

某新型大功率船用汽轮机抗冲击特性研究

齐雅薇,刘统章,常倩倩

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:以某新型大功率船用汽轮机结构为基础,建立有限元分析模型,利用 ABAQUS/Standard 求解器计算主汽轮机在平稳运行工况下的应力以及变形情况。以平稳运行工况的刚度矩阵为基础,进行模态分析计算,确保总模态质量不小于分析系统总质量的 80%。运用动态设计分析法(DDAM),使用 ABAQUS 自带的冲击谱响应分析模块对主汽轮机设备进行校核。结果表明:汽轮机抗冲击能力满足 GJB1060.1-1991 的抗冲击要求,在横向冲击下响应最剧烈,在纵向和垂向载荷作用下的响应相对较小;主汽轮机抗冲击薄弱环节在高压汽轮机挠性板部位,建议采取 Q690 这种中高强度的材料,保证安全冗余。

关键词:双缸;汽轮机;抗冲击;仿真

中图分类号:TK26

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.07.022

[引用本文格式]齐雅薇,刘统章,常倩倩.某新型大功率船用汽轮机抗冲击特性研究[J].热能动力工程,2021,36(7):137-144. QI Ya-wei, LIU Tong-zhang, CHANG Qian-qian. Study on impact resistance characteristics of a new high-power Marine steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(7):137-144.

Study on Impact Resistance Characteristics of a New High-power Marine Steam Turbine

QI Ya-wei, LIU Tong-zhang, CHANG Qian-qian

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Based on the structure of a new type of high-power marine turbine, a finite element analysis model was established. ABAQUS/Standard solver was used to calculate the stress and deformation of the main turbine under stable operating conditions. Based on the stiffness matrix of the results under stable operating conditions, modal analysis and calculation are carried out to ensure that the total modal mass is not less than 80% of the total mass of the analysis system. By using DDAM method, the shock spectrum response analysis module of ABAQUS was used to check the main steam turbine equipment. The results show that: The turbine's impact resistance meets the impact resistance requirements of GJB106.1-1991, and its response is the most severe under lateral impact, while its response under longitudinal and vertical loads is relatively small; The weak link of the impact resistance of the main steam turbine is in the flexible plate of the high-pressure steam turbine. It is suggested to adopt medium and high strength materials such as Q690 to ensure safety redundancy.

Key words: double-casing turbine, steam turbine, impact resistance, simulation calculation

引 言

水下爆炸是船舶生命力的主要威胁之一^[1]。目前对大型船用设备的冲击考核主要采取冲击实验^[2-3]、浮动冲击平台实验^[4]、实船水下爆炸实验以及数值仿真计算等^[5-9]四种方式进行研究。针对船舶生命力量化的基础—设备冲击环境和抗冲击性能,各国在船舶设备抗冲击研究中投入了众多的人力和物力资源,通过大量实船实验总结设备冲击环境,分析船舶装备系统的抗冲击性能,并对数值方法进行验证。设备出厂时都具备明确的抗冲击能力指标,目前各国已经建立起全面的船用设备抗冲击技术体系及相关标准,如 MIL-901D、BV0430-85 等先进设备抗冲击设计标准。

相对而言,我国船舶抗爆、抗冲击研究起步较晚,大规模海上实船爆炸实验受经费、技术等各方面因素的限制,尚未形成一套成熟的船用设备抗冲击设计方法及相关设计标准,缺乏相应的冲击实验及实船实验数据,导致相关单位难以完成船舶抗冲击设计任务。尤其在船舶大型设备抗冲击性能研究领域,受到吨位及尺度的限制,较难采用冲击实验进行研究。随着计算机技术的进步,数值分析在机械设计领域的地位日益突出,为解决复杂工程问题提供了一种有效的途径。因此,数值仿真结合爆炸实验是适合我国国情的研究船用设备抗冲击的有效方法。

近年来,随着电子计算机技术和有限元数值仿真技术的长足进步,对船舶及某些大型设备进行抗冲击数值仿真计算技术趋于完善。使用数值仿真方法对船用设备的抗冲击能力进行校核具有重要的意义。

以某新型大功率船用汽轮机为主要研究对象建立计算模型,验证模型的有效性和适用性,完成主汽轮机的抗冲击计算分析,得到规定冲击载荷下的结构位移和应力等结果。依据 GJB1060. 1-91《舰船环境条件要求机械环境》^[10],采用动态设计分析法(DDAM)对主汽轮机的抗冲击性能进行校核,验证其结构是否满足设计要求,确定结构的抗冲击薄弱

区域,从而为主汽轮机的抗冲击生命力评估提供依据。

1 主汽轮机强度和模态仿真

1.1 几何模型及网格划分

考虑到高压、低压汽轮机分别独立存在于机组中,同时建立汽轮机模型和共用机架模型,将高低压汽轮机通过共用机架连接为一体。同时建立调车装置模型,使仿真趋近于实际工况。

划分网格前需要对模型进行必要的几何清理工作,主要清理建模过程中存在的小线、小面和重面等。为方便网格划分并减少网格规模,将主汽轮机原始模型细节部分进行简化:去除部件中较小的孔状结构、圆角倒角结构、凸台以及装配缝隙等,如图 1 所示。

将几何模型分别进行网格划分,针对相对不动的构件,采用固定接触面刚性连接的方式将部件组合起来。网格划分后的汽轮机如图 2 所示。

1.2 仿真计算输入

主汽轮机各部分的主要材料及其屈服极限如表 1 所示。

表 1 主汽轮机材料及静态屈服极限
Tab. 1 Material and static yield limit of main steam turbine

部件	材料	静态屈服极限/MPa
高压汽轮机汽缸	ZG06Cr13Ni4Mo	550
低压汽轮机汽缸	Q345C	345
调车装置	OCr13Ni4Mo	620
共用底座	Q345C	345

在进行结构塑性动力学分析时,动态塑性本构关系是影响分析精度的一个重要因素。动态塑性本构关系比较复杂,目前在试验的基础上建立了很多的理论,主要包括粘塑性模型理论、过应力理论、拟线性本构关系理论和位错动力学理论等。各理论的关键都在于如何解释应变率的试验结果,进而描述材料的应变率效应。这些理论的应用都要和试验常数相结合,因此需要做大量的试验后才能使用。通常来说,过应力理论描述比较简便,易于工程应用。

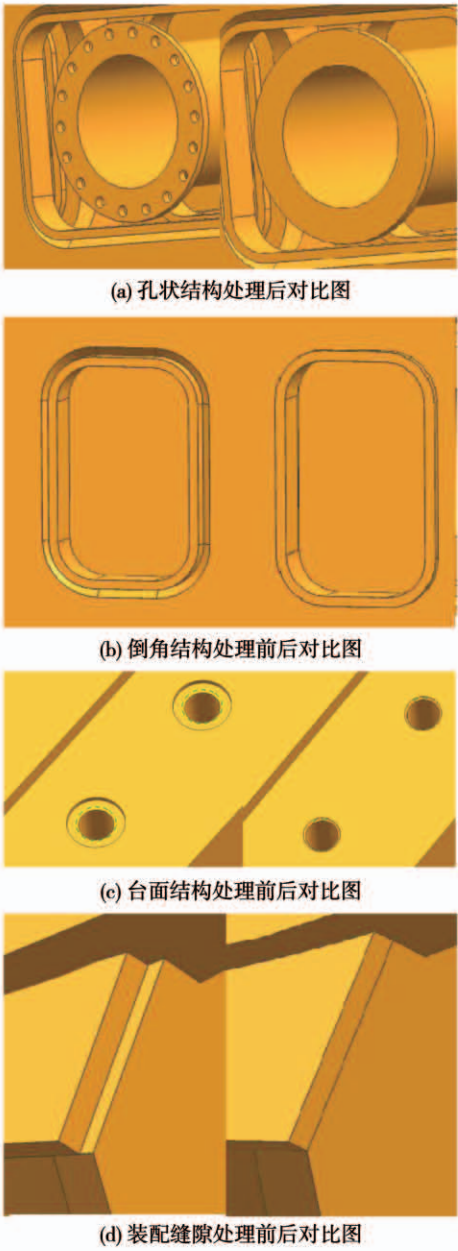


图 1 模型简化

Fig.1 Model simplification

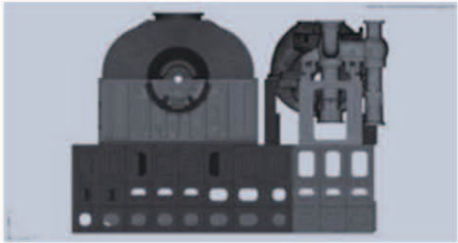


Fig.2 Mesh model of main steam turbine

$$\begin{cases} \frac{\sigma_{d,s}}{\sigma_s} = 1.3 + 0.25\lg\dot{\varepsilon} \\ \frac{\sigma_{d,t}}{\sigma_t} = 1.1 + 0.1\lg\dot{\varepsilon} \\ 1 < \dot{\varepsilon} < 100 \end{cases} \quad (1)$$

式中： $\sigma_{d,s}$ —动态屈服强度,MPa； σ_s —静态屈服强度,MPa； $\sigma_{d,t}$ —动态拉伸强度,MPa； σ_t —静态拉伸强度,MPa。

由于冷轧低碳钢屈服已经硬化,应变率效应不如热轧钢,此时动态屈服强度为:

$$\begin{cases} \frac{\sigma_{d,s}}{\sigma_s} = 1.0 + 0.11\lg\dot{\varepsilon}, \\ 1 < \dot{\varepsilon} < 100 \end{cases} \quad (2)$$

低合金钢对应变率的敏感度低于低碳钢,应变率效表示为:

$$\begin{cases} \frac{\sigma_{d,s}}{\sigma_s} = 1.2 + 0.21\lg\dot{\varepsilon} \\ \frac{\sigma_{d,t}}{\sigma_t} = 1.1 + 0.1\lg\dot{\varepsilon} \\ 1 < \dot{\varepsilon} < 100 \end{cases} \quad (3)$$

可以看出,金属材料力学性能都与应变率相关。在较高应变率条件下,钢材动态屈服极限与静态相比有较大的提高。图 3 给出了不同钢材的动态应力提高量的对比。其中,动态应力提高量为 $\frac{\sigma_{d,s} - \sigma_s}{\sigma_s}$ 。由图 3 可知,不同型号钢材的动态应力提高程度不一样。在较高的应变率条件下,ZG06Cr13Ni4Mo 这种低合金钢及 Q345-C 碳素结构钢(对应图中 917 钢和 945 钢)动态应力提高量约为 35% ~ 40%,0Cr13Ni4Mo 这种低碳钢的提高量更高,保守估计为 60% 左右。

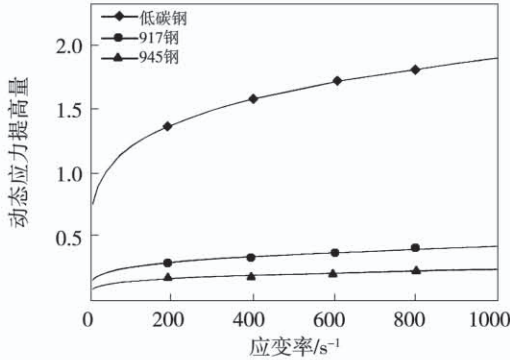


图 3 不同钢材动态应力提高量

Fig.3 Dynamic stress increases of different steels

热轧低碳钢应变率效应的简化公式为:

为构建主汽轮机各构件之间的连接关系,首先需要定义其接触面。将构件之间的连接关系定义为刚性连接,连接后的模型如图 4 所示。

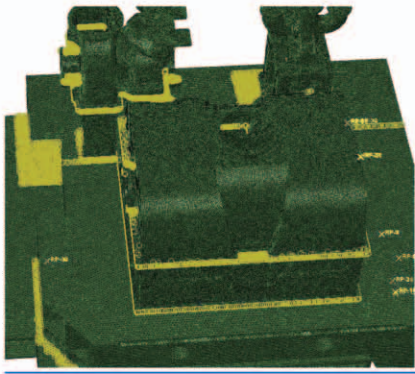


图 4 主汽轮机接触关系图

Fig. 4 Contact relationship of the main steam turbine

在对主汽轮机进行动力学分析时,采用弹簧单元作为边界条件体现隔振器对系统动力学特性的影响,如图 5 所示。

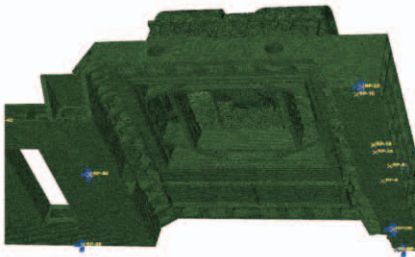


图 5 主汽轮机边界条件设置

Fig. 5 Boundary condition setting of main steam turbine

要使用 DDAM 方法对设备进行冲击计算,必须得到结构固有频率和对应频率的模态质量。对于同一设备,由于固有频率在不受力和受力有一定变形情况下不同,为了尽可能接近实际情况,模态质量是在设备平稳运行情况下进行计算的。为保证计算的模态数充足,预先计算了 20 阶主汽轮机模态。此外,提取模态也可以验证有限元模型的有效性。

1.3 强度和模态仿真

对设置完毕的有限元模型进行计算,可得到主汽轮机此时的应力应变、模态振型和模态质量。

通过查看模态计算结果,可得到主汽轮机 1 ~ 20 阶的模态和固有频率。前 20 阶主要模态振型如图 6 所示,固有频率如表 2 所示。

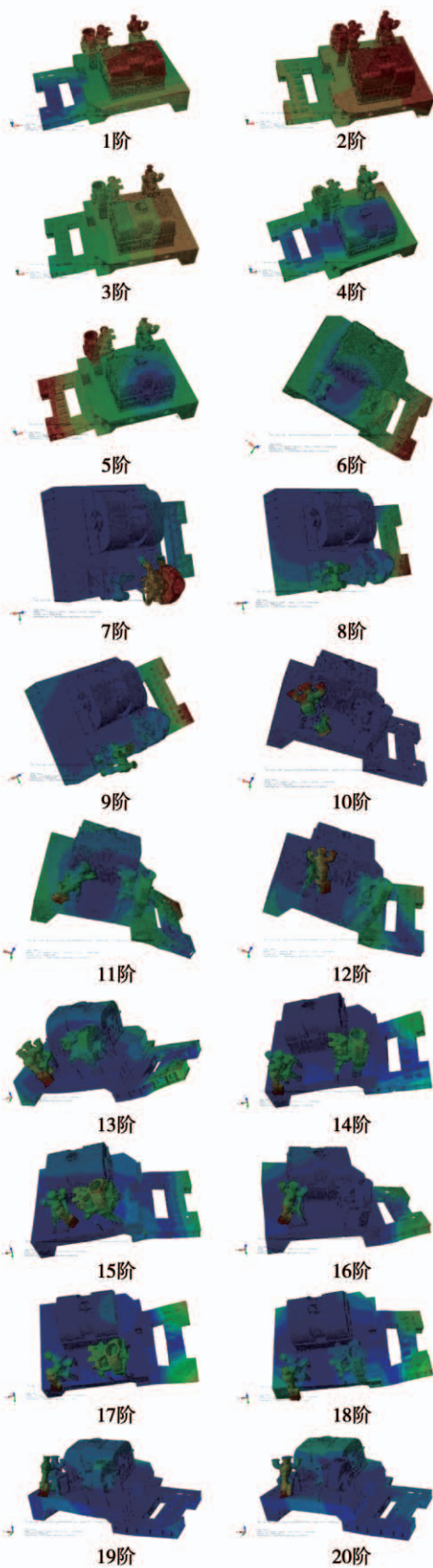


图 6 主汽轮机模态振型

Fig. 6 Modal shape of main turbine

表 2 主汽轮机的固有频率

Tab.2 Inherent frequencies of the main steam turbine

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	6.542 0	11	30.535
2	8.083 7	12	31.039
3	9.753 2	13	32.931
4	10.346	14	35.112
5	13.281	15	35.902
6	14.597	16	36.128
7	19.329	17	42.477
8	22.205	18	46.279
9	23.128	19	47.657
10	24.154	20	48.917

根据振型的分析结果,并没有发现单元过分扭曲、构件分离等现象,这说明利用 Hypermesh 软件完成的主汽轮机有限元模型能满足后续一系列计算的要求,并且在 ABAQUS 中定义的各构件间的接触条件没有失效,可以模拟各构件间的接触关系。

2 主汽轮机的抗冲击计算

2.1 DDAM 法

DDAM 方法是将设计冲击谱作为设备的冲击输入,并对系统的数学模型进行模态分析,对模态分析结果进行合成,从而求得系统的冲击响应峰值。模态合成方法包括绝对值法、平方求和开根法、海军研究实验室法、百分之十法、完全二次合成法、分组法和双重求和法,不同的模态合成方法采用不同的计算公式。GJB1060.1-91 标准中使用的模态合成公式^[11-12]为:

$$|R_j| = |R_{ja}| + \sqrt{\sum_{b=1}^N R_{jb}^2 - R_{ja}^2} \tag{4}$$

式中: R_j —各阶振动模态中合成的应力或变形; R_{ja} —各阶振动模态中应力或变形最大值 a 阶模态的应力或变形; R_{jb} —对应 b 阶模态的应力或变形; N —由模态质量要求所确定的固有模态数。

2.2 设计冲击谱

美国海军在对其所实施的一系列水下爆炸实验结果进行分析的基础上,发展了设计冲击谱,DDAM 方法使用该设计冲击谱。设计冲击谱曲线对加速度和速度进行限定,设计冲击谱值随舰艇类型、设备安

装位置以及设备各阶模态质量的变化而变化。

根据技术协议,所需计算的汽轮机安装在水面船舶的船体内。查阅 GJB1060.1-91 标准,对于船体和外板安装部位,水面船用的冲击设计值如表 3 所示。表中, A_0 和 V_0 计算式为:

$$A_0 = 196.2 \frac{(17.01 + m_a)(5.44 + m_a)}{(2.72 + m_a)^2} \tag{5}$$

$$V_0 = 1.52 \frac{(5.44 + m_a)}{(2.72 + m_a)} \tag{6}$$

式中: m_a —模态质量, t; A_0 —加速度, m/s^2 ; V_0 —速度, m/s 。

表 3 水面舰船冲击设计值

Tab.3 Impact design values for surface ships

安装设备的部位	冲击方向	弹性设计		弹塑性设计	
		A_a	V_a	A_a	V_a
船体位置	垂向	1.0 A_0	1.0 V_0	1.0 A_0	0.5 V_0
	横向	0.4 A_0	0.4 V_0	0.4 A_0	0.2 V_0
	纵向	0.2 A_0	0.2 V_0	0.2 A_0	0.2 V_0
甲板位置	垂向	1.0 A_0	0.5 V_0	1.0 A_0	0.25 V_0
	横向	0.4 A_0	0.2 V_0	0.4 A_0	0.1 V_0
	纵向	0.2 A_0	0.2 V_0	0.2 A_0	0.1 V_0
外板位置	与船体垂直	2.0 A_0	2.0 V_0	—	—
	与船体相切	0.4 A_0	0.4 V_0	—	—
	纵向	0.2 A_0	0.2 V_0	—	—

根据式(5)和式(6)确定的相应设备的速度 A_a 和速度 V_a ,取 $V_a\omega_a$ 与 A_a 中的小值为动力学分析系统在给定方向上的冲击设计加速度,式中的 ω_a 为模态质量 m_a 所对应的振动模态的圆频率。

主汽轮机属于敏感且不允许有永久变形的 A 级设备,因此在冲击强度校核时,其许用应力是静屈服强度。

2.3 仿真计算及结果

根据 GJB1060.1-91 标准,在对设备运行动力学分析前,首先需要明确以下细则:(1) 属于水面船舶或潜艇;(2) 抗冲击等级;(3) 设备类型;(4) 弹性分析或弹塑性分析;(5) 薄弱区域及薄弱区域的应力和(或)变形。

设计分析的条件为:水面船舶,设备抗冲击等级 A 级;设备安装位置为船体安装;分析类型为弹性分析。

由建模结果可以得到主汽轮机总重,在 DDAM 计算中,计算模态中总模态质量应超过分析系统总质量的 80%,即计算的模态中总模态质量应超过实际总重的 80%。

由表 3 中可知,冲击载荷的计算按施加冲击的方向来区分,不同方向的设计冲击加速度值不一样。对于安装在水面船舶船体位置的设备,垂向设计冲击加速度最大,横向次之,纵向最小。

2.3.1 冲击谱施加流程

针对某一冲击方向,冲击谱的施加流程为:首先,通过模态仿真计算,得到模型的模态结果,包括固有频率值和相对应的各个方向的有效模态质量;选定一个方向的模态质量,按照 GJB1060.1-91 的要求,将模态结果按照有效模态质量递减排列,从大到小选择模态,所选择的模态应包含大于分析系统总质量 10% 的所有模态,并保证选取的模态有效质量总和达到分析系统总质量的 80% 以上;然后,按照 GJB1060.1-91 标准,将选取到的每一个模态的有效模态质量都代入冲击加速度的计算公式,得到各模态的冲击加速度具体数值,得到了该方向的设计冲击加速度谱;最后,将计算得到的设计冲击加速度谱输入到 ABAQUS 中的反应谱分析步中作为计算载荷即可进行计算。同理,可以分别得到其它两个方向的设计冲击加速度。

2.3.2 冲击加速度输入

纵向冲击设计加速度值如表 4 所示,参与计算模态的模态质量达到了主汽轮机总质量的90.90%,符合标准要求。

表 4 主汽轮机纵向 DDAM 冲击设计加速度
Tab.4 Longitudinal DDAM impact design acceleration of main steam turbine

频率/Hz	模态质量/kg	设计冲击加速度/ $m \cdot s^{-2}$
7.49	151 761.0	71.497
9.20	29 275.0	87.827
13.52	5 837.3	129.070

横向冲击设计加速度值如表 5 所示,参与计算模态的模态质量达到了系统总质量的 91.64%,符合标准要求。

表 5 主汽轮机横向 DDAM 设计冲击加速度
Tab.5 Lateral DDAM impact design acceleration of main steam turbine

频率/Hz	模态质量/kg	设计冲击加速度值/ $m \cdot s^{-2}$
5.98	81 117.00	57.084
7.49	908.62	71.709
9.20	6 949.90	87.853
9.83	49 151.00	93.838
12.50	31 696.00	119.292
13.50	1 489.40	129.282
16.38	11 195.00	156.347
21.35	5 886.90	203.892

垂向冲击设计加速度值如表 6 所示,可以得出参与计算模态的模态质量达到了系统总质量的 89.54%,符合标准要求。

表 6 主汽轮机垂向 DDAM 设计冲击加速度
Tab.6 Vertical DDAM impact design acceleration of main steam turbine

频率/Hz	模态质量/kg	设计冲击加速度值/ $m \cdot s^{-2}$
5.98	3 167	57.131
7.49	19 700	71.506
9.20	143 000	87.821
9.83	3 313	93.910
12.50	4 264	119.357
13.52	10 639	129.079

2.3.3 冲击计算结果

采用 DDAM 法对主汽轮机进行分析,由于存在冲击输入的均匀化处理及单元网格自身的应力集中等问题,分析中有可能出现局部过于危险的情况。这类单元的应力明显高于周围其他单元的应力值,不符合实际规律,故校核中不考虑对此类单元。

纵向冲击计算应力云图如图 7 所示。可以看出,主汽轮机在纵向冲击工况下产生了的 Mises 应力均小于 345 MPa,薄弱环节和危险区域主要分布于汽轮机高压挠性板位置,其中汽轮机高压挠性板的最大应力值为 325 MPa。其余较高应力部位,如低压汽轮机与共用底座连接处,减速器底座与高低压汽轮机底座连接处等最大应力值在 200 MPa 以内,远小于材料屈服强度,满足设计要求。

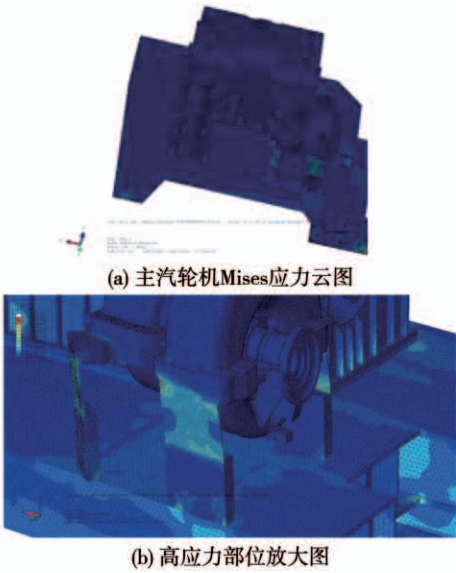


图 7 主汽轮机纵向冲击工况下 Mises 应力云图
Fig. 7 Mises stress nephogram of main steam turbine under longitudinal impact condition

横向冲击计算应力云图如图 8 所示。可以看出,在横向冲击工况下的主汽轮机整体受力与纵向冲击工况相比最大应力位置相似,但所受应力更大,从云图中可以看出高压挠性板部位产生的应力最大,最大值为 525 MPa。

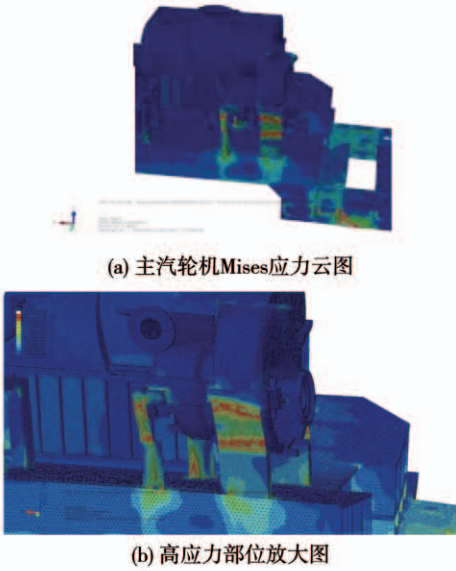


图 8 主汽轮机横向冲击工况下 Mises 应力云图
Fig. 8 Mises stress nephogram of main steam turbine under lareral impact condition

垂向冲击计算应力云图如图 9 所示。可以看出,主汽轮机在垂向冲击工况下产生的 Mises 应力

均小于 345 MPa,高应力区域分布情况与纵向冲击工况相似,其中汽轮机高压挠性板的最大应力值为 316 MPa。其余较高应力部位如低压汽轮机与共用底座连接处,减速器底座与高低压汽轮机底座连接处等最大应力值在 200 MPa 范围内,远小于材料屈服强度,满足设计要求。

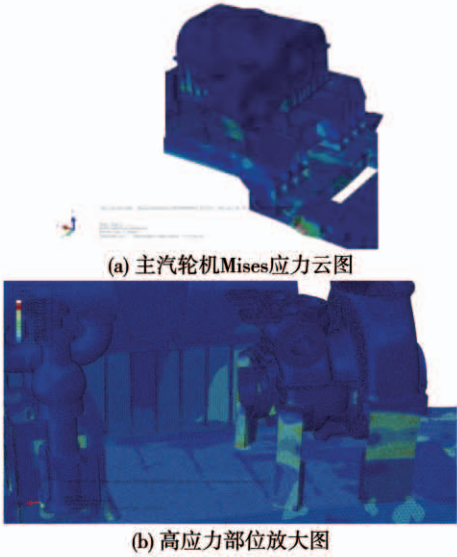


图 9 主汽轮机垂向冲击工况下 Mises 应力云图
Fig. 9 Mises stress nephogram of main steam turbine under vertical impact condition

3 结 论

根据某船用主汽轮机组的典型结构特点,采用 Hypermesh 软件对几何模型进行清理并划分有限元网格,建立了主汽轮机抗冲击分析三维有限元模型。将有限元模型导入 ABAQUS 并采用兰索斯模态分析方法检验了模型的有效性。在此基础上采用国军标 GJB1060.1-91 给出了主汽轮机的抗冲击分析参数,采用 DDAM 方法分别进行主汽轮机组频域抗冲击计算分析和主汽轮机组局部结构抗冲击动响应计算分析,得到结论:

(1) 主汽轮机垂向、横向和纵向抗冲击能力均可满足 GJB1060.191 中对 A 级设备的抗冲击要求,主汽轮机在横向冲击下响应最剧烈,在纵向和垂向载荷作用下的响应相对较小;

(2) 主汽轮机抗冲击薄弱环节出现在高压汽轮机挠性板部位。采用 Q345R 作为高压汽轮机挠性板材料,该位置在横向、纵向、垂向三个方向的冲击

工况下都超出了材料屈服极限,针对薄弱环节建议采取如 Q690 这样中高强度的材料,保证安全冗余,对本型汽轮机设计应用具有重要指导意义。

参考文献:

- [1] 姚熊亮,史冬岩,等.水下爆炸冲击载荷作用时船舶冲击环境仿真[J].中国造船,2003,44(1):71-74.
YAO Xiong-Liang,SHI Dong-Yan,et al. Research on Simulation of Underwater Shock Environment of Ship[J]. Shipbuilding of China,2003,44(1):71-74.
- [2] 李国华,李玉节,张效慈,等.舰船设备冲击环境的能源研究[J].船舶力学,1998(1):3-5.
LI Guo-hua,LI Yu-jie,ZHANG Xiao-ci,et al. Study of power source for shock environment of ship equipment[J]. Journal of Ship Mechanics,1998(1):3-5.
- [3] 江国和,尹立国,沈荣瀛,等.筏体和基础弹性对船舶设备冲击响应影响的试验分析[J].振动与冲击,2006(2):112-115,192.
JIANG Guo-he,YIN Li-guo,SHEN Rong-ying,et al. Experimental study on non-linear shock response of shipboard equipment inconsideration of elasticity of raft body and BASE[J]. Journal of Vibration and Shock,2006(2):112-115,192.
- [4] 李国华,李玉节,张效慈,等.气泡运动与舰船设备冲击振动关系的试验验证[J].船舶力学,2005(1):98-105.
LI Guo-hua,LI Yu-jie,ZHANG Xiao-ci,et al. Experimental verification of relationship between bubble motion and shock vibration of ship equipment[J]. Journal of Ship Mechanics,2005(1):98-105.
- [5] Liang C C,Yang M F,Tai Y S. Prediction of shock response for a quadruped-mast using response spectrum analysis method[J]. Ocean Engineering,2002,29(8):887-914.
- [6] 刘建湖.舰船非接触水下爆炸动力学的理论与应用[D].无锡:中国船舶科学研究中心,2002.
LIU Jian-hu. Theory and Its Applications of Ship Dynamic Response to Non-contact Underwater Explosions[D]. Dynamics of Ship Structure China Ship Scientific Research Center,2002.
- [7] 汪玉,胡刚义,华宏星,等.带限位器的船舶设备非线性冲击响应分析[J].中国造船,2003(2):41-46.
WANG Yu,HU Gang-yi,HUA Hong-xing,et al. Non-linear Shock Response Analysis of Shipboard Equipment using Shock Isolator with Displacement Limit[J]. Shipbuilding of China,2003(2):41-46.
- [8] 江国和,尹立国,吴广明,等.筏体和基础弹性对设备冲击响应影响的有限元分析[J].噪声与振动控制,2004(6):13-16.
JIANG Guo-he,YIN Li-guo,WU Guang-ming,et al. Effect on non-linear shock response of shipboard equipment caused by elasticity of raft body and base[J]. Noise and Vibration Control,2004(6):13-16.
- [9] 陈晓洪,崔鲁宁,浦金云.爆炸及冲击效应对舰船电力系统生命力的影响分析[J].船海工程,2005(6):13-16.
CHEN Xiao-hong,CUI Lu-ning,FU Jin-yun. The impact analysis of explosion and shock effect to the electric power system of ship[J]. Ship & Ocean Engineering,2005(6):13-16.
- [10] GJB1060.1.91,中华人民共和国国家军用标准[S].
GJB1060.1.91,National Military Standards of the People's Republic of China[S].
- [11] 赵应龙,吕志强.应用DDAM进行船舶浮筏隔振装置抗冲击计算[J].工程力学,2007,24(4):159-167.
ZHAO Ying-long,LYU Zhi-qiang. The application of ddam on the computation of shock response of marine floating raft vibration-isolating system[J]. Engineering Mechanics,2007,24(4):159-167.
- [12] 李晓明,陈凤.舰船浮筏隔振装置DDAM抗冲击计算[J].噪声与振动控制,2012(6):34-39.
LI Xiao-ming,CHEN Feng. Shock response computation of vibration-isolating system of marine floating raft using DDAM[J]. Noise and Vibration Control,2012(6):34-39.

(刘颖编辑)