文章编号：1006-1355(2014)05-0047-04+56

超大型散货船总振动计算及动力响应预报与控制

周清华，李小灵，陈 兵

（江南造船(集团)有限责任公司，上海 201913）

摘 要：采用有限元法对209000 DWT Newcastle-Max型散货船的船体梁振动特性和上层建筑在主机激励下的强迫振动响应进行数值分析。重点研究船体梁振动力学模型建模、主机机架振动计算和不平衡力矩加载等关键技术，对典型减振装置——平衡补偿器和顶部支撑的减振效果进行评估。计算表明，该船采取的减振措施效果显著，振动性能满足ISO 6954的振动评价标准。

关键词：振动与波；振动响应；力学模型；机架振动；平衡补偿器；顶部支撑

中图分类号：U661.44 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.05.010

Vibration Response Prediction and Control of a Super Large Bulk Carrier

ZHOU Qing-hua, LI Xiao-ling, CHEN Bing

(Jiangnan Shipyard (Group)Co. Ltd., Shanghai 201913, China)

Abstract : The finite element method is used for numerical analysis of overall vibration characteristic of the girder and forced vibration response the superstructure of a 209000 DWT Newcastle-Max type bulk carrier induced by main engine exciting force. Some key techniques, such as the mechanical modeling for vibration analysis, calculation of main engine frame vibration and the exciting force application method, are discussed. The vibration reduction effects of the balance compensator and the top bracing are evaluated. The results indicate that the vibration characteristic of this bulk carrier can meet the requirement of ISO 6954 standard by using the vibration reduction method.

Key words : vibration and wave ; vibration response ; mechanical model ; ME frame vibration ; balance compensator ; top bracing

随着船舶吨位、航速和主机功率的不断提高，加大了船舶发生振动的概率。振动影响到人员的舒适性、设备的可靠性及结构的安全性，致使船舶振动预报与减振降噪越来越引起船舶行业的关注。对于商船，船舶振动水平评价标准不断修改升级[1]，为了对设计阶段进行振动控制，各个船级社均给出了相应的指导性文件[2—5]作为船东自愿选择的标准。船东对生活处所的要求越来越高，要求最大程度地降低振动烈度。振动问题已成为船东、船厂和船级社共同面对的难题。

本文以由江南造船（集团）有限责任公司自主研发的209000 DWT Newcastle-Max型散货船为例。该船型由于吨位大，船体基频较低，在一定的航速与航向时，易产生波激振动，因此，有必要确定2节点垂向振动固有频率[6]。同时，该船型为尾机型船舶，上层建筑位于尾部，纵向短而垂向高，且与机舱棚、烟囱分离，上述特点导致上层建筑的整体刚度减弱。采用新型G型主机，由于其转速低，冲程更长，存在较大的不平衡力矩，机架振动问题较为突出，严重的机架振动可能引起上层建筑的较大振动。为此，本文重点研究船体梁总振动计算和上层建筑在主机激励下的强迫振动响应预报。在船舶设计阶段对船舶结构的振动响应水平进行分析和评估，采取必要的减振措施，有效地降低了振动。

收稿日期：2013-12-20

作者简介：周清华（1984- ），男，湖北省荆州市人，硕士，主要研究方向：船舶环境载荷及结构性能评估研究。

E-mail: supershiper@163.com

1 船体梁总振动计算

计算结构的振动响应，应首先求出结构无阻尼自由振动的固有频率和振型，为了保证精度，需将激励频率范围内共振频率包括在内。本文采用三种力

学模型计算船体梁总振动。

1.1 一维梁模型

一维梁模型将船舶沿船长方向简化成若干变断面梁，通过定义梁单元的属性参数，反映船舶的质量和刚度特征。

梁单元的属性参数按下列公式计算：

剖面面积为

$$A=\sum_{i=1}^{n}t_iL_i+\sum_{k=1}^{m}A_k \tag{1}$$

对形心的垂向惯性矩为

$$I_{zo}=I_z-S_z\cdot z_o \tag{2}$$

对形心的水平惯性矩为

$$I_{yo}=I_y-S_y\cdot y_o \tag{3}$$

垂向剪切面积为

$$S_v=S_{v1}+S_{v2} \tag{4}$$

水平剪切面积为

$$S_h=S_{h1}+S_{h2}+S_{h3} \tag{5}$$

式中 L_i 和 t_i 为第 i 板的长度和厚度，m；n 为板单元总数，A_k 为第 k 个加强筋截面面积，m^2；m 为加强筋总数；I_z 和 I_y 为对 oy 轴和 oz 轴的弯曲惯性矩，m^4；S_z 和 S_y 为对 oy 轴和 oz 轴的静矩；z_o 和 y_o 为相对于 oy 轴和 oz 轴的形心坐标，m；S_{v1} 和 S_{v2} 为船侧板和纵舱壁板的剖面面积，m^2；S_{h1}、S_{h2}、和 S_{h3} 为甲板板、内底板和船底板的剖面面积，m^2。

在实际计算中，参考船体总纵强度校核时构件的选取原则确定应计入计算剖面的纵向构件，船体梁各梁段的剖面面积、惯性矩和剪切面积取该段相临剖面的算术平均值。

1.2 混合模型

混合模型的尾部为三维立体模型，中首部为一维梁模型，如何准确实现两种模型之间的动力特性的耦合，目前尚无定论[7]。

文中将三维立体模型与一维梁模型的联结处选在尾部横剖面刚度较大的槽形舱壁，两者的联结采用伞状梁，以保证在过渡处的变形协调，满足梁的平断面假定。基于该要求，通过反复试算确定了伞状梁的相关参数：在主甲板、顶凳板、底凳板、槽形舱壁和船底外板左、中、右各创建一个特殊梁单元，其弹性模量取为钢材的10倍，材料密度值取为0，剖面属性不小于相邻梁单元。混合模型见图1。

1.3 整船三维模型

整船三维模型是一种更接近于船舶实际结构的力学模型，能够比较准确地计算船舶振动特性。尾部和上层建筑区域采用纵骨间距×肋矩的网格尺寸，以期尽可能反映所有结构特征，货舱和首部区域采

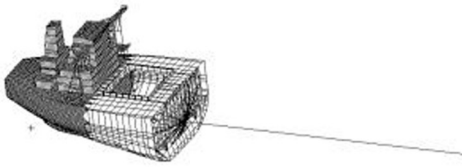


图1 混合模型

用强框间距的网格尺寸，当一块板格上有多个与板格边界上的强力构件平行的筋时，将筋分配到强力构件上。通过直接定义筋的截面属性参数，使其面积和惯性矩（包括带板）相等。采用板缝线平均板厚和开孔板厚折减方法对板厚、减轻孔和开孔进行简化。整船三维模型见图2。

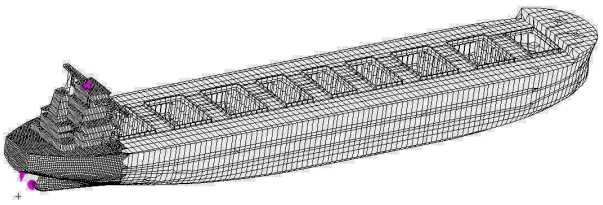


图2 整船三维模型

1.4 总振动结果分析

采用 Lanczos 算法求解船体梁固有频率及振型，计算结果见表1。

由表1可知，目标船的前3阶总振动远离主机和螺旋桨激励频率，满足船舶总振动频率储备要求；三种力学模型计算得到的首阶振动固有频率非常接近，垂向、水平振动的相对偏差分别为5 %和8 %；随着振动阶数增加，偏差逐渐增大，其主要原因是船体在高阶振动时已呈现非梁形态，梁理论的基本假设已不再适用。

一维梁模型的建模简单，计算量小，解决低谐调振动效果良好，可供动力设备选型，适用于总体设计阶段[8]；混合模型可以反映尾部振动与船体梁总振动的耦合影响，但采用的刘易斯图谱法无法准确计算高阶振动时（大于5阶）的附连水质量；整船三维模型可以考虑高阶模态下各种振动的耦合作用，适用于上层建筑振动响应的精确预报。

2 上层建筑振动计算

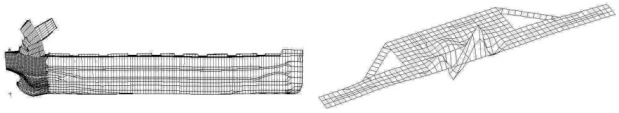
上层建筑振动包括结构整体振动和局部构件振动，结构整体振动是指上层建筑作为整体所发生纵向振动、横向振动和扭转振动；局部构件振动是指上层建筑的各层甲板、围壁和舱壁发生局部振动。

文中采用板梁组合计算模型计算得到上层建筑各层甲板的首谐调振动频率均超过12 Hz，高出主机缸频1.5倍，可知甲板板架结构满足局部振动频率储备要求；上层建筑总振动频率与主机缸频低避仅

表 1 前3阶固有频率和振型

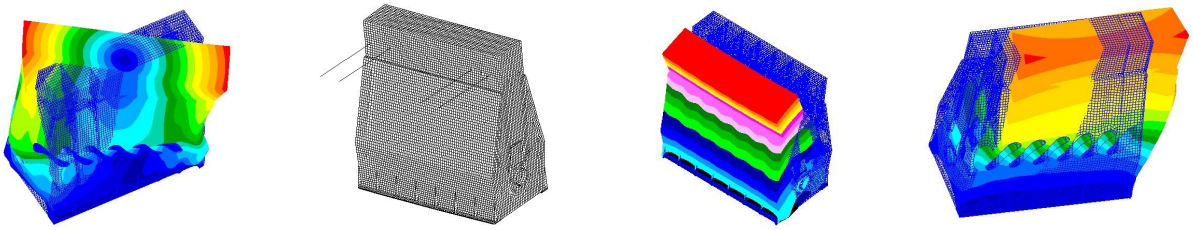
模型	阶次	垂向振动	水平振动
一维梁模型	1	0.38Hz	0.63 Hz
	2	0.93 Hz	1.27 Hz
	3	1.62 Hz	1.91 Hz
混合模型	1	0.38 Hz	0.64 Hz
	2	0.91 Hz	1.42 Hz
	3	1.55 Hz	1.62 Hz
整船三维模型	1	0.40 Hz	0.69 Hz
	2	0.85 Hz	1.19 Hz
	3	1.32 Hz	1.85 Hz

5.6 %，即在主机正常转速范围内，上层建筑有可能出现较大的整体共振响应，因此有必要计算上层建筑振动响应来判断其是否处于振动允许范围内。上层建筑典型振型见图3。



（a）上层建筑纵向振动　（b）驾驶甲板局部振动

图 3 上层建筑典型振型



（a）机架模型　（b）X型模态　（c）H型模态　（d）L型模态

图 4 机架模型和典型振型

3 振动响应预报与控制

3.1 机架模型及激励加载

按等效刚度原则对机架模型进行适当简化，采用板壳单元模拟机架结构、弹簧阻尼器单元模拟顶部支撑、实体单元模拟环氧树脂垫片，并采用MPC与内底板连接以解决体单元与板单元自由度不匹配的问题[9]。通过反复试算，调整机架模型各部分的弹性模量和材料密度，使其质量大小、质心位置和刚度分布与实际一致。建立的机架模型在不考虑顶部支撑和双层底结构对其刚度的影响时，X型、H型和L型的固有频率分别为18.8 Hz、11.5 Hz和10.1 Hz，与MAN B&W厂家提供数据的差别不超过2 %，满足工程精度要求。机架模型和典型振型见图4。

主机激振力的加载方法是将不平衡力矩转换为等效力偶，将其分配至机架的相关节点上，见图5。

等效力偶的计算公式如下

$$F_{2V}=M_{2V}/L_X;\ F_H=M_H/L;\ F_X=M_X/L_X \tag{6}$$

式中 L 为连杆长度，m；L_X 为主机长度，m；M_{2V}、M_H 和 M_X 分别为2阶垂向力矩、H型力矩和X型力矩，kNm。

3.2 平衡补偿器的减振效果评估

在设计阶段，需对 M_{2V} 和平衡补偿器安装位置的影响进行评估，决定是否需要安装和如何安装平衡补偿器。经试算，在无平衡补偿器时，M_{2V} 激起的主机振动速度响应峰值不超过8 mm/s，有害振动主要为 M_{2V} 激起的船体梁高阶垂向共振，表现形式为上层建筑的纵向和垂向振动响应水平较高，纵向尤为显著，其速度响应峰值达到9.8 mm/s，已超过ISO 6954规定的船上有害振动上限值8.0 mm/s[10]。

平衡补偿器的安装位置和提供的力矩大小与船体垂向振动模态的节点位置有关。其力矩平衡方程为

$$M_{2C}=F_{2C}\times Lc \tag{7}$$

式中 M_{2C} 为平衡补偿器提供的力矩，kNm；F_{2C} 为平衡补偿器提供的力，kN；Lc 为平衡补偿器安装位置距离船体梁总振动节点的距离，m。

由总振动计算可知，船体梁8节点垂向振动的

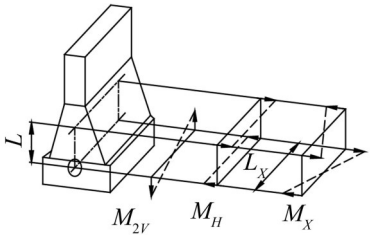


图 5 激振力加载方法

频率与M_{2V}激励频率较为接近，易发生有害共振；主机接近于8节点垂向振动最尾端的节点，相对靠后，因此，只需在主机的后端安装平衡补偿器即可平衡M_{2V}。驾驶甲板纵向振动速度响应曲线见图6。

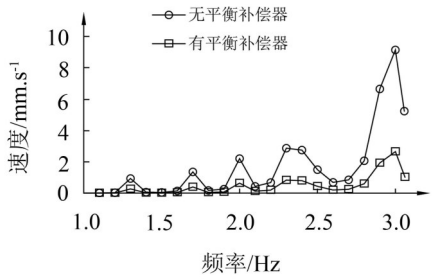


图 6 M_{2v}激励下的驾驶甲板纵向振动速度响应曲线

由图6可知，M_{2V}激励下的振动速度响应曲线呈现“多峰”形式，其响应峰值出现在船体梁垂向共振频率附近；响应峰值随着共振频率的增加而增大，在额定转速时达到最大；安装平衡补偿器后，M_{2V}减小70 %，其激起的速度响应值大幅减小，峰值为2.5 mm/s。

3.3 顶部支撑的减振效果评估

为了减小机架振动，常用方法是增设顶部支撑。一方面增大机架的刚度，提高其固有频率，避免出现低谐次共振；另一方面，液压式、摩擦式支撑可以增大阻尼，吸收能量，降低振幅。

经计算，机架的纵向振动响应值很小，无须设置纵向顶部支撑；横向振动响应值较大，超出标准要求。由此，在机架顶部的操纵侧安装4根刚度值为500 MN/m的横向顶部支撑，通过加强结构与主船体平台连接。应注意的是连接船体结构的刚度应足够大，否则有可能加剧振动。通过反复计算分析，最终确定加强结构的横向刚度最小值为350 MN/m，此时机架系统的横向振动频率由5.3 Hz增大至6.7 Hz，提高了26.7 %。图7为M_H激励下的横向振动速度响应曲线。

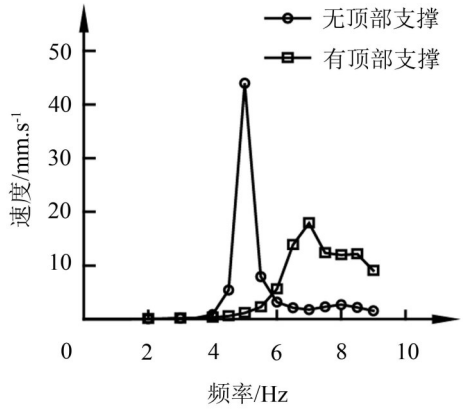
由图7可知，机架的横向振动速度响应曲线为“单峰”曲线，峰值出现在机架横向振动频率附近。增设顶部支撑后，峰值向右偏移，且大幅减小，由43 mm/s减小至18 mm/s，小于MAN B&W给出柴油机有害振动上限值25 mm/s [11]；驾驶甲板的横向振动速度响应曲线为“双峰”曲线，峰值出现在机架横向振动固有频率和M_H激励频率附近，增设顶部支撑后，峰值均向右偏移，低频峰值约有减小，而高频峰值约有增大，峰值为6.0 mm/s。

4 结 语

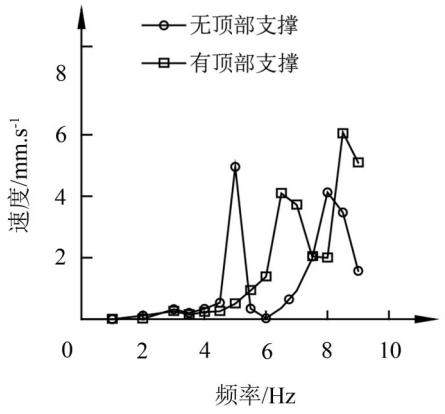
（1）振动分析力学模型的选取应根据设计阶段的要求、研究问题的性质和结构部位的主次来确定，建议采用整船三维模型预报上层建筑的高阶振动响应；

（2）目标船的船体梁2节点垂向振动固有频率接近于波浪遭遇频率，有可能产生波激振动现象，影响船舶的总纵强度和疲劳寿命，需引起足够的重视；

（3）准确表达主机的刚度特征以及合理施加主机的激振力对于计算主机激励作用下的强迫振动响应至关重要；



（a）主机机架



（b）驾驶甲板

图 7 M_H激励下的横向振动速度响应曲线

(下转第56页)

的噪声，也兼顾由此舱室出发的能量路径，做到路径上整体降噪，节省设计成本，满足规范要求。

4 结 语

提出了油轮降噪设计主传递路径族灵敏度方法。该方法通过识别中高频域内船舶舱室噪声主要传递路径的声振熵赋权图论法，找出噪声主传递路径，并计算主传递路径声学灵敏度，据此提出降噪设计对策。开发了有关程序，分析了VLCC船主机振动噪声源至上层建筑船长休息室的能量传递路径，对路径上的插入损失降噪参数进行灵敏度分析，提出大型船舶舱室中高频噪声数值预报及灵敏度分析流程。算法已应用于实船设计，效果有待实践验检。

参考文献：

[1] 吴 刚，杨德庆. 大型集装箱船振动及噪声数值计算建模方法研究[J]. **振动与冲击**，2008，27(5)：68-73.

[2] Imo Maritime Safety Committee. Report of the Maritime Safety Committee on Its ninety- first Session[OL]. http://www.iho.int/mtg_docs/International_Organizations/IMO/English/MSC_91-22-Final % 20 Report. pdf. 2012.

[3] Le Bot A. Entropy in statistical energy analysis[J]. **Journal of the Acoustical Society of America 2009**, 125: 1473-1478.

[4] Le Bot A, Antonio carcaterra, Denis mazuyer. Statistical vibroacoustics and entropy concept[J]. **Entropy**, 2010, 12: 2418-2435.

[5] 姚德源，王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京：北京工业大学出版社，1995.

[6] Le Bot A, Carbonelli A, Perrer - Liaudet J. Entropy: A counterpart in statistical energy analysis[J]. **18 th International Congress on Sound and Vibration**, 2011.

[7] Le Bot A, Carbonelli A Perret-Liaudet J. On the usefulness of entropy in statistical energy analysis[J]. **Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference**,2012.

[8] 邦 迪 J A，默蒂 U S R. 吴望名，等译. 图论及其应用[M]. 北京：科学出版社，1984.

[9] Santos J L E. K shortest path algorithm. The ninth dimacs implementation challenge: the shortest path problem[J]. **DIMACS Center, Rutgers University, Piscataway, NJ,** 2006.

[10] Eppstein D. Finding the k shortest paths[J]. **SIAM Journal on Computing 1998**, 28: 652-673.

[11] 李 峰，徐芹亮，滕 瑶，张 菁. 统计能量法在船舶噪声与振动控制中的应用[J]. **噪声与振动控制**，2011，12(6)：152-155.

[12] 张艳春，惠 宁，沈志恒. 海洋平台上噪声分析方法[J]. **噪声与振动控制**，2012，4(2)：171-174.

[13] 聂祚兴. 车身噪声传递函数的全局灵敏度分析及稳健优化设计[D]. 长沙：湖南大学，2012.

(上接第50页)

（4）当M_{2v}激起船体梁共振，并且响应超过标准时，有效的减振措施是在主机上增设平衡补偿器，其安装位置和补偿力矩对减振效果的影响显著；

（5）采用顶部支撑可以有效控制机架振动。为保证减振效果，应综合分析双层底、顶部支撑和加强结构的刚度对机架振动的影响，确定合理的减振设计方案。

参考文献：

[1] 吴嘉蒙，夏利娟，金咸定，等. ISO 6954 振动评价标准新旧版本的比较研究[J]. **振动与冲击**，2012，31(10)：177-182.

[2] 中国船级社. 船上振动控制指南[S]. 北京：人民交通出版社，2000.

[3] American Bureau of Shipping. Guidance notes on ship vibration[S]. 2006.

[4] LIoyd's Register of Shipping. Guidance notes on ship vibration and noise [S]. 2006.

[5] Germanischer Lloyd. Ship vibration [S]. 2001.

[6] 张新伟，吴小康，陆利平. 40万吨矿砂船全船和局部振动研究[J]. **中国造船**，2011，52(1)：26-38.

[7] 杨传武，陈志坚. 用混合有限元模型分析船体振动问题研究[J]. **海军工程大学学报**，2004，16(2)：79-82.

[8] 梅永娟，曹志岗，杨德庆，等. 改装舰艇艉部振动数值预报方法[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(2)：173-177.

[9] 鲍林晓，左言言，周海超. 三缸柴油机机体约束模态分析[J]. **噪声与振动控制**，2010，30(3)：13-15.

[10] ISO. Mechanical vibration - guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships [S]. Edition 2000.

[11] MAN B&W. Vibration characteristics of two - stroke lowspeed diesel engines[S]. 2002.