

基于nastran船用通道设备受力点连接底座校核

余俊真

中船华海船用设备有限公司 上海 200093

摘要：底座的安全关系到通道设备的安全和功能，本文就常用的底座设计，通过nastran模拟与手动计算简化对比，总结一套安全快捷的底座校核方法。

关键词：通道设备；底座；校核

引言

船用通道设备是货物进出船体的开关装置，按照船舶类型和通过货物的种类以及方式分为多种通道设备形式，如散货船、矿砂船、集装箱船、多用途船的通道设备则称为大舱口盖和旁通板，而滚装船的通道设备则根据位置分为各型跳板，门，坡道等；不论何种通道设备，都是需要将设备承受的载荷通过底座传递到船体结构上，底座是传递载荷的关键装置，在以往的设计校核中，为了快速得到结构的结果，往往通过理论力学得出焊接底座上的力和力矩，通过材料力学梁理论校核焊缝，由于梁理论在计算小跨高比梁与实际结构存在一定的误差，所以一般都是按照经验取一定的安全系数予以保证。底座的加强结构一般由船体设计公司确定，实际底座的加强对底座受力肯定是有影响的，本文将通过材料力学梁纯弯曲理论手算和CAE有限元模拟的比较，通过各种不同加强结构设计的底座分析，得出安全系数，为实际中的设计提供指导意见。

1 理论基础

1.1 材料力学

应力计算

纯弯曲梁正应力为：

$$\sigma = M * y / I_z$$

对于实际工程中的剪切弯曲梁，当梁的跨高比 $L/h \geq 5$ 的横力弯曲，误差 $\delta < 2\%$ ，因此，对细长梁，无论纯弯曲还是横力弯曲，横截面上的正应力都可用上式计算。底座由于受力大，通常都设计成跨高比较小的形式，一般都会低于5，所以需要考察较低跨高比对结果产生的影响。

而简便计算过程中还是按照纯弯曲公式计算，这其中的误差通过工程安全系数覆盖。通过弹性力学可以精确计算出跨高比较小的结构在载荷作用下的响应结果，但解偏微分方程计算过程过于复杂，现实复杂状态基本无法得出理论解，实际可操作性很低。

1.2 有限元分析

有限元分析（FEA，Finite Element Analysis）是使用有限元方法来分析的方法，通过将复杂物体划分成有限数量的相互作用的单元，去逼近真实状态，从而得到复杂实际问题的近似解。

通过对弹性力学解析解的近似逼近，结合虚功原理，利用矩阵便于计算机计算的特点，可以将任意复杂的物体计算出工程误差允许范围内的结果，对于实际项目意义重大^[1]。

2 算例分析

2.1 设计输入

以折叠式舱盖64000dwt端铰链底座为例分析，端铰链底座上安装有铰链眼板，折叠式舱盖就是通过铰链眼板上的轴作为固定点，在油缸力的作用下将舱口盖折叠起来，油缸作用力随着舱盖翻折角度不同而不断变化，根据动力学分析得出各个状态下油缸铰链的受力变化过程，得到整个运动过程中最大的力：Z向拉力100t，X向推力50t，Y向力为0，如图1所示。

注：计算采用船体坐标系。

X为船长方向，船首为正，

Y为船宽方向，右舷为正，

Z为高度方向，向上为正。

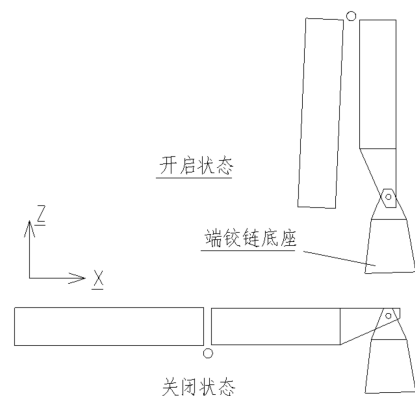


图1 端铰链简图

为方便现场安装焊接,保证有足够的焊接空间,端铰链底座截面一般设计成工字梁型式,此装置受力点距离甲板高度2190mm,底座大小为上下面板为1000mm×20mm 中间腹板为 1000mm×20mm的工字梁截面,基座整体相当于竖直在甲板面的悬臂梁,跨高比为2.19。

2.2 FEM与理论简化计算

通过有限元建模,控制其余因素不变,依次建立2190mm,1690mm,1190mm,690mm四个模型,

底部假定刚性固定在甲板上,对比有限元计算与纯弯曲公式计算值的差别如表2-1:

表2-1 不同基座高度两种计算方式对比表

H	L/h	纯弯曲 σ_{max}	纯弯曲 σ_{min}	FEM σ_{max}	FEM σ_{min}
2190	2.19	67.27	-34.57	68.8	-31.9
1690	1.69	56.71	-24.01	56.8	-21.2
1190	1.19	46.14	-13.44	42.9	-10.6
690	0.69	35.58	-2.88	59.7	-7.24

跨高比1.19的危险应力误差值小于10%,而跨高比0.69的误差67.7%,从另一个侧面很好的体现了圣维南原理:作用于小区域的静力等效的不同力系,其影响主要集中在近处,而对远处的影响可忽略。

靠近集中力端的拉应力分布差异很大,但超过一倍结构高度的远端,截面应力分布上下波动与平均应力值差异小于3%,所以跨高比小于1以下的理论计算超过工程精度要求,基本不具有指导意义。实际计算中不可通过悬臂梁理论简化计算得出底座的应力分布。

结合本项目,随着底座高度的降低,50t横力产生的弯矩越来越小,弯曲应力变小,100t拉力不变,拉应力分布越来越不均匀,所以才会出现跨高比小于1以后理论计算与有限元的差距太大。

2.3 考虑船体加强结构的FEM计算

有限元建模过程中将与船体连接的部分简化为刚性固定,实际船体加强是纵横骨架形式的加筋板格,相当于正交各向异性板,与刚性固定约束假设出入较大,现将船体加强结构一并建立在模型中,将约束端设在关心区域的远端,利用圣维南原理,即使不合理约束的影响也可以忽略,得到可信的有限元计算结果。

折叠式舱口盖端铰链连接底座设置在船体货仓开口之间的区域,此处的船体甲板基本不参与总纵强度,主应力方向为船宽方向,所以设计为横骨架形式,常见端铰链底座反面船体的加强也是按照横向加强,沿着工字梁上下面板增加两道横梁来传递底座载荷,纵向筋板连接到横梁上,加强结构形成一个更大的工字型,将载荷分散到船体上。实际船型与舱盖设计中,舱盖底座与船

体主桁材的位置不定,下面就高度2190mm的端铰链底座三种极端位置做定性分析,假定纵向加强1000mm高,横向加强500mm高,如图2所示。

1. 端铰链底座中心线与纵向强框架重合。
2. 端铰链底座中心线位于两个纵向强框架的中间。
3. 端铰链底座一侧与纵向强框架重合。

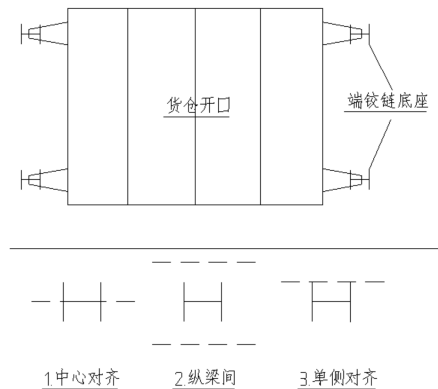


图2 端铰链与船体加强结构对齐简图

计算对比如表2-2,第一种刚度最好,加强结构重量可做到最小,第二种刚度最差,加强结构重量最大,第三种加强结构重量中等,但是由于两侧刚度不一,对底座变形有影响,通过底座高度方大,越高的底座影响越明显,需要评估底座变形,对舱盖操作的影响^[2]。

表2-2 不同基座位置应力变形对比表

方案	应力Mpa	变形mm	增加软趾应力Mpa
1	107	0.63	121
2	174	4.26	154
3	164	3.4	141

最大应力值均比表2-1中的68.8N/mm²高出55%~152%,观察最大应力值均发生在肘板趾端,显然在此处发生了应力集中现象,端铰链底座的截面积惯性矩跟船体加强不是一个数量级,应力集中往往发生在截面突变处,而且应力集中的位置也和船体加强的型式相关,方案1中发生在纵向板的趾端,方案2发生在横向肘板趾端,所以软趾的设置位置也需要在加强方案确定的情况下才能有的放矢,3方案中的横倾变形在假定的船体变形下微乎其微,可以忽略。

增加软趾后,方案1中应力反而增大,而其它方案均不同程度降低应力峰值,由于方案1主要由纵向腹板传递到纵向加强上,横向肘板的存在已经起到了消除应力集中的效果,再增加的纵向软趾出现在主应力方向上,而惯性矩远小于横向肘板,反而使应力最大值出现在趾端上,甚至超出不增加趾端的峰值,属于画蛇添足,而方案2与3中均较为简单,符合一般降低应力集中的常识。

从应力值看出底座设计余量很大,由于底座这种强受力构件均采用船用高强度钢H36,屈服极限超过355Mpa,实际应力连一半都没有达到,结构冗余度较大,存在很大的优化空间。现将下部分板厚降低一半,从20mm改为10mm,应力值从154Mpa增加到245Mpa,并没有线性增加,主要是因为应力高的地方为应力集中处,降低板厚也能起到软化的效果。

方案1和3在现实设计中不多见,大部分情况是在方案2与3之间,凑不到船体的强结构,此时加强结构的刚度将会对变形产生很大的影响。下面就船体反面加强结构500/400/300mm三种高度腹板厚度10mm跨度3000mm的加强结构,底座下半部分优化为10mm,底座高度2190mm,分析不同船体加强结构高度对整个基座变形的影响^[3]。

表2-3 不同基座高度应力变形对比表

H mm	应力Mpa	变形mm
300	441	14.6
400	357	11.2
500	245	8.23

计算结果分析:

1. 加强结构高度对软趾处的应力和整体基座的变形影响很大,当船体加强刚度不够时,会导致变形过大,需要评估对舱盖开启动作产生的影响;

2. 船体结构背面加强刚度不同,计算结果差别超过80%,不将背面加强联合建模计算底座焊接是没有意义的;

3. 弱的加强结构使得趾端进入塑性阶段,实际应力不会有这么大,因为计算中没有考虑材料进入塑性阶段非线性应力重新分布,需考虑材料非线性产生的影响,实际设计中不允许产生塑性变形;

4. 进入塑性阶段影响此处的疲劳强度,微裂纹往往

就从趾端发生、扩展,最后影响基座安全;

5. 由于底座受力次数较少,一航次开关一次,基本没有疲劳问题,这也是目前没有发生底座裂纹的原因之一。

6. 为优化底座结构型式,需将船体结构带入一并考虑,因此舱盖设计方整体设计加强方案很有必要。

结论

通过上述分析可以看出,通过简单的纯弯曲理论计算与实际情况差距较大,仅在假定刚性固定且跨高比大于1时较为准确。

考虑船体结构加强,建立联合模型后发现应力变形均有较大出入,且不同的加强结构高度,不同的加强结构位置,都会对底座应力产生很大影响,完全通过手算应将安全系数放大到2~3倍,才能覆盖因加强刚度,疲劳,应力集中带来的不利影响。

但这种粗放的计算方式对材料是极大的浪费,精细计算需要将船体结构一并代入考虑之中,将大大增加校核工作量;根据常用舱盖型式,定型几款底座设计方案,供设计师参考是可行的方案,这将成为将来的研究方向。

为实现端铰链底座减重,需要考虑的因素较多,船体加强尤为重要,而这部分工作涉及到与跨公司协作,会导致设计工作难以快速推进,所以预先研究几种不同船体加强的底座,对于快速设计反馈有很大帮助。

参考文献:

[1]徐芝纶.弹性力学简明教程[M].第三版.北京:高等教育出版社,2002年.

[2]徐秉业等.应用弹塑性力学[M].北京:清华大学出版社,2007年.

[3]王勖成.有限单元法[M].北京:清华大学出版社,2003年.