

# 某型高速艇机有限元模态分析

孙浩俊, 于洪亮, 闫 锦, 廖建彬

(集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021)

**[摘要]** 为减少游艇上柴油机产生的振动, 以某型艇用柴油机为研究对象, 建立了柴油机的三维几何模型和有限元模型, 并进行有限元模态分析和实验模态分析。通过对有限元模型进行模态计算获得柴油机振动系统的固有频率和主振型, 并与实验模态分析结果进行对比。研究表明, 前3阶的计算模态频率和实验模态频率的相对误差在3.02%以内, 表明计算模型及方法的选择是准确的。

**[关键词]** 柴油机; 模态分析; 模态测试

**[中图分类号]** TK 423

## Finite Element Modal Analysis of a High Speed Yacht Diesel Engine

SUN Haojun, YU Hongliang, YAN Jin, LIAO Jianbin

(School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China)

**Abstract:** In order to analyze the vibration response of a diesel engine, taking a certain type of marine diesel engine as the research object, a three-dimensional geometric model and a finite element model of the diesel engine were established, and a finite element modal analysis and an experimental modal analysis were performed. The natural frequency and main vibration mode of the diesel engine vibration system were obtained through modal calculation of the finite element model, and are compared with experimental modal analysis result. The results show that the relative error between the first three order calculated modal frequencies and the test modal frequencies is within 3.02%, which indicates that the calculated modal analysis results of this type of marine diesel engine are effective.

**Keywords:** diesel engine; modal analysis; modal test

## 0 引言

游艇作为高端休闲产品, 需要具有良好的舒适性, 对振动也有更高地要求。游艇结构振动的振源主要来自主机的振动和海水对艇身的冲击等<sup>[1]</sup>, 因此为了减小游艇艇身的振动, 有必要研究如何降低柴油机工作所产生的振动。模态分析技术是现代机械产品结构动态设计和分析的基础, 是近年来迅速发展起来的分析系统结构动态特性的强有力工具<sup>[2]</sup>。从分析方法的角度来讲, 模态分析分计算模态分析和实验模态分析, 用实验模态分析的结果来修正有限元模型, 由此可得到精确的、合理的有限元模型。

**[收稿日期]** 2019-09-24

**[基金项目]** 福建省科技计划项目(2019H0020; 2017Y0065; 2019H6017); 福建省自然科学基金项目(2018J01494; 2017J01484)

**[作者简介]** 孙浩俊(1994—), 男, 硕士生, 从事振动与噪声研究。通信作者: 于洪亮(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 从事振动检测及故障诊断、现代轮机管理工程研究。

Yuan G J 等<sup>[3]</sup>建立了某型低速柴油机机体的有限元模型,通过计算得到机体的应力和位移分布,为机体结构优化提供了参考;Liu B 等<sup>[4]</sup>利用有限元分析对 S385 柴油机机体进行了自由和约束模态有限元分析,通过对振动模态的分析,找出了机体的薄弱点,为改进机体的结构设计和动态响应分析提供了理论支持;李小雷等<sup>[5]</sup>建立了某大功率柴油机机体、曲轴、缸盖组合结构的有限元模型,为动力响应分析提供了参考依据;谭季秋等<sup>[6]</sup>采用有限元分析方法得到车用柴油机振动系统的固有频率和主振型,并与实验模态分析结果进行对比,最终得到可靠的柴油机计算模态分析结果。

本文以某型艇用柴油机为研究对象,建立了柴油机的三维几何模型和有限元模型,并进行有限元模态分析和实验模态分析,最后将有限元数值计算的结果和实验模态分析的结果进行对比,以验证有限元模型的合理性。

## 1 柴油机机体有限元模态分析

采用三维建模软件 CATIA 对柴油机机体和各个零部件建模,然后将柴油机整机几何模型导入 ANSYS 有限元分析软件中进行模态计算。

### 1.1 柴油机振动系统的模态参数求解

模态分析是进行结构动力学分析的基础,其最终的目标是获取结构的模态参数,即振动频率、模态振型和模态阻尼。在不考虑阻尼的情况下,结构的振动微分方程如式 (1) 所示<sup>[7]</sup>。

$$M\ddot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = 0. \quad (1)$$

式中:  $M$  是系统的质量矩阵;  $K$  是系统的刚度矩阵;  $\mathbf{x}$  和  $\ddot{\mathbf{x}}$  分别是柴油机振动系统的位移向量和加速度向量。

对式 (1) 进行求解,可以得到柴油机振动系统的固有频率和主振型。令式 (1) 的解为:

$$\mathbf{x} = \mathbf{X}e^{j\omega t}. \quad (2)$$

式中:  $\mathbf{X}$  是位移的幅值向量;  $\omega$  为频率;  $t$  为时间。

将式 (2) 及其对时间的二阶导数代入式 (1), 消去因子  $e^{j\omega t}$  得:

$$(K - \omega^2 M)\mathbf{X} = 0. \quad (3)$$

式 (3) 的特征方程可表达为:

$$\det|K - \omega^2 M| = 0. \quad (4)$$

由式 (4) 可解得系统的固有频率  $\omega_i (i = 1, 2, \dots, n)$ , 将  $\omega_i$  代入式 (3) 可求得对应的位移幅值向量  $\mathbf{X}$ , 即固有振型, 并记为  $\{\varphi_i\}$ 。

### 1.2 几何模型的建立

该柴油机为四缸直列四冲程小型艇用主机, 净质量为 300 kg, 外形尺寸: 长 × 宽 × 高 = 830 mm × 664 mm × 735 mm。

在建模过程中, 综合考虑模型的精度和计算的时长, 在构造计算模型时作适当的简化。不考虑直径小于 5 mm 的圆角, 对影响不大的螺栓孔、水孔和油道孔等都不予考虑<sup>[8-10]</sup>。

图 1 为该型柴油机的实物图。

根据该柴油机机体的实际形状, 在 CATIA 软件中建立对应的几何模型, 如图 2 所示。

由于在建模过程中对机体及柴油机各零件进行了较多



图 1 机体的实物图

Fig.1 Actual shape of the diesel engine block

简化，最后建成的几何模型的质量要小于实际柴油机的净质量，二者质量的误差为 4.93%。

1.3 有限元模型的建立

将几何模型导入 ANSYS 软件，建立有限元模型。模型各零部件所采用的材料和材料属性如表 1 所示。

在 Design Modeler 中将柴油机的某些零件组成一个多体部件，对不同材料的零件分别设置不同的材料，并且保证各个零件的网格彼此之间存在关联。

由于研究关注的是机体部分的模态，所以在进行网格划分时，将不影响柴油机机体模态振型计算的零件如活塞、连杆和附件等设置为刚体结构。这样不仅降低了网格划分的难度，减少了网格的单元节点数目，也减少了后续的模式分析的计算量。

选定 Solid 187 四面体单元对模型进行网格划分，网格单元尺寸为 10 mm，单元总数为 163 817 个，节点总数为 329 020 个，具体划分情况如图 3 所示。

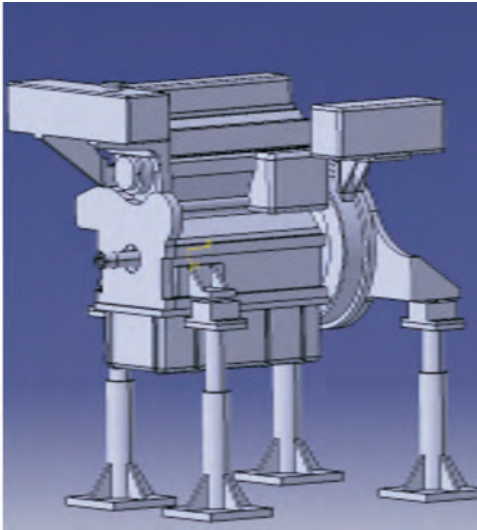


图 2 机体的几何模型

Fig.2 Geometric model of the diesel engine block

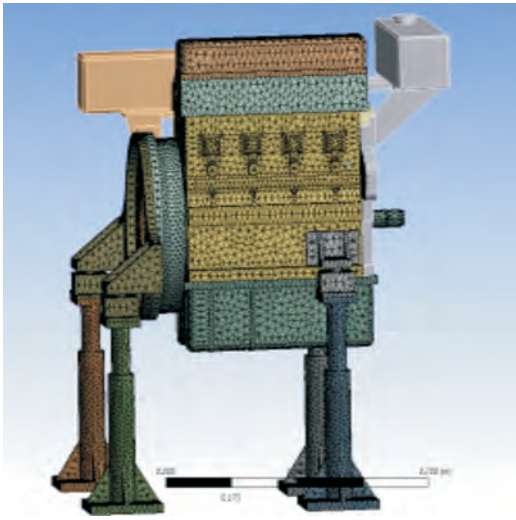


图 3 柴油机的有限元模型

Fig.3 Finite element model of the diesel engine

网格划分完成后，网格的平均质量（Average）为 0.66，可用于有限元模态分析。

由于柴油机的 4 个底座都被螺栓固定于基座上，每个底座都被分别约束了 3 个移动自由度和 3 个转动自由度，所以应该对柴油机的 4 个支柱底部施加固定约束。采用 Block Lanczos 法进行模态计算。

表 1 柴油机各零件所用材料及材料属性

Tab.1 Materials and material properties used in various parts of the diesel engine

零件 Components	材料 Material	材料属性 Material properties		
		密度 Density/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	弹性模量 Elastic Modulus/Pa	泊松比 Poisson's ratio
机体、飞轮罩 Block, flywheel cover	结构钢 Structural steel	7 850	$2.0 \times 10^{11}$	0.30
油底壳、气缸室罩 Oil sump, cylinder chamber cover	铝合金 Aluminum alloy	2 770	$7.1 \times 10^{10}$	0.33
缸盖 Cylinder head	铸铁 Cast iron	7 200	$1.1 \times 10^{11}$	0.28

1.4 有限元模态分析结果

对柴油机进行有限元模态计算，从计算结果中获得柴油机的前 6 阶模态振动频率和模态振型，如图 4 所示。

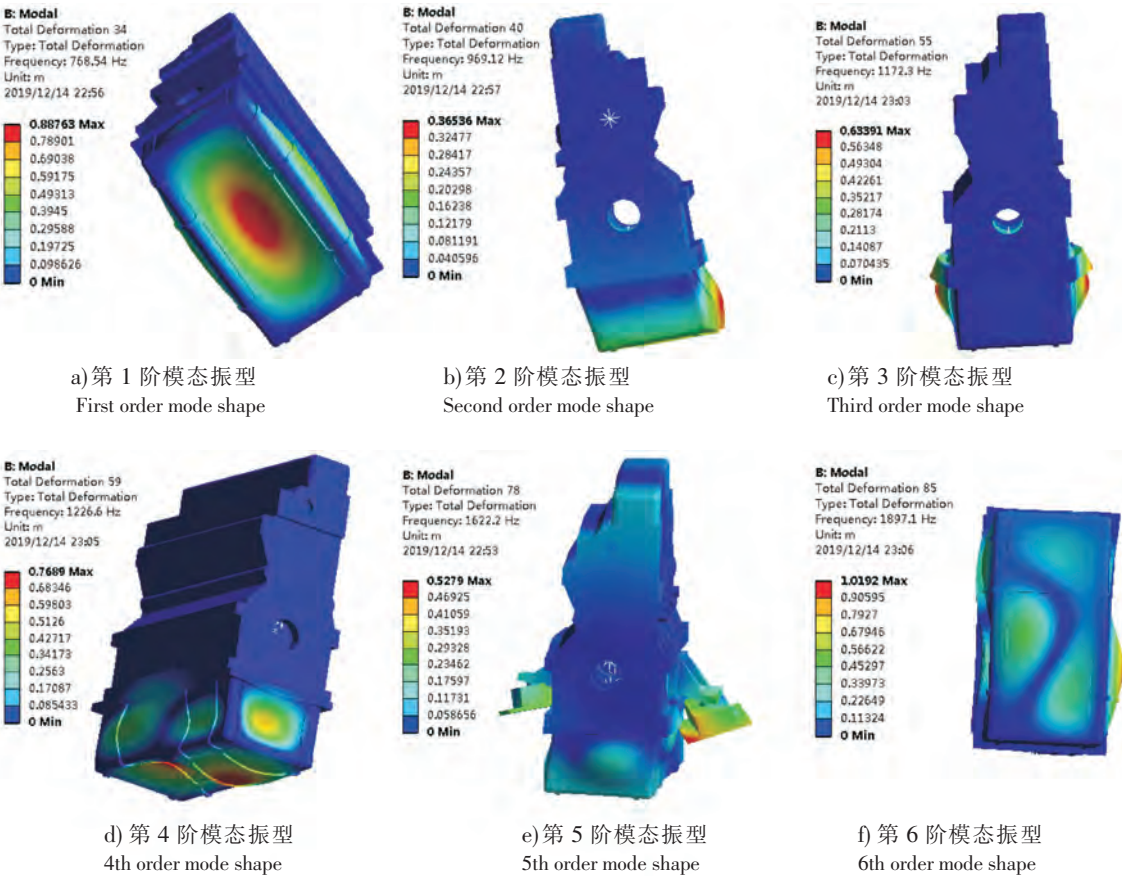


图 4 第 1~6 阶模态振型

Fig.4 First order to sixth order mode shape

机体前 6 阶固有频率的计算值如表 2 所示。

表 2 柴油机前 6 阶固有频率和模态振型

Tab.2 First six order natural frequency and mode shape of diesel engine

阶数 Order	固有频率 Natural frequency/Hz	阶数 Order	固有频率 Natural frequency/Hz
1	768.54	4	1 226.60
2	969.12	5	1 622.20
3	1 172.30	6	1 897.10

柴油机有限元分析得到计算模态的第 1 阶振型是油底壳的呼吸振动；第 2 阶振型是油底壳的 1 阶弯曲振动；第 3 阶振型是曲轴箱与油底壳连接处的呼吸振动；第 4 阶振型是曲轴箱与油底壳连接处的 2 阶呼吸振动；第 5 阶振型是机体绕曲轴轴线的扭转振动；第 6 阶振型是曲轴箱与油底壳连接处的 2 阶弯曲振动。

通过振型分析可知：柴油机机体和缸盖部分刚度较大，机体和缸盖部分振动的相对振幅很小；而油底壳和曲轴箱的刚度较小，发生在油底壳和曲轴箱上的振动的相对振幅比较大。该型柴油机的额定转速为 3000 r/min，由额定转速计算得该柴油机的二谐次频率为 100 Hz，远低于柴油机的第 1 阶模态频率，故机体与柴油机的激励不会发生共振。

2 柴油机机体的实验模态分析

对机体结构进行激振，考虑阻尼后，柴油机的振动方程为<sup>[11]</sup>：

$$(-\omega^2 \boldsymbol{M} + j\omega \boldsymbol{C} + \boldsymbol{K}) \boldsymbol{X} = \boldsymbol{F}。$$
(3)



式中:  $\mathbf{C}$  为阻尼矩阵;  $\mathbf{F}$  为激振力向量。

将位移向量  $\mathbf{X}$  表示为互相独立的  $n$  组振动模式的线性叠加:

$$\mathbf{X} = \sum_{k=1}^n \gamma_k \boldsymbol{\varphi}_k \circ \tag{4}$$

式中:  $\gamma_k (k = 1, 2, \cdots, n)$  是振动模式坐标, 取决于  $k$  阶振动模式的量。

将式 (4) 代入式 (3) 可得:

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathrm{j}\omega \mathbf{C} + \mathbf{K}) \sum_{k=1}^n \gamma_k \boldsymbol{\varphi}_k = \mathbf{F} \circ \tag{5}$$

根据振动模式关于  $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$  的正交性, 在式 (5) 两边同时左乘  $k$  阶振动模式  $\boldsymbol{\varphi}_k^{\mathrm{T}} (k = 1, 2, \cdots, n)$ , 可解得  $k$  阶模式坐标  $\gamma_k$ , 再由式 (4) 得

$$\mathbf{X} = \sum_{k=1}^n \boldsymbol{\varphi}_k^{\mathrm{T}} \mathbf{F} \boldsymbol{\varphi}_k / (-\omega^2 m_k + \mathrm{j}\omega c_k + k_k) \circ \tag{6}$$

式中:  $m_k$ 、 $c_k$ 、 $k_k$  分别为第  $k$  阶的模式质量、模式阻尼、模式刚度。

因为频响函数是响应和激励之比, 所以由式 (6) 可以得到柴油机振动系统的频响函数为:

$$H_{ij} = X_i / F_j = \sum_{k=1}^n (\varphi_{ik} \varphi_{jk}) / (-\omega^2 m_k + \mathrm{j}\omega c_k + k_k) \circ \tag{7}$$

$H_{ij}$  表示在  $j$  点进行激励, 在  $i$  点获取响应的频响函数。因为频响函数矩阵  $\mathbf{H}$  是对称矩阵,  $H_{ij} = H_{ji}$ , 为求得柴油机的振动模式, 只需测量频响函数矩阵的一行或者一列即可。

2.1 实验方法和测试系统组成

采用脉冲激励法测试, 给机体上单一点施加脉冲激励, 在机体上多点同时采集响应信号。力传感器采集的力脉冲信号和加速度传感器采集的振动响应信号都是模拟信号, 经过采集仪后转化为数字信号。对信号进行传递函数分析, 将各测点的传递函数进行集总平均, 确定该柴油机的低阶模式参数, 并拟合出对应的模式振型。

模式测试现场如图 5 所示。模式测试系统原理图如图 6 所示。



图 5 模态分析测试装置

Fig.5 The test rig of modal analysis

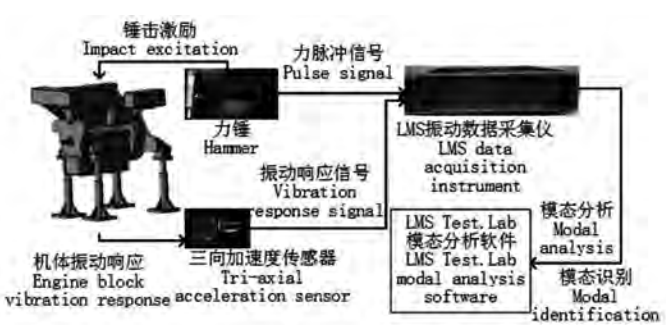


图 6 模态分析测试原理图

Fig.6 The schematic flow of experimental modal analysis

2.2 测点布置与激振方案

考虑到该柴油机的外形特点和传感器安装的难易程度, 在柴油机两侧的外壁各设置 12 个测点, 总计 24 个测点。在柴油机的一侧安装 12 个三向加速度传感器, 同时拾取振动信号。用力锤分别在柴油机的侧面、底部和曲轴轴向方向外壳上固定一点进行激振, 三个方向激振完成后, 重复上述步骤, 对柴油机另一侧外壁的测点进行测试。为了测试结果的准确性, 在每个激振点分别敲击 5 次。

2.3 模态测试结果

对每个测点的数据在 LMS 振动数据采集仪里进行频响函数计算, 得到每个测点的频响函数, 最后在 LMS Test. Lab 模态分析软件中对频响函数进行模态拟合, 得到柴油机机体的前 3 阶固有频率, 如表 3 所示。以实验模态的前 3 阶固有频率为基准, 计算出计算模态与实验模态的固有频率的相对误

差，其值小于 3.02%，计算结果见表 3。由表 3 可知建立的有限元模型是可靠的。

表 3 机体试验模态振动频率

Tab.3 Vibration frequencies experimental modal of a diesel engine block

阶数 Order	计算模态频率 Theoretical modal frequency/Hz	实验模态频率 Experimental modal frequency/Hz	相对误差 Relative error/%
1	768.54	766.639	0.25
2	969.12	984.603	1.57
3	1 172.30	1 208.791	3.02

柴油机测试模态第 1 阶振型表现为油底壳的呼吸振动；第 2 阶振型表现为油底壳的 1 阶弯曲振动；第 3 阶振型表现为曲轴箱与油底壳连接处的呼吸振动。实验模态分析前 3 阶振型如图 7 所示。

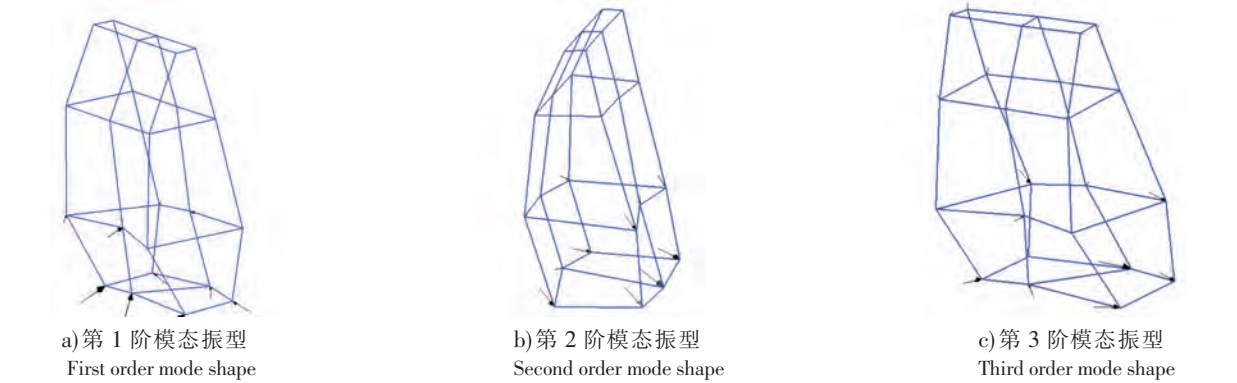


图 7 第 1-3 阶实验模态振型

Fig.7 First order to third order experimental mode shape

3 结论

本文对一台艇用高速柴油机整机进行了计算模态和实验模态分析，得到如下结论。1) 计算模态与实验模态振动频率相对误差小于 3.02%，证明了经过适当简化的柴油机有限元模型可以被用来获取柴油机整机结构的动态特征。2) 油底壳和曲轴箱处较大地振动会传输到游艇艇身，因此加强油底壳和曲轴箱的刚度，可以减少游艇的振动，提高游艇的舒适性。

[ 参 考 文 献 ]

[1] 张釜迪, 于洪亮, 闫锦, 等. 游艇用蜂窝夹芯板振动分析 [J]. 大连海事大学学报, 2016, 42(1): 78-82.

[2] 刘玉梅, 袁文华. SF480 发动机机体的有限元和试验模态分析 [J]. 农机化研究, 2006(2): 180-182.

[3] YUAN G J, SUN J, LUO J. Finite element analysis of marine diesele engine frame [J]. Advanted Materials Research, 2011(421): 320-324.

[4] LIU B, LUE J H. Finite element modal analysis of S385 diesel engine block [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014 (490/491): 504-509.

[5] 李小雷, 崔志琴, 苏铁熊, 等. 大功率柴油机复杂组合结构的有限元模态分析 [J]. 内燃机工程, 2002(1): 16-18.

[6] 谭季秋, 鄂加强, 左青松, 等. 车用柴油机振动模态分析 [J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2014, 45(9): 3015-3020.

[7] 舒彪, 喻道远, 王灯, 等. 采用 UG、HyperMesh 和 ANSYS 的齿轮轴模态分析 [J]. 现代制造工程, 2012(2): 71-73.

[8] 梁艳成, 程泊静, 黄锦成, 等. 柴油机机体结构有限元模态分析和模态测试 [J]. 装备制造技术, 2014(5): 1-3.

[9] 邓晓龙, 高虹亮. 柴油机机体有限元建模及模态分析 [J]. 三峡大学学报 (自然科学版), 2005(5): 426-429.

[10] 苏志兵, 黄豪中, 王雪强, 等. 柴油机机体模态分析与试验验证 [J]. 内燃机, 2014(2): 33-36.

[11] 徐向阳, 朱才朝, 张晓蓉, 等. 大功率船用齿轮箱试验模态分析 [J]. 振动与冲击, 2011, 30(7): 266-270.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)