文章编号：1006-1355(2015)04-0149-04+158

舰船轴系用液压螺栓抗冲击性能的数值仿真

张晓阳[1]，陈汝刚[2,3]，解忠良[3]，饶柱石[3]

（1. 海军驻大连426厂军事代表室，辽宁 大连 116041；
2. 中国舰船研究设计中心，武汉 430064；
3. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室，上海 200240）

摘 要：液压螺栓由于装拆方便，可承受大扭矩而在舰船轴系中得到广泛应用。基于非线性接触理论，建立某型液压螺栓接触有限元分析模型，获得最大扭矩工况下液压螺栓的接触应力。基于现代冲击基础理论，建立液压螺栓抗冲击仿真模型，分别采用频域法和时域法对其进行考虑接触应力时的抗冲击性能仿真。计算得到该液压螺栓冲击载荷作用下的应力分布，为其抗冲击设计与评估提供依据。研究结果表明该液压螺栓符合抗冲击要求。

关键词：振动与波；液压螺栓；接触应力；抗冲击；轴系

中图分类号：U664.2 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.04.033

Numerical Simulation of Anti-shock Performance of Hydraulic Expansion Bolt Structures for Marine Shafting System

ZHANG Xiao-yang[1], *CHEN Ru-gang*[2,3], *XIE Zhong-liang*[3], *RAO Zhus-hi*[3]

(1. Military Representative Office of Navy in 426 Plant, Dalian 116041, Liaoning China;
2. China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China;
3. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract : Hydraulic expansion bolt is being widely used in modem naval shafting system due to its convenience in assembly/disassembly and good performance in large torque transmission. Based on nonlinear contact theory, a finite element model of a hydraulic expansion bolt was built. The distribution of the contact stress was obtained in the working condition of the maximum torque transmission. Furthermore, based on modern impact theory, an anti-shock model of the hydraulic expansion bolt was built to simulate its anti-shock performance in frequency domain and time domain with the consideration of the contact stress. The stress obtained from the anti-shock simulation can be used for anti-shock design and evaluation. The results indicate that the design of hydraulic expansion bolt can meet the anti-shock requirement.

Key words : vibration and wave ; hydraulic expansion bolt ; contact stress ; anti-shock ; shafting system

舰船推进轴系及其附属设备的抗冲击性能直接影响到舰船的战斗力和生命力，已越来越受到各国海军的高度重视[1]。抗冲击性能评估最好的方法是进行实船爆炸试验，然而由于其高昂的费用让许多发展中国家望而止步。因此，开展相关抗冲击仿真研究对提高舰船推进轴系及其附属设备的抗冲击性能具有非常重要的意义。目前，抗冲击分析方法主要包括频域方法即动态设计分析方法（Dynamic Design Analysis Method，DDAM）和时域方法[2]。本文分别采用这两种方法对舰船轴系用液压螺栓抗冲击性能进行仿真研究。

1 液压螺栓接触分析建模

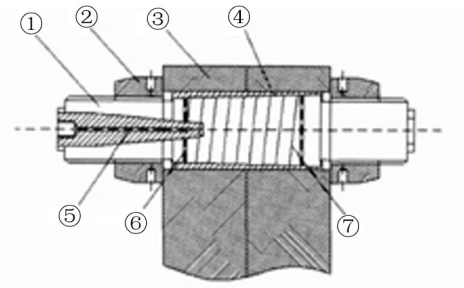
1.1 结构组成及模型简化

液压螺栓结构组成包括带外锥面的双头螺杆、带内锥面的套筒和两个螺母，如图1所示。安装时将螺杆连同套筒一起装进螺栓孔后，采用液压顶进装置和螺栓拉伸装置安装套筒和施加螺栓的预紧力，然后旋紧螺母。拆卸时采用液压螺栓拉伸装置

收稿日期：2014－12－03

作者简介：张晓阳（1985－），男，辽宁大连人，主要研究方向：船舶动力装置特性研究。

通讯作者：陈汝刚，男，博士，工程师。
E-mail: rgchen@sjtu.edu.cn



1 双头螺杆；2 螺母；3 法兰；4 套筒；5 注油孔；6 进油口；7 螺旋油槽

图 1 液压螺栓结构示意图

拉伸螺栓，同时在螺杆圆锥面油道内注入高压油。液压螺栓与传统铰制孔螺栓相比，安装拆卸方便，避免由于过盈配合引起的金属摩擦、拉毛等问题。

舰船推进轴系工作状态下需要传递较大的扭矩，这使液压螺栓锥套在法兰连接面处承受较大的剪应力，需对液压螺栓整体结构受载后的应力进行分析。由于轴系是轴对称结构，其传扭过程可以简化用法兰盘模拟。法兰盘上均布15个相同液压螺栓，取1/15法兰盘进行仿真计算，其三维网格模型如图2所示。

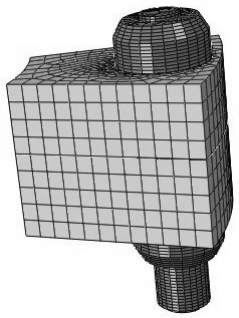


图 2 液压螺栓接触应力分析网格模型

1.2 数值建模

（1）接触关系的定义

液压螺栓接触应力分析模型中，螺栓各部件已处于装配完成时的相对位置。此时，螺杆和套筒、套筒与螺栓孔之间形成过盈配合。在上述过盈配合面之间建立接触关系，并通过接触面间的几何过盈量来模拟接触面间的接触应力。

液压螺栓安装时需要拉伸器提供116 kN预紧力。因此，液压螺栓安装后与法兰接触面之间产生一定的安装应力。本文将螺杆和两个螺母采用一体化建模，通过定义螺母与法兰接触面之间的过盈量来模拟液压螺栓的安装应力。

（2）边界条件

施加边界时，固定一个法兰的两个切断面。定义一个参考点，并与另一法兰两切断面建立耦合关系。通过在参考点施加1/15最大工作扭矩来模拟法兰所传递的扭矩值。

（3）载荷步的定义

液压螺栓接触应力分析的难点在于接触计算的收敛性。由于接触是强非线性问题，文中螺杆与套筒之间、套筒与螺栓孔之间、两个螺母与法兰面接触面之间以及两法兰接触面之间都存在着接触关系。因此，在处理这些接触关系时需要采取适当的方法才能保证计算的收敛。如：分步建立接触关系、在建立接触的过程中施加临时边界等。

2 抗冲击计算理论

2.1 频域分析法

依据GJB 1060.1-1991开展液压螺栓抗冲击性能频域分析研究。计算三维网格模型包括连接轴、传动轴、液压联轴器、15个液压螺栓等部件。由于频域分析不能考虑非线性问题，接触面均定义为Tie。边界条件设定为两个轴端面固定。

随舰艇类型、设备安装位置及设备各级模态质量的不同，频域分析冲击谱也不一样。对于液压螺栓，属于A类设备。因此，计算公式如下

$$A_0 = 196.2\frac{(17.01+ma)(5.44+ma)}{(2.72+ma)^2} \quad (1)$$

$$V_0 = 1.52\frac{(5.44+ma)}{(2.72+ma)} \quad (2)$$

式中A_0为加速度，m/s^2；V_0为速度，m/s；m_a为模态质量，t。

依据GJB 1060.1-1991要求，采用NRL方法进行模态合成

$$x_i = x_{ib} + \sqrt{\sum_a x_{ia}^2 - x_{ib}^2} \quad (3)$$

式中x_{ib}为任一阶模态的最大响应；x_{ia}为对应a阶模态的响应；x_i为合成后的响应。

频域计算最终结果是动力学分析得到的冲击应力与设备连续工作应力的综合[3, 4]。液压螺栓由于过盈配合产生的接触应力及传递扭矩产生的应力均为连续工作应力，故计算结果应包含这些应力值。

2.2 时域分析法

时域分析法是目前国内外广泛应用的一种计算方法。该方法采用实测的时间历程曲线或标准的基础输入时程曲线作为设备的冲击输入载荷，对设备进行瞬态动响应分析。时域分析法可以对各种非线性因素进行精确仿真。本文采用德国舰船冲击标准BV 043/1985规定的双三角加速度时间历程曲线，如图3所示。

根据BV 043/1985要求，相关参数计算方法如下：

（1）设备质量小于5 t的隔离系统，抗冲击指标见表1[6]。

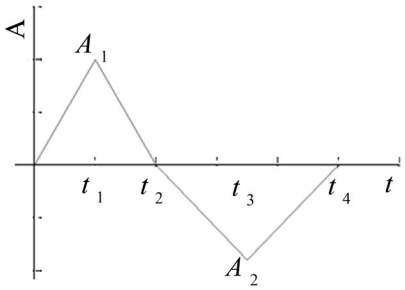


图3 双三角形时域曲线

表1 BV 043/1985抗冲击谱

安装部位	方向	等加速度谱	等速度谱	等位移谱
		A_0/g	V_0/m/s	D_0/cm
I类	垂向	320	7.0	4.3
	横向	280	6.0	3.0

（2）对于设备质量大于5 t的隔离系统，冲击谱速度和加速度需要进行折减，折减的公式为

$$\frac{A}{A_0}=\left(\frac{m}{m_0}\right)^{-0.537} \tag{4}$$

$$\frac{V}{V_0}=\left(\frac{m}{m_0}\right)^{-0.4} \tag{5}$$

式中m为隔离安装的设备质量(t)；m_0为质量常数，恒等于5 t；A为折减后的加速度谱值(g)；V为折减后的速度谱值(m/s)。

计算输入载荷依据表1和图3来确定，图4为从冲击谱转换为等效的时域加速度曲线。图中的参数计算方法如下

$$\begin{aligned}A_1&=0.6A_0\\ t_2&=1.5V_0/A_1\\ t_4&=\frac{6.3D_0-1.6A_1t_2^2}{1.6A_1t_2}+t_2\\ A_2&=-A_1t_2/(t_4-t_2)\\ t_1&=0.4t_2\\ t_3&=t_2+0.6(t_4-t_2)\end{aligned} \tag{6}$$

时域法分析时，由于整个抗冲击模型相对于液压螺栓较大，因此，本文采用子模型算法进行计算。子模型法又称切割边界法或特定位移法，是一种基于圣维南原理精确计算结构中的细部构件方法。该方法用整体模型切割边界上的位移作为子模型的位移边界条件，对子模型进行重新计算，得到更为精确的结果[7]。

子模型分析步骤为：

（1）对整体模型进行分析；

（2）对子模型建模，并使子模型在总体坐标系中的位置与其在整体模型中的相应位置一致；

（3）提取子模型切割边界条件；

（4）分析子模型，使用子模型结果文件，读入切割边界条件文件，并在子模型上施加切割边界条件以外的载荷和约束。

3　材料属性及计算工况

以某型舰船轴系用液压螺栓为分析对象，对其抗冲击性能进行研究[8]。液压螺栓各部件的材料属性如表2所示。最大扭矩工况下推进轴系所传递的扭矩值为3 800 kNm。

表2 液压螺栓各部件材料属性

零件	弹性模量	泊松比	屈服极限
	N/mm^2		Mpa
螺杆	210 000	0.3	740
套筒	210 000	0.3	640
螺母	210 000	0.3	740
法兰	210 000	0.3	600

4　计算结果分析

4.1　接触应力计算结果

最大扭矩工况下，液压螺栓接触应力仿真计算结果如下所示。

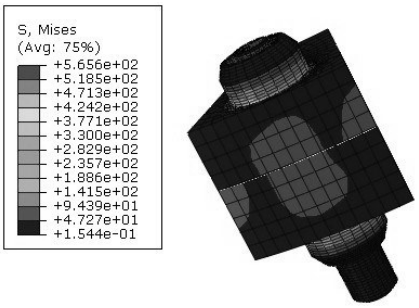


图4 整体模型应力分布

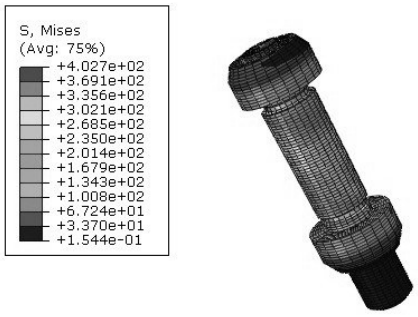


图5 螺杆及螺母应力分布

从以上结果分析可知，液压螺栓所有零件应力均远小于材料屈服极限。整个结构最大应力出现在液压螺栓套筒承受两法兰面剪切的位置，最大值为565.6 Mpa，其余大部分区域应力较平均，在320 Mpa左右。

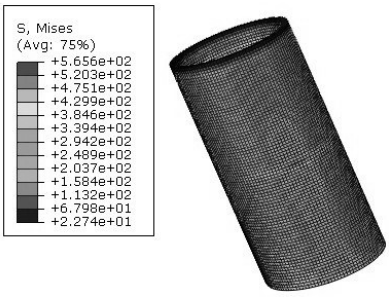


图 6 套筒应力分布

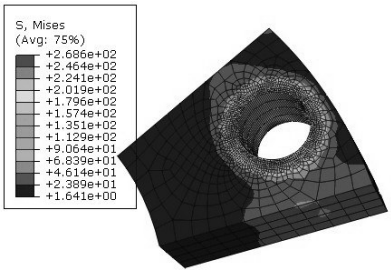


图 7 法兰应力分布

4.2 频域分析计算结果

抗冲击计算无论频域还是时域都应该进行垂向、纵向和横向的评估。由于垂向冲击破坏最大，本文只对垂向结果进行分析。液压螺栓抗冲击频域计算结果如图8、图9所示。



图 8 整体模型垂向冲击应力云图

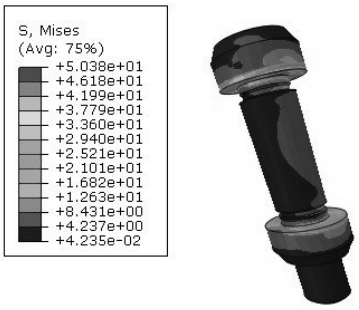


图 9 螺杆及螺母垂向冲击应力云图

该液压螺栓危险点频域垂向冲击应力综合结果为：螺杆最大应力419.60 Mpa出现在螺杆与螺母连接的过渡圆角处；套筒最大应力571.07 Mpa，出现在套筒被两法兰面剪切的内表面。液压螺栓各部件最大应力都符合GJB 1060.1-1991抗冲击性能要求，小于材料屈服极限。

4.3 时域分析计算结果

液压螺栓抗冲击时域计算模型如图3所示。由于时域法可以把各种非线性因素考虑进来，因此各

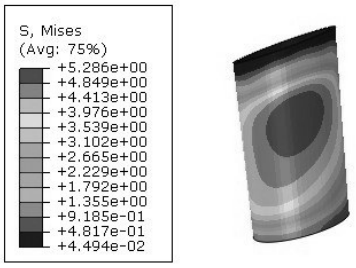


图 10 套筒垂向冲击应力云图

接触面定义为Contact。三角冲击波施加在两个轴端面上。时域法子模型计算结果如图10—图13所示。

由图14、15可知，螺杆和套筒最大应力出现在冲击的初始时刻，分别为411.32 Mpa和622.46 Mpa，均小于其材料的屈服极限，符合抗冲击性能要求。

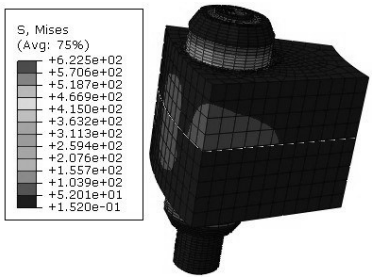


图 11 0.603 ms子模型整体时域垂向冲击应力云图

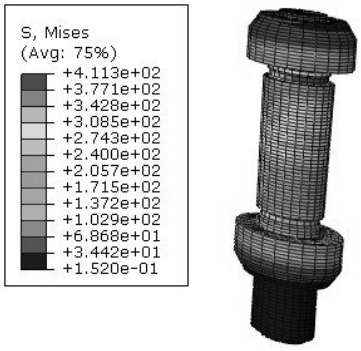


图 12 0.603 ms时刻螺杆及螺母时域垂向冲击应力云图

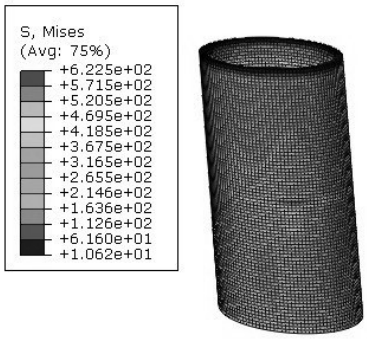


图 13 0.603 ms时刻套筒时域垂向冲击应力云图

5 结 语

本文分别对液压螺栓在最大扭矩工况下的接触应力及抗冲击性能进行了仿真计算。分析结果表明：

（下转第158页）