比较大。从船首来说,由于顶推装置布置的要求,水线面积不能太小;从尾部来说,安装双桨甚至多桨,为了提高操纵性,轴线间距又较宽,有的还有多个舵,所以也需要有

丰满的水线面积加以保持和掩盖。因此从使用和布置上考虑都要求有较大的水线面系数。另外从船型上看,目前较多采用的雪橇型,水线面系数就比较大。内河分节驳顶推船队推船的水线面系数大多是在 0.9 以上,有不少高达 0.95 左右。长江推船为 0.865~0.942。

推船的浮心纵向位置多在中前,这是由于尾部要安装桨舵,排水体积不得不较集中于前体之故。但也要注意,浮心太前将会给纵倾调整带来一定的困难,所以设计中要妥善处理。目前国外一般取 x_b 值在船中前 1%~10% L ,我国基本上亦在这一范围内。

为了说明分节驳顶推船队专用推船上述船型系数的特征,图 9-6 绘出了联邦德国一条大型双桨推船典型横剖面面积曲线,其棱形系数约为 0.646,浮心纵向位置约为中前 9.54% L 。为了与拖船有一个对比,图中也绘出了一条港作拖船和一条专线拖船的横剖面面积曲线。这两条面积曲线的棱形系数 C_p 和浮心纵向位置 X_b 如下:

港拖: $C_p = 0.571, X_b = +0.16\%L$

长拖: $C_p = 0.601, X_b = +0.602\%L$

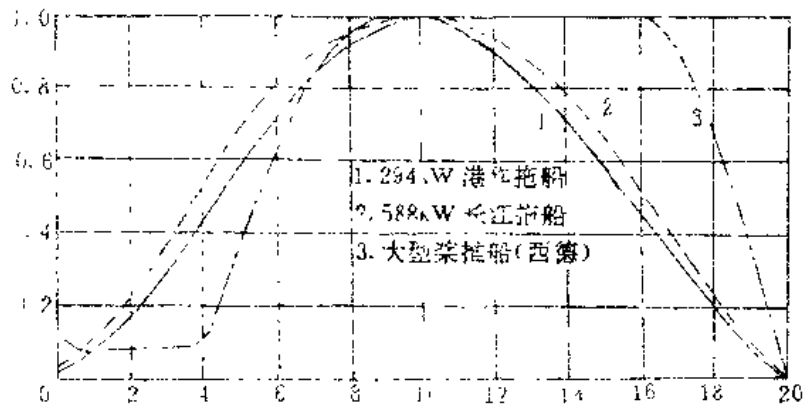


图 9-6 典型推船及拖船的横剖面面积曲线

§ 9-3 推船的型线特点

如前面所述,推船与拖船在营运状态上有很大不同,推船与驳船队基本上是组成一体的。尤其是分节驳顶推船队,大体上形成一个船队整体型线,所以随着分节驳顶推船队的发展,推船的型线比之于拖船有着越来越明显的不同。关键在于拖船较多考虑单船的快速性,而推船主要着眼于推进效率和船队的操纵性,重点在尾体型线设计。

下面,我们主要讨论一下首部和尾部的型线特点。

较长时间,推船船首的水下部分采用普通流线型,水上部分采用外飘的方法,使首部甲板面积增大,以利于设置顶推架。过去较普遍地认为,这种首型优于雪橇型。但通过一些船模试验(已被实船试验所证明是正确的)表明,设计良好的雪橇型船型处在船队尾部航行时,能与驳船的纵向流态配合得比较合适,减少涡流的产生,使得整个船队的阻力性能优于常规的流线型船型。我国长江船舶设计院对普通流线型的拖船船型及雪橇型的推船船型的阻力比较试验表明,在相同的排水量情况下,单航时,流线型船模的阻力要比采用折角线的雪橇型船模小很多;但将这两艘船模置于驳船船模后面进行顶推时,雪橇型船模这一组的总阻力却要小。所以从船队的角度来看折角线的雪橇型优越于普通的流线型。雪橇型首不仅对船队总阻力带来好处,并且可以不采用外飘的方法就能得到较宽的首部甲板面积,对布置推架和系泊设备均有利,且建造工艺也较简单。因此,内河顶推船队推船目前比较广泛的采用雪橇型。

对推船的一些首型试验表明:推船雪橇型首曲率半径的变化,并不会使船队性能发生多大的变化,这就可以使设计人员有一个调整型线的余地,以满足某些问题上的要求。

在分节驳顶推船队中,曾提出采用完全方型推船船首的设想,这种处理首型的出发点是在于使推船首部与驳节相配合以适应船队整体线型的和顺。不过采用这种船首形状是要冒一些“风险”的,因为在实际营运中很难使推船不单独航行,一般总有这样或那样的原因需要推船单航,这就产生较大的困难。因为这样的船型阻力实在太太,所以完全方形的推船首目前还是较难见到。

图 9-7 及图 9-8 是两个雪橇型首部型线,可作参考,由于它们型线要素不同而表现出不同的雪橇型特征,但这两种首型的横剖面型线都比较简单。

推船尾部型线的处理是比较重要的问题,因为它直接影响着推船的推进效率和操纵性能。

内河推船由于航道水深的限制,采用隧道式尾型的不少;另外,隧道式尾型相对来说要考虑的问题也多一些,所以下面重点讨论一下这类尾型。

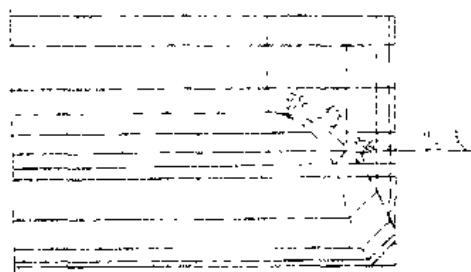
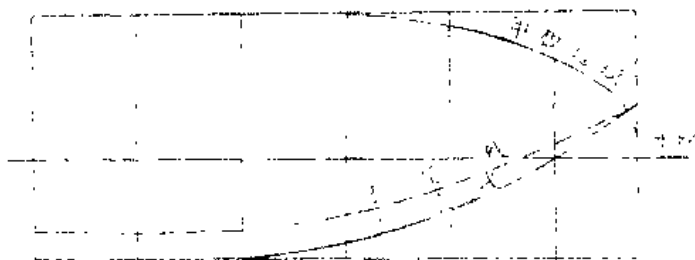


图 9-7 推船雪橇型首 1

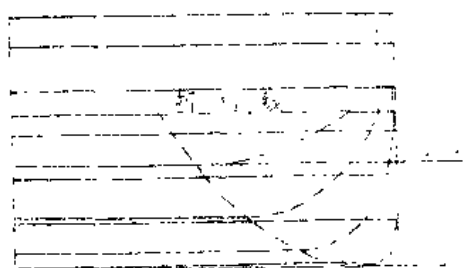
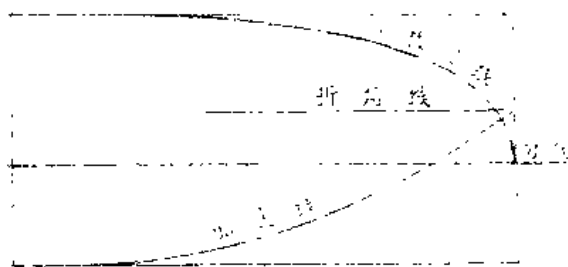


图 9-8 推船雪橇型首 2

隧道式尾型如果要获得的是最佳正车性能,则必须保证导管推进装置供水充分,并使涡流减少到最低限度。所以隧道的型线要设计得平坦一些 其纵剖线至少在离船尾 $1/3$ 船长处从基线开始起升,导管前方的船体两舷部分必须下沉一定深度,以避免在前进时隧道内吸入空气;导管后面的隧道斜度宜平顺,以使螺旋桨推出的水流能直接向后而避免产生向下或任何别的倾向。至于导管的选择,主要也是从正车最佳性能考虑。

内河推船仅仅考虑正车的最佳性能是不够的,由于内河航道的特点,使用倒车的情况比较多,特别是在下水顶推船

队的时候,倒车时间占相当大的比重,在通过弯曲复杂航道时,甚至可达到 $30\% - 40\%$ 。此外,推船下水所能顶推船队的大小,常常取决于推船倒车功率的大小和倒车时的操纵性能,所以设计时需要认真地考虑并合理地解决正车性能与倒车性能的矛盾问题。

为了提高倒车性能,通常要牺牲一些正车性能。除了导管的选择上与正车有所不同,要牺牲一些正车性能外,推船尾部的型线也要求有相应的改动,也会产生一些相对于正车性能不利

的矛盾。例如：导流管后方的推船尾部和舷部，必须下沉，以免倒车时吸入空气，但是这就要增加导管后面的隧道斜度，使螺旋桨后面的水流在正车时有所向下，很显然，隧道斜度越大，给正车性能就会带来越大的损失。目前，推船常采用方尾型，尾封板下沉的深度一般取推船轻载吃水的 $1/9 \sim 1/12$ ，尾封板和船底板的交角通常采用锐角，而且为了更好地防止倒航时吸入空气，交角处不用圆弧。此外，为了获得良好的倒车性能，导管前两侧船体应该升高一些，以有利于倒车时水流的流动，但这和正车时的要求——舷部下沉有矛盾，从型线上必须兼顾处理。也有在导管前方装设倒车舵以提高倒车时的操纵性，毫无疑问它会影响正车时进入导管的水流，所以型线上更要考虑来流的问题。另外，对倒车舵常采用适当的初始舵角，并十分注意舵与导管的配合问题以改善推进性能。

图 9-9 是巴格达霍夫建议的隧道式尾型的几何参数，其大致范围是：

$$l_1/L = 0.33 \sim 0.45;$$

$$l_2/L = 0.1 \sim 0.2;$$

$$l_1/h_T = 6 \sim 7;$$

$$\Delta_1/T = 0.1 \sim 0.2;$$

$$\Delta_2/T = 0.05 \sim 0.07; \quad \theta = 12^\circ \sim 15^\circ.$$

其中 Δ_1 和 Δ_2 取决于推船功率的大小，大功率推船宜取高值。

从推船的型线特点看，目前折角型线采用得也比较广泛。试验证明，在主尺度和系数不变的情况下，折角型线和常规的圆舳型线推航速度的阻力几乎相同，但折角型线建造工艺上要方便多了。

为了提高推船的推进效率和操纵性能，杜尔堡船研所曾提出采用双体推船的研究报告。报告指出，双体船的操纵性能是单体船不能比的，此外，由于双体的造型改善了驳船后面的旋涡伴流，因此能够将较佳的水流引导到螺旋桨上去，从而提高推船的推进性能。试验表明，在深水中双体比单体有显著的优越性，当水深在 5m 或 5m 以上时，双体推船比单体推船可节省功率 10% 以上。当然，双体船的造价要高一些。

最后再谈一点，在隧道型线中，隧道的横剖面形状，美国采用单折角（实际上是采用小圆弧）的三角形隧道（图 9-10），西德则发表了双折角的凹槽形隧道（图 9-11），上述隧道线型都进一步简化了隧道型推船的建造工艺，值得参考。



图 9-10 三角形隧道示意图

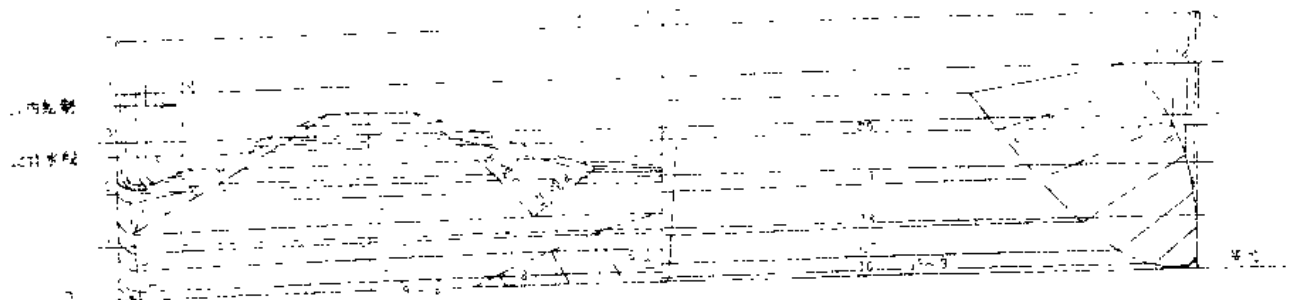


图 9-11 双折角凹槽型隧道

§ 9-4 推船主机功率及推进操纵系统

在分节驳顶推船队中,推船是其重要的组成部分,推船的主机功率选用得是否合理,直接影响着船队的营运经济效益。所以根据航区货运情况的需要,组成大小适宜的船队尺度,匹配合理的推船功率,是内河分节顶推运输中的重要问题之一。

推船的主机功率是用来克服船队在某种速率下航行的阻力,所以推船主机功率的确定,应以船队的阻力为依据。但实际上,船队阻力的确定牵涉到很多因素。如船队形式、吨位大小,船队的航速要求,船队的驳节数量和尺度等。要综合各方面的因素,研究分析后才能决定。

一、推船主机功率选配中的几个问题

1. 应根据货源情况选配推船的主机功率

目前内河分节驳顶推船队的发展趋向之一是船队的大型化,推船的主机功率也在不断地增大。这是因为,大功率推船的经济指标比小功率推船要好得多,如苏联采用 1471kW 推船顶推 1500t 船队与用 985—588kW 推船顶推 7500t 船队相比,在推船的单位造价上要低 9.5% 和 20%,船队的单位成本上要低 40%。但必须注意的是,大功率推船是建立在顶推大型船队的基础上才有良好的经济效益。如果不考虑货源情况和具体条件,片面追求大功率推船,则反会使经济效益降低。例如,我国 1966 年以前由于合理选用推船功率和采取其它措施,单位功率船产量指标逐年有所提高。但 1966 年以后,由于忽视了运输经济,盲目加大推船功率,结果使单位功率船产量指标逐步下降。图 9-12 和图 9-13 是长江上游和下游使用不同功率推船的船产量指标统计图。从图中可以看出,推船功率越大,相应的单位功率船产量指标越低。

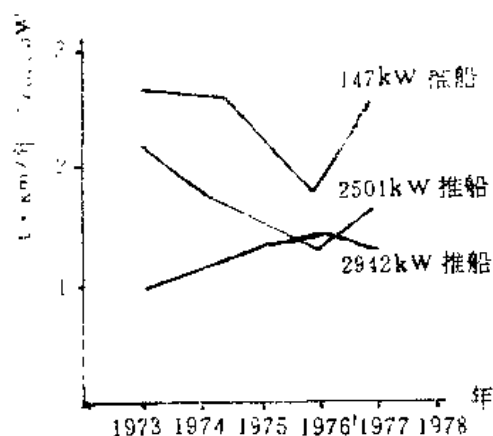


图 9-12 长江上游单位功率船产量

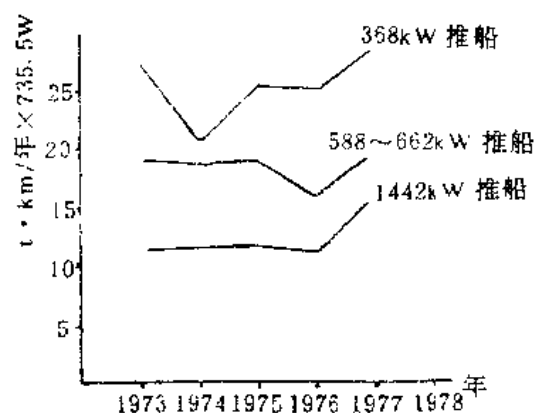


图 9-13 长江下游单位功率船产量

所以推船主机功率的选配必须根据货源情况的需要来决定。在货源充足,条件许可的情况下,宜采用大型船队,也就是配以大功率推船。从国外(主要是美国)营运船队的实践经验来看,船队每载重吨所配功率约为 62.5—392W 之间。此外,根据国外一些分节船队统计资料的分析,可以得到如图 9-14 所示的船队载重量与推船功率之间的大致关系

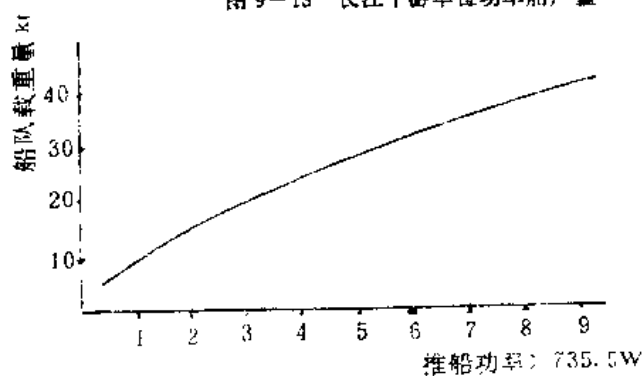


图 9-14 船队载重量与推船功率

曲线。

在具体确定推船主机功率时,一般可以根据航线货运量情况,航线上可以允许的最大船队尺度,拟订若干推船功率和船队载重方案通过经济核算加以确定。

2. 应考虑经济船速和航道条件

船队船速高,可以加速船舶周转,减少货运时间。但另一方面,导致推船功率增加,或使船队载量减少,究竟何种船速合理,亦应通过核算。当然,这里还要考虑货种的问题,某些货物需要快速一些,则船速相应高一些。上面提到的国外船队每载重吨所配的功率大致范围,实际上包含着船速的要求。其中,较高船速的船队每载重吨所配功率接近于 392W;中等船速的船队约为 162—220W 之间;较低船速的船队接近于 105W;平静水域的低速船队则约为 62.5—113W 之间。我国新设计的一些内河分节驳船队推航船速多在 12—14km/h,但在川江则要求船队上水船速不低于 18km/h,这是由于航道条件的特殊性决定的。川江滩多、流急,推船必须具备较大的功率,可见,航道条件对推船功率的选取有较大的影响。显然,狭窄、弯曲、流急的航道比之于较广阔的平静水域,每载重吨要配以较大的推船功率。即不仅要考虑流速问题,还应满足操纵性的要求。所以设计时对航道的情况必须有全面的了解。当然,对于为预防不良气候,航行而保证一定船速的问题,则可适量储备一些主机功率来解决,通常对内河分节驳船队推船可以考虑增加正常功率的 10% 左右。

二、船队阻力的计算方法

船队的阻力包括两个部分,即推船本身的阻力和驳船队的阻力。这两项阻力的计算,目前已有多种方法,其中武汉水运工程学院提出的“雪橇型半分节驳(1+1)队形船模阻力系列试验总报告近似计算方法”已作为交通部指导性技术文件发布,(JT/24011—82)。该方法是以组驳为计算单位,即(1+1)驳队,阻力换算采用傅汝德方法,表达式为:

$$R_T = R_R + R_F = \frac{1}{2} \rho v^2 S [C_F + (C_F + \Delta C_F)] \quad (9-10)$$

式中: R_T ——组驳总阻力, N;

R_R ——组驳剩余阻力, N;

R_F ——组驳摩擦阻力, N;

S ——组驳湿表面积, m^2 ;

C_R ——组驳剩余阻力系数,

$$C_R \times 10^3 = (L/T)^{-1.095} \cdot e^n,$$

$$\text{而 } n = -13.76 + 8.779F_n + 17.48C_b;$$

C_F ——组驳摩擦阻力系数,

$$C_F = 0.075(\lg R_F - 2)^{-2};$$

ΔC_F ——摩擦粗糙度补贴,对于驳船队可取 $(0.7-1.2) \times 10^{-3}$;

v ——船队计算速度, m/s;

ρ ——水的密度, 1000 kg/m^3 。

关于 S 可按下列式计算:

$$S = 2Lw_c \times T \left(\frac{B}{T} + 2C_b - 0.86 \frac{T}{L} \right)$$

式中: r ——驳节中部舵圆半径, m ;

L_{WL} 、 B 、 T 、 C_b ——驳节的尺度及系数。

本方法仅适用于内河深水雪橇型半分节驳, 其尺度范围为:

$$L/B=3.5\sim 7.0, B/T=2.0\sim 8.5, C_b=0.90\sim 0.95.$$

上面是按一个组驳所进行的计算。若船队不止一个组驳, 则 S 、 C_R 、 C_F 都要作相应的变化, 通常按“编队系数法”进行计算, 可参照交通部指导性技术文件, (JT/Z4013—87, 1988 年实施)。

考虑到内河实际的航域条件, 初步估算分节驳船队阻力时, 采用查尔斯·豪[18]给出的方法比较符合实际。该方法考虑了内河航道的特征参数, 简便明了。计算关系式为:

$$R_F = 0.8045e^{0.445/(h-T)} V_s^2 L^{0.38} B^{1.19} (3.28T)^{0.5+15.24/(\omega-B)} \quad (9-11)$$

式中: R_F ——分节驳船队阻力, N ;

h ——航道水深, m ;

W ——航道宽度, m ;

V_s ——船队船速, km/h ;

L ——驳队长度(不含推船), r ;

$$L = m/L_0;$$

B ——驳队宽度, m ;

$$B = nB_0;$$

T ——驳队吃水, m ;

$L_0 \cdot B_0$ ——驳节平面尺度、长、宽, m ;

m, n ——驳节编队行、列数。

船队推船的推力:

$$F_t = 192.44\rho - 0.03207 \cdot \rho^2 + 2.54\rho \cdot h - 295.5V_s^2 - 4.28V_s \cdot \rho \quad N \quad (9-12)$$

式中: ρ ——推船主机总功率, kW ;

h, V_s ——同式(9-11)。

三、几种较常见的推船推进操纵系统型式

1. 固定导流管螺旋桨加正倒车舵

这种系统是螺旋桨上装有固定导流管, 导管后方装一正车舵, 前方两侧装两个倒车舵, 如图 9-15 所示。

正车舵(或称主舵)舵面积约为推进器盘面积的 1.33 倍, 倒车舵(或称侧舵)舵面积(单个)

— 211 —

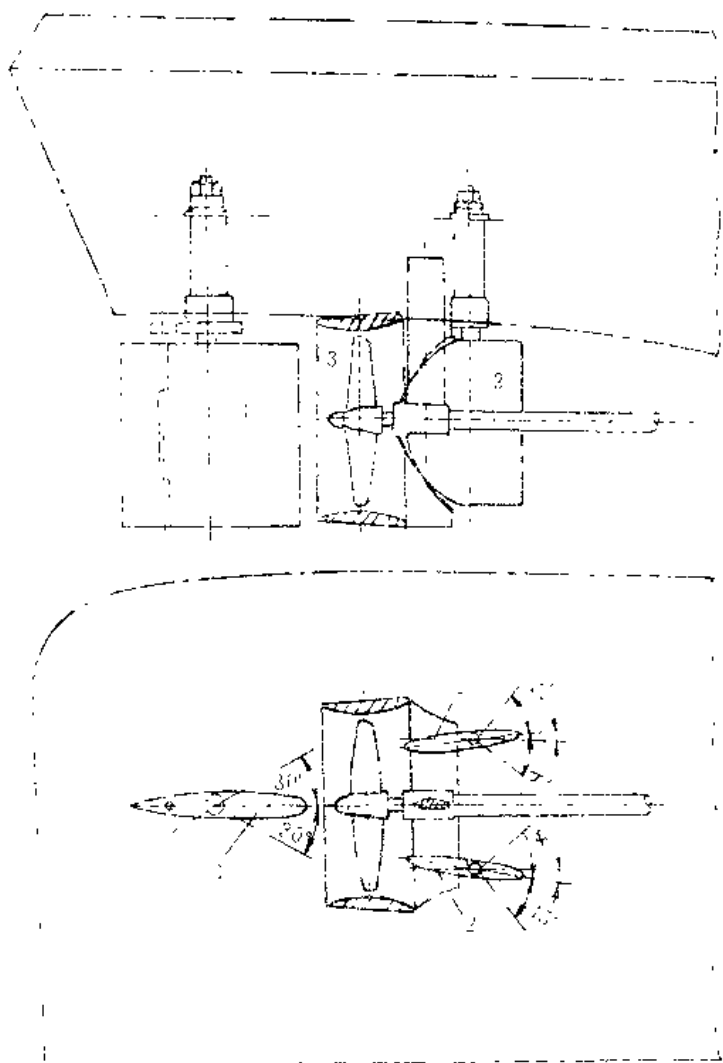


图 9-15 固定导管螺旋桨加正倒车舵

1 正车舵; 2 倒车舵; 3 导流管

约为正车舵舵面积的 0.55 倍。

美国、西欧和我国绝大多数推船上目前都采用这种推进操纵系统。我国正车舵常用襟翼舵。

2. 螺旋桨的转动导流管

转动导流管(图 9-16)不仅具有增大推力的优点,且由于导管的转动所产生的侧向力具有强大和灵敏的转船能力,特别是小舵角的时候。苏联和日本采用此种推进操纵系统较多。初期,是采用同步导管,即在双机双桨推船上,操纵时两个转动导管的转动方向和转动角度都相同。近期则采用可以分别操纵方向和角度的异步转动导管。后者的操纵性要比前者好。

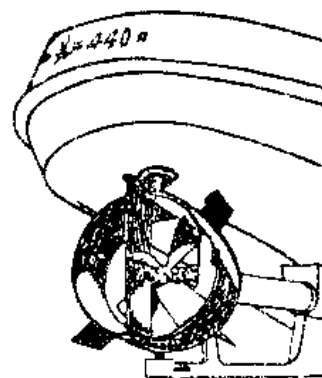


图 9-16 转动导管

转动导管的尾部构件不象上述正倒车舵系统那么复杂,附件阻力也小,但导管损坏后较难处理,对浅水区或经常有擦底危险的航道不太适用。

3. 360°全回转式导管螺旋桨

图 9-17 和图 9-18 分别为这种推进操纵装置的船上一般布置图和轴系图。

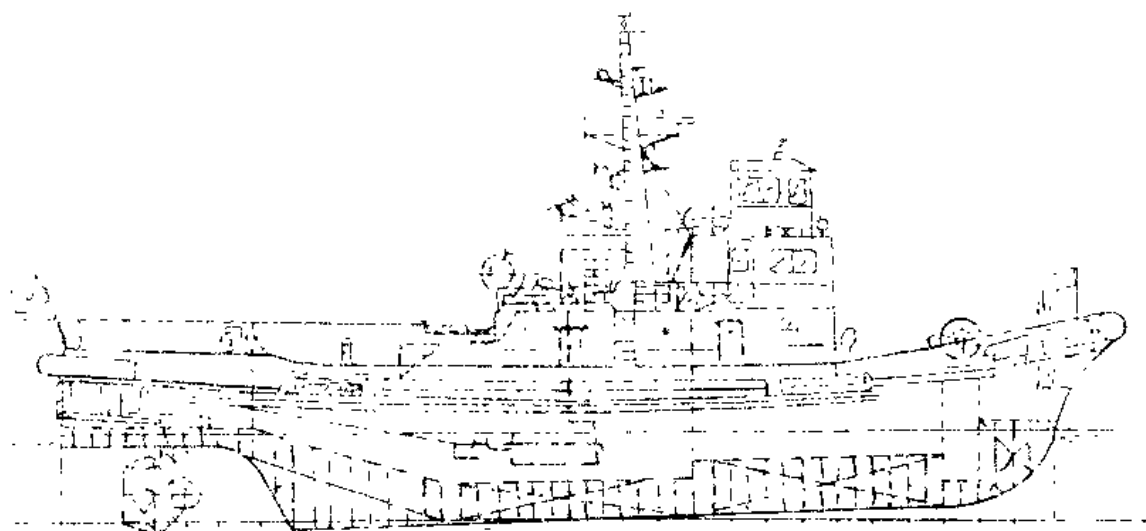


图 9-17 ZP-2 型拖轮一般布置图

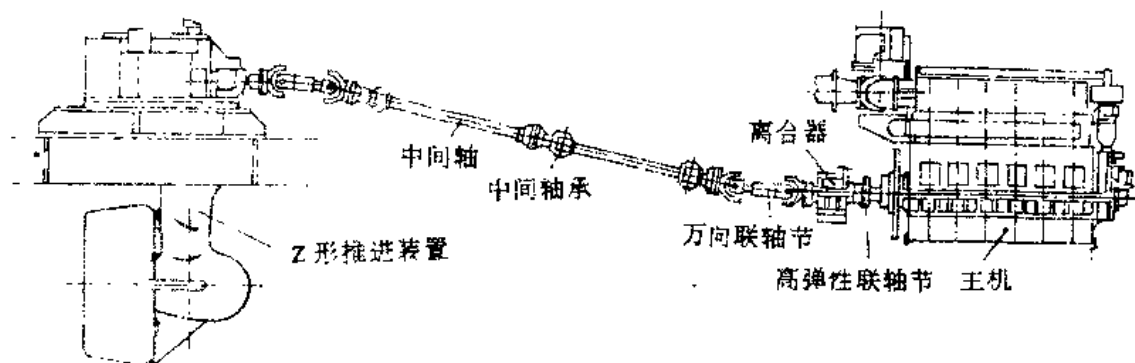


图 9-18 轴系图

这种装置是把导流管和螺旋桨做成一个可以 360°回转的整体,从而实现可进行前进、后退、转向、横移等任意操作。这种推进操纵系统操纵性能好,单轴功率已达 1000kW 以上,但不适于浅水航道。

表 9-9

各种推进装置的比较

项 目		定螺距螺旋桨	固定导管螺旋桨 + 正倒车舵	转动导管螺旋桨 (异步)	360°全回转导管桨	喷水推进
操纵性	倒顺车控制	慢	慢	慢	快	能
	回转时间	慢	较快	较快	快	
	回转直径	大(2.5~3L)	较小(1~1.5L)	较小(1.1~1.5L)	小(1L)	
	一点回转	不能	能	能	能	
推力	横 移	不可	能	能	能	能
	正在推力 (N/kW)	~157	~196		177~225	
其它	倒车/正车(%)	65~68	75		95~100	177~196
	推进装置重量	小	略重	中	重	中
	总造价	低	中	略高	高	中
吃 水			略小	略小	大	小

4. 喷水推进装置

这种推进装置在我国五十年代已有所应用。航行实践表明,浅水航道采用喷水推进具有明显的优越性,它的推进效率高于普通螺旋桨和导管螺旋桨。该系统的主要缺点是尾部线型不顺,涡流和摩擦阻力比较大,自航速率低。图 9-19 为喷水推进尾部示意图。

喷口总长 $l_T = (2.5 - 3)D$

底部升高至进口端距离 $l = (4 - 5)D$,

进流段 $l_s = (0.4 - 0.5)$

l_T ,

进口处喷管顶线曲率

$R = (8 - 10)D$,

射流段 $l_s = (0.5 - 0.6)$

l_T ,

舷侧底部升高 $h = (0.4 -$

$0.5)T$ 。

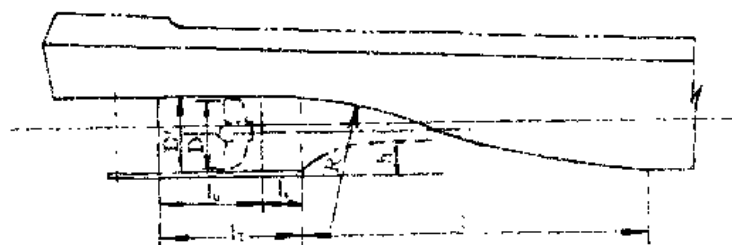


图 9-19 喷水推进示意图

在苏联,66.2kW 以下的浅水推拖船多采用这种系统。我国黑龙江 220kW1200t 分节船队的推船就是采用喷水推进。

§ 9-5 推船的总布置与结构特点

一、总布置

推船的总布置设计,已离开传统的以单船为准的船型优美一流线型设计方法,而趋向于推船简易标准、设备齐全可靠、维修保养方便,造价尽可能便宜。即以简易、高效、价廉、可靠等作为内河分节驳顶推船船体设计和优先使用的原则。推船型体设计上已如前述,重点在其尾体,使来流顺,去流畅,有利于推进器供水、提高效率。其他部位则不是近似直线型,就是圆弧型等

开展曲面。在总布置设计中,也都充分体现这一原则。因为推船是一个动力房,主要问题是主机、燃料和人员所需的空间与地位。具体说明如下。

关于推船的机舱位置大多设在船中附近,有的甚至还靠中前一些,这主要是从纵倾调整的要求出发。由于安装外形较大的推进操纵装置,推轮尾部切去较多,浮心比较靠前,而能对推船纵倾调整起较大影响的就是机舱位置的移动。另一方面,机舱在船中附近也是机舱内布置的需要,因为推船主机功率大,通常又是双机或三机,所以需要有相当的布置地位,而切去容积较多的尾部就会有较大的困难。不过,机舱位置靠前,增加了轴系的长度,既增加重量也增加主机功率在传递上的损失。另外,对舱室布置上也有一些影响,因为推船尾部振动和噪声比较严重,一般都希望把生活舱室布置在机舱之前。所以推船的机舱位置,在满足纵倾调整及机舱内布置要求的前提下,尽量后靠为宜。

推船燃油舱的布置,主要考虑燃料的消耗不要引起推船的浮态有太大变化,而影响航行性能。当然,必要时可以采用压载的办法来调节浮态,但希望尽量少用压载,对于装载燃料较少的推船,最好不用压载。根据上述考虑因素,燃油舱的布置大多在船中附近,即设在机舱前后或船的两舷。这样,燃料的消耗对推船的纵倾影响小一些。不过,对于装载燃料较多的推船来说,即使是这样布置也常常需要设置一定的压载舱。因为,由于燃料消耗多,排水量减小,推船就必然会有较多的升高,如果尾部沉深原来就比较小,这样螺旋桨就有可能在运转中因吸入空气而大大降低性能。如果说,在布置上我们考虑燃料的消耗仍能保证推船尾部一定的吃水而不设置压载,则必然会产生推船船首上升较多的情况,这种过度的尾倾会给船队带来不利。例如,推船与驳队之间的系结必须及时放松,否则会拉断缆绳;其次,纵倾过大也会使推船的正车性能降低。所以装载燃料较多的推船,常常需要设置一定的压载舱,用以保证推船适宜的浮态从而使推船与驳队之间能有适当的配合,并且使推船保持良好的正车和倒车性能。至于压载舱的位置则可靠近船端一些,其大小,则根据燃料消耗后的浮态要求而定。

对于居住舱室,如上面已提到的,设计人员应尽可能的将其布置在机舱前面,因为尾部振动和噪音大,特别是在急剧倒车的时候。但内河推船的高度有时会受到桥梁等航区条件的限制,甲板层数少,不可能把所有生活舱室都布置在前面。在这种情况下,通常的做法是把厨房、餐厅等放到机舱后面,而船员住舱还是尽可能的保留在机舱前面,如果这样做还不能解决问题,则有的船员住舱才不得不移到机舱后面去。

总之,根据具体情况,尽可能的使船员有良好的休息条件这是设计人员对舱室布置的主要着眼点。所以,如果有可能,在机舱前面的居住舱室也不要紧邻机舱和紧靠首部敞开甲板,因为紧邻机舱,目前柴油机,特别是二冲程柴油机噪音还很大,会影响休息,紧靠首部敞开甲板,则由于甲板面上一些设备或装置的操作,也会发生各种声响而影响休息。现在有些推船上把厨房和餐厅设在居住舱室的后面,把休息室(会议室)设在居住舱室的前面,这样布置就起到较好的隔离作用。

内河分节船队推船的驾驶室要设在全船的最高处以保证驾驶人员的视野。对于高度受限的推船,可以设计成可升降的驾驶台。

二、结构

总的看来,振动和局部强度是推船结构设计中必须特别重视的两个问题。内河推船的尾部常常采用半圆型,使尾体的高度减小,而推进操纵装置等附近的重量却明显的较大;另外对推船来说,纵向的拉压力是很显著的,所以推船的尾部必须对纵向强度,局部强度以及尾部的

刚性问题给予充分的注意。尾部结构常采用纵横式混合骨架,尾部板材较厚而肋距较小,同时采用连续焊接,这些都是为了减少整个推船的振动,防止结构的局部损坏。此外,在尾部要力求避免开孔,结构构件一定要注意连续性,上部甲板的结构强度也必须给以保证。有时,为了提高推船尾部刚性还可以在舵机舱内设置桁架。

要注意推船尾部底板如果过厚,可能适得其反。国外有资料介绍,曾试用过厚约一英寸的重型板材,但是并不成功。这种情况有一种解释,认为较薄一点的板材,能够吸收一部分平板区产生的振动能量从而减小一些振动,如果采用重型板材则几乎完全丧失了平板的减振效果,虽尾体刚性可能有所提高,但引起激发整个物体振动的能量变得更大,前者的效果抵偿不了后者的影响。

此外,在设计阶段对于防止振动问题的考虑,最主要的问题是对振动源采取一些有效的措施,例如把诸如发电机、某些电动装置等设备要装在隔振座架上。另外,螺旋桨是推船上的一个重要振动源,设计人员应从船体型线的选择(主要是尾部型线)、螺旋桨周围合适间隙的考虑,螺旋桨本身的设计以及导管螺旋桨对导管支架稳定性的加强等多方面来加以改进。

推船由于其营运性质的不同,编解船队及各种操作要求,船体结构似乎必须承受从各方向来的冲击负荷,这种冲击负荷出现的频率和量级都较驳船一般所受到的要大,所以推船除首部正面的钢板都比较厚外,推船的尾端板和四个角隅处一般也采用较厚的加强板。另外,推架面上所受到的力通常是集中力,在结构上要考虑力的传递和分散,不要形成应力集中。美国推船依其功率及尺度,装设2—4道纵通舱壁,延伸整个船长。纵舱壁在机舱处可开减轻孔,在端部船底和主甲板间可采用纵向桁架,有利于作用力的传递。

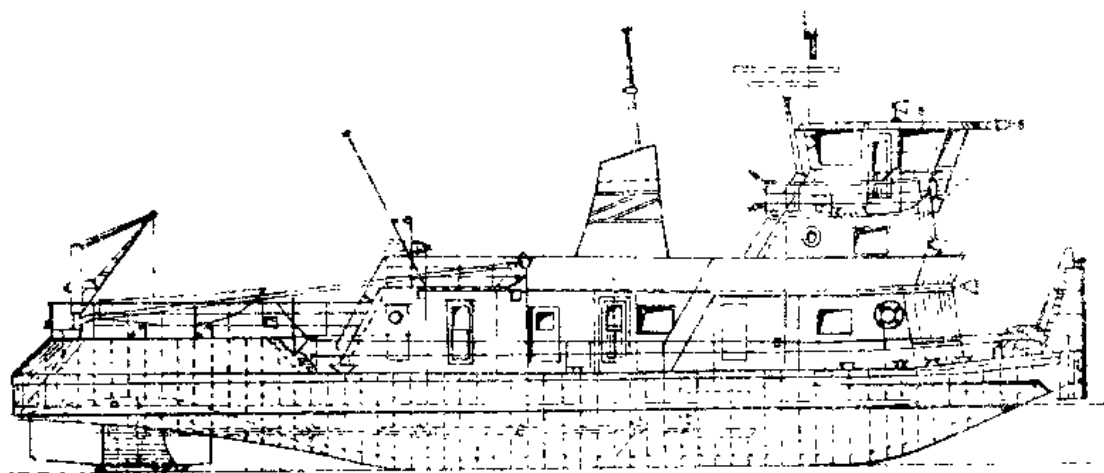


图 9-20 推船总布置外形参考图

对于船宽有限的小功率推船,在机舱处不可能装置纵舱壁,可设置强纵桁材,首端宜采用衍架结构,我国《长江钢船建造规范》对推船的首端结构有具体规定。

§ 9-6 舾装设备

分节顶推船队舾装设备的配置,除了保证正常营运所必须通用舾装装备外,这里主要讨论的是顶推船队的专用舾装设备,它们与航道条件、船队作业习惯、推进操纵系统,以及其它一般的营运情况有关,这里拟讨论的两个比较主要和特殊的舾装设备和顶推联接装置问题。

一、分节顶推船队的锚设备

分节顶推船队上要不要设锚,如何设锚,我国尚无定论,国外也不一致。美国无锚设备,即不仅驳节上无锚,推船上也无锚,它依靠良好的推进操纵系统来控制船队。另外,其河道经过整治,条件比较好,必要时可以系泊于树桩、浮筒、钢桩等。欧洲等一些国家,驳船上一般无锚(个别国家个别航区在驳船上仍保留着锚),但推船上很多设有尾锚。这和各自国家或各自航区的具体条件有关。我国推船基本上都设有锚。根据分节顶推船队的使用特点,以设尾锚为主,尾锚的重量要远比首锚为大;驳节上则多数还是没有首锚,这不仅是操作上的习惯问题,而且使用部门亦大多认为,在管理制度还跟不上和没有专用停泊场的情况下,有时驳节停在江心,则每个驳节上设有首锚就比较方便。

推船和驳节上配多大的锚?尚无定准。一般,驳节上的锚可参照规范的要求来选取,但推船的尾锚,要按实际使用情况来决定,它既不能按推船本身的舾装数来选配,这会使锚显得过小;亦不能按船队的舾装数来选配,这会使锚显得很大,带来很多问题。

国外有根据推船功率大小来粗估锚的重量,其式如下:

$$W = K \cdot P_B$$

式中: W ——锚重, kg;

K ——系数,通常在 0.95~1.84 之间,可按航道情况,锚的类型等取定;

P_B ——推船主机额定功率, kW。

表 9-10 和 9-11 为国内外部分推船锚的实际配置情况,以资参考。

表 9-10 国内部分推船上尾锚的配置

推船功率(kW)	1618	397	272	221
项 目				
单锚重(kg)	1000	400	400	400
数 量	1	2	2	1
类 型	霍尔锚	大抓力锚	丹氏锚	短杆霍尔锚

表 9-11 苏联部分推船上锚的配置

项 目 推船功率 (kW)	首 锚 装 置				尾 锚 装 置			
	锚		链或索		锚		链或索	
	类型	重 (kg)	口径 (mm)	长 (m)	类型	重 (kg)	口径 (mm)	长 (m)
2942						2500×2	46	150×2
1471	霍尔	500	25	100		1500	43	125
1471	霍尔	450×2	25	100×2		1250	37	100
986	霍尔	400×2	22	100×2		1250	34	100
588	霍尔	350×2	22	100×2		1000	39	300
441	霍尔	300×2	19	75+50		800	39	300
441	马氏	100×2	17	75+50		450	21	200
397	霍尔	200×2	17	75×2		300	19	75
331	霍尔	200+300	17	100+75		800	28	75
221	马氏	125×2	15	75+50	马氏	200	22	200

锚重确定之后,锚设备的其它组成部分都可按常规的方法予以确定。

锚设备的布置原则基本上和其它船舶是一致的,其中要注意的是,需认真考虑船队的编队作业。对于尾锚,通常多悬挂在尾锚坡板上以利于收、放锚和推进操纵装置的安全,为避免抛锚时锚链的跳动和危及甲板设施,根据具体情况,锚坡上缘可设锚链筒和尾甲板上设托槽。起锚机械有很多布置在上层甲板后端,这主要是考虑锚链舱的问题,推船尾端吃水都比较小,舱深太多也比较浅,舱内又有推进操纵装置的布置,所以锚链舱略向前移,可以保证其容积和高度,便于落链和理链,且可适当分散尾部的载荷,有利于船舶的载荷分布。图 9-21 是某推船尾锚设备的布置情况,可见一斑。

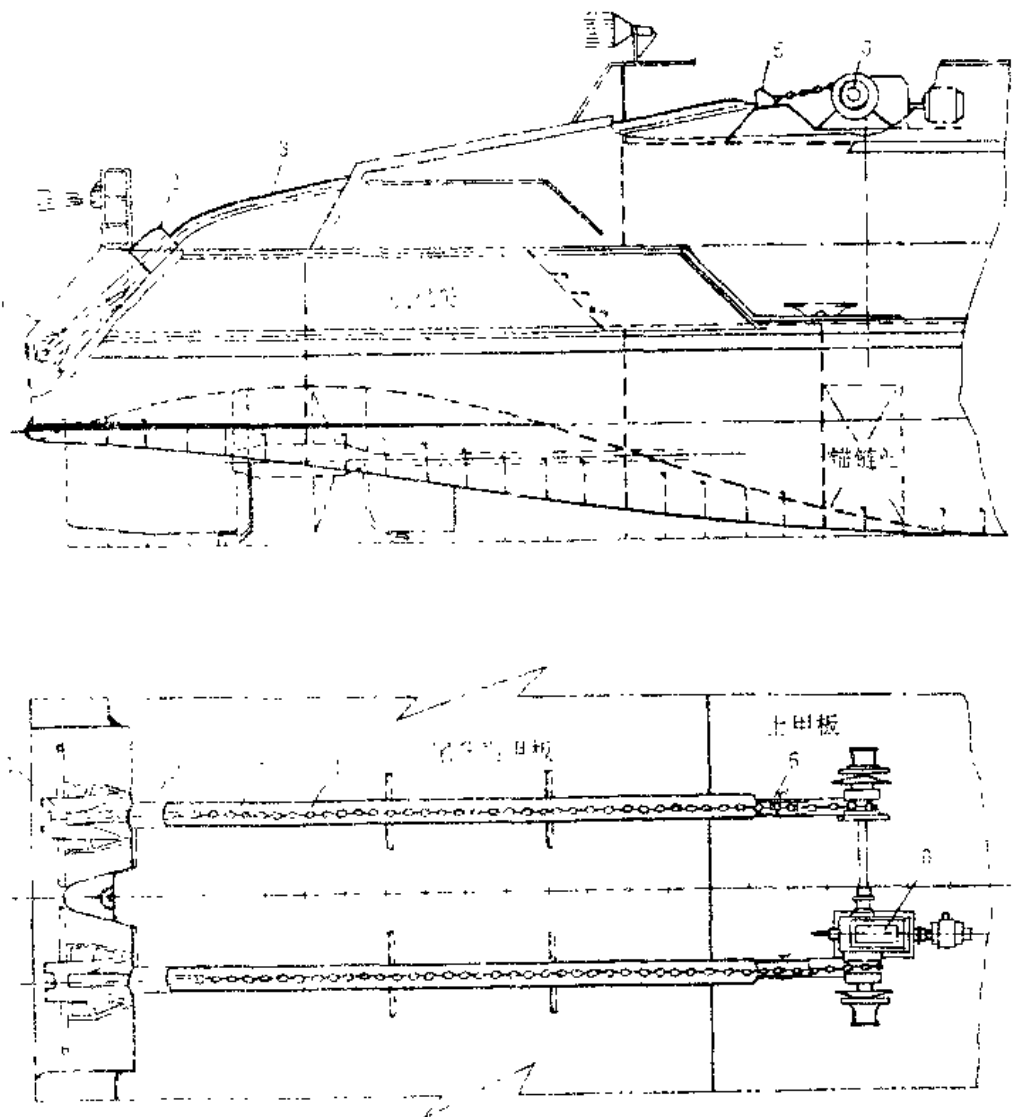


图 9-21 尾锚设备布置简图

1-锚;2-锚链筒;3-托链导槽;4-锚链;5-掣链器;6-起锚机

二、顶推联接装置

顶推联接装置是顶推船队的专用设备,内河分节顶推船队目前有两种联接方式,即所谓刚性联接和柔性联接。前者又称无缆系接,其具代表性的方式为推柱联接锁式;后者又称有缆系接,主要为短缆系接推架式。

上述两种方式,各有利弊。无缆系接的突出优点是,一般情况下编队速度快、劳动强度低、

节省人力,此外,也比较安全。有缆系接缆绳断裂时容易伤人。无缆系接在我国已研究和试用了一段时间,从实践表明,这种装置还存在一些问题,如:风浪天气编队时不易操作;由于纵向缓冲余隙造成编队的刚性不足;锁柱的中心距要求严格;制造复杂、成本也高等。短缆系接则大致和其相反,结构简单,通用性强,经济,系接部位受力情况较好等。

对于内河分节顶推船队联接方式的原则要求是:安全可靠;经济性好;节省人力,劳动强度小;编队时间短;通用性强;适用于混合编队。

推柱联接锁式的联接装置全称为“内河顶推船队自动联接器”,简称自动联接器。它由联接柱和联接锁配合组成,适用于船队中船舶间的纵向联接。根据1987年发布,1988年实施的交通部标准(JT4176-87)规定,联接器在船上的布置方式为左锁右柱,如图9-22所示。联接柱长度 l 按下式计算(参见图9-23):

1. 安装在推船上的联接柱

$$l = \Delta T_1 + \Delta T_2 + 2h_1 + h_2 + h_3$$

式中: ΔT_1 ——推船首吃水最大变化量,mm;

ΔT_2 ——驳船吃水最大变化量,mm;

h_1 ——联接柱端部余量,mm;

h_2 ——两船相对最大升沉量,mm;

h_3 ——钳握高度,mm。

2. 安装在驳船上的联接柱

$$l = 2\Delta T_2 + 2h_1 + h_2 + h_3$$

联接锁的钳握下端距船舶满载水线的高度 h 按下式计算(参见图9-24)

1. 安装在推船上的联接锁

$$h = \Delta T_1 + h_1 + h_2 + h_4$$

式中: h_4 ——联接柱下端距满载水线的距离,mm。

2. 安装在驳船上的联接锁

$$h = \Delta T_2 + h_1 + h_2 + h_4$$

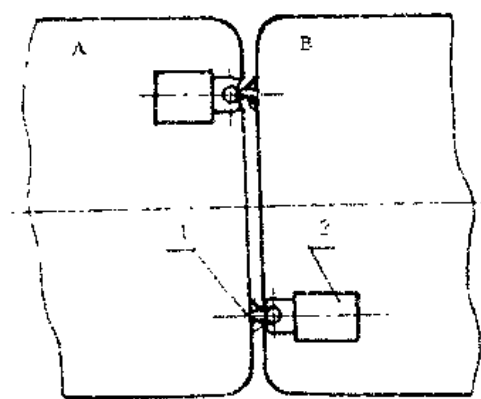


图 9-22 锁柱布置
1-柱;2-锁

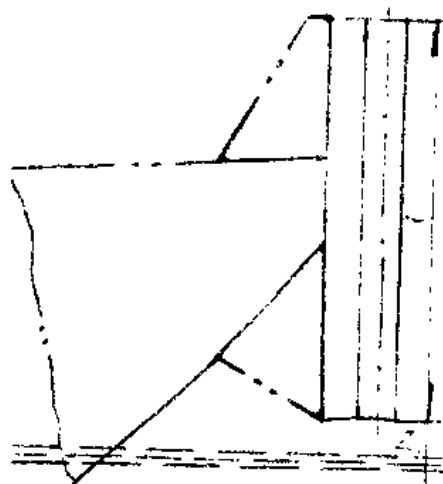


图 9-23 联接柱长度

自动联接器可据估算的最大系接力进行选用。

短缆系统的主要组成部分是顶推架、承推梁、紧缆器,当然也包括缆绳等。

顶推架设于推船首部,是传递推力的主要构件。推架的高度,可参考联接柱的计算,当然,可不考虑钳握高度。推架宽度一般在 $0.3\sim 0.8\text{m}$ 之间,要根据与承推梁接触面的情况而定。当最大推力时,以平均压力不大于 1.568MPa 为宜。推架的前缘以伸出船体 $0.1\sim 0.2\text{m}$ 为佳,有利于回航时传力。

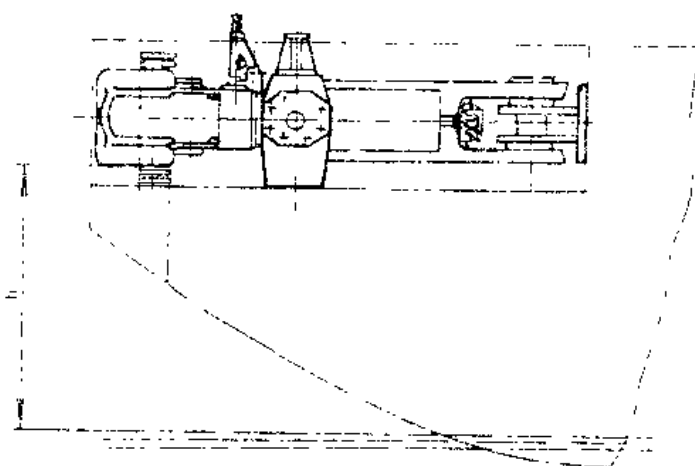


图 9-24 联接锁高度

承推梁是设于驳船尾部的一根横梁,用于承受推架传来的推力,其横向长度,一般接近于驳尾的宽度;其垂向高度,在 $0.3\sim 1.0\text{m}$ 之间,具体按推架受力情况而定。至于其伸出尾体的情况,通常按航区的波浪情况,以纵倾时推架和驳尾不会相接触为准。

紧缆器是用以调节系接缆绳松紧程度的装置,其类型很多,可参阅有关书籍。紧缆器的选配,是根据缆绳的规格而定,有缆系接的形式可参阅图 9-25。

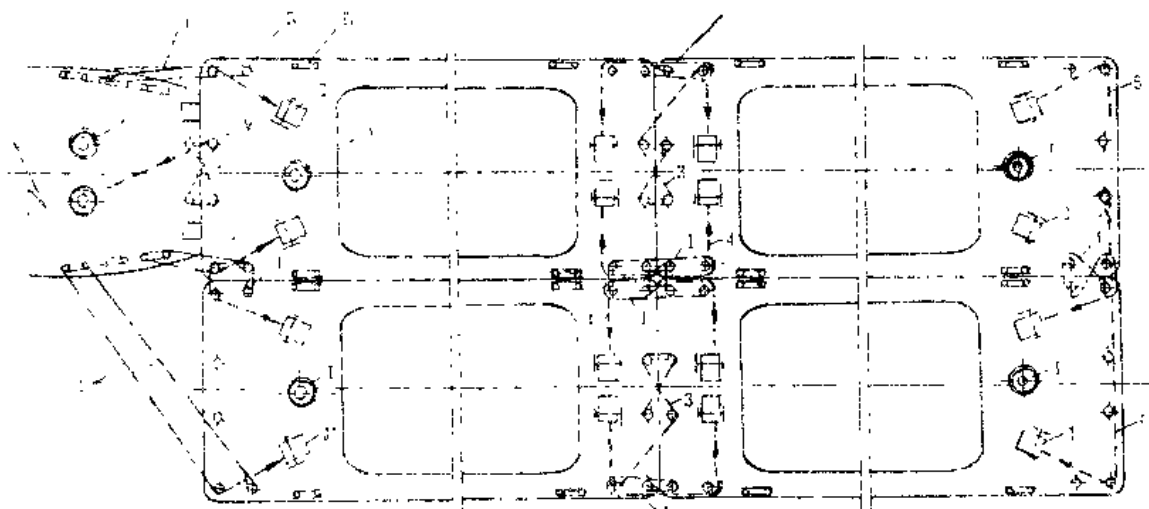


图 9-25 有缆系接

1-立式起锚绞盘; 2-系绳绞车; 3-双柱锚机; 4-滑轮组; 5-十字锚柱; 1-纵向连接绳; 2-横纵绳; 3-交叉绳; 4-横绳; 5-七头绳

§ 9-7 分节驳

一、分节驳及分节驳船队平面尺度

1. 驳节尺度

确定分节驳船的主要要素时,不仅要合理地解决单驳节的主要要素组合,保证驳船有良好的使用效能,在营运及建造经济上有利,更主要的是使诸驳节编组成船队后的航行性能和经济性有利。也就是说分节驳船是从单驳节及组成船队的尺度关系中来确定驳节主要要素。由于

驳节主要尺度和船型系数之间是相互联系相互制约的,加之由一个个驳节编组成的船队尺度又受航道、船闸等多种因素的限制,驳节主要要素不能孤立地单独确定,而应从它们之间的联结关系中,力求使驳节的要素组合合理,技术性能先进,营运经济收益大,并且与所允许的船队有利队形及平面尺度协调一致。

分节驳船,因其载货量占排水量的比例较大,从船型特点上看属于载重型船舶,理应按通常载重型船舶的习惯设计方法确定主要要素。但在有限水深的内河航道条件下,尤其是现代化的内河航道都摆脱了自然状态,经梯级整治,有统一的标准,航域内船闸越来越多,这时,航道参数,船闸有效尺度及水流状态等所允许的最佳船队形式及平面尺度,成为设计船队尺度首先要考虑的因素,而驳节的尺度只能在此船队平面尺度范围内顾及航线货运批量、港口的装卸作业能力以及驳节的使用性质等切分成一个技术先进、经济合理的主要要素的组合。分节驳同其他船型一样,其排水量和主尺度是设计中的一项极为关键的要素,它们是绝大多数技术性能和经济性能联结的关节,也是设计中必须首先确定的基本要素,否则设计工作就无法展开,拟进行的营运经济性能论证分析也就缺少具体可行的船型对象。因此又必须对驳节——船队中的单元驳的尺度有一个规划,以使诸驳节编成的不同的船队形式,符合航道及船闸等的约束条件。我国的《长江水系分节驳船型尺度系列》国家标准[13],即是符合我国近期航道条件的平面尺度方面的规定,如表 9-12 所示。该标准适用于长江干流(代号 C)和京杭、湘桂、赣粤、郑淮等运河所沟通的包括长江、珠江、钱塘江、淮河、黄河、海河等水系的内河通航水运网(代号 W)及地方支流(代号 D)的各种分节驳。而长江水系中,下游干支直达船型标以代号 X。有关驳节型深可根据航道条件及舱内容积要求自由制定。

表 9-12 分节驳船平面尺度

吨级 (t)	代号	总长 (m)	型宽 (m)	吃水 (m)	载重量 (t)
3000	CA	75.00	16.20	3.4~3.6	3000~3600
2000	CB	67.00	10.80	3.4~3.3	1800~2100
1000	CC	55.00	10.60	2.4~2.6	980~1100
1000	WA	67.50	10.80	2.0~2.2	1000~1100
500	XA	45.00	10.80	1.6~1.8	500~600
300	XB	35.00	9.20	1.3~1.5	300~370
200	DA	30.00	7.50	1.3~1.5	200~240
100	DB	23.50	7.50	1.3~1.5	150~180
100	DC	30.00	6.40	0.9~1.2	100~150
100	DD	23.50	5.40	1.0~1.2	80~100

2. 分节驳船队平面尺度

分节驳船队尺度,主要由航道的形状(曲率半径、航道宽)和条件(水流、风浪)、水上通航建筑物(船闸、桥孔)以及船队密度和队形等因素决定,而其他如导航设备、驾驶技术和推船功率、推进操纵装备水平也影响着实际船队尺度。这里仅就航道与船队间的关系予以论述。所谓航道和船队之间的关系,主要表现为尺度关系以及对船队使用性能的影响两个方面。对于确定的

航道, 船队载量、船速、队形及大小必须适应航道宽度、弯道曲率半径及水深等参数的约束, 组成船队的驳队尺度应该能有效地利用船闸尺度和桥拱通航条件。因此, 必然对每一驳节尺度的选择限制得更为严格。实际上, 前述的驳节尺度在船队尺度确定之后, 也就基本上确定了。

所选择的船队尺度应能在航道中最小的弯道及航道宽处安全通行。通常的航道通航规则中都有通航尺度的规定。一般情况下, 船舶或船队长度是航道曲率半径的 $1/3 \sim 1/4$, 由于水流的影响, 逆水船队比顺水船队约长 $1/3$ 。

如果考虑航道宽度、船队宽度以及船队回转时漂角等因素, 船队长度究竟取多长为宜, 有必要研究一下船队在弯曲航道上的几何位置, 图 9-26 中标出了等宽度的矩形船队在某一弯曲航段上理论上可能的位罝, 图中及后述方程式中采用如下符号:

L ——分节驳船顶推船队长度, m;

B ——分节驳船顶推船队宽度, m;

β ——船队的漂角, rad;

R ——弯曲航道的曲率半径, m;

b ——航道宽度, m;

b' ——船队有效占有的计算航道宽度, m, 用 $b' = b - 2\Delta b$ 表达;

Δb ——航道每侧预留的富裕宽度, m。

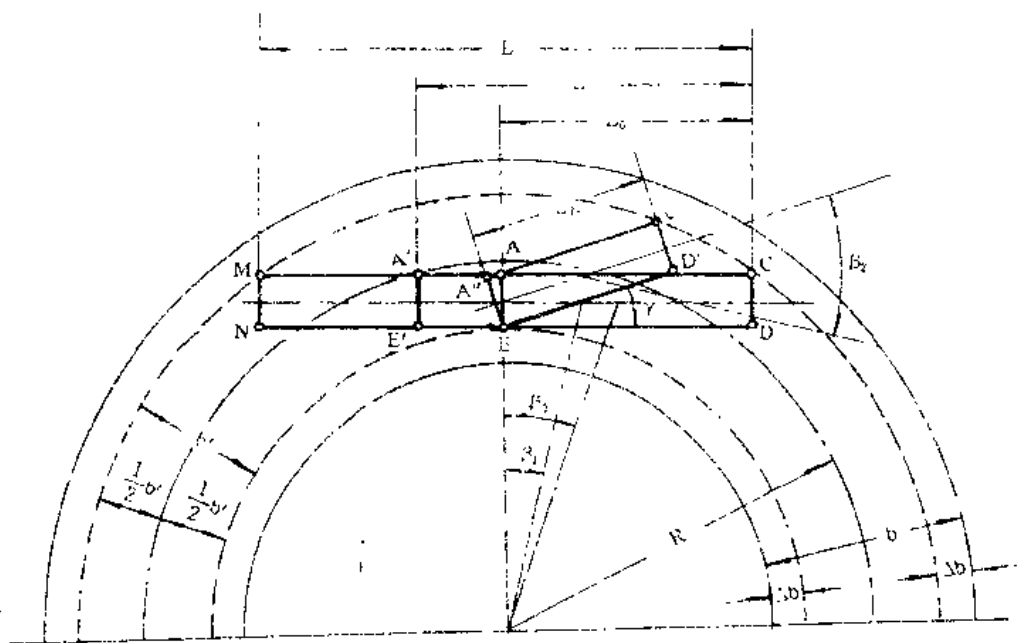


图 9-26 弯曲航段上的矩形船队位置

由图可见, 当不计流速, 又无漂角时, 船队最大理论长度应为:

$$L = 2 \sqrt{(2R + B)(b' - B)}, \quad \text{m} \quad (9-13)$$

即图中 MCDN 所示位置。但实际上船队回转时都具有一定的漂角, 随着漂角的出现, 船队长度变为小于 L ; 漂角增大到 β_1 , 船队长度减小到 L_1 , 而漂角为 β_0 时船队长度为上述 L 的一半。因此要充分利用航道宽度。船队稳定回转时, 因回转中心所在位置不同, 可能出现两种根本不同的情况。

第一种位置 $A' C D E'$, 船队实际漂角不大于 β_0 , 船队一舷与航道内缘相切。如漂角 $\beta = \beta_0$ 。

时,船队一舷与航道内缘相切。如漂角 $\beta=\beta_0$ 时,船队首部与航道内缘接触,图中的 ACDE 位置,回转中心在首,这时船队长度为 L_0 ,即为上式的一半,可不考虑漂角的影响。

第二种位置为图示的 A'C'D'E,船队漂角 $\beta>\beta_0$,回转中心在船前,船队与航道内缘切线方向呈一夹角 γ 。如果船队是沿着圆形弯曲航道航行,漂角 $\beta\leq\beta_0$ 时,允许船队长度为:

$$L = 2\sqrt{(2R+B)(b'-B)} - (2R-b'+B)\operatorname{tg}\beta \quad (9-14)$$

而漂角的临界值 β_0 ,可以表达成:

$$\beta_0 = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(2R+B)(b'-B)}}{2R-b'+B} \quad (9-15)$$

当 $\beta>\beta_0$ 时,即第二种位置船队长度为:

$$L = \frac{(b'-B)(2R+B)}{(2R-b'+B)\operatorname{tg}\beta} \quad (9-16)$$

$\beta=\beta_0$ 时,为:

$$L = \sqrt{(2R+B)(b'-B)} \quad (9-17)$$

船队在不同位置时所占有的航道宽度,可由前述各式换算,即:

$$\beta=0 \text{ 时, } b' = \frac{(\frac{L}{2})^2 + B^2 + 2RB}{2R+B}$$

$$\beta<\beta_0 \text{ 时, } b' = \frac{D \pm \sqrt{D^2 + 4AC}}{2A}$$

式中: $A = \operatorname{tg}^2\beta$; $D = 2[L\operatorname{tg}\beta + (2R+B)(2 + \operatorname{tg}^2\beta)]$; $C = L^2 + (2R+B)(2L\operatorname{tg}\beta + 4B) + \operatorname{tg}^2\beta(2R+B)^2$

$$\beta>\beta_0 \text{ 时, } b' = \frac{(2R+B)(L\operatorname{tg}\beta + B)}{2R+B + L\operatorname{tg}\beta}$$

$$\beta=\beta_0 \text{ 时, } b' = \frac{L^2 + B^2 + 2RB}{2R+B}$$

上述几何关系式适用于运河、湖区或流速很小的河道,据实船试验分析,误差不超过4%,个别情况相差为8~10%。如果航道水流速度较大,式中 R 用 R_0 代替,考虑流速影响的航道计算曲率半径为:

$$R_0 = R \cdot (1 \pm \frac{W}{V}) \quad (9-18)$$

式中: V ——船速,m/s;

W ——水流速,m/s;

R ——航道几何曲率半径,m。

(+)用于顺流船队,(-)用于逆流船队。水流速度对船队漂角 β 和回转角速度 ω 有重要影响,顺水航行时 β 增大,逆水时减小。船队重心处漂角近似为:

$$\beta = (1 - 0.878l_k) \frac{\frac{R_0}{L} + 2.2}{0.9(\frac{R_0}{L})^2 + 1.6\frac{R_0}{L} + 1.4} \quad (9-19)$$

式中: l_k ——船队重心至尾的距离 l_k 与船队长度 L 之比值;

R_0 ——船队瞬时回转半径,m。

实际上船队在回转运动中总是占据较大的航宽,但上述算式完全可以用来初步估算单间

弯曲航道处可能通过的最大船队尺度和用于双向航道上判别追越或会船的可能性。

过闸船队,不宜占满闸室有效尺度,为了尽量减少碰撞,保证闸墙和闸门的安全,同时也为了加快进出闸的速度,缩短船队在闸内的滞留时间,通常都需予留一定的富裕长度与宽度。预留值各国不尽一致,这与船队大小、密度、闸室上下水域状态、推船和闸室设备的技术水平以及操作水平等因素有关。通常船队间及两侧的间隙应为相应长、宽的5~10%,船底富裕水深亦应在0.2m以上。

二、型线设计

分节驳船型线设计的特点,应着眼于组成船队的整体表征型线的和顺,力求在较低的阻力下,获得更大的载货量。半分节驳船诸型线参数中,以方形系数、首体、尾端及舳部形状作为设计的重点。

1. 首先,方形系数 C_b

它是影响水阻力的主要因素,同时也是增大承载能力的有效要素之一。在美国半分节驳 C_b 一般为0.93~0.94,在港区或短程运输的专用驳节可达0.96。西欧各国用于平静水域,流速小于1km/h, C_b 为0.926;在缓流区,流速3~6km/h,取0.914;而流速达9km/h的急流区取0.906。苏联以取0.86~0.88居多,我国当前约取值在0.908~0.95之间。

据试验[20],在设计低速或中速驳队时, C_b 可取大些,首体短而丰满,预期阻力增值不大而载量增大。但高速时 C_b 对阻力影响明显,可供选择的 C_b 值不能超过0.95~0.958的限界值。

2. 其次,首体形状

在常用的三种首体型线中,以雪橇型阻力最低,杓型次之,楔形阻力最高。这是因为 B/T 都较大,水流以纵向流动为主。橇体主要设计参数有:橇体长度 L_F 、橇体曲率半径 R ,橇体舳部半径 R_F 及首端板下缘距静水面的高度 h_s 。它们对阻力性能都有不容忽视的影响。

对于一定的 C_b ,橇体长度不小于 $2(1-C_b)L_{WL}$,并应在橇体长度范围内,调整橇体曲率半径,尽量减少平直部分,增加曲度以改善拍击现象。橇体纵剖面应避免直线形首斜以小圆弧过渡到驳底,应用大圆弧过渡或采用全圆弧纵剖面,否则阻力将偏高,拍击现象严重。一般对于航程短及等待过闸时间长的航线船队,驳节首体宜采用短而丰满的橇体有利于增加载量。此外, h_s 选值以使在设计静水速度时,首波高不致受首封头板阻堵而增加阻力为佳;但抬起高度过大,将增加驳节总长,不是不利的。

3. 第三,舳部半径

分节驳采用尖舳的为数极少,因为它易于损坏,而舳部有一点曲率利于滑过水下障碍物。一般将舳部半径分为平行体及雪橇体两部分。前者相对吃水深度比较小,一般取150~250mm,而橇体舳半径对驳首横向绕流有影响,通常取800~900mm之间。

4. 第四,驳节尾端形状

驳节尾端形状关系到船队的整体性,驳节间连接端宜平直,端板浸水深度等于吃水并与驳底相交呈直角踵,驳驳间具尽可能小的间隙,无突变,使水流能顺畅流动以减少接合处的涡流阻力。但在实用时,驳节除大多数尾尾相接外,也有首尾相接的情况,在编队作业中经常出现单驳正顶或倒顶的状态,加之营运中装载不平衡等因素,驳节间接合处出现吃水差值是难免的,从而影响阻力性能。模型试验表明,尾踵驳底削斜对具有吃水差的组驳没有明显好处,削尾越多阻力增加越大,船速越高阻力增值也越多。但尾踵底板削斜抬起后,单驳正拖阻力有较大幅

度的下降,如果考虑推船在驳节尾端填充了涡流区,驳节尾踵底板削斜,阻力上收益很小,只对倒拖有利。驳间接合处对接间隙亦应尽量小,一般不宜大于0.4m,否则船队阻力增加较大。方形端部的尾封板自满载水准至尾踵呈倾斜状,在底踵处向前收进0.05~0.1m,以免航行中尾踵相碰,有利于联结装置的缓冲作用。收进值按所选用联结装置弹性缓冲量确定。实际上在设计驳节尾型时,主要着眼于船队的营运性能,而港内单驳移泊情况是次要因素。在通常情况下以少许削尾或采用直角踵方尾为佳。

最后,在选择驳节型线要素时还应注意组驳中前后驳节的阻力分配关系,因为尾驳节受前驳节伴流影响,组驳总阻力中首驳节占大部分,对于全分节驳船队或固定首驳节的半分节驳船队,应特别注意驳节首体形式的设计,在实际营运中亦应注意遵循这一原则。

三、常用内河分节驳船的结构形式及特征

分节驳船队主要以运输大宗散货为主。石油及其制品由于物化性质特殊,船型结构形式有其独特之处,所以分节驳可分为干货驳与湿货驳两类。而依其结构形式主要有:槽形驳,甲板货驳和油驳三种基本类型。

槽形驳或甲板货驳可装运任何散装干货,其中又以槽形驳通用性最强,它既能运输矿砂,也能运输比容积大的物种,若配置遮蔽风雨的舱口盖,还可以装运谷物等。美国和西欧现有驳节结构形式中槽形驳占干货驳总数的绝大部分。苏联非自航船中,甲板货驳所占比例较大,约为二分之一,但槽形驳也占三分之一。槽形驳节甲板开口一般都比较宽, $b/B=0.77\sim0.83$ (b 为舱口宽度),全驳仅设一个纵通舱口,舱口长度与驳节长度比 $l/L=0.8\sim0.9$ 。在舱口长度范围内设置过桥支承,近来趋向取消过桥支承,使舱口区毫无阻隔,以适应于机械化的装卸作业。但也由于这种结构形式的不均衡性,大开口的削弱以及货载区内没有满实的横舱壁等,其纵强度及横强度显得紧张。这种驳节的结构通常是将两道内舷壁(纵舱壁)自首连续的贯穿整个货载区伸延到尾尖舱壁。两纵壁间设置内底板成双层底结构或为单底,肋板上敷设钢质或木质垫舱板,舷侧由内、外舷壁组成箱体边舱,形成双舷结构,增进了触底、搁浅时的安全性,同时也改善了横向及扭转强度。因为散货通常是使用抓斗等机械方式卸出,所以舱内应不受任何构件阻碍,舱内四壁,尤其是舱底常是平坦的,舱内也无任何支柱、过桥等构件,进入舱内所需的舱梯也是紧贴舱壁板布置,纵舱壁上的骨材安装在靠舷侧一面,内底板的接缝采用电焊对接,使货舱具有平坦而光滑的内部表面。由于货舱内底板易摩擦伤害,板厚较厚,纵舱壁下侧板亦较厚。

甲板货驳,因舱内不作为装载容积,为减轻结构重量,一般设置纵向与横向桁架或设置一系列的支柱,甚或以支柱代替其他舱壁。用舱内分布的桁架支柱支承甲板是甲板货驳最大的特点,其结构强度比槽形驳易于保证,一般 L/D 和 B/D 较槽型驳大,大的 L/D 和 B/D 值实际上对于限制吃水的内河船舶来说是经济的,甲板货驳驳型在同样设计吃水情况下,可保证获得更大的载货量。

上述两种结构形式驳型可作如下比较[4]:

(1) 营运的适应性

对于运输的物种其积载因数等于1或接近1时,采用甲板货驳比槽型驳的装载效率高10%。因为在同样管理条件下,转运货物的行程短,用机械清扫残存的粒装货,两种驳型都是方便的。槽型驳比甲板货驳通常具有较大的载货容积,对于运输轻质货槽型有突出的优点,但运输重质货时,两种驳型的装载容积和空间都有剩余,据实船统计两者有效容积或空间的利用率

见表 9-13:

(2) 驳体强度

甲板货驳的结构尺寸可以做到最合理的设计尺寸,即使用最小的材料消耗获得最大的强度。而设计槽型驳时,由于横剖面的上下不对称性,为保证总纵强度,只有增加纵通甲板的厚度或采用高强度钢材制造。由于没有满实的横舱壁,而增大驳宽与吃水又都受限制,驳体的横向强度也显得紧张。此外,槽型驳的横向强度随着船令的增长因磨损和双层底空间的损坏而急剧减弱。甲板货驳具有高的结构强度,可以增大 L/D 和 B/D 的比值,有利于限制吃水的内河驳船的经济性。因此,甲板货驳在同样设计吃水时载重量大。

表 9-13

驳 型	舱容利用率				
	载货量(t)	石料	沙	盐	煤
槽型驳	3750	0.46	0.54	0.88	1.00
	3000	0.40	0.47	0.77	0.88
甲板驳	2800	0.37	0.43	0.70	0.80
	1000	0.30	0.36	0.58	0.67

(3) 驳体的耐用性

干货驳的最大磨损通常在外板和货舱舱底铺板处。这种磨损包括锈蚀和机械磨损。从实船使用情况分析,槽型驳舱底板较之甲板货驳的载货甲板磨损速度快。甲板货驳载货甲板的磨损速度平均值为 $0.04 \sim 0.05 \text{ mm/年}$,而双层底的磨损速度与保养情况有关,由于舱内易于积垢,磨损速度高达 $0.07 \sim 0.08 \text{ mm/年}$,如果维护得比较好磨损速度与甲板货驳平均值相当。而外板的磨损速度,甲板货驳在 $0.02 \sim 0.05 \text{ mm/年}$,槽型驳在 $0.05 \sim 0.07 \text{ mm/年}$ 之间。因此槽型驳使用年限较短,为保证与甲板货驳同等的使用年限,板厚普遍需加厚。

(4) 工艺性

在相同的施工条件下,建造甲板货驳比槽型驳生产率高 18%,并且槽型驳修理工作难度大。

在我国内河驳节中还有一种介于甲板货驳与槽型货驳之间的半舱驳节,其舱深较浅,兼有上述两种驳节的优缺点。

参 考 文 献

- [1] Б. Е. Богданов, А. В. Спущкий, М. П. Шмаков: "Буксирные Суды", 1974.
- [2] Donald P. Courtsal: "The Marine Business in the Central United States", Transactions SNAME, Vol 79, 1971.
- [3] "An Approach to Economic Tug Design", 5th International Tug Convention.
- [4] Н. Ф. Ершов, О. И. Свечников: "Повреждения и эксплуатационная прочность конструкций судов внутреннего плавания", судостроение, 1977
- [5] 交通部科技情报所:《顶堆船队发展概况》(国外部分)(国内部分), 1978.
- [6] 交通部标准计量研究所:《美国密西西比河顶推船队船型图册》, 1978.
- [7] [美]波布·克里斯多普罗斯著,钱弘毅,白祖柏译:《内河推轮的船型与推进》,船舶设计技术交流, 1985. 1

- [8] 肇德成:《长江新一代推轮总体设计特点之浅析及其发展过程》,船舶设计技术交流, 1985. 2.
- [9] 交通部标准:《内河顶推船队自动联接器》,1988 实施。
- [10] 交通部指导性技术文件“《用编队系数计算雪橇型分节驳顶推船队阻力的近似方法》,1988 实施。
- [11] 任万通:《长江推轮船型及其技术进展》,船舶设计技术交流,1989. 4.
- [12] 王志远:《长江干线(拖)推驳运输船舶的发展历史概况与方向》,船舶设计技术交流, 1989. 2.
- [13] 董元胜:《汉江中煤炭运输专用顶推船队船型探讨》,武汉造船,1990, No. 3.
- [14] [美]罗伯特·拉特莱著,王浩清译:《内河浅水推轮的方案设计法》,船舶设计技术交流, 1990. 1.
- [15] 沈宗成:《设计 272kW(B 型)长江中游双三叶推轮的体会》,船舶设计技术交流,1990.
- [16] 丁忠诚:《长江 832kW 推船设计的特点》,船舶设计技术交流,1991. 1.
- [17] Laterre, R. “River Towboat Tunnel Stern” ISP, Vol. 29, No338, Oct, 1982.
- [18] Howe, C. W. : “Inland Waterway Transportation”, Johns Hopkins Press, Baltimore, Md. , 1969.
- [19] GB2884. 1~11-81:《长江水系分节驳船型尺度系列》,技术标准出版社,1982. 8.
- [20] 武汉水运工程学院:《长江干支直达分节驳选型试验报告》,1977 及 1978.
- [21] 杨炳林:《内河分节驳船队推船设计特点》,“武汉水运工程学院学报”,1981. NO. 2

第十章 多 体 船

多体船特别是双体船,由于它具有独特的性能,在历史上沉默了一段时期后,近年来国内外对这类船型又有了兴趣,取得了新的发展。本章将着重介绍普通(中、低速)双体船,再扼要介绍高速双体船、小水线面半潜式双体船及三体船。

§ 10-1 双体船的发展概况

双体船的发展过程大体可认为,在原始社会中独木舟出现了一段时间后,为了提高装载量及使用安全性,尝试着用藤之类将两条独木舟相并连接起来。当木板船出现之后,就产生舫。“舫,并舟也”。初用皮条、藤蔓、绳索等将两船的船舷连接起来,后“比船于体,加板于上”,这样,提高了载重能力,大大增加了甲板面积,也便于堆货和载人。但是,随着单体船的大型化,双体船受两船连接木材强度所能承受的条件制约,达到一定规模时就无法发展而为大型的单体船所替代。

在南洋群岛夏威夷一带的土著采用双体小船,在风浪海面上捕鱼十分平稳安全,这也有悠久的历史。英文双体船的专用术语《Catamaran》就是发源于印度斯坦的克罗门吉里沿岸,马来西亚群岛以及太平洋和印度洋其它岛屿上的居民对舫外带有平衡圆木的划子,用整个平甲板连接在一起的二个或三个艇,由几个树干编成的筏以及能保障海浪上安全航行的其它许多简陋船型的统称,以及后来为演变了的双体船及海上、内河航行的双体、三体、多体船船型所用的术语。

双体船作为大型的机动船,特别是海上机动船,它经历了一段曲折的历史。在19世纪及20世纪初有过建造,可是从20世纪20年代以后就很少听到使用,直到50年代末60年代初才又被重视,设计制造又显著地多起来了。

造船先驱者之一罗伯特·弗利敦在1809年设计和建成一艘双体渡船。该船由两个对称的长24.4m、宽约3m、吃水1.5m的片体组成,片体间距为3.0m,甲板总宽9.0m。这艘渡船与马拉渡船竞争的胜利,使人们又对双体船重新产生了兴趣。

1874年英国建成一艘航行于英吉利海峡的双体船“Castalia”号。该船由两个相同的长89.5m、宽5.2m、吃水约2.0m的片体组成,片体间距约7.9m。动力装置由4台蒸汽机组成,总功率919kW。船上布置有舒适的客厅和客舱。据报告说,在这条恶劣的航线上使用结果,表明这是一艘出奇的既舒适而又坚固的船。但使用两年后,由于该船在估算主机功率等设计方面的错误,因而船速没有达到预期指标,而在当时旅客们已经把船速看得比舒适性更为重要,因此该船不能同比较快的常规船相竞争[7],并由此而退出航线,改成了水上医院。

排水量1924t的“卡拉-杜沃尔”号双体船是上世纪最大的一艘双体船,该船在营运时发现连接两片体的拱形板架强度不够,耗煤量大而不够经济,波浪上摇摆剧烈,使旅客感到恐慌,因此营运没有几年就从客班航线上撤下来,改装用于运煤。

由于上述客船的命运不佳,因此在上世纪四分之一时间内使船主们完全丧失了对这种船型的兴趣,因而以后很少听到有关海洋双体船的建造。

直到1949年Gar Wood的138英尺(57.4m)长的“Venturi”号才又引起美国的注目。该船

系木制。原设计意图是作为轰炸演习时的活动目标。当时各造船杂志竞相介绍。但没有几个月，便传来“在大西洋海岸折断”的消息。对于失事的主要原因曾有不同意见，究竟是由于主机故障使船不能迎浪航行，抑或由于受到海浪冲击而逐渐折断，没有定论。

结果一时出现了否定双体船的看法，似乎很明显，双体不仅会增加阻力，而且在遇到严重冲击时会导致结构破坏。因此在已存在各种常规单体船的情况下，今后再要发展双体船只有在双体船技术性能优越并能改善营运、提高经济效果的情况下才有可能。

现代双体船在六十年代初又开始了较大发展[5]，尤其在日本自1961年以来陆续建造了40多艘双体船，其中1969年建造的总长83.07m，排水量2708t，航行于大阪—神户—高松间的海峡双体汽车渡船[6]是继内河双体船以后的一大发展。

我国也曾建造了一批双体船，已成功地航行在江河及沿海等广阔水域。1970年建造的上海至崇明的双体客船，水线长45m，总宽17.2m，吃水2.8m，可载客1500人(座位)，节日超客至2000人，在八级大风中照常航行，对解决压客问题起了很大作用。之后在原有基础上接长6m，设计成浦江号双体游览船。

图10-1为上海至温州航线的“瑞新”号双体客船的侧示简图。该船是我国沿海载客量最大的一艘客船。

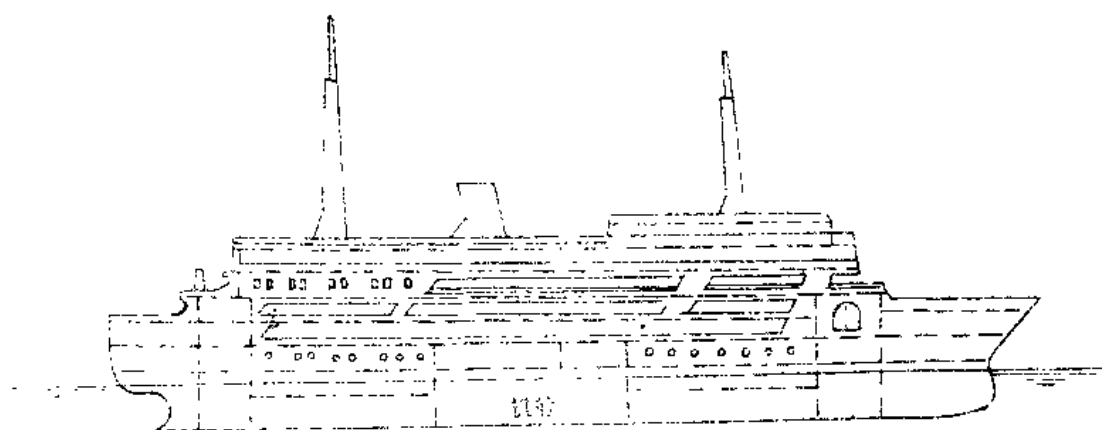


图 10-1 “瑞新”号示意图

近年来，挪威、瑞典等国开发一种铝合金高速双体船，引起了各国的注意。我国也陆续引进多艘。这类船的尺度大体在20~30m左右，船速在25~30km左右，高的可达40km。其示意图如图10-2。

表10-1及10-2列举了国内外一些双体船的主要要素。至于高速双体船，将在§10-7中叙述。

最近几年澳大利亚等国开发一种穿浪型高速双体船(Wave Piercing Catamaran)，其示意图如图10-3。由于穿浪型船的造价、营运费、维修费等与通常的高速

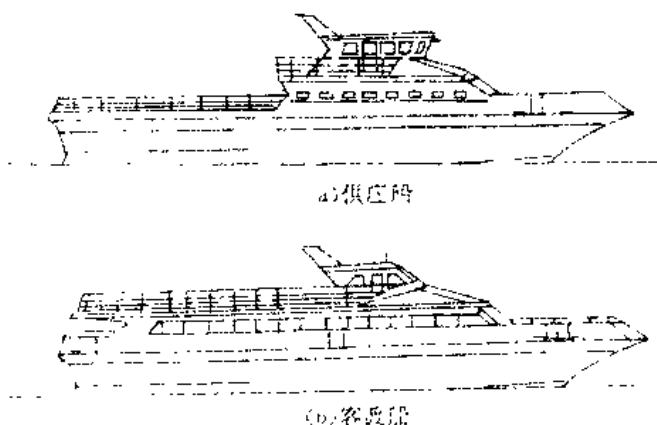


图 10-2 高速双体船示意图

表 10-1

国内双体船

船名	沪航	东方红	测量船	黄河 轮渡	团结号	滁一兴 一沙 客船	甬一定线 双体船	闽江 上游	瑞昌号
项 目	8号	117							
航 区	长江口	川 江	沿 海	黄 河	长 江	长江口	沿 海	闽 江	沿 海
建造年份	1970	1970	1969	1966	1969	1984	1984	1982	1985
总 长 L_{DA}	50.835	39.42	68.75	26.973	26.9	42.0	45.08	33.00	96.2
垂线间长 L_{PP}	44.00	36.00		24.85		37.4		31.00	26.0
水线长 L_{WL}	45.00	37.35	65.00	25.00	24.4	38.5	40.0	32.20	68.3
总 宽 B	17.2	15.00	19.0	14.4	10.4	14.2	12.5	11.5	26.0
片体宽 b	5.2	5.0	6.0	5.2	3.2	4.8	3.6	4.0	8.0
型 深 D	4.1	3.6	6.4	1.7	2.8	4.2	4.4	2.6	8.2
吃 水 T	2.8	2.4	2.1	0.9	1.8	2.0	2.8	1.3	4.6
排水量 Δ	715.0	460.0		166.7	159.2	665.0	442.4	175.1	4135
方形系数 C_b	0.543	0.532		0.6675	0.576	0.621	0.531	0.523	0.622
梭形系数 C_p	0.590	0.578		0.693		0.643	0.619	0.564	0.644
片体中心距 K	12.0	10.0	13.0	9.2	7.2	9.4	9.0	7.5	18.0
K/L_{WL}	0.2665	0.268	0.2	0.368	0.295	0.244	0.225	0.2360	0.20385
K/b	2.31	2.0	2.165	1.77	2.25	1.958	2.5	1.9	2.25
载货量(t)	20	40		汽车五辆		10	汽车二辆		140
载客量(人)	1500	755		120	450	1027	400	500	1510 铺
主机型号	6NVD	6260	6NVD	6160	6160	6300	6160A	12V135	43/82B
主机功率(735.5W)	2×420	2×400	2×420	2×135	2×135	2×300	2×225	2×195	2×3000
船速(kn)	12.0	13.0		8.4	11.2	10.5	10.5	12.0	16.0

表 10-2

国外双体船

船名	汽车 轮渡	汽车 轮渡 “海官”号	海洋 调查船	游览船 “休息” 号	汽车渡船 “六甲丸”	消防船 “飞龙”号	设标船	渔船 “试验” 号	潜艇 救生船 ASR21	250t 起重机	海洋 调查船
项 目	日	日	美	苏	日	日	日	苏	美	苏	日
国 别	日	日	美	苏	日	日	日	苏	美	苏	日
建造年月	1963	1963	1963	1963	1969	1969	1966	1969	1971	1964	1971
航 区	沿海	沿海	海洋	内河	沿海	沿海	沿海	海洋	海洋	里海	近海
总 长 L_{DA}	36.5	41.5	43.0	44.55	83.07	27.5	26.535	39.7	76.5	129.7	32.4
垂线间长 L_{PP}	34.0	38.0	39.5		78.00	25.5	24.0		70.1	120.0	28.99
水线长 L_{WL}				40.0	79.35		25.14	37.4			
总 宽 B	18.0	12.0	16.0	13.28	25.0	10.0	12.0	19.08	26.21	50.5	12.0
片体宽 b	6.0	3.6	5.32	4.8	7.0	3.3	4.0	7.2	7.925	18.0	4.0
型 深 D	4.5	3.9	5.1	2.75	8.0	5.8	3.91	4.08	10.67	7.0	5.2
吃 水 T	2.3	2.5	2.75	1.42	4.68	2.2	2.58	3.0	6.70	3.5	3.3
排水量 $\Delta(t)$	400	430	760	286	2708.84	251.21	302.64	950.0	4370	11400	453
方形系数 C_b	~0.623	0.628	~0.641	0.528	~0.517	~0.662	~0.596	0.56	~0.573	~0.735	
梭形系数 C_p				0.632							
片体中心距 K	12	8.4	10.68	8.48	18.0	6.7	8.0	11.78	18.285	32.5	
K/L	0.353	0.221	0.27	0.215	0.231	0.2625	0.333	0.315	0.26	0.2708	
K/b	2	2.33	2.005	1.77	2.57	2.03	2.0	1.61	2.30	1.806	
载货量(t)	车 13 辆	车 15 辆			车 102 辆						
载客量(人)	500	317		665	580						105
主机功率(735.5W)	2×340	2×650	2×475	2×250	5400	2×1100	2×300	2×300	6000	6×1000	2×464
船速(kn)	10~11	15	12.6	10.8	20.14	13.3	10.1	9.0	12.0	10.0	10.0



图 10-3 穿浪型高速双体船示意图

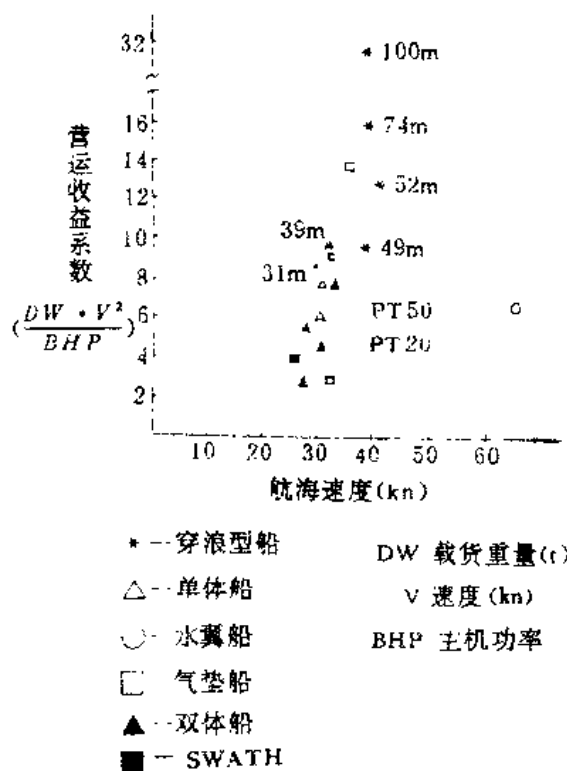


图 10-4 各种高速船型营运收益系数比较

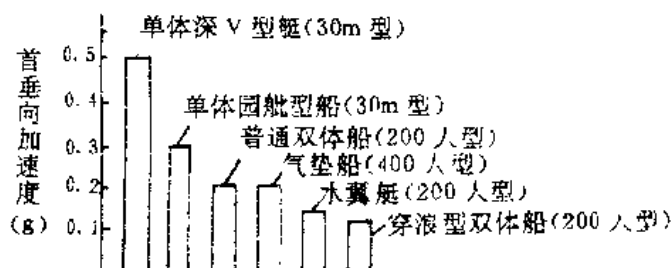


图 10-5 各种高速航型船首垂向加速度的比较

双体船相近，但耐波性更优越，停航率大大减少，从而显示出很高的经济性。如图 10-4 [35]所示，该船型的营运收益系数普遍比其它高性能船舶高。图 10-5 为各种高速船型的船首垂向加速度的比较。

日本第一艘穿浪型铝合金高速双体船“Seacom1”号由澳大利亚 NQEA 公司建造，国际双体船设计公司设计，其主要要素为：总长 39.6m，宽 15.6m，吃水 1.6m，载客 302 名，主机功率 $2 \times 1434kW$ ，配二台喷水推进，最大船速 32kn，巡航速度 27kn，轻合金材料。

§ 10-2 双体船的基本特点及其经济性分析

一、双体船的特点

双体船型自 60 年代开始，在国内外又有了较大的发展。它之所以逐渐被人们重视，是因为双体船具有下列显著特点：

1. 双体船的主要优点

1) 甲板面积大：在同样排水量情况下，双体船有效甲板面积一般要较单体船大 50%~60% 左右。反之，相同甲板面积，双体船的长度一般可较单体船短 25%~30%，并可适当减少排水量。

2) 稳性好：复原力矩很大，稳性极好，抗风能力强。由于初稳性高很大，因此横摇周期短，在大风浪中不易遇到共振波浪。

3) 操纵性好：一般在舵角 35°，双机正车运转时，回转直径约为 1.5~2.0 倍船长，在两台主机正倒车工作时，可在原地回转。由于是双体，因而又具有很好的航向稳定性。

4) 抗漂性好: 由于水下两个片体的侧面积都起作用, 因而与单体船相比, 在相同水上受风侧面积与水下侧面积比时, 侧漂的性能要好得多。

2. 双体船的主要缺点

1) 载重能力较低: 如果单纯从载重能力出发, 双体船由于自重较大, 载重量不及单体船。由此可见, 一般双体船型不适合用于载重量型船舶。

2) 阻力较大: 特别在中、低速范围内。由于湿表面积较单体船大, 而且两片体间的波浪干扰也要增加阻力。阻力性能的有利速度范围局限性大, 且最佳间距的尺度往往较大, 实际采用有困难。

3) 结构较复杂: 主要在于连接桥的强度问题。

4) 操作管理不便、维修保养工作量大: 由于机舱分成 2 个, 增加了操作管理上的困难。此外, 双体船暴露的面积较大, 增加了维修保养工作。

综上所述, 双体船型有其有利的一面, 也有不利的一面, 它并非能适用于任何船舶, 一般成功的双体船, 在于设计者充分把握其特点, 在某一船上采用时, 使其优点能充分地显示出来。

从实用观点来看, 双体船最突出的一点就是它具有较大的甲板面积, 可以增加上层建筑, 且较少受到如一般船舶那样的稳性限制, 因此双体船用于甲板面积居重要地位的船舶能获得满意的结果。这类船舶按其面积的主要用途大致分为三类:

1) 客船、运兵船、游览船等需要有足够数量的居住舱室;

2) 渡船、车辆运输船、集装箱船等需要有大的载货甲板;

3) 海洋调查船、渔船、航标船、火箭发射船等需要有足够的工作场所。

二、关于双体船的经济性

对双体船与单体船经济性的比较, 一般说不能笼统评述, 一定要在具体任务、资金等客观条件下, 进行分析研究, 选用合理的经济指标体系进行评价才较为确切。

文献[31]认为, 在讨论双体船的重量与成本时, 必须提到两种不确切的说法。一种说法认为, 建造双体船与普通单体船的成本差不多, 因为片体瘦长, 结构轻, 建造两个片体与建造一个单体一样。从表面上看似乎是对的, 但稍加分析, 这种说法显然没有根据。另一种说法认为双体船的成本要二倍于单体船, 因为有二个片体, 而且连接桥的重量如象第三个片体。这种说法当然也是不正确的。而实际情况应该是在这两种极端情况的中间状态。

一般说, 双体船大体比单体船的船体结构重量增加约 25% 左右, 即双体船比单体船的造价增加约 20%~25%。如果考虑在相同的有效甲板面积的基础上进行比较, 则单体船在尺度及排水量方面必须增加约 30%~50% 左右。如舱室的设备相同, 则双体船将比同一效用的单体船的造价可减少 25% 左右。

1965 年哈姆林对排水量为 500t 的一艘单体及双体科学考察船作了经济性比较, 其结果如表 10-3。

从表中可见, 双体船的运行成本较大, 但每个科学工作者所需的成本则大大减少, 而且实验室面积约大 2.5 倍。如果要达到双体船相同的工作面积和其它特征, 单体船的排水量将增加 50% 左右。可见双体船的使用性能要较单体船优越得多。哈姆林在分析比较中, 把两船的造价取得相同是不恰当的, 在此条件下, 双体船造价至少增加 10%~15%, 同时如考虑到投资中资金的时间价值, 则双体船的运行成本还要高些, 两船的实际经济效果差别不如表中反映的那么大。同时在实际分析中还要考虑到当时使用单位的资金情况及该船的实际使用要求。但不管

如何,双体船在经济性上的优越性还是很明显的。

表 10-3 单体及双体考察船的经济性比较

项 目	单体船	双体船	项 目	单体船	双体船
水线长 m	36.62	41.45	舱室(船员) m^2	16.3	62.7
总 宽 m	9.91	14.63	舱室(科学工作者) m^2	58.5	94.8
片体宽 m		3.86	公共面积 m^2	81.3	104.1
吃 水 m	3.35	3.20	实验室面积 m^2	145.4	389.3
型 深 m	5.49	5.94	实验室面积/科研人数 $m^2/人$	13.2	22.9
排水量 m	500	500	总的密封甲板面积 m^2	413.9	883.1
动力装置功率 kW	735.5	735.5	总的敞开甲板面积 m^2	578.8	527.7
船 员 人	14	15	估计造价 英镑	1000000	1000000
科学工作者 人	11	17	估计年运行成本 英镑	1000000	1010000
甲板面积 m^2	232.2	232.2	建造成本/科研人数 英镑/人	91000	59000
			运行成本/科研人数 英镑/人	9000	6300

1982 年论文[2]对申——温线双体客船“瑞昌”号进行了经济性分析,其计算结果见表 10-4。

表 10-4 双体客船与“新”字型客船营运经济比较

项 目	“新”字型	双体客船
	载客 915 人 载货 106t	载客 1510 人 载货 106t
客运量(元)	131,616	217,440
货运量(t)	15,321	15,321
运输收入(元)	1,386,960	2,204,102
运输成本(元)	1,501,852	1,708,526
管理费(元)	8,220	8,220
税 金(元)	41,609	66,123
利润盈(+)(元)		+421,233
利润亏(-)	-164,721	
每客所占成本(元/人)	11.41	7.857
每客所占投资(元/人)	1.1366	0.8265

该航线的基本情况是客流集中而陆上交通又十分不便。鉴于客船在原有票价的情况下,长期亏损而港口又有严重压客现象,因此对载客量大的双体船型进行了研究探讨。从上表理论计算结果可见,双体船的单位投资及单位成本均较单体船低,因而双体船能取得年盈利 42 万元,从而扭转了客运的亏损。另一方面从投资上看,“新”字型船每客所占投资为 1.1366 万元,而双体船每客所占投资仅 0.8265 万元,如本航线每天客流以 1300 人计,则该航线的客运投资可节省约 400 多万元,这是一个相当可观的数值。

双体船由于船体是双身的,因此在船舶性能方面,诸如阻力、稳性、适航性、操纵性等都与

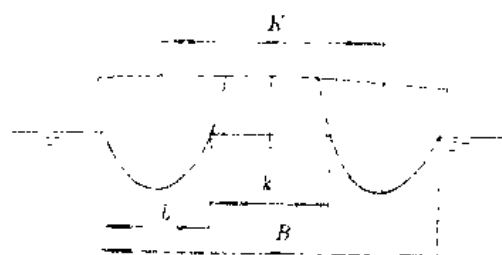
单体船型不同,但同时必须看到双体船型的性能其基本原理仍然属于一般单体船型的范畴,因此对双体船性能的论述将着重于它与单体船的主要区别上。

§ 10-3 双体船的阻力特点

一、双体船的尺度及船形系数

1. 尺度定义

双体船的尺度如图 10-6 所示。



K 船长(垂线间长 L_{pp} 或水线长 L_{WL})

L 片体宽

D 型深

T 吃水

B 片体宽

k 片体中心距

k 船在吃水 T 时两艇体中横剖面处内缘之间的距离。

图 10-6 对称布置的双体船

2. 尺度比及船形系数

1) 片体长宽比 L/b : 增大 L/b 可适当减小兴波阻力, 有利于总阻力的减小。但 b 的大小对整个船体重量与浮力平衡影响很大, 因此 b 的大小常取决于排水量的要求。

2) 间距船长比 K/L (或 k/L): 双体船兴波阻力的干扰, 主要是片体之间首、尾波的干扰以及首波的反射干扰, K/L 直接影响双体间的干涉干扰。 K/L 值的选取可在考虑舱室布置符合总型宽要求的条件下, 使干扰阻力不太大即可。一般 K/L 在 0.2~0.4 之间。

3) 间距片体宽度比 K/b (或 k/b): K/b 与 K/L 一样是表征双体船阻力的重要参数, 但不及 K/L 合理。一般 $K/b=1.75\sim3.0$, 而 $K/b=2$ 被认为是一种典型的比值。

4) 型深 D : 为了尽可能避免连接桥在迎浪航行中受波浪的拍击, 双体船应具有较大的干舷, 因而型深一般取得较大。

5) 棱形系数 C_p : 由于双体船的片体一般都具有较大的 L/b , 首部尖瘦, 因此首浪较小, 尤其是散波更大减弱。随着船速的提高, 首波后移, 常常在肩处产生波浪。为了减少两片体间的波浪干扰, 适当提高 C_p 值, 以和缓尖肩, 避免过大的前肩浪的产生是合理的。根据论文[11], C_p 值可参考下列公式。

当 $0.25 \leq F_n < 0.3$ 时, $C_p = 2(F_n + 0.0125) \pm 0.02$

当 $0.3 \leq F_n \leq 0.38$ 时, $C_p = 2(F_n - 0.0375) \pm 0.02$

式中表示在 $C_p \pm 0.02$ 的范围内对干扰阻力影响不大。

二、双体船阻力性能的一般概念

通常认为双体船的阻力要比相当的单体船高。这在低速区或极高速的时候, 这一论点一般被认为是正确的, 但在中间区域却并非如此。

船舶的速度范围可划分成下列三个区域。

1. 低速区域(排水量型)

速长比 $V/\sqrt{L} \leq 1.0$ (即 $F_n \leq 0.3$), 这时摩擦阻力起主要作用, 而兴波阻力较小。从质的

方面来看,双体船和单体船的阻力比较可以简单地认为是把单体船在中间劈成两半再相隔一段距离。由于在低速区域摩擦阻力起主要作用,双体船湿表面积增大,其结果必然导致总阻力的增加,因此在这一区域航行的轻船采用双体船对阻力性能来说是不利的。但由于双体船具有其它许多优点,特别是经济性上的优势,仍有船舶采用双体船型的。

2. 高速区域(排水量型)

速长比 V/\sqrt{L} 约在 1.0~2.0 之间,一直到 2.5 左右(即 $Fn=0.3\sim0.75$)。此时兴波阻力较摩擦阻力大,双体船在这一区域内航行是有优点的。此时两个片体的瘦长度大大减少了兴波阻力,以致于即使摩擦阻力增加而且双体之间产生干扰(干扰阻力的大小取决于双体船的片体间距),但总阻力有可能比单体船低。

3. 滑行区域

速长比 $L/\sqrt{L} \geq 2.5$ (即 $Fn \geq 0.75$)。这时属非排水量型船,阻力是由流体动力惯性作用及表面摩擦产生,重力产生的兴波阻力基本上已消失。在滑行区域内的双体船的摩擦阻力与单体船基本相同(因浸水滑行面积两者差不多),但流体动力的阻力却由于滑行面展弦比(宽度/长度)的减小和滑行面之间的干扰而增加。

基于上述分析,双体船在 $Fn=0.3\sim0.75$ 之间,从阻力性能来讲比较有利,如图 10-7 所示。

三、双体船的型线

双体船一般可分为两大类:水面排水型和半潜型。

1. 水面排水量型

按型线分有对称型和非对称型两种。

1) 对称型:它的片体是一艘左右对称于纵中剖面的瘦长的单体船。片体型线的设计一般可参考相近 Fn 数的优秀单体船线型。如泰勒型线系列属瘦长型,可供设计时参考。

2) 非对称型:它的片体左右不对称于纵中剖面。图 10-8(a)、(b)所示为将对称船型沿纵中剖面一分为二,以适当的间隔连接起来成为双体船,(c)为另一种片体不对称船型。

文献[12]对具有首尾型线对称的船模进行试验,其剩余阻力系数如图 10-9 所示。人们原来设想其一侧为直壁不会产生兴波阻力,如对图 10-8 中(a),两片体间可获得较小的内侧波浪及波浪干扰。对(1)的形式可利用两片体间的有利干扰以降低兴波阻力。经过船模试验证明,由于排水量过于偏向一侧,水线进角增大,反而引起较大的兴波阻力,因此要借此改进双体船的阻力是不可能的。某些有特殊用途的,要求内侧水流平静而船速要求一般的双体船,可采用非对称型。

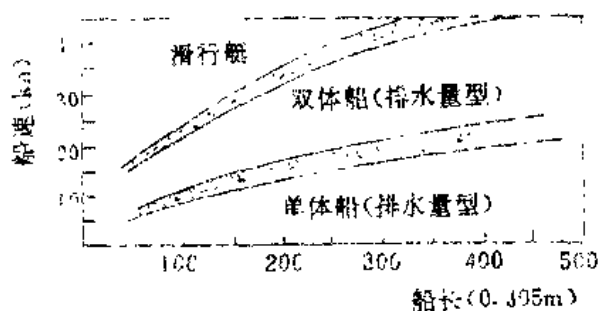


图 10-7 双体船的有力区域

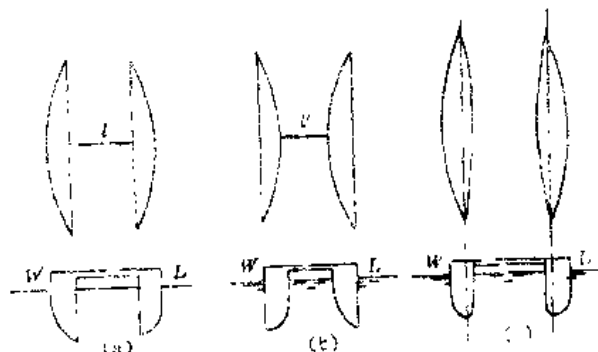


图 10-8 非对称型线

2. 半潜水型

现称小水线面双体船 (Small-Waterplane Area Twin-Hulled Ship, 简写 SWATH), 也有称为半潜式小水线面船 (Semi-Submerged Small Waterplane Area Craft, 简写 SSC)。其示意图如图 10-10。

这种船型是将两片体完全埋入水中航行, 只有上层建筑露于水面之上, 因而片体不产生兴波阻力。连接片体与上层建筑的构架宽度相对很小, 因而称为小水线面, 它所产生的波浪是很小的, 这样就降低了航行时的阻力和波浪干扰。这种船在航行时的主要阻力成份是摩擦阻力, 因此水下部分要尽可能减少湿面积。由于两片体都浸没在水中, 受波浪影响很小, 因此适航性能好, 有“全海候”船之称。

四、双体船的阻力估算

双体船的阻力性能和试验研究由于双体船的广泛应用而引起了人们极大的兴趣, 在这方面国内外都已做了不少工作。但从国外发表的双体船阻力的文献来看, 多属理论船型, 其主要价值往往在理论上的; 关于常规实用船型的双体船资料所见不多。有关双体船阻力的理论计算方法, 可参阅文献[3]、[11]、[12], 本节仅从工程实用观点出发对一些船模资料进行分析并得出一些结论。

1. 双体船的阻力成份

影响双体船阻力的因素比较复杂。两个片体的运动过程中产生两个波系, 这两波系在某种情况下可以互相加强, 使兴波阻力增加; 而在另一种情况下, 则可能互相抵消或削弱, 使兴波阻力减少。另一方面, 由于一个片体的存在使得绕另一片体的流动发生变化, 形成不对称流, 特别当片体间距较小时, 舵部将发生涡流而增加剩余阻力。这两种干扰都很复杂。

一般则将双体船的阻力划分成片体摩擦阻力、片体剩余阻力和片体间兴波干扰阻力三部分。

在通常情况下, 双体船的摩擦阻力主要取决于片体尺度、湿表面积和船速。间距的变化对摩擦阻力的影响甚微, 只有当间距很小时, 使片体内侧水流速度加快及使湿表面积改变时才有一定影响, 故一般实用上常可忽略这种影响。

片体自身的剩余阻力, 其规律与一般单体船相同, 是由片体船型及傅氏数所确定。

片体间兴波干扰阻力主要取决于间距船长比 (或间距船宽比) 和傅氏数。片体并列设置的双体船在航行时, 两片体内侧彼此的横波系相位相同, 只能互相叠加, 不可能产生有利的干扰。

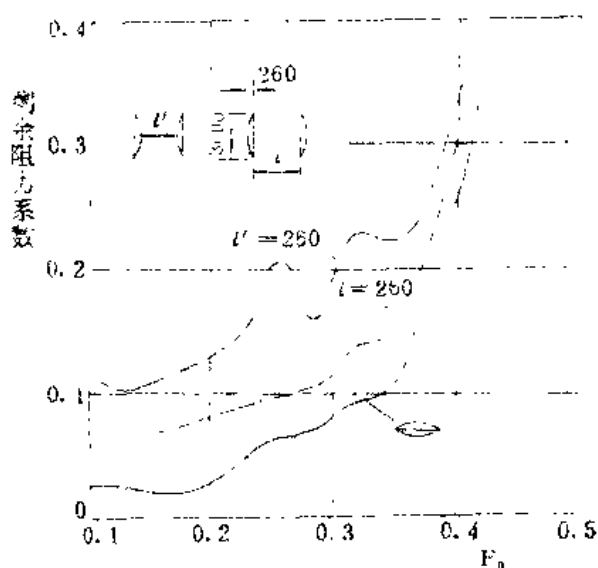


图 10-9 双体船剩余阻力系数曲线

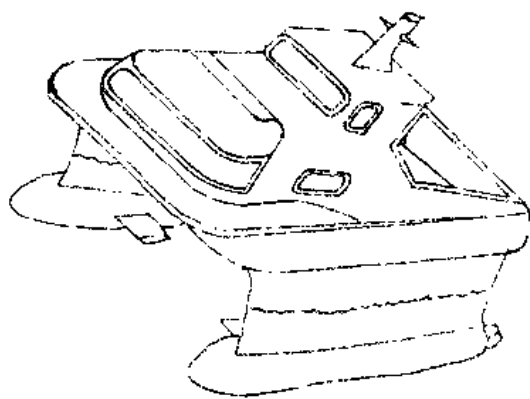


图 10-10 SWATH 船示意图

而两片体内侧的散波系之间,在某种场合下,相位差可能达到 180° ,从而波浪互相抵消或部分抵消,产生有利干扰。当散波系的有利干扰超过横波的不利干扰时,就使得双体船的剩余阻力比片体单独航行时剩余阻力的两倍(即间距无限大时双体船的剩余阻力)还要小,即出现负干扰。

2. 文献[11]的船模试验

1) 船模尺度: 模长 $L=2.25\text{m}$, 片体型宽 $b=0.275\text{m}$, 吃水 $T=0.165\text{m}$, 排水量 $\Delta=0.0625\text{m}^3$, 方形系数 $C_b=0.611$, 舯剖面系数 $C_m=0.95$, 棱形系数 $C_p=0.645$, 水线面系数 $C_{WL}=0.806$ 。

2) 试验范围: 在 $K/b=1.75 \sim 4.75$ 间取八种, 再加 ∞ 共九种情况; 速度范围 $V=1.0 \sim 1.8\text{ m/s}$, 对应的 $Fn=0.213 \sim 0.384$ 。

3) 试验结果: 总阻力曲线如图 10-11, 波系干扰的阻力增加值如图 10-12。根据试验结果可得出如下几点结论:

① 当 $Fn < 0.298$ 时, 间距对阻力的影响甚微, 不论何种间距时的总阻力基本相同。只在间距最小的两种情况下(即 $K/b=1.75$)阻力稍高, 但也不过增加 5% 左右。

② 当 $Fn = 0.298 \sim 0.362$ 时, $K/b=3.25 \sim 4.75$ 时出现负干扰, 且 K/b 愈大, 总阻力愈小, 同时亦可注意到, 在出现有利干扰的区域内, 最佳间距随船速的增高而减小。

③ 当 $Fn = 0.362 \sim 0.384$ 时 双体阻力总是大于间距为无限大时的阻力。

3. 文献[13]的船模试验

船模试验研究的是四艘常规型线的双体船。其主要尺度及系数见表 10-5。摩擦阻力系数公式采用 1957 年 *ITTC* 公式。其中 7824 号船的剩余阻力系数曲线如图 10-13。

根据试验结果, 可得出如下几点结论:

① 在所做船模试验中出现有负干扰。即如图 10-13 中 $K/L=0.12 \sim 0.1486$, $Fn=0.33 \sim 0.36$ 时。

② 对应于每一 Fn , 都存在最佳间距船长比, 使得附加干扰阻力最小。且最佳间距有随 Fn 的增加而减小的趋势。

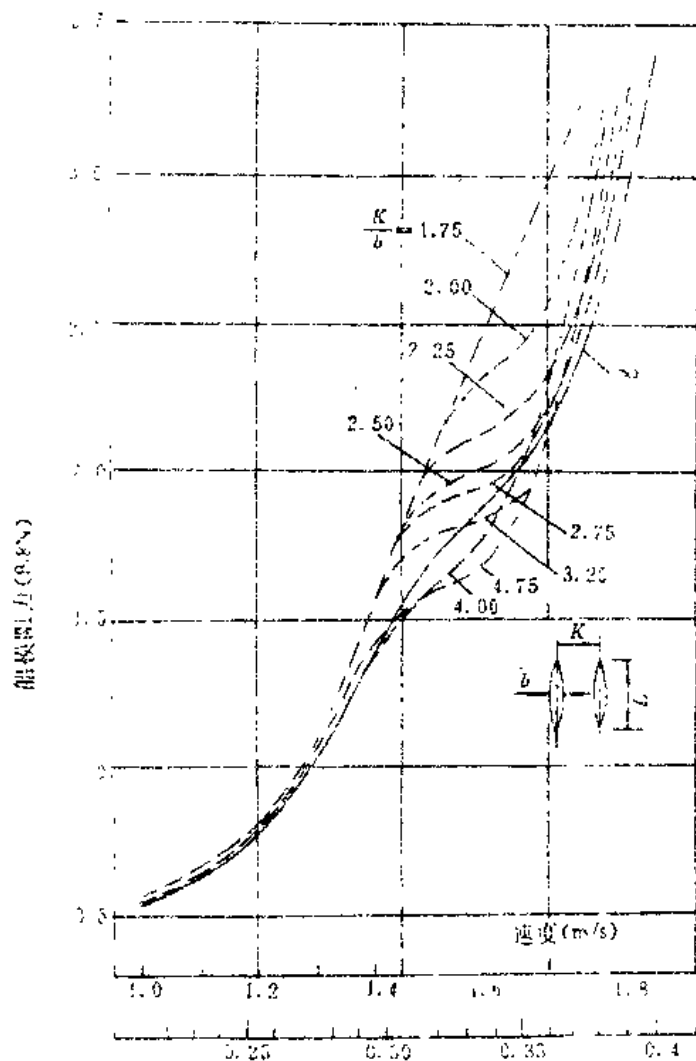


图 10-11 不同间距时的模型阻力曲线

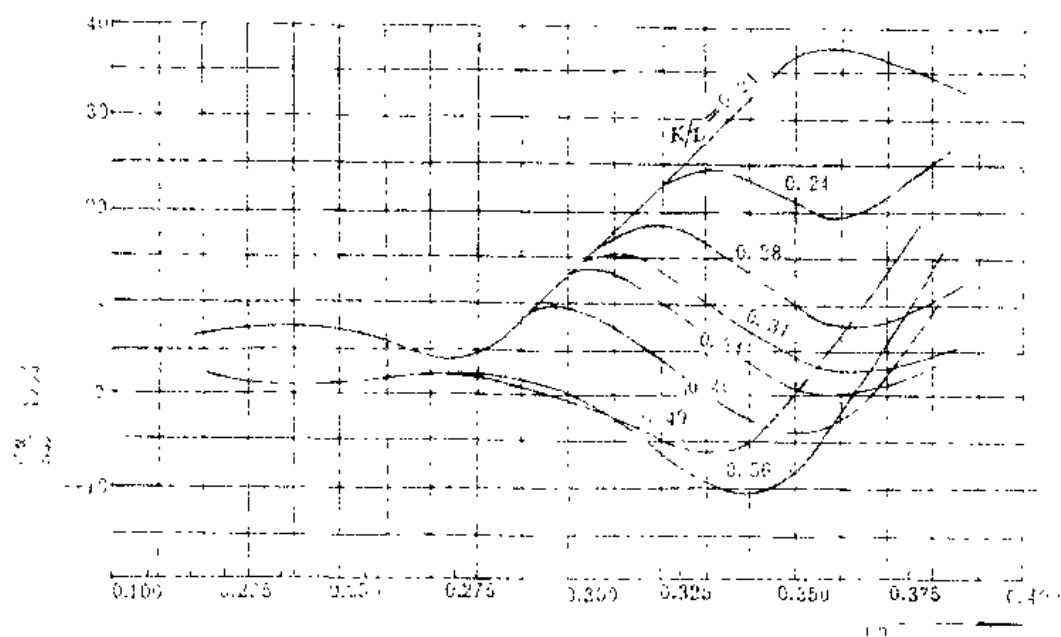


图 10-12 干扰阻力的影响

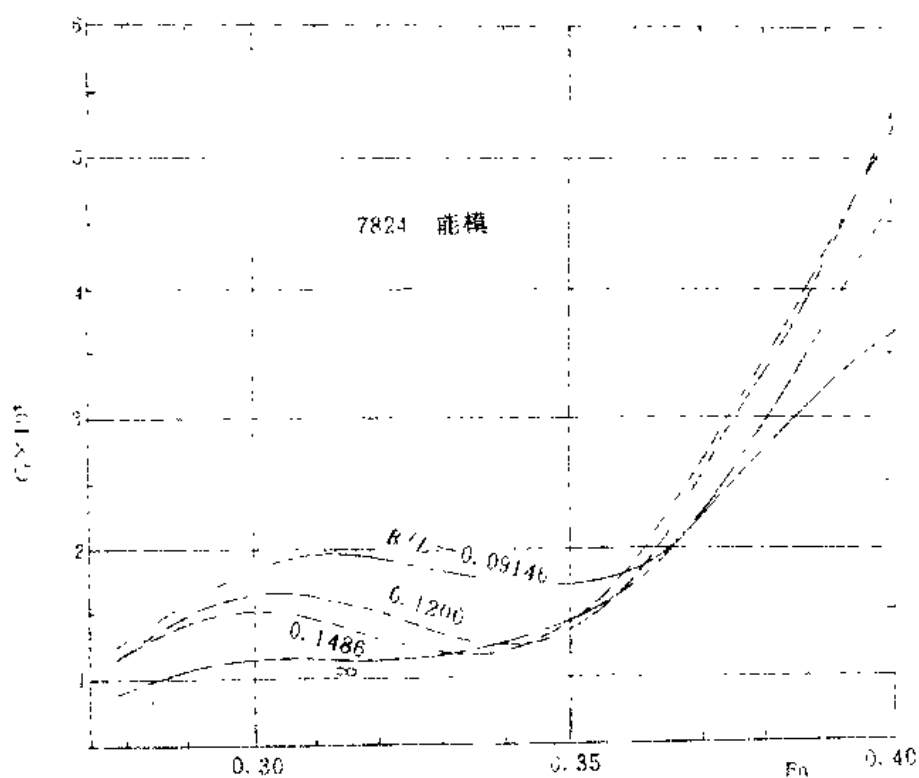


图 10-13 C_r-F_n 曲线

③附加干扰阻力随 F_n 的大小呈波浪形变化,而且四种船型的干扰作用的峰、谷区域基本相同。

4. 双体船阻力的初步估算

文献[3]中提出了双体船阻力的估算方法,可供参考。

文献[14]推荐双体船阻力估算中摩擦阻力系数按柏兰特—许立汀公式计算,剩余阻力系

数采用泰勒—盖脱勒方法估算,片体间的干扰阻力可参阅图 10-12 或有关试验资料估算。

关于片体间的干扰阻力,尚未看到估算公式或图谱可供使用。编者根据手头一些资料进行归纳,提出一个大致平均值供初步估算而又缺乏相应资料时使用,参阅图 10-14。

表 10-5

船模主要尺度及系数

项	船 模 代 号	7910	7824	7081	7082
设计水线长 L_{WL}	(m)	2.3	3.5	2.653	2.6
片体型宽 b	(m)	0.2857	0.330	0.2353	0.2000
设计吃水 T	(m)	0.0929	0.130	0.1471	0.133
片体排水体积 Δ	(m ³)	0.03191	0.1102	0.05089	0.03236
方形系数 C_b		0.523	0.507	0.555	0.461
棱形系数 C_p		0.564	0.550	0.628	0.611
中剖面系数 C_m		0.928	0.901	0.87	0.755
水线面系数 C_{wl}		0.714	0.726	0.793	0.725
浮心纵向位置 x_b		-1.65% L_{pp}	-1.94% L_{pp}	-2.91% L_{pp}	-1.68% L_{pp}
长 宽 比 L/b		8.05	10.61	11.275	13.0
宽度吃水比 b/T		3.077	1.737	1.60	1.481
长度排水量系数 $L/\Delta^{1/3}$		7.251	7.20	7.159	8.159
船模横尺比 λ		14	16	17	20

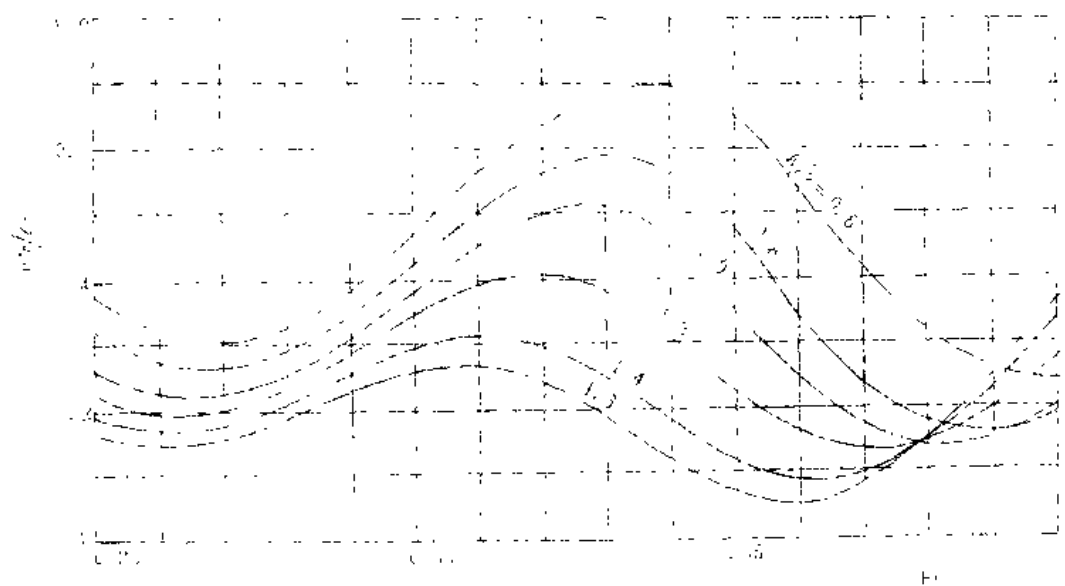


图 10-14 $C_r/C_f - Fr$ 曲线

C_r —片体剩余阻力系数, C_T —总阻力系数

§ 10-4 双体船的适航性

关于双体船的运动性能,可从以下几个方面作一些概括说明。

一、一般论述

1. 横摇性能

在双体船性能中争论得较多的是横摇,然而由于双体船的自摇周期短,从而免除了在大风浪作用下发生共振横摇的危险。而且自摇周期虽小,但横摇角也小,角速度及角加速度就不一定大了。

双体船在波浪中将如小筏一样,一直将随波而运动。如果波浪是长涌,则双体船的最大横摇角约等于最大波面斜度。长波的陡度比约为 20 或 20 以上,故双体船的最大横摇角一般是 9° 或 9° 以下(单振幅)。

海上短波一般将陡些,但双体船因其宽度大,可以和缓一些陡度的影响,故最大横摇角将小于波面斜度。据试验表明,当波面斜度为 12° 时,模型的最大横摇角仅 10° 左右。

上述结论为 40m 长的调查船在 120 英尺(36.6m)长,8 英尺(2.44m)高的波浪试验中所证实。而且同样的船在斜浪中的试验表明,横摇及纵摇都减小到约为侧波及迎浪最大值的一半。

双体船除了横摇摆幅较小外,如遇到个别的强浪(在不规则海面经常会遇到的),由于双体船的复原力矩大,摇幅将很快地衰减而恢复原状。换句话说,当波浪经过之后,双体船立即回复到它自己的低周期和低横摇摆幅,不象单体船将继续摇摆到相当大的角度,以致当大浪继续来到时,可能产生大角度摇摆的危险。但双体船在横摇性能方面的一个特殊缺点亦必须予以注意,因为双体船宽度大、反应快,在遇到横浪时在舷边附近会发生相当大的横摇加速度。如海洋调查船在 36.6m \times 2.44m 波浪中航行,其加速度可到 $0.25g$ (g 为重力加速度)。当然这是指极端恶劣的横浪情况。如果单体船在同样恶劣的海况下共振时加速度也将达到 $0.25g$ 。

综上所述,在横摇理论分析上可得出如下一些看法[4][5]:

1) 双体船的横摇可以应用单体船的摇摆理论进行定性分析,但必需考虑以下的有关修正因素。

2) 双体横摇可以近似地看作两个片体的升沉运动。

3) 双体船的阻尼可根据片体升沉阻尼与两片体间距 K 来确定。由于双体船的横摇阻尼比单体船大得多,因此双体船的横摇衰减是有力的,所以在连续遇浪的情况下,横摇不致大量迭加。

4) 在谐振时双体船的横摇角较单体船小。

5) 在片体间距等于片体宽度时,横摇加速度几乎是张小的。

总之从实际出发,即 $K/2b=1\sim 1.25$,可以认为双体船在横摇角及加速度方面都是较好的,过份的顾虑似无必要。

2. 纵摇性能

双体船的纵摇特性与同样长度的单体船相同。当纵摇很大时,波浪冲击连接桥,将减小纵摇摆幅,有助于保持甲板干燥,但必须考虑连接桥的拍击强度及对人员的心理影响。

双体船与单体船的运动性能有如图 10-15 的比较曲线。其中:单体船尺度为长 35.0m,宽 7.7m,深 3.3m,吃水 1.9m;双体船的尺度为长 28.0m,宽 11.0m,吃水 2.0m;SSC(小水线面半潜型船)的长为 28.0m,宽 13.2m,深 4.5m,吃水 3.0m。从图中可见,SSC 船的运动性能最好。双体船与单体船相比,升沉与纵摇在低波高时很接近,在波高较大时,双体船纵摇稍大,这可能是船长小于单体船的缘故。双体船的横摇摆幅发生在较小波高处,再大一些的波浪反而较小,且在实际使用中还可调整航向角来弥补。单体船则发生在较大波高处,这些结论与理论分析的结论都一致。

二、申——温线双体客船的耐波性试验结论

申——温线双体客船在 702 所进行了耐波性试验, 试验结果, 得出如下几点结论 [1]:

1) 双体船的运动性能不比同样长度的单体船差。

2) 双体船若从顶浪偏转 30° , 相当于增加了船的有效长度, 能改善船的纵摇及升沉运动。

3) 纵摇与横摇周期相差 3 秒左右, 可避免两者的不利耦合运动。

这虽是对某一船的试验, 但上述结论与国内有关文章的论点相同。根据该船实际营运表明, 一般反映横摇周期偏短, 若能增加 1~2 秒, 则耐波性将有所改善。

§ 10-5 双体船的稳性与抗沉性

一、双体船的稳性

双体船的初稳性高 (\overline{GM}) 很大, 这是双体船的主要优点之一。这一性能实际上消除了由于结冰使其倾复的危险, 也不需为降低船的重心而采取必要的压载措施, 亦可装运大量的甲板货而不必耽心稳性的不足。

关于双体船的稳性衡准, 我国船检部门已制订规范即将公布执行。

一般说, 双体船的最大复原力臂角, 即在静稳性曲线图上最大复原力臂所对应的横倾角, 大约出现在 $22^\circ \sim 25^\circ$ 之间。倾角一般要大于单体船大, 其值等于 $(90^\circ - \beta)$, β 是片体浮心与重心连线 and 水平线的夹角 (见图 10-16)。因为只有重心与片体浮心铅垂时才是双体船丧失复原能力的临界状态 (假定片体的储备浮力大于片体的排水量)。但这种状态意味着其中一个片体将完全或几乎完全出水而另一片体将完全入水时。当然这在正常营运中是不会出现的。

鉴于双体船上述特点, 可以认为对双体船的稳性衡准中, 对最大复原力臂角及稳性消失角的要求完全可以放宽。

二、双体船的抗沉性

因为双体船海损时, 大多数情况是一个片体的舱室进水。如考虑到左右片体的舱室对称进水, 此时的海损干舷实际上和一个片体进水时的情况基本相同, 有时甚至更偏于安全。因此对有抗沉性要求的双体船, 应进行不对称破舱进水的计算。至于一舱不沉或二舱不沉则与单体船一样, 都可按要求核算。在实际计算时可用损失浮力法对各舱逐一进行计算, 一般双体船的破舱稳性不存在问题。

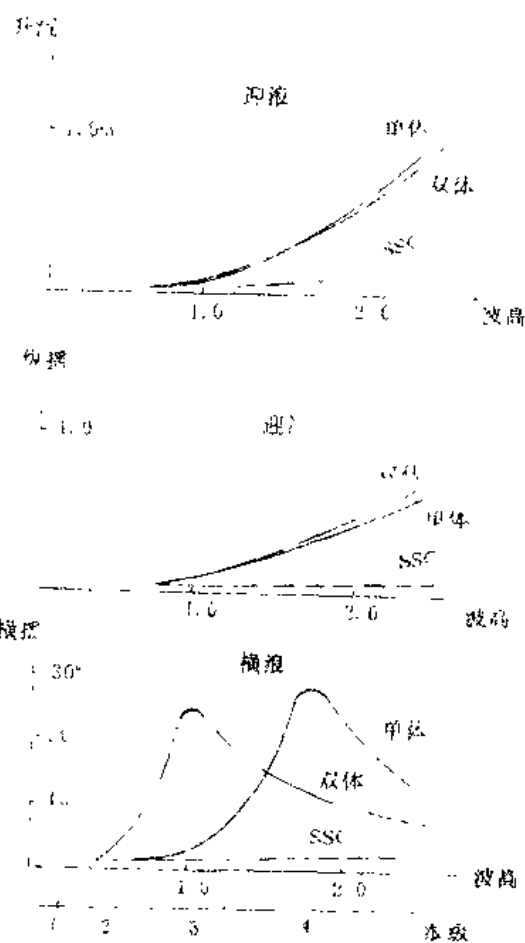


图 10-15 运动性能曲线

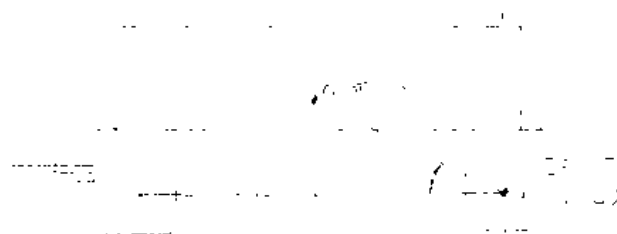


图 10-16 双体船的稳性消失角

§ 10-6 双体船的结构特点

由于有些海洋双体船结构上的损坏,造成人们对双体船结构强度上的很大顾虑。同时为了避免连接桥破坏,是否需增加过多的重量也是人们顾虑之一。

一、双体船的各种受力状态

双体船主要有如下四种受力状态:①在迎浪或随浪时的总纵弯曲;②横浪时的横弯曲;③斜浪上的扭转及纵横弯曲;④波浪对连接桥的冲击。其中总纵弯曲对所有船舶是普遍存在的,但由于双体船具有二个片体,故一艘总纵强度问题不大,通常也无须进行校核。而横向弯曲及扭转力矩对双体船将具有特别重要的意义。

二、横向弯曲力矩

当船舶处于横浪中,在剧烈摇摆的瞬间有可能一片体局部出水而另一片体局部下沉,此时连接桥所受的横向弯矩为最大。

1. 史葛特建议[20]

当在横浪中剧烈横摇时,片体整个排水量的一半是悬挂在连接桥的一端来考虑,如图 10-17。

最大弯曲力矩 = 片体间距 $\times \frac{1}{2}$ 片体排水量

2. 密契尔建议[7]

取一片体全脱水状态,即以一片体悬空作为计算状态。

看来此假定过于保守,一般常采用史葛特建议。

三、扭转力矩

双体船斜置于波浪上要比其它状态得出更大的扭转力矩。

1. 史葛特建议[20]

如图 10-18,船舶的位置是使波峰通过一片体首部 $L/4$ 处及另一片体尾部 $L/4$ 处,而波谷则位于两个片体的首尾端。这样每一片体的纵向浮心位置向波峰方向移动 $4\%L$,所以每一片体的扭矩为 $0.04L$ 乘片体排水量,连接桥的总扭矩为 $0.04L$ 乘总排水量。一般在双体船强度计算中常按此式进行计算。

2. 伏罗洛夫建议[21]

当航向与波浪移动方向斜交时,双体船两片体处在波浪的不同位置上,因而承受的负荷就不一致。经研究表明,下列二种情况在船舶斜置于规则二向波浪上时最为不利。

1) 一个片体的首端处于波峰,尾端处于浪谷;另一片体则相反。此时连接桥所受的扭矩最大,横倾力矩也同时接近最大值。

2) 一个片体的中部处于波峰,首尾两端处于波谷;另一片体则相反。此时连接桥两端所受不同符号的弯曲力矩达最大值,作用于片体中剖面的扭矩接近最大值。

扭转的具体计算参阅文献[21]、[14]。从理论上说此法较合理,而史葛特法则偏于保守,由

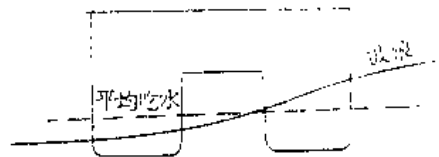


图 10-17 悬挂分析中的波浪状态

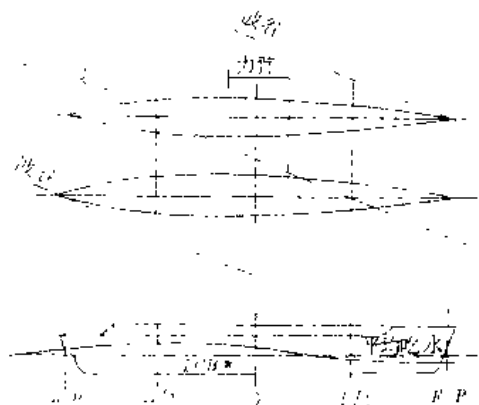


图 10-18 确定扭转载荷时的波浪状态

设计中对连接桥强度的极为重视,以及考虑到可能发生的意外情况,往往仍按史葛特法计算。

四、波浪冲击

双体船在迎浪航行发生纵摇时,连接桥受到冲击,这是结构上需要考虑的另一重要问题。实船及船模试验表明,迎浪冲击将产生很大的动载荷作用,其值生于连接桥的大小取决于如下几个因素:①连接桥与水面的相对高度;②遭遇波浪的特性;③船的纵摇特性;④连接桥前端距船首的距离;⑤连接桥的形式。

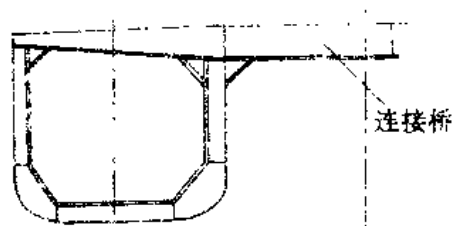


图 10-19 连接桥结构示意图

史葛特建议,冲击压力可取 $4.9\tau/\text{m}^2$ 的静水压力来计算。这一数值对连接桥的很大一部分横截面来说相当保守,但对前部结构来说必须有足够的强度以抵抗拍击。

五、双体船结构型式及强度计算

双体船连接两片体的结构型式应根据船的大小、上层建筑形式、片体间距及其受力情况等因素来确定,总的来说可分成两类。如图 10-19,连接桥把两片体连成一个整体并承受各种作用于其上的力。连接桥一般为板和梁的组合,底部有封闭式、敞开式和局部封闭式(通常在首、尾端封闭)三种。对于具有多层上层建筑的船,往往可将上甲板以上 1~2 层甲板考虑作为强力构件并与舱壁、侧壁等形成箱形结构(又称为抗扭箱),以承受扭矩及横向弯矩。“瑞新”号双体客船取上甲板以上两层甲板的高度形成首、尾及中部三个抗扭箱,其示意图如图 10-20。

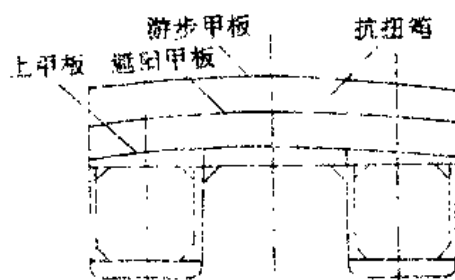


图 10-20 “瑞新”号结构型式示意图

双体船的强度计算可按结构力学的有关理论进行计算,具体方法可参阅文献[14]。“瑞新”号双体客船采用电子计算机结构计算程序 SAP5 取 1600 多个膜元进行计算。

六、重量分析

史葛特[20]选取三艘设计排水量为 2000t、4000t 和 8000t 的双体船以及三艘瘦长的同排水量的单体船进行重量方面的分析比较。由于双体船及单体船布置方面的千变万

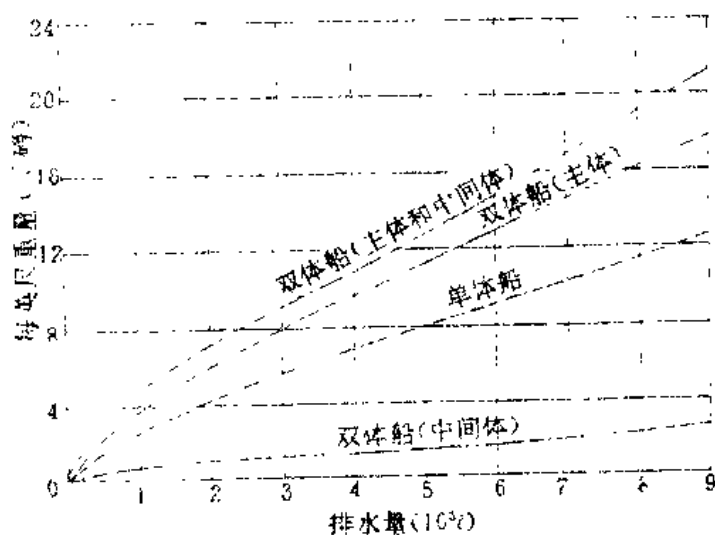


图 10-21 双体船与瘦长单体船的每英尺重量

化,这些比较应看成是近似的,只能提供一些大体概念。通过强度计算并对每艘船的每英尺船长的重量作了计算,其结果见图 10-21。从图中可见,在双体船中连接桥重量只占总重量中一个较小的百分数,即在 11~14% 之间。双体船与单体船相比,对中等尺度双体船的船体重量约比同排水量瘦长单体船重 25%。这个数字与密契尔的分析基本相符。

§ 10-7 高速双体船

本节将简要叙述这型船的特点。图 10-22 是瑞典“Jetcat”型高速双体船的示意图。表 10-6 是几个国家一些高速双体船的主要要素表。

一、高速双体船的发展概况及其一般特点

1970 年挪威 Westmaran 公司研制了一种由非对称片体组成的高速双体客船。第一型是 W86 型, 载客 167 人, 采用两台 MTU 型 209kW 柴油机, 最大时速 28kn。在成功的基础上又发展了多型。

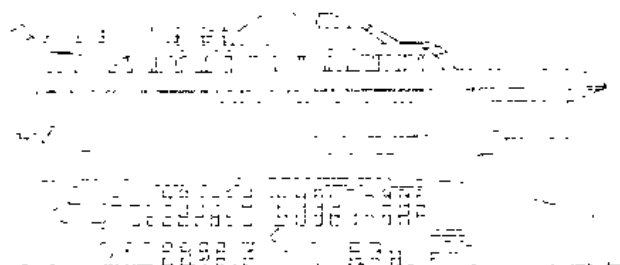


图 10-22 “Jetcat”型船总布置示意图

挪威 Fjellstrand 铝合金游艇公司在 1960 年后全部生产铝质艇, 这是考虑到材料的强度高、重量轻、耐腐蚀和使用寿命长等的优点。

表 10-6

高速双体船的主要要素表

国 别	挪 威					瑞 典		澳大利 亚		美 国	日 本	
船型号	W86	W88D	W10	Norskul	Anabura	JC-F1	PV2400	20m	22m	Shuman	CP20	CP20HT
总长 L(m)	25.7	26.7	31.75	31.5	31.7	29.5	33.0	20.5	23.0	19.82	25.46	32.8
片体长 l(m)	9.0	9.0	9.72	9.4	9.4	9.1	9.4	8.2	8.7	7.93	8.8	9.2
吃水 T(m)	1.2	1.15	1.70	1.55	2.30	1.14	1.2	1.5	1.7	0.91	1.15	1.2
排水量 D(t)	64	65	84	84	73	73	48	55	35.7	77.3		
载客量 (人)	167	200	240	56	161	197	252	100	150		182	195
巡航速度 V(kn)	26	27	40	25	28	30	31	24	25	24.2	25	30
最大船速 V _m (kn)	28			30		32	34	28	29		28	30.7
主机功率 P _R (kW)	2 × $\frac{809}{2.2}$	2 × 809	2 × 3260	2 × 955	2 × 1471	2 × 1070	2 × 1130	2 × 4052	2 × 588	2 × 375	2 × $\frac{827}{2.2}$	2 × $\frac{1677}{1.852}$
推进方式	螺旋桨		喷水		螺旋桨	喷水		螺旋桨		螺旋桨		螺旋桨
片体型式	不对称		不对称	不对称		对称		对 称		对 称		不对称
$W_{0A} = v \sqrt{g \Delta^{1/3}}$	2.14	2.21	3.14			2.41		2.07	2.11	2.19	1.99	
$\tau_n = v / \sqrt{gL}$	0.861	0.853	1.217			0.84		0.717	0.93	0.93	0.83	
V / \sqrt{L}	2.4	2.01	4.98			3.16		3.08	3.12	3.12	2.80	3.02
片体 L/l	9.0					8.6		8.04	7.8	6.67	9.0	
片体间距比 K/L	0.11					0.139		0.195	0.17	0.133	0.11	
K/2b	1.0					1.1		1.25	1.16	0.94	1.0	

1977 年瑞典 Marinteknik Verkestrads AB 设计建造 Jetcat JC-F1 型船。设计时采用如下一些思路: 有一个连续平整的甲板面积, 安静的客舱, 高速, 掀起的波浪小, 能很快加速或减速, 稳性好, 驾驶室直接控制机舱, 吃水浅 (吃水长度比小于 4%), 驾驶性能好, 容易装拆柴油机、喷水

推进装置及分离的船体。两个片体与连接桥采用 6 个柔性的吸振器连接, 在一个片体损坏时, 有可能在 6 个小时内很快更换, 这对实际使用是很重要的。

1981 年以来, 澳大利亚国际双体船公司已成为世界上主要高速双体船设计公司之一。1977 年建造一艘钢质焊接船。1980 年设计第一艘离岸工程用的 20m 全铝船。与同样客量及船速的钢质船相比, 空船重量大约少 8t, 并由此而节省 20% 的载重量。但该船不足之处是干舷偏小, 即连接桥离水面的间隙较小, 而第二、第三艘船存在的问题是上层建筑地板的刚度不够, 其结果是浪拍击底部会传到旅客座位处。

此外, 其它国家也都在研究建造各种用途的高速双体船。

由于这型船吃水浅、航行性能好, 受到了广泛的欢迎。据 88 年、89 年的统计[34], 高速双体船的建造及订货远大于水翼艇、气垫船等船型。

二、高速双体船的阻力特点

1. 船体型线

根据一些试验研究来看, 对阻力性能影响较大的除尺度及排水量外, 还有片体的型线及二片体间的间距。随着速度的提高, 滑行艇型比一般排水量型的阻力要低。图 10-23 为 W86 及 Jetcat 剖面形状的示意图。高速双体船的 F_n 大体在 $0.8 \sim 0.96 (V/\sqrt{L} = 2.8 \sim 3.2)$ 之间, 在圆舢快艇的上限和滑行艇的下限区域, 也即处于向纯滑行艇过渡的阶段, 此时, 摩擦阻力与剩余阻力相近, 显然利用艇的滑行面, 借助于水动力来减少湿面积, 能起到降低总阻力的作用。

2. 高速双体船的阻力试验分析

文献[31]较为详细地介绍了三艘船模阻力试验情况。

1) 三艘船模的型线轮廓如图 10-24。

2) 五种船模试验的结果如图 10-25, 从图中可得出如下三点结论:

① 船模 1175 和 1177 在 $V/\sqrt{L} < 3.2$ 时, R_T/Δ (即总阻力/排水量) 比普通型为低。密契尔[7]对海洋双体船指出, 在 V/\sqrt{L} 大于 1.0 到 1.2 时, 双体船的 R_T/Δ 比普通型为低。从图中可见 $V/\sqrt{L} > 3.2$ 左右, 静水阻力普通滑行艇型要低些。当考虑在波浪中航行时的运动加速度时, 情况将完全不同。

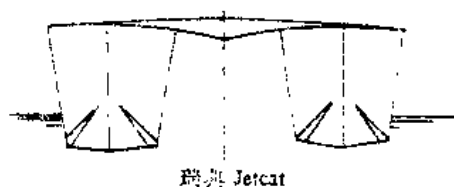
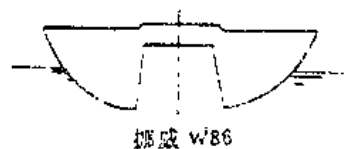


图 10-23 W86 和 Jetcat 剖面形状示意图

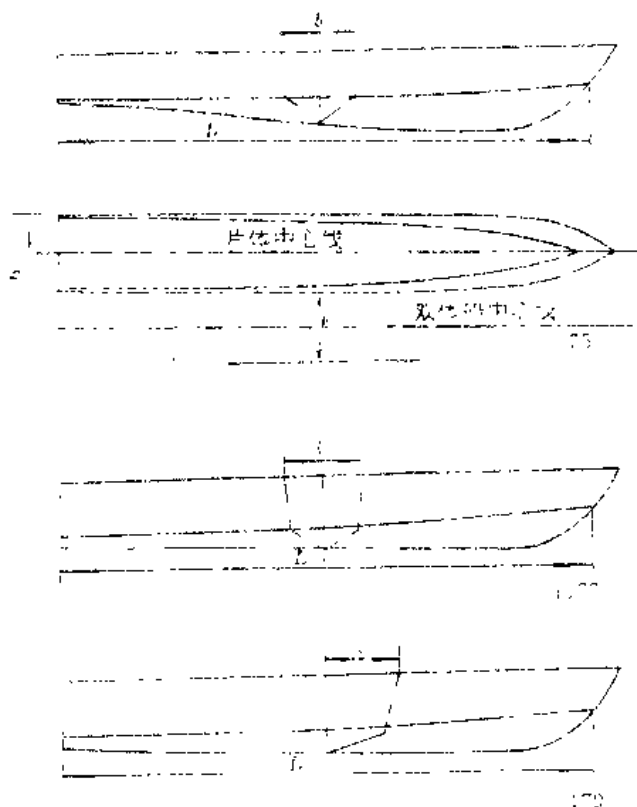


图 10-24 模型简图

②非对称型的船模 1179 的 R_T/Δ 要比对称型的 1175 和 1177 大, 只有当 $V/\sqrt{L} > 4$ 时才比 1175 有利些。1175 具有反凹的纵剖面, 在高速时将造成大的形状阻力。

③1177 船模在片体进行单独试验时, 阻力曲线没有出现“峰”。在 $V/\sqrt{L} > 2.5$ 时片体及双体试验结果, 阻力曲线接近重合, 表明片体间干扰很小, 值得注意。

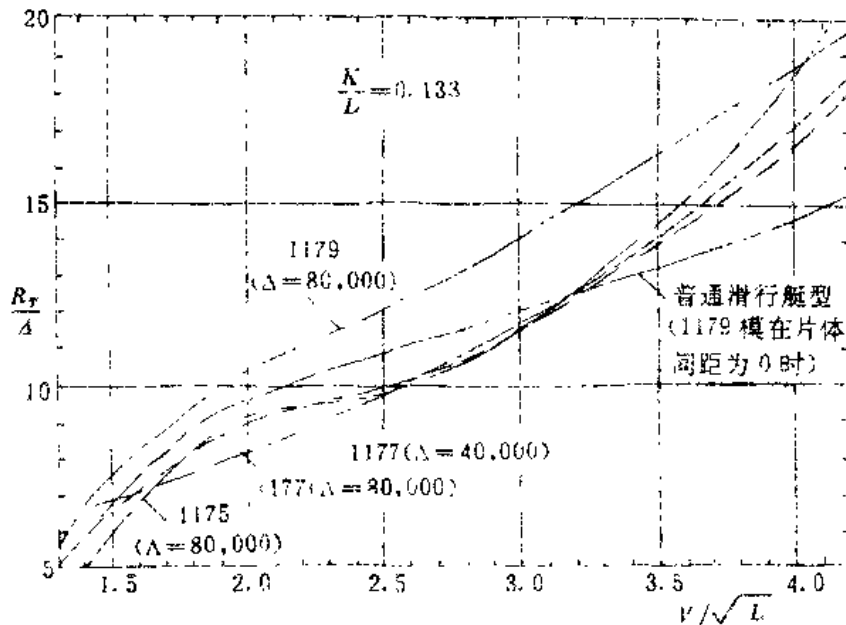


图 10-25 五种船模阻力的比较曲线

3) 片体间不同间距的影响如图 10-26, 这是 1175 船模试验的结果 (其余船模大致相似)。从图中可见:

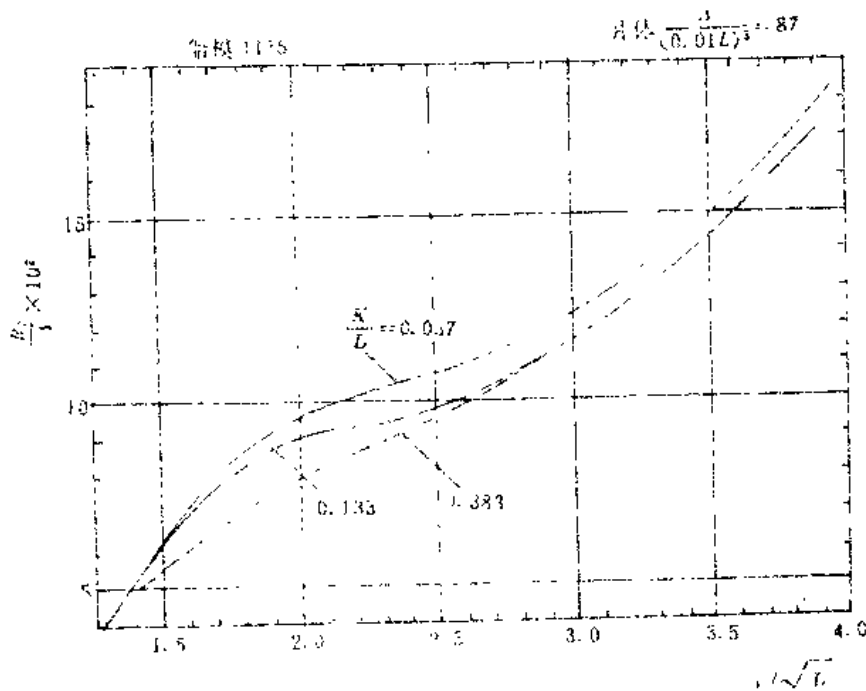


图 10-26 1175 船模的 $R_T/\Delta - V/\sqrt{L}$ 曲线

①在 $V/\sqrt{L} = 1.5 \sim 2.5$ 之间呈峰值, 其大小取决于间距比。

②在 $V/\sqrt{L} > 2.5$ 时, 间距比 $K/L = 0.133$ 和 0.383 之间, R_T/Δ 在实际上无多大差别, 亦即增大间距并不能降低阻力, 而重量及成本增加很快, 因此在选择间距比时要全面权衡选取。

三、高速双体船的适航性

1. 实例

高速双体船的适航性是大家十分关心的, 也是能否有竞争力的关键性能之一。根据一般分析, 高速双体船的适航性能并不比单体船差。由于双体船片体细长, 加上首部极为尖瘦, 因此船体在穿割或降入波浪时, 冲击力较小, 流体动升力变化也不大, 因而船的运动加速也较小。

(1) 瑞典 Jetcat 型船[26]

在从 Simrishamn 到 Kiel 航线上航行时, 遇到 1.3m 高的波浪, 最初在船首 45° 方向, 之后又横对船舶, 此船能保持 34kn 船速航行全程, 要比相近大小的单体船舶稳得多。

(2) 挪威[28][29] 26.7m 船

在开阔及遮蔽海域使用 4 年后, 公司报告中指出, 该船在 8—9 级风, 有义波高 4.0m 时能减速航行, 由于气候因素停航小于 1% , 机械故障约 1.5% (其中 80% 是由机器引起的), 全年维修时间 $15\sim 20$ 天。

由于安全及旅客舒适等原因, 在八级大风顶风航行时, 常减速一半, 即约 12kn 船速航行, 但在八级风力浪自首向 45° 至横风时, 几乎无影响。最不适状态是波高 $2\sim 3\text{m}$ 时, 能产生船体振动, 此时可减速至 $12\sim 15\text{kn}$ 航行。对 31.5m 船, 交船前于 1981 年 11 月在北海试航时, 遇到西北向 $3\sim 4\text{m}$ 表面波, 及由西南方向的大风引起的 6m 波浪, 风力偏西并增到八级, 有碎浪, 且平均波长 40m , 此时双体船相对的所有航向, 船速均保持 26kn , 在随浪时可达 30kn 。

在极恶劣的波浪时会发生较强的垂向加速度, 使首部乘客不舒适。在同样情况下, 横浪及尾浪时垂向运动较小。据报告, 横摇在各种情况下都较小。在船速为 20kn 时将显著减小垂向加速度。

挪威 W86 型船在航区气候多变, 5 级浪及以上浪级全年可达 30% 的航线上也能常年正常开航。荷兰船主说, 在 11 级浪时仍继续开航。

(3) 澳大利亚双体船[30]

航行在北昆士兰(North Queensland)水域, 该水域的典型坏天气是 $30\sim 40\text{kn}$ 风速和平均 2.0m 浪, 有时 3.0m 浪高。船东的报告指出, 20m 及 30m 船仍能保持正常的巡航速度 $23\sim 26\text{kn}$ 。

2. 关于高速双体船的适航性

文献[33]提出单体及双体船在波浪中横摇和纵摇的“玫瑰图”(如图 10-27)。图中假定波高 $H_{1/3}$ 与 L_{pp} 比值对单体船为 0.06 , 对双体船为 0.07 。从图中可见, 不论单体还是双体, 摇摆角均随 F_n 的增加而减小。在横摇方面, 双体船显然比单体船小, 即横摇角减小到 $1/3$ 以上, 横摇角加速度减小 $1/2$ 以上。在纵摇方面, 则双体船要大些。

四、高速双体船的发展前景

高速双体船与其他高性能船相比, 除甲板面积宽敞、稳性好及吃水较小外尚具有下列优点:

- 1) 技术不太复杂, 成本较低, 易于发展。
- 2) 没有易损坏的和复杂的部件, 使用可靠, 维护保养方便。
- 3) 如在上层建筑与片体之间安置减振装置, 旅客处所舒适、安静。

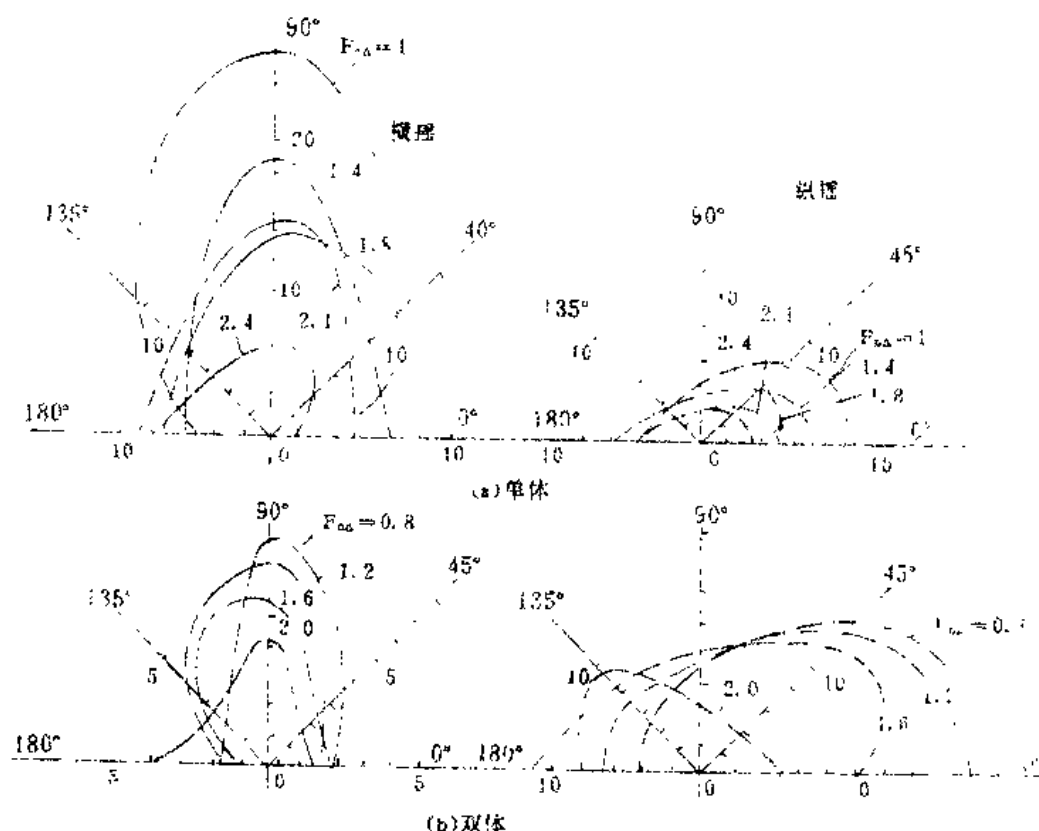


图 10-27 单体和双体船不同航向角时的摇摆角幅

4) 风浪中失速小。

但双体船的适航性不如小水线面半潜双体船和深浸自控水翼艇。最大可达船速不如气垫船。

§ 10-8 小水线面半潜双体船概述

美国于 1973 年建成第一艘小水线面半潜双体船“Kamialino”号。该船总长 27m, 上甲板长 23.13m, 宽 13.72m, 水下体长 24.93m, 直径 1.98m, 水下体总宽 14.18m, 吃水 4.55m, 排水量 190t (经改装后为 217t), 有效载荷 30t (改装后为 50t), 主机为 $2 \times 1545\text{kw}$ 的燃气轮机, 设计船速 25kn, 船型为双体四支柱型式, 船体材料为钢铝混合结构。该船建成后, 经受了长达 21 个月 183 航次的验证性试航, 以后又用海军的重 12800 磅的 SH-2F LAMPS 直升飞机于 4 级海况中在船上作了 80 次起降试验。获得一致好评, 亦积累了大量资料, 也引起了人们对 SWATH 的兴趣。

图 10-28 为日本的混合式结构柴油机测量船“KOTCZAKI”号的总布置示意图。图 10-29 为设想示意图[8]。

一、SWATH 船型的主要优缺点分析

SWATH 通常系由两个潜入水中的相互平行的鱼雷状船体通过几条细薄的流线型支承柱托住一个高踞在水面以上的箱形平台所构成。它的主要特点如下:

1. 主要优点

1) 在一定船速范围内阻力性能较好。由于该船水线面积大为减小, 使兴波阻力大幅度下降。此外, 由于适航性优良, 所需储备功率小, 风浪中一般不必人为减速航行, 故更能显示其优

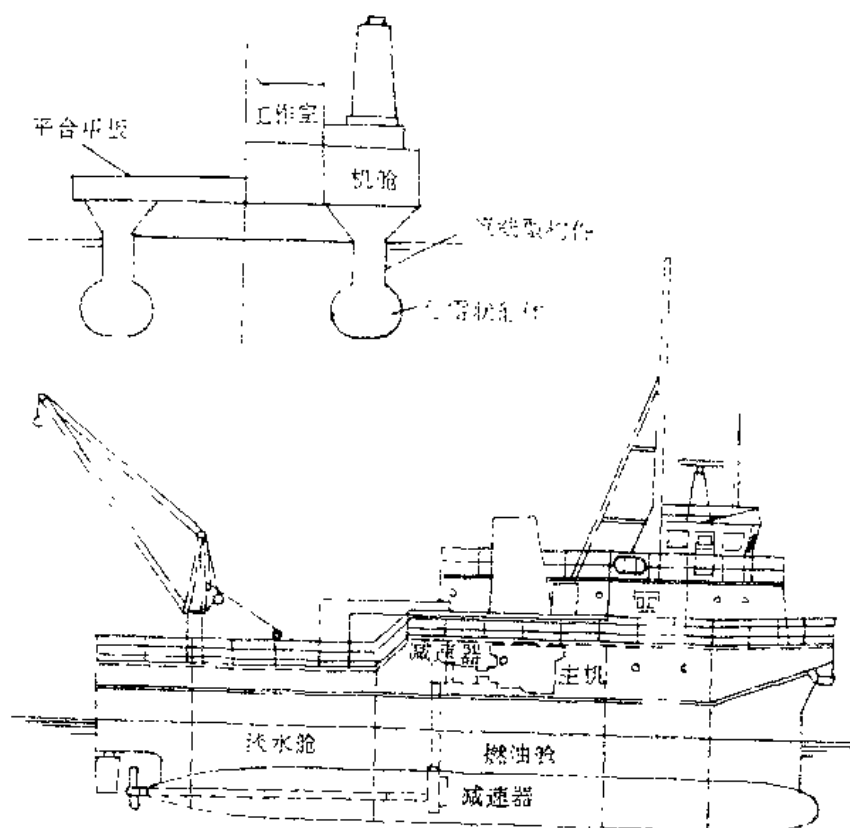


图 10-28 水文测量船“KOTOZAKI”号示意图

越的快速性能。

2) 适航性特别好。这可归纳成如下五个方面：

① 由于水线面很小，在航行或停泊状态波浪对船的扰动力小，因而引起的运动加速度也小。例如日本“海鸥”号客船在 3~4 级海况，各种航向，船速 24kn 时的垂向加速度小于 0.1g。在 1981 年 8 月至 82 年 2 月，在旅客中仅 0.2% 的人有呕吐现象。很好的适航性性能也减轻了船员的疲劳。

② 升沉、纵摇、横摇的固有摇摆周期长，在常见波浪上频率响应低，避开了与波浪谐振。对供应船的比较试验结果如图 10-30。一般在 5 级浪时 SWATH 的运动仅为常规单体船的 1/6 左右。

同时由于水线面积小，有可能仅用很小的控制面 (Control Surface) 即可实现对纵摇、横摇和升沉的控制。如“Kaimalino”号船速 18kn 时后翼偏角 15° 可产生 6° 纵摇，14kn 时前鳍偏角 15° 可使升沉变化 1.5m。这样，使用控制面后在随浪中纵摇可减小 5~10 倍，升沉可减小 20 倍甚至更多。

③ 在风浪中失速小。例如“海鸥”号在 4 级浪中失速仅在 2% 以下。

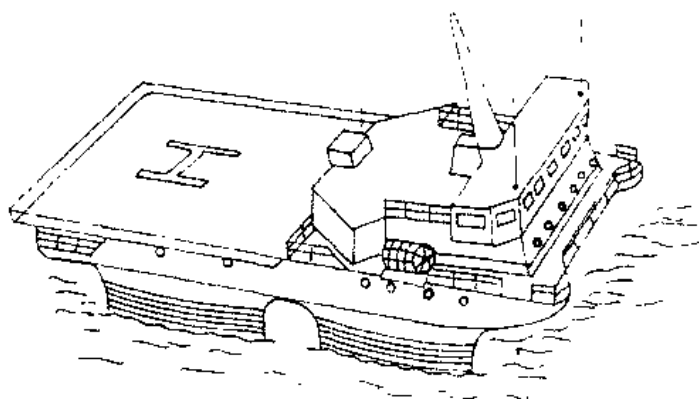


图 10-29 支援离岸工程载直升飞机的 SWATH 方案示意图

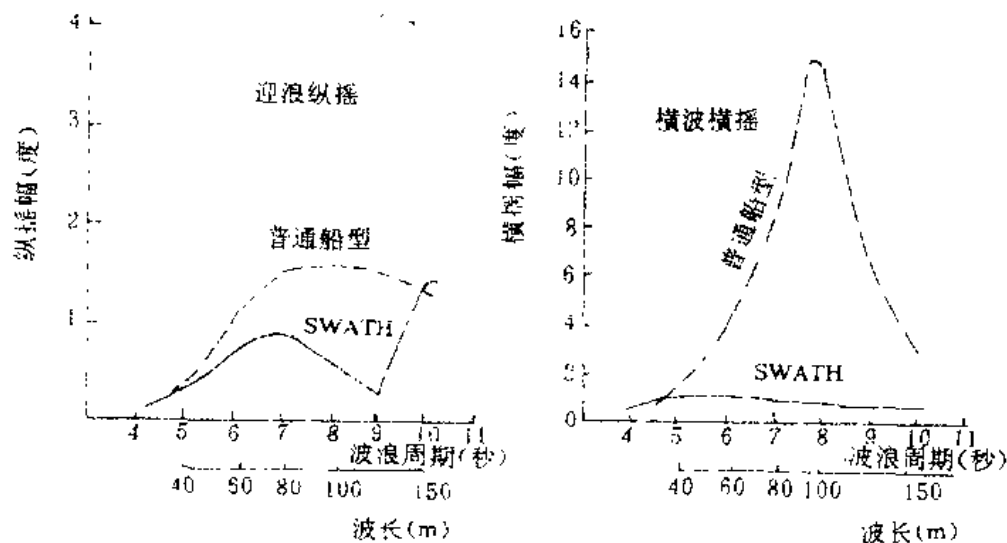


图 10-30 同排水量时普通船型与 SWATH 型的运动比较

④能适应横浪的情况。

⑤能减少对船员、设备及装备等的要求。

3) 具有大的箱形甲板面积, 有利于总体布置。

4) 在低速时, 航向稳定性及回转性能都很好。高速时航向稳定性很好, 即使单桨推进, 只要小舵角仍可直线航行。定位性能也很好。

5) 外形简单, 建造较方便。

6) 螺旋桨沉深较大, 具有较高的推进效率与抗空泡能力。

7) 生存力强。由于水下体的水密分隔, 又有压载系统, 再加上体(甲板)具有很大的储备浮力, 不论对称或非对称破损均有很强的生存力。此外有两套主机及辅机增加了可靠性。

2. 主要缺点

SWATH 与相当排水量的常规船型相比有如下一些弱点:

1) 在低速时由于湿面积大, 因此摩擦阻力较大, 如有控制面, 尚需附加阻力, 因而所需主机功率较大。

2) 每厘米吃水吨数小。因此需要对重量及重量分布精确控制, 同时需要设置潜水艇型的压载补偿系统。

3) 大的船宽和吃水, 可能使大的 SWATH 船受到船坞及航道水深的限制。

4) 为了在高速时获得动力纵稳性, 需要设置控制面, 由此而增加重量、阻力及成本。设置控制面也为了改善高速时的回转, 控制吃水并增加升沉、纵摇及横摇阻尼, 减少拍击的发生, 减小螺旋桨出水及波浪响应等, 因此需要对它的形状、大小、数量、位置、控制方式等进行仔细的考虑。

5) 载重量系数比常规船型小。虽然可用铝合金、玻璃钢或其它复合材料来提高这一比值, 但将大大增加造价。

6) 重量增大后将对船速产生不利影响。

7) 由于航向稳定性好, 带来高速时相对大的回转直径。

8) 每吨载荷的造价要比相应的常规船高。当然考虑到 SWATH 船的特殊性能以及制造加工简单等因素, 特别对军用船来说有时造价不常是一个主要因素。造价的估算如考虑到“相当

使用效能”的话,认为与常规船型相近。

二、SWATH 船设计中的几点考虑

SWATH 的设计一般可参考普通船舶的设计方法,其中:水上体尺度主要取决于对容积及使用要求;水下体的尺度及形状主要取决于浮力及快速性的要求;而支承体的大小以满足稳性、航行性能和强度要求为准。

1. 水下体的设计考虑

1) 水下体的长度可近似按图 10-31 确定。水上体的长度最好小于水下体的长度。

2) 水线面至水下体上壳板间的距离,如按快速性要求:

$$h_w \geq 1.25 K_1 \sqrt{B_1 D_1}$$

式中: $K_1 \geq 0.5$

B_1, D_1 ——水下体的宽度及深度。

若保持最小的摇摆,则:

$$h_w \geq K_2 r_w$$

式中: $K_2 = 1.5$, 考虑摇摆时片体和水相对转动的影响系数;

$r_w = \frac{h}{2}$, 半波高, 客船取 $h = h_{3\%}$, 货船取平均波高。

实际上常取上述二式中的最大值。

2. 支承体的设计考虑

支承体的长与宽必须使其水线面积满足最小的稳性条件,即 $\overline{GM} \geq 0.02$ 水上体的宽度并保证最小的摇摆。为了使支承体的波浪阻力和飞溅阻力最小,其长宽比应大于 6.0。考虑到支承体内的骨架及人员进出,其宽度应不小于 1.2m。在具体选择支承体的尺度时,还要考虑动力装置的大小和纵倾。如果每一片体有两个支承体,则后面的支承体水线面积约为总面积的 0.55~0.65。此外,支承体的长度和位置应使其横舱壁与水下体及水上体的横舱壁保持在同一平面内。

水下体的横舱壁数目和位置要使任一舱淹水(客船要求两舱淹水)时,倾角不应过大(有人认为不大于 15°)。

SWATH 船型大体适用于如下一些船:

① 民用船舶:如旅客船、海峡渡船、海洋调查船、声纳监听船、海洋工作船、海上石油钻井供应船、高速海难求助船、医疗支援船、高速集装箱船等等。

② 军用船舶:如高速猎潜艇、导弹艇、载直升飞机巡逻船、反潜护卫舰、制海舰、航空母舰等等。

§ 10-9 三体船概述

三体船的水动力特性及阻力试验,苏联学者进行过一定的试验研究[22][23][24]。三体船能成为未来的快速排水船型之一,主要是三个片体进行合理的布置,即中央片体和两舷片体的

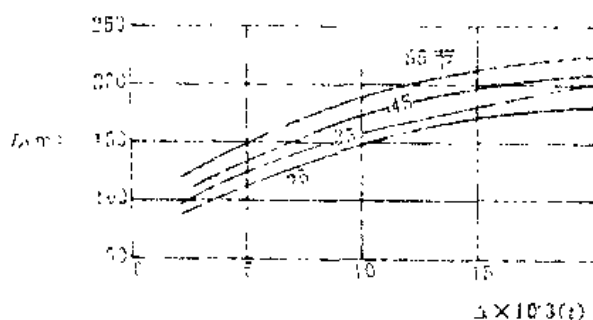


图 10-31 SWATH 船片体长度近似值

纵向位移保证了波系的有利干扰以及瘦长的片体能减少兴波阻力并使总阻力减少。三个片体的布置示意图如图 10-32。

一、三体船的优缺点

1. 优点

三体船作为未来的内河排水型船有如下原因：

1) 在一定总排水量下，可在三体中重新进行最合理的分配，三体间的相对位置也可进行合理组合，可比一般船舶在更广的范围内改变波浪阻力及粘性阻力的比例从而达到降低总阻力。

2) 每一片体都能做成相对长度大的瘦长体，既可减低兴波阻力同时又具有大的甲板面积。

3) 提高了船舶的稳性。有较好的航海性能，即增加横摇周期。

4) 在迎浪航行时，由于移向前的中央片体将使接近于两侧片体的波浪颇大的变形而减小了对连接桥的拍击。

3. 存在问题

由于三体船的结构复杂，造价增加，这就限制了它的广泛应用，据报导[25]，法国建造了一艘三体渔船，此船长 15m，

两侧片体是玻璃钢制造的，中间体是用具有很高强度的网具材料制造。

在具体设计中，方案的成立取决于使用效果及经济性的优越。

二、三体船的阻力特性

根据理论计算，得出如图 10-33 所示的结果。从图中可见，提进量与船长之比 $\bar{a} = a/L$ 对波浪阻力有重大影响，即合适的提进量在不同的 Fn 数时出现有利干扰。同样，模型试验的结果也证实了上述结论。文献[24]对片体主要要素为：长 2.6m，宽 0.198m，吃水 0.035m，方形系数 0.533，排水量 17.95kg，湿面积 0.533m²，长宽比 $L/B = 13.26$ ，宽度吃水比 $B/T = 3.02$ 的三体船取两侧片体与中央片体的中纵剖面间距 K 与长度之比 $\bar{K} = \frac{K}{L} = 0.1, 0.125$ 及 0.15，提进量与船长之比 $\bar{a} = 0, 0.2, 0.4$ 和 0.6 进行模型试验，结果表示于图 10-34 中。

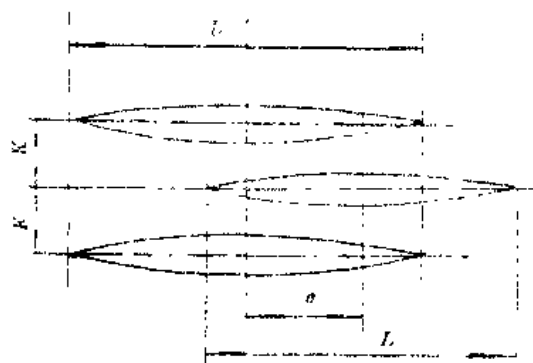


图 10-32 三片体纵向位置示意图

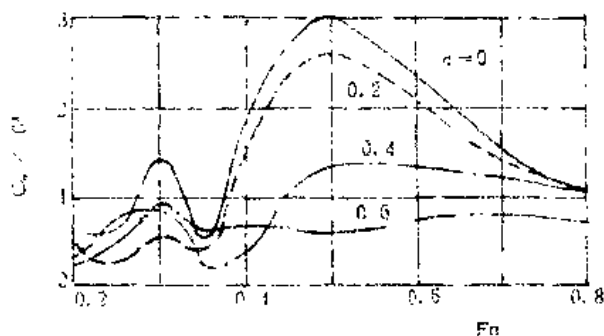


图 10-33 三体船波浪阻力系数— Fn 曲线

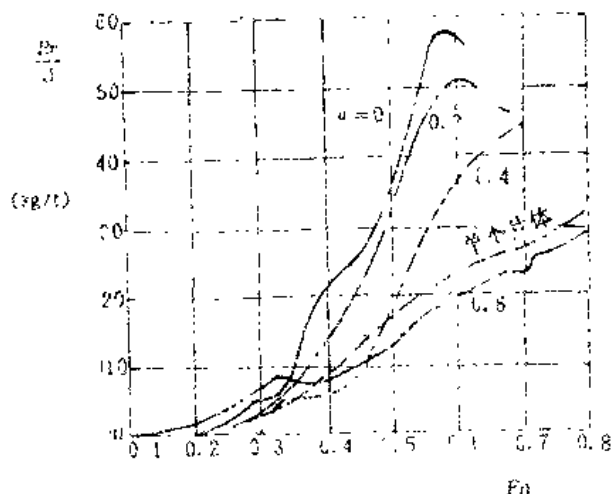


图 10-34 $K/L=0.1$ 时单位排水量剩余阻力— Fn

三、三体船、双体船及单体船的阻力比较

为了进行比较,对客船方案进行船模试验。模型如图 10-35,主要要素如表 10-7。图 10-36 中列出了各方案的总阻力,有效推力及剩余阻力系数的比较曲线。三体船的 $\bar{a}=0.60$ 。从图 10-36 可见,各方案可达到的船速依次为单体船、三体船及双体船。



图 10-35 三体客船模型

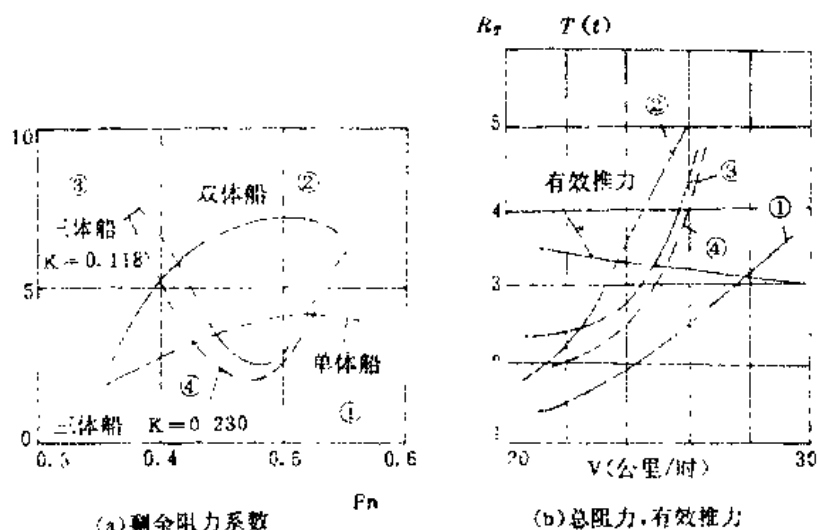


图 10-36 三方案阻力比较曲线

三体船适用的船型为客船、汽车渡船、集装箱渡船及其它需要甲板面积大的船舶。

表 10-7

各方案的主要要素表

项 目	单体船	双体船	三体船
最大长度 (m)	28.20	32.00	32.00
水线长 (m)	26.00	28.00	28.80
中央及两侧片体长 (m)	—	—	18.00
中央及两侧片体型宽 (m)	—	2.30	2.30
型 宽 (m)	5.30	7.10	8.80
甲板宽 (m)	5.90	7.50	9.50
相对浸进量 \bar{a}	—	—	0.60
相对间距 K	—	0.086	0.12
湿表面积 (m^2)	178.5	197.4	189.0
排水体积 (m^3)	105.5	100.0	99.0
总载客量 人	238	262	268
主机功率 kw	2×221	2×221	2×221
船 速 km/h	27.7	23.7	24.8/25.0*

注: * K 增至 0.23 时

参 考 文 献

- [1]上海交通大学等:《造船史话》,上海科技出版社,1979.
- [2]陈以芬 林杰人:《论双体客船的经济性》,1982. 9.
- [3]M. Я. 阿尔弗里耶夫等著:《内河双体运输船》,人民交通出版社,1980. 11.
- [4]练淦:《双体船型的评述》,工程船舶译丛(双体船型),1964. 10.
- [5]H. J. Vercoe:《双体船的展望》,船の科学,1979. 9
- [6]《船の科学》,1969.
- [7]W. H. 密契尔:《海洋双体船——特性及应用可能性》,Ship and Boat builder, Vol. 14, No. 12, 1961 and Vol. 15. No. 1, 1962.
- [8]Dr. Daniel B Seren: "SWATH-The Shape of Ships to Come", High-Speed Surface Craft, 1984. 12.
- [9]潘伟文、程斌、张瑞麟等:《新一代长江客船舶型的探讨》,上海交大,1984. 11.
- [10]潘伟文、程斌:《500吨级滨海调查船双体船型的论证报告》,上海交大,1984. 1.
- [11]蒋慰昌:《双体船阻力模型试验和理论计算》,中国造船,1965, No. 3.
- [12]横尾幸一、田崎亮:《关于双体船之阻力》,运输技术研究报告,1951, No. 1 及 1953, No. 3.
- [13]中山大学船模试验水池:《双体船阻力试验研究》,1981. 5.
- [14]《内河船舶设计手册》,人民交通出版社,1977年.
- [15]R. 伐哈普:《双体船在波浪中的横摇》,工程船舶译丛,1964. 10.
- [16]“调查观测船,ユピラあ的设计概要”. 作业船,1931. No. 133.
- [17]杨森华、刘葆真:《申一温线双体客船耐波性试验研究报告》,702所,1981. 10.
- [18]交通部上海船舶运输科学研究所:《申一温线双体客船阻力与自航试验报告》,1981. 10.
- [19]《双体船设计的若干问题》,Судостроение, 1975. 6.
- [20]P. 曼德尔:《双体船与某些新船型的比较》,SNAME, 1962. Vol. 70.
- [21]A. M. Фронов:《双体船连接桥所承受风浪负荷的确定问题》,Судостроение, 1955, No. 2.
- [22]郎锁庆、王肇庚等:《双体船、三体船译文集》,长江流域水运科技情报网,1979. 4.
- [23]A. F. 勒亚霍维茨基:《三体船的水动力特性及其设计计算》,Судостроение, 1975. No. 12.
- [24]И. С. 阿尔姆尤斯柯夫等:《三体船动水阻力的试验研究》,Судостроение, 1975, No. 12.
- [25]《新型船——三体渔船》,船舶世界,1984. 3. 22.
- [26]Brian J. Russell: "The Marinteknik Jetca JC-FI", High-Speed Surface Craft, 1983. 2.
- [27]“New range of Marinteknik Catamarans Launched”, High-Speed Surface Craft, 1984. 2.
- [28]“Fjellstrand's Catamaran”, High-speed Surface Craft, 1983. 10
- [29]“Holland's Westamaran Operator”, High-speed Surface Craft, 1983.
- [30]“International Catamaran”, High-Speed Surface Craft, 1983. 8.
- [31]Edward D. Fry and Timothy Graul: "Design and Application of Modern High-Speed Catamaran", Marine Technology, 1972. Vol 19, No. 3.
- [32]金平仲、沈震中:《一种高性能船型——高速双体船》,中国船舶及海洋工程研究院,1984.
- [33]С. Г. ЕРМОЛАЕВ 等: “Особенности Гидродинамики Быстроходных Катамаранов”, Судостроение, 1976. 8

- [34] "1989 deliveries and orders according to craft type", Fast Ferry International. 1990 Jan. - Feb.
- [35] Yoshihiro Watanabe: "High Speed Catamaran in the 90's-Wave-piercer", 世界の艦船, 1990. 11.