

文章编号:1000-582X(2010)01-0007-05

冲击谱激励下齿轮系统的动力学性能

刘 文,林腾蛟,李润方,廖勇军

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘 要:依据德国 BV043/85 标准确定船用齿轮系统冲击谱,并转换为等效的双半正弦加速度冲击载荷。借助 I-DEAS 软件,利用杆单元、弹簧单元及四面体单元,建立包括齿轮、传动轴、轴承和箱体等组成的整个齿轮系统动力有限元分析模型,计算了齿轮系统的振动模态以及双半正弦加速度冲击载荷下的振动速度、振动加速度及动态应力。最后结合强度判定准则,分析了齿轮系统的抗冲击性能。

关键词:齿轮系统;冲击谱;抗冲击性能;动力学;有限元法

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

Dynamics performance analysis on gear system under shock spectrum

LIU Wen, LIN Teng-jiao, LI Run-fang, LIAO Yong-jun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: According to German specification BV043/85, the shock spectrum of gear system is gotten. Using the spar element, spring element and tetrahedral element, the dynamic finite element model of entire gear system is established with the software of I-DEAS, which includes gears, shafts, bearings and gearbox housing. After the normal mode have been calculated, the vibration velocity, vibration acceleration and dynamic stress of gear system under the double half-sine acceleration shock excitation are simulated. The shock resistance performance of the gear system is analyzed based on the strength criterion.

Key words: gear system; shock spectrum; shock resistance; dynamics; finite element method

船舶在航行过程中可能遭遇不可预测的外部冲击激励,冲击载荷对船舶产生的冲击动态响应将对船用设备产生一定程度的破坏。破坏形式主要表现为 2 种:一是设备在某一激振频率作用下产生共振,最后因振动加速度超过设备的极限加速度而破坏,或者因为冲击所产生的冲击应力超过设备的强度极限而造成破坏;二是振动加速度或冲击力引起的应力虽远低于材料在静载荷下的强度极限,但因为长期振动或多次冲击会使设备疲劳损坏^[1]。因此有必要对船用设备的抗冲击性能进行分析。

近年来,针对船用设备的冲击响应分析,国内外

学者已做了大量的研究工作,Lam 等对船体管道在水下爆炸冲击波作用后的动态响应进行了研究,并对某舰船主机的隔振装置的抗冲击性能进行了分析^[2]。Rajendran 及 Shin 计算了船舶在冲击载荷下的响应^[3-4]。Carcattera 等分析了水力冲击载荷条件下减震器的响应^[5]。李晓彬等计算了考虑动刚度效应的轴系横向冲击响应^[6]。朱小平等考虑外冲击作用下转速的影响,对主推进轴冲击响应进行了数值仿真^[7]。江国和等利用伪力法计算了带有限位器的浮筏隔振系统模型的冲击响应^[8]。刘少俊等研究了正常运转下的柴油机零部件冲击响应的计算方法

收稿日期:2009-08-13

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B01-03);重庆市重大科技专项(CSTC, 2007AB3030)

作者简介:刘文(1968-),男,重庆大学讲师,博士研究生,主要从事机械动力学研究。

林腾蛟(联系人),男,重庆大学教授,(E-mail) tjlin@cqu.edu.cn。

并计算了机构部件的冲击响应^[9]。吴广明、周其新等参照德国军标 BV043/85, 分别对柴油机基座及舰用齿轮箱进行了抗冲击计算^[10-11]。黄国强等分析了发电机的抗冲击能力^[12], 林腾蛟等综合考虑内部动态激励及外部加速度激励的影响, 对船用齿轮箱动态响应及抗冲击性能进行数值仿真^[13]。上述文献在齿轮系统建模时都作了大量简化, 没有充分考虑齿轮啮合、轴承支撑及螺栓联结等结合部的边界条件, 对齿轮系统冲击响应分析的准确性有一定影响。

笔者提出基于杆单元、弹簧单元及四面体单元的组合单元建立齿轮装置有限元模型的方法。根据轮齿啮合综合刚度在啮合轮齿间建立弹簧单元以模拟齿轮副的啮合关系, 根据轴承刚度在轴与轴承座间建立弹簧单元以模拟轴承的支撑作用, 同时用杆单元模拟各部件间的螺栓联结, 从而得到船用齿轮系统的离散化精细有限元模型。参照德国 BV043/85 标准确定冲击谱, 并转换为等效的双半正弦加速度冲击载荷, 计算齿轮系统的固有特性及加速度冲击载荷下的动态响应, 利用强度判据确定齿轮系统的抗冲击性能。

1 齿轮系统动力有限元模型

采用的齿轮系统为人字齿轮传动, 齿轮参数如表 1 所示。

表 1 齿轮系统技术参数

中心距 /mm	模数 /mm	齿数 比	齿宽 /mm	螺旋角 /(°)	变位 系数	功率 /kW	转速 /(r·min ⁻¹)
340	5	29/96	90×2	21	0.439 2 /0.666 2	1 300	2 500

1.1 边界条件的建立

船用齿轮系统有限元动力分析模型中的边界条件主要包括齿轮副啮合关系、轴承支撑作用以及固定约束。其中, 轮齿啮合刚度采用轮齿弹性接触有限元法计算^[14-15]。滑动轴承支撑刚度及阻尼由实验测得, 如表 2 所示。

表 2 滑动轴承支撑刚度及阻尼

轴承	刚度/(N·mm ⁻¹)		阻尼/(N·s·mm ⁻¹)	
	水平方向	垂直方向	水平方向	垂直方向
主动轮轴承 1	2.35×10 ⁵	7.78×10 ⁵	192	929
主动轮轴承 2	2.38×10 ⁵	7.92×10 ⁵	192	938
从动轮轴承 1	4.11×10 ⁵	2.58×10 ⁶	732	8 688
从动轮轴承 2	4.52×10 ⁵	2.76×10 ⁶	826	9 206

1.2 齿轮系统有限元网格

齿轮系统中, 传动轴由滑动轴承支承在轴承座上, 轴承盖与轴承座间用螺栓连接, 上箱体与下箱体间用螺栓连接。对其进行网格划分时, 涉及如下单元类型: 杆单元、弹簧单元及四面体单元。

杆单元用来模拟螺纹连接及滑动轴承对轴的轴向支撑, 弹簧单元用来模拟齿轮副的啮合及滑动轴承对轴的径向支撑。齿轮副弹簧刚度取齿轮啮合综合刚度, 滑动轴承处理为线性弹簧-阻尼单元, 其刚度与阻尼见表 2。

应用 I-DEAS 软件建立齿轮系统实体模型, 在建立杆单元及弹簧单元后, 采用四面体实体单元对齿轮系统进行有限元网格的自动划分。

齿轮系统的有限元网格如图 1 所示, 共计 74 738 个节点, 242 126 个单元, 其中杆单元 1 460 个, 弹簧单元 68 个, 四面体实体单元 240 598 个。

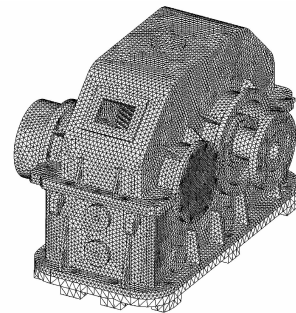


图 1 齿轮系统的有限元模型

2 冲击载荷

齿轮系统的外部冲击激励可用冲击脉冲或冲击谱模拟。其中冲击脉冲通常采用半正弦波和后峰锯齿波; 冲击谱是安装在同一基础上的一系列不同固有频率的无质量线性振子, 经受同样的冲击加速度和冲击速度的响应的最大幅值与其固有频率的关系曲线。根据德国 BV043/85 标准, 典型的冲击谱曲线如图 2 所示。

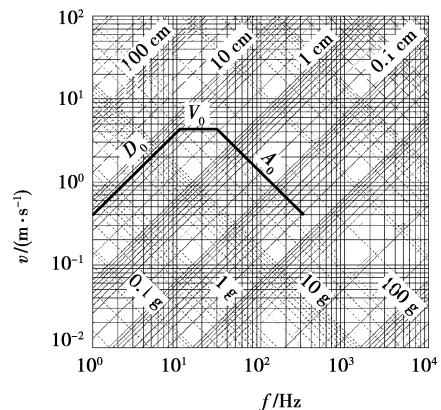


图 2 典型冲击谱示意图

冲击谱的谱值包括相对位移、相对速度和绝对加速度值。在船用设备的冲击动力响应分析计算中,常用四维坐标描述冲击谱,其中以速度谱作为纵坐标,频率作为横坐标,与横坐标成+45°和-45°的坐标系,分别表示相对位移谱和加速度谱。位移谱为 d_0 ,速度谱为 v_0 ,加速度谱为 a_0 ,等速度谱从频率 f_1 到 f_2 。其中: $f_1 = v_0/(2\pi d_0)$, $f_2 = a_0/(2\pi v_0)$ 。采用的冲击谱参数如表 3 所示。

表 3 冲击谱参数

冲击激励	a_0/g	$v_0/(m \cdot s^{-1})$	d_0/mm	f_1/Hz	f_2/Hz
冲击谱 1	60	3.15	45	11.1	30.3
冲击谱 2	80	4.20	60	11.1	30.3
冲击谱 3	100	5.25	75	11.1	30.3
冲击谱 4	120	6.30	90	11.1	30.3

进行时域分析时,可将冲击谱转换为等效的时域加速度曲线。冲击谱可以等效为双三角形或双半正弦时间历程曲线,笔者采用如图 3 所示的双半正弦时间历程曲线,表 4 给出了等效双半正弦加速度激励参数。

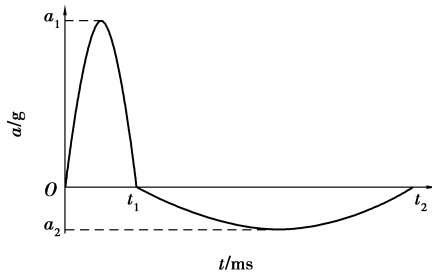


图 3 等效双半正弦加速度时间历程曲线

表 4 等效双半正弦加速度激励参数

冲击激励	a_1/g	t_1/ms	a_2/g	t_2/ms
冲击谱 1	30	11	7.7	53.9
冲击谱 2	40	11	10.3	53.9
冲击谱 3	50	11	12.8	53.9
冲击谱 4	60	11	15.4	53.9

等效双半正弦加速度时间历程曲线由正负 2 个脉冲组成,2 个脉冲峰值及持续时间不同,但面积相等,致使基础最终速度为零。图 3 中, a_1 和 t_1 分别为正脉冲的加速度峰值和脉宽, a_2 和 $(t_2 - t_1)$ 分别为负脉冲的峰值和脉宽,上述系数与冲击谱值之间存在下列关系

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= 0.5a_0, \\ t_1 &= 2\pi v_0/(3a_0), \\ t_2 - t_1 &= 3d_0/v_0, \\ a_2 &= \pi v_0/3(t_2 - t_1). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

3 冲击动力有限元分析方法

对齿轮系统进行冲击动力响应分析时采用模态位移法。由于对齿轮系统结构施加了加速度激励,则模态模型中除正则模态外,还包含约束模态及有效质量。正则模态表征有限元模型的动力学特征;约束模态定义加速度激励的静态修正;有效质量将施加的激励转化为模态力。

具有运动自由度结构的动力学运动方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ii} & \mathbf{M}_{is} \\ \mathbf{M}_{si} & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_i \\ \ddot{\mathbf{x}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{ii} & \mathbf{C}_{is} \\ \mathbf{C}_{si} & \mathbf{C}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_i \\ \dot{\mathbf{x}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii} & \mathbf{K}_{is} \\ \mathbf{K}_{si} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_i \\ \mathbf{x}_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_i \\ \mathbf{R}_s \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,下标 i 、 s 分别为未约束自由度及约束自由度; \mathbf{x} 、 $\dot{\mathbf{x}}$ 、 $\ddot{\mathbf{x}}$ 分别为位移向量、速度向量和加速度向量; \mathbf{F}_i 为施加的外力向量; \mathbf{R}_s 为反力向量。

由于结构中施加了加速度激励,约束自由度 x_s 定义成运动的形式,则物理自由度可以表示为

$$\mathbf{x}_i = \Phi_n \boldsymbol{\gamma} + \Phi_s \mathbf{x}_s, \quad (3)$$

式中: Φ_n 为正则模态矩阵; $\boldsymbol{\gamma}$ 为模态坐标向量; Φ_s 为强迫运动自由度的约束模态矩阵, $\Phi_s = -\mathbf{K}_{ii}^{-1} \mathbf{K}_{is}$ 。

对式(2)凝聚 \mathbf{x}_i , 缩减后模态动力学方程为

$$\mathbf{M}_{ii} \Phi_n \ddot{\boldsymbol{\gamma}} + \mathbf{C}_{ii} \Phi_n \dot{\boldsymbol{\gamma}} + \mathbf{K}_{ii} \Phi_n \boldsymbol{\gamma} = \mathbf{F}^*, \quad (4)$$

式中: $\mathbf{F}^* = \mathbf{F} - \Phi_m \ddot{\mathbf{x}}_s - \Phi_c \dot{\mathbf{x}}_s$ 为强迫运动施加的有效外载荷; Φ_m 为强迫运动自由度的有效质量矩阵; Φ_c 为强迫运动自由度的有效阻尼矩阵, $\Phi_m = \mathbf{M}_{ii} \Phi_s + \mathbf{M}_{is}$, $\Phi_c = \mathbf{C}_{ii} \Phi_s + \mathbf{C}_{is}$ 。

利用杜哈姆积分求解式(4),得

$$\boldsymbol{\gamma}_j = \frac{1}{\omega_{dj}} \int_0^t f_j e^{-\xi_j \omega_j (t-\tau)} \sin \omega_{dj} (t - \tau) d\tau + e^{-\xi_j \omega_j t} (A_j \sin \omega_{dj} t + B_j \cos \omega_{dj} t), \quad (5)$$

式中: $f_j = \boldsymbol{\varphi}_j^T \mathbf{F}^*$ 为模态力; ξ_j 为模态阻尼因子; ω_j 、 ω_{dj} 分别为无阻尼和有阻尼固有频率; $\boldsymbol{\varphi}_j$ 为第 j 阶模态振型向量; A_j 、 B_j 为由起始条件决定的常数。

模态位移法中,系统动态响应表示为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{x} &= \Phi_n \boldsymbol{\gamma} + \Phi_s \mathbf{x}_s, \\ \dot{\mathbf{x}} &= \Phi_n \dot{\boldsymbol{\gamma}} + \Phi_s \dot{\mathbf{x}}_s, \\ \ddot{\mathbf{x}} &= \Phi_n \ddot{\boldsymbol{\gamma}} + \Phi_s \ddot{\mathbf{x}}_s. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

同样,动应力的计算式为

$$\boldsymbol{\sigma} = \Phi_n^s \boldsymbol{\gamma} + \Phi_s^s \mathbf{x}_s, \quad (7)$$

式中: Φ_n^s 为正则模态应力矩阵; Φ_s^s 为约束模态应力矩阵。

4 有限元模态分析

对结构施加外部加速度激励时,齿轮系统必须存在运动自由度,因此在齿轮系统模态分析时,分别对底座固定约束及底座具有 X、Y 或 Z 方向运动自由度的 4 种情况进行计算。图 1 所示的计算模型中,齿轮系统安装底座节点的边界条件为:将加速度激励方向设置为运动自由度,其余为固定约束。通过 I-DEAS 软件,利用 Lanczos 法对齿轮系统进行模态分析。表 5 给出了齿轮系统底座固定及存在 X、Y 或 Z 方向运动自由度时的前 10 阶固有频率。

表 5 齿轮系统的固有频率

模态阶数	固有频率/Hz			
	底座固定	底座存在运动自由度		
		X 向	Y 向	Z 向
1	180.71	179.69	171.90	180.49
2	281.17	281.03	280.19	281.01
3	301.80	301.62	291.11	301.14
4	324.38	324.19	318.32	324.24
5	338.31	337.61	322.73	335.12
6	376.93	375.75	371.20	376.57
7	426.96	426.61	422.09	426.54
8	444.03	443.85	441.99	443.84
9	469.07	466.56	456.65	468.33
10	502.48	502.17	500.76	502.33

5 齿轮系统抗冲击性能分析

5.1 冲击动态响应分析结果

分别将冲击谱 1、冲击谱 2、冲击谱 3 和冲击谱 4 等效的双半正弦加速度冲击激励以 X 向(宽度方向)、Y 向(高度方向)或 Z 向(长度方向)作用于箱体底座,仿真计算齿轮系统振动速度、振动加速度及动态应力。齿轮系统承受加速度冲击激励时的最大动态等效应力如表 6 所示。

表 6 承受加速度激励时的最大动态等效应力 MPa

冲击激励	节点应力			单元应力		
	X 向	Y 向	Z 向	X 向	Y 向	Z 向
冲击谱 1	150	83	109	222	113	149
冲击谱 2	200	112	146	296	151	199
冲击谱 3	249	138	183	370	189	249
冲击谱 4	299	166	219	445	226	299

齿轮系统最大动态等效应力出现在下箱体底座地脚螺栓孔区域(节点 3 741 附近),图 4 给出了齿轮系统承受冲击谱 1 等效的双半正弦加速度激励时节点 3 741 的动态响应曲线,图 5 为齿轮系统在 4.7 ms 时的动态等效应力云图。

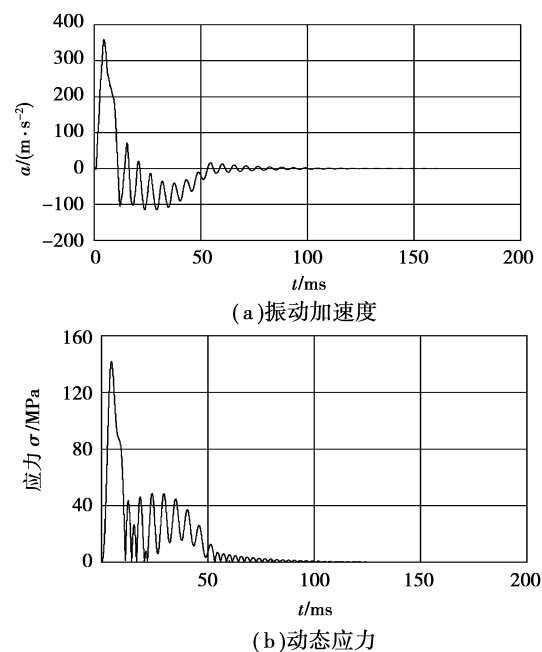


图 4 X 向承受双半正弦加速度激励时节点 3 741 动态响应

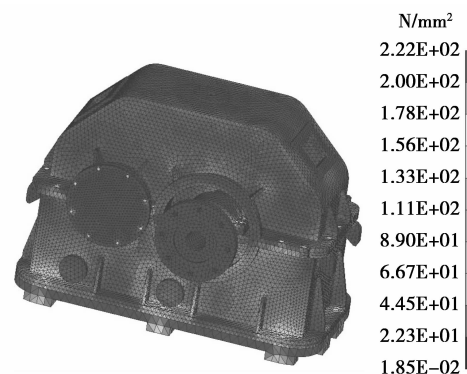


图 5 X 向承受双半正弦加速度激励时动态等效应力云图

5.2 齿轮系统抗冲击性能

船用设备的抗冲击性能主要从以下几个方面进行评判:

1) 振动速度、加速度峰值判定准则。船用设备承受冲击载荷时,设备的动态响应(速度、加速度)峰值太大会使设备遭到破坏,故可按照设备动态响应速度、加速度峰值来对船用设备的抗冲击性能进行评判。

2) 刚度判定准则。冲击所引起的设备位移过大,会使设备与外界相连的部分遭到破坏,或使设备与周围环境发生干涉。优良的船用设备在冲击载荷下应该产生尽可能小的变形量。

3) 强度判定准则。冲击所引起的设备应力过大,安全系数过小,甚至会直接引起设备破坏。优良的船用设备在冲击载荷下应力分布状况应尽可能合

理,避免产生较大的应力集中。

笔者按照强度准则判定船用齿轮系统的抗冲击能力。由表6可知,由于箱体材料(Q235)的屈服强度极限为235 MPa,齿轮系统X向承受谱值为 $a_0 = 60 \text{ g}$ 、 $v_0 = 3.15 \text{ m/s}$ 、 $d_0 = 45 \text{ mm}$ 的冲击谱等效的双半正弦加速度激励,Y向承受谱值为 $a_0 = 120 \text{ g}$ 、 $v_0 = 6.3 \text{ m/s}$ 、 $d_0 = 90 \text{ mm}$ 的冲击谱等效的双半正弦加速度激励,Z向承受谱值为 $a_0 = 80 \text{ g}$ 、 $v_0 = 4.2 \text{ m/s}$ 、 $d_0 = 60 \text{ mm}$ 的冲击谱等效的双半正弦加速度激励时动态应力未超出齿轮系统箱体材料的屈服极限,不会出现塑性变形、裂纹或其他机械损伤。

6 结 论

1)用杆单元模拟螺纹连接,用弹簧单元模拟齿轮副的啮合及滑动轴承对轴的径向支撑,建立了齿轮系统装配体的有限元模型。

2)计算了齿轮系统的固有频率和固有振型,不会出现与传动轴转频或齿轮啮合频率合拍的现象。

3)对齿轮系统动态应力进行有限元数值仿真,借助抗冲击能力判据可得,齿轮系统可承受谱值为 $a_0 = 60 \text{ g}$ 、 $v_0 = 3.15 \text{ m/s}$ 、 $d_0 = 45 \text{ mm}$ 的冲击谱等效的双半正弦加速度冲击载荷。

参考文献:

- [1] 石菲. 船舶发动机排气消声器抗冲击性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学硕士学位论文,2006.
- [2] LAM K Y, ZONG Z, WANG Q X. Dynamic response of a laminated pipeline on the seabed subjected to underwater shock [J]. *Composites Part B: Engineering*, 2003, 34(1): 59-66.
- [3] RAJENDRAN R, NARASIMHAN K. Linear elastic shock response of plane plates subjected to underwater explosion [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2001, 25(5): 493-506.
- [4] SHIN Y S. Ship shock modeling and simulation for far-field underwater explosion [J]. *Computers and Structures*, 2004, 82(23/26): 2211-2219.
- [5] CARCATERRA A, CIAPPIN E. Hydrodynamic shock of elastic structures impacting on the water: theory and experiments [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 271(1/2): 411-439.
- [6] 李晓彬,杜志鹏,夏利娟,等. 考虑支承动刚度的船舶轴系横向冲击响应计算[J]. *振动与冲击*, 2006, 25(2): 168-170.
- LI XIAO-BIN, DU ZHI-PENG, XIA LI-JUAN, et al. Numerical analysis of transverse shock response of a ship shaft taking dynamic stiffness of supports into consideration [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2006, 25(2): 168-170.
- [7] 朱小平,冯奇. 船舶主推进系统冲击研究[J]. *船舶力学*, 2007, 11(1):143-151.
- ZHU XIAO-PING, FENG QI. Shock analysis of the main propulsion shaft of the ship [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2007, 11(1): 143-151.
- [8] 江国和,沈荣瀛,尹立国. 利用伪力法计算带限位器的船舶设备非线性冲击响应[J]. *船舶力学*, 2006, 10(6): 138-150.
- JIANG GUO-HE, SHEN RONG-YING, YIN LI-GUO. Non-linear shock response calculation of shipboard equipment with displacement restrictor using pseudo-force approach [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2006, 10(6): 138-150.
- [9] 刘少俊,包国治,陈华清. 12VPA6 船用柴油机曲柄连杆机构冲击响应分析[J]. *内燃机工程*, 2007, 28(1): 39-42.
- LIU SHAO-JUN, BAO GUO-ZHI, CHEN HUA-QING, et al. Shock response analysis of crank and connecting rod mechanism of 12vpa6 marine diesel engine [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2007, 28(1): 39-42.
- [10] 吴广明,梅永娟,朱新进,等. 某柴油机基座结构抗冲击计算[J]. *中国舰船研究*, 2006, 1(4): 41-43.
- WU GUANG-MING, MEI YONG-JUAN, ZHU XIN-JIN, et al. Analysis of shock resistance of diesel engine mounting [J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2006, 1(4): 41-43.
- [11] 周其新,姚熊亮,张阿漫,等. 船用齿轮箱抗冲击能力时域计算[J]. *中国舰船研究*, 2007, 2(3): 44-48.
- ZHOU QI-XIN, YAO XIONG-LIANG, ZHANG A-MAN, et al. Anti-shock performance analysis of marine gear case by time domain calculation [J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2007, 2(3): 44-48.
- [12] 黄国强,陆秋海. 舰船发电机抗冲击性能分析[J]. *清华大学学报:自然科学版*, 2006, 46(11):1911-1913.
- HUANG GUO-QIANG, LU QIU-HAI. Anti-shock design of ship generators [J]. *Journal of Tsinghua University: Science & Technology*, 2006, 46(11):1911-1913.
- [13] 林腾蛟,蒋仁科,李润方,等. 船用齿轮箱动态响应及抗冲击性能数值仿真[J]. *振动与冲击*, 2007, 16(12): 14-22.
- LIN TENG-JIAO, JIANG REN-KE, LI RUN-FANG, et al. Numerical simulation of dynamic response and shock resistance of marine gearbox [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2007, 16(12): 14-22.
- [14] LIN T J, OU H, LI R F. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2007, 196(9/12): 1716-1728.
- [15] LI R F, YANG C Y, LIN T J, et al. Finite element simulation of the dynamical behavior of a speed-increase gearbox [J]. *Journal of Material Processing Technology*, 2004, 150(1/2): 170-174.

(编辑 张 芊)