

④

## 50000DWT 散货船结构设计的若干体会

12-14, 39

唐永生

u674.134

**提 要** 本文介绍了作者在 50000DWT 散货船的设计过程中,关于底部纵桁布置、抓斗加强、卷筒钢板加强、进水强度以及结构工艺等几方面的一些体会。

**关键词** 散货船 结构设计 底部纵桁布置 抓斗加强 卷筒钢板加强

## 一、概 述

为了对 Handymax 型散货船开发取得新的突破,沪东造船厂自 1999 年 3 月开始为某国船东研究了 50000DWT 单壳散货船。

该船拟入美国船级社,船级符号为 ABS + A1E, Bulk Carrier, SH, RES, + AMS, + ACCU,或其他船级社的相应船级。

该船依据 ABS 规范(1998~1999 年版本)及 1999 年修改通报进行设计,结构计算采用 ABS 的 SafeHull 软件。

该船的主尺度为:

总 长(L <sub>OA</sub> )	~189.99m
两柱间长(L <sub>PP</sub> )	182.20m
型 宽(B)	32.20m
型 深(D)	17.00m
结构吃水(T)	12.00m
服务航速(V)	14.2kn

本文主要论述了该船结构设计中若干问题的处理结果。中横剖面图,见图 1。

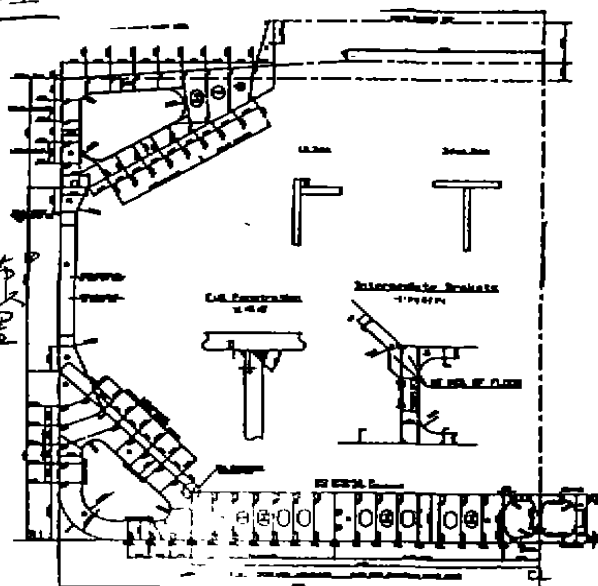


图 1

## 二、双层底纵桁的布置

在开始设计时,除双层底的管弄纵桁之外,仅在距中 6940 处设置水密纵桁,在底边舱的斜纵壁下距中 11700 处设置非水密纵桁。用 SafeHull 的底部板格程序模块计算后,发现纵桁的厚度较大,纵桁端部净厚度为 30mm,且纵桁的厚度差也很大,从 30mm 减至 16mm。经分析研究,在间隔重货装载时,纵桁间距过大,导致舱壁附近区域的纵桁出现极高的剪应力。

为了改善纵桁端部的受力,在距中 4.14m 处增设一道非水密纵桁。由于该非水密纵桁的设置,使得纵桁的厚度和厚度差有较明显的

下降,最厚处 30mm 板厚降为 21mm。此外,肋板厚度也有--定程度的减薄,最大净厚度从 23mm 降为 21mm,见表 1。

表 1

构件名称	区间起点/区间止点 距中, m / 距中, m		原净厚度 (mm)	现净厚度 (mm)	重量差 (t)
	距中, m	距中, m	(mm)	(mm)	(t)
距中 1.34m 纵桁	0	2.4	30	21	-0.302
	2.4	4	27	19	-0.179
	4	6.4	24	17	-0.235
	6.4	8.8	18	13	-0.168
	8.8	11.2	13	13	0
	11.2	13.6	13	13	0
	13.6	16.0	13	13	0
	16.0	18.4	13	13	0
	18.4	20.8	16	13	-0.101
	20.8	23.2	22	15	-0.235
	23.2	25.6	27	19	-0.268
	25.6	28	30	21	-3.02
距舱壁 13.6m 肋板	1.34	4.14	14	9	-0.196
	4.14	6.94	14	13	-0.039
	6.94	11.7	23	21	-0.133

与此同时,也发现增设了距中 4.14m 的纵桁后,在一个货舱范围内,重量因此需要增加 5.33t,但肋板和其他纵桁相应减轻的重量为 4.53t,且考虑距中 4.14m 处原内、外底板纵骨取消后重量减轻 1.74t,因此每个货舱双层底的实际重量反而减轻了,全船 5 个货舱共减轻 4.7t 的重量。

由此可见,适当增加双层底纵桁并不一定增加双层底的重量。问题是应该合理布置纵桁,确保双层底的载荷的有效传递。

### 三、抓斗加强

根据 ABS 规范,内底板抓斗加强分两种情况:一种是不计抓斗自身重量,仅与船长、纵骨间距和板的材料有关,不给予“GRAB”船级符号,其厚度为  $t_5$ ;另一种是在船级符号“GRAB”后注明抓斗自身重量,且计算时必须

加以考虑,其厚度为  $t_6$ 。船东只要求前一种情况,公式为:

$$t_5 = (0.037L + 0.009s) \sqrt{R} + 3.5 \text{ mm}$$

式中  $L$  为船长

$s$  为内底板纵骨间距

$R$  为材料折减系数(对于普通钢,  $R=1.0$ )

经计算,该船内底板的板厚为 19mm。

如要取得“GRAB”符号,除了满足  $t_5$  之外,还必须考虑抓斗重量。公式为:

$$t_6 = k_3 \sqrt{W_g + s * R / se} \text{ mm}$$

式中  $W_g$  为抓斗重量(t)

$se = 1000 + \sqrt{(k_4 * W_g - 31.2) * 1000 - W_g^2 / k_5}$ , 为仅与抓斗重量有关的数

$k_3, k_4, k_5$  均为常数

经核算,内底板的板厚取 19mm 时,其能够承受的抓斗重量为 20t。

事实上,抓斗操作仅产生冲击载荷,故内底板纵骨毋需加强。

### 四、卷筒钢板装载加强

按照船东要求,该船可装载如下的卷筒钢板:

重 15t,长 1.5m,直径 1.5m,或

重 20t,长 1.5m,直径 1.65m

但是堆装层数未作说明。

ABS 规范尚未明确装载卷筒钢板时内底板加强的计算方法。通常采用日本第 166 研究会的算法。其计算内底板厚度的公式为:

$$t = \sqrt{kQ[(1.65\beta - 2.3)\alpha - 6\beta + 1.22]} + 1.5 \text{ mm}$$

式中  $k$  为常数,  $Q = W * n_2 * n_3 / n_1$ , 一在肋板和纵骨组成的单元板格中的总载荷

$W$ —单个卷筒钢板的重量

$n_1$ —单个卷筒钢板的垫木数量

$n_3$ —堆装层数

$n_2$ —每一板格内的集中载荷点数量,查表可得

$$\beta = c/a$$

$$\alpha = a/b$$

$a$ —肋板间距

$b$ —纵骨间距

$c$ —单个卷筒钢板的载荷点最大间距

该船的肋板间距为 2.4m。如果单个卷筒钢板的垫木数量取为 3,每一板格的集中载荷点多达 5 个,总载荷较大;垫木数量取为 2,每一板格的集中载荷点减至 3 个,总载荷反而有所减小。故垫木数量取为 2。

计算结果表明,对于内底板板,分 4 种情况、见表 2。

表 2

钢卷板重量(t)	垫木数量	堆装层数	板格内载荷(t)	要求板厚(mm)
15	2	2	45	19.8
15	2	1.5	33.75	17.4
20	2	1.5	45	19.8
20	2	1	30	16.4

按照材料力学的梁理论,内底板纵骨可视为一根在肋板处固定、且受集中载荷的单跨梁,角钢 L300×90×13/17 已满足以上 4 种情况。

建议船东将堆装层数取为:15t 的装 2 层,20t 的装 1.5 层,这样内底板的厚度只需从抓斗加强后的 19mm 的基础上再加 1mm 即可,纵骨则不需加大,比较经济。

在 ABS1999 年规范修改通报中,已出现了有关钢卷板加强的算法。计算内底板厚度的公式为:

$$t_7 = \sqrt{a\psi Q / f_y S_m} \quad \text{mm}$$

其中, $a$  为加速度系数

$\psi$  为与内底板板格形状和钢卷板长度有关的数

$Q$  为一个内底板板格中的总载荷

$f_y$  为内底板材料的最小屈服应力点,对于普通钢,为 235N/mm<sup>2</sup>

$S_m$  为强度折减系数,对于普通钢,为 1

与第 166 研究会的算法稍有不同的是, $t_7$  考虑了纵摇加速度(距尾垂线 0.45L 处为纵摇中心,纵摇加速度为零)。经核算,船艏 0.4L 范围内的结果与原来推荐的第 166 研究会的计算结果接近。

## 五、货舱进水后的总纵弯曲强度和双层底承载能力的计算

根据 IACS 有关新建造单壳散货船的货舱进水后的总纵强度的要求(S17),以及双层底承载能力的要求(S20),我们用 SafeHull 作了这方面的校核。总纵强度方面,由于 IACS 规定,进水后波浪弯矩将减小 20%,这就意味着如果静水弯矩的增加值不超过 20% 波浪弯矩的话,总纵弯曲强度可不增加。依照这个原则,我们向总体方面提供了有关数据,协助他们在配载时将弯矩值控制在一定的范围内。后来达到了预期目的。

进水后的双层底承载能力,实际上就是纵桁和肋板的端部的剪切强度。经过计算,确定在承载能力达到 19100t 的情况下,肋板的厚度和开孔情况可按原设计方案不变,纵桁的两端厚度不变,但原开孔须取消。

计算结果表明,如果配载适当,货舱进水后为保证总纵弯曲强度和双层底承载能力所增加的重量并不多。这与 ABS 船级社 1999 年 1 月发布的《双壳散货轮结构设计和运行成本研究报告》中的结果相吻合。

## 六、结构工艺方面的考虑

(下转第 39 页)

### ③轴承

主轴瓦状况良好,厚壁轴瓦优异性能得到证实。连杆大端轴瓦情况同样良好,无气蚀征兆,背面亦无腐损、松动现象,与轴承座的固定牢固。

### ④燃油喷射系统

新设计的双柱塞喷油泵分担了凸轮和滚轮的负荷,凸轮机构也动作良好。柱塞规格与已得验证的 W46 机的相同,检验结果毫无问题。

### 3. W64 机对轮机部设计的适用性

新开发的 W64 机可以用气缸数不多的机型为新船的轮机部设计方案提供输出功率大、结构紧凑、油耗低、动态特性好、环保性能优(低  $\text{NO}_x$  排放)、可靠性高、维修保养简单等优越性。例如,大型高速货船也可以实现以前在中小型船上才具备的通常采用一台中速机、可变螺距螺旋桨、轴带发电机,以及紧凑型机舱带来的货舱容积增加、良好的动态

特性赋予的优良驾驶性能、航海中和港口停泊时的高效率船上发电等优点。

此外, W64 机不仅舾装简单,而且在辅机设计方面也有以下优点:

(1)由于采用机上型辅机,可以减少船厂的辅机配套和舾装工作量,以及随之而来的电力供应。

(2)不需要外加的气缸注油系统、燃油阀冷却系统、填料函排放处理系统,以及凸轮轴和十字头的润滑系统。

(3)可使起动空气系统小型化(采用可变螺距螺旋桨)。

(4)由于减摩环的滑油低消耗,润滑油箱可以小型化。

陆慕生 摘译自《マリンエンジニア》No. 625, 1999.1

(收稿日期 2000-5)

(上接第 14 页)

### 1. 边舱横向框架面板的形式

按照我厂的装配习惯,从省时省工的角度出发,底边舱和顶边舱的横向框架(Transverse Web)一般采用 L3 形式,即面板安装在距腹板顶端 15mm 的位置,这样可以避免部装阶段翻身,减少工作量。但船东的意见是底边舱的横向框架采用 T-bar 形式,即面板要对称地焊接在腹板顶端。从受力的均匀性和力的传递上考虑,这种要求有其合理性。改用 T-bar 形式后,因趾端连续性好,计算跨距稍有减小,腹板高度也有所减小。故底边舱的横向框架依照船东的要求采用 T-bar 形式,而顶边舱仍保持 L3 形式不变。

### 2. 中间肘板的设置

该船双层底中心线处为管弄,3 道纵壁

和每档设置的横向 T-bar 结构足以替代坞墩肘板的作用。按照坞墩排列的习惯,边纵桁(距中 11700)处往往也布置坞墩。我们在两档肘板中间特意设置了坞墩肘板。同时,在边纵桁外侧也设置了一块肘板,与坞墩肘板一起传递来自货舱(尤其是作为压载水舱的货舱)的压力。

### 3. 底边舱折角处的处理

底边舱折角处往往产生应力集中。为此我们准备了两种方案:一是不开扇型孔,深熔透焊接(长度 300mm);二是设置嵌接肘板(连接内底板与底边舱横向框架的面板)。船东选择了第一种方案。

(收稿日期 2000-4)