

减振与降噪

船舶成套管路及附属设备抗冲击性能评估研究

李庆松¹, 马炳杰², 姚 辉², 王志刚²

(1. 海军驻广州广船军事代表室, 广东 广州 510382; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 为充分反映出船舶管路的整体应力分布和周向应力应变的变化情况, 采用壳单元建立管路有限元模型, 并考虑法兰、阀门、仪表等管路附件以及吊支架对管路抗冲击性能的影响; 根据 BV 规范对冲击能量进行转换, 得出两种不同的时域曲线作为冲击载荷, 对比分析了不同冲击载荷对计算结果的影响; 最后对成套管路的冲击响应结果进行分析, 综合评估了其整体抗冲击性能, 指出成套管路的抗冲击薄弱环节。

关键词: 船舶; 成套管路; 冲击; 载荷

中图分类号: U664, TB535 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)05-0039-05

Shock Resistance Performance Evaluation of Ship Piping System and its Accessory Equipments

Li Qingsong¹, Ma Bingjie², Yao Hui², Wang Zhigang²

(1. Naval Deputy Office of Guangzhou Shipyard International Co., Ltd., Guangdong Guangzhou 510382;
2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: To adequately reflect the overall stress distribution and the change of circumferential stress and strain of pipelines, FEM model was established using shell element, and the effect of accessories such as flange, valve and instrument as well as hanger on the shock resistance performance were taken into consideration. According to BV standard, the impact energy were transformed, and two different time domain curves were obtained as impact loads, and their effect on the calculation results were compared and analyzed respectively. Finally, the impact response results of pipelines were studied, the overall impact resistance performance were evaluated comprehensively, and then weaknesses of piping system were give.

Key words: ship; piping system; impact; load

0 引 言

随着国内实船冲击试验数据的积累, 船舶成套管路系统的抗冲击性在船舶应用和实船试验中逐渐暴露出问题。比如某船主机燃油管路系统受到强烈的冲击载荷, 导致管路支吊架断裂, 管路破损, 出现渗漏和滴油的现象^[1]。因此, 开展成套管路的抗冲击性能研究显得日益重要。综合工作效率、成本等因素, 目前一般采用仿真分析的方法进行管路

抗冲击性能的研究。仿真过程主要包括高精度仿真模型的建立、冲击环境的确定、抗冲击性能的预估和分析等三个方面。

国内现有的研究基本都是基于梁单元模型计算简单管路结构的动力特性, 部分研究对象甚至是简单的直梁模型。这些研究对管路的抗冲击研究提供了一定的技术支持, 但是梁单元不能反映出管路的应力分布, 也不能反映周向应力和周向变形的变化。同时, 国内现有计算大多没有考虑阀门、仪表

收稿日期: 2016-04-18

作者简介: 李庆松(1972-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为船舶动力系统设计及减振降噪, E-mail: oscejie@163.com。

等附件以及支吊架等约束的影响,描述的冲击响应是不全面的^{[2][3]}。船舶管路系统是船体结构内庞大、复杂的空间结构,存在各种连接形式和支吊架的约束。因此,建立舱室内成套管路模型并用于冲击响应分析,对认识管路冲击响应,分析管路冲击薄弱区域以及评估管路强度很有意义。

本文建立推进柴油机海水冷却管路系统模型,为充分反映出管路的整体应力分布情况和周向应力应变的变化,采用壳单元建立管路有限元模型,并考虑法兰、阀门、仪表等管路附件以及周围设备对管路抗冲击性能的影响;根据BV规范得出两种不同的时域曲线作为冲击载荷,对比不同冲击载荷对计算结果的影响;最后对成套管路的冲击响应结果进行分析,综合评估其整体抗冲击性能,并指出成套管路的抗冲击薄弱环节。

1 管路、附件及吊支架有限元建模

根据管路系统的设计图纸,详细建立管路三维有限元模型。首先,按其节点坐标建立管路轴线图;然后对应图中各管段的管径,沿着轴线建立管路壳单元模型;最后去除多余的线和相贯处冗余的面。所得到的推进系统海水冷却管路几何模型如图1所示。

(1) 划分网格前须对结构的部分区域进行几何清理,对可能影响单元划分的部位做融合处理,以减少几何模型棱角等对网格分布的影响,从而生成高质量的网格。

(2) 对于模型中直管部分,由于其结构比较规整,直接采用四边形单元。

(3) 而在模型的三通和弯头等不规则部位,须先将几何模型进行切分,将三通区域分离出来,以保证模型规则部分的网格规整,三通和弯头部分采用三角形或者混合单元划分网格;为了网格光滑,保证模型单元质量良好,适当增加网格划分的密度并采用三角形单元。

(4) 对于阀门、泵等,不考虑其工作状态的改变对管路系统带来的冲击,认为:在使用状态下其为局部存在的不可忽视的集中质量,仅考虑其质量效应对管路冲击振动的影响。

最终建立的有限元模型如图1和图2所示。

2 冲击载荷及边界条件设定

船舶成套管路抗冲击性能分析所采用的环境一般有以下几种^[4]:

(1) 根据现行国军标 GJB1060.1-91^[5],按照

管路的尺寸、重量、安装位置以及船舶类型,根据规定的公式计算管路的冲击速度或加速度设计值。

(2) 根据德国军标 BV043/73 或 BV043/85^[6],按照管路的尺寸、重量、安装位置以及船舶类型,根据规定公式计算柴油机的冲击速度设计值和冲击波脉宽,然后将冲击速度转化为半正弦双波或者半折线双波的冲击时域输入。

(3) 根据实船水下爆炸抗冲击试验,实测管路各个安装部位的冲击加速度时域波形,作为管路抗冲击评估的冲击时域输入,该时域波形为不规则波形,冲击波脉宽依据不同的船型而不同。

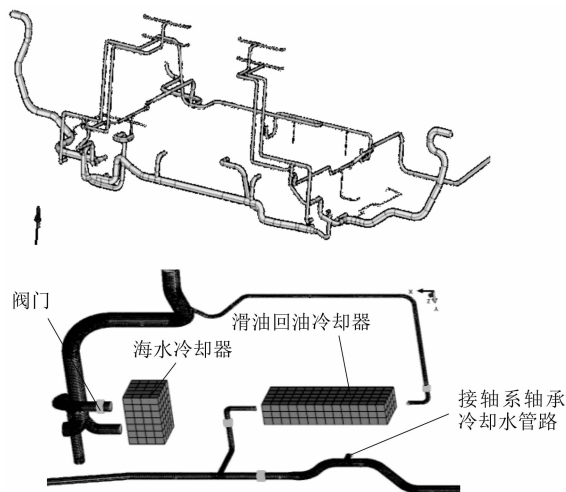


图1 管系及附件有限元模型图

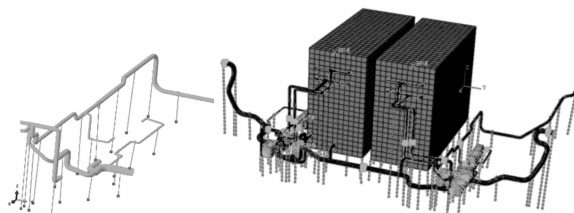


图2 成套管路(管路、附件及支吊架)有限元模型

由于现行国军标和德国军标 BV043/73 的终极输入相对较小,而实船冲击环境输入又较难获得,所以本文采用德军标 BV043/85 规定的冲击环境。该标准指出,在未规定输入激励时间历程情况下,可以采用规定的正负三角波或者正负半正弦波载荷进行验证计算。根据本文管路的尺寸、重量、安装位置以及船舶类型,最终换算得出管路的冲击环境有两种,分别如图3所示。对两种冲击输入进行计算对比,评估其对抗冲击性能的影响。

将图3所示的载荷作为边界条件分别施加到管路和对应设备的基座底部。由于船舶主要受到垂向冲击,因此,本文主要考察管路在垂向冲击载荷作用下的响应情况。

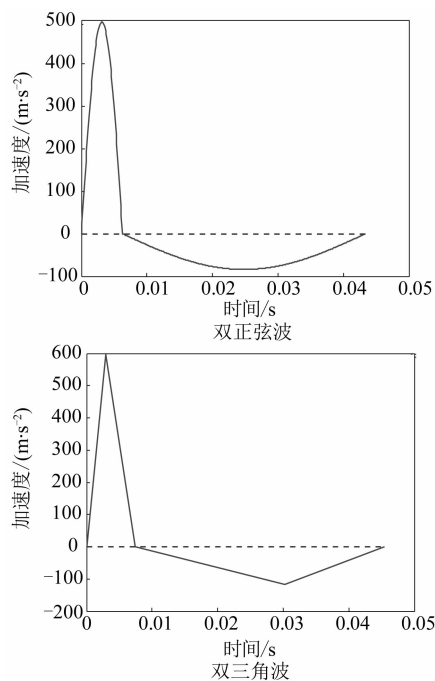


图3 典型冲击谱

3 计算结果及分析

3.1 整体结果分析

分别应用上述两种冲击输入, 对所建立的管路模型进行抗冲击计算。图4和图5为计算的 Mises 应力分布图和 PEEQ (等效塑性应变) 分布图。从中可以看出:

(1) 在管路弯头和三通处出现应力集中现象, 几乎所有明显的塑性变形都发生在弯头和三通这种结构截面发生变化的地方。

(2) 管路的接头、弯头和三通等区域应力均偏大, 相邻支座之间的跨中部位也是挠度较大的地方, 因此接头、弯头、三通以及相邻支座之间的跨中部位是成套管路的薄弱环节。

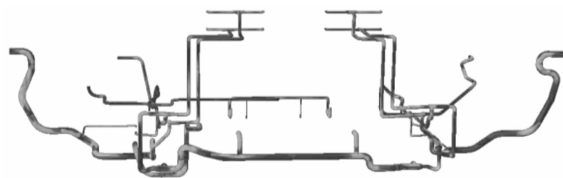


图4 管路系统 Mises 应力分布

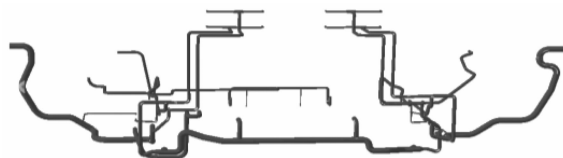


图5 管路系统 PEEQ (等效塑性应变) 云图

图6为冲击载荷作用过程中模型各部位典型节点的位移时历曲线。其中:

(1) 曲线 bottom 是基础的运动位移曲线。模型在冲击作用下整体产生一个沿冲击方向的位移, 各个典型节点在基础运动的位移处来回振动。

(2) 曲线 engine 表示柴油机的位移。由于柴油机基座的冲击载荷是折减以后的, 也即输入值较小, 使得最终位移值偏小。可以看出柴油机没有明显的振动。

(3) pump 和 cooling 表示的泵和海水冷却器的位移基本一致, 运动一段距离后在附近上下振动。pipe 曲线表示管路节点的位移曲线, 可以看出: 管路的振动频率明显大于其余设备的振动频率, 这可能导致管路及设备相对位移过大, 造成管路应力过大或者接头处破坏。

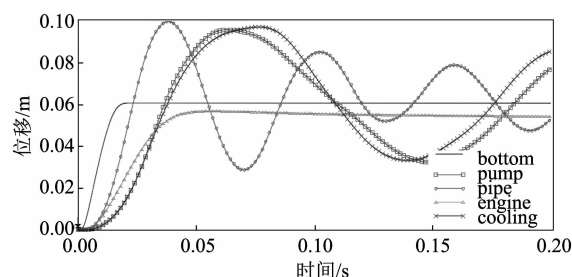


图6 冲击载荷作用下节点位移曲线

3.2 管路弯头抗冲击分析

管路弯头抗冲击结果如图7和图8所示。从计算结果可以看出, 除了管路三通, 管路结构中产生应力集中的区域几乎全在弯头区域, 特别是垂直布置的弯头 (与冲击载荷方向一致), 而且产生应力应变最大的位置在管路的外侧。

选取典型弯头考核单元, 提取应力、应变峰值, 统计如表1所示。其中6~8考核点为水平弯头上的考核单元, 其余为垂向弯头上的考核点。对比两种冲击环境下管路弯头响应的差别如下:

(1) 在冲击载荷作用下, 管路弯头考核单元应力响应均达到了管路材料的屈服极限, 产生了等效塑性变形, 而且垂直的弯头其应力水平整体上要比水平弯头的高, 两种工况下垂直弯头的平均 PEEQ 是水平弯头的 7.2 倍和 13.1 倍;

(2) 对于同样的冲击谱, 转换成三角波转换比半正弦波冲击载荷计算得到的结构响应偏大;

(3) 在材料达到屈服极限后, 虽然结构应力响应可能比较接近, 但其等效塑性应变存在很大的区别, 此时, 若是对应变要求比较严苛的结构或者材料就不能以应力作为衡准。

表 1 管路弯头应力应变峰值

考核点	Mises 应力/MPa			PEEQ (等效塑性应变)		
	三角波	半正弦	对比	三角波	半正弦	对比
1	322.8	320.8	0.6%	0.009	0.003	66.7%
2	333.2	328.5	1.4%	0.042	0.027	35.7%
3	349.9	338.8	3.2%	0.095	0.059	37.9%
4	336.6	330.1	1.9%	0.052	0.032	38.5%
5	330.1	325.9	1.3%	0.032	0.019	40.6%
6	322.8	321.1	0.5%	0.009	0.003	66.7%
7	322.6	320.9	0.5%	0.008	0.003	62.5%
8	320.7	320.1	0.2%	0.002	0.0004	80.0%

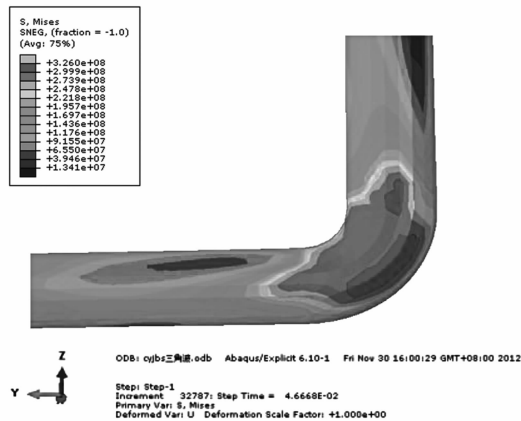


图 7 弯头 Mises 应力云图

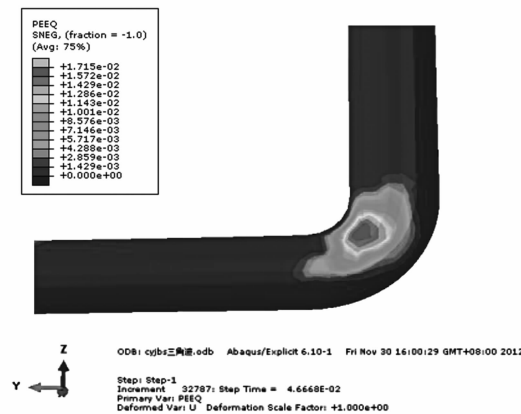


图 8 弯头 PEEQ 云图

3.3 三通抗冲击分析

管路三通也是应力集中比较明显的地方，特别是异径三通和不规则三通结构容易产生较大的应力应变。从图 9 和图 10 可以看出：在管路交叉相贯的区域，应力集中现象比较严重。

三通处的响应计算，其模型网格质量对计算结果影响很大，须要对结构突变的地方进行网格加密，否则会导致计算结果不合理。选取整个管路模型典型位置的三通处考核单元，统计其 Mises 应力、应变结果，如表 2 所示。

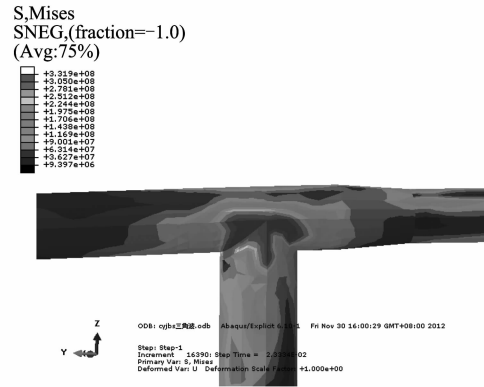


图 9 三通 Mises 应力云图

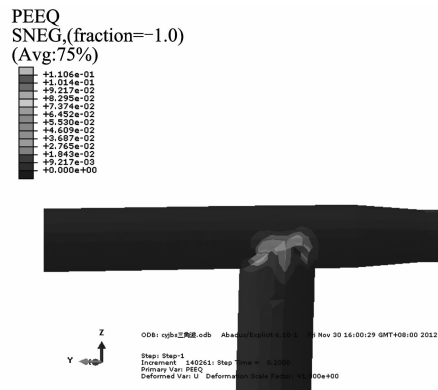


图 10 三通 PEEQ 云图

表 2 中考核单元 5 是垂直方向的三通，其应力并未超过材料屈服极限，但仍然可以看出：三角波载荷工况下管路冲击响应大于半正弦波工况下的响应。

表 2 管路三通应力应变峰值

考核单元	Mises 应力/MPa			PEEQ		
	三角波	半正弦	对比	三角波	半正弦	对比
1	327.8	324.0	1.2%	0.025	0.013	48.0%
2	330.2	323.1	2.2%	0.032	0.010	68.8%
3	327.8	324.4	1.0%	0.025	0.014	44.0%
4	328.1	323.6	1.4%	0.025	0.012	52.0%
5	78.8	75.8	3.8%	—	—	—

3.4 设备接头抗冲击分析

设备连接处通常采用挠性接管来连接管路及设备，计算模型在连接处不会出现较大的应力或变形，因此须考核管路接头与设备之间的位移是否超过挠性接管的补偿能力。管路和柴油机模型有六个端头连接，图 11 所示为在冲击过程中端头与设备的相对位移曲线，表 3 总结了所有设备与相连管端考核点相对位移的峰值。

(1) 由图 11 可以看出：在两种波形的冲击下，与柴油机连接的 6 个管端节点整体响应趋势是

一致的，仅个别考核点的运动轨迹稍有差异。总的来看：两种载荷作用下管路系统的整体响应是相似的；冲击三角波载荷作用下管路响应要比半正弦波的大。

(2) 从表 3 中可以看出，与设备连接管端与设备的相对位移最大值为 27.5 mm，只要配备适当的挠性接管与设备连接，就完全可以避免在冲击载荷作用下管路及设备连接脱落失效的问题。

(3) 两种不同的冲击载荷计算得到的位移响应偏差在 17.1% ~ 33.5% 之间，说明：即使为同样满足规范的冲击载荷设置，半正弦波计算结果要小得多。因此，建议采用三角波转换计算冲击输入，以防止对管路抗冲击能力的乐观估计。

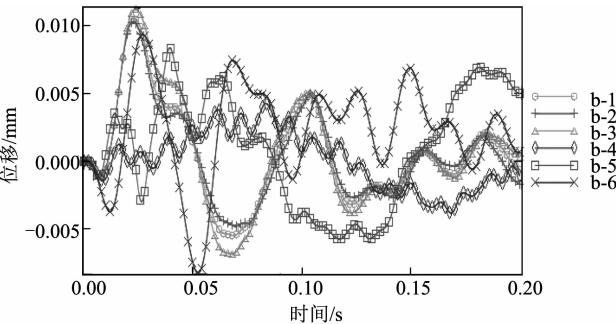


图 11 管路接头与柴油机相对位移曲线

表 3 设备连接端头和设备相对位移对比

考核点	相对位移峰值/mm		对比
	三角波	半正弦	
柴油机	15.5	10.3	33.5%
海水泵	12.9	10.4	19.4%
通海阀箱	21.3	15.7	26.3%
海水冷却器	27.5	22.8	17.1%
滑油回油冷却器	23.3	18.3	21.5%

4 结 论

本文建立了包括管路、阀门、设备、弯管、三通以及吊支架等成套管路系统模型，基于 BV 规范将冲击载荷转换为两种不同的输入，在此基础上对成套管路进行了抗冲击性能计算分析，指出了其薄弱环节，对管路的抗冲击性能进行了综合评估，得到以下结论：

(1) 管路弯头和三通处易出现应力集中现象，几乎所有明显的塑性变形都发生在弯头和三通这样

结构截面变化的地方。因此结构、弯头、三通以及相邻支座之间的跨中部位是成套管路的薄弱环节，管路设计时应重点关注这些部位的抗冲击能力。

(2) 在本文采用的冲击载荷作用下，管路弯头考核单元应力响应都达到了管路材料的屈服极限，产生了等效塑性变形，而且垂直弯头应力水平整体上要比水平弯头的高；两种工况下垂直弯头的平均 PEEQ 是水平弯头的 7.2 倍和 13.1 倍。

(3) 管路三通应力集中现象比较明显，特别是异径三通和不规则三通结构容易产生较大的应力应变。

(4) 对于设备接头，其在连接处会产生较大的变形，因此须考核管路接头与设备之间的位移是否超过挠性接管的补偿能力。

(5) 对于成套管路，在材料达到屈服极限后，虽然结构应力响应可能比较接近，但其等效塑性应变存在很大的区别。因此对应变要求比较严苛的结构或者材料不能仅以应力作为衡准。

(6) 在基于 BV 规范将冲击载荷转换为两种不同的时域曲线时，三角波的计算结果要高于正弦波的。因此，建议在校核管路抗冲击能力时，载荷的选取应采用三角波形式，便于为抗冲击性能设计留有足够的裕度。

参考文献

[1] 刘颜辉, 黄玉学, 胡龙军. 某轮主机燃油管路振动分析及对策 [J]. 舰船科学技术, 2010, 32 (9): 47-50.

[2] LIANG C C, TAI Y S. Tai. Shock responses of a surface ship subjected to noncontact underwater explosions [J]. Ocean Engineering, 2006 (33): 748-772.

[3] 陈刚, 汪玉, 李兆俊. 国内外舰艇管路系统抗冲击技术工作评述 [J]. 振动与冲击, 2007, 26 (4): 58-64.

[4] 马炳杰, 王志刚, 姚辉. 船舶推进轴系冲击性能预估和影响因素分析 [J]. 大连海事大学学报, 2011, 37 (04): 13-16.

[5] 国防科学技术工业委员会. 舰船环境条件要求机械环境: GJB1060. 1-91 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1991.

[6] 前联邦德国海军舰艇建造规范冲击安全性部分: BV043173 [S]. 北京: 中国舰船研究院发展部, 1998.