

全柔性隔振系统的有限元功率流可视化研究

李旭¹, 杨斌¹, 刘昌斌¹, 牛军川^{2*}

(1. 山东电力工程咨询院有限公司, 山东 济南 250013; 2. 山东大学机械工程学院, 山东 济南 250061)

摘要:为充分考虑船舰等大型复杂隔振系统的基础和机器柔性、隔振器质量、隔振器布置形式等对振动传递的影响,克服传统建模方法不适用于大型复杂结构的建模和分析问题。分别将柔性的机器和基础视为形状不规则的板结构,隔振器用空间梁模拟,建立考虑机器、基础和隔振器柔性的隔振系统模型。将有限元方法引入隔振系统的振动计算,避免计算机器和基础机械导纳的复杂过程,给出柔性隔振系统的传递功率流表达式。将系统的振动传递进行可视化处理,得到结构的能量分布及功率流传递路径。

关键词:全柔性隔振系统;有限元方法;功率流;可视化;隔振器布置

中图分类号:TB535 **文献标志码:**A

引用格式:李旭,杨斌,刘昌斌,等.全柔性隔振系统的有限元功率流可视化研究[J].山东大学学报(工学版),2024,54(6):176-181.

LI Xu, YANG Bin, LIU Changbin, et al. Vibration visualization of finite element power flow for fully flexible vibration isolation system [J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2024, 54(6):176-181.

Vibration visualization of finite element power flow for fully flexible vibration isolation system

LI Xu¹, YANG Bin¹, LIU Changbin¹, NIU Junchuan^{2*}

(1. Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute Co., Ltd., Jinan 250013, Shandong, China; 2. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, Shandong, China)

Abstract: In order to fully consider the influence of the foundation and machine flexibility of large vibration isolation systems such as ships, the mass and layout of isolators on vibration transmission, and to overcome the issue that traditional methods were not suitable for modeling and analyzing large flexible structures. A new fully flexible isolation system was built, in which the machine and the foundation were regarded as flexible irregular shaped plates, and the space beam was used to model the vibration isolator, respectively. The finite element method was introduced into the vibration calculation of the vibration isolation system to avoid the complex process of calculating the mobilities of the machine and the foundation, and the expression of the transmitted power flow of the flexible vibration isolation system was given. Through visualizing the vibration transmission of the system, the energy distribution and power flow transmission of the structure were obtained. It could be used for reference in the prediction of vibration transmission and vibration isolation design of mechanical equipment.

Keywords: full flexible isolation system; finite element method; power flow; visualization; isolator layout

0 引言

随着现代工业技术的发展,诸如船舰等各类机械设备呈现出巨型化、大尺寸、轻薄化等发展趋势。结构的复杂化和大型化、机械的高速化和高

精度,带来更多、更复杂的振动问题,同时也对振动问题的分析、预测和评估提出了更高的要求。如何直观描述振动的传递路径和进行有效振动控制,是现阶段机械设备发展需要解决的一个重要课题。

从本质上讲,振动在结构中的传递是能量的传

收稿日期:2023-09-03

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52075294)

第一作者简介:李旭(1977—),男,山东济宁人,高级工程师,主要研究方向为特种结构、船上电气设备减振等。E-mail:lixu@sdepici.com

* 通信作者简介:牛军川(1973—),男,山东济南人,教授,博士生导师,博士,主要研究方向为机械系统动力学、振动噪声控制、机器人等。

E-mail:niujc@sdu.edu.cn

递,尤其对于船舰等大型结构,如何准确描述振动能量在不同结构、不同系统中的传递路径,并在此基础上采取合理有效的措施,是结构减振降噪的直接途径^[1-2]。隔振是控制结构振动的最有效方法之一,传统的隔振模型多为刚体模型,即忽略机器和基础的柔性,隔振器采用弹簧阻尼模拟,忽略质量并仅考虑轴向拉压。目前,船舰等机械结构呈现出大型化和轻柔化的发展趋势,机器的安装基础呈现出更大的柔性。早期学者将基础简化为具有等效刚度和等效质量的多自由度模型^[3],文献[4-5]首先将一维对称隔振系统的基础采用连续体建模;文献[6]将基础简化为两端固支的弹性阻尼梁,并用四端参数法推导了单层柔性隔振系统传递功率流;文献[7]建立了包含刚性设备、柔性基础和隔振器的隔振系统的数学模型,给出了柔性基础隔振设计中参数选取的一般规律;文献[8]将柔性基础上的单层隔振系统简化为四边简支薄板基础上的单层隔振系统模型。进一步地,车载设备和机器的柔性也得到了重视,文献[9-11]基于导纳法对含有多个隔振器的柔性隔振系统进行建模,研究包括设备和机器弹性在内的系统参数对隔振系统传递性能的影响规律。

随着柔性隔振研究的不断深入,传统隔振性能评价指标适用性变差。功率流指标包含力和速度2个参数及相位信息,对振动传递信息的反映更加全面具体,在评价柔性隔振系统隔振效果时适用性更强^[12-13]。现有工作多通过导纳功率流法计算振动功率流传递^[14-15],对于大型复杂结构,解析导纳法并不适用,且导纳法只能得到对接点处的功率流输入数值,无法获得整个结构的功率流分布和传递路径,因此需要借助数值离散的方法。有限元法是一种常用的高效能数值计算方法,通过对任意形状的结构进行离散、组装和求解,可以得到目标节点的内力和位移,为功率流的进一步求解提供必要信息^[16-17]。这样处理打破了结构规则形状和边界条件的束缚,可以获取任意位置的功率流大小及整个结构的功率流传递路径,并可以对功率的分布和传递进行可视化,对船舰等大型结构的振动预报和振动抑制具有重要作用^[18]。

本研究建立了不规则形状的全柔性隔振系统及其动力学模型,通过有限元离散结构,推导了传递功率流表达式,对隔振系统的能量密度分布进行了可视化研究,探讨了隔振器安装方式对传递功率流的影响规律。

1 全柔性隔振系统的动力学模型

1.1 有限元功率流模型建立

一般的全柔性隔振系统模型如图1所示。为便于对振动能量分布进行可视化研究,用非规则弹性薄板模拟机器和基础,基础板周边采用固定支撑。为了充分考虑隔振器质量和弯曲波对振动传递的影响,采用空间弹性梁对隔振器进行建模^[19]。机器上作用一任意点激励 F_0 。

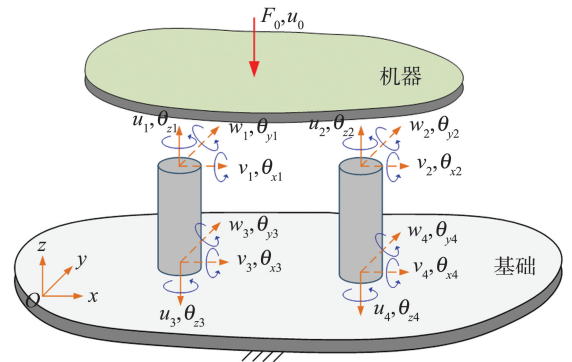


图1 全柔性隔振系统模型

Fig.1 Model of full flexible isolation system

根据虚功原理,可以建立整个隔振系统的有限元离散数值模型为:

$$(\mathbf{K}-\omega^2\mathbf{M}+j\omega\mathbf{C})\mathbf{U}=\mathbf{F}, \quad (1)$$

式中: \mathbf{K} 为系统总刚度矩阵, \mathbf{M} 为系统总质量矩阵, \mathbf{C} 为系统总阻尼矩阵, \mathbf{U} 为各个节点自由度组成的广义位移向量, \mathbf{F} 为广义力向量。借有限元方法,对3个结构离散成若干单元,再经过总体组装后可以得 \mathbf{K} 、 \mathbf{M} 和 \mathbf{C} 。根据初始的力激励,可以求得任意节点 i 的位移响应 U_i 和力响应 F_i 。

机器的输入功率流记为 P_M ,经隔振器传至基础的功率流记为 P_F ,通过比较 P_M 和 P_F 可以对隔振系统的振动传递进行评价。相对于板,隔振器或空间梁的尺寸较小,将梁和板视为点接触,因此 P_F 可以用所有隔振器末端净功率流之和表示,则等于沿梁长方向的结构声强之和^[20],公式为:

$$P_F = \sum_{i=1}^n I_{zi}, \quad (2)$$

式中, z 为沿梁长度方向, I_{zi} 为第 i 个空间梁沿 z 方向的结构声强, n 表示空间梁数量。空间梁沿梁长方向的结构声强公式为:

$$I_{zi} = -\frac{1}{2}\omega\text{Im}(\mathbf{U}_i^T\mathbf{F}_i), \quad (3)$$

式中: \mathbf{F}_i 为对接点 i 的六自由度广义力矢量, $\mathbf{F}_i = (\mathbf{N} \ \mathbf{Q}_y \ \mathbf{Q}_z \ \mathbf{T} \ \mathbf{M}_y \ \mathbf{M}_z)^T$,其中 \mathbf{N} 为梁轴向力,

Q_y 和 Q_z 为 y 和 z 向剪力, T 、 M_y 和 M_z 分别为绕 x 、 y 和 z 方向的力矩; U_i 为相应的广义位移矢量, $U_i = (u \ v \ w \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z)^T$, 其中 u 、 v 和 w 分别为 x 、 y 和 z 方向的位移, θ_x 、 θ_y 和 θ_z 为绕 x 、 y 和 z 方向的转角; ω 为角频率。将其代入式(2), 可以得到流过空间梁的功率流

$$P_F = -\frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[\sum_{i=1}^n (j\omega U_i^H F_i) \right], \quad (4)$$

式中, j 为虚数单位, $\operatorname{Re}(\cdot)$ 表示取实部, H 表示共轭转置。

1.2 刚度矩阵组装

借助有限元的计算方法, 在板和梁的耦合节点位置, 将对应自由度的刚度相加, 对隔振系统总体矩阵进行组装, 可以获得隔振系统的总刚度阵、总质量阵以及广义力向量。空间梁模型如图2所示, 一个节点有六个自由度, 该模型可以考虑隔振器的驻波效应, 也可以非常方便地研究隔振器的安装方式等问题。考虑到板的宽度远大于厚度, 板主要是横向振动, 因此忽略面内振动, 只考虑节点沿 z 方向的平动、绕 x 及绕 y 轴方向的转动三个自由度, 将基础和机器采用 Kirchhoff 薄板进行建模。

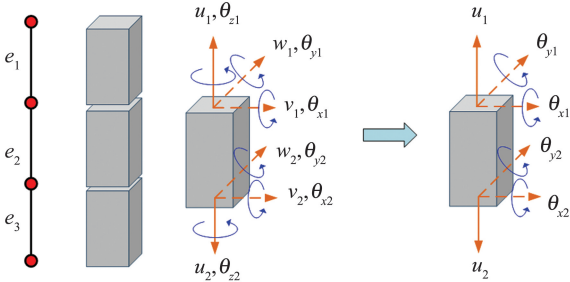


图2 空间梁模型
Fig.2 Spatial beam model

将梁和板基础耦合节点记为 p , 梁与机器板耦合节点记为 q , 那么总刚度阵为:

$$K = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & k_p^r + k_p^b & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & k_l^b & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & k_q^s + k_q^b & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix}, \quad (5)$$

式中, k_p^b 、 k_q^b 分别为梁两端与机器和基础相应耦合节点处板的3个自由度的刚度矩阵, k_p^r 、 k_q^s 分别为基础和机器上与梁的2个相应耦合节点位置的子刚度矩阵, k_l^b 为剩余梁单元组装的刚度阵。

采用同样的方法可以获得总质量阵 M , 其表达

式与式(5)中的系统总刚度阵 K 相似。将总质量阵 M 和总刚度阵 K 代入式(1)中, 可得

$$K_d U = F, \quad (6)$$

式中, K_d 为总广义动刚度矩阵, $K_d = K - \omega^2 M + j\omega C$ 。

根据式(6)即可求得隔振系统每个节点处的广义位移向量和广义力向量, 代入式(4)后便可得该点的输入功率流。通过后处理可以表示出每个节点的功率流密度, 并且可以实现功率流传递路径和能量分布的可视化, 为进一步的预测和隔振设计提供参考。

2 数值仿真与分析

为便于分析, 机器和基础分别用自由圆板和四边简支的方板进行建模, 用空间梁模拟隔振器, 隔振系统关于 yOz 平面对称布置。本研究分别采用三角形单元、四边形单元和12自由度的空间梁单元对机器(圆板)、基础(矩形板)和隔振器(空间梁)进行网格划分。隔振系统模型参数如表1所示。

表1 隔振系统模型参数
Table 1 Parameters of the isolation system model

边长/ m	厚度/ m	杨氏模量/ GPa	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	阻尼比
0.50	0.05	210	7 850	0.30	0.05
1.00	0.03	210	7 850	0.30	0.05
0.05	0.05	0.007 8	1 000	0.47	0.10

2.1 隔振器斜置布置

隔振器采用空间梁建模, 将其两端节点与板的不同节点耦合, 则可以非常方便地获得不同的安装方式。因此, 采用本方法和模型可以充分研究隔振器斜置的影响。图3为不同角度斜置隔振器功率流传递曲线。

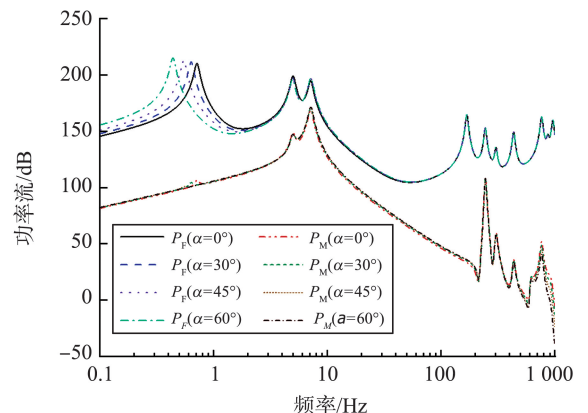


图3 斜置隔振器不同角度下功率流传递曲线
Fig.3 Power flow through inclined isolator with different angles

由图3可见,当隔振器对称布置时,非对称激励可以充分激发前三阶模态,当隔振器竖直布置时,曲线在低频处有3个峰值,分别对应了滚转安装频率、俯仰安装频率和纵荡安装频率。由于各部分结构柔性的参与,机器的曲线在高频处上翘,传递至基础上的功率流明显下降。另外,随着安装角度 α 的增大,安装频率发生偏移,输入机器和基础的功率流在中频段提升,隔振效果变差,这是因为隔振器横向波的参与,引起了驻波效应。若采用传统的无质量弹簧模拟隔振器,则驻波效应无法体现。

为了具体分析角度对安装频率偏移的影响,表2为隔振器不同角度布置时系统的三阶安装频率。

表2 斜置隔振器不同角度下安装频率对比

Table 2 Mount frequencies with different angles of isolators

安装角/(°)	固有频率/Hz		
	第一阶滚转	第二阶俯仰	第三阶纵向
0	0.71	4.98	7.10
30	0.63	5.03	7.42
45	0.55	5.17	7.76
60	0.45	5.32	8.12

由表2可以看出,随着隔振器与 z 轴方向夹角的增大,第一阶滚转安装频率逐渐变小,俯仰和纵荡频率向中频段移动,其中纵荡频率所受影响最大。这是由于隔振器本身的压缩及弯曲变形,导致三阶模态不断远离。

2.2 功率流传递及可视化

为了研究功率流在隔振系统中的传递路径和能量分布情况,可以通过求解式(6)和式(4)求得每个节点的功率流,从而得到机器工作频率下功率流传递和能量密度情况。

考虑激励频率5 Hz的低频工况,对功率流分布进行可视化表达。图4为在5 Hz的非对称激励下,传递至基础板的功率流分布。

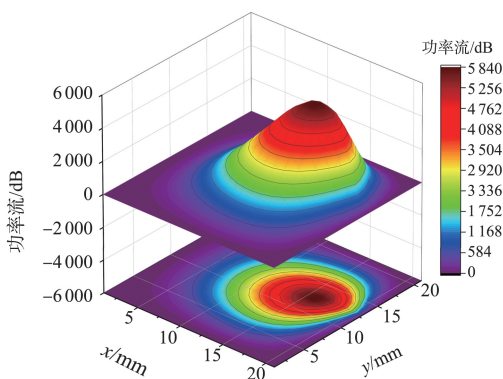


图4 5 Hz激励下基础上的能量分布

Fig.4 Energy distribution of foundation at 5 Hz excitation

由图4可见,非对称激励时,第一阶滚转频率

下,基础板的能量集中于一点,呈偏心状向四周递减,能量分布与四边简支板本身的低阶模态阵型相吻合,与隔振器安装位置等关系较小。这是因为基础板的第一阶固有频率较低,当机器的激励频率较低时,由隔振器传来的低频振动主要激起了基础板的低阶模态,则板的中心位置变形较大,其应变能较大,则该位置的能量分布密度最大。

传递至基础的功率流传递矢量如图5所示,图5显示了该频率下在基础板上的功率流流向。可见,基础板功率流从能量密度高的中心位置向能量密度低的四周流动,这与图4的结论吻合较好。

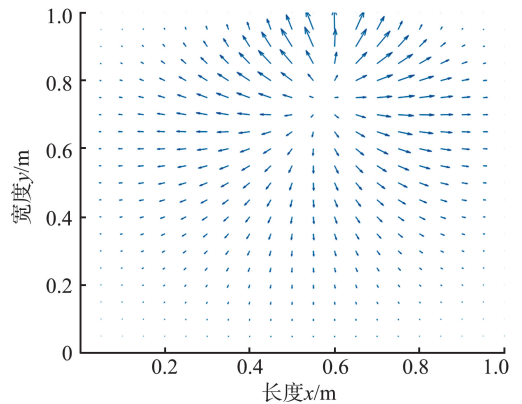


图5 5 Hz激励下基础功率流梯度

Fig.5 Power flow gradient of foundation at 5 Hz excitation

传递至基础上的功率流流线分布情况如图6所示。由图6可知,功率流流线图比功率流矢量图更清晰地展示了功率流的传递路径和传递方向。在低阶模态下,功率流由中心位置向四周流动,该点处能量密度最大,振动变形最为剧烈。

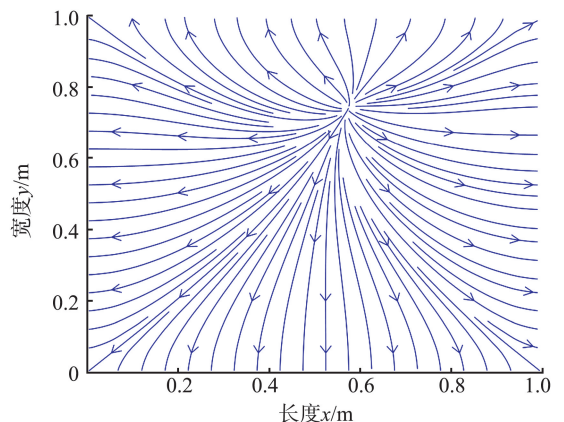


图6 5 Hz激励下基础功率流流线

Fig.6 Power flow streamline of foundation at 5 Hz excitation

进一步研究高频激励下的功率流传递特性和可视化,取激励频率380 Hz,对功率流分布进行可视化研究。图7为380 Hz对称激励下,传递至基础板的能量分布。由图7可见,与5 Hz的低频激励不同,在380 Hz激励下基础板有两个能量峰值,这两

个峰值恰好对应隔振器的安装位置,功率流在对接点处,经由隔振器传至基础板,并向四周辐射,基础板上的能量分布与隔振器布置位置密切相关。

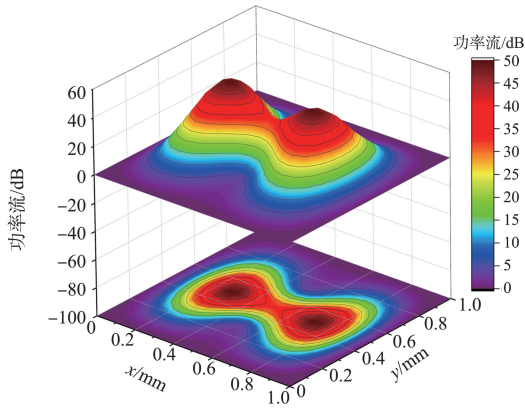


图7 380 Hz 激励下基础能量分布

Fig.7 Energy distribution of foundation at 380 Hz excitation

图8和图9分别为380 Hz激励下基础上的能量梯度矢量和能量流线图。与图7的结果相同,当激励频率较高时,隔振器安装位置即为能量最高点,也是振动最剧烈的位置。与低频激励下的传递功率流特性不同,激励频率较高时,更多的高阶模态被激起,能量主要由隔振器直接注入基础板,可以更直观反映功率流在子系统间的分布规律和传递特性。

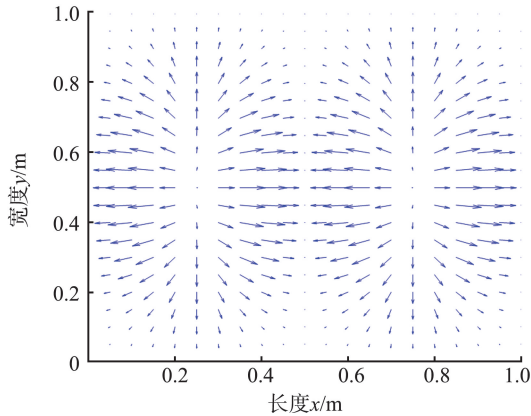


图8 380 Hz 激励下基础功率流梯度

Fig.8 Power flow gradient of foundation at 380 Hz excitation

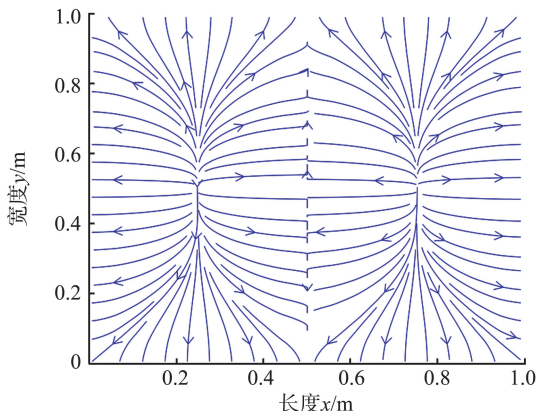


图9 380 Hz 激励下基础功率流流线

Fig.9 Power flow streamline of foundation at 380 Hz excitation

通过对低频和低频激励下全柔性隔振系统功率流特性的研究,表明有限元功率流方法适用于较宽频率,有较好的适用性。当隔振系统各部分结构形状或布置形式改变时,用有限元功率流的方法可以直观找到能量最集中的位置,并可以清晰看到能量的流向,在识别振源、寻找损伤位置和观测能量传播路径等方面,具有很好的应用潜力。结合矢量图和能量分布等高线图,可以对较宽频率下子系统的能量分布进行预示,找到目标频率下振动响应最大的位置,为隔振系统的结构优化提供有益指导。

3 结论

针对船舰等大型结构上的弹性设备的振动隔离问题,用非规则的薄板对机器和基础建模,用空间梁对弹簧建模,结合有限元方法及功率流理论,最终建立了全柔性隔振系统的有限元功率流模型,通过可视化手段预示系统的能量分布和传递路径,并对隔振器不同的布置形式进行讨论,结论如下。

(1)采用本研究有限元功率流方法时,可以直接对非规则结构的隔振系统进行建模,并得到系统的能量分布,不需要事先知道结构的解析导纳。

(2)通过合理设置斜置隔振器角度,可以使全柔性系统安装频率偏移,减弱与基础系统耦合,降低功率流的传递,满足隔振要求。

(3)借助结构声强的计算方法,可以得到功率流传递的能量分布图、矢量图和流线图,并进一步对振动传递进行预报。

参考文献:

- [1] YANG T J, WU L, LI X H, et al. Combining active control and synchrophasing for vibration isolation of a floating raft system; an experimental demonstration[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2020: 1461348420933381.
- [2] 贾睿昊, 牛军川, 郭俊财. 舰用柴油机隔振系统建模及隔振效果评价[J]. 内燃机学报, 2023, 41(4): 376-383.
JIA Ruihao, NIU Junchuan, GUO Juncai. Modeling and evaluation of vibration isolation system of ship diesel engine[J]. Transaction of CSICE, 2023, 41(4): 376-383.
- [3] WILSON W K. Vibration engineering[M]. London:

- Charles Griffin & Company Ltd., 1959.
- [4] SNOWDON J C. Transverse vibration of simply clamped beams[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1963, 35(8): 1579-1599.
- [5] SNOWDON J C. Approximate expressions for the mechanical impedance and transmissibility of beams vibrating in their transverse modes[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1964, 36(2): 366-375.
- [6] 楼京俊, 李超博, 夏江敏, 等. 柔性隔振系统功率流传递特性研究[J]. 船舶工程, 2016, 38(7): 31-34.
LOU Jingjun, LI Chaobo, XIA Jiangmin, et al. Research on power flow transmission characteristics of flexible isolation system [J]. Ship Engineering, 2016, 38(7): 31-34.
- [7] 黄伍德, 车驰东, 陈光冶. 考虑基础柔性的隔振系统功率流特性分析[J]. 舰船科学技术, 2016, 38(6): 70-74.
HUANG Wude, CHE Chidong, CHEN Guangye. Study on power flow characteristics of isolation system based on flexible foundation [J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(6): 70-74.
- [8] 郑迁, 吕志强, 帅长庚, 等. 弹性基础上单层隔振系统功率流传递特性研究[J]. 舰船科学技术, 2017, 39(5): 64-68.
ZHENG Qian, LÜ Zhiqiang, SHUAI Changgeng, et al. Research on transmission characteristics of power flow in single stage vibration isolation system on flexible base[J]. Ship Science and Technology, 2017, 39(5): 64-68.
- [9] NIU J C, SONG K J, HUO R, et al. Study on strategies of active vibration isolation in the coupling flexible system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(12): 27-29.
- [10] NIU J C, SONG K J. Transmission characteristics of fully flexible isolation systems subjected to multi-excitations and supported by multi-mounts [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(7): 59-64.
- [11] NIU J C, LIM C W, ZHU J Q. Active control of flexible vibration systems with inclined combined mounts[J]. Advances in Vibration Engineering, 2011; 10(3): 239-249.
- [12] PINNINGTON R J, WHITE R G. Power flow through machine isolators to resonant and non-resonant beams [J]. Journal of Sound & Vibration, 1981, 75(2): 179-197.
- [13] PINNINGTON R J. Vibrational power transmission from a finite source beam to an infinite receiver beam via a continuous complaint mount[J]. Journal of Sound & Vibration, 1990, 137(1): 117-129.
- [14] SHI D, KONG L, SHI X, et al. Power flow analysis of vibration isolation system with admittance theory [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(6): 748-752.
- [15] 孔祥军, 陈长征, 费朝阳, 等. 基于功率流的双层隔振系统参数研究 [J]. 机械设计与制造, 2013(4): 208-210.
KONG Xiangjun, CHEN Changzheng, FEI Chaoyang, et al. Research on vibration parameters of double-deck isolation system based on power flow[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(4): 208-210.
- [16] 乔志. 基于有限元功率流的基座振动传递特性研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
QIAO Zhi. Research the vibration transmission characteristic of foundation based on FEM power flow [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.
- [17] 刘知辉, 牛军川, 周一群. 基于功率流有限元方法的异形薄板能量密度求解 [J]. 振动与冲击, 2017, 36(16): 188-194.
LIU Zhihui, NIU Junchuan, ZHOU Yiqun. Energy density analysis of irregular shaped plates based on the power flow finite element method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(16): 188-194.
- [18] 汤又衡. 全柔性隔振系统的有限元功率流计算及传递特性研究 [D]. 济南: 山东大学, 2019.
TANG Youheng. Study on finite element power flow calculation and transfer characteristics of fully flexible isolation system [D]. Jinan: Shandong University, 2019.
- [19] 汤又衡, 牛军川. 全柔性隔振系统功率流的有限元计算及其传递特性研究 [J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(6): 44-48.
TANG Youheng, NIU Junchuan. Finite element calculation and transfer characteristics analysis of power flow for fully flexible isolation systems [J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(6): 44-48.
- [20] GAVRIĆ L, PAVIĆ G. A finite element method for computation of structural intensity by the normal mode approach [J]. Journal of Sound & Vibration, 1993, 164(1): 29-43.

(编辑:郭少华)