



普通高等教育船舶类规划教材

船体强度 与结构设计

王杰德 杨永谦 等编著

国防工业出版社

389536

船体强度与结构设计

王杰德 杨永谦 等编著



国防工业出版社

·北京·

(京)新登字 106 号

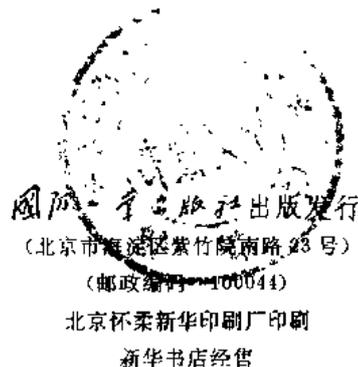
图书在版编目(CIP)数据

船体强度与结构设计/王杰德等著. —北京:国防工业出版社,1995.4

ISBN 7-118-01360-9

I. 船… II. 王… III. ①船体强度-船体结构②船体结构-结构设计 IV. U663.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(94)第 13896 号



*
开本 787×1092 1/16 印张 21½ 496 千字
1995 年 4 月第 1 版 1995 年 4 月北京第 1 次印刷
印数:1 2000 册 定价:12.45 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

出版说明

根据国务院国发(1978)23号文件批转试行的“关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定”,中国船舶工业总公司负责全国高等学校船舶类专业教材编审、出版的组织工作。

为了做好这一工作,中国船舶工业总公司相应地成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”、“水中兵器”五个教材小组,聘请了有关院校的教授、专家 60 余人参加工作。船舶类专业教材委员会(小组)是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的专家组织,其任务是做好高等学校船舶类专业教材的编审工作,为提高教材质量而努力。

在总结前三轮教材编审、出版工作的基础上,根据国家教委对“八·五”规划教材要“抓好重点教材,全面提高质量,适当发展品种,力争系统配套,完善管理体制,加强组织领导”的要求,船舶总公司于 1991 年又制定了《1991—1995 年全国高等学校船舶类专业规划教材选题》。列入规划的选题共 107 种。

这批教材由各有关院校推荐,同行专家评阅,教材委员会(小组)评议,完稿后又经主审人审阅,教材委员会(小组)复审,然后分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及有关高等学校的出版社出版。

为了不断地提高教材质量,希望使用教材的单位和广大师生提出宝贵意见。

中国船舶工业总公司教材编审室

1992 年 5 月

前 言

本书在《船体结构与强度》讲义的基础上,根据 1991 年中国船舶工业总公司船舶类教材会议通过的船体强度与结构设计课程教学要求,结合多年来的教学实践编写而成。

根据教学大纲的要求,本书将着重介绍船舶强度原理和实用的传统设计计算方法,并简略介绍现代的新发展,在内容上扩充了船体结构有限元模型化及船体结构的“规范”法设计,恢复了概率强度这一专题,标题为“船体结构的可靠性设计”。此外,在具体内容的取舍、系统和阐述方面都有许多新特点。另外,书中还附有少量习题。

本书由王杰德主编。参加编写的还有杨永谦、王发祥、陈超核。具体分工是:绪论、第二、五、六、七、八、九章由王杰德编写,第三、四章由杨永谦编写,第一章由王发祥、陈超核编写,第一、二章的计算实例由陈超核完成,最后由王杰德统一定稿。

本书的撰写得到了海军工程学院、哈尔滨船舶工程学院、天津大学、大连理工大学等院校的同行们的大力支持,夏剑晖副教授提供了一些参考资料,郭昌捷副教授提供了一些习题资料。中国船舶工业总公司第七〇八所郑君镐高级工程师提供了宝贵的实船设计资料。本书由海军工程学院冯文山教授主审、贺小型教授复审,他们在百忙之中审阅了全部书稿,提出了许多宝贵意见。在此一并表示衷心的感谢。

由于我们学识水平和教学经验都很不足,书中不当之处在所难免,恳切希望广大读者和使用本教材的有关院校师生批评指正。

编 著 者



内 容 简 介

本书主要叙述了船体强度和结构设计的原理和计算方法。书中不仅阐述了经典的船体强度原理和计算方法,同时对船体结构的有限元模型化、实用的结构规范设计法和发展中的现代船体强度理论和设计计算方法都作了适当介绍。全书兼顾海船和内河船的不同特点,每一专题都有例题和少量习题,每一章附有参考文献。

本书为高等院校船舶设计与制造专业教材,也可供从事船舶结构设计与计算的工程技术人员应用,并可供海洋工程结构专业学生和技术人员参考。

目 录

绪论	1
第一章 引起船体梁总纵弯曲的外力计算	
1.1 船体梁受力与变形	7
1.2 重量曲线	10
1.3 静水剪力和弯矩计算	16
1.4 静波浪剪力和弯矩计算	21
1.5 计算机计算总纵弯曲力矩和剪力	32
1.6 弯矩和剪力的近似估算公式	36
1.7 剪力和弯矩计算实例	41
参考文献	50
第二章 船体总纵强度计算	
2.1 船体总纵弯曲应力的第一次近似计算	51
2.2 船体构件的稳定性检验和总纵弯曲应力的第二次近似计算	55
2.3 船体构件的多重作用及按合成应力校核总纵强度	66
2.4 船体梁弯曲剪应力的计算	70
2.5 许用应力	78
2.6 船体挠度的计算	82
2.7 船体极限弯矩的计算	85
2.8 总纵强度计算实例	87
参考文献	99
第三章 船体结构局部强度计算	
3.1 局部强度计算的力学模型	100
3.2 船体骨架的带板	108
3.3 典型船体结构的局部强度计算	111
3.4 结构分析有限元法模型化	126
3.5 船体结构局部强度计算的有限元模型	138
参考文献	146
第四章 船体扭转强度计算	
4.1 有长大舱口船舶的强度计算特点	147
4.2 作用在船体上的扭转外力	149
4.3 等直薄壁梁扭转理论	157

4.4 大开口船舶弯扭组合分析的有限梁法	168
参考文献	183
第五章 型材剖面设计	
5.1 型材剖面的利用系数和比面积	185
5.2 型材的强度要求及剖面要素计算	187
5.3 型材的稳定性计算	192
5.4 型材剖面设计问题的一般提法与结构优化设计的基本概念	196
5.5 型材剖面最佳尺寸的实用设计公式	199
5.6 型材剖面设计示例	205
参考文献	208
第六章 船体中剖面算法设计	
6.1 船体结构钢料和结构型式的选择	210
6.2 中剖面算法设计的基本任务和策略	212
6.3 中剖面纵向构件相当厚度的决定	215
6.4 纵向加筋板的设计——板与纵骨间的材料分配	223
6.5 考虑构件剖面折减后的中剖面设计	234
6.6 船体中剖面算法设计示例	236
参考文献	242
第七章 船体结构规范法设计	
7.1 船体结构规范法设计的基本考虑	243
7.2 规范对船体纵向强度的要求	250
7.3 外板及甲板板的设计	257
7.4 船体骨架的设计	265
7.5 应力集中区的结构设计	273
参考文献	279
第八章 上层建筑设计	
8.1 上层建筑的变形特征	280
8.2 上层建筑设计	282
8.3 主体在上层建筑端部的应力集中及加强设计	290
参考文献	293
第九章 船体结构的可靠性设计	
9.1 结构可靠性理论的基本概念	295
9.2 结构概率设计方法的基本原理	298
9.3 海洋波浪的描述和统计	310
9.4 船体波浪载荷的统计分析	316
9.5 船体结构的概限状态分析	322
9.6 结构的安全水平和安全等级	324

参考文献	326
习题	327

绪 论

一、船体结构的强度计算——任务、内容和方法

船体强度是研究船体结构安全性的科学。所谓结构的安全性是指结构能承受在正常施工和正常使用时可能出现的各种载荷和(或)载荷效应,并在偶然事件发生时及发生后,仍能保持必需的整体稳定性。此外,结构在正常使用时,还必须适合营运的要求,并在正常的维护保养条件下,具有足够的耐久性。

在一般情况下,船体强度计算应包括下述内容:

(1)确定作用在船体或各个结构上的载荷的大小及性质,即所谓外力问题。

(2)确定结构剖面中的应力与变形,即结构的响应分析(亦称载荷效应分析);或者求使结构失去它应起的各种作用中的任何一种作用时的载荷,即结构的极限状态分析(亦称求载荷效应的极限值),即所谓内力问题。

(3)确定合适的强度标准,并检验强度条件。

这三部分内容是一个综合的整体,但通常被分散到几门课程中讨论。

长期以来,结构的安全性衡准都普遍采用确定性的许用应力法。该法以预先规定某一计算载荷为基础,利用结构剖面中的计算应力 σ 与许用应力 $[\sigma]$ 相比较,即利用条件

$$\sigma \leq [\sigma]$$

来检验强度是否足够。因此,该法的特点是将计算中的有关参数都取为单一确定值。

但是,实际上在船体强度计算中必须考虑许多不确定因素。首先,作用于船体的载荷具有很大的变动性和随机性,特别是波浪引起的载荷;其次,船体结构材料的性能,如屈服极限、疲劳极限的不确定性;此外,如建造质量(它对结构强度的影响特别大),分析计算中的简化、假设、近似所造成的误差等。由此可见,结构的安全性是属于概率性的,因此,在结构强度计算中,只有运用概率方法才能充分揭示作用在船体结构上的随机外力的真相和结构材料在随机载荷作用下的破坏机理。

由于船体结构本身及其环境条件和相互作用的复杂性,在船舶结构工程中概率方法的应用仍处于初步阶段。目前,在船舶建造规范中,对常规船舶,波浪载荷仍以传统形式表达,但应用了随机性波谱理论以一定概率水平预报;而对于超过规范规定的范围的船舶,则明确规定了一种半概率的“直接计算法”作为补充,即对波浪载荷运用概率方法进行长期预报,但对船体结构的承载能力仍沿用许用应力的确定方法。

本书的大部分内容仍以常规的确定性方法为基础。鉴于传统的评定船体强度和确定性的设计方法终将会由船体结构的可靠性分析的概率设计计算方法所代替,所以增加了第九章船体结构的可靠性设计的内容。

通常,将船体强度分为总强度和局部强度来研究。

首先,把船体当作一根飘浮的空心薄壁梁(称为船体梁),从整体上研究其变形规律和抵抗破坏的能力,通常称为总强度。由于船体主要是纵弯曲变形,所以长期以来,总强度就是研究船体梁纵弯曲问题。本书第一、二章主要讨论的就是这方面的内容。但是,近若干年来,随着诸如集装箱船之类具有甲板长大开口的船舶的出现,计算扭转强度也成了十分必要的问题,在这方面的研究已取得了长足的进步,这些将在第四章讨论。

除了总强度之外,组成船体的各局部结构、构件、节点还会因局部载荷和(或)船体梁应力而发生变形或受到破坏。从局部上研究其变形规律和抵抗破坏的能力,通常称为局部强度。实践证明,即使船体不发生一折二段的破坏,局部的变形或破坏是经常发生的;此外,一些局部的破坏还具有整体性的特征。因此,在船体强度问题中,只研究总强度是不够的,所以本书第三章专门论述船体局部强度的计算。由于船舶结构力学课程已经详尽地介绍了船体结构的各种典型计算方案的具体计算方法,因此,第三章的重点放在结构计算方案的选择上。要永远记住,一个不正确的计算方案,计算无论多精确也是毫无意义的。

二、作用在船体结构上的载荷

作用在船体结构上的载荷,按其对结构的影响,可分为:总体性载荷和局部性载荷。总体性载荷是指引起整个船体的变形或破坏的载荷和载荷效应,例如,总纵弯曲的力矩、剪力、应力及纵向扭矩等;局部性载荷是指引起局部结构、构件的变形或破坏的载荷,例如,水密试验时的水压力,机器的不平衡所造成的惯性力、局部振动,海损时的水压力等。而对于最基本的载荷——装载的货物、油、水等重力及舷外水压力(静水或波浪下),显然既引起局部结构、构件的变形或破坏,同时又是引起船体梁总纵弯曲或扭转的基本载荷。

作用在船体结构上的载荷,按载荷随时间变化的性质,可分为:不变载荷、静变载荷、动变载荷和冲击载荷。

不变载荷,是指在作用时间内不改变其大小的载荷,例如,静水载荷(包括静水压力、货物压力、静水弯矩等)、水密试验时的水压力等。在不变载荷作用下的结构响应分析称为静力分析。

静变载荷,是指载荷在作用时间内有变化,但其变化的最小周期超过该受力结构构件的固有振动周期若干倍,故又称为准静态载荷。例如,作用于船体的波浪载荷(包括动水压力、波浪诱导弯矩等)、液体货物的晃动压力、航行中的甲板上浪、下水载荷等,其中最重要的是波浪载荷。由于波浪载荷的随机性以及载荷与响应之间的复杂的相互作用,其计算是一项复杂的任务,它涉及统计理论、流体动力学,以及系统分析等多种专门知识。显然,这些内容已远远超出本书的范围,为了使读者能够对这方面知识有所了解,我们仍在 9.3、9.4 节概要介绍这一领域的基本内容。

在造船中,自 19 世纪中叶以来一直沿用将船舶静置在波浪上的纵强度计算的标准方法。由于所有船舶的强度都是在同一计算原理的基础上进行比较,而作为比较标准的许用应力又是以大量安全航行的总纵弯曲应力计算、海损事故的纵强度分析以及实船测量所得的大量应力数据为基础,并按照安全要求制定出来的。实践表明,采用这种方法在一定范围内仍可以比较、判断船体强度,并且简单、方便。因此,本书仍以这一方法为基础,求出引起船体梁总纵弯曲的外力。这便是第一章的内容。

动变载荷与静变载荷不同,它是指在作用时间内的变化周期与所研究的结构构件响应的固有振动周期同阶,例如局部结构的强迫(机械)振动、由螺旋桨引起的脉动压力、船体梁的波激振动等。这方面已属于“船舶振动”课程内容,本书不予多述。这里仅指出,对比较“柔软”的长江船舶,其第一谐调固有振动周期常接近于经常遇到的波浪周期。这类船舶在波浪上航行时,便会发生总振动,这种现象称为波激振动。波激振动以1s量级的周期在船舶首端或尾端引起“挑扁担”式的显著的甲板抖动,这样不仅使船员感到不适,还引起附加弯曲力矩(在共振范围内它可能达到很大的值)。

冲击载荷,是指在非常短的时间内突然作用的载荷,例如砰击。

当船舶纵摇又恰巧遇到波谷,船底便从水中露出,而当船底再入水时,由于船与波之间存在的相对加速度,平坦的船底就会受到极大的水动力冲击,这种现象称为底部砰击。底部砰击持续的时间很短(常在0.1s~1s),并伴有响亮的轰鸣声和砰击声。砰击不仅引起局部的变形或损坏,还引起船体梁的弯曲振动和附加应力。

在计算动变载荷及冲击载荷的响应时,通常需作动力分析才能有足够的精度。

通常静力分析和动力分析总是分开进行的,动力分析通常只研究对于静载荷的偏离,因此,结构的总的响应为这两种分析结果的和。

三、结构设计的基本任务和内容

大家知道,船舶是一个由许多子系统所组成的复杂工程结构物。船体结构是其中的一个子系统,它提供了一个使其它子系统可以结合为一个整体的实际空间,并确保完成船舶的指定功用。结构设计通常在船舶总体设计完成之后进行,此时船舶的主要尺度、船体型线及总体布置(船舶建筑型式、甲板层数、甲板与内底位置及舱室的划分等)已经确定。因此,结构设计的基本任务是,选择合适的结构材料和结构型式,决定全部构件的尺寸和连接方式,在保证具有足够的强度和安全性等要求下,使结构具有最佳的技术经济性能。

船体结构设计,一般随全船设计过程分为三个阶段,即初步设计、详细设计和生产设计。在不同的阶段完成不同的工作:

(1)初步设计,根据批准的技术任务书对整个结构的设计原则(例如,船体材料及结构型式的选择、重大技术措施的采取等)作出分析比较,对主要构件的布置与尺寸作出理论的估算,并绘制横剖面图,给出钢料预估单。

(2)详细设计,根据确认的初步设计及审批初步设计时所作的各项决定进行。在这一阶段中,全面解决结构设计中的技术问题,最终确定构件的布置、尺寸及连接方式,提交送验船部门审查所需要的设计图纸及技术文件。

(3)生产设计,主要绘制各部结构、构件连接的施工详图。

四、评价结构设计的质量指标

为得到一个优秀的结构设计,通常应考虑下述诸方面:

1. 安全性

结构要能承受正常使用时各种可能的载荷作用,并在偶然事件发生时及发生后,仍能

保持必需的整体稳定性(即仅产生局部损坏而不发生整体的破坏)。

2. 营运适合性

船体结构要尽可能满足船舶的使用要求,适合于营运的条件。例如,货舱的结构必须便于装卸货物,旅客、船员的居室必须具有适当的高度与通道。

3. 船舶的整体配合性

船舶在完成其功用时是一个整体,在船舶设计时,结构设计必须同总体、轮机、设备、电气及通风等其它方面的设计互相配合,以保证船舶在各方面都具有良好的工作性能。

4. 耐久性

所谓耐久性是结构维持其原来结构效率水平的能力,即在正常的维修保养条件下,结构能够使用到预定的年限。船体结构的耐久性主要决定于材料,但维修保养得当也很重要。因此,在设计时一方面要正确地估计结构的腐蚀磨损,同时应规定防止耗损的各种措施,例如,保证材料的质量,保证船体的通风,提供便于检查和油漆的工作条件(特别是空间),尽可能消除船体内部使锈蚀发展的条件(如避免结构有使水积聚的部分和设法排除船体内的积水)等。

5. 工艺性

设计的结构必须便于施工、保证施工质量,同时能最大限度地减少建造工作量,以降低制造成本。因此,在设计时要尽可能简化船体几何形状,例如,采用直线形舷弧和梁拱,采用折角形、折角线和平面;结构构件的形状和尺寸要尽可能规格化、标准化;不要采用在两个平面内弯曲的梁材构件;结构的布置要尽可能简单(特别是在首尾部);结构的连接设计要便于装配和减少施工质量等。此外,尚应根据承造厂的设备情况、生产组织等特点,合理地制订船体建造的原则方案,合理地实施结构的焊接过程。

6. 经济性

对民用船舶,通常设计的总目标是,使船舶在整个使用期内具有最大的经济效益(获利能力)。决定船舶获利能力的主要因素是初始成本和营运收入。结构设计不仅直接影响船舶的初始成本,同时还影响船舶的营运费用和船舶的营运收入。因此,结构设计中的经济性是一个需要仔细分析研究的问题。

上述第2、3项要求是指结构的适用性。而安全性、适用性、耐久性三者总称为结构的可靠性。在可靠性中,安全性直接关系到船舶,甚至人身安全,以及船舶经济效益问题,因此是最重要的要求。

上述各项要求,实质上是一个任务——设计出符合使用要求的优化结构。这就需要建立某种数学表达式作为评价结构设计的质量指标,这个评价指标便称为“目标函数”。目前,在结构设计中,一般将上述的一些要求(如安全性或可靠性)变为对设计的限制条件(约束),另外一些要求转化为经济性的要求。

因此,对民船可以经济性(最大获利能力)作为结构设计的目标。

在大多数情况下,结构设计对经济性影响最重要的方面是结构的初始成本。因此,设计时,可以“最低初始成本”作为评价设计质量的标准。由于初始成本包括材料费用和制造费用,材料费用受结构重量影响,制造费用与结构的工艺性密切相关(主要是焊装劳动量),故结构的初始成本很大程度上决定于结构的设计方案。对结构的各种设计方案作详细的成本核算后,就可找到最优的设计方案。一般,在初步近似分析时,可以用材料的体积

(或重量)与所有桁材、肋骨、加强筋的总长度作为比较的指标。

船舶的营运收入主要决定于船舶的生产率和周转率(载货能力即载重量与载货容积、航速、使用年限、修理时间、航期等)。降低结构重量可使材料耗费减少,同时增加船舶载重量或减少船舶航行阻力,减少运输成本。因此,大多数结构的优化设计都以最小重量(或最小体积)作为设计的目标。

但是,减小结构尺寸、降低结构重量,往往会增加建造工作量,从而增加制造成本,同时还会引起维护保养费用的增加。因此,应该研究怎样才能达到降低结构重量和降低初始成本这两个目标的最佳配合。这就要研究每一艘船的经济寿命,比较初始成本和由降低结构重量而增加其他费用之间的关系。

对于舰艇,其基本功用是作战,因此设计的目标应是在规定的成本限制下,获得尽可能大的战斗能力。在结构设计中,结构的重量及其重心高度对战斗力影响最大。降低结构重量既可提高航速,又可增设与作战有关的武器装备,或者增加舰艇的活动范围和续航力。降低结构重心高度,就可以保证在船体上部能配置足够数量及大小的武器装备,并具有足够的稳性。

五、结构设计的基本原理和方法

长期以来,民船的结构设计主要以各船级社颁布的有关规范为依据。现有的规范仍以船舶建造经验为基础,是基于许用应力的传统设计方法。这种方法简单、迅捷、实用,特别适用于常规船舶,因此至今尚具有很大意义。所以,本书特别增加了一章(第七章),来介绍采用规范进行设计的有关问题,并尝试运用强度的知识来理解规范的有关规定。

然而,按现行规范的传统设计方法存在着明显的缺点。例如,设计是否合理,设计者胸中无数;结构强度的保证,受到规范使用范围的限制;特别是,设计没有明确的目标,增加了盲目性等。

前苏联在造船中最先运用强度计算设计法。它在 50 年代就颁布了强度标准——强度计算的条件(外力、应力)和许用应力标准,但基本仍属于“分析和校核”的确定性设计方法。

从 60 年代开始,在造船业中发生了深刻的变化,比如,油船和散货船的尺度越来越大;新的运输方式、新的运输货物所要求的新船型层出不穷;新材料和新的建造方法,要求船舶更加安全可靠,同时又要要有更高的效率和经济性。因此,老的规范设计方法不能适应新的情况,迫切要求建立一个更加科学、通用的结构设计方法。另外,由于高速电子计算机的出现,结构分析的有限元方法和数学规划的优化技术飞速发展,使得结构设计工作者不仅有了一个强有力的快速计算分析工具,而且有了一套系统的方法来改进设计和优化设计。于是,如同在航空、土木建筑等工程结构设计领域发生的深刻变革一样,船体结构设计的基本原理和方法也正在逐渐发生着深刻的变化,一个全新的船体结构设计原理和方法的研究已经达到实用化的阶段。

首先,结构设计由确定性设计原理逐渐向概率性设计原理过渡。所谓概率设计法即可靠性设计,它以载荷和强度的概率模型为基础,即将结构寿命期内影响结构安全和性能的各种参数作为随机变量,用概率论和数理统计方法来分析结构在使用期内满足基本功能

要求的概率。许多国家和国际组织,已在一些领域里采用结构可靠性理论制订出新的设计标准和规范。在船舶工程领域中,由于所面对的问题更复杂,所以,以概率为基础的船体结构设计仍处于初步阶段,但应看到这一深远的变革正在逐渐深入。因此,本书在第九章论述这方面内容。

另外,随着电子计算机在结构分析中的广泛应用,以“结构的综合和优化”为特征的最优设计方法得到了迅速发展。结构优化设计不仅可以在保证强度和刚度的条件下降低材料消耗和造价,而且在需要时还可以提高结构的功能。但是,它本质上只是一种工具而已,不可能解决结构设计原理所未解决的问题。本书仅在第五章中结合型材剖面设计介绍结构优化设计的基本概念,而许多具体的方法可在有关专著中找到,本书就不一一介绍。

最后,就是关于设计的载荷状态和要防止的破坏形式。从70年代开始,各种工程结构设计普遍向着极限状态设计法过渡。所谓极限状态,是指在一个或几个载荷的作用下,一个结构或一个构件已失去了它应起的各种作用中任何一种作用的状态。这种设计自然要以概率论为基础。限于篇幅,本书仅在第九章介绍结构或构件的极限强度计算问题。除此之外,本书所介绍的保证结构系统完成它的给定功用目标的方法,仍采用众所熟悉的常规确定性设计原理。因为我们的目的,不拘泥于提供具体的设计方法(随着结构理论、数值方法以及计算机软件的发展,更新的、更好的方法会不断产生),更重要的是培养学生进行创造性设计的能力。

第一章 引起船体梁总纵弯曲的外力计算

1.1 船体梁受力与变形

在船体总纵强度计算中,通常将船体理想化为一变断面的空心薄壁梁,简称船体梁。并从整体上进行研究。船体梁在外力作用下沿其纵向铅垂面内所发生的弯曲,称为总纵弯曲。船体梁抵抗总纵弯曲的能力,称为总纵强度(简称纵强度)。本章所要讨论的问题就是确定引起船体梁总纵弯曲的载荷、剪力和弯矩。

将船舶静置在波浪上,求船体梁横剖面上的剪力和弯曲力矩以及相应的应力,并将它与许用应力相比较以判断船体强度,这是船体总纵强度计算的传统方法。本章所要讨论的就是这一传统方法中的一部分。

1.1.1 船体梁的受力与变形特征

船舶从建造到报废,一生中要经历建造、下水、航行、进坞修理等工作状态。其中,航行状态是经常性的工作状态,船体结构的合理型式及结构构件尺寸一般均由这一状态所决定。

船舶在波浪上航行时,作用在船体结构上的外力是相当复杂的。实践证明,重力与浮力是引起船体梁总纵弯曲的主要外力。

如图 1-1 所示,全船总的重力和浮力是大小相等、方向相反,并且作用在同一条铅垂线上,即全船处于静力平衡状态。对沿船长的任一区段来说,它们是不平衡的。假定重力沿船长的分布为 $p(x)$,浮力沿船长的分布为 $b(x)$,则它们的差值就是引起船体梁总纵弯曲的载荷 $q(x)$,即

$$q(x) = p(x) - b(x) \quad (1.1.1)$$

利用梁的理论,作用在船体梁横剖面上的剪力和弯矩为:

$$\left. \begin{aligned} N(x) &= \int_0^x q(x) dx \\ M(x) &= \int_0^x N(x) dx = \int_0^x \int_0^x q(x) dx dx \end{aligned} \right\} \quad (1.1.2)$$

载荷、剪力和弯矩的符号规定如图 1-2 所示,即载荷 $q(x)$ 以向下为正;剪力 $N(x)$ 以作用在梁微段 dx 左剖面上向下为正(或右剖面上向上为正);弯矩 $M(x)$ 则以使船体梁发生中部向上拱起,首、尾两端向下垂的弯曲为正(这种弯曲状态通常称为“中拱”;反之,船中部下垂,首、尾两端向上翘起的弯曲状态称为“中垂”)。图 1-3 表示了船舶在波浪上处于中拱、中垂状态的两个极端情况。

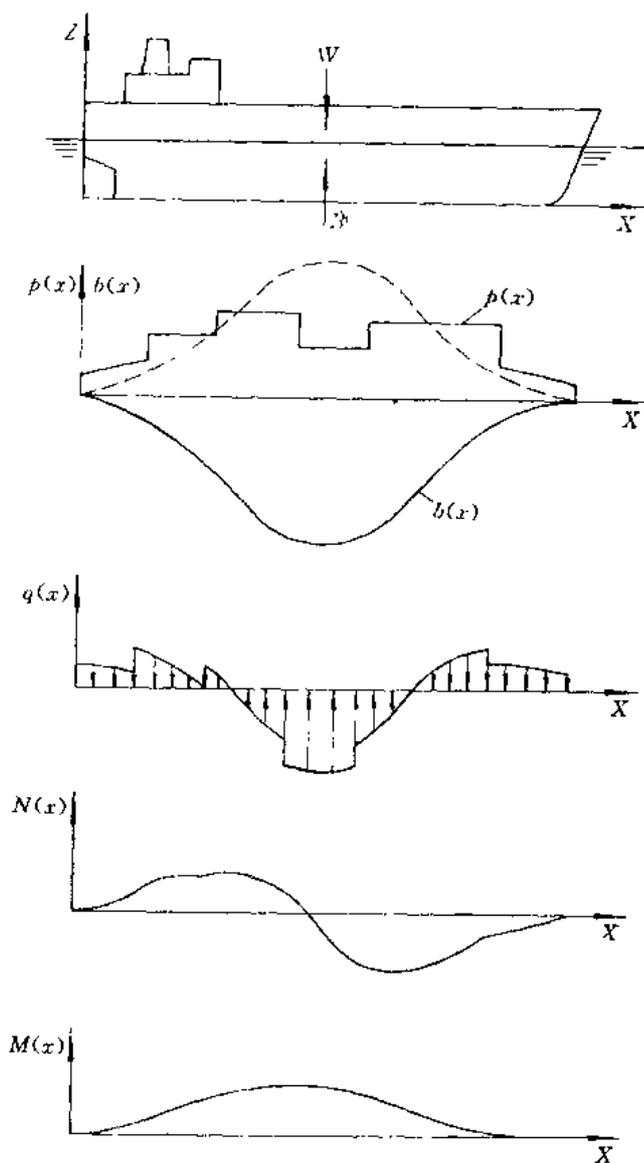


图 1-1 引起船体梁弯曲的外力

1.1.2 载荷、剪力、弯矩的基本公式和计算的一般步骤

为了计算作用在船体梁上的剪力和弯矩,必须首先计算重力和浮力沿船长的分布。对某计算状态来说,重量沿船长的分布状况是不变的。而船舶在波浪中的浮力沿船长的分布 $b_w(x)$ 可视为船舶在静水中的浮力分布 $b_s(x)$ 和由于波浪而产生的附加浮力分布 $\Delta b(x)$ 之和,即

$$b_w(x) = b_s(x) + \Delta b(x) \quad (1.1.3)$$

因此,利用梁的理论,作用在船体梁上的载荷、剪力和弯矩分别为:

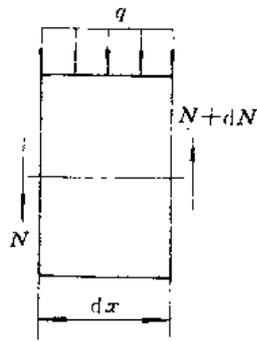


图 1-2 船体梁弯曲的载荷、剪力及弯矩的符号规定

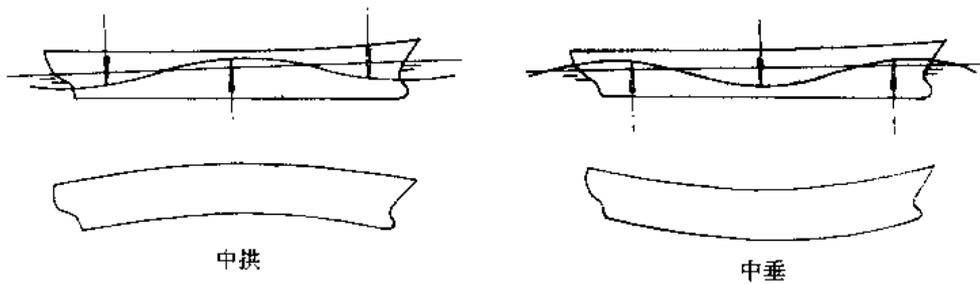


图 1-3 船体梁的弯曲状态

$$\left. \begin{aligned}
 q(x) &= p(x) - b_w(x) = [p(x) - b_s(x)] + [-\Delta b(x)] \\
 N(x) &= \int_0^x q(x) dx \\
 &= \int_0^x [p(x) - b_s(x)] dx + \int_0^x [-\Delta b(x)] dx \\
 &= N_s(x) + N_w(x) \\
 M(x) &= \int_0^x N(x) dx \\
 &= \int_0^x N_s(x) dx + \int_0^x N_w(x) dx \\
 &= M_s(x) + M_w(x)
 \end{aligned} \right\} (1.1.4)$$

式中

$$N_s(x) \text{——静水剪力, } N_s(x) = \int_0^x [p(x) - b_s(x)] dx;$$

$$M_s(x) \text{——静水弯矩, } M_s(x) = \int_0^x N_s(x) dx;$$

$N_w(x)$ ——波浪附加剪力, $N_w(x) = \int_0^x [-\Delta b(x)] dx$;

$M_w(x)$ ——波浪附加弯矩, $M_w(x) = \int_0^x N_w(x) dx$ 。

波浪附加剪力、波浪附加弯矩完全是由波浪产生的附加浮力(相对于静水状态的浮力增量)引起的,简称波浪剪力和波浪弯矩。应该注意的是,静水浮力主要取决于船体浸入水中部分的形状,是一个确定性的静态量,可由静水平衡计算求得(见 1.3 节);而波浪附加浮力则主要是动态的、随机的,其计算相当复杂,在第九章中将要简单介绍其计算原理。传统的方法,都是将船舶静置于标准波浪上求取波浪附加浮力的,即假想船舶以波速在波浪的传播方向上航行,此时船与波的相对速度为零。这样,求得的波浪附加浮力是静态的,其对应的波浪附加剪力和波浪附加弯矩分别称为静波浪剪力和静波浪弯矩。当所有船舶都在同一计算原理的基础上进行比较时,该方法在一定范围内仍然是适用的,即对动波浪弯矩仍可在形式上保留静置算法(参见 2.5 节)。因此,将在 1.4 节中介绍这一传统的方法。

综上所述,通常按如下步骤计算船体梁所受到的剪力和弯矩:

(1) 计算重量分布曲线 $p(x)$;

(2) 计算静水浮力曲线 $b_s(x)$;

(3) 计算静水载荷曲线 $q_s(x)$:

$$q_s(x) = p(x) - b_s(x)$$

(4) 计算静水剪力及弯矩:

$$N_s(x) = \int_0^x q_s(x) dx$$

$$M_s(x) = \int_0^x N_s(x) dx$$

(5) 计算静波浪剪力及弯矩:

$$N_w(x) = - \int_0^x \Delta b(x) dx$$

$$M_w(x) = \int_0^x N_w(x) dx$$

(6) 计算总纵弯矩和剪力:

$$N(x) = N_s(x) + N_w(x)$$

$$M(x) = M_s(x) + M_w(x)$$

1.2 重量曲线

船舶在某一计算状态下,描述全船重量沿船长分布状况的曲线,称为重量曲线。其纵坐标表示船体梁单位长度上重量分布值,即作用于单位长度上的重力值。绘制重量曲线时,必须要有表明各项重量及其重心位置的重量、重心明细表,以及确定各项重量纵向分布范围的船体纵中剖面图,简称重量重心资料。

绘制重量曲线的方法,是将船舶的各项重量按静力等效原则分布在相应的船长范围内,再逐项迭加即可得重量曲线。在手工计算中,通常将船舶重量按 20 个理论站站距分布

(民船的理论站号从船尾至船首,军船则是从船首至船尾编排),每个理论站距内的重量可以认为均匀分布,从而作出阶梯形重量曲线,并以此来代替真实的重量分布曲线(见图 1-4)。

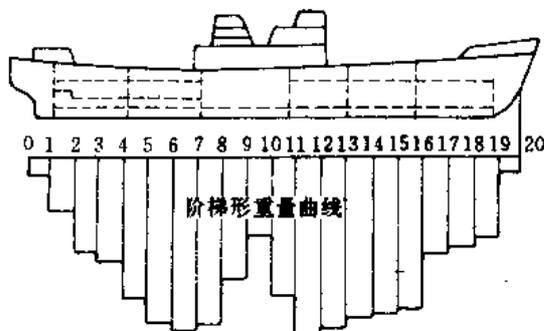


图 1 4 典型的阶梯形重量曲线

按上述方法求得的重置曲线,虽然与实际情况仍有差别,但不会对剪力和弯矩的计算带来明显的误差。所以,这种绘制重量曲线的方法是足够精确的,但计算工作非常繁琐。本节主要介绍在手工计算中常用的一些近似处理方法。利用精心编制的程序,这些计算工作可用计算机完成,其具体处理方法见 1.5 节。

1.2.1 重量的分类及其分布原则

1. 重量的分类

(1) 按变动情况来分

① 不变重量,即空船重量,包括:船体结构、舾装设备、机电设备等各项固定重量。

② 变动重量,即装载重量,包括:货物、燃油、淡水、粮食、旅客、压载等各项可变重量。

这样划分,便于多工况计算,避免不必要的重复,在实用计算中是行之有效的措施之一。

(2) 按分布情况来分

① 总体性重量,即沿船体梁全长分布的重量,通常包括:主体结构、油漆、索具等各项重量,对于内河大型客轮,还包括:纵通的上层建筑及旅客等各项重量。

② 局部性重量,即沿船长某一区段分布的重量,通常包括:货物、燃油、淡水、粮食、机电设备、舾装设备等各项重量。

以上重量的划分,便于利用近似公式,是实用简化计算中的另一重要步骤。

2. 分布原则

对各项重量接近似的和理想化的分布规律处理时,必须遵循静力等效原则,即

(1) 保持重量的大小不变,这就是说要使近似分布曲线所围的面积等于该项实际重量;

(2) 保持重量重心的纵向坐标不变,即要使近似分布曲线所围的面积形心纵坐标与该项重量的重心纵坐标相等;

(3) 近似分布曲线的范围与该项重量的实际分布范围相同或大体相同。

最终,应使重量曲线所围的面积等于全船的重量,该面积的形心纵向坐标与船舶重心的纵向坐标相同。

1.2.2 局部性重量的分布

1. 分布在两个理论站距内的重量

如图 1-5 所示,某项以任意规律分布在两个理论站距内的重量为 P ,重心距 i 站的距离为 a 。按分布原则(3),用 $(i-1) \sim i$ 及 $i \sim (i+1)$ 两个理论站距内的阶梯形曲线代替真实分布。设两个理论站距内的重量分别为 P_1 和 P_2 ,根据分布原则(1)和(2)可得:

$$P_1 + P_2 = P$$

$$\frac{1}{2}(P_1 - P_2)\Delta L = P \cdot a$$

由此可得:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P\left(0.5 + \frac{a}{\Delta L}\right) \\ P_2 &= P\left(0.5 - \frac{a}{\Delta L}\right) \end{aligned} \right\} \quad (1.2.1)$$

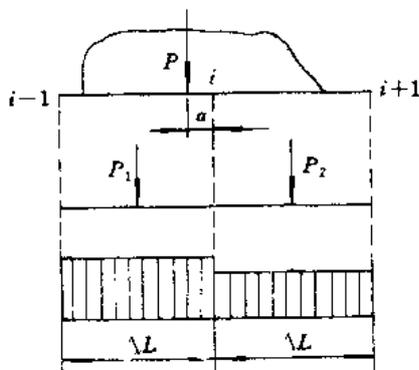


图 1-5 在两个理论站距内的重量分布

将 P_1 和 P_2 除以理论站距长度 ΔL ,即可得到该项重量在两个理论站距内的分布载荷强度 P_1 和 P_2 。

2. 分布在三个理论站距内的重量

根据静力等效原则,此时只能列出二个方程式,所以一般是根据具体情况,采用图 1-6 的假定分布规律进行分布。其中,对于(a)和(b)情况,可以比较简单地利用静力等效原则直接列出二个方程式,从而求得不同理论站距内的分布载荷强度;对于(c)情况,可以如

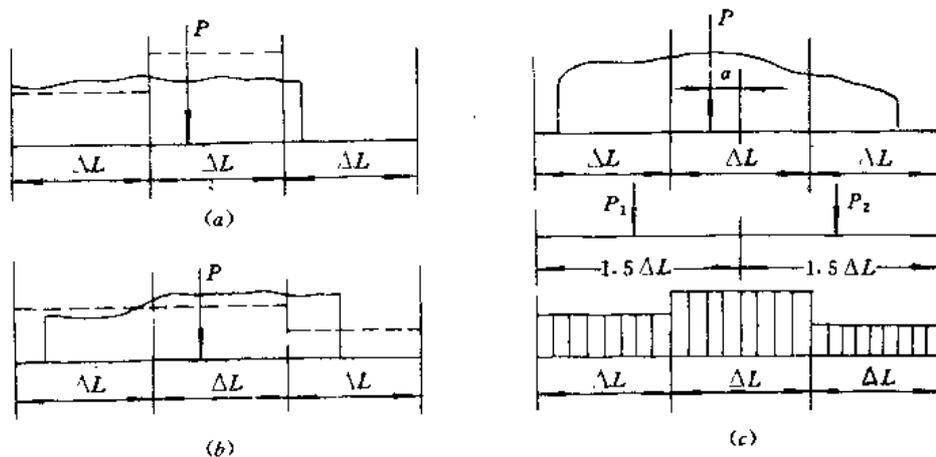


图 1-6 在三个理论站距内的重量分布

下进行:第一步,以 $1.5\Delta L$ 代替 ΔL ,用式(1.2.1)求 P_1 、 P_2 ;第二步,直接利用式(1.2.1),将 P_1 和 P_2 分别向其相邻的两个理论站距内分布;最后,对中间理论站距迭加来自 P_1 和 P_2 的相应分配值,将各理论站距内分配得到的重量分别除以 ΔL ,便得到相应理论站距内的分布载荷强度。

3. 首、尾理论站外的重量

有些船舶在首、尾理论站之外有相当长的延伸部分。例如,尾突出体或球鼻首,其重量可能超过空船重量的 1%,且突出部分超过理论站距一半之多。对于这一类重量,应按图 1-7 的方法进行分布。把首、尾理论站之外的重量移到相邻的两个理论站距内时,根据静力等效原则不改变其重量大小及其对船中的力矩大小,故不致引起船中部弯矩的变化。根据条件

$$P = P_1 - P_2$$

$$P \cdot \alpha = \left(\frac{3}{2}P_2 - \frac{1}{2}P_1\right)\Delta L$$

可得:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P\left(\frac{3}{2} + \frac{\alpha}{\Delta L}\right) \\ P_2 &= P\left(\frac{1}{2} + \frac{\alpha}{\Delta L}\right) \end{aligned} \right\} \quad (1.2.2)$$

式中 α 为突出部分重心距端点站的距离。

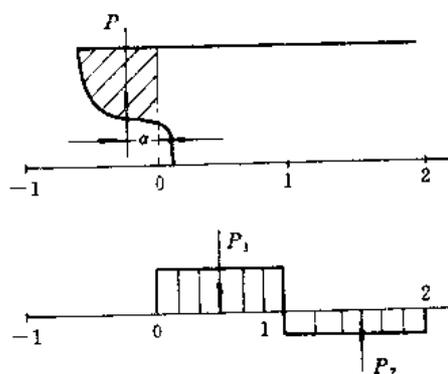


图 1-7 尾突出体的重量分布

对于在更长范围内分布的重量,均可按上述方法处理,计算时只要将理论站距 ΔL 用分布范围内的等分段长度代替即可。例如,在 4 个理论站距内分布的重量,用分段长度 $2\Delta L$ 代替理论站距 ΔL 。

桅杆、绞车及横舱壁等集中重量,亦应在相应的适当站距内分布。如果该项重量不超过船舶重量的 1%,则可认为其均匀分布在相应理论站距内。

1.2.3 总体性重量的分布

船体重量的分布是绘制重量曲线的主要项目之一。它常常在船体详细的结构设计完

成之前就需要用到。此时,只知道总的重量和重心的纵向坐标,因此就更需要用近似的和理想化的分布曲线来代替其真实的分布。下面,介绍几种常用的空船重量曲线的绘制方法。

1. 梯形法

一些船舶往往中部丰满,两端尖瘦,且中部具有平行中体,所以可以将船体和舾装重量近似地用图 1-8 所示曲线表示,即平行中体部分用均匀的重量分布,而两端部分用两个梯形分布(通常为简化计算,三部分的长度均为船长的 1/3)。

根据分布曲线所围的面积等于船体及舾装品的总重量 W ,面积形心的纵向坐标与实际重量重心的纵向坐标相一致的条件,可求得梯形形状参数 a, b, c 之间的关系为:

$$\left. \begin{aligned} 4b + a + c &= 6 \\ a - c &= \frac{108}{7} \cdot \frac{x_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.3)$$

式中 x_g ——船体重心距船中的距离(中后为正),m;

L ——船长,m。

根据统计资料,对瘦形船舶, $b=1.195$, 是由式(1.2.3)求得:

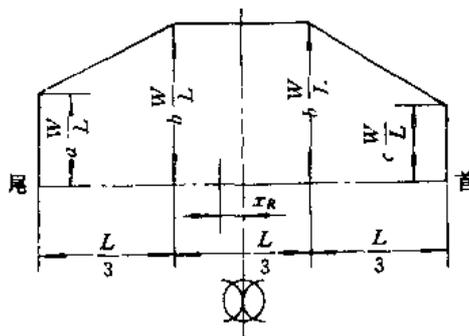


图 1-8 船体重量的梯形分布曲线

$$\left. \begin{aligned} a &= 0.61 + \frac{54}{7} \frac{x_g}{L} \\ c &= 0.61 - \frac{54}{7} \frac{x_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.4)$$

对肥型船舶, $b=1.174$, 则

$$\left. \begin{aligned} a &= 0.652 + \frac{54}{7} \frac{x_g}{L} \\ c &= 0.652 - \frac{54}{7} \frac{x_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.5)$$

2. 围长法

假设船体结构单位长度的重量与该横剖面围长(包括甲板)成比例。这种方法适用于船舶主体结构重量的分布。设距尾垂线 x 剖面处单位长度的重量为 $w(x)$, 则

$$w(x) = \frac{W_s \cdot l(x)}{A} \quad (\text{kN/m}) \quad (1.2.6)$$

式中 W_s ——船舶主体结构的总重量, kN;

$l(x)$ —— x 剖面处包括甲板的围长, m;

A ——整个主船体的表面积, m^2 。

3. 库尔求莫夫法^[2]

船体的重量分布用图 1-9 所示的阶梯形曲线表示。对具有纵通发达上层建筑的大、中型客船,上层建筑结构重量亦可包括在内进行分布。图 1-9 中的有关参数仍按上述静力等效原则求取,具体结果见表 1-1。

表 1-1

参 数	K	g	g ₀	g ₁	Δ ₀	Δ ₁
肥 型 船	4	$1.18 \frac{G}{20}$	$(0.666 - 0.365\alpha) \frac{G}{20}$	$(0.666 + 0.365\alpha) \frac{G}{20}$	$\frac{g-g_0}{6}$	$\frac{g-g_1}{6}$
瘦 型 船	3	$1.18 \frac{G}{20}$	$(0.73 - 0.333\alpha) \frac{G}{20}$	$(0.73 + 0.333\alpha) \frac{G}{20}$	$\frac{g-g_0}{7}$	$\frac{g-g_1}{7}$

其中 $\alpha = \frac{x_g}{\sqrt{L}}$;

$$\Delta L = \frac{L}{20};$$

x_g ——船体重心距船中的距离(中后为正),m;

L——船长 m;

G——整个船体的重量,kN。

K——平行中体一半长度为 ΔL 的倍数。

应当指出,用上述各种近似方法绘制的重量曲线,只能与实际的重量分布规律基本相符,如有更准确的资料,应对上述方法进行修正。其次,对于形状复杂的特种船舶,上述方法均不适用。

在船体详细的结构设计大体完成之后,可沿船长选取若干个横剖面,计算其单位长度的重量,从而可得到较为精确的船体结构的重量分布曲线。

将船舶各项重量分布的纵坐标值相加,便得到船舶在该工况下总的重量曲线,如图 1-10 所示。

实际重量分布计算采用表 1-2 进行。

表 1-2

序号	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
重量项目	船体重量	舾装设备	轮机电气	(1)+(2)+(3) 空船重量	船 员	旅 客	粮食及行李	货 物	燃油及水	(5)~(9) 总和 装载重量	(1)+(10) 总重量强度	(11) 总重量	力臂因素	(12) × (13) × ΔL 对中心力矩
距	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN/m)	(kN)		
0-1														-9.5
1-2														-8.5
⋮														⋮
18-19														8.5
19-20														9.5
Σ														

$$W = \sum (12) \text{ (kN)} \quad x_g = \sum (14) / \sum (12) = (m)$$

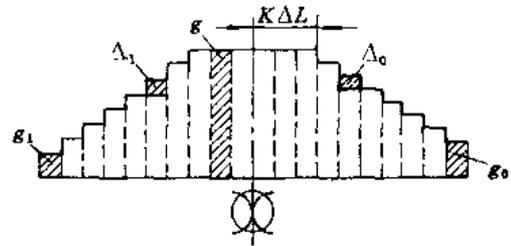


图 1-9 船体重量的阶梯形分布曲线

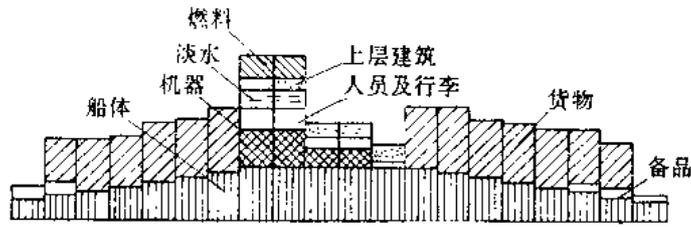


图 1-10 船舶的典型重量分布

1.3 静水剪力和弯矩计算

由 1.1 节讨论可知,静水剪力和弯矩的计算仅仅是载荷的一次积分和二次积分,因此其原理十分简单明了。但是,若用手工方法计算却是冗长与繁琐的。为此,开发了许多计算机程序来完成这项任务,但其基本原理都仍是手工计算中所用到的。所以,下面我们仍将详细介绍手工计算方法。

1.3.1 浮力曲线

船舶在某一装载情况下,描述浮力沿船长分布状况的曲线称为浮力曲线。浮力曲线的纵坐标表示作用在船体梁上单位长度的浮力值,其与纵向坐标轴所围的面积等于作用在船体上的浮力,该面积的形心纵向坐标即为浮心的纵向位置。浮力曲线通常按邦戎曲线求得,图 1-11 表示某计算状态下水线为 $W-L$ 时,根据邦戎曲线求浮力曲线的方法。为此,首先应进行静水平衡计算,以确定船舶在静水中的首、尾吃水。

进行静水平衡计算时,可应用下述逐步近似法。此时,应具有邦戎曲线、静水力曲线及船舶的重量重心等资料。

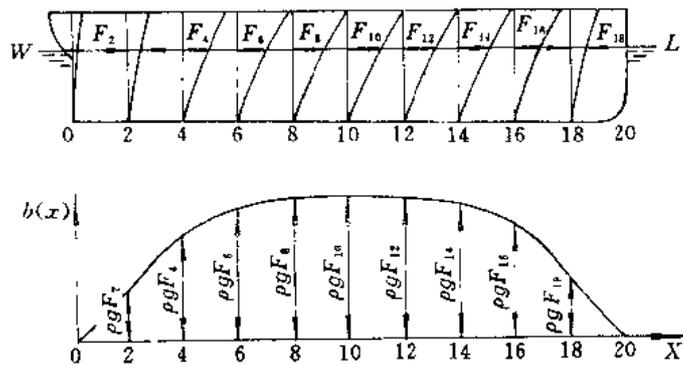


图 1-11 按邦戎曲线确定浮力曲线的方法

(1)首先根据给定计算状态的船舶排水量 M (重量 $W = Mg$) 从静水力曲线图上查得如下数据:平均吃水 d_m (m),浮心距船中的距离 x_b (中前为正, m),纵稳心半径 R (m),水线面面积 A (m²) 及其漂心距船中的距离 x_f (中前为正, m)。

(2)若浮心与重心的纵向坐标之差不超过船长的 0.05%~0.1%,则可认为船舶已处

于平衡状态。否则须进行纵倾调整,设纵倾角为 ψ (首下沉为正),由于实船的 $R \gg \overline{KC}$,故可近似取 $R - \overline{KC} \approx R$,因而有 $\text{tg}\psi \approx \psi \approx \frac{x_g - x_b}{R}$,如图 1-12 所示。

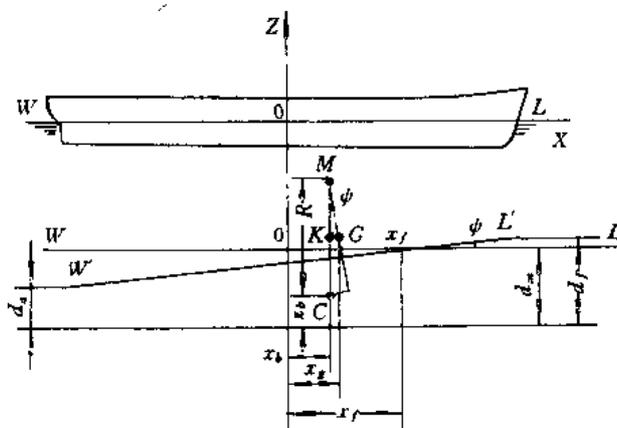


图 1-12 静水平衡计算

根据图 1-12,利用上述查得的有关参数便可确定船舶纵倾后的第一次近似首、尾吃水:

$$\left. \begin{aligned} \text{首吃水} \quad d_{f_1} &= d_m + \left(\frac{L}{2} - x_f\right) \frac{x_g - x_b}{R} \\ \text{尾吃水} \quad d_{a_1} &= d_m - \left(\frac{L}{2} + x_f\right) \frac{x_g - x_b}{R} \end{aligned} \right\} \quad (1.3.1)$$

首、尾吃水确定以后,利用邦戎曲线求出对应于该吃水线时的浮力分布,同时计算出总浮力 B_1 及浮心纵向坐标 x_{b_1} 的第一次近似计算值。若求得的这两个数值不满足下述精度要求时,则应作第二次近似计算。

(3)第二次近似计算可按式确定新的首、尾吃水:

$$\left. \begin{aligned} d_{f_2} &= d_{f_1} + \frac{W - B_1}{\rho g A} + \left(\frac{L}{2} - x_f\right) \frac{x_g - x_{b_1}}{R} \\ d_{a_2} &= d_{a_1} + \frac{W - B_1}{\rho g A} - \left(\frac{L}{2} + x_f\right) \frac{x_g - x_{b_1}}{R} \end{aligned} \right\} \quad (1.3.2)$$

式中 ρ ——水的密度;

g ——重力加速度。

其它符号同前。

上式的意义在于对第一次近似计算得到的船舶浮态作进一步的修正。式中的第二项表示为消除浮力与重量的不等,船舶将上浮或下沉的值;式中的第三项,表示由于浮心和重心的纵向位移不一致,船舶将进一步纵倾一定值。

一般说来,平衡计算一直要进行到满足下述要求,才可终止,即

$$\left. \begin{aligned} \left| \frac{W - B_i}{W} \right| &\leq (0.1 \sim 0.5)\% \\ \left| \frac{x_g - x_{b_i}}{L} \right| &\leq (0.05 \sim 0.1)\% \end{aligned} \right\} \quad (1.3.3)$$

式中 B_i ——最后一次近似计算的总浮力值；
 x_{b_i} ——最后一次近似计算的浮心纵坐标。

此时，由于尚未真正达到平衡而产生的弯矩最大误差通常不会超过最大弯矩值的 5%。

在手工计算时，静水平衡计算应采用表格方式进行，参见 1.7 节计算实例(表 1-7)。当静水平衡计算完成时，浮力曲线即可作出。此时，作用于 $(i, i+1)$ 理论站距内的浮力 $B_{i,i+1}$ 等于：

$$B_{i,i+1} = \rho g (F_i + F_{i+1}) \frac{\Delta L}{2} \quad (1.3.4)$$

式中 ρ ——水的密度；
 g ——重力加速度；
 F_i, F_{i+1} ——分别为最后一次确定的第 i 理论站及第 $i+1$ 理论站的浸水面积；
 ΔL ——理论站间距。

1.3.2 载荷曲线

在某一计算状态下，描述引起船体梁总纵弯曲的载荷沿船长分布状况的曲线称为载荷曲线。其值等于重量曲线纵坐标与浮力曲线纵坐标之差，用 $q(x)$ 表示，即

$$q(x) = p(x) - b(x) \quad (1.3.5)$$

当 $p(x) > b(x)$ 时， $q(x)$ 为正值，并画在纵向坐标轴的上方，反之为负，画在纵向坐标轴的下方。图 1-13 表示采用表格计算时的阶梯形载荷曲线。

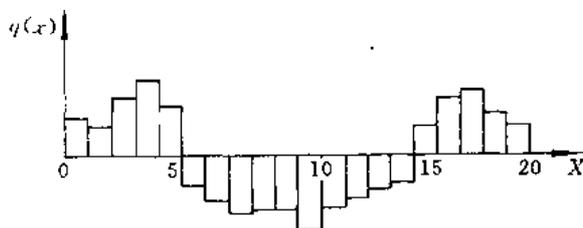


图 1-13 阶梯形载荷曲线

载荷曲线与纵向坐标轴线之间所围的面积之和(代数和)为零，该面积对纵轴上任一点的静力矩亦为零，即

$$\left. \begin{aligned} \int_0^L q(x) dx &= \int_0^L p(x) dx - \int_0^L b(x) dx \\ &= W - B = 0 \\ \int_0^L xq(x) dx &= \int_0^L xp(x) dx - \int_0^L xb(x) dx \\ &= Wx_g - Bx_b = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.3.6)$$

载荷曲线的这一特点，表明了作用在船体梁上的所有外力是平衡的。在进行剪力和弯矩的计算之前，应当对载荷曲线的这些性质进行检验，以判断船舶是否已处于所要求的平衡位置，或是在哪里发生了计算错误，以免造成不必要的计算返工。同样，载荷曲线的计算采用表格的方式进行，可参见表 1-8 第(4)列。

1.3.3 静水剪力、弯矩曲线

船体梁在静水中所受到的剪力和弯矩沿船长分布状况的曲线分别称为静水剪力曲线和静水弯矩曲线。作用在船体梁任意剖面上的静水剪力和弯矩用下式计算：

$$\left. \begin{aligned} N_s(x) &= \int_0^x q_s(x) dx \\ M_s(x) &= \int_0^x N_s(x) dx = \int_0^x \int_0^x q_s(x) dx dx \end{aligned} \right\} \quad (1.3.7)$$

式中 $q_s(x)$ ——静水载荷, $q_s(x) = p(x) - b_s(x)$;

$p(x)$ ——计算工况的重量曲线;

$b_s(x)$ ——计算工况的静水浮力曲线。

可见,静水载荷曲线的一次积分是静水剪力曲线,二次积分是静水弯矩曲线(见图 1-14)。

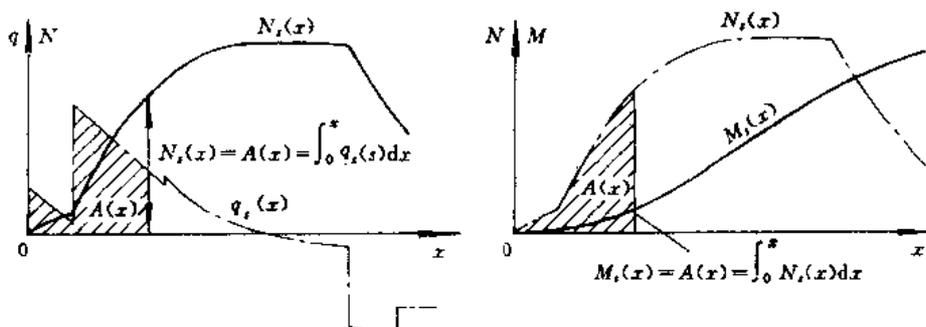


图 1-14 载荷、剪力及弯矩曲线之间的关系

由于船体两端是完全自由的,因此,首、尾端点处的剪力和弯矩应为零,亦即剪力和弯矩曲线在端点处是封闭的。

其次,由于载荷、剪力和弯矩之间有下列微分关系:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dN_s(x)}{dx} &= q_s(x) \\ \frac{dM_s(x)}{dx} &= N_s(x) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.8)$$

所以,零载荷点与剪力的极值相对应,零剪力点与弯矩的极值相对应。在大多数情况下,载荷在船中前和中后大致上是差不多的,所以剪力曲线大致是反对称的,零点在靠近船中的某处,而在离首、尾端约船长的 1/4 处具有最大正值或负值。此外,由于两端的剪力为零,即弯矩曲线在两端的斜率为零,所以弯矩曲线在两端与纵坐标轴相切。在计算过程,常常利用这些性质来检查计算结果是否正确。

由于计算误差的累积,上述端点处剪力和弯矩为零的条件一般很难达到。一般计算的精度要求是:

$$\left| \frac{N_s(L)}{N_{s,max}} \right| \leq 0.025; \quad \left| \frac{M_s(L)}{M_{s,max}} \right| \leq 0.05 \quad (1.3.9)$$

对于军用舰船,通常要求相对误差不大于 0.01,式中 $N_{s,max}$ 是最大(绝对值)静水剪力, $M_{s,max}$ 是最大(绝对值)静水弯矩。此时,端点的不封闭值只须用图 1-15 所示的一根直线把剪力曲线和弯矩曲线封闭起来,并对各理论站的剪力和弯矩按线性比例关系进行修正就可以了。比如,第 i 站剪力的修正值为:

$$\Delta N_s(i) = -\frac{i}{20} N_s(20) \quad (1.3.10)$$

弯矩的修正值为:

$$\Delta M_s(i) = -\frac{i}{20} M_s(20) \quad (1.3.11)$$

若上述条件式(1.3.9)不能满足,则表示在计算过程中产生了较大误差(或浮力与重力相差过大,或浮心与重心纵向坐标相差过大),必须进行复查或重新计算。剪力、弯矩曲线的计算及其不封闭值的修正,参见计算实例表 1-8。

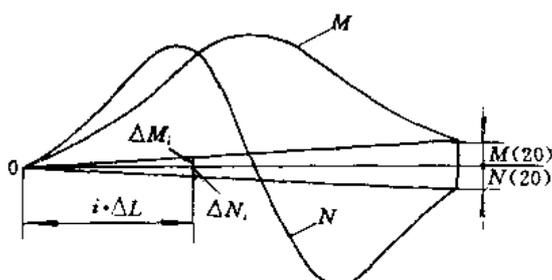


图 1-15 剪力及弯矩不封闭值的直线修正法

1.3.4 计算状态的选取

以上介绍了在某一计算状态下静水剪力和弯矩的计算方法。对于一艘船舶的总纵强度计算,其计算状态并不是唯一的。船舶建造规范(或有关强度标准)一般对常规船舶的计算状态都作了相应规定;但对于特殊用途船、超规范船,其计算状态尚需计算者进行判断。因此,计算状态的选取是总纵强度外力计算中应审慎考虑的问题之一。

所谓计算状态,通常是指,在总纵强度计算中为确定最大弯矩所选取的船舶典型装载状态:一般包括满载、压装、空载等和按装载方案可能出现的最不利以及其它正常营运时可能出现的更为不利的装载状态。

我国《钢质海船入级和建造规范》(1989年)(以下简称《海船规范》)规定,选取满载:出港、到港;压载:出港、到港;以及装载手册中所规定的各种工况,作为计算状态^[3]。

军舰主要是对正常排水量进行计算,但当按满载排水量计算得到的最大弯矩超过前者计算值的 10% 时,则应以后者作为校核总纵强度的计算弯矩。

对所选取的各种计算状态分别进行计算,求出静水弯矩的最大值或各计算状态静水弯矩的包络线,作为总纵强度计算的静水弯矩。

1.3.5 船体挠度及货物分布对静水弯矩的影响

1. 船体挠度对静水弯矩的影响

前述浮力曲线的绘制,是在假定船体梁不发生变形的前提下进行的。实际上,船体梁在载荷的作用下产生总纵弯曲变形。因此,当船体梁处于中拱状态时,其中部浮力减小,而两端部浮力增大(相对于不考虑船体变形而言),于是中拱弯曲程度减弱(见图 1-16);反之,当船体处于中垂状态时,中部浮力增加,而两端部浮力减少,于是中垂弯曲趋于平缓。由此可见,船体挠度对静水弯矩的影响是有利的。

一般情况下,海船的刚度比较大,船体梁变形对静水弯矩的影响较小;而内河船,由于

L/D 较大,船体“较软”,因此总纵弯曲变形对静水弯矩的影响较大。

2. 货物分布对静水弯矩的影响

由于静水弯矩主要取决于重量沿船长的分布,而货物是变动重量中最大的项目,常常有某些分布和组合使得船体梁上的弯矩值过大。因此,装卸程序不当就可能在船体剖面上引起很大的静水弯矩,甚至导致船体的破坏,图 1-17 所示一艘内河舱口货驳在码头卸货

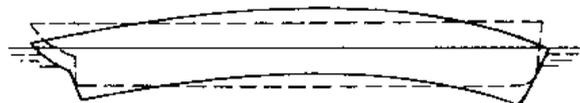


图 1-16 船体梁弯曲变形对弯矩的影响



图 1-17 卸货顺序不当的举例

时折断就是一例。为了避免在船体剖面上引起不应有的过大弯矩,内河船舶一般应采用货物自首至尾(或自尾至首)的连续装卸顺序^[4]。

对于海船(特别是散货船),由于种种原因,有的舱会装满,而一些舱会空舱。满、空货舱的不合理分布会导致产生过大的剪力和弯矩,因此,货船的装卸手册都制定了由总纵强度要求所规定的各种装载情况下的配载图,以使船体结构处于较低的应力状态下工作。重要的是,将满、空货舱分散且间隔安排,而不是集中在一起,如图 1-18 所示。

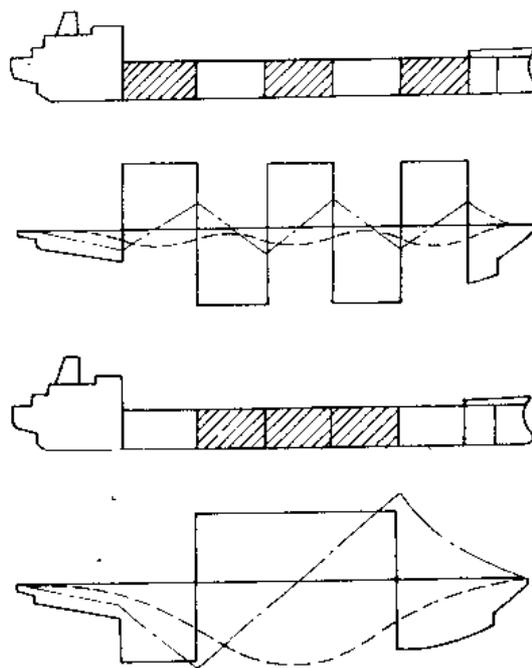


图 1-18 货物分布的效应

——载荷曲线;---剪力曲线;····弯矩曲线。

1.4 静波浪剪力和弯矩计算

船舶由静水进入波浪时,重量曲线 $p(x)$ 并未改变,但水线面发生了变化,从而导致浮

力的重新分布。波浪下浮力曲线相对静水状态的浮力增量是引起静波浪剪力和弯矩的载荷。由此可知,静波浪弯矩与船型、波浪要素以及船舶与波浪的相对位置有关。

1.4.1 传统的标准计算方法

由于船型多由船舶性能和使用要求决定,因此,对给定船型的静波浪弯矩,其大小主要取决于波浪要素以及波浪与船舶的相对位置。

波浪要素包括波形、波长与波高。目前得到最广泛应用的是坦谷波理论。根据这一理论,二维波的剖面是坦谷曲线形状。图 1-19 所示的波面是从二维波中截取的一段,粗黑线为波浪剖面形状,两相邻波峰或波谷之间的水平距离是波长,记为 λ ;波高是由波谷底到峰顶的垂直距离,记为 h 。坦谷波曲线形状的特点是,波峰陡峭,波谷平坦,波浪轴线上下的剖面积不相等,故称谓坦谷波。

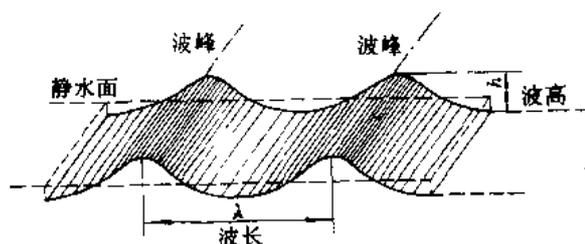


图 1-19 坦谷波波面

船舶在航行中所遇到的波浪是随机的、不断变化的。计算的波浪要素及船舶在波浪上的危险位置的选择则主要是考虑可能引起较大的静波浪弯矩。文献[2]详细介绍了这方面的研究。下面,从概念上加以说明。

当船舶静置在波浪上的位置发生变化时,船体剖面上的弯矩也将发生变化。当波峰或波谷在船中时,浮力相对于静水线的改变最为明显(参见图 1-3),因此在船中剖面会产生最大的波浪弯矩,这是可以判断出来的(严格说来,仅首尾对称船舶的最大弯矩才发生在船中剖面)。但是,计算表明,在其它剖面中的最大弯矩并不发生在波峰或波谷在船中时。

怎样的波长才使弯矩为最大呢?若波长远小于船长,在船长范围内将有几个波峰和波谷出现(图 1-20(a)),此外波高也较小,因此相对于静水面的浮力分布并未产生明显的变化;反之,若波长远大于船长,此时虽然波高很大,但由于船舶只位于部分波浪长度上,在船长范围内的波浪表面实际上和静水面相差不多(图 1-20(b)),故相对于静水面的浮力分布也无显著变化。所以,这两种情况都不会引起过大的波浪弯矩。计算分析表明^[2],当船舶静置在波浪上时,在波长稍大于船长时才得到最大的波浪弯矩,但此时的弯矩与波长等于船长时的弯矩相差不大。所以,在实际计算时,取计算波长等于船长,并且规定按波峰在船中和波谷在船中两种典型状态进行计算。

若船舶所航行的区域(例如,内河、湖泊船舶)没有等于船长的波浪,计算波长也总是取等于船长,因为船舶可能斜对着波浪航行。

波长 λ 和波高 h 间没有固定的关系。所以,在世界的造船实践中都采用以波长的分数确定计算波高的各种公式。

前苏联海洋船舶强度标准中采用的计算波高见 2.5 节。

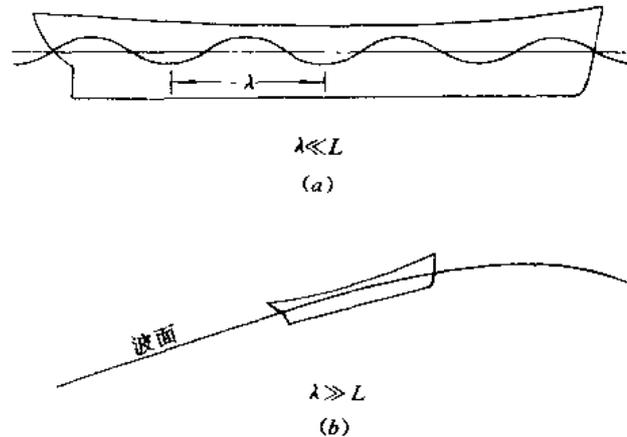


图 1-20 波长变化对浮力分布的影响

在军船设计中,波高 h 按下列公式确定:

$$\text{当 } \lambda \geq 120\text{m 时, } h = \frac{\lambda}{20}$$

$$\text{当 } 60\text{m} \leq \lambda \leq 120\text{m 时, } h = \frac{\lambda}{30} + 2$$

$$\text{当 } \lambda \leq 60\text{m 时, } h = \frac{\lambda}{20} + 1$$

基于以上分析,形成了传统的标准计算方法,现归纳如下:

(1)将船舶静置于波浪上,即假想船舶以波速在波浪的传播方向上航行,船舶与波浪处于相对静止状态;

(2)以二维坦谷波作为标准波形,计算波长等于船长(内河船舶斜置于一个波长上),计算波高按有关规范或强度标准选取;

(3)取波峰位于船中及波谷位于船中两种状态分别进行计算。

由于在确定计算波高时带有很大的主观性,故传统的船舶总纵强度计算带有假定性,因此计算过分精确也是没有意义的。

1.4.2 坦谷波形的绘制方法

若以半径为 R 的圆盘(称为滚圆),沿直线 AB 滚动时,圆内一距圆心为 r 的定点 P 所描绘的轨迹,即为一坦谷波曲线。坦谷波曲线可按图 1-21 所示的方法绘制。将直线 AB (即波长 λ)及滚圆圆周各分为数量相同的 n 等分(通常为八等分),分别以各等分点 O_0, O_1, \dots, O_n 为中心,顺次将滚圆逆时针旋转 $360^\circ/n$,记下 P 点的不同位置 P_0, P_1, \dots, P_n ,连接各点的光滑曲线便为一坦谷波曲线。

滚圆半径 R 和半径 r (半波高)与波浪要素的关系是:

$$R = \frac{\lambda}{2\pi}; \quad r = O_0P_0 = \frac{h}{2}$$

式中 λ 和 h 分别为波长及波高。

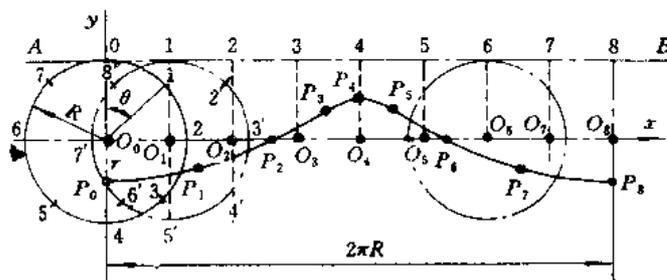


图 1-21 坦谷波波形的绘制方法

在图 1-21 所示的坐标系下,可写出坦谷波的波面方程为:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\lambda}{2\pi}\theta + r\sin\theta \\ y &= -r\cos\theta \end{aligned} \right\} \quad (1.4.1)$$

- 式中 θ ——圆盘滚动时的转角;
- y ——波面距波浪轴线的垂向坐标;
- x ——与 θ 或 y 相对应的纵向坐标。

表 1-3 是根据式(1.4.1)求得的不同 λ/h 时,坦谷波面在各理论站上的垂向坐标的相对值 y/λ 。在船体总纵强度计算中,通常都根据由此求得各理论站号上波面垂向坐标的相对值 y/λ 来绘制坦谷波曲线。

表 1-3

理论站号		波长与波高之比值 $\eta = \lambda/h$										
中拱	中垂	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
10	0,20	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
9,11	1,19	0.971	0.970	0.969	0.968	0.967	0.967	0.966	0.965	0.964	0.964	0.963
8,12	2,18	0.885	0.881	0.876	0.873	0.869	0.866	0.863	0.861	0.858	0.856	0.854
7,13	3,17	0.743	0.733	0.723	0.714	0.708	0.702	0.696	0.691	0.686	0.681	0.677
6,14	4,16	0.545	0.529	0.512	0.499	0.488	0.477	0.467	0.460	0.452	0.445	0.440
5,15	5,15	0.296	0.272	0.250	0.233	0.217	0.203	0.192	0.182	0.172	0.163	0.155
4,16	6,14	0	-0.029	-0.053	0.073	-0.091	-0.015	-0.118	-0.129	-0.141	-0.150	-0.158
3,17	7,13	-0.326	-0.353	-0.377	-0.395	-0.411	-0.425	-0.437	-0.447	-0.456	-0.464	-0.470
2,18	8,12	-0.647	-0.667	-0.683	-0.695	-0.706	-0.714	-0.722	-0.728	-0.734	-0.739	-0.743
1,19	9,11	-0.900	-0.907	-0.913	-0.917	-0.920	-0.920	-0.923	-0.927	-0.929	-0.931	-0.932
0,20	10	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000	-1.000

1.4.3 静波浪剪力及弯矩计算

由式(1.1.4)可知,静波浪剪力和静波浪弯矩由下式计算:

$$\left. \begin{aligned} N_w(x) &= - \int_0^x \Delta b(x) dx \\ M_w(x) &= \int_0^x N_w(x) dx = - \int_0^x \int_0^x \Delta b(x) dx dx \end{aligned} \right\} \quad (1.4.2)$$

式中 $\Delta b(x)$ 是船舶在波浪中的浮力曲线相对于静水面的变化量。如图 1-22(以及图 1-33) 所示, 应按下列式计算 $\Delta b(x)$:

$$\left. \begin{aligned} \Delta b(x) &= b_w(x) - b_s(x) = \rho g \Delta F(x) \\ \Delta F(x) &= F_w(x) - F_s(x) \end{aligned} \right\} \quad (1.4.3)$$

式中 ρ ——水的密度;

g ——重力加速度;

$b_w(x)$ ——船舶在波浪中的浮力曲线;

$b_s(x)$ ——船舶在静水中的浮力曲线;

$F_s(x)$ ——船舶在静水中各理论站横剖面的浸水面积;

$F_w(x)$ ——在波浪上各理论站横剖面的浸水面积。

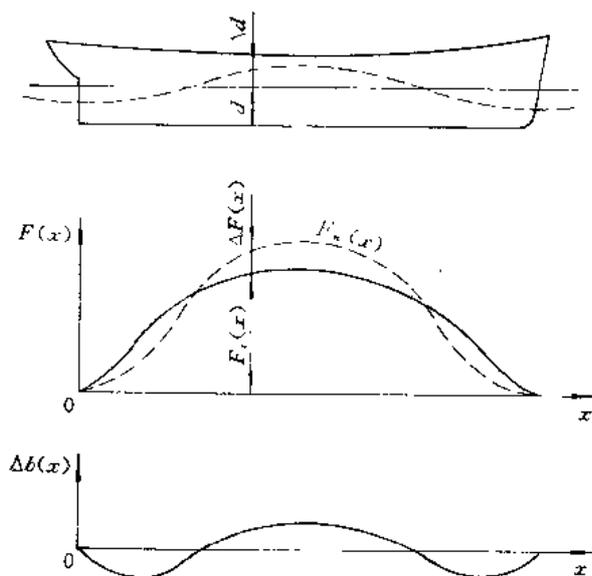


图 1-22 波浪浮力分布曲线

船舶由静水进入波浪, 其浮态会发生变化。若以静水线作为坦谷波的轴线, 当船中位于波谷时, 由于坦谷波在波轴线以上的剖面面积比在轴线以下的剖面面积小, 同时船体中部又较两端丰满, 所以船在此位置时的浮力要比在静水中小, 因而不能处于平衡, 船舶将下沉 ζ 值; 而当船中在波峰时, 一般船舶要上浮一些。另外, 由于船体首、尾线型不对称, 船舶还将发生纵倾变化。

由此可见, 为求静波浪剪力和弯矩, 首先必须确定船舶在波浪上的平衡位置。假定船舶静置在波浪上, 尾垂线处较静水时下沉 ζ_0 值(下沉为正), 纵倾角变化为 φ 值(首下沉为正), 则在距尾垂线 x 处剖面下沉或上浮的距离为

$$\zeta_x = \zeta_0 + x\psi \tag{1.4.4}$$

因此,求船舶在波浪上的平衡位置,实际上可归结为求波浪轴线的位置 ζ_0 和 ψ ,如图 1-23 所示。

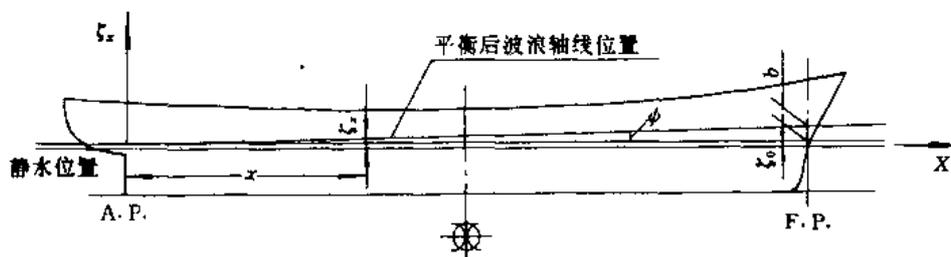


图 1-23 船舶在波浪上平衡位置的描述

为求船舶静置在波浪上的平衡位置,仍然要利用静力平衡条件,即重力等于浮力,重心与浮心的纵向位置在同一铅垂线上。所以,船舶在波浪中的浮力变化量 $\Delta b(x)$ 必须满足:

$$\left. \begin{aligned} \int_0^L \Delta b(x) dx &= 0 \\ \int_0^L x \Delta b(x) dx &= 0 \end{aligned} \right\} \tag{1.4.5}$$

确定船舶在波浪上平衡位置的方法一般有逐步近似法和直接法两种。逐步近似法一般适用于小型船舶、内河船舶或军舰等,其具体步骤可参见文献[2,5,6]。下面,只详细说明直接法。

直接法是由麦卡尔(Muckle)提出的,故亦称麦卡尔法。该方法是利用邦戎曲线来调整船舶在波浪上的平衡位置。因此,在手工计算时,要求船舶在水线附近为直壁式,同时船舶无横倾发生。根据实践经验,麦卡尔法仅适用于大型运输船舶。其运算步骤可归纳如下:

使坦谷波轴线与静水线重合,得到波峰在中或波谷在中的波形线 A-A,如图 1-24(a) 所示。在各理论站线与波形线 A-A 的交点 A_i 处利用邦戎曲线量取剖面积 F_{A_i} (图 1-24(b))。实际平衡位置时波形线 C-C(与各站的交点为 C_i),在中垂时 C_i 在 A-A 波形线之上,在中拱时 C_i 在 A-A 之下,如图 1-24(a)。因此,在各理论站 A_i 点之上(对于中垂情况)或 A_i 点之下(对于中拱情况),以相同的比例量取 ε 值(一般取 $\varepsilon=1\sim 2m$ 的数值),得点 B_i ,并利用邦戎曲线量取 B_i 处的剖面积 F_{B_i} 。于是利用水线附近舷侧为直壁式的假设(即邦戎曲线在该段为直线),实际波面下的浸水面积 F_{C_i} 为:

$$F_{C_i} = F_{A_i} + \Delta F_i = F_{A_i} + \frac{F_{B_i} - F_{A_i}}{\varepsilon} \zeta_i \tag{1.4.6}$$

将式(1.4.4)代入上式得:

$$F_{C_i} = F_{A_i} + \frac{F_{B_i} - F_{A_i}}{\varepsilon} (\zeta_0 + x_i \psi) \tag{1.4.7}$$

利用平衡条件,即排水量和浮心位置与静水中相等的条件

$$\left. \begin{aligned} \int_0^L F_C(x) dx &= V \\ \int_0^L F_C(x) \cdot x dx &= V \cdot x_b \end{aligned} \right\} \tag{1.4.8}$$

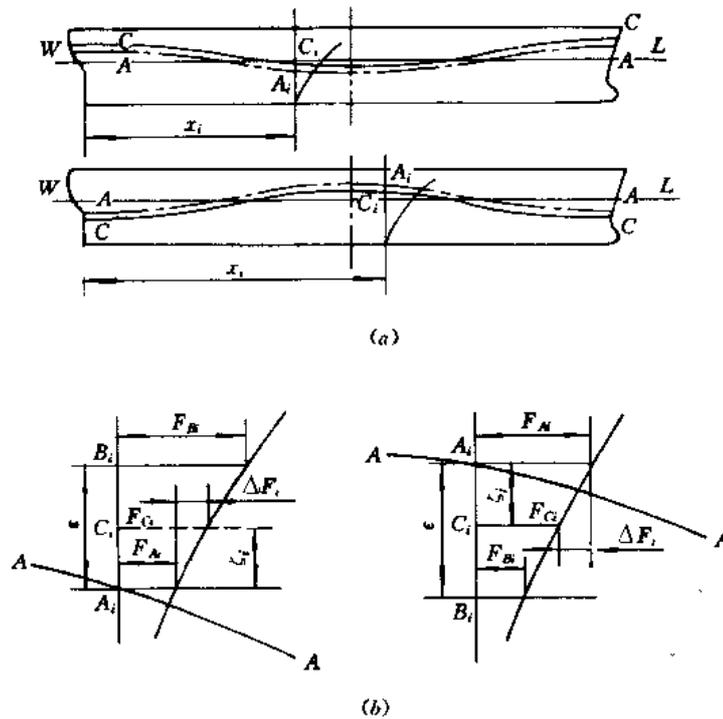


图 1-24 船舶在波浪中时浸水面积的量读法

式中 V ——船舶在静水中的排水体积；
 x_b ——船舶在静水中的浮心至尾垂线的距离。

可得：

$$\left. \begin{aligned} \int_0^L F_A(x) dx + \int_0^L \frac{F_B(x) - F_A(x)}{\varepsilon} (\zeta_0 + \phi x) dx &= V \\ \int_0^L F_A(x) \frac{x}{L} dx + \int_0^L \frac{F_B(x) - F_A(x)}{\varepsilon} \frac{x}{L} (\zeta_0 + \phi x) dx &= V \frac{x_b}{L} \end{aligned} \right\} \quad (1.4.9)$$

令

$$\begin{aligned} \Sigma_2 &= \int_0^L F_A(x) dx \\ \Sigma_3 &= \int_0^L F_A(x) \frac{x}{L} dx \\ \Sigma_5 &= \int_0^L [F_B(x) - F_A(x)] dx \\ \Sigma_6 &= \int_0^L [F_B(x) - F_A(x)] \frac{x}{L} dx \\ \Sigma_7 &= \int_0^L [F_B(x) - F_A(x)] \frac{x^2}{L^2} dx \end{aligned}$$

则式(1.4.9)变为：

$$\left. \begin{aligned} \Sigma_2 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon} \Sigma_5 + \phi \frac{L}{\varepsilon} \Sigma_6 &= V \\ \Sigma_3 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon} \Sigma_6 + \phi \frac{L}{\varepsilon} \Sigma_7 &= V \frac{x_b}{L} \end{aligned} \right\} \quad (1.4.10)$$

从方程组(1.4.10)可解出未知数 ζ_0 和 ϕ 值。在手工计算时,上述积分均用表格进行。此时,将式(1.4.10)改写为:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma_2 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon} \Sigma_5 + \frac{b}{\varepsilon} \frac{\Sigma_6}{20} &= \frac{V}{\Delta L} \\ \Sigma_3 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon} \Sigma_6 + \frac{b}{\varepsilon} \frac{\Sigma_7}{20} &= \frac{V \cdot x_b}{(\Delta L)^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.4.11)$$

式中 $\Delta L = L/20$; $b \approx L\phi$ (见图 1-23); $\Sigma_2, \Sigma_3, \Sigma_5, \Sigma_6, \Sigma_7$ 为 1.7 节计算实例表 1-9 所列各栏数值积分值。

利用表格计算出上述五个积分系数后,由式(1.4.11)就可解出 ζ_0 和 b 值,于是就得到了船舶静置在波浪上的实际平衡位置。

利用式(1.4.7)计算或从邦戎曲线上直接量取各站横剖面浸水面积 F_{0i} ,并按式(1.4.3)计算 $\Delta b(x)$ 。于是,按式(1.4.2)就可求得静波浪剪力和弯矩了。这些计算可按 1.7 节计算实例表 1-11 进行。

在实际计算时,可能会出现波面超出甲板的情况。这时,按邦戎曲线量取浸水面积应根据具体结构情况按图 1-25 所示的方法处理,即应考虑波浪沿甲板溢散的可能性而作不同的处理。

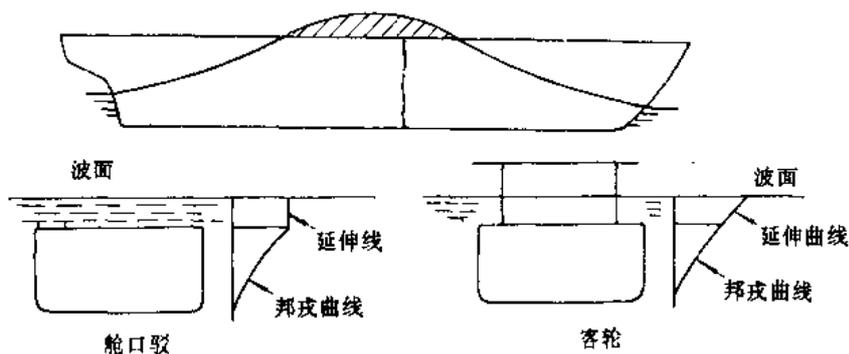


图 1-25 波峰高出甲板的浮力计算

1.4.4 船舶斜置在波浪上的静波浪弯矩计算

一般说来,内河船在航行过程中所遇到的波浪,其波长远小于船长。所以,当船舶的航向与波浪传播方向一致时,船舶将处于若干波峰与波谷之中,如 1.4.1 中所述,这种情况不会产生太大的静波浪弯矩。只有当船舶首、尾端恰巧处于两个相邻的波峰或波谷时,所引起的静波浪弯矩才达到最大值。因此,对于船长大于波长的内河船,需要用将船舶斜置于波浪上的方法进行静波浪弯矩计算。这是内河船外力计算的特点之一。见图 1-26。

船舶斜置在波浪上时,浮力沿船宽的分布不是均匀的了,而是按坦谷曲线。因此,船舶除受到总纵弯曲力矩的作用外,还将受到扭转力矩的作用,这对象集装箱船等具有长大开口的船舶尤为重要。本节仅介绍斜浪时的静波浪弯矩计算问题,关于扭矩的计算将在第四章介绍。

斜置于波浪上的弯矩计算,也要按照中拱和中垂两种情况进行,波浪形状仍取为坦谷波曲线,显然与船体横剖面平行的波浪形状也是坦谷波曲线(见图 1-26),其波长 λ_1 为:

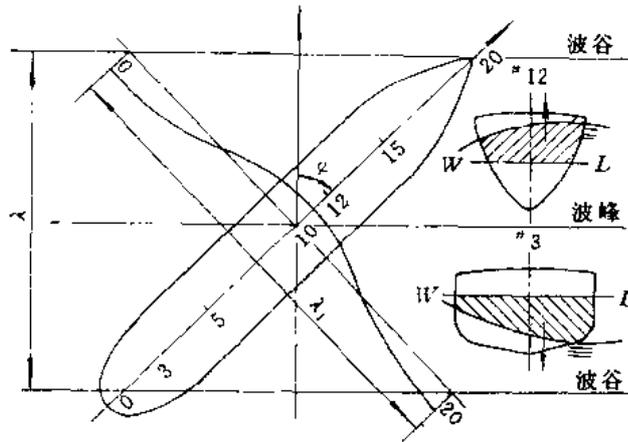


图 1 26 内河船舶在波浪中的位置

$$\lambda_1 = \frac{\lambda}{\sin\varphi} \tag{1.4.12}$$

式中 λ ——实际波长,按规范选取;

λ_1 ——平行于船体横剖面的计算波长;

φ ——船舶航向与波浪传播方向的夹角,见图 1-26。

因为 $\cos\varphi = \frac{\lambda}{L}$,所以伸长后的波长为:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - (\frac{\lambda}{L})^2}} \tag{1.4.13}$$

波高根据相应的规范或标准选取。

当船舶斜置于波浪上时,左、右舷的吃水是不同的,且横剖面上的波浪水线不再是水平直线而是坦谷波曲线的一部分(见图 1-26)。因此,不能按波浪水线直接从邦戎曲线上量得各理论站的横剖面浸水面积,而必须采用其它方法求出横剖面浸水面积的变化值,亦即求出浮力的变化值,从而求斜置于波浪上的静波浪弯矩。但这种计算用手工方法就相当麻烦,读者可查阅文献[6]。现在可用编好的计算机程序进行此项计算[7]。文献[6]还提供了下述近似处理方法,即

首先,按前述传统的标准计算方法计算静置于伸长后的波浪(波长等于船长,波高按相应规范或标准选取)上的静波浪剪力 N_w^0 和弯矩 M_w^0 。

然后,按下式求斜置于波浪上的静波浪剪力 N_w 和弯矩 M_w :

$$\left. \begin{aligned} N_w &= N_w^0 / C \\ M_w &= M_w^0 / C \end{aligned} \right\} \tag{1.4.14}$$

式中 C ——考虑横剖面上的实际水线为坦谷波曲线,而使波浪剪力和弯矩减小的影响系数,可由图 1-27 确定。

1.4.5 波浪浮力修正

在上述静波浪弯矩的计算中,作用于船体上的浮力是按静水压力计算的。但根据坦谷

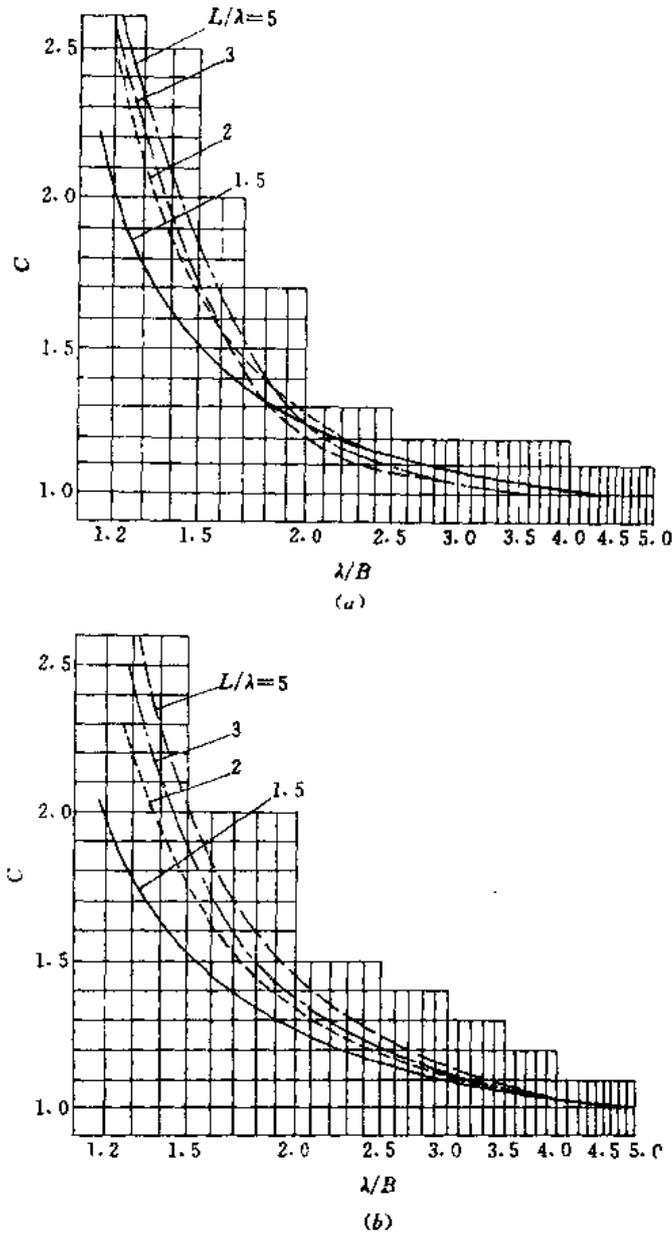


图 1-27 计算斜置波浪剪力和弯矩的修正系数 C

(a)波谷位于船中;(b)波峰位于船中。

波理论,波面下的实际水压力并不等于按计算点到波面距离求得的静水压力:在波峰附近,其值较静水压力小;而在波谷附近,其值较静水压力大。因此,无论是中拱还是中垂状态,船舶在波浪中的实际浮力分布曲线(图 1-28 中的虚线)都比按静水压力求得的浮力分布曲线(图 1-28 中的实线)平缓。这种现象可以通过水质点的圆周运动来说明。按坦谷波理论,波浪中的水质点在铅垂面内作等速圆周运动,从而产生离心力(见图 1-29)。在波峰

处,由于水质点受到的离心力与重力方向相反,故相当于水的密度减小;而在波谷处,水质点所受到的离心力与重力方向相同,故相当于水的密度增加;因而导致波峰处的实际压力小于静水压力,而在波谷处则大于静水压力,结果使浮力曲线趋于平缓。这种计及波浪水质点运动所产生的惯性力的影响,即考虑波浪动水压力影响对浮力曲线所作的修正,称为波浪浮力修正,或称史密斯修正。

由于修正后的浮力曲线不论波峰在船中还是波谷在船中都将变得平坦些,因而静波浪弯矩与剪力也将变小。计算结果表明:一般船舶在满载吃水时,静波浪弯矩可减少20%~30%左右,而总纵弯矩减少大约10%~15%。但是,一般在总纵强度计算中,不进行这项修正计算,这是因为波浪浮力修正对所有船舶都是差不多的,不进行这项修正,相当于作了安全储备考虑了。

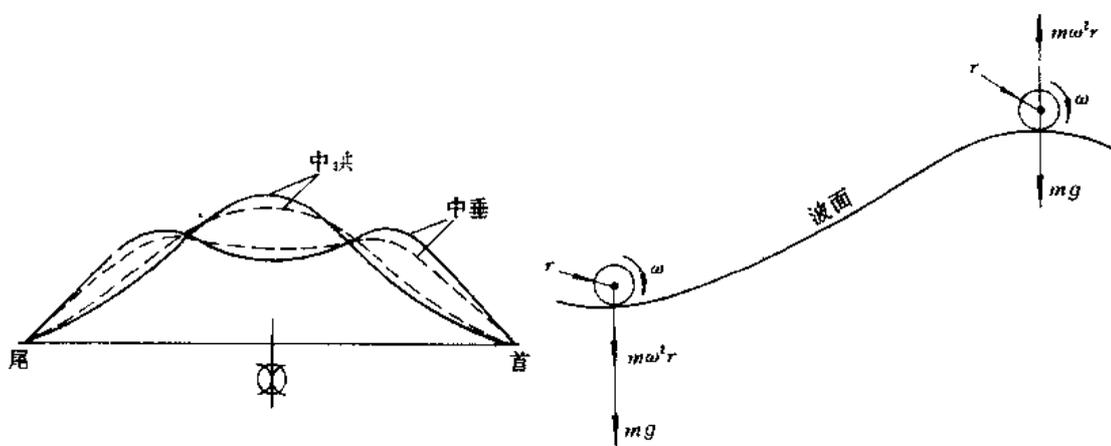


图 1-28 波浪浮力分布曲线的比较

图 1-29 波浪水质点的受力

1.4.6 总纵弯矩

船舶在同一计算状态下,静水弯矩和静波浪弯矩的代数和,称为总纵弯矩,即

$$M(x) = M_s(x) + M_w(x)$$

该弯矩的最大值就作为校核总纵强度的计算弯矩。

前面已经指出,当波峰或波谷位于船中时,船中剖面的总纵弯矩为最大值,但当波峰或波谷沿船长变化时,其它剖面会出现比标准计算状态有更大的弯矩值。因此,对于非船中的其它剖面,不能取中拱和中垂状态时的总纵弯矩作为计算弯矩。

如果有了船与波浪在各种相对位置时的弯矩曲线,自然可以作出这些曲线的包络线,从而可按包络线取得计算剖面的弯矩。显然,这样的计算工作量太大了。为了简化计算,在画出中拱及中垂状态弯矩曲线之后,将船中剖面的弯矩曲线顶点分别向首、尾方向水平移动5%的船长,然后依次将其它各理论站的弯矩曲线顶点也向两端移动5%的船长,最后连接各点便得到实用的计算弯矩曲线,如图1-30所示。总纵弯矩和剪力的计算采用表格进行时,可参见计算实例表1-11第(15)和第(16)列。

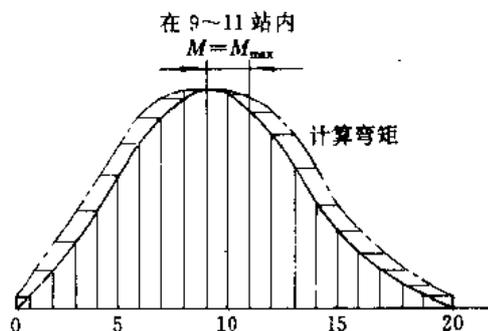


图 1-30 计算弯矩曲线的获得

1.5 计算机计算总纵弯曲力矩和剪力

由于海、河波浪及船舶与波浪间相互作用力的复杂性,船舶动置在规则波中的波浪载荷计算、不规则波浪中波浪载荷的长期统计值计算都必须以计算机计算为基础。限于篇幅,本书不能详细介绍这些内容,请参见文献[8]。

船舶静置在波浪上的剪力、弯矩计算中的大量同类型重复性运算,例如重量曲线的计算、船舶在静水和波浪上的平衡计算、数值积分等,用手工完成时需耗费大量时间,并且计算精度也难以提高。为此,已开发了许多计算机程序来完成这项工作。下面,简要介绍这方面的计算原理和部分程序框图。

1.5.1 重量曲线的计算

用计算机计算剪力、弯矩时,船舶重量直接使用重量重心的原始资料按肋位进行分布,并且一般都将重量假定为梯形分布;但对货物或压载重量,则可以按货舱或压载舱的横剖面面积曲线进行分布。

设有某项局部性重量为 $P(i)$,其重心离船中的距离为 $x_g(i)$,分布范围的前端坐标为 $x_f(i)$,后端坐标为 $x_a(i)$,如图 1-31 所示。

对此项重量在分布范围内用梯形分布代替实际分布,利用静力等效原理,其前后端的荷重强度(单位长度的重量)为:

$$\left. \begin{aligned} p_f(i) &= \frac{2P(i)}{l(i)} \left(\frac{3a(i)}{l(i)} - 1 \right) \\ p_a(i) &= \frac{2P(i)}{l(i)} \left(2 - \frac{3a(i)}{l(i)} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.5.1)$$

式中 $a(i) = x_g(i) - x_a(i)$; $l(i) = x_f(i) - x_a(i)$ 。

在分布范围内可有任意分点 $x(k)$,如图 1-31 中, k 可以等于 $l, l+1, \dots, s, \dots, r-1, r$ 。任一分点 s 处的荷重强度为:

$$p_s(i) = p_a(i) - \frac{x(s) - x_a(i)}{l} [p_a(i) - p_f(i)] \quad (1.5.2)$$

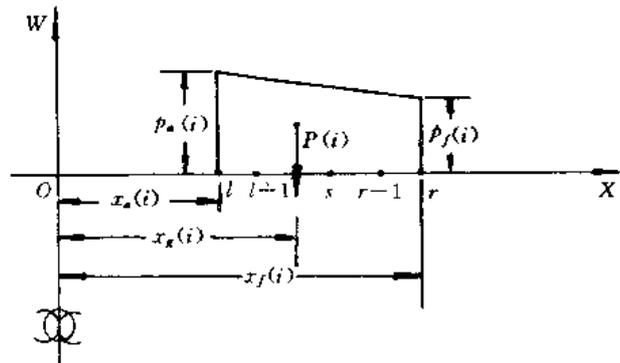


图 1-31 重量的梯形分布法

对每一项重量进行上述的分布,其中各项重量分布范围的端点都被取作为分点,如果过稀或过于不均,可用 $x(k)$ 数组内插分点。 $x(k)$ 作为全船剪力、弯矩的输出点可取在 21 个理论站号处或每一肋位处。

程序的具体实施是:

先将数组 $x_a(1:n)$, $x_g(1:m)$ 及 $x_f(1:l)$ 中各元从小到大依次排序并去掉重复点,剩下 $(IT+1)$ 个元便是全船的公共分点,相应的分点坐标为 $x(j)$ ($j=0, 1, \dots, IT$); 然后,对全部 n 项重量在相应的范围内分布,同时用线性插值公式计算各分布范围内所含公共分点处的荷重强度,并计算各分点间的梯形分布荷重的总重量;最后,将所有在公共分点间的重量累加起来,便形成全船公共分点间的重量元 $W(j)$ ($j=1, 2, \dots, IT$)。

1.5.2 平衡位置及浮力曲线的计算

用计算机计算静水剪力与弯矩或静波浪剪力与弯矩时,大部分的工作仍在于寻找船舶的平衡吃水及纵倾值。采用逐次近似法可迅速而足够精确地获得有关数据。

与手工计算不同的是,所有适宜于手工计算的简单数值积分公式(例如梯形法、矩形法、辛卜生(Simpson)法等)可用精度高、收敛快、计算量小的龙贝格(Romberg)积分,即将区间逐次分半的加速积分法代替。

龙贝格积分的思想是让积分步长逐次折半,用较低精度的复合梯形积分公式,先后两次积分的近似值通过误差补偿使积分公式加速变成更高精度的积分公式,以此逐步获得精度高、收敛快、计算量小的积分效果。

例如,积分 $\int_{x_{j-1}}^{x_j} b_s(x) dx$ 可按下列一组公式计算。设 $h_0 = x_j - x_{j-1}$ 为积分区间,先计算复合梯形积分得:

$$T_1 = \frac{h_0}{2} [b_s(x_{j-1}) + b_s(x_j)]$$

将 h_0 对分一次得:

$$T_2 = \frac{T_1}{2} + \frac{h_1}{2} [b_s(x_{j-1} + h_1)], h_1 = \frac{h_0}{2}$$

再对分一次得:

$$T_4 = \frac{T_2}{2} + \frac{h_1}{2} [b_s(x_{j-1} + h_2) + b_s(x_{j-1} + 3h_2)], h_2 = \frac{h_0}{4}$$

再对分一次得:

$$T_8 = \frac{T_4}{2} + \frac{h_2}{2} [b_s(x_{j-1} + h_3) + b_s(x_{j-1} + 3h_3) + b_s(x_{j-1} + 5h_3) + b_s(x_{j-1} + 7h_3)], h_3 = \frac{h_0}{8}$$

然后将对分前后两次积分近似值 T_4 和 T_8 之差的 $1/3$ 作为对对分后积分结果的补偿, 即 $\bar{T} = T_8 + \frac{1}{3}(T_8 - T_4)$, 可以期望 \bar{T} 可能是更好的结果。幸运的是, \bar{T} 恰好是辛卜生公式的积分值 S_4 。于是, 上述积分更精确的结果可写出为:

$$S_1 = T_2 + \frac{1}{3}(T_2 - T_1)$$

$$S_2 = T_4 + \frac{1}{3}(T_4 - T_2)$$

$$S_4 = T_8 + \frac{1}{3}(T_8 - T_4)$$

同理, 对辛卜生积分结果进行误差补偿又正好将积分结果变成更高精度的牛顿-柯特斯积分值, 即

$$C_1 = S_2 + \frac{1}{15}(S_2 - S_1)$$

$$C_2 = S_4 + \frac{1}{15}(S_4 - S_2)$$

进一步有龙贝格积分, 即

$$R_1 = C_2 - \frac{1}{63}(C_2 - C_1)$$

取 $\int_{x_{j-1}}^{x_j} b_s(x) dx = R_1$, 则其计算误差可达 h_0^5 级。

龙贝格积分法, 从理论上说可以达到任意要求的精度, 对于任意的被积分函数都是较适合的, 而且它不受等区间划分的限制。实践证明, 一般只要把积分区间逐次对分五次, 结果便足够精确了。所列积分公式的详细推导与说明请见文献[9]。

为了通过有限个原始数据的输入获得连续函数的计算, 在程序中采用 4 点或 3 点(在端点处)的拉格朗日(Lagrange)插值函数进行各种插值计算。例如, 平衡水线下每一理论站的邦戎曲线及全船以公共分点表示的浮力曲线。

船舶在波浪上的平衡计算, 由于邦戎曲线已用插值函数代替, 手算时的直壁式假定便没有必要了。至于船舶在坦谷波上各理论站处吃水的垂向坐标, 可利用下述坐标转换的方法求得。

设船体坐标系 XOZ 的纵轴 OX 与基线重合, 原点在船长中点。船在波浪中平衡时, 波轴线在首、尾的吃水分别为 d_f 和 d_a , 纵倾角为 ψ 。当波峰距船中 L_f 时(见图 1-32), 波面方程可写为:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\lambda\theta}{2\pi} \cos\psi - r\sin\theta\cos\psi - r\cos\theta\sin\psi + L_f \cos\psi \\ z &= \frac{\lambda\theta}{2\pi} \sin\psi - r\sin\theta\sin\psi + r\cos\theta\cos\psi + d_0 \end{aligned} \right\} \quad (1.5.3)$$

式中 λ ——波长；

θ ——轨圆转角, $\theta = -\frac{\pi}{2} \sim \frac{\pi}{2}$ ；

L_f ——波峰到船中的距离；

ψ ——平衡状态的纵倾角, 首下沉为正；

r ——半波高；

d_0 ——波轴线在船中处的吃水, $d_0 = \frac{1}{2}(d_s + d_f)$ 。

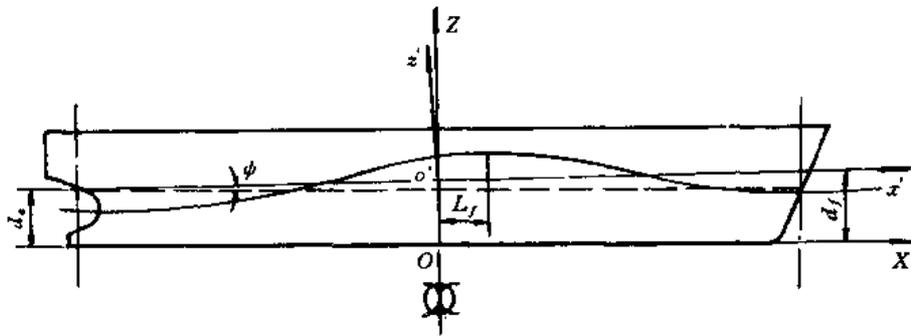


图 1-32 波面方程的坐标系

可以用任何一种近似解法求解方程(1.5.3),于是可得到相应剖面的浸湿面积,因而也就求得了浮力曲线 $b_w(x)$ 。

关于平衡计算收敛精度要求,一般取重心与浮心纵向坐标的差与船长之比小于 10^{-5} ,前后两次计算排水量之间的差与船体总重量之比小于 10^{-5} 就足够精确了。

1.5.3 剪力和弯矩的计算及程序总框图

有了全船的重量曲线和相应的浮力分布曲线 $b_w(x)$ (见图 1-33),则静水剪力和弯矩按

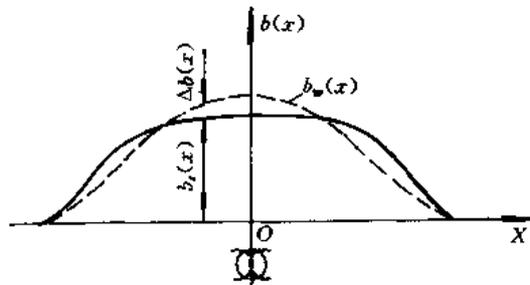


图 1-33 浮力分布曲线

下列公式计算：

$$\left. \begin{aligned} N_s(x_0) &= 0 \\ B(j) &= \int_{x_{j-1}}^{x_j} b_s(x) dx \\ N_s(x_j) &= N_s(x_{j-1}) + W(j) - B(j) \end{aligned} \right\} \quad (1.5.4)$$

$$\left. \begin{aligned} M_s(x_0) &= 0 \\ M_s(x_j) &= M_s(x_{j-1}) + \int_{x_{j-1}}^{x_j} N_s(x) dx \end{aligned} \right\} \quad (1.5.5)$$

求得波浪浮力 $\Delta b(x)$ 后, 静波浪剪力、弯矩按下列公式计算:

$$\left. \begin{aligned} N_w(x_0) &= 0 \\ N_w(x_j) &= N_w(x_{j-1}) - \int_{x_{j-1}}^{x_j} \Delta b(x) dx \end{aligned} \right\} \quad (1.5.6)$$

$$\left. \begin{aligned} M_w(x_0) &= 0 \\ M_w(x_j) &= M_w(x_{j-1}) + \int_{x_{j-1}}^{x_j} N_w(x) dx \end{aligned} \right\} \quad (1.5.7)$$

上述公式中, $j=1, 2, \dots, IT$, 其中 IT 为船首端分点的号码数。所有积分均通过调用龙贝格积分子程序完成。

由于计算机计算精度较高, 剪力曲线和弯矩曲线的不封闭值通常较小, 因此可按图 1-15 所示直线修正法把剪力曲线和弯矩曲线封闭起来。

对于船、波不同相对位置时的波浪剪力和弯矩计算, 可通过改变波峰距船中距离 L_f 这个参数获得。其中 $L_f=0$ 对应中拱状态, $L_f=\frac{\lambda}{2}$ 对应中垂状态。

计算程序的总框图见图 1-34。

1.2 弯矩和剪力的近似估算公式

以上介绍了船体总纵弯曲外力计算的传统方法。可以看出, 其计算工作量大, 重复运算多, 因此很适于计算机计算。但是, 无论是手工计算还是计算机计算, 都必须具备完整的原始资料, 如船舶性能资料、船舶重量重心资料等。这些资料只有在船舶设计的后期阶段才能提供。然而, 在许多情况下, 往往要求在设计的初期就要对船体总纵弯曲外力的大致范围进行判断。这时, 外力的近似估算公式是很有用的。其中, 又以弯矩的近似估算尤为重要。

外力的近似估算公式是由大量型船详细计算资料统计分析而成的, 一般均受船型、主尺度以及航区等条件的限制。因此, 在运用近似公式时应注意其适用范围。

近似估算公式的形式颇多, 下面分别举例予以介绍。

1.6.1 弯矩的近似公式

1. 最大静总纵弯矩

基于单跨梁的力学模型, 作用在船体梁上的最大静总纵弯矩可以写成:

$$M_{max} = \frac{A \cdot L}{C_M} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (1.6.1)$$

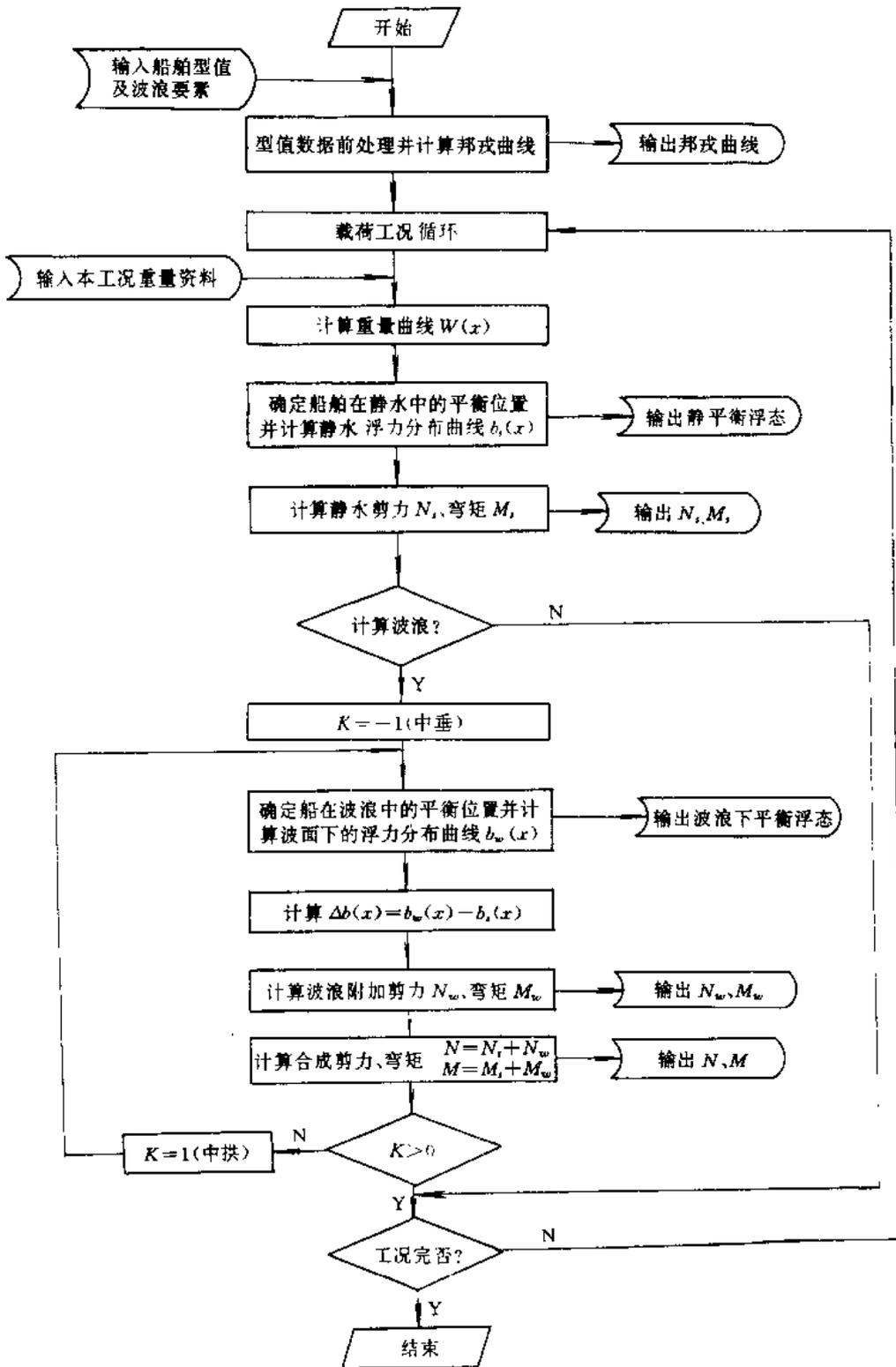


图 1-34 剪力和弯矩的计算程序总框图

式中 A ——计算状态下的浮力, kN;

L ——船长, m;

C_M ——取决于船型、航区等因素的弯矩系数。

要给出普遍适用的 C_M 值是不容易的, 表 1-4 给出了不同类型海船弯矩系数 C_M 的统计值^[10]。

表 1-4

船 型	船 长 (m)	浮 力 (kN)	C_M 值	
			中 垂	中 拱
货 船	128.93	124000		33.6
油 船	141.12	169700	43.0	90.0
油 船	159.41	363500	35.7	89.6
油 船	190.20	616450	37.8	116.0
邮 船	217.93	405000	117.0	30.4
邮 船	286.51	630000	79.0	31.2

2. 最大静水弯矩的近似公式

一般说来, 最大静水弯矩也发生在船中处。因此, 为了求得船中最大静水弯矩, 可以分别计算重量引起的船中弯矩和浮力引起的船中弯矩, 这相当于计算两根悬臂梁的固端弯矩, 如图 1-35 所示。

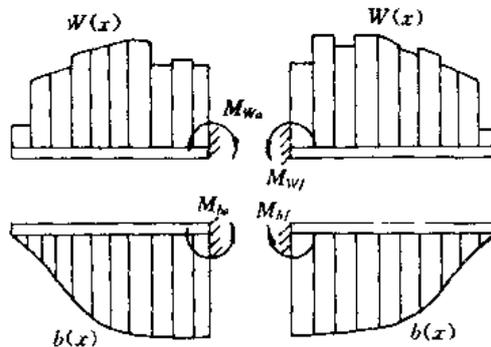


图 1-35 计算船中静水弯矩的简化模型

若前半体的船中弯矩为:

$$M_f = M_{wf} - M_{bf}$$

后半体的船中弯矩为:

$$M_a = M_{wa} - M_{ba}$$

在船中处, 前半体和后半体引起的弯矩是相等的, 所以船中静水弯矩为:

$$\begin{aligned} M_s &= \frac{1}{2} [(M_{wf} - M_{bf}) + (M_{wa} - M_{ba})] \\ &= \frac{1}{2} [(M_{wf} + M_{wa}) - (M_{bf} + M_{ba})] \end{aligned} \quad (1.6.2)$$

如果将船体前、后半体重量对船中力矩之和记为 $W_s \cdot m_s$; 机舱设备重量对船中力矩

记为 $W_n \cdot x_n$; 货物、燃油、淡水、备品等重量对船中力矩记为 $\Sigma P_i \cdot x_i$; 而前、后半体浮力对船中力矩的总和记为 $\Delta C_d L$, 则上式可改写成式(1.6.3)的形式。这个公式就是《海船规范》(1973)^[3]中建议的计算船中静水弯矩的公式, 即

$$M_s = \frac{1}{2} [(W_n \cdot m_n + W_m \cdot x_m + \Sigma P_i \cdot x_i) - \Delta C_d L] \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (1.6.3)$$

式中 W_n ——包括舭装设备重量在内的船体重量, kN;

m_n ——船体的前半体和后半体重量对船中力矩之和的相当力臂, m; 中机型船 $m_n = 0.2277L$, 尾机型船 $m_n = 0.2478L$, 前四后一型船 $m_n = 0.2353L$;

W_m ——机舱设备重量(包括管系、轴系、螺旋桨在内), kN;

x_m ——机舱设备重量重心距船中纵向距离的绝对值, m;

P_i ——第 i 舱装载重量, kN;

x_i ——第 i 舱装载重量重心距船中纵向距离的绝对值, m。

装载重量包括: 货物、压载、燃油、淡水、粮食等重量。当某个货舱处于船中的两边时, 则应分成两部分, 或用相当力臂, 即

$$x_{\text{相当}} = \frac{l}{4} + \frac{x_i^2}{l} \quad (\text{m}) \quad (1.6.4)$$

计算。

式中 l ——货舱长度, m;

x_i ——该货舱货物重心距船中纵向距离, m;

Δ ——船舶在计算状态下的浮力, kN;

L ——船长, m;

C_d ——前半体和后半体浮力对船中力矩和的相当力臂系数, 可根据方形系数 C_b 选取。

当线型已定时, C_d 值可直接由计算求得, 即

$$C_d = \frac{\Delta_f \cdot x_f + \Delta_a \cdot x_a}{\Delta \cdot L} \quad (1.6.5)$$

式中 Δ_f ——前半体浮力, kN;

Δ_a ——后半体浮力, kN;

x_f ——前半体浮心距船中距离, m;

x_a ——后半体浮心距船中距离, m。

要强调指出, 在某些情况下, 最大静水弯矩可能不出现在船中剖面处。例如, 有部分空舱的油船, 最大静水弯矩就可能发生在接近两端 $1/4$ 船长处, 而船中的弯矩可能相当小。散装货船一般也是这样, 由于隔舱装载, 剪力将有几个峰值, 并在每一隔舱交替处有一弯矩峰值。因此, 即使在初步设计阶段, 最好也按 1.3 节方法计算全船的静水弯矩和剪力。

3. 规范的波浪弯矩近似公式

如今, 各船级社的规范对标准船型都给出了以船舶主尺度表示的波浪弯矩近似设计值公式。这些公式都是通过以计算机为基础的计算分析(参见 9.4 节)、模型试验研究和直接的实船试验等大量资料而导得的。取自《海船规范》及《钢质海船入级与建造规范修改通报》(以下简称《海船规范修改通报》)^[1]公式如下(它们对应于 10^{-3} 量级的超越概率):

自船中后 $0.1L$ 到船中前 $0.15L$, 各横剖面的波浪弯矩为:

$$\begin{cases} \text{中拱} & M_w(+)=190KL^2BC_s \cdot 10^{-3} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \\ \text{中垂} & M_w(-)=-110KL^2B(C_s+0.7) \cdot 10^{-3} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \end{cases} \quad (1.6.6)$$

式中 K ——系数,取按下列各式计算所得的值:

$$K=10.75-\left(\frac{300-L}{100}\right)^{3/2}, \text{当 } 90\text{m} \leq L \leq 300\text{m} \text{ 时,}$$

$$K=0.0412L+4, \text{当 } L < 90\text{m} \text{ 时;}$$

L ——船长,m;

B ——船宽,m;

C_s ——船舶在设计夏季载重水线下的方形系数,但不小于 0.60。

对在沿海水域航行的船舶,波浪弯矩 M_w 可降低 10%;对在遮蔽水域航行的船舶,波浪弯矩 M_w 可降低 15%。

在上述规定的船中部之外,假设弯矩线性下降,直到首尾两端处为零。

考虑波浪与船舶之间实际上存在的相互非线性动力作用(主要由船体形状引起的非线性,即船舶的非直壁式舷侧),理论和实测都表明,中垂弯矩明显地大于中拱弯矩(而用线性理论预报的中垂弯矩和中拱弯矩则是相同的)。所有这些,是一项非常复杂的任务,需要水动力学、统计学、系统响应分析等方面的广泛知识来完成。

4. 斜浪上的最大静波浪弯矩近似公式

$$M_w = \rho g k r B L_{wl}^3 / C \quad (1.6.7)$$

式中 ρ ——水的密度;

g ——重力加速度;

r ——计算波的半波高;

B ——船宽;

L_{wl} ——水线间船长;

C ——斜置修正系数,由图 1-27 查取;

k ——静波浪弯矩系数,根据水线面系数 α 及船舶在波浪中的位置按表 1-5 确定。

表 1-5

水线面系数	α	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95
波峰在船中	k	0.017	0.019	0.022	0.026	0.030	0.034	0.039	0.044
	k'	0.0595	0.0665	0.0770	0.091	0.105	0.119	0.136	0.154
波谷在船中	k	-0.025	-0.027	-0.030	-0.033	-0.036	-0.039	-0.043	-0.046
	k'	0.0875	0.0945	0.105	0.115	0.126	0.136	0.150	0.161

1.6.2 剪力的近似公式

根据《海船规范》,作用在船体梁各横剖面上的波浪剪力(对应于 10^{-8} 量级的超越概率)的近似设计值公式如下:

$$\begin{cases} N_w(+)=30F_1KLB(C_s+0.7) \cdot 10^{-2} \quad (\text{kN}) \\ N_w(-)=-30F_2KLB(C_s+0.7) \cdot 10^{-2} \quad (\text{kN}) \end{cases} \quad (1.6.8)$$

式中 F_1, F_2 ——剪力分布系数,按图 1-36 确定;

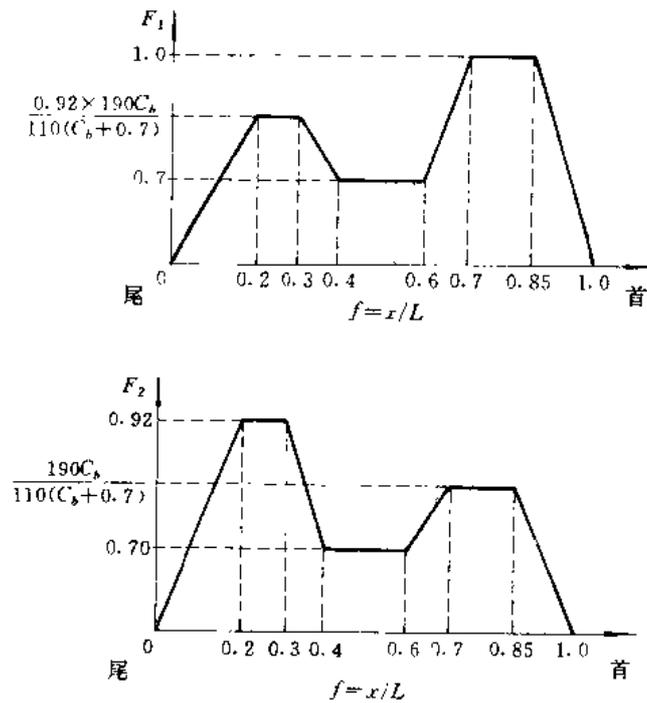


图 1-36 波浪剪力的分布系数

其它符号与式(1.6.6)相同。

对在沿海水域航行的船舶,波浪剪力 N_w 可降低 10%;对在遮蔽水域航行的船舶,波浪剪力 N_w 可降低 15%。

斜浪上的最大静波浪剪力可按下式近似确定:

$$N_w = \rho g k' r B L w_1 / C \tag{1.6.9}$$

式中 k' 静波浪剪力系数,按表 1-5 确定;

其它符号与式(1.6.7)相同。

1.7 剪力和弯矩计算实例

本例选自某海洋集装箱船^[12]。作为算例,仅选取计算状态中的压载到港状态进行计算。由于该工况在静水中处于中拱状态,故在计算静波浪弯矩时取波峰在船中状态,从而求得该工况下的最大总纵弯矩和剪力。

从教学要求出发,对实船有关情况作了相应简化。

1.7.1 主要数据及原始资料

1. 主要数据

计算船长	$L=148.0\text{m}$
海水密度	$\rho=1.025\text{t/m}^3$
船宽	$B=25.0\text{m}$
重力加速度	$g=9.80\text{m/s}^2$

2. 原始资料

- (1) 全船重量重心汇总表。
- (2) 静水力曲线图。
- (3) 邦戎曲线图(见图 1-37)。

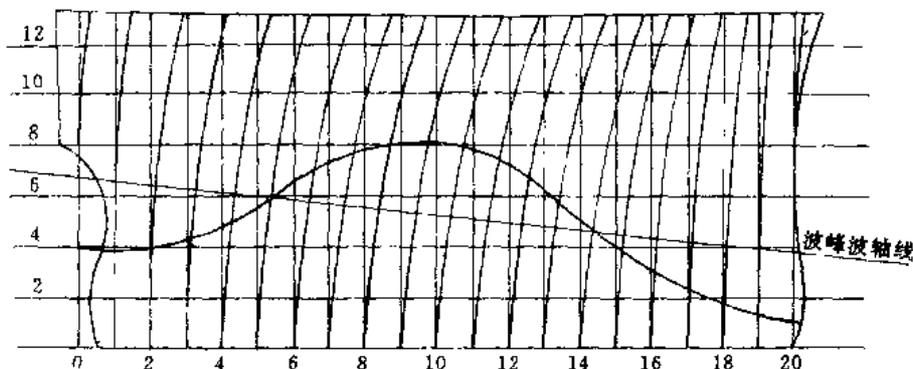


图 1-37 邦戎曲线图

3. 压载到港状态下的有关参数

- 总重量 $W = 121006.4 \text{ kN}$
- 浮心纵向坐标 $x_b = 0.15 \text{ m}$
- 重心纵向坐标 $x_g = -4.464 \text{ m}$
- 水线面面积 $A = 2570 \text{ m}^2$
- 平均吃水 $d_m = 5.17 \text{ m}$
- 纵稳心半径 $R = 222.26 \text{ m}$
- 漂心纵向坐标 $x_f = -1.35 \text{ m}$

1.7.2 波型与波浪要素

波长 $\lambda = L = 148.0 \text{ m}$ 波高 $h = 6.0 \text{ m}$

坦谷波垂向坐标值采用余弦级数展开式计算, 即

$$y_n = r \cos \frac{2\pi}{\lambda} x + \frac{\pi r^2}{\lambda} (1 - \cos \frac{4\pi}{\lambda} x) \quad (1.7.1)$$

式中 r —— 半波高, 取 $r = \frac{h}{2} = 3.0 \text{ m}$ 。

各理论站从坦谷波面到波轴线垂向坐标值 y_n (由波轴线向下为正, 反之为负) 按式 (1.7.1) 计算, 列入表 1-6。

表 1-6

中拱站号	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	
y_n	3.000	2.890	2.559	2.013	1.273	0.382	-0.581	-1.513	-2.295	-2.817	-3.000

1.7.3 压载到港状态的静水剪力和弯矩计算

1. 船舶在静水中平衡位置的确定

(1) 第一次近似

首吃水
$$d_{f1} = d_m + \frac{x_g - x_{b1}}{R} \left(\frac{L}{2} - x_f \right)$$

$$= 5.17 + \frac{-4.464 - 0.15}{222.26} \cdot \left(\frac{148}{2} + 1.35 \right) = 3.606\text{m}$$

尾吃水
$$d_{a1} = d_m - \frac{x_g - x_{b1}}{R} \left(\frac{L}{2} + x_f \right)$$

$$= 5.17 - \frac{-4.464 - 0.15}{222.26} \cdot \left(\frac{148}{2} - 1.35 \right) = 6.678\text{m}$$

浮力 $B_1 = 118843.6\text{kN}$

浮心纵标 $x_{b1} = -4.85\text{m}$

(2) 第二次近似计算

首吃水
$$d_{f2} = d_{f1} + \frac{W - B_1}{\rho \cdot g \cdot A} + \frac{x_g - x_{b1}}{R} \left(\frac{L}{2} - x_f \right)$$

$$= 3.606 + \frac{121006.4 - 118843.6}{1.025 \times 9.8 \times 2570} + \frac{-4.464 + 4.85}{222.26} \cdot \left(\frac{148}{2} + 1.35 \right)$$

$$= 3.820\text{m}$$

尾吃水
$$d_{a2} = d_{a1} + \frac{W - B_1}{\rho \cdot g \cdot A} - \frac{x_g - x_{b1}}{R} \left(\frac{L}{2} + x_f \right)$$

$$= 6.678 + \frac{121006.4 - 118843.6}{1.025 \times 9.8 \times 2570} - \frac{-4.464 + 4.85}{222.26} \cdot \left(\frac{148}{2} - 1.35 \right)$$

$$= 6.635\text{m}$$

浮力 $B_2 = 120902.6\text{kN}$

浮心纵标 $x_{b2} = -4.559\text{m}$

精度检查
$$\left| \frac{W - B_2}{W} \right| = \left| \frac{121006.4 - 120902.6}{121006.4} \right| = 0.09\% < 0.1\%$$

$$\left| \frac{x_g - x_{b2}}{L} \right| = \left| \frac{-4.464 + 4.559}{148} \right| = 0.06\% < 0.1\%$$

以上满足船舶平衡计算的精度要求(见式(1.3.3)),具体计算过程见表 1-7。

2. 静水剪力 N_x 及弯矩 M_x 计算

静水剪力 N_x 及弯矩 M_x 计算见表 1-8,其分布见图 1-38。

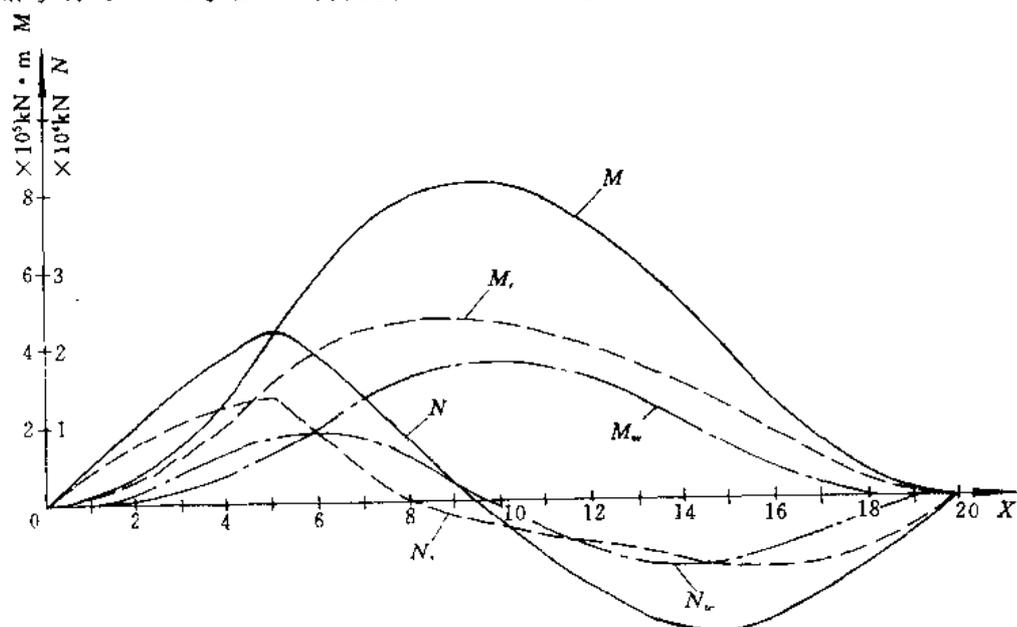


图 1-38 弯矩、剪力曲线图

表 1-7

理论站号	力臂乘数	第一次近似		第二次近似		各站浸水面 积成对和 (m ²)	理论站距 上的浮力 (7) × $\frac{\Delta L}{2}$ × ρg (kN)	理论站距
		各站浸水 面积 F _{0i} (m ²)	面积矩 函数(m ²) (2) × (3)	各站浸水 面积 F _{Δi} (m ²)	面积矩 函数(m ²) (2) × (5)			
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
0	-10	0	0	0	0			
1	-9	13.5	-121.5	14.0	-126.0	14.0	520.3	0-1
2	-8	42.5	-340.0	43.5	-348.0	57.5	2137.1	1-2
3	-7	72.5	-507.5	73.5	-514.0	117.0	4348.5	2-3
4	-6	94.0	-564.0	95.0	-570.0	168.5	6262.6	3-4
5	-5	112.5	-562.5	113.5	-567.5	208.5	7749.2	4-5
6	-4	125.0	-500.0	126.0	-504.0	239.5	8901.4	5-6
7	3	130.0	-390.0	131.0	-393.0	257.0	9551.8	6-7
8	-2	130.0	-260.0	131.0	-262.0	262.0	9737.6	7-8
9	-1	127.5	-127.5	129.0	-129.0	260.0	9663.3	8-9
10	0	122.5	0	124.0	0	253.0	9403.1	9-10
11	1	117.5	117.5	119.0	119.0	243.0	9031.5	10-11
12	2	112.5	225.0	114.0	228.0	233.0	8659.8	11-12
13	3	102.5	307.5	105.0	315.0	219.0	8139.5	12-13
14	4	90.0	360.0	92.0	368.0	197.0	7321.8	13-14
15	5	70.0	350.0	73.0	365.0	165.0	6132.5	14-15
16	6	55.0	330.0	57.0	342.0	130.0	4831.6	15-16
17	7	37.5	262.5	39.0	273.0	96.0	3568.0	16-17
18	8	25.0	200.0	26.5	212.0	65.5	2434.4	17-18
19	9	15.0	135.0	16.5	148.5	43.0	1598.2	18-19
20	10	7.5	75.0	8.0	80.0	24.5	910.6	19-20
总 和		1602.5	-1010.5	1630.5	-962.0			
修正值		-3.75	-37.5	-4.0	-40.0			
修正后总和		1598.8	-1048.0	1626.5	-1002.0			

$$B_1 = \rho \cdot g \cdot \Delta L \cdot \sum (3) = 118843.6 \text{ kN}, \quad B_2 = \rho \cdot g \cdot \Delta L \cdot \sum (5) = 120902.6 \text{ kN},$$

$$x_{b1} = \Delta L \cdot \frac{\sum (4)}{\sum (3)} = -4.850 \text{ m}, \quad x_{b2} = \Delta L \cdot \frac{\sum (6)}{\sum (5)} = -4.559 \text{ m}$$

注：表中各站的横剖面浸水面积 F_{0i} 取自邦戎曲线（见图 1-37）。

表 1-8

理论站距	理论站 间重量 (kN)	理论站 间浮力 (kN)	理论站 间载荷 (2)-(3) (kN)	第(4)列 自上而下 之和 (kN)	第(5)列 积分和 (kN)	对第(5) 列不规则 的修正值 (kN)	剪力值 N_{\dots} (5)-(7) (kN)	(6) $\times \frac{\Delta L}{2}$ (kN·m)	对第(9)列 不规则的 修正值 (kN·m)	弯矩值 $M = (9) - (10)$ (kN·m)	理论站号
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
0-1	4818.7	520.3	4298.4	4298.4	4298.4	5.2	4293.2	15904.1	-265.3	15169.4	1
1-2	6015.2	2137.1	3878.1	8176.5	16773.3	10.4	8166.1	62061.2	-530.5	62591.7	2
2-3	6870.8	4348.5	2522.3	10698.8	35648.6	15.5	10683.3	131899.8	-795.8	132695.6	3
3-4	8471.1	6262.6	2208.5	12907.3	59254.7	20.7	12886.6	219242.4	-1061.0	220303.4	3
4-5	8452.5	7749.2	703.3	13610.6	85772.6	25.9	13584.7	317358.6	-316.3	318684.9	5
5-6	4594.2	8901.1	-4307.2	9303.4	108886.6	31.1	9272.3	402140.4	-1591.5	403731.9	6
6-7	5133.2	9551.8	-4418.6	4884.8	122874.8	36.3	4848.3	454636.8	-1856.8	456493.6	7
7-8	4899.8	9737.6	-4927.8	-43.0	127716.6	41.4	-84.4	472551.4	-2122.0	474673.4	8
8-9	8557.4	9663.3	-1105.9	-1118.9	126524.7	46.6	-1195.5	468141.1	-2387.3	470528.7	9
9-10	7610.7	9103.1	-1792.4	-2941.3	122434.5	51.8	-2993.1	453007.6	-2652.5	456660.1	10
10-11	7542.1	9031.5	-1489.1	-4430.7	115062.5	57.0	-4487.7	425731.3	-2917.8	428649.1	11
11-12	7610.7	8659.8	-1049.1	-3179.8	105152.0	62.2	-5542.0	389062.4	-3183.0	392245.4	12
12-13	8023.3	8139.5	-116.2	-5596.0	94076.2	67.3	-5663.3	348081.9	-3448.3	351530.2	13
13-14	5154.8	7821.8	-2167.0	-7763.0	80717.2	72.5	-7835.5	298653.6	-3713.5	302367.1	14
14-15	4908.8	6132.5	-1223.7	-8986.7	63967.5	77.7	-9064.4	236679.8	-3978.8	240658.6	15
15-16	5310.6	4831.6	479.0	-8507.7	46473.1	82.9	-8590.6	171950.5	-4244.0	176194.5	16
16-17	3840.6	3568.0	272.6	-8235.1	29730.3	88.1	-8323.2	110002.1	-4509.3	114511.4	17
17-18	3821.0	2434.4	1385.6	-6848.5	14646.7	93.2	-6941.7	54192.8	-4774.6	58967.4	18
18-19	3778.9	1598.2	2180.7	-4667.8	3130.4	98.4	-4766.2	11582.5	-5039.8	16622.3	19
19-20	5882.0	910.6	4771.4	103.60	-1433.8	-103.6	0	-5305.1	-5305.1	0	20

注:各理论站间重量取自重量汇总表

$W = 121006.4 \text{ kN}$, $x_g = 4.46 \text{ m}$, 准确度

$d_f = 3.820 \text{ m}$, $d_a = 6.635 \text{ m}$, 剪力

$$\frac{N(20)}{N_{\max}} = \frac{-103.6}{13610.6} = 0.76\% < 5\%$$

$M_{s,\max} = 47463.4 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $N_{s,\max} = 13584.7 \text{ kN}$, 弯矩

$$\frac{M(20)}{M_{\max}} = \frac{-5305.1}{472551.4} = 1.12\% < 5\%$$

1.7.4 静波浪剪力 N_w 及弯矩 M_w 计算

1. 船舶在波浪中平衡位置的确定

作为例子,用麦卡尔法计算船舶在波浪上(波峰在船中)的平衡位置,当然也可以用逐步近似法计算。取静水线($d_{j0}=3.820m, d_{a0}=6.635m$)作为波轴线,按波峰在船中,在邦戎曲线图上量取各站浸水面积 F_{A_i} ,再取 $\epsilon=-1m$,即波轴线向下移动 $1m$,量取各站横剖面浸水面积 F_{B_i} ,按表 1-9 进行计算。

表 1-9

理论站乘号数 i	以静水线为波轴线的波面浸水面积 F_{A_i} (m^2)	$i \cdot F_{A_i} =$ (1)×(2)	移轴后的波面浸水面积 F_{B_i} (m^2)	$F_{B_i} - F_{A_i} =$ (4)-(2) (m^2)	$i \cdot (F_{B_i} - F_{A_i}) =$ (1)×(5)	$i^2 \cdot (F_{B_i} - F_{A_i}) =$ — (1)×(6)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
0	0.0*	0.0	0.0*	0.0	0.0	0.0
1	2.0	2.0	1.5	-0.5	-0.5	-0.5
2	22.5	45.0	15.0	-7.5	-15.0	-30.0
3	46.0	138.0	34.5	-11.5	-34.5	-103.5
4	80.0	320.0	64.0	-16.0	-64.0	-256.0
5	119.5	597.5	99.0	-20.5	-102.5	-512.5
6	152.5	915.0	130.0	-22.5	-135.0	-810.5
7	176.5	1235.5	155.5	-21.0	-147.0	-1029.0
8	192.5	1540.0	170.0	-22.5	-180.0	-1440.0
9	201.5	1809.0	177.5	-23.5	-211.5	-1903.5
10	203.0	2030.0	176.5	-26.5	-265.0	-2650.0
11	196.0	2156.0	170.5	-25.5	-280.5	-3085.5
12	185.5	2226.0	160.5	-25.0	-300.0	-3600.0
13	160.5	2086.5	136.5	-24.0	-312.0	-4056.0
14	127.5	1785.0	105.5	-22.0	-308.0	-4312.0
15	90.0	1350.0	68.5	-21.5	-322.5	-4837.5
16	52.0	832.0	35.5	-16.5	-264.0	-4224.0
17	25.0	425.0	15.0	-10.0	-170.0	-2890.0
18	11.0	198.0	4.5	-6.5	-117.0	-2106.0
19	2.0	38.0	0.5	-1.5	-28.5	-541.5
20	0.5*	10.0	0.0*	-0.5	-10.0	-200.0
Σ	$\Sigma_2=2045.5$	$\Sigma_3=19738.5$		$\Sigma_4=-325.0$	$\Sigma_5=-3267.5$	$\Sigma_7=-38587.5$

注:表中“*”号表示首、尾项折半,因为 Σ 相应于梯形积分过程。

根据表 1-9 数据,按下式计算波轴线移动参数 ζ_0, b ,即

$$\Sigma_2 + \frac{\zeta_0}{\epsilon} \cdot \Sigma_3 + \frac{b}{\epsilon} \cdot \frac{\Sigma_4}{20} = \frac{V}{\Delta Z}$$

$$\Sigma_3 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon} \cdot \Sigma_6 + \frac{b}{\varepsilon} \cdot \frac{\Sigma_7}{20} = \frac{V \cdot x_b}{(\Delta L)^2}$$

$$\text{式中 } V = \frac{W}{\rho \cdot g} = \frac{121006.4}{1.025 \times 9.8} = 12046.4 \text{ m}^3$$

$$x_b = \frac{L}{2} + x'_b = \frac{148}{2} - 4.464 = 69.536 \text{ m}$$

$$\Delta L = \frac{L}{20} = \frac{148}{20} = 7.4 \text{ m}$$

$$\varepsilon = -1 \text{ m}$$

将表 1-9 中 $\Sigma_2, \Sigma_3, \Sigma_4, \Sigma_5, \Sigma_6, \Sigma_7$ 代入上式得:

$$2045.5 + 325\zeta_0 + \frac{3267.5}{20}b = \frac{12046.4}{7.4}$$

$$19738.5 + 3267.5\zeta_0 + \frac{38587.5}{20}b = \frac{12046.4 \times 69.536}{(7.4)^2}$$

经整理得:

$$325\zeta_0 + 163.375b = -417.54$$

$$3267.5\zeta_0 + 1929.375b = -4440.96$$

解联立方程式得:

$$\zeta_0 = -0.857 \text{ m}$$

$$b = -0.847 \text{ m}$$

由此求得平衡时的波轴线位置:

$$\text{首吃水 } d_f = d_{f0} + \zeta_0 + b = 3.820 - 0.857 - 0.847 = 2.116 \text{ m}$$

$$\text{尾吃水 } d_a = d_{a0} + \zeta_0 = 6.635 - 0.857 = 5.778 \text{ m}$$

2. 静波浪剪力及弯矩计算

求得平衡位置后,即从邦戎曲线上量读出船舶处于平衡状态下的横剖面浸水面积 F_{c_i} ,并进行检验平衡精度要求的计算。船舶在波峰上平衡位置的计算结果见表 1-10。

静波浪剪力及弯矩计算见表 1-11 第(1)列至第(12)列。计算中先检验了第(5)列及第(6)列不封闭值满足计算精度要求,即

$$\left| \frac{(5)_{20}}{(5)_{\max}} \right| = \left| \frac{4}{246} \right| = 1.63\% < 2.5\%$$

$$\left| \frac{(6)_{20}}{(6)_{\max}} \right| = \left| \frac{106}{2659} \right| = 3.99\% < 5.0\%$$

再对不封闭值按图 1-15 所示方法进行修正(见表中第(8)列及第(11)列)。

修正后的最大静波浪剪力及弯矩为:

$$N_{w, \max} = 9098.4 \text{ kN}$$

$$N_{w, \min} = -8968.3 \text{ kN}$$

$$M_{w, \max} = 358366.8 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

表 1-10

理论站号	$d_f = 2.116m, d_a = 5.778m$		
	横剖面浸水面积 F_i (m^2)	力臂乘数	面积矩函数 (3) - (1) × 2 (m^2)
	(1)	(2)	(3)
0	0.0	-10	0
1	3.0	-9	27.0
2	16.0	-8	-128.0
3	34.0	7	-238.0
4	64.0	-6	-384.0
5	98.0	-5	-490.0
6	129.0	-4	-516.0
7	152.0	3	-456.0
8	164.0	-2	-328.0
9	171.0	-1	-171.0
10	169.0	0	0
11	163.0	1	163.0
12	150.5	2	301.0
13	124.5	3	373.5
14	91.5	4	366.0
15	55.5	5	277.5
16	25.0	6	150.0
17	9.5	7	66.5
18	3.5	8	28.0
19	1.5	9	13.5
20	0	10	0
总和	1624.5		999.0
修正项	0		0
修正后总和	1624.5		-999.0

计算结果

$$\begin{aligned} \text{浮力 } B &= \rho \cdot g \cdot \Delta L \sum (1) \\ &= 1.025 \times 9.8 \times 7.4 \times 1624.5 \\ &= 120754.0 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{浮心坐标 } x_0 &= \Delta L \frac{\sum (3)}{\sum (1)} = 7.4 \frac{(-999)}{1624.5} \\ &= -4.551 \text{ m} \end{aligned}$$

准确度

$$\begin{aligned} \left| \frac{W-B}{W} \right| &= \left| \frac{121006.4 - 120754}{121006.4} \right| \\ &= 0.21\% < 0.5\% \\ \left| \frac{x_g - x_0}{L} \right| &= \left| \frac{4.464 + 4.551}{148} \right| \\ &= 0.06\% < 0.1 \end{aligned}$$

注：表中各站横剖面浸水面积 F_i 取自邦戎曲线（见图 1-37）。

1.7.5 总纵弯矩及剪力计算

将静水弯矩及剪力与静波浪弯矩及剪力分别按代数和相加即得总纵弯矩及剪力。其计算见表 1-11 第 13 列至 16 列，分布曲线见图 1-38。

最大总纵弯矩及剪力为

$$N_{\max} = 22225.9 \text{ kN}$$

$$N_{\min} = -17371.1 \text{ kN}$$

$$M_{\max} = 816010.3 \text{ kN}$$

表 1-11

理论站号	波面下横剖面面积 F_G (m ²)	静水下横剖面面积 F_{G_0} (m ²)	横剖面浸水面面积的增量 ΔF_1 (3) (m ²)	(4)的积分和(按箭头方向计算) (m ²)	(5)的积分和(按箭头方向计算) (m)	静波浪剪力 $N_w = \frac{M_w}{L} \cdot \rho g$ (6) (kN)	修正后的静波浪剪力 $N_w = \frac{1}{20} \cdot \Delta N_w$ (8) (kN)	修正后的静波浪剪力 $N_w = \frac{1}{20} \cdot \Delta N_w$ (9) (kN)	静波浪弯矩 $M_w = \rho g \left(\frac{\Delta L}{2}\right)^2 \cdot (6)$ (10) (kN·m)	M_w 的不封闭修正值 $\Delta M_w = \frac{1}{20} \cdot \Delta M_w$ (11) (kN·m)	修正后的静弯矩 $M_w = (10) - (11)$ (12) (kN·m)	合成剪力及弯矩计算				理论站号
												静水剪力 N_s (取自表 1-8) (kN)	静水弯矩 M_s (取自表 1-8) (kN·m)	合成剪力 $N = (9) + (13)$ (kN)	合成弯矩 $M = (12) + (14)$ (kN·m)	
0	0.0	0.0	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	3.0	14.0	11.0	11.0	11.0	408.8	7.4	401.1	1512.7	728.8	783.9	4293.2	16169.4	4694.6	15953.3	1
2	16.0	43.5	27.5	48.5	71.5	1839.7	14.9	1824.8	9832.4	1157.7	8374.7	8166.1	52591.7	9990.9	70966.4	2
3	34.0	73.5	39.5	113.5	237.5	4329.9	22.3	4307.6	32660.1	2186.5	30473.6	10683.3	132695.6	14990.9	163169.2	3
4	64.0	95.0	31.0	187.0	511.0	6950.1	29.7	6920.4	74396.2	2915.3	71180.9	12886.6	220303.4	19807.0	291781.3	4
5	98.0	113.5	15.5	233.5	961.5	8678.1	37.2	8641.2	132221.7	3644.2	128577.5	13581.7	318684.9	22223.9	117262.1	5
6	129.0	126.0	-3.0	216.0	1441.0	9143.0	41.6	9098.4	198160.6	4373.0	193787.6	9272.3	403731.9	18370.7	397519.5	6
7	162.0	131.0	-21.0	222.0	1909.0	8251.0	52.0	8199.0	262518.1	5101.8	257416.3	4848.3	456193.6	13047.5	713909.9	7
8	161.0	131.0	-33.0	168.0	2299.0	6214.0	59.5	6184.5	316149.4	5830.7	310318.7	-81.4	474673.1	6100.1	781592.1	8
9	171.0	129.0	-12.0	93.0	2560.0	3456.5	66.9	3389.6	352011.1	6359.5	345481.6	-1195.5	470528.7	2191.1	876010.3	9
10	169.0	124.0	-15.0	6.0	2659.0	223.0	74.3	146.7	365653.2	7288.4	358366.8	-2993.1	455660.1	-2841.4	814026.9	10
11	163.0	119.0	-44.0	-83.0	2582.0	-3084.8	81.8	-3166.6	355066.4	8017.2	347049.2	-4487.7	428619.1	7654.3	775698.3	11
12	150.5	114.0	-36.5	-163.5	2335.5	-6076.7	89.2	-6185.9	321168.7	8746.0	312522.7	-5542.0	392215.4	-11707.9	701668.1	12
13	124.5	105.0	-19.5	-219.5	1952.5	-8158.1	95.6	-8254.7	268500.1	9474.9	259025.2	-5663.3	351530.2	13918.0	610535.4	13
14	91.5	92.0	0.5	-238.5	1494.5	-8864.2	104.1	-8968.3	205317.7	10203.7	195314.0	-7835.5	302367.1	-16803.8	197681.1	14
15	55.5	73.0	17.5	-220.5	1035.5	-8195.2	111.5	-8306.7	142397.9	10332.5	131465.4	-9064.1	240658.6	-17371.1	372124.0	15
16	25.0	57.0	32.0	-171.0	644.0	-6355.5	118.9	-6474.7	88350.3	11661.1	76899.2	-8590.6	176194.5	15065.3	253093.7	16
17	9.5	39.0	29.5	-109.5	363.5	-4069.7	126.4	-4196.1	49987.1	12390.2	37596.9	-8323.2	114511.4	-12519.3	152108.3	17
18	3.5	28.5	23.0	-57.0	197.0	-2118.5	133.8	-2252.3	27090.7	13119.0	13971.7	-6941.7	589678.4	-9194.0	72939.1	18
19	1.5	16.5	15.0	-19.0	121.0	-706.2	141.2	-817.4	16639.4	13847.9	2791.5	4766.2	16227.3	5613.6	12413.8	19
20	0.0	8.0	8.0	4.0	106.0	148.7	148.7	0	14276.7	14276.7	0	0	0	0	0	20

注: N_w 取自表 1-10, F_{G_0} 取自表 1-7.

参 考 文 献

- 1 杨代盛. 船体强度与结构设计(修订本). 北京:国防工业出版社,1986
- 2 (苏)库尔久莫夫. 船舶强度. 张孝簪等合译. 北京:高等教育出版社,1960
- 3 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京:人民交通出版社,1989
- 4 中华人民共和国船舶检验局. 内河钢船建造规范. 北京:人民交通出版社,1991
- 5 (苏)西维尔采夫. 内河船舶船体结构的计算与设计. 孙诗乐译. 北京:人民交通出版社,1956
- 6 СМОЛЯКОВ · УВЕЛИЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СУДОВ. МОСКВА, РЕЧИЗДАТ, 1952
- 7 陈超核. 大开口船舶斜浪中的扭转外力实用计算机程序. 中国造船船舶结构波浪载荷学术会议论文集. 1992(7)
- 8 陈瑞章, 达荣庭, 周网孝. 波浪中舰船垂向剪切力和弯矩的计算机程序. 舰船性能研究, 1978(2)
- 9 冯康等. 数值计算方法. 北京:国防工业出版社, 1978. 12
- 10 Muckle. Strength of Ships' Structures. London and Southampton, Printed in Great Britain by The Camelot Press Ltd, 1967
- 11 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范修改通报. 北京:人民交通出版社, 1993
- 12 中国船舶工业总公司七〇八研究设计院. 700 TEU 集装箱船. 上海

第二章 船体总纵强度计算

2.1 船体总纵弯曲应力的第一次近似计算

前面已经指出,在研究船体总纵强度时,把船体视为一条变断面的空心薄壁梁(称为船体梁)。因此,应用简单梁的理论,总纵弯曲应力为:

$$\sigma = \frac{M}{I}Z \quad (2.1.1)$$

式中 M ——计算剖面的总纵弯矩,中拱时为正;

I ——计算剖面对水平中和轴的惯性矩;

Z ——所求应力点至水平中和轴的垂直距离,向上为正。

在船体强度计算中通常把式(2.1.1)化为下列形式:

$$\sigma = \pm \frac{M}{W} \quad (2.1.2)$$

式中 $W=I/|Z|$,称为船体剖面模数。它是表征船体结构抵抗弯曲变形能力的一种几何特性,也是衡量船体总纵强度的一个重要标志。在一般建造规范中都规定了该模数的基本要求,以作为衡量船体总纵强度的标准。

2.1.1 计算剖面与纵向强力构件

为了进行总纵强度校验,首先要确定对哪些剖面进行计算。显然,仅须对可能出现最大弯曲应力的剖面进行计算,这些剖面称为危险剖面或计算剖面。由总纵弯曲力矩曲线可知,最大弯矩一般在船中 0.4 倍船长范围内,所以计算剖面一般应是此范围内的最弱剖面——含有最大的舱口或其它开口的剖面,如机舱、货舱开口剖面。此外,一般还要对下述强度最弱剖面进行计算:船体骨架式改变处剖面、上层建筑端壁处剖面、主体材料分布变化处剖面以及由于重量分布特殊可能出现相当大的弯矩值的某些剖面。

对甲板开口宽度 b 与开口长度中点处甲板最大宽度 B_1 之比不小于 0.7 或舱口长度 l_n 与每一舱口两端横向甲板条中心线之间的距离 l_{nn} (若舱口前或后再无其它舱口时, l_{nn} 算到舱壁为止)之比不小于 0.89 或 $b/B_1 > 0.6$ 及 $l_n/l_{nn} > 0.7$ 的大开口集装箱船,在货舱区域内应至少计算七个横剖面上的应力^[3]。其部位如下:

- (1)机舱前端;
- (2)开口长度的前端;
- (3)在开口长度内再取五个剖面,其中至少有三个在 0.4 倍船长范围内;
- (4)所有结构突变处的剖面。

在计算剖面中,并非所有纵向布置的构件都能有效地参加抵抗总纵弯曲。因此,在计算剖面确定后,还要确定哪些构件能有效地参加抵抗总纵弯曲变形,亦即哪些构件可计入

船体梁的计算中。通常,纵向连续并能有效地传递总纵弯曲应力的构件均应计入,习惯上称这些构件为纵向强力构件。显然,在船中部 0.4~0.5 倍船长区域内连续的纵向构件,如甲板板、外板、内底板、内龙骨、纵桁、纵骨等都是纵向强力构件,计算船体剖面模数时均应计入。

长度较短的纵向构件应视作间断构件,例如船楼、甲板室、开口间的甲板等。它们参加总纵弯曲的有效性取决于它们的长度及与主体的连接情况:

(1)一般认为,凡连续长度不小于船体计算剖面本身高度 3 倍的舱口纵围板、纵桁等纵向构件均可计入船体梁剖面的计算中,但机座纵桁和其它加强纵桁均不应计入。

(2)凡长度超过船长的 15%,且不小于本身高度 5 倍的上层建筑以及同时受到不少于三个横舱壁或类似结构支持的长甲板室,一般可认为其中部的甲板及侧壁是完全有效地参加抵抗总纵弯曲。可是,其端部由于参加抵抗总纵弯曲的程度是逐步增长到完全有效的,因此如图 2-1 所示阴影区的构件剖面不能计入船体梁剖面的计算中^[1],即侧壁和纵向舱壁所应计入的剖面与自上层建筑的端部按 20°角的线段长度成比例,而对于甲板的横剖面面积则按 α 角, α 角由下式确定:

$$\alpha = \arctg \sqrt{\frac{2t_1 + 1.5t_2}{1.5t}} \quad (2.1.3)$$

式中 t ——上层建筑甲板的厚度;

t_1 ——上层建筑侧壁板的厚度;

t_2 ——上层建筑纵向舱壁板的总厚度。

为简便起见,也可将 α 近似地取为 20°。此时,在上层建筑端部的侧壁和纵舱壁上不应有宽度大于孔距的窗口和其它开孔。

(3)靠近舱口前后端的甲板,如图 2-2 所示位于两个 20°角的斜线构成的阴影区域内的材料是无效的,不能计入船体梁剖面的计算中。这也说明舱口之间的甲板很少是非常有效的。因此,对位于舱口之间的横剖面,若在其它位置上还有其它开口(例如舷门),则这个横剖面也许就是危险剖面。

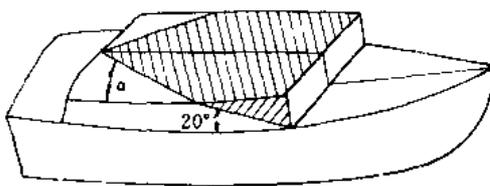


图 2-1 上层建筑端部有效的构件



图 2-2 甲板板的有效部分

2.1.2 船体剖面模数的计算及第一次近似总纵弯曲应力

在计算船体剖面要素时,由于船体结构对称于纵中剖面,一般只须对半个剖面进行计算。具体步骤如下:

首先,画出船体计算剖面的半剖面图,如图 2-3 所示。然后,对纵向强力构件进行编号,并注意把所有至中和轴距离相等的相同尺寸构件列为一组进行编号;选取参考轴 O -

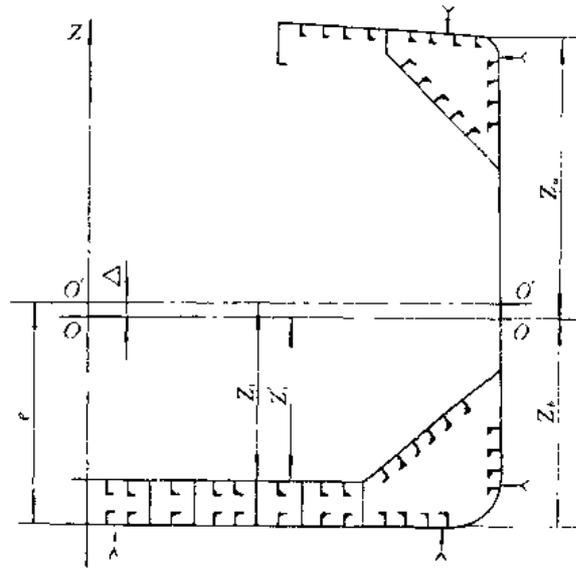


图 2-3 船体梁计算剖面简图示例

O' , 该轴可选在离基线 $e=(0.45\sim 0.50)$ 倍型深处, 或就在基线处。最后, 利用表 2-1 进行计算: 分别求出各组构件剖面积 A_i , 其形心位置至参考轴的距离 Z_i (按所选定的符号法则, 在参考轴以上的构件 Z_i 取为正的), 静力矩 $A_i Z_i$ 和惯性矩 $A_i Z_i^2$, 对于高度较大的垂向构件, 如舷侧板等, 还要计算其自身惯性矩 $I_0 = A_i h_i^3 / 12$ (h_i 为该构件的垂直高度, 这种表达式也适用于倾斜板的剖面)。

表 2-1

1 构件 编号	2 构件 名称	3 构件 尺寸 (mm)	4 剖面 积 A_i (cm^2)	5 距参考 轴距离 Z_i (m)	6 静力矩 $A_i \cdot Z_i$ ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}$)	7 惯性矩 $A_i \cdot Z_i^2$ ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$)	8 自身 惯性矩 I_0 ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$)	9 距中和 轴距离 Z' (m)	10 弯曲应力		12 临界应力 (N/mm^2)
									11 中拱 (N/mm^2)	11 中垂 (N/mm^2)	
1											
2											
3											
⋮											
Σ			A		B	C			V		

同时, 利用表 2-1 进行第一次近似总纵弯曲应力计算。

$$\text{令 } \sum A_i = A, \sum A_i Z_i = B, \sum (A_i Z_i^2 + I_0) = C$$

剖面水平中和轴至参考轴的距离为:

$$z = \frac{B}{A} \quad (\text{m}) \quad (2.1.1)$$

由移轴定理,剖面对水平中和轴的惯性矩为:

$$I = 2(C - J^2 A) = 2 \left[C - \frac{B^2}{A} \right] \quad (\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2) \quad (2.1.5)$$

任意构件至中和轴的距离为:

$$Z_i = Z_c - A \quad (\text{m}) \quad (2.1.6)$$

构件中的总纵弯曲应力为:

$$\sigma_i = \frac{M}{I} Z_i \times 10 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.1.7)$$

式中弯矩 M 以 $\text{kN} \cdot \text{m}$ 计,中拱时为正。按式(2.1.7)求得的应力 σ_i 称为总纵弯曲应力第一次近似计算值。

最上层连续甲板和船底是船体剖面中离中和轴最远的构件,构成了船体梁的上下翼板。构成船体梁上翼板的最上层连续甲板通常称为强力甲板。设中和轴至强力甲板和船底的垂直距离分别为 Z_a 和 Z_b ,则强力甲板和船底处的剖面模数分别为:

$$W_a = \frac{I}{Z_a}, W_b = \frac{I}{Z_b}$$

在一般船舶中,中和轴离船底较近,即 $Z_a > Z_b$,因此 $W_a < W_b$ 。所以,有时也称强力甲板处剖面模数为船体剖面的最小剖面模数。

在计算构件剖面积时,除了如图 2-1 及图 2-2 所示阴影区的构件不能计入外,还有如下二点须注意的:

(1)若构件上有开口,则要根据其开口尺寸而决定是否应扣除其开口部分的剖面积。具体要求参见有关规定,我国有关规范规定见 7.2 节。

(2)若在参加抵抗总纵弯曲变形的构件中,一些构件采用了与船主体基本材料不同弹性模量的材料,例如部分采用铝合金结构的钢质船舶,或有若干连续纵向钢结构部分的混凝土驳船。此时,材料不同的部分是船体梁整体的一部分,弯曲纵向应变沿竖向的变化在材料不同部分具有与主体部分相同的线性分布。因此,在计算时应首先将其换算成相当于基本材料的剖面积。

若设被换算的构件的剖面积为 a_i ,其应力为 σ_i ,弹性模量为 E_i ;与其等效的基本材料的剖面积为 a ,应力为 σ ,弹性模量为 E ,则根据变形相等且承受同样的力 P ,可得:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_i}{E_i} = \frac{\sigma}{E} \quad \text{或} \quad \varepsilon = \frac{P}{a_i E_i} = \frac{P}{a E}$$

故有:

$$a = a_i \frac{E_i}{E}, \quad \sigma_i = \sigma \frac{E_i}{E} \quad (2.1.8)$$

即在计算时,可认为船体梁仅由一种基本材料构成,而把与基本材料弹性模量 E 不同的构件剖面积乘以两材料的弹性模量之比 E_i/E ,同时又不改变该构件的形心位置。因此,对薄壁构件,相当于仅对板厚作上述变换,如果是垂直板,其自身惯性矩 i_0 应为:

$$i_0 = \frac{\left(a_i \frac{E_i}{E} \right) h_i^3}{12} \quad (2.1.9)$$

式中 h_i 为垂直板的高度。

2.2 船体构件的稳定性检验和总纵弯曲应力的第二次近似计算

2.2.1 船体构件的工作特征

为证明上述按简单梁理论计算总纵弯曲应力的方法的有效性,曾进行了许多实船应力测试,图 2-4 就是其中的一例比较结果^[5]。由图可知,实测结果与理论计算值基本上

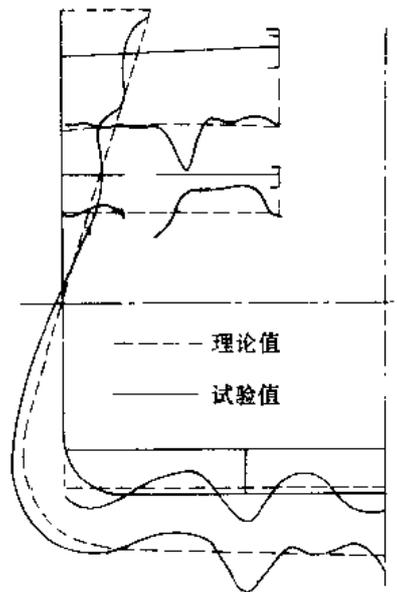


图 2-4 货船“Ocean Vulcan”的总纵弯曲应力分布曲线(在中拱弯矩 $M=362600\text{kN}\cdot\text{m}$ 时)

一致的,特别是应力沿舷侧呈线性分布,且在船底和甲板中的应力基本上是均匀分布的。这说明,用简单梁理论计算船体梁结构中的总纵弯曲应力是可行的。但是,19 世纪后叶,内河船“玛丽”号横渡大西洋时折成两段的事实,对这种无条件运用简单梁理论的计算方法提出了疑问。

“玛丽”号的主要尺度 $L\times B\times D\times d$ 为 $64\times 7.62\times 2.59\times 1.47\text{m}$ 。折断时遇到的波长约与船长相等,波高约为 $1.5\sim 1.8\text{m}$ 。在距船中之前 7.3m 处向下折成两段,并在折断前甲板曾产生了显著的皱折。

威·约翰(W·John)曾将“玛丽”号静置在波长为 64m 、波高为 1.8m 的波浪上进行了总纵弯曲应力计算,结果如表 2-2 所示。

单纯从表中所列数据来看,虽然中垂状态时甲板上的应力比较高,但还不能就此说明船体很快折断的原因。于是,威·约翰在分析时认为,船体破坏是由于所有受压的甲板板列,除了与其它刚性构件相连的一部分完全有效外,其余部分不能承受大于板之极限载荷的压力。因此,他利用了下述系数:

$$\varphi = \frac{\text{板的欧拉应力}}{\text{该构件的总纵弯曲应力}} \quad (2.2.1)$$

对这部分受压板的剖面积进行修正。修正后的计算结果,在中垂状态时,甲板舷边处的应力达到了 250N/mm²,大大超过了第一次近似计算所得的结果。这就是说,考虑了某些纵向强力构件参加抵抗总纵弯曲的有效程度之后,船体结构上实际受到的应力是很大的,这就是船体折断的真正原因。

表 2-2

破坏断面	静水状态			中拱状态			中垂状态		
	弯矩 (tf·m) (kN·m)	应力 (kgf/cm ²) (N/mm ²)		弯矩 (tf·m) (kN·m)	应力 (kgf/cm ²) (N/mm ²)		弯矩 (tf·m) (kN·m)	应力 (kgf/cm ²) (N/mm ²)	
		底部	甲板		底部	甲板		底部	甲板
	215	底部	甲板	700	底部	甲板	1270	底部	甲板
		190	-23.6		-520	900		1025	-1420
	2150	19.0	-23.6	7000	-52	90	12700	102.5	-142

由此可见,将所有纵向强力构件都看成完全有效地参加抵抗总纵弯曲,有时会不能如实地反映船体薄壁板构件的工作效能,因而也就不能确切地估价船体强度。这便是按第一次近似总纵弯曲应力校核船体总纵强度存在的问题之一,还有许多实船应力测量结果进一步说明了这一点。图 2-5 是货船“Philip Schuyler”号在中拱状态下,实船应力分布的测量结果^[8]。由图可见,在船底板内由于板受总纵弯曲压应力而失稳,应力分布是不均匀的,且纵桁间板的应力比邻近的纵桁的应力低得多。这与简单梁理论假定同一水平高度上的应力分布是均匀的极不一致。进一步的研究指出,在横骨架式船体板中应力分布极不均匀的原因,还可能是板具有的建造初挠度和横荷重的作用。在本书中我们不讨论这种情况。

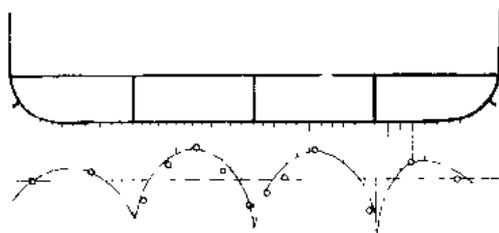


图 2-5 船底板受压失稳时的船体总纵弯曲应力分布

所以,对船体结构的要求,既要保证必要的强度,又要保证必要的稳定性。

另外,在上述第一次近似计算中只考虑了船体的主要变形——总纵弯曲变形,而忽略了船体结构所处的复杂受力状态。在船体强度计算中,为便于分析,曾经将这种复杂的受力与变形简单地划分为四类。因此,某些纵向构件就可能同时起着几种作用,承受几种应力。这就是船体构件的多重作用的工作特点。关于这个问题,将在 2.3 节详细介绍。

这样,反映船体结构的工作特征,即结构的稳定性和构件的多重作用,是船体总纵强度计算中必须考虑的两个主要问题。

2.2.2 船体构件的稳定性检验

如上所述,船体构件在总纵弯曲压应力作用下可能丧失其稳定性。所以应该确定船体外板、甲板板、内底板和作为龙骨、纵桁及其它纵向构件腹板、翼板的所有板、纵向骨材,以及整个板架的临界应力 σ_{cr} 。

在确定板的临界应力时,通常不考虑材料不服从虎克定律对稳定性的影响,按相应的理论公式确定的临界应力超过材料屈服极限 σ_y ,则在计算中取 $\sigma_{cr} = \sigma_y$ 。但对纵向骨材和板架,则必须考虑材料不服从虎克定律对稳定性的影响。

1. 板的稳定性计算

通常在计算船体板的稳定性时,认为板自由支持在由相应骨架梁所形成的支持周界上。在这样的计算中,忽略了骨架梁的抗扭影响,并产生了某些通常是不大的、偏于安全方面的误差。下面,列出确定钢板临界应力的主要公式,公式的详细推导请见文献[7]。

横骨架式 甲板板的临界应力按下述公式计算(图 2-6):

$$\sigma_{cr} = 19 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \left(1 + \frac{s^2}{c^2} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.2)$$

式中 t ——板厚;
 s ——横梁间距;
 c ——甲板纵桁间距。

对船底板和内底板,板格的纵边可作为自由支持处理,但板格的横边由于实肋板的刚性较大,应为弹性固定,它对板的临界应力影响较大。实用上可按下述公式计算^[8]:

$$\sigma_{cr} = k \times 19.6 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \left(1 + \frac{s^2}{c^2} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.3)$$

式中 s ——肋距;
 t ——板厚;
 c ——底纵桁间距;
 k ——考虑实肋板对板边固定程度的影响系数:

每一档肋距设一实肋板时 $k=1.5$
 每两档肋距设一实肋板时 $k=1.25$
 每三档肋距设一实肋板时 $k=1.15$
 每四档肋距设一实肋板时 $k=1.00$

舷顶列板的厚度较舷侧外板大很多,计算其临界应力时,把它作为三边自由支持、第四边完全自由的板处理(见图 2-7)。其临界应力按下式确定:

$$\sigma_{cr} = 19.6 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \left[1 + 0.426 \left(\frac{s}{b_s} \right)^2 - 0.143 \frac{s}{b_s \left(4 + \frac{s^2}{b_s^2} \right)} \right] \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.4)$$

式中 t ——板厚;
 b_s ——舷顶列板的宽度。

若甲板边板的厚度大大超过邻近甲板板的厚度,则式(2.2.4)也可用来确定甲板边板

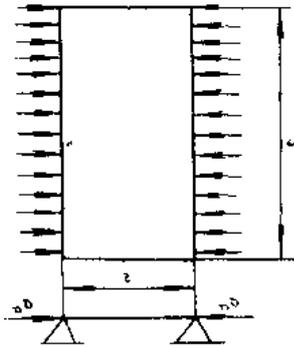


图 2-6 横骨架式甲板板稳定性的计算图形

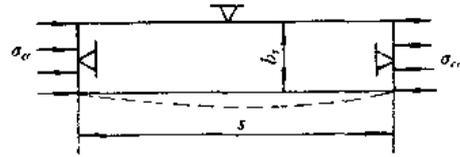


图 2-7 舷顶列板稳定性的计算图形

的临界应力。

舷侧外板的临界应力按下式计算：

$$\sigma_{cr} = 19 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.5)$$

式中 t ——板厚；
 s ——肋距。

纵骨架式 用纵骨加强的甲板板、船底板等，其临界应力按下式计算(见图 2-8)：

$$\sigma_{cr} = 76 \left(\frac{100t}{b} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.6)$$

式中 t ——板厚；
 b ——纵骨间距。

组合梁 甲板纵桁、舷侧纵桁、龙骨、底纵桁及其它纵向构件计算自由翼板临界应力时，把它作为三边自由支持、第四边完全自由的无限长均匀受压矩形板处理，其临界应力按下式确定：

$$\sigma_{cr} = 8.2 \left(\frac{100t}{b_1} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.7)$$

式中 t ——板厚；
 b_1 ——自由翼板的半宽(翼板对称于腹板的梁)或自由翼板的宽度(自由翼板设在腹板一侧的梁)。

腹板的临界应力可按沿腹板高度承受线性规律变化的压缩应力(亦可近似当作均匀压缩压力)的自由支持板进行计算。

舷侧外板的剪切稳定性 舷侧外板还承受总纵弯曲剪力的作用，所以还应检验其剪切稳定性。因 b/s 相当大，其临界应力一般按纯剪条件下的四周自由支持板计算(见图 2-9)：

$$\tau_{cr} = 102 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.8)$$

式中 t ——板厚；
 s ——肋距。

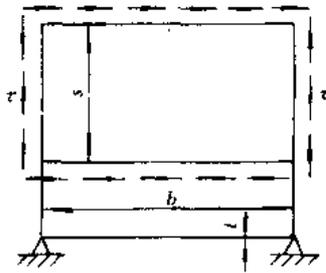


图 2-8 纵骨架式船体板稳定性的计算图形

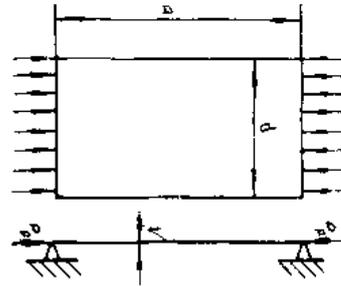


图 2-9 舷侧外板稳定性的计算图形

2. 纵骨的稳定性计算

在检验纵骨的稳定性时,将其视为自由支持在相应的横向构件(强横梁、强肋骨、肋板等)上的单跨梁(见图 2-10),其理论欧拉应力按下式计算:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E i}{a^2 (f + b_s t)} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (2.2.9)$$

- 式中 i ——包括带板的纵骨剖面惯性矩;
- a ——横向构件间距;
- f ——不包括带板的纵骨剖面积;
- b_s ——带板的宽度;
- t ——带板厚度;
- E ——材料弹性模量。

计算纵骨稳定性的带板,当其受到的压缩应力大于临界应力时应作折减。此时,带板的宽度可按下式确定:

$$b_s = \frac{b}{2} (1 + \varphi) \quad (2.2.10)$$

- 式中 b_s ——带板宽度,但不大于 1/6 跨度;
- b ——纵骨间距;

$\varphi = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_c}$ ——折减系数, φ 值不大于 1;

- σ_{cr} ——板的临界应力;
- σ_c ——作用在板上的压缩应力。

按式(2.2.9)求得的欧拉应力,若超过材料的比例极限,则必须对理论欧拉应力进行修正,以考虑材料不服从虎克定律对稳定性的影响。在造船界常利用第六章图 6-16 曲线进行修正,或者按下式确定纵骨的临界应力:

$$\left. \begin{aligned} &\text{当 } \sigma_k \leq \frac{1}{2} \sigma_Y \text{ 时, } \sigma_{cr} = \sigma_k \\ &\text{当 } \sigma_k > \frac{1}{2} \sigma_Y \text{ 时, } \sigma_{cr} = \sigma_Y \left(1 - \frac{\sigma_Y}{4\sigma_k} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.2.11)$$

中间有支撑的内外底纵骨(见图 2-11),其欧拉应力应按下述公式确定^[8]:

(1) 外底纵骨

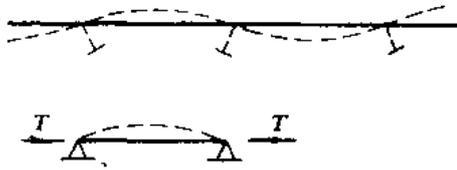


图 2-10 纵骨稳定性的计算图形

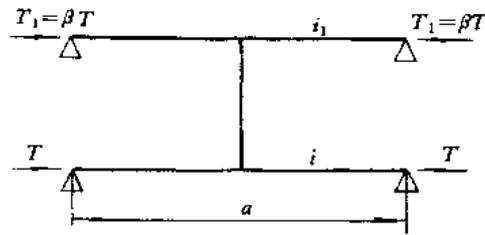


图 2-11 中间有撑材的内外底纵骨稳定性的计算图形

$$\sigma'_g = k\sigma_g \tag{2.2.12}$$

式中 σ_g ——按式(2.2.9)求得的欧拉应力；

k ——系数,取自表 2-3,表中

$$\beta = \frac{(f + b_1 t_1) Z_1}{(f + b t) Z}$$

$$\varepsilon = \frac{t_1}{i}$$

其中 f, b, t 的含义同上; Z 为船体剖面中和轴至外底的距离; 式中凡有下标“1”的指对应于内底纵骨。

(2)内底纵骨

$$\sigma_g = k\beta \frac{\pi^2 E t_1}{a^2 (f_1 + b_1 t_1)} \tag{2.2.13}$$

式中 a ——骨材跨距;

k ——系数,与 ε, β 有关,见表 2-3。

按式(2.2.12)、(2.2.13)确定的欧拉应力若超过材料的比例极限,同样应按前述方法考虑不服从虎克定律的修正。

表 2-3

$\varepsilon \backslash \beta$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.8	1.77	1.61	1.49	1.37	1.27	1.18	1.10	1.03
0.9	1.87	1.70	1.56	1.44	1.33	1.24	1.15	1.08
1.0	1.97	1.80	1.64	1.52	1.41	1.31	1.23	1.16

3. 甲板板架的稳定性计算

对具有甲板纵桁的板架可利用下述方法进行计算。首先,确定甲板纵桁的临界应力 σ_{σ_1} ,此时,将纵桁视为自由支持在横舱壁并被横梁形成的弹性基础支承的受压杆。然后,计算舷侧至纵桁或纵桁之间的甲板板架部分板架的临界应力 σ_{σ_2} ,此时假设纵桁为横梁的刚性支座。最后,若 $\sigma_{\sigma_1} > \sigma_{\sigma_2}$,则板架的稳定性用舷侧与纵桁之间或者纵桁与纵桁之间的那一部分板架的稳定性表征;若 $\sigma_{\sigma_1} < \sigma_{\sigma_2}$,则板架的稳定性用纵桁的稳定性表征。

对于上甲板货舱口区域,由于该处舱口纵桁(围板)凸出于甲板上且高度很大,通常,对纵桁(舱口围板)的稳定性都不进行检验。在此情况下,取舱口纵桁与舷侧之间的甲板板架作为计算板架,如图 2-12 及图 2-13 所示。计算板架稳定性时,纵桁作为横梁的刚性支座,横梁在纵桁处的固定系数取为 $\kappa_2=0$,而在舷侧处为弹性固定。若此时必须检验纵桁的

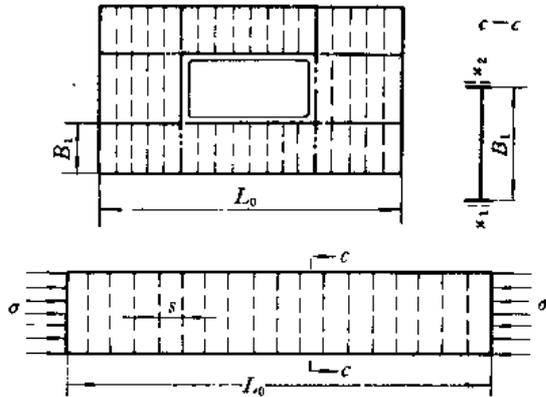


图 2-12 横骨架式甲板板架的稳定性计算图形

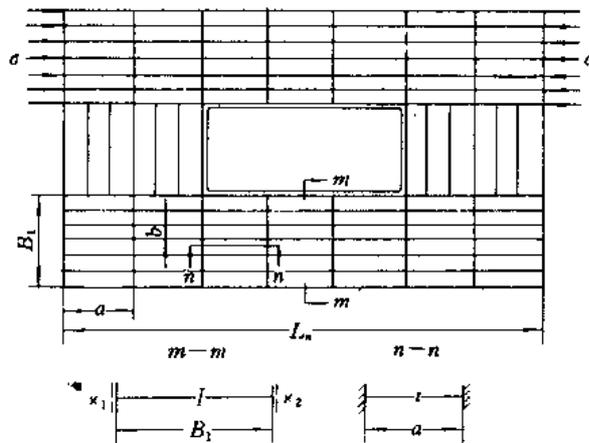


图 2-13 纵骨架式甲板板架的稳定性计算图形

稳定性(例如,纵桁的高度较低),则同样可将纵桁视为自由支持在横舱壁并被横梁所形成的弹性基础支承的受压杆处理,近似估算方法可查文献[8]。

由于横骨架式甲板板的承压能力很低,横骨架式甲板横梁的刚度不宜小于其作为甲板板刚性支座时的临界惯性矩 I_{cr} 。根据船舶结构力学结论,即

$$I_{cr} = \left(\frac{\pi}{\mu_1}\right)^4 \left(\frac{B_1}{s}\right)^3 \frac{B_1 t^3}{10.9} \chi_{j,\max}(\lambda) \quad (2.2.14)$$

式中 μ_1 ——系数,根据横梁端部固定系数查得(见文献[8]);

$\chi_{j,\max}(\lambda)$ ——按参数 $\lambda = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_R}$ 和失稳半波数 j 确定的函数值,此处取 $\lambda=1$,于是

$$\chi_{j,\max}(\lambda) = 0.405;$$

t ——甲板板平均厚度;

其余符号见图 2-12。

对图 2-13 所示舱口线以外的纵骨架式甲板板架,为保证板架稳定性,甲板强横梁的必要惯性矩 I 可由下式确定:

$$I = \left(\frac{\pi}{\mu_1} \right)^4 \left(\frac{B_1}{a} \right)^4 \frac{a}{b} \varphi i \chi_{j,\max}(\lambda) \quad (2.2.15)$$

式中 μ_1 ——与式(2.2.14)同;

$$\lambda = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_b} \cdot \frac{1}{\varphi};$$

$\sigma_k^0 = \frac{\pi^2 E i}{a^2 (f + bt)}$ ——纵骨的欧拉应力,按式(2.2.9)确定;

φ ——考虑材料不服从虎克定律对稳定性影响的修正系数;

i ——包括带板的纵骨剖面惯性矩;

σ_{cr} ——希望达到的板架临界应力;

f ——不包括带板的纵骨剖面积;

t ——甲板板的平均厚度;

其余符号见图 2-13。

当 $0.2 \leq \lambda \leq 0.7$ 及横梁根数大于 4 时,计算指出函数 $\chi_{j,\max} = (1/4)\lambda^2$,如取 $\pi^2 E = 2 \times 10^6 \text{N/mm}^2$, σ_0 为作用在甲板上的压应力,则式(2.2.15)可变成:

$$\frac{I}{a} = \frac{b}{4\varphi i} \left(\frac{B_1}{100} \right)^4 \left(\frac{\sigma_0}{200} \right)^2 \left(\frac{\pi}{\mu_1} \right)^4 \quad (2.2.16)$$

4. 稳定性要求

对位于船长中间部分的强力甲板和船底的纵向骨架梁以及整个板架的稳定性要求,在计及材料法向弹性模量减小后,通常应保证其临界应力等于材料的屈服极限。如果这一要求引起困难,则极限弯矩(见 2.7 节)可按修正后的船体受压构件的欧拉应力作为计算屈服极限来确定。但无论如何,在占一半船长的中部地区,上述结构的纵向骨架的理论欧拉应力与其材料屈服极限之比值不得小于 1.5~2.0。

船底板及强力甲板的临界应力通常不得低于下列数值中之大者:由静水弯矩和波浪弯矩平均值合成而引起的最大可能压应力值或 0.4 倍材料屈服极限值。

舷侧外板,不论在中垂或中拱情况,在弯曲剪力作用下应保证有 2 倍的稳定性储备。

2.2.3 船体板折减系数的计算

1. 剖面折减的概念

当船体总纵弯曲时,纵向骨架梁在计算载荷下是不允许丧失稳定性的,因此在船体构件中只有板是可能丧失稳定性的。

第一次近似计算求出总纵弯曲应力之后,若所得压应力大于相应构件的临界应力,表明该构件失稳。由前述分析,板由于失稳,在同一水平高度上的应力沿板宽不再保持均匀分布,与纵向骨架梁相连的部分板宽内应力较高,板宽的中间部分应力较低,如图 2-14 所

示,说明船体板不能完全有效地参加抵抗总纵弯曲。此时,为了仍能运用简单梁的公式计算总纵弯曲应力,一般采用折减系数 φ 把船体剖面中的一部分失稳的板构件剖面积化为假想的不失稳的刚性构件剖面积。具体做法是:

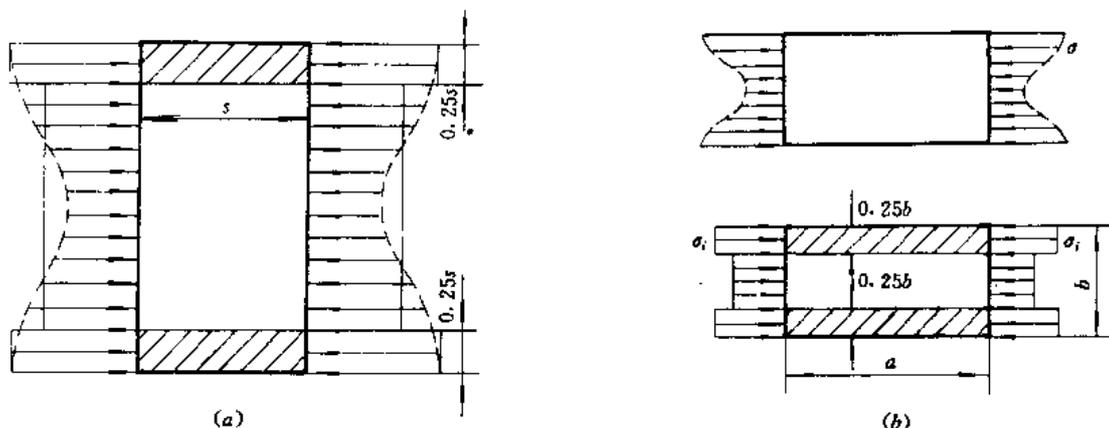


图 2-14 板失稳后的应力分布
(a)横骨架式板;(b)纵骨架式板。

(1)将纵向强力构件分为刚性构件和柔性构件两类。刚性构件包括:受压不失稳的刚性骨架梁、舳列板及与刚性骨架梁、舳列板等相毗连的每一侧宽度等于该板格短边长度 0.25 倍的那一部分板(如图 2-15 中的实线所示)。板格的其余部分在受压后可能失稳,称为柔性构件(如图 2-15 中的虚线所示),它只能承受等于其临界应力的压应力。

这样,如图 2-14(a)、(b)中虚线所示的板格中的实际应力分布被图中实线所示的形式所代替,即与刚性骨架梁相毗连的那部分作为刚性构件的板承受按梁的公式计算的总纵弯曲应力,其余部分只承受等于其临界应力的压应力。

(2)将柔性构件用某个虚拟的刚性构件代替,但要保持剖面上承受的压力值不变,即

$$\sigma_c \cdot A = \sigma_i \cdot A'$$

式中 A ——被代替的柔性构件实际剖面积;

A' ——虚拟的刚性构件剖面积;

σ_c ——板格的临界应力;

σ_i ——按梁的公式计算的刚性构件应力。

由此

$$A' = \frac{\sigma_c}{\sigma_i} A$$

记

$$\varphi = \frac{\sigma_c}{\sigma_i} = \frac{A'}{A} \tag{2.2.17}$$

称为折减系数。这样,可用板的临界应力与该板所受到的总纵弯曲应力之比来确定折减系数,由于利用折减系数将柔性构件的剖面积化为相当的刚性构件的剖面积,从而保证仍可运用简单梁的公式来计算总纵弯曲应力。

2. 板折减系数的计算公式

在船体强度计算,已丧失稳定性的板的折减系数通常按下述公式确定:

纵骨架式 对于只参加抵抗总纵弯曲的构件(如上甲板),则

$$\varphi = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_1} \beta \tag{2.2.18}$$

式中 σ_{cr} ——按式(2.2.6)确定的板格的临界应力;

σ_1 ——与所计算的板在同一水平线上的刚性构件中的总纵弯曲压应力的绝对值;

β ——系数, $\beta = 2 - \frac{b}{75t}$, 若 $\beta > 1$, 则取 $\beta = 1$;

b ——纵骨间距。

对于同时参加抵抗总纵弯曲及板架弯曲的构件(如船底板、内底板), 则

$$\varphi = \frac{\sigma_{cr} + \sigma_2}{\sigma_1} \tag{2.2.19}$$

式中 σ_2 ——相应构件的板架弯曲应力, 并应计及其正负符号(拉伸为正, 压缩为负)。

船底板架弯曲应力的计算见 3.3 节。式(2.2.19)中的 σ_2 可取其等于邻近中内龙骨的构件的应力, 且不考虑此应力沿板架宽度由龙骨向两舷的变化。具体计算中可能出现二种情况: 若 σ_2 为拉应力, 则 $\sigma_2 > 0$, 该板非但不会因板架弯曲应力而失稳, 反而提高了它抵抗总纵弯曲压力的能力; 若 σ_2 为压应力, 则 $\sigma_2 < 0$, 该板因承受板架弯曲应力而降低了它抵抗总纵弯曲压应力的能力, 特别是若 σ_2 超过了板所能承受的最大压应力, 则在板架弯曲压应力作用下该板就要进行折减, 所以就不再能承受总纵弯曲压应力 σ_1 了, 故该构件的折减系数 $\varphi = 0$ 。

这样, 计算系认为同时承受两种应力的构件, 先承受板架弯曲应力, 剩余的能力再来承受总纵弯曲应力。当然, 这只是为了简化计算而采用的一种近似处理问题的方法。

对于承受经常性载荷的下甲板或水而以下的舷侧板, 本来也是有总纵弯曲应力和板架弯曲应力同时作用着, 但因其离中和轴较近, 且不如船底结构在保证总纵强度中的重要性大, 因此只按承受总纵弯曲压应力看待, 亦即按式(2.2.18)计算折减系数。

横骨架式 若计算中不考虑初挠度及横荷重的影响, 则

$$\varphi = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_1} \tag{2.2.20}$$

式中 σ_{cr} ——板格的临界应力, 对不同部位的板, 按不同的公式计算。

对横骨架式舷侧外板和纵舱壁板, 总纵弯曲应力沿高度呈线性分布, 故应分段进行折减。如图 2-16 所示, 将舷侧外板或纵舱壁板的受压部分沿高度方向等分成三到四段, 对每

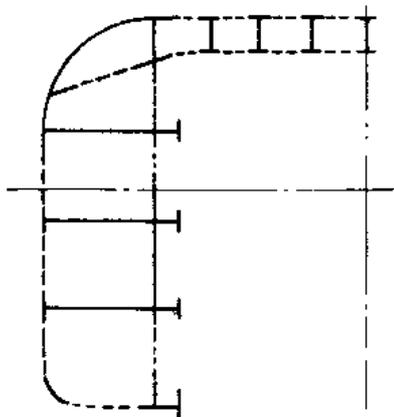


图 2-15 横剖面中的刚性构件与柔性构件

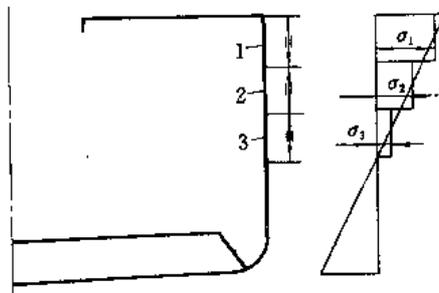


图 2-16 舷侧外板的折减计算

一段都按式(2.2.20)确定折减系数,其中 σ_i 用相应段的平均总纵弯曲压应力值。

应当指出,在横骨架式船体板中,由于初挠度和横荷重的存在,板承受纵向压缩的能力会降低。因此,一般来说,在计算折减系数中不考虑它们的影响是偏于危险的。

按上述公式确定的折减系数应在 $0 \leq \varphi \leq 1$ 的范围内。若 φ 大于1,则应取 $\varphi=1$ 。

2-2-4 总纵弯曲应力的第二次及更高次近似计算

从折减系数的计算中可以看到,折减系数的大小与总纵弯曲压应力值有关,而总纵弯曲压应力的大小又与构件的折减系数有关,因此总纵弯曲应力的计算必定是个逐步近似的过程。当然,若总纵弯曲压应力均未超过板的临界应力,则就不必进行折减计算,可直接按第一次近似总纵弯曲应力值进行强度校核。

在船体板的稳定性检验后,若有构件失稳,则须按前述相应公式计算折减系数。接着,进行总纵弯曲应力的第二次近似计算。

通常,在第二次近似计算时,利用表2-4进行船体剖面要素的修正计算。表中第(3)列,对折减构件应填入需要进行折减的剖面积,该值等于板的剖面总面积减去属于刚性构件部分的剖面积(见图2-15)。在填算表2-4时,参考轴仍取为第一次近似计算所采用的参考轴。

表 2-4

构件编号	构件名称	剖面积 A_i (cm^2)	折减系数 φ_i	$\varphi_i - 1$	(3)×(5) $A_i(\varphi_i - 1)$ (cm^2)	距参考轴 距离 Z_i (m)	静力矩 (6)×(7) ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}$)	惯性矩 (7)×(8) ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
	I 第一次近似计算结果				A		B	C
	II 折减构件				ΔA		ΔB	ΔC
	∴							
	∑				A_1		B_1	C_1

对折减构件*i*的剖面积的修正值为:

$$\Delta A_i = A_i(\varphi_i - 1)$$

式中 A_i ——构件*i*需进行折减的剖面积;

φ_i ——按第一次近似总纵弯曲应力确定的折减系数。

显然,该修正值是负的。

于是有:

$$\left. \begin{aligned} \Delta A &= \sum A_i(\varphi_i - 1) \\ \Delta B &= \sum \Delta A_i Z_i \\ \Delta C &= \sum \Delta A_i Z_i^2 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.21)$$

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= A + \Delta A \\ B_1 &= B + \Delta B \\ C_1 &= C + \Delta C \end{aligned} \right\} \quad (2.2.22)$$

修正后的船体剖面中和轴至参考轴的距离为:

$$A_1 = \frac{B_1}{A_1} \quad (\text{m})$$

剖面惯性矩为:

$$I_1 = 2 \left(C_1 - \frac{B_1^2}{A_1} \right) \quad (\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2)$$

任一构件至中和轴的距离为:

$$Z'_i = Z_i - \Delta_1 \quad (\text{m})$$

因此,任一构件第二次近似计算总纵弯曲应力为:

$$\sigma'_i = \frac{M}{I_1} Z'_i \times 10 \quad (\text{N/mm}^2)$$

如果第二次近似计算的总纵弯曲应力与第一次近似计算值相差不大于 5%,则可用第二次近似计算值进行总纵强度校核,否则必须进行第三次近似计算。

第三次近似计算仍可利用表 2-4。此时,可以第二次近似计算的结果 A_1 、 B_1 和 C_1 作为计算的基础;构件折减系数仍按上述公式确定,但应取第二次近似计算所得的应力作为 σ_i ;折减构件的面积修正量为 $\Delta A_i = A_i(\varphi'_i - \varphi_i)$,其中 φ'_i 、 φ_i 分别为按第二次及第一次近似计算结果确定的折减系数;其余各项计算与第二次近似计算完全一样。

若第三次近似的总纵弯曲应力与第二次近似计算值相差仍超过 5%,则说明该结构设计不甚合理,应考虑新的设计方案,比如,设法提高柔性构件的稳定性等。

最后要指出,上述第二次及更高次近似计算均应分别对船舶在中拱状态和中垂状态下进行,因为在不同弯曲状态下构件的折减系数是不同的。

2.3 船体构件的多重作用及 按合成应力校核总纵强度

2.3.1 船体构件的多重作用

船体是由许多构件组成的复杂结构,每一构件各自承担着一定的作用,其受力与变形是极其复杂的。但共同的特点是,在承受外部载荷后,将顺序地传递着所受到的力,并发生相应的变形。现以两种典型的船底结构为例,来说明船体结构的这种受力和传力的特点。图 2-17 是典型的横骨架单底结构,图 2-18 是纵骨架双底结构。

为讨论方便,假定在船底结构上只作用着水压力。直接承受水压力的构件是船底板,它在其支持周界内发生变形,并以反力形式将水压力传给支持周界。对图 2-17(a)所示结构,水压力将主要传给肋板,部分传给内龙骨、舷侧、横舱壁等,于是引起船底板架的弯曲,然后又以反力的方式,将力传递给舷侧和横舱壁结构,如图 2-17(b)所示。对图 2-18(a)所示结构,船底板将受到的水压力主要传给了纵骨,部分传给肋板、底纵桁、舷侧及横舱壁,纵骨受传来力的作用而发生弯曲,并又以反力的形式将力传给肋板或横舱壁,于是也引起

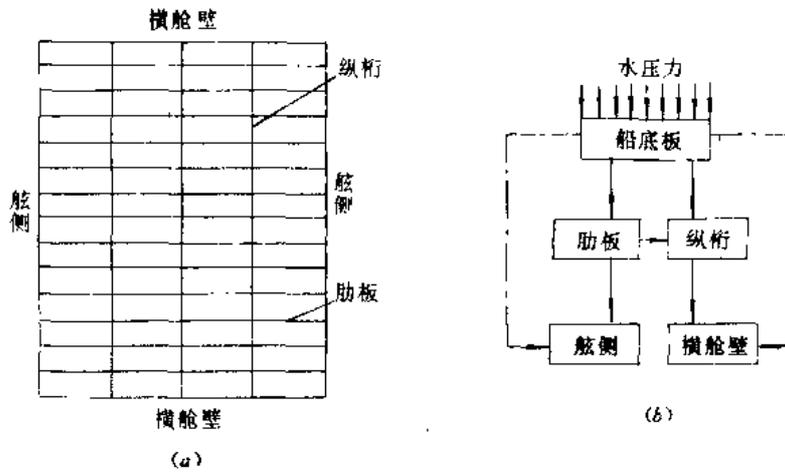


图 2-17 横骨架式单底结构的受力和传力示意图

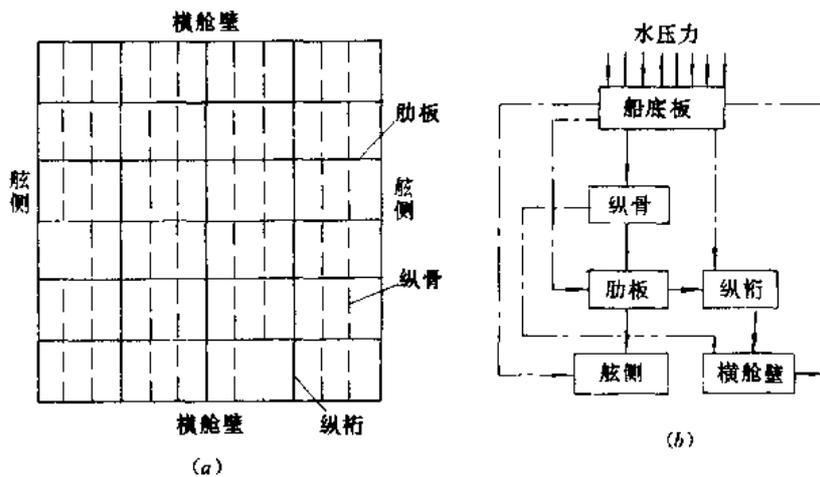


图 2-18 纵骨架式双底结构的受力和传力示意图

船底板架的弯曲变形,然后又以反力的形式将力传递给板架的支持周界(舷侧及横舱壁),如图 2-18(b)所示。

甲板和舷侧结构的受力和传力过程大致也是如此。通常,均匀作用在板面上的横荷重,将首先引起支持周界内的板的变形,板将受到的力主要传给小骨材(沿板格支持周界长边方向的骨架),小骨材受力发生弯曲并将力传递给强骨材,进而引起板架构件的弯曲,然后也将力传给板架的支持周界(舷侧和横舱壁或甲板、船底),并最终使整个船体像梁一样地弯曲。

由上述分析可知,同一构件在受力和传力过程中就可能受到多种作用,产生多种应力。例如,纵骨架式船底板(见图 2-19),由直接承受的水压力产生了板格弯曲应力(记为 σ_1);纵骨受板传来的水压力作用而发生弯曲变形时,与纵骨相连的一部分外板又将随纵骨一起弯曲而产生弯曲应力(记为 σ_2);依此类推,在船底板中还有板架弯曲应力(记为

σ_2);此外,在船底板中还有总纵弯曲应力(记为 σ_1)。这就是船体构件的多重作用的工作特点。

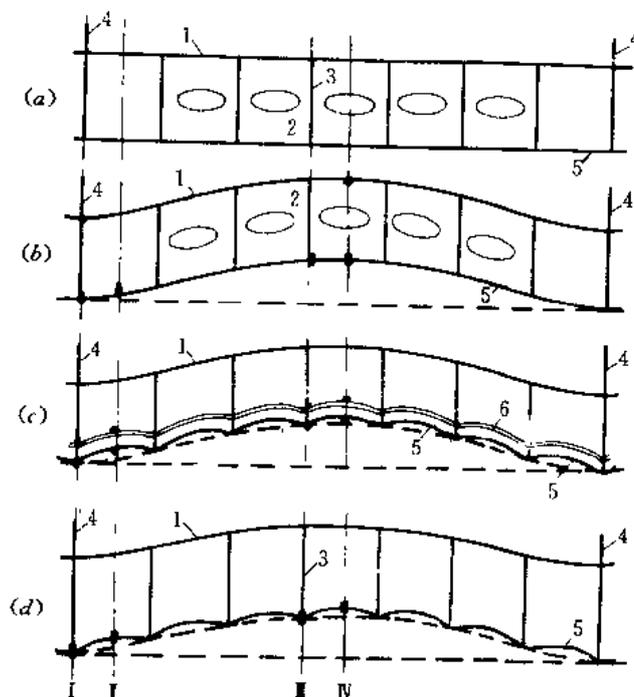


图 2-19 船底结构在横荷重作用下的工作图形

(a)板架未弯曲时的图形;(b)底纵桁的弯曲;(c)船底纵骨的弯曲;(d)船底板的弯曲;

1—内底;2—底纵桁;3—肋板;4—横舱壁;5—船底板;6—船底纵骨。

为了考虑船体构件的这种多重作用的工作特点,曾经按照纵向构件在传递载荷过程中所产生的应力种类和数目,把纵向强力构件分为四类:

(1)只承受总纵弯曲的纵向强力构件,称为第一类构件,如不计甲板横荷重的上甲板;

(2)同时承受总纵弯曲和板架弯曲的纵向强力构件,称为第二类构件,如船底纵桁、内底板;

(3)同时承受总纵弯曲、板架弯曲及纵骨弯曲的纵向强力构件,或者同时承受总纵弯曲、板架弯曲及板的弯曲(横骨架式)的纵向强力构件,称为第三类构件,如纵骨架式中的船底纵骨或横骨架式中的船底板;

(4)同时承受总纵弯曲、板架弯曲、纵骨弯曲及板的弯曲的纵向强力构件,称为第四类构件,如纵骨架式中的船底板。

以上各种弯曲,除总纵弯曲外均称为局部弯曲。

在强度计算中,考虑到船体构件承受多种作用,产生多种应力的工作特点,曾经根据上述的应力分类法,采用构件中弯曲应力的代数和即迭加应力来校核船体总纵强度。很明显,这样的合成应力法,仅仅是为了分析方便起见而采用的一种假定性计算方法,并不确切反映船体构件的真实受力情况,因为各种应力成分均按互不相干的独立结构求出,所以破坏了船体剖面中力的平衡条件。同时,各类构件的作用及其应力的性质是不同的,因此

采用迭加应力值来判断船体结构的强度也不尽合理。尽管如此,考虑了构件参加抵抗总纵弯曲的有效程度,以及构件的多重作用特点来校核船体强度,应当说还是比较合理的。

2.3.2 底部构件中的应力合成

为了按合成应力校核总纵强度,在总纵弯曲应力确定后,需进行局部弯曲应力计算。对纵骨架式船底,由于底部构件的折减系数还与板架弯曲应力有关,故船底板架弯曲应力的计算应在第一次近似总纵弯曲应力确定后即予以进行。关于局部弯曲应力计算中的具体处理方法将在3.3节中介绍。这里仅强调指出,为进行应力合成,在局部弯曲应力的计算中,水压力等横荷重的取法应与总纵弯曲应力的计算状态相对应,以保证是在同一计算状态下的应力合成。

强度校核时,应对上述四类构件可能出现最大合成应力点求其合成应力。图2-19表明了进行应力合成的四个剖面 and 相应的点。第二类构件的应力合成如图2-20所示(在一般油船结构中,龙骨的支座剖面因垂直肘板而大为加强,故仅需在板架跨度中点合成 σ_1 与 σ_2)。

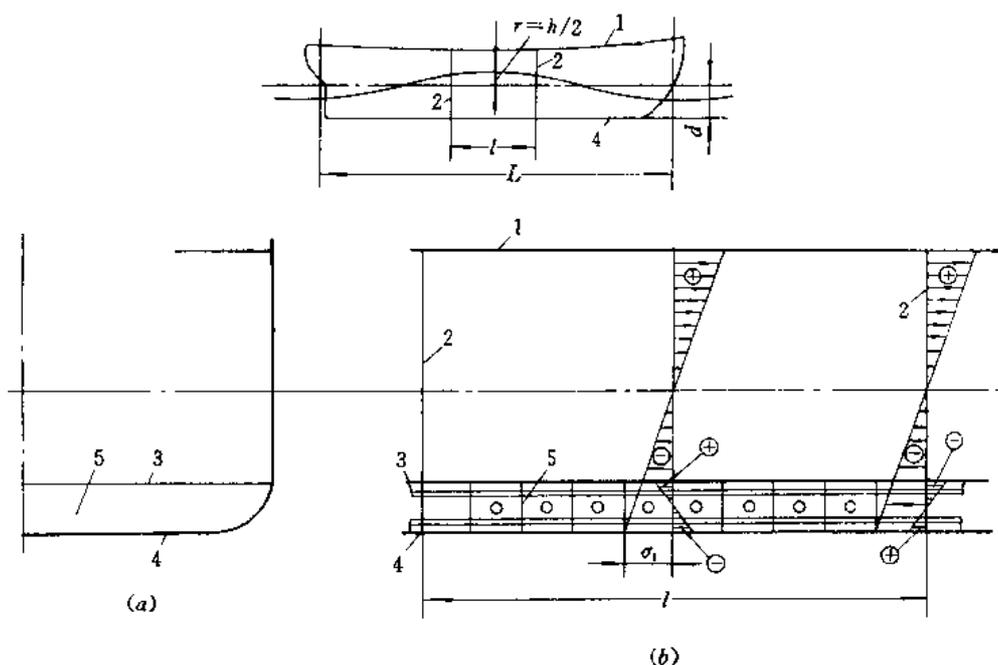


图 2-20 第二类构件的应力合成图(在中拱时)

(a)一中剖面;(b)一在横舱壁间的舱段;

1—甲板;2—横舱壁;3—内底;4—船底;5—肋板。

计算合成应力时,通常假定总纵弯曲应力在舱长范围内是相同的,而板架弯曲应力假定在一个肋距内是相同的。一般取靠近中桁材的船底板和内底板的 σ_2 与 σ_1 迭加,对纵骨架式第三类构件的应力合成,则取邻近中桁材的船底纵骨作为合成的对象。若计算发现旁桁材构件上的 σ_2 大于中桁材的 σ_2 ,则应对距中桁材最近的一根旁桁材进行第二类构件的

应力合成,第三类构件则以邻近该旁桁材的船底纵骨作为应力合成的对象。

第三类构件横剖面内应力的合成如图 2-21 所示。图 2-22 则表示了在纵骨架式船底板剖面上四类应力的合成。由于纵骨弯曲应力与板的弯曲应力取其跨中和支座两个剖面处的应力值,因此在图 2-19 中剖面 I 与 II 及 III 与 IV 的相应点上,纵骨弯曲应力或板的弯曲应力是相同的。

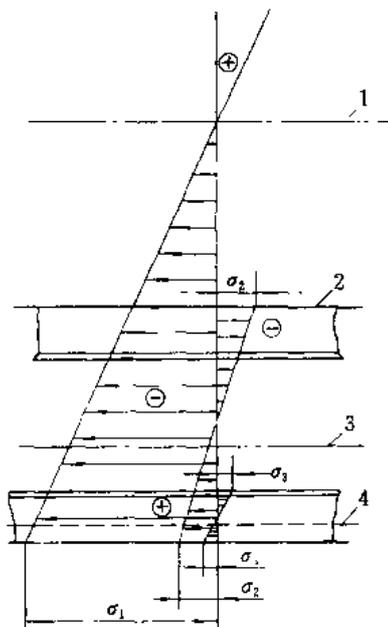


图 2-21 在纵骨剖面中三类应力的迭加图

1—船体剖面中和轴;2—内底;3—船底板架的中和轴;4—船底纵骨的中和轴。

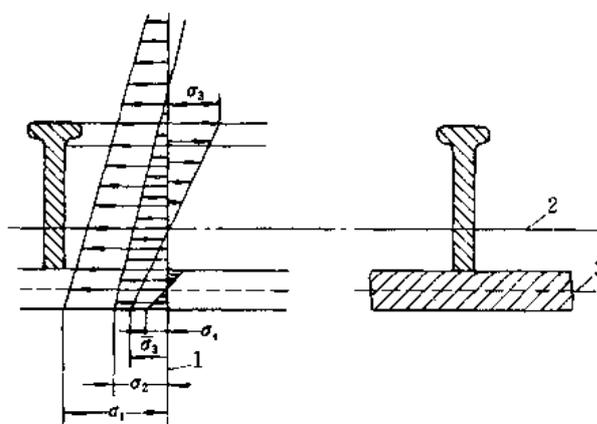


图 2-22 在船底板剖面中四类应力的迭加图

1—横剖面;2—船底纵骨的中和轴;3—船底板的中和轴。

进行应力合成时,还必须注意各个应力的符号,以正号代表拉应力,负号代表压应力。

求得合成应力之后,就应将它们与相应位置的许用应力进行比较,以判断船体结构的总纵强度是否足够。由上述分析亦可看到, σ_1 与 σ_2 分布在较大的剖面积上;而最大的 σ_3 与 σ_4 仅作用在个别的点上,它们对总纵强度不会有很大影响。因此,按合成应力校核总纵强度时可以仅考虑应力 σ_1 与 σ_2 。

2.4 船体梁弯曲剪应力的计算

船体总纵弯曲时,在横剖面上除存在弯曲应力外,还由于剪力的作用而产生剪应力。对于像船体这样的薄壁结构,确定剪应力在其剖面上的分布,对合理决定板厚也是十分重要的。总纵弯曲时,最大剪力一般作用在距首尾端约四分之一船长附近的剖面上,因此需校核这些剖面船体构件承受剪应力的强度和稳定性。通常,不论在中拱或中垂情况,静置在波浪上的计算剪应力均应不大于材料屈服极限的 0.25~0.35 倍;同时,舷侧外板在剪

应力作用下应保证有 2 倍的稳定性储备。

由于船体结构是左右对称的,计算剪应力时只考虑半个剖面就行了。图 2-23 及图 2-24 是常见的几种典型的简化船体横剖面。下面,介绍这些剖面上剪应力的计算。

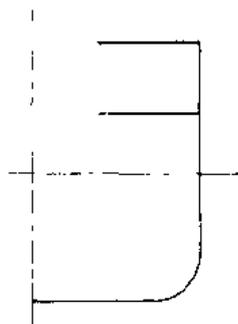


图 2-23 典型的船体开口剖面

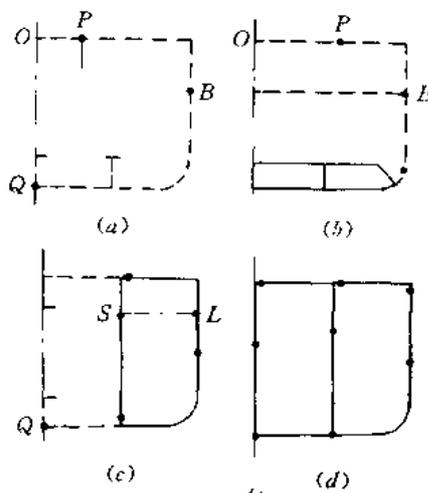


图 2-24 船体闭口剖面的例子

2.4.1 船体梁弯曲剪应力的一般公式

首先,来研究剖面上剪应力与弯曲应力的平衡关系式。从船体梁微段 dx 中切出一块 $dx \cdot s$ (见图 2-25),其中纵向切口,一个在任选的某一原点处,另一个在离原点的弧长为 s 处。

此时,在各个切割面上作用着弯曲应力和剪应力,由于板厚很小,认为剪应力顺着板面方向且沿板厚均匀分布。所以,沿船体梁轴向、纵向力的平衡方程式是:

$$\tau t dx = \int_0^s \left(\frac{\partial \sigma}{\partial x} dx \right) \cdot t ds + \tau_0 t_0 dx \quad (2.4.1)$$

根据梁的理论,则

$$\sigma = \frac{M}{I} z, N = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (2.4.2)$$

式中 M, N 的正负按图 1-2 确定; I 是船体横剖面对水平中和轴的惯性矩。

将式(2.4.2)代入式(2.4.1)得:

$$\tau t = \frac{N}{I} \int_0^s z t ds + \tau_0 t_0 \quad (2.4.3)$$

乘积 τt ,一般称为“剪流”,并且记为:

$$q = \tau t, q_0 = \tau_0 t_0 \quad (2.4.4)$$

积分

$$m^0(s) = \int_0^s z t ds \quad (2.4.5)$$

表示从 $s=0$ 的点(计算弧长 s 的原点)起到所求剪应力点为止的剖面积对中和轴的静矩(对纵骨架式结构尚应包括纵骨剖面积的静矩),它是剖面几何要素和沿剖面的位置 s 的

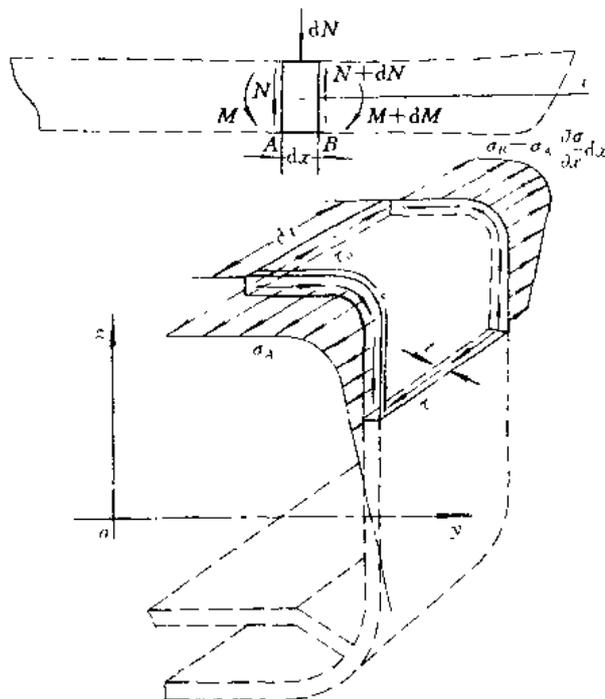


图 2-25 分析剪应力的船体梁微块

函数, m^0 上角标“0”表示该面积矩与 $s=0$ 的点有关。

由此, 式(2.4.3)变为:

$$q = \frac{Nm^0(s)}{I} + q_0 \tag{2.4.6}$$

或

$$\tau = \frac{Nm^0(s)}{It} + \tau_0 \frac{t_0}{t} \tag{2.4.7}$$

式中 t 为所求剪应力点处的板厚; t_0 为 $s=0$ 处的板厚; q_0 为该处的剪流。

因为 N 和 I 对整个剖面来说是常量, 而 $m^0(s)$ 是剖面几何要素和沿剖面的位置 s 的函数, 也是完全确定的。因此, 剩下的问题就是决定原点处的剪流 q_0 。

2.4.2 开式剖面构件的剪应力

对图 2-23 所示的开口剖面, 在舱口围板或龙骨等开口端边缘处的剪应力等于零。至于图 2-24 所示的横剖面, 就整个剖面而言是闭口剖面, 但对半个剖面来说, 图中以虚线表示的构件, 并不形成闭室, 它们具有明显的剪应力为零的点, 称之为开式剖面构件。

由于剖面上有明显的剪应力为零的点, 便可将计算 s 的原点取在这些点上。因而, 开式剖面上任意点的剪流, 均可由平衡条件求得, 即

$$q^0 = \frac{Nm^0(s)}{I} \tag{2.4.8a}$$

或

$$\tau^0 = \frac{Nm^0(s)}{It} \tag{2.4.8b}$$

此时,若将 N/I 视为一个比例因子,剪流 q^0 的分布与面积静矩 $m^0(s)$ 的分布是相同的,只是单位不同。至于剪流 q^0 的方向,在手工计算时,完全可以由观察决定,因为船体梁腹板上的剪流方向总是与总的剪力 N 的方向相同而被确定为向上或向下。因此,对开式剖面构件,主要是通过沿积分路线计算静矩 $m^0(s)$ 。

由上所述, $m^0(s)$ 是用半个剖面计算的,它是从零剪应力点(“开口”端)算起到计算剪应力点之间的剖面积对中和轴的静矩。也就是说, $m^0(s)$ 的积分总是从每一支路的“开口”端开始。例如,为求图 2-24(a)、(c)中 Q 点的剪应力,可将原点取在龙骨面板的自由端, $m^0(s)$ 便为图 2-26 中所示斜线部分的面积对中和轴的静矩,并且 t 只取龙骨腹板厚度的一半。但是,为了求图 2-24(a)、(b)甲板 P 点或舷侧 B 点的剪流,则将积分起始点取在船体中心线上的甲板处 O 点,计算 $m^0(s)$ 更简单。图 2-24(d)是具有三道纵舱壁的油船半横剖面,其甲板、舷侧、纵舱壁、船底共同形成了二个闭室,这种剖面的剪应力计算见 2.4.3 多闭室剖面的剪应力。

图 2-27 还显示出多支路的效应。假想在 P 点下方把舷侧板切开,在切割面上的纵向剪应力的合力必与下甲板及其上方所有板上的弯曲应力的合力相平衡。所以,在 P 点以

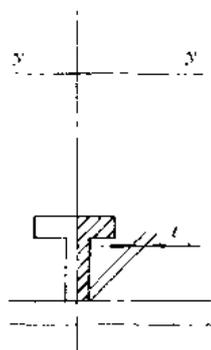


图 2-26 求剪应力计算图形

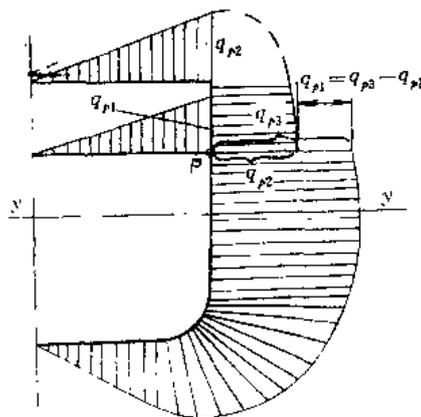


图 2-27 在节点上的剪流守恒

下计算 $m^0(s)$ 时,必须包括该点以上的所有剖面积。在 P 点 $m^0(s)$ 是不连续的,其增量是由于下甲板的剖面积对中和轴的静矩造成的,也就是说

$$m_{P3}^0 = m_{P1}^0 + m_{P2}^0 \tag{2.4.9}$$

由于 q 直接与 m^0 成比例,故有 $q_{P3} = q_{P1} + q_{P2}$ 。这就说明,使用“剪流”术语,能保证在剖面上任何连接点或支路上,所有流进的剪流等于流出的剪流(即剪流连续定律),这与封闭管子中理想流体的流动有着某些相似之处。同

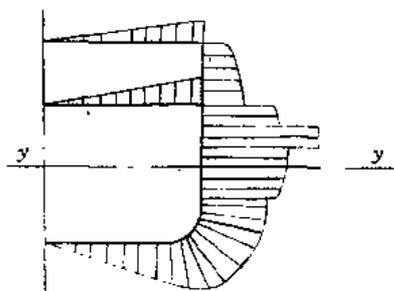


图 2-28 由于板厚改变引起 τ 的变化

时,使用 q 的另一优点是,不像 τ 那样会随局部板厚的变化而突变(见图 2-28)。

2.4.3 多闭室剖面的剪应力

1. 变形协调条件与平衡条件

为计算形成闭室剖面的构件的剪应力,仅有纵向力的平衡条件式(2.4.6)是不够的,因为在平衡条件式中还包含闭剖面上未知的另一点的剪流 q_0 。这样,问题变为超静定的,必须列出剖面的变形协调条件。

这里研究的是剪力合力通过剖面弯曲中心的问题。此时,剖面只有弯曲,而无扭转变形,剖面上任一点的剪切应变为:

$$\gamma = \frac{\partial u}{\partial s} \quad (2.4.10)$$

式中 u ——轴向位移。

于是,对封闭剖面的剪切变形积分一周应等于零,即

$$\oint \gamma ds = 0$$

这意味着,虽然剖面由于剪切应力的作用而发生变形,但仍作为一闭环而连结为一个整体。换句话说,若在任选原点处将船体梁纵向切开,则在切开处两侧纵向剖面上必须施加大小相等、方向相反的剪流 q_0 ,以保证切口剖面不发生纵向滑移。因为纵向剪切应变从切口的一边沿剖面积分一周到切口的另一边,正好就等于剖面切口的纵向滑移,即

$$\text{纵向滑移} = \oint \gamma ds$$

由于

$$\gamma = \frac{\tau}{G} = \frac{q}{Gt}$$

式中 G ——剪切弹性模量。

于是,可根据变形协调条件

$$\oint \frac{q}{t} ds = 0 \quad (2.4.11)$$

确定未知的剪流 q_0 。

为计算多闭室剖面的剪应力,要对每一个闭室选定一个计算 $m^0(s)$ 的原点和根据变形协调条件确定相应的未知剪流 q_0 。或者形象地说,要将每一闭室人为地纵向切开,并在纵向切口剖面施加剪流 q_0 ,从而把船体梁半剖面变成具有若干支路的“开式”剖面,但每一支路在“开口”端都具有非零的剪流 q_0 。

由于每一个人为“开口”端的非零剪流 q_0 ,都在对应于该支路的原闭室剖面上引起常量剪流分量 q_i ,所以第 i 闭室剖面上的总剪流 \hat{q}_i 的平衡条件应改为:

$$\hat{q}_i = q_0 + q_i + \sum_{j=1}^k q_{i,j} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.4.12)$$

式中 $q_i^0 = \frac{Nm^0(s)}{I}$ ——第 i 闭室按开式剖面计算的剪流分量,即静定剪流;

q_i ——第 i 闭室上的常剪流分量;

$q_{i,j}$ ——与第 i 闭室相邻的第 j 闭室上的常剪流分量,仅在公共壁上才计

及;

n ——剖面闭室总数;

k ——与第 i 闭室相邻的闭室总数。

对每一个闭室列出变形协调式(2.4.11),即

$$\oint_{\text{闭室}i} \frac{\hat{q}_i}{t} ds = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

将式(2.4.12)代入上式,得:

$$\oint_{\text{闭室}i} \frac{q_i}{t} ds + \sum_{j=1}^k \oint_{\text{闭室}i} \frac{q_{i,j}}{t} ds = - \oint_{\text{闭室}i} \frac{q_i^0}{t} ds$$

式中积分

$$\oint_{\text{闭室}i} \frac{q_{i,j}}{t} ds$$

表示与第 i 闭室相邻的第 j 闭室剖面上的常剪流 $q_{i,j}$ 在闭室 i 上的闭路积分,显然仅沿着它们的公共壁才有非零值。所以,上式可进一步简化为

$$\oint_{\text{闭室}i} \frac{q_i}{t} ds + \sum_{j=1, j \neq i}^k \int_{i,j} \frac{q_{i,j}}{t} ds = - \oint_{\text{闭室}i} \frac{q_i^0}{t} ds \quad (2.4.13)$$

$(i = 1, 2, \dots, n)$

式中 $\int_{i,j}$ 表示沿两相邻闭室 i, j 公共壁积分。

2. 符号规定

在利用上述公式进行计算时,先假定 $\frac{N}{I} = 1$,并要注意下述规定:

(1) $m^0(s)$ 的计算:一旦切口位置确定后,计算面积静矩 $m^0(s)$ 的积分,从该切口开始,沿着每一分路分段进行。计算 $m^0(s)$ 时假定 z 坐标轴向上。

(2) q_i 的方向:一开始假设常剪流 q_i 沿着所在闭室 i 的顺时针方向作用,若最后计算出的 q_i 为负值,则表明它在该闭室中是沿着逆时针方向的。

(3) $m^0(s)/t, q_i/t$ 的闭路积分计算:所有闭路积分均沿所在闭室 i 的顺时针方向进行,并且当 $m^0(s)$ 的积分方向及常剪流方向与闭路积分方向相反时,则该闭路积分值变号。

根据上述规定,因相邻闭室的常剪流方向总是与所进行的闭路积分方向相反,所以式(2.4.13)中的第二项积分应为:

$$\int_{i,j} \frac{q_{i,j}}{t} ds = - q_{i,j} \int_{i,j} \frac{1}{t} ds$$

因此,式(2.4.13)变为:

$$q_i \oint_{\text{闭室}i} \frac{ds}{t} - \sum_{j=1}^k q_{i,j} \int_{i,j} \frac{ds}{t} = - \oint_{\text{闭室}i} \frac{q_i^0}{t} ds \quad (2.4.14)$$

$(i = 1, 2, \dots, n)$

(4) \hat{q}_i 的方向:若最后计算出的 \hat{q}_i 为正,表明它沿所在闭室的顺时针方向作用;否则,沿所在闭室的逆时针方向作用。

3. 近似计算公式

在实用上,这一类的闭式结构的剪应力往往也采用近似方法进行估算。通常,假定同

·水平线上点的剪应力相等,例如图 2-24(c)中 S, L 两点处 $\tau_s = \tau_L$, 利用式(2.4.6)可求得:

$$\tau_s = \tau_L = \frac{NS}{I(t_s + t_L)} \quad (2.4.15)$$

式中 S ——水平线 SL 以上切去部分的剖面积对中和轴的静矩;

I ——计算剖面对中和轴的惯性矩;

t_s, t_L ——分别为舷侧外板和纵舱壁板在所求剪应力处的板厚。

对舷侧外板按式(2.4.15)求得的近似值一般较精确计算值高 10%, 而对纵舱壁则较精确计算值低 10%~20%。

2.4.4 多闭室剖面剪流的计算示例

为进一步说明上述方法的具体应用, 现来求具有二道纵舱壁的油船横剖面(见图 2-29)中的剪应力。

为了简化计算, 假定 $D = B/2, t_A = t_B, t_C = 2t_A$, 作用在剖面上的剪力为 N , 剖面惯性矩为 I 。

由于结构对称, 船体中心线上又无其它构件与甲板、船底相连, 所以船体中心线上的 1、6 两点的剪应力为零。甲板 1-2 部分及船底 6-5 部分均为“开式”剖面构件, 可直接按式(2.4.8)计算剪应力。

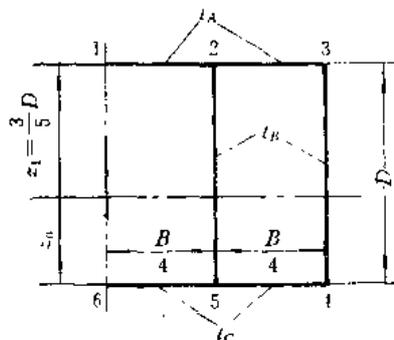


图 2-29 简化的油船横剖面举例

2-3-4-5-2 为封闭剖面, 为求其剪应力的分布, 任取计算弧长 s 的原点, 将剖面人为地切开。现假定在 3 点附近舷侧板上切开。船体剖面上实际剪应力分布如图 2-30 所示。

1. 计算 $m^0(s)$ (见图 2-31)

分路 3-4-5:

$$\begin{aligned} 3-4: \quad m_{3-4}^0 &= \int_0^{s_1} (z_1 - s_1) t_B ds_1 \\ &= \left(z_1 s_1 - \frac{s_1^2}{2} \right) t_B, \quad m_4^0 = 0.1 D^2 t_B \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 4-5: \quad m_{4-5}^0 &= m_4^0 + \int_0^{s_2} (-z_0) t_C ds_2 \\ &= 0.1 D^2 t_B - z_0 s_2 t_C, \quad m_5^0 = -0.3 D^2 t_B \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{分路 } 6-5: \quad m_{6-5}^0 &= \int_0^{s_3} (-z_0) t_C ds_3 \\ &= -0.8 D t_B s_3, \quad m_5^0 = -0.4 D^2 t_B \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{分路 } 1-2: \quad m_{1-2}^0 &= \int_0^{s_5} (z_1) t_A ds_5 \\ &= 0.6 D t_A s_5, \quad m_2^0 = 0.3 D^2 t_B \end{aligned}$$

分路 3-2-5:

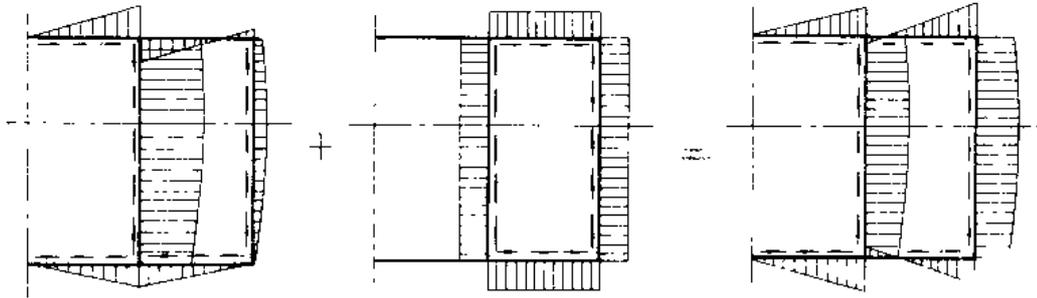


图 2-30 图 2-29 所示油船剖面上的剪应力分布

$$3-2: \quad m_{3-2}^0 = \int_0^{s_4} (z_1) t_A ds_4 = 0.6 D t_A s_4, \quad m_2^0 = 0.3 D^2 t_B$$

$$2-5: \quad m_{2-5}^0 = m_2^0 + \int_0^{s_6} (z_1 - s_6) t_A ds_6 \\ = 0.6 D^2 t_B + (0.6 D s_6 - 0.5 s_6^2) t_A, \quad m_5^0 = 0.7 D^2 t_B$$

2. 计算闭路积分 $\oint \frac{m^0}{t} ds$ (见图 2-32)

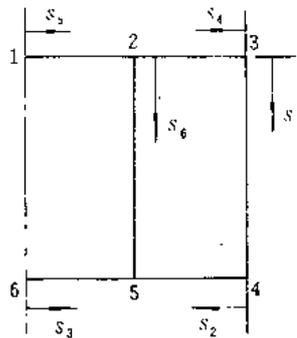


图 2-31 静矩 $m^0(s)$ 的积分路线

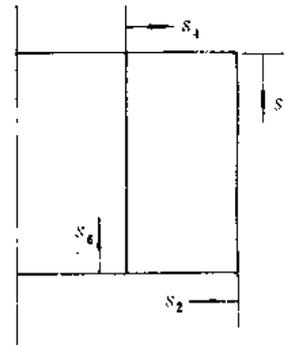


图 2-32 闭路积分的路线

因为

$$3-4: \quad \int_0^{D/2} \left(z_1 s_1 - \frac{s_1^2}{2} \right) ds_1 = \frac{0.4}{3} D^3$$

$$4-5: \quad \int_0^{D/2} \left(\frac{0.1 D^2 t_B - z_0 t_c s_2}{t_c} \right) ds_2 = -0.025 D^3$$

$$5-2: \quad \int_0^{D/2} \frac{-[0.6 D^2 t_A + (0.6 D s_6 - 0.5 s_6^2) t_A]}{t_A} ds_6 = -\frac{2.2}{3} D^3$$

$$2-3: \quad \int_0^{D/2} \frac{-(0.6 D s_4) t_A}{t_A} ds_4 = -\frac{0.3}{4} D^3$$

所以得:

$$\oint \frac{m^0}{t} ds = \left(\frac{0.4}{3} - 0.025 - \frac{2.2}{3} - \frac{0.3}{4} \right) D^3 = -0.7 D^3$$

3. 计算闭路积分 $\oint \frac{1}{t} ds$ (见图 2-32)

因为

$$3-4: \int_0^D \frac{ds_1}{t_A} = \frac{D}{t_B}$$

$$4-5: \int_0^{D/2} \frac{ds_2}{t_C} = \frac{D}{2t_C} = \frac{D}{4t_B}$$

$$5-2: \int_0^D \frac{ds_3}{t_A} = \frac{D}{t_A} = \frac{D}{t_B}$$

$$2-3: \int_0^{D/2} \frac{ds_4}{t_A} = \frac{D}{2t_B}$$

所以得:

$$\oint \frac{ds}{t} = \frac{D}{t_B} \left(1 + \frac{1}{4} + 1 + \frac{1}{2} \right) = \frac{2.75}{t_B} D$$

4. 计算常剪流 q_1

$$q_1 = -\frac{N}{I} \frac{\oint \frac{m^0}{t} ds}{\oint \frac{1}{t} ds} = \frac{N}{I} (0.255D^2 t_B)$$

正号代表 q_1 沿闭室顺时针方向作用。

5. 计算总的剪流 q

$$q = q^0 + q_1 = \frac{N}{I} [m^0(s) + 0.255D^2 t_B]$$

应该注意,代入上式的 $m^0(s)$ 必须是由切口算起顺时针绕闭室至计算点的剖面积对中和轴的静矩,计算时还应注意多支路的效应。若 $m^0(s)$ 是由切口算起逆时针绕闭室至计算点求得,则应改变其正负号代入。例如,计算纵舱壁上的剪应力,应按下列式计算:

$$q = \frac{N}{I} (-m_{2.5}^0 + 0.255D^2 t_B)$$

因此,在中和轴处的最大剪流为:

$$\begin{aligned} q &= \frac{N}{I} \{- [0.6D^2 t_A + (0.36D^2 - 0.18D^2) t_A] + 0.255D^2 t_A \} \\ &= -\frac{N}{I} (0.525D^2 t_A) \end{aligned}$$

负号表明该剪流沿闭室逆时针方向作用,即竖直向下(当剪力 N 向下作用时)。

2.5 许用应力

在造船工程中,无论是结构设计还是强度计算,仍普遍应用许用应力法。许用应力是指在结构设计预计的各种工况下,船体结构构件所容许承受的最大应力值。许用应力通常小于构件材料破坏时的极限应力值或结构发生危险状态(结构已失去它应起的各种作用中的任何一种作用时的状态)时材料所对应的极限应力值,以保证其强度有足够的储备。许用应力的选择和改变将直接影响结构的型式、材料的耗费和结构的使用年限等。因此,

如同正确确定作用在船体上的外力的大小和性质,以及正确确定船体构件上的作用应力一样,它是结构设计和强度计算中最重要的部分之一。

在理论上,材料的极限应力除以安全系数即得到许用应力值。结构材料的极限应力决定于构件破坏的类型,对于钢质构件,构件破坏的基本类型是塑性变形、屈曲及断裂,相应的极限应力是屈服极限、临界应力和疲劳极限。因此,应根据载荷随时间变化的性质来选择材料的极限应力。所谓安全系数,是考虑强度计算中的许多不确定性(参见 9.1.1 节),为保证设计结构必要的安全度而引入的强度储备,通常决定于下列一系列因素:

- (1) 计算载荷表征实际载荷的精度(包括载荷的大小和性质);
- (2) 在给定载荷下,结构响应分析的精度(包括应力分布情况、数值计算以及结构计算模型偏离实际结构的影响等);
- (3) 材料机械性能的稳定程度;
- (4) 建造工艺、施工质量对结构材料强度的影响;
- (5) 营运条件及使用年限决定的腐蚀磨损情况;
- (6) 结构破坏所引起的后果。

由此可知,不同的计算方法,许用应力是不同的。同时,由于上述各因素具有明显的随机性质,要合理地解决安全系数和许用应力问题必须采用统计的方法(参见 9.2.2 节)。因此,许用应力的确定是一个非常复杂的问题,它不仅与外力的确定方法和用以确定船体构件应力的计算方法紧密相关,而且还与材料研究、经济问题等因素有关,同时还应考虑到与完成单独部分的强度计算有关的所有计算,均应具有同样的精度。直至今日,船体强度计算还不免具有假定(比较)的性质,因此实际上,许用应力标准是根据舰船设计、建造和营运经验,以及积累的实船静载测量和航行试验结果,根据安全和经济的原则确定的。例如,选一批经过长期航行考验,并证明强度性能良好的船舶,对这些船舶按静置在波长等于船长、波高按一定关系选定的波浪上的计算方法,求出总纵弯曲应力(称为计算应力),然后进行分析整理,求出统计平均值。这个统计平均值就代表了实际船舶按标准计算方法得到的安全、可靠的应力水平,成为决定许用应力的基础。但是,目前安全系数的选取纯属经验的,其大小往往受某些研究人员对船舶营运情况的主观分析所决定,其值在各个历史时期也不同,而且在不同的规范、标准中,也不相同。另外,选用时还特别要注意外力、内力的计算方法和许用应力的一致性。

早年,各国学者曾经建议过总纵弯曲应力的许用应力公式:

$$\left. \begin{array}{l} \text{爱勃尔(Abell)公式} \quad [\sigma] = 7.88 \left(1 + \frac{L}{305} \right) \quad (L \leq 305\text{m}) \\ \text{托平(Tobin)公式} \quad [\sigma] = 2.34L^{1/3} \\ \text{福斯特(Forster)公式} \quad [\sigma] = 0.05L + 3 \quad (60\text{m} < L < 200\text{m}) \end{array} \right\} \quad (2.5.1)$$

式中 L 为船长, m ; $[\sigma]$ 的单位是 $\text{kgf}^{\text{①}}/\text{mm}^2$ 。

图 2-33 表示上述许用应力公式计算的许用应力随船长的变化曲线,它们相对于波高为 $L/20$ 的波浪(常称为标准波浪)。

从上述公式和图 2-33 可以看出,许用应力值是随船长而增加的。这可以从二个方面

① $1\text{kgf} = 9.8\text{N}$

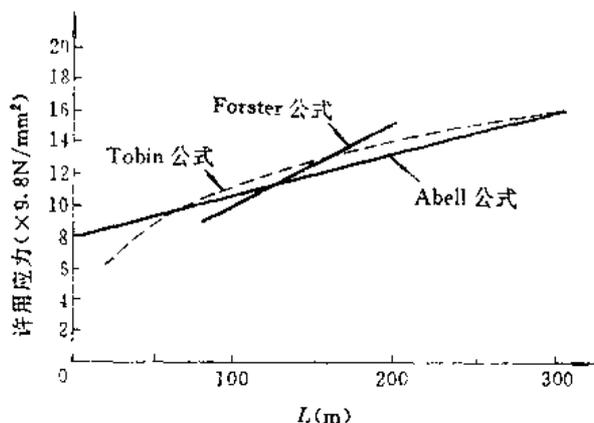


图 2-33 许用应力随船长的变化曲线

进行分析。首先,在确定构件尺寸时,除了强度上的必要尺寸外,必须增加考虑腐蚀磨损的储备厚度。腐蚀储备厚度与船舶尺度无关,亦即对大船、小船其储备厚度大体上是一样的。结果,使小船的船体剖面模数比强度上的必要值大很多;而对大船的船体剖面模数来说,因腐蚀磨损储备厚度而增加的百分比较小,因此上述标准计算应力随船长的增加而增加。其次,在标准计算方法中,波高取为 $1/20$ 船长,根据观测资料可知,该值对小船偏低,对大船偏高,因此对大船来说,实际遇到的波高低于计算值,亦即船体实际所受到的总纵弯曲应力将低于计算值。所以,船舶尺度增大时,其许用应力可以提高一些。

前苏联船舶登记局早在 1958 年就首次在世界上出版了《钢质海船强度标准》(《钢质内河船强度标准》早在 1956 年便已推出),并于 1962 年进行了一些修改^[9]。标准中均以假定性确定外力的方法为依据,即把船舶静置在波长等于船长、波高按一定关系式选定的波浪上,来计算船体受到的总纵弯曲力矩。在 1958 年的标准中,计算波高按船长 L 由下式确定:

$$\left. \begin{aligned} h &= \frac{L}{30} + 2(\text{m}), \quad L \leq 120\text{m} \\ h &= \frac{L}{20}(\text{m}), \quad L > 120\text{m} \end{aligned} \right\} \quad (2.5.2)$$

但在 1962 年的标准中,计算波高修改为:

$$\left. \begin{aligned} h &= 0.64 \sqrt{L} - 1(\text{m}), \quad L \leq 120\text{m} \\ h &= 6(\text{m}), \quad L > 120\text{m} \end{aligned} \right\} \quad (2.5.3)$$

当按极限弯矩校核船体强度时,则不论船长为多少,均按 $h = 0.64 \sqrt{L} - 1(\text{m})$ 确定波高。这样的修改,是基于系统分析世界各国船长从 120m 到 240m 的干货船和油船的强度,其中表明,当将船舶静置于波长等于船长、波高等于一定值的坦谷波上计算总纵弯矩时,所得船中剖面上甲板的总纵弯曲应力实际上是相同的,因此该标准规定,许用应力不随船长而变。对干货船和油船的总纵弯曲许用应力 $[\sigma_1]$ 规定为:

$$[\sigma_1] = 0.5\sigma_y (0.45\sigma_y)$$

对按合成应力校核总纵强度的第二类构件,其许用应力 $[\sigma_1 + \sigma_2]$ 规定为:

在跨中剖面 $[\sigma_1 + \sigma_2] = 0.65\sigma_y (0.55\sigma_y)$

在支座剖面 $[\sigma_1 + \sigma_2] = 1.0\sigma_y (0.9\sigma_y)$

式中括号内的数字为油船的数值; σ_y 为结构材料的屈服极限。

近几十年来,上述确定性的许用应力法由于其许多固有的缺点而受到非议。其中,最主要的就是未能考虑载荷和材料性能的变动性和随机性,从而使强度计算的目的是没有明确的方向。事实上,一切强度计算的目的是都要取得这样的保证:结构在其使用期内发生破坏的可能性非常小。许用应力法的另一个缺点,是把计算应力与许用应力相比较时,对决定结构强度的所有因素都赋予了一个统一的强度储备系数,而实际上从随机性来看,这些因素的性质是互不相同的,例如,在衡量船体甲板构件的总纵强度时,计算应力中包括静水应力和波浪应力,但静水应力所具有的变动性和随机性比波浪应力要小得多;在按总纵弯曲应力和局部弯曲应力的合成应力校核船体强度时,这一情况更为严重。因此,只有采用概率统计方法才能充分揭示作用在船体上的随机外力的真相和在随机荷重作用下结构材料的破坏机理。本书第九章概要地介绍了这一领域的基本概念与原理。

由于巨型船舶的设计与建造,更依赖于理论和实践的巨大进步,现代所有船舶建造规范都以考虑船体与波浪的相互动力作用和用概率统计的方法确定波浪载荷(参见7.2节及9.4节)。但是,这种方法非常复杂。为简化计算,同时也为了方便表达和比较起见,以一定的超越概率确定的波浪弯矩长期统计值,可以静置在波长等于船长、波高为某一值的波浪上求得。这样,便在形式上保留了静置于波浪上的计算方法,但计算波高只具有波浪弯矩“输出”过程的特性,而不是波浪的特性,所以称为等效波高。等效波高可根据对标准船型波浪弯矩特征极值的大量计算而分析确定。前苏联船舶登记局正是根据这一思想,彻底修改了1962年的总强度标准,并于1979年颁布了《现代强度标准》(总强度部分)^[9]。当按极限状态校核总强度时,用计算波高 h_1 计算最大波浪弯矩,而按许用应力校核总纵强度时,用 h_2 计算平均弯矩, h_1 与 h_2 如图2-34所示。在确定最大波浪弯矩时,超越概率为 10^{-8} ,在确定平均波浪弯矩时,超越概率为 $10^{-4} \sim 10^{-5}$ 。

由于许用应力法简单,且已经过长期应用,大量的资料、规则、规范等均以此法为基础,故目前在造船界仍广泛采用此法来评定船体强度。关于我国《海船规范》对船体纵向强度的要求,见7.2节。

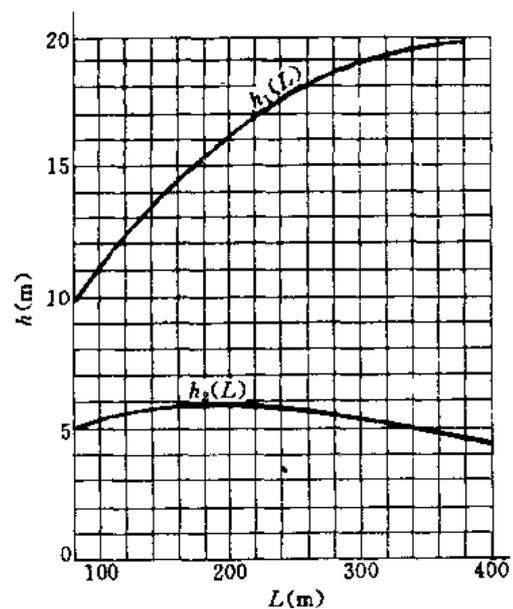


图 2-34 计算波高

2.6 船体挠度的计算

通常,船体挠度并不像强度那么重要。但是,对于使用高强度钢或轻合金建造的船、在极浅航道航行的船,特别是对于船长与型深之比很大的船,船体梁变形的问题应予注意。船体梁变形(挠度)过大时,不仅会影响主机、轴系的运转,也可能影响舾装件的安装、仪表的使用,甚至可能导致上层建筑端部因应力集中而破坏。对满载中垂挠度过大的船舶,由于载重线规范的限制,会减少船舶的载重量。对内河浅水航道船舶,过大的船体挠度甚至可能使通过浅滩发生困难。

船体总纵弯曲时的挠度,可分为弯曲挠度和剪切挠度两部分。

2.6.1 弯曲挠度曲线

将原点取在船尾端, x 轴指向船首方向, z 轴垂直向上,则作用在任意横剖面上的弯矩 $M(x)$ (中拱为正)所引起的船体弯曲挠度曲线的曲率 v'' ,根据梁的理论,则

$$EI(x)v'' = -M(x) \quad (2.6.1)$$

式中 $I(x)$ ——距船尾 x 处的船体纵向构件的剖面惯性矩;

E ——船体材料弹性模量。

将方程(2.6.1)进行两次积分,求得船体弹性线方程为:

$$v(x) = - \int_0^x \int_0^x \frac{M(x)}{EI(x)} dx dx + cx + b$$

式中 a, b 是任意积分常数。

因为通常在计算弹性线时,注意的是剖面相对于船舶两端的挠度,故在确定任意常数时可假定两端的挠度等于零,即

$$\text{当 } x = 0 \text{ 及 } x = L \text{ 时, } v = 0$$

由此得:

$$v(x) = \frac{1}{E} \left[\frac{x}{L} \int_0^x \frac{M(x)}{I(x)} dx dx - \int_0^x \frac{M(x)}{I(x)} dx dx \right] \quad (2.6.2)$$

如图 2-35 所示,式(2.6.2)的第一项是连接 O, A 两点的直线。而直线 \overline{OA} 与积分曲线 \widehat{OBA} 之间的差值便为船体的挠度 $v(x)$ 。

式(2.6.2)的积分即弯曲挠度计算可以用表 2-5 进行计算。为了进行积分,必须具有一定数量的沿船长间距相等的被积函数值。此间距通常取为 $1/20$ 船长,但在某些情况下将船长划分为 10 段就可达到足够的精度。一般可以五个典型剖面的惯性矩,画出船体剖面惯性矩变化曲线。对于无首楼甲板结构的船舶,也可利用下述近似公式计算:

$$I(x) = I_n \left[\frac{1}{3} + \frac{8}{3} \left(1 - \frac{x}{L} \right) \frac{x}{L} \right] \quad (2.6.3)$$

式中 I_n ——船中剖面惯性矩。

表 2-5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
理论站号 i	弯矩 M (kN·m)	惯性矩 I (m ⁴)	$\frac{M}{I}$ (kN/m ³)	第(4)栏 成对和 (kN/m ³)	第(5)栏 自上而下 和 (kN/m ³)	第(6)栏 成对和 (kN/m ³)	第(7)栏 自上而下 和 (kN/m ³)	(8)· $(\frac{L}{40})^2$ (kN/m)	(9) ₂₀ · $\frac{1}{20}$ (kN/m)	(10) - (9) (kN/m)	挠度 $v = \frac{(11)}{E}$ (m)
0											
1											
⋮											
19											
20											

若船中剖面的最大总纵弯矩值 M_{max} 已知时,则船中的弯曲挠度可用下式近似估算:

$$v_B = \beta \frac{M_{max} L^2}{EI_B} \quad (2.6.4)$$

式中系数 β 约在 0.08~0.10 之间,它是根据精确计算结果倒推出来的统计值。

2.6.2 剪切挠度曲线

在船体梁总纵弯曲时,船体剖面还会因剪力的作用面发生上下移动,产生剪切挠度,如图 2-36 所示。剪切挠度方程可根据剪力功与剪切变形能相等的条件求得。

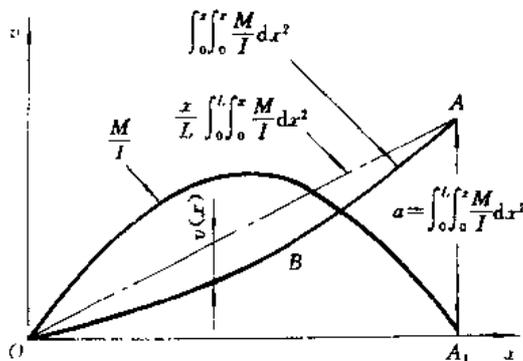


图 2-35 弯曲挠度的计算

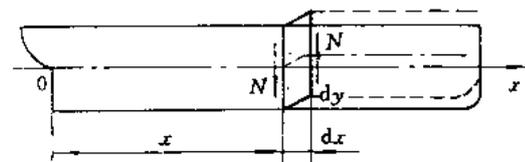


图 2-36 剪切挠度

设距尾端 x 处的微段 dx 上作用着剪力 $N(x)$,由剪力引起的剪切变形为 dv ,则剪力 $N(x)$ 所做的功等于 $(1/2)N(x)dv$ 。剖面上任一点的剪应力 τ 引起的剪应变 $\gamma = \tau/G$,则剪切变形能等于 $\frac{1}{2} \tau \cdot \gamma = \frac{\tau^2}{2G}$ 。所以,在 dx 微段内的剪切变形能等于:

$$\int_A \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau^2}{G} dA dx \quad (2.6.5)$$

式中 A —— x 剖面处的船体剖面积。

由剪力功和剪切变形能相等的条件,即

$$\frac{1}{2} N \cdot dv = \frac{1}{2G} dx \int_A \tau^2 dA \quad (2.6.6)$$

得剪切挠度为：

$$v = \int_0^x dv = \int_0^x \frac{dx}{NG} \int_A \tau^2 dA \quad (2.6.7)$$

由于船体横剖面形状及在横剖面上剪应力 τ 的分布比较复杂,要实施上式积分计算非常困难。实用上采用下述近似方法,即

$$\tau = N/A_w$$

式中 A_w 为船体横剖面承受剪切的相当面积,一般只计及船体垂向构件的剖面积。于是,式(2.6.7)可改写为:

$$v = \int_0^x \frac{dx}{NG} \int_{A_w} \left(\frac{N}{A_w} \right)^2 dA = \frac{1}{G} \int_0^x \frac{N}{A_w} dx \quad (2.6.8)$$

因为在首尾端剪切挠度为零,通常把剪切挠度方程写成下列形式:

$$v = \frac{1}{G} \left[\int_0^x \frac{N}{A_w} dx - \frac{x}{L} \int_0^L \frac{N}{A_w} dx \right] \quad (2.6.9)$$

式(2.6.9)的积分即剪切挠度计算可用表 2-6 进行计算。

表 2-6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
理论站号 i	剪力 N (kN)	剪切面积 A _w (cm ²)	(2)/(3)	第(4)栏 成对和 (kN/cm ²)	第(5)栏 自上面 下和 (kN/cm ²)	(6) $\frac{\Delta L}{2}$ (kN/cm ²)	(7) ₂₀ $\cdot \frac{i}{20}$ (kN/cm)	(7)-(8) (kN/cm)	剪切挠度 v=(9)/G (m)
0									
⋮									
20									

由于剪切挠度一般仅为弯曲挠度的 10% 左右,所以通常都不计算。为了简略估计剪切挠度值,可假定船体是剖面积为 A_w 的等剖面箱形梁。于是,式(2.6.9)可改写为:

$$\begin{aligned} v &= \frac{1}{GA_w} \left[\int_0^x N(x) dx - \frac{x}{L} \int_0^L N(x) dx \right] \\ &= \frac{1}{GA_w} \left\{ [M(x) - M(0)] - \frac{x}{L} [M(L) - M(0)] \right\} \\ &= \frac{M(x)}{GA_w} \end{aligned} \quad (2.6.10)$$

由此可知,只要把弯矩曲线缩小 $1/GA_w$ 倍,就可得到剪切挠度曲线的近似值。若利用船中剖面的 A_w ,所得的挠度值偏低。

弯曲挠度与剪切挠度之和即为船体总纵弯曲的总挠度。船体的总挠度与船长之比一般应小于 $1/400 \sim 1/500$ ^[8]。

2.7 船体极限弯矩的计算

2.7.1 极限弯矩与船体结构的过载能力

在船体强度计算中,通常采用将强度储备系数引入应力的计算方法,即取极限应力的一部分作为许用应力。当载荷与应力之间具有线性关系时,所取强度储备系数代表了船体结构的实际强度储备。但是,当载荷与构件中的应力不遵循线性规律时(例如,有丧失稳定性或处在复杂弯曲条件下的构件时),所取的强度储备系数就不代表“真正”的强度储备了。所以,为了计及非线性情况,除了按许用应力检验船体总纵强度外,还要按极限弯矩检验船体强度,以确定船体总纵弯曲时“真正”的强度储备。

此外,按极限弯矩还可评定船舶承受在营运时可能遇到的意外状态(例如,搁浅、碰撞、水下爆炸等)下的过载能力。船舶在意外状态下的实际弯矩高于计算弯矩,但却难于具体确定,因而不能进行准确的强度计算。

船体极限弯矩是指在船体剖面内离中和轴最远点的刚性构件中引起的应力达到结构材料屈服极限(在受拉伸时)或构件的临界应力(在受压缩时)的总纵弯曲力矩。

以结构材料的屈服极限来衡准,是因为在通常的钢结构中,应力超过该值时,结构将产生塑性变形。当船体边缘纤维中的总纵弯曲应力超过结构材料的屈服极限时,船体梁将出现整体性的总纵弯曲变形,这是不允许的。

根据上述,极限弯矩按下式计算:

$$M_j = \sigma_y W_{jn} \quad \text{或} \quad M_j = \sigma_{\sigma} W_{jn} \quad (2.7.1)$$

式中 σ_y ——结构材料的屈服极限;

W_{jn} ——假定距中和轴最远点构件中的拉应力等于材料屈服极限时的船体最小剖面模数;

σ_{σ} ——距中和轴最远点构件的临界应力;

W_{jn} ——假定距中和轴最远点构件中的压应力等于其临界应力时的船体最小剖面模数。

为了按极限弯矩检验船体强度,须将所得的 M_j 值与在波谷上和波峰上的相应计算弯矩 M 进行比较,即应满足

$$\frac{M_j}{M} \geq n \quad (2.7.2)$$

式中 n ——强度储备系数。

比值 M_j/M 亦表明船体结构所具有的承受过载的能力的大小。对于不同类型的船舶和不同的计算弯矩的求法,乃至不同的计算状态(中拱或中垂),对 n 的要求是不同的。具体要求见有关标准。

2.7.2 极限弯矩的计算

由式(2.7.1)可知,计算极限弯矩,实际上就是计算极限状态下的船体最小剖面模数。为此,应首先确定船体剖面上的应力分布,然后用第二次近似计算总纵弯曲应力的方法,求折减后的剖面模数。

通常,船体横剖面的中和轴偏于船底一边。因此,极限弯矩应对下述两种情况进行计算:

- (1)在强力甲板中作用着等于屈服极限 σ_y 的拉应力(即中拱状态);
- (2)在强力甲板中作用着等于骨架梁临界应力 σ_{cr} 的压应力(即中垂状态)。另外,计算该临界应力时,要考虑材料不符合虎克定律的修正。

假定在极限弯矩作用下,船体刚性构件中的应力沿型深方向按线性规律分布(见图 2-37),即

$$\sigma_i = \sigma_d \frac{z_i}{z_d}$$

因此,对任意构件中的应力,可按下述关系式确定:

$$\sigma_i = \frac{z_i}{z_{\max}} \sigma_{\max} \quad (2.7.3)$$

式中 z_i ——任一构件距中和轴的距离;
 z_{\max} ——离中和轴最远构件至中和轴的距离;
 σ_{\max} ——离中和轴最远构件中的应力,它等于 σ_y 或 σ_{cr} 。

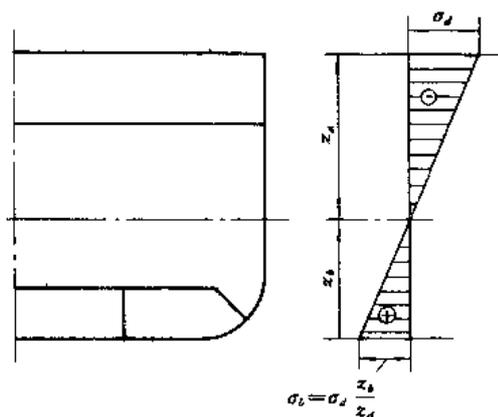


图 2-37 极限弯矩作用下船体剖面上的应力分布

求得各构件的应力之后,便按下式计算受压构件的折减系数:

$$\varphi_i = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_i} \quad (2.7.4)$$

式中 σ_{cr} ——按 2.2 节公式确定的板的临界应力;若 $\sigma_{cr} > \sigma_i$, 则取 $\varphi_i = 1$ 。

剖面折减计算过程与总纵弯曲应力第二次近似计算完全一样。

对于中和轴位置接近型深一半的船舶,如果强力甲板作用着等于屈服极限的拉应力,则经过折减计算之后,由于中和轴的移动,可能使压应力一侧离中和轴最远的构件中的应力超过屈服极限。因此,往下的计算应以压应力一侧作用着等于骨架梁的临界应力进行。

若按此步骤求得的船体最小剖面模数 W_{\min} 或 W_{\min} 小于 $0.9W$ (W 为总纵强度第一次近似计算的最小剖面模数),需再进行一次近似计算,直至前后两次计算值相差不超过 10% 为止。此外,对运输船舶,最终之 W_{\min} 或 W_{\min} 不得小于总纵强度第一次近似计算 W 的 75%, 否则就表明船体构件的稳定性没有充分保证,此时,必须改变船体结构,以提高船体梁主要构件的稳定性。

若求得的极限弯矩与总纵弯矩之比值过大,则表明船体具有不必要的过大的强度储备,说明船体结构材料没有得到充分利用。反之,若比值低于要求值 n ,则认为结构强度没有得到保证。

从下式

$$n = \frac{M_j}{M} = \frac{\sigma_y W_{y^*}}{[\sigma] W} = k \frac{W_{y^*}}{W}$$

可看出,影响过载能力的因素是:强度储备系数 k 值越大,则过载能力也越大;若总纵弯曲计算应力比许用应力 $[\sigma]$ 低,则相当于提高了 k 值,因而也相当于增大了过载能力;若在极限状态下板的折减过大,必然降低 W_{y^*} 或 W_{y^*} ,因而也就降低了过载能力。因此,为了提高船体梁的过载能力,应尽可能降低板在极限弯矩作用下的折减程度。在设计中,应保证甲板边板、舷顶列板及平板龙骨的临界应力达到结构材料的屈服极限,也就是说,这些构件在极限弯矩作用下不应当失稳。

2.8 总纵强度计算实例

2.8.1 计算依据

本例题为 1.7 节所述集装箱船总纵强度计算的继续。计算剖面取船中附近有大开口的 94[#] 肋位。

1. 参考图纸和计算书

- (1) 基本结构图;
- (2) 典型横剖面图;
- (3) 肋骨型线图;
- (4) 弯矩和剪力计算书。

2. 计算载荷

计算弯矩 $M = 816010.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$

计算剪力 $N = 22225.9 \text{ kN}$

3. 船体材料

计算剖面的所有构件均采用低碳钢,屈服极限 $\sigma_y = 235.2 \text{ N/mm}^2$

4. 许用应力

- (1) 总纵弯曲许用应力 $[\sigma] = 0.5\sigma_y$
- (2) 总纵弯曲与板架局部弯曲合成应力的许用应力:
 - 在板架跨中 $[\sigma_1 + \sigma_2] = 0.65\sigma_y$
 - 在横舱壁处 $[\sigma_1 + \sigma_2] = \sigma_y$
- (3) 许用剪应力 $[\tau] = 0.35\sigma_y$

2.8.2 总纵弯曲正应力计算

1. 总纵弯曲正应力第一次近似计算

94[#] 肋骨剖面计算简图如图 2-38 所示。与图中编号对应的各强力构件尺寸均填入表 2-7 中。船体剖面要素及第一次近似总纵弯曲应力的计算在表 2-7 中完成。在计算中,参

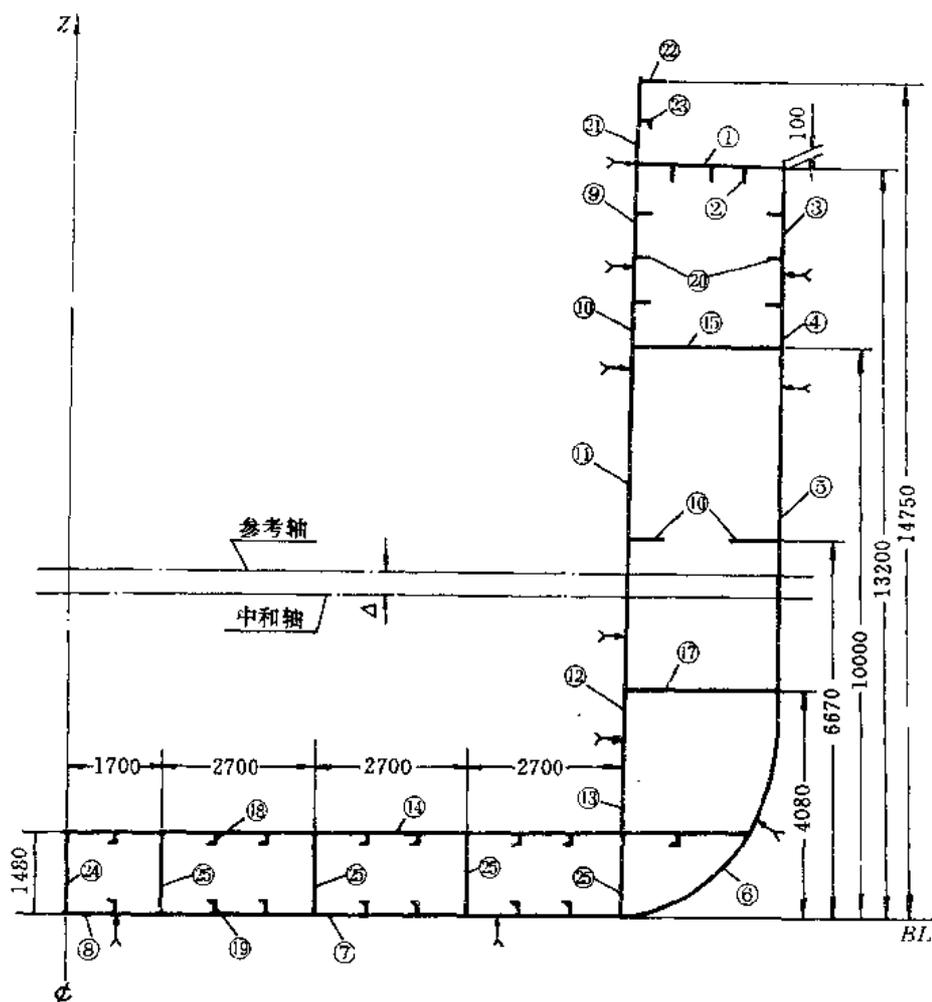


图 2-38 中剖面计算简图

考轴取在距基线 6m 处。利用表 2-7 的数据可得：

第一次近似中和轴距参考轴的距离为：

$$\Delta = \frac{-4928.2}{11199.3} = -0.44\text{m}$$

中和轴离基线的距离为 5.56m。

船体剖面对水平中和轴的惯性矩为：

$$I = 2 \left[281106.3 + 7384.0 - \frac{(-4928.2)^2}{11199.3} \right] = 572643.7 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

剖面上各构件的应力为：

$$\sigma_i = \frac{M}{I} Z'_i \times 10 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

式中 $Z'_i = Z_i - \Delta$

2. 临界应力计算

本例仅计算中拱状态，所以下面只列出中和轴以下部分受压板及纵骨的临界应力。

表 2-7

构件编号	构件名称	构件尺寸 (mm)	构件到面积 A (cm ²)	距参考轴距离 Z _i (m)	静力矩 A _i Z _i (cm ² ·m)	惯性矩 A _i Z _i ² (cm ² ·m ²)	构件自身惯性矩 (cm ² ·m ²)	距中和轴距离 Z _i (m)	总纵弯曲应力 σ (N/mm ²)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
1	上甲板	24×2670	640.8	7.2	4613.8	33219.1	—	7.64	108.9
2	上甲板纵骨	—30×300×3	270.0	7.05	1903.5	13419.7	2.03	7.49	106.7
3	舷顶列板	24×2000	480.0	6.25	3000.0	18750.0	160.0	6.69	95.3
4	舷侧板	20×2000	400.0	4.25	1700.0	7225.0	94.0	4.69	66.8
5	舷侧板	15×7750	1162.5	-0.675	-784.7	529.7	5818.6	-0.235	-3.35
6	舳列板	17×5400	918.0	-5.15	-4727.7	24347.7	69.6	-4.71	-67.1
7	船底板	16×6800	1088.0	-6.0	-6528.0	39168.0	—	-5.56	-79.2
8	平板龙骨	$\frac{1}{2}(18 \times 1780)$	160.2	-6.0	-961.2	5767.2	—	-5.56	-79.2
9	纵舱壁板	24×1780	427.2	6.31	2695.6	17009.4	112.79	6.75	96.2
10	纵舱壁板	20×1780	356.0	4.53	1612.7	7305.4	94.0	4.97	70.8
11	纵舱壁板	9×4640	417.6	1.32	551.2	727.6	749.2	1.76	25.1
12	纵舱壁板	10×1760	176.0	-1.88	-330.9	622.1	45.4	-1.41	-20.5
13	纵舱壁板	11×1760	193.6	-3.64	-704.7	2565.1	49.97	-3.2	-45.6
14	内底板	14×12100	1694.0	-4.52	-7656.9	34609.1	—	-4.08	-58.0
15	A 平台板	14×2670	373.8	4.00	1495.2	5980.8	—	4.44	63.3
16	B 平台板	12×1500	180.0	0.67	120.5	80.8	—	1.11	15.8
17	C 平台板	11×2670	293.7	-1.92	-563.9	1082.7	—	-1.48	-21.1
18	内底纵骨	(Γ 240×52×12)×8	310.1	-4.667	-1447.0	6753.3	1.8	-4.227	-60.2
19	船底纵骨	(Γ 240×52×12)×7	271.3	-5.85	-1586.8	9282.9	1.6	-5.41	-77.1
20	抗扭箱纵骨	(30×300)×6	540.0	5.60	3024.0	16934.4	—	6.04	86.1
21	舱口围板	(14×1550)×0.8	173.6	7.975	1384.5	11041.1	34.72	8.415	120.0
22	舱口围板	(30×450)×0.8	108.0	8.75	945.0	8268.8	—	9.19	131.0
23	舱口围板加强筋	(Γ 200×44×10)×0.8	21.9	7.975	174.7	1392.9	—	8.415	120.0
24	中桁材	$\frac{1}{2}(15 \times 1480)$	111.0	-5.26	-583.9	3071.1	20.26	-4.82	-68.7
25	旁桁材	12(1480-580)×4	432.0	-5.26	-2273.3	11952.4	129.8	-4.82	-68.7
	Σ		11199.3		-4928.2	281106.3	7384.0		

纵骨架式板格(四边自由支持)按下式计算:

$$\sigma_{cr} = 76 \left(\frac{100t}{b} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2)$$

板格临界应力计算见表 2-8。

表 2-8 纵骨架式板格临界应力计算

构件名称	编号	板长边 a (cm)	板短边 b (cm)	板厚度 t (cm)	$\left(\frac{100t}{b}\right)^2$	板的临界应力 σ_{cr} (N/mm ²)
平板龙骨	8	160	85	1.8	4.484	235.2
船底板	7	160	90	1.6	3.160	235.2
内底板	14	160	90	1.4	2.420	181

横骨架式板格(四边自由支持)按下式计算:

$$s < c \quad \sigma_{cr} = 19 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \left(1 + \frac{s^2}{c^2} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2)$$

$$s \ll c \quad \sigma_{cr} = 19 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2)$$

板格临界应力计算见表 2-9。

表 2-9

构件名称	编号	板短边 s (cm)	板长边 c (cm)	板厚度 t (cm)	$\left(\frac{100t}{s}\right)^2$	$\frac{s}{c}$	$\left(1 + \frac{s^2}{c^2}\right)^2$	板的临界应力 σ_{cr} (N/mm ²)
舷侧板	6	80	204	1.7	4.516	0.392	1.33	114.0
舷侧板下列板	5	80	260	1.5	3.516	0.308	1.20	80.2
纵舱壁列板	12	80	176	1.0	1.56	0.455	1.46	43.1
纵舱壁列板	13	80	176	1.1	1.89	0.455	1.46	52.4
C 平台板	17	80	267	1.1	1.89	0.30	1.19	42.7
中桁材	24	80	148	1.5	3.516	0.541	1.67	111.5
旁桁材	25	80	148	1.2	2.25	0.541	1.67	71.4

纵骨剖面要素及临界应力计算见表 2-10。其中,理论欧拉应力按下式计算:

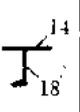
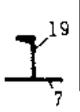
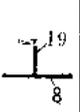
$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E I}{a^2 (f + b_s t)} \quad (\text{N/mm}^2)$$

式中 a 为实肋板间距, $a=160\text{cm}$; b_s 为带板的宽度,取纵骨间距的平均值。

因为 $\sigma_E > \frac{1}{2}\sigma_y$, 所以纵骨的临界应力 σ_{cr} 按下式计算:

$$\sigma_{cr} = \sigma_y \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\sigma_b} \right) \quad (\text{N/mm}^2)$$

表 2 10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
名称	剖面	构件号	尺度 (mm)	构件剖面面积 F (cm ²)	至参考轴距离 Z (cm)	静力矩 FZ (cm ³)	惯性矩 FZ^2 (cm ⁴)	自身惯性矩 I_0 (cm ⁴)	对中和轴的惯性矩 $I = C - B^2/A$ (cm ⁴)	欧拉应力 σ_E (N/mm ²)	临界应力 σ_{cr} (N/mm ²)
内底纵骨		14 18	875×14 No. 24a	122.5	-0.7	-85.8	60.1	2232	9214	4538	232.2
				38.75	14.7	569.6	8373.5				
				A=161.25		B=483.8	C=10665.6				
外底纵骨		7 19	900×16 No. 24a	144	-0.8	-115.2	92.2	2232	9568	4157	231.9
				38.75	14.7	569.6	8373.5				
				A=182.8		B=454.4	C=10697.7				
外底纵骨		8 19	850×18 No. 24a	153	-0.9	-137.7	123.9	2232	9756	4040	231.8
				38.75	14.7	569.6	8373.5				
				A=191.75		B=431.9	C=10729.4				

3. 船底板架弯曲应力计算

对船中部 94[#] 肋位所在舱段(舱长×舱宽=32.8m×19.6m)的船底板架计算局部弯曲应力 σ_2 。计算中取底纵桁刚性固定于横舱壁上,实肋板自由支持在两舷。

板架上的计算载荷按与总纵弯曲应力的计算状态相应的中拱状态确定,计算水头高为:

$$h = d_m + r = 5.17 + 3 = 8.17 \text{ m}$$

底纵桁和实肋板的内外底带板宽按《海船规范》^[3] 规定确定,带板中的纵骨均计入剖面要素计算。底纵桁和实肋板的剖面要素计算结果见表 2-11。

表 2-11

构件名称	带板宽度 b (mm)	剖面惯性矩 (cm ² m ²)	内底板处剖面模数 (cm ² m)	外底板处剖面模数 (cm ² m)
中桁材	2450	592.5	651.5	770.7
旁桁材	2450	488.0	630.1	691.7
实肋板	2050	370.7	476.5	528.1

整个板架用梁元离散后用计算机程序计算,各底纵桁的弯矩和应力结果见表 2-12。

表 2-12

构件名称		构件编号	弯矩(kN·m)		应力(N/mm ²)	
			舱壁处	跨度中点	舱壁处	跨度中点
中桁材	内底板	14	10976	4410.7	-168.5	67.7
	外底板	8	10976	4410.7	142.4	-57.2
第一旁桁材	内底板	14	9604	3871	-152.4	61.4
	外底板	7	9604	3871	138.8	-56.0
第二旁桁材	内底板	14	7624.4	2959.6	-121.0	47.0
	外底板	7	7624.4	2959.6	110.2	-42.8
第三旁桁材	内底板	14	4312	1597.4	-68.4	25.4
	外底板	7	4312	1597.4	62.3	-23.1

4. 船体总纵弯曲应力第二次近似计算

(1) 剖面折减系数计算

计算见表 2-13。

表 2-13

构件名称		构件编号	计算剖面位置	应力(N/mm ²)				折减系数 $\varphi = \frac{\sigma_{cr} + \sigma_2}{ \sigma_1 }$	1- φ
				临界应力 σ_{cr}	板架弯曲 应力 σ_2	$\sigma_{cr} + \sigma_2$	总弯曲 应力 σ_1		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	
中桁材	内底板	14	舱壁处	184	-168.5	15.5	-58.0	0.267	0.733
			跨中	184	67.7	251.7	-58.0	>1	
	外底板	8	舱壁处	235.2	142.4	377.6	-79.2	>1	
			跨中	235.2	-57.2	178.0	-79.2	>1	
第一旁桁材	内底板	14	舱壁处	184	-152.4	31.6	-58.0	0.544	0.456
			跨中	184	61.4	245.4	-58.0	>1	
	外底板	7	舱壁处	235.2	138.8	374.0	-79.2	>1	
			跨中	235.2	-56.0	179.2	-79.2	>1	
第二旁桁材	内底板	14	舱壁处	184	-121.0	63.0	-58.0	>1	
			跨中	184	47.0	231.0	-58.0	>1	
	外底板	7	舱壁处	235.2	110.2	345.4	-79.2	>1	
			跨中	235.2	-42.8	192.4	-79.2	>1	
第三旁桁材	内底板	14	舱壁处	184	-68.4	115.6	-58.0	>1	
			跨中	184	25.4	209.4	-58.0	>1	
	外底板	7	舱壁处	235.2	62.3	297.5	-79.2	>1	
			跨中	235.2	-23.1	212.1	-79.2	>1	

(2) 总纵弯曲应力第二次近似计算

由表 2-13 可知, 本船在波峰位置时, 中桁材及第一旁桁材处内底板(14 号构件)发生折减。

船体剖面要素第二次近似计算在表 2-14 中完成。计算时参考轴仍取在离基线 6m 处。

表 2-14

构件编号	构件名称	构件尺寸 (mm)	剖面面积 A_i (cm^2)	$\varphi_i - 1$	折减剖面面积 (4)×(5) (cm^2)	距参考轴 距离 Z_i (m)	静矩 (6)×(7) ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}$)	惯性矩 (7)×(8) ($\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$)	自身惯性 I_{i0} (cm^4)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
	I. 第一次近似计算结果				11199.2	-0.44	-4928.2	281106.5	7384.0
14	I. 折减构件 内底板	14(850-212.5×2)	59.5	-0.733	-43.6	-4.52	197.1	-890.8	
14	内底板	14(2200-225×3-212.5×2)	154	-0.456	-70.22	-4.52	317.4	-1434.7	
	Σ				$A_1 = 11085$		$B_1 = -4414$	$C_1 = 286165$	

由表 2-14 可得第二次近似中和轴距参考轴距离为:

$$A_1 = \frac{-4414}{11085} = -0.4 \text{ m}$$

因此, 第二次近似中和轴距基线为 5.6m。

各构件离中和轴距为:

$$Z_i = Z_i - A_1$$

剖面惯性矩为:

$$I_1 = 2 \left[286165 - \frac{(-4414)^2}{11085} \right] = 568815 \text{ cm}^2 \text{m}^2$$

第二次近似计算总纵弯曲应力由下式计算:

$$\sigma_i = \frac{M}{I_1} Z_i \times 10 = \frac{816010.3}{568815} = 14.34 Z_i \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

计算结果见表 2-15。

4. 总纵弯曲和船底板架弯曲合成应力计算

计算结果见表 2-16。

表 2-15

构件编号	构件距中和轴距离 Z_i (m)	总纵弯曲应力 σ_i (N/mm ²)	许用应力 [σ] (N/mm ²)	构件编号	构件距中和轴距离 Z_i (m)	总纵弯曲应力 σ_i (N/mm ²)	许用应力 [σ] (N/mm ²)
(1)	(2)	(3)	(4)	(1)	(2)	(3)	(4)
1	7.6	108.98	117.6	14	-4.12	-59.1	117.6
2	7.45	106.8	117.6	15	4.40	63.1	117.6
3	6.65	95.4	117.6	16	1.07	15.3	117.6
4	4.65	66.7	117.6	17	-1.52	-21.8	117.6
5	-0.275	-3.9	117.6	18	-4.267	-61.2	117.6
6	-4.75	-68.1	117.6	19	-5.45	-78.2	117.6
7	-5.6	-80.3	117.6	20	6.0	86.0	117.6
8	-5.6	-80.3	117.6	21	8.375	120.1	135.0
9	6.71	96.2	117.6	22	9.15	131.2	135.0
10	4.93	70.7	117.6	23	8.375	120.1	135.0
11	1.72	24.7	117.6	24	-4.86	-69.7	117.6
12	-1.48	-21.2	117.6	25	4.86	-69.7	117.6
13	3.21	16.5	117.6				

表 2-16

构件名称、编号及计算位置		总纵弯曲应力 σ_1 (N/mm ²)	板架弯曲应力 σ_2 (N/mm ²)	合成应力 $\sigma_1 + \sigma_2$ (N/mm ²)	许用应力 [$\sigma_1 + \sigma_2$] (N/mm ²)
(1)		(2)	(3)	(4)	(5)
中桁材	内底板 14	横舱壁处 跨度中点 -58.0 -58.0	-168.5 67.7	-226.5 9.7	235.2 152.9
	外底板 8	横舱壁处 跨度中点 79.2 -79.2	142.4 -57.2	63.2 -136.4	235.2 152.9
第一旁桁材	内底板 14	横舱壁处 跨度中点 -58.0 -58.0	-152.4 61.4	-210.4 3.4	235.2 152.9
	外底板 7	横舱壁处 跨度中点 -79.2 -79.2	138.8 -56.0	59.6 135.2	235.2 152.9
第二旁桁材	内底板 14	横舱壁处 跨度中点 -58.0 -58.0	-121.0 47.0	-179.0 -11.0	235.2 152.9
	外底板 7	横舱壁处 跨度中点 -79.2 -79.2	110.2 -42.8	31.0 122.0	235.2 152.9
第三旁桁材	内底板 14	横舱壁处 跨度中点 -58.0 -58.0	-68.4 25.4	-126.4 -32.6	235.2 152.9
	外底板 7	横舱壁处 跨度中点 -79.2 -79.2	62.3 -23.1	-16.9 -102.3	235.2 152.9

2.8.3 总纵弯曲剪应力计算

1. 最大剪应力计算

最大剪应力发生在距船端 $L/4$ 处,因此,计算剖面选在该处。

计算仅对半个剖面进行,如图 2-39 共有 8 个闭室,应按 2.4 节所述多闭室剖面剪应力公式计算。对纵骨架式结构,在计算 $m^0(s)$ 时应包括纵骨的剖面积,为简化计算,以所有纵骨剖面积平铺在相应板宽上得到的总厚度(记为 δ ,称为相当厚度)进行计算。但是,纵骨是不承受剪应力的,因此变形协调方程中的 t 应为原来的板厚。

计算时先假定 $\frac{N}{I} = 1$ 。各闭室切开点的位置如图 2-39 所示。

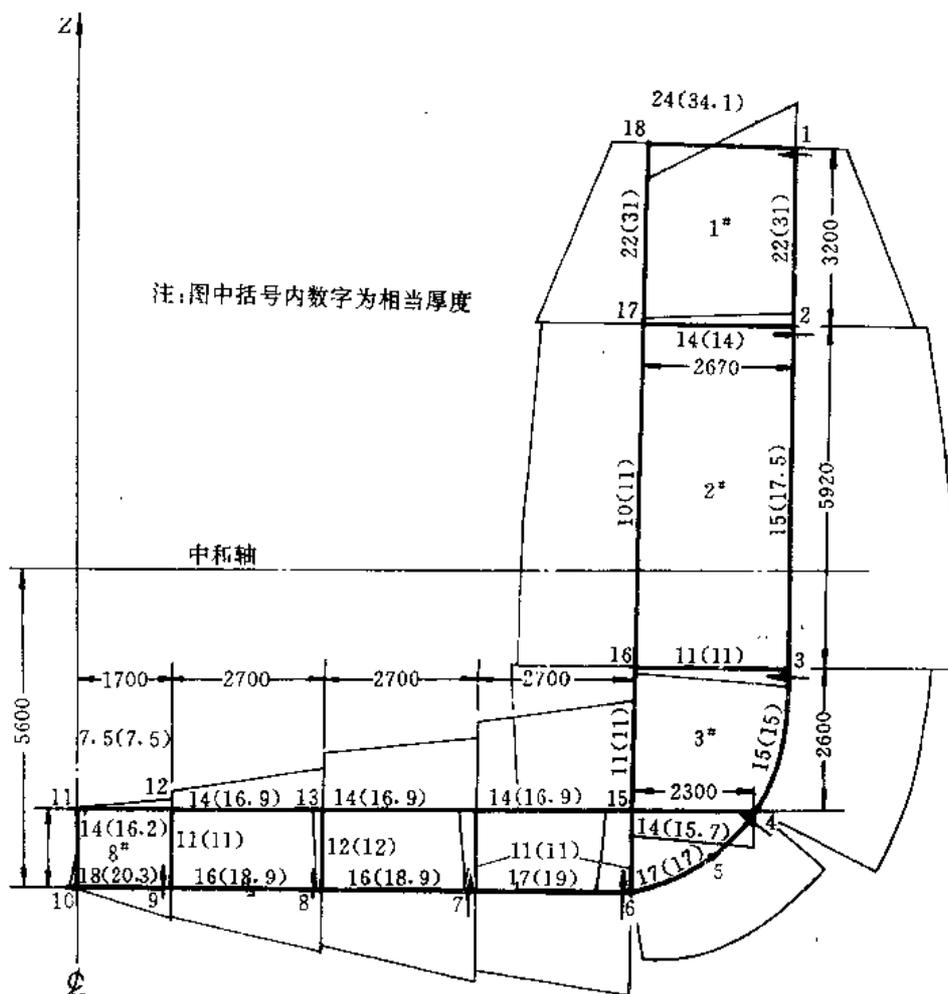


图 2-39 剪应力计算图及剖面剪流分布图

(1) $m^0(s)$ 的计算

为适应计算机程序编制,每一闭室切口后在各支路上的静矩 $m^0(s)$ 可按下列式计算:

$$m_{j,j-1}^0(s) = m_j^0(s) + \frac{t_{2j-1} \delta_{j,j+1}}{2} (Z_j + Z_{j+1})$$

式中 $m_{j+1}^0(s)$ ——从切口到计算点 $j+1$ 的剖面积对中和轴的静矩；

$m_j^0(s)$ ——从切口到计算点 j 的剖面积对中和轴的静矩；

$l_{j,j+1}$ ——从点 j 到点 $j+1$ 支路的距离；

$\delta_{j,j+1}$ ——从点 j 到点 $j+1$ 支路的相当厚度；

Z_j ——点 j 的垂向坐标；

Z_{j+1} ——点 $j+1$ 的垂向坐标。

进一步，以 u, d, l, r 角标表示节点的上、下、左、右，可得 1[#] 闭室各节点的 $m^0(s)$ (已在点 1 的下边切口)：

$$m_{2,u}^0 = 0 + \frac{1}{2} l_{1,2} \delta_{1,2} (Z_1 + Z_2)$$

$$m_{2,l}^0 = m_{2,u}^0$$

$$m_{17,r}^0 = m_{2,l}^0 + \frac{1}{2} l_{2,17} \delta_{2,17} (Z_2 + Z_{17})$$

$$m_{17,u}^0 = m_{17,r}^0 + m_{17,d}^0 \quad (m_{17,d}^0 \text{ 由下一个闭室求得})$$

$$m_{18,d}^0 = m_{17,u}^0 + \frac{1}{2} l_{17,18} \delta_{17,18} (Z_{17} + Z_{18})$$

$$m_{18,r}^0 = m_{18,d}^0$$

$$m_{18,l}^0 = m_{18,r}^0 + \frac{1}{2} l_{18,1} \delta_{18,1} (Z_{18} + Z_1)$$

同理，可得 2[#] 闭室各节点处的 $m^0(s)$ ：

$$m_{3,b}^0 = \frac{1}{2} l_{2,3} \delta_{2,3} (Z_2 + Z_3)$$

$$m_{3,l}^0 = m_{3,b}^0$$

$$m_{16,r}^0 = m_{3,l}^0 + \frac{1}{2} l_{3,16} \delta_{3,16} (Z_3 + Z_{16})$$

$$m_{16,u}^0 = m_{16,r}^0 + m_{16,d}^0 \quad (m_{16,d}^0 \text{ 又由下一个闭室决定})$$

$$m_{17,d}^0 = m_{16,u}^0 + \frac{1}{2} l_{16,17} \delta_{16,17} (Z_{16} + Z_{17})$$

$$m_{17,r}^0 = m_{17,d}^0$$

$$m_{2,d}^0 = m_{17,r}^0 + \frac{1}{2} l_{17,2} \delta_{17,2} (Z_{17} + Z_2)$$

(2) $\oint \frac{m^0(s)}{t} ds$ 的计算

对于各支路上的积分 $\int_j^{j+1} \frac{m^0(s)}{t} ds$ 亦可以节点 j 和 $j+1$ 的坐标表示，即

$$\int_j^{j+1} \frac{m^0(s)}{t} ds = \frac{l_{j,j+1}}{t} \left[m_j^0 + \frac{l_{j,j+1} \delta_{j,j+1}}{6} (2Z_j + Z_{j+1}) \right]$$

因此，对闭室 1[#] 可得：

$$\oint_{闭室1\#} \frac{m^0(s)}{t} ds = \int_1^2 \frac{m^0(s)}{t} ds + \int_2^{17} \frac{m^0(s)}{t} ds + \int_{17}^{18} \frac{m^0(s)}{t} ds + \int_{18}^1 \frac{m^0(s)}{t} ds$$

式中

$$\int_1^2 \frac{m^0(s)}{t} ds = \frac{l_{1,2}}{t_{1,2}} \left[0 + \frac{l_{1,2} \delta_{1,2}}{6} (2Z_1 + Z_2) \right] = \frac{l_{1,2}^2}{6} \frac{\delta_{1,2}}{t_{1,2}} (2Z_1 + Z_2)$$

$$\int_2^{17} \frac{m^0(s)}{t} ds = l_{2,17} \frac{m_{2,t}^0}{t_{2,17}} + \frac{l_{2,17}^2}{6} \frac{\delta_{2,17}}{t_{2,17}} (2Z_2 + Z_{17})$$

$$\int_{17}^{18} \frac{m^0(s)}{t} ds = l_{17,18} \frac{m_{17,t}^0}{t_{17,18}} + \frac{l_{17,18}^2}{6} \frac{\delta_{17,18}}{t_{17,18}} (2Z_{17} + Z_{18})$$

$$\int_{18}^1 \frac{m^0(s)}{t} ds = l_{18,1} \frac{m_{18,t}^0}{t_{18,1}} + \frac{l_{18,1}^2}{6} \frac{\delta_{18,1}}{t_{18,1}} (2Z_{18} + Z_1)$$

对所有闭室均可按此求得。

(3) 变形协调方程式

利用式(2.4.14)对每一个闭室列出变形协调方程式,共计有八个。其中对闭室1[#]可得:

$$q_1 \oint_{\text{闭室1}^{\#}} \frac{ds}{t} - q_2 \int_2^{17} \frac{ds}{t} = - \oint_{\text{闭室1}^{\#}} \frac{m^0(s)}{t} ds$$

上式代入上述闭路积分可得:

$$q_1 \left\{ \frac{l_{1,2}}{t_{1,2}} + \frac{l_{2,17}}{t_{2,17}} + \frac{l_{17,18}}{t_{17,18}} + \frac{l_{18,1}}{t_{18,1}} \right\} - q_2 \frac{l_{2,17}}{t_{2,17}}$$

$$= - \frac{1}{6} \left[l_{1,2}^2 \frac{\delta_{1,2}}{t_{1,2}} (2Z_1 + Z_2) + l_{2,17}^2 \frac{\delta_{2,17}}{t_{2,17}} (2Z_2 + Z_{17}) + l_{17,18}^2 \frac{\delta_{17,18}}{t_{17,18}} (2Z_{17} + Z_{18}) \right.$$

$$\left. + l_{18,1}^2 \frac{\delta_{18,1}}{t_{18,1}} (2Z_{18} + Z_1) \right] - \left[l_{2,17} \frac{m_{2,t}^0}{t_{2,17}} + l_{17,18} \frac{m_{17,t}^0}{t_{17,18}} + l_{18,1} \frac{m_{18,t}^0}{t_{18,1}} \right]$$

对闭室2[#]可得:

$$- q_1 \int_{1,2} \frac{ds}{t} + q_2 \oint_{\text{闭室2}^{\#}} \frac{ds}{t} - q_3 \int_3^{18} \frac{ds}{t} = - \oint_{\text{闭室2}^{\#}} \frac{m^0(s)}{t} ds$$

同理,对每个闭室均可列出类似方程。这里不一一列出。

(4) 解联立方程组求剖面上的剪流

解联立方程组,求得八个未知常剪流 q_i 后,剖面各闭室的剪流可由式(2.4.12)求得,即

$$\hat{q}_i = m_i^0 + q_i - q_{i,k}$$

式中 $q_{i,k}$ 是与闭室 i 相邻的 k 闭室上的常剪流,仅在公共壁上才计及。最后的结果当然还是要乘以 N/I 。

由上述计算可知,对多闭室剖面上的剪流用手工计算是很繁琐的,但利用上述公式编制计算机程序就很方便了。

对本例,通过计算机计算,最大剪应力发生在内舷壁中和轴处,其值为 $\tau_{\max} = 50.0 \text{ N/mm}^2$,而许用应力 $[\tau] = 82.3 \text{ N/mm}^2$,所以 $\tau_{\max} < [\tau]$ 。在横剖面上的剪流分布见图2-39。

2. 舷侧板剪切稳定性

临界应力按下式计算:

$$\tau_{cr} = 102 \left(\frac{100t}{s} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2)$$

式中 s ——板格短边长度;

t ——板厚。

例如,编号为5的舷侧板, $t = 15 \text{ mm}$, $s = 800 \text{ mm}$,则

$$\tau_{cr} = 102 \left(\frac{100 \times 15}{800} \right)^2 = 358.6 \text{ N/mm}^2$$

而该构件的剪应力 $\tau = 33.8 \text{ N/mm}^2$, 所以有 $\tau_{cr} > 2\tau$, 剪切稳定性满足。

2.8.4 船体中剖面极限弯矩计算

极限弯矩应按中拱、中垂分别进行计算。考虑与前述计算状态对应, 在此仅以中拱状态计算极限弯矩, 中垂状态时的极限弯矩计算可类同进行。

1. 极限弯矩作用下构件内应力计算

构件内应力计算见表 2-17。此时, 假定甲板的拉应力等于材料的屈服极限。

表 2-17

构件号	构件名称	离中和轴距离 (m)	应力(第一次近似) (中拱船底受压) (N/mm ²)	临界应力 σ_{cr} (N/mm ²)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
5	舷侧板下列板	-2.78	-71.1	80.2
6	舳列板	-4.45	-113.9	114.0
12	纵舱壁列板	-1.44	-36.9	43.1
13	纵舱壁下列板	-3.2	-81.9	52.4
14	内底板	-4.08	-104.4	184.0
17	C 平台板	-1.48	-37.9	42.7
24	中桁材	-4.82	-123.4	111.5
25	旁桁材	-4.82	-123.4	71.4

注: 表中仅列出中拱极限弯矩下, 中和轴以下部分考虑可能折减的部分构件

2. 剖面模数 W_n 计算

以第一次近似中和轴为参考轴, 甲板受拉时的船体剖面要素计算见表 2-18。

表 2-18

构件号	构件尺寸	折减系数计算				剖面要素计算			
		剖面面积 A_i (cm ²)	作用应力 σ_i (N/mm ²)	临界应力 σ_{cr} (N/mm ²)	折减系数 $\varphi_i = \frac{\sigma_{cr}}{ \sigma_i }$	折减面积 $\Delta A_i = A_i(\varphi_i - 1)$	距参考轴 距离 Z_i (m)	静矩 (7) × (8) (cm ² · m)	惯性矩 (8) × (9) (cm ² · m ²)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
	1. 第一次近似计算结果					$A = 11199.2$			$\frac{1}{2} I = 286321.4$
	I. 折减构件								
24	$15(1480 - 800/4 \times 2)/2$	81	-123.4	111.5	0.904	-7.78	-4.82	34.5	-180.6
25	$12[(1480 - 580) \times 4 - 800/4 \times 8]$	240	-123.4	71.4	0.579	-101.0	-4.82	487.0	-2347.4
Σ						$A_1 = 11090.4$		$\Delta B = 521.5$	$C_1 = 283793.4$

利用表 2-18 数据可得:

$$A_1 = \frac{521.5}{11090.4} = 0.047 \text{ m}$$

$$I_1 = 2 \times (283793.4 - 11090.4 \times 0.047^2) = 567537.8 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

$$Z'_a = Z_a - A_1 = 7.64 - 0.047 = 7.593 \text{ m}$$

$$Z'_b = Z_b + A_1 = 5.56 + 0.047 = 5.607 \text{ m}$$

甲板受拉时船体最小剖面模数为:

$$W_{yb} = \frac{567537.8}{7.593} = 74745 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}$$

因为
$$\frac{W_{yb}}{W_1} = \frac{74745}{74953.2} = 0.997$$

所以满足计算要求。

3. 极限弯矩计算

波峰时
$$M_j = W_{yb} \sigma_y = 1758002.4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

本例题从教学考虑仅选取了总纵强度计算中的部分内容。某些繁琐的计算过程未予列入,有的仅选取其计算结果,有的则作了必要的删减。因此,本例题仅供参考,不应作为范例进行总纵强度计算。

参 考 文 献

- 1 杨代盛. 船体强度与结构设计(修订本). 北京:国防工业出版社,1986
- 2 寺沢一雄. 船体构造力学. 东京:海文堂,1974
- 3 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京:人民交通出版社,1989
- 4 Регистр СССР. Временные нормы прочностных морских судов. Раздел Ощадл прочность. Л.,1979
- 5 Admiralty Ship Welding Committee. Report, R. 7,1953
- 6 Vasta. Trans. SANME Vol. 55,1947
- 7 陈铁云,陈伯真. 船舶结构力学. 北京:国防工业出版社,1984
- 8 (苏)斯曼斯基. 船舶结构力学手册(3). 孙海涛等译. 上海:上海科学技术出版社,1980
- 9 Гребенюк, Энцилейн. Новые Правила Регистра СССР. Судостроение, 1979, №1

第三章 船体结构局部强度计算

3.1 局部强度计算的力学模型

船体在外力作用下除发生总纵弯曲变形外,各局部结构,如船底、甲板、船侧和舱壁板架以及横向肋骨框架也会因局部载荷作用而发生变形、失稳或破坏。研究它们的强度问题称为局部强度,是本章的任务。局部强度的内容很多,除上述板架和框架外,各种骨材以及壳板的强度计算也是局部强度讨论的对象。由于有限元法的发展和计算机的广泛应用,使传统的局部强度计算方法,即把船体结构划分成各种板架、刚架、连续梁和板等进行计算,可以扩展成各种结构的整体计算,如立体舱段计算等,使结构模型更接近于实际情况。介绍船体结构的有限元模型化方法是本章的另一项任务。

在进行局部强度计算时,首先,应根据结构受力与变形特点,把实际复杂的结构抽象为可以用力学方法计算的简化模型(称为力学模型或计算模型);然后,对这个力学模型进行内力和应力分析并进行强度校核。力学模型的建立是与计算方法相联系的,用传统的船舶结构力学方法(解析法、力法、位移法和能量法)进行局部强度计算时,只能将船体各部分结构简化为板架、刚架、连续梁和板等结构进行计算,而且载荷也只能取比较简单情况。如果用有限元法进行计算,则可整体解析,不受上述结构分类及载荷的限制,只需要选取适当的单元和处理好约束条件。

在本节中,介绍传统的局部强度计算模型和方法。3.4节、3.5节中,将介绍有限元模型化问题。

3.1.1 建立计算模型的原则

计算模型仅具有实际结构的一些主要力学特征,并不是把实际结构的各种特征都全部反映出来。而且,计算模型的选取也与计算载荷和许用应力的选择有关。内力计算的精度应与外载荷的精度相匹配,如果外力有很大的近似性,就没有必要过分追求内力计算的精确性。

船舶局部强度与总强度一样,也是一种相对强度(比较强度)。外力、内力和许用应力的一致性是比较强度的基本出发点。

结构模型化是计算的前提和结构分析成败的关键,它更富于工程判断。从强度校核观点,“偏于安全”的简化是允许的,但偏于安全的简化模型往往会使结构材料增加,并不是合理的符合结构设计要求的计算模型。我们追求的是力学上能反映实际结构变形特征,计算上又不过于复杂的模型。影响计算模型的主要因素有下列几点:

- (1)结构的重要性:对重要结构应采用比较精确的计算模型;
- (2)设计阶段:在初步设计阶段可用较粗糙的模型,在详细设计阶段则需要较精确的

计算模型；

(3)计算问题的性质:对于结构静力分析,一般可用较复杂的计算模型,对于结构动力和稳定性分析,由于问题比较复杂,可用较简单的计算模型。

3.1.2 构件几何尺寸的简化

在进行局部强度计算时,不可能也没有必要对实际结构的各种因素加以考虑,在确定其几何要素(如跨距、宽度、带板尺寸、剖面模数等)时,将结构作一些“理想化”处理。

板架计算时,其长度、宽度取相应的支持构件间距离,例如,船底板架和甲板板架的长度取横舱壁之间的距离,宽度取组成肋骨框架梁中和轴的跨距,或简单地取为船宽。

肋骨刚架计算时,其长度、宽度取组成肋骨框架梁的中和轴线交点间距离,用中和轴线代替实际构件。不计梁拱及舭部的弯曲,由于肘板和开孔(人孔、减轻孔等)的存在而引起的构件剖面变化也不予考虑,即在内力(弯矩、切力)计算时把每一构件作为等直梁处理,如图 3-1 所示。但是,在确定骨架剖面的应力时,需考虑肘板的影响,即在计算梁的剖面模数时计入肘板。例如,图 3-1 所示的肋骨刚架底部弯矩值最大,若计算应力时不考虑舭肘板,则最大应力甚至会超过许用应力,如果计入舭肘板,则其应力很小,实际上最大应力出现在肋骨跨距中部。

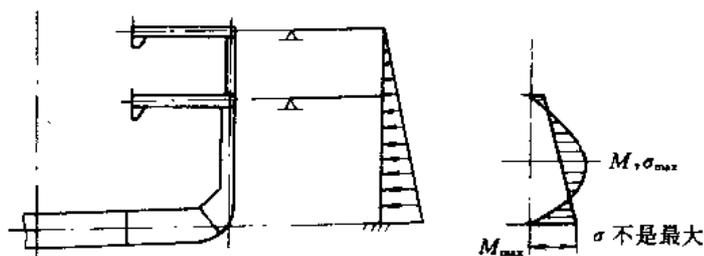


图 3-1 肋骨刚架弯矩图

应当指出,对于具有大肘板的船舶结构(如油船、矿砂船等),在计算内力时也应考虑肘板影响,否则在某些载荷下所得结果可能偏于危险方面(见 3.5 节)。

构件剖面要素计算时应包括带板(附连翼板),关于带板问题将在 3.2 节中讨论。

3.1.3 骨架支承条件的简化

把局部构件或结构从整体结构中分离出来进行局部强度计算,需考虑相邻构件对计算结构的影响——支承条件或支座。在船体结构计算中,通常有三种支座情况:

- (1)自由支持在刚性支座上;
- (2)刚性固定;
- (3)弹性支座和弹性固定。

简化成何种支座,视相邻构件与计算构件间的相对刚度及受力后的变形特点而定。图 3-2 所示的船底纵骨,在船底均布水压作用下产生弯曲变形。由于实肋板刚性远大于纵骨,可视为纵骨的刚性支座。又变形以肋板为支点左右对称,因此计算船底纵骨强度时可按两端刚性固定的单跨梁来进行。图 3-3 所示的甲板纵骨,在船舶中垂弯曲时受轴向压力作用。纵骨稳定性计算时,根据其变形特点可作为两端自由支持的单跨梁来计算。

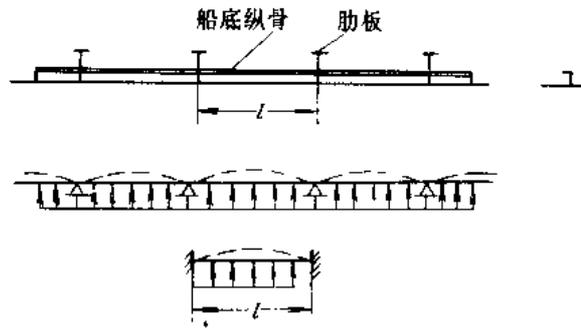


图 3-2 船底纵骨变形

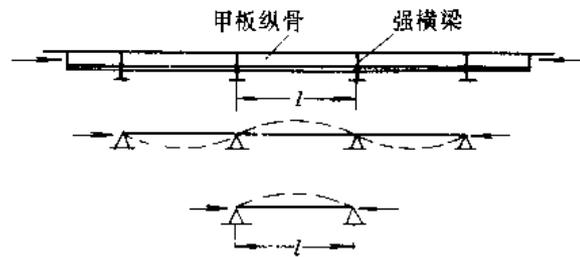


图 3-3 甲板纵骨稳定性计算

由此可见,正确分析结构变形特点才能作到力学上等价,这是模型化的关键。

计算图 3-4(a)所示的肋骨框架时,由于肋板刚度远大于肋骨,故肋骨下端可作刚性固定(见图 3-4(b));因甲板上无荷重,故又可进一步简化为弹性固定的单跨梁(见图 3-4(c))。按船舶结构力学方法,可算出其弹性固定端的转角和柔性系数分别为:

$$\theta_2 = \frac{l}{3E_2} M_2$$

$$\alpha = \frac{l}{3\beta i} \quad (3.1.1)$$

式中 i, l ——分别为横梁的剖面惯性矩和跨度。

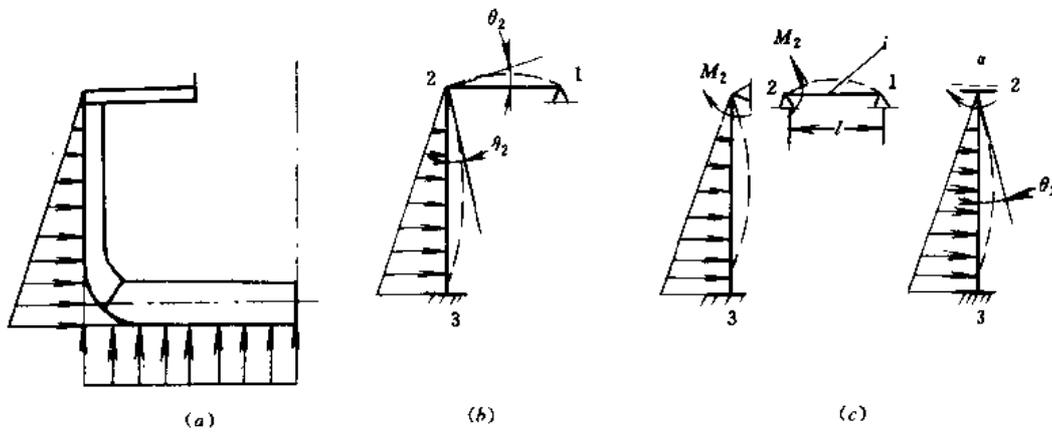


图 3-4 肋骨框架的简化图形

一般情况下,当相邻梁的刚度相差在 20 倍以上时,其计算图形可按极限情况简化处理,误差在 5% 以内,如图 3-5 所示。

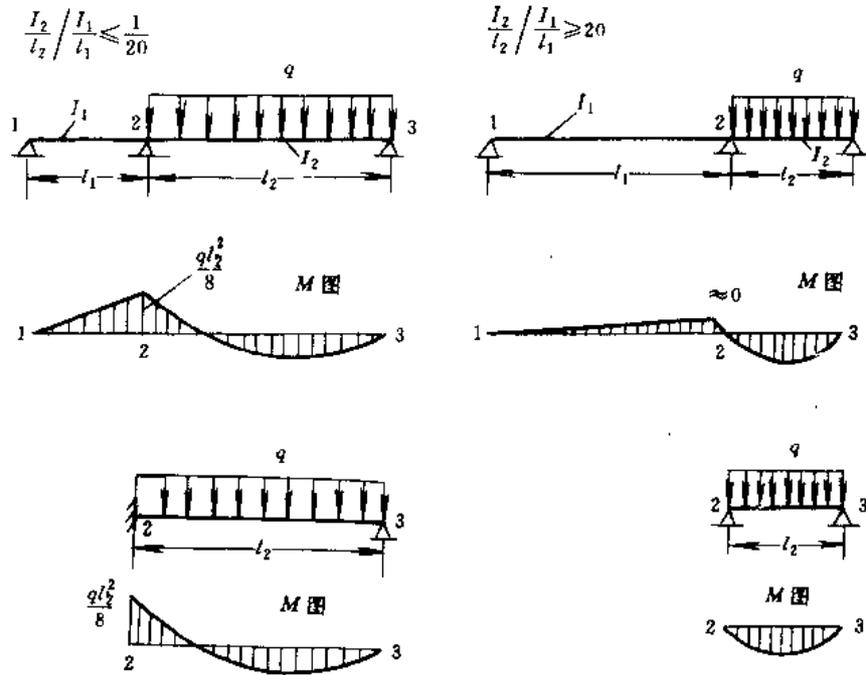


图 3-5 骨架梁支座的简化

板架的交叉构件(龙骨、纵桁)在横舱壁处的固定条件取决于相邻板架的刚度、跨度和载荷之比。为了精确计算相邻板架的相互影响,必须对它们进行连续板架计算(见图 3-6);但实用上,通常引入横舱壁的支座固定系数 α 来考虑相邻板架的影响。 α 可用下列近似公式确定:

$$\alpha = \frac{1 + \frac{1}{2} \frac{q'}{q} \frac{l}{l'}}{1 + \frac{1}{2} \frac{l}{l'}} \quad (3.1.2)$$

- 式中 q ——在板架计算跨距上的荷重强度;
- q' ——相邻两个舱板架上的平均荷重强度;
- l ——计算板架的跨距;
- l' ——相邻两个舱板架的平均跨距。

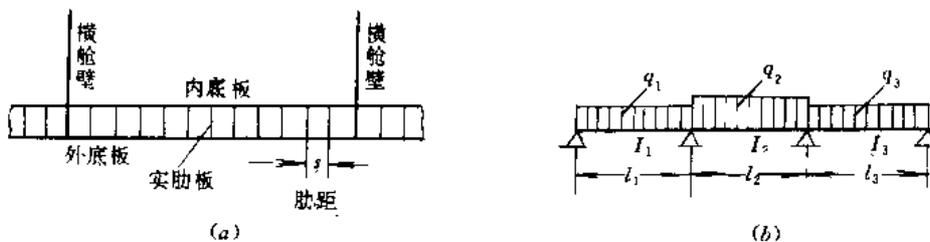


图 3-6 板架固定系数计算

在多数情况下,交叉构件在横舱壁处可以认为是刚性固定的。船底板架在舷侧处的固定情况可通过肋骨刚架计算来确定,但在通常计算中可近似认为自由支持在舷侧,因为肋骨的刚度比肋板小得多。

在确定板架两向梁支持关系时,应以它们的相对刚度来判断。如图 3-7 所示交叉梁系,现在求出支反力 R 。

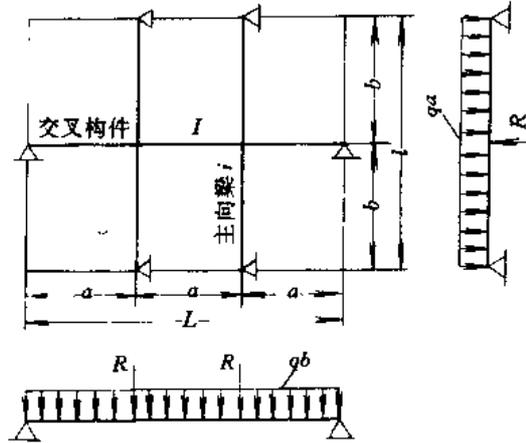


图 3-7 交叉梁系

设主向梁上所受总荷重为 $Q_1 = qal = \frac{1}{3}qL$, 节点反力为 R , 则主向梁在节点处的挠度为:

$$w = \frac{5}{384} \frac{Q_1 l^3}{EI} - \frac{1}{48} \frac{Rl^3}{EI} \quad (a)$$

式中 l 与 i 为主向梁的跨度和剖面惯性矩。

又设交叉构件所受总荷重为 $Q_2 = qbL = \frac{1}{2}qL$, 则在 Q_2 与两节点反力 R 同时作用下, 节点挠度为:

$$w = \frac{11}{972} \frac{Q_2 L^3}{EI} + \frac{5}{162} \frac{RL^3}{EI} \quad (b)$$

式中 L, l ——分别为交叉构件的长度和剖面惯性矩。

使(a)和(b)两式相等, 则可解出节点反力 R :

$$R = qlL \frac{\left(\frac{5}{1152} \alpha - \frac{11}{1944} \right)}{\left(\frac{\alpha}{48} + \frac{5}{162} \right)} \quad (3.1.3)$$

式中 $\alpha = \frac{l^3 I}{L^3 i}$ ——交叉构件与主向梁的相对刚度。由式(3.1.3)可以看出, 节点反力随 α 的增加而增大, 即随交叉构件刚性增加而加大。当 $\alpha \rightarrow \infty$ 时, 节点反力达到最大值, 即

$$R_{\max} = \frac{5}{1152} \times 48qlL = \frac{5}{24} qlL$$

这时, 交叉构件对主向梁的作用相当于一个刚性支座。如果交叉构件刚性减少, 则反力 R 也减小, 并且当

$$\frac{5}{1152} \alpha < \frac{11}{1944}, \quad \text{即} \quad \frac{l}{L^3} < 1.3 \frac{l}{l^3}$$

时,节点反力将变为负值。这表示交叉构件不仅不支持主向梁反而加重了主向梁的负担,这是一种不合理的设计。因此,在决定交叉构件尺寸时必须考虑它与主向梁间的相对刚度。

在有多根交叉构件板架的情况下,当主向梁与交叉构件的相对刚度满足下列条件时^[1],说明两向梁相互支持,必须进行板架计算,不能将一个方向的梁简化为另一个方向上梁的刚性支座,即

$$k \sqrt{\frac{L}{a} \frac{l}{I} \left(\frac{L}{l} \right)^3} \leq 3.7 \quad (3.1.4)$$

式中 a —— 主向梁之间的平均距离;

L, I —— 交叉构件的长度与剖面惯性矩;

l, i —— 主向梁的长度与剖面惯性矩;

k —— 系数,与交叉构件数目 m 和主向梁的支座固定系数 κ 有关, k 值见表 3-1。

表 3-1

$\kappa \backslash m$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
1	0.931	0.945	0.967	0.988	1.015	1.048	1.088	1.130	1.182	1.245	1.320
2	0.849	0.865	0.886	0.905	0.933	0.965	1.00	1.046	1.098	1.160	1.282
3	0.785	0.800	0.820	0.836	0.863	0.892	0.927	0.967	1.015	1.072	1.185
4	0.740	0.754	0.773	0.789	0.813	0.841	0.874	0.912	0.957	1.011	1.115
5	0.709	0.723	0.755	0.756	0.779	0.806	0.837	0.874	0.918	0.968	1.068

例如,在计算设置船侧纵桁与强肋骨的船侧板架时,如果

$$k \sqrt{\frac{L}{a} \frac{l}{I} \left(\frac{L}{l} \right)^3} > 3.7$$

则不需要进行板架计算,此时船侧纵桁可视为支持在刚性支座(强肋骨)上的连续梁。

3.1.4 结构处理模型化

结构处理模型化的任务是,尽可能应用简化的模型来计算实际结构,以减少计算工作量。

(1) 结构对称性的利用

船体结构一般都是左右对称的,充分利用这个特点可大大减少未知量的数目。如果结构与载荷都是对称的,可取一半结构进行计算,在对称面的各节点加上适当的约束,如图 3-8(a)所示。

如果结构具有纵、横双重对称性,载荷也对称,则可取 1/4 结构进行计算。例如,受均匀水压力作用的双层底板架(见图 3-8(b)),取 1/4 板架并在纵向与横向对称面上加相应约束。在用有限元法计算时,取这样的计算模型的计算工作量仅是原计算工作量的十六分之一,且只需要 1/4 的存储量。

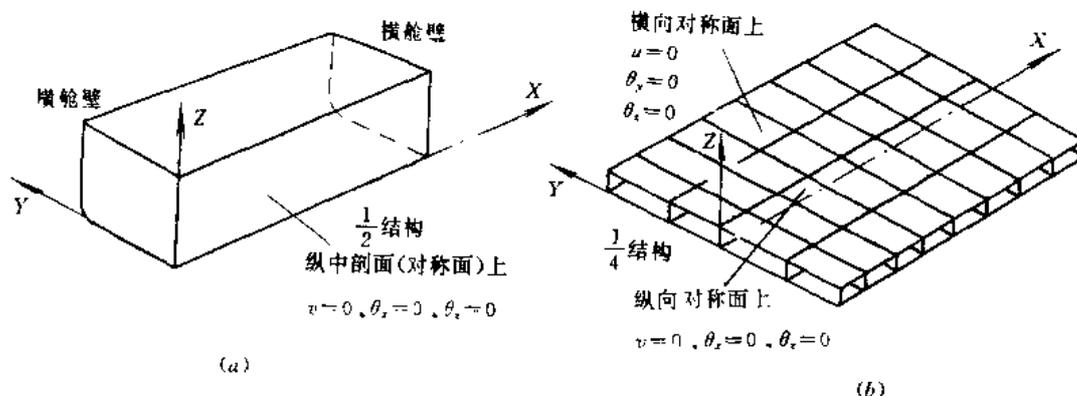


图 3-8 对称性条件的利用

(a) 立体舱段; (b) 双层底板架。

当结构对称、载荷不对称时,可将载荷分解为对称与反对称两种情况计算,然后迭加。如图 3-9(a)所示肋骨刚架的弯矩,可用图 3-9(b)和(c)两刚架计算结果合成得到。

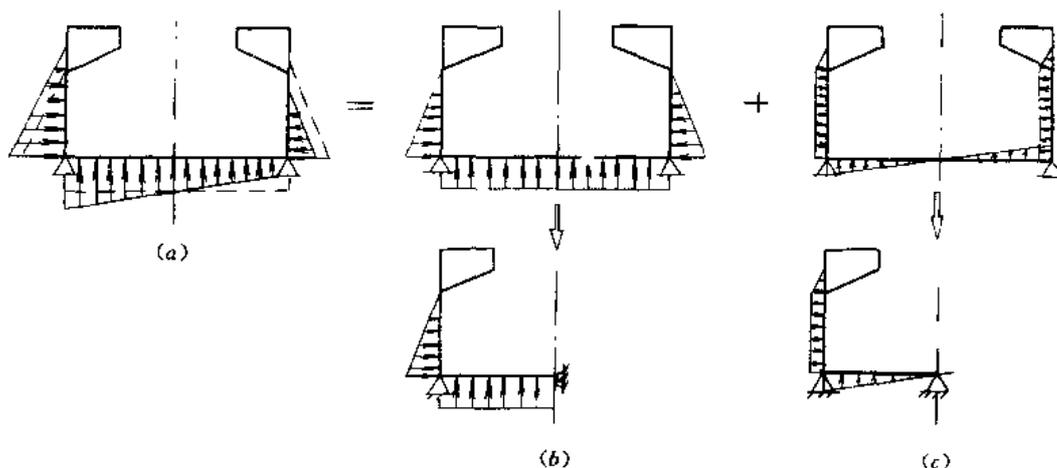


图 3-9 载荷分解为对称和反对称情况

(2) 等效刚度模型的利用

等效模型在船体局部强度计算中应用是很普遍的,它可使自由度大为减少。例如,将空间结构用平面结构模型,甚至一维模型来计算;用弹性支座或弹性固定端代替相邻结构等。如图 3-10 所示的大舱口货船的悬臂梁结构,就可采用一维梁模型来计算,以代替空间刚架计算。

将悬臂梁简化为支持甲板纵桁的弹性支座(见图 3-10(b)),其刚度 K_j 可由图 3-10(c) 所示肋骨刚架在单位力作用下的挠度求得,即

$$v_j = A_j R = A_j \times 1, \quad K_j = \frac{1}{A_j}$$

舱口围板处的弹性支座刚度由图 3-10(d)所示刚架计算得到。

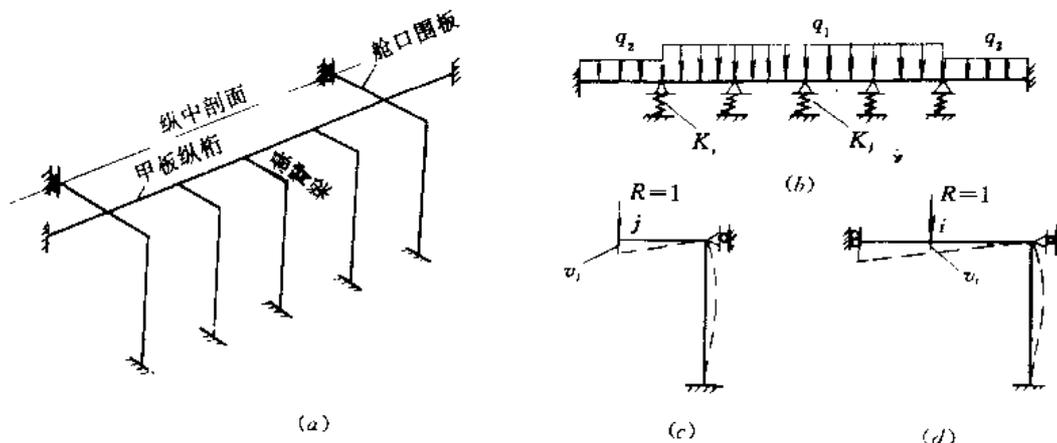


图 3-10 大舱口货船悬臂梁结构计算图形

3.1.5 载荷模型化

载荷对结构计算起决定性作用。由于船舶实际受载的复杂性和可变性，因此载荷的估算有一定近似性。载荷模型化的目的是，选择船舶在营运中可能遇到的较危险的和经常性的荷重情况，并且能用有限参数来描述实际载荷。

在载荷模型化时应考虑如下问题：

- (1) 确定作用于结构上的载荷工况；
- (2) 确定计算载荷的性质(不变荷重、静变荷重、动变荷重和冲击荷重)与载荷类型(经常性荷重、偶然性荷重)；
- (3) 确定载荷大小，并决定施加在哪些构件上；
- (4) 确定载荷的组合与搭配。

由于我们是在线弹性范围内进行强度校核，因此在复杂载荷作用时可以应用迭加原理，即将载荷分解为简单情况分别计算，然后将应力进行迭加。

局部强度计算载荷主要有货物重量和水压力，一般不计结构自重影响，因为后者与前者相比可忽略不计。

货物重量通常用水头高度来表达，即

$$h = \frac{H_1}{1.35} \quad (\text{m}) \tag{3.1.5}$$

式中 h ——水头高；

H_1 ——货舱载货高度，m。

如果载货单位重量大于 750kgf/m^3 时，应取实际货物重量。矿砂船双层底上的货物压力，应按舱内货物正比于舱容来分布，并且考虑装载的不均匀性将货物压力增加 20%。

水压力可用两种载荷情况来考虑：

一种情况是船舶静置于波浪上的静水压力作为计算载荷，这时的水头高度为：

$$h = d + \frac{h_0}{2} \quad (\text{m}) \tag{3.1.6}$$

式中 d ——载重吃水，m；

h_h ——计算波高, m。

另一种情况是船舶在波浪中摇摆时, 船舶倾斜的同时还受到波浪冲击的动力作用。这时, 舷侧浸水至甲板边线, 所以静水压力可认为是型深 D (见图 3-11(a)), 即

$$h = D \quad (3.1.7)$$

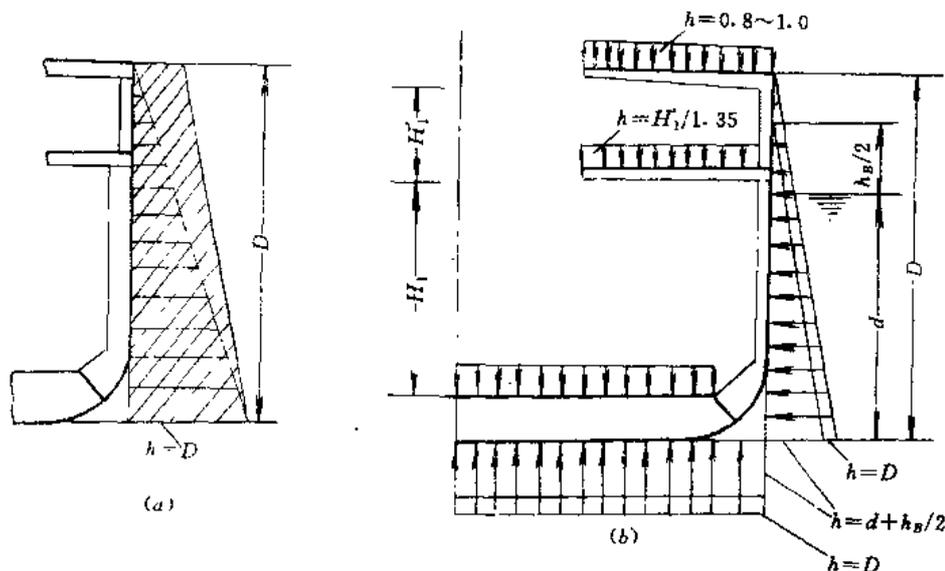


图 3-11 计算载荷

关于波浪冲击问题, 有人提出按梯形规律变化的荷重来处理, 如图 3-11(a) 中斜线部分。也有人认为波浪冲击影响不在载荷里考虑, 而用适当降低许用应力的办法来解决。这时, 计算载荷仍取 $h=D$, 按三角形分布, 计算简便一些。

将水头高度乘以水的密度便得到单位面积上的水压力:

$$q = \rho gh \quad (3.1.8)$$

作用在船底板架上的计算荷重由货物重量与水压力之差来确定。危险载荷并非发生在满载吃水工况, 需找出各种装载情况下的压力差的最大值。

图 3-11 表示计算载荷情况。不载货的露天甲板荷重取甲板上浪或载客的相应水头高度, 可按船舶建造规范规定选取, 一般为 $h=0.8\text{m} \sim 1.8\text{m}$ 。

3.2 船体骨架的带板

船体结构中绝大多数骨架都是焊接在钢板上的, 当骨架受力发生变形时, 与它连接的板也一起参加骨架抵抗变形。因此, 为估算骨架的承载能力, 也应当把一定宽度的板计算在骨架剖面中, 即作为它的组成部分来计算骨架梁的剖面积、惯性矩和剖面模数等几何要素, 这部分板称为带板或附连翼板。

应当把多宽的板计算到和它相连接的骨材剖面中呢? 这是船体强度中一个重要而复杂的问题, 至今尚未很好解决。各国船级社的规范对带板宽度都有相应的规定, 但它们规定的宽度并不相同, 而且在规范修改中又不断改变。此外, 在造船界有相当多的人混乱的

应用“稳定性带板”和“强度带板”宽度。实际上,它们在物理意义上是两个不同的概念,在具体数值上也常常相差甚大,不能通用。因此,有必要对带板宽度进行一些讨论,以便对“带板”有一个比较明确的理解和正确选用。

由于骨架的受力情况不同,带板宽度有两种完全不同的定义和数值,即

(1)压杆的(稳定性)带板宽度, W_e ;

(2)梁的(弯曲)带板宽度, b_e 。

受拉伸的板与骨架,全部剖面都能同样地工作,但受压时,由于板与骨架的稳定性差别很大,板不能完全有效地参加工作。早在1905年有人做过实验,发现在纵骨间距较大时,厚度为 t 的板只有沿纵骨两边每边约 $25t$ (共 $50t$)的板对抵抗压缩是有效的。其后不久,又有人把板受压缩时沿板宽方向的压力用效果相同的平均分布在纵骨附近的假想的压应力来代替。这种假想的平均分布的压应力沿纵骨两边的宽度就是压杆的带板宽度 W_e ,见图3-12。

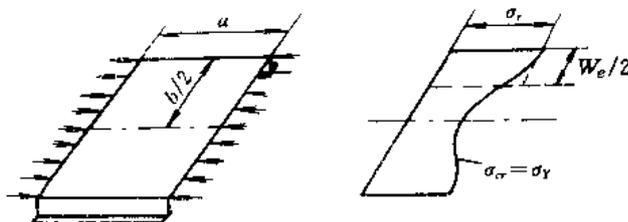


图 3-12 压杆的稳定性带板宽度

长为 a ,宽为 b ,筒形弯曲刚度为 D 的矩形板格的临界压缩荷重为:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 D}{b^2} \left(\frac{1}{m} \frac{a}{b} + m \frac{b}{a} \right) = k \frac{\pi^2 D}{b^2}$$

式中 m ——纵向半波数; k 的最小值 $k_{min}=4$ 。

若令有效宽度内的压应力达到板格的临界应力 σ_{cr} 和板的屈服极限 σ_y ,则

$$\sigma_y = \sigma_{cr} = \frac{4\pi^2 D}{W_e^2(1-t)} = \frac{4\pi^2 E t^3}{12(1-\mu^2)W_e^2}$$

于是,可得压杆的稳定性带板宽度为:

$$W_e = \sqrt{\frac{4\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \frac{1}{\sigma_y}} \cdot t \quad (3.2.1)$$

对于普通碳素钢, $E=2.06 \times 10^7 \text{N/cm}^2$, $\sigma_y=23520 \text{N/cm}^2$,则

$$W_e = \sqrt{\frac{4 \times 3.1416^2 \times 2.06 \times 10^7}{12(1-0.3^2) \times 23520}} \cdot t = 56.27t$$

实用上取 $60t$,基本符合实验结果。这个有效宽度与船舶结构力学中所讲的板格受压时不折减部分($\varphi=1$)的宽度(在纵骨架两边各为板格短边长度的 $1/4$)意义不一样。按上述定义,在宽度 W_e 之外的板是完全不承受压缩力的,而在折减系数 $\varphi=1$ 以外的板,虽经过折减却还有一定的承受压力能力。因此,是同一目的两种计算方法, W_e 代表受压板格可能的最大有效宽度。

骨架弯曲时的带板问题比较复杂,虽然一向有人研究,但比较完整的理论直到1951年才发表。骨架弯曲时与腹板连接的面板也跟着伸长或缩短,板变形的主要原因是腹板边

缘给它的剪切,其次才是弯曲影响。在腹板正上面的面板部分弯曲应力最大,沿面板宽度离开腹板逐渐减小,这种现象称为“剪切滞后”效应。带板宽度 b_c 就是把面板宽度 b 中的弯曲应力化成腹板上面的面板中的应力时所需要的面板宽度(见图 3-13)。从表面上看,这和稳定性带板宽度 W 似乎一样,但实际意义并不相同。计算 W 时所用的应力 σ_y 是材料的屈服极限,而计算 b_c 时所用的应力 σ_x 是骨架弯曲时其带板(厚度为 t)中 x 方向(骨架方向)的正应力。把 σ_x 沿 y 方向(横向)从零积分到 $b/2$ 就得到轴向力 X 的一半,由于左右对

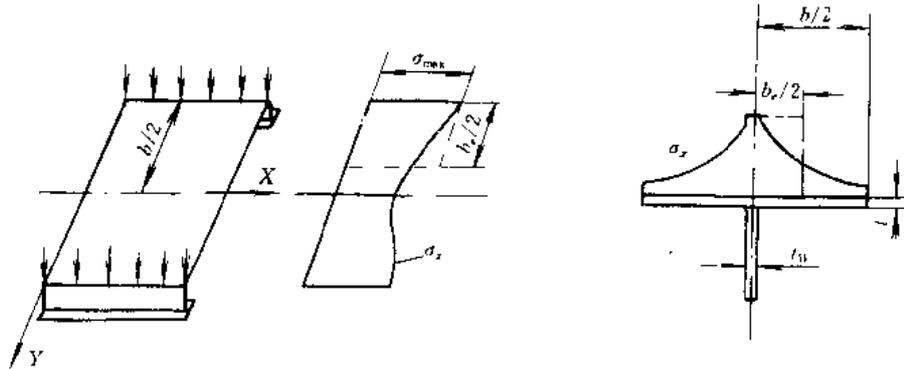


图 3-13 梁的弯曲带板宽度

称,所以再乘以 2 即得到轴向力 X 。弯曲带板宽度 b_c 的定义为:

$$b_c = \frac{X}{\sigma_{max} \cdot t} = \frac{2 \int_0^{b/2} \sigma_x dy \cdot t}{\sigma_{max} \cdot t} = \frac{2 \int_0^{b/2} \sigma_x dy}{\sigma_{max}} \quad (3.2.2)$$

由式(3.2.2)可见,带板宽度 b_c 的意义是:把本来较宽(宽度为 b)面应力分布不均匀的附连翼板,用一块宽度较小(为 b_c)而应力等于腹板边缘处的最大弯曲应力 σ_{max} 的带板来代替。这样代换以后的实际效果不变,而计算含带板的骨架的剖面模数时概念明确、计算方便。

式(3.2.2)形式简单,但实际计算却比较困难,因为应力分布与许多因素有关,而且找到一个能完全满足各种边界条件的应力函数也很困难。夏德(Schade)^[2]研究了单根桁材、箱形桁材和多根平行桁材等三种结构,在各种不同的横荷重(均布的、三角形的、集中的等)和端点固定情况(用弯矩零点间的距离反映出来)下的带板有效宽度,得到了比较详细和全面的解答。按照这个理论,若以末端刚性固定,受均布荷重的多根桁材来计算,令它们的跨距为 l ,间距为 b ,则带板有效宽度 b_c/l 值见表 3-2。

表 3-2

l/b		2	4	6	8	10
$\frac{b_c}{l}$	跨距中	1/4.4	1/5.05	1/6.05	1/7.92	1/9.61
	支座处	1/5.99	1/6.36	1/7.3	1/8.57	1/10.05

夏德的方法太繁琐了,用起来不很方便。因此,各国规范中又作了一些简化的近似规定。

我国《海船规范》规定:安装在平板上的主要构件带板的有效面积为:

$$A = 10fbt_p \quad (\text{cm}^2)$$

- 式中 $f = 0.3(l/b)^{2/3}$, 但不大于 1;
 b ——主要构件支承面积平均宽度, m;
 l ——主要构件的长度, m;
 t_p ——带板的平均厚度, mm。

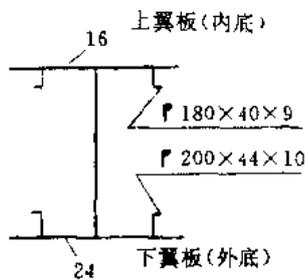
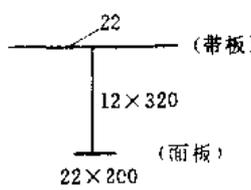
中国船舶检验局颁布的《内河钢船建造规范》(1991)(以下简称《河船规范》)规定: 强骨材带板宽度取其跨度的 1/6, 即 $b_s/l = 1/6$, 但不大于负荷平均宽度亦不小于普通骨材间距。

此外, 英国、俄国等国家的规范规定, 按 b_s/l 的比值确定带板宽度; 法国、挪威等国家的规范规定, 计算带板时要考虑相邻构件的影响。这样, 就把支座弯矩的变化也包括进去了, 在理论上更合理, 但计算要麻烦一些。

应当指出, 规范规定的带板是强度带板, 不能把它应用于稳定性带板计算中, 这一点常常被一些人忽视。

下面, 举例说明按《海船规范》要求的强骨材带板的计算。表 3-3 给出某远洋货船船底中桁材及上甲板强横梁的带板计算结果。

表 3-3

项 目 构 件	支承宽度 b (m)	构件长度 l (m)	带板平均厚度 t_p (mm)	$f = 0.3(l/b)^{2/3}$	$A = 10fbt_p$ (cm^2)
船底中桥材 	2.5	24.75	上翼板 17.78 下翼板 26.19	$1.383 > 1$ 取 $f = 1$	上翼板 444.5 下翼板 654.75
上甲板强横梁 	1.10	6.6	22.0	0.99	239.58

3.3 典型船体结构的局部强度计算

本节将介绍构成船体的一些主要结构(船底、甲板、舷侧及舱壁等)的局部强度与稳定性问题, 并按照传统的船舶结构力学方法建立计算模型。

3.3.1 船底结构的强度计算

船底是船体梁的下翼板,受到很大的总纵弯曲应力,此外还承受机器重量、货物重量、压载水及舷外水压力等横向荷重作用。对于在波浪中高速航行的船舶底部,特别是首部附近的船底还受到很大的冲击力。

在总纵强度校核时,船底纵桁应力要与总纵弯曲应力合成(见图 2-19),此时船底板架的计算载荷应取相应的总纵弯曲计算时的载荷状态和波浪位置的水头高度。在局部强度计算时,船底板架计算水头为舷外水压与货物反压力之差值。

1. 船底外板的强度计算

受均布水压力作用的船底板,一般可作为四周刚性固定的刚性板来计算。

对于横骨架式板格(见图 3-14(a)),若 $c/s > 2$,则长边中点(2点)的最大应力(沿船长方向)可按下式计算:

$$\sigma_x = 0.5q \left(\frac{s}{t} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.1)$$

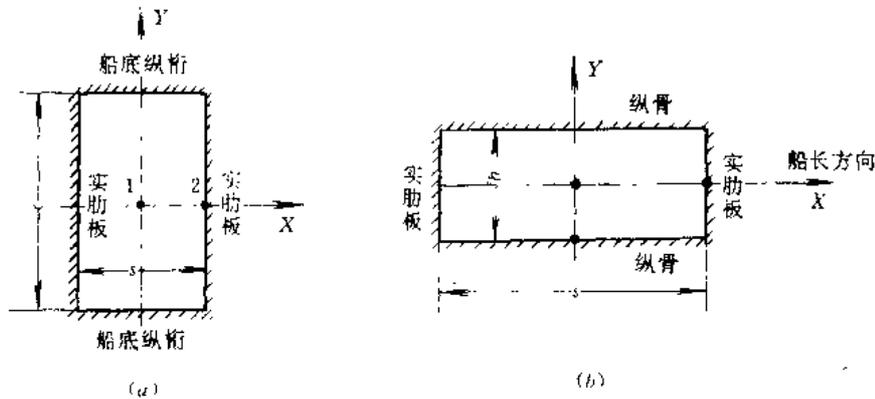


图 3-14 船底外板板格
(a)横骨架式板格;(b)纵骨架式板格。

板中点(1点)沿船长方向的应力为:

$$\sigma_x = 0.25q \left(\frac{s}{t} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.2)$$

式中 q — 水压力, N/mm^2 ;

s — 肋骨间距, mm ;

t — 板厚, mm 。

纵骨架式板格(见图 3-14(b)),若 $s/b > 1.5 \sim 2.0$ 时,可按下式计算:

短边中点沿船长方向的应力:

$$\sigma_x = 0.343q \left(\frac{b}{t} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.3)$$

板中点沿船长方向的应力:

$$\sigma_x = 0.075q \left(\frac{b}{t} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.4)$$

长边中点沿船宽方向的应力:

$$\sigma_y = 0.5q \left(\frac{b}{t} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.5)$$

式中 b ——船底纵骨间距, mm。

船底板的许用应力, 在板中点处可取 $[\sigma] = 0.8\sigma_s$, 在骨架处 $[\sigma] \leq 0.9\sigma_s$ (σ_s 为材料屈服极限)。

2. 船底纵骨弯曲应力计算

船底纵骨由肋板支持(参见图 6-12), 由于纵骨在结构上以及所承受的载荷对称于肋板, 可以把纵骨当作两端固定在肋板上的单跨梁计算(见图 3-2), 其支座剖面和跨中的弯矩按下式计算:

$$\text{支座弯矩} \quad M_0 = \frac{qba^2}{12} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$\text{跨中弯矩} \quad M = \frac{qba^2}{24} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 a ——纵骨跨距;

b ——纵骨间距;

q ——载荷强度, 分别取中拱和下垂时的水压力。

纵骨弯曲应力为:

$$\sigma_s = \frac{M}{W} \quad (\text{N}/\text{mm}^2)$$

式中 W ——纵骨自由翼板或带板的剖面模数, cm^3 。

3. 船底板架计算

船底一般都是由多根交叉构件和很多主向梁组成的板架。对于横骨架式板架, 主向梁(实肋板)承受肋板间距范围内的荷重, 交叉构件只承受节点反力; 对于纵骨架式板架, 载荷通过纵骨传给实肋板, 交叉构件也只承受节点反力, 如图 3-15 所示。

多根交叉构件板架的计算可采用船舶结构力学中介绍的近似方法——主向梁节点挠度选择法。若构件不等间距、不等截面或某些构件加强, 手算就比较困难, 往往作些近似简化处理, 如采用有限元法计算则不存在任何困难, 这些将在 3.5 节中介绍。

船底板架由于其结构强大, 又比强力甲板靠近船体剖面中和轴线, 因此在船体中拱变形时船底板架不易失稳, 其主要矛盾是强度问题。

对于舱长很短的船底板架(例如, 舱长 l 与板架计算宽度 B 之比小于 0.8 时), 为确定这种板架中桁材的弯曲应力, 可将中桁材当作单跨梁处理。现分析如下:

如果把船底板架当作组合板, 且认为是各向同性的, 则板架中桁材与平板的中央板条梁相当。在表 3-4 中列出了不同边长比值时各向同性板的弯矩与板条梁弯矩的比值。

表 3-4

边界固定情况	构件名称	剖面位置	l/B		
			0.8	1.0	1.2
在舱壁处为刚性固定, 舷侧处为自由支持	中桁材	舱壁处	0.94	0.84	0.72
		跨度中点	0.91	0.80	0.67

从表列数值可知, 边长比 l/B 越小, 弯矩比值越大, 亦即将中桁材当作单跨梁处理引起的误差越小, 而且是偏于安全方面的误差。因此, 在初步校核船体强度时, 对边长比小于 0.8 的板架可以采用单跨梁的计算公式, 即

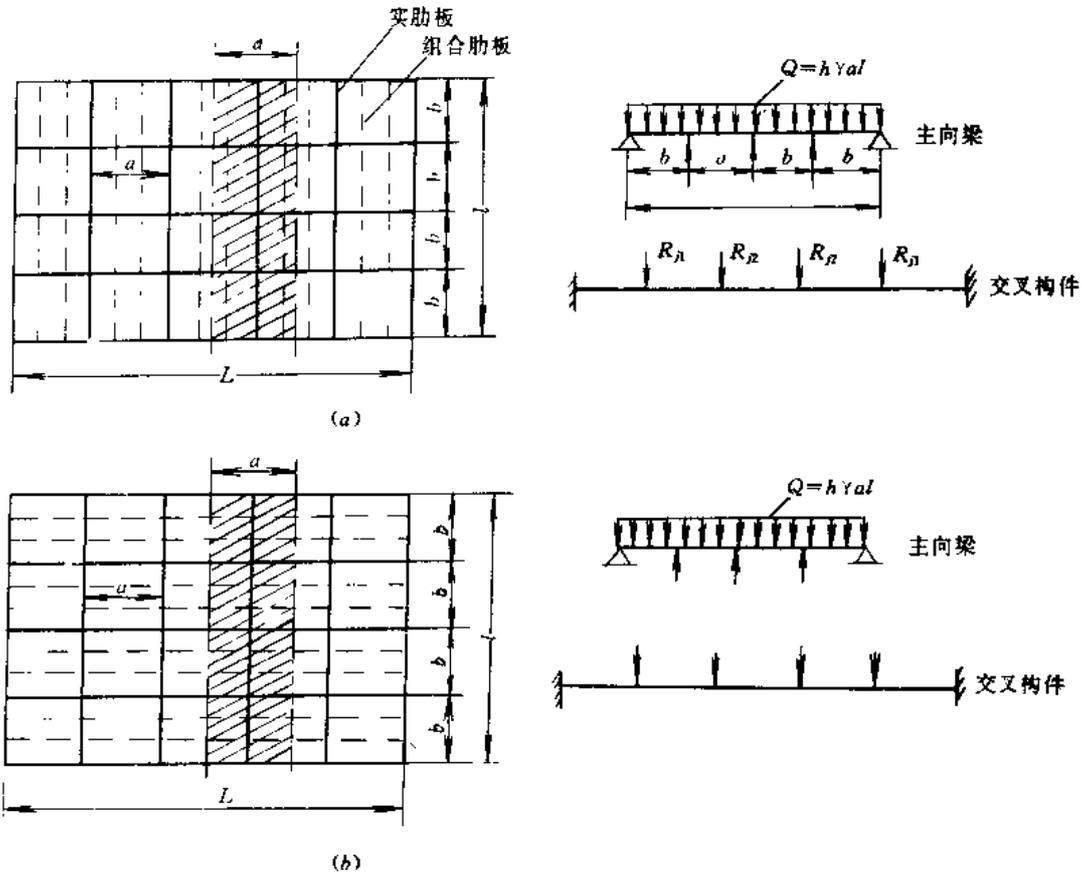


图 3-15 船底板架

(a)横骨架式船底板架,(b)纵骨架式船底板架。

支座剖面处弯矩 $M_0 = \frac{1}{12}Ql$ (3.3.6)

跨长中点处弯矩 $M_1 = \frac{1}{24}Ql$ (3.3.7)

对于边长比等于或大于 0.8 的板架,可按下述近似公式计算:

中桁材的弯矩

在支座剖面处 $M_0 = \gamma_1 \frac{Ql}{12}$ (3.3.8)

在跨长中点处 $M_1 = \gamma_2 \frac{Ql}{24}$ (3.3.9)

中央肋板在中桁材处弯矩 $M = \gamma_3 \frac{Q_1 B}{8}$ (3.3.10)

上述公式中

Q ——作用在中桁材上的载荷, $Q=qcl$;

Q_1 ——作用在肋板上的载荷, $Q_1=qaB$;

q ——板架的载荷强度;

- c ——纵桁间距;
- l ——纵桁跨度;
- a ——肋板间距;
- B ——肋板跨度。

$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ ——系数,由板架长宽比 l/B 及中桁材与旁桁材的惯性矩之比 I_1/I_2 决定,见表 3-5。

表 3-5

构件名称	剖面位置	l/B	0.8		1.0		1.2		1.4	
		I_1/I_2	1.0	1.2	1.0	1.2	1.0	1.2	1.0	1.2
中桁材	在舱壁处	γ_1	0.84	0.92	0.73	0.83	0.60	0.69	0.51	0.58
	在跨度中	γ_2	0.84	0.91	0.68	0.80	0.55	0.63	0.47	0.55
肋板	在中桁材处	γ_3	0.16	0.08	0.27	0.17	0.40	0.31	0.49	0.42

3.3.2 甲板结构的强度计算

最上层连续甲板是船体梁的上翼板,它对保证船体总纵强度起重要作用,所以又称强力甲板。下甲板主要承受货物重量,应首先保证其局部强度。

无论哪一层甲板都承受均布荷重。上层露天甲板,如不载货则认为承受甲板上浪的水压力,其水头高度可按规范规定计算。《海船规范》规定,露天强力甲板计算水头高度在 1.20~1.50m 之间,不小于按下式计算值,即

$$h_0 = 1.2 + \frac{2}{1000} \left[\frac{100 + 3L}{D - d} - 150 \right] \quad (\text{m}) \quad (3.3.11)$$

- 式中 L ——船长, m;
- D ——型深, m;
- d ——吃水, m。

对于军用舰艇,上甲板、首尾楼甲板露天部分,由飞溅水作用的计算载荷按下式确定:

$$A = K \frac{L}{\sqrt{H}} \quad (3.3.12)$$

- 式中 $K = 0.01 \left[1 + 2 \left(\frac{x}{L} \right) + 8 \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right]$
- x ——计算剖面距船中的距离, m (向首为正, 向尾为负);
- L ——正常排水量的水线长度, m;
- H ——计算剖面的干舷高度, 并需计及首楼和尾楼高度的影响, m。

对于军船要求, A 不得小于 4.91 kN/mm^2 。

1. 甲板板架的强度计算

图 3-16 为一典型的纵骨架式甲板板架,有半纵舱壁或在舱口端梁中点设置支柱。甲板纵桁和舱口端梁的计算可化为图 3-16(b)和(c)所示计算模型。其中荷重可化为:

$$q_0 = \frac{1}{2} (B_0 + b_1) h$$

$$q_1 = \frac{1}{2} (B_1 + \frac{b_1}{2}) h \quad (\text{当纵中剖面有半舱壁时})$$

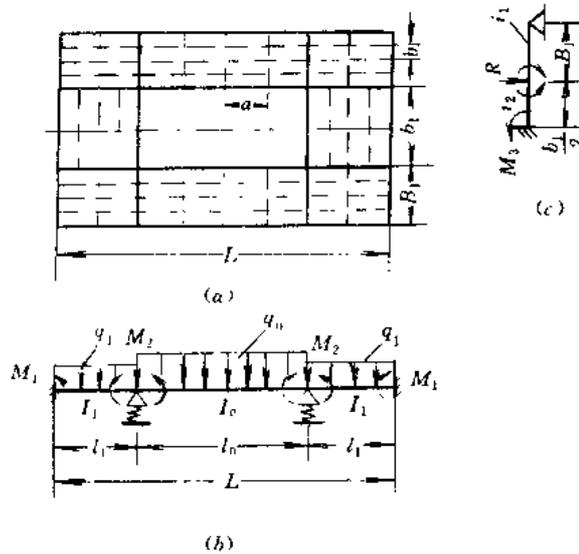


图 3-16 纵骨架式甲板板架简图

式中 h ——计算水头高度。

甲板纵桁归结为刚性或弹性固定在横舱壁上,并且有中间弹性支座(舱口端梁)的梯形变断面梁的计算。开口区域以外的横梁和开口区域内的半梁对它的支持作用实际上可不予考虑,它们的主要作用是将甲板荷重传递给甲板纵桁。舱口端梁自由支持在舷侧,且由于荷重对称而刚性固定在纵中剖面处。令 $R=1$,可由图 3-16(c)的计算模型求得舱口端梁对甲板纵桁的弹性支座的柔性系数 $A = \frac{v}{R} = v$ 。

甲板纵桁的计算可采用五弯矩法。取舱壁处和舱口端梁处剖面弯矩为未知数 M_1, M_2 。求得 M_1 和 M_2 后可按下式计算甲板纵桁跨度中点处的弯矩:

$$M = \frac{q_0 l_0^2}{8} - M_2 \tag{3.3.13}$$

甲板纵桁在跨度中点处的最大挠度为:

$$v_{\max} = v + \frac{5}{384} \frac{q_0 l_0^4}{EI_0} - \frac{M_2 l_0^2}{8EI_0} \tag{3.3.14}$$

式中 v ——甲板纵桁与舱口端梁交点处的挠度,

$$v = A \left(\frac{q_1 l_1 + q_0 l_0}{2} + \frac{M_2 - M_1}{l_1} \right) \tag{3.3.15}$$

舱口端梁的强度应按承受甲板纵桁传来的反力 R 进行计算。反力 R 由下式确定:

$$R = \frac{q_1 l_1 + q_0 l_0}{2} + \frac{M_2 - M_1}{l_1} \tag{3.3.16}$$

舱口区强横梁的强度可按图 3-17 所示图形计算。认为强横梁自由支持在甲板纵桁上并且在一般情况下弹性固定在舷侧上。强横梁在舷侧的弹性固定柔性系数,可按下式确定

$$\alpha = \frac{l_{\text{肋}}}{3EI_{\text{肋}}}$$

式中 $l_{\text{肋}}$ ——与强横梁相连的肋骨的跨度;

$I_{\text{肋}}$ ——肋骨的剖面惯性矩。

强横梁在弹性固定端的弯矩为：

$$M = \frac{qB_1^2}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{3\alpha E i}{B_1}} \quad (3.3.17)$$

对于没有半纵舱壁或在舱口端梁中点无支柱的甲板板架需要计算由甲板纵桁和舱口端梁组成的井字形交叉梁系,如图 3-18 所示。

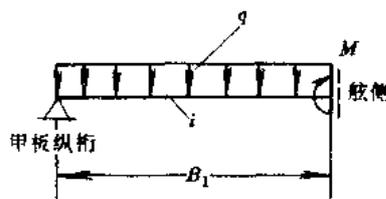


图 3-17 舱口强横梁的计算图形

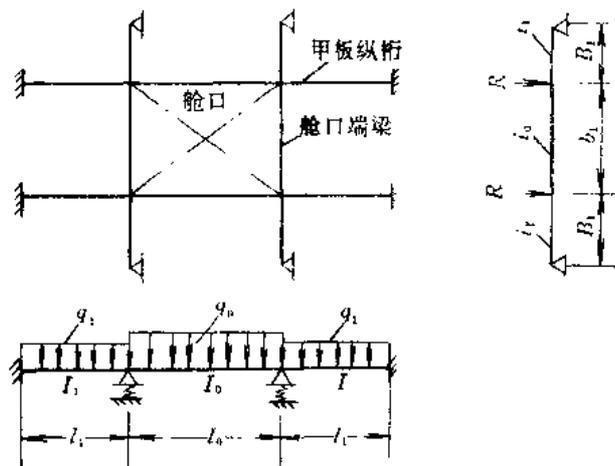


图 3-18 无半纵舱壁的甲板板架计算图形

2. 甲板纵骨的强度计算

作用在甲板纵骨上的力,除横荷重外还有总纵弯曲产生的轴向力,它对甲板纵骨的弯曲有一定影响,必须把甲板纵骨作为复杂弯曲梁来计算。考虑到荷重、结构的对称性,甲板纵骨视为两端刚性固定在强横梁上,承受均布荷重 q 及轴向力 T 作用的单跨梁计算(见图 3-19)。

由船舶结构力学中梁的复杂弯曲计算可知,轴向拉力对纵骨弯曲产生有利影响,轴向压力产生不利影响。当 T 为压力时,可求得甲板纵骨的最大弯曲应力发生在支座剖面处,其应力为:

$$\sigma = \frac{ql^2}{12W} \chi^*(u^*) \quad (3.3.18)$$

式中 W ——甲板纵骨(包括带板)的剖面模数;

$$u^* = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T}{EI}} \quad (I \text{ 为甲板纵骨(包括带板)的剖面惯性矩});$$

$\chi^*(u^*)$ ——梁的复杂弯曲辅助函数,可由《船舶结构力学》书中附录查得⁽³⁾。

考虑到甲板纵骨同时有总纵弯曲应力作用,所以它的局部强度的许用应力一般较小,约在 50N/mm^2 左右。

3.3.3 舷侧结构的强度计算

舷侧结构是船体梁的腹板,在总纵弯曲时,除承受拉、压的法向应力外,还承受较大的

剪切应力。由第一章可知,船体最大剪力发生在距首、尾约 1/4 船长处。船侧板架还受到经常性的舷外水压力作用,包括波浪冲击载荷及其它动载荷。航行于冰区的船舶还应考虑冰压作用。

1. 舷侧外板的强度计算

作用在舷侧外板上的静水压力呈三角形或梯形分布,在舷列板上缘最大。由于水线附近的外板承受较大的波浪冲击且腐蚀比较严重,加之易遭受碰撞等意外荷重,故在计算舷侧外板局部强度时把荷重取为均匀的(见图 3-20),并以舷列板上缘的水压力作为计算荷重。

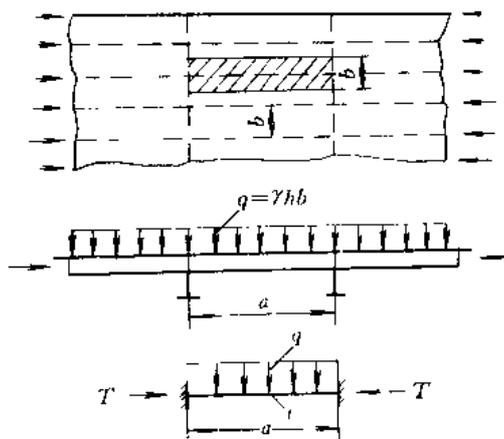


图 3-19 甲板纵骨的计算图形

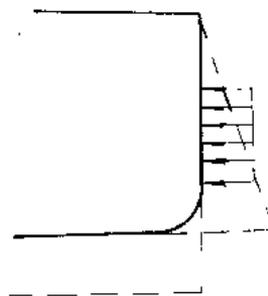


图 3-20 舷侧外板载荷

由于结构对称、荷重对称,计算时把舷侧外板作为刚性固定在支持周界上,因此可利用式(3.3.1)至式(3.3.5)计算。

为了提高舷顶列板的工作能力,应保证它在船体总纵弯曲正应力和剪应力联合作用下不发生破坏,同时按相当应力进行校核,其值不应超过材料的屈服极限 σ_y ,即

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_y \quad (3.3.19)$$

2. 舷侧板架计算

舷侧板架从它的功能和受力特点看,采用横骨架式为宜。因为横骨架式舷侧板架对建造工艺、扩大舱容及防碰撞和传递垂向作用力等都是有利的。对于一般货船多采用在舱壁之间设置数根强肋骨和一根舷侧纵桁的交替肋骨制的横骨架式舷侧板架。图 3-21 就是具有三根强肋骨和一根舷侧纵桁的板架计算图形,其舷侧纵桁可归结为弹性基础梁,承受荷重 $q = \frac{\beta}{\gamma} \frac{Q}{s}$ 及三个集中力 P_1, P_2, P_3 。其中 β 与 γ 为肋骨的影响系数,假如肋骨两端为刚性固定,则 $\gamma = \frac{1}{192}, \beta = \frac{1}{384}$ 。力 P_1 和 P_2 的数值由下式确定:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= k_1 Q \\ P_2 &= k_2 Q \end{aligned} \right\} \quad (3.3.20)$$

式中 k_1, k_2 为系数,具有三根强肋骨和一根舷侧纵桁的船侧板架系数 ($L_n = 16s; n_1 = n_2 = 1$) 由表 3-6 查得¹⁾,其中 n 为弹性基础梁的宗数,其值为:

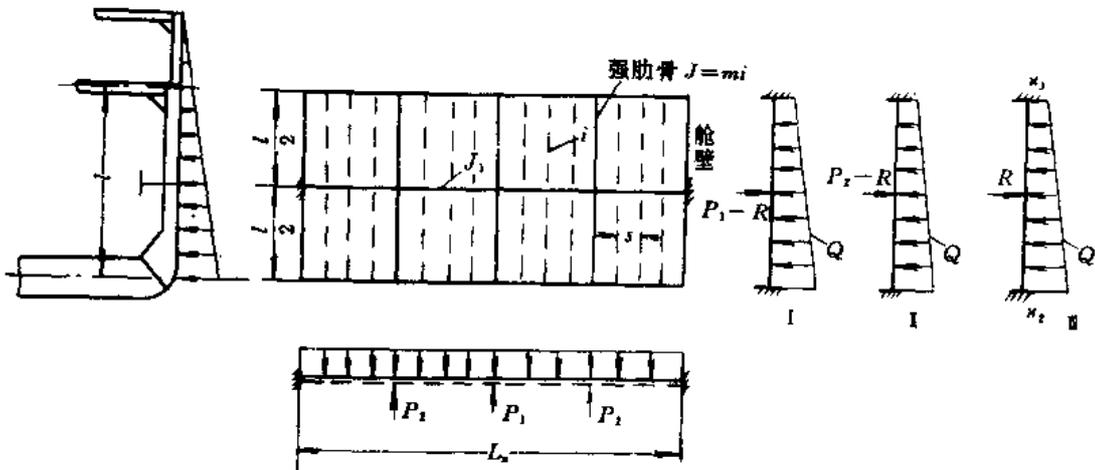


图 3-21 舷侧板架计算图形一例

$$u = \sqrt{\frac{i}{64\gamma} \frac{L_s}{s} \left(\frac{L_s}{l}\right)^3 \frac{j}{J_1}} \tag{3.3.21}$$

表 3-6

u	m=3		m=5		m=11		m=21	
	$k_1 = \frac{P_1}{Q}$	$k_2 = \frac{P_2}{Q}$	k_1	k_2	k_1	k_2	k_1	k_2
1.00	0.14	0.06	0.26	0.15	0.57	0.32	0.94	0.53
1.25	0.27	0.16	0.50	0.28	0.96	0.55	1.38	0.82
1.50	0.42	0.24	0.74	0.42	1.26	0.75	1.67	1.02
1.75	0.54	0.32	0.69	0.54	1.42	0.91	1.75	1.20
2.00	0.63	0.39	1.00	0.63	1.51	1.03	1.77	1.33
2.25	0.68	0.44	1.05	0.70	1.53	1.10	1.77	1.39
2.50	0.71	0.48	1.07	0.76	1.52	1.19	1.73	1.49
2.75	0.72	0.52	1.07	0.81	1.49	1.24	1.70	1.52
3.00	0.72	0.55	1.06	0.85	1.48	1.28	1.70	1.55
3.50	0.69	0.59	1.01	0.89	1.42	1.31	1.62	1.54

注：当 $m \rightarrow \infty, P_1, P_2 \rightarrow 1.9Q; Q$ ——一根肋骨上的荷重。

强肋骨 I, I 与舷侧纵桁交点处的挠度按下式确定：

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \gamma \frac{P_1 l^3}{(m-1)Ei} \\ v_2 &= \gamma \frac{P_2 l^3}{(m-1)Ei} \end{aligned} \right\} \tag{3.3.22}$$

肋骨 II 按承受的荷重 Q 和反力 R 来计算。 R 由下式确定：

$$R = \frac{\beta}{\gamma} Q - \frac{P_1}{m-1} \tag{3.3.23}$$

强肋骨按承受的荷重 Q 及反力 P_1-R (旁边强肋骨) 和 P_2-R (中间强肋骨) 来计算。

肋骨也是保证横强度的主要构件。在横强度校核时,通常取货舱中间开口区的肋骨框架孤立地进行刚架计算。由于未考虑纵向构件的影响,计算结果过于保守。对于有强大纵向构件的油船横强度或有长大货舱开口的船舶横强度,宜进行立体舱段计算(见 3.5 节)。

3.3.4 舱壁结构的强度计算

舱壁按其布置方向可分为:横舱壁和纵舱壁两种;按其结构型式可分为平面舱壁(由舱壁板和扶强材、桁材等组成)和皱折舱壁(由钢板压成某种截面形状的波形板以代替板和扶强材的作用)。

作用在舱壁上的载荷,有垂向于板面的横向荷重和作用在舱壁平面内的力。对于民用船舶,保证破舱后船舶不沉性的主舱壁,其荷重是量至舱壁甲板的水头高度。对于舰艇,根据有关规则规定,按图 3-22 所示的舰艇破损压头线确定作用在主舱壁上的水头高度。图中 H 为干舷高度; L 为水线长度。

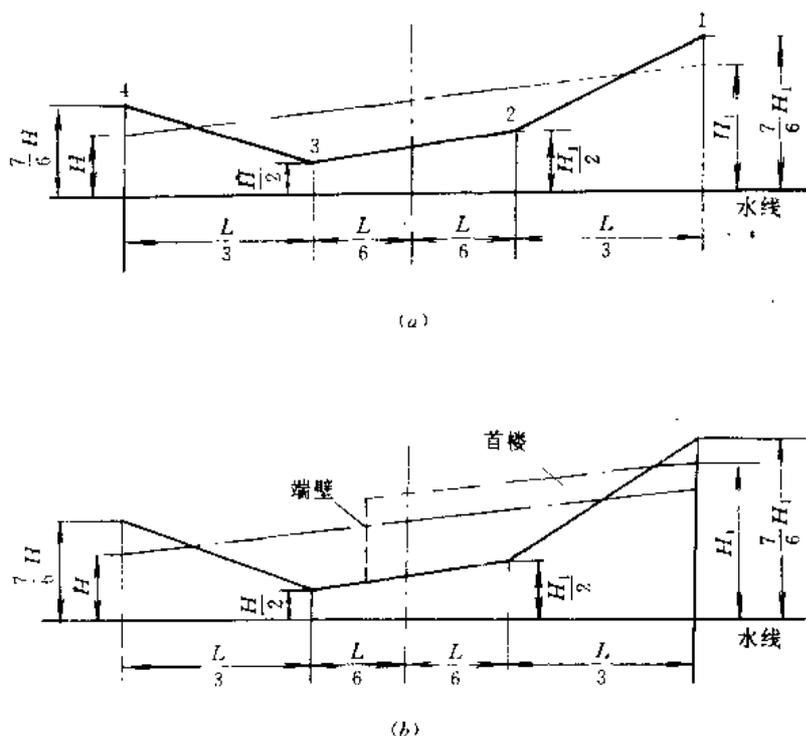


图 3-22 舰艇破损压头线

(a)无首楼舰艇破损压头线;(b)有首楼舰艇破损压头线。

首端防撞舱壁及紧靠它的一道水密舱壁的计算载荷还应加上破舱后舰艇仍能以 10kn 航速向前航行时所产生的相当于 1.35m 水头高度的水动力压力。

对于液舱舱壁,若无空气管和注入管时,则按相邻舱为空舱,取该舱所装液货产生的静水压力作为舱壁的计算载荷;若设有空气管和注入管,且空气管和注入管的高度高于它们所在液舱的破损高度时,则应按与上述管子的高度相应的水柱压力作为舱壁的计算载荷。

作用在舱壁平面内的力,例如,在坞内或下水时由船底板架传来的坞墩反力或下水架反力,应根据船舶进坞或下水计算资料确定。

1. 平面舱壁板的强度计算

被扶强材支持的舱壁板,由于结构和载荷的对称性变形呈筒形,故舱壁板可按两端固定的板条梁来计算(见图 3-23)。

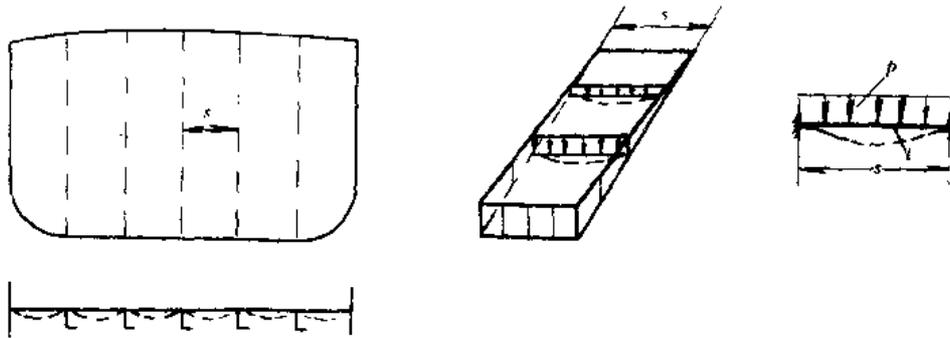


图 3-23 平面舱壁板计算图形

两端刚性固定的板条梁的最大应力 σ 与水头高度 h 的关系如图 3-24 所示⁽⁵⁾。

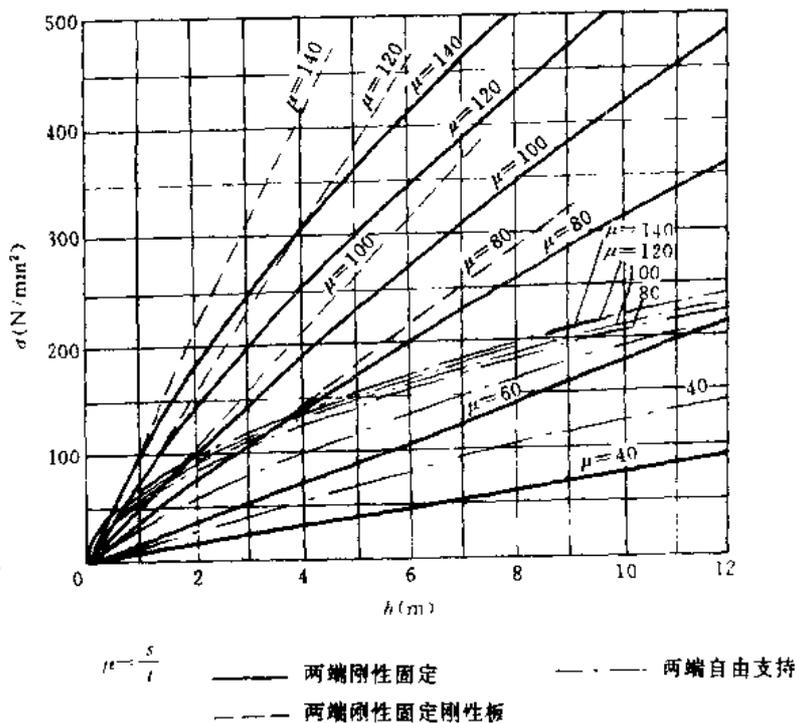


图 3-24 板条梁 σ 与 h 的关系图

由图可见,板的跨度与厚度之比 $\mu = s/t < 70 \sim 80$, 则板的挠度较小,因面中面应力对板的弯曲影响可忽略不计,应力与载荷成正比关系(图中直线);若 $\mu > 70 \sim 80$, 应计及中面应力对板的弯曲影响,与刚性板相比将使挠度与应力减小。

$\mu < 70 \sim 80$ 的舱壁板,作为刚性板来计算,板条梁跨度中点的弯曲应力为:

$$\sigma = \frac{1}{4} p \left(\frac{s}{t} \right)^2 \text{ 或 } \sigma \approx 25h \left(\frac{s}{100t} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.24)$$

式中 h ——板条梁上的水头高度, m。

$\mu > 70 \sim 80$ 的舱壁板应作为柔性板来计算, 即要考虑板自身弯曲而产生的中面力的影响。可以根据参考文献[3]中有关公式和表格计算。板条梁的周界支撑系数取为 $K = 0.5$ 。当板条梁端部的应力超过屈服极限时, 板跨度中点的应力应取板条梁端部分别为简支 ($K = 0$) 和刚性固定 ($K = 1.0$) 时跨度中点应力的平均值。

舱壁板在跨度中点的许用应力可取为 $0.8\sigma_r$ 。

2. 平面舱壁构架的强度计算

舱壁扶强材应视为两端有一定固定程度并承受三角形或梯形分布荷重的梁来计算。多甲板船的舱壁扶强材, 若它们在甲板间和舱内布置在同一平面上且相互连接(见图 3-25), 应将它视为连续梁来计算。其端部固定情况可遇到以下几种:

(1) 当底部和甲板均为横骨架式时, 扶强材两端用肘板连接到横梁和肋板上(见图 3-25(a)), 此时扶强材下端可视为刚性固定 ($\alpha = 1.0$), 上端可视为弹性固定 ($\alpha = 0.5$)。

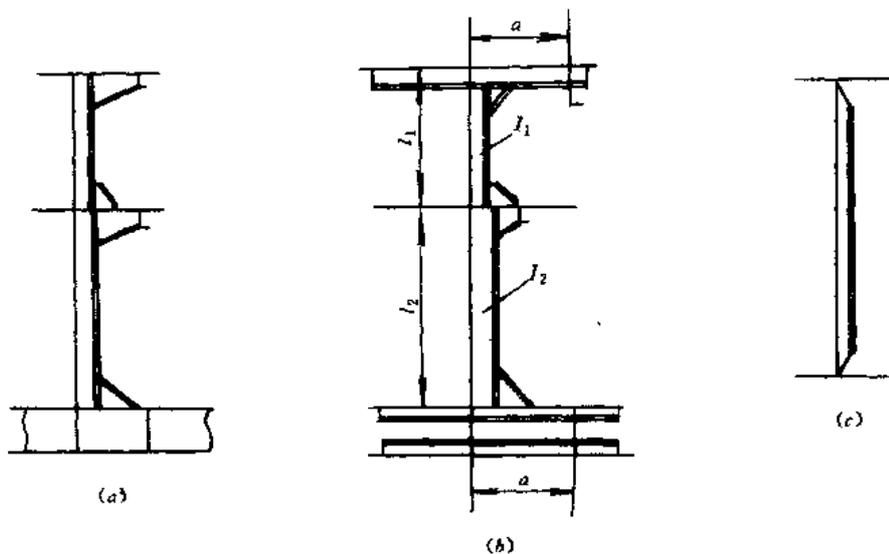


图 3-25 舱壁扶强材端部的连接情况

(2) 当底部和甲板为纵骨架式时, 舱壁扶强材与内底和甲板纵骨相连并固定其上(见图 3-25(b))。此时, 认为扶强材两端弹性固定, 弹性固定端的柔性系数可近似取为:

$$\alpha = \frac{a}{6Ei} \quad (3.3.25)$$

式中 a, i ——分别为甲板或船底纵骨的跨距及惯性矩。

若扶强材仅在一边与内底和甲板纵骨固定连接时, 则

$$\alpha = \frac{a}{3Ei} \quad (3.3.26)$$

(3) 若扶强材两端削斜或焊在水平桁上(见图 3-25(c)), 则认为扶强材两端自由支持。扶强材跨距应取包括肘板在内的长度。舱壁扶强材作为连续梁计算时, 可用三弯矩方程求解。

若舱壁构架由扶强材、水平桁及竖桁组成,计算应分为二部分:普通扶强材当作连续梁计算;桁材当作交叉梁系计算。例如,油船横舱壁(见图 3-26),可作为节点数目很少的交叉梁系来计算。这时,作用在舱壁上的横荷重,通过扶强材传递给水平桁;竖桁只承受水平桁传来的反力(见图 3-26(a))。然后,按图 3-26(b)所示交叉梁系进行计算。交叉梁系在端部的固定系数通常取 $\kappa=1$ 。

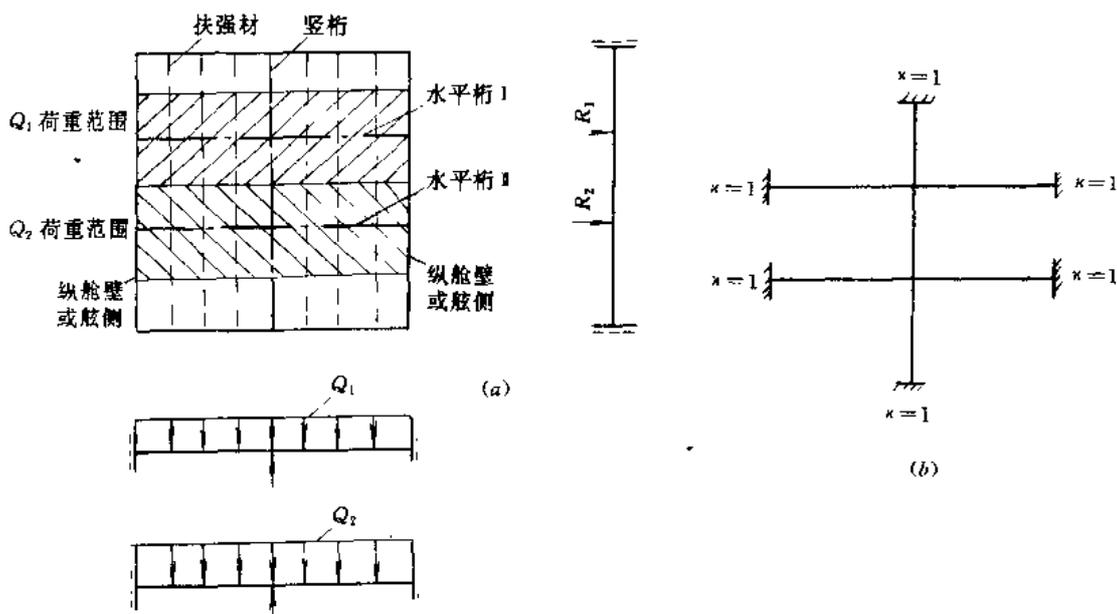


图 3-26 油船横舱壁桁材的计算

3. 皱折舱壁的强度计算

皱折舱壁的断面形状呈槽形或波形。由于它工艺简单、重量轻,近年来在一些大型散装货船和液货船上广泛应用。船舶上层建筑轻型围壁因为板比较薄,板与骨架采用焊接或铆接在工艺和重量上都会带来问题,采用波形围壁不但结构轻、工艺性好,而且挺性也好。

(1) 皱折舱壁的几何要素

槽形和波形舱壁的一个单元如图 3-27(a)、(b)所示,称为波条。

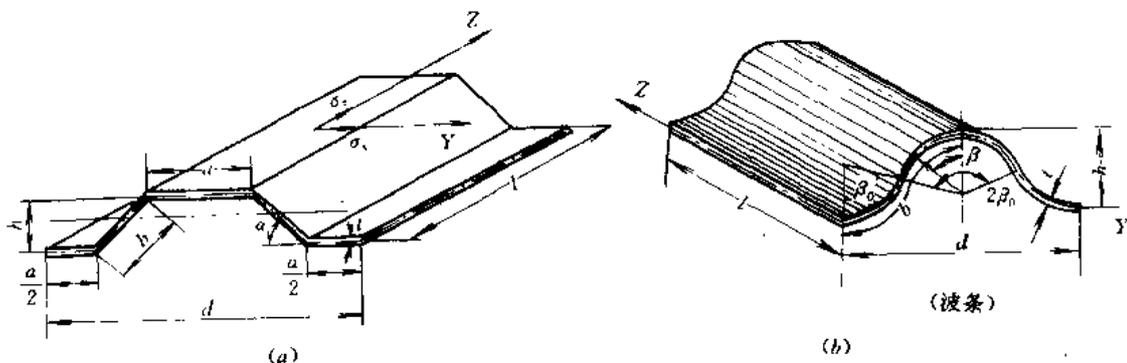


图 3-27 皱折舱壁的一个单元——波条

槽形舱壁波条的剖面要素如下:

$$\text{剖面积} \quad F = 2t(a + b) \quad (3.3.27a)$$

$$\text{剖面惯性矩} \quad I = 2at\left(\frac{h}{2}\right)^2 + 2 \times \frac{t}{12\sin\alpha}h^3$$

因为 $h = t\sin\alpha$, 代入上式得:

$$I = \frac{1}{6}(3a + b)th^2 \quad (3.3.27b)$$

$$\text{剖面模数} \quad W = \frac{I}{\left(\frac{h}{2}\right)} = \left(a + \frac{b}{3}\right)th \quad (3.3.27c)$$

剖面中和轴以上面积对中和轴的静矩

$$S = \frac{th}{4}(2a + b) \quad (3.3.27d)$$

波形舱壁波条的剖面要素如下:

$$\text{剖面积} \quad F = 4\beta_0 R t \quad (3.3.28a)$$

$$\text{剖面模数} \quad W = \psi_1 R^2 t \quad (3.3.28b)$$

$$\text{剖面惯性矩} \quad I = \psi_2 R^3 t \quad (3.3.28c)$$

剖面中和轴以上面积对中和轴的静矩为:

$$S = \psi_3 R^2 t \quad (3.3.28d)$$

式中 $a, b, h, \alpha, R, t, \beta_0$ 含义见图 3-27; ψ_1, ψ_2, ψ_3 如下:

$$\psi_1 = 2 \frac{\beta_0 + 2\beta_0 \cos^2 \beta_0 - 1.5 \sin 2\beta_0}{1 - \cos \beta_0}$$

$$\psi_2 = 2(\beta_0 + 2\beta_0 \cos^2 \beta_0 - 1.5 \sin 2\beta_0)$$

$$\psi_3 = 2(\sin \beta_0 - \beta_0 \cos \beta_0)$$

(2) 槽形舱壁的强度与稳定性计算

一般分为两步计算:首先,把槽形舱壁作为一个整体,计算在横荷重作用下沿纵向(槽形体方向)和横向(垂直于槽形体方向)的弯曲强度,通常称为槽形舱壁的总强度。其次,计算槽形体的折曲钢板在横荷重作用下的横向局部弯曲强度,称为局部强度。

槽形舱壁总强度计算:

实验证明,槽型舱壁在横荷重作用下沿横向的弯曲是极微的,可忽略不计。此外,各槽形体对纵向弯曲的相互影响也可忽略不计。因此,槽形舱壁的总强度归结为其单个槽形体的弯曲强度。

槽形舱壁的单个槽形体与平面舱壁的扶强材相当。因此,槽形体的弯曲计算与平面舱壁扶强材一样,作为弹性固定的单跨梁或连续梁来计算。在求解超静定性后,作弯矩图及剪力图,求出整个槽形体跨度内的 M_{\max} 和 N_{\max} ,则在槽形体的水平翼板及倾斜板面内相应的最大应力为:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M_{\max}}{W} \\ \tau_{\max} &= \frac{N_{\max} S}{2It} \end{aligned} \right\} \quad (3.3.29)$$

若最大弯矩产生在跨中,为确定槽形体横剖面内的最大纵向应力值,除上述由槽形体

总弯曲所引起的应力外,还应计及后述由折曲板局部弯曲所引起的应力,即在校核槽形舱壁总强度时,跨中的总计算应力应按下述公式确定:

$$\sigma_{x0} = \sigma_{x\max} + \mu\sigma_{y\max} \quad (3.3.30)$$

式中 $\sigma_{x\max}$ 及 $\sigma_{y\max}$ 按式(3.3.29)及式(3.3.30)确定; μ 为泊松系数。

许用应力,对干货船一般可取 $[\sigma] = 0.8\sigma_r$, $[\tau] = 0.57[\sigma] = 0.45\sigma_r$ 。

具有加强桁材时,桁材视为波条的刚性支座,波条作为连续梁计算,桁材只承受反力。

槽形舱壁局部强度——舱壁板的强度

计算:

槽形体的折曲钢板间具有相互支持作用,而且槽形体的长宽比(l/a)一般大于2.5,因此折曲钢板槽形舱壁在横荷重作用下的局部弯曲可作为筒形面弯曲的连续板条梁来考虑(见图3-28)。

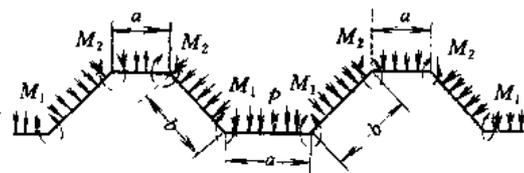


图3-28 槽形舱壁的横向弯曲

当 $a/t < 70 \sim 80$ 时,可认为折曲板是刚性板,折曲板的相互支持作用为刚性支座。因此,可列出连续板条梁的三弯矩方程式:

$$\left. \begin{aligned} \frac{M_2 a}{3EI} + \frac{M_2 a}{6EI} - \frac{pa^3}{24EI} &= -\frac{M_2 b}{3EI} - \frac{M_1 b}{6EI} + \frac{pb^3}{24EI} \\ \frac{M_1 b}{3EI} + \frac{M_2 b}{6EI} - \frac{pb^3}{24EI} &= -\frac{M_1 a}{3EI} - \frac{M_1 a}{6EI} + \frac{pa^3}{24EI} \end{aligned} \right\}$$

由此可解得槽形体棱边处单位宽度的弯矩:

$$M_1 = M_2 = C \frac{pb^2}{12} \quad (3.3.31)$$

式中 $C = [1 - \frac{a}{b} + (\frac{a}{b})^2]$; p 为载荷强度。

若 $a/t > 70 \sim 80$ 时,折曲板应视为柔性板,折曲板的相互支持作用为弹性支座。此时,槽形体棱边处的弯矩为:

$$M_1 = \chi C \frac{pb^2}{12} \quad (3.3.32)$$

式中 χ 为考虑板自身弯曲而产生的中而力及槽形体棱边处的弹性位移的影响系数,一般可取1.3。

所以,最大弯曲应力可按下式确定:

$$\sigma_{y\max} = 6M_1/t \quad (3.3.33)$$

槽形舱壁的稳定性计算:

槽形体翼板因槽形本身的弯曲而受到压缩应力作用,因而翼板可能失稳。虽然受压的翼板失稳并不标志槽形体承载能力耗尽,但对油船来说是不允许的。

槽形体翼板的局部稳定性可按矩形板公式计算,即

$$\sigma_{cr} \approx n_1 80 \left(\frac{100t}{a} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3.3.34)$$

式中 n_1 ——修正系数,当 $b/a = 0.4 \sim 1.4$ 时, $n_1 = 1.37 \sim 1.24$,计算时可近似取 $n_1 = 1.25$ 。

在设计中,希望临界应力 σ_{cr} 达到材料的屈服极限 σ_r ,但在任何情况下不得小于

0.8σ_y。

(3) 波形舱壁的总强度与稳定性计算

这时,可归结为单个波条的计算。因为与支持周界相连的边缘的波条内,由总弯曲引起的应力不会大于中部波条内的应力,因此波形舱壁的总强度由中部波条的强度确定。

每一个波条都是承受横向分布载荷的圆柱形壳体,应用壳体理论研究波条的工作可得出如下主要结论:

① 波形体的工作特征主要取决于它们的相对长度 l/h (其中 l 为波条长度; h 为波条高度)。当 $l/h > \alpha_0$ (α_0 为特征数) 时,波形体如同梁一样工作;当 $l/h < \alpha_0$ 时,波形体的计算不能用梁的弯曲公式,应该当作壳体来计算。

α_0 的数值取决于波条两端固定情况:

当两端为自由支持时, $\alpha_0 = \sqrt{\frac{R}{t}}$

当两端刚性固定时, $\alpha_0 = 1.5 \sqrt{\frac{R}{t}}$

两端弹性固定时, $\alpha_0 = (1 + 0.5\pi) \sqrt{\frac{R}{t}}$

(其中 R 为波条圆弧半径; t 为波条厚度; π 为支座固定系数)。

波形舱壁的许用应力与槽形舱壁相同。

② 波形舱壁的局部稳定性由波条的临界应力确定,其值为:

$$\sigma_{cr} = 0.29\eta_1 \cdot \eta_2 \frac{E}{R/t} \quad (3.3.35)$$

式中 η_1 ——考虑到波形非圆时对筒形的修正系数,建议取 $\eta_1 = 0.75$;

η_2 ——由 σ'_{cr}/σ_y 决定的非弹性修正系数,由图 3-29 的曲线查得,其中 σ_y 为材料的屈服极限,而 σ'_{cr} 由下式确定:

$$\sigma'_{cr} = 0.29\eta_1 \frac{E}{R/t}$$

其中 E ——材料弹性模量。

在设计中,希望临界应力 σ_{cr} 达到材料的屈服极限 σ_y ,但在任何情况下不得小于 0.8σ_y。

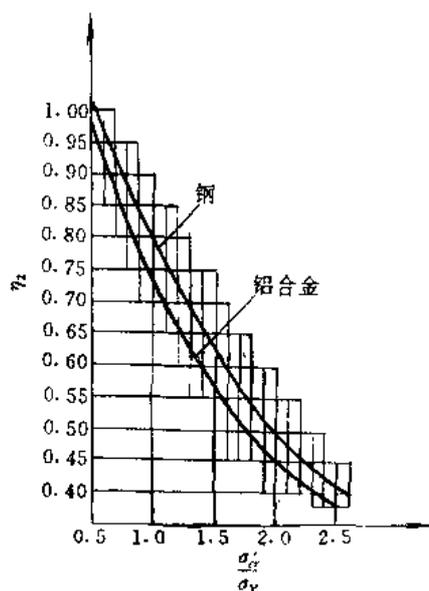


图 3-29 修正系数 η_2

3.4 结构分析有限元法模型化

有限元法的出现,使传统的船舶结构力学方法发生了根本变革。过去手算方法不能解决的问题,用有限元法迎刃而解。

现在,在船舶结构分析中有限元法已占主导地位。应力分析已由最初的简单杆系结构、平板结构,发展到空间组合结构和整船分析。本节先介绍用有限元法进行结构分析的

一些基本知识,以便能正确地建立有限元模型。

有限元法进行结构分析包括下述五个基本步骤:

- (1)前处理:有限元网格划分;
- (2)单元分析:计算单元刚度矩阵与单元载荷列阵;
- (3)整体分析:建立总刚度方程;
- (4)方程组求解:计算节点位移;
- (5)后处理:计算单元应力。

3.4.1 节点自由度与约束代码

结构分析有限元程序中,几乎都使用约束代码对节点进行约束。为了建立结构有限元计算模型,必须了解节点自由度及其约束的表示方法。

空间结构每个节点一般有6个自由度(3个线位移和3个角位移),它们在总体坐标系中的排列次序如图3-30所示。图中(1),(2),…(6)表示自由度排列次序。对于节点*i*位移则为:

$$\delta_i = [u_x, u_y, u_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]^T \quad (3.4.1)$$

假定用“0”表示某个自由度是有效的(待求自由度),用“1”表示该自由度是被约束的(不需求解)，“0”，“1”称为节点约束代码。对于平面刚架结构,一个节点最多有3个自由度(2个线位移,一个角位移),平面外(或称零载荷面)的自由度不需考虑,也作为约束自由度处理;对于桁架或弹性结构,节点只有线位移而不考虑角位移(或称零刚度面),作为约束自由度处理。在形成总刚度矩阵时,凡约束代码为“0”的自由度对应的刚度将迭加到总刚度中,凡约束代码为“1”的自由度对应的刚度不进入总刚度中,因此不求解该自由度。

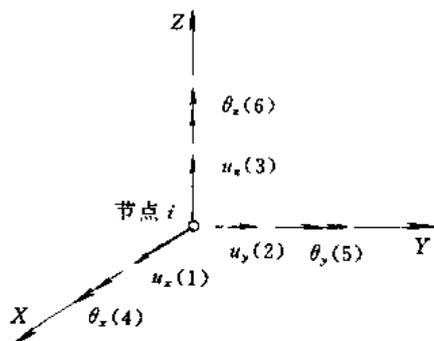


图 3-30 节点自由度的排序

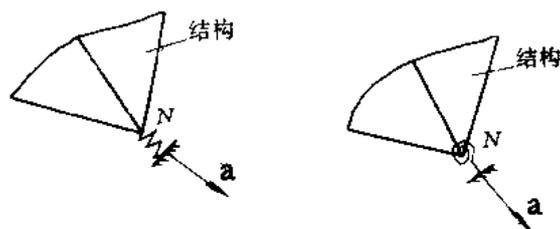


图 3-31 弹簧单元

对于已知位移(非零值)或弹性约束的节点,可采用弹簧单元来处理。它是只有一个节点 *N* 和一 8 个方向 *a* 的单元,相当于在 *N* 点连接一个拉压或扭转弹簧(见图 3-31),弹簧刚度可以根据需要输入。在 *a* 方向有一个平移自由度 δ_1 和一个转动自由度 δ_2 。在单元局部坐标系中的位移向量为:

$$\delta^e = [\delta_1, \delta_2]^T \quad (3.4.2)$$

在形成总刚度矩阵时,弹簧元像其它单元一样进行组装。

弹簧单元对处理结构有限元计算模型是很有用的,后面将举例说明。

如何在节点信息中填写约束代码,是建立有限元模型的关键,现以图 3-32 所示 YZ 平面内的桁架结构为例加以说明。

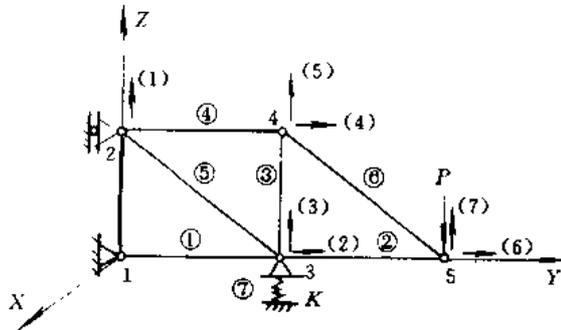


图 3-32 平面桁架

该结构被划分为 5 个节点(1, ..., 5), 6 个杆单元(①, ..., ⑥)和 1 个弹簧单元(⑦)用以代替弹性支座,以及 7 个自由度((1), ..., (7)为节点自由度排序)。其节点约束代码如下:

节点号 \ 自由度	自由度					
	u_x	u_y	u_z	θ_x	θ_y	θ_z
1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	0	1	1	1
3	1	0	0	1	1	1
4	1	0	0	1	1	1
5	1	0	0	1	1	1

又如图 3-33 所示 XY 平面内的连续梁,共 9 个自由度,其节点约束代码如下:

节点号 \ 自由度	自由度					
	u_x	u_y	u_z	θ_x	θ_y	θ_z
1	1	1	1	1	1	0
2	0	0	1	1	1	0
3	0	0	1	1	1	0
4	0	1	1	1	1	0

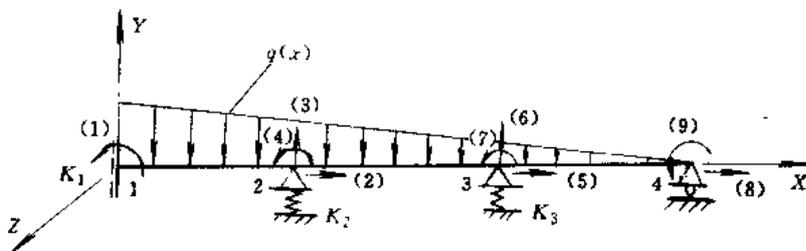


图 3-33 连续梁

3.4.2 主从关系与约束松弛

结构分析有限元程序中的梁单元,一般都具有主从自由度及节点约束松弛功能,它们对于建立有限元计算模型是非常有用的。

1. 主从关系

在杆系结构中,如果某节点最少有 1 个自由度与另一节点自由度相同,则该节点就叫“从节点”,而另一节点叫“主节点”。节点的第几个自由度从属于另一节点的哪个自由度是根据简化的力学模型确定的。一个主节点可以有几个从节点,但一个从节点的某个自由度只能从属于某个主节点的相应自由度,而不能从属于两个主节点。例如,图 3-34(a)所示刚架,假定水平梁不可压缩,若取 i 节点为主节点,则 j 节点是从节点,它的 u_{xj} 从属于 u_{xi} ,即 $u_{xj} = u_{xi}$ 。

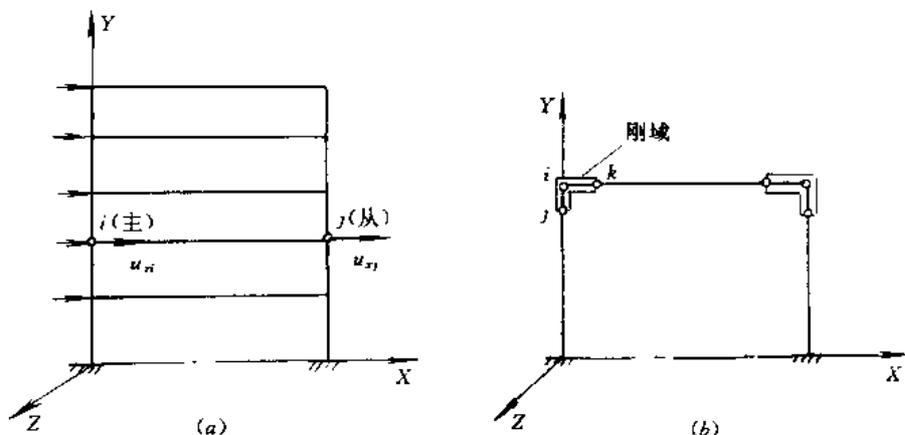


图 3-34 主从关系

图 3-34(b)是带有刚域的刚架,例如,有大肘板加强的油船的肋骨刚架。这种刚架可以应用带有刚域的梁元来计算,也可应用主从关系来模型化刚域,如将 i 节点取作主节点,则 j, k 两节点都是从属 i 的从节点。

应用主从关系后,就可把梁元的单元刚度矩阵进行修正,即把从节点的刚度转化到主节点上去。在节点约束代码中,主从关系采用主节点号表示,即将从属自由度填写为主节点号。图 3-34(a)所示刚架的主从约束代码如下:

自 由 度	u_x	u_y	u_z	θ_x	θ_y	θ_z
节 点 号						
i (主节点)	0	0	1	1	1	0
j (从节点)	i	0	1	1	1	0

图 3-34(b)所示刚域的节点约束代码如下:

自 由 度	u_x	u_y	u_z	θ_x	θ_y	θ_z
节 点 号						
i (主节点)	0	0	1	1	1	0
j (从节点)	0	i	1	1	1	i
k (从节点)	i	0	1	1	1	i

2. 约束松弛

在结构矩阵法中,梁元的单元刚度矩阵和单元载荷向量是在梁端自由度全被约束的情况下得到的。但是,在实际结构中,梁元节点可能有一个或几个自由度未被约束。所以,按全约束情况计算就不对了,应该松弛相应的约束。此时,梁端就不是全固定情况了,需要对单元刚度矩阵和单元载荷向量进行修正。程序根据用户填写的节点约束松弛代码自动完成这一修正。例如,图 3-35 所示刚架的 $i-j$ 杆在 j 点处铰接,需松弛 j 节点的转动自由度 θ_{3j} ,使其不承受力矩作用。这一“松弛”在单元信息中用松弛代码来反映,将需要松弛的自由度填“1”。松弛的自由度是对梁元局部坐标系而言的,因此需要按局部坐标系方向填写信息。图 3-35 梁元 $i-j$ 在 j 节点的松弛代码如下:

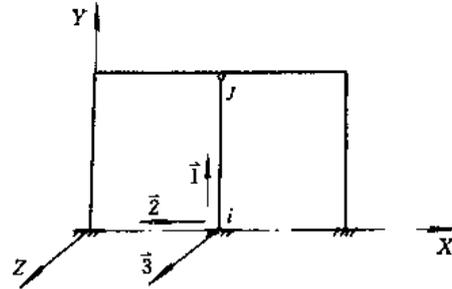


图 3-35 约束松弛

i 节点						j 节点					
u_i	v_i	w_i	θ_{1i}	θ_{2i}	θ_{3i}	u_j	v_j	w_j	θ_{1j}	θ_{2j}	θ_{3j}
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

应该指出,“约束”与“松弛”代码的区别:约束是指结构与基础的关系(节点的某个自由度被限制),其约束代码按总体坐标系填写;松弛是指梁单元之间的连接而不是固接关系,其松弛代码按单元局部坐标系填写。图 3-36(a)、(b)两种结构情况,节点 1 在 X 和 Y 方向的线位移被约束,所以节点的约束代码中 u_{x1}, u_{y1} 应填“1”。图 3-36(a)所示结构中①、②、③单元间为固接,所以各单元在节点 1 都不松弛;图 3-36(b)所示结构,①与②两单元之间为固接,它们在节点 1 处没有自由度松弛,但单元③在节点 1 处需松弛 1 个转动自由度 θ_{31} ,因为它与①、②单元铰接。

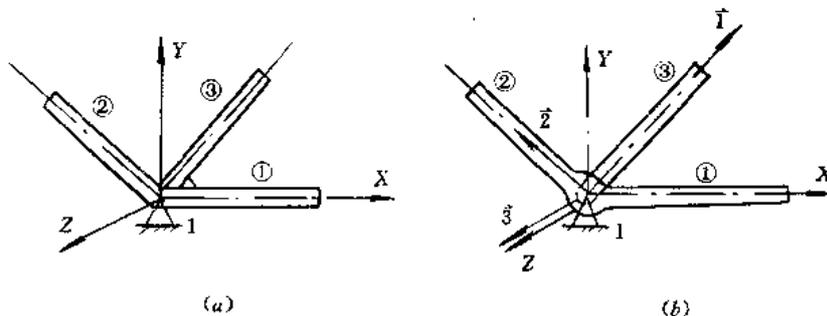


图 3-36

3.4.3 有限元奇异模型处理

在建立有限元计算模型时,必须排除刚体位移,否则总刚度矩阵将产生奇异,无法求解。此外,结构离散模型呈不安定状态也将发生奇异性。因此,必须排除奇异性才能进行

结构,在 N 点加支座或加横隔板都可防止该箱型结构的不安定性。

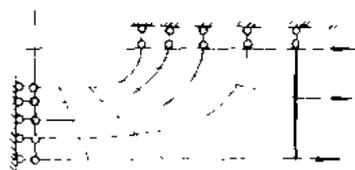


图 3-38 图 3-37(b)结构的等价模型

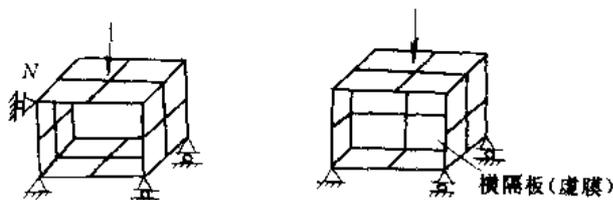


图 3-39 箱形结构不安定性的消除

又如图 3-40 所示工字梁,采用空间膜元计算时,翼板也会发生不坚定,变形呈图 3-40(a)所示的结构。这时,可用加虚杆或虚膜的办法来解决,如图 3-40(b)所示。虚构件的刚度要比结构小 3~4 个数量级,即不要因虚单元的加入使结构得到加强。

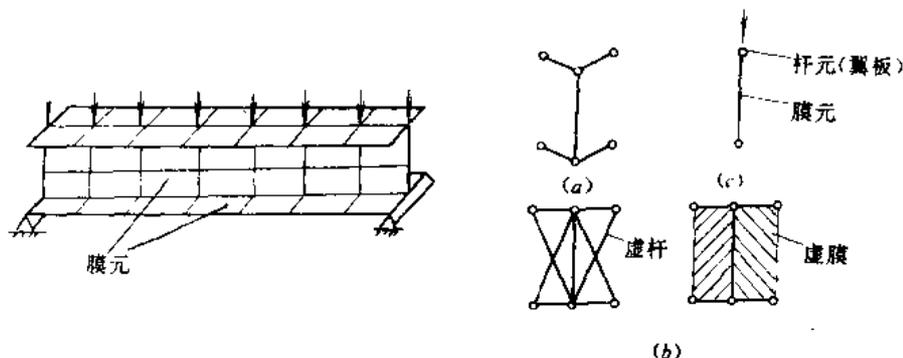


图 3-40 工字梁计算

(2)合理地选用单元

对于图 3-40(a)所示的工字梁,如将上、下翼板用杆元代替(见图 3-40(c)),不改变变形状态。这样的计算模型,不仅可以解决结构不定性问题,而且简化了计算,比加虚单元的计算模型更佳。

对于图 3-37(c)所示的没有横舱壁的船体分段,若将骨架用梁元离散,板用空间膜元离散,则是一个安定结构(见图 3-41)。因为梁元节点是刚性连接的可以承受弯矩。

2. 局部奇异性

当数个单元的节点在同一平面内汇交时,该节点称为共面节点。如果围绕共面节点的单元在法向都没有刚度贡献时,将引起总刚度矩阵奇异。虽然整体结构无刚体位移,但方程组无法求解,这属于结构有限元模型的局部奇异性。例如,图 3-42(a)中节点 A ,其法线方向与总体坐标轴 X 方向一致,由于围绕 A 点所有杆单元在该方向都没有刚度(拉、压杆元只有轴向刚度),所以对应 u_x 自由度的这一行总刚度矩阵元素全为零,总刚变成奇异矩阵。

又如,图 3-42(b)中 B 节点,初看起来似乎围绕 B 点的单元在总体坐标方向有刚度,总刚度矩阵中不会出现全部是零元素的行,但是 B 点在各坐标方向的刚度是 B 点而内刚度各按一定比例分配而得,因此总刚度矩阵中将出现二行元素线性相关,总刚度仍是奇异矩阵。

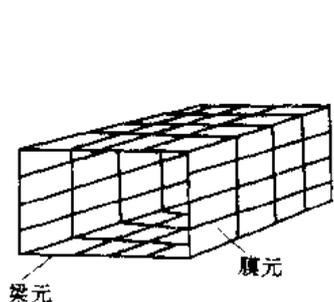


图 3-41 图 3-37(c)所示结构的安定结构模型

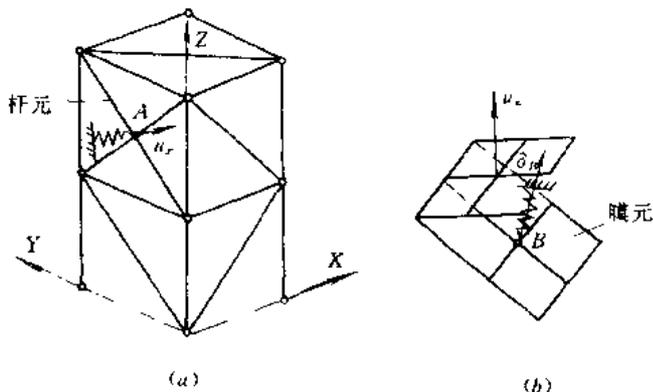


图 3-42 局部奇异性举例

消除局部奇异性的方法是给奇点增加一维刚度。例如,对图 3-42 所示结构 A 点和 B 点分别加一弹簧单元,增加法向刚度就可消除奇点。弹簧单元在法线方向的刚度不会影响平面内的位移和应力。弹簧单元的刚度可以任取。应当指出,增加弹簧单元后,法向的位移分量的计算值不是实际值,但不影响面内位移和应力的计算。

3.4.4 病态矩阵及其消除方法

如果结构中有刚度值相差很大的单元组集在一起,总刚方程就会出现“病态”,计算结果将是完全错误的。现以图 3-43 所示的串联弹簧为例来说明“病态”方程的产生。

列出图 3-43 结构的有限元总刚度方程为:

$$\begin{pmatrix} 1 + 10^6 & -10^6 \\ -10^6 & 10^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{u}_A \\ \bar{u}_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ P \end{pmatrix} \quad (3.4.3)$$

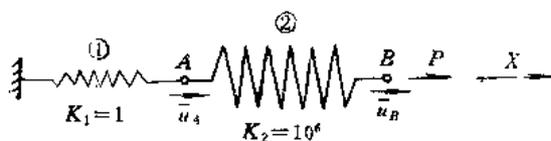


图 3-43 总刚度方程“病态”举例

该方程一定要用 7 位以上有效位数才能求解,否则 1 与 10^6 相比就被吞没了,成为一个矛盾方程。这个方程的准确解是 $\bar{u}_A = P, \bar{u}_B = 1.000001\bar{u}_A$ 。假如,方程组系数最后两位不是有效的,将 $1000001\bar{u}_A$ 变成 $1000002\bar{u}_A$,那么会得到 $\bar{u}_A = P/2$ 的错误结果。

应用主从关系可以消除方程“病态”问题。若把 A 作为“主节点”,把 B 作为“从节点”,则有 $\bar{u}_B = \bar{u}_A$,可解得 $\bar{u}_A = P$,这样得到的结果和准确解略有误差,这是因为把弹簧元②绝对刚化造成的,这一点误差对于求解是完全可以接受的。

下面,举几个应用主从关系避免病态的实际计算模型。

例 1 某快艇的组合箱型结构的单臂轴架计算可简化为图 3-44 所示有限元模型⁽⁶⁾。螺旋桨和尾轴由两个单臂轴架支承,可将支架沿船长方向压缩,箱型外壳板简化为杆元,腹板简化为膜元,尾轴用梁元,并认为支架与尾轴通过轴毂刚性连接。由于轴壳刚度远大于支架,因此轴毂简化为刚性平面(称为刚膜)。为避免产生病态,将刚膜用主从关系处理,

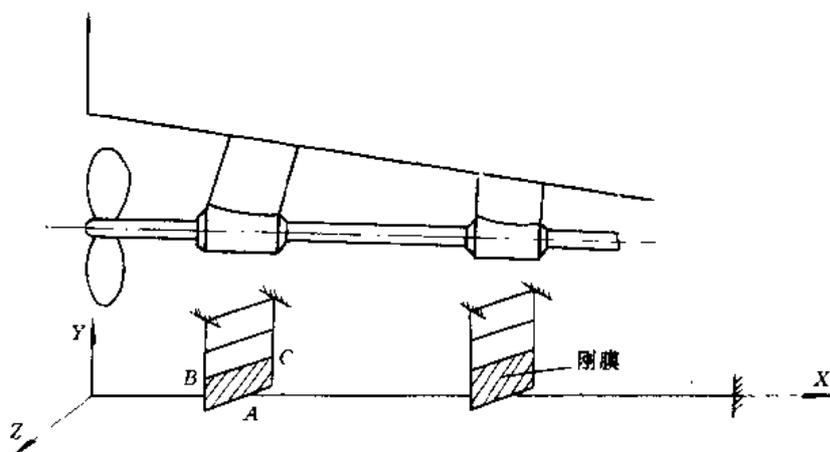


图 3-44 快艇单臂轴架计算模型

即将 A 作为主节点, B、C 作为从节点来计算。

刚膜在船体结构计算中广泛应用,如横舱壁也可抽象为刚膜。

例 2 双体船连接桥的强度计算。船木俊彦提出一种空间梁元计算模型,如图 3-45 所示。将两片体作为直梁,连接桥作为交叉梁系,其间用刚性梁连接。如取刚性梁的刚度 EI 为一很大数,就会产生病态,若用主从关系处理不仅不产生病态,而且又减少了自由度。

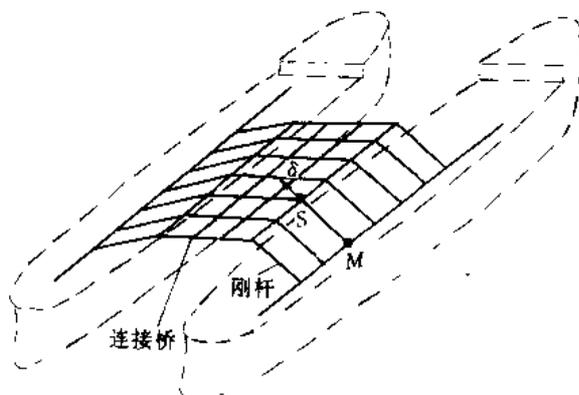


图 3-45 双体船连接桥计算模型

3.4.5 组合结构单元间的协调

由若干个不同类型弹性构件组合而成的体系称为组合结构。船体就是一个组合结构,它是由杆、板、梁等弹性构件组成的体系。组合结构计算需要应用多种单元,由于各单元的节点自由度不匹配以及要求连接处的位移和切向转角连续,因此进行组合结构有限元分析时必须考虑单元之间的协调问题。

不同类型单元间的连接,可有下列几种情况:

(1) 单元间完全协调情况:例如,杆元与梁元的连接;二维元(平面应力单元)与杆元的连接,这种情况不需要处理单元间的协调,直接组集求解即可。

例如,在甲板驳船横强度计算中,纵向桁架的支柱可简化为杆元,强横梁与实肋板简

化为梁元,如图 3-46 所示。这是两种单元构成的组合结构,该结构的杆元与梁元节点自由度不匹配,但按梁元节点自由度数目来扩大杆元的单元刚度矩阵即可。

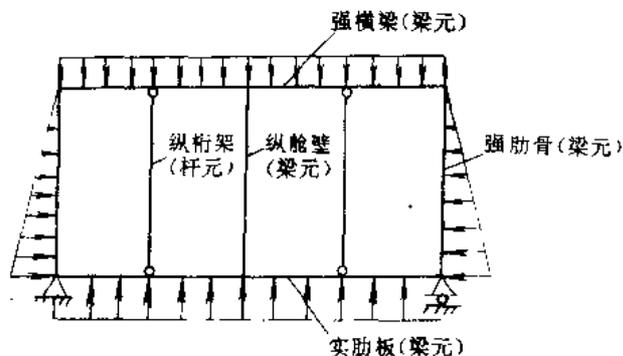


图 3-46 甲板驳横强度计算模型

在节点自由度不匹配时,应遵循一个简单的原则,“少数服从多数”。

图 3-47 为一个立体舱段,采用空间膜元与杆元来离散。因为杆元与膜元节点自由度是相同的,不需要协调处理。

(2)强连接情况:满足静力稳定条件的连接称为强连接,例如,梁、板与膜贴合连接(见图 3-48(a)),这种情况虽然单元之间变形不相容(见图 3-48(b)),但节点连接仍是协调的。此时,只要将单元划分足够小,节点位移精度仍能达到要求,所以是收敛的。强连接不需要特殊处理,只需适当增加节点数目。

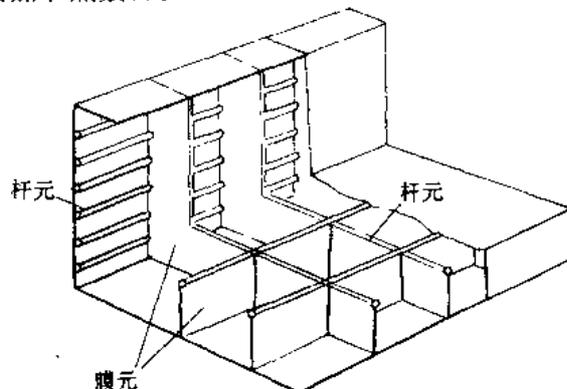
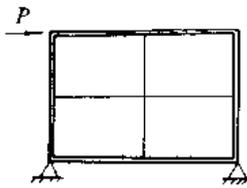


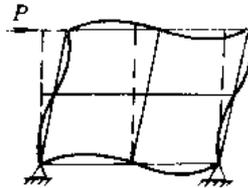
图 3-47 立体舱段的完全协调离散

图 3-49 为大型集装箱船的一种简化计算模型^[7]。将双层船侧和双层底压缩,内外壳板用空间膜元,纵横骨架用梁元,因为它们贴合连接,属于强连接情况。该模型的优点是大大减少计算工作量,在立体舱段(或整船)解析时可以采用此模型。

(3)弱连接情况:不满足静力稳定条件的连接称为弱连接,必须从力学上给出单元之间的约束条件以达到协调,例如,梁元与二维元的不贴合连接。为了使它们的连接达到协调,可以应用罚单元处理。罚单元是一种假想的单元,可以看作是两种不同类型单元间的交接面上的一个层状单元,它像粘合剂一样把两种单元“贴合”在一起,反映其间的约束关



(a)



(b)

图 3-48 强连接举例

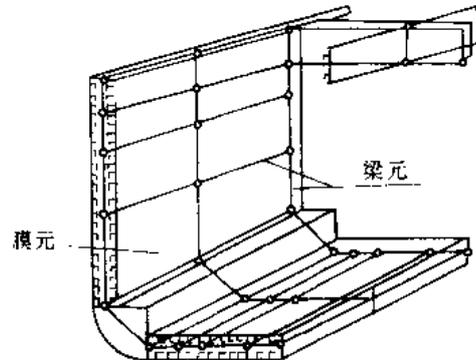


图 3-49 大型集装箱船的一种强连接简化模型

系。罚单元的刚度矩阵为^(a)：

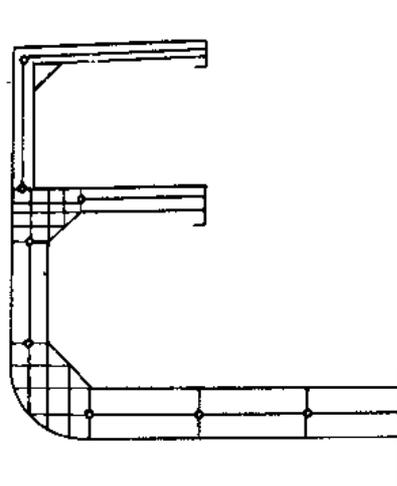
$$K_i = kB^T B \quad (3.4.4)$$

式中 k ——大数,例如 $k=10^{10}$;

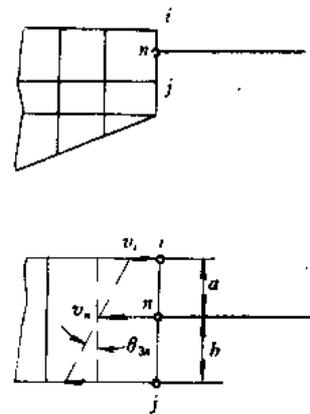
B ——约束方程的系数矩阵。

罚单元像其它单元一样组装到总刚度矩阵中。

图 3-50(a)为船体横框架计算的一种模型,为了能够精确分析大肘板的应力状态,将大肘板用二维元来离散,其它构件用梁元离散,形成二维元与梁元的组合结构。需要从力学上给出梁元与二维元的协调条件。



(a)



(b)

图 3-50 船体横框架的一种弱连接模型

取一典型连接情况(见图 3-50(b)), i 与 m 节点间的约束关系可写成:

$$\left. \begin{aligned} v_i - v_n + \theta_{3n} \cdot a &= 0 \\ u_i - u_n &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.4.5)$$

现将 i - n 节点间的约束式(3.4.5)转化为一个罚单元,其单元刚度矩阵如下:

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} u_1 & v_1 & w_1 & \theta_{1x} & \theta_{1y} & \theta_{1z} & u_n & v_n & w_n & \theta_{1x} & \theta_{2x} & \theta_{3x} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & a \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$K_j^{(n-s)} = k\mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_1$$

$$= 10^{10} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & a \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & 1 & 0 & 0 & 0 & -a \\ & & & & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & a^2 \end{bmatrix}$$

对 称

同理,在 $n-j$ 节点间也需要加入一个罚单元,其约束方程与式(3.4.5)类似。

图 3-51 给出一个计算实例,说明进行协调处理的必要性。用图 3-51(b)所示的组合结

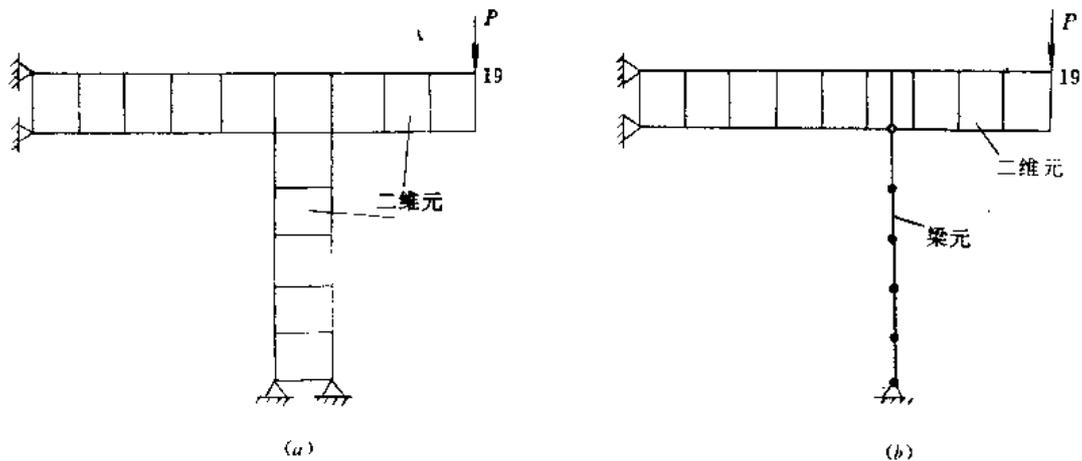


图 3-51 弱连接情况协调处理必要性的计算实例

构模型(二维元与梁元)代替图 3-51(a)的二维元模型进行计算,结果列于表 3-7 中。

表 3-7

计算模型	二维元模型	组合结构(加罚单元)	组合结构(不处理协调)
端部节点(19)的垂向位移	-10.8575	-10.8738	-15.724
误差	0%	0.15%	45%

由表可见,弱连接结构如果不进行协调处理,而直接进行计算,所得结果是不能采用的。

3.5 船体结构局部强度计算的有限元模型

3.5.1 船体杆系结构有限元模型

许多船体结构在局部强度分析时都可模型化为单跨梁、连续梁、肋骨刚架、桁架(或刚桁架)以及板架(交叉梁系)等进行计算,也可将整个舱段作为空间梁系来分析。用有限元法计算时,没有必要按结构类型分类,因为它们都是由杆元和梁元两种单元组成的,只是自由度不同而已,所以可以在节点约束代码中统一处理。例如,图 3-52 所示的连续梁、刚架和板架,对应于所选取的总体坐标系,它们相应的自由度为:

$$\text{连续梁 } \delta_i = [u_{zi} \quad (u_{yi}) \quad (u_{xi}) \quad (\theta_{zi}) \quad (\theta_{yi}) \quad \theta_{xi}]^T$$

$$\text{刚架 } \delta_i = [u_{xi} \quad u_{yi} \quad (u_{zi}) \quad (\theta_{xi}) \quad (\theta_{yi}) \quad \theta_{zi}]^T$$

$$\text{板架 } \delta_i = [(u_{xi}) \quad (u_{yi}) \quad u_{zi} \quad \theta_{xi} \quad \theta_{yi} \quad (\theta_{zi})]^T$$

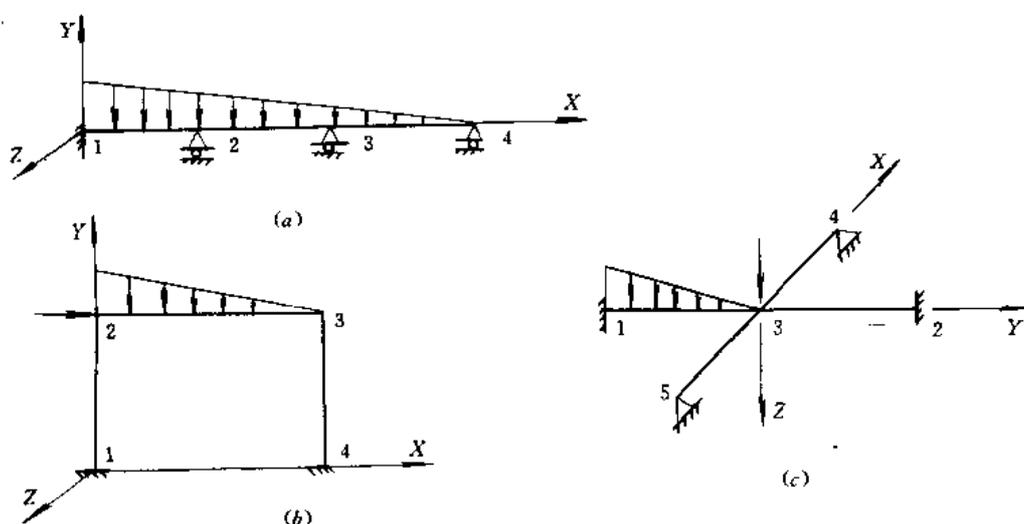


图 3-52 船体杆系结构

用有限元法计算时,可以考虑各种复杂载荷、构件变化(加强)、支柱支持及复杂边界条件等,这些因素在手算模型中就很难处理了。

杆系结构本身就具有离散特点,对于由直杆组成的结构来说,不存在离散误差。通常,取构件交点或剖而变化处作为节点,若两节点间的断面变化时(变断面梁),则应增加节点数目以减少离散误差,提高计算精度。下而,分析几个杆系结构的有限元计算模型实例。

图 3-53 为某打桩船的下桩架强度计算有限元模型^[9]。

采用空间杆元进行分析,按杆件交点共划分成 105 个节点,278 个杆元。为了处理杆元共面节点的局部奇异性,另外增加了 15 个弹簧单元。桩架前支座为铰接,故简化为自由支持的刚性支座,后部支点为变幅螺杆,用来调节桩架倾斜角度。由于它的支撑方向与总体坐标轴方向不一致(称为斜约束),它在约束方向上的约束(零位移)无法在节点约束代码(总体坐标方向)中反映,故用加弹簧元来处理,取其刚度比周围杆元大 3~4 个数量级就可保证弹簧元方向的位移近似为零了,且可避免方程发生病态。

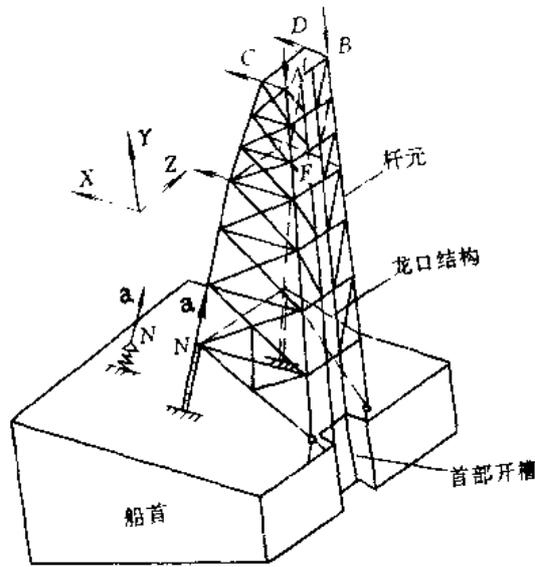


图 3-53 某打桩船桩架计算有限元模型

图 3-54 为 24000t 油轮横框架, 采用梁元与杆元(撑杆)进行计算, 因结构与荷重对称, 故计算图形只取一半结构, 在对称面上的龙骨与甲板纵桁的反力 R_1 和 R_2 也取一半。

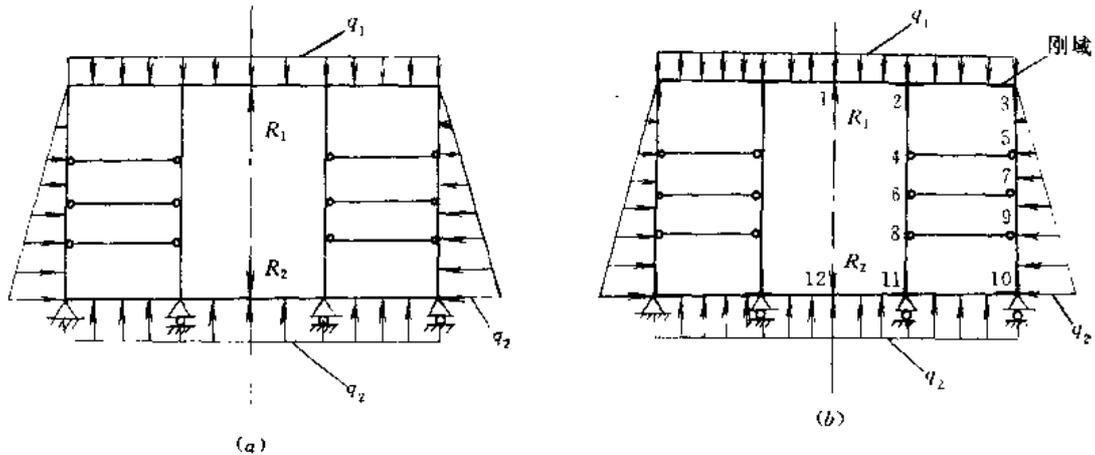


图 3-54 某油船横框架的计算模型

图 3-54(a)为不计大肘板影响的计算模型, 图 3-54(b)为计及大肘板(把它作为刚域)的计算模型。计算结果列于表 3-8 中^[1]。

表 3-8

(单位: kN·m)

节点弯矩	M_{12}	M_{23}	M_{32}	M_{1011}	M_{1110}
计算模型					
不考虑刚域的计算结果	191.30	-351.20	-321.77	-744.58	-1500.93
考虑刚域的计算结果	202.09	-361.01	-448.32	-1097.74	-2169.87

由表中数值可见, 在一些节点处考虑刚域后的弯矩值比不考虑刚域时的弯矩值要大。因此, 在某些载荷情况下, 忽略刚域影响可能偏于危险。考虑刚域后用通常的结构力学方法计算相当复杂, 但用有限元法计算则十分简便。

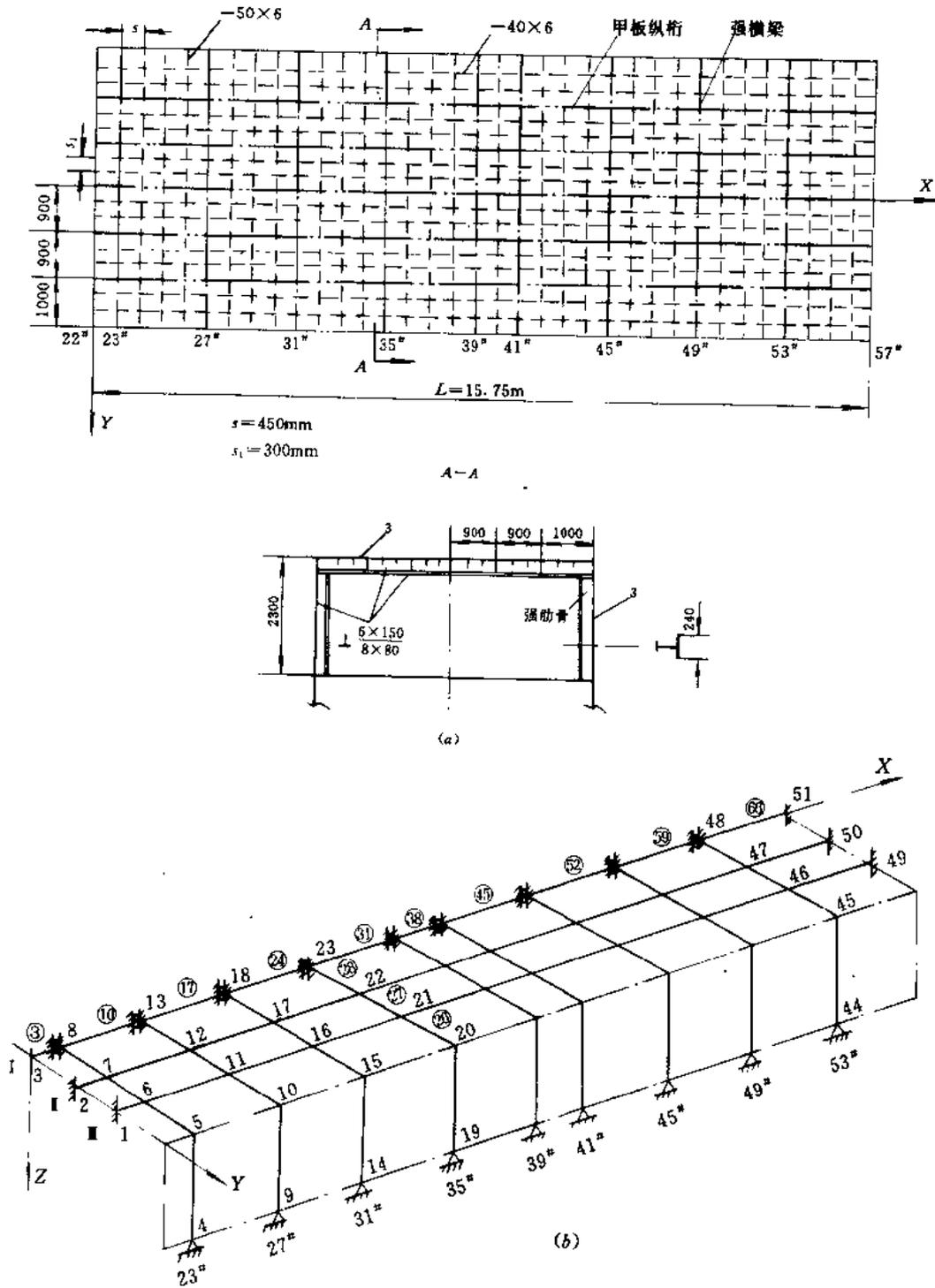


图 3-55 某沿海高速客船上层建筑结构

图 3-55(a)为某沿海高速客船的上层建筑结构。甲板板厚 3mm,被纵、横加强筋加强;甲板纵桁、强横梁及强肋骨尺寸为 $\perp \frac{6 \times 150}{8 \times 80}$,不设支柱,载客甲板负荷 $p=4.5\text{kN/m}^2$ 。计算其强度及变形。

采用空间刚架结构进行计算。纵、横加强筋计入甲板纵桁及强横梁带板内,各构件剖面几何要素如表 3-9 所示。带板面积按《海船规范》规定(见 3.2 节)计算^[13]。

表 3-9

项 目 构件名称	构件长度 l (m)	支承宽度 b (m)	平均板厚 t_p (mm)	带板面积 A (cm ²)	剖面惯性矩 I (cm ⁴)	剖面模数 W_{min} (cm ³)
甲板纵桁 I	15.75	0.9	3.533	31.8	1548.7	134.3
强横梁 I	5.6	1.8	3.50	40.3	1635.0	135.5
强横梁 II	5.6	1.35	3.44	36.0	1595.2	135.0
强肋骨	因舷侧开窗,带板宽度取 240mm, 舷侧板厚 3mm			7.2	932.0	120.0

甲板载荷通过横向加强筋传递给甲板纵桁,强横梁支承甲板纵桁。甲板纵桁在横舱壁处取刚性固定,强肋骨支持在主甲板上,取为自由支持(偏于安全)。

因为结构与载荷对纵中剖面对称,故取一半结构进行计算,结构离散图见图 3-55(b)。注意,在对称剖面上的甲板纵桁 I,计算时其剖面积、惯性矩及载荷均取一半,在对称面的节点上加上相应约束(见图 3-55(b))。共划分成 51 个点、66 个空间梁元。

分析有限元计算结果,甲板纵桁 I 及 35#强横梁弯矩较大,它们的弯矩图如图 3-56 所示。

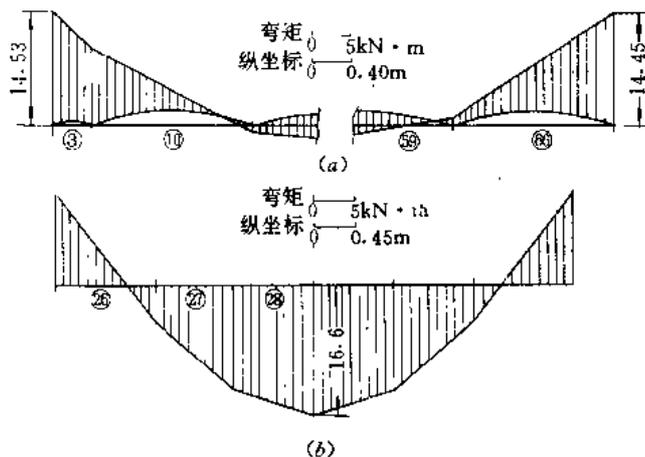


图 3-56 甲板纵桁及强横梁弯矩图
(a)甲板纵桁弯矩图;(b)35#强横梁弯矩图。

各构件最大应力如表 3-10 所列。

表 3-10

项 目 构件名称	M_{max} (kN)	W_{min} (cm ³)	$\sigma = \frac{M}{W}$ (N/mm ²)
甲板纵桁 I	14.53	134.3	108.11
35# 强横梁	6.60	135.5	122.35
35# 强肋骨	6.60	120.0	138.18

许用应力 $[\sigma] = 0.75\sigma_y = 176\text{N/mm}^2$, 本船上层建筑结构应力 $\sigma < [\sigma]$, 满足强度要求。上层建筑最大挠度发生在 23 节点处, $v_{max} = 1.3\text{cm}$ 。

3.5.2 双层底结构计算

双层底结构计算可以采取以下几种计算模型:

(1) 交叉梁系模型: 将内、外底板化为肋板与桁材带板。本模型的计算精度与带板宽度有关; 此外, 应用梁理论计算不能考虑内、外底板的平面应力状态。

(2) 正交异性板模型: 可以考虑内、外底板的平面应力特点, 但忽略了肋板与桁材离散性的影响。如果肋板与桁材数目足够多, 则这种模型能较好反映结构实际应力状态。

(3) 空间膜元计算模型: 这种模型能反映双底结构的所有工作特点, 即内、外底板的平面应力状态以及肋板和桁材的离散性。此种模型的载荷应以集中力形式作用于节点上或以分布力形式作用于桁材和肋板平面内, 不能作用在底板上, 这样才能保证计算模型处于平面应力状态。

图 3-57 为一刚性固定在舱壁上并自由支持在船侧上的双层底板架结构, 其上作用均布荷重, 结构尺寸及载荷如图所示。

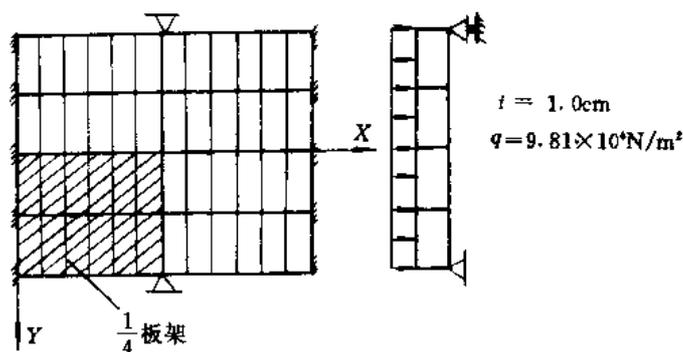


图 3-57 双层底板架结构

将全部载荷等效移置到节点上。因为结构对称、载荷对称, 故可取 1/4 进行计算, 若采用空间膜元离散, 见图 3-58, 在对称面的各节点施加相应约束。

计算结果见表 3-11, 表中还给出了正交异性板和交叉梁系的计算结果^[11]。

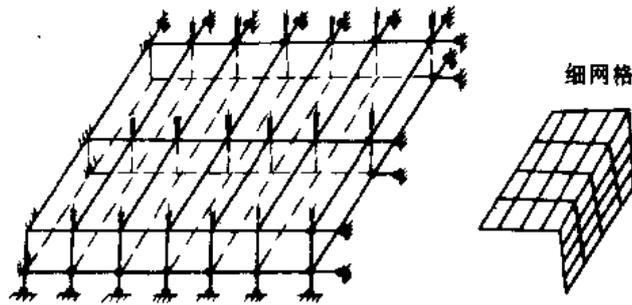


图 3-58 双层底板架结构空间膜元离散图

表 3-11

计算模型		空间膜元		正交异性板	交叉梁系
		粗网格	细网格		
板架中心处挠度 w_0 (cm)		0.415	0.49	0.532	0.745
中桁材最大应力 σ (N/mm ²)	中间处 $\sigma_{\#}$	18.15	30.41	39.83	54.94
	固定端 $\sigma_{\#}$	27.47	78.48	78.48	107.91

由表可见,用交叉梁系计算双层底板架结构误差是很大的,但偏于安全方面。

3.5.3 大型油轮的横强度计算

对于整个货油舱段进行有限元分析最能反映结构受力的实际情况,然而由于计算工作量大,不易在船舶设计中广泛应用。另外,用平面刚架模型计算横强度,又难于考虑高腹板桁材及其结合部的应力状态。因此,比较实用的计算模型是,用二维元对横框架进行分析,但要考虑纵向构件对横框架的影响。计算分两个阶段进行:第一阶段,将横框架各构件简化为梁单元,置于与纵向构件相交的原框架位置,计算由此组成的空间刚架,求出与横框架的相互作用力,这样可以避免在细节上模拟,以减少计算工作量;第二阶段进行二维分析,并将纵向构件作用在横框架上的力作为外力的一部分。

图 3-59 为某 63000t 油轮的横框架离散图。在肘板趾端网格加密,在甲板板、纵舱壁板、外板、框架的面板以及腹板上设置的加强筋,均简化为杆元,共划分为 556 个节点,530 个二维元和 650 个杆元。

横框架上的载荷除纵向构件反力外还有舷外水压力和货油舱内的油压力。由于结构和载荷都对称于纵中剖面,所以取半个框架进行计算。在对称面上各节点的横向位移被约束,为了消除垂向刚体位移,在舷侧顶端加上一个限制垂向位移的约束,这个支座反力理论上应该等于零,可用此条件来检查施加于框架上的力是否平衡。

计算结果表明,本船横框架的高应力区集中在下部中间油舱和边油舱肋板处。表 3-12 给出了两种工况下有限元计算的结果^[12]。

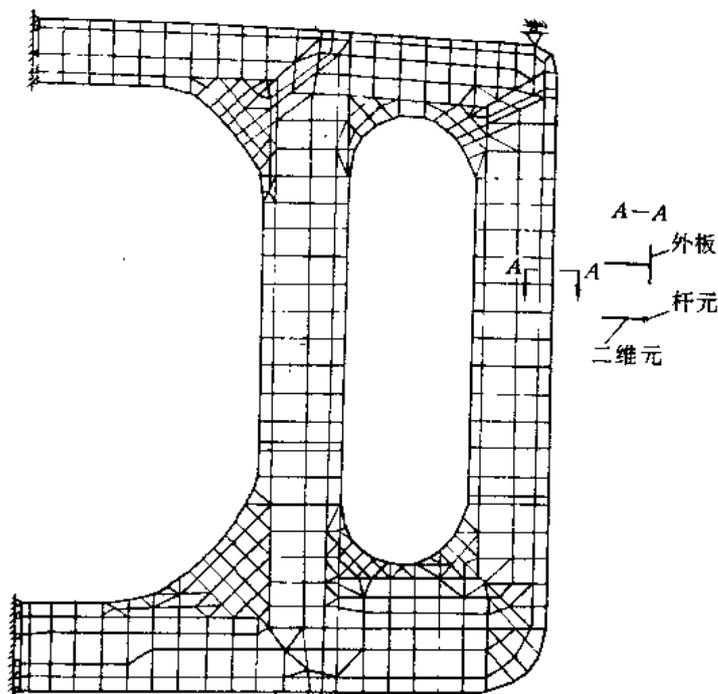


图 3-59 某 63000t 油轮横框架离散图

表 3-12

应力与位移 工 况	最大正应力 $\sigma_{max} (N/mm^2)$	最大剪应力 $\tau_{max} (N/mm^2)$	水平位移 $u_{max} (cm)$	垂直位移 $v_{max} (cm)$
试水状态 ^①	180.614	-68.89	0.946	0.585
强度校核状态 ^②	-168.168	-61.25	-0.400	1.129

①试水状态: №4 边油舱和首尖舱装满水。

②强度校核状态: №4 中间油舱空, 其余货油舱装满油。

3.5.4 板梁组合结构计算

板梁组合结构是船体中最常见的结构, 如图 3-60 所示的是被防挠材加强的船壳板。由于梁的形心与板的中面(节点取在中面上)不在一起, 必须考虑偏心影响, 否则将引起很大误差。

现取一个典型的板梁结构来分析。选取如下三种不同的模型来计算该结构:

(1) 把节点取在中面处, 梁的形心也取在节点上(见图 3-60(a)), 梁的惯性矩对通过节点的中和轴来计算。这种模型与实际结构相比较, 刚度偏小, 应力分布偏于均匀。

(2) 把节点取在板的中面处, 梁的惯性矩按绕板中面的轴来计算(见图 3-60(b))。这种模型忽略了由于梁的存在使结构中和轴下移的影响, 其刚度比实际结构偏大, 应力分布偏差更大。

(3) 在板中面处取节点 M 作为主节点, 在梁的形心处取另一节点 S 作为从节点, 即认

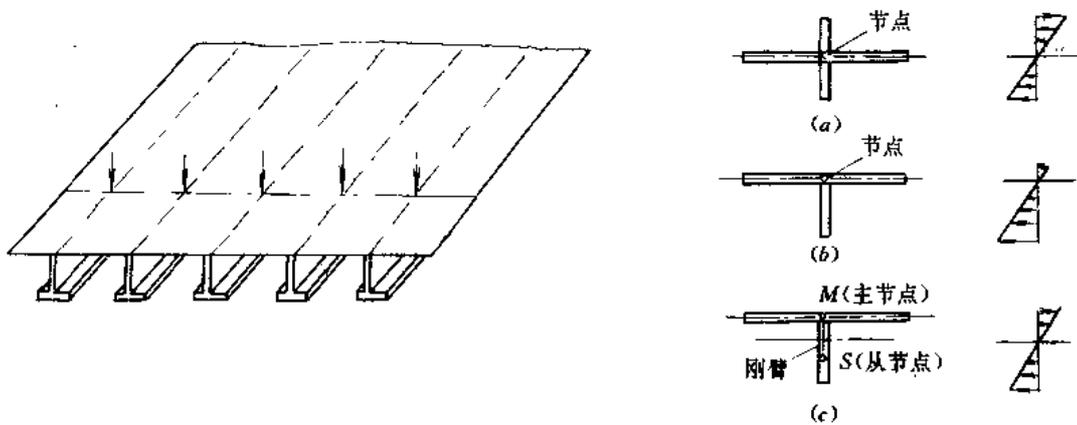


图 3-60 板梁组合结构

为主节点与从节点之间用刚臂连接(见图 3-60(c))。梁的惯性矩按梁的形心轴计算。这种组合体的弯曲中和轴必在板中面与梁中和轴之间,比较接近于实际情况。用主从关系考虑板梁组合结构的偏心影响是处理板梁组合结构的一种有效方法。

下面,举例说明以上三种计算模型的误差。取一 T 型悬臂梁,材料为普通碳素钢,梁长 50cm,在悬臂端受到垂直向下的力 490N 作用(见图 3-61)。

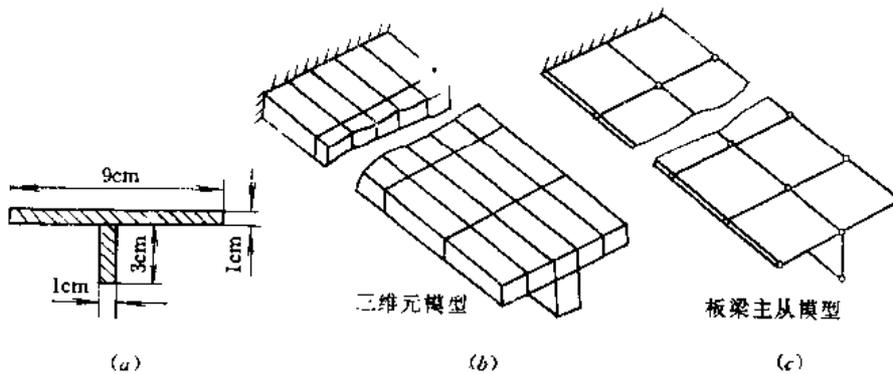


图 3-61 板梁结构的不同计算模型

表 3-13 中给出了五种 T 型悬臂梁模型的端位移计算结果:

a. 用梁理论计算;b. 用三维元计算(见图 3-61(b));c. 用板梁组合结构计算,板、梁节点相同(见图 3-60(a));d. 用板梁组合结构计算,板梁节点相同(见图 3-60(b));e. 用板梁组合结构计算,主从关系模型(见图 3-60(c)及图 3-61(c))。

有限元网格划分成三种:沿长度方向分为 5 个单元、10 个单元和 20 个单元。

表 3-13

纵向单元数 位移值	5		10		20	
	位移(cm)	误差	位移(cm)	误差	位移(cm)	误差
a. 梁理论模型	0.868	0%	0.868	0%	0.868	0%
b. 三维元模型	0.836	3.68%	0.857	1.32%	0.867	0.16%
c. 板梁组合模型	3.444	298%	3.451	299%	3.452	299%
d. 板梁组合模型	0.693	20.2%	0.695	20%	0.694	20%
e. 板梁组合主从模型	0.891	2.69%	0.857	0.76%	0.870	0.2%

由表可见,用主从关系计算板梁组合结构精度是很高的,并且由于未知数目减少,计算速度也比较快。c.,d.两种计算模型是不宜采用的。

参 考 文 献

- 1 苏联内河船建造规范. 1966
- 2 Schade. The Effective Breadth of Stiffened Plating under Bending Loads. SNAME, Vol. 59, 1951
- 3 陈铁云,陈伯真. 船舶结构力学(修订版). 北京:国防工业出版社,1984.
- 4 (苏)斯曼斯基. 船舶结构力学手册(3). 孙海涛等译. 上海:上海科学技术出版社,1980.
- 5 大串雅信. 理论船舶工学(中卷). 海文堂,1958
- 6 高速水面舰艇结构设计计算规则. CB/Z
- 7 Shigeto. A Study on Hull Structure Strength of 2,770 TEU Container Vessel. 住友重机械技报, Vol. 28. 1980
- 8 线性静动力结构分析程序——SAP5 结构与原理. 北京工业学院, 1981
- 9 杨永谦,黄贻平等. 打桩船航工桩—号桩架强度分析. 武汉水运工程学院学报, 1991(4)
- 10 杨永谦,孙海虹. 考虑肘板及剪切影响的船体骨架分析. 武汉造船, 1986(1)
- 11 (苏)波斯诺夫. 有限元法在船舶结构计算中的应用. 北京:国防工业出版社, 1977
- 12 郑莎莎. 关于大型油船横强度计算方法的探讨. 中国造船工程学会第四届船舶结构应力分析讨论会论文集, 1986
- 13 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京:人民交通出版社, 1989

第四章 船体扭转强度计算

4.1 有长大舱口船舶的强度计算特点

甲板具有长大货舱开口的船舶可以大大提高装卸效率,成为现代的发展船型之一。集装箱船就是其中一种,另外,内河双壳槽型驳,以及矿砂船、某些多用途货船等也属于甲板大开口船舶。它们的特点是,舱口宽度已达到、甚至超过船宽的80%,舱口长度达到舱壁间距的90%,大大超过普通货船(表4-1),从而使船体扭转刚度严重削弱,其扭转强度的重要性已上升到与总纵强度同等的地位。

表 4-1

船舶种类	舱口宽/船宽(b/B)	舱口长/舱长(l/L_w)
普通货船	0.35~0.5	0.43~0.50
集装箱船	0.70~0.85	0.75~0.90
内河槽型驳	0.733~0.85	0.84~0.88

图4-1给出某一典型的集装箱船的布置图。图4-2(a)为集装箱船的横剖面型式;图4-2(b)为槽型驳和其他大开口船的横剖面型式,其中单舷结构抗扭尤为不利。为了增加抗扭能力,一般横剖面内都设有闭室结构并在舱口间设置横向抗扭箱。

由于在船长范围内有大舱口,船体剖面变化显著间断,因此不能把船体当作一根等直梁来计算这类船的总强度,而需要有一种能够考虑非等直结构扭转响应的更加精确的船体梁分析方法。目前,国内外主要发展以薄壁梁理论为基础的有限梁方法(FBM)。怀尔德(Wilde)^[1]最早应用经典薄壁梁理论^[2]来计算集装箱船扭转强度,他把船体货舱部分视为两端有翘曲约束的等断面开口薄壁梁,将首尾影响作为边界条件考虑,但由于未考虑船体非棱柱的特点,以及用开口薄壁梁理论计算具有闭口剖面的船体强度,因此有较大误差。考虑到船体非棱柱性,现大多数研究者都采用有限梁方法,即把船体离散为阶梯形薄壁梁段(见图4-3),应用迁移矩阵法或一维有限元法进行计算。具有代表性的研究有:卡韦(Kawai)^[3],哈斯勒姆(Haslum)^[4]和佩德森(Pedersen)^[5]等人。卡韦用经典薄壁梁理论推导出船体薄壁梁段(单元)的扭转刚度矩阵,采用一维有限元法求解,但这种方法未考虑不同剖面间的协调问题。哈斯勒姆应用修正的薄壁梁理论^[5],用迁移矩阵法进行计算,并首次提出不同剖面间的协调准则,但这种方法没有考虑船体剖面的扭转与水平弯曲的耦合。佩德森也应用修正的薄壁梁理论,考虑了船体弯扭及轴向力,建立弯扭组合刚度矩阵,用一维有限元法求解,并在最小二乘法意义上保证不同剖面薄壁梁单元间的协调,因此,这种

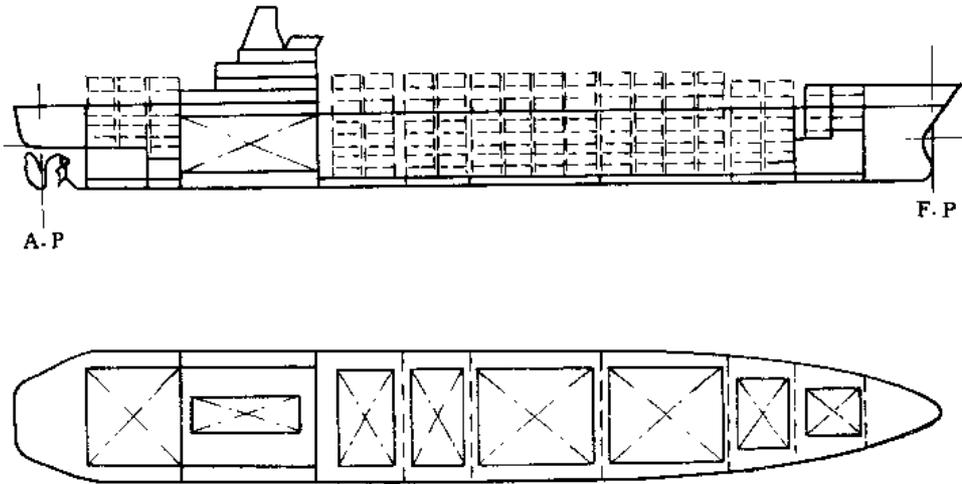


图 4-1 某集装箱船一般布置图

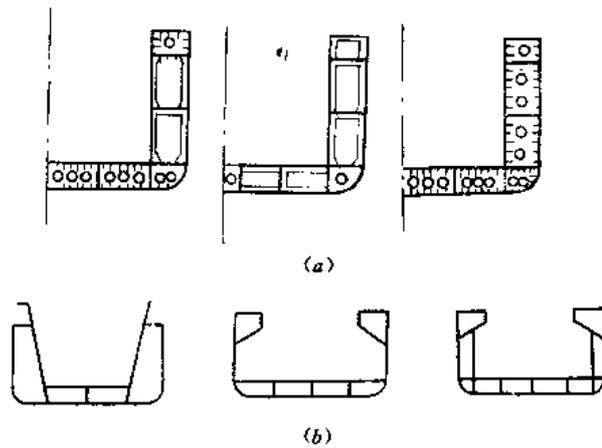


图 4-2 大开口船横剖面型式

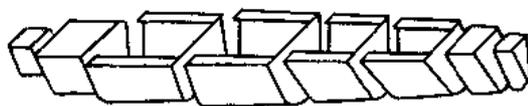


图 4-3 船体离散为阶梯形薄壁梁段

方法比哈斯勒姆协调方法更好。

本章中首先介绍引起船体扭转的外力计算方法和实用(规范)公式;然后,简要介绍薄壁梁约束扭转的基本理论,为学习有限梁法打下必要的理论基础。最后,介绍实用的船体梁弯、扭组合分析方法^[7]。

4.2 作用在船体上的扭转外力

4.2.1 船舶斜浪航行时引起的扭转力矩

为了计算扭转强度,首先必须了解船体扭转产生的原因以及作用在船体上的外力。引起船体扭转的载荷情况有多种,其中之一是当船舶航行方向和波浪前进方向之间有一角度(斜浪航行)时产生的波浪扭矩。现在,简单说明该扭矩发生的机理。图 4-4 表示一艘前

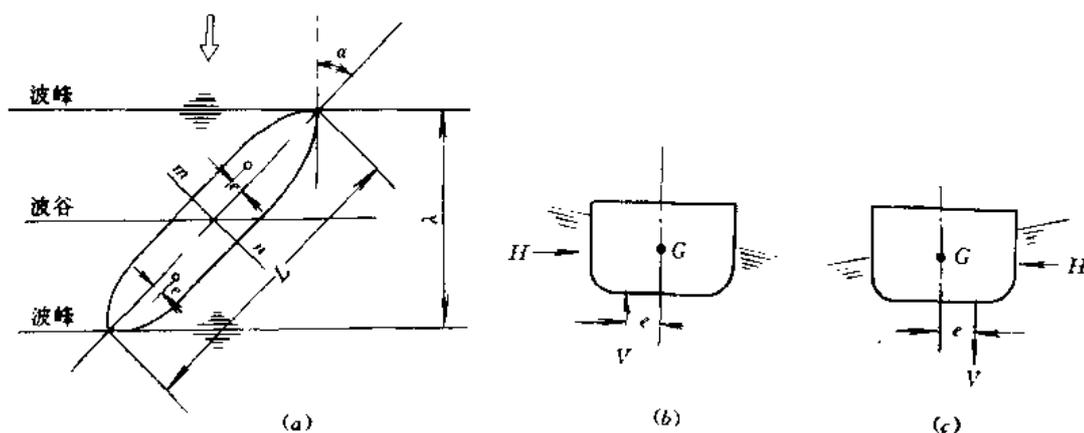


图 4-4 船舶斜浪航行时的扭矩

后对称的船舶和波浪进行方向间成 α 角,波长 λ 与船长 L 的关系为 $\lambda = L \cos \alpha$ 。船首、尾处于波峰位置,船中处于波谷(见图 4-4(a))。当船舶在直立状态时,其两舷的吃水是不相同的。船舶前半部左舷吃水比右舷大(见图 4-4(b));后半部相反(见图 4-4(c))。在船舶前半部的浮力 V (排水量的 $\frac{1}{2}$) 作用在距船纵中剖面线为 e 处,由左、右两舷吃水差产生的横向力 H 从左舷向右舷作用;后半部相反。这样,在船中剖面 $m-n$ 处将产生绕船体扭转轴的力矩作用——**扭矩**。在普通船型情况下,扭转中心通常接近剖面形心位置 G ,横向力 H 与 G 靠近,由 H 产生的力矩很小,可忽略不计,放在船中剖面 $m-n$ 处作用的**扭矩**为:

$$T_{\eta} = V \cdot e \quad (4.2.1)$$

对于大开口船舶,其剖面的**扭转中心**一般在船舶基线以下,偏离剖面形心 G 相当远,除了浮力 V 之外还必须考虑横向力 H 产生的**扭矩**。

下面,讨论由首、尾部浮力引起的**扭矩**。

假如在距尾端为 x 剖面处,取 dx 微段(见图 4-5)。设船体单位长度的重量为 w ,单位长度的浮力为 v 。在微段剖面上作用的重力为 $w dx$,浮力为 $v dx$ 。重力与浮力间的距离为 e , e 与船体各剖面形状有关,在一般情况下 $w \neq v$,因此在这部分上有 $(w-v) dx$ 力及 $v \cdot e dx$ 力矩作用。力和力矩是沿船长方向的分布载荷,船体在分布载荷 $(w-v)$ 作用下产生总纵弯力矩 M ,在分布力矩 $v \cdot e$ 作用下产生**扭矩** T 。设单位长度的分布力矩为 c ,则

$$c = v \cdot e \quad (4.2.2)$$

这时,距尾端为 x 的剖面处的**扭矩** $T(x)$ 为这个剖面到尾端的全部分布力矩的总合,即

$$T(x) = \int_0^x c dx \quad (4.2.3)$$

由于船舶首、尾为自由端,即满足 $x=0, x=L$ 时 $T=0$ 的条件,所以

$$\int_0^L c dx = 0 \tag{4.2.4}$$

由(4.2.3)式得:

$$c = \frac{dT(x)}{dx} \tag{4.2.5}$$

式(4.2.3)和(4.2.5)类似于船体总纵弯矩力矩 M 和剪力 N 的关系,则有:

$$M(x) = \int_0^x N dx, N = \frac{dM(x)}{dx}$$

因此,可以采用作弯矩曲线相同的方法来作扭矩曲线。

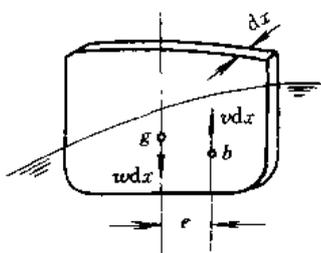


图 4-5 斜浪航行时船体微段的浮力

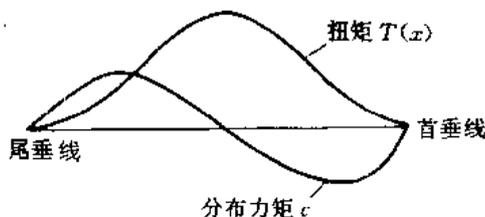


图 4-6 扭矩曲线

船舶斜浪航行时产生的扭转,严格地说,应该考虑波浪的动影响。可是,考虑波浪动影响会使问题大为复杂,因此从比较强度观点出发,仍采用静扭矩来估算船舶扭转强度,即假定船舶在某一瞬时状态固定在波浪上来计算扭矩 T ,称为静扭矩。

通常,取坦谷波或正弦波型,波长 λ 与波高 h 由给出的波型确定,船与波浪方向成 α 角。确定船与波的相对位置时,应选择使作用在船上的扭矩尽可能大,通常取波谷在船中(中垂)和波峰在船中(中拱)状态(见图 4-4)。当船和波的相对位置被确定后,波长 λ 在船长方向的投影 $\lambda/\cos\alpha$ 称为有效波长。

扭矩曲线的具体求法如下:

首先,沿船长用横剖面将波切断,确定各横剖面上的波面曲线(见图 4-5);求出各横剖面上浮力 v 对扭心轴的力矩 $v \cdot e$,作出分布力矩曲线 $c=v \cdot e$,它在船首、尾端为零,前后部分符号相反,所以靠近船中附近为零(见图 4-6);然后,作它的积分曲线,得扭矩曲线 $T(x)$ 。注意到式(4.2.4)条件,所作的扭矩曲线在首、尾端是封闭的,靠近船中处为最大值(见图 4-6)。

维德勒(Vedeler)曾对一艘货船分析了有效波长对最大扭矩的影响,计算了波峰在船中(中拱)和波谷在船中(中垂)情况,并且不作史密斯修正。其结论是:最大扭矩发生在有效波长比船长稍长的状态,且中拱状态比中垂状态的有效波长更长一些,即 $\alpha=45^\circ$ 不是扭矩最大的斜置角度,只是与最大扭矩相近的状态(见图 4-7)。从比较强度观点来看,这样

计算扭矩可以作为—种比较的依据。

对于具有大开口的船舶,除了船体浮力左、右不均引起的扭矩外,还必须考虑横向力引起的扭矩,这是因为大开口船体剖面的扭心通常在基线以下,偏离形心很远(见图 4-8),横向力对扭心的力矩不能忽略。

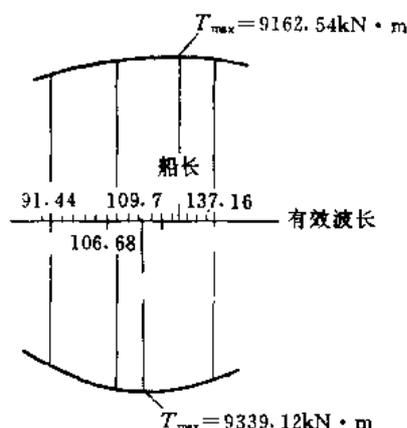


图 4-7 有效波长对扭矩的影响

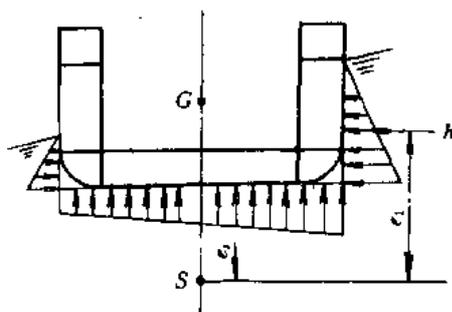


图 4-8 双壳船横剖面的受力分析

船舶在斜浪中左、右舷吃水不同,其压力差引起横向力。设单位长度的横向力 h 对扭心的力矩为:

$$c_1 = h \cdot e_1 \quad (4.2.6)$$

式中 e_1 ——横向力到扭心 S 的距离。

在船舶尾部与首部的分布力矩 c_1 的符号相反, c_1 的积分曲线即为横向力引起的扭矩,则

$$T_1(x) = \int_0^x c_1 dx \quad (4.2.7)$$

为了计算横向力引起的扭矩,必须首先计算各剖面的扭心位置(可应用 4.3 节中介绍的薄壁梁理论来计算)。

斜浪中的总扭矩为上述 V 和 H 所引起的扭矩之和(参见图 4-4(b)、(c))。

以上计算的是静扭矩。斜浪中船体的动扭矩和同一状态下的静扭矩相比是小的。关于这个问题,努马塔(Numata)^[8]曾进行过模型试验,他是在美国的达沃斯德森(Davsdson)试验室用 T-2 油船的 1/50 模型进行的。在水池中造成各种波浪使模型产生动弯矩和动扭矩,波高和波长之比取 1/48。由试验结果可以得出如下结论:

- (1)波的方向和船舶前进方向角度一定时,扭矩随船的前进速度稍有增加。
- (2)波高一定时,有效波长和船长相等时,船的方向和波的方向间夹角 α 在 $0^\circ \sim 60^\circ$ 范围内,扭矩大致与 α 成比例增加。
- (3)扭矩一般比弯矩小,通常不超过同一状态下弯矩的 10%,但在横摇时扭矩将增加。
- (4)斜浪中船舶动扭矩大约为同一状态下的静扭矩的 1/3。

除了斜浪中船体左右舷浮力不对称引起的扭矩外,还有其它种种原因,如船舶装载重

量在首尾左右不对称分布引起的扭矩,风和其它原因引起的船舶倾斜扭矩,以及船舶摇摆时惯性力引起的动扭矩等。作用在船体上的总扭矩应该是这些扭矩的总和。

4.2.2 船舶倾斜时的扭矩

为简单起见,考虑静水中船舶横倾(由风力或装卸货造成的船体重力不对称),此时船舶受力情况见图 4-9。

设沿船长分布的倾斜力矩为 k ,船舶整体在 θ 角下保持平衡状态。考虑沿船长方向取出单位长度部分,这部分的船舶重量为 w ,通过重心 g ,方向向下作用,浮力 v 通过浮心 b 方向向上,两个力相距 e ,因此这部分的复原力矩为:

$$c = v \cdot e \tag{4.2.8}$$

这部分作用的倾斜力矩为 k 。全船的倾斜力矩 K 和复原力矩 C 为:

$$K = \int_0^L k dx, \quad C = \int_0^L c dx \tag{4.2.9}$$

根据船舶原理,则

$$K = C = W \cdot \overline{GM} \sin \theta \tag{4.2.10}$$

式中 W ——船舶重量(排水量);
 \overline{GM} ——重心 G 与横稳心 M 的距离;
 θ ——横倾角。

因为任意剖面上,每单位长度的倾斜力矩 k 和复原力矩 c 一般是不相等的,所以产生沿船长方向分布的力矩 $(k-c)$,它是产生扭矩的原因。求出分布扭矩 $(k-c)$ 后,作它的积分曲线便得到船舶倾斜时的扭矩。由式(4.2.9)和(4.2.10)则有:

$$K - C = \int_0^L (k - c) dx = 0$$

即扭矩曲线的右端是封闭的。图 4-10 表示普通货船的 K, C 及扭矩 T 等曲线的大概形式。

由上所述,扭矩 T 是由静止时作用的倾斜力矩 K 引起的,所以是静扭矩。

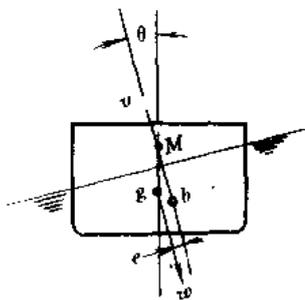


图 4-9 船舶倾斜时的受力

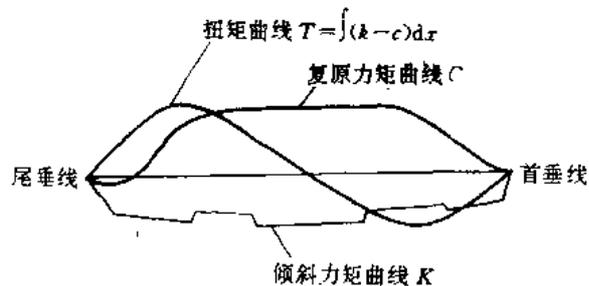


图 4-10 船舶倾斜时的扭矩

倾斜扭矩通常比波浪引起的扭矩要小很多,一般不予计算,只对内河船、驳船和浮吊等有时才需要考虑。

4.2.3 船舶摇摆时引起的扭矩

船舶在波浪中发生垂荡、摇首、纵摇及横摇运动,其中摇首及纵摇实际上可以认为不引起扭矩,垂荡运动对扭矩有某些影响,因为船舶首、尾不是直壁的,斜浪中随吃水增减,这部分的分布力矩发生变化而产生附加扭矩。但是,横摇引起的扭矩更大。因此,通常仅考虑横摇扭矩。

在船体上任取一横剖面,考虑横摇时断面上某一质量 m 的受力情况。因为船舶绕通过重心 G 的纵轴回转,如图 4-11 所示,质量 m 距 G 为 r , m 受到重力为 $m \cdot g$ 、离心力为 $m \cdot r \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2$ 及惯性力为 $-m \cdot r \frac{d^2\theta}{dt^2}$ 作用, θ 为横摇角。

在这些力的作用下,计算整个断面绕重心 G 的回转力矩,即求这些力在断面上的力矩总合。重力和离心力都是通过重心的,所以它们的回转力矩为零,只有惯性力 $-m \cdot r \frac{d^2\theta}{dt^2}$ 形成的力矩为:

$$k = - \int_A m \cdot r^2 \frac{d^2\theta}{dt^2} dA = - \frac{d^2\theta}{dt^2} \int_A m \cdot r^2 dA = - i \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (4.2.11)$$

$$i = \int_A m \cdot r^2 dA \quad (4.2.12)$$

式中积分是在整个剖面上进行的; i 表示单位长度部分的质量绕船舶中心轴的回转惯性矩。

此外,由于船舶倾斜 θ 角,所以这部分横剖面由浮力作用产生复原力矩,可用 4.2.2 介绍的方法来计算。复原力矩 c 和倾斜力矩 k 在各断面上一般是不相等的,其差值 $(k-c)$ 就是沿船长方向的分布力矩,距尾端 x 处的剖面上的扭矩为:

$$T(x) = \int_0^x (k - c) dx \quad (4.2.13)$$

根据静水中船舶横摇运动方程,即

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + W \cdot \overline{GM} \cdot \sin\theta = 0 \quad (4.2.14)$$

式中 I ——整个船舶对中心轴的极惯性矩;

W ——船体重量;

\overline{GM} ——重心与横稳心的距离。

船体的惯性力 K 由式(4.2.11)积分得到:

$$K = \int_0^L k dx = - \frac{d^2\theta}{dt^2} \int_0^L i dx = - I \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (4.2.15)$$

船体的复原力矩 C 由式(4.2.10)得到:

$$C = \int_0^L c dx = W \cdot \overline{GM} \cdot \sin\theta \quad (4.2.16)$$

根据式(4.2.10), $K=C$ 。所以,在 $x=L$ 时,则:

$$T(L) = \int_0^L (k - c) dx = K - C = 0 \quad (4.2.17)$$

即扭矩曲线在右端为零,是封闭的。

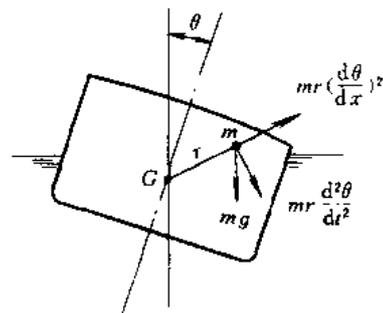


图 4-11 船舶横摇时的受力

根据上述公式,可以按如下步骤作出横摇扭矩曲线(见图 4-12)。

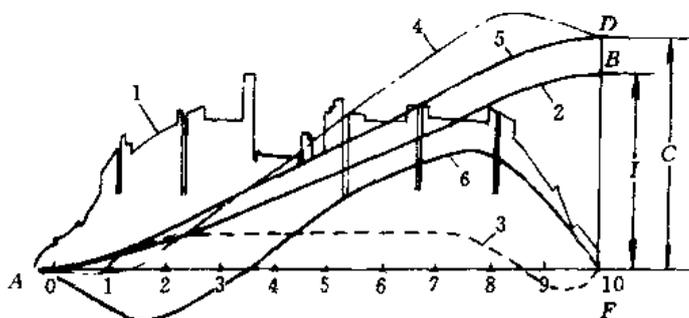


图 4-12 横摇扭矩曲线作法

首先,按式(4.2.12)对船体各断面进行计算,求得 i 沿船长的分布曲线1。作1的积分曲线得曲线2,它的右端值 \overline{FB} 等于全船的极惯性矩 I 。

其次,对给出的横摇角 θ 计算各断面的单位长度的复原力矩 c ,得到沿船长分布的曲线3。作3的积分曲线得曲线4,它的右端值 \overline{FD} 等于全船的复原力矩 C 。曲线2和曲线4右端值之比 $\overline{FD}/\overline{FB}$,根据式(4.2.15)和 $K=C$,有下列关系:

$$\frac{\overline{FD}}{\overline{FB}} = \frac{C}{I} = \frac{C}{K} \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

这样,把曲线2的值增加 $\overline{FD}/\overline{FB}$ 倍,作出曲线5,它表示惯性力引起的扭矩曲线,即

$$\text{曲线5} = \text{曲线2} \times \frac{\overline{FD}}{\overline{FB}} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \int_0^x i dx = \int_0^x k dx$$

曲线5和曲线4之差值就是由式(4.2.13)给出的作用在船体上的扭矩 $T(x)$,把它改变到沿基线绘制,即曲线6。

横摇引起的扭矩比斜浪扭矩要小,总扭矩为它们的合成,所以横摇扭矩计算精度要求可以降低,通常可采用下述近似公式估算。横摇时的最大扭矩近似公式为:

$$T_{\max} = 9.81 \times \frac{W(B+D)}{C_{ty}} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (4.2.18)$$

式中 W ——排水量,t;

B ——型宽,m;

D ——型深,m;

C_{ty} ——系数,对于普通货船取 650。

摇动时的最大扭矩大约发生在距首、尾 $L/4$ 断面处(见图 4-12)。摇动时最大扭矩不超过斜浪时最大扭矩的 $1/3$ 。

4.2.4 扭转强度计算的标准状态

作用在船体上的扭矩比总纵弯曲力矩要小,由扭矩产生的剪应力通常也较小。因此,计算扭转载荷时,不需要采用总纵强度计算同样的标准状态。一般均采用如下状态作为比较强度的标准状态:

- (1) 船体为直立状态;
 (2) 船的航向角与波浪进行方向的夹角取作 $\alpha=45^\circ$;
 (3) 取坦谷波,有效波长等于船长,即

$$\frac{\lambda}{\cos 45^\circ} = \sqrt{2} \lambda = L$$

同时,取波高 h 为波长 λ 的 $1/20$;

(4) 船与波浪的相对位置是把船中设在波峰上(中拱)或设在波谷上(中垂),并且通常不作史密斯修正。

4.2.5 波浪扭矩及货物 矩的实用(规范)公式

1. 海船波浪扭矩及货物扭矩公式

通常,在校核大开口集装箱船强度时都采用规范规定的外力和许用应力。我国《海船规范》和英国《劳氏规范》对船中剖面处的波浪扭矩规定按下式计算:

$$M_T = 9.81e^{-0.062957} \frac{LB^3 C_T}{10000} \left(1.75 + 1.5 \frac{e}{D} \right) \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (4.2.19)$$

式中 $e=2.7183$ ——自然对数底;

L ——船长, m;

B ——船宽, m;

D ——型深, m;

$$C_T = 13.2 - 43.4C_w + 78.9C_w^2 \quad (4.2.20)$$

其中 C_w ——水线面系数,不必大于 $0.165 + 0.95C_s$ (C_s 为方形系数);

e ——扭转中心在船底以下的距离, m。

M_T 在两端为零,船中最大,按余弦分布,在离尾端 x 处的扭矩为:

$$M_T(x) = \frac{M_T}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right) \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (4.2.21)$$

现在,简单地分析一下式(4.2.19)的来源。

考虑船体斜浪时某一横剖面(见图 4-13)。三角形部分的浮力 $v = \frac{1}{2} \rho g B \cdot B \tan \psi$ (其中 ρ_g 为水的密度), $e = B/6$, 所以浮力对回转轴的力矩近似为:

$$c = v \cdot e = \frac{1}{12} B^3 \rho g \tan \psi$$

将 c 沿船长积分得扭矩,所以

$$T \propto LB^3$$

另外, T 又与波浪陡度 $\tan \zeta = \frac{h}{\lambda}$ 成比例(其中 h 为波高; λ 为波长)。根据统计资料,波高与波长的关系为:

$$h = 41.45 \lambda e^{-\frac{\lambda}{950}} \times 10^3 \quad (\text{m})$$

所以扭矩 T 为:

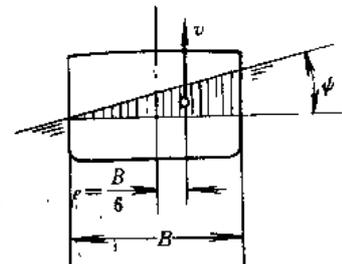


图 4-13

$$T \propto L \cdot B^3 \text{tg} \zeta = LB^3 \frac{h}{\lambda} = LB^3 \frac{1}{\lambda} 41.45 \lambda e^{-\frac{\lambda}{950}} \times 10^3$$

或简单地用常数 C_T 来表示:

$$T = C_T L B^3 e^{-\frac{\lambda}{950}}$$

根据努马塔模型试验结果^[8], 船与波浪进行方向成 60° 角时扭矩达最大值, 此时

$$\lambda = L \cos \alpha = \frac{1}{2} L$$

所以

$$T_{\max} = C_T L B^3 e^{-\frac{L}{1900}}$$

《海船规范》上取 $e^{-0.00295L}$, 是由于假定波高为一常数而得。

又根据韦伯斯特(Webster)^[9]试验结果, C_T 与水线面系数 C_w 的关系值如表 4-2 所列, 表中:

$$C_T = (13.2 - 43.4C_w + 78.9C_w^2)/10000$$

为规范规定值; C_T 为测试值。

表 4-2

C_w	0.6	0.7	0.8	0.808	0.9
C_T	13.5×10^{-4}	18.7×10^{-4}	25.2×10^{-4}	25.75×10^{-4}	33.2×10^{-4}
C_T	15.0×10^{-4}	21.5×10^{-4}	29.0×10^{-4}	29.7×10^{-4}	38.1×10^{-4}
C_T/C_T	1.155	1.15	1.15	1.15	1.15

由表可见, $C_T/C_T = 1.15$, 比《海船规范》增加了 15% 的安全储备, 以考虑估算值的不准确性。

前面已经说过, T 值不但与波浪有关, 还与船体剖面的扭转中心位置有关。设 e 是扭心距船底基线的距离, 由韦伯斯特试验结果(见图 4-14)可得:

$$C_T = \left(1.75 - 1.5 \frac{e}{D} \right) C_T$$

《海船规范》规定, 扭心在船底基线以下时 e 为正值, 所以式中 $\left(-1.5 \frac{e}{D} \right)$ 项可表达为 $\left(+1.5 \frac{e}{D} \right)$ 。

综上, 得《海船规范》规定的最大波浪扭矩公式(4.2.19)式。

货物扭矩是集装箱重量横向分布不均、压载不均或燃料等消耗物横向分布不均所引起。《海船规范》规定按下式计算:

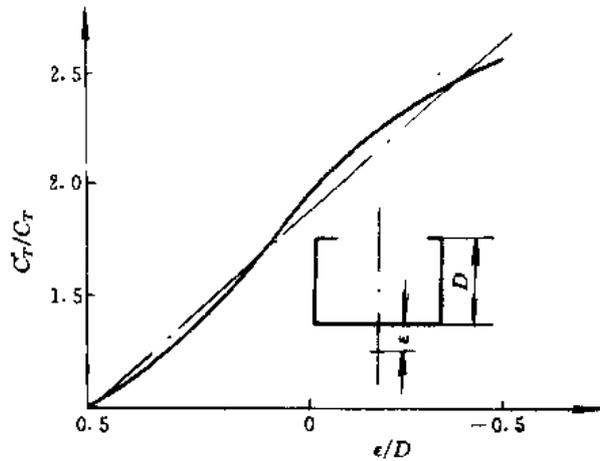
$$M_{TC} = 15.7 B n_B n_T \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (4.2.22)$$

式中 B ——船宽, m;

n_B ——在船宽范围内的集装箱行数;

n_T ——在船中部货舱内的集装箱层数, 不包括甲板上和舱口盖上的集装箱。

M_{TC} 在船两端为零, 由两端向船中直线分布。

图 4-14 C_T/C_T 与 e/D 关系曲线

2. 内河船波浪扭矩及货物扭矩公式

我国《内河集装箱船建造与检验暂行规定》(1992)对内河船波浪扭矩规定如下:

$$M_T = 9.81kC_{Ts}C_bLB^3 \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (4.2.23)$$

式中 L ——船长; m;

B ——船宽, m;

C_b ——方形系数 ($C_b < 0.75$ 时用 0.75 代入);

$$k = 0.162 + \frac{0.556}{B};$$

$$C_{Ts} = \left(0.04 \frac{B}{d} + 2.84 \right) \times 10^{-2};$$

d ——吃水, m。

M_T 按余弦分布, 两端为零, 船中部最大。

式(4.2.23)是按前面介绍的斜浪中引起的扭矩计算方法, 对若干内河大开口船进行计算统计得到的公式。

内河集装箱船由集装箱、压载或燃料等横向分布不均引起的货物扭矩按下式计算:

$$M_{TC} = 63.77Bn_Bn_T \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \quad (4.2.24)$$

式中符号意义同式(4.2.22)。

M_{TC} 在船两端为零, 由两端向船中直线分布。

4.3 等直薄壁梁扭转理论

薄壁梁按其剖面形式可分为开口、闭口和混合形式, 如图 4-15 所示。

薄壁梁扭转时会产生不均匀的纵向变形, 称为翘曲。纵向应变会引起很大的翘曲正应力。尽管翘曲正应力是自身平衡的, 但不能认为它是局部应力。

根据梁端边界条件, 扭转问题可分为两类: 一类是梁端完全自由的扭转, 称为自由扭转(或圣维南(St. Venant)扭转); 另一类是梁端的翘曲, 部分地或全部地受到限制, 称为约

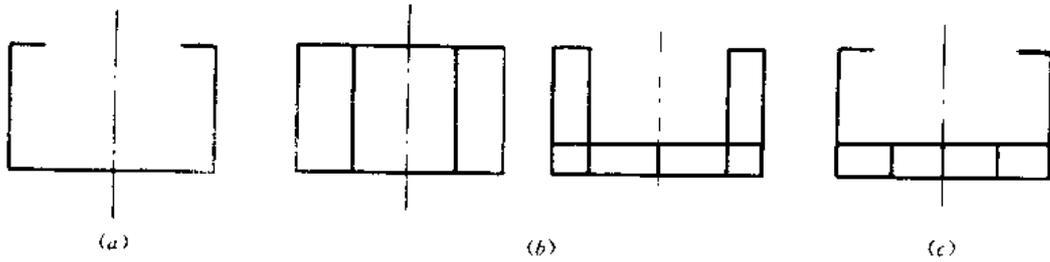


图 4-15 典型的船体薄壁梁剖面型式
(a)开口;(b)闭口;(c)混合(部分开口,部分闭口)。

束扭转(或翘曲约束扭转)。

开口截面和闭口截面薄壁梁的扭转特性有很大的不同,开口截面的扭转刚度比闭口剖面要小很多。下面,将分别概要介绍这两种薄壁梁扭转理论,它们是船体薄壁梁分析的理论基础。

4.3.1 经典薄壁梁扭转理论

这个理论是建立在符拉索夫两个基本假设基础上的,即

- (1)薄壁梁中面无剪切变形;
- (2)梁的横剖面外廓投影形状不变(刚周边假设)。

1. 自由扭转:

开口截面薄壁梁自由扭转,可用图 4-16 所示的受扭矩 T 作用的工字梁扭转来说明。

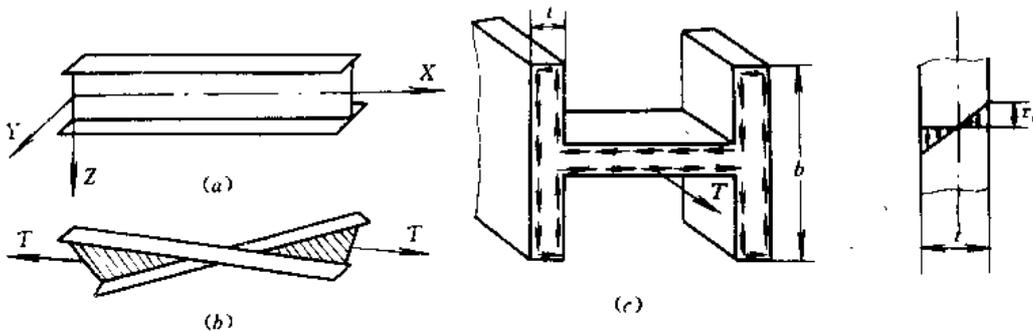


图 4-16 工字梁扭转

自由扭转惯性矩:

$$I_t = \frac{1}{3} \sum b_i t_i^3 \tag{4.3.1}$$

式中 b_i ——组合剖面每个薄壁的长度;

t_i ——厚度。

自由扭转剪应力:

$$\tau_x = \frac{T \cdot t}{I_t} \quad (4.3.2)$$

τ_x 的合力矩形成抵抗 T 的扭矩 T_x ($T_x = T$), 称为圣维南扭矩, 则

$$T_x = GI_t \varphi' \quad (4.3.3)$$

或

$$\varphi' = \frac{T_x}{GI_t}$$

称为单位长度的扭转角(扭率)。

扭转角为:

$$\varphi = \frac{T_x}{GI_t} x \quad (4.3.4)$$

式中 GI_t ——剖面的圣维南扭转常数。

剖面翘曲如图 4-16(b) 所示, 在自由扭转中梁的各剖面翘曲是相同的, 可根据两个基本假设来推断。由刚周边假设, 扭转时梁的各组成部分的扭转角相同, 所以翼板平面内坐标为 x, s 点的切向位移(见图 4-17)为:

$$v = \frac{h}{2} \cdot \varphi(x) \quad (4.3.5)$$

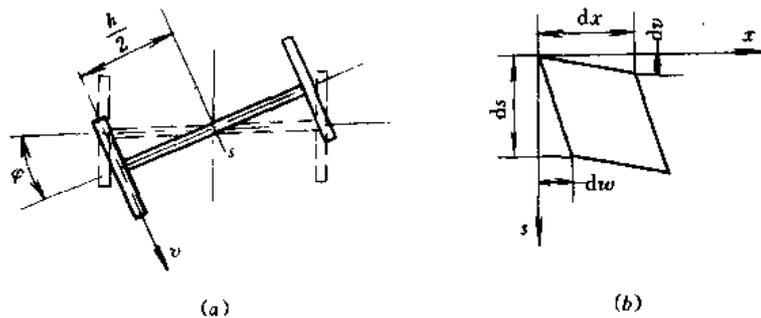


图 4-17

根据中面上无剪应变的假设, 则

$$\gamma_{xs} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial s} = 0 \quad (4.3.6)$$

由式(4.3.5)和式(4.3.6)可得:

$$\frac{\partial w}{\partial s} = -\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{h}{2} \varphi'(x)$$

所以翼板的翘曲为:

$$w(x, s) = -\frac{h}{2} s \varphi'(x) = -\omega(s) \varphi'(x) \quad (4.3.7)$$

式中 s 为沿壁厚中心线度量的坐标, 现零点取在翼板中点。

一般情况下, $\omega(s)$ 可写成:

$$\omega(s) = \int_0^s h_s ds$$

式中 $\omega(s)$ ——扇性坐标;

h_s ——扭心到计算点的距离, 其值为:

$$h_s = \frac{h}{2}$$

所以

$$\omega(s) = \frac{h}{2}s$$

单闭室的自由扭转,如图 4-18 所示,其剪应力由两部分组成:

$$\tau = \tau_s + \tau_b$$

式中 τ_s 是与开口剖面相似的剪应力; τ_b 是沿单连域周边均匀分布的剪应力,称为布利特 (Bredt) 剪应力,剪流为:

$$q = t\tau_b = \text{常数}$$

剪应力 τ_s 的合力矩很小,可以忽略。由图 4-18(b),外扭矩 T 应等于扭矩 T_s ,即

$$T = T_s = \oint hq ds = 2Aq \quad (4.3.8)$$

式中 A ——域所包围的面积。

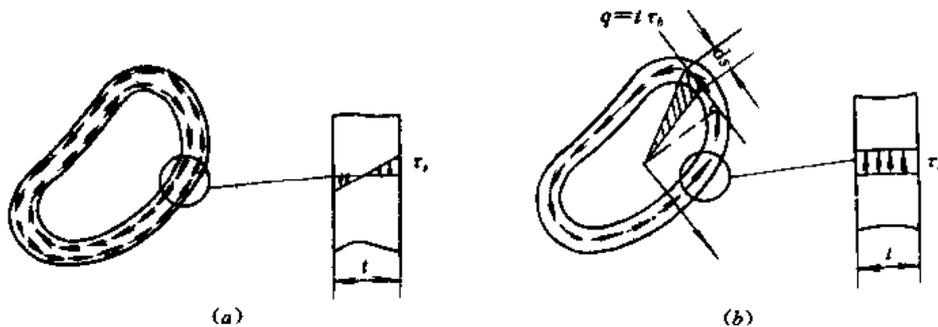


图 4-18 单闭室自由扭转

由式(4.3.8)可得 Bredt 剪应力为:

$$\tau_b = \frac{q}{t} = \frac{T}{2At} \quad (4.3.9)$$

根据单元长度 dx 的能量原理,可容易地得到扭率为:

$$\varphi' = \frac{1}{2AG} \int \frac{q}{t} ds = \frac{T}{G \oint \frac{ds}{t}} = \frac{T}{GI_t} \quad (4.3.10)$$

式中 $I_t = \frac{4A^2}{\oint \frac{ds}{t}}$ 为闭口剖面的自由扭转惯性矩。严格地说, I_t 中还应包括开口部分的自由

扭转惯性矩 $\frac{1}{3} \sum b_i t_i^3$ 。因为该项数值比闭口部分的 I_t 小很多,通常可忽略不计。

多闭室剖面的自由扭转,如图4-19所示的剖面,每个闭室都有一剪流 q_i ,则总扭矩用下式计算:

$$T = T_s = \sum T_i = 2 \sum A_i q_i \quad (4.3.11)$$

任一公共壁中的剪流是相邻域在此壁上的剪流差:

$$q = q_i - q_{i+1} \quad (4.3.12)$$

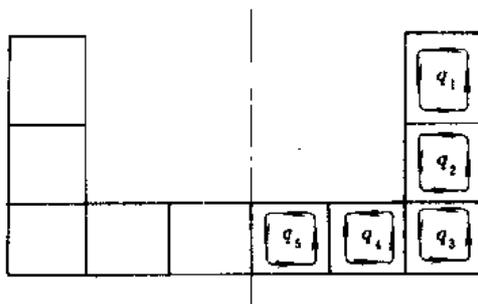


图4-19 多闭室剖面自由扭转

第 i 闭室的扭率可由式(4.3.10)求得:

$$\varphi_i = \frac{1}{2AG} \int \frac{q}{t} ds \quad (4.3.13)$$

根据刚周边假设,扭转时梁的剖面外廓投影形状保持不变,各闭室的扭率必相等,即

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \dots = \varphi_n \quad (n \text{ 为闭室数}) \quad (4.3.14)$$

由式(4.3.13)和式(4.3.14)及补充方程式(4.3.11)可求出剪流 $q_i (i=1, 2, \dots, n)$ 。

因为 $T_x = GI_x \varphi' = 2 \sum_i A_i q_i$, 引入单位剪流 ($G\varphi' = 1$ 时的 q 值) 为:

$$\bar{q} = \frac{q}{G\varphi'}$$

则得多闭室自由扭转惯性矩:

$$I_t = 2 \sum_i A_i \bar{q}_i \quad (4.3.15)$$

如求准确值,还应加上 $\frac{1}{3} \sum_i b_i t_i^3$ 。

2. 约束扭转

(1) 开口剖面薄壁梁的约束扭转

现以图4-20所示的工字梁为例来说明约束扭转的特征。

外扭矩 T 以等效作用在两个翼板上的剪力 Q_f 来代替。由 Q_f 引起两翼板向相反方向弯曲,在 x 剖面上产生线性分布的翘曲正应力 σ_w (见图4-20(b)), σ_w 在剖面内自相平衡。每个翼板上的 σ_w 的合力形成作用在该翼板上的弯矩 M_f , 而 M_f 是作用在两个平行剖面上方向相反的力偶,构成一个新的力系,称为双力矩 B , 定义

$$B = M_f \cdot h \quad (4.3.16)$$

内剪力 Q_f 沿壁厚 t 产生的均布剪应力 τ_w (见图4-20(c)), 称为翘曲剪应力, 它们的合力矩形成一个新的扭矩 T_w , 称为翘曲扭矩, 则

$$T_w = Q_f \cdot h \quad (4.3.17)$$

此外,圣维南扭矩 T_s 引起自由扭转剪应力 τ_s (见图4-20(d))。则外扭矩为:

$$T = T_w + T_s \quad (4.3.18)$$

由于 T 的作用,翼板产生切向位移:

$$v = \frac{h}{2} \varphi(x)$$

翼板的弯曲曲率为:

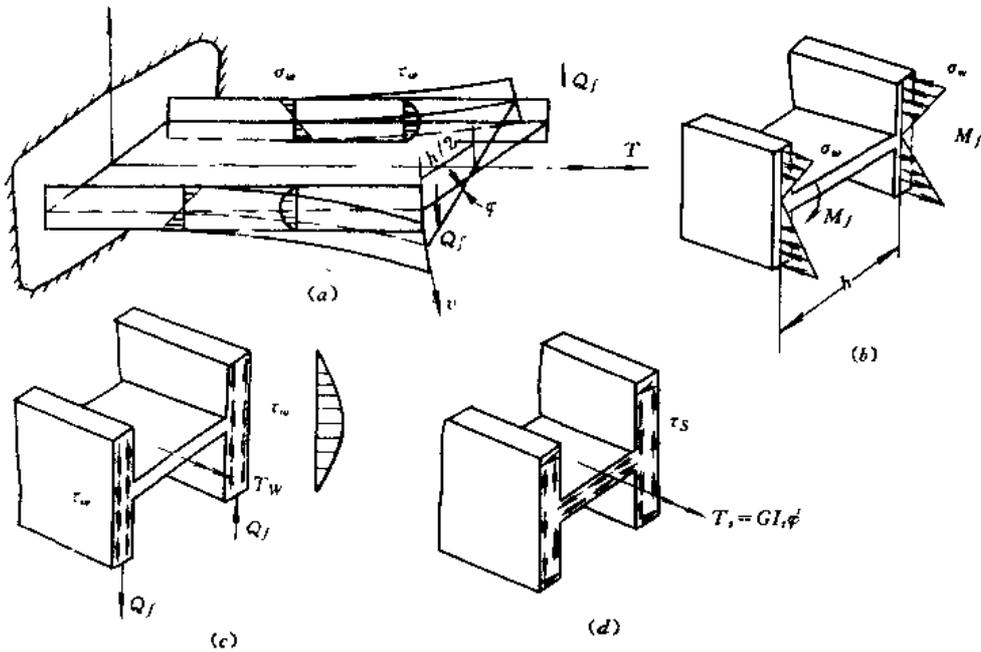


图4-20 约束扭转特征

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{h}{2} \varphi''(x) \quad (4.3.19)$$

翼板上的弯矩:

$$M_f = -EI_f \cdot \frac{h}{2} \varphi''(x) \quad (4.3.20)$$

式中 I_f ——翼板的惯性矩。

翼板上的剪力:

$$Q_f = \frac{\partial M_f}{\partial x} = -EI_f \frac{h}{2} \varphi'''(x) \quad (4.3.21)$$

翘曲扭矩:

$$T_w = Q_f \cdot h = -E \left(I_f \frac{h^2}{2} \right) \varphi'''(x) = -EI_w \varphi'''(x) \quad (4.3.22)$$

式中 $I_w = I_f \cdot \frac{h^2}{2}$, 称为扇性惯性矩。

将 T_w 和 $T_s = GI_t \varphi'(x)$ 代入平衡方程式(4.3.18), 得薄壁梁约束扭转微分方程:

$$-EI_w \varphi'''(x) + GI_t \varphi'(x) = T \quad (4.3.23)$$

该微分方程的解为:

$$\varphi = \frac{T}{GI_t} \left(x + \frac{\text{sh}k(l-x)}{k\text{ch}kl} - \frac{\text{th}kl}{k} \right) \quad (4.3.24)$$

式中 $k^2 = \frac{GI_t}{EI_w}$ 。

扭率为:

$$\varphi' = \frac{T}{GI_t} \left(1 - \frac{\text{ch}k(l-x)}{\text{ch}kl} \right) \quad (4.3.25)$$

翘曲剪应力是由翘曲约束引起的,这些剪应力又增加了剪切变形,而剪切变形又影响翘曲量,问题是比较复杂的。但是,在经典薄壁梁理论中忽略了翘曲剪应力引起的剪切变形,所以开口剖面薄壁梁在约束扭转时的翘曲 ω 仍采用自由扭转时的翘曲公式(4.3.7),即

$$\omega = -\frac{h}{2} s \varphi'(x) = -\omega(s) \varphi'(x) \quad (4.3.26)$$

翼板的纵向应变为:

$$\epsilon_x = \frac{\partial \omega}{\partial x} = -\varphi''(x) \omega(s) \quad (4.3.27)$$

纵向应力(翘曲正应力)为:

$$\sigma_\omega = E \epsilon_x = -E \varphi''(x) \omega(s) \quad (4.3.28)$$

由式(4.3.20),得:

$$B = M_f \cdot h = -EI_f \frac{h^2}{2} \cdot \varphi''(x) = -EI_\omega \varphi''(x) \quad (4.3.29)$$

由式(4.3.22),则

$$\frac{\partial B}{\partial x} = -EI_\omega \varphi'''(x) = T_w \quad (4.3.30)$$

于是,得翘曲正应力计算公式:

$$\sigma_\omega = -E \varphi'' \omega = \frac{B}{I_\omega} \cdot \omega \quad (4.3.31)$$

(2)一般约束扭转理论概述

现在介绍图4-21所示的任意船体剖面的约束扭转特征。

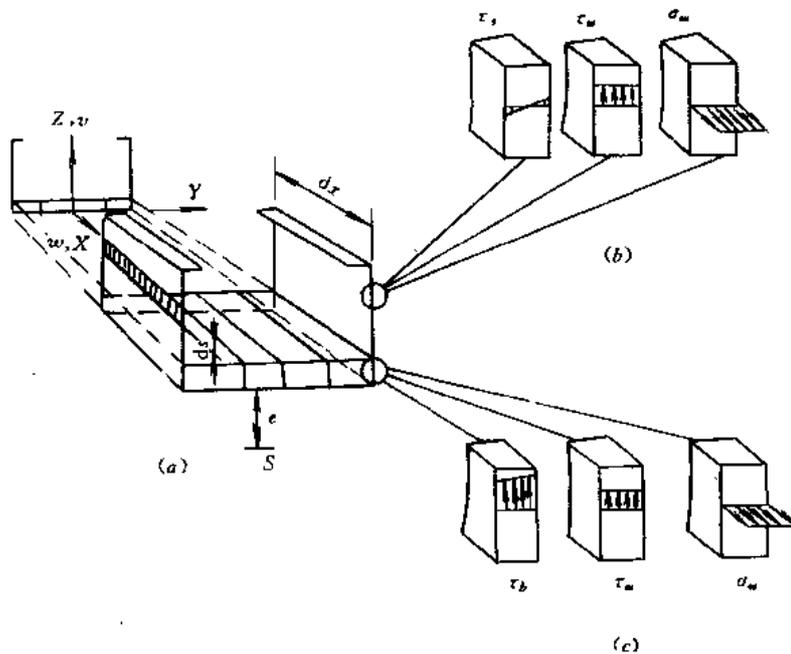


图4-21 船体剖面的约束扭转特征

设 XZ 为对称面,外扭矩 T 作用在位于对称面上的剪切中心轴线上,它引起两种剪应

力:自由扭转剪应力(τ_s 和 τ_s)及翘曲剪应力(τ_w),如图4-21(b)、(c)所示。

在开口和闭口剖面部分,自由扭转剪应力有本质的不同。在剖面开口部分剪应力 τ_s 沿壁厚线性分布,平均剪应力为零;在闭口部分是均匀分布的Bredt剪应力 τ_s ,而 τ_s 可以忽略不计。

τ_s 和 τ_s 的合力矩为:

$$T_s = GI_t \varphi' \tag{4.3.32}$$

式中符号意义同前。

翘曲剪应力 τ_w 沿壁厚是不变的,它对剪心 s 的合力矩(见图4-22)为:

$$T_w = \int_s h_s \tau_w ds = \int_s q_w h_s ds \tag{4.3.33}$$

为了获得应力表达式,必须考虑位移和变形。设剖面内的垂直位移为 v ,翘曲位移为 w 。位移 v 垂直于剪心和点 (y, z) 的连线。在闭口剖面,中面上的剪应变仅由Bredt剪应力 τ_s 引起,则

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial s} = \frac{\tau_s}{G}$$

从几何上考虑,则有:

$$v = h_s \varphi \tag{4.3.34}$$

所以 $\frac{\partial w}{\partial s} = \frac{\tau_s}{G} - h_s \varphi' = -\varphi' \left[h_s - \frac{\tau_s}{G \varphi'} \right]$

翘曲为:

$$w(x, s) = -\varphi' \omega(s) \tag{4.3.35}$$

式中 $\omega(s) = \int_0^s h_s ds - \int_0^s \bar{r} ds \tag{4.3.36}$

$$\bar{r} = \frac{\tau_s}{G \varphi'} \text{——单位剪应力。}$$

所以 $\tau_s = G \varphi' \bar{r} \tag{4.3.37}$

翘曲正应力为:

$$\sigma_w = E \epsilon_x = E \frac{\partial w}{\partial x} = -E \varphi'(x) \omega(s) \tag{4.3.38}$$

剪心的垂直位置可由它的定义直接求得。由翘曲应力 σ_w 产生的对 Z 轴的力矩为:

$$\begin{aligned} M_z &= \int_0^s \sigma_w y t ds = -E \varphi' \int_0^s \omega(s) y t ds \\ &= -E \varphi' I_{\omega_y} \end{aligned}$$

式中 s ——整个剖面长度。因为 $M_z=0$,所以对剪心的扇性惯性矩 I_{ω_y} 必等于零,即

$$I_{\omega_y} = \int_0^s \omega(s) y t ds = 0 \tag{4.3.39}$$

在计算时,因剪心位置不知,需先求对坐标原点 $(0,0)$ 的扇性坐标 ω_0 ,然后根据 ω 与 ω_0 的变换关系^[10],则

$$\omega = \omega_0 + e y + C \tag{4.3.40}$$

式中 e 为剪心的垂直坐标。将式(4.3.40)代入式(4.3.39),其中 $C = \int_0^s y t ds = 0$,则得:

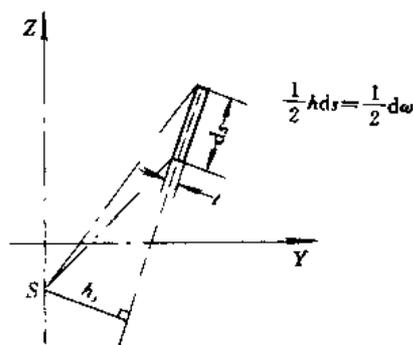


图4-22 翘曲剪应力对剪心的力矩

$$e = - \frac{\int_0^s \omega_0 y t ds}{\int_0^s y^2 t ds} = - \frac{I_{\omega_0 y}}{I_{yy}} \quad (4.3.41)$$

式中 $I_{\omega_0 y} = \int \omega_0 y t ds$; $I_{yy} = \int y^2 t ds$, 积分可仅沿对称剖面的一半进行。

确定了剪心位置后,即可按式(4.3.36)计算扇性坐标 $\omega(s)$,再按下式计算扇性惯性矩,即

$$I_{\omega} = \int_0^s \omega^2 t ds \quad (4.3.42)$$

双力矩按下式计算:

$$B = \int \sigma_{\omega} \omega t ds \quad (4.3.43)$$

可以验证,该式与前面的定义式(4.3.16)是一致的。将 $\sigma_{\omega} = -E\varphi' \omega$ 代入式(4.3.43),得:

$$B = -E\varphi' I_{\omega} \quad (4.3.44)$$

于是,可得翘曲应力计算公式:

$$\sigma_{\omega} = \frac{B}{I_{\omega}} \omega \quad (4.3.45)$$

此式与梁弯曲的应力公式 $\sigma = \frac{M}{I} Z$ 相类似。

当薄壁梁同时发生弯曲和扭转时,则正应力为:

$$\sigma_x = \frac{M_y}{I_{zz}} Z + \frac{M_z}{I_{yy}} Y + \frac{B}{I_{\omega}} \omega \quad (4.3.46)$$

式中 M_y, I_{zz} ——分别为对 Y 轴的弯矩和惯性矩;

M_z, I_{yy} ——分别为对 Z 轴的弯矩和惯性矩。

在船体梁扭转中,特别感兴趣的是翘曲正应力,扭转剪应力一般很小。如要计算翘曲剪应力,可像普通梁弯曲理论中做的一样来考虑。

对于开口剖面部分(如图4-23(a)的舱口部分),则

$$\tau_{\omega} = - \frac{T_w \bar{S}_{\omega}}{t I_{\omega}} \quad (4.3.47)$$

式中 $\bar{S}_{\omega} = \int_0^s \omega t ds$ 为舱口部分的扇性静矩。式(4.3.47)与普通梁理论中的剪应力公式 $\tau = -\frac{QS}{tI}$ 相类似。

对于闭口剖面部分, τ_{ω} 的计算稍为复杂些,困难在于寻找 τ_{ω} 为零的点,积分是从这个零点开始的。但是,我们可假想地将各闭室切开来进行计算(见图4-23(b))。

现在从切口处开始积分,可按式(4.3.47)计算 τ_{ω} 的一部分。沿 i 域的实际剪流是可变剪流与一常剪流 q_{ω}^0 的和,即

$$q_{\omega} = q_{\omega}^0 - \frac{T_w \bar{S}_{\omega}}{I_{\omega}} \quad (4.3.48)$$

式中 q_{ω}^0 代表各闭室的未知常剪流。若共有 n 个闭室,计算这 n 个常剪流应根据变形协调条件,即切口处两对应面的相对翘曲位移为零, $\oint \frac{\partial w}{\partial s} ds = 0$, 由此可推得:

$$\oint \tau_{\omega} ds = 0 \quad (4.3.49)$$

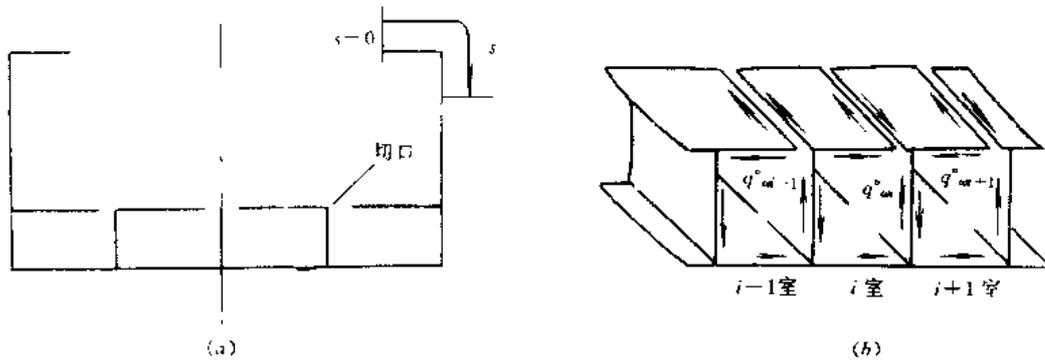


图4-23 船体剖面中扭转剪应力的计算

当剪力和扭矩同时作用时,总剪应力为:

$$\tau = -\frac{Q_y \bar{S}_y}{I_{yy}} - \frac{Q_z \bar{S}_z}{I_{zz}} - \frac{T_w \bar{S}_x}{I_w} \quad (4.3.50)$$

式中 Q_y, Q_z 分别为水平和垂直方向剪力;

$$I_{yy} = \int y^2 t ds; I_{zz} = \int z^2 t ds; \text{其它符号意义同前。}$$

4.3.2 修正的薄壁梁理论

经典薄壁梁理论的明显缺点在于假定翘曲变形不受翘曲剪应力的影响,即约束扭转时的翘曲 w 同自由扭转时一样,与扭率 $\varphi'(x)$ 成正比。这对于开口剖面来说尚可应用,但对闭口剖面会引起较大误差。科尔布伦纳(Kollbrunner)^[6]提出如下的翘曲修正公式, w 与 φ' 无关,引进一个翘曲函数 $\theta(x)$ 代替直接修正剖面剪应变的假设,即

$$w(x, s) = -\theta(x)\omega(s) \quad (4.3.51)$$

由式(4.3.36)得到扇性坐标:

$$\omega(s) = \int_0^s h_s ds - \int_0^s \bar{r} ds \quad (4.3.52)$$

剖面刚周边假设仍然保留,所以像式(4.3.34)那样,剖面平面内的变形为:

$$v(x, s) = h_s(s)\varphi(x) \quad (4.3.53)$$

根据式(4.3.51)和式(4.3.53),板中面内的剪切变形为:

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial x} = \varphi' h_s - \theta\omega^0 \quad (4.3.54)$$

式中

$$\omega^0 = \frac{\partial \omega}{\partial s} = h_s - \bar{r} \quad (4.3.55)$$

该变形所对应的应力为:

$$\tau = G\gamma_{xz} = G(\varphi' h_s - \theta\omega^0) \quad (4.3.56)$$

$$\sigma_{xx} = E \frac{\partial w}{\partial x} = -E\theta'\omega \quad (4.3.57)$$

式中 θ' 代替式(4.3.38)中的 φ'' 。注意,它不影响剪心位置的确定。

总扭矩($T=T_x+T_w$)为:

$$T = \int h_s \tau ds$$

将式(4.3.56)代入上式后得:

$$T = G\varphi' \int h_s^2 t ds - G\theta \int h_s \omega^0 t ds$$

考虑到 $\omega^0 = h_s - \bar{r}$, 上式又可写成:

$$T = GI_m \varphi' - G(I_m - I_t)\theta \tag{4.3.58}$$

式中 $I_m = \int h_s^2 t ds$ —— 极惯性矩 (4.3.59)

$I_t = \int \bar{r} h_s t ds$ —— 自由扭转惯性矩 (4.3.60)

令

$$\mu = \frac{I_m - I_t}{I_m} = 1 - \frac{I_t}{I_m} \tag{4.3.61}$$

则可将式(4.3.58)写成:

$$\varphi' - \mu\theta = \frac{T}{GI_m} \tag{4.3.62}$$

该式给出了 φ 与 θ 间的关系。由此可知, 当 $\mu=0$, 即 $I_t=I_m$ 时, 有 $T=GI_m\varphi'$ (即 T_s), 这相当于自由扭转情况。

双力矩为:

$$B = \int \sigma_w \omega t ds$$

将式(4.3.57)代入上式得:

$$B = -E\theta' I_w \tag{4.3.63}$$

式中 $I_w = \int \omega^2 t ds$ —— 扇性惯性矩。

翘曲扭矩, 由式(4.3.30)得:

$$T_w = \frac{\partial B}{\partial x} = -E\theta' I_w \tag{4.3.64}$$

所以总扭矩为:

$$T = T_s + T_w = GI_m \varphi' - E\theta' I_w \tag{4.3.65}$$

由图4-24所示薄壁梁微段上扭转的平衡条件, 得:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = m \tag{4.3.66}$$

将式(4.3.65)代入上式, 得:

$$E\theta' I_w - GI_m \varphi' = -m \tag{4.3.67}$$

该式是包含 θ 与 φ 的闭口剖面薄壁梁约束扭转微

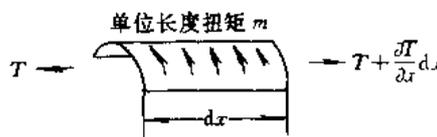


图4-24 薄壁梁微段的扭转平衡

① $T_s = GI_m \varphi'$, 当 $G\varphi' = 1$ 时
 $I_t = T_s = \int \bar{r} h_s t ds$

分方程式。利用式(4.3.62),可将式(4.3.67)化为只含 φ 的微分方程式(假定 m 为线性函数,所以式中 m' 项为零),即

$$\frac{1}{\mu} EI_0 \varphi'''' - GI_1 \varphi'' = -m \quad (4.3.68)$$

可应用初参数法求解该微分方程式。为此,先将式(4.3.68)改写为:

$$\varphi'''' - k^2 \varphi'' = -\mu \frac{m}{EI_0} \quad (4.3.69)$$

$$\text{式中 } k^2 = \mu \frac{GI_1}{EI_0}; \mu = 1 - \frac{I_1}{I_{00}} \quad (4.3.70)$$

式(4.3.69)的初参数通解($m=0$)为^[10]:

$$\varphi = \varphi_0 + \theta_0 \frac{\mu \operatorname{sh} kx}{k} + \frac{B_0}{GI_1} (1 - \operatorname{ch} kx) + \frac{T_0}{kGI_1} (kx - \mu \operatorname{sh} kx) \quad (4.3.71)$$

式(4.3.71)将在下节推导船体薄壁梁约束扭转刚度矩阵时用到。

4.4 大开口船舶弯扭组合分析的有限梁法

应用有限梁法进行大开口船舶弯扭强度分析,是将船体离散为若干分段,每一分段视为等直薄壁梁(单元)(见图4-3)。计及垂直与水平两个方向的弯曲及自由扭转与约束扭转特性,建立船体薄壁梁的单元刚度矩阵,然后将各单元组装构成一个连续的薄壁梁,采用一维有限元法进行求解。对于大开口范围内设置的甲板条及横向抗扭箱等,作为附属结构计及它们对抗扭的影响。这一方法是将解析法与有限元法相结合的一种半解析法,它比常规有限元法数据量大为减少,计算速度快,能在微机上实施,是目前国内、外广泛采用的分析方法。

4.4.1 薄壁梁单元的扭转刚度矩阵

现考虑一等直薄壁梁单元(见图4-25),在约束扭转时单元每一节点的位移为扭转角 φ 与翘曲 w 。由于 $w = -\theta\omega$,即一定形状的剖面的翘曲决定于翘曲函数 θ ,故可取 θ 作为表征翘曲的广义位移。这样,单元 $i-j$ 在约束扭转时的节点位移(自由度)为:

$$\delta_{ij} = [\varphi_i, \theta_i, \varphi_j, \theta_j]^T \quad (4.4.1)$$

相应于扭转角 φ 的节点力为扭矩 M_x ,相应于 θ 的节点力为双力矩 B ,故单元节点力为:

$$F_{ij} = [M_{xi}, B_i, M_{xj}, B_j]^T \quad (4.4.2)$$

单元节点位移与节点力的关系为:

$$F_{ij} = K_\varphi \delta_{ij} \quad (4.4.3)$$

式中 K_φ ——单元扭转刚度矩阵。

根据闭口薄壁梁约束扭转微分方程式(4.3.69)的初参数解来建立单元扭转刚度矩阵 K_φ 。按照有限元法符号规定:位移和力矢量与坐标方向一致为正,即图4-25表示的方向为正,初参数解的公式(4.3.71)应改为:

$$\varphi = \varphi_0 + \theta_0 \frac{\mu \operatorname{sh} kx}{k} + \frac{B_0}{GI_1} (1 - \operatorname{ch} kx) - \frac{M_{x0}}{kGI_1} (kx - \mu \operatorname{sh} kx) \quad (4.4.4)$$

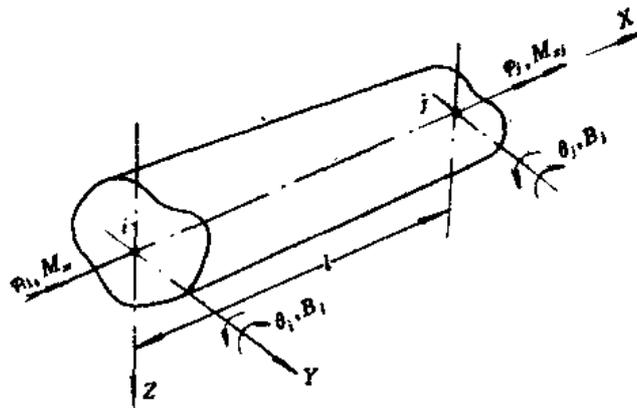


图4-25 薄壁梁单元

再利用式(4.3.62),得

$$\theta = \theta_i \operatorname{ch} kx - \frac{B_i}{\mu G I_t} k \operatorname{sh} kx - \frac{M_{xi}}{G I_t} (1 - \operatorname{ch} kx) \quad (4.4.5)$$

式中符号意义同前。

现在用*i*节点的初参数 φ_i, θ_i, B_i 和 M_{xi} 表示*j*节点($x=l$)的相应参数,得:

$$\varphi_j = \varphi_i + \theta_i \frac{\mu \bar{s}}{k} + B_i \frac{(1 - \bar{c})}{G I_t} - M_{xi} \frac{kl - \mu \bar{s}}{k G I_t} \quad (a)$$

$$\theta_j = \theta_i \bar{c} - B_i \frac{k \bar{s}}{\mu G I_t} - M_{xi} \frac{(1 - \bar{c})}{G I_t} \quad (b)$$

根据*i*端与*j*端的扭矩平衡,得:

$$M_{xj} = -M_{xi} \quad (c)$$

由式(4.4.5)得:

$$\theta = \theta_i k \operatorname{sh} kx - \frac{B_i}{\mu G I_t} k^2 \operatorname{ch} kx + \frac{M_{xi}}{G I_t} k \operatorname{sh} kx$$

将 θ 代入式(4.3.63),令 $x=l$,则

$$B_j = -E\theta \Big|_{x=l} I_o = \frac{\mu G I_t}{k} \bar{s} \theta_i - \bar{c} B_i + \frac{\mu \bar{s}}{k} M_{xi} \quad (d)$$

以上各式中 $\bar{s} = \operatorname{sh} kl, \bar{c} = \operatorname{ch} kl; l$ 为单元长度。

为了用节点位移来表示节点力,将(a) $\times \frac{k \bar{s}}{\mu} + (b) \times (1 - \bar{c})$,并利用 $\bar{c}^2 - \bar{s}^2 = 1$,化简后得:

$$M_{xi} \left(\frac{k \bar{s} + 2\mu - 2\mu \bar{c}}{\mu G I_t} \right) = \varphi_i \frac{k \bar{s}}{\mu} + \theta_i (\bar{c} - 1) + \varphi_j \left(-\frac{k \bar{s}}{\mu} \right) + \theta_j (\bar{c} - 1) \quad (e)$$

令
$$\bar{G I}_t = \frac{\mu G I_t}{k \bar{s} + 2\mu(1 - \bar{c})} \quad (4.4.6)$$

则式(e)变为:

$$M_{xi} = \bar{G I}_t \left[\varphi_i \frac{k \bar{s}}{\mu} + \theta_i (\bar{c} - 1) + \varphi_j \left(-\frac{k \bar{s}}{\mu} \right) + \theta_j (\bar{c} - 1) \right] \quad (a')$$

将式(a')代入式(b),展开后合并同类项并利用 $\bar{c}^2 - \bar{s}^2 = 1$,化简后得:

$$B_i = \bar{G I}_t \left[\varphi_i (\bar{c} - 1) + \theta_i \left(\bar{c} - \frac{\mu \bar{s}}{k} \right) + \varphi_j (1 - \bar{c}) + \theta_j \left(\frac{\mu \bar{c}}{k} - 1 \right) \right] \quad (b')$$

$$M_x = -M_z = \overline{GI}_t \left[\varphi_1 \left(-\frac{k\bar{s}}{\mu} \right) + \theta_1 (1 - \bar{c}) + \varphi_2 \frac{k\bar{s}}{\mu} + \theta_2 (1 - \bar{c}) \right] \quad (c')$$

把式(a'),式(b')代入式(d),合并同类项并利用 $\bar{c}^2 - \bar{s}^2 = 1$,化简后得:

$$B_j = \overline{GI}_t \left[\varphi_1 (\bar{c} - 1) + \theta_1 \left(\frac{\mu\bar{s}}{k} - l \right) + \varphi_2 (1 - \bar{c}) + \theta_2 \left(l\bar{c} - \frac{\mu\bar{s}}{k} \right) \right] \quad (d')$$

将式(a'),式(b'),式(c')和式(d')写成矩阵形式:

$$F_{ij} = K_{\varphi} \delta_{ij} \quad (4.4.7)$$

式中 K_{φ} 为闭口薄壁梁约束扭转刚度矩阵,矩阵式为:

$$K_{\varphi} = \overline{GI}_t \begin{bmatrix} \frac{k\bar{s}}{\mu} & \bar{c} - 1 & -\frac{k\bar{s}}{\mu} & \bar{c} - 1 \\ \bar{c} - 1 & l\bar{c} - \frac{\mu\bar{s}}{k} & 1 - \bar{c} & \frac{\mu\bar{s}}{k} - l \\ -\frac{k\bar{s}}{\mu} & 1 - \bar{c} & \frac{k\bar{s}}{\mu} & 1 - \bar{c} \\ \bar{c} - 1 & \frac{\mu\bar{s}}{k} - l & 1 - \bar{c} & l\bar{c} - \frac{\mu\bar{s}}{k} \end{bmatrix} \quad (4.4.8)$$

当 $\mu = 1$ 时, $\varphi = \theta$,式(4.4.8)可退化为开口剖面薄壁梁单元约束扭转刚度矩阵,矩阵式为:

$$K_{\varphi} = \overline{GI}_t \begin{bmatrix} k\bar{s} & \bar{c} - 1 & -k\bar{s} & \bar{c} - 1 \\ \bar{c} - 1 & l\bar{c} - \frac{\bar{s}}{k} & 1 - \bar{c} & \frac{\bar{s}}{k} - l \\ -k\bar{s} & 1 - \bar{c} & k\bar{s} & 1 - \bar{c} \\ \bar{c} - 1 & \frac{\bar{s}}{k} - l & 1 - \bar{c} & l\bar{c} - \frac{\bar{s}}{k} \end{bmatrix} \quad (4.4.9)$$

$$\text{式中} \quad \overline{GI}_t = \frac{GI_t}{k\bar{s} + 2(1 - \bar{c})} \quad (4.4.10)$$

4.4.2 船体薄壁梁弯扭组合刚度矩阵

现在考虑船体薄壁梁单元(见图4-26),它具有对称平面,在建立一般受力情况下的刚度矩阵时,需要有两个局部坐标系。

由于船体梁的弯曲特性(剖面惯性矩、中和轴等)均是对应于主坐标系的,故考虑弯曲时,单元局部坐标系 XYZ 的 X 轴通过剖面形心 O , Y 、 Z 轴均为主惯性轴。再把轴向位移定义为轴向力引起的平均位移,即剖面形心的位移,故考虑拉(压)时单元的局部坐标系与弯曲时相同。

由于船体薄壁梁扭转是绕扭心(剪力)轴进行的,相应的扭转特性亦对应于扭心,故考虑扭转时的单元局部坐标系 XYZ 的 X 轴通过剖面扭心 S , Y 、 Z 轴平行于主惯性轴。由于对称,所以两局部坐标系的 Z 轴是重合的(图4-26)。

在综合考虑船体拉(压)、弯、扭变形时,每个节点有7个自由度,即

$$\delta_i = [u_{xi} \quad u_{yi} \quad u_{zi} \quad \varphi_i \quad \theta_y \quad \theta_z \quad \theta_x]^T \quad (4.4.11)$$

式中 u_x 为形心处的轴向位移(挠度); θ_y 、 θ_z 分别为剖面绕主惯性轴 Y 与 Z 的转角;扭转角

φ 和翘曲函数 θ 则对应于扭心。

单元相对于局部坐标系的组合刚度矩阵,可由普通空间梁单元的刚度矩阵(可参见《船舶结构力学》第七章结构矩阵分析)与薄壁梁扭转刚度矩阵迭加得到。按自由度式(4.4.11)次序排列单元元素后的单元刚度方程由式(4.4.12)给出。

4.4.3 坐标转换

由于船体梁拉(压)、弯、扭刚度矩阵是在两个局部坐标系中得到的,在一般情况下船体相邻梁段的形心轴和扭心轴均都不在同一直线上,因此需要引入一个总体坐标系,把对 $OXYZ$ 坐标系的拉(压)、垂直和水平弯曲的节点位移和节点力及对 $SXYZ$ 坐标系的扭转节点位移和节点力全部转换到总体坐标系中,才能把各单元的单元刚度矩阵组集成总刚度矩阵,然后应用一维有限元法求解。船体梁的总体坐标 $DXYZ$ 通常取在船底基线上,坐标原点 D 在对称面上(见图4-26)。

现在,讨论节点位移的坐标转换。设船体梁剖面形心 O 距基线为 Z_0 ,扭心距基线为 Z_s (见图4-26)。由节点位移间的几何关系可以得到:

$$\begin{aligned} \bar{u}_x &= u_x + Z_0\theta_x \\ \bar{u}_y &= u_y + \varphi Z_s \end{aligned}$$

根据梁的垂向不压缩性,则

$$\bar{u}_z = u_z$$

转角 θ_x 的转换,除了考虑弯曲外,还要计及剖面翘曲影响,即 D 点绕 z 轴的转角 $\bar{\theta}_x$ 是由弯曲引起的转角 θ_x 与由翘曲引起的转角 $\frac{\partial w}{\partial y}$ 两部分组成^[10],即

$$\bar{\theta}_x = \theta_x - \frac{\partial w}{\partial y} \Big|_D \tag{4.4.13}$$

因为翘曲位移 $w = -\theta\omega$, 并且 $\omega = \int_0^s \left(h_s - \frac{\tau_s}{G\varphi'} \right) ds$, 据此并考虑到对称,在 D 点有:

$$\frac{\partial w}{\partial y} \Big|_D = -\theta \frac{\partial \omega}{\partial y} \Big|_D = -\theta \left(h_s - \frac{\tau_s}{G\varphi'} \Big|_D \right)$$

令 $Z_s^* = Z_s - \frac{\tau_s}{G\varphi'} \Big|_D$

则 $\bar{\theta}_x = \theta_x + \theta Z_s^*$

同理, D 点处的转角 $\bar{\theta}_y$, 除弯曲引起的 θ_y 外也有断面翘曲带来的转角 $\frac{\partial w}{\partial z} \Big|_D$, 但由于 D 点在对称面上, $\frac{\partial w}{\partial z} \Big|_D = 0$, 所以

$$\bar{\theta}_y = \theta_y$$

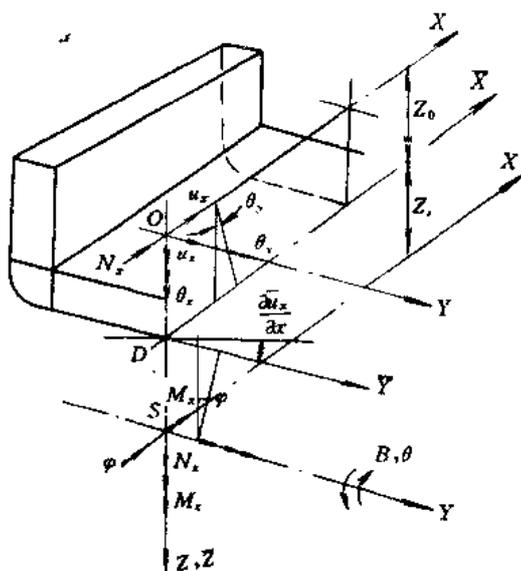


图4-26 船体梁单元的坐标系及坐标转换

由于 φ 与 θ 在剖面上各点处相同,则

$$\bar{\varphi} = \varphi, \quad \bar{\theta} = \theta$$

因此,节点位移的坐标转换关系可写为:

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \varphi \\ \theta_y \\ \theta_z \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -Z_0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -Z_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -Z_s \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_x \\ \bar{u}_y \\ \bar{u}_z \\ \bar{\varphi} \\ \bar{\theta}_y \\ \bar{\theta}_z \\ \bar{\theta} \end{Bmatrix}$$

(4.4.14)

或简写为:

$$\delta_i = S_i \bar{\delta}_i$$

对于一个单元有 i, j 两个节点,其位移转换式为:

$$\delta_{ij} = \begin{bmatrix} S_i & 0 \\ 0 & S_j \end{bmatrix} \bar{\delta}_{ij} = T \bar{\delta}_{ij} \quad (4.4.15)$$

式中 T 为坐标转换矩阵; δ_{ij} 为局部坐标系的位移; $\bar{\delta}_{ij}$ 为总体坐标系的位移。

现在,讨论节点力的坐标转换矩阵。把轴向力 N_s 移到 D 点将产生一个绕 Y 轴的附加力矩 $-N_s Z_0$;剪力 N_y 移到 D 点将产生附加扭矩 $-N_y Z_s$,因此有:

$$\begin{aligned} \bar{N}_x &= N_x, \bar{N}_y = N_y \\ \bar{M}_y &= M_y - N_y Z_0, \bar{M}_z = M_z - N_y Z_s \end{aligned}$$

当 M_z 由 S 移到 D 点时, M_z 对扭转角做功的增量为 $-M_z \frac{\partial w}{\partial y} \Big|_D$,所以 M_z 转换时将产生附加双力矩 B^* ,由于

$$-B^* \theta = -M_z \frac{\partial w}{\partial y} \Big|_D = M_z \left(Z_s - \frac{\tau_s}{G\varphi} \Big|_D \right) \theta$$

所以

$$B^* = -M_z Z_s$$

故 M_z 的转换有:

$$\bar{M}_z = M_z, \bar{B} = B + B^* = B - M_z Z_s$$

因此,节点力的坐标转换关系为:

$$\begin{Bmatrix} \bar{N}_x \\ \bar{N}_y \\ \bar{N}_z \\ \bar{M}_x \\ \bar{M}_y \\ \bar{M}_z \\ \bar{B} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -Z_s & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -Z_0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -Z_s & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \\ B \end{Bmatrix}$$

(4.4.16)

对于一个单元的节点力转换有:

$$\bar{F}_ij = T^T F_ij \quad (4.4.17)$$

公共剖面左端(L)上任一点在总体坐标系中的轴向位移可表示为:

$$\bar{u}^l(s) = \bar{u}_x^l + \bar{\theta}_y^l Z(s) - \bar{\theta}_z^l Y(s) - \bar{\theta}^l \omega^l(s) \quad (4.4.21)$$

公共剖面右端(r)上同一点在总体坐标系中的轴向位移为:

$$\bar{u}^r(s) = \bar{u}_x^r + \bar{\theta}_y^r Z(s) - \bar{\theta}_z^r Y(s) - \bar{\theta}^r \omega^r(s) \quad (4.4.22)$$

由式(4.4.20)转换矩阵,并使公共剖面左、右端位移相等,则有:

$$\left. \begin{aligned} \bar{u}_x^l + S_{17}\bar{\theta}^l &= \bar{u}_x^r \\ \bar{u}_y^l &= \bar{u}_y^r \\ \bar{u}_z^l &= \bar{u}_z^r \\ \bar{\varphi}^l &= \bar{\varphi}^r \\ \bar{\theta}_y^l + S_{57}\bar{\theta}^l &= \bar{\theta}_y^r \\ \bar{\theta}_z^l + S_{67}\bar{\theta}^l &= \bar{\theta}_z^r \\ S_{77}\bar{\theta}^l &= \bar{\theta}^r \end{aligned} \right\} \quad (4.4.23)$$

所以式(4.4.22)可写成:

$$\bar{u}^r(s) = \bar{u}_x^l + S_{17}\bar{\theta}^l + (\bar{\theta}_y^l + S_{57}\bar{\theta}^l)Z(s) - (\bar{\theta}_z^l + S_{67}\bar{\theta}^l)Y(s) - S_{77}\bar{\theta}^l \omega^l(s)$$

整理后,则

$$\bar{u}^r(s) = \bar{u}_x^l + \bar{\theta}_y^l Z(s) - \bar{\theta}_z^l Y(s) + [S_{17} + S_{57}Z(s) - S_{67}Y(s) - S_{77}\omega^l(s)]\bar{\theta}^l \quad (4.4.24)$$

因为公共剖面的左、右端的翘曲位移不协调,即 $\bar{u}^l(s) - \bar{u}^r(s) \neq 0$, 现在这样来选择4个待定系数(S_{17}, S_{57}, S_{67} 和 S_{77}), 使公共剖面位移相容性在最小二乘意义下被满足, 即使

$\int_{A_c} (\bar{u}^l - \bar{u}^r)^2 dA$ 取最小值(A_c 为公共剖面面积), 则

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \int_{A_c} (\bar{u}^l - \bar{u}^r)^2 dA}{\partial S_{17}} &= 0, & \frac{\partial \int_{A_c} (\bar{u}^l - \bar{u}^r)^2 dA}{\partial S_{57}} &= 0 \\ \frac{\partial \int_{A_c} (\bar{u}^l - \bar{u}^r)^2 dA}{\partial S_{67}} &= 0, & \frac{\partial \int_{A_c} (\bar{u}^l - \bar{u}^r)^2 dA}{\partial S_{77}} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.4.25)$$

由式(4.4.25)求得相应系数 S_{17}, S_{57}, S_{67} 和 S_{77} 后代入坐标转换矩阵 S 中, 通过坐标转换就能达到协调。

4.4.5 横向加强构件对船体薄壁梁扭转的影响

在具有长大舱口的集装箱船上,一般都设置一些横向甲板条或抗扭箱,因此估算这些结构对船体扭转变形的影响是必要的。在实用计算中,可把它们的影响约化为作用在相应剖面处的双力矩来考虑,见图4-28。

当主船体变形时,每个甲板条端部产生一个强迫位移,甲板条产生反力作用以阻止船体的翘曲变形。设甲板条与船体间弹性连接,其固定系数 μ ; 甲板条端部受剪力 Q_r 及弯矩 M_r 作用,如图4-29所示。

由于甲板条为短梁,需考虑剪切影响,其端点挠度为:

$$u_r(x_j) = \frac{Q_r l_c^3}{3EI_c} + \mu \frac{Q_r l_c}{GA} \quad (4.4.26)$$

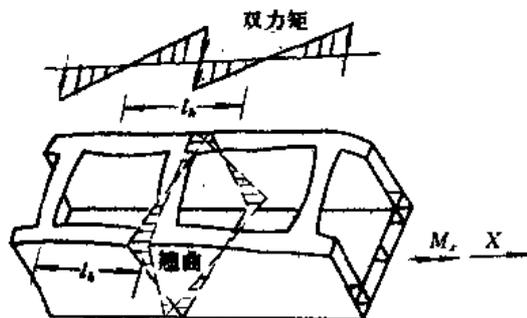


图4-28 甲板条对扭转影响的约化

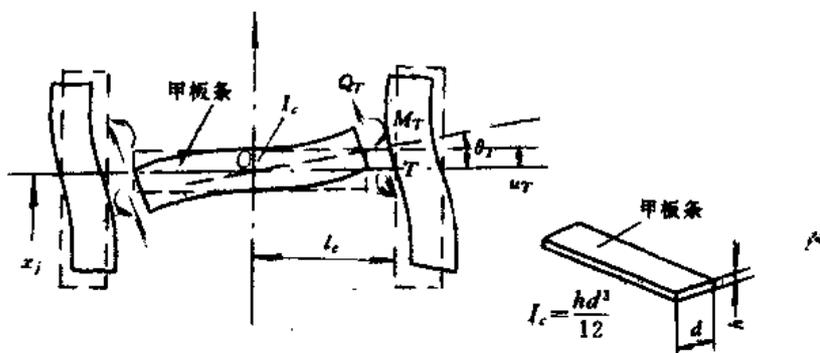


图4-29 甲板条受力变形

式中 $I_c = \frac{hd^3}{12}$ ——甲板条水平弯曲惯性矩；

A ——甲板条横断面积；

μ_s ——剪切修正系数，可取 $\mu_s = 1.2^{[2]}$ 。则甲板条的剪切面积为 $A_s = A/\mu_s = 0.833A$ ，代入式(4.4.26)得：

$$u_T = \frac{Q_T l_c^3}{3EI_c} \left(1 + \frac{3EI_c}{GA_s l_c^2} \right) = \frac{Q_T l_c^3}{3EI_c} (1 + k_1) \quad (4.4.27)$$

式中 $k_1 = \frac{3EI_c}{GA_s l_c^2}$ ——剪切修正系数。

考虑到舷边弹性固定系数 κ ，则

$$Q_T = \frac{3EI_c \kappa}{l_c^2 (1 + k_1)} u_T(x_j) \quad (4.4.28)$$

闭口剖面薄壁梁在剖面 T 点处的翘曲位移为：

$$u_T(x_j) = -\theta(x_j) \omega_T \quad (4.4.29)$$

式中 $\theta(x_j)$ ——船体薄壁梁剖面的翘曲函数；

ω_T ——剖面上 T 点的扇性坐标。

将式(4.4.29)代入式(4.4.28)得：

$$Q_T = -\frac{3EI_c \kappa}{l_c^2 (1 + k_1)} \omega_T \theta(x_j) \quad (4.4.30)$$

作用在船体左、右舷的剪力 Q_r 可引起船体薄壁梁的附加双力矩^①,即

$$B_j = -2Q_r \omega_r = \frac{6EI_c \kappa}{l_c^3(1+k_1)} \omega_r^2 \theta(x_j)$$

式中负号是因为翘曲位移方向与 Q_r 方向相反。上式又可以写成:

$$B_j = K_a^j \theta(x_j) \tag{4.4.31}$$

式中 $K_a^j = \frac{6EI_c \kappa}{l_c^3(1+k_1)} \omega_r^2$ —— x_j 处甲板条的翘曲刚度。

在进行船体薄壁梁一维有限元分析时,此刚度迭加到刚度矩阵中就可以考虑甲板条的影响。

横向抗扭箱情况比较复杂,除受剪力 Q_r 外,还承受扭矩 M_T 与弯矩 M_x 作用(见图4-30)。因此,必须考虑这些力引起的附加双力矩,有兴趣的读者可参看文献[11],此处不再赘述。

图4-31给出船体薄壁梁有限梁法程序实施框图。

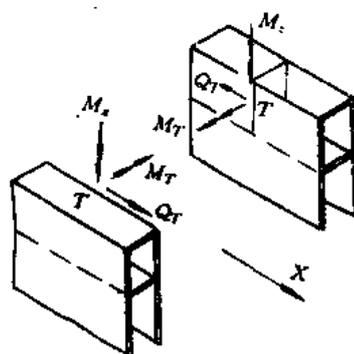


图4-30 横向抗扭箱的受力分析

4.4.6 集装箱船弯扭应力校核实例

某集装箱海船主尺度和船型参数如下:

计算船长 $L=148.0\text{m}$; 船宽 $B=25.0\text{m}$; 型深 $D=13.2\text{m}$; 吃水 $d=8.0\text{m}$; 方形系数 $C_b=0.6828$; 水线面系数 $C_w=0.76$; $b/B=0.7864 > 0.7$; $l_H/l_{HB}=0.912 > 0.89$; 舱口宽度 $b=19.66\text{m}$; 舱口长度 $l_H=41.6\text{m}$; 舱壁间距 $l_{HB}=45.6\text{m}$; 集装箱行数 $n_b=7$; 集装箱层数 $n_r=5$ 。

该船符合《海船规范》定义的大开口船舶,需按规范要求弯扭合成应力校核。其校核剖面应选择如下部位,并且至少取7个剖面,即机舱前端;开口长度前端;开口长度内取5个剖面;结构突变处。

(1) 外力计算

按《海船规范》要求进行。各种装载情况下的静水弯矩,按第一章讲述的方法计算,静水弯矩包络线曲线参见图1-38。

最大静水弯矩为:

$$M_{max} = 4.75 \times 10^5 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

船中剖面垂向波浪弯矩 M_V 按规范公式计算:

$$M_V = 9.81 K F L^2 B (C_b + 0.7) \times 10^{-2} \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

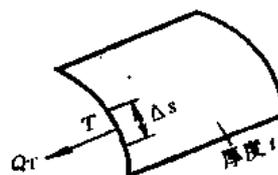
式中 $L=148.0\text{m}$, $B=25.0\text{m}$;

C_b —— 船舶夏季载重水线下的方形系数, $C_b < 0.6$ 时取 $C_b = 0.6$, 本船取 $C_b = 0.6828$;

① 一个纵向力 Q_r (如图示)可以在薄壁梁剖面上引起一个附加双力矩。由双力矩定义,则

$$B = \int \sigma_{\omega} \omega dx = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \int_{r-\frac{\Delta s}{2}}^{r+\frac{\Delta s}{2}} \frac{Q_r}{\Delta s} \omega dx$$

$$= Q_r \omega_r$$



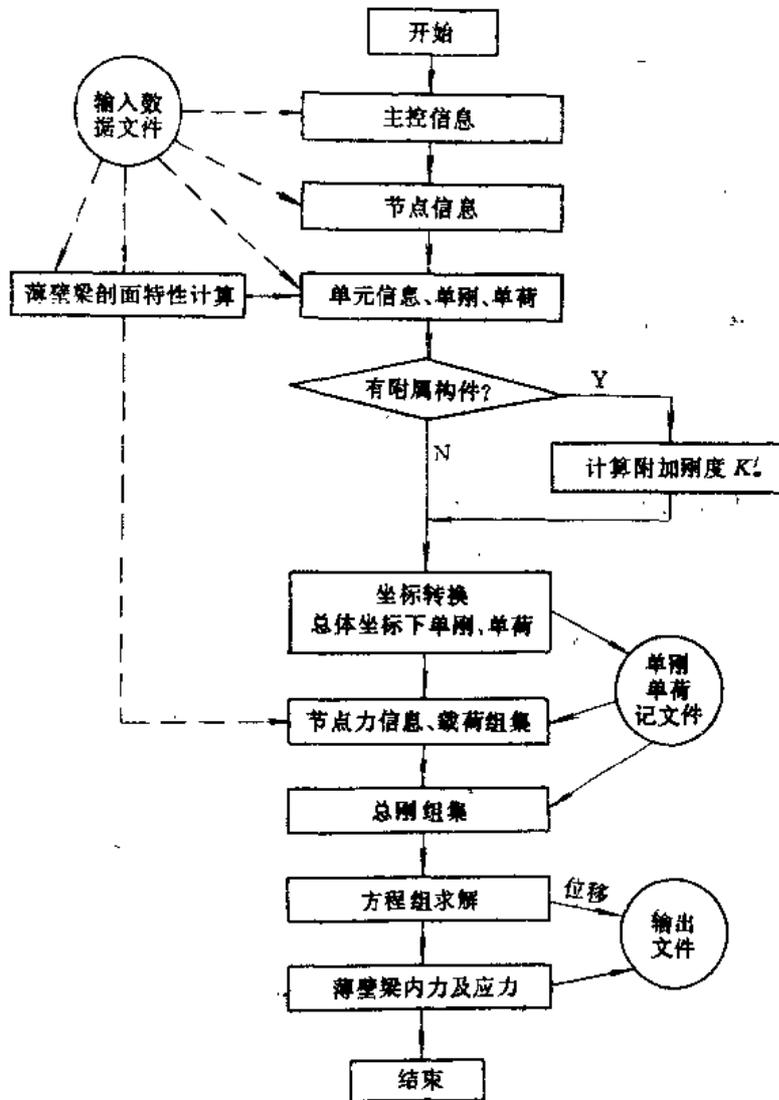


图4-31 船体薄壁梁程序框图

$$K = 4.47 \left(\frac{L}{1000} - 0.230 \right)^2 + 0.817 = 0.847056;$$

$$F = 9.4 - 0.95 \left(\frac{300-L}{100} \right)^{3/2} = 7.6197.$$

将上述数据代入上式得：

$$M_v = 9.81 \times 0.847056 \times 7.6197 \times 148^2 \times 25 \times (0.6828 + 0.7) \times 10^{-2} \\ = 479448.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

M_v 在船中部 $0.25L$ 范围内保持不变，在船长两端等于零。

船中剖面水平波浪弯矩 M_H 按下式计算^[12]：

$$M_H = 0.431L^2B = 0.431 \times 148^2 \times 25 = 236015.6 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

M_H 在船长两端为零,由两端向船中直线分布。

船中剖面处的水动力扭矩 M_T 按式(4.2.19)计算:

$$M_T = 9.81e^{-0.00295L} \frac{LB^3C_T}{10000} \left(1.75 + 1.5 \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (\text{kN} \cdot \text{m})$$

式中 $C_T = 13.2 - 43.4C_w + 78.9C_w^2 = 13.2 - 43.4 \times 0.76 + 78.9 \times 0.76^2 = 25.78864$;

$C_w = 0.165 + 0.95C_s = 0.81366$, 本船取 $C_w = 0.76 < 0.81366$;

$\varepsilon = 5.9367\text{m}$ (根据船中剖面的结构型式和构件尺寸,由薄壁梁剖面特性计算得到)。

将上述数据代入上式得:

$$M_T = 9.81e^{-0.00295 \times 148} \times \frac{148 \times 25^3 \times 25.78864}{10000} \left(1.75 + \frac{5.9367}{13.2} \right) \approx 91666.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

M_T 按式(4.2.21)规定的余弦分布。

集装箱货物扭矩按式(4.2.22)计算:

$$\begin{aligned} M_{TC} &= 15.7Bn_p n_T = 15.7 \times 25 \times 7 \times 5 \\ &= 13737.5 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

M_{TC} 在船长两端为零,由两端向船中直线分布。

(2) 船体薄壁梁剖面几何特性计算

将船体沿船长方向划分成18个节点,17个薄壁梁单元,如图4-32所示。图中No1, No2, ..., No7为校核剖面位置号; I, II, ..., VI为剖面类型号; ①, ②, ..., ⑰为单元号; 1, 2, ..., 18

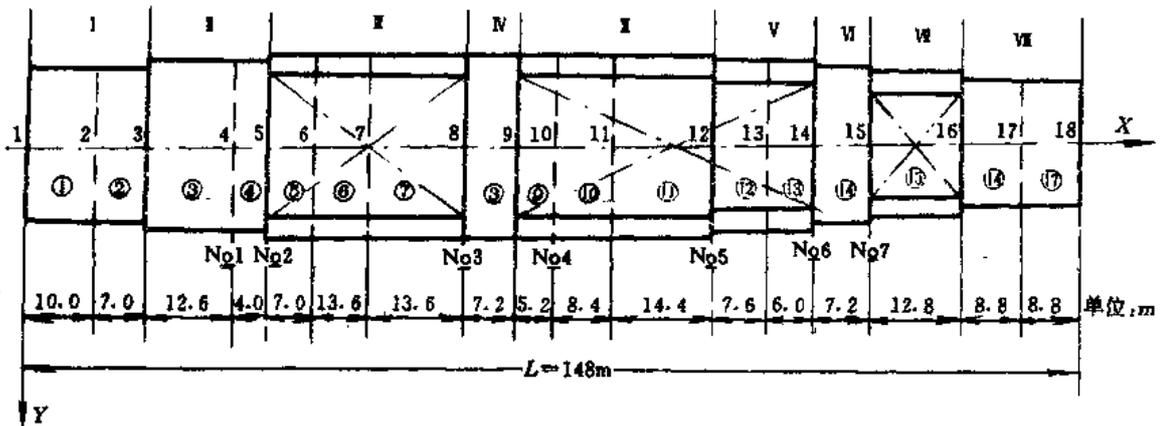


图4-32 船体薄壁梁离散图

为节点号。按4.3节所述的薄壁梁理论编制的剖面几何特性计算程序,计算得到各计算剖面的几何特性参数如表4-3所示。

(3) 翘曲应力计算

由船体薄壁梁离散图4-32,按有限梁法程序计算得到各校核剖面的甲板舱口边处与

艤部的翘曲应力如表4-4所列。

表 4-3

校核剖面	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
剖面几何特性							
剖面面积 $A \times 10^4 (\text{cm}^2)$	1.1657	2.2243	2.2243	2.2243	2.1018	2.1018	2.4459
形心位置 $z_0 (\text{m})$	-6.146	-5.56	-5.56	-5.56	-6.0575	-6.0575	-7.062
扭心位置 $z_1 (\text{m})$	-3.136	5.9367	5.9367	5.9367	5.361	5.361	-4.205
水平惯性矩 $I_H \times 10^8 (\text{cm}^4)$	6.266	19.929	19.929	19.929	16.45	16.45	17.558
甲板剖面模数 $W_a \times 10^5 (\text{cm}^3)$	4.5971	7.4988	7.4988	7.4988	7.208	7.208	10.846
船底剖面模数 $W_b \times 10^5 (\text{cm}^3)$	5.276	10.3042	10.3042	10.3042	8.499	8.499	9.426
扇性惯性矩 $I_\omega \times 10^{12} (\text{cm}^6)$	74.044	5246.4	5246.4	5246.4	2365.0	2365.0	392.7
扭转惯性矩 $I_t \times 10^4 (\text{cm}^4)$	44.485×10^4	3.402	3.402	3.402	3.191	3.191	95.57×10^4

① z_0, z_1 正值为在基线以下；负值为在基线以上。

表 4-4

校核剖面	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
应力							
甲板 $\sigma_w (\text{N/mm}^2)$	15.24	32.46	8.385	18.22	23.16	59.77	20.44
艤部 $\sigma_w (\text{N/mm}^2)$	2.94	25.56	6.602	14.34	18.28	42.44	13.75

船长约1/4处大开口剖面№2的翘曲应力分布如图4-33所示。

在大开口范围内，翘曲应力 σ_w 沿船长方向分布为：在大开口端部最大，向中间逐渐减小，符合薄壁梁约束扭转的应力分布规律。在大开口范围以外，由于船体为封闭剖面，翘曲应力迅速减小。

(4) 船体弯扭合成应力校核

应力校核计算见表4-5。表中88, 157, 137分别为《海船规范》规定的许用应力值。

应该指出，《海船规范》规定的合成应力实际上是把两种不同外力状态下的应力迭加在一起，因此是一种名义应力。从比较强度观点，这样处理也是可行的，因为《海船规范》规定的许用应力也是按此种假定状态下统计得到的。真实的弯扭组合应力应该是在同一载荷状态下计算的应力值，但目前各种规范尚无此种合成应力标准。

由表4-5可见，以上各项应力计算结果均小于许用应力值，所以本船满足总强度要求。

表 4-5 (单位: 弯矩 kN·m; 剖面模数 cm³; 惯性矩 cm⁴; 应力 N/mm²)

校核剖面		№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
计算项目	静水弯矩 M_s	2.20×10^6	2.65×10^5	4.75×10^5	4.75×10^5	3.50×10^5	2.45×10^5	2.10×10^5
	剖面模数	4.5971×10^6	7.4988×10^6	7.4988×10^6	7.4988×10^6	7.208×10^6	7.208×10^6	10.846×10^6
静水应力 $\sigma_s = \frac{M_s}{W} \times 10^3$	甲板 $\sigma_{sd} \leq 88$	5.276×10^6	10.3042×10^6	10.3042×10^6	10.3042×10^6	8.499×10^6	8.499×10^6	9.4257×10^6
	船底 $\sigma_{sb} \leq 88$	47.856	35.334	63.343	63.343	48.557	33.99	19.362
垂直波浪弯矩 M_v	甲板 $\sigma_{vd} \leq 157$	41.698	25.718	46.098	46.098	41.181	28.827	22.28
	船底 $\sigma_{vb} \leq 137$	2.60×10^5	2.92×10^5	4.7945×10^5	4.7945×10^5	4.40×10^5	3.15×10^5	2.82×10^5
波浪合成应力 $\sigma_y = \frac{M_s + M_v}{W} \times 10^3$	甲板	104.4	74.28	127.28	127.28	109.60	77.69	45.362
	船底	90.98	54.056	92.63	92.63	92.95	65.89	52.1977
水平波浪弯矩 M_H	甲板	0.96×10^5	1.1×10^5	2.0×10^5	2.36×10^5	1.65×10^5	1.16×10^5	1.05×10^5
	船底	6.267×10^9	19.929×10^9	19.929×10^9	19.929×10^9	16.45×10^9	16.45×10^9	17.558×10^9
水平惯性矩 I_H	水平应力 $\sigma_H = \frac{0.36M_H}{I_H} \times 10^5$	11.49	4.14	7.53	8.88	7.523	5.288	4.485
	斜浪弯矩 $M_s + 0.6M_v$	3.76×10^6	4.024×10^5	7.627×10^6	7.627×10^6	6.140×10^6	4.340×10^6	3.792×10^5
斜浪合成应力 $\sigma_c = \frac{M_s + 0.6M_v}{W} \times 10^3 + \sigma_H$	甲板	93.28	57.802	109.236	110.506	92.706	65.499	39.445
	船底	82.756	43.192	81.545	82.815	79.766	56.352	44.716
弯曲应力	甲板	15.24	32.46	8.385	18.22	23.16	53.77	20.44
	船底	2.94	25.56	6.602	14.34	18.28	42.44	13.75
弯矩合成应力 $\sigma = \sigma_c + \sigma_s$	甲板	108.52	90.262	117.621	128.806	115.866	119.269	59.885
	船底	85.696	68.752	88.147	97.235	98.046	98.792	58.465

对于大开口船舶,除了强度要求之外,还需要计算扭转时的舱口变形,如果舱口变形过大将影响舱口盖的开闭。

应用有限梁法计算可以得到每个节点处的扭转角 $\varphi(x)$ 。开口区每单位长度的平均扭转角可按式计算:

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{l} \times 57.3 \text{ (}^\circ\text{/m)}$$

式中 φ_1, φ_2 ——大开口两端处的扭转角(弧度);

l ——大开口长度, m。

本船大开口区扭转角分布如图4-34所示。

在有限梁法计算时,将扭转角约束点取在第5节点处,它的位置不影响相对变形。本船大开口区长度 $l=41.6\text{m}$,大开口两端处的扭转角见图4-34,则平均扭转角为:

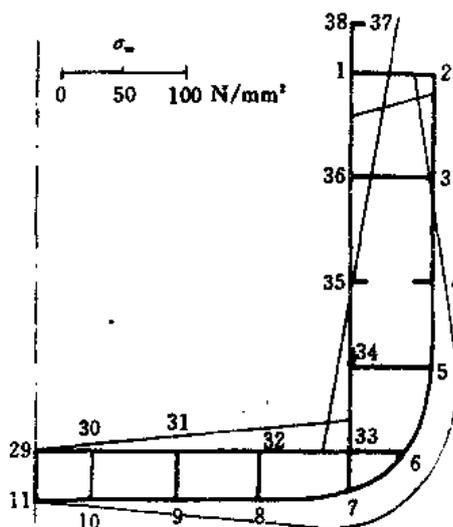


图4-33 1/4L处剖面的翘曲应力分布

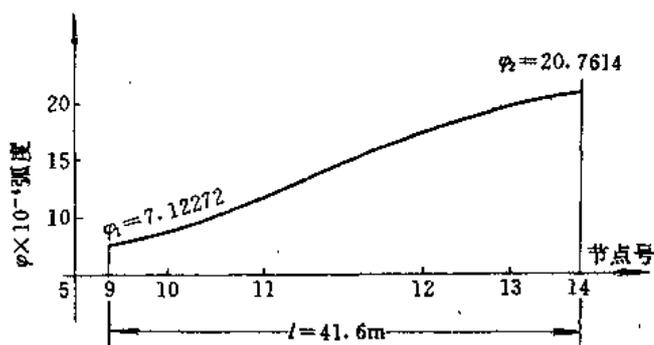


图4-34 大开口区扭转角分布

$$\bar{\varphi} = \frac{(20.7614 - 7.12272) \times 10^{-4}}{41.6} \times 57.3 = 0.0018786 \text{ }^\circ\text{/m}$$

小于《海船规范》对于开口范围内平均扭转角不超过0.006°/m的要求。

《海船规范》除对大开口区平均扭转角的限制外,还规定大舱口对角线的伸长量不超过35mm。

扭转时舱口将发生歪斜,使舱口对角线拉长,影响舱口盖的开闭。图4-35为舱口变形情况。

船体扭转时,舱口对角线角点A和B分别发生水平位移和纵向(翘曲)位移,设扭心为S,则水平位移(见图4-35(b))为:

$$b_1 = (D_1 + \varepsilon_1)\varphi_1; b_2 = (D_2 + \varepsilon_2)\varphi_2$$

式中 D_1, D_2 ——剖面1和剖面2的型深, m;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ ——剖面1和剖面2的扭心与基线间的距离, m;

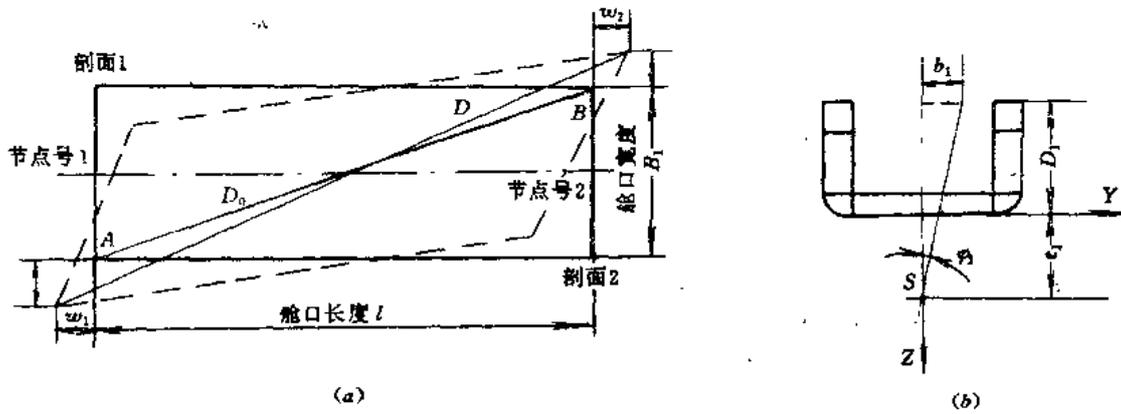


图4-35 船体扭转时的舱口变形

φ_1, φ_2 ——剖面1和剖面2的扭转角,由船体薄壁梁扭转计算求得。

翘曲位移可按公式(4.3.51)计算:

$$w_1 = -\theta_1 \omega_1(A); w_2 = -\theta_2 \omega_2(B)$$

式中 θ_1, θ_2 ——剖面1和剖面2的翘曲函数,由船体薄壁梁扭转计算求得;

$\omega_1(A), \omega_2(B)$ ——剖面1的A点和剖面2的B点的扇性坐标。

变形后舱口对角线的长度为(见图4-35(a)):

$$D = \sqrt{(w_1 + w_2 + l)^2 + (b_1 + b_2 + B_1)^2} \text{ (m)}$$

变形前舱口对角线的长度为:

$$D_0 = \sqrt{l^2 + B_1^2} \text{ (m)}$$

式中 l ——舱口的长度,m;

B_1 ——舱口的宽度,m。

对角线伸长为:

$$\Delta D = (D - D_0) \times 1000 \text{ (mm)}$$

本船大舱口对角线的伸长为 $\Delta D = 10.42\text{mm}$,满足《海船规范》要求。

参 考 文 献

- 1 De Wilde. Structural Problem in Ships with Large Hatch Openings. Shipbuilding Progress Jan-Feb, 1967
- 2 Vlasovo Thin-Walled Elastic Beam. London, 1961
- 3 Kawai. The Application of Finite Element Method Ship Structures. Computer & Structures, 1973
- 4 Haslum, Tonnessen. An Analysis of Torsion in Ship Hulls. European Shipbuilding, No5/6, 1972
- 5 Gunnlaugsson, Pedersen. A Finite Element Formulation for Beams with Thin-Walled Cross Sections. Computer & Struc-

- tures, 1982, 15, 6
- 6 Kollbrunner, Hajdin. Wölbkraft-Torsion Dünwandiger Stäbe mit Geschlossenem Profil. Schweizer Stahlbauverband Mitteilungen der Technischen Kommission, Heft 32
 - 7 黄贻平, 杨永谦. 船体薄壁梁弯扭组合分析及模型试验研究. 武汉水运工程学院学报(船体薄壁梁专辑), 1987(4)
 - 8 Numata. Longitudinal Bending and Torsional Moments Acting on a Ship Model at Oblique Headings to Waves. Journal of Ship Research, Vol. 4, No. 1, 1960
 - 9 Webster. A Preliminary to the Investigation of Torsion Loading on Ship. SNAME, April, 1960
 - 10 陈伯真. 薄壁结构力学. 上海: 上海交通大学出版社, 1988
 - 11 杨永谦, 黄贻平. 横向加强构件对船体薄壁梁扭转的影响. 武汉水运工程学院(船体薄壁梁专辑), 1987(4)
 - 12 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京: 人民交通出版社, 1989

第五章 型材剖面设计

5.1 型材剖面的利用系数和比面积

5.1.1 船体结构中的型材

在船体结构中,加强船体钢板的骨架通常占船体结构钢料的30%左右,因此其构件尺寸的合理选择,不仅对保证船体结构强度,而且对节约钢材都具有重大意义。

船体结构中的骨架构件,一些仅承受拉伸或压缩荷重的作用,如支柱、桁架斜杆等,这类构件剖面的设计比较简单,并且已在材料力学课程中充分地讨论过了;另一些(船体结构中绝大部分构件)主要承受弯曲,即作为“梁”使用。因此,在本章只介绍承受弯曲的梁材剖面设计问题。

船体结构中的骨架梁大多由轧制型钢(见图5-1)、T型材或折边钢板等制成,并与焊

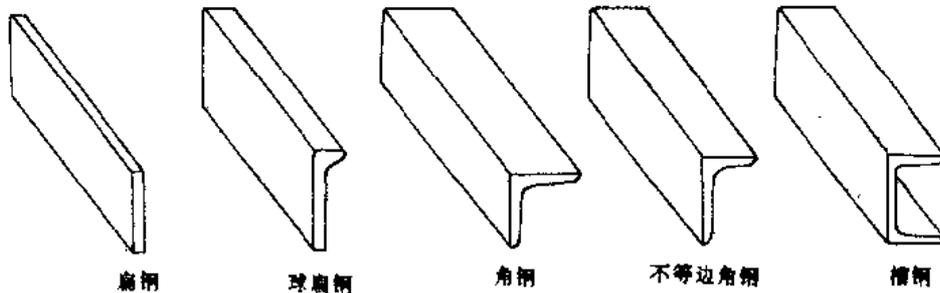


图 5-1 船体结构中的型材

接的船体钢板形成组合梁,共同抵抗弯曲。轧制型钢(扁钢、角钢、球扁钢、I型钢、槽型钢等)国家已批量生产,设计时只是按要求选择型号。T型材最合理地使用材料而得到最高的强度,且能使结构具有良好的对称性,在船体结构中的使用范围已愈来愈广泛。随着冶炼技术的发展,可望供船舶使用的轧制T型钢将大量生产。但是,目前大量使用的T型材均由船厂拼装焊接而成,因此其剖面最佳尺寸的确定便是本章的任务。

5.1.2 衡量型材剖面材料利用的指标

型材剖面设计应符合下列要求:

- (1)具有足够的强度、刚度和稳定性;
- (2)应尽可能符合生产与工艺方面的要求,如制造简单、施工质量高;
- (3)满足特殊结构与营运使用的要求,例如,为保证货舱容积而对型材剖面高度的限制、因腐蚀磨损而对最小板厚的要求等;

(4)剖面内材料分布合理,使所得结构重量最轻,这是船体结构工程师的重要目标之一。

衡量型材剖面内材料分布合理程度的指标有:剖面利用系数和比面积。

大家知道,梁材受横荷重作用时,其抵抗弯矩的能力由剖面的最小剖面模数保证。剖面的最小剖面模数 W_1 等于:

$$W_1 = \frac{I}{|Z|_{\max}} = \frac{\int_F Z^2 dF}{|Z|_{\max}} = |Z|_{\max} \int_F \left(\frac{Z}{|Z|_{\max}}\right)^2 dF \quad (5.1.1)$$

式中 $I = \int_F Z^2 dF$ ——型材剖面积对其中和轴的惯性矩;

Z ——微面积 dF 至中和轴的距离;

$|Z|_{\max}$ ——剖面上最远纤维至中和轴的距离。

因而,在给定剖面积 F 时,若 $Z = |Z|_{\max}$,上式具有最大值,即

$$W_1 = |Z|_{\max} \cdot F \quad (5.1.2)$$

这就相当于由两个离中和轴的距离为 $|Z|_{\max}$ 、面积各为 $0.5F$ 的翼板组成的剖面(见图5-2)。可是,这种型材实际上是无法制造的,因为它没有连接两翼板的腹板,所以称为“理想”剖面。记“理想”剖面的剖面模数为 W_0 ,则

$$W_0 = \frac{1}{2} hF \quad (5.1.3)$$

式中 h 为剖面的高度。

实际所用的各种型材,其最小剖面模数仅 W_0 的一部分,即

$$W_1 = \eta W_0 = \eta \frac{1}{2} hF \quad (5.1.4)$$

式中系数 η 称为剖面的利用系数,表5-1列出了一些型材剖面的利用系数。

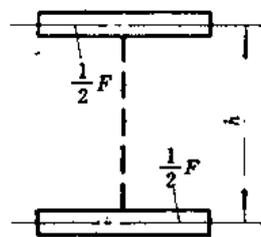


图5-2 “理想”剖面

表 5-1

编号	型材剖面	η	编号	型材剖面	η
1	实心圆剖面	0.25	5	轧制槽钢和 I 型钢	0.60
2	实心矩形剖面	0.33	6	轧制球尾角钢或球尾 T 型材	0.40~0.45
3	小厚度空心圆管	0.50	7	组合工字型材	0.70~0.75
4	等厚度薄壁空心方盒	0.67			

在剖面积 F 和高度 h 相同的情况下,系数 η 能表明材料在剖面中分布的合理程度,即 η 值越大,所设计的型材剖面越接近于“理想”剖面,剖面材料的利用率就越高。由于剖面

高度对剖面模数有很大影响,当剖面高度 h 不同时, η 值的大小就不能反映材料在剖面中的利用率了。

为了衡量剖面材料的利用率,引入剖面模数比面积:

$$C_w = \frac{F}{W^{2/3}} \quad (5.1.5)$$

及剖面惯性矩比面积:

$$C_i = \frac{F}{I^{1/2}} \quad (5.1.6)$$

式中 F ——型材剖面面积;

W ——型材最小剖面模数;

I ——型材剖面惯性矩。

对焊接在钢板上的船体骨架梁,在上述比面积公式中, F 为不包括带板的型材剖面面积,而 W, I 则为包括带板的型材剖面模数和惯性矩。

C_w 的意义就是产生单位剖面模数 ($W^{2/3}$) 所需的剖面面积。显然, C_w 愈小,剖面材料的利用率就愈高,剖面设计得就愈好。

对于几何相似的型材剖面,因所有尺寸相差 n 倍,便有下列关系:

$$F_2 = n^2 F_1, I_2 = n^4 I_1, W_2 = n^3 W_1$$

$$C_w = \frac{F_1}{W_1^{2/3}} = \frac{F_2}{W_2^{2/3}} = \text{常数}$$

$$C_i = \frac{F_1}{I_1^{1/2}} = \frac{F_2}{I_2^{1/2}} = \text{常数}$$

即两个几何相似的型材剖面其比面积是相同的。

在同品种型材中,比面积的变化范围也不大。例如,船用球扁钢的 C_w 约在 0.64~0.68 之间, C_i 约在 0.40~0.45 之间,在设计计算中可近似地取 $F = 0.65W^{2/3}$ 和 $F = 0.40I^{1/2}$ 。

5.2 型材的强度要求及剖面要素计算

为了保证型材有足够的强度,必须使翼板的最大正应力和腹板上的最大剪应力小于许用应力,即

$$\frac{M}{W_1} \leq [\sigma] \quad \text{及} \quad \frac{NS}{I} \leq [\tau] \quad (5.2.1)$$

式中 M, N ——作用于剖面的弯矩及剪力;

W_1 ——最小剖面模数;

I ——型材剖面对中和轴的惯性矩;

S ——剖面中和轴以上或以下的剖面积对中和轴的静矩;

t ——型材腹板的厚度。

为此,首先要建立型材剖面要素与剖面几何尺寸之间的关系式。

5.2.1 型材剖面模数与惯性矩的计算

焊接于船体钢板上的 T 型材,研究其强度、稳定性时采用图 5-3 所示的标记:

f_1, t_1, b_1 ——小翼板(亦称自由翼板、面板)剖面积、厚度及宽度;

f_2, t_2, b_2 ——大翼板(即型材带板)剖面积、厚度及宽度;

f, t, h ——腹板的剖面积、厚度及高度(两翼板重心间距离);

h_1, h_2 ——翼板重心到剖面中和轴的距离。

并且假定两翼板的厚度远小于剖面高度(一般,厚度不超过高度的1/8即可)。

设参考轴 $O'-O'$ 取在小翼板厚度中点的轴线上。利用剖面特性计算的移轴定律,剖面中和轴至参考轴的距离为:

$$h_1 = \frac{f_2 h + f \frac{h}{2}}{f_1 + f_2 + f} \quad (5.2.2)$$

剖面对中和轴的惯性矩为:

$$I = f_2 h^2 + f \left(\frac{h}{2}\right)^2 + \frac{f h^2}{12} - (f_1 + f_2 + f) h_1^2$$

将式(5.2.2)代入上式得:

$$I = h^2 \frac{f_1 f_2 + \frac{f}{3}(f_1 + f_2) + \frac{f^2}{12}}{f_1 + f_2 + f} \quad (5.2.3)$$

由此,小翼板的剖面模数为:

$$W_1 = \frac{I}{h_1} = h \frac{f_1 f_2 + f_1 \frac{f}{3} + f_2 \frac{f}{3} + \frac{f^2}{12}}{f_2 + \frac{1}{2}f}$$

以 $(f_1 f / 2 - f_1 f / 6)$ 代替 $f_1 f / 3$, 便可得:

$$W_1 = h \left(f_1 + \frac{f}{6} \frac{4f_2 - 2f_1 + f}{2f_2 + f} \right) \quad (5.2.4)$$

同理,大翼板的剖面模数为:

$$W_2 = \frac{I}{h_2} = h \left(f_2 + \frac{f}{6} \frac{4f_1 - 2f_2 + f}{2f_1 + f} \right) \quad (5.2.5)$$

式中 h_2 为大翼板重心到中和轴的距离, 即

$$h_2 = h - h_1 = h \frac{f_1 + \frac{1}{2}f}{f_1 + f_2 + f} \leq 0.5h \quad (5.2.6)$$

型材剖面模数及惯性矩也常利用表5-2及下述公式计算:

剖面中和轴至参考轴的距离:

$$e = B/A$$

对中和轴的惯性矩:

$$I = C - Ae^2 = C - eB$$

剖面模数:

$$W_1 = I/e_1, W_2 = I/(h - e_1)$$

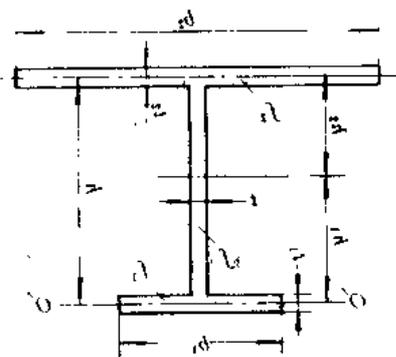


图5-3 T型尺寸标记

表 5-2

构件编号 <i>i</i>	构件名称及尺寸 (mm)	构件剖面积 f_i (cm ²)	至参考轴距离 Z_i (cm)	静矩 $f_i Z_i$ (cm ³)	$f_i \cdot Z_i^2$ (cm ⁴)	自身惯性矩 I_{0i} (cm ⁴)
	Σ	A		B		C

小翼板的剖面模数为型材剖面的最小剖面模数。为以下介绍方便起见，将式(5.2.4)改写为：

$$W_1 = h(f_1 + f/K) \tag{5.2.7}$$

式中

$$K = 6 \times \frac{2f_1 + f}{4f_2 - 2f_1 + f} \tag{5.2.8}$$

令中和轴到大、小翼板距离的比值为 β ，即

$$\beta = \frac{h_2}{h_1} = \frac{2f_1 + f}{2f_2 + f} < 1 \tag{5.2.9}$$

则可得：

$$K = \frac{6}{2 - \beta} \tag{5.2.10}$$

利用式(5.2.4)或式(5.2.7)可解决在型材剖面中材料合理分布的问题：

(1) K 值的变化范围不大，在3与6之间。图5-4表明系数 K 等于最小值及最大值时，剖面中材料分布的情况。如剖面是对称的，则 $f_1 = f_2$ ， $\beta = 1$ ， $K = 6$ ；如将大翼板增至无穷大，则 $\beta = 0$ ， $K = 3$ 。

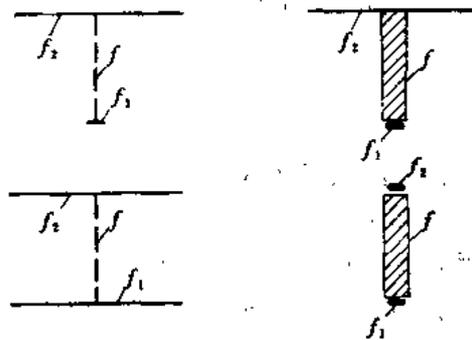


图5-4 系数 K 等于最小值及最大值时的剖面图

(2) 只要剖面高度 h 不变，增加大翼板的剖面积，虽然可使剖面模数增加，但增加得极为缓慢，从节约材料的观点来看，这不是好办法。由此可知，船体骨架梁带板宽度的变化对梁材最小剖面模数的影响是不大的。

(3) 增加不对称剖面型材最小剖面模数最有效的办法是增加腹板的高度；或者腹板高度不变时，增加小翼板的剖面积。

为了尽可能减小结构重量。在必须减小不对称剖面型材最小剖面模数时,减少大翼板剖面积将比减少小翼板剖面积更有利。但是,在船体结构中,大翼板为带板,其厚度是由其它条件决定的。

5.2.2 腹板的相当面积

式(5.2.1)中腹板上的最大剪应力公式可写成:

$$\tau = \frac{N}{\bar{f}} \quad (5.2.11)$$

式中

$$\bar{f} = \frac{N}{S} \quad (5.2.12)$$

称为型材腹板的相当面积,它相当于使最大剪应力沿腹板高度均匀分布的剖面积。

利用 $I = W_1 h_1$ 及 $S = f_1 h_1 + \frac{1}{2} h t$, 腹板面积 $f = h t$ 及式(5.2.2)与式(5.2.4), 可得到腹板的相当面积与腹板面积的关系式:

$$\bar{f} = f \frac{f_1 + \frac{f}{6} \cdot \frac{4f_2 - 2f_1 + f}{2f_2 + f}}{f_1 + \frac{f}{4} \cdot \frac{2f_2 + f}{f_1 + f_2 + f}} \quad (5.2.13)$$

一般船用型材的大翼板为带板,其剖面积可作为常量。当小翼板剖面积 f_1 与腹板剖面积 f 之比值在下述范围变化时,即

$$0 < f_1 : f < \infty$$

\bar{f} 的变化范围为:

$$0.67f < \bar{f} < f$$

因此,在强度计算中可近似取为:

$$\bar{f} = 0.85f \quad (5.2.14)$$

这表明薄壁 T 型材剖面上的剪力主要由腹板承受。

于是,为抵抗剪切,腹板的剖面积必须满足下式,即

$$f \geq \frac{N}{0.85[\tau]} \quad (5.2.15)$$

5.2.3 梁材抗弯强度与抗剪强度间的关系

我们知道,承受一定载荷的梁所受到的弯矩随跨度 l 的增长而增大,而其剖面抵抗弯矩的能力随剖面高度 h 的增高而增大,因此剖面上的弯曲正应力的大小不仅与剖面材料的分布有关,而且随 l 与 h 之比值 (l/h) 的增加而增加。然而,由式(5.2.11)及式(5.2.13)可知,承受一定载荷的梁之最大剪应力仅与剖面上材料的分布有关。由此可知,若假定梁剖面中的最大剪应力与最大正应力同时达到各自许用应力时,所对应的比值 l/h 为最小值 $(l/h)_{\min}$, 当 l/h 大于此数值时,若满足了梁的抗弯强度条件,则梁的抗剪强度必然是有保证的;反之, l/h 小于此数值时,则梁的抗剪切要求是主要的,即满足了抗剪强度条件,梁的抗弯强度便自动得到保证。

按第四强度理论来校核一般弯曲的强度时,梁的剪切许用应力为 $[\tau] = [\sigma] / \sqrt{3}$ 。因而有:

$$\frac{\tau_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{[\tau]}{[\sigma]} = 0.57$$

表5-3列出一些梁在不同载荷和端点固定情况时的 $(l/h)_{\min}$ 值^①。对于支持在弹性基础上的梁,剪力对强度的影响大大增加。此时,表5-3所列 $(l/h)_{\min}$ 值须乘以一修正系数 k_u 。系数 k_u 按参数 u ,即

$$u = \frac{l}{2} \sqrt{\frac{K}{4EI}}$$

式中 K ——梁弹性基础的刚性系数;
 EI ——梁的弯曲刚度。

表 5-3^②

编号 ^③	载荷种类和端点固定情况	f_1/f^D				
		0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
1		5.3	6.7	8.1	9.4	10.8
2		6.7	8.4	10.1	11.7	13.4
3		8.0	10.1	12.1	14.2	16.1
4		8.0	10.1	12.1	14.2	16.1
5		2.7	3.4	4.1	4.7	5.4
6		5.3	6.7	8.1	9.4	10.8

① f_1/f 为型材自由翼板面积与腹板面积之比; ②在计算 $(l/h)_{\min}$ 时,假定带板面积大于型材面积; ③编号1, ..., 6对应图5-5中1, ..., 6。

从图5-5中查得。

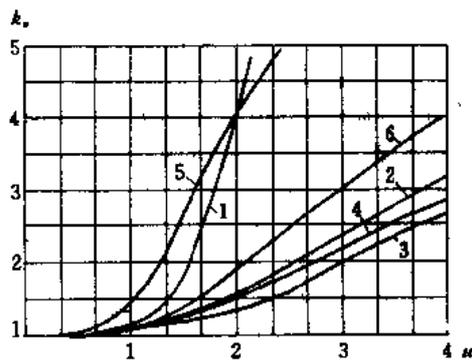


图5-5 k_u-u 曲线

5.3 型材的稳定性计算

5.3.1 型材的局部稳定性

保证型材的局部稳定性,系指保证其翼板和腹板的稳定性。

1. 翼板的稳定性

将型材自由翼板的一半视为三边自由支持在刚性支座上,另一边完全自由的单向受压的长矩形板(见图5-6),其临界应力为

$$\sigma_{cr} = 8.2 \left(\frac{100t_1}{b} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (5.3.1)$$

式中 b ——由腹板至自由边的翼板宽度;

t_1 ——翼板厚度。

一般要求压缩应力达到材料屈服极限 σ_s 时,翼板仍是稳定的,令 $\sigma_{cr} = \sigma_s$,且忽略腹板的厚度,可得:

$$n_0 = \frac{b}{t_1} = 10 \sqrt{\frac{820}{\sigma_s}} \quad (5.3.2)$$

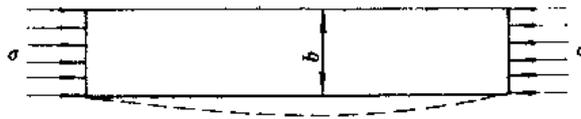


图5-6 自由翼板稳定性计算图形

上式仅适用于弹性范围,当压应力超过弹性范围时应作修正。此外,考虑到在实际船体结构中,自由翼板具有初挠度,以及使用上的要求(翼板宽度太大,就难以在梁材之间进行检查及油漆等工作),通常应使 n_0 值不超过7.5~10,或者按下式决定的值^[2]:

$$n_0 = \frac{b}{t_1} = 10 \sqrt{\frac{184}{\sigma_y}} \quad (5.3.3)$$

2. 腹板的稳定性

研究腹板的稳定性时,将其视为四周自由支持在刚性支座上的矩形板,沿四周作用着定值剪应力,同时沿腹板高度作用着线性分布的弯曲正应力(见图5-7)。

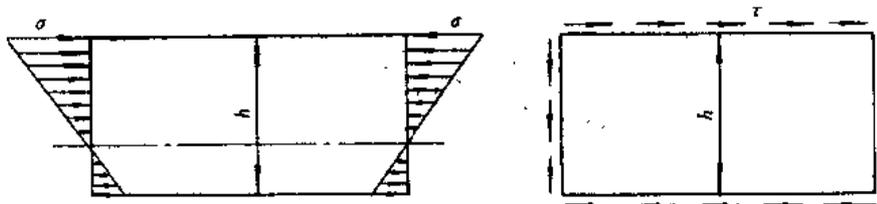


图5-7 腹板稳定性计算图形

当受非均匀线性分布的弯曲正应力作用时,其临界应力为:

$$\sigma_{cr} = 76 \left(\frac{100t}{h} \right)^2 [1 + 0.95(1 + \beta)^{2.83}] \quad (\text{N/mm}^2) \quad (5.3.4)$$

式中 β 为一个翼板内的拉应力与另一个翼板内的压应力之比的绝对值。

板单独受定值剪应力作用时,其临界应力为:

$$\tau_{cr} = 102 \left(\frac{100t}{h} \right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (5.3.5)$$

板同时受这两种应力作用时,若 σ 和 τ 满足下述相关方程便发生失稳,即

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr}} + \frac{\tau}{\tau_{cr}} = 1$$

或

$$\frac{\sigma}{A} + \frac{\tau}{102} = \left(\frac{100t}{h} \right)^2$$

$$\text{式中} \quad A = 76 [1 + 0.95(1 + \beta)^{2.83}] \quad (5.3.6)$$

由此得到:

$$m = \frac{h}{t} = \frac{100}{\sqrt{\frac{\sigma}{A} + \frac{\tau}{102}}} \quad (5.3.7)$$

在利用式(5.3.7)确定 m 时,应注意以下几点:

(1) 临界压应力 σ 和临界剪应力 τ 的极限值分别是 σ_y 和 $0.57\sigma_y$ 。为保证腹板具有足够的稳定性,在设计时一般要求 σ 和 τ 尽可能接近于其极限值。

因此,若实际的 $\frac{\tau}{\sigma} \leq 0.57$,则应使弯曲压应力等于屈服极限值,即 $\sigma = \sigma_y$,而 τ 为相应于该正应力时剖面中和轴处的剪应力。这样,根据式(5.3.7),应按下式确定 m :

$$m = \frac{h}{t} = \frac{100}{\sqrt{\frac{102}{A} + \frac{\tau}{\sigma}}} \sqrt{\frac{102}{\sigma_y}} \quad (5.3.8)$$

若实际的 $\frac{\tau}{\sigma} > 0.57$ 时,则应使 $\tau = 0.57\sigma_y$,并保持 $\frac{\tau}{\sigma}$ 的比值不变。于是,根据式(5.3.7),应按下式确定 m :

$$m = \frac{h}{t} = \frac{100}{\sqrt{\frac{58}{A} \frac{\sigma}{\tau} + 0.57}} \sqrt{\frac{102}{\sigma_y}} \quad (5.3.9)$$

式中 σ_y ——材料的屈服极限, N/mm^2 。

(2) 若型材自由翼板总是受拉应力作用,则 $\beta \geq 1$ 。此时,大翼板内可能达到的临界压应力为 σ_y/β , τ 为相应于自由翼板内产生拉应力为 σ_y 时的载荷作用下,在剖面中和轴处的剪应力,即计算时仍保持实际的 τ/σ 之比值不变。

(3) 由于 m 与剖面中和轴的位置和比值 τ/σ 有关,所以只能通过逐次近似计算确定。初次计算时可取 $\beta = 0.5$, $\frac{\tau}{\sigma} = 0.5$ 。

(4) 考虑到在实际船体结构中梁材腹板初挠度的影响,以及电焊过程中所发生的偏斜现象,在内河船舶设计中一般 $m \leq 75$,在海船设计中通常 $m < 70 \sim 100$ 。

5.3.2 型材的总稳定性

大家知道,当作用于型材剖面最大刚性平面内的横荷重比较小时,梁材将仅在其最大刚性平面内弯曲。但是,当横荷重超过某一限度时,梁材会离开它自己的弯曲平面,并在其最小刚性平面内发生弯曲,同时还伴有扭转变形(见图5-8),即丧失了弯曲平面形状的稳

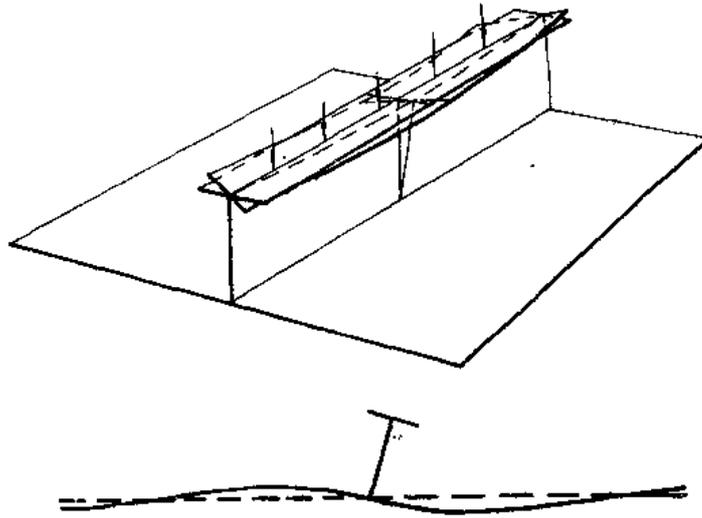


图5-8 型材侧向失稳

定性,常称为型材侧向失稳。这种失稳是整体性的,它将导致整个结构的破坏,故亦常称为型材总稳定性。在船体结构中,几乎所有的梁都是焊接在钢板上的,而且钢板平面内的刚性要比梁的弯曲刚性和扭转刚性大得多,以致可以将梁视为沿梁与钢板的连接线不发生任何侧向位移。因此,型材的侧向失稳可视为扭转轴线固定了的开口薄壁杆件的侧向失稳问题。

舱壁扶强材的侧向失稳就是型材总稳定性丧失的典型例子。根据文献[3],对两端为自由支持的T型材(见图5-9),为了不发生侧向失稳,其跨度中点的横荷重不得大于按下式求得的临界载荷:

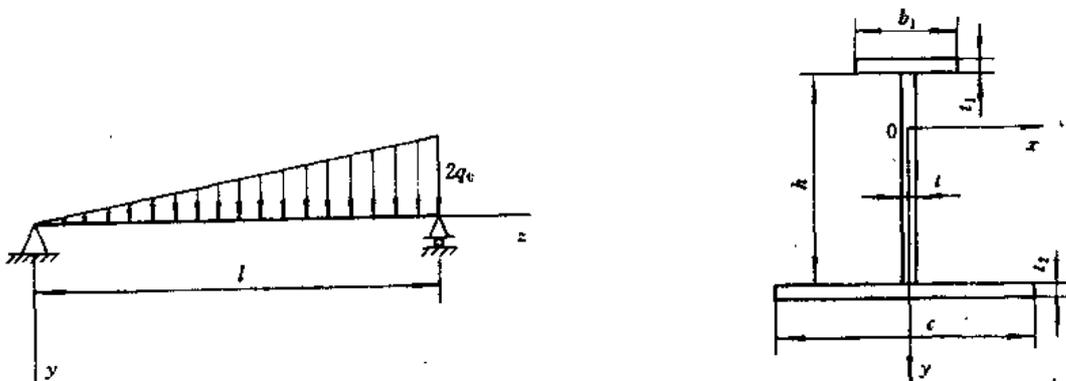


图5-9 两端自由支持的T型材

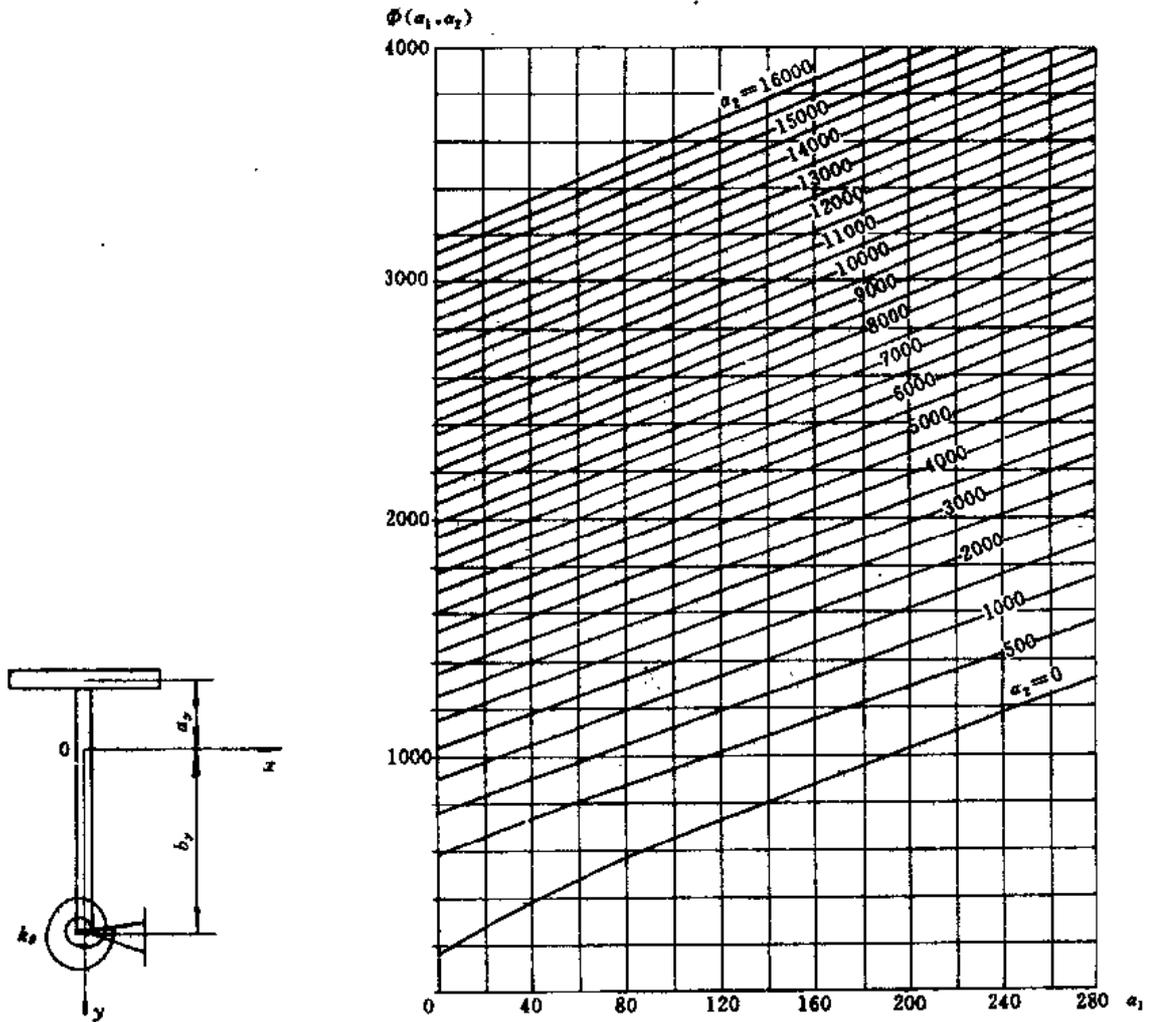


图5-10 Φ - a_1, a_2 曲线

$$q_{0,\sigma} = \frac{EI_{\omega}^*}{|\beta_1^*| l^4} \Phi(a_1, a_2) \quad (5.3.10)$$

式中 E ——材料弹性模量；

$I_{\omega}^* = \frac{1}{12} t_1 b^3 h^2$ ——扶强材剖面扇性惯性矩, cm^4 ；

$\beta_1^* = \frac{1}{I_x} \left[\int y^3 dF + \int x^2 y dF \right] - 2b_y$ (cm)；

$\Phi(a_1, a_2)$ ——按 a_1 及 a_2 由图5-10查得的函数值, 其中

$$a_1 = \frac{I_x l^2}{I_{\omega}^*}, \quad a_2 = \frac{k_{\phi} l^4}{EI_{\omega}^*}$$

I_x ——剖面对 x 轴的惯性矩, cm^4 ；

$I_{\omega} = \frac{1}{3} b t_1^3 + \frac{1}{3} h t^3$ ——扶强材扭转惯性矩, cm^4 ；

$k_{\phi} = \frac{Et_1^3}{3c(1-\mu^2)}$ ——扶强材单位宽度带板抗扭刚性系数；

t_2 ——扶强材带板厚度, cm;

c ——扶强材间距, cm。

若扶强材在丧失稳定性时, 应力超过了材料弹性极限, 上述临界载荷计算公式应予以修正。这里不再详述, 参见文献[3]。

研究式(5.3.10), 不难发现, 影响型材总稳定性的主要因素是: 梁材腹板高度 h 、小翼板的宽度 b_1 及梁材跨度 l 。梁材跨度 l 愈大, 小翼板宽度 b_1 愈小、腹板高度 h 愈大, 则型材愈容易丧失总稳定性。

初次近似计算时, 可按下式校核型材的总稳定性⁽⁴⁾:

$$\frac{l}{b_1} < 100 \sqrt{\frac{100}{\sigma_1}} \quad (5.3.11)$$

式中 σ_1 ——材料屈服极限, N/mm²。

5.4 型材剖面设计问题的一般提法与结构优化设计的基本概念

5.4.1 型材剖面设计问题的一般提法

对于焊接于钢板上的 T 型材, 其剖面设计的任务是确定结构重量最轻的剖面尺寸: 型材腹板高度 h 及厚度 t 、面板宽度 b_1 及厚度 t_1 (见图 5-11), 并保证型材具有足够的强度和稳定性, 以及满足工艺、构造、营运使用等方面的要求。

利用前两节的知识, 上述设计任务如用数学的语言来描述, 则可以说成:

求最优的 h, t, b_1, t_1 使不包括带板剖面面积 f_2 的型材剖面面积为最小, 即

$$F = ht + b_1 t_1 \rightarrow \min \quad (5.4.1)$$

并满足下列要求:

(1) 翼板最大弯曲正应力 σ 不超过许用应力 $[\sigma]$, 即

$$\sigma = \frac{M}{W_1} \leq [\sigma] \quad (5.4.2a)$$

或

$$W_1 \geq \frac{M}{[\sigma]} \quad (5.4.2b)$$

(2) 腹板最大剪应力 τ 不超过许用值 $[\tau]$, 即

$$\tau = \frac{NS}{I} \leq [\tau] \quad (5.4.3a)$$

或

$$f = ht \geq \frac{N}{0.85[\tau]} = f_0 \quad (5.4.3b)$$

(3) 保证腹板不丧失局部稳定性, 即要求

$$\frac{h}{t} \leq m \quad (5.4.4)$$

(4) 考虑腐蚀或工艺性, 即要求

$$t \geq t_0 \quad (5.4.5)$$

(5) 保证面板不丧失局部稳定性, 即要求

$$\frac{b}{t_1} \leq n_0 \quad (5.4.6)$$

此外,尚应保证型材的总稳定性。为简化讨论,将这一要求作为最后的补充校核之用。

在数学上,上述提法便是有约束的数学规划问题。这样,一个型材剖面的设计问题就被公式化,并被转化为一个数学规划问题,从而可应用数学规划方法进行型材剖面设计。

应用数学规划方法解决结构设计问题,是结构设计方法的重大发展。它不仅使结构设计的自动化成为可能,同时还在更广泛意义上使结构系统优化设计能得以实现。目前,结构优化设计已发展成一门专门学科。本书虽不可能涉及数学优化的理论知识和结构优化的整个内容,但是对一个设计者来说,了解数学优化的概貌和基本特点仍是十分必要的。

5.4.2 结构优化设计的基本概念

应用数学规划方法解决结构设计问题将引入如下术语。

1. 设计变量

任何一个结构设计方案,总可以用有限的一组说明结构材料、布置和尺寸的量来描述。其中,一些参数量是设计之初便已给定了的,它们不随设计过程而改变,通常称为预定参数,例如,在所讨论的型材剖面设计问题中,梁的跨度、载荷、材料及带板尺寸等。另一些,则是在设计过程中可以自由调整、变化的参数,称为设计变量,例如,型材剖面设计问题中的 h, t, b_1 及 t_1 等。根据具体情况,设计变量可以是构件的剖面几何参数(例如,构件剖面的尺寸、剖面积、惯性矩等),也可以是结构的布局参数(例如,结构的型式、节点位置、构件间距等),或构件所用材料的参数。当结构布局和构件材料已被确定时,设计变量就只是构件剖面的几何参数了。这是最常见也是最简单的一类结构优化设计问题。

一个设计问题若有 n 个设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) , 则一般用它们的集合所组成的列阵表示,即记为

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (5.4.7)$$

式中上角标 T 表明转置。

在以设计变量 x_1, x_2, \dots, x_n 为坐标轴组成的 n 维空间上,每一个点(称为设计点)代表一个可能(不一定满足设计要求)的设计方案。这个空间,称为设计空间。

2. 约束条件

在设计过程中,设计变量虽然可以被修改和调整,但是它要受到许多限制。也就是说,并不是所有的设计方案都是可以应用的。一个可以被应用的设计方案,必须要满足一系列对设计提出的要求。这些要求便构成了对设计的限制条件,称为约束条件,例如,上述对型材剖面设计列出了五个约束条件。它们可以是在每一种载荷作用下不发生各形式的破坏(称为性能约束),也可以是因制造、使用等直接对设计变量取值范围的限制(称为限界约束),并且一般可表示为关于设计变量 \mathbf{X} 的等式或不等式的方程式:

$$\left. \begin{aligned} h_j(\mathbf{X}) &\leq 0 \quad (j=1, 2, \dots, J) \\ g_k(\mathbf{X}) &= 0 \quad (k=1, 2, \dots, K) \end{aligned} \right\} \quad (5.4.8)$$

在设计空间中,满足 $g_k(\mathbf{X})=0$ 和 $h_j(\mathbf{X})=0$ 的点集合称为约束曲面(二维为曲线,下同)。任何约束曲面都将设计空间分为满足约束条件与不满足约束条件的两部分。对等式约束,只有约束曲面上的设计点才满足约束条件,约束曲面外的任何设计点都不满足约束

条件。对不等式约束,约束曲面及其一侧的所有设计点都满足约束条件,而约束曲面的另一侧则不满足约束条件。

3. 可行域

满足所有约束条件的结构设计方案是可以被应用的设计,称为可行设计(或可用设计);反之,只要不满足其中某一个约束条件的设计方案都是不可应用的,称为非可行设计(或不可用设计)。所有可行设计点的集合称为可行域;反之,称为非可行域。构成可行域边界的约束曲面称为临界约束。在表明可行域的图形中,一般在临界约束非可行一侧画上斜线,如图5-12所示。

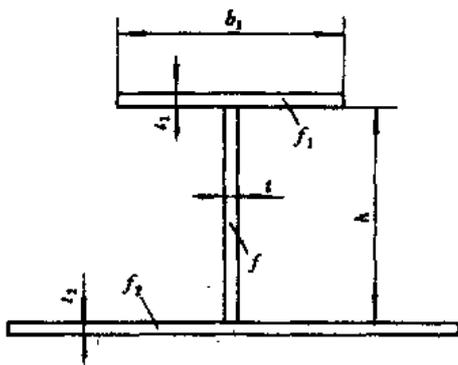


图5-11 T型材剖面设计尺寸标记

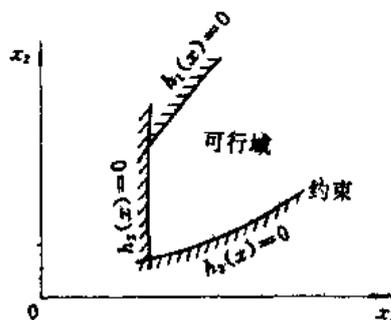


图5-12 可行域的表示(二维)

4. 目标函数

结构设计的任务是,在所有可行的设计方案中寻找出最优方案。为此,就必须要有—个评价设计方案“优”或“劣”的指标。这个指标可以是结构重量,也可以是获利能力,或是初始成本,或是承载能力,或是自振频率,甚至是这些指标的某种适当的组合,但它们都是设计变量的函数,因而称为目标函数或评价函数,一般记为 $f(X)$ 。

在设计空间中,目标函数值相等的各点所构成的曲面称为目标函数等值面。在设计空间寻找最优设计方案(即最优点 X^*),就是寻找目标函数等值面与可行域临界约束曲面的切点(见图5-13(a))或触点(见图5-13(b))。

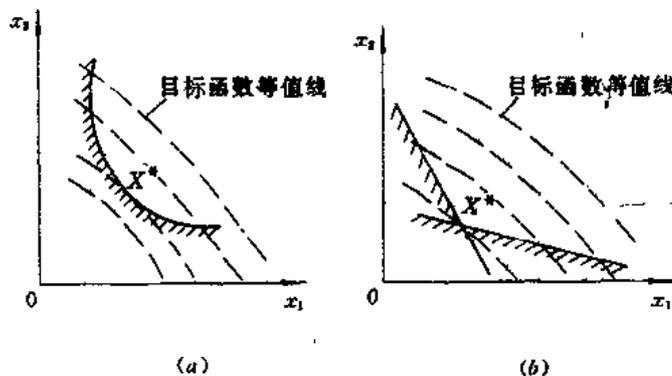


图5-13 最优解

引入上述术语后,一般的结构设计问题便可如下简明地表达为数学规划问题的一个命题。

求设计变量 X , $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$

使目标函数

$$f(X) \rightarrow \min(\text{或 } \max)$$

并受到约束

$$h_j(X) \leq 0 \quad (j=1, 2, \dots, J)$$

$$g_k(X) = 0 \quad (k=1, 2, \dots, K)$$

或简记为:

求 X

使

$$f(X) \rightarrow \min(\text{或 } \max)$$

s. t.

$$h_j(X) \leq 0 \quad (j=1, 2, \dots, J)$$

$$g_k(X) = 0 \quad (k=1, 2, \dots, K)$$

(5.4.9)

式(5.4.9)称为结构优化设计问题的数学表达式。它是结构优化设计最关键性的一项工作,它的建立集中体现了设计人员运用智慧和经验来分析问题、综合问题和解决问题的能力。一旦设计问题的数学表达式建立起来,剩下的工作就是选择合适的优化方法进行求解了。

已有许多专门书籍系统介绍了结构优化设计的常用方法^[5,6]。在文献[7,8,9]中对各种方法在船舶结构优化中的应用作了简要的评述。

5.5 型材剖面最佳尺寸的实用设计公式

5.5.1 公式推导的基本思路

在上一节,将型材剖面的设计问题归结为一个四变量五约束的优化问题。自然可应用一般的最优化数值方法进行求解。由于这个设计问题比较简单,可以通过预先选择适当的一组临界约束将目标函数转化为一个单变量函数,从而导得一组设计公式进行优化设计,并由此来了解结构优化设计问题的一些特点。

首先,可以暂不考虑面板的具体尺寸。于是,将设计变量减为三个,即 h, t, f_1 , 约束条件减为四个,即式(5.4.2)~式(5.4.5)。

此外,在一般情况下,保证梁材的弯曲强度是主要的,即最轻型材剖面尺寸相应于弯曲强度条件式(5.4.2)为临界约束,取该式的等式,即

$$W_1 = \frac{M}{[\sigma]} \quad (5.5.1)$$

又利用式(5.2.7),将型材面板的面积表示为腹板尺寸的函数,即

$$f_1 = b_1 t_1 = \frac{W_1}{h} - \frac{ht}{K} \quad (5.5.2)$$

于是,可将型材剖面积 F (目标函数),式(5.4.1)转化为:

$$F = \frac{W_1}{h} + \frac{K-1}{K} ht \quad (5.5.3)$$

而约束条件为:

$$h/t \leq m \quad (5.5.4)$$

$$t \geq t_0 \quad (5.5.5)$$

$$ht \geq f_0 \quad (5.5.6)$$

这样,原问题就变成一个二变量三约束的优化问题。图5-14、图5-15及图5-16表示了
几种典型情况下的最优化图象。下面,将分别加以说明。

5.5.2 腹板的最佳高度

1. 最轻剖面高度仅受腹板最小厚度条件控制

这种情况如图5-14所示。此时式(5.5.5)取等式,式(5.5.4)及式(5.5.6)取不等式(即
它们自动被满足)。

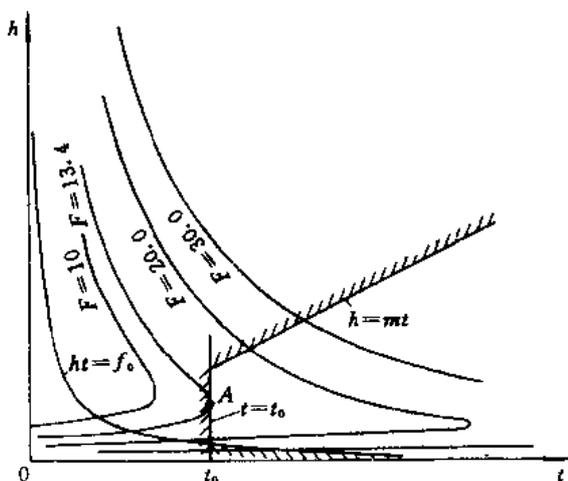


图5-14 受最小厚度控制的最优设计

因取 $t=t_0$,式(5.5.3)型材剖面面积 F 又进一步简化为一个单变量函数,即

$$F = \frac{W_1}{h} + \frac{K-1}{K} ht_0$$

于是,由

$$\frac{\partial F}{\partial h} = -\frac{W_1}{h^2} + \frac{K-1}{K} t_0 = 0$$

求得使剖面面积 F 为最小的腹板高度 h_{opt} 为:

$$h_{opt} = \sqrt{\frac{K}{K-1} \frac{W_1}{t_0}} \quad (5.5.7)$$

此解为图5-14中目标函数等值线与 $t=t_0$ 的直线的切点 A 。

以 K 的最大值($K=6$)与最小值($K=3$)代入式(5.5.7)得:

$$1.10 \sqrt{\frac{W_1}{t_0}} \leq h_{opt} \leq 1.22 \sqrt{\frac{W_1}{t_0}}$$

由此可知, K 值对 h_{opt} 的影响不大。

一般在设计中,取其平均值进行近似计算,即

$$h_{opt} = 1.16 \sqrt{\frac{W}{t_0}} \quad (5.5.8)$$

由于已假定腹板的稳定性条件自动满足,即

$$\frac{h_{opt}}{t_0} = \frac{\sqrt{\frac{K}{K-1} \cdot \frac{W_1}{t_0}}}{t_0} \leq m$$

由此得关系式

$$W_1 \leq \frac{K-1}{K} m^2 t_0^3 \quad (5.5.9)$$

如令

$$W_0 = \frac{K-1}{K} m^2 t_0^3 \quad (5.5.10)$$

则式(5.5.9)变为:

$$W_1 \leq W_0 \quad (5.5.11)$$

另外,还假定腹板的剪切强度条件自动满足,即

$$\frac{f_0}{t_0} \leq \sqrt{\frac{K}{K-1} \cdot \frac{W_1}{t_0}}$$

由此又得关系式

$$W_1 \geq \frac{K-1}{K} \cdot \frac{f_0^2}{t_0} \quad (5.5.12)$$

这就是说,若由弯曲强度条件式(5.5.1)决定的最小剖面模数 W_1 在

$$\frac{K-1}{K} \cdot \frac{f_0^2}{t_0} \leq W_1 \leq W_0$$

范围内时,最轻的型材剖面高度仅受腹板最小厚度条件控制。

2. 最轻剖面高度仅受腹板稳定性条件控制

这种情况如图5-15所示。此时,约束条件式(5.5.4)取等式,式(5.5.5)及式(5.5.6)取不等式。

因为

$$\frac{h}{t} = m$$

故有:

$$f = ht = \frac{h^2}{m}$$

将其代入式(5.5.3)得:

$$F = \frac{W_1}{h} + \frac{K-1}{K} \cdot \frac{h^2}{m}$$

利用

$$\frac{\partial F}{\partial h} = -\frac{W_1}{h^2} + 2 \frac{K-1}{K} \cdot \frac{h}{m} = 0$$

求得使剖面面积 F 为最小的腹板高度 h_{opt} 为:

$$h_{opt} = \sqrt{\frac{K}{2(K-1)} W_1 m} \quad (5.5.13)$$

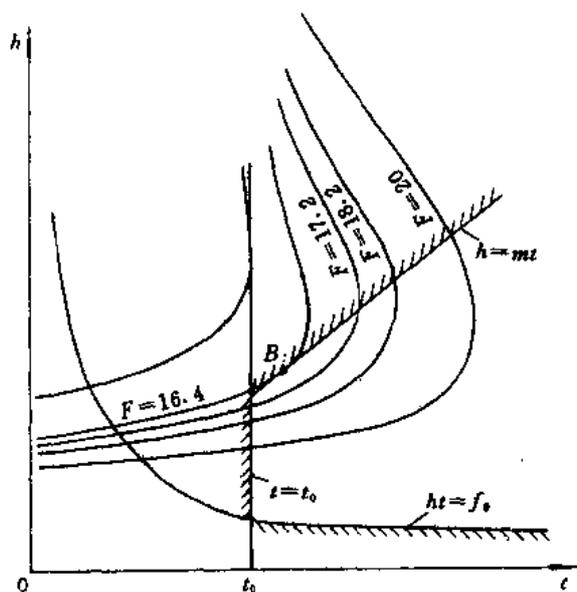


图5-15 受腹板稳定性控制的最优设计

此解为图5-15中目标函数等值线与 $h=mt$ 的直线的切点 B 。

代入 K 值的最大值与最小值, 可知 h_{opt} 值在

$$0.84 \sqrt[3]{W_1 m} \leq h_{opt} \leq 0.9 \sqrt[3]{W_1 m}$$

范围内。因此, 在设计中一般可取其平均值进行近似计算:

$$h_{opt} = 0.87 \sqrt[3]{W_1 m} \tag{5.5.14}$$

因为已假定腹板的最小厚度条件自动满足, 即

$$t \geq t_0 \quad \text{或} \quad h = mt \geq mt_0$$

所以有:

$$\sqrt[3]{\frac{K}{2(K-1)} W_1 m} \geq mt_0$$

由此得:

$$W_1 \geq \frac{2(K-1)}{K} m^2 t_0^3 \tag{5.5.15}$$

根据式(5.5.10)得:

$$W_1 \geq 2W_0 \tag{5.5.16}$$

由于 $\frac{f_0}{t_0} < mt_0$, 显然腹板的剪切强度条件自动满足。

3. 若最小剖面模数 W_1 在 W_0 与 $2W_0$ 之间

此时, 最轻剖面高度将同时受腹板稳定性及最小厚度两条件的控制, 即图5-16所示该两约束曲线的交点 C 。由图可见, 此时若仅以最小厚度条件决定最佳高度(即 A 点)不能满足腹板的稳定性要求; 而若仅以腹板的稳定性条件决定最佳高度(即 B 点)又不能满足最小厚度要求。

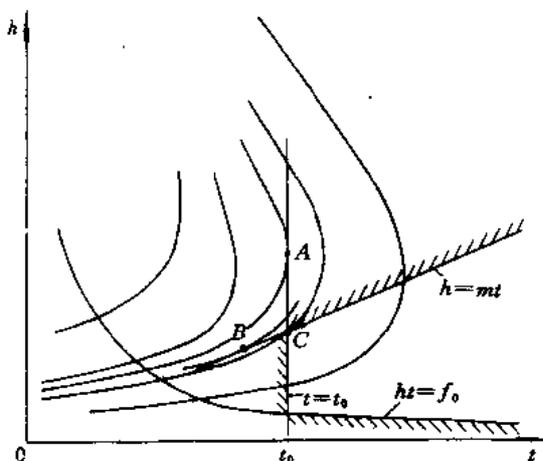


图5-16 W_1 在 W_0 与 $2W_0$ 之间控制的最优设计

4. 带板应力受限制的型材剖面设计

在造船实践中,有时舱壁板采用比舱壁扶强材机械性能低的材料,以充分发挥材料的作用。

此时,梁材的弯曲强度尚应附加对带板弯曲正应力的限制,即

$$\frac{M}{W_2} \leq [\sigma'] \tag{5.5.17}$$

式中 W_2 ——型材剖面带板的剖面模数;

$[\sigma']$ ——带板的许用应力。

考虑到式(5.5.1),式(5.5.17)可转化为:

$$\beta \leq \beta_0 \tag{5.5.18}$$

式中 $\beta = \frac{W_1}{W_2} = \frac{2f_1 + f}{2f_2 + f} < 1$

$\beta_0 = \frac{[\sigma']}{[\sigma]}$ ——两翼板的许用应力之比。

因此,带板与型材材料不同时,可以先假定它们是相同的来确定剖面的最佳尺寸。然后,校核强度条件式(5.5.18),若该式成立,则最佳尺寸求得;若该式不满足,则带板应采用机械性能更高的材料或者设法降低型材剖面的 β 值,使其等于 β_0 。由于带板剖面积 f_2 为一定值,要降低 β 值(即要使剖面中和轴移向带板),只有靠减少小翼板面积 f_1 。但是,为了不破坏小翼板的强度条件,又必须同时提高腹板的高度。

令

$$\beta = \frac{2f_1 + f}{2f_2 + f} = \beta_0 \tag{5.5.19}$$

则得

$$f_1 = \beta_0 f_2 - \frac{1 - \beta_0}{2} f \tag{5.5.20}$$

又知

$$f_1 = \frac{W_1}{h} - \frac{2-\beta_0}{6} f \quad (5.5.21)$$

联列求解式(5.5.20)和式(5.5.21),可得满足大、小翼板弯曲强度条件的腹板面积,即

$$f = \frac{6}{2\beta_0-1} \left(\frac{W_1}{h} - \beta_0 f_2 \right) \quad (5.5.22)$$

以及小翼板面积,即

$$f_1 = \frac{6}{2\beta_0-1} \left(\beta_0 \frac{2-\beta_0}{6} f_2 - \frac{1-\beta_0}{2} \cdot \frac{W_1}{h} \right) \quad (5.5.23)$$

这里要指出,此时型材剖面的总面积为:

$$F = f_1 + f = \frac{6}{2\beta_0-1} \left(\frac{1+\beta_0}{2} \cdot \frac{W_1}{h} - \beta_0 \frac{4+\beta_0}{6} f_2 \right) \quad (5.5.24)$$

而总面积将随型材高度 h 的增加而单调下降,因此不存在极值条件下的重量最轻解答。

(1)最轻剖面高度仅受腹板最小厚度条件限制,即最轻解在约束曲线 $t=t_0$ 上。

此时,由

$$f = ht_0 = \frac{6}{2\beta_0-1} \left(\frac{W_1}{h} - \beta_0 f_2 \right)$$

得二次方程式:

$$h^2 + \frac{6\beta_0 f_2}{(2\beta_0-1)t_0} h - \frac{6}{2\beta_0-1} \cdot \frac{W_1}{t_0} = 0 \quad (5.5.25)$$

解此方程式,便得型材剖面最佳高度 h 。

由于已假定腹板的稳定性条件自动满足,即由式(5.5.25)求得的 h 满足 $h < mt_0$ 。所以,最小剖面模数 W_1 必定在下述范围内:

$$W_1 < \frac{2\beta_0-1}{6} m^2 t_0^3 + mt_0 f_2 \beta_0$$

令

$$W'_0 = \frac{2\beta_0-1}{6} m^2 t_0^3 + mt_0 f_2 \beta_0 \quad (5.5.26)$$

则得

$$W_1 < W'_0 \quad (5.5.27)$$

(2)最轻剖面高度仅受腹板稳定性条件限制,即最轻解在约束曲线 $h=mt$ 上。

此时,由

$$f = ht = \frac{h^2}{m}$$

式(5.5.22)变为:

$$h^3 + \frac{6\beta_0}{2\beta_0-1} f_2 mh - \frac{6}{2\beta_0-1} mW_1 = 0 \quad (5.5.28)$$

解此三次方程式,便求得最佳剖面高度 h 。

由于已假定腹板的最小厚度条件取不等式,即上式求得的 h 满足

$$\frac{h}{m} > t_0$$

所以,最小剖面模数 W_1 必定

$$W_1 > W'_0 \quad (5.5.29)$$

(3) 最轻剖面高度同时满足 $t \geq t_0$ 及 $\frac{h}{t} \leq m$ 的条件, 即最轻解在 $t=t_0$ 及 $h=mt$ 二约束由线的交点 C 上。

5.5.3 梁材面板的尺寸

在 W_1, h, f 及 f_2 已知的情况下, 梁材面板的剖面积可根据式(5.2.4)求得, 即

$$f_1 = \frac{4f_2(3W_1 - fh) + f(6W_1 - fh)}{4h(3f_2 + f)} \quad (5.5.30)$$

或者按式(5.5.21)决定。

在设计型材剖面时, 必须尽可能增大自由翼板的宽度和减小其厚度, 以提高型材的总稳定性。但是, 其尺寸还受到自由翼板不丧失局部稳定性的限制, 即

$$\left(\frac{b_1}{2}\right) \leq n_0 t_1 \quad (5.5.31)$$

式中 n_0 按式(5.3.2)或式(5.3.3)决定。

在式(5.5.31)中取等号, 并由

$$f_1 = b_1 t_1 = b_1 \frac{b_1}{2n_0} = 2n_0 t_1^2$$

得自由翼板的尺寸:

$$b_1 = \sqrt{2n_0 f_1} \quad (5.5.32)$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{f_1}{2n_0}} \quad (5.5.33)$$

在确定型材面板尺寸时还应考虑使用及施工过程中的问题。面板宽度过大, 就难以在梁材间进行检查及油漆等工作。腹板与翼板的厚度相差太大对梁材焊接工作不利, 因为在焊接过程中, 热量向厚度大的组成部分传递比向厚度小的组成部分快。因此, 对焊接 T 型材面板厚度 t_1 、腹板厚度 t 及带板厚度 t_2 之间一般有如下关系:

$$\left. \begin{aligned} t_1 &\leq t + 4\text{mm} \\ 1.4t &\leq t_2 \leq 2t \\ t_2 - 4\text{mm} &\leq t \leq t_2 + 4\text{mm} \end{aligned} \right\} \quad (5.5.34)$$

另外, 在设计时还应注意, 用扁钢制造 T 型材面板比用钢板简单、经济。

通过本节讨论, 导得了型材剖面最佳尺寸的实用设计公式。同时, 指明了结构设计最优解的特点, 即它的最优解一定在目标函数等值面与某个临界约束曲面相切的点上或几个临界约束曲面的顶点上。但是, 本节所述方法不能适用于一般设计问题。因为, 当设计变量和约束条件都很多时, 通常, 无法预料有多少或哪一些约束将是最优设计中的临界约束。因此, 必须运用最优化方法来迅速而有效地寻找最优解。

5.6 型材剖面设计示例

5.6.1 型材剖面设计的基本步骤

根据上节的讨论, 型材剖面最佳高度与参数 m 及 K 等有关, 而 m, K 又与剖面尺寸有

关。因此,型材剖面尺寸只能通过逐步近似的过程确定。

通常,可按下述步骤决定 T 型材剖面尺寸:

(1)确定设计前提。

这里包括:

①根据梁材所受的载荷、梁材间距、跨度及端部固定情况,确定设计用的计算弯矩 M 及剪力 N 。

②型材及带板材料的屈服极限 σ_s, σ'_s 和相应的许用应力 $[\sigma], [\sigma'], [\tau]$ 。

由此决定要求的:

$$\text{剖面模数 } W_1 = \frac{M}{[\sigma]}, \quad W_2 = \frac{M}{[\sigma']}$$

$$\text{腹板最小剖面面积 } f_0 = \frac{N}{0.85[\tau]}$$

③腹板的最小允许厚度 t_0 。

④带板的宽度及厚度。带板宽度一般可按规范的规定确定,或根据弹性力学的结果确定:对两端刚性固定梁,取跨度的 $1/6$;对两端自由支持梁,取跨度的 $1/3$,但均不得大于梁材间距。

(2)第一次近似决定 m 。

初步可取 $\beta = 0.5, \frac{\tau}{\sigma} = 0.5, K = 4$ 进行计算。

(3)根据 m 与 t_0 计算 W_0 。

因取 $K = 4$, 所以有:

$$W_0 = 0.75m^2 t_0^3$$

(4)比较 W_1 与 W_0 的大小,按表 5-4 选择合适的公式,第一次近似计算 h_{opt}, f, f_1 。

表 5-4

最小腹板面积 f_0 的范围	最小剖面模数 W_1 的范围	剖面最佳高度 h_{opt}	腹板剖面面积 f	面板剖面面积 f_1
$f_0 \leq m t_0^3$	$W_1 \leq \frac{K-1}{K} \cdot \frac{f_0^3}{t_0}$	$\frac{f_0}{t_0}$	f_0	$\frac{\alpha_1(3\alpha_1-1)+0.25(6\alpha_1-1)}{3\alpha_1+1} \cdot f$ $\alpha_1 = \frac{W_1}{fh}, \alpha_2 = \frac{f_2}{f}$
	$\frac{K-1}{K} \cdot \frac{f_0^3}{t_0} < W_1 < W_0$	$\sqrt{\frac{K-1}{K} \cdot \frac{W_1}{t_0}}$	$h_{opt} t_0$	
	$W_0 \leq W_1 \leq 2W_0$	$m t_0$	$m t_0^3$	
	$W_1 > 2W_0$	$\sqrt[3]{\frac{K}{2(K-1)} \cdot W_1 m}$	$t_{2\sigma}^2/m$	

(5)第二次近似决定 m 。

先计算 β, τ 及 τ/β , 然后按公式计算 m 。

(6)重复(3)与(4)步骤。

应注意,若前后两次近似计算未改变型材剖面设计所选用的计算公式,则逐步近似计算就可不继续进行。因为,中和轴位置的改变,对最佳剖面尺寸的影响不大于 10%。型材剖面设计不同公式见表 5-4。

(7)计算面板的宽度与厚度。

(8)根据使用要求、钢材规格及施工要求等,最后确定剖面尺寸,并以最后选定的尺寸检验强度要求是否满足。

(9)校验型材总稳定性。

仅当初步估算不能满足时,才选用更加精确的方法。

如果型材与带板用不同的材料制造,尚须补充比较 β 与 β_0 的大小。若 $\beta \leq \beta_0$,上述设计为最佳设计;若 $\beta > \beta_0$,则应根据 W_1 与 W_0' 的关系选用不同的公式重新确定 h ,以降低 β 值,使其等于 β_0 。

5.6.2 例题

试确定某船实肋板尺寸。已知:

$$\begin{aligned} M &= 770 \text{ kN} \cdot \text{m}, N = 71 \text{ kN}, \sigma_r = 235 \text{ N/mm}^2, \\ [\sigma] &= 176 \text{ N/mm}^2, [\tau] = 100 \text{ N/mm}^2, f_2 = 18 \text{ cm}^2, \\ t_0 &= 4 \text{ mm}, l = 8 \text{ m} \end{aligned}$$

(1)计算 W_1 及 f_0 。

$$W_1 = \frac{M}{[\sigma]} = 437.5 \text{ cm}^3, f_0 = \frac{N}{0.85[\tau]} = 9.5 \text{ cm}^2$$

(2)第一次近似决定 m 。

$$\text{初步取 } \beta = 0.5, \frac{\tau}{\sigma} = 0.5 < 0.57$$

$$\text{因为 } A = 76[1 + 0.95(1 + \beta)^{2.33}] = 261.7$$

$$\text{所以 } m = \frac{100}{\sqrt{\frac{102}{A} + \frac{\tau}{\sigma}}} \cdot \sqrt{\frac{102}{\sigma_r}} = 70$$

(3)计算 W_0 。

因为 $K=4$,所以

$$W_0 = 0.75 m^2 t_0^3 = 235.2 \text{ cm}^3$$

(4)第一次近似计算型材剖面尺寸。

$$\text{因为 } W_0 < W_1 < 2W_0 \text{ 及 } f_0 < m t_0^2,$$

最佳高度同时受腹板稳定性及最小厚度条件限制,计算结果为:

$$h_{opt} = m t_0 = 28 \text{ cm}$$

$$f = m t_0^2 = 11.2 \text{ cm}^2$$

$$f_1 = \frac{\alpha_2(3\alpha_1 - 1) + 0.25(6\alpha_1 - 1)}{3\alpha_2 + 1} f = 13.4 \text{ cm}^2$$

(5)第二次近似决定 m 。

$$\text{因为 } \beta = \frac{2f_1 + f}{2f_2 + f} = 0.805$$

$$\tau = \frac{N}{0.85f} = 74.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{\tau}{\sigma} = \frac{\tau}{[\sigma]} = 0.424$$

所以

$$m = \frac{100}{\sqrt{\frac{102}{A} + \frac{\tau}{\sigma}}} \cdot \sqrt{\frac{102}{\sigma_1}} = 78.4$$

(6)第二次近似计算型材剖面尺寸。

因为 $K = \frac{6}{2-\beta} = 0.502$

$$W_0 = \frac{K-1}{K} m^2 t_0^3 = 315 \text{cm}^3 < W_1 < 2W_0$$

所以 $h_{opt} = mt_0 = 31.4 \text{cm}$

$$f = mt_0^2 = 12.54 \text{cm}^2$$

$$f_1 = \frac{\alpha_2(3\alpha_1-1) + 0.25(6\alpha_1-1)}{3\alpha_2+1} f = 11.3 \text{cm}^2$$

式中 $\alpha = \frac{W_1}{fh} = 1.11, \quad \alpha_2 = \frac{f_2}{f} = 1.435$

因为第二次近似计算未改变所使用的计算公式,所以不必进行第三次近似计算。

(7)确定面板尺寸。

考虑到制造因素,取腹板尺寸为 300×4 。于是,为保证弯曲强度,面板面积为:

$$f_1 = \frac{\alpha_2(3\alpha_1-1) + 0.25(6\alpha_1-1)}{3\alpha_2+1} f = 12.1 \text{cm}^2$$

由式(5.3.2)及式(5.3.3)决定的 n_0 在9~18之间。

由式(5.5.32),面板宽度为:

$$b_1 = \sqrt{2n_0 f_1} = 14.8 \sim 20.9 \text{cm}$$

由式(5.5.33),面板厚度为:

$$t_1 = \sqrt{\frac{f_1}{2n_0}} = 0.82 \sim 0.58 \text{cm}$$

考虑到钢材牌号,实取面板尺寸为 160×8 。

(8)按最后选定的尺寸检验强度条件。

利用最后选定的尺寸可得:

$$\beta = \frac{2f_1 + f}{2f_2 + f} = 0.783, \quad \kappa = 4.93$$

$$W_1 - h(f_1 + \frac{f}{K}) = 457 \text{cm}^3 > 437.5 \text{cm}^3$$

(9)总稳定性检验。

因为 $\frac{l}{b} = \frac{800}{16} = 50 < 100 \sqrt{\frac{100}{\sigma_1}} = 65.2$

所以,总稳定性可以得到保证。

参 考 文 献

- 1 (苏)斯曼斯基,船舶结构力学手册(3),孙海涛等译,上海:上海科学技术出版社,1980
- 2 周国华,陈国虞,船用型钢稳定性的要求,船舶与海洋工程型钢论文集,中国造船工程学会船舶工程编辑部,1988

- 3 陈柏真. 舱壁扶强材的侧向稳定性. 中国造船, 1980(2)
- 4 Сетал. Курсовое проектирование по строительной механике корабля. Ленинград: Судпроект, 1961
- 5 李炳威. 结构优化设计. 北京: 科学出版社, 1979
- 6 程耿东. 工程结构优化设计基础. 北京: 水利电力出版社, 1984
- 7 Hughes. Structural Optimization, Section 4 of Chapter IV. 1 Proc. 7th International Ship Structures Congress, Paris, 1979
- 8 曾广武. 优化设计方法及其在造船工程中的应用. 北京: 国防工业出版社, 1986
- 9 于宝海, 肖熙. 船舶结构优化设计. 上海: 上海交通大学出版社, 1986

第六章 船体中剖面计算法设计^[1,2]

6.1 船体结构钢料和结构型式的选择

6.1.1 船体结构钢料的选择

船体材料是保证船体结构性能优良和安全可靠的首要方面。在船舶发展的历史中,船体结构材料的发展就曾促进船舶发生了划时代的变革。钢是目前造船中最大量使用的材料。因为它比其它材料有更高的强度/重量比,而产量大、费用又不太高。所以,这里只讨论船体钢料的选择问题。

1. 关于钢种的选择

合理选择船体结构用钢,不仅影响结构方案的决定,导致构件尺寸的种种变化,而且直接影响船舶的经济性,甚至影响船舶总体性能。所以,它是初步设计时应首先解决的一个重要问题。

船体结构用钢一般分为:一般强度船体结构钢和高强度船体结构钢(屈服极限大于265MPa的钢)。设计时应首先确定以何种屈服极限的钢材作为船体材料。在一般情况下,这个问题应该由经济合理性决定,并考虑船体重量的减轻。因此,应对同一条船采用不同方案进行计算比较。

对船长在80m~100m以下的小型船舶,构件尺寸往往根据一定的腐蚀、磨损等厚度储备来选择。此时,采用高强度钢将达不到减轻船体重量的目的。随着船长和它的排水量增加,船体主要构件采用屈服极限较高的钢材,并可以减轻结构重量。但是,船体主要构件厚度的减薄,要受到保证结构具有一定的稳定性储备的限制。所以,对每一类型的船舶来说,采用超过一定屈服极限的钢,其效果是不大的。同时,材料的选择还必须与船体骨架式的选择相配合,对横骨架式船,为保证稳定性要求,将不可能减薄板的厚度。所以,材料的屈服极限越高,就越有必要采用纵骨架式结构。此外,高强度钢的应用还会受到船体刚性最小要求的限制,例如,集装箱船等大开口船。

关于如何从结构重量最轻的观点选择钢材的问题,请见6.2节。

民用船舶一般可根据船长(L)选择合适屈服极限(σ_y)的钢材,其大致关系如下:

对于干货船

$L < 100\text{m}$	$\sigma_y = 235 \sim 294\text{MPa}$
$100\text{m} \leq L \leq 180\text{m}$	$\sigma_y = 294 \sim 343\text{MPa}$
$L > 180\text{m}$	$\sigma_y = 392\text{MPa}$

对于油船

$L < 100\text{m}$	$\sigma_s = 235\text{MPa}$
$100\text{m} \leq L \leq 150\text{m}$	$\sigma_s = 235 \sim 294\text{MPa}$
$150\text{m} < L \leq 180\text{m}$	$\sigma_s = 294 \sim 343\text{MPa}$
$L > 180\text{m}$	$\sigma_s = 392\text{MPa}$

对于军用舰艇,往往希望采用强度较高的船体材料,以获得最好的战术技术性能,但实践表明,采用高强度钢对改善结构的疲劳性能收效甚微。因此,高强度钢一般不适宜用于水面战斗舰艇在疲劳环境条件下的主要结构。纵骨架式舰艇根据排水量来选择钢材的一些初步资料如下表所示:

舰艇排水量(t)	舰艇长度(m)	屈服极限(MPa)
小于500	小于50	235
500~800	50~60	294
800~1500	60~80	343
1500~3500	80~120	392
10000~20000	150~200	441
20000~30000	200~220	490
大于30000	大于240	539

2. 关于材料级别的选择

第二次世界大战以来,随着材料科学、冶炼技术的发展,船体结构用钢作为最主要的船体材料,已经取得了很大的进步。目前,根据脱氧方法、化学成分、机械性能、钢材供应状态的要求等,将船体结构用钢划分为不同的钢级。不同钢级机械性能的主要区别在于,为防止脆性断裂对材料的脆性转变温度及抗脆性断裂能力的要求不同。

因此,为了防止断裂,全船不同部位的构件应根据其受力、重要性及钢板的厚薄而采用不同钢级的材料。关于这一要求,各船级社规范都有明确规定,在结构设计时要特别注意。关于我国《海船规范》的要求,参见7.1节。

另外,同一条船的船体结构除可采用相同钢种不同级别的钢材外,还可使用具有不同强度等级的不同钢种,以提高船舶的使用性能,节约优质钢材,降低成本。

6.1.2 船体结构型式的选择

船体是钢板和骨架梁组成的薄壁结构。加强船体板的骨架布置方式又有横骨架式与纵骨架式两种。纵骨架式结构,因板格的长边沿船长布置,板格的稳定性通常可达到材料的屈服极限,因此它一般应用在对总纵强度要求较高的大型船舶的上甲板和船底结构。下甲板、舷侧及船端结构,一般受总纵弯曲的应力不大,主要是承受横荷重,通常采用横骨架式结构,这样既可保证局部强度,同时施工方便,且不致占据过大的舱容。

对于甲板,在以下情况宜采用横骨架式:

- (1) 所有沿舷侧具有足够宽度甲板,船长在90m~100m的干货船。建造横骨架式船舶的价格,由于工艺更简便将小于纵骨架式;
- (2) 对船长在100m~130m的干货船,若船长与型深之比小于12,且中拱弯矩较中垂弯矩大2~3倍时;

(3)上甲板经常要载运货物的干货船,此时如采用纵骨架式结构,高大的强横梁将损失不少舱容;

(4)对具有木质铺板且甲板开口较小的所有船舶;

(5)对破冰船。

对于船底,以下情况宜采用横骨架式:

(1)当船长小于120m,且机舱布置在中部时,从制造简单与价格低廉考虑,横骨架式更合适;

(2)当船舶的中垂弯矩大于中拱弯矩1.5~2.0倍时;

(3)船底板架长度与宽度之比大于1.7时;

(4)易遭受搁浅的船底和用抓斗起货而舱底又无保护板的船底。

在现代,一般都在船中部采用纵骨架式船底,其原因是:

(1)板的稳定性,在相同板的几何尺度下纵骨架式是横骨架式的4倍;另外,纵骨的剖面面积又计入等值梁剖面。因此,应用纵骨架式不仅提高了稳定性,而且提高了板架的强度;

(2)发生在纵向骨架梁间板内的永久变形不降低它的稳定性,而发生在横向骨架梁间板的初始挠度将大大降低板的承压能力;

(3)船舶航速的提高,导致增加船体剖面上的合成弯矩(考虑砰击而急剧增加了弯矩)。

对于舷侧,一般都采用横骨架结构,以利于装货和施工。但是,也有在局部或整个舷侧采用纵骨架式。例如,某些大型尾机型干货船,由于中垂弯矩较大,为防止舷顶列板及其相邻的舷侧板失稳,而在上甲板间舱的舷侧采用纵骨架式;又如军舰,由于舷侧板较薄,基于同样的理由,常在舷顶和艏部设置纵骨,或为使结构简化而采用纵骨架式舷侧;至于载重量超过20000t的油船,特别是超大型油船,一般都采用纵骨架式舷侧。

对于船端结构,一般也采用横骨架式。然而,近几年来,在舰艇制造中,为避免骨架式在船端过渡时连接上的困难,而将纵骨一直延续到船端。

最后还要指出,对一些受力较大、结构强度和重量要求较严的快艇、超高速船,尽管船艏尺度不大,但仍须采用纵骨架式结构。

6.2 中剖面计算法设计的基本任务和策略

所谓船体结构的计算法设计,是指运用结构分析方法的综合来确定船体横剖面的最优尺寸和所有构件的尺寸,并保证结构在外载荷作用下具有足够的强度、稳定性。因此,就要知道作用在结构上的计算载荷和应采用的强度条件的模式。

理论上,任何结构物都应作为一个整体,考虑其所有结构的相互联系与作用等特性来进行设计。然而,对船体这样一个所处环境条件复杂的大型空间结构物,目前还很难达到这一目标。船舶设计者惯用的做法是,将中部主体结构与首、尾结构分开处理。

船体中剖面结构是船体最重要的结构,并且其构件尺寸通常向船首、尾至少各延伸0.2倍船长(见图6-1),所以它最能代表船舶的最终结构重量和费用(例如,中部结构大约占整个船体结构重量的70%)。因此,船体中剖面的合理设计,始终是结构设计者的首要课题。

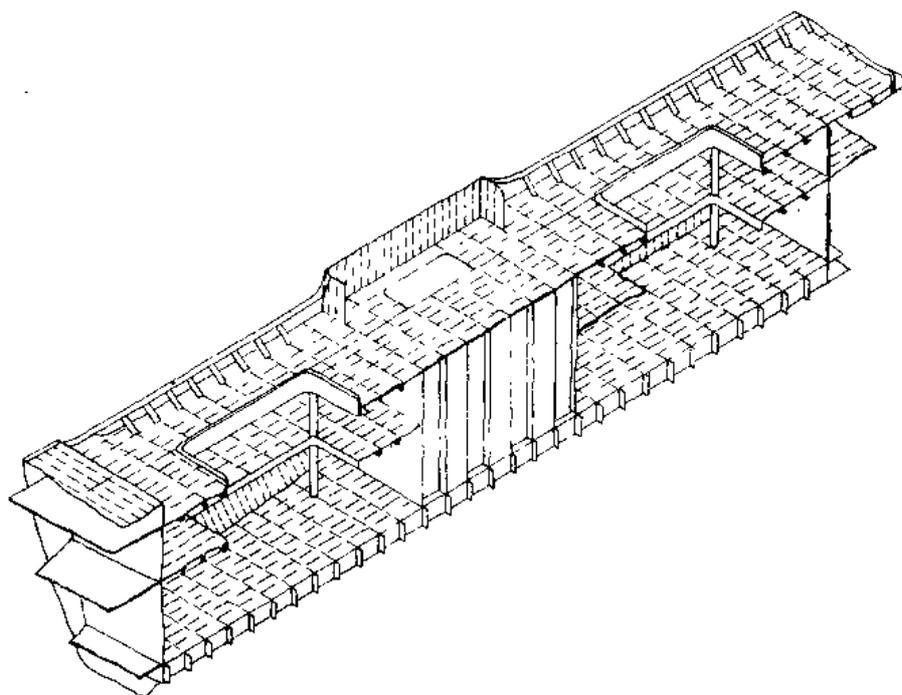


图6-1 干货船的中部结构

6.2.1 基本任务

在计算设计时,假定船体总布置(即甲板、内底、纵舱壁、内舷壁等位置)和线型(即横剖面的几何形状和尺寸)已经确定。广义地说,中剖面结构计算设计应包括综合决定纵、横构件布置及其尺寸。利用数学规划的优化方法可解决这个任务,并且已经有了实用的计算机程序问世^[3,4]。

本章所述的中剖面设计将不包括横向构件。因此,我们的任务是,依据作用在结构上的载荷,按结构的强度、稳定性及有关建造与使用要求,选择纵向强力构件的合理剖面尺寸及其配置。

如图6-1所示,假设纵桁、龙骨及横向构件的尺寸已被确定,待计算设计决定的只有:船体各列板厚度 t 、纵骨尺寸(可用纵骨剖面积 f 表示)及纵骨间距 b 等。应该注意,对不同的列板,上述各参数可以不同,但这会使待求的参数(即设计变量)太多。在实际造船中,除甲板边板、舷顶列板、平板龙骨等,处在同一板架平面中的各列板通常具有相同的参数值。利用此特点,可大大减少设计参数的个数。

6.2.2 设计要求与目标

1. 总强度要求

为了提供安全可靠、可使用的船体结构,在设计中首先要满足强度的要求。

大型船舶中剖面结构的主要作用是保证船体的总强度。根据有关的标准、条例或规范不难写出这方面的要求。例如:

(1) 强力甲板的总纵弯曲应力 $\sigma_{1,d}$ 不超过其许用应力 $[\sigma_1]$, 即

$$\sigma_{1,d} \leq [\sigma_1] \tag{6.2.1a}$$

或强力甲板的船体剖面模数 W_d 不小于其最小要求值 $W_{d,min}$, 即

$$W_d \geq W_{d,min} \tag{6.2.1b}$$

(2) 船底的合成应力, 即船底的总纵弯曲应力 $\sigma_{1,b}$ 与板架弯曲应力 $\sigma_{2,t}$ 之和, 不超过其许用应力 $[\sigma_1 + \sigma_2]$, 即

$$\sigma_{1,b} + \sigma_{2,t} \leq [\sigma_1 + \sigma_2] \tag{6.2.2a}$$

或平板龙骨处的船体剖面模数 W_b 不小于其最小要求值 $W_{b,min}$, 即

$$W_b \geq W_{b,min} \tag{6.2.2b}$$

(3) 船体剖面极限弯矩 M , 与最大合成计算弯矩 M_{max} 之比不小于规定值 n , 即

$$\frac{M}{M_{max}} \geq n \tag{6.2.3}$$

式中 n 为强度储备系数。

(4) 舷侧板的剪切应力 τ 不超过其许用值 $[\tau]$, 即

$$\tau \leq [\tau] \tag{6.2.4}$$

(5) 船体梁刚度(船体剖面惯性矩 I) 不小于其最小必需值 I_{min} , 即

$$I \geq I_{min} \tag{6.2.5}$$

为简化下面的讨论, 并且使得到封闭形式的解答, 在本章后面几节的介绍中, 总强度的要求仅为式(6.2.1a)及式(6.2.2a), 尽管这对实际问题是足够的。

2. 局部强度及稳定性要求

除总强度要求外, 在设计中尚应保证船体板和纵骨的局部强度和稳定性要求。关于这些要求的表达式及讨论, 详见本章6.4节。

3. 制造及工艺上的要求

在结构设计中, 除了要保证足够的强度之外, 还要考虑制造、工艺上的要求。例如, 能够冷轧的最大板厚、可施工的最小骨材间距等。

4. 使用上的要求

例如, 因腐蚀、磨损的最小板厚, 对结构变形和振动的限制等。

表6-1给出了现代海洋干货船最小船底板厚度⁽⁵⁾; 表6-2给出了舰艇最小内底板、外板厚度的经验数据, 仅供设计时参考。

表 6-1

船 长(m)	90	120	150	180
最小船底板厚度(mm)	9.5	11.0	12.5	14.0
最小船底板相当厚度(mm)	11.0	13.0	15.0	16.5

表 6-2

舰艇长度 (m)	排 水 量 (t)	最 小 厚 度		舰艇长度 (m)	排 水 量 (t)	最 小 厚 度	
		外板 (mm)	内底板 (mm)			外 板 (mm)	内底板 (mm)
小于50	小于500	4	3~4	160~200	15000~20000	8~9	6
50~80	500~1500	4~5	4	大于200	大于20000	大于9	大于7
90~130	1500~3500	5~6	4~5				

5. 设计的目标

在上述设计要求的限制下,以结构重量轻作为设计的目标。这一目标可用船体横剖面的面积表示,即

$$F = F_0 + \sum (b_i t_i + f_i) \quad (6.2.6)$$

式中 F_0 ——给定尺寸的构件剖面积。

6.2.3 求解与策略

经过上述讨论,其设计问题就变成一个数学规划问题了。利用通常的数学规划方法和程序可直接求解。然而,由于面临的是一个设计变量和约束条件都很多的设计问题,直接求解不仅要浪费许多计算机时间,而且会很难得到满意的结果。

如果利用所设计问题的特点,可大大简化计算,大幅度减少计算量。实际上,在总强度要求中,船体剖面模数、惯性矩等只与各列板及纵骨等纵向构件的总的剖面积沿横剖面的分布有关。由此,引入相当厚度的概念(见图6-2),它实际是船体板厚度与所有纵骨剖面积平铺在其宽度上的假想厚度相加所得。现将设计问题分两步完成。首先,计算满足总纵强度要求的结构相当厚度,即解决材料在整个横剖面上的最优配置。然后,根据求得的相当厚度,按局部强度与稳定性等要求确定板格及纵骨的尺寸,即解决材料在板与纵骨间的合理分配。这就是通常所说的分级优化的策略思想^[2,3]。当然,这种划分是人为的,一些约束条件还相互关联,两级之间需要适当协调,从而形成反复迭代的格局。

由上可知,在开始中剖面计算设计时,除了要有总布置图与型线图之外,还要选定结构的材料、确定相应的强度标准和进行环境载荷计算(即确定作用在船体剖面上的总纵弯曲力矩、剪力及作用在船底上为计算合成应力的计算荷重)。

综上所述,中剖面计算设计的整个过程如图6-3所示。

6.3 中剖面纵向构件相当厚度的决定

为简单起见,并且得到封闭形式的解答,本节只介绍在总强度条件式(6.2.1a)及(6.2.2a)要求下,决定相当厚度的问题。这类似于剖面高度及上、下两翼板应力均受到限制的型材剖面设计问题。显然,此时的最轻船体剖面设计一定在使强力甲板和船底板的应力都等于许用应力的情况下。

由于船底按合成应力校核总纵强度,一开始我们并不知道当船底合成应力等于其许用应力时,其中总纵弯曲应力等于多少。这就使相当厚度必须由逐次近似求得。

6.3.1 纵向构件相当厚度的第一次近似决定

第一次近似计算,现以强力甲板总纵弯曲应力 $\sigma_{1,z}$ 等于许用应力 $[\sigma_1]$ 为条件。由已知计算剖面上的最大总纵弯曲力矩 M_{\max} 和许用应力 $[\sigma_1]$, 求所需甲板剖面模数的最小值为:

$$W_{z,\min} = \frac{M_{\max}}{[\sigma_1]} \quad (6.3.1)$$

知道了 $W_{z,\min}$, 还求不出所需要的船体剖面惯性矩。为此,必须预先估计该剖面的中和轴位置。这可按型船或由设计实践得到的统计资料求得。表6-3给出了一些船舶中和轴位置的统计值,表中 e 为中和轴至船底基线的距离, D 为型深。

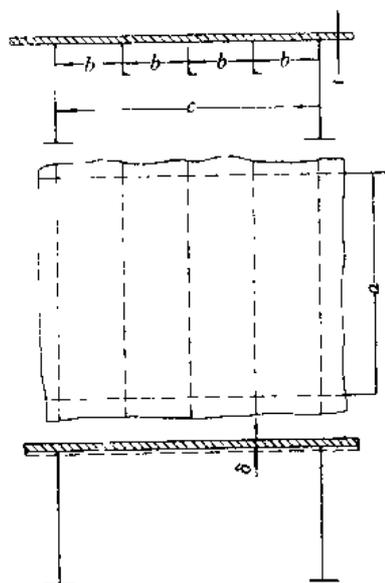


图6-2 结构的相当厚度

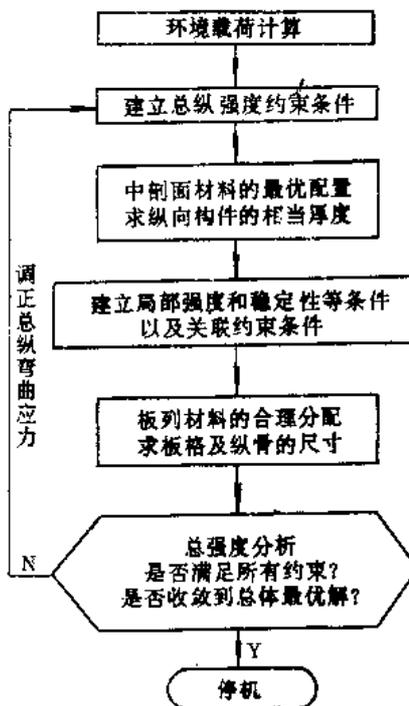


图6-3 中剖面计算设计基本流程

表 6-3

干货船	$e = (0.36 \sim 0.37)D$ 当 $L < 100m$				
	$e = (0.40 \sim 0.48)D$ 当 $100m \leq L \leq 200m$				
油船	$e = (0.48 \sim 0.50)D$ 当 $100m \leq L \leq 200m$				
	$e = (0.50 \sim 0.51)D$ 当 $L > 200m$				
中小型舰艇	排水量(t)	<500	500~800	800~1500	2000~3500
	e/D	0.40~0.45	0.42~0.46	0.44~0.47	0.45~0.48

选定中和轴位置后,就可计算所必需的船体剖面惯性矩 I ,即

$$I = W_{a, min} \cdot (D - e) = \frac{M_{max}}{[\sigma_1]} (D - e) \quad (6.3.2)$$

在设计时,要根据已知资料画出中剖面结构计算简图(见图6-4),并在图上标明坐标轴 Z 的正方向(以 Z 轴向上为正)以及中和轴 $O-O$ 。令强力甲板的相当厚度为 δ_1 ,船底板的相当厚度为 δ_0 。为减少计算的未知数,可将所有纵向强力构件分类:

(1)给定尺寸的构件。这些构件由局部强度或构造、工艺、使用上的要求决定其尺寸。因此,它们的尺寸均预先确定。例如,下甲板、纵舱壁等。

(2)其相当厚度与 δ_1 成比例的构件。这些构件的相当厚度等于 $k_1 \delta_1$ 。例如,甲板边板、连续的舱口纵围板等。

(3)其相当厚度与 δ_0 成比例的构件。这些构件的相当厚度等于 $k_0 \delta_0$ 。例如,平板龙骨、竖龙骨、底纵桁、内底板等。舷侧外板、舷顶列板、纵舱壁及内舷壁可作为与 δ_0 成比例的构件,或作为与 δ_0 及 δ_1 成比例的构件。

各个比例关系可根据使用经验、构造或工艺上的要求确定。图6-5和图6-6分别给出了舰艇和一般干货船中剖面上的构件这些比例关系。

将构件分类并选择各个合适的比例关系后，在计算简图上对所有构件进行编号。然后，如用手算的话，可按表格形式计算船体梁剖面要素（见表6-4）。考虑到中剖面的对称特点，计算仅需对半个剖面进行。

表 6-4

构件名称	构件尺寸 (cm)	剖面积 F_i (cm ²)	至中和轴距离 Z_i (m)	$F_i \cdot Z_i$ (cm ² ·m)	$F_i \cdot Z_i^2$ (cm ² ·m ²)	自身惯性矩 I_0 (cm ² ·m ²)
给定构件						
	Σ	$A =$		$B =$	$C =$	
与 δ_0 成比例构件 (当 $\delta_0 = 1$ 时)						
	Σ	$A_0 =$		$B_0 =$	$C_0 =$	
与 δ_1 成比例构件 (当 $\delta_1 = 1$ 时)						
	Σ	$A_1 =$		$B_1 =$	$C_1 =$	

为了求相当厚度 δ_0 和 δ_1 ，需要列出二个方程式：第一个是计算剖面纵向构件面积对中和轴的静矩应等于零，第二个是对中和轴的剖面惯性矩应等于上述要求的计算值 I 。根据表6-4的计算，这两个方程为：

$$\left. \begin{aligned} B + B_0\delta_0 + B_1\delta_1 &= 0 \\ C + C_0\delta_0 + C_1\delta_1 &= \frac{1}{2}I \end{aligned} \right\} \quad (6.3.3)$$

解方程组(6.2.3)便求得：

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= -\frac{B_1(\frac{1}{2}I - C) + BC_1}{B_0C_1 - B_1C_0} \\ \delta_1 &= \frac{B_0(\frac{1}{2}I - C) + BC_0}{B_0C_1 - B_1C_0} \end{aligned} \right\} \quad (6.3.4)$$

求得 δ_0 和 δ_1 之后，所有纵向强力构件的相当厚度也就确定了。此时，强力甲板总纵弯曲应力已等于其许用应力，但船底板合成应力一般将不等于其许用应力。为此，需进行相当厚度的第二次近似计算，以使船底板的合成应力也等于许用应力。

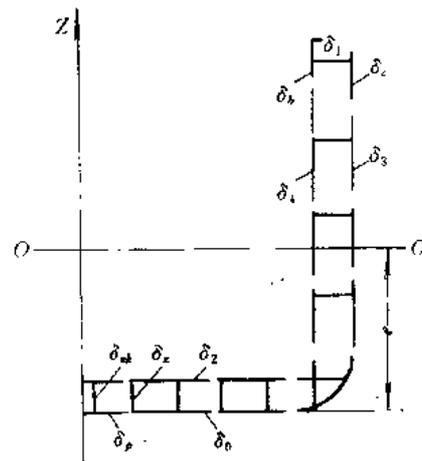


图6-4 集装箱船中剖面计算简图

- δ_0 ——船底板相当厚度； δ_1 ——甲板板相当厚度；
- δ_2 ——内底板相当厚度； δ_3 ——舷侧板相当厚度；
- δ_4 ——内舷板相当厚度； δ_5 ——舷顶列板相当厚度；
- δ_6 ——舱口纵围板相当厚度； δ_7 ——平板龙骨板相当厚度；
- δ_8 ——中桁材板相当厚度； δ_2 ——旁桁材板相当厚度。

6.3.2 材料沿船体剖面高度分布的变化对船体强度的影响

在讨论相当厚度的第二次近似计算之前，首先来建立一个简单公式，以便迅速估算船体剖面内增加或减少材料时船体强度的变化。在结构设计过程中，这也是会经常遇到的问题。

设剖面内任一构件 j 的初始剖面积 F_j 变化了一个小量 δF_j ，则剖面上任一位置 Z 处，

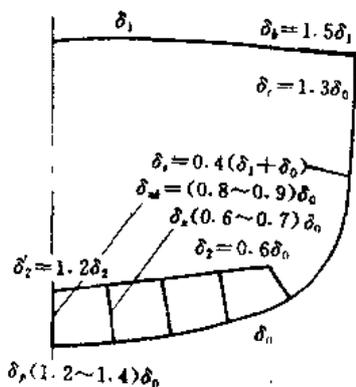


图6-5 舰艇中剖面构件相当厚度的比例关系

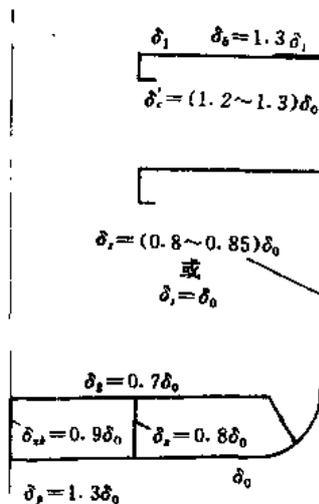


图6-6 干货船中剖面构件相当厚度的比例关系

剖面模数的变化 δW 为:

$$\delta W = \frac{\partial W}{\partial F_j} \delta F_j \tag{6.3.5}$$

应力的变化 $\delta \sigma$ 为:

$$\delta \sigma = \frac{\partial \sigma}{\partial F_j} \delta F_j \tag{6.3.6}$$

由剖面模数

$$W = \frac{I}{Z} \tag{6.3.7}$$

式中 I ——剖面惯性矩;

Z ——计算剖面模数之点到中和轴的距离,向上为正。

可得:

$$\frac{\partial W}{\partial F_j} = \frac{\partial W}{\partial I} \cdot \frac{\partial I}{\partial F_j} + \frac{\partial W}{\partial Z} \cdot \frac{\partial Z}{\partial F_j} = \left(\frac{1}{Z}\right) \frac{\partial I}{\partial F_j} + \left(-\frac{I}{Z^2}\right) \frac{\partial Z}{\partial F_j} \tag{6.3.8}$$

因此,为估计材料沿剖面高度分布的变化对船体强度的影响,需求得 $\frac{\partial I}{\partial F_j}$, $\frac{\partial Z}{\partial F_j}$, $\frac{\partial \sigma}{\partial F_j}$ 等导数的一般表达式。

设第 j 个构件的形心在离中和轴 c_j 处,形心离基线高度为 d_j ,形心离初始中和轴距离为 $e_j = d_j - e$ (见图6-7)。由于增加或减少了一个面积 δF_j ,将引起中和轴的移动,其值等于:

$$\Delta = \frac{c_j \delta F_j}{F + \delta F_j} \tag{6.3.9}$$

式中 F ——原来剖面的总面积。

由此,剖面上各构件到中和轴的距离发生了变化,其值等于:

$$\delta Z_j = -\Delta = -\frac{c_j \delta F_j}{F + \delta F_j} \tag{6.3.10}$$

并引起剖面惯性矩的增减为:

$$\delta I = c_j^2 \delta F_j + i_j - (F + \delta F_j) A^2$$

式中 i_j 为增加或减少的面积 δF_j 的自身惯性矩;若构件 j 水平布置,则可忽略不计;若构件 j 是竖向布置的薄板,假设其垂向高度为 h_j (图6-7),则自身惯性矩 i_j 等于 $\delta F_j \cdot h_j^3 / 12$ 。

将式(6.3.9)代入上式,使得:

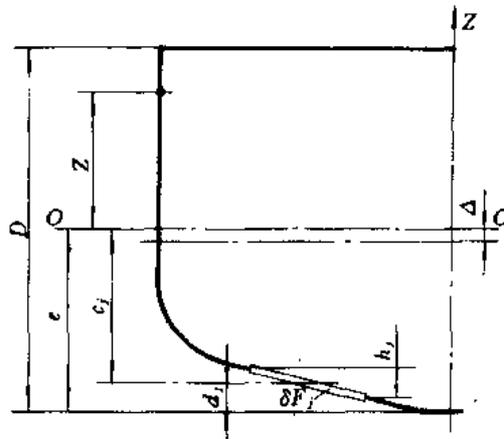


图6-7 微分公式中各项的定义

$$\delta I = \frac{F c_j^2 \delta F_j}{F + \delta F_j} + \frac{\delta F_j h_j^2}{12} \quad (6.3.11)$$

使 δF_j 趋近于零, 便可求得所要求的导数:

$$\frac{\partial Z}{\partial F_j} = \lim_{\delta F_j \rightarrow 0} \left(\frac{\delta Z}{\delta F_j} \right) = -\frac{c_j}{F} \quad (6.3.12)$$

$$\frac{\partial I}{\partial F_j} = \lim_{\delta F_j \rightarrow 0} \left(\frac{\delta I}{\delta F_j} \right) = c_j^2 + \frac{h_j^2}{12} \quad (6.3.13)$$

将式(6.3.12)及(6.3.13)代入式(6.3.8), 并利用式(6.3.7)可得:

$$\frac{\partial W}{\partial F_j} = \frac{W}{F} \varphi(c_j, Z) \quad (6.3.14)$$

$$\varphi(c_j, Z) = \left\{ \left(\frac{c_j}{\rho} \right)^2 \left[1 + \frac{1}{12} \left(\frac{h_j}{c_j} \right)^2 \right] + \frac{c_j}{Z} \right\} \quad (6.3.15a)$$

式中 $\rho = \sqrt{\frac{I}{F}}$ —— 剖面惯性半径, 对一般船体剖面: 干货船 $\rho \approx 0.4D$, 油船 $\rho \approx (0.42 \sim 0.43)D$, 其中 D 为型深。

当 $h_j \ll c_j$ 时, 式(6.3.15a)变为:

$$\varphi(c_j, Z) = \left(\frac{c_j}{\rho} \right)^2 + \frac{c_j}{Z} \quad (6.3.15b)$$

又由梁的弯曲应力公式, 即

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

假设作用在剖面上的弯矩不变, 可知:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial F_j} = -\frac{M}{W^2} \cdot \frac{\partial W}{\partial F_j} = -\frac{\sigma}{W} \cdot \frac{\partial W}{\partial F_j}$$

将式(6.3.14)代入上式, 便可得应力导数 $\frac{\partial \sigma}{\partial F_j}$ 为:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial F_j} = -\frac{\sigma}{F} \varphi(c_j, Z) \quad (6.3.16)$$

将式(6.3.14)及式(6.3.16)分别代入式(6.3.5)及式(6.3.6)便得:

$$\delta W = \frac{W}{F} \varphi(c, Z) \delta F, \quad (6.3.17)$$

$$\delta \sigma = -\frac{\sigma}{F} \varphi(c, Z) \delta F, \quad (6.3.18)$$

这就是当剖面上 c (δF 的形心位置) 处面积变化一小量 δF 时, 引起剖面上任一位置 Z 处剖面模数或应力变化的微分关系式。它在计算纵向构件尺寸变化对船体强度影响时非常有用, 在计算机辅助设计中尤为有用。但要注意, 它们是在构件剖面积变化不大的情况下导得的, 若面积改变较大, 如超过总面积的 10%, 则计算结果将会有较大误差。

最后要指出, 若构件的材料发生改变 (即材料的弹性模量从 E 变到 E') 亦将引起应力的变化。在第二章已指出, 此时为了计算船体剖面要素, 首先要将其实际的剖面积换算成相当于基本材料的剖面积, 即将被换算的剖面积乘以两材料的弹性模量比 $\frac{E'}{E}$ 。所以, 仅改变材料的弹性模量, 也就相当于原面积 F , 发生了 $F \cdot \frac{E' - E}{E}$ 大小的改变。因此, 考虑由不同材料组成的船体梁时, 式 (6.3.6) 的一般表达式为:

$$\delta \sigma = \frac{\partial \sigma}{\partial F} \delta F \cdot \frac{E'}{E} + \frac{\partial \sigma}{\partial F} F \cdot \frac{E' - E}{E} \quad (6.3.19)$$

式中 $\frac{\partial \sigma}{\partial F}$ 应由下式计算:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial F} = -\frac{\sigma}{F} \cdot \frac{E'}{E} \varphi(c, Z) \quad (6.3.20)$$

6.3.3 纵向构件相当厚度的第二次近似计算

1. 船底合成应力与差额应力的计算

第二次近似计算的要求是, 在保持强力甲板总纵强度要求不变的条件下, 使船底合成应力也等于许用应力。为此, 首先要求出船底最大合成应力。

在相当厚度第一次近似决定后, 船底板架的构造和构件尺寸均已确定。因此, 根据作用在船底板架上的计算荷重, 可用任何一种方法计算板架弯曲应力了 (当然, 在设计初始阶段应采用较粗糙的方法)。我们知道, 作用在中部船体板架上的计算荷重总是中拱时 (波峰在中) 大于中垂时 (波谷在中), 所以船底板架弯曲应力总是在中拱状态下较大。然而, 船底总纵弯曲应力则依船体梁受到的最大计算弯矩而定。因此, 若作用在船体剖面上的中拱弯矩大于中垂弯矩, 船底最大合成应力也发生在中拱时; 反之, 若船体梁受到的中垂弯矩大于中拱弯矩, 则船底最大合成应力就可能发生在中垂时, 也可能发生在中拱时。因此, 一般应分别对中拱、中垂二状态进行计算。但是, 由于中垂时船底板架上的计算荷重很小, 在大多数情况下, 船底最大合成应力仍发生在中拱时, 所以在检验船底强度时一般可以只考虑中拱情况。

考虑到腹板剪切对支座弯矩有减小的影响, 一般仅需校核计算船舱中点处船底合成应力。

设船底合成应力不等于许用应力, 其差额应力 $\Delta \sigma_s$ (在中拱时), 按下述规定计算:

$$\Delta \sigma_s = [\sigma_1 + \sigma_2] - |(\sigma_{1,s} + \sigma_{2,s})| \quad (6.3.21)$$

式中绝对值记号是计及中拱时船底应力为负值。

2. 微分法

为消除差额应力,需调整纵向构件的尺寸。为此,可利用上述的微分关系式。

令船底板及强力甲板相当厚度的改变量分别为 η_0 与 η_1 。于是,剖面内所有厚度与 δ_0 与 δ_1 成比例的构件,其相当厚度亦与 η_0 与 η_1 成比例地变化。

设构件 j 的厚度变化为 δt_j , 则

$$\delta t_j = \eta_0 \text{ 或 } \delta t_j = k_j \eta_0 \text{ 或 } \delta t_j = \eta_1 \text{ 或 } \delta t_j = k_j \eta_1$$

若其宽度为 b_j , 则其面积发生了 δF_j 的变化, 即

$$\delta F_j = b_j \delta t_j$$

按式(6.3.17)及式(6.3.18)计算出该面积变化所引起的剖面模数及应力变化。最后,将所有构件尺寸变化的影响总合起来,最终要使甲板的船体剖面模数保持不变,并且消除船底的差额应力。由此,可列以下两个方程式。

由所有纵向构件尺寸变化引起强力甲板处船体剖面模数的变化为:

$$\delta W_a = \frac{W_a}{F} \sum_j \varphi(c_j, Z_1)$$

为保持对强力甲板总纵弯曲强度要求不变,则

$$\sum_j \varphi(c_j, Z_1) = 0 \tag{6.3.22}$$

式中 Z_1 为强力甲板到第一次近似中和轴的距离。

所有纵向构件尺寸变化引起船底总纵弯曲应力的变化为:

$$\delta \sigma_{1,b} = -\frac{\sigma_{1,b}}{F} \sum_j \varphi(c_j, Z_0) \tag{6.3.23}$$

式中 F ——纵向构件尺寸未改变时的船体剖面面积,可按 δ_0 及 δ_1 由式 $F = 2(A + A_0 \delta_0 + A_1 \delta_1)$ 求得;

$\sigma_{1,b}$ ——纵向构件尺寸未改变时,船底总纵弯曲应力的代数值;

Z_0 ——纵向构件尺寸未改变时,船底到船体中和轴的距离。

船底纵向构件尺寸的变化还将引起船底板架弯曲应力 $\sigma_{2,b}$ 的变化。设龙骨或纵桁的计算剖面如图6-8所示,将船底板编号为“0”,内底板编号为“2”,腹板编号为“3”。利用式(6.3.18),可得船底板架弯曲应力的变化为:

$$\delta \sigma_{2,b} = -\frac{\sigma_{2,b}}{f} [\varphi'(c'_0, Z'_0) \delta f_0 + \varphi'(c'_2, Z'_0) \delta f_2 + \varphi'(c'_3, Z'_0) \delta f_3] \tag{6.3.24}$$

式中 $\sigma_{2,b}$ ——构件尺寸未变时,在船舱中点处船底板架弯曲应力的代数值;

f ——构件尺寸未变时,龙骨或纵桁的剖面积, $f = f_0 + f_2 + f_3$;

c'_0, c'_2, c'_3 ——分别为船底板、内底板、腹板的形心到龙骨或纵桁剖面中和轴的距离(假设坐标轴 Z' 向上为正);

函数 $\varphi'(c'_i, Z'_0)$ 的角标“ $'$ ”表示其与船体剖面的类似函数的区别。

为消除船底差额应力,应使

$$\delta \sigma_{1,b} + \delta \sigma_{2,b} + \Delta \sigma_b = 0$$

将式(6.3.23)及式(6.3.24)代入上式,使得:

$$\frac{\sigma_{1,b}}{F} \sum_j \varphi(c_j, Z_0) + \frac{\sigma_{2,b}}{F} \sum_i^{0,2,3} \varphi'(c'_i, Z'_0) = \Delta \sigma_b \tag{6.3.25}$$

联立解方程式(6.3.22)与式(6.3.25),便可求得 η_0 与 η_1 。至此,强力甲板与船底的合成应力都达到了各自的许用应力值。

3. 插值法

相当厚度 δ_0 与 δ_1 亦可按下述插值法求得。该方法的实质是,用插值方法求船体剖面在甲板和船底应力都等于其许用应力时真实中和轴的位置。在手工计算时,该方法特别方便。

其大致步骤是:在第一次近似计算时,多选几个假设的中和轴位置(假设的中和轴位置愈接近真实情况,可少选几个,但至少两个)。对每一中和轴位置求出相应的 δ_0 、 δ_1 及船底最大合成应力。然后,将计算结果绘成如图6-9所示三根曲线。在图上根据许用应力标准 $[\sigma_1 + \sigma_2]$ 反求中和轴位置 e^* ,此即为甲板和船底应力都等于各自许用应力值的中和轴位置。与 e^* 相对应的 δ_0 与 δ_1 就是满足总纵强度要求的相当厚度了。

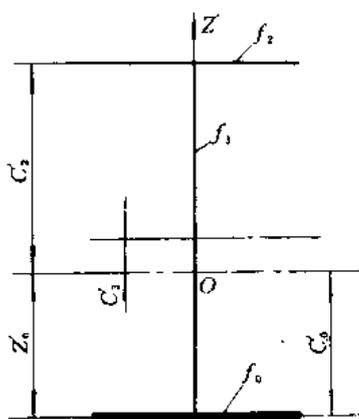


图6-8 船底龙骨或纵桁的计算剖面标记

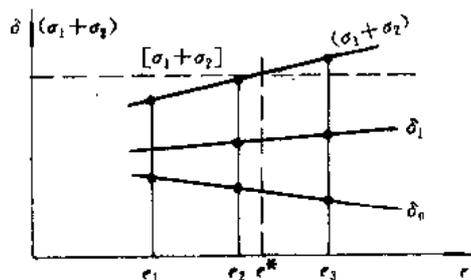


图6-9 求相当厚度的插值法

要指出,此时并不需要对每一中和轴位置都进行表6-4的计算。若设中和轴的移动量为:

$$\varepsilon = e' - e$$

式中 e ——已进行剖面要素计算的中和轴至船底距离;

e' ——待求相当厚度的中和轴至船底距离;

ε ——中和轴向上移动为正。

利用移轴原理,可直接得到方程组:

$$\left. \begin{aligned} B + B_0\delta_0 + B_1\delta_1 - \varepsilon(A + A_0\delta_0 + A_1\delta_1) &= 0 \\ C + C_0\delta_0 + C_1\delta_1 - \varepsilon^2(A + A_0\delta_0 + A_1\delta_1) &= \frac{1}{2}I' \\ I' &= (D - e') \frac{M_{\max}}{[\sigma_1]} \end{aligned} \right\} \quad (6.3.26a)$$

或者改写为:

$$\left. \begin{aligned} (B_0 - \varepsilon A_0) \delta'_0 + (B_1 - \varepsilon A_1) \delta'_1 &= -(B - \varepsilon A) \\ (C_0 - \varepsilon B_0) \delta'_0 + (C_1 - \varepsilon B_1) \delta'_1 &= \frac{1}{2} I' - (C - \varepsilon B) \end{aligned} \right\} \quad (6.3.26b)$$

解此方程组,便可求得与中和轴 e' 相对应的相当厚度 δ'_0, δ'_1 。

6.3.4 船体钢料屈服极限的选择

在结构设计时,希望选择的钢料能使船体结构重量最轻,下面介绍如何从结构重量最轻的观点选择钢料。

由于许用应力通常为屈服极限 σ_y 的一个分数,从式(6.3.26a)可知,相当厚度 δ_0 与 δ_1 的值将随钢材屈服极限的增加而减少。在结构设计时,选用不同屈服极限的钢材,就

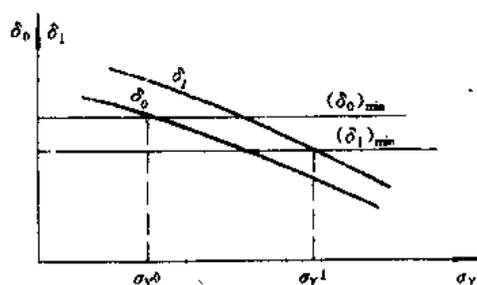


图6-10 船体钢料屈服极限的选择

到相应的一组 δ_0 与 δ_1 值。将计算结果绘成图6-10的曲线,再以构造、工艺或使用条件等规定的最小相当厚度 $(\delta_0)_{\min}$ (见表6-1)和 $(\delta_1)_{\min}$ 在图上作水平线,分别与 δ_0, δ_1 曲线的交点所对应的 σ_y^0 及 σ_y^1 就是船底和甲板从最小厚度条件出发能够选用的钢材最大允许屈服极限值。如果船底和甲板采用同一材料,则对应于较小屈服极限的钢材品号便是从重量最轻观点所应选择的船体钢料。

6.4 纵向加筋板的设计

——板与纵骨间的材料分配

由于横骨架式结构板的承压能力很低(一般其临界应力只能保证到材料屈服限的0.3~0.5),大型船舶的中部船底与强力甲板均要采用纵骨架结构,即沿船底在龙骨和纵桁之间和沿强力甲板在纵桁之间设置纵骨(参见图6-1及图6-11、图6-12),构成所谓纵向加筋板。而龙骨(或纵桁)及实肋板(或强横梁)成为纵向加筋板的刚性支持周界。

因此,当船底和甲板的相当厚度确定后,就要设法从相当厚度中分出一部分材料做成加强板的纵骨,即进行板与纵骨间的材料分配,并最终决定纵向加筋板的尺寸,包括:板厚 t 、纵骨的尺寸及其间距 b (或纵骨的根数)。

6.4.1 设计要求

首先,在决定纵向加筋板结构尺寸时,要满足哪些设计要求。

1. 总强度要求

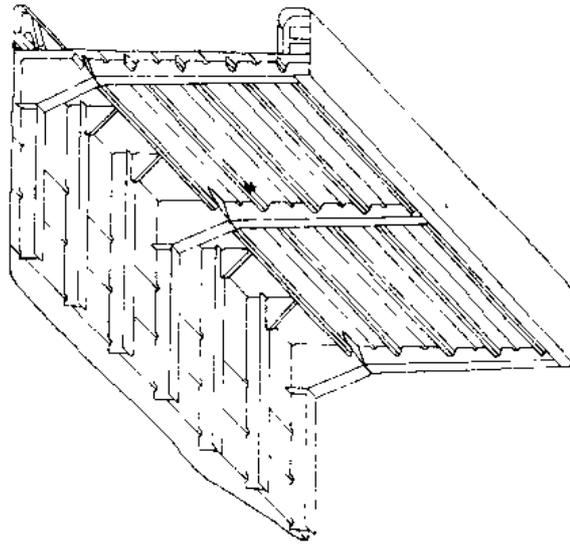


图6-11 在舷侧与舱口纵桁之间的纵骨架式甲板结构

首要的是,所设计的加筋板的实际相当厚度应不小于在上节已求得的保证总强度要求的 δ_0 与 δ_1 值(在下面的分析中,无特殊申明统一记为 δ),即要求:

$$t + \frac{f}{b} \geq \delta \quad (6.4.1)$$

式中 t ——加筋板厚度;

f ——纵骨的剖面积(不包括带板);

b ——纵骨间距。

更精确的关系式是(参见图6-2):

$$t + \frac{f}{c} \cdot \frac{c-b}{b} \geq \delta \quad (6.4.2)$$

但是,在下面的分析中我们不采用它。

在以下的分析中,令

$$\rho = \frac{f}{bs} \quad (6.4.3)$$

为分配系数,它表示消耗在纵骨上的材料所占的比例。

2. 局部强度要求

其次,要保证加筋板在垂直于板面的横荷重作用下有足够的强度。这可分两方面讨论。

(1) 保证板格在横荷重作用下有足够的强度。由于结构对称、荷重对称,图6-12所示的板格可作为四周刚性固定的板格计算,并且通常 $\frac{a}{b} \geq 2$, 所以板格最大弯曲应力(对于不同部位处的板格均在相同方位的 A 点沿船宽方向)可按式(3.3.5)计算,即

$$\sigma = \frac{p b^2}{2t^2} = 5000 p \left(\frac{b}{100t} \right)^2$$

式中 p ——水压力。

若要求该应力不超过 $\beta\sigma_s$ ，则板的局部强度条件可写成：

$$5000p\left(\frac{b}{100t}\right)^2 \leq \beta\sigma_s \quad (6.4.4a)$$

或者

$$\frac{b}{t} \leq 100\sqrt{\frac{\beta\sigma_s}{5000p}} = m_1 \quad (6.4.4b)$$

式中 σ_s ——钢材屈服极限。

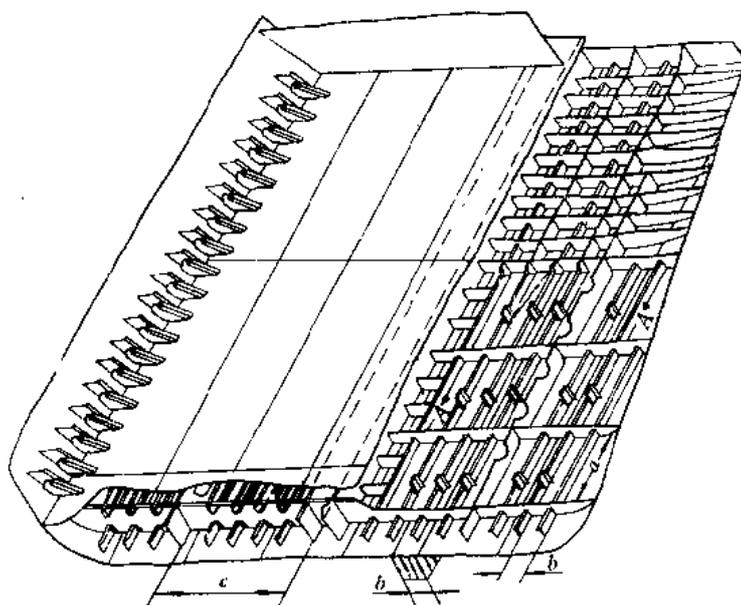


图6-12 纵骨架式船底板架

但要指出，作用于板上的横荷重导致板开始屈服并不标志板的承载能力的丧失或破坏。板可能承载比这大几倍的载荷，然后才以任一明显方式破坏，或其变形大得不可容许。实际上，对于由扶强材加强的连续板，扶强材的承载能力一般要比板低得多，所以板真正的极限破坏几乎绝不会发生。因此，一般说来，横荷重作用下的板的真正破坏准则应该是挠度而不是最大应力，即是最大容许的永久变形，伴随的应力完全超过屈服极限。然而，应用弹性板弯曲理论要比非弹性理论简单得多。

关于以容许的永久变形为基准的板的设计要求，可参见文献〔6〕。近似的关系式是：

$$P \leq \frac{6}{\beta_1^2 \sqrt{a}} \left(1 + \frac{2w_p}{at}\right) \quad (6.4.5)$$

式中 P ——横载荷 p 的载荷参数， $P = p \frac{E}{\sigma_s^2}$ ；

$$\beta_1 = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_s}{E}};$$

α ——板格长边 a 与短边 b 的比值, 即 $\alpha = \frac{a}{b}$;

E ——材料弹性模量;

σ_y ——材料屈服极限;

w_p ——容许的永久变形。

现在的问题在于, 对永久变形的限制, 即多大的永久变形可以接受, 这取决于具体情况。例如, 对于军舰, 由于减少结构重量是主要的, 可取大一点的值 (如 $b/50$); 而对货船, 则可取小一点的值 (如 $b/100$), 对船底板和强力甲板可取 $\frac{w_p}{\gamma} = 0.25\beta_1$ 作为检验的限度⁽⁶⁾。

(2) 保证纵骨的局部强度。纵骨在均布水压力作用下可当作两端刚性固定的单跨梁 (参见图6-12及图3-2), 其破坏由出现大塑性变形引起。利用塑性理论知识, 可求得纵骨丧失承载能力时的极限荷重。在这里, 仍以常规方法写出其强度条件为:

$$\frac{pb\alpha^2}{12W} \leq [\sigma_s] = \gamma\sigma_y \quad (6.4.6)$$

式中 W ——包括带板的纵骨最小剖面模数;

γ ——许用应力为屈服极限 σ_y 的分数, 通常可取 $\gamma = 0.3$ 。

利用式(5.2.5)以比面积 C_w 表示 W , 式(6.4.6)便变为对纵骨剖面面积 f 的要求, 即

$$f \geq C_w \sqrt[3]{\left(\frac{pb\alpha^2}{12\gamma\sigma_y}\right)^2} = f_2 \quad (6.4.7)$$

对球扁钢, 一般可取 $C_w \approx 0.65$, 于是可得:

$$f_2 = A_2 \left(\frac{b}{a}\right)^{2/3} \left(\frac{a}{100}\right)^2 \quad (6.4.8)$$

式中

$$A_2 = 12.4 \sqrt[3]{\left(\frac{1000p}{\gamma\sigma_y}\right)^2} \quad (6.4.9)$$

3. 稳定性要求

要保证加筋板具有足够的稳定性。在总纵弯曲纵向压力的作用下, 纵向加筋板发生失稳破坏的可能形式有: 纵骨之间板格失稳、纵骨绕着它与板的连接线扭转失稳 (侧倾)、纵骨及与它相连的板一起失稳 (即横向框架间整个加筋板失稳)、整个板架失稳等, 失稳的形式和失稳的波形如图6-13(a)、图6-13(b)、图6-13(c)、图6-14所示。由于整个板架包括结构的较大部分, 其失稳属于整体失稳, 将会导致灾难性的后果, 所以在结构设计时, 应使整个板架失稳发生在所有其它失稳形式之后。纵骨及与相连的板一起失稳也属于整体失稳的一种形式, 因为这种失稳一旦发生, 剩下的船体板几乎就不具任何抵抗载荷的能力了, 从而导致横向框架间整个加筋板的破坏, 特别它是一种突然发生破坏的形式, 就更加危险。纵骨扭转失稳 (侧倾), 同样是一种最令人担心的破坏形式, 虽然属于局部失稳, 但因一旦发生失稳, 也就只剩下未加筋的船体板了, 因此也会立即跟着发生整体的失稳破坏。板格失稳属于局部失稳, 一般这种失稳并不标志结构承载能力的耗尽。综上所述, 保证纵骨具有足够的刚度和稳定性, 使它在板格失稳之前不发生失稳破坏, 是结构设计首要的和最基本的原则。

下面, 具体介绍不发生上述各种失稳破坏的条件式。

(1) 关于板格失稳的要求:

利用式(2.2.6), 则板格不发生失稳的条件是:

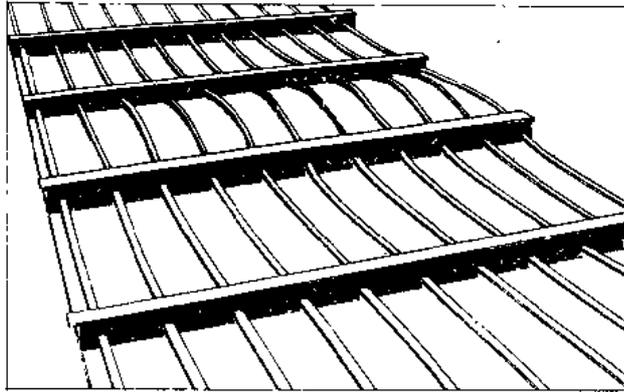


图6-13(a) 纵向加筋板的压缩破坏
纵骨与板一起失稳

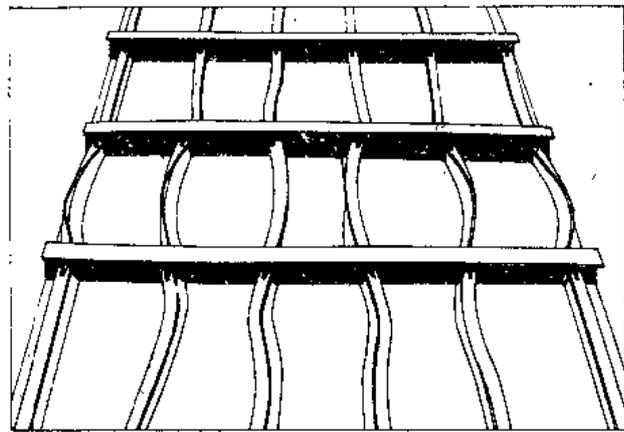


图6-13(b) 纵向加筋板的压缩破坏
纵骨扭转失稳

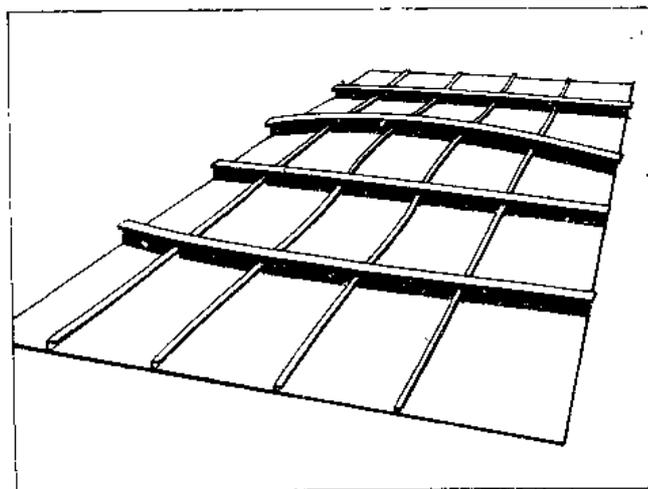


图6-13(c) 纵向加筋板的压缩破坏
整个板架失稳

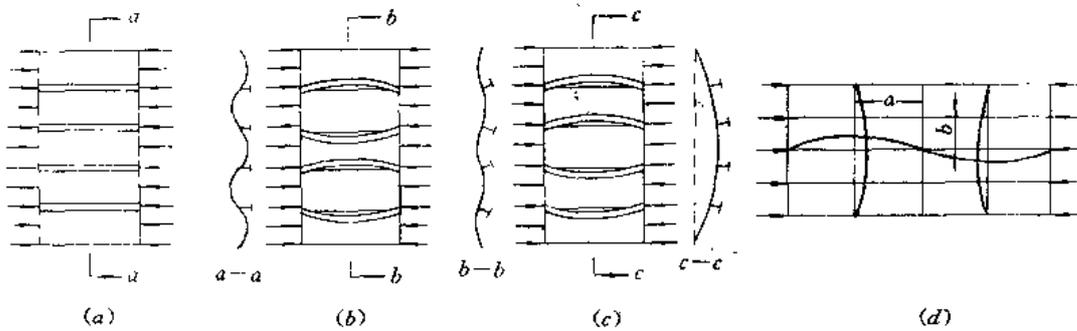


图6-14 纵向加筋板受压失稳的波形

(a)板格失稳;(b)纵骨扭转失稳;(c)纵骨与板一起失稳;(d)整个板架失稳。

$$\sigma_{cr} = 3.62E \left(\frac{t}{b}\right)^2 \geq \alpha \sigma_s \quad (6.4.10)$$

或
$$\sigma_{cr} = 76 \left(\frac{100t}{b}\right)^2 \geq \alpha \sigma_s \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (6.4.11)$$

式中 σ_s ——材料屈服极限, N/mm²;

α ——板格最低临界应力所占屈服极限的分数。

由此要求

$$\left(\frac{b}{t}\right) \leq 100 \sqrt{\frac{76}{\alpha \sigma_s}} = m \quad (6.4.12)$$

对船底板和强力甲板,一般要求其临界应力 σ_{cr} 不得低于下列数值中之大者,即由合成弯矩引起的最大可能的压缩应力值或0.4倍的材料屈服极限值。纵骨架式板格的尺寸通常可以使 $\alpha \approx 1$,即在极限弯矩作用下板格仍不失稳,并且计算时可不考虑材料不服从虎克定律对稳定性的影响。

应当指出,即使单向受压的船底板的临界应力达到材料屈服极限,并不表明船底板在营运载荷作用下(此时总纵弯曲应力和板架弯曲应力的合成应力约在0.5 σ_s 左右)是稳定的,因为计及肋板弯曲产生的横向压应力的影响,板格的纵向稳定性将大大降低。

(2)关于纵骨稳定性的要求:

纵骨受轴向压力作用而发生扭转失稳(见图6-15)的问题,将其视为扭转轴受约束的梁柱,则引起失稳的弹性侧倾应力 $\sigma_{E,T}$ 为^[7]:

$$\sigma_{E,T} = \frac{\pi^2 E}{a^2} \left(\frac{I_y}{I_p} + \frac{I_\omega}{I_p} + \frac{a^2}{\pi^2 E} \cdot \frac{GJ}{I_p} \right) \quad (6.4.13)$$

式中 I_y ——纵骨剖面(不包括带板)对通过其形心且平行于其腹板的轴线的惯性矩;

I_p ——纵骨剖面(不包括带板)对转动中心 P 点的极惯性矩;

I_ω ——纵骨剖面(不包括带板)的弯曲扭转惯性矩;

J ——纵骨剖面(不包括带板)的纯扭转惯性矩;

h ——纵骨剖面的高度;

a ——纵骨的跨度。

上式第二、第三项与第一项相比一般均很小,在手算时可略去,于是式(6.4.13)变为:

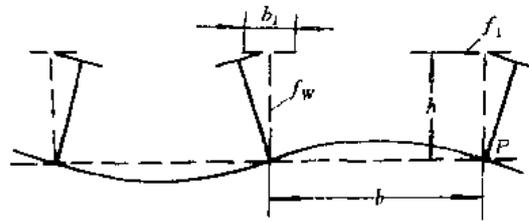


图6-15 纵骨的扭转失稳

$$\sigma_{b,\tau} = \frac{\pi^2 E}{a^2} \cdot \frac{hI_y}{I_p} \quad (6.4.14)$$

若进一步以型材剖面尺寸近似表示 I_y, I_p , 即

$$I_y = b_1^2 \frac{f_1[(f_1 + f_w)/3 - f_1/4]}{f_1 + f_w} \approx \frac{f_1 f_w b_1^2}{3(f_1 + f_w)}$$

$$I_p \approx h^2(f_1 + f_w/3)$$

式(6.4.14)变为:

$$\sigma_{b,\tau} = \frac{\pi^2 EC(1-C)}{1+2C} \left(\frac{b_1}{a}\right)^2 \quad (6.4.15)$$

式中 $C = f_1/(f_1 + f_w)$

f_1 —— 面板的剖面积;

f_w —— 腹板的剖面积;

b_1 —— 面板的宽度。

为避免纵骨因侧倾面破坏, $\sigma_{b,\tau}$ 的值必须大大高于材料的屈服极限。对大多数轧制型钢, 一般都不会因侧倾而失稳, 但对 T 型组合材在设计时, 则必须注意这个问题。

纵骨及与它相连的板一起失稳的问题, 可作为两端自由支持的各个纵骨(包括带板)单独受压失稳处理。于是, 在板格失稳之前不发生纵骨失稳的要求, 可以下式表示:

$$\sigma_k^0 = \frac{\pi^2 E i}{a^2 (f + bt)} \geq \sigma_0 = 3.62E \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

式中 σ_k^0 —— 纵骨的欧拉应力;

i —— 包括带板的纵骨剖面惯性矩;

f —— 不包括带板的纵骨剖面积。

通常, 对纵骨的稳定性要求, 应保证其临界应力达到材料的屈服极限。因此, 在计算时要考虑材料超过弹性范围弹性模量减小的影响。这是一个非常复杂的问题, 并且只有通过实验才能考虑所有被研究的现象的特点。在造船界为简化计算, 常采用图6-16所示曲线来计及这一影响^[8]。由图可知, 对钢材如果 $\sigma_k/\sigma_s \geq 2.5$ (对铝合金若 $\sigma_k/\sigma_s \geq 3.0$), 则认为稳定性得到了保证。

由此可得对纵骨稳定性的要求为:

$$\sigma_k^0 = \frac{\pi^2 E i}{a^2 (f + bt)} \geq 2.5 \sigma_s \quad (6.4.16)$$

利用

$$f + bt = bd$$

$$i = \frac{f^2}{C^2} \approx 5f^2$$

式中 C 为惯性矩比面积, 对球扁钢可取 $C_1 \approx 0.45$ 。于是, 式(6.4.16)变为对纵骨的最小剖面面积要求:

$$f \geq 0.49 \sqrt{\frac{\sigma_y}{100}} \cdot \frac{a}{100} \sqrt{b\delta} = f_1 \quad (6.4.17)$$

(3) 关于板架稳定性要求:

我们知道, 板的横剖面面积占加筋板的绝大部分, 因而它承受着面内压缩荷重的绝大部分。然而, 板需要靠纵骨来加强和保证稳定性, 于是纵骨承受着大部分横荷重。但是, 由于横舱壁间距很大, 纵骨还必须由横向构件提供(几乎)不挠曲的中间支座, 以缩短它的跨距。一般并不要求横向构件提供转动约束, 因为这一要求不仅实现起来非常困难, 同时其收益也是不合算的。因此, 如果横向构件没有足够的刚度, 它将同纵骨一起丧失稳定性, 即发生板架失稳(参见图6-13)。

利用船舶结构力学关于纵骨架式简单板架稳定性的研究结果, 为保证板架不失稳所必需的横向构件的最小剖面惯性矩可由式(2.2.15)确定。

对纵骨架式船底板架来说, 横向构件是实肋板, 由强度要求确定的实肋板尺寸一般都很大, 所以都能满足上述要求。但是, 对纵骨架式甲板板架来说, 横向构件是强横梁, 因为作用于甲板上的横荷重一般都很小, 按强度要求确定的强横梁结构尺寸就不一定能满足上述稳定性要求。所以, 在设计时必须检验甲板板架的稳定性。

研究式(2.2.16)可知, 考虑材料超过弹性范围的影响, 将增加对强横梁惯性矩的要求, 不考虑该影响将导致危险的结果。另外, 若增加纵骨的惯性矩(即从相当厚度中分配更多的材料给纵骨), 将大大减少为保证板架稳定性所需的强横梁惯性矩值。因此, 在设计时, 甲板板架的稳定性应通过调整纵骨的尺寸来得到保证, 因为这样做只是将更多的材料分配到纵骨上去, 因而并没有增加船体结构的重量。另外, 还应注意, 如取 $\lambda=1$, 也不是经常合理的, 因为稍微降低些 λ 值(即降低甲板板架的临界应力), 将会显著地降低船体结构的重量。

综上所述, 在设计纵骨架式甲板板架时, 应按强度条件决定强横梁尺寸, 合理选择纵骨尺寸后, 板架的稳定性是可以得到保证的。

4. 构造、工艺及使用上的要求

最后, 加筋板尺寸还应考虑构造、工艺及使用上的要求。例如, 最小板厚及最小纵骨间距要求, 即

$$t \geq t_{\min} \quad (6.4.18)$$

$$b \geq b_{\min} \quad (6.4.19)$$

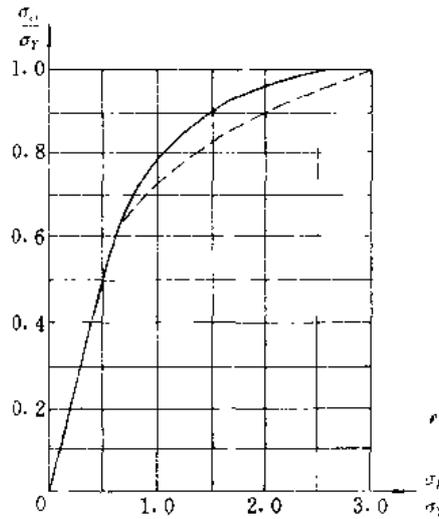


图6-16 确定结构临界应力的修正曲线
 σ_x ——理论欧拉应力; σ_{cr} ——临界应力; σ_y ——屈服极限; --- 钢材; —— 铝合金。

还有,纵骨间距 b 必须使纵骨间纵骨的根数为整数,板材及纵骨尺寸只能选用国家生产的规格牌号等。这就是说,考虑到制造的因素, t, b, f 只能选用一些规定的离散值。

因此,在设计时要注意在一定范围内寻找满足设计要求的最轻方案。

6.4.2 设计要求分析

上述设计要求(即约束条件)都是设计参数 t, b, f 及 a (即设计变量)的不等式方程式,自然可以用以 t, b, f 及 a 为坐标轴的设计空间上的曲面来表示,设计空间上的每一约束曲面都是满足该约束的全部设计方案与不满足该约束的全部设计方案的分界。因此,就像在型材剖面设计中所作的分析那样,在设计过程中,并不会每个约束都是有效的,即满足了其中某个约束,另一些约束会自动满足。为此,下面来作具体的分析。

1. 板格的尺寸

板格的尺寸 b 和 t 受到板格的局部强度要求式(6.4.4b)及稳定性要求式(6.4.12)的限制,其中哪一个是主要的呢?为此,用下式来求比值:

$$\frac{m_1}{m} = \frac{\sigma_Y \sqrt{\alpha\beta}}{616.5 \sqrt{p}}$$

对船底板,取 $\alpha=1, \beta=0.8$,在下述情况下 $\frac{m_1}{m}$ 将大于1;当 $\sigma_Y=235\text{N/mm}^2, p<0.116\text{N/mm}^2$ (即作用在船底板上的实际水头高度 $H<11.6\text{m}$),或 $\sigma_Y=294\text{N/mm}^2, p<0.182\text{N/mm}^2$ (即 $H<18.2\text{m}$)。这表明由强度条件决定的比值 b/t 将大于按稳定性条件求得值,也就是说,若船底板的稳定性要求得到保证,其局部强度条件将自动得到保证。

作用于甲板的横荷重比船底板小得多,故上述结论尤为突出。

2. 纵骨的尺寸

对纵骨剖面积的要求,由强度要求式(6.4.8)及稳定性要求式(6.4.17),可得:

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{A_2 \left(\frac{b}{a}\right)^{2/3} \left(\frac{a}{100}\right)^2}{0.49 \sqrt{\frac{\sigma_1}{100}} \cdot \frac{a}{100} \sqrt{b\delta}}$$

令 $\frac{b}{t} = m$, 并利用 $t = (1-\rho)\delta$, 可得:

$$\delta = \frac{b}{(1-\rho)m}$$

将上式代入前式,可得:

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{A_2}{49} \left(\frac{a}{b}\right)^{4/3} \sqrt{(1-\rho)m} \frac{100}{\sigma_Y}$$

若取 $\frac{b}{a} = 0.3, \sigma_Y = 294\text{N/mm}^2, \alpha = 1, m = 50$, 并考虑分配系数的通常取值范围 $\rho = 0.15 \sim 0.2$, 则由条件 $f_2 > f_1$, 应使 $A_2 > 8.8$ 。

根据式(6.4.9)取 $\gamma = 0.3$, 要使

$$A_2 = 12.4 \sqrt[3]{\left(\frac{1000p}{\gamma\sigma_Y}\right)^2} > 8.8$$

则要求 $p > 0.044\text{N/mm}^2$ 。

因为作用在船底板上的实际水压力一般都大于 0.04N/mm^2 ,因此 $f_2 > f_1$ 的要求一般都能得到满足。

由此可得结论:船底纵骨的尺寸应根据满足局部强度要求的条件式(6.4.7)决定。相反,由于作用在露天强力甲板上的横荷重小于 0.04N/mm^2 ,所以强力甲板纵骨的尺寸则应从满足稳定性要求的条件式(6.4.17)决定。

3. 分配系数的取值范围

分配系数 ρ 的取值范围可通过如下分析求得。

由板的稳定性要求式(6.4.12),令 $\frac{b}{t} = m$, $a = 1$, 并利用 $t = (1 - \rho)\delta$, 可得:

$$\frac{b}{\delta} = (1 - \rho)m = 100(1 - \rho)\sqrt{\frac{76}{\sigma_1}} \quad (6.4.20)$$

工艺上允许的 b/δ 值需大于 $35 \sim 40$, 否则纵骨间距太小不便施工。由此可知, 对 $\sigma_1 = 235 \sim 243\text{N/mm}^2$ 的钢材, 分配系数 ρ 值需小于 $0.25 \sim 0.30$, 否则因将过多的材料分配给纵骨, 而使板的稳定性得不到保证。

另外, 由式(6.4.17), 取等式, 即

$$f = 0.49\sqrt{\frac{\sigma_y}{100}} \cdot \frac{a}{100} \sqrt{b\delta}$$

将式(6.4.20)代入上式, 并利用 $f = \rho b\delta$, 可得:

$$\frac{a}{\delta} = 1905\left(\frac{100}{\sigma_1}\right)^{3/4} \rho(1 - \rho)^{1/2} \quad (6.4.21)$$

对于工艺上合适的 a/δ 值需大于 $120 \sim 130$, 由此可知, 对 $\sigma_1 = 235 \sim 343\text{N/mm}^2$ 钢材, 分配系数 ρ 值应大于 $0.15 \sim 0.20$ 。

综上所述, 分配系数 ρ 值一般均在 $0.15 \sim 0.30$ 之间, 在油船上可能达到 0.25 。

6.4.3 实用设计公式

上述关系式是不便于实际应用的。为此, 将公式作一些变换, 以得到便于手工设计的实用公式。

由以上可以看出, 最轻重量设计的解均是在不等式约束条件取等式的情况下得到的。对甲板板架, 利用式(6.4.12)及式(6.4.17), 则式(6.4.1)变为:

$$\frac{t_1}{\delta_1} + A_1 \sqrt{\frac{\delta_1}{t_1}} = 1 \quad (6.4.22)$$

$$\text{式中 } A_1 = \frac{0.49a}{\sqrt{m} 100\delta_1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_y}{100}} \quad (6.4.23)$$

方程式(6.4.22)仅有一个未知数 t_1 , 可用下述方法近似求解。由于

$$\frac{t_1}{\delta_1} = 1 - \rho$$

利用近似公式可得:

$$\frac{\delta_1}{t_1} = \frac{1}{1 - \rho} \approx 1 + \rho$$

$$\sqrt{\frac{\delta_1}{t_1}} \approx \sqrt{1+\rho} \approx 1 + \frac{1}{2}\rho$$

于是,由式(6.4.22)可得:

$$\rho = \frac{A_1}{1 - \frac{1}{2}A_1} \quad (6.4.24)$$

由此,决定甲板板架未知参数 t_1 、 b 及 f_1 的公式为:

$$\left. \begin{aligned} t_1 &= (1 - \rho)\delta_1 \\ b &= mt_1 \\ f_1 &= \rho b' \delta_1 \end{aligned} \right\} \quad (6.4.25)$$

式中 m 、 A_1 、 ρ 分别按式(6.4.12)、式(6.4.23)及式(6.4.24)决定; t_1 为按 t_1 选用的规格化板厚; b' 为选用的使纵桁间纵骨数为整数的实际纵骨间距。

同理,对船底板架可得到类似的公式:

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= (1 - \rho)\delta_0 \\ b &= mt_0 \\ f_2 &= \rho b' \delta_0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4.26)$$

式中

$$\rho = \frac{f_2}{b\delta_0} = \frac{A_0}{1 - \frac{1}{3}A_0} \quad (6.4.27)$$

$$A_0 = \frac{0.58}{\sqrt[3]{m}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1000p}{\gamma\sigma_v}\right)^2} \cdot \frac{a}{100\delta_0} \sqrt{\frac{a}{100\delta_0}} \quad (6.4.28)$$

其它符号的意义同前。

最后顺便指出,若已知 m 、 ρ 、 δ , 可求得实肋板或强横梁之间的最大距离。因为由式(6.4.24)及式(6.4.27)可得:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{\rho}{1 + \frac{1}{2}\rho} \\ A_0 &= \frac{\rho}{1 + \frac{1}{3}\rho} \end{aligned} \right\} \quad (6.4.29)$$

将式(6.4.23)及式(6.4.28)代入上式,便得到保证局部强度及稳定性的未知距离 a 的最大值:

对甲板板架

$$\frac{a}{100\delta_1} = 2.1 \sqrt[3]{m} \cdot \sqrt{\frac{100}{\sigma_v}} \rho \left(1 - \frac{1}{2}\rho\right) \quad (6.4.30)$$

对船底板架

$$\frac{a}{100\delta_0} = 1.5 \sqrt[3]{m} \cdot \sqrt{\frac{\gamma\sigma_v}{1000p}} \left[\frac{\rho}{1 - \frac{1}{3}\rho} \right]^{3/4} \quad (6.4.31)$$

在实际设计时,为使强横梁、实肋板与舷侧肋骨共同组成坚固的肋骨框架,强横梁间距应与实肋板间距相等,同时应保证 a 为肋骨间距的整数倍。

6.5 考虑构件剖面折减后的中剖面设计

在板与纵骨之间进行材料分配之后,要进行总纵强度的校核计算。若发现板受压而失稳,则应考虑剖面折减重新决定板构件的尺寸。这是因为板在压应力作用下丧失稳定性后,其参加总纵弯曲的能力就被削弱了。这样,原本已保证总纵强度的横剖面面积被减少了,于是总纵强度条件就不能得到满足。因此,为保证原来的总纵强度条件不被破坏,就要设法恢复失去的面积,这就是下面将介绍的“面积补偿原理”^[9]。

1. 对仅受总弯曲压应力作用而失稳的平板构件

例如,横骨架式甲板板,由式(2.2.20),则折减系数为:

$$\varphi = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_t}$$

式中 σ_{cr} ——板的临界应力;

σ_t ——未考虑构件剖面折减时,在该板内的总弯曲应力。

此时,按总强度条件求得的相当厚度就是壳板厚度。由式(2.2.1)可知,若骨架间距不变,板的临界应力 σ_{cr} 与板厚平方成比例。另外,在板厚调整过程中,甲板的总纵强度条件不变,故 σ_t 不变。因而,当板厚由 t 变为 t_1 时,折减系数变为:

$$\varphi_1 = \left(\frac{t_1}{t}\right)^2 \varphi \quad (6.5.1)$$

为保持总强度条件不被破坏,受折减的板被补偿后的有效面积应该等于该板未折减时的剖面积,即

$$bs = 0.5st_1 + (b - 0.5s)\varphi_1 t_1 = 0.5st_1 + (b - 0.5s)\left(\frac{t_1}{t}\right)^2 \varphi t_1$$

$$\text{或} \quad \left(1 - 0.5\frac{s}{b}\right)\varphi\left(\frac{t_1}{t}\right)^3 + 0.5\frac{s}{b}\left(\frac{t_1}{t}\right) = 1 \quad (6.5.2)$$

式中 s ——肋骨间距;

b ——纵桁间距。

由于 s 、 b 、 φ 和 t 均为已知值,故可由方程(6.5.2)解出 t_1 ,得到新的板厚。手工计算时,可利用图6-17的曲线(实线部分)。

当 $\frac{s}{b} \ll 1$ 时,可得简式:

$$\varphi\left(\frac{t_1}{t}\right)^3 = 1 \quad (6.5.3)$$

对纵骨架式板格,由式(2.2.18),则折减系数为:

$$\varphi = \beta \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_t}$$

式中 $\beta = 2 - \frac{b}{75t}$, 如 $\beta > 1$, 则取 $\beta = 1$;

b ——纵骨间距。

板厚由 t 增加到 t_1 时,同样有:

$$\varphi_1 = \left(\frac{t_1}{t}\right)^2 \varphi \quad (6.5.4)$$

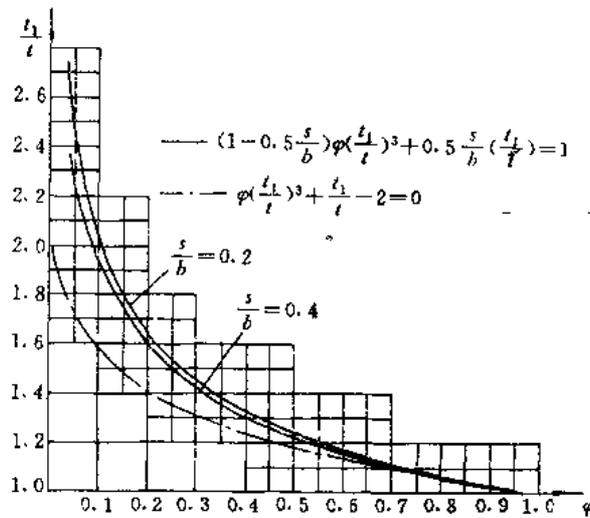


图6-17 $t_1/t-\varphi$ 曲线

面积补偿条件为:

$$bt = 0.5bt_1 + 0.5b\varphi_1 t_1$$

即

$$2t = (1 + \varphi_1)t_1 \tag{6.5.5}$$

将式(6.5.4)代入上式,得:

$$\varphi \left(\frac{t_1}{t}\right)^2 + \left(\frac{t_1}{t}\right) - 2 = 0 \tag{6.5.6}$$

解此方程式,便可得到新的板厚 t_1 。在手工计算时,可利用图6-17的曲线(虚线部分)。

若 $\beta < 1$ 则因

$$\varphi_1 = \frac{\beta_1}{\beta} \left(\frac{t_1}{t}\right)^2 \varphi$$

式(6.5.6)变为:

$$\varphi \left(\frac{\beta_1}{\beta}\right) \left(\frac{t_1}{t}\right)^3 + \left(\frac{t_1}{t}\right) - 2 = 0 \tag{6.5.7}$$

将 $\varphi \frac{\beta_1}{\beta}$ 看作 φ^* , 用逐步逼近的方法解该方程,便可求得新的板厚 t_1 。

2. 对纵骨架式船底板和内底板

纵骨架式船底板和内底板既受总纵弯曲应力,又承受板架弯曲应力,此时其折减系数为:

$$\varphi = \frac{\sigma_{\sigma} + \sigma_2}{\sigma_k}$$

式中 σ_2 ——板内船底板架弯曲应力,拉为正,压为负。

板厚为 t 时,则

$$\sigma_{\sigma} = \varphi \sigma_k - \sigma_2 = 76 \left(\frac{100t}{b}\right)^2$$

板厚增加到 t_1 时,则

$$\sigma'_a = \varphi_1 \sigma_k - \sigma'_2 = 76 \left(\frac{100t_1}{b} \right)^2$$

于是有:

$$\frac{\sigma'_a}{\sigma_a} = \frac{\varphi_1 \sigma_k - \sigma'_2}{\varphi \sigma_k - \sigma_2} = \left(\frac{t_1}{t} \right)^2$$

由此得:

$$\varphi_1 = \left(\frac{t_1}{t} \right)^2 \varphi - \left(\frac{t_1}{t} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_2}{\sigma_k} + \frac{\sigma'_2}{\sigma_k} \tag{6.5.8}$$

将式(6.5.8)代入式(6.5.5),得:

$$\left(\varphi - \frac{\sigma_2}{\sigma_k} \right) \left(\frac{t_1}{t} \right)^3 + \left(1 + \frac{\sigma'_2}{\sigma_k} \right) \frac{t_1}{t} = 2 \tag{6.5.9}$$

因为板架弯曲应力与板厚有关,上述方程只能通过逐次逼近方法求解,即先取 $\sigma'_2 = \sigma_2$ 求 t_1 ,按 t_1 求船底龙骨或纵桁的剖面要素,从而计算出 σ'_2 ,将其代入式(6.5.9)又求出新的板厚 t_1 和 σ'_2 ,如此循环下去,直到前后两次计算所得到的板架弯曲应力相近为止。

考虑到板厚增加后,板架弯曲应力将较原来的 σ_2 小,并且一般相差不大,若取 σ'_2 与 σ_2 相同,不致有很大误差,因此可由方程

$$\left(\varphi - \frac{\sigma_2}{\sigma_k} \right) \left(\frac{t_1}{t} \right)^3 + \left(1 + \frac{\sigma_2}{\sigma_k} \right) \frac{t_1}{t} = 2 \tag{6.5.10}$$

求解新的板厚 t_1 。手工设计时可利用图6-18的曲线。

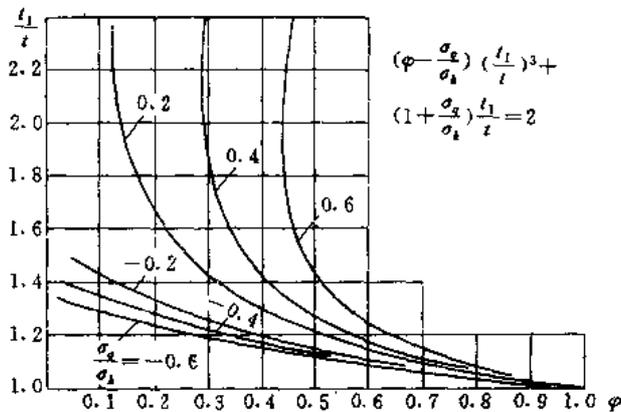


图6-18 $t_1/t-\varphi$ 曲线

6.6 船体中剖面算法设计示例

6.6.1 例题的已知资料

船体主要尺度:

船 长	$L = 145\text{m}$
船 宽	$B = 18.4\text{m}$

吃水 $d=7.8\text{m}$

型深 $D=12\text{m}$

计算舱长 $l=18.4\text{m}$

实肋板间距 $a=1.8\text{m}$

双层底高度 $h=1.2\text{m}$

已知纵向构件：

下甲板厚度 $t=9\text{mm}$

甲板纵桁剖面积 $F_1=100\text{cm}^2, F_2=90\text{cm}^2$

船体钢材：

屈服极限 $\sigma_y=294\text{MPa}$

许用应力

总纵弯曲应力 $[\sigma_1]=160\text{MPa}$

船底合成应力 $[\sigma_1+\sigma_2]=176\text{MPa}$

计算弯矩(在波峰中)：

$$M = M_s + M_w = 16.95 \times 10^7 + 41.16 \times 10^7 = 58.11 \times 10^7 \text{N}\cdot\text{m}$$

船体中剖面计算草图如图6-19所示。

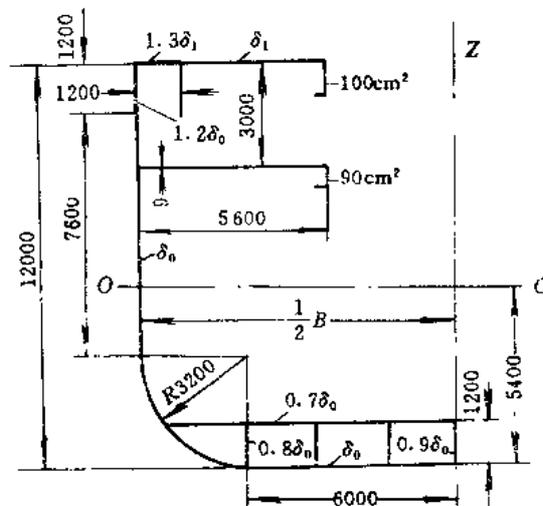


图6-19 船体中剖面计算草图

6.6.2 确定船体中剖面纵向构件相当厚度

1. 第一次近似计算

取中和轴距基线 $e_1=0.45D=5.4\text{m}$ 。

按表6-5计算船体剖面要素。

表 6-5

	构件名称	构件尺寸 (cm)	构件剖面面积		离中和轴距离		自身惯性矩 I_0 (cm ² ·m ²)
			F (cm ²)	Z (m)	$F \cdot Z$ (cm ² ·m)	$F \cdot Z^2$ (cm ² ·m ²)	
给定构件	上甲板纵桁	—	100	6.6	660	4356	—
	下甲板纵桁	—	90	3.6	324	1166	—
	下甲板板	560×0.9	504	3.6	1814	6532	—
Σ			$A=694$		$B=-2798$	$C=12054$	
与 δ_1 成比例的构件 (当 $\delta_0=1$) 时	上甲板	440	440	6.6	2904	19166	
	甲板边板	120×1.3	156	6.6	1030	6795	
Σ			$A_1=694$		$B_1=+3934$	$C_1=25961$	
与 δ_0 成比例的构件 (当 $\delta_0=1$) 时	舷顶列板	120×1.2	144	+6.0	864	5184	17
	舷侧板	760	760	+1.6	1216	1946	3680
	舷列板	503	503	-4.24	-2133	9043	495
	内底板	770×0.7	539	-4.20	-2264	9508	—
	中桁材	1/2×120×0.9	54	-4.80	-259	1244	7
	底纵桁	3×120×0.8	288	-1.8	-1382	6636	35
Σ			$A_0=2888$		$B_0=-7198$	$C_0=55271$	

由甲板总纵强度条件计算所必需的船体剖面惯性矩,按式(6.3.2)得:

$$I = \frac{M_{\max}}{[\sigma_1]} (D - e_1) = \frac{58.11 \times 10^7}{160 \times 10^6} (12 - 5.4) = 23.9704 \text{m}^4$$

将表列数据代入式(6.3.3)得:

$$\begin{cases} 2798 - 7198\delta_0 + 3934\delta_1 = 0 \\ 12054 + 55271\delta_0 + 25961\delta_1 = \frac{1}{2} \times 23.9704 \times 10^4 \end{cases}$$

或简化为:

$$\begin{cases} \delta_0 - 0.55\delta_1 = 0.389 \\ \delta_0 + 0.47\delta_1 = 1.95 \end{cases}$$

由此得:

$$\begin{cases} \delta_1 = 1.53 \text{cm} \\ \delta_0 = 1.23 \text{cm} \end{cases}$$

2. 第二次近似计算

(1) 用插值法进行第二次近似计算。

取新的中和轴距基线 $e_2 = 0.5D = 6.0\text{m}$, 移轴距离为:

$$\varepsilon = e_2 - e_1 = 0.6\text{m}$$

由式(6.3.26b)计算新的相当厚度,即

$$\begin{cases} (B_0 - \varepsilon A_0)\delta'_0 + (B_1 - \varepsilon A_1)\delta'_1 = -(B - \varepsilon A) \\ (C_0 - \varepsilon B_0)\delta'_0 + (C_1 - \varepsilon B_1)\delta'_1 = \frac{1}{2}I' - (C - \varepsilon B) \end{cases}$$

其中

$$\frac{1}{2}I' = \frac{M_{\max}}{4[\sigma_1]} D = \frac{58.11 \times 10^7}{4 \times 160 \times 10^6} \times 12 = 10.896 \text{m}^4$$

代入各项数据,并经简化后得:

$$\begin{cases} \delta'_0 - 0.4\delta'_1 = 0.267 \\ \delta'_0 + 0.396\delta'_1 = 1.654 \end{cases}$$

由此得

$$\delta'_1 = 1.74\text{cm}, \quad \delta'_0 = 0.94\text{cm}$$

(2) 计算船底板架弯曲应力。

中桁材的计算载荷为： Q

$$Q = qCl = 258.336 \times 10^4 \text{N}$$

式中 $q = 0.9d \times 10^4 = 7.02 \times 10^4 \text{N/m}^2$;

$$C = 2\text{m}; \quad l = 18.4\text{m}.$$

取带板宽度 $C_1 = 2\text{m}$, 利用式(5.2.5)求得中桁材对船底板的剖面模数为:

$$W = 2.55 \times 10^4 \delta_0 (\text{cm}^3)$$

利用式(3.3.9)求中桁材跨长中点的弯矩为:

$$M_1 = \gamma_2 \frac{QL}{24} = 0.8 \frac{258.336 \times 10^4 \times 18.4}{24} = 158.45 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{m}$$

式中 γ_2 由表3-5按 $\frac{l}{B} = 1.0$ 及 $\frac{I_1}{I_2} = 1.2$ 查得。

于是船底格架弯曲应力为:

$$\sigma_{2,b} = \frac{M_1}{W} = \frac{158.45 \times 10^4}{2.55 \times 10^4 \delta_0} \times 10^6 = \frac{62.14}{\delta_0} \times 10^6 (\text{N/m}^2)$$

船底总纵弯曲应力按下式计算:

$$\sigma_{1,b} = [\sigma_1] \frac{e}{D - e}$$

(3) 将计算结果列入表6-6, 并绘成图6-20。

表 6-6

中和轴位置 $e(\text{m})$		$e_1 = 5.4\text{m}$	$e_2 = 6\text{m}$
相当厚度 (cm)	δ_0	1.23	0.96
	δ_1	1.53	1.74
船底总纵弯曲应力 $\sigma_{1,b}(\text{MPa})$		132.92	160
船底板架弯曲应力 $\sigma_{2,b}(\text{MPa})$		50.52	64.73
船底合成应力 $(\sigma_{1,b} + \sigma_{2,b})(\text{MPa})$		183.44	224.73

由图6-20求得设计相当厚度:

$$\delta_t^* = 1.50\text{cm}, \quad \delta_b^* = 1.28\text{cm}, \quad e^* = 5.35\text{m}$$

6.6.3 船底材料分配

由于船底板相当厚度小于按表6-1决定的最小相当厚度, 船底板应取最小厚度 $t_0 = 1.25\text{cm}$ 。

因此, 船底纵骨间距 b 应按式(6.4.12)决定:

$$b = 100t_0 \sqrt{\frac{76}{\alpha\sigma_y}} = 125 \sqrt{\frac{76}{0.805 \times 294}} = 70.8\text{cm}$$

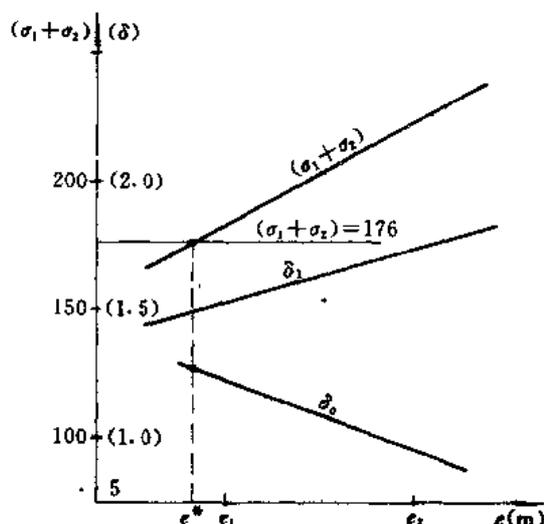


图6-20 求相当厚度的插值曲线

式中 $a = \frac{e^*}{D - e^*} = 0.805$

在纵桁间纵骨的根数:

$$\frac{c}{b} - 1 = \frac{200}{70.8} - 1 = 1.8$$

因此应取2根纵骨,则得:

$$b = \frac{200}{3} = 66.7\text{cm}$$

按式(6.4.7)求保证船底纵骨局部强度所必需的剖面积为:

$$f_2 = C_w \sqrt[3]{\frac{pba^2}{12\gamma\sigma_y}} = 0.65 \times \sqrt[3]{\left(\frac{11.2 \times 10^4 \times 0.667 \times 1.8^2}{12 \times 0.3 \times 294 \times 10^6} \times 10^6\right)^2} = 24.31\text{cm}^2$$

式中 $p = 11.2 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ 。

选用球扁钢18b,其剖面积 $f_2 = 25.8\text{cm}^2$,自身惯性矩 $i_0 = 837\text{cm}^4$,重心至带板的距离 $y = 10.81\text{cm}$ 。

取带板宽度为:

$$b_s = b = 66.7\text{cm}$$

带板型材中和轴至带板的距离:

$$y = \left(y_1 + \frac{t_0}{2}\right) \frac{f_2}{f_2 + b_s t_0} = \left(10.81 + \frac{1.25}{2}\right) \frac{25.8}{25.8 + 66.7 \times 1.25} = 2.85\text{cm}$$

带板型材剖面惯性矩:

$$i = i_0 + \left(y_1 + \frac{t_0}{2}\right) y_1 t_0 = 837 + 12.06 \times 2.85 \times 66.7 \times 1.25 = 3702.7\text{cm}^4$$

船底纵骨的最小剖面模数:

$$W = \frac{i}{h + \frac{t_0}{2} - y} = \frac{3702.7}{18 + 0.625 - 2.85} = 234.7\text{cm}^3$$

最后,检验各项设计要求:

总纵强度条件:

$$\delta_0 = 1.25 + \frac{25.8}{66.7} = 1.637\text{cm} > 1.28\text{cm}$$

板格的稳定性:

$$\sigma_{\sigma} = 76 \times \left(\frac{125}{66.7}\right)^2 = 267\text{MPa} > 0.805 \times 294 = 236.7\text{MPa}$$

纵骨强度条件:

$$\frac{\rho \alpha^2}{12W} = \frac{11.2 \times 10^4 \times 0.667 \times 1.8^2}{12 \times 234.7} \times 10^6 = 86\text{MPa} < 0.3 \times 294 = 88.2\text{MPa}$$

6.6.4 甲板材料分配

根据保证甲板板稳定性要求,按式(6.4.12)计算 m 值,即

$$m = \frac{b}{t} = 100 \sqrt{\frac{76}{\alpha \sigma_1}} = 51$$

式中 α 取等于1。

按式(6.4.23)计算 A_1 :

$$A_1 = \frac{0.49}{\sqrt{m}} \cdot \frac{a}{100\delta_1} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{100}} = \frac{0.49}{7.14} \times \frac{180}{150} \times 1.71 = 0.141$$

分配系数 ρ_1 按式(6.4.24)确定,即

$$\rho_1 = \frac{A_1}{1 - \frac{1}{2}A_1} = \frac{0.141}{1 - \frac{1}{2} \times 0.141} = 0.152$$

由此,甲板板厚度为:

$$t_1 = (1 - \rho_1)\delta_1 = (1 - 0.152) \times 1.5 = 1.272\text{cm}$$

实取 $t_1 = 1.30\text{cm}$ 。

甲板纵骨间距:

$$b_1 = m t_1 = 51 \times 1.30 \approx 66\text{cm}$$

为使沿甲板宽度560cm有单一的甲板纵骨间距,实取 $b_1 = 62\text{cm}$ 。

甲板纵骨剖面积:

$$f_1 = \rho_1 \delta_1 \frac{B_1}{n+1} = 0.152 \times 1.50 \times \frac{560}{8+1} = 14.20\text{cm}^2$$

式中 B_1 为甲板宽度; n 为沿甲板设置的甲板纵骨根数。

选用球扁钢14b,其剖面积 $f_1 = 16.85\text{cm}^2$,自身惯性矩 $i_0 = 321\text{cm}^4$,重心至带板的距离 $y_1 = 8.55\text{cm}$ 。

带板宽度取:

$$b_s = \frac{a}{6} = 30\text{cm}$$

纵骨的剖面惯性矩(含带板)为:

$$i_1 = i_0 + \left(y_1 + \frac{t_1}{2}\right)^2 \frac{f_1 b_s t_1}{f_1 + b_s t_1} = 1316.9\text{cm}^4$$

检验各项设计要求:

总纵强度条件:

$$\delta_1 = 1.30 + \frac{16.85 \times 8}{560} = 1.54 \text{cm} > 1.50 \text{cm}$$

板格的稳定性:

$$\sigma_{cr} = 76 \left(\frac{130}{62} \right)^2 = 334 \text{MPa} > 294 \text{MPa}$$

甲板纵骨的稳定性:

$$\sigma_b = \frac{\pi^2 E b_1}{a^2 (f_1 + b_1)} = \frac{2 \times 10^{12} \times 1316.9}{180^2 \times (16.85 + 62 \times 1.3)} = 834 \text{MPa} > 735 \text{MPa}$$

6.6.5 船体总纵强度校核计算

经验算,本设计满足全部总纵强度要求。因此项计算已有示例(见2.7节),故略去该项计算全部过程。

参 考 文 献

- 1 郑学祥,杨代盛,桑国光. 船体强度与结构设计. 上海:上海交通大学出版社,1962
- 2 杨代盛. 船体强度与结构设计(修订版). 北京:国防工业出版社,1986
- 3 曾广武等. 船舶结构强度计算及优化设计. 武汉:华中工学院出版社,1985
- 4 肖熙,于宝海. 船舶结构优化设计. 上海:上海交通大学出版社,1985
- 5 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京:人民交通出版社,1989
- 6 (美)伊万斯. 船舶结构设计概念. 桑国光等译. 北京:国防工业出版社,1985
- 7 寺沢一雄. 船体构造力学. 海文堂,1974
- 8 Регистр СССР. Временные нормы прочностных Морских судов. Раздел Общая прочность. Л., 1979
- 9 杨代盛. 考虑剖面减缩后的中剖面设计. 中国造船学会论文集,1962

第七章 船体结构规范法设计

7.1 船体结构规范法设计的基本考虑

7.1.1 船舶建造规范的产生、发展和作用

18世纪40年代以前,所有的船舶都凭经验建造,也经历了带有巨大损失的尝试。后来,通过对建造实绩和航行经验的总结与提高,逐渐形成了造船所应遵循的规范。

规定建造规范的初步措施是俄罗斯政治家——彼得大帝作出的,他于1723年颁布了“关于按照新的船样建造河船”的条例。在此条例中规定了船体的基本构件。

随着产业革命,贸易也发达起来,船舶建造愈来愈多,轮船保险人感到各船舶吨位、建造日期、建造材料及船舶所有人等资料有集中的必要。于是在1760年成立了世界上第一个船级机构——英国劳氏船级协会。以后,各航运事业发达的国家都相继成立了船级协会。起初,船级协会的主要工作是制订船舶登记册,载有关于入级船舶的船体和轮机状况。直到1835年才出现第一本船级协会颁布的《建造规范》。该规范系英国劳氏船级协会出版,适用于一百七十英尺长、一百总吨左右的木船,结构尺寸按吨位数字决定。

自那以后,随着造船材料、构件连接方式及船体强度理论的发展,建造规范也经历着不断发展(例如,1855年、1888年相继出现了《铁船规范》、《钢船规范》)和逐步完善的漫长过程。

目前,世界上船级社很多,其中比较主要的有以下几个:

中国船检局(中国船级社)(CCS)

美国船检局(ABS)

英国劳氏船级社(LR)

德国劳氏船级社(GL)

日本海事协会(NK)

法国船级社(BV)

挪威船级社(NV)

意大利船级社(RI)

俄罗斯海上船舶登记局(RS)

船级社按规范监督船舶的建造,并允许船舶正式“入级”,给它们所登记的船办各种国际协定所要求的证书;此外,还对使用中的船舶作定期检查,以确定这些船是否仍保持在“级”内。因此,各主要船级社在世界各地都有办事处,几乎在各港口都能找到它的代表。

建造规范也为航运、造船、相关的制造业和保险业服务。经过“入级”登记的船,符合公认的健全的建造标准,这就等于告诉运货人说,他将他的货物交给已经入级的船承运时,他并没有冒险脱离实际的风险;同时,保险公司在被请求给船保险时,船的入级有助于保险公司判断隐含着的危险性质。

7.1.2 规范法设计的基本步骤

按规范进行结构设计的一般流程如图7-1所示。首先,根据对母型船的调查研究和所设计船的特殊要求,分析所设计船的船体强度要求,选择合适的建造规范。然后,根据型线图 and 总布置图,绘制中剖面图、基本结构图和肋骨线型图等草图,并进行结构构件的初步布置。最后,按规范计算船体主要构件的尺寸,这时,边计算,边绘图,边完善初始的结构布置方案。其中反复必不可少,并且要经常与总体设计师、轮机设计师等反复协商,以求达到合理的统一。

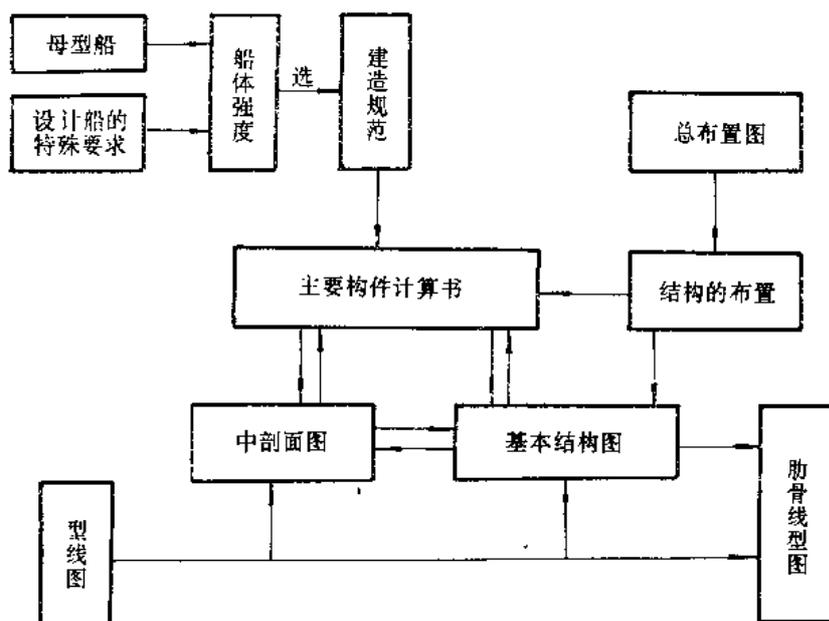


图7-1 规范法设计的一般流程

确定结构尺寸的一般顺序是,首先选择合适的结构型式,确定肋骨间距(与总体设计师协商决定)。然后,可按外板、甲板、船底骨架、舷侧骨架、甲板骨架及支柱、舱壁、首尾柱、首尾结构、上层建筑及甲板室、机炉座、其它等、总纵强度校核等顺序,查规范公式进行计算,并最后选定结构尺寸。此时,反复也是不可避免的。例如,计算内河船强力甲板厚度时,需要纵向连续的甲板骨架尺寸,而确定甲板骨架尺寸时又需要甲板厚度(作为骨架的带板)的资料,同时还要校验船体剖面模数是否满足纵向强度的要求。

此外还要注意,规范规定的尺寸是保证船舶安全可靠的最低标准,最后选定的尺寸还要根据船舶的实际使用要求而适当调整。

7.1.3 建造规范的选用

如今规范的种类繁多。例如,按船舶的航行区域有:海船入级与建造规范和内河、湖泊船舶建造规范;按船舶类型有:商船、渔船、水翼船、气垫船、超高速船、军舰等建造规范或规则。

因此,在结构设计之前,首先要根据设计船的建造材料、航行区域及类型等选择合适的规范。

规范一经确定,还要检验所设计船是否满足该规范的适用范围。现规范基本上是船舶建造经验和航行经验的总结,也就是说,当人们对船在海上受到的外力不完全了解的情况下,衡准船舶可靠性的唯一准则是把要衡准的船舶与已在航运中经过实践考验的同类船相比较。因此,现有规范不可能脱离已有的造船实践,这也是应用现有规范的最大局限性。

一般规范都在船舶尺度与主要尺度比值和船型及船体结构的型式两大方面规定了规范的适用范围。例如,我国《海船规范》^[1]适用于船长从20m到300m的焊接结构的钢质海船,且主尺度比值的范围为: $L/D \leq 17$ 及 $B/D \leq 2.5$;我国《河船规范》^[2]适用于船长大于10m的焊接结构钢质内河民用船舶,且主尺度比值的范围如表7-1所示。表中 L 为船长, B 为船宽, D 为型深; A 级、 B 级、 C 级主要根据船舶航行水域的波浪状况而划定。关于船舶主要尺度的量度,各规范都有严格的定义。

表 7-1

类别	$\frac{L}{D}$		$\frac{B}{D}$	
	A级	B、C级	A级	B、C级
机动船	≤ 25.0	≤ 30.0	≤ 4.0	≤ 4.5
非机动船	≤ 28.0	≤ 33.0	≤ 5.0	≤ 5.0

我们知道,作用在船体上的波浪载荷主要与船舶的线型及主尺度有关。当船长及主尺度比限定后,便可对作用于船体结构的波浪载荷进行统计分析,并建立起相应的计算公式。

一个世纪以前,较小的铁船和钢船的长深比 L/D 是相当小的,因此不需要规定上限。但是,随着船长的增大,如果型深不降低,将造成容积的浪费,但型深太小又不能到大洋去经受波浪的考验。同时, L/D 值也是衡量船体梁刚性的一个粗略量度,在允许的范围内,一般来说船体结构的强度与刚度具有良好的配合。至于 B/D 的值,一般反映船体结构的横向强度,若 B/D 超过规范的范围,则要特别留意横向强度的保证。由于内河船舶所遇到的波浪较小,主尺度比允许达到很大的数值。

7.1.4 结构布置的一般原则和规定

关于结构型式的选择问题,已在第六章中讨论过,这里不再赘述。

结构的合理布置,将直接影响船体结构的强度、重量及工艺性等,必须高度重视。这里,仅从强度方面考虑应遵循的一些基本原则,以便对此有一个总的概念。

1. 结构的整体性原则

在结构设计时,首先应遵循的基本原则是,有关构件应布置在同一平面内,以组成封闭的整体框架结构共同承受载荷的作用。例如,甲板纵桁-横舱壁竖桁-内龙骨或底纵桁,甲板纵骨-横舱壁垂直防挠材-内底纵骨、船底纵骨,肋板-肋骨-横梁,舷侧纵桁-横舱壁水平桁-纵舱壁水平桁等。

2. 受力的均匀性和有效传递原则

结构构件的布置要尽可能均匀,以避免构件规格太多或是造成材料的浪费。

此外,结构应保证某一构件承受外力后,能有效地将力传递到邻近的结构构件上,以

避免某一单独的结构构件承受外力。例如,支柱的上下端应固定在纵、横强骨架交叉的节点上,并且上下支柱应尽可能布置在同一直线上,使支柱所承受的力能有效地传递给甲板及船底结构;当甲板或船底为纵骨架式时,舷侧普通肋骨的端部应以肘板与邻近的甲板及船底纵骨相连;当舷侧采用普通肋骨与强肋骨的交替肋骨制时,一般应设舷侧纵桁,使普通肋骨承受的载荷,能通过舷侧纵桁传递给强肋骨。

3. 结构的连续性和减少应力集中原则

构件的布置应力求保证其连续性,尽可能避免构件突然中断。必须保证尽可能多的主要纵向构件连续贯通至首、尾,如有困难,纵向强骨架应中断在横舱壁或横向强骨架上,并在横舱壁的另一边,设置至少延伸二个肋距的肘板。在同一船体横剖面内,不允许有超过 $1/3$ 的甲板纵骨或船底纵骨中断,也不允许有大于二根的甲板或船底纵向强骨架间断,纵向构件中断的剖面彼此至少相距二个肋距,并要特别注意在大开口处的船体剖面上和高度应力集中的区域,绝对不允许中断船体纵向构件。在首、尾由纵向骨架式向横骨架式应逐渐过渡。

为减少应力集中,所有船体构件的剖面形状应有平顺的过渡。例如,在甲板、平台、内底板、纵舱壁间断处,应装设肘板或其它结构使剖面逐渐消失;骨架梁腹板高度变化时,应有一过渡区,该区段的长度一般应不小于相邻腹板高度差的5倍。

4. 局部加强原则

在设计过程中,对那些在使用中要承受较大局部载荷的结构则进行适当的局部加强。例如,船首承受波浪砰击区域及尾部承受螺旋桨工作时水动压力处的结构及船上吊杆、桅杆、救生艇架、系缆桩、炮座等与船体相连接处的结构,以及航行冰区的船舶承受冰块挤压和撞击区域的结构,均应作适当的加强。各规范对此均有规定。

5. 一些基本规定

各规范对结构布置都有一些具体规定。例如,《海船规范》、《河船规范》关于干货船的结构布置一些基本规定如表7-2所示。

为保证船舶的安全,海船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,至少应自机舱前壁至防撞舱壁或尽可能接近该处之间设双层底;当船长自61m至小于76m时,至少应在机舱以外设置双层底,并应延伸至防撞舱壁及尾尖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,并应延伸至防撞舱壁及尾尖舱壁或尽可能接近该处。另外,内底板应尽可能延伸到船的两侧以盖没船的舭部,客船内底板与外板的交线,在任何地方都不应低于图7-2所示的中剖面处A点的水平面。

内河船舶,船长大于40m,常年航行于J级航段的机动船应设双层底,并尽可能由首尖舱壁延伸至尾尖舱壁,若设置双底有困难,可在舭部设防撞边舱,机舱外的舱室有困难不设防撞边舱时,应满足破舱后一舱不沉的要求。

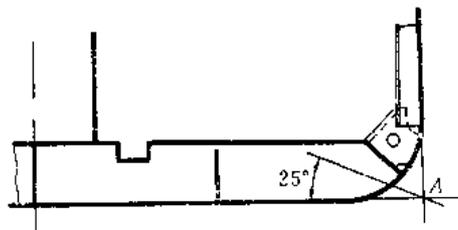


图7-2 客船内底边板的设置要求

表 7-2

序号	构件名称		海 船	内 河 船
1	肋骨或纵骨间距		标准间距 $s_0 = 1.6L + 500\text{mm}$ 最大间距不超过1m 尾尖舱内不超过600mm 防撞舱壁至距首垂线0.2L区域不超过700mm 离尾垂线0.15L至尾尖舱壁间不超过850mm	一般不大于600mm
2	内 龙 骨		$B \leq 9\text{m}$ 两侧至少各一道 $9\text{m} < B < 16\text{m}$ 两侧至少各二道	$L > 30\text{m}$, 间距 $\leq 2.5\text{m}$; $L \leq 30\text{m}$, 间距 $\leq 2.0\text{m}$
3	旁 桁 材	横骨架式	$10\text{m} < B \leq 18\text{m}$ 两侧至少各一道 $B > 18\text{m}$ 两侧至少各二道 在首0.2L内间距 ≥ 3 个肋距	间距 $\leq 4\text{m}$
		纵骨架式	$12\text{m} < B \leq 20\text{m}$ 两侧至少各一道 $B > 20\text{m}$ 两侧至少各二道 在首0.2L内间距 ≥ 4 个肋距	间距 $\leq 4.5\text{m}$
4	双层底高度		任何情况下不得小于700mm,且不小于 $h_0 = 25B + 42d + 300\text{mm}$,其中 B 为船宽(m), d 为吃水(m)	一般不小于800mm; 平底船一般不小于700mm
	单肋底实板	横骨架式	每一肋位设置	每一肋位设置
纵骨架式			一般间距 $\leq 2.5\text{m}$; 在机舱间距 $\leq 1.25\text{m}$	
5	双底实肋板	横骨架式	至少每隔4档肋位设置,间距 $\leq 3.2\text{m}$ 机舱、锅炉座、推力轴承座下应每一肋位上设置 横舱壁及支柱下应设置 首部0.2L以内应每一肋位设置	一般间距 $\leq 2.5\text{m}$; 在机舱间距 $\leq 1.25\text{m}$
		纵骨架式	一般不大于3.6m;在机舱至少每隔1个肋位设置,在主机座、锅炉座、推力轴承座下每一肋位应设置;横舱壁及支柱下应设;首0.2L区域内每隔1个肋位设置	
6	防撞舱壁		距首垂线不小于0.05L 对 $L > 200\text{m}$ 的船舶,应不小于10m 但均不大于0.08L 对球鼻首可适当减小	$L > 30\text{m}$,在距首垂线0.06L~0.1L内设置, $L \geq 30\text{m}$,距首垂线应不大于3.0m

7.1.5 船体构件的材料级别和钢级

船体结构脆断的第一个不幸的信号发生在1942年后期,当时好几艘“自由轮”发生断裂,常常迫使船舶不能航行而必须进行修理。这种断裂常被描述为突然发生的并伴有强烈响声,最初被作为战争因素的偶然事件处理(有时被认为受到敌人攻击),而没有立刻认识到是严重的结构问题。

“斯堪涅特地”号和“埃素·缅哈顿”号船的断裂事件震动了整个造船界。“斯堪涅特地”号是第一条 T2油轮,当它刚完成试航回到船厂泊地,当天晚上10时30分突然在船桥后部处断成两截。整条船像一把大折刀,中间凸起,船首和船尾座落在河底淤泥中。当时天气冷而无风(气温26 F,水温40 F),船的静水中拱弯矩0.53MN·m,甲板上的最大计算拉应力只有68.2MPa,为预计正常工作应力的一半左右。“埃素·缅哈顿”号是“斯堪涅特地”号的同型船,造好才7个月就于1943年3月29日平静天气的条件下,在纽约附近的安波罗斯海峡折成两段。

于是,展开了对船舶断裂的广泛而又深入的研究。直到1944年,人们才重视这样的事实:由于温度的降低(甚至在常温下),低碳钢的断裂方式也可由“正常的”韧性转变为脆性。此后的大量研究,确定了钢材可根据断裂的起始、扩展和止裂的性质来表征。这导致各船级协会对船体结构用钢的化学成分、热处理、冶炼方式和机械性能提出了更全面的要求。在1959年6月,七国船级协会(美国、英国、法国、西德、日本、挪威、意大利)统一规定了五个等级的船体结构用钢的标准。这五种级别的钢具体在船上如何选用和什么部位该用哪一级钢,各船级协会没有达成一致意见,然而各船级协会的规定都比较接近。从此以后,船舶断裂事故就显著地减少了。

我国《海船规范》将一般船体结构钢划分为A、B、D、E等四个钢级。为了防止断裂,全船不同部位的船体构件按其所承受的应力情况分为五个材料级别,如表7-3所示。表中没有列入的构件,一般可按材料级别I处理。

表 7-3

构 件 名 称		材 料 级 别		
		在中部0.4L区域内	中部0.4~0.6L区域内	中部0.6L以外区域
L>250m	与强力甲板连接的舷顶列板	V	■	I
	强力甲板边板 舷顶列板或圆弧形舷板			
L≤250m	与强力甲板连接的舷顶列板	IV	■	I
	强力甲板边板 舷顶列板或圆弧形舷板			
舷 列 板				
强力甲板板 集装箱船抗扭箱结构 船底板(包括龙骨板) 强力甲板上方的纵向连续构件 纵舱壁的上列板 顶边舱的上列板		■	I	I
除上述以外的露天甲板列板 舷侧外板 纵舱壁的下列板		I	I	J
挂舵壁的外包板		—	—	■
舵 柱 挂舵臂的内衬板 舵 尾轴架		—	—	■

下面,是《海船规范》中关于材料级别选用的一些规定:

(1)船体构件应根据其所对应的材料级别和所取的厚度选用钢级,见表7-4。

(2)在船中 0.4L 区域内,凡采用钢级 E 或材料级别 IV 和 V 的单列板的宽度应不小于 $(800+5L)$ mm,但不必大于 1800mm。

表 7-4

材料级别	构件厚度 (mm)	钢 级							
		$t \leq 15$	$15 < t \leq 20$	$20 < t \leq 25$	$25 < t \leq 30$	$30 < t \leq 35$	$35 < t \leq 40$	$40 < t \leq 50$	$t > 50$
一般强度结构钢	I	A	A	A	A	A	A	B	B
	II	A	A	A	A	B	B	D	D
	III	A	A	B	D	D	D	F	E
	IV	A	B	D	E	E	E	E	E
	V	D	E	E	E	E	E	E	E
高强度结构钢	I	A32	A32	A32	A32	A32	A32	A32	A32
		A36	A36	A36	A36	A36	A36	A36	A36
	II	A32	A32	A32	A32	A32	A32	A32	D32
		A36	A36	A36	A36	A36	A36	A36	D36
	III	A32	A32	A32	D32	D32	D32	D32	E32
		A36	A36	A36	D36	D36	D36	D36	E36
	IV	A32	A32	D32	D32	E32	E32	E32	F32
		A36	A36	D36	D36	E36	E36	F36	E36
	V	D32	D32	E32	E32	E32	E32	E32	F32
		D36	D36	E36	E36	E36	E36	F36	E36

(3)当船宽超过 70m 时,在中部 0.4L 区域内,至少有 5 列甲板板(包括甲板边板)应按材料级别 IV 要求。

(4)凡在全宽度内设有双层底、且其船长小于 150m 的船舶,在船中 0.4L 区域内的舷列板,可按材料级别 III 要求。

(5)大开口角隅处的甲板板,必须予以特殊考虑。凡可能产生局部高应力的区域,应按材料级别 IV 或 V 要求。

(6)用于增强构件的材料级别,以及用于焊接连接件的材质(一般强度结构钢或高强度结构钢),如流水沟的扁钢或舳龙骨,通常应与该处的船体外板相同。

(7)船中 0.4L 区域内的甲板板、舷顶列板以及纵舱壁上列板的材料级别,在尾楼前端和桥楼两端处,亦应保持不变。

(8)集装箱船,中部 0.4L 区域内的强力甲板、舷顶列板及抗扭箱形结构所用的材料级别,在整个货舱区域内保持不变。

(9)在具有尾楼的液货船上,尾楼前的强力甲板向前延伸至任何泵舱开口的周围,其材质应保持不变。

(10)在船体结构为 T 型或十字型接头,且使用全焊透焊接处和板材在板厚方向承受重大拉应力的构件,应采用具有全厚度特性的 Z 向钢板。

《海船规范》还对冷藏室结构用钢和冰区航行船舶结构用钢提出了特殊要求,这里不再详述。

由于篇幅限制,不能详细地介绍各种规范和各种船型的规范设计问题,同时也避免与有关课程的重复。本章着重于运用船体强度知识阐述《海船规范》及《河船规范》一些规定的意义。此外,适当给出一些设计计算示例。

7.2 规范对船体纵向强度的要求

7.2.1 海洋船舶的纵向强度

1. 背景资料

早在制订载重线规则之前,吃水就被各建造规范用来计算船体构件的尺寸。那时,似乎认为,保证船舶的安全,主要是限制船舶在装载时的吃水。

1930年国际载重线公约采纳了英国商务部一个委员会关于以中剖面模数作为纵向强度标准的建议。以后,各船级协会规范都采用了这一标准。根据这项要求,船体最小剖面模数不得小于下式计算值:

$$W = fBd \quad (\text{cm}^3) \quad (7.2.1)$$

式中 $f \approx 7.904L^{1/3}$, L ——船长, m; B ——船宽, m; d ——吃水, m。这个要求反映了当时典型三岛式中机型干货船纵向强度的水平。对这类具有下述典型布置的船,即机舱长度 $l = 0.15L$, 机舱质量为满载排水量的 6%, 机舱重心在中后 $0.02L$ 处, 吃水 $d = 0.06L$, 方形系数 $C_b = 0.75$ 的船, 可求得总纵弯曲力矩 M 为:

$$M = g\Delta L/35 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 g ——重力加速度;

Δ ——排水量, kg, $\Delta = \rho C_b L B d$;

ρ ——水的密度, 取为 1025kg/m^3 。

若选用许用应力 $[\sigma] = 272.6 L^{1/3} (\times 10^5 \text{Pa})$, 并利用关系式 $W = \frac{M}{[\sigma]}$, 便可求得上述 f 值。

把吃水作为计算纵向强度要求的一个直接因素的概念, 一直持续了几十年。到了本世纪 60 年代, 整个造船业发生了重大转折, 油船和散装货船的尺度越来越大, 特别是出现了超级油船; 新的运输方式、新的运输货物所要求的专用船舶层出不穷, 例如, 液化石油气船 (LPG)、液化天然气船 (LNG)、近海机动钻探船、水翼船、气垫船等; 新的材料和新的建造方法, 以及要求船舶更加安全可靠, 同时又有更高效率和经济性等等。特别是, 当船舶朝着更大型化发展时, 自然要对原有规范的要求进行大幅度的外推, 这就得仔细考虑可能隐藏着的尺度影响。对于这种影响, 已根本无经验可循, 因此经验只能作为借鉴, 而不能作为结论。

幸好, 在这个转折时期增添了许多新知识、新成果, 纵向强度研究的进展恰好与船舶尺度, 特别是油船尺度的惊人增长相一致。首先, 海洋学家收集到了足够的数据库, 并大大推进了对不规则海洋波浪的统计研究。这一研究又进一步导致了波浪弯矩长期预报研究的发展。对船体来说, 随机性最高的载荷来自波浪, 波浪与船体间的相互作用最为复杂, 因此波浪弯矩最难以把握, 这就使这一领域的研究更具有特别重要的意义。其次, 船舶对各种海况的响应实测研究也取得了显著的成绩, 从实船航行中测量的应力结果获得了弯矩、应力的长期分布。此外, 还有在水池模拟波浪条件下船模响应的试验研究, 建立起船模试验响应值与实船测得响应值之间的关系, 这一点对巨型船特别有意义, 因为一旦建立起它们之间的换算关系, 就能确定预定的更大船舶的纵向强度要求。

当人们不仅公认波浪引起的弯矩受吃水的影响很小,而且公认静水弯矩受吃水的影响也很小时(即公认纵向强度几乎与吃水无关时),规范就对纵向强度的要求作了重大修改,吃水不再作为计算纵强度要求的一个因素了。在六、七十年代,所有的规范都直接或间接地给出两个如下形式的纵强度要求:

W_0 ——基本剖面模数,仅取决于船长 L 、船宽 B 及方形系数 C_b ,即 $W_0=f(L, B, C_b)$;

W ——计算剖面模数,不仅取决于主尺度和方形系数,而且与静水弯矩 M_s 有关,即 $W=f(L, B, C_b, M_s)$ 。例如,《海船规范》(1979)规定:

$$W = \frac{M_s}{\alpha\sigma_s} + \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)W_0 = 0.455 \frac{M_s}{\sigma_s} + 0.544W_0 \quad (7.2.2)$$

式中 M_s ——静水弯矩;

$$\alpha = 1 + \frac{\sigma_w}{\sigma_s} = 2.2;$$

σ_w ——与波浪弯矩对应的许用应力;

σ_s ——与静水弯矩对应的许用应力;

W_0 ——基本剖面模数。

这样,即使主尺度及线型都相同,但总布置及船舶装载的配置不同,对纵强度的要求就可能不同。因此,新规定更适应现代造船发展的趋势。同时,也导致废除了沿用多年的下述规定:尾机型船的甲板剖面面积应超过一般规定的 20%。原先人们认为,尾机型船(大多数是油船和运煤船)在满载中垂状态所受的弯矩要略大于机舱位于中部附近的船所受到的弯矩,增加甲板剖面面积不仅增大了剖面模数,同时将防止甲板在过大的中垂弯矩作用下失稳的可能。然而,对各种载货和压载状态下静水弯矩的计算表明,在某些情况下,尤其是必须在首尾端附近设置相当数量的压载时,可能发生完全相反的情况。

当今,各船级协会规范除了基本模数 W_0 的规定未变外,对于船长大于 90m 的船舶一般都直接给出许用应力标准,同时给出了波浪弯矩的计算公式。此外,还对船体剖面惯性矩及剪切强度的校核计算作出了规定。对大开口集装箱船,还规定了按弯曲(垂向及水平弯曲)应力和扭转应力之和校核船体纵向强度的要求。

现代规范中尽管波浪弯矩计算公式都是运用数理统计分析的方法导得的,但是许用应力的标准还是经验的系数,因此规范还属于半经验半概率的设计水平。

2. 基本剖面模数 W_0

《海船规范》对船长大于 90m 的干货船,规定船中基本剖面模数 W_0 不小于下式计算值:

$$W_0 = KI^2B(C_b + 0.7) \quad (\text{cm}^3) \quad (7.2.3)$$

式中 K ——系数,取下式计算值:

$$K = 10.75 - \left(\frac{300-L}{100}\right)^{0.2}, \quad 90\text{m} \leq L \leq 300\text{m}$$

C_b ——船舶在设计夏季载重水线下的方形系数,但不得小于 0.6;

L ——船长, m;

B ——船宽, m。

对上述 W_0 值,沿海水域航行的船舶可降低 10%;遮蔽水域航行的船舶可降低 15%。

同时又规定,船中剖面模数 W 尚应不小于按下式求得值:

$$W = \frac{M_s + M_w}{[\sigma_c]} \times 10^3 (\text{cm}^3) \quad (7.2.4)$$

式中 M_s ——静水弯矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$;

$[\sigma_c]$ ——合成许用应力, 取为 175N/mm^2 [16];

M_w ——波浪弯矩, 按下式计算 [16]:

$$\left. \begin{array}{l} \text{中拱} \quad M_w(+)=+190KL^2BC_b \times 10^{-3} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \\ \text{中垂} \quad M_w(-)=-110KL^2B(C_b+0.7) \times 10^{-3} \quad (\text{kN} \cdot \text{m}) \end{array} \right\} \quad (7.2.5)$$

式中各符号与式(7.2.3)相同。

对上述 M_w 值, 沿海水域航行的船舶可降低 10%; 遮蔽水域航行的船舶可降低 15%。

比较式(7.2.3)与式(7.2.5), 会发现两个公式的基本表达形式是一致的, 区别仅在于系数的不同。这决不是偶然的巧合, 而是两者之间有着内在的联系。为此说明如下:

我们知道, 作用在船体上的波浪弯矩是中垂、中拱缓慢变化着的交变载荷(在船舶一生中, 波浪载荷的循环次数大约为 10^8 这一数量级)。另外, 在船体结构中不可能没有间断构件和各种形式的缺陷, 因此在周期性的波浪载荷作用下船体结构中会发生裂纹, 裂纹会逐渐扩大, 直至经过大量循环之后裂缝变得足够大而发生断裂, 即导致船体梁的疲劳断裂。交变应力的来源除了波浪载荷之外, 还可能是满载与压载状态的交替变化(例如, 油船)。

控制交变应力的大小, 使其低于疲劳极限, 便可完全防止任何疲劳损伤累积, 但这只有当应力存在于非常局部的范围时才能办到。对于像波浪弯曲这样的范围较大的应力, 防止疲劳断裂的方法应是使船舶在整个生命期内能经受累积的疲劳损伤, 但不出现明显的断裂危险。为此, 必须弄清一系列不同幅值、不同持续时间和不同交变应力平均水平所引起的疲劳损伤是如何相互影响和累积起来的, 以致最终引起断裂。这是一个极其复杂的过程, 至今仍有许多问题尚未得到解决。

利用线性累积损伤理论的 Palmgren-Miner 法则(简称为 Miner 法则)^[3], 在各种不同应力幅度作用下, 总的疲劳累积损伤率 f 等于各单个应力幅值作用下疲劳寿命百分数的总和, 即

$$f = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (7.2.6)$$

式中 N_i ——给定单个应力幅值 S_i 作用下的疲劳寿命, 可从疲劳寿命试验曲线($S-N$ 曲线)查得;

n_i ——在各单个应力幅值下实际完成的循环次数。

用于船体梁疲劳分析的 $S-N$ 曲线可参见文献[18]。

疲劳累积损伤率 f 可利用 $S-N$ 曲线和应力概率密度函数按下述方法求得。

正如后面第九章所述, 海洋波浪是随机性的, 船体梁波浪应力幅值是一个随机变量, 可用概率密度函数描述。现假设波浪幅值应力长期分布的概率密度函数为 $P_S(S)$ (参看 9.4 节), 则在宽为 ΔS 的窄小应力范围内(见图 7-3), 应力 S_i 循环的分数为 $P_S(S_i)\Delta S$ 。又设船舶生命期内波浪应力的总循环次数为 N , 则在 ΔS 内 S_i 的循环次数 n_i 为:

$$n_i \approx N \cdot P_S(S_i) \cdot \Delta S \quad (7.2.7)$$

对典型的 $S-N$ 曲线, 有下述关系存在:

$$N = \frac{C}{S_N^m}$$

式中 N ——在不变幅值应力 S 作用下直至破坏的循环次数；
 m ——双对数坐标下 $S-N$ 曲线的负斜率；
 S_N ——在 N 次循环下发生破坏的定值幅值应力；
 $\lg C$ —— $S-N$ 曲线的寿命截距。

因此,在 S_i 作用下的疲劳寿命 N_i 为:

$$N_i = \frac{C}{S_i^m} \quad (7.2.8)$$

将式(7.2.7)和式(7.2.8)代入式(7.2.6)得:

$$f = \sum \frac{NP_s(S_i) \Delta S}{\frac{C}{S_i^m}}$$

当 $\Delta S \rightarrow 0$ 时,上式变成:

$$f = \frac{N}{C} \int_0^{\infty} S^m P_s(S) dS$$

或者写成:

$$f = \frac{N}{C} E(S^m) \quad (7.2.9)$$

式中 $E(S^m) = \int_0^{\infty} S^m P_s(S) dS$

称为随机变量 S^m 的期望值或均值。

利用双参数韦布尔(Weibull)分布式(9.4.5),均值是:

$$E(S^m) = \lambda^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{k}\right)$$

设 S_i 为对应于超越概率为 $\frac{1}{N}$ (即 N 次循环中可能被一次超越)的 S 值,对韦布尔分布有:

$$S_i = \lambda(\ln N)^{1/k}$$

由此可得:

$$E(S^m) = S_i^m (\ln N)^{-m/k} \Gamma\left(1 + \frac{m}{k}\right)$$

将上式代入式(7.2.9),则累积损伤率为:

$$f = \frac{N}{C} S_i^m (\ln N)^{-m/k} \Gamma\left(1 + \frac{m}{k}\right) \quad (7.2.10)$$

式中 $\Gamma(\cdot)$ 为伽玛函数。

当疲劳累积损伤率 f 达到某个极限值 f_σ 时,就发生了疲劳断裂。因此,为防止船体梁的疲劳断裂,必须要求

$$f \leq f_\sigma \quad (7.2.11)$$

理论上,极限累积损伤率 f_σ 等于 1.0,但考虑到载荷、制造和营运等各种不确定性,实际取的 f_σ 远小于 1.0。在实际使用时,应根据构件在船体强度上的重要程度,以及构件的检验和修理的可能性等,分别确定合适的值。在近海海洋工程结构中,对于暴露在海水中的重要构件,如果有良好的通路和维修,典型的 f_σ 可取 0.3,否则为 0.1。

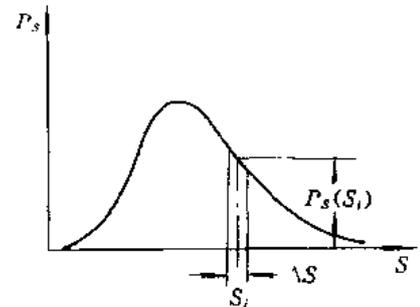


图 7-3 船体梁波浪诱导应力幅值长期分布的概率密度函数

将式(7.2.10)代入式(7.2.11),并进行一些表达形式的变化便可得到:

$$S_r \leq \left(\frac{C}{N}\right)^{1/m} (\ln N)^{1/k} \left[\Gamma\left(1 + \frac{m}{k}\right)\right]^{-1/m} (f_{cr})^{1/m}$$

由于 $\left(\frac{C}{N}\right)^{1/m} = S_N$,若令

$$\xi = (\ln N)^{1/k} \left[\Gamma\left(1 + \frac{m}{k}\right)\right]^{-1/m} \quad (7.2.12)$$

$$K_0 = (f_{cr})^{-1/m} \quad (7.2.13)$$

则

$$S_{cr} = \xi S_N \quad (7.2.14)$$

称为不发生船体梁疲劳断裂的特征载荷应力 S_r 的极限值。由于 S_N 是船舶生命期不变的应力幅值的极限或失效水平,而 S_{cr} 是随机的波浪特征载荷应力的极限值,以 ξ 建立起两者的关系,故称之为随机载荷因子。这样,就得到通常形式的设计表达式:

$$S_r \leq \frac{S_{cr}}{K_0} = [S_c] \quad (7.2.15)$$

所以, K_0 就相当于安全系数了。

因为波浪应力等于:

$$S_r = \frac{(M_{w,c})_{中拱} + (M_{w,c})_{中垂}}{W_0}$$

为了防止船体梁的疲劳断裂,船中剖面模数 W_0 必须满足下述要求:

$$W_0 \geq [(M_{w,c})_{中拱} + (M_{w,c})_{中垂}] \frac{K_0}{\xi S_N} \quad (7.2.16)$$

式中 $(M_{w,c})_{中拱}$ —— 在船舶一生中可能被超过一次的中拱波浪弯矩;

$(M_{w,c})_{中垂}$ —— 在船舶一生中可能被超过一次的中垂波浪弯矩。

在经过许多年的研究之后,现在已有一套理论和方法(参看 9.4 节)及相应的计算机程序来计算波浪诱导弯矩的特征值。对于标准船型,经过大量的计算,船级社都得到了近似计算公式。

因此,船级协会规范规定的基本剖面模数 W_0 ,对标准的船型可认为是保证船体梁不发生疲劳断裂的最低要求。

3. 船中剖面模数计算

按《海船规范》及《海船规范修改通报》^[16],强力甲板及其以下所有在船中部 0.4L 区域内连续的纵向构件的剖面积均可计入船中剖面模数。强力甲板以上可计入舷顶列板伸出强力甲板的部分和连续的舷边角钢的剖面积。强力甲板以上的连续凸形甲板和连续纵向舱口围板(多个并列舱口的内侧舱口围板除外)当由纵舱壁或高腹板桁材作有效支持时,也可将其剖面积计入。

有多个并列舱口时,其连续内侧舱口围板及其以下的支持结构的有效面积,应根据其支持条件用直接算法确定,《海船规范》亦给出了近似处理方法,这里不再详列。

在计算剖面模数时,若甲板开孔在首尾方向的长度超过 2.5m 或宽度超过 1.2m 或 0.04Bm(取小者),则应扣除其剖面积;对不符合此要求的甲板开口(包括人孔在内),如其宽度或阴影区宽度(见图 7-15)在一个横剖面上的总和 b_s 使甲板或船底剖面模数的减少不大于 3%,或 b_s 符合后述式(7.5.4)要求时,可不必扣除其剖面积。若纵骨或纵桁的开孔

(如减轻孔、流水孔、焊缝处的单个扇形开孔)高度不超过其腹板高度的 25% (但对扇形孔深度最大不超过 75mm), 在计算船中剖面模数时也不必扣除开孔的剖面积。

《海船规范》规定的甲板处的船中剖面模数 W_x , 是将剖面对其中轴的惯性矩除以中和轴到舷侧处的强力甲板边线的垂直距离得到的, 而船底处的船中剖面模数 W_z 则是除以从中和轴到平板龙骨上表面(即基线)的垂直距离。

7.2.2 长江客货船的纵向强度

长江客货船, 一般有三、四层连续的上层建筑或甲板室, 长度约在 0.7~0.8 倍船长以上, 其与主体间的相互作用, 多年悬而未决。在早期的设计中, 均将干舷甲板作为强力甲板, 同时假定上层建筑或甲板室不参加船体梁总纵弯曲。但是, 大量的实船应力测量表明, 即使布置了横贯全船的若干通道, 上层建筑或甲板室仍有相当的程度参加船体梁总纵弯曲。因此, 从 1978 年起, 《长江水系钢船建造规范》对船长大于 50m 的客货船推荐了一个联合中剖面模数的计算方法。现《河船规范》^[2] 保留了这一规定。下面, 对该规范附录 I 各公式的来源作一说明。

在现代长江客船、客货船设计中, 若船中部干舷甲板以上围蔽结构的侧壁离船体舷侧板向内不大于船宽的 4% (见图 7-4(a)), 则将上甲板设计为强力甲板, 称为双甲板客货船; 反之如图 7-4(b) 所示, 则以干舷甲板为强力甲板, 称为单甲板客货船。

《河船规范》规定, 客船或客货船中部具有两层或两层以上连续的钢质上层建筑(见图

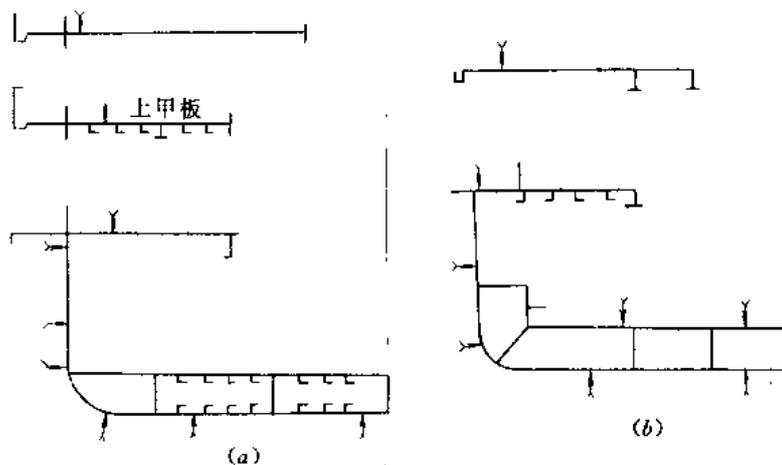


图 7-4 长江客货船中剖面结构型式
(a) 双甲板客货船; (b) 单甲板客货船。

7-5(a)) 或只有一层甲板室(见图 7-5(b)) 时, 其强力甲板以上的最下层上层建筑甲板或甲板室甲板应计入总纵弯曲。

采用下述符号规定:

- A——强力甲板以下主体半剖面积, cm^2 ;
- B——主体半剖面积对强力甲板的静矩, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$;
- C——主体半剖面积对强力甲板的惯性矩, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$;
- D_s ——自船底基线至强力甲板边线处的距离, m ;

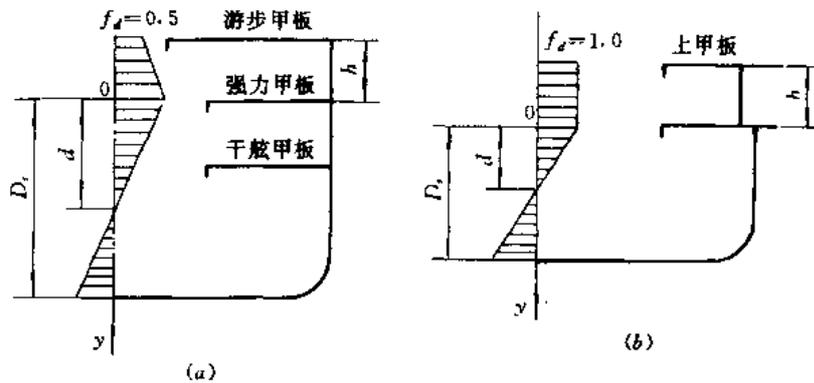


图 7-5 长江客货船中剖面总纵弯曲应力的分布规律
(a)双甲板客货船;(b)单甲板客货船。

- h ——最下一层上层建筑或甲板室的高度, m;
 - d ——中和轴至强力甲板的距离, m;
 - y_s ——最下一层上层建筑或甲板室构件中心至强力甲板的距离, m, 注意为负值;
 - a_s ——最下一层上层建筑或甲板室构件的半剖面面积, cm^2 ;
 - $f_d = \frac{\sigma_s}{\sigma_0}$ ——最下一层上层建筑或甲板室纵向应力 σ_s 与强力甲板总纵弯曲应力 σ_0 之比值, 如图 7-5 所示;
 - y_s ——主体构件至强力甲板的距离; m;
 - I_s ——主体与上层建筑或甲板室联合剖面惯性矩, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$ 。
- 由于在船体横剖面内只有总纵弯曲力矩, 而无纵向力作用, 故有:

$$\int_{-A}^{A} \sigma dA = 0$$

因为

$$\begin{aligned} \int_{-A}^{A} \sigma dA &= \sigma_0 \int_{-A}^0 f_d da_s + \int_0^{A} \sigma_0 \left(1 - \frac{y_s}{d}\right) dA \\ &= \sigma_0 \Sigma f_d a_s + \sigma_0 A - \frac{B}{d} \sigma_0 \end{aligned}$$

由此得联合剖面中和轴到强力甲板的距离 d 为:

$$d = \frac{B}{A + \Sigma f_d a_s} \tag{7.2.17}$$

另外, 考虑剖面上的外力矩与内力矩的平衡, 即整个剖面上内力对中和轴的力矩应等于总纵弯曲力矩 M , 即

$$2 \int_{-A}^A \sigma (d - y) dA = M$$

因为

$$\begin{aligned} \int_{-A}^A \sigma (d - y) dA &= \int_{-A}^0 \sigma_s (d - y_s) da_s + \int_0^A \sigma_0 \left(1 - \frac{y_s}{d}\right) (d - y_s) dA \\ &= \sigma_0 \int_{-A}^0 f_d (d - y_s) da_s + \sigma_0 \int_0^A \left(1 - \frac{y_s}{d}\right) (d - y_s) dA \end{aligned}$$

$$= \sigma_0 \left[\sum f_i (d - y_i) a_i + d \cdot A - 2B + \frac{C}{d} \right]$$

令
$$I_c = \frac{M}{\sigma_0} d$$

便得到:

$$I_c = 2 \left[d \sum f_i (d - y_i) a_i - d^2 \cdot A - 2d \cdot B + C \right] \quad (\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2) \quad (7.2.18)$$

由此可得:

强力甲板边线处剖面模数:

$$W_{\text{甲}} = \frac{I_c}{d} \quad (\text{cm}^2 \cdot \text{m})$$

平板龙骨处剖面模数:

$$W_{\text{底}} = \frac{I_c}{D_s - d} \quad (\text{cm}^2 \cdot \text{m})$$

根据实船应力测量结果,当干舷甲板为强力甲板时,上甲板的总纵弯曲应力与强力甲板的总纵弯曲应力很接近,故取 $f_s = 1.0$,如图 7-5(b)所示。对双甲板客货船,游步甲板的纵向应力几乎是上甲板总纵弯曲应力的 1/2,所以取 $f_s = 0.5$,如图 7-5(a)所示。

《河船规范》中还列有详细计算示例,这里不再赘述。

7.3 外板及甲板板的设计

船体外板及最上层连续甲板构成了船体的水密外壳,以保证船舶各种性能的实现,并与船体骨架一起承受并传递各种局部载荷。同时,它们又作为船体梁的最重要的纵向构件,承受总纵弯曲。

7.3.1 外板

1. 规范对外板的一般规定

《海船规范》对中部 $0.4L$ 和离船端 $0.075L$ (《河船规范》为 $0.1L$) 区域的船体外板(包括船底板、平板龙骨、舳列板、舷侧外板和舷顶列板),分别按横骨架式和纵骨架式给出了最小板厚计算公式。还规定,外板厚度在中部 $0.4L$ 区域内保持不变,然后向首尾两端,逐渐递减至船端 $0.075L$ (或 $0.1L$) 区域的板厚,这正好与船体承受的总纵弯曲力矩沿船长的分布相一致。

在同一横剖面内的外板,也根据其所处的部位具有不同的厚度。平板龙骨和舷顶列板在船体梁的最下端和最上端,不仅承受较大的总纵弯曲应力,同时考虑到腐蚀、磨损较大(平板龙骨还承受船舶建造或修理时的龙骨墩反力),它们的厚度都分别比船底板及舷侧外板厚,并且还专门规定了它们的宽度。内河船舶的舳列板,考虑到其处腐蚀磨损较大,通常较船底板增厚 0.5mm 。

此外,还对局部区域的外板规定了局部加强措施。例如:首部船底板、与尾柱相连的外板、轴包板、锚链管区域的外板、外板开口处及船楼端部等特殊部位的板都要增厚。

在计算船中部外板厚度时,一般都有两个公式。例如,海船中部 $0.4L$ 区域内的船底板厚度不得小于下列两式计算值:

船底为横骨架式时

$$t_1 = 0.072sf_b \left(1 + \frac{y^2}{S^2} \right)^{-1} (L_1 + 170) \text{ (mm)} \quad (7.3.1a)$$

$$t_2 = 7.7sf_b \sqrt{d} \text{ (mm)} \quad (7.3.1b)$$

船底为纵骨架式时

$$t_1 = 0.054sf_b(L_1 + 170) \text{ (mm)} \quad (7.3.2a)$$

$$t_2 = 6.4sf_b \sqrt{d} \text{ (mm)} \quad (7.3.2b)$$

式中 s ——肋骨间距或纵骨间距, m, 计算时, 取不小于 $(0.0016L_1 + 0.5)$ m;

d ——吃水, m;

L_1 ——船长, m, 计算时取不大于 200m;

S ——船底纵桁或龙骨间距, m;

$f_b = \sqrt{F_b}$;

F_b ——船底龙骨处实际的中剖面模数 W_b 大于规范要求的中剖面模数 W 时, 为减小局部构件尺寸而取的折减系数, $F_b = \frac{KW}{W_b}$ (其中 K 为采用高强度钢时的材料换算系数), $0.67 \leq F_b \leq 1$, 对 $L < 90$ m 的船舶 $F_b = 1$ 。

2. 规范板厚公式的意义

船体外板是保证总纵强度的重要构件, 其尺寸首先要保证在总纵弯曲压应力作用下不发生板的崩溃, 即不丧失承压能力。

板因受压而崩溃的机理是很复杂的。引进描述板基本特性的无量纲参数——柔度系数 β , 即

$$\beta = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} \quad (7.3.3)$$

式中 b 为板格短边长度; t 为板厚; σ_y 为材料屈服极限; E 为材料弹性模量。按参数 β , 可将板分为三类: 柔性板 ($\beta > 2.4$), 中等柔性板 ($1.0 < \beta < 2.4$) 和刚性板 ($\beta < 1.0$), 如图 7-6 所示。就柔性板而言, 在给定均匀压应力 σ_0 作用下, 最先出现的响应是板的失稳。板失稳后, 板中间部分承压能力降低, 较大部分的载荷由板边缘区域承受, 因此板内压应力不再是均匀分布, 如图 7-7 图中实线所示。然而, 板仍能承受载荷, 也就是说, 板虽已失稳, 但尚未崩溃。随着载荷继续增加, 板中间区域承压能力进一步显著降低, 而两侧处的最大应力则迅速增加, 直到该应力最终达到屈服应力而耗尽承载能力为止。此时, 所施加的压缩载荷的最大值即是引起板崩溃的值, 称为板的极限强度。

卡门 (Karman) 首先对这一问题作出了工程解答^[4]。他假定板失稳后, 板中心部分不承受压应力, 而其边缘部分保持完全有效并承受均匀分布压应力 σ_e (见图 7-7)。由静力平衡条件, 可求得板边缘部分的应力为:

$$\sigma_e = \frac{b}{b_e} \sigma_0 \quad (7.3.4)$$

为模拟失稳的逐渐增长, 进一步假定尚未失稳的有效板仍处在板边缘, 即当施加应力 σ_e 时, 可能失稳的相当板的宽度为 b_e , 这意味着以 σ_e 作为相当板的临界应力, 即

$$\sigma_e = k \frac{\pi^2 D}{b_e^2 t} \quad (7.3.5)$$

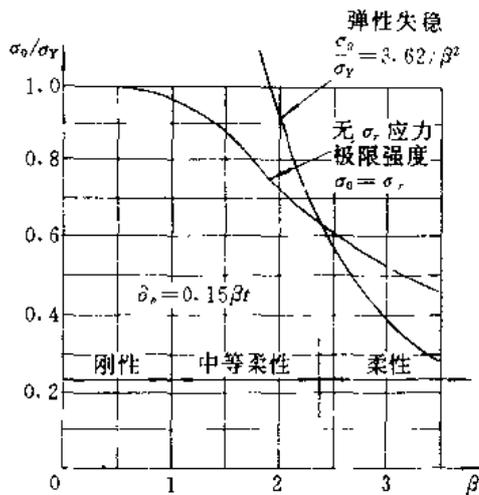


图 7-6 $\beta-\sigma_0/\sigma_Y$ 曲线

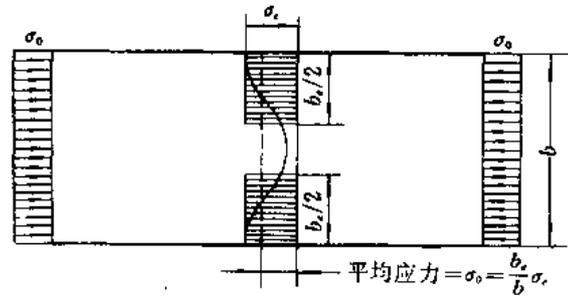


图 7-7 板失稳后的应力分布

式中 D ——板的筒形弯曲刚度, $D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$

板的极限强度 $(\sigma_0)_r$ 发生在使板边缘部分的应力 σ_r 达到屈服极限 σ_Y 时。若取 $\mu = 0.3$, 且当 $\frac{a}{b} > 1.0$ 时, 可取 $k = 4.0$, 令 $\sigma_r = \sigma_Y$, 由式(7.3.5)可求得板边那部分宽度为:

$$b_r = 1.9t \sqrt{\frac{E}{\sigma_Y}} \quad (7.3.6)$$

而板的极限强度为:

$$(\sigma_0)_r = \frac{b_r}{b}\sigma_Y = 1.9 \frac{t}{b} \sqrt{E\sigma_Y} \quad (7.3.7)$$

上述卡门公式对柔性板是正确的。但是, 对于实际组成船体梁的中等柔性板, 由于板的初始缺陷(初始挠度及残余应力)的存在, 弹性失稳是不会发生的, 崩溃机理更复杂。所以, 关于板的极限强度取多大, 需依赖于试验。文献[5]比较了各种实用公式。福克纳(Faulkner)建议的简便实用公式^[5]为:

$$(\sigma_0)_r = \left(\frac{2}{\beta} - \frac{1}{\beta^2} \right) \sigma_Y \quad (7.3.8)$$

考虑残余应力的影响, 采用下述强度减缩系数 R_r , 即

$$R_r = 1 - \frac{\sigma_r E_{ts}}{\sigma_Y E}$$

$$\frac{E_{ts}}{E} = \frac{2\beta - 1}{\beta} \quad (1 < \beta < 2.5)$$

式中 σ_r ——残余应力, 一般无焊缝或应力释放 $\sigma_r = 0$, 普通焊缝 $\sigma_r \leq 0.1\sigma_Y$, 密集焊缝 $\sigma_r \leq 0.33\sigma_Y$;

E_{ts} ——结构材料切线模量, 对于 $\beta > 2.5$, $E_{ts} \approx E$, 而对于 $\beta < 1$, $E_{ts} \approx 0$ 。

总之, 考虑实际存在的初挠度、残余应力等影响, 式(7.3.6)和式(7.3.7)中的系数比 1.9 要小。

对于横骨架式板, 板的极限强度取决于初始挠度的大小。用类似于上述方法可得到:

$$(\sigma_0)_r = \left[1.9 \frac{t}{a} \left(1 + \frac{a^2}{b^2} \right) \sqrt{E\sigma_Y} \right] K \quad (7.3.9)$$

式中 a ——板格短边长度;
 b ——板格长边长度;
 K ——考虑初挠度及残余应力影响的系数。

假若取船底板的总纵弯曲名义应力为 $0.4(L_1+170)$ (MPa),并把它作为船底板的极限强度要求,对纵骨架式板又取强度减缩系数 $R=0.55$,则为保证板的极限强度,其厚度 t 便不得小于下式,即

$$t = 0.054b(L_1 + 170) \quad (\text{mm})$$

此即为《海船规范》的要求。同理,可得横骨架式板的计算公式。要指出,上述一些量的取值仅是为了理解规范公式意义而选择的,并不代表规范制订者就是这样取值。本章所有的分析都是如此。

船中部外板,除了参加总纵弯曲之外,作为水密外壳的组成部分还承受局部水压力荷重。对横骨架式板,最大弯曲应力由式(3.3.1)为:

$$\sigma_x = 0.5p \left(\frac{s}{t} \right)^2 \times 10^6 \quad (\text{N/mm}^2) \quad (7.3.10)$$

式中 p ——水压力,取 $p=0.01d$,N/mm²;
 d ——吃水,m;
 s ——肋骨间距,m;
 t ——板厚,mm。

在标准状态,若取许用应力 $[\sigma]=0.36\sigma_y=84.6\text{N/mm}^2$ 代入上式,便可得板厚公式为:

$$t = 7.68s \sqrt{d} \quad (\text{mm})$$

此式基本上与式(7.3.1b)是一致的。由此可知,式(7.3.1b)是根据板格的局部弯曲强度要求决定的。

将式(7.3.1b)与式(7.3.2b)相比较,还会发现,当吃水及板格平面尺度相同时,纵骨架式船底板厚度是横骨架式的83%,这正好与由式(3.3.3)及式(3.3.1)计算的板格弯曲应力之比0.686相一致。

由上述分析可知,当代规范在确定构件尺寸时,是充分反映了船体强度关于结构构件工作特性的知识。随着科学研究的不断取得新的成果,规范必将建立在更加科学的基础之上。

7.3.2 甲板板

1. 一般规定

现今,《海船规范》除了规定保证船体纵向强度的中剖面模数要求(对甲板有大开口的船舶,通常由这一要求决定强力甲板的尺寸),还根据甲板的作用规定了它们的最小厚度。

对于只起“平台”作用的甲板,即那些不参加总纵弯曲或对纵向强度的贡献甚微的甲板(如开口线以内及离船端 $0.075L$ 区域内的强力甲板、下甲板),其构件尺寸均极据所承受的水、货物和设备的局部负荷而定。对载货部位的甲板,《海船规范》对甲板负荷不超过 39.24kPa 时的下甲板厚度作了具体规定,《河船规范》则按货物压力计算板厚。对构成舱室的水密或油密边界的甲板(深舱甲板或平台),设计时按其能承受的一定水头高度决定尺寸,并且明显要求增加 3.5mm 的腐蚀余量。

强力甲板的边板是甲板板中首尾贯通的有效纵向连续构件,它与舷顶列板一起对防止船体断裂起重要作用。《海船规范》除了对其宽度与厚度作了规定外,还对它们的材料级别要求很高。例如,在中部 $0.4L$ 区域内,若船长大于 250m ,则要求采用最高等级(V级)的材料,若船长不超过 250m ,则要求采用IV级的材料。

《河船规范》对强力甲板的尺寸仍像过去的《海船规范》那样,规定了半剖面积。自然,这也是总纵强度所要求的。由于计入半剖面积的构件包括作为强力构件的纵向骨架(甲板纵骨、 $0.4L$ 范围内连续的甲板纵桁等),而确定这些骨架尺寸时,又需要作为其带板的甲板板厚度,所以计算时有个反复的过程。

在甲板设计中,要特别注意下面将要讲的甲板开口处的加强设计及上层建筑与甲板室端部的甲板板设计(这部分内容见第八章)。同时还要注意,上甲板以下的各层甲板若在机舱、货舱等处中断,尽管它们对保证船体总纵强度的作用不大,但甲板的突然中断,破坏了结构的连续性,会产生应力集中而导致结构的损坏。因此,在中断了的甲板的延长线上要增设舷侧纵桁,并在中断处用尺寸较大的弧形肘板逐渐过渡。在平台甲板的末端,同样要装设肘板逐渐过渡,以减小应力集中。

2. 规范板厚公式的意义

《海船规范》规定,海船强力甲板开口线以外的板厚不得小于按下列两式计算值:

横骨架式

$$t_1 = 0.085sf_d(1 + \frac{s^2}{S^2})^{-1}(L_1 + 110) \text{ (mm)} \quad (7.3.11a)$$

$$t_2 = 1.05s \sqrt{L + 75} \text{ (mm)} \quad (7.3.11b)$$

纵骨架式

$$t_1 = 0.06sf_d(L_1 + 110) \text{ (mm)} \quad (7.3.12a)$$

$$t_2 = 0.9s \sqrt{L + 75} \text{ (mm)} \quad (7.3.12b)$$

式中 s ——横梁间距或纵骨间距, m , 计算时,取不小于 $(0.0016L_1 + 0.5)\text{m}$;

L ——船长, m ;

L_1 ——船长, m , 计算时,取不大于 200m ;

S ——甲板纵桁间距, m ;

$f_d = \sqrt{F_d}$, F_d 为强力甲板边线处的总弯曲计算应力 σ_d 与合成许用应力 $[\sigma_c]$ 的比例系数, $F_d = \frac{K\sigma_d}{[\sigma_c]}$, 其中 K 为采用高强度钢时的材料换算系数, F_d 不得小于 0.67 , 对 $L < 90\text{m}$ 的船舶取 $F_d = 1.0$ 。

上述式(7.3.11a)及式(7.3.12a)也可认为是按承压板的极限强度要求建立的。若设强力甲板的总纵弯曲名义应力为 $0.5(L_1 + 110)(\text{MPa})$, 分别利用式(7.3.7)及式(7.3.9), 并考虑初始挠度、残余应力的影响, 也不难求得上述公式。

此外,露天强力甲板还承受甲板上浪的局部载荷。若取《海船规范》对舱口盖规定的计算压头, 即

$$h = 0.014L + 1.07 \text{ (m)}$$

式中 L 为船长, m , 若 $L < 24\text{m}$, 取 $L = 24\text{m}$ 。则作用在甲板上的水压力为:

$$p = 0.01(0.014L + 1.07)(\text{N/mm}^2)$$

对开口线以外的强力甲板,若取许用应力 $[\sigma]=64\text{N/mm}^2$,利用式(7.3.10)便可求得式(7.3.11b)。式(7.3.11b)与式(7.3.12b)的关系同船底板一样。

对开口线以内及船端 $0.075L$ 区域内的强力甲板,只按局部载荷决定板厚。若取许用应力 $[\sigma]=86\text{N/mm}^2$,由式(7.3.10)便可得到板厚为:

$$t = 0.9s \sqrt{L + 76} \quad (\text{mm})$$

但《海船规范》中以75代替此式中的76。

下层甲板及平台甲板主要承受货物的压力等局部载荷,它们的尺寸应按局部强度要求决定。

下层甲板及平台甲板均为横骨架式结构,因此保证其局部强度的板厚 t 应不得小于按下式计算值:

$$t = s \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{p}{[\sigma]}} \times 10^3 \quad (\text{mm})$$

式中 s ——横梁间距,m;

p ——甲板负荷, N/mm^2 ;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 。

按《海船规范》规定的甲板负荷 $p=39.24\text{kPa}$,可见规范公式对应于表7-5所示的下层甲板许用应力标准。

表 7-5

甲 板 板 位 置		$[\sigma](\text{MPa})$
第 甲 板	中部 $0.4L$ 区域货舱口边线以外	136
	舱口边线以内及船端 $0.075L$ 区域内	196
第三甲板及平台甲板		196

7.3.3 设计计算示例

现在以某1200吨简易货船的计算书^[7]为例,来说明船体外板与甲板的规范计算。

1. 概述

主尺度及比值:

水线长	69.16m
垂线间长	67.20m
计算船长 L	67.20m
船宽 B	11.20m
型深 D	4.70m
最大吃水 d	3.60m
肋距 s	0.60m
双层底高度	0.80m
最大开口宽度 b	6.70m
最大开口长度 l_u	17.80m
l_{BH}	24.60m

$$\frac{L}{D} = 14.3 < 17, \quad \frac{B}{D} = 2.38 < 2.5,$$

$$\frac{b}{B} = 0.598 < 0.6, \quad \frac{t_H}{t_{HH}} = 0.724 > 0.7$$

本船为大开口船,按《海船规范》设计,并按计算方法校核总纵强度。

本船为单甲板双底结构,中部甲板及船底采用纵骨架式结构,纵骨间距为 0.6m。货舱区舷侧设顶边舱及底边舱。首、尾及舷侧采用横骨架式结构,并具有 B 级冰区加强。

2. 外板

(1) 船底板(2.3.1)①

① 中部 0.4L 区域内(2.3.1.3, 2.3.1.5)

$$t_1 = 0.054sf_b(L_1 + 170) = 7.78\text{mm}$$

$$t_2 = 6.4sf_b \sqrt{d} = 7.38\text{mm}$$

式中 $s = 0.6075\text{m}$, $f_b = 1.0$, $L_1 = 67.2\text{m}$, $d = 3.6\text{m}$

实取 $t = 10\text{mm}$

② 离船端 0.075L 区域内(2.3.1.4)

$$t = (0.05L_1 + 5) \sqrt{\frac{s}{s_b}} = 8.36\text{mm}$$

式中 $s = s_b = 0.6075\text{m}$, $L_1 = 67.2\text{m}$

实取 $t = 10\text{mm}$

(2) 平板龙骨(2.3.2, 1.3.2.4)

宽度 $b = 900 + 3.5L = 1135.2\text{mm}$

厚度 $t = t_{\text{底}} + 2 = 9.38\text{mm}$

实取 $12 \times 1400\text{mm}$

(3) 舳列板(2.3.3)

实取 $t = 10\text{mm}$

(4) 舷侧外板(2.3.4)

① 中部 0.4L 区域(2.3.4.2, 2.3.4.5)

距基线 $\frac{3}{4}D$ 以上:

$$t_1 = 0.073sf_b E^{-1}(L_1 + 110) = 7.86\text{mm}$$

$$t_2 = 6.0s \sqrt{d} = 6.92\text{mm}$$

距基线 $\frac{3}{4}D$ 以下(舳列板除外):

$$t_1 = 0.072sf_b E^{-1}(L_1 + 110) = 7.75\text{mm}$$

$$t_2 = 6.95s \sqrt{d} = 8.01\text{mm}$$

式中 $s = 0.6075\text{m}$, $f_b = 1.0$, $L_1 = 67.2\text{m}$, $d = 3.6\text{m}$, $E = 1.0$

实取 $t = 10\text{mm}$

② 离船端 0.075L 区域(2.3.4.4, 2.3.1.4)

① 括号内数字为《海船规范》的条文号,以下同。

$$t = (0.05L_1 + 5) \sqrt{\frac{s}{s_0}} = 8.36\text{mm}$$

实取 $t=10\text{mm}$

(5) 舷顶列板(2.3.5, 1.3.2.4)

宽度 $b \geq 0.1D = 0.47\text{m}$

厚度 $t_1 = 0.06sf_d(L_1 + 110) = 6.5\text{mm}$

$$t_2 = 0.9s \sqrt{L + 75} = 6.52\text{mm}$$

式中 $s = 0.6075\text{m}$, $L_1 = L = 67.2\text{m}$

实取 $12 \times 1200\text{mm}$

(6) 局部加强(2.3.6)

① 与尾柱连接的外板, 轴毂处的包板

实取 $t=14\text{mm}$

② 锚链管处的外板

加复板实取 $t=8\text{mm}$

(7) 冰区加强(B级)(4.5.1)

$$t = 1.25t_{\text{中外}} = 9.73\text{mm}$$

实取 $t=10\text{mm}$

3. 甲板

(1) 强力甲板(2.4.2)

① 开口线以外(2.4.2.1)

$$t_1 = 0.06sf_d(L_1 + 110) = 6.46\text{mm}$$

$$t_2 = 0.9s \sqrt{L + 75} = 6.52\text{mm}$$

式中 $s = 0.6075\text{m}$, $L_1 = L = 67.2\text{m}$

实取 $t=12\text{mm}$

② 开口线以内及离首尾端 $0.075L$ 内(2.4.2.2)

$$t = 0.9s \sqrt{L + 75} = 6.52\text{mm}$$

实取 $t=8\text{mm}$

并满足(2.13.8.1)要求。

③ 甲板边板(2.4.3, 1.3.2.4)

宽度 中部: $b_1 = 6.8L + 500 = 957\text{mm}$

端部: $b_2 = 0.65b_1 = 622\text{mm}$

厚度 $t = t_{\text{中}}$

实取 $12 \times 1200\text{mm}$

(2) 首楼甲板(2.17.5.2, 2.17.5.3)

$$t = 0.02L + 6 = 7.34\text{mm}$$

实取 $t=8\text{mm}$

(3) 驾驶甲板(2.18.4.4)

$$t = 0.02L + C = 6.34\text{mm}$$

式中 $C=5.0$

实取 $t=7\text{mm}$

(4) 顶棚甲板(2.18.4.4)

$$t = 0.02L + C = 5.84\text{mm}$$

式中 $C=4.5$

实取 $t=6\text{mm}$

7.4 船体骨架的设计

船体骨架是船体结构的重要组成部分之一,它主要包括:船底骨架、舷侧骨架、甲板骨架和舱壁骨架。每一部分又都是由纵、横交叉的构件所组成。按规范法设计时,这一部分的计算工作量最大。

7.4.1 船体骨架设计计算的一般注意事项

在进行船体骨架设计时,要根据各部结构的形式选择规范的有关章节逐条进行计算。除构件的布置、尺寸等符合规范要求外,还要注意构件的相互连接设计。限于篇幅,这里不叙述,下面只对计算的一般注意事项加以说明。

(1) 骨架的受力不同,其作用不同,对构件尺寸的要求不同。肋骨、纵骨、横梁、舱壁扶强材、组合肋板骨材等构件主要对板起扶强作用,承受由板传递来的载荷,同时纵骨还是船体梁的重要纵向构件。这些构件所要求的剖面模数或惯性矩一般较小(通常称为小骨材或扶强材,《海船规范》称为次要构件),可根据规范附录直接选用型钢。要注意的是,一般要选用我国已生产的型号。如果骨材高度不受限制,为减轻结构重量,应选用高一档的型钢号;对纵骨建议选用球扁钢,以避免不对称梁自由翼板的折减;对小型船舶或内河船舶多采用不等边角钢。

实肋板、底纵桁、内龙骨、强肋骨、舷侧纵桁、强横梁、甲板纵桁、舱壁桁材等构件是船体的主要支撑构件和传力构件(参见图 2-17、图 2-18)。它们所需的剖面模数或惯性矩较大(通常称为强骨材,《海船规范》称为主要构件),常采用焊接的 T 型材,在一些小型船舶或内河船舶上也采用钢板折边型材。决定 T 型材最佳剖面尺寸的方法已在第五章详述。这里要提醒注意的是,除规范另有规定者外,对海船,型材腹板厚度 t_w 应不小于 $0.01S_w$, mm(其中 S_w 为腹板上的扶强材间距或无扶强的腹板高度,mm), t_w 的最小厚度:在干货舱内为 7mm,在液体舱内为 8mm,对船长小于 60m 的船舶可减少 1mm,对船长小于 40m 的船舶可减少 2mm,另外还须设置防倾肘板。此外,主要构件面板的剖面积一般不应该超过 $d_w \cdot t_w / 150(\text{cm}^2)$ (其中 d_w 为腹板的高度,mm; t_w 为腹板的厚度,mm)。

(2) 确定骨架尺寸的剖面模数和惯性矩要求,除有特殊规定者外,均为连带板的最小要求数值。关于带板的取法规范都有详细的规定。

计算构件剖面模数和惯性矩要求时,除另有规定者外,所取的计算跨距均为跨距点之间的有效跨距。强骨材的跨距点应取距该构件末端为 b_e 的点(见图 7-8),并且

$$b_e = b_b \left(1 - \frac{d_w}{d_b} \right) \quad (7.4.1)$$

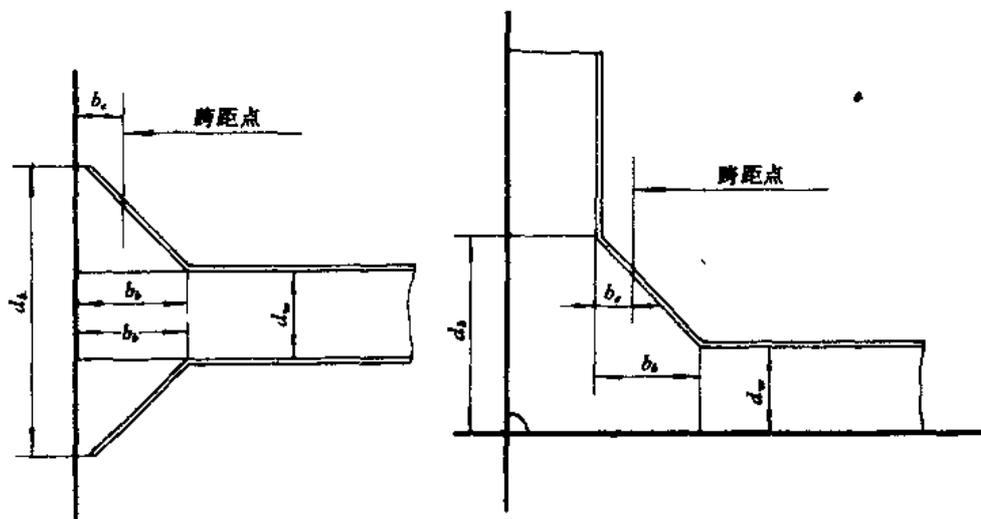


图 7-8 构件的跨距点

由式(7.4.1)可知,在开始计算时,该点是未知的,因此必须逐步近似确定。

(3)设计中应当尽量减少型材的规格。因此,对每一构件应当按最大计算值(通常为跨距最大处)选取尺寸,或者,为减轻结构重量,对全船分成若干区段选取不同规格型材。

(4)船尾区域受振动载荷作用的结构中,存在由于不合理的焊接和节点形式而造成的应力集中根源时,将大大减少其使用期限,所以要特别注意直接承受螺旋桨工作所引起的脉动压力作用的构件的结构形式。

(5)除有特别规定者外,所有船体骨架上不得任意开孔。

为了减轻结构的重量、施工、维修和检查管系的要求以及流水等需要,在底部结构的骨架腹板上开有人孔、减轻孔、流水孔、空气孔等开口。在布置这些开口时应注意以下几点:

①双底骨架腹板上的人孔应尽量沿船长和船宽直线排列。减轻孔、人孔高度应不大于该腹板高度的一半,否则应予加强。在下列部位不得开孔:

- a. 船中部 $0.75L$ 区域内的中桁材;
- b. 支柱下面部分的实肋板及肋板的端部;
- c. 支柱下面部分及靠近横舱壁的前后一个肋距内的底纵桁;
- d. 其它承受较大剪力处。

②凡间断而不要求水密或油密的构件与连续构件相交时(如肋板与中桁材相交),为了保证焊接质量,避免焊缝集中在一点,应将间断构件的腹板予以切角,如图 7-9 所示。

③一般可利用加大间断腹板的削角的大小来作为所需的流水孔和空气孔,以避免附加的开孔。

7.4.2 规范对船体骨架要求的基本意义

规范对船体骨架的最小尺寸,主要按下述三种形式给出要求。

1. 局部强度要求的剖面模数

绝大部分构件都按此种要求确定尺寸。剖面模数的具体表达式取决于对该构件所选

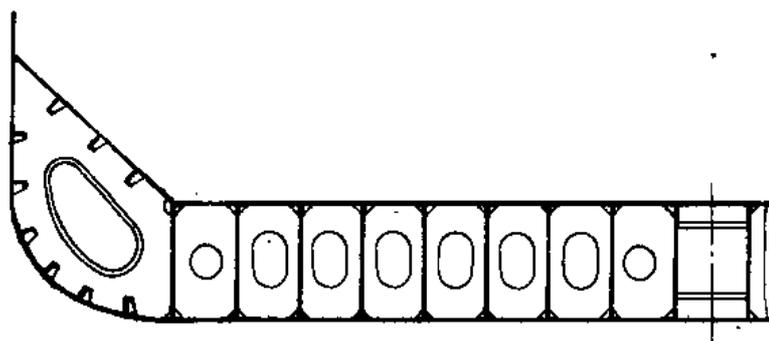


图 7-9 间断构件腹板的切角

的计算图式。

若将船体骨架简化为两端弹性固定的单跨梁,作用在骨材板面上的分布载荷以水柱高度 h 表示,又认为骨材承受一个骨材间距 s 内板面上的载荷,则作用于骨材计算剖面上的弯矩为:

$$M = K_M s h l^2 \quad (7.4.2)$$

式中 K_M 为系数,取决于载荷的分布和骨材两端的弹性固定情况; l 为骨材跨距。取许用应力为 $[\sigma]$,则保证骨材局部强度所需要最小剖面模数 W 为:

$$W = \frac{M}{[\sigma]} K_1 s h l^2 \quad (7.4.3)$$

式中 $K_1 = \frac{K_M}{[\sigma]}$ 。

因此,对不同骨架,只要根据其作用确定合适的载荷,并分析建造实绩确定合适的边界条件和许用应力标准,就不难得到规范的计算公式。

在决定剖面模数的公式中,有时还考虑交叉梁系的相互支持作用。例如,《河船规范》对单底实肋板剖面模数的规定,就考虑了内龙骨对实肋板的支持作用。现将其要求摘录如下:

$$W = K S (f d + r) l^2 \quad (7.4.4)$$

式中 S ——实肋板间距, m;

f ——系数,非货舱内取 $f=1$,货舱内,机动船取 $f=0.5$,非机动船取 $f=0.25$;

d ——吃水, m;

r ——半波高,对 A 级航区 $r=1.25$ m, B 级航区 $r=0.75$ m, C 级航区 $r=0.25$ m;

l ——实肋板跨距, m,取实肋板面板与舷侧外板交点之间的距离;

K ——包括考虑内龙骨支持作用的系数,按下式计算:

$$K = a \left(\frac{l_1}{l} - 1.1 \right) + b \quad (7.4.5)$$

其中: a, b ——按表 7-6 决定的系数;

l_1 ——舱底平面长度, m;

$\frac{l_1}{l}$ ——舱室长宽比,取值范围按表 7-7 选取,大于表中上限者,取上限值,小于表中下限者,取下限值。

表 7 6

骨架型式	横骨架式						纵骨架式		
	主肋骨制			交替肋骨制					
	1根龙骨	3根龙骨	5根龙骨	1根龙骨	3根龙骨	5根龙骨	1根龙骨	3根龙骨	5根龙骨
a	2.50			2.00			1.25		
b	4.00	3.50	3.00	3.20	2.80	2.40	2.00	1.75	1.50

表 7-7

龙骨数	1根龙骨	3根龙骨	5根龙骨
上限值	1.5	1.7	1.9
下限值	1.1		

在式(7.4.4)中, $(fd + r)$ 为作用在船底板架上载荷的水柱高度, 其中系数 f 值为: 对非货舱区域, 计算状态取满载波峰状态, 故取 $f = 1.0$; 对货舱区域, 考虑到货物压力的存在, 计算状态取为空载波峰状态, 经统计内河机动船空载吃水约为满载吃水的 $1/2$, 故取 $f = 0.5$, 而非机动船空载吃水约为满载吃水的 $1/4$, 故取 $f = 0.25$ 。

系数 K 不仅与实肋板两端固定情况及许用应力标准有关, 而且还与内龙骨的支持作用有关。实肋板两端的弹性固定情况与船底及舷侧的实际构造情况有关。当船底为横骨架式时, 每一肋位均设实肋板, 这时, 若舷侧为主肋骨制, 即每一肋位均设单一的主肋骨, 则如第三章所分析, 实肋板两端可视为自由支持; 若舷侧为交替肋骨制, 即每隔几档肋距设强肋骨, 根据实船统计, 实肋板两端的弹性固定系数在 $0.19 \sim 0.41$ 之间, 于是可取平均值 0.3 作为标准情况。当船底为纵骨架式时, 舷侧相应于每一个实肋板处均设强肋骨, 以组成牢固的肋骨框架, 因此实肋板两端的固定程度较大, 经实船统计分析, 固定系数可取为 0.75 。至于内龙骨的两端一般均视为刚性固定。

因此, 对标准计算方案(假设实肋板、旁内龙骨的剖面惯性矩为 i_0 , 中内龙骨的剖面惯性矩为 $1.2i_0$), 通过板架计算便可求得考虑内龙骨的支持作用对实肋板计算弯矩的修正系数 k , 即

$$M = kM_0$$

式中 M_0 为不计内龙骨支持作用求得的实肋板计算弯矩。取合适的许用应力 $[\sigma]$, 则实肋板剖面模数的最小值为:

$$W = \frac{M}{[\sigma]} = (kS(fd + r))l^2$$

式中 ck 即为式(7.4.4)中的 K 。

对某些构件, 在计算时还考虑了轴向力的影响。例如, 《海船规范》对甲板横梁、舷侧肋骨、船长大于 $90m$ 的强力甲板纵骨等剖面模数的要求就计及了轴向力的作用。

2. 刚度要求的剖面惯性矩

为控制一些构件的变形不致过大, 《海船规范》规定了包括带板的剖面惯性矩要求:

$$I = K_2 W l \quad (7.4.6)$$

式中 W ——按局部强度要求的剖面模数值, cm^3 ;

l ——构件的跨度, m ;

K_2 ——视具体结构而定的系数, 一般在 2~3 之间。

对于上述关系式, 可作如下定性解释: 像甲板强横梁、甲板纵桁、舱口纵桁、舱口端横梁、悬臂梁等强骨材, 它们的变形将影响舱口盖的开闭, 对露天甲板还会引起漏水。因此, 规范对它们的变形都作了适当的限制。当计算构件按单跨梁研究时, 最大弯曲挠度与构件上的总荷重 Q 、跨度 l 的三次方成正比, 而与构件的剖面惯性矩 I 成反比, 即

$$r_{\max} \propto \frac{Ql^3}{I}$$

若规定最大挠度不得超过跨度 l 的某一百分数, 则所需剖面惯性矩就正比于 Ql^3 , 即

$$I \propto Ql^3$$

保证局部强度所需的剖面模数 W 正比于 Ql , 即

$$W \propto Ql$$

因此, 为限制构件的弯曲变形, 便得到式(7.4.6)。

3. 稳定性要求的剖面惯性矩

《河船规范》对强力甲板纵骨剖面惯性矩要求不小于下式计算值:

$$I = 1.1al^2 \quad (\text{cm}^3) \quad (7.4.7)$$

式中 a ——包括带板的剖面积, cm^2 ;

l ——强横梁间距, m 。

这是从保证甲板纵骨的稳定性要求得到的。该式相当于保证甲板纵骨的欧拉应力(不考虑不符合虎克定律的修正)达到材料的屈服极限 235MPa。

7.4.3 设计计算示例

下面, 仍以 7.3.3 节 1200t 简易货船为例, 说明船体骨架的规范计算。

1. 船底骨架

(1) 中桁材(2.6.10, 2.6.2)

高度: $h_0 = 25B + 42d + 300 = 731.2\text{mm}$

式中 $B = 11.2\text{m}$, $d = 3.6\text{m}$

实取 $h = 800\text{mm}$

厚度: $t = 0.0077h_0 + 4 = 9.63\text{mm}$

实取 $t = 2\text{mm}$

设置通至邻近纵骨的肘板, 其厚度为 10mm。

加强筋: $W = 5.5shd^2 = 7.5\text{cm}^3$

式中 $s = 0.45\text{m}$, $h = 4.7\text{m}$, $d = 0.8\text{m}$

选用 $\perp 56 \times 36 \times 3.5$, $W = 10.31\text{cm}^3$

(2) 箱形中桁材(2.6.3)

机舱内设箱形中桁材, 箱形中桁材侧板间距为机座纵桁间距, 板厚为 10mm。每一个肋位设开孔板加强, 板厚 $t = 10\text{mm}$ 。

(3)旁桁材(2.6.10.2, 2.6.4.1)

中桁材两侧各设一道非水密旁桁材。

实取 $t=10\text{mm}$ (机舱), $t=8\text{mm}$ (其他舱)

加强筋:

实取 -10×80 (机舱), -8×80 (其他舱)

底边舱处设水密旁桁材一道,实取 $t=10\text{mm}$,每一肋位设垂直加强筋 $\text{L}56\times 36\times 3.5$ 。

(4)肋板

①在机舱为横骨架式,每一肋位设实肋板;在货舱为纵骨架式,每三档设实肋板;距首垂线 $0.2L$ 内每二档设实肋板。

②货舱实肋板(2.6.11)

板厚: $t_1=1.1(0.0077h_0+1)=7.3\text{mm}$

实取 $t=8\text{mm}$

垂直加强筋取 -8×120

③水密、油密肋板(2.6.6.1)

板厚: $t=t_{\text{货}}+2\text{mm}$

实取 $t=10\text{mm}$

垂直加强筋: $W=5.5shl^2=9.93\text{cm}^3$

式中 $s=0.6\text{m}, l=0.8\text{m}, h=4.7\text{m}$

选用 -10×250 , $W>10\text{cm}^3$

④机舱内实肋板(2.6.5.1)

板厚: $t=0.0077h_0+1=6.63\text{mm}$

实取 $t=10\text{mm}$

⑤船底纵骨(2.6.12.3)

$W=11.5csdl^2=80.5\text{cm}^3$

式中 $c=0.6, s=0.6\text{m}, d=3.6\text{m}, l=1.8\text{m}$

选用 $\text{L}100\times 80\times 8$, $W=81.14\text{cm}^3$

⑥内底纵骨(2.6.12.4)

$W=0.85W_{\text{外底纵骨}}=68.4\text{cm}^3$

选用 $\text{L}100\times 90\times 8$, $W=81.14\text{cm}^3$

2.舷侧骨架

(1)货舱主肋骨(8.3.1.1, 2.7.2.2)

$W_1=cc_1sdl^2=59.2\text{cm}^3, I=3.2W_1l=411.1\text{cm}^4$

式中 $c_1=1.05, c=5.55, l=2.17\text{m}, s=0.6\text{m}, d=3.6\text{m}, D=4.7\text{m}$

$W=5.3shl^2=32.7\text{cm}^3$

式中 $s=0.6\text{m}, h=2.57\text{m}, l=2.0\text{m}$

选用 $\text{L}100\times 80\times 8$, $W=81.14\text{cm}^3, I=741.8\text{cm}^4$

肘板(8.3.1.2, 2.8.2.4, 2.6.15.3):

标准宽度 $b_1=194\text{mm}$

肘板沿斜板宽度 $h=233\text{mm}$

选用上肘板 $L \frac{8 \times 200 \times 440}{50}$, 下肘板 $L \frac{10 \times 400 \times 500}{50}$

(2) 首尖舱肋骨 (2.7.5.1, 2.13.6)

$$W_1 = 4.6sdD = 46.7\text{cm}^3, I = 3.5Wl = 408.6\text{cm}^4$$

式中 $s = 0.6\text{m}, d = 3.6\text{m}, D = 4.7\text{m}, l = 2.5\text{m}$

$$W_2 = 1.15W_1 = 53.7\text{cm}^3$$

$$W_3 = 7shl^2 = 118.1\text{cm}^3, I_3 = 3.5W_3l = 1033.4\text{cm}^4$$

式中 $s = 0.6\text{m}, h = 4.5\text{m}, l = 2.5\text{m}$ 。

选用 $L 140 \times 90 \times 8, W = 143.8\text{cm}^3, I = 1754\text{cm}^4$

肘板较 2.8.2.4 增加 20%。

(3) 尖舱中间肋骨 (4.5.2)

首尖舱自压载水线以下 1000mm 至满载水线以上 1000mm 处设置中间肋骨。

$$W = 0.75W_{\text{尖}} = 35.03\text{cm}^3$$

选用 $L 90 \times 56 \times 6, W = 44.5\text{cm}^3$

(4) 尾尖舱肋骨 (2.7.6)

$$W = 4.6sdD = 46.7\text{cm}^3, I = 3.5Wl = 326.9\text{cm}^4$$

式中 $l = 2\text{m}, s = 0.6\text{m}, d = 3.6\text{m}, D = 4.7\text{m}$

选用 $L 100 \times 80 \times 8, W = 81.14\text{cm}^3, I = 741.8\text{cm}^4$

(5) 上层建筑肋骨 (2.7.7.1)

$$W = cc_1sd\sqrt{D} = 36.5\text{cm}^3(\text{首楼}), 33.8\text{cm}^3(\text{尾楼})$$

式中 $c = 3.76, c_1 = \begin{cases} 0.9(\text{首楼}) \\ 0.8(\text{尾楼}) \end{cases}, l = \begin{cases} 2.4\text{m}(\text{首楼}) \\ 2.3\text{m}(\text{尾楼}) \end{cases}$

选用 $L 90 \times 56 \times 6, W = 44.5\text{cm}^3$

(6) 尾压载舱肋骨 (2.13.6)

$$W = 7shl^2 = 43.7\text{cm}^3, I = 3.5Wl = 305.9\text{cm}^4$$

式中 $s = 0.6\text{m}, h = 2.6\text{m}, l = 2\text{m}$

选用 $L 100 \times 80 \times 8, W = 81.14\text{cm}^3, I = 741.8\text{cm}^4$ 。

(7) 机舱区域加强 (2.7.8.1)

① 每四档设强肋骨一根, 则

$$W = 5Sh^2 = 486\text{cm}^3$$

式中 $S = 2.4\text{m}, h = 2\text{m}, l = 4.5\text{m}$ 。

选用 $L \frac{8 \times 400}{10 \times 200}, W = 857.3\text{cm}^3$

舳肘板: 选用 $L \frac{10 \times 400 \times 400}{100}$ 。

② 舷侧纵桁

选用 $L \frac{8 \times 400}{10 \times 80}$ 。

③ 机舱主肋骨 (2.7.2)

$$W = cc_1sd^2 = 96.6\text{cm}^3, I = 3.2Wl = 1205.6\text{cm}^4$$

式中 $c = 2.8, s = 0.6\text{m}, c_1 = 1.05, l = 3.1\text{m}$

选用 $L140 \times 90 \times 8, W=143.8\text{cm}^3, I=1754\text{cm}^4$

(8)局部加强(2.7.10)

舱口端梁下肋骨: $W=1.67W_{\text{肋骨}}=98.9\text{cm}^3$

选用 $L \frac{12 \times 350}{14 \times 300}, W > 100\text{cm}^3$

并在#28、#37、#44、#50、#53、#71、#77、#84、#91、#97等肋位处设置。

3.甲板骨架

(1)露天强力甲板的计算压头 h_0 (2.8.1.1)

$$h_0 = 1.2 + \frac{2}{1000} \left(\frac{100 + 3L}{D - d} - 150 \right) = 1.45\text{m}$$

式中 $d=3.6\text{m}, L=67.2\text{m}, D=4.7\text{m}$ 。

(2)甲板横梁(2.8.2)

$$W = c_1 c_2 D d + c_3 s h^2$$

对不同部位处计算结果如下表:

位 置	c_1	c_2	c_3	$h(\text{m})$	$l(\text{m})$	要求 $W(\text{cm}^3)$	选用尺寸	实际 $W(\text{cm}^3)$
距首垂线 $0.15L$ 以后露天强力甲板下	2.0	0.54	3.70	1.45	3.36	54.6	$L100 \times 80 \times 8$	79.27
距首垂线 $0.15L$ 处至首尖舱舱壁间强力甲板下	2.0	0.54	3.70	1.81	3.36	72.4	$L100 \times 80 \times 8$	79.27
首尖舱处强力甲板下	2.0	0.4	4.0	2.0	3.0	56.74	$L100 \times 80 \times 8$	79.0
首楼甲板下	1.33	0.8	6.05	2.18	2.4	63.6	$L100 \times 80 \times 8$	79.27
尾楼处强力甲板下	1.33	0.52	4.0	1.2	3.0	37.62	$L90 \times 56 \times 6$	44.5
尾楼甲板下	1.33	0.14	4.03	1.6	3.0	38.0	$L90 \times 56 \times 6$	44.0
驾驶甲板下(2.18.4.2)	$W=25s$			0.6	2.8	15	$L63 \times 40 \times 5$	18.19
	$W=5sh^2$					14.11		
顶棚甲板下(2.18.4.2)	$W=25s$			0.7	2.1	15	$L63 \times 40 \times 5$	18.19
	$W=5sh^2$					9.26		
$s=0.6\text{m}, d=3.6\text{m}, D=4.7\text{m}$								

对露天甲板横梁,剖面模数 W 满足不大于 $W=Bshd^2$ 的要求。

首尖舱处强力甲板横梁满足 2.13.8.2 要求。

(3)甲板纵桁(2.8.3)

$$W = 4.75bh^2, I = 2Wl$$

对不同部位处计算结果如下表:

位 置	$b(\text{m})$	$h(\text{m})$	$l(\text{m})$	要 求		选用尺寸	实 际	
				$W(\text{cm}^3)$	$I(\text{cm}^4)$		$W(\text{cm}^3)$	$I(\text{cm}^4)$
露天强力甲板	3.36	3.45	3.1	636.5	2160	$L \frac{10 \times 300}{12 \times 150}$	788	17617
首尖舱处强力甲板	2.4	2.0	2.4	131.5	630	$L \frac{10 \times 200}{12 \times 100}$	351.3	5280
尾楼处强力甲板	3.8	1.2	1.8	4991.4	4791.4	$L \frac{10 \times 250}{12 \times 120}$	544.7	11108.1

(续)

位 置	b(m)	h(m)	l(m)	要 求		选用尺寸	实 际	
				W(cm ³)	I(cm ⁴)		W(cm ³)	I(cm ⁴)
首楼甲板	2.4	4.45	2.4	292.2	1402.6	⊥ $\frac{10 \times 200}{12 \times 100}$	351.7	5306.6
尾楼甲板	2.4	2.45	3.3	304.2	2007.4	⊥ $\frac{10 \times 200}{12 \times 100}$	355.3	5588
驾驶甲板	2.2	0.6	3.3	68.3	450.8	⊥ $\frac{6 \times 150}{8 \times 100}$	>80.1	>1065.4
顶棚甲板	2.2	0.7	2.7	53.3	288	⊥ $\frac{5 \times 150}{6 \times 50}$	80.1	1065.4

首尖舱强力甲板纵桁要满足深舱甲板纵桁要求(2.13.8.3):

$$W = 12Shl^2 = 232.2\text{cm}^3, I = 2.5Wl = 1393.2\text{cm}^4$$

式中 $S = 2.4\text{m}, h = 1.4\text{m}, l = 2.4\text{m}$

(4)货舱口端横梁(2.8.6, 2.8.2.1)

$$W = c_1c_2dD + c_3Shl^2 = 710\text{cm}^3$$

式中 $c_1 = 2, c_2 = 0.54, c_3 = 3.7, l = 7.84\text{m}, h = 1.45\text{m}, S = 2.1\text{m}$

$$\text{选用} \perp \frac{10 \times 300}{12 \times 150}, W = 788\text{cm}^3$$

(5)强横梁(2.8.4)

①尾楼处强力甲板下:

$$W = 5Shl^2 = 443.8\text{cm}^3, I = 2Wl = 3896.7\text{cm}^4$$

式中 $S = 2.4\text{m}, h = 2.0\text{m}, l = 4.3\text{m}$

$$\text{选用} \perp \frac{10 \times 250}{12 \times 120}, W = 482\text{cm}^3, I = 9621\text{cm}^4$$

②尾压载舱上方甲板下(2.13.8.3):

$$W = 12Shl^2 = 349.9\text{cm}^3, I = 2.5Wl = 3149.3\text{cm}^4$$

式中 $S = 1.5\text{m}, h = 1.5\text{m}, l = 3.5\text{m}$

$$\text{选用} \perp \frac{10 \times 250}{12 \times 120}, W = 482\text{cm}^3, I = 9621\text{cm}^4$$

③首楼甲板下:

$$W = 5Shl^2 = 278\text{cm}^3, I = 2Wl = 1390\text{cm}^4$$

式中 $S = 2.0\text{m}, h = 4.45\text{m}, l = 2.5\text{m}$

$$\text{选用} \perp \frac{10 \times 200}{12 \times 100}, W = 351\text{cm}^3, I = 5306\text{cm}^4$$

7.5 应力集中区的结构设计

7.5.1 应力集中及应力集中系数

在船体结构中,构件的间断往往是不可避免的。间断构件在其剖面形状与尺寸突变处的应力,在局部范围内会产生急剧增大的现象,这种现象称为应力集中。

由于船体在波浪上的总纵弯曲具有交变的特性,应力集中又具有三向应力特性,严重

的应力集中更易于引起局部裂纹和促进裂纹的逐渐扩展。第二次世界大战中和大战后,由于结构开口引起应力集中从而产生裂缝导致船体折断的事故占整个船体结构海损事故总数中的极大部分。因此,在第二次世界大战后,关于船体结构的应力集中问题,曾引起了造船界的普遍重视,开展了大量的研究工作。现在,对这个问题已经有了比较清楚地了解。

由于应力集中是导致结构损坏的一个重要原因,结构设计工作者在设计中必须始终注意这个问题。关于保证结构的连续性和避免或减缓应力集中的基本原则和措施,已在7.1节说过了。下面,再进一步对船体结构中比较突出的几个应力集中问题及该区域的结构设计作一些介绍。

通常,用应力集中系数来表示应力集中的程度。应力集中区的最大应力 σ_{\max} 或 τ_{\max} 分别与所选基准应力 σ_0 或 τ_0 之比值,即

$$k = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} \quad \text{或} \quad k = \frac{\tau_{\max}}{\tau_0} \quad (7.5.1)$$

称为应力集中系数。基准应力不同,应力集中系数也不同。所以,给定应力集中系数时,应指明基准应力的取法。

间断构件的应力变化规律以及应力集中系数的大小很大程度上决定于这些构件的形状。目前,已经能够确定各种形状的间断构件的应力集中系数。

7.5.2 开口的应力集中及降低角隅处应力集中的措施

在大型船舶上,强力甲板上的货舱口、机舱口等大开口,都严重地破坏了船体结构的连续性。当船舶总纵弯曲时,在甲板开口角隅处的应力梯度急剧升高,引起严重的应力集中,造成船体结构的薄弱环节。关于舱口角隅处应力集中的研究,导致去除方角而采用圆弧形角隅,并在角隅处采用加复板或厚板进行加强,同时要采用IV级或V级的材料。

1. 开口的应力集中

关于孔边的应力集中,可用具有小椭圆开孔的无限宽板受拉伸的情况来说明(见图7-10)。应用弹性理论^[9]可求得A、B两点的应力分别为:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_A &= \sigma \left(1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}} \right) \\ \sigma_B &= -\sigma \end{aligned} \right\} \quad (7.5.2)$$

式中 σ 为无限远处的拉伸应力; $\rho=b^2/a$ 为椭圆孔在A点的曲率半径; $2a$ 与 $2b$ 分别为垂直及平行于拉伸方向的椭圆主轴,负号代表压应力。

若以离开椭圆孔无限远处的拉伸应力作为基准应力,则A点的应力集中系数为:

$$\alpha_A = 1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (7.5.3)$$

式(7.5.3)可推广到圆形开孔,此时 $a=b$,故 $\alpha_A=3.0$ 。此外,还可推广应用到钢板中的裂缝(见图7-11)。假设在甲板上沿船宽方向出现裂缝,裂缝长为 a ,宽为 $2b$ 。当 $a/b=100$ 时, $\alpha_A=201$,可见裂缝尖端处的应力集中是非常大的。因此,裂缝一经产生,必继续蔓延扩大,直至结构破坏。若在裂缝尖端钻一小孔,直径约18mm,便可防止裂缝进一步蔓延,故称为止裂孔。这就是为何在以前建造的船舶舷边设置铆接的舷边角钢能止裂的原因。

文献[9]列出了各种开孔板上应力分布规律和应力集中系数的主要结果。它们在船体

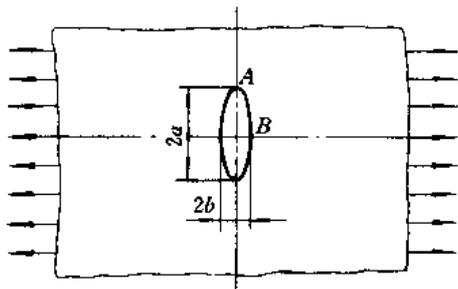


图 7-10 有椭圆孔的板受拉伸时的应力集中

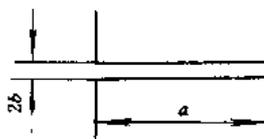


图 7-11 裂缝尖端处的应力集中

结构设计中得到广泛的应用。

受拉伸的矩形开口角隅处的应力集中,主要受下述因素的影响:

- (1)开口宽度与整个船宽的比值 b/B , b/B 增大,应力集中系数增大。
- (2)开口长宽比 a/b , a/b 增大,应力集中系数降低。
- (3)开口角隅处的形状。其中开口角隅处的形状对应力集中系数影响最大。

采用圆弧形角隅的大舱口,根据实船的试验资料,最大应力一般发生在舱口纵边上圆弧终止点内侧约成 30° 角的圆弧边缘上,如图 7-12 所示。由图可看出,角隅圆弧半径 r 与开口宽度 b 之比是影响应力集中的主要因素。 $\frac{r}{b} < 0.1$ 时,应力集中系数急剧增大,但当 $\frac{r}{b} > 0.2$ 时,应力集中系数不再变化。这与光弹性试验结果也是一致的。

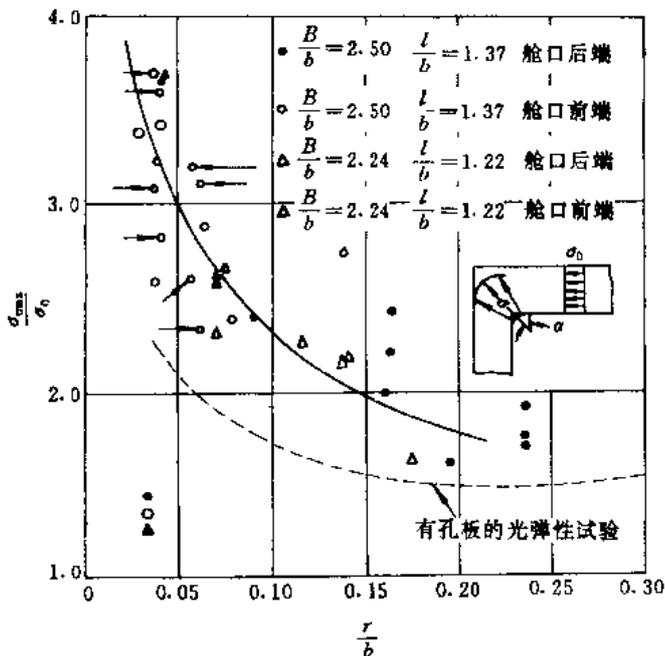


图 7-12 舱口角隅的应力集中

舱口角隅采用椭圆形或抛物线形,且长轴沿船长方向,进一步改善了过渡方式,这时的应力集中系数比采用圆弧形的应力集中系数低。根据光弹性试验结果^[10,11],在保持同样开口面积情况下,把圆弧改成椭圆或抛物线形状,应力集中系数可降低 12%~20%。所以,近代各船级协会规范在推荐采用这两种形状的角隅时,都不要要求在角隅处再加厚板。因此,这两种形式的角隅不仅结构更合理,而且工艺更简单。

要指出,开孔板的受力情况不同,其应力集中也是不同的。对一般货船,甲板开口的应力集中主要以承受总纵弯曲的拉伸与压缩应力为对象。对于大开口船舶,船体的扭转不可忽视,此时不仅甲板产生切应力,而且还必须考虑船体扭转产生舱口菱形变形所引起的应力集中。特别是对集装箱船,这是不容忽视的问题。

2. 甲板上开口的设计

(1) 开口方位的布置

为防止应力集中引起结构的破坏,在高应力区域和已经存在较大应力集中的区域内,应尽量避免开孔。例如,在强力甲板开口线以外的区域应尽量少开口,并须避开舱口角隅;在船中部桥楼和甲板室的前端壁与货舱角隅之间的强力甲板上,以及上层建筑端部的舷顶列板上等处所,也应尽量避免开口。

如需开口,开口的长边应沿船长方向布置。

(2) 降低开口应力集中的结构措施

在结构设计时必须充分注意舱口角隅处的结构细节。对强力甲板上的机炉舱口、货舱口,为降低角隅处的应力集中,可采取如下一些措施:

①采用圆弧形舱口角隅。此时,角隅半径与舱口宽度之比不小于 $1/10$ (现《海船规范》已放宽到 $1/20$)。但是,过大的圆角半径会使舱口有效面积减少,从而影响装卸货效率。此外,为进一步降低舱口角隅的应力集中,在角隅的高应力区还要用加厚板或加复板的方法给予加强。加厚板较原来板厚增加 4mm (海船)或 0.5 倍(内河船),加厚的范围如图7-13所示,并且加厚板端接缝应与舱口围板的端接缝以及甲板骨架的角接焊缝错开。由于加厚板与相邻甲板厚度不同,产生了新的不连续性,造成新的应力集中,同时施工也较麻烦。因此,这不是理想的方法。

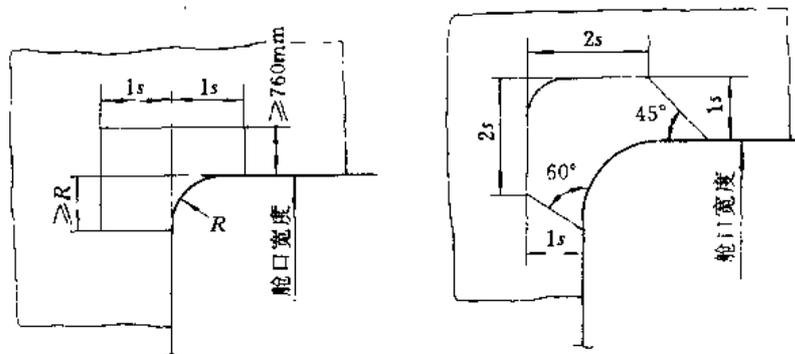


图 7-13 圆弧形角隅的加厚板尺寸

②采用抛物线或椭圆形舱口角隅。此时,规范不要求角隅处的甲板加厚板,但角隅处的形状应符合图7-14的要求。文献[10]还指出,椭圆角隅的最佳长短轴之比为 $3.0\sim 3.5$,此时应力集中程度可比相应的圆弧角隅减少 23% 左右。文献[12]又指出,对于易受疲劳损伤的重要部位的椭圆形开口也应予以加强。应用断裂力学原理的计算和试验表明:当角隅处存在一定长度的裂纹时,角隅形状对结构的强度几乎没有影响,而设置加厚板则明显增加了含裂纹构件的疲劳与断裂强度。

③舱口边缘的甲板纵桁对降低角隅处的应力集中有一定的作用。但是,若舱口围板在角隅处突然中断,会在围板端部产生新的应力集中,所以在舱口围板端部应当采用纵向肘

板逐步过渡。至于舱口围板在角隅处是做成圆形,还是直角形,试验结果表明^[13],对角隅处的应力集中的影响差别不大。为简化工艺,故多用直角焊接。

④减小开口间的甲板厚度。对海船,在上面已指出,开口之间的甲板厚度是按局部强度要求决定的,它比按总纵强度要求决定的开口线以外的甲板厚度要薄一些。对内河船,《河船规范》已规定取比开口线以外的甲板厚度减薄 1mm。

减小开口间的甲板厚度,也就减小了开口间的甲板结构刚性,因而可降低角隅处的应力集中。

⑤采用一种新型的“弹性角隅”^[14]。文献^[14]指出,不是以角隅处的弧形变化来改善结构的连续性,而是在角隅部形成一个光顺的波形,使开口线以外的甲板和舱口间的甲板部分的联系处于放松状态,即以放松高应力部位来降低应力集中。光弹性试验和计算表明,弹性角隅的应力集中系数比同尺度的椭圆角隅的应力集中系数降低 15%左右。但是,这种角隅的致命缺点是制造困难。

对于下层甲板机炉舱、货舱口的角隅,一般做成圆弧形就可以了。因为在这些地方总纵弯曲应力较小,由应力集中引起的应力升高也不会很大。但《海船规范》对第二甲板还是要求设加厚板,其厚度较甲板增加 2.5mm。

对于甲板上的各种小型开孔,则应根据具体情况予以处理。

凡开口尺度相对船宽来说很小,高应力只在很局部的范围内分布,或者应力集中系数不大,这类开口可不予加强。这些开口有:

- ①直径不大于 20 倍板厚的圆形开口;
- ②椭圆形开口的长轴沿船长方向布置,且开口长宽比不小于 2;
- ③其它形状的开口,如果试验证明其应力集中系数小于 2(对一般强度钢),或者小于 1.5(对高强度钢)的开口;
- ④强力甲板开口线以外,长度(首尾方向)不超过 2.5m 及宽度不超过 1.2m 或 0.04Bm(取小者)的甲板开口。在一个横剖面(Y-Y)上的开口宽度总和(包括图 7-15 所示

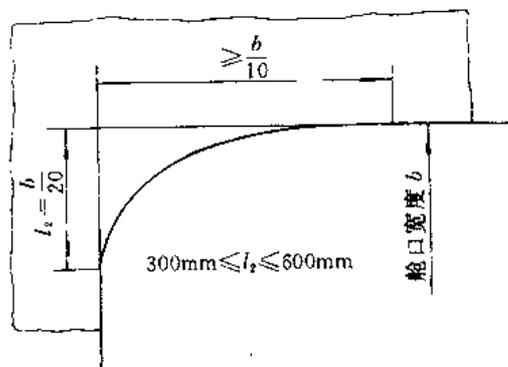


图 7-14 抛物线形或椭圆形角隅的尺寸

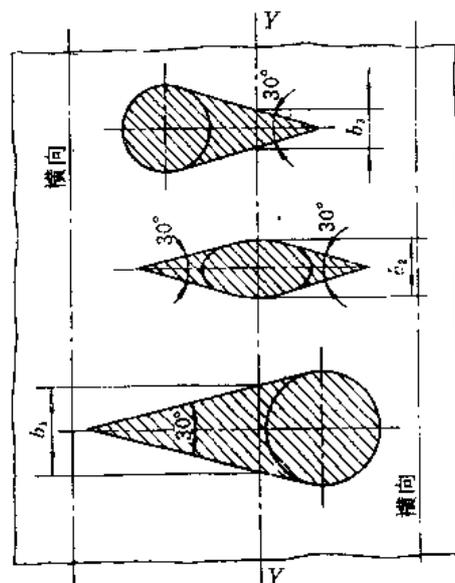


图 7-15 横剖面上开口宽度的计算法

阴影区域宽度) b_s 应符合下式要求:

$$b_s \leq 0.06(B - \Sigma b_i) \quad (7.5.4)$$

式中 B 为计算剖面处的船宽, m ; Σb_i 为计算剖面处所考虑的开口宽度的总和, m 。

不符合上述要求的小型开口, 则应予以加强, 通常的补偿方法是加厚甲板, 以便减小应力集中。对需要加强的圆形或椭圆形开口(不满足上述①与②者), 《海船规范》建议采用套环形式加强开口边缘(见图 7-16)。此时, 圆环板的剖面积 A 应不小于按下式计算值:

$$A = 0.5\pi r t \quad (7.5.5)$$

式中 r ——开口半径, mm , 对椭圆形开口取开口宽度的一半;

t ——甲板厚度, mm 。

一般, 采用加厚开口周围甲板的方法来补偿甲板开口。文献[15]还根据各种受力特点, 给出了具体加强措施, 需要时可查阅参考。

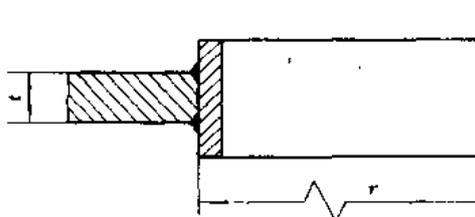


图 7-16 小型开口的套环形式加强

7.5.3 肘板的应力集中

在船体结构中, 骨架端部主要是以肘板进行连接的。因此, 关于肘板的强度及其应力集中问题, 一直是结构研究的重要方面。以便合理地确定各种肘板的形状与尺寸。

通常, 普通骨材的端部多用三角形肘板, 例如, 梁肘板、纵骨及舱壁扶强材端部肘板等。这种形状肘板的端部为不连续点, 产生应力集中。对常用的等边三角形肘板, 肘板的最大应力大约是梁理论计算值的 1.7 倍。因此, 对强骨材间的连接, 在不连续点处常以半径为 r 的小圆弧代替。对这类肘板的研究表明^[17], 若骨材腹板高度为 d , 最大应力发生在圆弧半径 r 终止处向肘板内边缘约 10° 之内的点上; 最大应力的大小主要决定于 r/d , 而与肘板的大小无关。应力集中系数 k 可按下式近似确定:

$$k = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} = 1 + 0.112 \frac{d}{r} \quad (7.5.6)$$

式中 σ_0 为强骨材在圆弧半径 r 终止处的弯曲应力。由式(7.5.6)可知, 当 $r/d > 2$ 时, 肘板的应力集中程度已较小。因此, 肘板尺寸的大小能保证 $r/d > 2$ 便已足够。

肘板的形状以圆弧形为最好。增大圆弧半径可以降低应力集中系数, 但当圆弧半径超过骨材腹板高度时, 再增大圆弧半径其降低应力集中的效果就不明显了。

肘板尺寸较大时, 例如舭肘板, 为减轻结构重量常在其上开减轻孔。此时, 除开孔的近傍外, 肘板内的应力分布与不开孔时无多大变化。因此, 减轻孔的位置及大小主要要使孔边的应力较小。当开孔中心距肘板边缘的距离 $h = 0.15D \sim 0.25D$ (其中 D 为肘板的深度, 由肘板两直角边相交的顶点量至肘板边缘的距离) 及开孔的直径 $\phi = 0.15D \sim 0.30D$ 时,

在孔边距肘板边缘最近点处的应力将与骨材在肘板趾点处的弯曲应力相等。因此,这样的减轻孔设计最为合理。

7.5.4 上层建筑端部的应力集中及加强设计

关于这部分内容请见 8.3 节。

参 考 文 献

- 1 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范. 北京:人民交通出版社,1989
- 2 中华人民共和国船舶检验局. 内河钢船建造规范. 北京:人民交通出版社,1991
- 3 (美)桑多尔. 循环应力与循环应变的基本原理. 俞炯亮译. 北京:科学出版社,1985
- 4 Karman, Sechler, Donnell. The Strength of Thin Plates in Compression. Trans. ASME, 1932, 54, P. 53
- 5 郭日修. 在纵向压力作用下有初挠度的长矩形板的极限强度和有效宽度. 中国造船, 1985(4)
- 6 (美)伊万斯. 船舶结构设计概念. 桑国光等译. 北京:国防工业出版社,1985
- 7 王杰德, 晏焕平. 1200t 沿海简易货船船体结构计算书. WSYH404-110-04JS, 1990
- 8 徐芝纶. 弹性力学. 北京:人民教育出版社,1979
- 9 (苏)斯曼斯基. 船舶结构力学手册(1). 孙海涛等译. 上海:上海科学技术出版社,1980
- 10 Bell, Richardson. Stress Concentration in Way of Hatch Corners. Shipping World and Shipbuilder. 1967, Vol. 160
- 11 王承先, 陶政国. 船舶甲板开口角隅形式的研究. 舰船科学技术, 1984(11)
- 12 郑学祥, 洪烈君. 从裂纹体观点看船体构件开口部位的加强问题. 上海交通大学学报, 1985(3)
- 13 Richardson, Osowski. Stress Concentration at Hatch Corners. Shipping World and Shipbuilder, 1965, Vol. 156
- 14 郑行远. 船体矩形开口弹性角隅的设想及其试验和计算. 中国造船, 1980(2)
- 15 (苏)斯曼斯基. 船舶结构力学手册(3). 孙海涛等译. 上海:上海科学技术出版社,1980
- 16 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范修改通报. 北京:人民交通出版社,1993
- 17 寺田泰治. 肘板付梁に関する研究. 造船協会論文集第 103 号, 昭和 33 年 7 月
- 18 (澳)休斯. 船舶结构设计. 张祥孝主译. 广州:华南理工大学出版社,1988

第八章 上层建筑设计

8.1 上层建筑的变形特征

船体最上层连续甲板以上的舱室结构物统称为上层建筑,例如,首楼、桥楼、尾楼(合称为船楼)和甲板室。客船都有延伸大部分船长的发达上层建筑,货船通常只有含机舱的较短上层建筑。现代大多数货船的机舱都设在尾部,在机舱上部设置尾楼或甲板室或混合式(见图 8-1)。

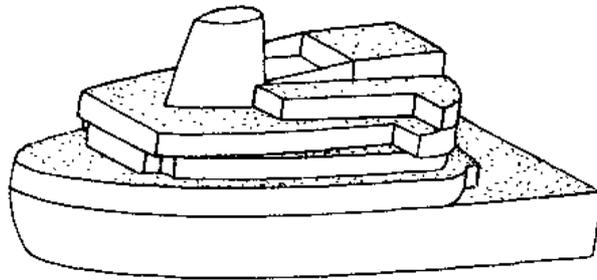


图 8-1 货船尾部的上层建筑

船楼和甲板室的共同特点是它们的长度不会达到整个船长,因而形成了船体结构的不连续性。此外,船楼和甲板室与主体的连接是有区别的。船楼(或称为上层建筑)是以一舷伸至另一舷的或其侧壁板离舷侧外板向内不大于船宽 4% 的围蔽建筑。甲板室的侧壁则在主体舷侧外板向内相当的距离。由于上述特点,使主体与上层建筑间的相互作用极其复杂,成为具有高度三维性质的问题。

关于主体与上层建筑间的相互作用是造船界长期关注的一个问题。最早由斯曼斯基(Шманский)按间断理论研究过^[1],后来布莱奇(Bleich)^[2]、陆鑫森^[3]、寺沢一雄^[4]等按组合弹性基础梁研究过,约赫森(Johson)^[5]、考德威尔(Caldwell)^[6]用平面应力理论研究过。应用有限元对此问题作全面分析的,首先是帕林(Palling)和帕格(Pager)^[7],之后有梅歇尔(Miehell)^[8]和麦克维(Mcvee)^[9]。我国长江客船上层建筑的设计问题历来受到关注^[10,11,12],但到 70 年代末其结构设计基本定型^[13,14]。

首先,看看在上层建筑与主体的连接线上相互之间受哪些力作用。假若上层建筑是搁置在主体上的,当主体受到中拱弯曲时,上层建筑保持原状,于是两部分原来在同一竖直平面内的剖面将发生纵向移动和分离,并且越接近端部,这种现象越厉害(见图 8-2(a))。实际上相互间是连接在一起的,于是为阻止剖面相互纵向移动,在连接线上产生了相互作用的水平剪力;同时,为保持剖面不分离,在连接线上产生了相互作用的竖向力(见图 8-2(b))。

由于水平剪力对上层建筑的偏心作用,将使上层建筑向与主体弯曲相反的方向弯曲,

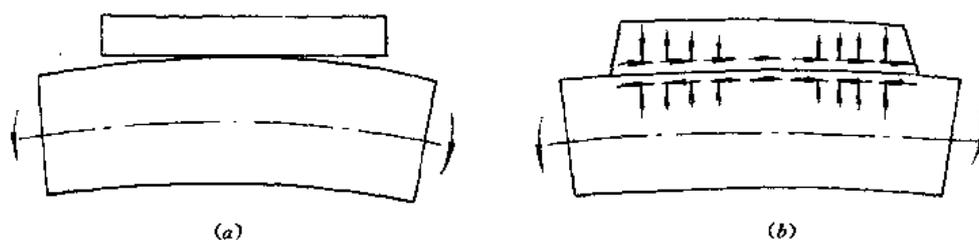


图 8-2 上层建筑与主体连接线上的相互作用力

即引起了侧壁的纵向应变,使剖面发生歪斜。由于它与主体弯曲引起的纵向应变相反,从而减少了弯曲应力,如图 8-3 所示。这种倾向越接近端部愈厉害,称为端点效应。如果上层建筑很长,其长度中点离端部甚远,端点效应影响可以略去不计;反之,若很短,即使长度中点的剖面也要受到端点效应的影响,即短上层建筑长度中点剖面上的弯曲应力也将小于由梁的弯曲理论计算所得的应力。因此,由上层建筑自由端产生的端点效应,主要表现在上层建筑长度中点剖面上的弯曲应力受上层建筑长度变化的影响,如图 8-4 所示。

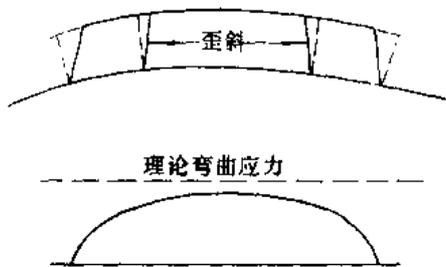


图 8-3 上层建筑的端点效应

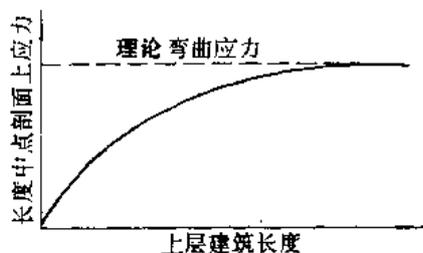


图 8-4 上层建筑长度中点剖面上的弯曲应力随长度的变化图

由于船楼的侧壁是主体舷侧外板的延续,所以连接线上的竖向力将迫使船楼产生与主体相同曲率的弯曲,即它参加船体梁总纵弯曲的程度最大。图 8-5 表示这种情况的弯曲形状和不同剖面纵向应力的分布。由图可看到,尽管船楼侧壁底部与主体有相同的曲率,但由于水平剪力的作用,纵向应力的垂向分布并不是线性的。

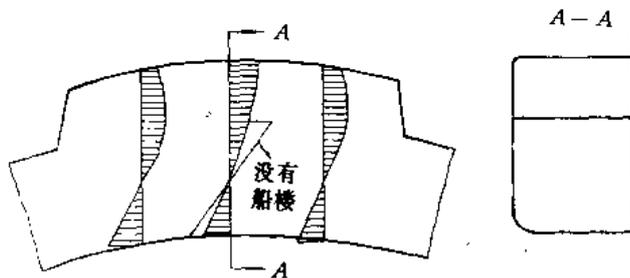


图 8-5 船体与船楼的相互作用

对于甲板室,如果它仅支持在甲板横梁上,由于横梁相对柔软,竖向力使它发生弯曲,结果使甲板室与主体具有不同的曲率半径,甚至相反(故称柔度效应),如图 8-6 所示。此时,应力沿横剖面的分布曲线有一个突变的坡度,并且即使在长度中点其应力也很小,因而甲板室和主体基本上是独立的。但是,如在甲板室下设置横舱壁,并且向上一直延伸到

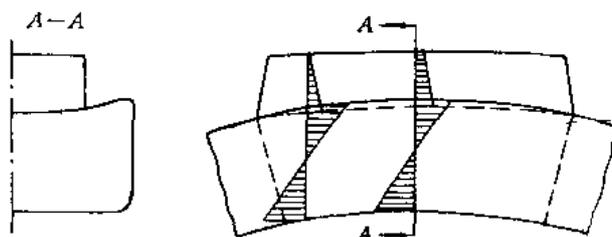


图 8-6 船体与甲板室的相互作用(无中间横舱壁)

甲板室顶,则在该处甲板室与主体有相同的变形,如图 8-7 所示。

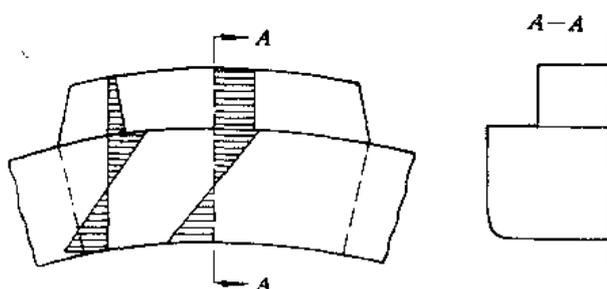


图 8-7 船体与甲板室的相互作用(有中间横舱壁)

上层建筑的端点效应和柔度效应始终是存在的,故上层建筑剖面中的弯曲应力一般要小于按梁的理论计算所得值。因而把上层建筑的效率 λ 定义为:

$$\lambda = \frac{\sigma_0 - \sigma_2}{\sigma_0 - \sigma_{100}} \quad (8.1.1)$$

式中 σ_0 ——无上层建筑时上甲板内的总纵弯曲应力;

σ_2 ——有上层建筑时上甲板内的总纵弯曲应力;

σ_{100} ——上层建筑 100%有效时,上甲板内的总纵弯曲应力。

或者,根据上层建筑本身所负担的荷重来定义上层建筑的效率 λ :

$$\lambda = \frac{\text{上层建筑实际承受的荷重}}{\text{上层建筑 100\% 有效时所承受的荷重}} \quad (8.1.2)$$

8.2 上层建筑设计

上层建筑按其参加船体梁总纵弯曲的程度分为两类:强力上层建筑,即上层建筑能 100%有效地参加总纵弯曲;轻型上层建筑,即上层建筑不能 100%有效地参加总纵弯曲。下面,分别讨论它们的设计。

8.2.1 强力上层建筑的设计

在分析间断纵向构件工作的基础上,一般认为,凡长度超过船长的 15%,且不小于其高度的 6 倍的长桥楼,其中段可完全有效地参加船体梁总纵弯曲。对长甲板室,若还支持在不少于三道横舱壁之上,其中段也能完全有效地参加船体梁总纵弯曲,但正如后面分析

所要看到的,长甲板室一般都不设计成强力的。

在设计强力上层建筑时,最重要的任务就是决定上层建筑甲板的剖面面积。设计的基本要求是,使船体强度与无上层建筑时等强度。

由于上层建筑完全有效地参加总纵弯曲,上层建筑甲板成为船体梁的上翼板。假定船主体结构尺寸不变,则因增加上层建筑甲板剖面面积 ω_s 后,整个剖面的中和轴从主体中和轴位置上移了 Δ 的距离(见图 8-8)。当上层建筑与主体材料相同时,可得:

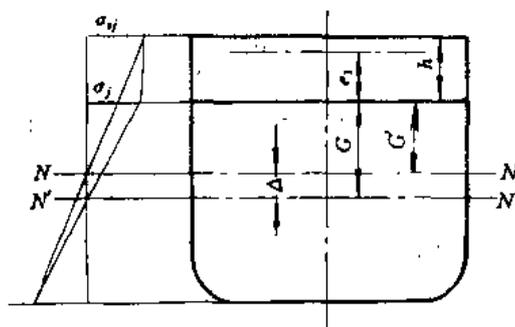


图 8-8 强力上层建筑设计

$$\Delta = \frac{\omega_s(h+G)}{A+\omega_s} \quad (8.2.1)$$

整个剖面的惯性矩为:

$$I_1 = I_s + A\Delta^2 + i_0 + \omega_s(G+h-\Delta)^2 \approx I_s + \frac{A\omega_s}{A+\omega_s}(G+h)^2$$

式中 I_s ——主体对自身中和轴 $N'-N'$ 的惯性矩;

A ——主体横剖面面积;

i_0 ——上层建筑甲板的自身惯性矩,很小,可忽略不计。

整个剖面对上层建筑甲板的剖面模数为:

$$W_1 = \frac{I_1}{h+G-\Delta} = \frac{I_s A + [I_s + A(h+G)^2]\omega_s}{A(h+G)} \quad (8.2.2)$$

因而

$$\omega_s = \frac{W_1 A(h+G) - I_s A}{I_s + A(h+G)^2} = \frac{W_1 h A + W_1 G A - I_s A}{I_s + A(h+G)^2}$$

由于无上层建筑时,船体梁对上甲板的剖面模数为:

$$W = \frac{I_s}{G}$$

有上层建筑时,要求其总纵强度与无上层建筑时相等,即

$$W_1 = W$$

所以有:

$$W_1 G A = W G A = I_s A$$

故得:

$$\omega_s = \frac{W h A}{I_s + A(h+G)^2} \quad (8.2.3)$$

此时,上甲板已非船体梁的上翼板,故可减薄为对下甲板要求的板厚。由于减薄上甲板厚度,上甲板剖面面积减少了 $\Delta\omega_s$,这将使上层建筑甲板的剖面模数 W_1 发生变化。于是,为保持对上层建筑甲板剖面模数 W_1 不变,上层建筑甲板剖面面积又必须增加一个微量 $\Delta\omega_s$ 。 $\Delta\omega_s$ 与 $\Delta\omega_{s1}$ 之间的关系可利用微分关系式(6.3.17)及式(6.3.18)求得。

上甲板减少剖面面积 $\Delta\omega_s$ 引起上层建筑甲板剖面模数 W_1 的减少 dW_1 ,由微分关系式可得:

$$\frac{dW_1}{W_1} = \frac{\Delta\omega_2}{F} \left(\frac{G'^2}{I_1/F} + \frac{G'}{G'+h} \right) = \frac{\Delta\omega_2}{F} \cdot \frac{G'}{G'+h} \cdot \frac{G'(G'+h)F + I_1}{I_1} \quad (a)$$

式中 $F=A+a$ ——包括上层建筑甲板的整个船体剖面积；

G' ——整个船体剖面中和轴到上甲板的距离；

I_1 ——整个船体剖面的惯性矩。

上层建筑甲板剖面面积增加 $\Delta\omega_2$ 引起上层建筑甲板剖面模数的增加 dW_1 为：

$$\frac{dW_1}{W_1} = \frac{\Delta\omega_2}{F} \left[\frac{(G'+h)^2 F_1}{I_1} + 1 \right] \quad (b)$$

增加的剖面模数应等于减少的剖面模数。即由式(a)等于(b)，便可求得因上甲板减薄 $\Delta\omega_1$ 而应增加的上层建筑甲板剖面面积 $\Delta\omega_{s,1}$ 之间的关系式为：

$$\Delta\omega_{s,1} = \frac{G'}{G'+h} \cdot \frac{G'(G'+h)F + I_1}{(G'+h)^2 F + I_1} \Delta\omega_2 \quad (8.2.4)$$

上式适用于上层建筑的中段剖面，即完全有效参加总纵弯曲的那些上层建筑剖面。在近两端处的剖面，由于端点效应的影响，上层建筑参加总纵弯曲的有效程度减小。假设剖面的效率为 λ (按式(8.1.2)定义)，则应将 $\Delta\omega_{s,1}$ 乘上 λ ，得：

$$\Delta\omega_{s,1} = \frac{G'}{G'+h} \cdot \frac{G'(G'+h)F + I_1}{(G'+h)^2 F + I_1} \Delta\omega_2 \cdot \frac{1}{\lambda} \quad (8.2.5)$$

显然，只有当

$$\frac{\Delta\omega_{s,1}}{\Delta\omega_2} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{G'}{G'+h} \cdot \frac{G'(G'+h)F + I_1}{(G'+h)^2 F + I_1} < 1$$

才有利，即 $\Delta\omega_{s,1} < \Delta\omega_2$ ，也就是上层建筑甲板剖面应增加的面积小于上甲板剖面减少的面积。

上面的计算，尚未计及实际存在的上层建筑侧壁的影响。假设两侧壁的全部剖面面积为 $\Delta\omega_c$ ，并集中在侧壁高度的一半处。计及侧壁的影响，上层建筑甲板剖面模数增加了 dW_1 。同样可求得：

$$\frac{dW_1}{W_1} = \frac{\Delta\omega_c}{F} \left[\frac{(G'+h/2)^2 F}{I_1} + \frac{G'+h/2}{G'+h} \right]$$

使此式与式(b)相等，得到上层建筑甲板剖面因有侧壁而应减去的面积，即

$$\Delta\omega_{s,2} = \frac{(G'+h/2)^2 F + \frac{G'+h/2}{G'+h} I_1}{(G'+h)^2 F + I_1} \Delta\omega_c \quad (8.2.6)$$

综上所述，强力上层建筑设计的基本步骤为：

- (1) 按式(8.2.3)决定所需上层建筑甲板剖面面积 $\omega_{s,1}$ ；
- (2) 将上甲板减小到第二甲板的厚度，算出与原来的剖面面积之差 $\Delta\omega_2$ ；
- (3) 按式(8.2.4)或式(8.2.5)算出上层建筑甲板应增加的剖面面积 $\Delta\omega_{s,1}$ ；
- (4) 根据上层建筑侧壁剖面面积 $\Delta\omega_c$ ，按式(8.2.6)算出上层建筑甲板应减小的剖面面积

$\Delta\omega_{s,2}$ ；

- (5) 上层建筑甲板需要的剖面面积为：

$$\omega_{s,1}' = \omega_{s,1} + \Delta\omega_{s,1} - \Delta\omega_{s,2}$$

- (6) 校核船体剖面模数 W ；

- (7) 根据 $\omega_{s,1}'$ 进行上层建筑甲板材料分配。

最后要提请注意,由于上层建筑端部的存在,其参加船体梁总纵弯曲的程度是从中段向两端逐渐减少的,至端部附近已近乎无效了。因而在上层建筑内的上甲板厚度只能从其端部向着中段逐渐减小。

8.2.2 轻型上层建筑的设计

很少或基本上不参加船体梁总纵弯曲的上层建筑为轻型上层建筑。例如,短桥楼、短甲板室等受端点效应的影响,它们很难完全有效地参加船体梁总纵弯曲。即使对长甲板室,设计成强力上层建筑也不一定有利。现分析如下:

如图 8-8,无上层建筑时,上甲板应力为:

$$\sigma_0 = \frac{M_1 G}{I_s}$$

式中 M_1 为作用在剖面上的总纵弯曲力矩。有强力上层建筑时,若其材料与主体材料相同,则上层建筑甲板应力为:

$$\sigma'_s = \frac{M_2}{I_1} (G + h - \Delta)$$

式中 $\Delta = \frac{a}{A+a} (G + e_1)$

$$I_1 = I_s + i_a + \frac{Aa}{A+a} (G + e_1)^2$$

I_s, A ——主体剖面惯性矩及剖面积;

i_a, a ——甲板室剖面惯性矩及剖面积;

G ——主体中和轴到上甲板的距离;

e_1 ——甲板室中和轴到上甲板的距离。

所以有:

$$\frac{\sigma'_s}{\sigma_0} = \frac{G + h - \Delta}{G} \frac{I_s}{I_1} = \frac{1 + \frac{h}{G} - \frac{\eta}{AG}}{1 + \frac{i_a}{I_s} + \frac{\eta}{I_s} (G + e_1)} \quad (8.2.7)$$

式中 $\eta = \frac{Aa}{A+a} (G + e_1) = A\Delta$

这样,若 $\sigma'_s = \sigma_0$, 则:

$$1 + \frac{h}{G} - \frac{\eta}{AG} = 1 + \frac{i_a}{I_s} + \frac{\eta}{I_s} (G + e_1)$$

略去 i_a 时,得:

$$\frac{h}{G} = \eta \left(\frac{G + e_1}{I_s} + \frac{1}{AG} \right) \quad (8.2.8)$$

此时,设置长甲板室后,其总纵弯曲应力与无甲板室时相等。

若 $\sigma'_s < \sigma_0$, 则

$$\frac{h}{G} < \eta \left(\frac{G + e_1}{I_s} + \frac{1}{AG} \right) \quad (8.2.9)$$

即在此条件,设置长甲板室将增加船体强度,使总纵弯曲应力减小。

若 $\sigma'_s > \sigma_0$, 则

$$\frac{h}{G} > \eta \left(\frac{G + e_1}{I_s} + \frac{1}{AG} \right) \quad (8.2.10)$$

可见,在此情况下设置长甲板室反而减弱船体强度。这是由于甲板室宽度小,在其高度 h 达到一定值后,设置它引起船体剖面惯性矩的增加没有其甲板到中和轴的距离增加得快,结果反而使船体最小剖面模数减小,上层建筑甲板应力大于无上层建筑时上甲板的应力。因此,设计成强力上层建筑反而是不利的。如果保证相同的安全系数,上层建筑应改用屈服极限 σ_y 满足下述要求的高强度钢,即

$$\sigma_s \geq \frac{1 + \frac{h}{G} - \frac{\eta}{AG}}{1 + \frac{\eta}{I_s}(G + e_1)} \sigma_y \quad (8.2.11)$$

式中 σ_s 为主体钢料的屈服极限。

长甲板室设计成强力上层建筑,将增加船体上部结构重量,致使船舶重心上升,这对于船舶稳性也是不利的。特别是,近年来船舶甲板上仪器设备增加很多,也希望将长甲板室设计成轻型的,使其不参与船体梁总纵弯曲,以减轻上部结构重量。但是,由于长甲板室具有一定长度,又与主体连接,它参加船体梁总纵弯曲是不可避免的,因此必须控制其参与总纵弯曲的程度。减小上层建筑长度是减小参与总纵弯曲程度的一个有效方法。为此,过去曾采用所谓弹性伸缩接头或滑动连接将长甲板室分成一些短的分段,但这样做增加了结构的不连续性,在分段端点产生了局部应力集中,屡屡造成结构的破坏。所以,近年来已不大使用这种方法了。目前,长江客船都采用横贯全船的过道,将长甲板室分成若干分段,同时又采用压筋围壁结构,从而大大减小了其参加总纵弯曲的程度。即便如此,船体横剖面内的应力分布仍具有图 7-5 的特点。

8.2.3 轻合金上层建筑的设计

1. 铝合金的特点

铝合金的弹性模量低(约为钢的 1/3)、密度小(约为钢的 1/3)、强度高(屈服极限约为钢的 1/2,抗拉强度约为钢的 0.619)。因此,如果采用铝合金来制造长甲板室,可成为其全天候伸缩接头,同时又可使重心降低,是比较理想的材料。

2. 轻合金上层建筑的总强度

假设采用轻合金上层建筑后,上层建筑完全有效参加总纵弯曲,则船体剖面纵向应变沿高度仍符合线性分布(见图 8-9),即

$$\frac{\varepsilon_{s_2}}{\varepsilon_j} = \frac{G' + h}{G'} \quad (8.2.12)$$

式中 ε_{s_2} ——上层建筑甲板处的应变;

ε_j ——上甲板处的应变。

因为

$$\varepsilon_{s_2} = \frac{\sigma_{s_2}}{e}, \quad \varepsilon_j = \frac{\sigma_j}{E} \quad (8.2.13)$$

式中 e, E 分别为上层建筑甲板及上甲板材料的弹性模量。

将式(8.2.13)代入式(8.2.12)得:

$$\sigma_{sj} = \sigma_s \frac{e}{E} \frac{G' + h}{G'} = \lambda \sigma_s \frac{G' + h}{G'} \quad (8.2.14)$$

式中 $\lambda = e/E_s$ 。

若在设计中,要求上甲板达到许用应力时,上层建筑甲板尚未达到或正好达到其许用应力,即要求

$$\sigma_s = [\sigma_s], \quad \sigma_{sj} \leq [\sigma_{sj}]$$

由式(8.2.14)得:

$$\lambda [\sigma_s] \frac{G' + h}{G'} \leq [\sigma_{sj}]$$

取

$$\lambda = \frac{1}{3}$$

$$\frac{[\sigma_{sj}]}{[\sigma_s]} = \frac{\sigma_{bs}}{\sigma_b} = \frac{26}{42}$$

式中 σ_{bs} ——铝合金的极限强度;

σ_b ——钢的极限强度。

则得:

$$h \leq \frac{6}{7} G'$$

一般 $G' = (0.5 \sim 0.6)D$ (D 为型深), 故

$$h \leq \left(\frac{3}{7} \sim \frac{3.6}{7} \right) D \quad (8.2.15)$$

海船型深较大,即使在比较小的船上,上层建筑的高度也会满足此条件,对大船更不用说了。因此,用铝合金制造上层建筑时,其所受的应力不会超过许用应力,因而也就没有必要采用其他伸缩接头等结构措施了。

这个问题,还可以从保证总纵强度所需上层建筑甲板的剖面面积来讨论。

设铝合金上层建筑甲板的剖面面积为 ω_{sj} , 计算剖面要素时,首先将其转化为钢材的相当剖面面积 ω'_{sj} , 即

$$\omega'_{sj} = \lambda \omega_{sj}$$

由式(8.2.2)得:

$$W_1 = \frac{I_s(A + \omega'_{sj})}{(h + G)A} + (h + G)\omega'_{sj} \quad (8.2.16)$$

轻合金上层建筑甲板处的应力为:

$$\sigma_{sj} = \lambda \frac{M}{W_1} \leq [\sigma_{sj}] \quad (8.2.17)$$

无上层建筑时,上甲板处的总纵弯曲应力为:

$$\sigma_s = \frac{M}{W} \leq [\sigma_s] \quad (8.2.18)$$

如上层建筑甲板和无上层建筑时上甲板的应力均达到其许用应力,则

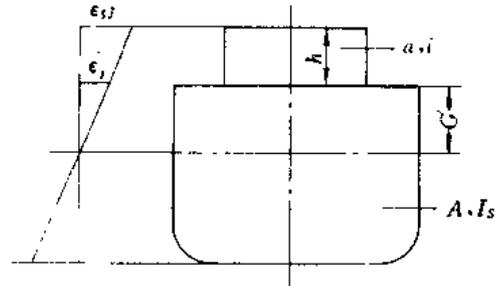


图 8-9 铝合金长甲板室的纵向应变

$$M = \frac{1}{\lambda} [\sigma_s] W_1 = [\sigma_s] W \quad (8.2.19)$$

$$W_1 = \lambda \frac{[\sigma_s]}{[\sigma_{s1}]} W \quad (8.2.20)$$

若要求上层建筑甲板处的应力小于或等于其许用应力,则必须是:

$$W_1 \geq \lambda \frac{[\sigma_s]}{[\sigma_{s1}]} W \quad (8.2.21)$$

所以

$$\frac{I_s(A + \omega'_{s1})}{(h + G)A} + (h + G)\omega'_{s1} \geq \lambda \frac{[\sigma_s]}{[\sigma_{s1}]} \cdot \frac{I_s}{G}$$

由于 $\omega'_{s1} = \lambda \omega_{s1}$, 则有:

$$\omega_{s1} \geq \frac{I_s}{G} \frac{A \left\{ \frac{[\sigma_s]}{[\sigma_{s1}]} (h + G) - G \frac{1}{\lambda} \right\}}{I_s + (h + G)^2 A} \quad (8.2.22)$$

此即保证总纵强度所要求的轻合金上层建筑甲板的剖面面积。为使其为正值,则必须使:

$$\frac{[\sigma_s]}{[\sigma_{s1}]} (h + G) - G \frac{E}{e} > 0$$

即

$$\frac{h}{G} > 3 \frac{[\sigma_{s1}]}{[\sigma_s]} - 1$$

再将

$$\frac{[\sigma_{s1}]}{[\sigma_s]} = \frac{1}{1.65}$$

代入上式,则得:

$$\frac{h}{G} > 0.80$$

当 $h \approx 0.8G$ 时,为保证等强度,所需上层建筑甲板剖面面积为 0,此即说明铝合金上层建筑甲板在上甲板(无上层建筑时)达到其许用应力时,它的应力总是低于其许用应力的。故铝合金上层建筑的总强度是不成问题的。

3. 铝合金上层建筑的结构尺寸

由于铝合金上层建筑的总强度总是能得到保证的,故其结构尺寸应从稳定性、局部强度及刚度等方面考虑决定。若已按规范设计求得钢质上层建筑的结构尺寸,则可分别按下述推导的各个公式换算为铝质上层建筑结构的尺寸。

(1) 从保证板的稳定性要求相等条件考虑。

假设铝合金上层建筑甲板的压应力为 σ_{s1} , 为保证其稳定性,则要求:

$$\sigma_{s1} \leq k \frac{\pi^2 D_s}{b_s^2 t_s} = k \frac{\pi^2 E t_s^2}{b_s^2 12(1 - \mu_s^2)}$$

若为钢质上层建筑,则上层建筑甲板的应力为无上层建筑时上甲板处的应力 σ_s , 为保证板的稳定性,同样要求:

$$\sigma_s \leq k \frac{\pi^2 D_s}{b_s^2 t_s} = k \frac{\pi^2 E t_s^2}{b_s^2 12(1 - \mu_s^2)}$$

因 $\mu_s = \mu_s$, 所以有:

$$\frac{t_a}{t_s} = \sqrt{\frac{E}{e}} \cdot \frac{b_a}{b_s} \sqrt{\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{ya}}} \approx 1.73 \frac{b_a}{b_s} \sqrt{\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{ya}}} \quad (8.2.23)$$

式中 b_a ——铝质上层建筑甲板纵骨间距；

b_s ——钢质上层建筑甲板纵骨间距；

t_a ——铝质上层建筑甲板厚度；

t_s ——钢质上层建筑甲板厚度。

(2)从保证结构局部强度的等强度条件考虑。

下述分析,假设对同一构件,钢质与铝质结构具有相同的安全系数,即 $[\sigma_a] = \sigma_{ya}/K$ 为铝质的许用应力, $[\sigma_s] = \sigma_y/K$ 为钢材的许用应力,其中 σ_{ya} 、 σ_y 分别为铝合金和钢材的屈服极限。

①骨架梁

由于作用在结构上的载荷不变,若假设构件的跨度不变,则作用在构件上的弯矩与该构件的间距成比例,即

$$\frac{M_a}{b_a} = \frac{M_s}{b_s}$$

为保证骨架梁的局部强度,要求其剖面模数不小于下值:

$$\text{对铝质} \quad W_a = \frac{M_a}{[\sigma_a]}$$

$$\text{对钢质} \quad W_s = \frac{M_s}{[\sigma_s]}$$

所以

$$W_s = W_a \frac{\sigma_y}{\sigma_{ya}} \cdot \frac{b_a}{b_s} \quad (8.2.24)$$

②板

由于板条梁所受的弯矩 $M \propto b^2$,并注意板条梁的剖面模数 $W = t^2/6$,用类似于前述方法,不难得到:

$$t_s = t_a \frac{b_a}{b_s} \sqrt{\frac{\sigma_y}{\sigma_{ya}}} \quad (8.2.25)$$

(3)从保证结构等刚度(挠度相等)条件考虑。

为保证铝合金结构与钢结构具有相同的变形,则必须弯曲刚度相等。

对骨架梁

$$\frac{b_a}{eI_a} = \frac{b_s}{EI_s}$$

$$I_s = \frac{E}{e} \cdot I_a \frac{b_a}{b_s} = 3I_a \frac{b_a}{b_s} \quad (8.2.26)$$

对板,因为挠度 $v \propto \frac{b^4}{D}$ (b 为板条梁跨度, D 为板条梁筒形刚度),因而有:

$$t_s = 1.44t_a \sqrt[3]{\left(\frac{b_s}{b_a}\right)^4} \quad (8.2.27)$$

上面所决定的铝合金结构尺寸,若考虑到铝合金是抗腐蚀的,尚可减小些。另外,对有些部件(例如,上层建筑侧壁),允许铝合金结构的变形比钢结构大一些,因而其构件尺寸也可减小一些。

8.2.4 上层建筑结构的一般布置

为使结构受力均匀,并能有效地将力传递到邻近的结构上,上层建筑结构的布置应遵循下述原则:

(1)甲板纵桁应尽可能与舱室纵围壁相配合,并尽可能均匀布置,终端处忌有开口,必要时应予以加强。

(2)船楼的舷侧及甲板骨架间距一般应与主体骨架相一致,端壁的骨架间距则视门窗开口与宽度而定。

(3)甲板室侧壁扶强材与甲板横梁间距应尽可能与主体相一致,有时为配合门窗开口的布置,可视具体要求布置,并予以加强。

(4)支柱一般应设在围壁内,且上下支柱应尽可能布置在一直线上,或上层支柱对准下层围壁扶强材。

(5)加强端壁和侧壁的局部舱壁或垂直桁材,应尽可能利用舱室的围壁或置于木围壁之内,以利舱室空间的利用。

(6)在救生艇架、锚机等舢装设备的甲板下设置局部加强构件。

8.3 主体在上层建筑端部的应力集中及加强设计

8.3.1 主体在上层建筑端部的应力集中

在上层建筑端部,由于断面形状突然中断,使该处主体结构中产生极大的应力集中。

前面已指出,当船体梁发生弯曲变形时,在主体与上层建筑的连接线上产生了水平剪力 $q(x)$,其分布如图 8-10 所示^[1]。

根据弹性力学的已知解^[15],若一单位力 T 作用在半无限板的直线边缘上(见图 8-11),则距作用点 x 处的正应力为:

$$\sigma_x = \frac{2}{\pi i} \cdot \frac{T}{x} = \frac{0.64}{l} \cdot \frac{T}{r} \quad (8.3.1)$$

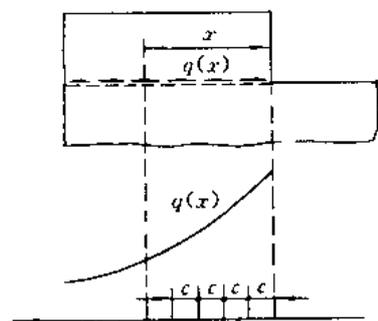


图 8-10 主体与上层建筑连接线上水平剪力的分布

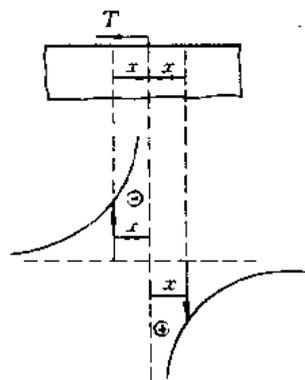


图 8-11 受力作用后距作用点 x 处的应力

又若一单位力 T 作用在板的表面上,沿力的作用线垂直方向横剖面上产生的正应力为:

$$\sigma_x = \frac{3 + \mu}{4\pi t} \cdot \frac{T}{x} = \frac{0.26}{t} \cdot \frac{T}{x} \quad (8.3.2)$$

式中 x ——所讨论的剖面离开力作用点的距离；

t ——板厚；

μ ——泊松比($\mu=0.3$)。

若在上层建筑与主体连接线上以一系列集中力 $T(=qc)$ 代替分布剪力 q , 对每一个集中力 T 可求得在主体板边横剖面上产生的正应力为:

$$\sigma_x = \pm \beta \frac{T}{x} \quad (8.3.3)$$

式中 $\beta = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{t_2 + t_3 + t_4}$, 其中 t_2, t_3, t_4 如图 8-12 所示。

当 $t_3 = t_4 = 0$ 时, $\beta = 0.5/t_2$, 这个值近于式(8.3.1)的系数, 在实际结构中这相当于船楼侧壁与主体舷侧外板连接的情况; 当 $t_2 = 0, t_3 = t_4 = t$ 时, $\beta = 0.25/t$, 它与式(8.3.2)的系数相近, 在实际结构中这相当于甲板室侧壁与主体甲板相连接的情况。但是, 无论哪种情况, 理论上在靠近集中力 T 作用点处, 主体板边上的正应力 σ_x 均无限增大, 且当过了力的作用点之后, 应力改变符号(参见图 8-11)。一系列集中力 T 若均以侧壁端点为坐标原点, 则它们在端点之外

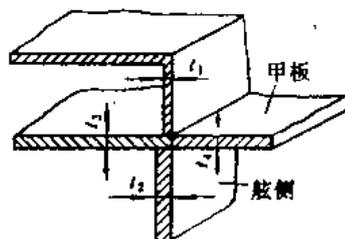


图 8-12 主体板边横剖面

总是引起同号的正应力, 所有相同符号应力迭加的结果, 便形成端点处的极大应力集中; 在端点之内, 由于是不同符号的应力迭加, 可知不会产生很高的应力集中。

在上层建筑端部, 主体结构中的应力集中系数, 可以近似地由下式计算^[16]:

$$a = 1 + 0.3 \sqrt{\frac{h}{r}} \quad (8.3.4)$$

式中 h ——上层建筑高度;

r ——端部的圆弧半径。

8.3.2 端部减缓应力集中的措施与加强设计

在上层建筑端部由于应力集中而造成的损坏是经常发生的。因此, 在结构设计中必须采取多种措施来减缓该处的应力集中程度。

1. 船楼端部减缓应力集中的措施

(1) 设置端部弧形过渡板

由式(8.3.4)可知, 船楼端部与主体成直角相交时, 无论采取什么措施, 理论上该处的应力集中总是无穷大。因此, 应在船楼端部设置弧形板(圆形或椭圆形), 使端部舷侧板逐渐过渡到主体舷顶列板, 并用加强肘板支持。由于弧形板的刚性由大逐渐变小, 沿这部分连接线上的水平剪力也逐渐由大变小, 于是在弧形板端点主体结构中的应力就不再无限增大。由式(8.3.4)可知, 增大过渡板圆弧半径可以有效地降低应力集中系数。

规范都对过渡板的结构作了具体规定。例如, 关于过渡板的延伸长度, 《海船规范》^[17]规定不小于 1.5 倍船楼高度(若端壁位于船中部 0.5L 区域以外, 延伸长度可适当减小), 《河船规范》^[18]则规定为船楼高度; 此外, 还对过渡板的板厚、加强肘板及板上缘面板的要

求作了具体规定,这里不再详细引述。

(2)局部增加主体结构板厚

由式(8.3.3)可知,增加船楼端部区域的舷顶列板及甲板边板的厚度亦可降低过高的局部应力,因此规范对增厚的大小及范围都作了具体规定。例如,《海船规范》对端壁位于船中部0.5L区域的船楼,要求从端壁向内至少两个肋距至过渡弧形板起点之外两个肋距之间的主体舷顶列板和甲板边板分别增加20%(见图8-13)。

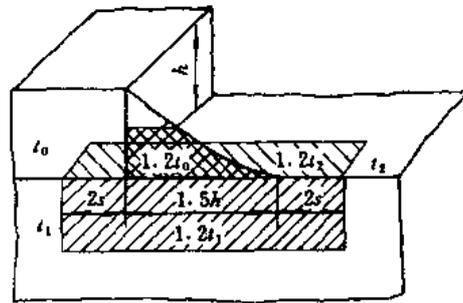


图 8-13 上层建筑端部的加强

2. 甲板室端部减缓应力集中的措施

为减少甲板室端部角隅处的应力集中,通常其侧壁与端壁的连接应做成圆角,形成带圆角的围壁。同时,设法降低围壁与甲板连接处的抗剪刚性系数(特别是降低接缝的抗剪刚性系数),使连接处的剪应力减少。这可在角隅处局部(通常沿船长及船宽方向的长度不小于甲板室高度)采用铆钉与甲板相连。过去都用角钢以双列铆钉将围壁与甲板相连,如图8-14(a)所示;现多用简化的连接形式,如图8-14(b)为用连接扁钢的一种连接型式。在

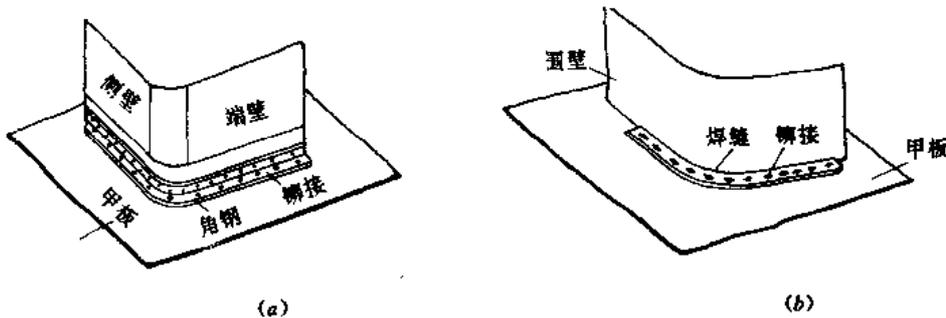


图 8-14 甲板室角隅处围壁与甲板的连接

我国实船建造中,还采用了图8-15所示的连接型式。一般来说,围壁下加复板的形式较好;此时复板不能太薄,也不能太厚,可建议取围壁与甲板板厚之和的一半;同时,复板不能用塞焊,否则就失去它应有的作用了。

另外,在船中部0.5L区域内的甲板室端部应尽量减少侧壁开口的数量和尺寸。所有门窗开口需设计成圆角,在门或类似开口的上下面应有足够的连续围壁板。

3. 其它加强措施

近年来,由于主机功率的增大,上层建筑因振动而发生的损坏情况大大增加。这可能是由于船体总振动而诱发的上层建筑

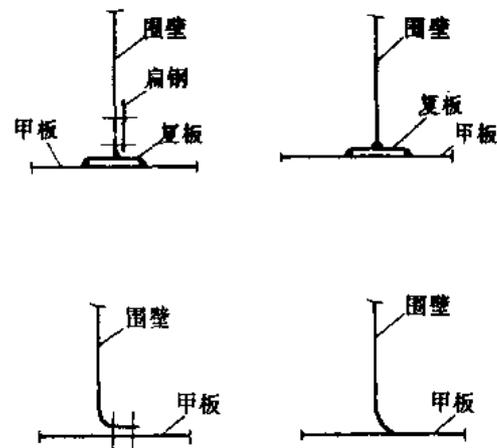


图 8-15 甲板室角隅处围壁与甲板的连接型式

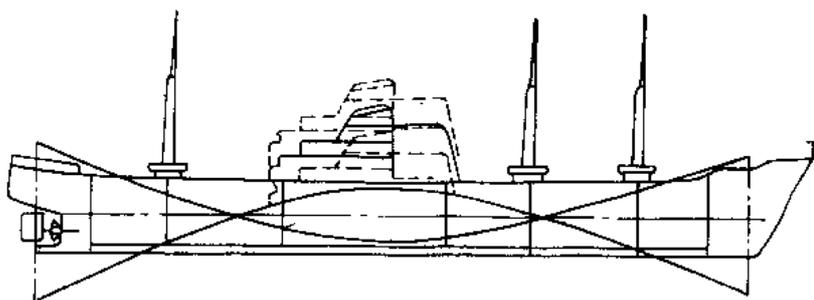


图 8-16 由于船体第一谐调振动引起的中部上层建筑的垂直振动

的共振,如图 8-16、图 8-17 所示;也可能是由于上层建筑的固有频率与激振力耦合而产生的振动。因此,在设计阶段以足够的精度计算出上层建筑振动响应峰值频率是很重要的。在决定机舱及上层建筑结构的布置与尺寸时,要保证船上的振动量级是可以接受的。文献 [19]推荐了估算船舶上层建筑固有频率的方法。

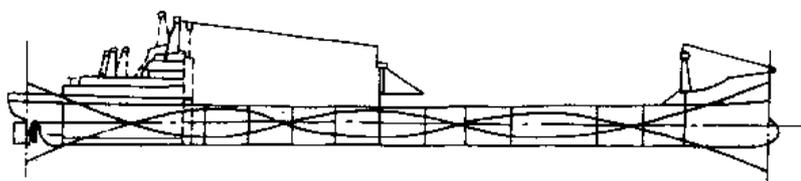


图 8-17 由于船体四阶振动引起的尾部上层建筑的纵向振动

为了增大结构的刚性,传递竖向力,通常应按下述要求进行加强设计:

(1)在船楼或甲板室端部的下面均应设置支柱、隔壁、舱壁或其他强力构件,以支持上层建筑,承受竖向力。

(2)船楼内强肋骨或局部舱壁应尽可能设置在与其下面的水密舱壁或其它强力构件在同一垂直平面内。

(3)在最下层长甲板室端壁和侧壁上,一般应设置间距为 9m 的局部舱壁或垂直桁材,并尽可能与其下面舱室的加强构件在同一平面内。

参 考 文 献

- 1 Шималский. Проектирование прерывистых связей судого корпуса. Судпромгиз. Ленинград, 1949
- 2 Bleich. Nonlinear Distribution of Bonding Stresses due to Distortion of the cross Section. Journal of APP. Mech. T. ASME, Vol. 20, No. 1, 1953
- 3 陆鑫森. 船舶上层建筑强度问题. 上海交通大学学报, 1958(3)
- 4 寺沢一雄, 八木順吉. 上部構造の効きに関する研究, 造船協会論文集, No. 100, 1957(2), No. 101, 1957(8), No. 102, 1958(2)
- 5 Johnson. Stresses in Deckhouse and Superstructures. T. I. N. A. 1957
- 6 Caldwell. The Effect of Superstructures on the Longitudinal Strength of ships. T. i. N. A. 1957
- 7 Paulling, Payer. Hull-Deckhouse Interaction by Finite Element Calculations. Trans. SNAME, 76, 1968
- 8 Mitchell. Analysis of Structural Interaction Between a Ship's Hull and Deckhouse. Trans. RINA, 120, 1978
- 9 Mcvee. A Finite Element Study of Hull Deckhouse Interaction. Computers and Structures, 12, 1980

- 10 上海交通大学. 关于制订长江钢船结构规范草案的说明, 1958
- 11 翁竹书. 长江客货船的改建问题. 中国造船, 1957
- 12 徐传准. 谈我国旧船强度问题, 中国造船工程学会上海分会, 1957
- 13 上海船厂. 东方红 11 号型结构模型和实船强度试验. 武汉造船, 1981(1)
- 14 交通部修订长江钢船建造规范工作组. 关于长江客货船上层建筑强度分析, 长江水系钢船建造规范编写说明(船体), 1978
- 15 (苏) 斯曼斯基. 船舶结构力学手册(1). 孙海涛等译. 上海: 上海科学技术出版社, 1964
- 16 (苏) 库尔求莫夫. 船舶强度. 张孝畴等译. 北京: 高等教育出版社, 1960
- 17 中国船级社. 钢质海船入级与建造规范(1989). 北京: 人民交通出版社, 1989
- 18 中华人民共和国船舶检验局. 内河钢船建造规范. 北京: 人民交通出版社, 1990
- 19 马广宗, 刘健宜, 石慈志. 估算船舶上层建筑固有频率的新方法. 船舶设计通讯, 1985(4)
- 20 杨代盛. 船体强度与结构设计. 北京: 国防工业出版社, 1986

第九章 船体结构的可靠性设计

9.1 结构可靠性理论的基本概念

9.1.1 结构设计中的不确定性

长期以来在研究船体结构强度、进行结构设计时,都应用确定性原理,但实际上必须处理的是许多不确定性。

第一,作用于结构的载荷具有很大的变动性和随机性,特别是波浪载荷。波浪是一个由许多随机因素决定的随机过程,波浪载荷则是船体对波浪随机过程的响应,因此只能用概率统计方法才能适当确定。

第二,材料性能的不确定性。像屈服极限、强度极限、疲劳极限等,即使是同一钢号、同一炉号、在同一根坯料上取样,取样的部位也相同,做多试样试验所得的值都不会完全相同。这是因为材料的“缺陷”左右实际材料的性能,而材料的“缺陷”形成又取决于许多随机因素。

第三,加工、制造中的不确定性。例如,板厚、型材剖面尺寸、建造质量的偏差(板的初始变形及切口、开口部位的加工缺陷等)。这个因素对结构强度的影响特别大,结构即使由具有同一力学性能的确定材料制成,其实际结构强度仍是不确定的。

第四,分析研究中的不确定性。它包括由于缺乏充分的信息资料而产生的在统计方面的近似造成不确定性(例如,对海洋波浪和波浪载荷所作的假设和近似)和由于结构模型化所作的假设、近似、理想化而造成分析精度的不确定性。

第五,在船舶使用过程中的一些人为的不确定性,例如,使用不当(不正确的装载、驾驶错误等)或改变了船舶的用途等。

为便于分析研究,一般将上述不确定性分为二类:客观不确定性(或统计不确定性)和主观不确定性(或近似不确定性)。客观不确定性包括上述前三种不确定性,它是指所处理物理量的实际可变性、随机性,因而亦称物理不定性,这种不确定性可用概率分布或随机过程来描述,因而可通过统计理论的基本定律和关系来计算;主观不确定性主要是指分析研究中的不确定性,它是由于资料和知识的缺乏在分析计算过程中作出的各种简化、假设、近似、判断等所引起的,这种不确定性只能根据经验的积累和主观判断(但不是主观臆断)确定。

9.1.2 结构的可靠性和可靠度

任何工程结构设计的基本目的,都是在一定的经济条件下,使结构在预定的使用时期内,实现其预定的功能。这就要求结构必须能承受在正常施工和正常使用时,可能出现的各种载荷和(或)载荷效应(载荷引起结构构件的内力、位移等),并在偶然事件发生时及发

生后,仍能保持必需的整体稳定性,即要求结构是安全的;同时,结构在正常使用时,要适合使用要求,并在正常的维护保养下,具有足够的耐久性能。这就是说,要求所设计的结构必须是安全的、适用的、耐久的。

自19世纪初以来,结构的安全性衡量都普遍采用确定性的许用应力法。但是,由于实际存在着的上述不确定性,结构安全与否、可靠与否不可能是绝对的。也就是说,不能要求所设计的结构是绝对安全的或绝对可靠的,而只能要求结构发生破坏的可能性是足够的小。

通常,将结构在规定条件下和规定时间内,完成其预定功能的能力,定义为结构的可靠性。按照我国《建筑设计统一标准》^[1],结构的安全性、适用性、耐久性三者总称为可靠性。而在规定的条件下和规定的时间内,结构完成其功能的概率,称为结构的可靠度。由此可知,结构的可靠度是结构可靠性的概率度量。

这里强调“规定时间”,是由于作用在结构上的载荷是随时间而变的随机过程,并且结构的材料性能亦会随时间而变。因此,结构的可靠度应是结构在载荷环境中的时间的函数。当然,这里所说的“规定时间”只是计算可靠度的参考时间坐标,它与结构的实际使用寿命有一定的联系,但不能简单地等同起来。当结构的使用年限超过上述“规定时间”后,结构破坏的可能性会增大,但并不等于结构丧失功能或报废。

9.1.3 结构的极限状态

上面所说的“完成预定功能”,一般是以结构是否达到“极限状态”为标志的。关于极限状态的概念和与它相应的极限状态设计法,早在本世纪50年代初就已被前苏联学者提出了^[2],当今这个概念已为世界工程界所公认,它是指在一个或几个载荷和(或)载荷效应作用下,一个结构或一个构件已失去了它应起的各种作用中的任何一种作用时的状态。结构或构件达到极限状态,就不能实现其预定的设计目的。所以,结构的极限状态实质上就是结构有效(可靠)或失效(不可靠)的界限。

极限状态主要有承载能力极限状态和可用性极限状态两类。承载能力极限状态,是指结构或构件被破坏,从而失去其主要承担载荷的作用的状态,例如,出现塑性变形、失稳及断裂等,这种状态的出现将导致严重的灾难事故和大量财产损失,所以要求其出现的可能性(概率)应当很低;可用性极限状态,是指结构被削弱或失去了其它的、不太重要的功能时的状态,例如,发生了影响正常使用(或外观)的变形、局部损坏(包括裂缝)或振动等,这种状态的出现虽对船舶的危害较小,但会影响结构的正常使用,甚至也会导致灾难事故的发生(例如,舱口角隅裂缝的扩展会导致整个船体的断裂)。

对最简单的结构构件,极限状态可用两个随机变量 R 和 S 来描述,即

$$Z = R - S = 0 \quad (9.1.1)$$

式中 R 是产生或对应一种极限状态的载荷或载荷效应值,称为结构构件的载荷或载荷效应极限值,通常称为抗力或强度,它是结构抵抗破坏或变形的能力; S 则是作用的实际载荷或载荷效应值。

由于 R 是材料性能、构件几何尺寸的函数,而 S 是环境载荷、构件几何尺寸等的函数,因此实际上 R 和 S 可能不是统计独立的,例如,剖面尺寸对结构强度和自重各自都有影响。所以,对结构的每一种极限状态最好都用一组 n 维对结构响应起支配作用的基本变

量 $X_i (i=1, 2, \dots, n)$ 表达, 即用下列极限状态方程式描述

$$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) = 0 \quad (9.1.2)$$

作为基本变量有如环境载荷、材料的力学性能及结构和构件的几何参数等, 如前所述均应作为随机变量处理。 $g(\cdot)$ 通常称为结构的“功能函数”(或极限状态函数)。

9.1.4 结构的失效边界及失效概率

结构的极限状态用极限状态方程式(9.1.1)或式(9.1.2)描述时, 极限状态方程式在以 n 维基本变量为坐标轴的空间中定义了一个 $(n-1)$ 维的超曲面(式(9.1.1)定义了一根直线)。这个超曲面通常称为极限状态曲面或对应于所考虑的极限状态的失效边界, 这是因为这个曲面将基本变量空间划分为两部分, 即可靠区 D_r 和失效区 D_f (图 9-1 说明的是二维情况)。可靠区包括一切不引起结构失效的一组基本变量的现实, 失效区包含导致结构失效的一切现实, 即

$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) > 0$ (结构处于可靠状态)

$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0$ (结构处于失效状态)

因此, 亦常将 $g(\cdot)$ 称为失效函数。

由于 Z 是所有相关随机变量的函数, 所以 Z 亦是随机变量, 即 $Z > 0, Z \leq 0$ 都是随机事件。因此, 当仅考虑包括一种载荷的极限状态时, 结构的失效概率 P_f 为:

$$P_f = P(Z \leq 0) = P[g(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0] \quad (9.1.3)$$

相反, 结构不发生失效的概率即可靠度 P_r 为:

$$P_r = P(Z > 0) = P[g(X_1, X_2, \dots, X_n) > 0] \quad (9.1.4)$$

由概率论可知:

$$P_f + P_r = 1 \quad (9.1.5)$$

应特别注意, 这里“失效”一词是广义概念上使用的, 由上述分析可知, 它表示结构不能实现其预定的设计目的, “失效”可以指结构发生实际破坏, 也可以是并不发生实际结构破坏。早期的结构可靠性研究大都针对承载能力极限状态, 因此随机变量 Z 被称为安全裕度, 而结构发生破坏的概率称为结构的危险率, 不发生破坏的概率称为结构的安全度。如今这些术语常不加限定地被推广沿用。

由此可知, 结构失效的可能性总是存在的, 但只要失效概率很小, 小到认为可接受的水平, 就认为结构是安全的、可靠的。因此, 一个理想的结构设计方法应该是, 其安全性、可靠性衡准以概率论为基础, 因而必须提供一种手段, 借此设计者可以保证结构的可靠度满足或超过必要的水平。这就是近 30 年来迅速发展起来的学科, 它的研究和应用要求有广泛的数学、力学基础知识, 其中还有许多问题尚未得到解决。所以, 本章介绍的内容只能是这一领域的一个初步入门。

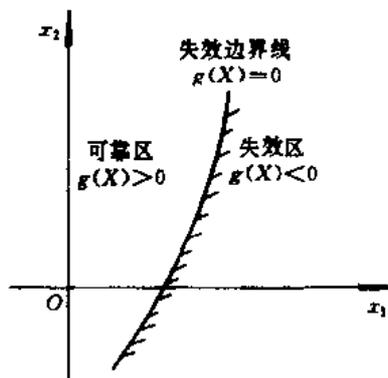


图 9-1 基本变量空间, 可靠区、失效区及失效边界

9.2 结构概率设计方法的基本原理

工程结构设计自 70 年代以来,在国际上普遍采用以概率论为基础的极限状态设计方法,即概率设计方法。结构可靠性分析取得了巨大的进展,并且已逐渐反映到一些结构设计的规范中。但是,由于船舶载荷及响应的复杂性,这一方法在船体结构设计领域中的应用仍然处于初步阶段。

根据发展阶段和精确程度的不同,当前国际上将概率设计方法分为三个水准:

水准 3——全概率设计方法。这种方法是完全基于概率论的设计方法。它要求对结构响应起作用的各种基本变量作出联合出现的精确概率描述,还要考虑失效范围的准确性质,以求得的结构或结构构件“精确”失效概率作为可靠度的直接度量。该方法无论在理论上,还是应用上都存在相当的难度,故目前尚处于研究阶段。

水准 2——近似概率设计方法。这种方法包含某些近似迭代计算过程,运用概率论和数理统计对结构或构件的失效概率作出近似估计,一般要使失效范围理想化,而且通常要简化变量的联合概率分布的表达式。当今,该法已进入实用阶段,正逐步成为许多国家制订结构规范的基础。

水准 1——半概率设计方法。这种方法是对影响结构安全的某些量运用数理统计分析,并与经验相结合引入一些经验系数,故又称半概率半经验设计方法。该方法对结构的可靠度不作出定量的估计,结构可靠度的合适程度是应用许多分项安全系数在结构构件的基础上(有时在结构的基础上)提供的,这些分项安全系数与结构和载荷的主要变量所预先确定的特征值或标准值有关。国际上现行的结构设计规范基本上均属于这一水平。

9.2.1 全概率设计方法

这种方法,首先要求确定一组对结构响应起作用的基本变量,称为基本变量集 \mathbf{X} (如载荷、材料性能、构件几何尺寸等),即

$$\mathbf{X} = (X_1, X_2, \dots, X_n)^T \quad (9.2.1)$$

式中 \mathbf{X} 称为随机向量。

令

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (9.2.2)$$

称为 \mathbf{X} 的一个现实。

然后,对每一极限状态

$$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) = 0 \quad (9.2.3)$$

定出 n 个变量 X_i 联合出现的精确概率描述,即概率密度函数 $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 和概率分布函数 $F(x_1, x_2, \dots, x_n)$:

分布函数

$$F(x_1, x_2, \dots, x_n) = P(X_1 \leq x_1 \text{ II } X_2 \leq x_2 \text{ II } \dots \text{ II } X_n \leq x_n) \quad (9.2.4)$$

概率密度函数

$$f_z(z) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \cdot \frac{\partial^n F(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_1 \partial x_2 \dots \partial x_n} \quad (9.2.5)$$

若 $Z \leq 0$, 则结构失效。所以, 结构失效的概率为:

$$P_f = P(Z \leq 0) \tag{9.2.6}$$

利用概率论知识, 即

$$P_f = \int_{-\infty}^0 f_z(z) dz \tag{9.2.7a}$$

或

$$P_f = \iiint_{D_f, g(\mathbf{X}) \leq 0} f(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \tag{9.2.7b}$$

式中 D_f 为 $g(\mathbf{X}) \leq 0$ 的积分区域。

若基本变量 X_i 是相互独立的, 则

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = f_1(x_1) \cdot f_2(x_2) \dots f_n(x_n) \tag{9.2.8}$$

由此

$$P_f = \iiint_{D_f, g(\mathbf{X}) \leq 0} f_1(x_1) \cdot f_2(x_2) \dots f_n(x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \tag{9.2.9}$$

对于最简单的情况, 是将 Z 表达为结构的抗力 R 和载荷或载荷效应 S 的函数, 即 $Z = g(R, S)$ 。又设 $F(r, s)$ 为 (R, S) 的联合概率分布函数, 表示 $R \leq r$ 与 $S \leq s$ 同时发生的概率; $f(r, s)$ 为 (R, S) 的联合概率密度函数, 表示 $R = r$ 和 $S = s$ 同时发生的概率密度 (见图 9-2), 即

$$F(r, s) = P(R \leq r \cap S \leq s) \tag{9.2.10}$$

$$f(r, s) = \frac{\partial^2 F(r, s)}{\partial r \partial s} \tag{9.2.11}$$

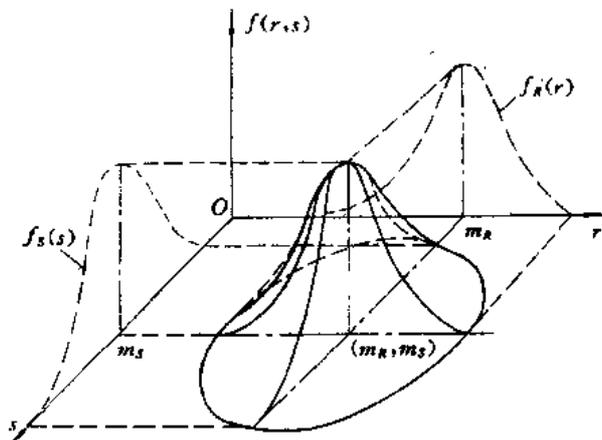


图 9-2 R 和 S 的联合分布

通常, R 和 S 是统计独立的随机变量, 即有

$$F(r, s) = F_R(r) \cdot F_S(s) \tag{9.2.12}$$

$$f(r, s) = f_R(r) \cdot f_S(s) \tag{9.2.13}$$

也就是说, 若 R 和 S 是统计独立的, 则可将联合概率密度函数转变成 R 和 S 的单变量模

式,如图 9-3 所示,它是空间二维变量的平面表达。

在图 9-3 两曲线的重叠区内,若 $R \leq S$,则结构失效,失效概率(或结构的危险率)为:

$$P_f = P(R \leq S)$$

利用概率论知识,即

$$\begin{aligned} P_f &= \iint_{U_f(R \leq S)} f(r, s) dr ds \\ &= \iint_{U_f} f_R(r) \cdot f_S(s) dr ds \\ &= \int_0^\infty \left[\int_0^s f_R(r) f_S(s) dr \right] ds \\ &= \int_0^\infty f_S(s) \left[\int_0^s f_R(r) dr \right] ds \\ &= \int_0^\infty f_S(s) F_R^*(s) ds \end{aligned} \quad (9.2.14)$$

结构的失效概率 P_f 还可用图 9-4 说明如下:载荷或载荷效应 S 在 s 和 $s+ds$ 之间的概率为 $f_S(s)ds$, $F_R(s)$ 是 $R \leq S$ 的概率,即 $F_R(s) = P(R \leq S)$ 。当 R 和 S 为统计独立时,此二事件同时出现的概率为这二事件单独出现的概率之乘积 $F_R(s)f_S(s)ds$ 。此乘积在 S 的全域内积分即得式(9.2.14)。

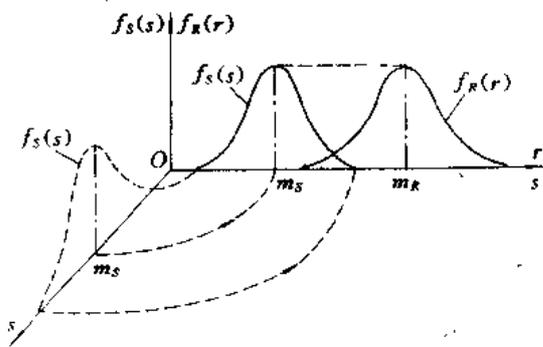


图 9-3 强度和载荷分布的模型

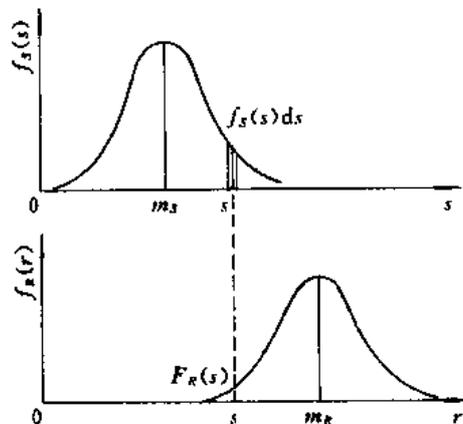


图 9-4 失效概率公式的推导

应该注意,失效概率 P_f 不是图 9-3 中两个概率密度函数 $f_R(r)$ 和 $f_S(s)$ 重叠部分的面积。这是常遇到的错误概念。

同理,可得可靠度 P_r 为:

$$P_r = P(R - S > 0) = \int_0^\infty f_R(r) F_S(r) dr \quad (9.2.15)$$

这样,全概率设计就是利用全部有关量的完整概率分布函数,对各载荷和相应的每一极限状态按式(9.2.14)在整个失效区计算失效概率 P_f 。然后,按一定的法则把这些值合

在一起,求得总失效概率。若总失效概率很小,小到认为可接受的水平,就认为设计的结构是可靠的,否则应对设计进行修改,以调整总失效概率的大小,使之达到规定的许可水平为止。

但是,实际上这是很难实现的,因为无论是载荷(或载荷效应)还是抗力,在目前其精确的概率分布是很难获得的;另外,求结构的总失效概率也不那么容易,对船体结构更是非常艰巨。例如,仅为了计算船体结构最重要的载荷——波浪载荷,不仅要处理船舶-波浪系统的极其复杂的相互作用,同时要收集足够的波浪数据,并进行统计处理。虽然,在过去的近20年中,为获得船体波浪诱导弯矩的极值概率分布,已经收集到足够的波浪数据,并进行了统计处理,从而得到了一些近似概率分布(这些将在9.4节中讨论),但对于其它的载荷或载荷效应人们还了解得很少,因此还有许多工作待研究。

总之,由于缺乏完整的资料,当今仍广泛使用不太严密的近似方法。不过,对船体结构设计,似乎也没有太大必要来应用如此严密复杂的概率设计方法。因为对船体结构破坏在整个船舶事故中所占比例的调查表明^[3],大约只有7%的严重事故是由结构破坏引起的。因此,船舶总的灾难危险不会因大量提高结构设计的严密性和精度而大大降低。

9.2.2 近似概率设计方法——一次二阶矩理论

水准2——近似概率设计方法,就是在随机变量的分布尚不清楚时利用概率分布的二个数字特征——一阶原点矩(均值)和二阶中心矩(方差)来近似描述随机变量的统计特性和估算失效概率或可靠指标,并在计算时采用了线性化近似。所以,该法又称为一次二阶矩方法。

二阶矩法可分为两种情况:

(1)不考虑随机变量的实际分布,在分析时以均值处(中心点)的线性近似表示功能函数,故简称中点法。

(2)在设计验算点处将功能函数进行线性近似、计算可靠指标,并且可考虑随机变量的实际分布,一般称为改进的一次二阶矩方法或简称验算点法。

因此,水准2方法在分析中假设了平面(或直线)失效边界,并且仅仅在失效边界上的一点上进行安全检验。

当前,近似概率方法在许多工程结构领域已进入实用阶段,正逐步成为许多国家制订标准、规范的基础。

1. 均值(中心点)一次二阶矩法

这个理论是前苏联学者尔然尼采(Ржанницын)首先提出来的^[4],后经美国的康乃尔(Cornell)创造性发展和改进^[5],并用于制订结构设计规范,罗森勃鲁斯(Rosenbluth)和伊斯特勒(Estera)又进一步提出了对数正态分布随机变量模式^[6]。

(1)可靠指标

前面已指出,对某失效模式,结构的失效概率为:

$$P_f = P(Z \leq 0)$$

设 m_z 及 σ_z^2 分别为 Z 的一阶原点矩(均值)和二阶中心矩(方差), σ_z 称为标准差(如图9-5所示,均值和方差分别相应于图形的形心到原点的距离和中心惯性矩)。

于是有:

$$P_f = P\left(\frac{Z - m_z}{\sigma_z} \leq -\frac{m_z}{\sigma_z}\right) \quad (9.2.16)$$

在概率论中,标准差与均值的比值定义为变异系数,即

$$V_z = \frac{\sigma_z}{m_z} \quad (9.2.17)$$

又引入“标准化安全裕度” \hat{Z} ,即

$$\hat{Z} = \frac{Z - m_z}{\sigma_z} \quad (9.2.18)$$

\hat{Z} 具有零均值 ($m_z = 0$) 和单位方差 ($\sigma_z^2 = 1$), 则式(8.2.16)变为:

$$P_f = P\left(\hat{Z} \leq -\frac{1}{V_z}\right) \quad (9.2.19)$$

因此, V_z 的倒数与 P_f 之间存在一一对应的关系。

令

$$\beta = \frac{1}{V_z} = \frac{m_z}{\sigma_z} \quad (9.2.20)$$

称为可靠指标。

于是,失效概率可由可靠指标表示:

$$P_f = P(\hat{Z} \leq -\beta) = F_z(-\beta) \quad (9.2.21)$$

即可靠指标与失效概率 P_f 之间存在一一对应关系。由图 9-5 可知,失效概率 P_f 是概率密度函数 $f_z(z)$ 的尾部与 OZ 轴所围的面积(简称尾部面积), β 是 m_z 到原点(即失效状态)的以标准差 σ_z 为量测单位的距离。如果保持 σ_z 不变,则增大 β , 即 m_z 向右移动,从而使概率密度曲线向右移,于是便减小了尾部面积即减小了失效概率 P_f 。因此, β 和 P_f 一样可以作为衡量结构可靠性的一个指标。而 β 仅与 m_z, σ_z 两个量有关,这就可使计算大为简化。

在一般情况下,式(9.2.3)的功能函数 $g(\cdot)$ 是非线性的。现以均值处的线性近似表示它,即将 $g(\cdot)$ 在均值

$$\bar{X} = (m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n})^T$$

处作泰勒级数展开,且只保留一次项,可得:

$$Z = g(\bar{X}) \approx g(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}) + \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{X_i=m_{x_i}} \cdot (X_i - m_{x_i})$$

则 Z 的均值 m_z 、标准差 σ_z 可如下近似求得:

$$m_z \approx g(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}) = g(\bar{X}) \quad (9.2.22)$$

$$\sigma_z \approx \left[\sum_{i=1}^n \left(\left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{X_i=m_{x_i}} \right)^2 \cdot \sigma_{X_i}^2 \right]^{1/2} \quad (9.2.23)$$

式(9.2.23)假设 X_i 相互独立。

因此,对功能函数以 $Z=R-S$ 表示时,则有:

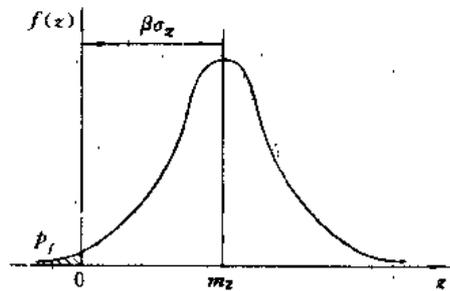


图 9-5 失效概率与可靠指标的关系

$$\left. \begin{aligned} m_z &= m_R - m_S \\ \sigma_z &= \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2} \\ \beta &= \frac{m_z}{\sigma_z} = \frac{m_R - m_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}} \end{aligned} \right\} \quad (9.2.24)$$

但若假定

$$Z = \ln \frac{R}{S} = \ln R - \ln S \quad (9.2.25)$$

则

$$\left. \begin{aligned} m_z &= \ln m_R - \ln m_S \\ \sigma_z &\approx \sqrt{V_R^2 + V_S^2} \\ \beta &\approx \frac{\ln m_R - \ln m_S}{\sqrt{V_R^2 + V_S^2}} \end{aligned} \right\} \quad (9.2.26)$$

式中 $V_R = \sigma_R/m_R$, $V_S = \sigma_S/m_S$, 且 V_R 和 V_S 均小于 0.3。

(2) 可靠指标与失效概率的关系

由于可靠指标 β 与失效概率 P_f 存在一一对应关系, 当 Z 的分布确定之后, β 与 P_f 的关系也就确定了。

假定 R 和 S 均服从正态分布, 则 Z 也服从正态分布, Z 的概率密度函数为:

$$f_z(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_z} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{z - m_z}{\sigma_z}\right)^2\right] \quad (9.2.27)$$

此时, 失效概率为:

$$\begin{aligned} P_f &= \int_{-\infty}^0 \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_z} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{z - m_z}{\sigma_z}\right)^2\right] dz \\ &= \int_{-\infty}^{\frac{m_z}{\sigma_z}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) du = 1 - \Phi\left(\frac{m_z}{\sigma_z}\right) \end{aligned}$$

即

$$P_f = 1 - \Phi(\beta) = \Phi(-\beta) \quad (9.2.28)$$

式中 $\Phi(\cdot)$ 为标准化正态分布函数; β 按式(9.2.24)计算。

如果 R 和 S 服从对数正态分布, 即 $\ln R$ 和 $\ln S$ 服从正态分布, 则功能函数 $\ln \frac{R}{S}$ 也服从正态分布。所以 P_f 仍可按式(9.2.28)计算, 但式中 β 应按式(9.2.26)计算。

利用式(9.2.28)查正态分布表, 得可靠指标与失效概率的关系, 见表 9-1。

表 9-1

β	1.00	1.64	2.00	3.00	3.09	3.22	3.72	4.00	4.26	4.50
P_f	15.87 $\times 10^{-2}$	5.05 $\times 10^{-2}$	2.27 $\times 10^{-2}$	1.35 $\times 10^{-3}$	1.00 $\times 10^{-3}$	6.41 $\times 10^{-4}$	1.01 $\times 10^{-4}$	3.17 $\times 10^{-5}$	1.02 $\times 10^{-5}$	3.4 $\times 10^{-6}$

① 精确的计算公式为:

$$\beta = \frac{\ln \left[\frac{m_R \left(\frac{1+V_S^2}{1+V_R^2} \right)^{\frac{1}{2}}}{m_S \left(\frac{1+V_R^2}{1+V_S^2} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]}{[\ln(1+V_S^2) + \ln(1+V_R^2)]^{\frac{1}{2}}}$$

分析计算结果表明,若 $P_f \geq 10^{-3}$ ($\beta \leq 3.09$) 时,则 Z 的分布类型对 P_f 的值影响不敏感,即不论假设 Z 是怎样的分布(当然要合理),计算所得 P_f 的值大都在同一数量级。因此,当 $P_f \geq 10^{-3}$ 时,可以不考虑实际的分布类型来计算 P_f 的值。但是,对 $P_f < 10^{-3}$ ($\beta > 4.26$) 情况,采用不同的分布类型会使 P_f 值在几个数量级的范围内变动,因此就不能随意采用 Z 的分布为正态或对数正态分布。

中心点法的优点是,可以直接给出可靠指标与随机变量统计参数之间的关系,计算简便,对于 $\beta = 1 \sim 2$ 的可用性极限状态的可靠性分析尤为适用。存在的主要问题是:①不能考虑随机变量的实际分布,如上所述,若 $\beta > 4.26$ 就不能正确估计结构的失效概率;②对非线性极限状态函数,由于在均值处按泰勒级数展开,函数的非线性程度愈厉害,结果的误差就愈大;此外,若选择不同的力学等效的非线性极限状态方程,还将会给出不同的 β 值。因此,近年来一般都应用下述改进的一次二阶矩方法。

2. 改进的(验算点)一次二阶矩法

关于改进的一次二阶矩法的详细内容可见文献[7,8],这里仅作一些概念的介绍。

(1) 可靠指标与设计验算点的概念

假设极限状态方程

$$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) = 0$$

是由相互独立的随机变量所组成。它在由 X_1, X_2, \dots, X_n 为坐标轴组成的 n 维空间上是一个将该空间划分为可靠区与失效区两部分的一个曲面。

那么,引入标准化随机变量

$$\hat{X}_i = \frac{X_i - m_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \tag{9.2.29}$$

则上述极限状态方程式在新坐标系 $\hat{O}-\hat{X}_1\hat{X}_2\cdots\hat{X}_n$ 中表示为:

$$Z = g(\hat{X}_1\sigma_{X_1} + m_{X_1}, \hat{X}_2\sigma_{X_2} + m_{X_2}, \dots, \hat{X}_n\sigma_{X_n} + m_{X_n}) = 0 \tag{9.2.30}$$

应注意,此时

$$m_{\hat{X}_i} = 0, \quad \sigma_{\hat{X}_i} = 1$$

这意味着在新坐标系中,坐标原点 \hat{O} 就是原坐标系中的均值点,同时新坐标系相对于标准差旋转对称。

在新坐标系中(图 9-6 是简单的三维情况),过原点 \hat{O} 作极限状态曲面的垂直线,得垂足 P^* 便称为设计验算点。而在新坐标系中,从原点 \hat{O} 到极限状态曲面的最短距离 $\hat{O}P^*$ 定义为可靠指标 β 。在一般情况下,垂线 $\hat{O}P^*$ 对坐标向量的方向余弦为:

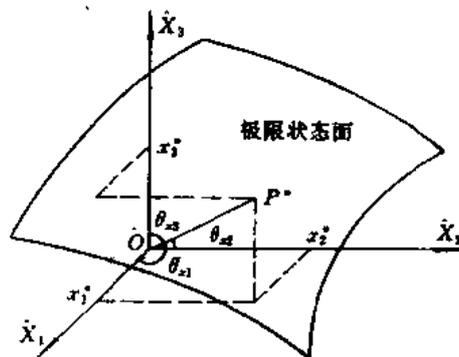


图 9-6 设计验算点与可靠指标

$$\cos\theta_{X_i} = \cos\theta_{X_i} = \frac{-\left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{P^*} \cdot \sigma_{X_i}}{\left[\sum_{i=1}^n \left(\left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{P^*} \cdot \sigma_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2}} \tag{9.2.31}$$

式中 $\left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{P^*}$ 表示函数 $g(X)$ 对 X_i 的偏导数在 P^* 点赋值。

验算点 P^* 在原坐标系中的坐标为:

$$X_i^* = m_{X_i} + \beta \sigma_{X_i} \cos \theta_{X_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (9.2.32)$$

式中 m_{X_i}, σ_{X_i} 为变量 X_i 的平均值和标准差。

此外, 验算点在极限状态曲面上, 即

$$Z = g(X_1^*, X_2^*, \dots, X_n^*) = 0 \quad (9.2.33)$$

因此, 由式(9.2.31)、式(9.2.32)、式(9.2.33)可联立求解 β 及 $X_i^* (i=1, 2, \dots, n)$ 。一般采用迭代法求解。

由上述分析可知, 此处定义的可靠指标 β 只与极限状态曲面(失效边界面)有关, 而与极限状态函数的表达形式无关。因为对某一失效模式, 所有等效的极限状态方程式产生同一个失效边界面, 所以此处得到的可靠指标是极限状态函数的不变量。

对线性极限状态方程式(失效边界面是一个超平面), 可证明此处定义的可靠指标 β 与按式(9.2.24)定义的可靠指标 β 是一致的。

因此, 如果将功能函数在设计验算点 X^* 处线性近似, 即

$$Z = g(X) \approx g(X^*) + \sum_{i=1}^n \left(\left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{X^*} (X_i - X_i^*) \right) \quad (9.2.34)$$

这相当于用设计验算点处非线性失效边界面的切平面近似地代替非线性失效边界面。于是可得:

$$\left. \begin{aligned} m_z &\approx \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{X^*} (m_{X_i} - X_i^*) \\ \sigma_z &\approx \left[\sum_{i=1}^n \left(\left. \frac{\partial g}{\partial X_i} \right|_{X^*} \cdot \sigma_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \beta &= \frac{m_z}{\sigma_z} \end{aligned} \right\} \quad (9.2.35)$$

即两种方法所定义的 β 是一致的。

在 n 维情况下, 只要基本变量 $X_i (i=1, 2, \dots, n)$ 是正态分布的, β 和失效概率 P_f 之间的重要关系式(9.2.28)仍然成立, 即

$$P_f = \Phi(-\beta) \Leftrightarrow \beta = -\Phi^{-1}(P_f) \quad (9.2.36)$$

(2)R-F 法

对于非正态分布变量, 可利用 R-F 法(由 Rackwitz-Fiessler 提出, 国际结构安全度联合委员会(JCSS)采用的方法, 故也称 JC 法)将非正态分布“当量正态化”。“当量正态化”的条件是:

①在设计验算点 x_i^* 处, 当量正态变量 \hat{X}_i 的分布函数值与原变量 X_i 的分布函数值相等。

②在设计验算点 x_i^* 处, 当量正态变量概率密度函数值与原变量概率密度函数值相等。

由条件①得:

$$F_{X_i}(x_i^*) = F_{\hat{X}_i}(x_i^*) = \Phi \left(\frac{x_i^* - m_{\hat{X}_i}}{\sigma_{\hat{X}_i}} \right) \quad (9.2.37)$$

从而求得当量正态分布的均值 $m_{\hat{x}_i}$ 为:

$$m_{\hat{x}_i} = x_i^* - \Phi^{-1}[F_{X_i}(x_i^*)]\sigma_{\hat{x}_i} \quad (9.2.38)$$

由条件②得:

$$f_{\hat{x}_i}(x_i^*) = f_{X_i}(x_i^*) \quad (9.2.39)$$

由此得当量正态分布的标准差 $\sigma_{\hat{x}_i}$ 为:

$$\sigma_{\hat{x}_i} = \frac{\phi\{\Phi^{-1}[F_{X_i}(x_i^*)]\}}{f_{X_i}(x_i^*)} \quad (9.2.40)$$

式中 $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数; $\Phi^{-1}(\cdot)$ 为标准正态分布的反函数; $\phi(\cdot)$ 为标准正态分布的密度函数。

将式(9.2.28)、式(9.2.40)与式(9.2.31)~式(9.2.32)联合,通过迭代方法,便可以得到设计验算点 x_i^* 及 $m_{\hat{x}_i}$ 、 $\sigma_{\hat{x}_i}$ 、 β 。于是失效概率 P_f 由式(9.2.36)确定。

9.2.3 水准 1 设计方法

1. 单一中心安全系数法

我们知道,传统的设计方法是:

$$m_R \geq k_0 m_S$$

式中 $k_0 = m_R/m_S$, 为用平均值表达的单一安全系数。

从统计学的观点来看, k_0 只与 R 和 S 的相对位置有关,而与 R 和 S 的离散程度无关。然而, R 和 S 的离散程度对 P_f 的影响是很显著的。传统的中心安全系数 k_0 没有定量地考虑抗力和载荷效应的随机性,往往凭经验或判断决定。

如果按可靠指标 β 来进行设计,则要求:

$$\beta \geq \beta_0$$

式中 β_0 为对结构指定的可靠指标。

对正态分布,利用式(9.2.24)可得:

$$\frac{m_R - m_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}} \geq \beta_0 \quad (9.2.41a)$$

或

$$\frac{\frac{m_R}{m_S} - 1}{\sqrt{\left(\frac{m_R}{m_S}\right)^2 V_R^2 + V_S^2}} \geq \beta_0 \quad (9.2.41b)$$

为此,就要求:

$$\frac{m_R}{m_S} \geq \frac{1 + \beta_0 \sqrt{V_R^2 + V_S^2} - \beta_0^2 V_R^2 V_S^2}{1 - \beta_0^2 V_R^2} \quad (9.2.42)$$

定义

$$k_{0\beta} = \frac{1 + \beta_0 \sqrt{V_R^2 + V_S^2} - \beta_0^2 V_R^2 V_S^2}{1 - \beta_0^2 V_R^2} \quad (9.2.43a)$$

$k_{0\beta}$ 称为可靠性中心安全系数。

对于对数正态分布情况,同理可求得可靠性中心安全系数:

$$k_{0\beta} = \exp(\beta_0 \sqrt{V_R^2 + V_S^2}) \quad (9.2.43b)$$

此时设计表达式为:

$$m_R \geq k_{0\beta} m_S \quad (9.2.44)$$

由式(9.2.43)可知,可靠性中心安全系数不仅与 R 和 S 的均值 m_R, m_S 有关,而且还与 R 和 S 的离散程度(σ_R 和 σ_S)有关。因此, $k_{0\beta}$ 与传统的中心安全系数 k_0 有明显的区别。

2. 分项安全系数法^[9,10]

目前,大多数国家在工程结构设计的许多领域里都采用了分项安全系数的设计表达式。它优于单一中心安全系数法,主要是:

①可比较明确地区分统计不确定性和近似不确定性。

②可通过独立的安全系数明确地考虑影响近似不确定性的各主要因素,以及影响失效严重程度的各主要条件。

首先,讨论如何将单一中心安全系数转化为分项安全系数。

1971年,加拿大林德(Lind)通过引入分离系数 α ,将计算可靠指标中的根式分离并使其线性化^[9],令

$$\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2} \approx \alpha(\sigma_R + \sigma_S) \quad (9.2.45a)$$

或
$$\sqrt{V_R^2 + V_S^2} \approx \alpha(V_R + V_S) \quad (9.2.45b)$$

林德指出,当 σ_R/σ_S 或 V_R/V_S 在 $[1/3, 3]$ 之间时,可取 $\alpha \approx 0.75$ 。

将式(9.2.45a)代入式(9.2.41a)可得分项安全系数表达式:

$$\gamma_{0R} m_R \geq \gamma_{0S} m_S \quad (9.2.46)$$

式中
$$\left. \begin{aligned} \gamma_{0R} &= (1 - \alpha\beta_0 V_R) \\ \gamma_{0S} &= (1 + \alpha\beta_0 V_S) \end{aligned} \right\} \quad (9.2.47)$$

分别称为抗力平均值分项安全系数和载荷效应平均值分项安全系数。

此时,可靠性中心安全系数为:

$$k_{0\beta} = \frac{\gamma_{0S}}{\gamma_{0R}} = \frac{(1 + \alpha\beta_0 V_S)}{(1 - \alpha\beta_0 V_R)} \quad (9.2.48)$$

如果 R 和 S 为对数对态分布,同理可得:

式中
$$\left. \begin{aligned} \gamma_{0R} &= \exp(-\alpha\beta_0 V_R) \approx 1 - \alpha\beta_0 V_R \\ \gamma_{0S} &= \exp(\alpha\beta_0 V_S) \approx 1 + \alpha\beta_0 V_S \end{aligned} \right\} \quad (9.2.49)$$

这里的分项安全系数隐含了可靠指标,赋予了概率的含义,所以与过去按经验取值的方法有本质的不同。另外,由于采用线性分离法, γ_{0R} 和 γ_{0S} 除了共同与 β_0 有关外,只分别与各自的变异系数 V_R 和 V_S 有关,从而大大简化了分项安全系数的计算。

上面的分项安全系数和设计表达式,都采用均值,而现行的一些设计规范都采用随机变量的特征值表达。

所谓特征值,即按某一规定的概率 P_c 的一种取值。例如,对应于超越概率 5% 的载荷特征值 S_c 如图 9-7(a) 所示,对应于不超出概率 5% 的抗力特征值 R_c 如图 9-7(b) 所示。

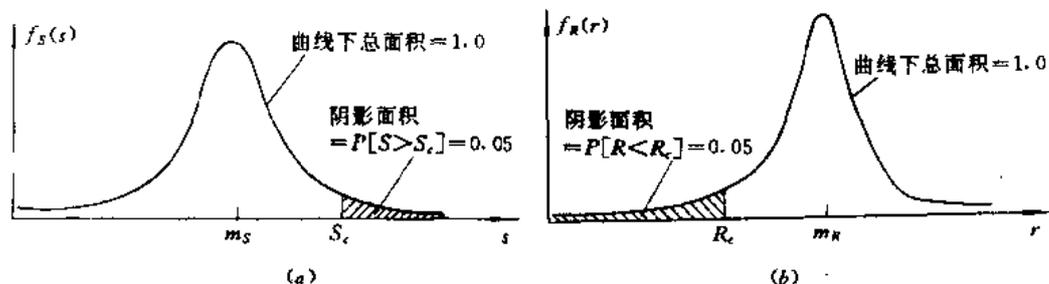


图 9-7 特征值示意图
(a) 载荷; (b) 抗力(载荷极限值)。

这样,如果特征值 R_c 和 S_c 都根据所要求的可靠度选取,并且所讨论的问题只存在这一种统计不确定性(即实际的 R 和 S 都严格符合假定的分布函数),则设计表达式可写成:

$$R_c \geq S_c \tag{9.2.50}$$

即由于采用了特征值而自动计入统计失效概率,因此就没有必要再使用安全系数了。

为了说明这个问题,可以把 S 和 R 的概率密度曲线都理想化为三角形,如图 9-8 所示。设特征值 S_c 和 R_c 分别按超越和不超出概率 2% 取值。为使式(9.2.50)成立,把两个分布曲线重叠起来时,使它们的特征值相等。此时,按式(9.2.14)破坏概率为:

$$P_f = \int_{3.2}^4 \left[\int_{3.2}^s 0.25(r - 3.2) dr \right] [-0.25(s - 4)] ds$$

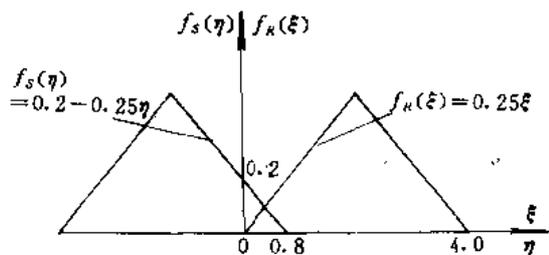
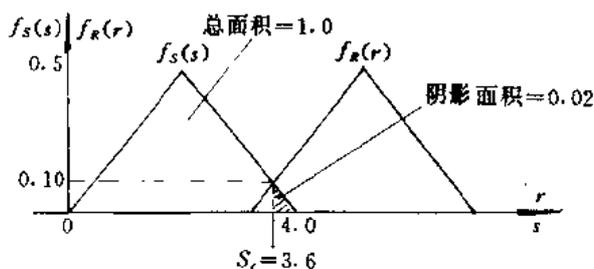


图 9-8 理想化的概率分布

作积分变换后得:

$$P_f = \int_0^{0.8} \left[\int_0^{\eta} 0.25\xi d\xi \right] (0.2 - 0.25\eta) d\eta = 0.00107$$

这样,如果要求的可靠度是对应于 0.1% 的失效概率,则原来按 2% 的特征值取值是适当的,因而式(9.2.50)已给出所需要的可靠度,所以就再不要任何安全系数了。

但是,实际上除了上述纯粹的统计不确定性之外,总还存在着如 9.1 节所叙述的其它不确定性,其中主要是计算分析中的近似不确定性。因此,为了保证必要的可靠度,在考虑了统计不确定性的特征值之外,还必须增加载荷和抗力曲线的分离程度。为此,可应用安全系数 k_0 , 即对设计的要求为:

$$R_c \geq k_0 S_c \quad (9.2.51)$$

要注意,由于在特征值 R_c 、 S_c 中已考虑了统计不确定性,所以 k_0 的值与式(9.2.43)中的中心安全系数 k_{0p} 相比要小得多,其大小只能靠估算,而且需要判断。

近似不确定性通常包括:

(1) 由于未预料到的作用或条件使载荷的概率分布偏离了所假定的分布,以及由此而引起载荷效应的偏离;

(2) 在响应分析和极限状态分析中,假定的近似性及计算公式的不精确性等引起对结构抗力估计的不确定性;

(3) 由于不可预测的因素(例如,工艺水平低劣)而引起抗力偏离了它的假定分布;

(4) 其它需要判断和估算的因素。

此外,由于不同的极限状态对结构的安全性和适用性影响的严重程度不同,还必须进一步增加抗力和载荷效应分布曲线的分离程度,以考虑结构失效类型对安全性和适用性影响的严重性。

这样,上述安全系数 k_0 就不应该视为一个单独的量,而应当由若干分项安全系数相乘而成。通常分项安全系数的数目至少三个:

γ_{sr} ——考虑载荷和载荷效应的近似不确定性,其中包括实际结构的载荷效应与理想化的响应分析预测值之间的偏差;

γ_R ——考虑在抗力估算中的近似不确定性;

γ_S ——考虑结构失效类型的严重性。

分项安全系数多则八个以上,视结构的类型和对分项安全系数要求达到的详细水平而定。例如,由于安全性和适用性不同,通常还引用二个独立的系数 γ_{s1} 和 γ_{s2} 来分别考虑失效类型对安全性和适用性影响的严重性。

于是,式(9.2.51)由分项安全系数而写成为:

$$\frac{R_c}{\gamma_R} \geq \gamma_{s1} \cdot \gamma_{s2} \cdot \gamma_{sc} \cdot S_c \quad (9.2.52)$$

这些量之间的关系如图 9-9 所示。

上述表达式在形式上与过去所采用过的表达式很相似,但实质上是不同的。过去取用的安全系数大多凭经验和判断确定,而上述各系数则根据有关基本变量的统计特征值和满意的可靠度,以概率分析为基础经优选而定出的。因此,即使它们可能有不同程度的不确定性,也能具有一致的可靠度。这项工作是一项相当繁杂而又艰巨的任务。文献[1]给

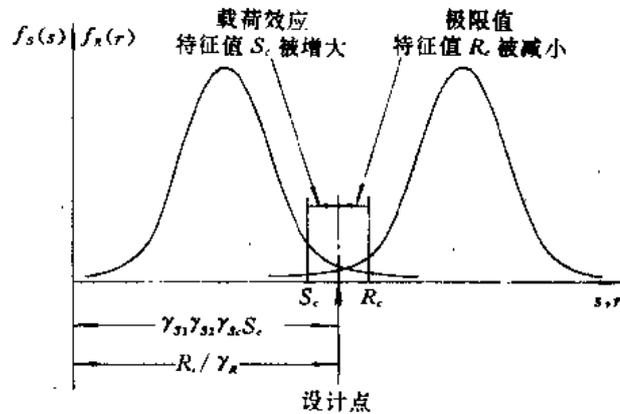


图 9-9 分项安全系数的使用

出了建筑结构设计的统一标准,文献[11]给出了一些船舶的可靠指标和分项安全系数的数值示例。

9.3 海洋波浪的描述和统计

瞬息万变的海洋是船舶赖以生存的环境,对它的规律的研究是船舶响应分析的基础。在过去的一二十年内,研究取得了重大进展,达到了实用阶段。本节仅概述这方面的一些基本知识。

9.3.1 海洋表面波浪的线性模型^[12]

海浪是十分复杂的现象,它的形状极端不规则,而且时刻不断地、非重现地变化着。近几十年应用随机过程的方法研究海浪的规律已十分普遍了。

皮尔逊(Pirson)等人^[13,14]首先提出了海洋表面波浪的线性模型,即不规则波浪由无限多个不同波高、频率和相互独立的随机相位的单元规则正弦波的总和表示,且每一单元波满足重力波的基本微分方程式。由此,对长峰不规则波(无限长的单向波,不同间距的波峰彼此相互平行)海面的瞬时升高 $h(x, t)$ 可表示为:

$$h(x, t) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n \zeta_i(x, t) \tag{9.3.1}$$

$$\zeta_i(x, t) = a_i \cos(k_i x + \omega_i t + \theta_i) \tag{9.3.2}$$

式中 a_i ——单元波波幅,从平均水表面量起;

k_i ——单元波波数, $k_i = \frac{2\pi}{\lambda_i}$;

λ_i ——单元波波长;

ω_i ——单元波频率, $\omega_i = \frac{2\pi}{T_i}$;

T_i ——单元波周期;

θ_i ——随机相位角,在 0 到 2π 间均匀分布。

在微幅波假设下,可以证明定点瞬时升高 $\zeta_i(t)$ 是平稳随机过程(即过程的统计特性不随时间的平移而变化,并且 $h(t)$ 也是平稳随机过程,各态历经的,具有高斯(正态)分布概率密度函数。对零均值情况,海面升高 $h(t)$ 的概率密度函数可写为:

$$p(h) = \frac{1}{2\pi\sigma} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{h}{\sigma}\right)^2\right] \quad (9.3.3)$$

式中 σ^2 为 h 的方差(二阶中心矩),因均值为 0, $\sigma^2 = E(h^2)$ 。由概率论理论可知,海面升高 $h(t)$ 的均方差 $E(h^2)$ (二阶原点矩)为:

$$E(h^2) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n a_i^2 \quad (9.3.4)$$

9.3.2 海洋波浪谱

海洋波浪谱简称波谱,谱密度函数 $S(\omega)$ 是平稳随机过程的频率描述,它表示不规则波浪的能量相对于频率的分布,所以又称为能量谱。因为每一单元波在单位长度内的能量为 $\bar{U}_i = \frac{1}{2} \rho g a_i^2$,因而波浪总能量是 $\bar{U} = \sum \bar{U}_i = \frac{1}{2} \rho g \sum a_i^2$ 。又利用重要关系式

$$\sigma^2 = \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (9.3.5)$$

即 $S(\omega)$ 与 ω 轴所围的面积等于 $h(t)$ 的方差(故又称为方差谱,表示波浪的方差关于频率的分布),根据式(9.3.4),并注意到 $\sigma^2 = E(h^2)$,得到:

$$\bar{U} = \rho g \sigma^2 = \rho g \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega$$

即 $S(\omega)$ 曲线下的面积与单位长度波浪总能量成比例。因此,若波谱曲线下的面积大,表明海浪过程的方差大,波浪能量大,波浪表面偏离静水面大,即浪级高。

另外,还可以得到单元波波幅与波谱的关系为:

$$a_i = \sqrt{2S(\omega_i)\delta\omega} \quad (9.3.6)$$

波面瞬时升高为:

$$h(t) = \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \delta\omega \rightarrow 0}} \sum_{i=1}^n \sqrt{2S(\omega_i)\delta\omega} \cos(\omega_i t + \theta_i) \quad (9.3.7)$$

图 9-10 形象地说明了这些关系。

根据 $S(\omega)$ 还可判别波浪不规则的程度。若 $S(\omega)$ 曲线陡而窄,即波能集中在很窄的频带内(称为窄带谱),这表明波浪比较规则,例如长峰不规则波;反之,若 $S(\omega)$ 曲线比较平坦,即各种频率范围的单元波都起相当作用,这表明波浪很不规则,短峰不规则波即属于此种情况。

因此,只要知道波浪谱密度函数,其概率分布密度曲线及一切统计特性就都被确定。

此外,对线性系统,已经证明,若输入是正态过程,则输出也是正态过程。这就是为什么平稳随机过程的谱分析方法在船舶性能预报中的应用是如此重要和广泛。

多年来,经过许多学者收集和整理有关海洋波浪的观察资料,得到了一些波谱公式。但要注意,并不是所有的都能直接应用于船体强度计算。目前,公认较理想的波谱表示是借助海况特征的两个参数的波谱公式,其一般形式为:

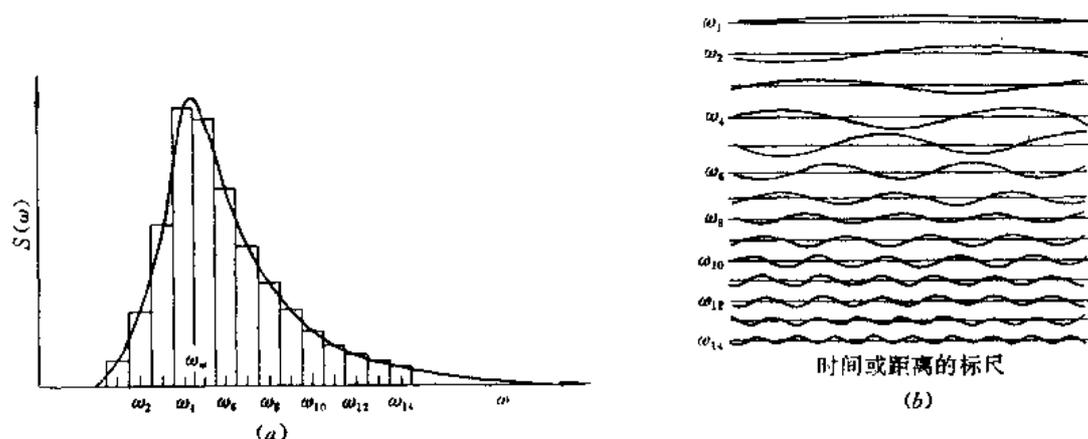


图 9-10 用有限个分量总和近似表示的能量谱
(a)波谱;(b)成分波。

$$S(\omega) = A\omega^{-a}\exp(-B\omega^{-b}) \quad (9.3.8)$$

式中 A, B, a, b 四个参数由波浪的有关条件决定。例如,国际船模试验水池会议(ITTC)正式确认的双参数谱为:

$$S(\omega) = 173H_s^2T_1^{-4}\omega^{-5}\exp\left(-\frac{691}{T_1^4\omega^4}\right) \quad (\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (9.3.9)$$

式中 H_s ——有义波高,占总数 $1/3$ 的最大波高的平均,如图 9-11 所示;

T_1 ——特征周期, $T_1 = 4.85/\omega_w$;

ω_w ——谱峰频率,谱曲线最高处的频率,又称众数波浪频率,参见图 9-10。

上述双参数谱也是第 3 届国际船舶结构会议(ISSC)建议采用的。

对于沿海水域,则可采用北海联合计划波谱(JONSWAP 谱)^[8,15]。

适合我国沿海海域的波谱是我国海洋局于 1966 年提出的公式:

$$S(\omega) = \frac{0.74}{\omega^5}\exp\left(-\frac{g^2}{U^2\omega^2}\right) \quad (\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (9.3.10)$$

式中 U 为风速, m/s , 风速与有义波高 H_s 的关系为 $U = 6.29\sqrt{H_s}$ 。

上述波谱只适用于长峰不规则波。实际海浪多为短峰不规则波,即波浪除了向主浪向传播外,还向其它方向扩散。因此,除频率之外,还必须考虑不同方向的波浪对能量谱的关系。这种谱称为方向谱。二维方向谱 $S(\omega, \theta)$ 很难得到,所以第 12 届 ITTC 暂时建议如下近似处理:

$$S(\omega, \theta) = S(\omega)f(\theta) \quad (9.3.11)$$

式中 $S(\omega)$ 为一般长峰波谱; $f(\theta)$ 称为扩散函数,通常由下式决定:

$$f(\theta) = \begin{cases} \frac{2}{\pi}\cos^2\theta, & -\pi/2 \leq \theta \leq \pi/2 \\ 0 & \theta \text{ 为其他值} \end{cases} \quad (9.3.12)$$

9.3.3 海况的持续时间

船舶或海上建筑物受到波浪作用的响应极值与所遭遇的波浪峰值数有关,因此必须要知道每一海况的持续时间。图 9-12 所示为北大西洋有义波高在 1.52m 间隔内的最长持续时间。例如,有义波高在 6m 到 7.5m 之间,最长可持续 40h。由图可知,最高与最低海况的持续时间趋于定值,分别约为 45h 和 3h。因此,只有当船舶处在给定海况下的航行时间在数小时之内时,海况才是不变的。

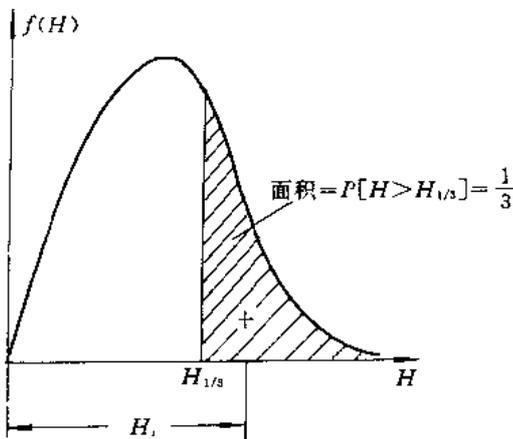


图 9-11 有义波高

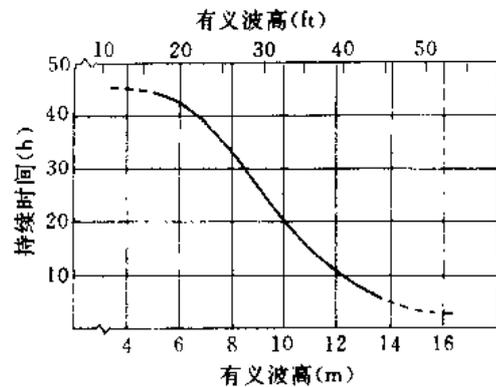


图 9-12 北大西洋在间隔为 1.52m 的有义波高和它的持续时间

在船舶性能响应预报的计算中,通常假定船舶处在给定海况中的时间等于该海况的持续时间。在海况及船舶装载状态、运行状态等均不变的条件下,对船舶性能响应值的预报称为短期预报。所以,短期预报是指数小时之内的预报。

但更为重要的是,对船舶或海洋建筑物在它的整个使用期(例如 20 年)内可能出现的最大响应值进行预报。此时,船舶遇到的海况是变化无穷的,所以就必须建立一种方法来计算波谱的这种变化。

9.3.4 波谱族

为了描述变化着的海况,海洋学家对现有海浪资料进行统计分析,得到了波谱族。例如,奥奇(Ochi)通过对北大西洋观测资料的统计分析得到的双参数波谱族和六参数波谱族^[16,20]。

(中心)北大西洋波谱的双参数波谱族对每一个给定的有义波高 H_s (m)按表 9-2 确定 9 个众数波浪频率 ω_s ,因此按式(9.3.9)确定了 9 个谱。表中对每一个谱还给出了概率加权因子,每一个谱乘以加权因子就反映出不同的出现概率。

奥奇的六参数谱公式为:

$$S(\omega) = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^2 \frac{\left[\frac{4\lambda_j + 1}{4} \left(\frac{\omega_{mj}}{\omega} \right)^4 \right]^{\lambda_j}}{\Gamma(\lambda_j)} \cdot \frac{H_{sj}^2}{\omega} \exp \left[- \left(\frac{4\lambda_j + 1}{4} \right) \left(\frac{\omega_{mj}}{\omega} \right)^4 \right] \quad (9.3.13)$$

式中 $j=1,2$ 分别代表低频分量和高频分量, $\Gamma(\cdot)$ 为伽玛函数。当 $\lambda_j=1$ 时, 上式退化为双参数谱。

表 9-2

	置信度系数	$\omega_m(r/min)$	加权因子
下限 ω_m	0.95	$0.048(8.75 - \ln H_s)$	0.0500
	0.85	$0.054(8.44 - \ln H_s)$	0.0500
	0.75	$0.061(8.07 - \ln H_s)$	0.0875
	0.50	$0.069(7.77 - \ln H_s)$	0.1875
最可能的众数频率		$0.079(7.63 - \ln H_s)$	0.2500
上限 ω_m	0.50	$0.099(6.87 - \ln H_s)$	0.1875
	0.75	$0.111(6.67 - \ln H_s)$	0.0875
	0.85	$0.119(6.65 - \ln H_s)$	0.0500
	0.95	$0.134(6.41 - \ln H_s)$	0.0500

由上述公式可知, 六参数谱引用形状参数 $\lambda_j (0 \leq \lambda_j \leq \infty)$ 来计及谱峰形状的变化, λ_j 愈大, 波谱的形状愈尖; 另外, 又通过迭加低频处和高频处的二个波谱来考虑实际波谱经常存在的一个水平台阶和双峰情况, 如图 9-13 所示, 这常常在风浪和涌浪迭加时出现。所以六参数谱更真实全面地反映了实际海浪。

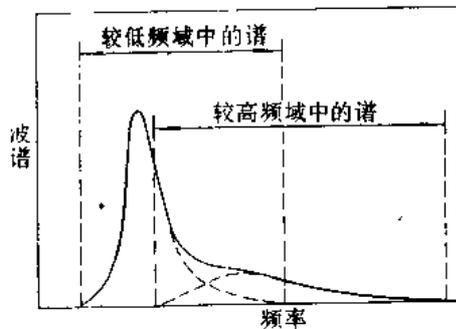


图 9-13 六参数谱分解

六参数波谱族由 11 个谱组成, 即对于每一给定海况的有义波高 $H_s(m)$, 利用表 9-3 可得到 11 组 6 个参数的数值, 再利用式(9.3.13)便得到所期望海况的 11 个波谱族。在这 11 个波谱族中, 对应于最大可能谱, 实际有 5 个谱组成, 故其概率加权因子取为 0.5, 其它所有谱的加权因子均为 0.05。

关于这些参数是如何统计获得的, 可详见文献[16]。分析还表明, 虽然上述波谱族是应用北大西洋波浪观测资料获得的, 但均能合理地表示世界各地海浪的统计特性; 六参数波谱族更全面和更通用, 但计算工作量大; 用双参数谱族预报的最大值一最要比用六参数谱族预报的值大, 因此应用双参数谱族一般偏于安全的方面。

表 9-3

波谱族	H_{s1}	H_{s2}	ω_{m1}	ω_{m2}	λ_1	λ_2
最大可能谱	$0.84H_s$	$0.54H_s$	$0.70e^{-0.046H_s}$	$1.15e^{-0.029H_s}$	3.00	$1.54e^{-0.062H_s}$
0.95 置信谱	$0.95H_s$	$0.31H_s$	$0.70e^{-0.046H_s}$	$1.50e^{-0.046H_s}$	1.35	$2.48e^{-0.102H_s}$
	$0.65H_s$	$0.76H_s$	$0.61e^{-0.029H_s}$	$0.94e^{-0.036H_s}$	4.95	$2.48e^{-0.102H_s}$
	$0.84H_s$	$0.54H_s$	$0.93e^{-0.056H_s}$	$1.50e^{-0.046H_s}$	3.00	$2.77e^{-0.112H_s}$
	$0.84H_s$	$0.54H_s$	$0.41e^{-0.015H_s}$	$0.88e^{-0.026H_s}$	2.55	$1.82e^{-0.089H_s}$
	$0.90H_s$	$0.44H_s$	$0.81e^{-0.022H_s}$	$1.60e^{-0.023H_s}$	1.80	$2.95e^{-0.105H_s}$
	$0.77H_s$	$0.64H_s$	$0.54e^{-0.029H_s}$	0.61	4.50	$1.95e^{-0.082H_s}$
	$0.73H_s$	$0.68H_s$	$0.70e^{-0.045H_s}$	$0.99e^{-0.039H_s}$	6.40	$1.78e^{-0.069H_s}$
	$0.52H_s$	$0.39H_s$	$0.70e^{-0.045H_s}$	$1.37e^{-0.045H_s}$	0.70	$1.78e^{-0.069H_s}$
	$0.84H_s$	$0.54H_s$	$0.74e^{-0.052H_s}$	$1.30e^{-0.039H_s}$	2.65	$3.90e^{-0.106H_s}$
	$0.84H_s$	$0.54H_s$	$0.62e^{-0.039H_s}$	$1.03e^{-0.030H_s}$	2.60	$0.53e^{-0.060H_s}$

9.3.5 波高的分布及最可能的极限海况估计

根据对现有海浪资料的分析^[16],除非常严酷的海况外,波高和周期都服从对数正态分布,如图 9-14 所示。高海情的海浪资料一般是难以得到的,现有的资料非常少,将它应用于设计是不可靠的。为了设计船体强度,又需要有义波高的可能极限值,因此对于概率 0.99 以上的累积概率分布,通常采用下述渐近分布:

$$\frac{1}{1 - P(H_s)} = n \tag{9.3.14}$$

这样,根据 n 次观测数据中出现的最大值绘制式(9.3.14)左边与 H_s 的关系曲线,然后通过该曲线外延(假定海浪特性不变),就得观测数大于 n 的累积概率分布。图 9-15 是奥

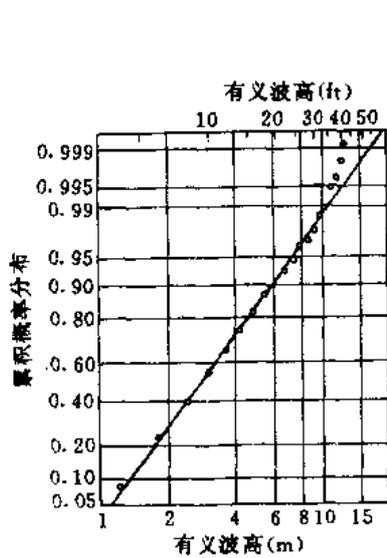


图 9-14 画制在对数正态概率纸上的有义波高的累积分布

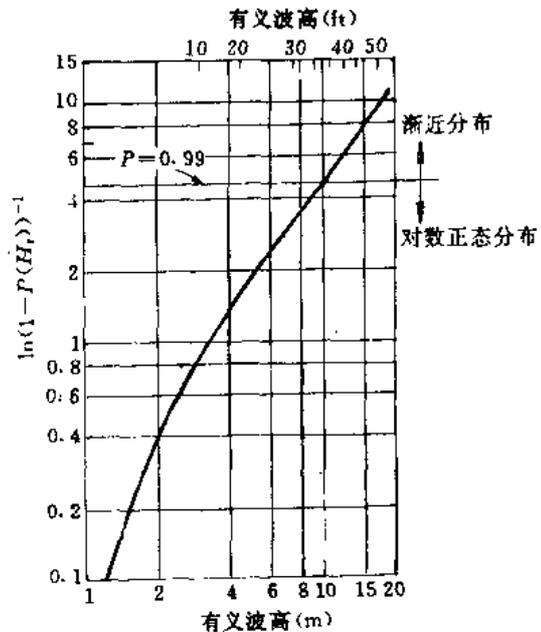


图 9-15 (中心)北大西洋(平均)有义波高的累积分布

奇^[6]利用(中心)北大西洋 10 个气象站的数据得到的累积概率分布,表 9-4 给出了北大西洋(平均)有义波高在每一米间隔内出现的概率。由表 9-4 可知,海况共分为 18 等级,因此总共可得到 162 个双参数谱和 198 个六参数谱。正如后面所要看到的,这个资料对于要在 H 的全域和船舶整个生命期内的响应分析,尤其是船体梁的疲劳计算,显得特别重要。

表 9-4

有义波高(m)	出现概率	有义波高(m)	出现概率
<1	0.0503	9~10	0.0079
1~2	0.2665	10~11	0.0054
2~3	0.2603	11~12	0.0029
3~4	0.1757	12~13	0.0016
4~5	0.1014	13~14	0.00074
5~6	0.0589	14~15	0.00045
6~7	0.0546	15~16	0.00020
7~8	0.0209	16~17	0.00012
8~9	0.0120	17<	0.00009

9.4 船体波浪载荷的统计分析^[17]

评估船体总纵强度时所说的载荷是指作用在船体横剖面上的剪力 N 、弯矩 M 及作用在船壳板上的水压力。通常,将它们分为静水载荷、缓慢变化的波浪载荷和振动载荷三部分。

静水弯矩主要与船体结构、机器设备及装载等重量分布有关。它们基本上是确定性的,其计算方法已在本书第一章详细阐述过。实际上,静水弯矩也十分缓慢地变化着。例如,船在停港时由于货物装卸等引起的静水弯矩的逐渐变化,船在航行中由于燃油的消耗、压载的增加而引起的静水弯矩的变化。关于静水弯矩的调查资料较少,一般可认为服从正态分布。

顾名思义,波浪载荷来自于波浪,它是船体结构最重要的、随机性最高的载荷效应。传统的方法是按照将船静置于标准波上的假定进行计算,但它与实际情况相差甚远。运用概率统计方法解决这一类问题的开创性工作是由丹尼斯(Denis)和皮尔逊(Pierson)^[17]。还有刘易斯(Lewis)^[18]以及格里斯纳(Gerrisna)和比尤克曼(Beukelman)^[19]提出了计算船舶运动和波浪诱导弯矩的线性切片理论。近一二十年来有许多学者的研究一直致力于获得船体波浪诱导弯矩极值的概率分布上。本节介绍一种方法,该法能用适当的概率模型来描述作用于船体梁的波浪载荷的不确定性。这是评估船体梁总纵强度必不可少的。

9.4.1 基本理论概述

计算波浪诱导载荷的最完善的办法是将波浪、船体作为一个系统来研究它们之间的相互作用,进行不规则波浪的响应分析。这是一件非常复杂而又艰巨的任务,它涉及统计理论、流体动力、结构力学以及系统分析等许多方面的知识。文献[20]对船舶性能统计预

报的基本理论作了详尽的阐述。

图 9-16 形象化地描述了船-波系统。该系统的输入是不规则的随机波浪。由上节所述,不规则波浪以大量的不同幅值、频率和随机相位的规则波线性迭加而成,随机过程则以波谱描述。系统的输出是任何特定的船舶响应,如船体运动、水压力和波浪弯矩等。

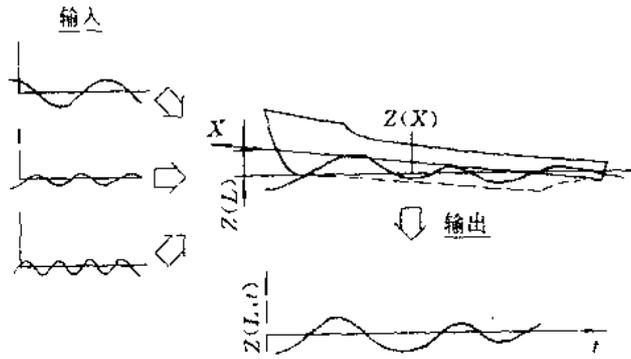


图 9-16 波浪-船舶系统

图 9-17 列出了作用在航行于波浪中的船体上的外力。其中除静水平衡的重力和浮力

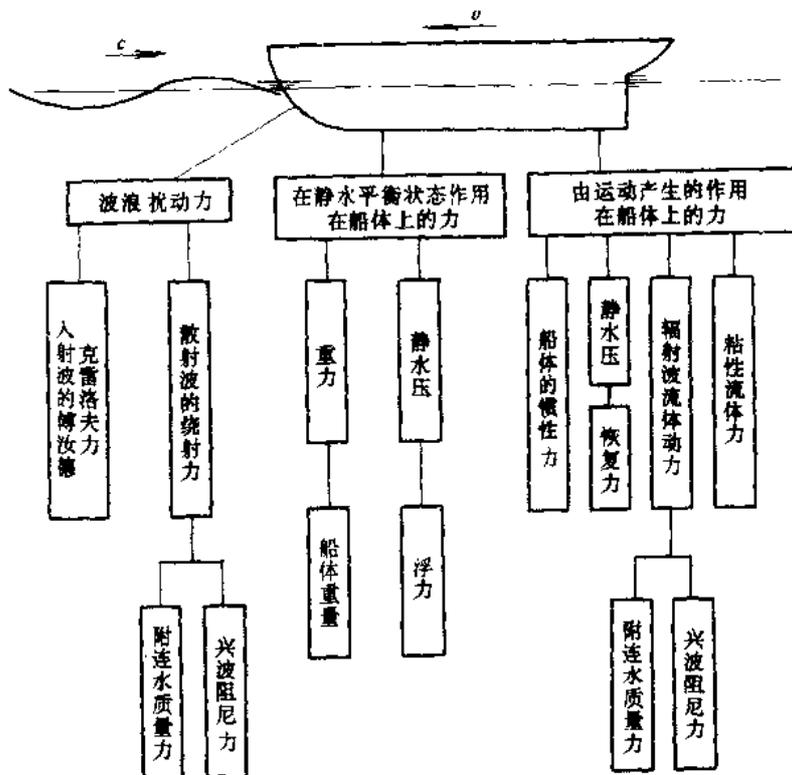


图 9-17 作用在船体上的力

之外,都强烈地依赖于船体的运动,而船体的运动又是由它们引起的。为了解决这个问题,线性切片理论统计预报方法已成功地使用了许多年。该理论首先假定作用于船体的流体动力可用一系列等直分段的船体切片的二维流动理论值线性组合而求得(故称切片理论)。其次,假定波浪是微幅的(即波高相对于波长很小),船舶运动也是微幅的,因而船-波系统是线性的。为了获得不规则波的响应,可以先独立地计算组成不规则波的每一单元规则波的响应,然后将它们迭加而求得。关于这些可详见文献[8,21]。

但是,实际上作用于船体上的力都是船体瞬时吃水的非线性函数,而瞬时吃水又依赖于波浪及船舶的运动,特别是在非常恶劣的海况下。因而近年来,大多数研究者都转向更符合实际情况的非线性船-波系统模型。这是一个需要更广泛水动力学知识的复杂任务,此时不能像线性系统那样借助于传递函数在频率域内求解,而必须采用时域分析的方法;同时,响应是非正态、非零均值分布。戴仰山等^[22]给出了一种统计预报的方法。

9.4.2 随机过程线性响应理论:传递函数

对线性系统,若利用输入与输出的谱表达式进行分析,问题将大为简化。为了建立它们的关系,首先来考虑系统对正弦波输入的响应。假设输入是频率为 ω 的等幅余弦波,即

$$x(t) = x_0 \cos \omega t \quad (9.4.1)$$

则数学上已证明输出也是等幅、同频率 ω 和相位差为 θ 的余弦波,即

$$y(t) = y_0 \cos(\omega t + \theta) \quad (9.4.2)$$

输入与输出过程的振幅比 y_0/x_0 和相位差 θ 决定系统在频率 ω 上的传递特性,习惯上用一复数 $\Phi(i\omega)$ 表示,即

$$\Phi(i\omega) = \alpha(\omega) + i\beta(\omega) \quad (9.4.3)$$

或
$$\Phi(i\omega) = a_y(\omega)e^{i\varphi(\omega)} \quad (9.4.4)$$

式中
$$a_y(\omega) = |\Phi(i\omega)| = \sqrt{\alpha^2(\omega) + \beta^2(\omega)} = \frac{y_0}{x_0} \quad (9.4.5)$$

$$\varphi(\omega) = \text{actg} \frac{\beta(\omega)}{\alpha(\omega)} = \theta \quad (9.4.6)$$

因此, $\Phi(i\omega)$ 称为系统的频率响应函数,通常称为传递函数。

对一般的输入函数 $X(t)$ 、输出函数 $Y(t)$,用它们的谱密度函数 $S_X(\omega)$ 和 $S_Y(\omega)$ 表示时,数学已证明(参见文献[23]),可用传递函数将这两个谱直接联系起来,即

$$S_Y(\omega) = |\Phi(i\omega)|^2 S_X(\omega) \quad (9.4.7)$$

或
$$S_Y(\omega) = a_y^2(\omega) S_X(\omega) \quad (9.4.8)$$

这个表达式的意义是:系统响应(输出)的谱密度函数等于传递函数幅值的平方乘以输入过程的谱密度。由于传递函数的幅值由输入、输出过程的振幅比决定,所以 $|\Phi(i\omega)|$ 又称为系统的幅频特征, $|\Phi(i\omega)|^2$ (或 a_y^2)称为系统的功率增益因子(或响应幅值算子)。输入、输出过程的相位差称为系统的相频特征。

由此可知,当船-波系统为线性时,对于船舶的运动、载荷等响应可非常简单迅速地决定,也可用实验方法确定。例如,在小的波浪和小的响应幅值情况下,在一系列给定频率和单位幅值的规则波浪上进行船模试验,测量对应于每一频率的响应幅值,就是相应的幅频特征。

一旦求得响应谱,通过计算响应谱的有关矩,就可确定所需的任一响应值。

9.4.3 波浪诱导弯矩(应力)的分布特性

1. 短期分布

上面已指出,根据海浪资料,海洋学家发现短时间内海浪记录可假设为具有零均值的窄带域平稳正态随机过程,理论和实践证明波幅峰值符合雷利(Rayleigh)分布。因此,波浪载荷作为船-波线性系统的随机输出,在短时间内亦是平均值为零的平稳正态随机过程。于是,波浪弯矩幅值 M 的短期分布也服从雷利分布,即弯矩幅值分布的概率密度为:

$$p(M) = \frac{2M}{\sigma^2} \exp\left[-\frac{M^2}{\sigma^2}\right] \quad (9.4.9)$$

式中 σ^2 为波浪弯矩的方差,可由弯矩谱 $S_M(\omega_e)$ 按下式确定:

$$\sigma^2 = \int_0^\infty S_M(\omega_e) d\omega_e \quad (9.4.10)$$

典型的波浪弯矩记录证明了这一结论^[24,25]。

2. 长期分布

长期分布是船舶在整个生命期内或数年内作用于船体的波浪弯矩(应力)的频率分布。

船舶在其整个生命期或数年内将会遇到千变万化的气象条件和各种海况,因此长时期的波浪弯矩(应力)不能认为是平稳的。但是,可以把总的时间跨度视为由大量短的时间间隔所组成,而在每一个短的时间间隔内海况保持不变。这样,长期分布的组成成分是无数的短期分布。例如,若以 10~20min 为一个短期分布,则船龄为 25 年、每年平均航行 200 天的整个生命期内包含有 $10^5 \sim 10^6$ 个短期分布;若每一波浪弯矩循环需要 5~6s,将有 $10^7 \sim 10^8$ 次应力循环。因此,对所有短期分布应用某种加权(每一加权系数是对应于所考虑因素的特殊组合在整个生命期内出现的频率)就可得到长期分布。这就是所谓生命期加权法。这是一个计算费用非常昂贵的方法,一般应用于希望作特别精确的疲劳破坏分析的那些船舶。

贾斯泼(Jaspert)最先从实船试验结果的分析,提出波浪弯矩(应力)幅值的长期分布服从对数正态分布^[26],即

$$p(\lg x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} \exp\left\{-\frac{(\lg x - \mu)^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (9.4.11)$$

式中 x ——弯矩或应力;

μ —— $\lg x$ 的平均值。

但文献[25]指出,弯矩(或应力)幅值服从指数分布,即

$$p(x) = \frac{1}{\lambda} \exp\left(-\frac{x}{\lambda}\right) \quad (9.4.12)$$

式中 λ 是波浪弯矩(或应力)幅值的平均值。

本乃迪(Bennett)从货船“加拿大”号、“明尼苏达”号等实船结果指出,波浪弯矩、应力幅值的超越概率的长期分布近似于韦布尔(Weibull)分布^[28],即

$$p(x) = \frac{k}{\lambda} \left(\frac{x}{\lambda} \right)^{k-1} \exp \left[- \left(\frac{x}{\lambda} \right)^k \right] \quad (9.4.13)$$

式中 k 称为形状参数; λ 称为尺度参数。设船舶一生中波浪弯矩、应力的总循环次数为 N , 则一生中可能被超过一次的弯矩或应力特征值记为 S_c , 则有关系式:

$$S_c = \lambda (\ln N)^{1/k} \quad (9.4.14)$$

弯矩或应力不超越大小为 x 的概率, 累积概率分布函数为:

$$P_x(x) = 1 - \exp \left[- (\ln N) \left(\frac{x}{S_c} \right)^k \right] \quad (9.4.15)$$

图 9-18 绘制了不同 k 值的韦布尔分布。根据已发表的一些实船测试资料, 对大型油船和散货船, k 值在 0.7~1.0 之间; 对于干货船和集装箱船, k 值在 1.0~1.3 之间。在设计中, 一般 k 值可取在适当的上限值上, 或者通过对短期(如取 $N=10^3$) 计算比值 x/S_c , 然后利用图 9-18 求取 k 值。

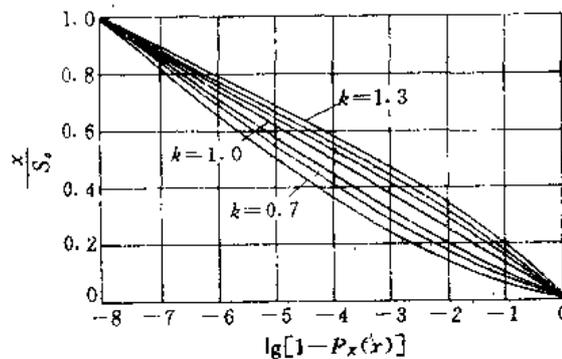


图 9-18 船体波浪载荷的韦布尔分布

3. 极值载荷分布

为了进行结构设计, 必须估算船舶在整个生命期内波浪载荷的最大值(极值), 特别是具有一个恰当超越概率(或危险率)的特征极值。当船体波浪弯矩的峰值分布已知时(如上述雷利分布或指数分布、韦布尔分布), 这个问题可利用序列统计方法解决, 详见文献[20, 27]。奥奇已经证明, 此法的计算精度与下述设计波法差不多^[16]。

9.4.4 波浪诱导弯矩设计值决定的(线性系统)设计波法

通常采用下述设计波法预报波浪弯矩的设计值。

(1)按图 9-19 给出的基本步骤计算在给定海况和船舶航向、航速下的波浪诱导弯矩特征极值 $M_{w..}$:

①在波浪遭遇频率的完整范围内(一般要选 20~25 个频率), 对每一个确定的频率和单位波高的规则波进行船舶运动的响应分析, 然后通过对作用在船体上的惯性力及流体动力的积分求沿船长分布的弯矩, 即船体波浪诱导弯矩 M_w 的传递函数 $\Phi(i\omega_w)$, 详细内容可参见文献[8, 29, 30]。

②以给定的海况选定波谱 $S_x(\omega)$, 并用遭遇频率 ω_w 表示该波谱。

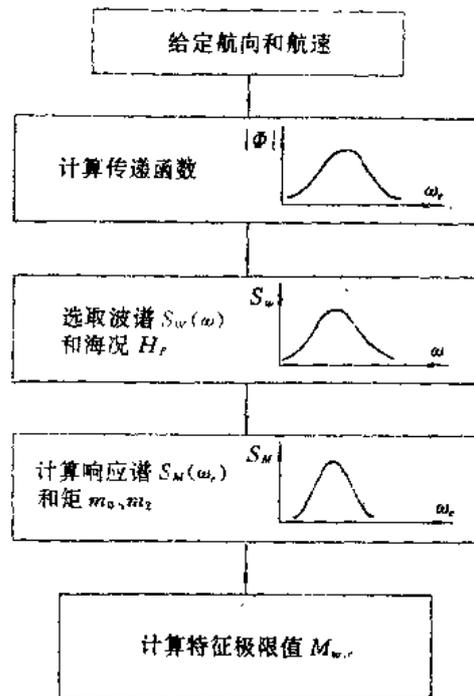


图 9-19 线性船-波系统特征弯矩的计算步骤

由于船舶以航速 v 朝着与波浪前进方向成 φ 角(顶浪航行时为 180°)的航向运动(见图 9-20),船舶响应的频率是遭遇频率 ω_r ,它与波浪频率 ω 的关系是:

$$\omega_r = \omega - \frac{\omega^2}{g} v \cos \varphi \quad (9.4.16)$$

式中 g 为重力加速度。

③运用线性系统对随机输入的动力响应的基本公式求波浪诱导弯矩 M_w 的响应谱 $S_M(\omega_r)$,即

$$S_M(\omega_r) = |\Phi(i\omega_r)|^2 \cdot S_X(\omega_r) \quad (9.4.17)$$

④通过计算 $S_M(\omega_r)$ 的有关矩 m_0, m_2, m_4 等,确定所需要的任一响应值。

根据概率论知识,谱 $S_M(\omega_r)$ 的 n 阶矩为:

$$m_n = \int_0^\infty \omega_r^n S_M(\omega_r) d\omega_r \quad (9.4.18)$$

式中 n 为任何整数。其中零阶矩 m_0 为谱的均方值。利用谱的矩计算任一响应值,例如:

谱宽度(或带宽) $\epsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}} \quad (9.4.19)$

有义值 $M_{w,r} = 2 \sqrt{m_0} \quad (9.4.20)$

可能极值 $M_{w,r} = \sqrt{2m_0 \ln \left[\frac{1800T}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \right]} \quad (9.4.21)$

超越概率为 α (又称风险系数)的特征极值 $M_{w,r}$ 为:

$$M_{w,c} = \sqrt{2m_0 \ln \left[\frac{1800T}{\pi\alpha/k} \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \right]} \quad (9.4.22)$$

式中 T ——海况的持续时间, h;

k ——船舶遭遇严重海况的次数。

按照定义,船舶遭遇可能的极限海况 $H_{s,p}$ 的次数等于 1。因此,船舶对于严重程度低于可能的极限海况的 H_s 值遭遇次数就较多。根据图 9-15 及式(9.3.14)可以求得对应于极限海况 $H_{s,p}$ 的波峰观测数 n_p 和低于 $H_{s,p}$ 的严重海况 H_s 的波峰观测数 n_s , 于是船舶与较低严重海况的遭遇次数 k 为:

$$k = \frac{n_p}{n_s} \quad (9.4.23)$$

海况的最长持续时间按图 9-12 估算。

(2)为了获得波浪弯矩响应的设计值,通常要对船舶生命期内可能的极限海况 $H_{s,p}$ (按图 9-15 确定)和低于或高于 $H_{s,p}$ 的若干个严重海况进行计算。对每一海况又要按波谱、航向、航速的所有组合计算超越概率为 α 的特征弯矩 $M_{w,c}$ 。由这些值便可绘得如图 9-21 所示的 $M_{w,c}$ 与 H_s 的关系图,并得到上限、最大可能、下限 $M_{w,c}$ 的三根曲线。

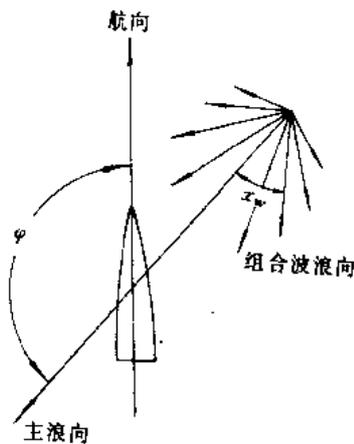


图 9-20 船舶航向与各浪向的关系

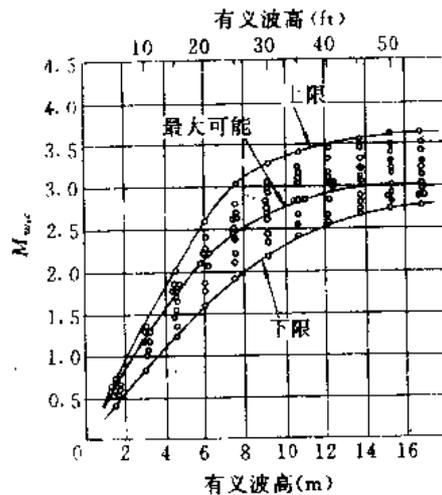


图 9-21 $M_{w,c}$ - H_s 曲线的包络线

(3)按图 9-21 选择合适的设计弯矩值。一般可取与极值海况 $H_{s,p}$ 相对应的最大值 $M_{w,c}$ 作为设计值;但也可能在较小的 H_s 值时有较大的特征弯矩 $M_{w,c}$;或者在极值海况 $H_{s,p}$ 附近, $M_{w,c}$ 曲线的斜率仍很大,以致要取较小的超越极率 α 才比较合理。

9.5 船体结构的极限状态分析

极限状态计算法是结构设计的重大发展。前苏联在 50 年代就已将这一方法应用到一些结构设计规范中。日本在六、七十年代也已在一些船舶建造规范中应用了这一方法。如今,结构可靠性、安全性的计算更离不开极限状态分析。

通常,结构的响应分析是研究规定载荷作用下结构的弹塑性响应,而极限状态分析则

是寻求导致结构极限状态发生的载荷(或载荷效应)大小及其组合。一般来说,结构极限状态几乎总是非线性的——几何非线性(失稳或大变形)或材料非线性(屈服和塑性变形),或者两者皆有。因此,一般来说,极限状态分析比响应分析要复杂得多、困难得多。阐述这方面的理论已超出了本书的范围,这里只作一些原则说明。

像船体这样一个极其复杂的大型空间薄壁结构,与结构的响应分析一样,今天的计算工具还不适于对整个船体进行极限状态分析。因此,一般简化为两部分进行:对各主要构件单独失效的极限状态分析和与船舶整体结构失效(包括几个构件的失效)有关的极限状态分析。

钢结构破坏的基本类型是局部塑性变形、失稳和断裂。单个构件的极限状态可应用一般的非线性有限元分析求解,通常都应用考虑失稳非线性的近似封闭解。这是因为它既具有足够的精度,又具有计算量很小的特点,特别适用于结构设计的反复迭代计算。至于主要构件极限状态分析的典型例子,已在 6.4 节对纵骨架式强力甲板的设计进行过讨论。在这种情况下,作用在加筋板上的载荷是总纵弯曲应力 σ_c ,其可能的承载能力极限状态是三种压缩失稳破坏,即板格的失稳,纵骨的扭转失稳,纵骨和与它相连的板一起失稳。如果再加上拉应力作用下产生塑性变形和因波浪交变应力产生疲劳裂纹累积破坏,总共就有 5 种独立的(略去它们的组合和互相作用)极限状态。因此,相应地就有 5 个载荷极限值,即三个失稳临界应力 σ_{crj} ($j=1,2,3$),屈服极限 σ_s 及对应于波浪诱导应力的疲劳极限 $\sigma_{w,f}$ 。其中,前三个与加筋板的几何形状、尺寸及材料等有关,后两个仅与材料性质有关。因此,对纵骨架式强力甲板极限状态的分析就只是计算三个失稳临界应力。由于各极限值的大小由加筋板的设计所决定,因此在设计时就可使这三个极限值中最小的一个值以一定的裕度超过总纵弯曲应力 σ_c ,从而保证加筋板的设计是安全的。于是便形成了设计时的约束条件:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{cr1} &\geq k_0 \sigma_c \\ \sigma_{cr2} &\geq k_0 \sigma_c \\ \sigma_{cr3} &\geq k_0 \sigma_c \end{aligned} \right\} \quad (9.5.1)$$

式中 σ_c 为船体梁合成总纵弯曲应力的特征值; k_0 为如式(9.2.51)的总的安全系数,由几个分项安全系数组成。由于各极限状态的发生都将导致加筋板承载能力的丧失,故为简单起见,三种极限状态选用相同的安全系数。

除了单个构件的失效外,还有与整个结构(包括几个构件)失效的极限状态。例如,上述由船体波浪诱导弯矩引起的弯曲交变应力 σ_w 所导致的船体梁疲劳断裂和船体总体刚度及承载能力的丧失;船体波激振动或船体与主机不匹配引起令人不适的振动或过大的船体变形等。

为防止船体疲劳断裂,对船体最小剖面模数提出了要求,这在第七章已经介绍过。

关于船体梁刚度(包括弯曲刚度、剪切刚度、扭转刚度)和承载能力的丧失有两种情况。一是,由于纵向弯曲力矩的作用,船体梁足够多的纵向构件因受拉塑性变形或非弹性压缩失稳而导致船体梁刚度的丧失,文献[31]讨论了船体梁抗弯能力的计算;二是,船体横向框架各主要构件若由于屈服或失稳或两者的某种组合作用而遭到破坏,就会使横向框架不能再为船体梁的主要纵向构件提供一定的支承作用,从而导致船舶总体刚度的丧失,如图 9-22。

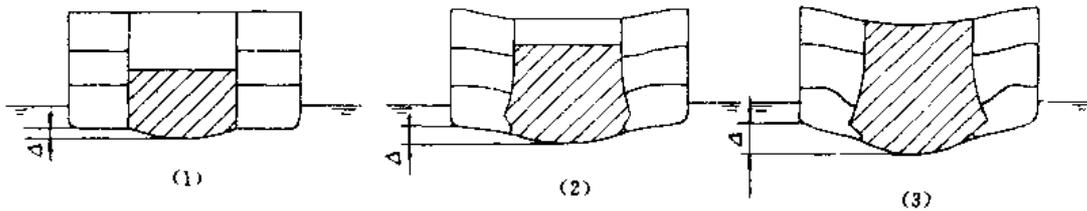


图 9-22 横向框架失效导致总体刚度丧失

在实际结构中,这两种型式的总体极限状态还会互相影响。因此,纵向和横向构件的破坏就可能有若干种组合情况(每一种组合可以同时有塑性变形和非弹性失稳)。应用增量有限元分析方法可精确解决这一问题,但它所要求的计算量太大,非常不适宜应用于结构设计的反复迭代计算之中。

在实际设计中,还要考虑不同的载荷情况(如中拱和中垂、空载和满载、出港和到港等)。在各种载荷情况下作用在构件上的载荷也可能有多个,而且还有各种不同载荷的组合情况。因此,就不能事先假设究竟是哪种极限状态在设计中起控制作用。

9.6 结构的安全水平和安全等级

在结构可靠性设计中,“能接受的失效概率的标准是什么?”,这是一个非常重要的课题。一般来说,不同的结构或构件失效所造成的后果(社会的、经济的或个人的损失,对整个结构或其它构件的安全性、适用性的影响程度)是不同的。因此,结构或构件的安全水平应根据其失效类型和所造成的后果严重性而划分为不同的等级。

我国《建筑结构设计统一标准(草案)》^[1]将安全等级划分为三级,如表 9-5。对于承载能力极限状态,各安全等级所对应的可靠指标如表 9-6 所示。

表 9-5

安全等级	破坏后果	建筑物类型
一级	很严重	重要建筑
二级	严重	一般工业与民用建筑
三级	不严重	次要建筑

表 9-6

破坏类型	安全等级		
	一级	二级	三级
延性破坏	3.7	3.2	2.7
脆性破坏	4.2	3.7	3.2

国际安全度联合委员会(JCCS)制订的《结构统一标准规范的国际体系》第一卷对各类结构和各种材料的共同统一规则中,提出的国际标准(建议)的年风险率 P_f 见表 9-7。

表 9-7

遭受危险 平均人数	经济后果		
	很严重	严重	不严重
少(<0.1)	10^{-1}	10^{-4}	10^{-1}
中等	10^{-6}	10^{-1}	10^{-4}
多(>10)	10^{-7}	10^{-6}	10^{-5}

国内外许多学者都在探索如何选择结构的最优失效概率或设计(目标)可靠指标问题。假若结构的失效不是人员伤亡事故,可根据经济准则决定必要的安全水平^[32]。为此可采用广义成本衡准 C_g ,即

$$C_g = C_i + P_f \cdot C_f \tag{9.6.1}$$

式中 C_i 是初始造价加使用时的维修费用,减去不再使用时船的价值; P_f 是失效概率; C_f 是总的建造或修理费、停航收入损失和其它直接或间接由失效引起的费用。失效概率 P_f ,则由使广义成本 C_g 为最小这个条件决定。实际上,设计可靠指标的选择不仅与整个国家的技术经济政策有关,而且涉及船舶经济后果和人员生命财产,还会产生严重的社会、政治后果。

由于安全性和可用性是衡量一艘船是否完好的两个主要特征,结构失效的严重程度应当用它们对安全性和可用性的可能后果来划分。然而,要进行定量的计算仍然是十分困难的。

在船体结构领域里,还缺乏许多有效的统计数据,对结构的失效模型和标准还要做许多研究工作,为确定结构的设计(目标)可靠指标更需要对大量实船的系统可靠性分析计算资料。另外,关于设计的实用公式也是一个要仔细研究的问题。虽然已可应用近似概率的极限状态法直接进行设计或可靠度校核,但由于计算工作量太大,不实用。设计的实用表达式应考虑与设计规范的衔接、使用简便以及设计人员所习惯的形式。式(9.2.52)就能满足这些要求。因此,设计人员便可按习惯的方式进行设计,而无需进行概率计算。

分项安全系数的确定应以近似概率方法对现有实船的可靠度进行计算,找出隐含于现有结构中的相应可靠指标值、分项安全系数值,经综合分析和整理,制订今后设计应采用的标准。文献[11,33]对一些实船进行了这样的计算,做了开拓性工作。

在式(9.2.52)中 $\gamma_{S1}, \gamma_{S2}, \gamma_{Sc}$ 三个分项安全系数都用于载荷,因此常称为载荷系数。若令

$$\gamma_Q = \gamma_{S1} \cdot \gamma_{S2} \cdot \gamma_{Sc} \tag{9.6.2}$$

式中 γ_Q 称为总载荷系数。我们曾指出,系数 γ_{S1} 是考虑结构失效对安全性影响的严重程度,但是要注意的是,该严重程度还与船舶类型(客船、货船、军舰、危险品船等)、船舶使用的重要性的成本等因素有关,例如,一个给定类型的结构破坏,如果发生在运输危险物品的货船上会更严重些。因此,最合理的是对各安全等级给出一组 γ_{S1} 的值。至于系数 γ_{S2} ,则是考虑结构失效对可用性影响的严重程度,一种失效形式对可用性影响的严重程度取决于船舶主要功能的重要性,或者由船舶和管理系统的经济规模决定,例如,同一个破坏造成了船舶停航二周的修理,但它对高速船所造成的损失就要比低速船相对严重些。因此, γ_{S2} 通常不是由安全机关规定的,而应由设计者或者船舶的管理者根据经济和营运准则决

定。

总之,在现阶段要充分注意船舶建造长年积累的实践经验,并从实用出发,来制订以可靠性为基础的规范。

参 考 文 献

- 1 中国建筑科学研究院主编. 建筑结构设计统一标准(草案). 1983
- 2 Таль. Расчет бетонных и железобетонных конструкций по расчетным предельным состояниям. 1955
- 3 Gran. Reliability of Ship Hull Structures. Det norske Veritas Report. No. 78-216, 1978
- 4 Ржаницыи. Строительная промышленность. No. 8, 1947
- 5 Cornet. Structural Safety Specifications Based on Second-Moment Reliability Analysis. Final Report. IABSE Symp. On Concept of Safety of Structures and Method of Design. London. 1969
- 6 Resenblueth, Estera L. Reliability Bases for Some Mexican Codes. Publication SP-31, American Concrete Institute, Detroit, 1972
- 7 桑国光. 应用结构可靠性原理研究船舶纵弯曲强度问题. 中国造船, 1986(4)
- 8 桑国光, 张圣坤. 结构可靠性原理及其应用. 上海: 上海交通大学出版社, 1987
- 9 Lind. Consistent Partial Safety Factors. ASCE, Vol. 97, No. ST6, June 1971
- 10 曹居易, 张宽权, 张宽海. 可靠指标模式中分离函数和分项系数的研究. 四川建筑科学研究, 1982(1)
- 11 袁杰, 桑国光. 船体总纵强度可靠性分析. 中国造船, 1987(4)
- 12 文圣常. 海浪原理. 济南: 山东人民出版社, 1962
- 13 Pierson. A Unified Mathematical Theory for the Analysis (of) Propagation and Refraction of Storm-Generated Ocean Surface Waves, Parts I and II. New York University, 1952
- 14 Pierson, Neumann G, and James R W. Practical Methods for Observing and Forecasting Ocean Waves by Means of Wave Spectra and Statistics. Hydrographic Office Publication No. 603, 1965
- 15 Ewing. Wave Prediction; Progress and Applications. Proc. of 6th International Ship Structures Congress, Boston, 1976
- 16 Ochi. Wave Statistics for the Design of Ship and Ocean Structures. Trans. SNAME, Vol. 86, 1978
- 17 Denis, Pierson. On the Motions of Ships in Confused Seas. Trans. SNAME, Vol. 61, 1953
- 18 Lewis. Motions of Ship in Wave. SNAME, Chapter K, 1967
- 19 Gerritsma, Beukelman, Analysis of the modified strip theory of the Calculation of the ship Motions and Wave Bending Moments. I. S. P. Vol. 14, No. 156, 1967
- 20 於家鹏. 船舶与海洋建造物性能统计预报理论及应用. 北京: 国防工业出版社, 1985
- 21 刘应中, 张世泽. 波浪中船舶纵向运动的计算方法和程序. 上海船舶运输科学研究所, 上海交通大学. 1976
- 22 戴仰山, 宋竟正. 船体在波浪中的弯矩. 中国造船, 1980
- 23 浙江大学数学系高等数学教研组. 概率论与数理统计. 北京: 人民教育出版社, 1979
- 24 Lewis. Predicting Long-Term Distributions of Wave Induced Bending Moments on Ship Hulls. Spring Meeting, SNAME, 1967
- 25 Abrahamsen, Nordenstrom, and Roten. Design and Reliability of Ship Structures. Spring Meeting, SNAME, 1970
- 26 Jasper. Statistical Distribution Patterns of Ocean Wave and Wave-induced Ship Stresses and Motions, With Engineering Applications. Trans. SNAME, Vol. 64, 1956
- 27 Ochi. 概率极值的概念及其在船舶设计中的应用. 上海交大译丛(造船实用设计国际讨论会论文集). 1981. 5
- 28 Bennet. European Shipbuilding. Vol. 8, 1959
- 29 陈瑞章, 达荣庭, 周网孝. 波浪中舰船垂向剪切力和弯矩的计算机程序. 舰船性能研究, 1978(2)
- 30 徐能兹, 沈进威, 陈瑞章, 戴仰山, 宋竟正, 王兴飞. S-175 集装箱船波浪载荷的船模试验与线性切片理论计算的比较. 中国造船, 1984(2)
- 31 桑国光, 龚恢. 船体梁抗弯能力计算. 中国造船, 1984(4)
- 32 Mansour. Probabilistic Design Concepts in Ship Structural Safety and Reliability. Trans. SNAME, Vol. 80, 1972
- 33 张圣坤. 油轮纵强度可靠性分析的半概率方法. 波浪载荷及动力响应学组第4届学术讨论会论文集, 1985
- 34 杨代盛. 船体强度与结构设计. 北京: 国防工业出版社, 1981

习 题

1.1 空船的重量曲线可用抛物线和矩形之和表示,即把空船重量的一半作为均匀分布,另一半作为二次抛物线分布。如图 1-1°所示。试求证距船中 x 处单位长度的重量为:

$$w(x) = \frac{W}{2l} \left\{ 0.5 + 0.75 \left[1 - \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right] \right\} \quad (\text{kN/m})$$

式中 W ——空船重量, kN;
 l ——船长的一半, m。

1.2 某长方形货驳长 10m, 均匀装载正浮于静水中。若认为货驳自身质量沿船长均匀分布, 此时在货驳中央加 10t 集中载荷。试画出其载荷、剪力和弯矩曲线, 并求出最大剪力和最大弯矩。

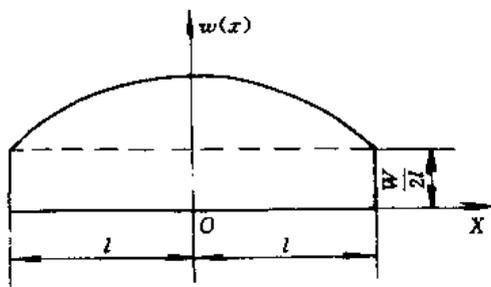


图 1-1°

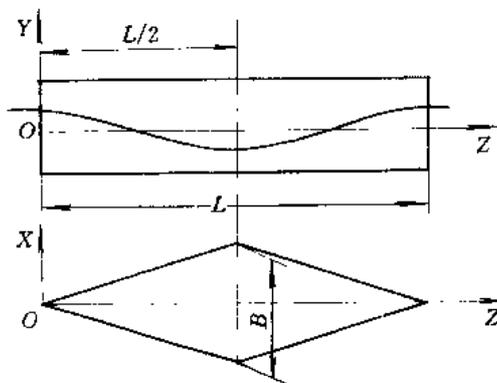


图 1-2°

1.3 长方形浮码头, 长 20m、宽 5m、深 3m, 空载时吃水 1m(淡水)。当中部 8m 范围内承受均布载荷时, 吃水增加到 2m。假定船体质量沿船长均匀分布。试作出该载荷条件下的浮力曲线、载荷曲线、静水剪力和弯矩曲线, 并求出最大剪力与最大弯矩值。

1.4 某箱形船, 长 100m、宽 18m, 在淡水中正浮时吃水为 5m。假定船体质量沿船长均匀分布。将一个 150t 的载荷加在船中后 50m 处的一点上, 试画出其载荷、剪力和弯矩曲线, 并计算此时船中的弯矩值。

1.5 水线面形状如图 1-2°所示的一直壁式船, 静置于 $y = \frac{h}{2} \cos \frac{2\pi z}{L}$ 的余弦波上, 试计算波谷在船中时的最大静波浪弯矩。

1.6 若将题 1.3 的船静置于波高 $h = 0.5\text{m}$ 的余弦波上, 试求最大静合成弯矩。

2.1 某型深为 3.5m 的横骨架式船舶, 第一次近似计算船中剖面要素时, 参考轴选在基线上 1.5m 处, 并得到以下各数值(对半剖面):

	面积 (cm ²)	静矩 (cm ² · m)	惯性矩 (cm ² · m ²)
参考轴以上:	492	803.4	1467
参考轴以下	1052	1035	1240

该船于中拱状态受到最大弯曲力矩为 24940kN · m。试计算:

(1) 使船底板在第二次计算时的折减系数不小于 0.5(肋距为 500mm, 每四档肋距设一实肋板), 该船底板的最小厚度至少应为多少?

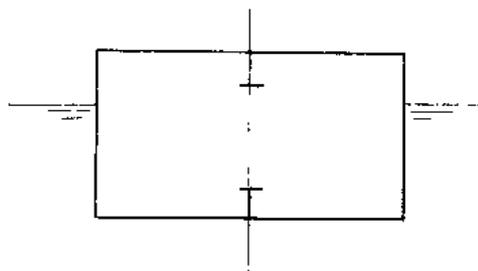


图 2-1°

(2)剖面上甲板舱口宽度为 2m,舱口旁的甲板厚度为 5mm,舷侧板厚度为 6mm。若该剖面受到 1600kN 剪力的作用,求甲板距中心线 4m 处和舷侧板在中和轴处的剪应力。

2.2 试计算下述横骨架式内河驳船的总纵弯曲应力(不计初挠度和横荷重的影响)。

已知:

- 型深 $D=3.2\text{m}$;
- 吃水 $d=2.0\text{m}$;
- 甲板厚度 $t_1=3.5\text{mm}$;
- 船底、舷侧板厚度 $t_0=4.0\text{mm}$;
- 船宽 $B=6.0\text{m}$;
- 肋距 $s=500\text{mm}$;
- 材料 $\sigma_y=235\text{MPa}$;

甲板纵桁 $\perp \frac{200 \times 5}{60 \times 6}$

中内龙骨 $\perp \frac{250 \times 5}{80 \times 6}$

中垂弯矩 $M=1200\text{kN} \cdot \text{m}$

横剖面图如图 2-1°所示。

2.3 箱形船外板厚度为 t ,型深为 D ,弯曲剪力在中前与中后假定为相同的二次抛物线分布,最大剪力值为 $W/8$,试确定其最大剪切挠度。

2.4 某长方形货驳沿船长均匀装载 500t 货,在货驳中央又堆有一集中载荷 $P(t)$,正浮于静水中。设货驳自身质量 200t,沿船长均匀分布。若不考虑船体弯曲挠度对浮力分布的影响,试求船中剖面处船体弯曲挠度(设船体材料弹性模量为 E ,船体剖面惯性矩为 I)。

2.5 已知某船纵骨架式船底在中拱状态下有下列计算值:

总纵弯曲应力:

在船底板中 $\sigma_1=133\text{MPa}$

在内底板中 $\sigma_1=97\text{MPa}$

板架弯曲应力:

在舱壁处剖面	{	在纵骨自由翼板 $\sigma_2=98.6\text{MPa}$
		在船底板中 $\sigma_2=138\text{MPa}$
		在内底板中 $\sigma_2=180\text{MPa}$
在跨度中点剖面	{	在纵骨自由翼板 $\sigma_2=47.1\text{MPa}$
		在船底板中 $\sigma_2=66\text{MPa}$
		在内底板中 $\sigma_2=86\text{MPa}$

船底纵骨弯曲应力:

在支座剖面处	{	在船底板中 $\sigma_3=35\text{MPa}$
		在自由翼板中 $\sigma_3=138\text{MPa}$

在跨度中点剖面处 $\left\{ \begin{array}{l} \text{在船底板中 } \sigma_3 = 17.5 \text{MPa} \\ \text{在自由翼板中 } \sigma_3 = 69 \text{MPa} \end{array} \right.$

板格弯曲应力:

在支座处 $\sigma_4 = 66 \text{MPa}$

在跨度中 $\sigma_4 = 16 \text{MPa}$

试按图 2-19 标明的四个剖面位置, 计算内底板、纵骨自由翼板及船底板(内、外表面)上的合成应力值(应该注意各种应力的正负号)。

2.6 试证明 2.8.3 节 $m^0(s)$ 、 $\int \frac{m^0(s)}{l} ds$ 公式的正确性。

3.1 已知某船型深为 2.4m, 舷侧为横骨架式, 每档肋距设肋骨 $\text{L} 75 \times 50 \times 6$ (计入带板的剖面惯性矩为 188.5cm^4), 若在舷侧型深一半处设一道舷侧纵桁 $\text{L} \frac{5 \times 200}{7 \times 80}$ (计入带板的剖面惯性矩为 2475cm^4)。当肋距 $s = 0.6 \text{m}$, 舱长 $l = 12 \text{m}$ 时, 试分析舷侧纵桁能否支持肋骨。

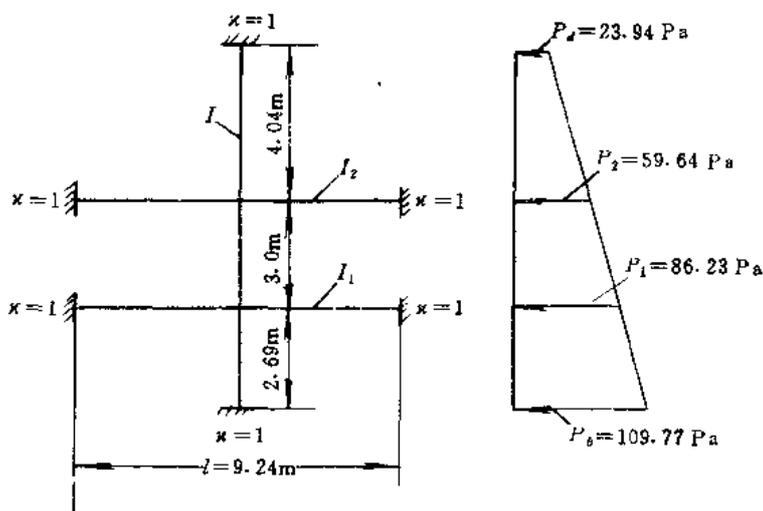


图 3-1°

3.2 已知某油船横舱壁(中舱)桁材的计算图形如图 3-1°所示。计入带板的剖面惯性矩及最小剖面模数如下:

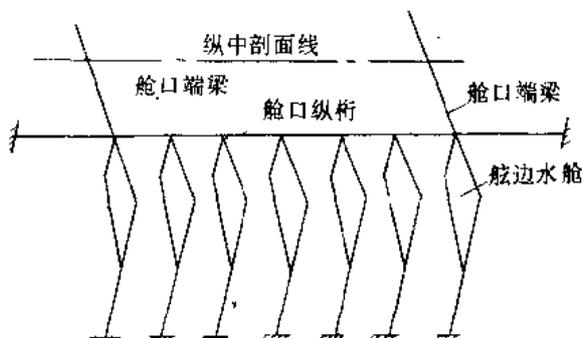


图 3.2°

第一道水平桁: $I_1 = 24.66 \times 10^4 \text{cm}^4$, $W_1 = 4040 \text{cm}^3$

第二道水平桁: $I_2 = 21.08 \times 10^4 \text{cm}^4$, $W_2 = 3520 \text{cm}^3$

竖桁: $I = 83.20 \times 10^4 \text{cm}^4$, $W = 9160 \text{cm}^3$

假定外荷重完全由水平桁承受,试计算水平桁 I、II 及竖桁的弯矩并绘出弯矩图。

3.3 某船在船台上作舱壁水密试验,试水水柱高度达甲板下表面(型深 $D=6.0\text{m}$)。已知舱壁的最下一列板厚度 $t=9\text{mm}$,舱壁扶强材间距 $s=900\text{mm}$,试计算在试水时舱壁板中的最大应力(已知材料屈服极限为 $\sigma_s=220\text{MPa}$)。

3.4 某沿海散装货船,其边水舱与甲板纵桁连接,结构简化为图 3-2°所示形式。计算水舱结构强度时必须考虑舱口纵桁弯曲影响,计算甲板舱口纵桁强度时又必须考虑边水舱影响。试按照结构力学方法建立手算计算模型。如果采用有限元法计算时,应采用何种单元?并写出节点约束代码。

3.5 某万吨货船,第三货舱船底板架如图 3-3°所示。假定舷侧取自由支持,横舱壁处取刚性固定。板架所受荷重为舷外水压力与货物反压力之差,本船空载到港的均布荷重强度为 $q=6.42\text{N/cm}^2$ 。

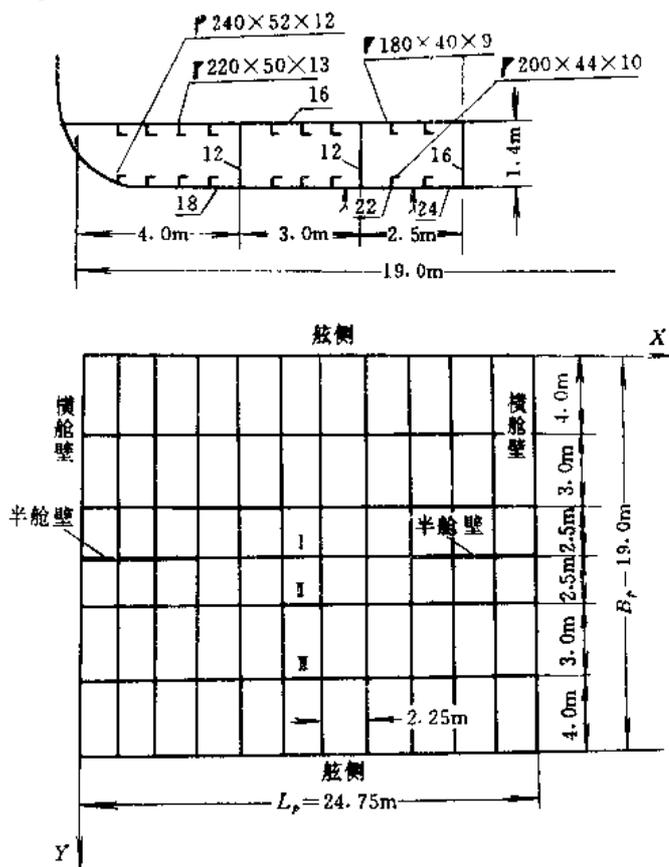


图 3-3° 船底板架

计入带板的剖面惯性矩和最小剖面模数如下:

中桁材 I: $I_1 = 4.711 \times 10^6 \text{cm}^4$, $\frac{W_{内底}}{W_{外底}} = \frac{5889}{7852} \text{cm}^3$

旁桁材 II: $I_2 = 5.753 \times 10^6 \text{cm}^4$, $\frac{W_{内底}}{W_{外底}} = \frac{74670}{91020} \text{cm}^3$

旁桁材 III: $I_3 = 7.68 \times 10^6 \text{cm}^4$, $\frac{W_{内底}}{W_{外底}} = \frac{105080}{114800} \text{cm}^3$

实肋板: $I = 4.008 \times 10^6 \text{cm}^4$, $\frac{W_{内底}}{W_{外底}} = \frac{54530}{60270} \text{cm}^3$

试采用交叉梁系计算模型,用有限元法计算肋板及桁材的最大应力。

4.1 某方形驳船 $L = 80\text{m}$,空船质量 $W = 420\text{t}$,沿全船均匀分布,载矿砂 400t 分布于船中部 60m 内,设矿砂沿船长均匀分布,但沿船宽方向呈图 4-1°所示分布,且前后反对称。试绘出扭矩曲线。

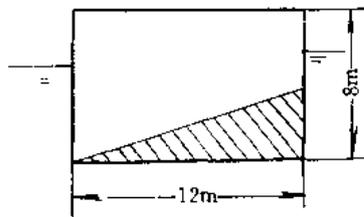


图 4-1°

4.2 船体在哪些情况下受到扭矩作用?

4.3 如何计算大开口船舶斜置波浪上的扭矩?

4.4 试述应用有限梁法进行大开口船舶弯扭分析的基本步骤。船体不同剖面之间为什么需要进行协调处理?

4.5 试分析比较开口剖面与闭口剖面的扭转刚性。

4.6 翘曲应力是如何产生的? 它们沿大开口船舶长度方向分布规律如何?

4.7 《海船规范》对集装箱船总纵强度校核要求计算哪些应力?

4.8 为提高大开口船舶抗扭刚性,采取什么措施比较有效?

5.1 已知某船底板厚度 $t = 1.3\text{cm}$,船底纵骨为 22a 号球扁钢。试计算该纵骨(含带板)的剖面要素及剖面面积利用系数(带板宽度 $b = 60\text{cm}$)。

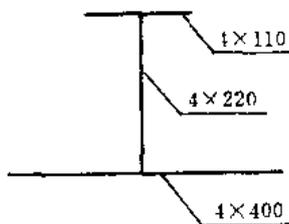


图 5-1

5.2 已知型材剖面的尺寸如图 5-1°所示。试计算在下述情况下小翼板的剖面模数的变化情况:

(1)当小翼板的剖面积 f_1 增加 1cm^2 时;

(2)当大翼板的剖面积 f_2 增加 1cm^2 时。

5.3 试设计一舱壁扶强材。已知:舱壁板厚度 $t = 7.5\text{mm}$,最小厚度 $t_0 = 5\text{mm}$,扶强材间距 $c = 750\text{mm}$,许用应力 $[\sigma] = 0.8\sigma_y = 192\text{N/mm}^2$, $[\tau] = 0.5[\sigma]$ 。扶强材的固定情况及水柱高度如图 5-2°所示(要求校核总稳定性)。

5.1 若梁材的高度 $h = 250\text{mm}$ 不能改变,试根据受到的剪力 $N = 72\text{kN}$ 及弯矩 $M = 770\text{kN} \cdot \text{m}$,选择型材的剖面尺寸(许用应力 $[\sigma] = 176\text{N/mm}^2$, $[\tau] = 88\text{N/mm}^2$)。

6.1 试对下述海洋船舶计算中剖面相当厚度(第二次近似计算用微分法)。已知:船长 $L = 145\text{m}$;船宽 $B = 18\text{m}$;吃水 $d = 7.8\text{m}$;型深 $D = 12\text{m}$;方形系数 $c_b = 0.7$;水线面系数 $a = 0.8$;横舱壁间距 $l = 18\text{m}$;肋距 $s = 0.9\text{m}$;肋板间距 $a = 1.8\text{m}$;双层底高度 $h =$

船体中剖面如图 6-1°所示。

6.2 已知船长 $L=140\text{m}$, 船宽 $B=18\text{m}$, 型深 $D=10\text{m}$, 吃水 $d=6.5\text{m}$, 肋板间距 $a=2.0\text{m}$, 纵桁间距 $c=3.0\text{m}$, 材料屈服极限 $\sigma_s=400\text{N/mm}^2$, 船底板相当厚度 $\delta_0=16\text{mm}$, 作用在船底板上的水柱高度 $H=10\text{m}$ 。试根据上述条件, 设计一纵骨架式船底结构(中和轴距船底 4.5m)。

6.3 已知某船型深 $D=3.8\text{m}$, 承受最大中垂弯距 $M=40000\text{kN}\cdot\text{m}$, 并求得船体中剖面面积 $A=2060\text{cm}^2$, 船体剖面积对基线的静矩 $B=3502\text{cm}^2\cdot\text{m}$, 对基线的惯性矩 $C=11700\text{cm}^2\cdot\text{m}^2$, 中剖面如图 6-2°所示, 甲板纵骨间距 $b=650\text{mm}$, 甲板板厚度 $t=8\text{mm}$, 双层底高度 $h=500\text{mm}$ 。在设计中若双层底高度由 500mm 升高为 800mm, 试问为保持甲板的第一次近似总纵弯曲应力不变(设内底板的剖面积为 650cm^2 , 所有其他构件的剖面积均不改变), 甲板板的厚度应修改为多少?

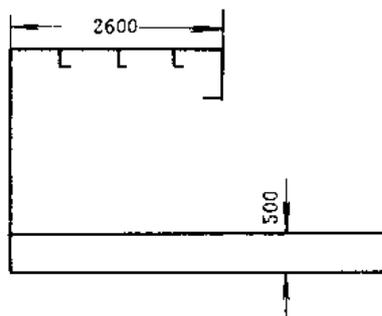


图 6-2°

6.4 在 6.1 题的基础上, 若已知 $\delta_1=1.53\text{cm}$, 试决定甲板板、甲板纵骨及其间距的尺寸。

8.1 在 2.1 题的基础上, 若要在该船的上甲板的上方, 设置一高为 2.4m 的长甲板室(认为其能完全有效地参加抵抗总纵弯曲、不计甲板室侧壁的影响), 试求使船底及甲板的总纵强度均不致被削弱的甲板室甲板的剖面积至少应为多少?

9.1 有一钢拉杆的抗力 R 为 34354N, 其标准差 σ_R 为 1391N, 作用在杆横剖面上的载荷 S 为 30000N, 其标准差 σ_S 为 450N, 假设 R 和 S 均服从正态分布, 试求可靠指标及其对应的失效概率。

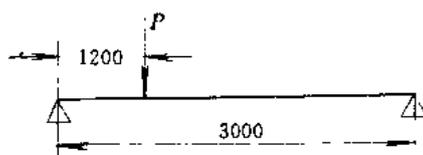


图 5-1°

9.2 假设矩形剖面的宽度为 b , 高度为 h , 均为随机变量, 试利用式(9.2.22)及式(9.2.23)推导剖面惯性矩的平均值及标准差的表达式。

9.3 已知某钢拉杆的直径 $d=6.5\pm 0.048\text{mm}$ (假设公差 $=3\times$ (标准差)), 在横剖面上受到拉力的作用。假设材料的极限强度 $\sigma_b=1076\text{N/mm}^2$, 其标准差为 42.2N/mm^2 。试求该杆能承受的极限拉力的平均值及其标准差。

9.4 若矩形梁剖面的宽度为 b , 高度为 h , 以最远纤维处应力屈服作为极限状态, 则其抗弯极限强度可用式 $R=\sigma_y W$ 计算(σ_y 为材料屈服极限, W 为最小剖面模数)。若 σ_y 及 W 均为随机变量, 试求抗弯极限强度的平均值及标准差的一般公式。

9.5 两端简支的梁,受力 $P=30000\text{N}$ (见图 9-1°),当各测量值均为随机变量处理时,各标准为: $\sigma_P=1500\text{N}$, $\sigma_l=1\text{mm}$ (梁跨度的标准差), $\sigma_a=1\text{mm}$ (力作用点至左支座距离的标准差),试求弯矩的平均值及其标准差。

9.6 利用 9.4 及 9.5 题的资料,若已知矩形剖面的宽度 $b=35\pm 1.05\text{mm}$,高度 $h=70\pm 2.1\text{mm}$,材料屈服极限 $\sigma_y=935\text{N/mm}^2$,标准差为 18.75N/mm^2 。假设抗力 R 和载荷 M 符合正态分布,试求梁的可靠指标和失效概率。

9.7 已知条件同 9.6 题,但假定抗力 R 和载荷 M 均服从对数正态分布,试求其可靠指标和失效概率。

9.8 已知某船载荷 $m_s=139\text{N/mm}^2$,其标准差 $\sigma_s=9\text{N/mm}^2$;极限强度 $m_R=574\text{N/mm}^2$,标准差 $\sigma_R=172\text{N/mm}^2$,假设 R 、 S 均服从正态分布,试求可靠指标和失效概率。