



基于频响函数综合法的柴电机组隔振平台建模仿真

黄武雄¹, 张志谊², 沈建平¹

(1. 七一一研究所, 上海 201108; 2. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

摘要: 频响函数(FRF)综合法是分析复杂组合结构的最有效方法之一。通过采用导纳矩阵描述机组、隔振装置和基座的频响特性,建立了船用柴电机组基于频响函数的子结构模型。Ansys 建模和 Matlab 理论仿真对比结果表明:基于频响函数的子结构综合法能够比较精确有效地描述船用柴电机组隔振平台以及类似的隔振平台。

关键词: 柴电机组; 频响函数综合法; 隔振系统

中图分类号: TK422 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)04-0047-06

Modeling Simulation for Diesel Electric Set' Isolation System Based on the Frequency Response Function Coupling Method

Hang Wuxiong¹, Zhang Zhiyi², Shen Jianping¹

(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;

2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240)

Abstract: The frequency response function (FRF) coupling method is one of most essential analysis methods for complex combination structure. By using the admittance matrix to describe the characteristics of frequency response, vibration isolation device and the base, the substructure model of the marine diesel generator based on frequency response function was established. The result of the Ansys modeling and Matlab theory simulation shows that the substructure synthesis method based on FRF can describe the vibration isolation platform of the marine diesel generator and similar kinds of vibration isolation platforms effectively and accurately.

Key words: diesel electric set; FRF coupling method; isolation system

0 引言

船舶柴电机组系统由机组、隔振装置和基座 3 部分组成。机组作为振源,产生的激励通过主辅机与隔振装置的接触点传入隔振装置,经隔振装置后通过与基座的接触点传入基座结构,引起基座结构振动。整个机械隔振系统可划分为三个独立的部分或子结构,通过选取客观的参量描述各子结构的特性,可形成描述机械隔振系统的建模方法。

频响函数综合法是一种面向试验的用于频率模型的子结构分析方法。通过对子结构的频响函数矩阵(Frequency Response Function Matrix)进行合

成,来获得整体结构的频响函数矩阵,进而获得整体结构的动态特性。用频响函数合成的方法进行复杂结构建模的思想最早由 Bishop 和 Johnson^[1]提出,并由 Jetmundsen 等^[2]在 20 世纪 80 年代完善。之后 W. Liu^[3]、J. V. Ferreira^[4]和 Y. Ren^[5]分别对其进行了发展。与其他一些分析性的合成方法相比,频响函数合成法作为一种频域研究方法,具有易于编程,能够组合使用试验或理论分析、数值模拟数据等优点。相较于传统的模态综合法和机械阻抗法,基于频响函数的子结构综合方法避免了模态分析过程中可能引入的误差,同时也更便于进行不同连接件的验证分析。

1 基于频响函数综合的子结构方法

1.1 频响函数合成方法

最早的频响函数合成方法存在显而易见的弊端，如通过三次求逆取得总系统的频响函数合成矩阵极易出现病态。Jetmundsen 等人从各个子结构连接点的位移和力的协调方程入手，对其进行了重新推导，解决了求逆运算过多导致误差过大的问题，改进法在运算过程中仅仅要求进行一次逆运算，但并未考虑各个子结构间连接体的弹性和阻尼。W. Liu 针对这一问题进行了改进，提出了考虑连接点弹性的频响函数合成法，其推导过程如图 1 所示。

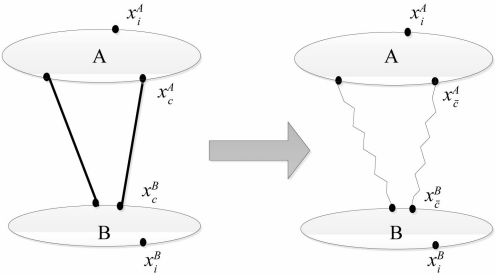


图 1 两种子结构连接模型

i 表示内部节点， c 表示连接面节点， x 代表位移， f 代表连接点处受力。

因为考虑了连接点的弹性，所以子结构 A 和 B 的连接点位移并不相同，故此，用 $\tilde{c}$ 表示子结构 A 的连接点位移， $\tilde{c}$ 表示 B 的连接点位移。

将子结构 A 和子结构 B 的非接触点传递函数归并在一起后的传递函数矩阵可以表述为^[6]：

$$\begin{Bmatrix} x_i \\ x_{\tilde{c}} \\ x_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{ii} & H_{i\tilde{c}} & H_{i\tilde{c}} \\ H_{\tilde{c}i} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} \\ H_{\tilde{c}i} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_i \\ f_{\tilde{c}} \\ f_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

对于弹性连接处采用阻抗矩阵的方式描述：

$$\begin{Bmatrix} \tilde{f} \\ \tilde{f} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{\tilde{c}\tilde{c}} & Z_{\tilde{c}\tilde{c}} \\ Z_{\tilde{c}\tilde{c}} & Z_{\tilde{c}\tilde{c}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{\tilde{c}} \\ x_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中， $[\tilde{f} \ \tilde{f}]^T$ 为弹性连接两端的受力。

用大写字母表示合成之后的情况，小写字母表示合成之前的情况。则组合前后，各子结构连接点处的位移当相同，因此有：

$$\begin{Bmatrix} x_{\tilde{c}} \\ x_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_{\tilde{c}} \\ X_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

各子结构组装前连接点处的受力等于组装后连接点处的外力减去弹性连接端受力，因此有：

$$\begin{Bmatrix} f_{\tilde{c}} \\ f_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{\tilde{c}} \\ F_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \tilde{f} \\ \tilde{f} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

其中 $[F_{\tilde{c}} \ F_{\tilde{c}}]^T$ 是施加在连接处的外力。

此外，对于内点而言，组装前后，连接点处的受力情况应当保持一致，因此有：

$$f_i = F_i \quad (5)$$

并注意到如下关系：

$$X_i = x_i, X_{\tilde{c}} = x_{\tilde{c}}, X_{\tilde{c}} = x_{\tilde{c}} \quad (6)$$

则整体结构的频响函数矩阵如下：

$$\begin{Bmatrix} X_i \\ X_{\tilde{c}} \\ X_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{ii} & H_{i\tilde{c}} & H_{i\tilde{c}} \\ H_{\tilde{c}i} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} \\ H_{\tilde{c}i} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} & H_{\tilde{c}\tilde{c}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_i \\ F_{\tilde{c}} \\ F_{\tilde{c}} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

其中：

$$H_{\tilde{c}i} = H_{i\tilde{c}}^T, H_{\tilde{c}i} = H_{i\tilde{c}}^T, H_{\tilde{c}\tilde{c}} = H_{\tilde{c}\tilde{c}}^T \quad (8)$$

考虑到实际运用（浮筏隔振、双层隔振等）

中有如下关系：

$$H_{\tilde{c}\tilde{c}} = H_{\tilde{c}\tilde{c}} = 0 \quad (9)$$

通过前面的阐述可以发现：基于子结构的频响函数合成法经过多年的发展日益成熟。其中考虑连接点弹性的合成方法是本文建立柴电机组模型所需要的。

1.2 机组设备频响函数的获得方法

在浮筏隔振系统或单双层隔振系统中，机组设备因为刚性较大，一般都作为刚体处理。这样做的优点在于：简化模型、缩减计算量，同时又能保证较高的计算精度。

在以往的分析方法中，无论是多刚体法还是模态阻抗法，都须要通过运用多刚体动力学的理论来分析多机组系统的运动，因为这些方法均须要构建完整系统的动力学方程。而频响函数合成法立足于对各子结构的频响函数进行合成，从而获取整个系统的频响函数矩阵，因此对于获得整个系统的运动学方程并不做要求。事实上，仅须通过一般刚体运动学方程组求出机组上各点间的频响函数矩阵，就可以运用本方法使之与浮筏、基座进行组合。

柴电机组和公共底座作为一个整体，由于刚性较大，可以视作一个刚体。四个主被动隔振器两两分置于两根加了肋板的工字梁上（如图 2）。简化模型如图 3。表 1 为柴电机组和隔振器的部分参数。

表 1 柴电机组和隔振器部分参数

柴电机组质量/kg	3 000
隔振器固有频率/Hz	8.71 ± 1
隔振器刚度	1.28 × 10 ⁵
公共底座质量/kg	1 000
隔振器垂向静变形/mm	7.61 ± 1
隔振器阻尼值	814

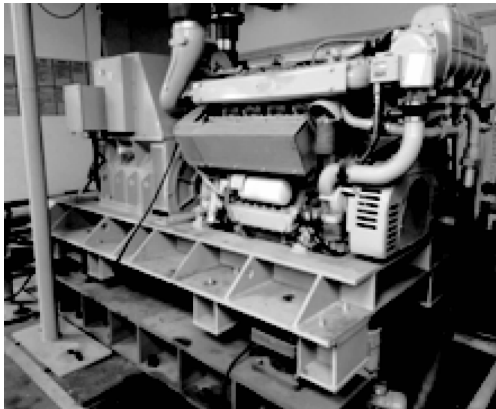


图2 柴电机组隔振平台

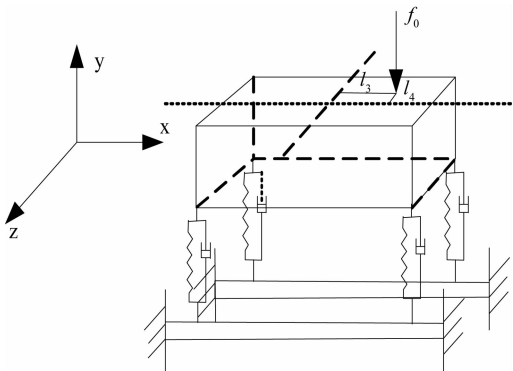


图3 柴电机组简化模型

刚体只考虑 y 向的位移以及绕 x 和绕 z 的转动三个自由度，刚体的所有受力都可以统一为一个偏心力。

2 两端固支梁的导纳模型

对上述模型，先把两端固支梁独立出来分析如下（图2）。

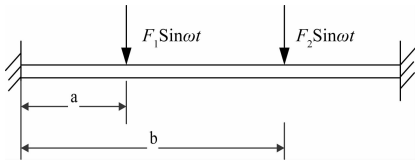


图4 两端固支梁受力模型

两端固支梁的固有振型函数为 $W_n(x) = \text{sh}\beta_n x - \sin\beta_n x + \alpha_n(\text{ch}\beta_n x - \cos\beta_n x)$ (10) 其中: $\cos\beta_n l \text{ch}\beta_n l = 1$

利用振型叠加法求梁 a 点处的强迫振动响应: $\omega_a(x, t) = \frac{F_1 W_n(a)}{\rho A b} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{W_n(x) \sin \omega t}{\omega_n^2 - \omega^2}$ (11)

同理，若只考虑 $F_2 \sin \omega t$ 时，则只需将 $\omega_a(x, t)$ 中的 a 替换为 b ，即可。

梁的任意点的总体位移为: $\omega(x, t) = \omega_a(x, t) + \omega_b(x, t)$ (12)

从而推出 a 、 b 两点的跨点导纳为:

$$H_{xa} = \frac{W_n(a)}{\rho A b} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{W_n(x)}{\omega_n^2 - \omega^2}$$
$$H_{xb} = \frac{W_n(b)}{\rho A b} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{W_n(x)}{\omega_n^2 - \omega^2}$$
 (13)

连续梁可以假设为线性均匀弹性体，故可以应用线性叠加原理求出梁上任意一处的位移。

$$\begin{bmatrix} H_{xa} & H_{xb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = Y$$
 (14)

从而可以导出两激励点的导纳矩阵:

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$$
 (15)

本文仿真中选取梁中点作为力激励点，选取了两个对称支点。参数如表 2。

表 2 两端固支梁的模型参数	
两端固支梁的长度 l/m	9
激励点到原点的距离 d/m	4.5
支点 1 到原点距离 a/m	1.8
支点 2 到原点距离 b/m	7.2
梁截面面积 area/m^2	0.1×0.1
梁的材质密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7 850
抗拉刚度 $E/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2.0×10^{11}
模态叠加的阶数 n	80

将上述的理论结果应用到 Matlab 理论仿真中，并将结果与 Ansys 采用 beam188 单元仿真相对比，如图 5， H_{10} 为激励点 0 到支撑点 1 的位移频响。可以看出，由于理论仿真连续性和建模仿真的离散性差异，在高频峰值频率处仍然出现些许偏差。

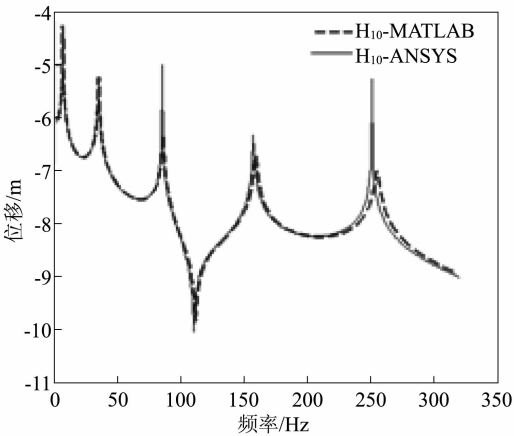


图5 梁中点的位移频率响应

3 四通道导纳模型的建模与分析

如图 3 简化模型，在进行刚体和梁的综合时，四通道的两个子结构的频响函数矩阵同样可以表述

为:

$$\begin{Bmatrix} x_i^A \\ x_c^A \\ x_i^B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{ii}^A & H_{ic}^A \\ H_{ci}^A & H_{cc}^A \\ & & H_{cc}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_i^A \\ f_c^A \\ f_c^B \end{Bmatrix} \quad (16)$$

其中: $f_i^A = \{f_0\}, x_i^A = \{x_0\}$
 $f_c^A = \{f_{c1}^A, f_{c2}^A, f_{c3}^A, f_{c4}^A\}^T$
 $f_c^B = \{f_{c1}^B, f_{c2}^B, f_{c3}^B, f_{c4}^B\}^T$
 $x_c^A = \{x_{c1}^A, x_{c2}^A, x_{c3}^A, x_{c4}^A\}^T$
 $x_c^B = \{x_{c1}^B, x_{c2}^B, x_{c3}^B, x_{c4}^B\}^T$

将整体结构分为三个部分,如图 6 所示。

对刚体而言,设其长为 l_1 , 宽为 l_2 , 高为 h , 质量为 m , 激励点到刚体对称轴的 x 向距离为 l_3 , z 向距离为 l_4 。

其运动方程组的矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} -m\omega^2 & & & & \\ & -J_1\omega^2 & & & \\ & & -J_2\omega^2 & & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ \Theta \\ \Psi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{c1}^A \\ f_{c2}^A \\ f_{c3}^A \\ f_{c4}^A \\ f_0 \end{Bmatrix} \quad (17)$$

其中: $J_1 = \frac{1}{12} (l_2^2 + h^2) m, J_2 = \frac{1}{12} (l_1^2 + h^2) m$

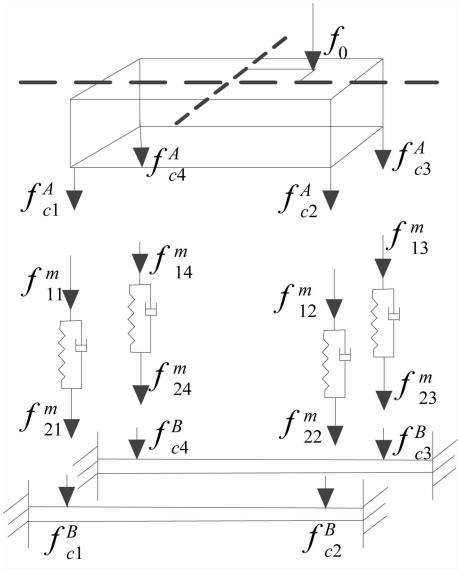


图 6 各子结构受力情况

又由刚体的几何关系得:

$$\begin{Bmatrix} x_{c1}^A \\ x_{c2}^A \\ x_{c3}^A \\ x_{c4}^A \\ x_0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{l_1}{2} & -\frac{l_1}{2} & -\frac{l_1}{2} & \frac{l_1}{2} & -l_3 \\ -\frac{l_2}{2} & -\frac{l_2}{2} & \frac{l_2}{2} & \frac{l_2}{2} & l_4 \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} X \\ \Theta \\ \Psi \end{Bmatrix} \quad (18)$$

综合上面两式,得到上层刚体的频响应函数矩阵:

$$\begin{Bmatrix} x_{c1}^A \\ x_{c2}^A \\ x_{c3}^A \\ x_{c4}^A \\ x_0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & & & & \\ -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & & & \\ -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & & \\ -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_1^2}{J_1\omega^2} - \frac{1}{4} \frac{l_2^2}{J_2\omega^2} & \\ -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{2} \frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} + \frac{1}{2} \frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{2} \frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} + \frac{1}{2} \frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{2} \frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} + \frac{1}{2} \frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{2} \frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} - \frac{1}{2} \frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} & -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{l_3^2}{J_1\omega^2} - \frac{l_4^2}{J_2\omega^2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_{c1}^A \\ f_{c2}^A \\ f_{c3}^A \\ f_{c4}^A \\ f_0 \end{Bmatrix} \quad (19)$$

由公式 (19) (为对称矩阵) 可得:

$$H_{ii}^A = -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{l_3^2}{J_1\omega^2} - \frac{l_4^2}{J_2\omega^2}$$

$$H_{ci}^A = (H_{ic}^A)^T$$

式中: H_{cc}^A 为上面导纳矩阵的左上角四阶子式。

$$H_{ic}^A = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{2}\frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} + \frac{1}{2}\frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} \\ -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{2}\frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} + \frac{1}{2}\frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} \\ -\frac{1}{m\omega^2} - \frac{1}{2}\frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} + \frac{1}{2}\frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} \\ -\frac{1}{m\omega^2} + \frac{1}{2}\frac{l_1l_3}{J_1\omega^2} - \frac{1}{2}\frac{l_2l_4}{J_2\omega^2} \end{bmatrix}^T$$
$$H_{cc}^B = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} & & \\ & & H_{11} & H_{12} \\ & & H_{21} & H_{22} \end{bmatrix}$$

对于梁和刚体之间采用隔振器连接时, 采用阻抗矩阵描述如下 (如图 6):

$$\begin{Bmatrix} f_1^m \\ f_2^m \end{Bmatrix} = Z \begin{Bmatrix} x_1^m \\ x_2^m \end{Bmatrix} \tag{20}$$

其中 $[f_1^m \ f_2^m]^T$ 和 $[x_1^m \ x_2^m]^T$ 分别为弹性连接两端的外力向量和位移向量。

隔振器的弹性阻尼结构的阻抗模型可以表示成如图 7。



图 7 隔振器简化模型

$$\begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} = (k + j\omega c) \begin{Bmatrix} X_A \\ X_B \end{Bmatrix} \tag{21}$$

由上式可以推得阻抗矩阵为:

$$Z = (k + j\omega c) \begin{bmatrix} 1 & & & & -1 \\ & 1 & & & -1 \\ & & 1 & & -1 \\ & & & 1 & -1 \\ -1 & & & & 1 \\ & -1 & & & 1 \\ & & -1 & & 1 \\ & & & -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{22}$$

组装前后, 内点和连接点处的位移情况应当保持一致, 因此综合刚体频响公式 (19)、弹性连接阻抗矩阵公式 (20) 和固支梁的导纳矩阵公式

(15), 并利用子结构综合公式 (3)、(4)、(5) 和 (6), 通过矩阵运算得到整体结构的频响函数矩阵表达式如下:

$$\begin{Bmatrix} X_l^A \\ X_c^A \\ X_c^B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{ll}^{AA} & H_{lc}^{AA} & H_{lc}^{AB} \\ & H_{cc}^A & H_{cc}^{AB} \\ * & & H_{cc}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_l^A \\ F_c^A \\ F_c^B \end{Bmatrix} \tag{23}$$

图 8 为柴电机组隔振平台的 Ansys 简化模型, 其部分参数见表 3。

利用图 8 模型建模仿真, 得到激励点到四个支撑的频响函数, 如图 9。图 9 中, H_{10} 为激励点 0 到支撑点 1 的位移频响, 其他意义类似, y 轴为单位力激励产生的位移相应, 取 $\log_{10}$ 之后的值。

从图 9 的 Ansys 谐响应分析和 Matlab 理论仿真对比结果可以看到: 除了低频处出现了些许偏移, 其余基本重合。之所以出现这种情况, 是因为刚体选用的 solid185 单元和弹簧阻尼选用的 combin14 单元没有三个旋转自由度, 无法对节点实现有效约束, 从而出现了不必要的刚体模态。

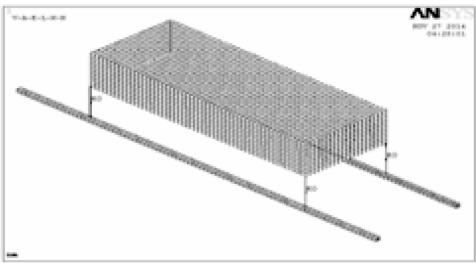


图 8 柴电机组隔振平台 Ansys 简化模型

表 3 四通道柴电机组隔振平台模型参数

两端固支梁的长度 l/m	9
支撑点到质心的纵向距离 l_1/m	2.7
激励点到质心的纵向距离 l_3/m	0.9
激励点到质心的纵向距离 l_4/m	0.5
支撑点 1 到坐标原点距离 d_1/m	1.8
支撑点 2 到坐标原点距离 d_2/m	7.2
刚体的长度 a/m	5.4
刚体的高度 b/m	1
刚体的宽度 h/m	0.5
刚体的密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7 850
刚体的质量 m	$\rho \times a \times b \times h$
刚体绕 z 轴的转动惯量 J_1	$m(a^2 + b^2)/12$
刚体绕 y 轴的转动惯量 J_2	$m(a^2 + h^2)/12$
隔振器的刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	127 910
隔振器的阻尼 c	814

4 结论

本文将频响函数综合法应用到柴电机组隔振平

台模型建模中，建立了船用柴电机组基于频响函数的子结构模型。通过 Ansys 建模和 Matlab 理论仿真对比表明：频响函数趋向走势基本吻合，除低频段受到单元选取的影响，出现了些许偏差。综上所述，基于子结构的频响函数综合法能够精准有效地描述船用柴电机组隔振平台以及类似的隔振平台。

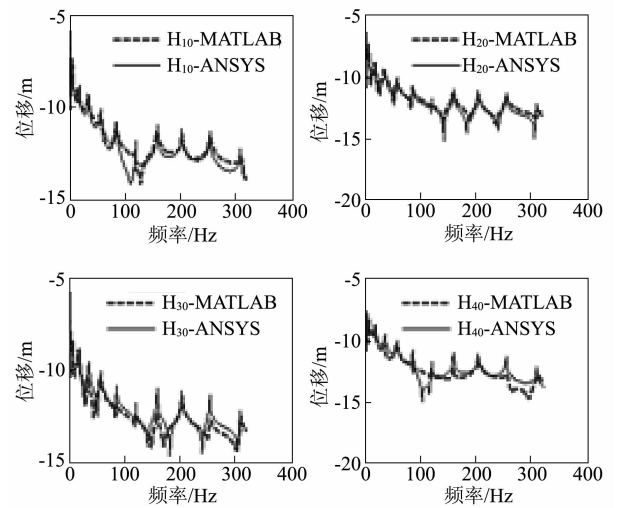


图 9 激励点到四个支撑点的频响函数

(上接第 37 页)

4 结 论

- (1) 采用单向流固耦合计算的方法，对运行于额定工况下的柴油机缸盖的热负荷进行分析，经硬度塞试验测试值的验证可知，该计算方法得到的柴油机缸盖温度场真实可信。
- (2) 该柴油机缸盖冷却水的绝大部分区域流速达到 $0.5\text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$ 以上，满足缸盖冷却的要求。但是离火力面区域较远的局部区域流速较低。流固耦合传热的计算表明，相比于传统的冷却水冷却情况判定准则，耦合计算的精度更高。
- (3) 流固耦合传热的计算方法更加符合缸盖对流传热的实际过程，可有效模拟柴油机冷却水的

参考文献

[1] R. E. D. Bishop, D. C. Johnson. The mechanics of vibration [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1960.

[2] B. Jetmundsen, R. L. Bielawa, W. G. Flannelly. Generalized frequency domains substructure synthesis [J]. Journal of the American Helicopter Society, 1988. 33: p. 55-64.

[3] W. LIU, D. J. EWINS. Substructure synthesis via elastic media [J]. Journal of Soundand Vibration, 2002. Vol. 257, No. 2: p. 361 - 379.

[4] J. V. Ferreira, D. J. EWINS. Nonlinear receptance coupling approach based on describing functions. in proceedings of 14th CIMAC [C]. 1996. Dearborn, MI.

[5] Y. Ren, C. F. Beards. On substructure synthesis with FRF data [J]. Journal of Soundand Vibration, 1995. 185 (5): p. 845-866.

[6] 吴震东. 基于频响函数合成的浮筏隔振系统分析方法研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2007.

流动与传热情况。

- (4) 仿真计算得到的缸盖火力面各个分区的边界条件，可以为改进设计后的热负荷分析计算做参考。

参考文献

[1] 陈红岩, 李婷. 柴油机活塞-缸套-冷却水系统耦合传热研究 [J]. 农业机械学报, 2006, 37 (5): 37-40.

[2] 周祺, 薛冬新, 唐斌, 等. 某中速柴油机冷却液流动及流固耦合传热计算分析 [J]. 柴油机, 2013, 35 (1): 17-21.

[3] 陆瑞松, 林发森, 张瑞. 内燃机传热与热负荷 [M]. 北京: 人民交通出版社, 1988.