

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК ДВС МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ

А.Г. Валишин, С.О. Порошина;

Балтийская Государственная Академия рыбопромышленного флота

Вибрационные характеристики втулки цилиндра могут быть получены на имитационной модели. Механическая система представлена в виде соединения отдельных элементов, имитирующих различные свойства элементов втулки.

Определение частот свободных колебаний выполнено на построенной модели электрической цепи. Адекватность модели проверена в ходе экспериментальных исследований по определению параметров вибрации втулки дизеля типа Ч8,5/11.

На стадии проектирования узла или детали двигателя наряду с расчетной моделью целесообразно применение имитационной модели, воспроизводящей физические свойства исследуемого объекта и позволяющей получать необходимые данные напрямую путем измерений в виртуальной среде. Исходя из этого была поставлена задача построения реализуемой на ЭВМ имитационной модели втулки дизеля на основе анализа ее конструктивных особенностей в виде фланцев, посадочных поясов, а также с учетом демпфирующих свойств материала.

Решение поставленной задачи достигалось путем представления механической системы в виде соединения отдельных элементов — двухполюсников, имитирующих упругие, инерционные и диссипативные свойства звеньев втулки, а также активные элементы, поставляющие энергию в механическую систему и возбуждающие ее движение [1].

Звеньями втулки являются части цилиндра, однородные по толщине стенок: бурты, фланцы, посадочные пояса, пролет между ними (рис. 1). Каждое звено такой механической цепи характеризуется своей массой, упругостью, вязким трением, и состоит из пассивных двухполюсников: упругого элемента k_i , диссипативного элемента (демпфера) B_i и инерционного элемента (массы) M_i .

Каждая из частей цилиндра (колец) будет совершать несимметричные изгибные колебания, собственную частоту которых можно определить по формуле С.П. Тимошенко [2]:

$$\omega^2 = \frac{EJ}{r^4 \rho \delta} \cdot \frac{n^2 (n^2 - 1)^2}{(n^2 + 1)}, \quad (1)$$

где E — модуль Юнга; J — момент инерции; r — радиус осевой линии; ρ — плотность материала кольца; δ — площадь сечения кольца; n — количество радиальных полуволн в поперечном сечении кольца.

Тогда элемент жесткости звена эквивалентной схемы может быть выражен следующим образом:

$$k_i = \frac{EJ_i}{r_i^4} \cdot \frac{n^2 (n^2 - 1)^2}{(n^2 + 1)}, \quad (2)$$

а массовый элемент —

$$m_i = \rho \delta_i. \quad (3)$$

Для частей цилиндра, представляющих гладкую цилиндрическую оболочку длины L , радиуса R с толщиной стенки δ , используя аналогичный подход, получим:

$$k = \frac{E\delta \left(\frac{\pi R}{L} \right)^4 + \frac{D}{R^2} (n^2 - 1)^2 n^4}{R^2 \left(\left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 + (n^2 + 1)n^2 \right)}, \quad (4)$$

где D — цилиндрическая жесткость.

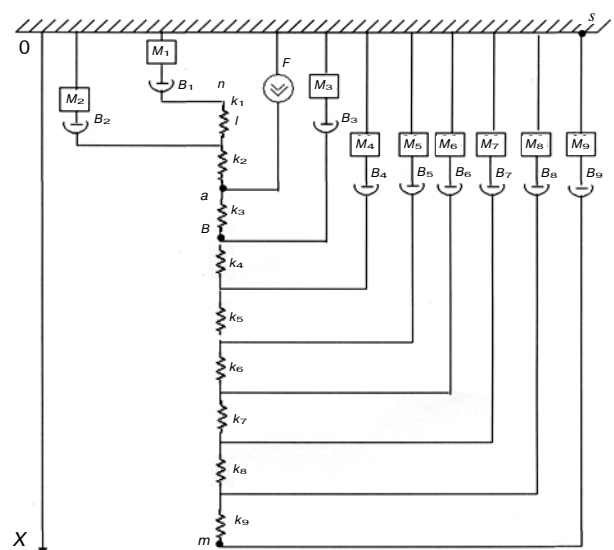


Рис. 1. Модель механической цепи цилиндрической втулки двигателя 4Ч8,5/11

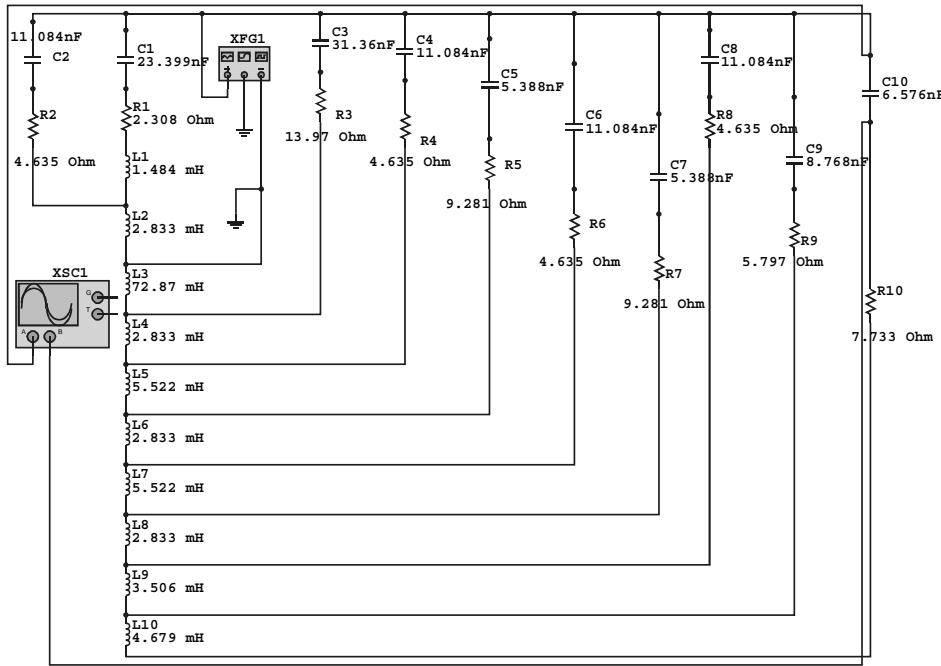


Рис. 2. Эквивалентная электрическая схема втулки двигателя Ч8,5/11

Коэффициент сопротивления демпфера b связан с логарифмическим декрементом затухания Θ следующим соотношением:

$$b_i = \frac{1}{\pi} \theta \sqrt{m_i k_i}, \quad (5)$$

где m_i, k_i — параметры элементов массы и жесткости звена цепи.

Для определения частоты свободных колебаний полученной механической цепи был использован метод постановки виртуального эксперимента в среде автоматизированного проектирования Electronics Workbench (EWB). Переход от модели механической цепи к модели электрической цепи осуществлялся на основании метода электро-механических аналогий сила–ток: т. е. было установлено соответствие между обратной величиной коэффициента жесткости и индуктивностью, массой и емкостью, обратной величиной коэффициента демпфирования и электрическим сопротивлением. Таким образом, каждое звено механической цепи было заменено электрическим колебательным контуром и получена виртуальная экспериментальная установка (рис. 2), которая состояла из модели втулки, источника возбуждения колебаний (функционального генератора) и измерительного прибора — осциллографа.

В ходе проведенного виртуального эксперимента по определению частоты свободных колебаний втулки двигателя Ч8,5/11 в диалоговом окне генератора была выбрана прямоугольная форма выходного сигнала с частотой 200 Гц и длительностью импульса 1–2 %. По соотношению

частоты и длительности импульс моделировал удар поршня при переключке шатуна в ВМТ и контакт поршня со стенкой втулки в течение $\sim 1^\circ$ ПКВ при частоте вращения 1500 об/мин.

Параметры возбуждающих сигналов и полученные для них результаты измерений периода колебаний системы отражены в таблице. Вид осциллограммы колебаний в диалоговом окне осциллографа показан на рис. 3.

Для проверки адекватности разработанной имитационной модели был поставлен физический эксперимент, в ходе которого определялись пара-

метры вибраций цилиндровой втулки дизеля типа Ч8,5/11, находящейся в воздушной среде

Таблица

Параметры возбуждающих сигналов и полученные для них результаты измерений периода колебаний системы

Частота сигнала, Гц	Длительность импульса, %	Период колебаний, мкс	Частота колебаний f , Гц
200	1	522,959	1912,2
200	2	581,224	1720,5

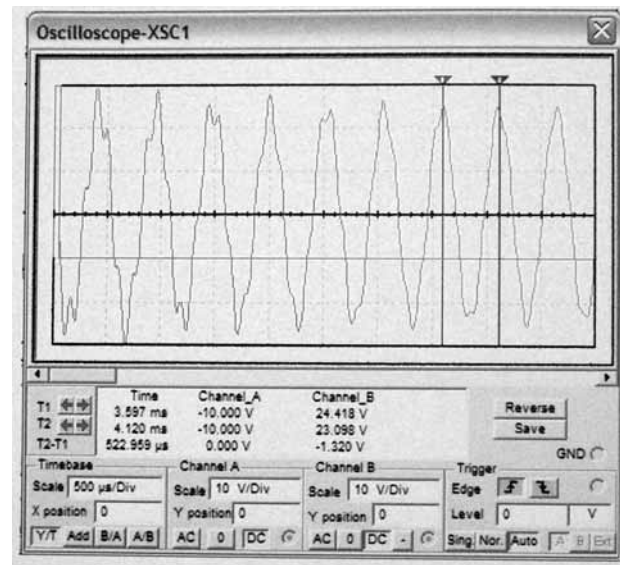


Рис. 3. Осциллограмма вибраций втулки двигателя Ч8,5/11 (имитационная модель); частота сигнала 200 Гц, длительность импульса 1%

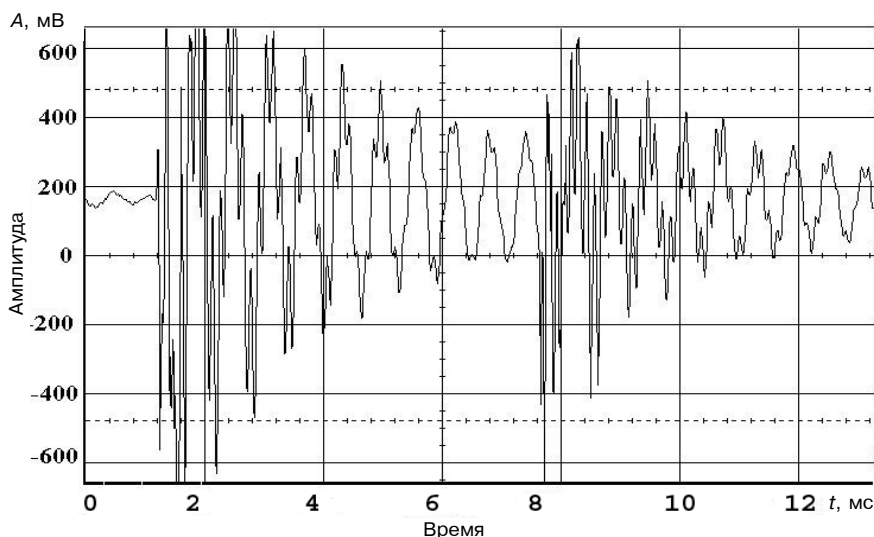


Рис. 4. Осциллограмма колебаний втулки двигателя Ч8,5/11 (режим 1840 об/мин)

на свободных опорах при комнатной температуре, что соответствует внешним условиям, принятым в модели. В опытной установке цилиндровая втулка двигателя Ч8,5/11 закреплялась в штативе с помощью двух хомутов в районе верхнего посадочного и нижнего уплотнительного поясов. С внешней стороны на втулке были установлены два электромагнитных шумозащищенных датчика ДЕМШ-1. Датчики подключались к осциллографу «Bordo», который осуществлял регистрацию и спектральный анализ осциллограмм. Колебания втулки возбуждались ударами закрепленных на штоке металлическими бойками; шток приводился в движение вибратором.

По данным восьми измерений двумя датчиками на режимах работы вибратора 870 и 1840 об/мин было определено значение частоты первой моды свободных колебаний втулки дизеля Ч8,5/11 со свободными опорами краев $f = 1727 \pm 198$ Гц. Вид осциллограмм, полученных в ходе натурального эксперимента, показан на рис. 4.

Сопоставление результатов, полученных на стендовой установке и в виртуальной среде EWB, демонстрирует совпадение характера и частоты колебаний исследуемого физического объ-

екта — втулки двигателя Ч8,5/11 и ее имитационной модели в виде электрической цепи, состоящей из 10 отдельных звеньев.

Таким образом, в ходе проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработана имитационная модель втулки и поставлен виртуальный эксперимент в среде автоматизированного проектирования EWB для втулки двигателя типа Ч8,5/11, в ходе которого были получены осциллограммы вибраций, вызванных импульсным воздействием, и определена частота свободных затухающих колебаний.

2. Проведен натуральный эксперимент по определению частоты колебаний втулки Ч8,5/11 для проверки построенной имитационной модели. Полученные результаты позволили сделать вывод об адекватности модели, а также о возможности замены физического эксперимента виртуальным как менее затратным и более простым в постановке.

3. Разработанная имитационная модель может применяться на стадии проектирования детали для определения частоты ее вибраций при заданных параметрах (толщина фланцев, количество и высота посадочных поясов и т. п.).

Литература

1. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т./ Пред. ред. совета *В.Н. Челомей*. — М.: Машиностроение, 1981. — Т. 5. Измерения и испытания / Под ред. *М.Д. Генкина*. — 496 с.
2. *Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У.* Колебания в инженерном деле: пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1985. — 472 с.
3. *Карлашук В.И.* Электронная лаборатория на IBM PC. — М.: СОЛОН-Пресс, 2005. — 479 с.
4. *Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.* Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: справ. — Киев: Наукова думка, 1971. — 376 с.