

# 大型集装箱船舱口盖疲劳寿命研究

余 龙<sup>1</sup>, 顾敏童<sup>1</sup>, 夏利娟<sup>1</sup>, 卞高翔<sup>2</sup>, 陈洪平<sup>2</sup>

(1. 上海交通大学 船舶与海洋工程学院, 上海 200030; 2. 华海船用货物通道设备公司, 上海 200093)

**摘 要:** 提出大型集装箱船舱口盖的疲劳问题, 基于 S-N 曲线提出分析方法, 对某 8530TEU 集装箱船上的典型舱口盖结构进行疲劳寿命分析, 并将计算结果与船级社规范推荐方法计算的结果相比较, 得到有益结论。

**关键词:** 船舶; 集装箱船; 舱口盖; 疲劳寿命

**中图分类号:** U667.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-6982 (2008) 01-0001-04

## Study on fatigue life of hatch covers in large container ships

YU Long<sup>1</sup>, GU Min-tong<sup>1</sup>, XIA Li-juan<sup>1</sup>, BIAN Gao-xiang<sup>2</sup>, CHEN Hong-ping<sup>2</sup>

(1. College of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China; 2. China State Shipbuilding Corp. Hua Hai Marine Cargo Access Equipment Co., Ltd. Shanghai 200093, China)

**Abstract:** The fatigue problem about hatch covers in large container ships was put forward. The fatigue life of the structure of the hatch covers in certain 8530TEU container ship was analyzed, and the calculation result was compared with the result suggested by classification society, a useful conclusion was gained.

**Key words:** ship; container ship; hatch cover; fatigue life

### 0 前言

大型集装箱船通常装载的 20' 或 40' 集装箱, 通过绑扎件固定堆放在舱口盖上。集装箱堆层可达 7 层, 堆重载荷大, 为尽可能的减轻结构重量, 舱口盖结构大量地采用高强度船用钢, 疲劳问题需要被重视。疲劳是船舶在波浪中航行及装载情况变化, 使船舶结构受到交变载荷影响, 造成的破坏现象。各船级社仅有对于船体的疲劳要求, 舱口盖的疲劳问题却一直被忽视<sup>[1]</sup>。各船级社的分析通常采用的是基于经验的 S-N 曲线方法<sup>[2,3]</sup>。

本文参考船级社对船体疲劳强度校核相关规范的要求, 以某 8530TEU 集装箱船上的典型舱口盖结构为例, 提出一种基于 S-N 曲线的分析方法, 并将计算结果和采用船级社规范进行分析的结果相比较。

### 1 有限元建模及结构强度计算

#### 1.1 计算对象

计算对象为某 8530TEU 集装箱船舱口盖的典型

左舷盖板 (图 1), 船舶主尺度如表 1 所示。

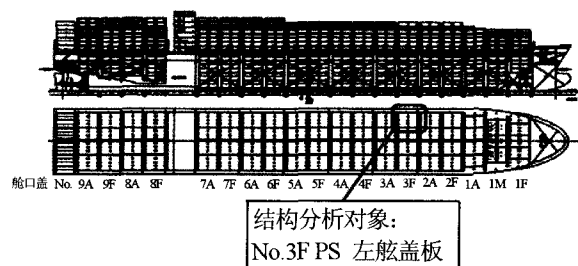


图 1 某 8530TEU 集装箱船典型左舷盖板位置示意图

表 1 船舶主尺度

船长 $L_{PP}$ /m	320.0	设计吃水 $T_D$ /m	13.0
船宽 $B$ /m	42.8	结构吃水 $T_S$ /m	14.65
型深 $D$ /m	24.8	航速 $V$ /kn	25

#### 1.2 计算舱口盖结构强度

取 OXYZ 右手直角坐标系, 基于 MSC. Patran 软件

收稿日期: 2007-04-10; 修回日期: 2007-05-23

基金项目: 国防科工委科研项目 (科工三司[2005]354 号)

作者简介: 余龙 (1976-), 男, 博士, 主要研究方向: 海洋新技术与装备研究。

对左舷盖板结构进行了详细的有限元建模,包括局部结构的细化模型.有限元网格及左舷盖板装载 20' 集装箱(局部装载)横倾至左舷工况(LC10)时的载荷情况如图 2 所示.

同样对其他工况进行分析,计算得到的最大应力结果如下表 2 所示,最大应力节点所在的位置如图 3 所示.本文中舱口盖结构所采用钢材的最小屈服应力约为 355 N/mm<sup>2</sup>,材料因子取 0.78,细化网格分析的许用应力约为 450 MPa.

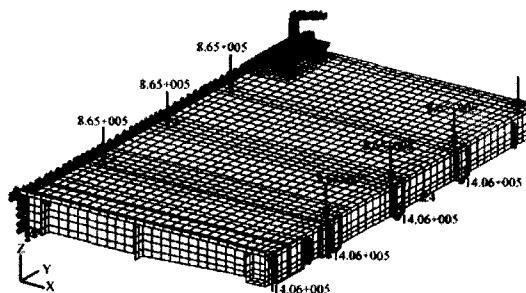


图 2 左舷盖板的局部受载情况图(LC10)

表 2 计算的载荷工况及结果

工况号	工况状态	最大应力/MPa	最大应力节点编号	出现位置
LC2	20'集装箱载荷垂荡工况	309	12855	斜撑附近
LC3	20'集装箱载荷横倾至左舷	342	12855	斜撑附近
LC4	20'集装箱载荷横倾至右舷	266	10555	斜撑板与面板的交界处
LC5	40'集装箱载荷垂荡工况	72.4	14424	斜撑板根部
LC6	40'集装箱载荷横倾至左舷	74.7	14424	斜撑板根部
LC7	40'集装箱载荷横倾至右舷	67.2	14424	斜撑板根部
LC10	20'集装箱载荷(局部装载)横倾至左舷	415	12855	斜撑附近
LC11	20'集装箱载荷(局部装载)横倾至右舷	136	5971	圆弧过渡区
LC13	40'集装箱载荷(局部装载)横倾至左舷	104	14424	斜撑板根部
LC14	40'集装箱载荷(局部装载)横倾至右舷	67.8	16006	支承角隅

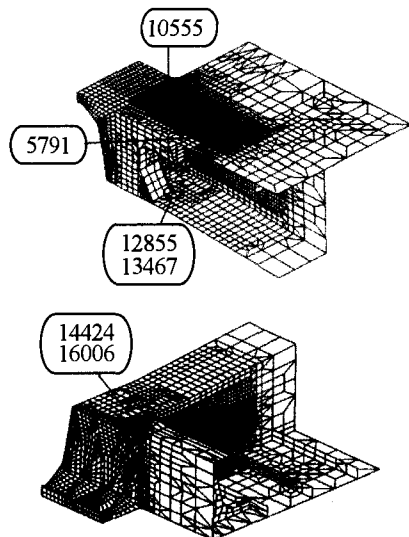


图 3 有限元计算最大应力点示意图  
(上图与下图为同一结构,视角翻转 180°)

计算得到的左舷盖板结构都能满足要求.

## 2 基于有限元的疲劳分析

### 2.1 计算原理

根据规范,船舶设计寿命期内的应力循环总次数为  $0.6 \times 10^8$ ,相应的设计寿命为 20 年<sup>[3]</sup>.本文基于 S-N 曲

线法,考虑舱口盖载荷随船舶运动的变化曲线,将舱口盖所受的应力结果导入 MSC. Fatigue 疲劳分析软件中<sup>[4]</sup>,结合材料的 S-N 曲线,计算出舱口盖结构在加载情况下所能承受的循环次数,即相应的疲劳寿命.

根据船级社规范<sup>[5]</sup>对集装箱舱口盖强度计算的详细要求,可以计算得到有关船舶运动的数据如表 3.

表 3 船舶运动周期

最大运动幅度	计算值	实取值	运动	周期/s
横摇角/°	20.18	30	横摇	20.5
纵摇角/°	4.17	8	纵摇	8.94
升沉幅度/m	4	4	升沉	8.94

舱口盖的主要载荷来自于集装箱堆重,船体所受到的波浪诱导载荷以及船体变形造成的交变载荷相比之下影响较小,计算中只考虑集装箱载荷随船体运动的交变作用.

本文以最大应力情况作为校核状态,以左舷盖板在 20' 集装箱局部装载情况下的往复运动为例:舱口盖随船横倾至右舷和左舷时应力最大的节点(节点编号: 12855)的应力分别为 65.3 MPa 和 415 MPa,正常满载情况下该点的应力为 300 MPa,故应力变化幅值为 349.7 MPa,根据雨流计数原理,其应力随时间交

变过程确定为图 4 所示的函数. 图 4(a)中在 5 秒处最大值为 0.996, 在 15 秒处小值为 0.032, 平均值为 0.4991, 标准差为 0.3579, 均方根为 0.6091; 图 4(b)中在 2 秒时最大值为 0.9911, 在 7 秒时最小值为 0.0039, 平均值为 0.4986, 标准差为 0.3551, 均方根为 0.6017.

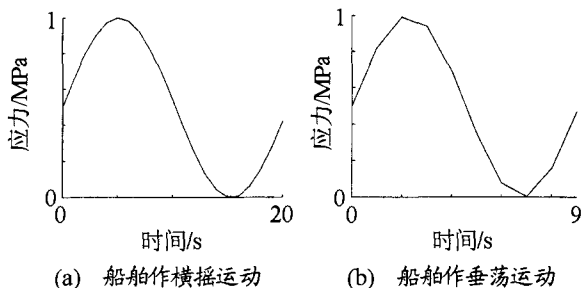
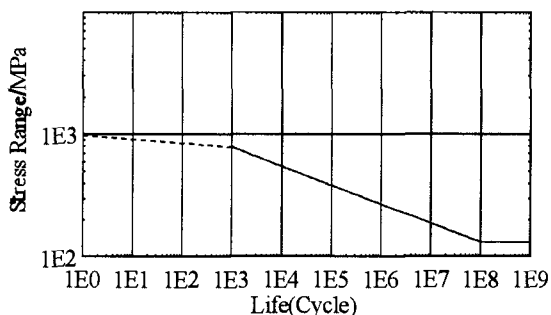


图 4 载荷时间历程

确定疲劳交变载荷后, 根据所选用的高强度钢 AH-36 的材料特性, 可获得材料的 S-N 曲线如下图 5 所示<sup>[4]</sup>.



初始值: 2289; 斜率 1: -0.1551; 斜率 2: 0;  
弹性模量: 2.068E5; 极限强度: 490

图 5 材料的应力和循环次数(S-N)关系曲线

采用 MSC 系列软件可以直接用应力计算的结果对舱口盖进行疲劳分析.

## 2.2 计算结果

左舷盖板在 20'集装箱局部装载倾斜工况下, 在  $10^{-4}$  超越概率水平<sup>[3]</sup>下的应力循环次数分布情况可见危险寿命区域云图 6.

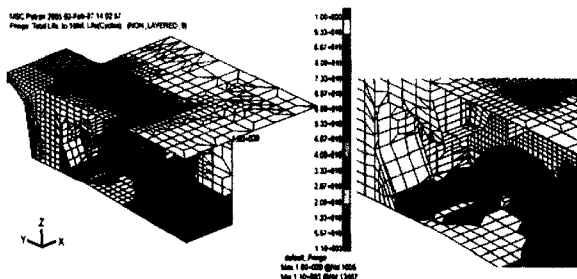


图 6 疲劳寿命危险区域循环次数图 (LC10)

同理, 计算各个工况下左舷盖板结构的最小疲劳寿命如下表 4 所示, 最小寿命节点为支撑结构附近的 13467 节点.

表 4 左舷舱口盖结构在各种工况下的疲劳寿命

工况号	工况状态	最小疲劳寿命/年
LC2	20' 集装箱载荷垂荡工况	无限寿命
LC3	20' 集装箱载荷横倾至左舷	27.43
LC4	20' 集装箱载荷横倾至右舷	27.43
LC5	40' 集装箱载荷垂荡工况	无限寿命
LC6	40' 集装箱载荷横倾至左舷	无限寿命
LC7	40' 集装箱载荷横倾至右舷	无限寿命
LC10	20' 集装箱载荷 (局部装载) 横倾至左舷	3.67
LC11	20' 集装箱载荷 (局部装载) 横倾至右舷	3.67
LC13	40' 集装箱载荷 (局部装载) 横倾至左舷	无限寿命
LC14	40' 集装箱载荷 (局部装载) 横倾至右舷	无限寿命

根据上面的计算分析, 在局部装载横倾状态 (对应工况 LC10 和 LC11) 不能满足 20 年疲劳使用寿命的要求.

## 3 基于规范的疲劳分析

船级社规范对于船体疲劳分析通常包括疲劳载荷的计算, 各应力范围分量的计算, 应力范围的合成, 累计损伤度的计算等过程. 对舱口盖的分析过程同样采用这些步骤, 将其视作船体一部分, 选择的典型计算工况为 LC10, 选择的疲劳校核节点为支撑结构附近的 13467 节点.

### 1) 疲劳载荷的分析和应力范围的合成

CCS 疲劳分析指南的要求考虑波浪诱导载荷作为疲劳分析的外载荷: 包括船体梁载荷 (波浪弯矩和扭矩)、海水动压力、由船体运动产生的舱内货物压力. 在舱口盖结构中, 由集装箱堆重产生的局部应力是主要影响因素, 上述这些力与之相比较小. 计算中只考虑局部应力结果.

### 2) 疲劳载荷的时间历程

根据规范<sup>[4]</sup>计算的船舶运动周期为船体运动横摇运动周期为 19s, 纵摇运动周期为 10s, 与表 3 的计算结果一致.

### 3) S-N 曲线的选择

根据有限元模型以及规范提供的 S-N 参考曲线<sup>[4]</sup>, 考虑焊接形式, 疲劳寿命最小的节点处选择 F 曲线. 船体结构应力范围的长期分布假设为二参数 Weibull 分

布, 其形状参数 $\xi$ 可由下式(1)得到:

$$\xi = 1.45 - 0.036 f \sqrt{L} \quad (1)$$

式中,  $L$  表示船长。

经计算得到 $\xi = 0.86$ , 查得相应的许用应力范围为 313.57 MPa。

#### 4) 疲劳强度校核

满载状态下, 根据有限元的计算结果, 左舷结构的疲劳应力范围为 349.7 MPa, 超过许用应力范围, 需要进一步计算累计损伤度。

#### 5) 计算累计损伤度:

考虑满载和压载两种工况, 结构在设计寿命期间的累计损伤度  $D$  应按式(2)计算:

$$D = D_f + D_b \quad (2)$$

式中, 各项意义参见船级社规范<sup>[4]</sup>。

根据计算得到左舷盖板处的累计损伤率为满载+压载:  $0.73+0.3=1.03$ , 寿命约为 19 年, 进一步累计损伤度仍然不满足规范要求。

## 4 结语

通过有限元综合分析得到的左舷舱口盖板结构的疲劳寿命有如下结论:

1) 舱口盖结构在各种工况下的最小疲劳寿命基本大于船级社提供的设计寿命 20 年 ( $0.6 \times 10^8$  次循环) 的要求, 也即在此循环条件下受到的疲劳载荷低于疲劳极限; 其中舱口盖结构在 20' 集装箱载荷(局部装载)

横倾至左舷工况(LC10)时的最小疲劳寿命为 3.67 年, 不能够满足设计要求。

2) 对同样的 LC10 工况采用船级社规范进行校核, 疲劳应力范围并不满足船级社规范的许用应力范围要求, 进一步计算累积损伤度仍然不满足规范要求。规范的推荐方法与前述方法得到的最小寿命结果一致, 但具体数值相差较大。

从本文的研究可知, 仅仅考虑集装箱船舱口盖的强度问题是不够的, 舱口盖的疲劳强度分析在设计阶段是必要的。目前的规范方法还没有对这类问题提出要求。本文分别采用船级社对船体疲劳强度校核的要求和基于舱口盖疲劳载荷分析的 S-N 方法对舱口盖疲劳问题进行分析, 得到一致结论, 为舱口盖的设计和改进行提供分析方法。

## 参考文献:

- [1] Mac GREGOR Group, Mac GREGOR News 152[EB/OL]. 2005, PP.25.
- [2] 中国船级社. 船体结构疲劳强度指南[S]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [3] DNV. Fatigue Assessment of Ship Structure[S]. Det Norske Veritas Class Notes.30.7, 2003.
- [4] MSC Software. MSC Fatigue User Guide[M/CD]. 2005.
- [5] Lloyd's Register. Rules and Regulations for the Classification of Ships[S]. 2004.

(上接第10页)

另外从试验值与计算值的比较来看, 正航和倒车时, 试验值的升力系数值都略大于计算值, 阻力系数相反。造成这种偏差的原因有: 湍流模型仍不够准确, 大攻角状态下的流动非常复杂, 采用的 RNG  $k-\epsilon$  模型和真实的湍流流动仍然有一定差别, 需要进一步改进湍流模型才能更准确地模拟。从曲线的变化趋势来看, 正航时, 随着攻角的增大, 升力系数先增大, 由于临界攻角的出现, 随即减小; 阻力系数一直保持增加, 并且在临界攻角出现后, 增加幅度变大。倒车时, 并没有出现类似与正航时候的临界攻角, 但可看出, 在攻角大于  $30^\circ$  以后, 升力系数的增加幅度小于阻力系数。

## 4 结论

在大型通用 CFD 商业软件 FLUENT 平台下, 利用有限体积方法和湍流模型直接求解 RNG  $k-\epsilon$  方程对敞水舵流场进行了数值模拟, 并计算了敞水舵水动力性

能, 实际流动情况和试验数据进行比较, 吻合性比较好, 说明所采用的计算模型合理, 结论正确。所得到的舵叶叶背与叶面表面压力等值线图, 压力系数变化情况, 数度矢量图, 展弦比对水动力的影响符合实际情况。所得到的水动力系数在小攻角情况下, 和试验数据吻合最好; 大攻角状态下的流动非常复杂, 采用的 RNG  $k-\epsilon$  模型和真实的湍流流动仍然有一定差别, 需要进一步改进湍流模型才能更准确地模拟。

## 参考文献:

- [1] 梅琴生. 船用舵[M]. 北京: 人民交通出版社, 1981.
- [2] 王献孚. 船用翼理论[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [3] 王献孚, 韩久瑞等. 机翼理论[M]. 北京: 人民交通出版社, 1987.
- [4] 王志东, 朱仁庆. 近水面航行二维水翼的水动力特性研究[J]. 船舶工程, 2004, (3): 12-15, 26.