

## ANALYSIS OF EXPERIMENTAL DATA ON INTERNAL COMBUSTION ENGINE VIBRATION

**Matmurodov Farkhod Matkurbonovich**

professor at the Institute of Land Forces

**Annotation.** The article provides diagrams of the relationship between force and vibration loading of machine elements. Numerical data on carcass damping and power transmission are presented, which is considered an important factor of mobile machines. The vertical damping limit of 300 N·s/mm on the engine supports is indicated.

**Keywords:** mobile and technological machinery; force loading; vibration; damping; power transmission.

## АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ВИБРАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

**Матмуродов Фарход Маткурбоневич профессор Института сухопутных  
войск**

**Аннотация.** В статье приведены схемы взаимосвязи силового и вибрационного нагружения элементов машин. Представлены численные данные демпфирования каркасов и силовых передачах считается важным факторов мобильных машин. Указаны предел вертикальной демпфирования 300 Н·с/мм на опорах двигателя.

**Ключевые слова:** мобильная и технологическая машин; силовое нагружение; вибрация; демпфирование; силовая передача.

**Введение.** Современные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) широко применяются в мобильных и специальных машинах различного назначения, включая транспортные, строительные и военные системы. Надежность и долговечность работы ДВС во многом определяются уровнем вибрационных нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации. Вибрации двигателя оказывают

существенное влияние на износ деталей, устойчивость конструкции, комфорт эксплуатации, а также на точность функционирования сопряжённых узлов и агрегатов.

Особую актуальность приобретает анализ экспериментальных данных вибрации ДВС в условиях реальной эксплуатации, где воздействуют переменные нагрузки, нестационарные режимы работы и внешние возмущающие факторы. Вибрационные процессы в двигателе обусловлены рядом причин, включая неуравновешенность вращающихся масс, неравномерность сгорания топливной смеси, дефекты в механизмах газораспределения, а также особенности конструкции опор двигателя.

Анализ экспериментальных данных позволяет выявить закономерности изменения вибрационных параметров, определить критические режимы работы и оценить техническое состояние двигателя. Применение современных методов обработки сигналов, включая спектральный анализ, корреляционные функции и математическое моделирование, обеспечивает более глубокое понимание динамических процессов.

Целью данной работы является анализ экспериментальных данных вибрации двигателя внутреннего сгорания с целью выявления характерных особенностей вибрационных процессов и определения факторов, влияющих на их интенсивность.

**Методы исследования.** В рамках данного исследования применён комплекс экспериментальных и аналитических методов, направленных на изучение вибрационных характеристик двигателя внутреннего сгорания.

Для анализа вибрационных сигналов использовались следующие методы: Временной анализ - определение амплитудных характеристик вибрации (среднеквадратичное значение, пик-фактор, размах сигнала); Корреляционный

анализ - исследование взаимосвязи между вибрациями в различных точках конструкции;

Для повышения достоверности результатов применялись методы статистической обработки данных: усреднение результатов серии экспериментов; оценка дисперсии и стандартного отклонения; построение доверительных интервалов.

**Результаты и обсуждения исследования.** Рассмотрим особенности выделения и описания обратных связей в механических колебательных системах. В развитие концепции обратной связи предлагается подход к системному рассмотрению основных этапов формирования математических моделей. Отметим, что структурные представления (рисунке 1 *e*) делают равнозначными силовые и кинематические внешние воздействия; это послужило основой развития представлений об обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции [1,2]. Для описания связи между выходными и входными величинам используются передаточные функции. На рисунке *ж* показаны, соответственно,  $W_1(p)$  – передаточная функция «смещение объекта массой  $m$  – смещение основания  $z$ » и  $W_2(p)$  – «смещение объекта массой  $m$  – внешняя сила  $F$ ».

В простейшей механической колебательной системе (рисунке *a*), состоящей из двух элементов массами  $m_1$  и  $m_2$ , соединение обеспечивается упругой связью в виде пружины с жесткостью  $k$ . В точке А (рисунке *б*) приложена внешняя сила  $F$ ;  $u_1$  и  $u_2$  - координаты смещения масс. Система состоит из двух парциальных систем I и II, отмеченных соответствующими контурами на рисунке *б*. На позиции рисунке *г* приведены передаточные функции  $W_1(p)$  и  $W_2(p)$ , которые позволят найти частоту собственных колебаний и частоту динамического гашения.

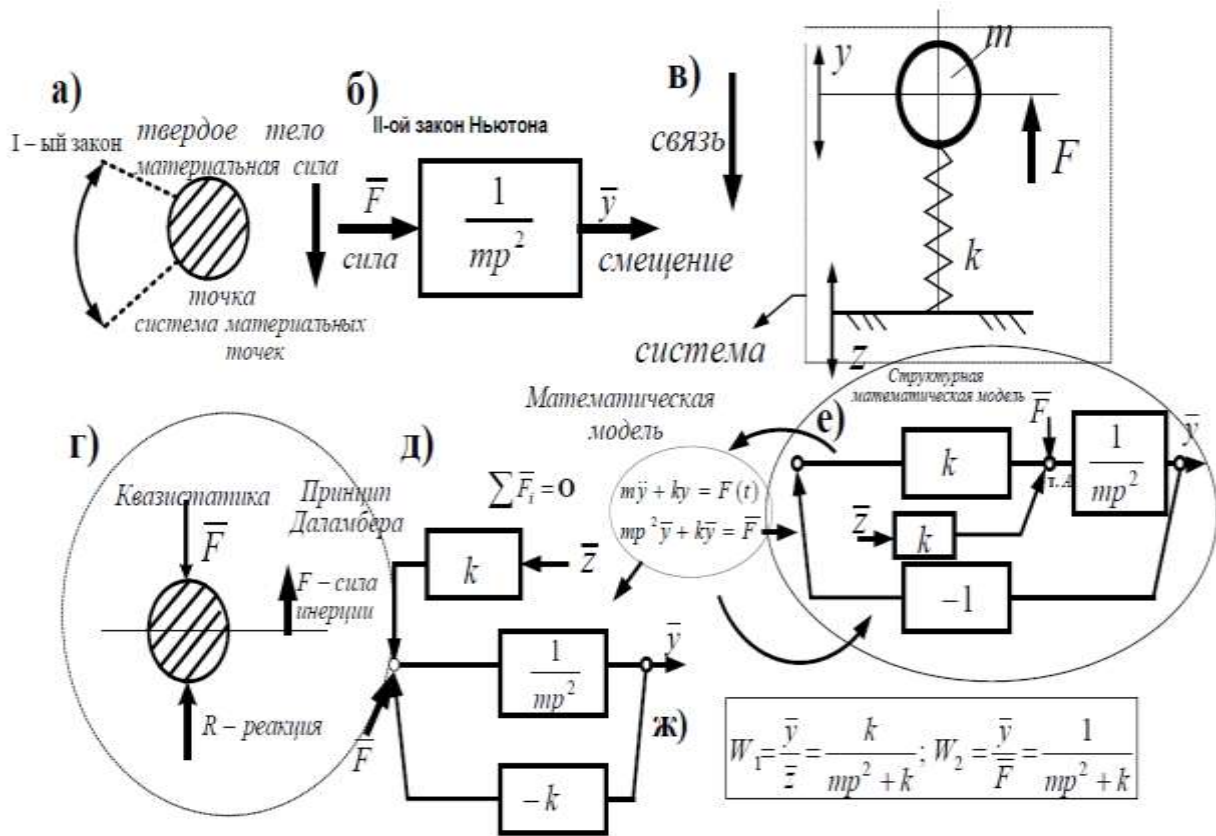


Рисунок 1 - Принципиальная схема связи элементов мобильной машины

Важным для дальнейшего рассмотрения является то обстоятельство, что парциальные системы I и II имеют пере-крестные связи, представленные на структурной схеме (рисунке б) двумя каналами взаимодействия со звеном усиления  $k$ . Структурная схема (рисунке б) позволяет путем формальных преобразований построить структурную модель, отражающую такой вид динамического воздействия, как динамическое гашение колебаний при действии внешней возмущающей много гармонической силы  $F$ . Режим динамического гашения при расчетной схеме, представленной на рисунке а, соответствует введению в структурной схеме (рисунке б) положительной обратной связи. В целом, общая схема (рисунке а-е) динамических взаимодействий в системе

свободного движения двух соединенных упругой связью  $k$  масс  $m_1$  и  $m_2$  дает представление о формировании связей и их функциональном назначении [3,4,5].

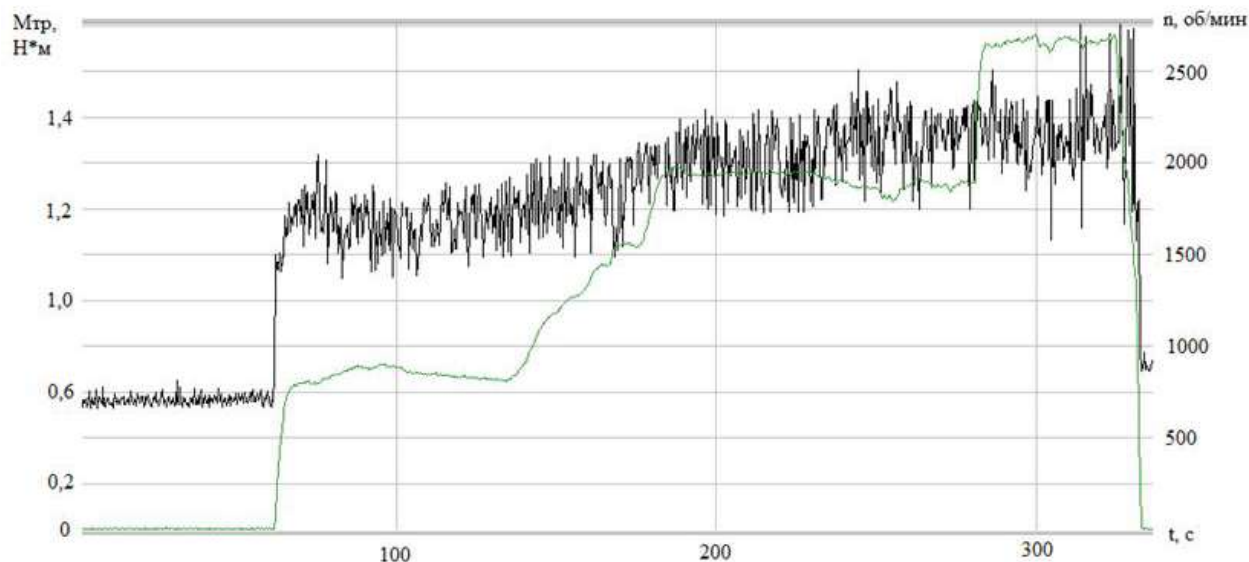


Рисунок 2 - Зависимость изменения момента трения от частоты вращения при постоянной нагрузке (данные Портнова О.С.)

При изучении пары трения хромированная сталь (Ст45, Хр15тв.) и бронза (О5Ц5С5) на стадии наладки и калибровки установки были получены зависимости изменения момента трения от частоты вращения при постоянной нагрузке (рис.2) [6].

Разброс значений момента трения обусловлен высоким уровнем вибраций. Такие колебания являются следствием неточности механической обработки деталей и необходимостью притирки образцов к пяте, а также более точным позиционированием поверхностей пяты и подпятника. На данном этапе получены зависимости момента трения от различных режимных и конструктивных параметров. При постоянном 2400 об/мин число оборотов потерь на момент трения активных двух сторонних опор составляет 1,4 Нм. А на пассивных опор эти значения имеет немножко меньше.

Объектом исследования является дизельный двигатель ЯМЗ-845.10, 12-цилиндровый с V-образным расположением цилиндров устанавливаемый на карьерные самосвалы [7,8]. В табл.1 приведены технические характеристики двигателя, являющиеся исходными данными для динамической модели.

Таблица 1 – Основные технические характеристики двигателя

Наименование параметров	Значение
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	537 (730)
Скорость вращения при номинальной мощности, об/мин	2100
Максимальный крутящий момент, Нм (кгс м)	2745 (280)
Скорость вращения при максимальном крутящем моменте, об/мин	1300-1500
Максимальная скорость вращения холостого хода, об/мин	2350
Масса маховика, кг	43
Масса двигателя, кг	2050

Двигатель установлен на 4 виброизолятора. Схема установки виброизоляторов ДВС (рис.3).

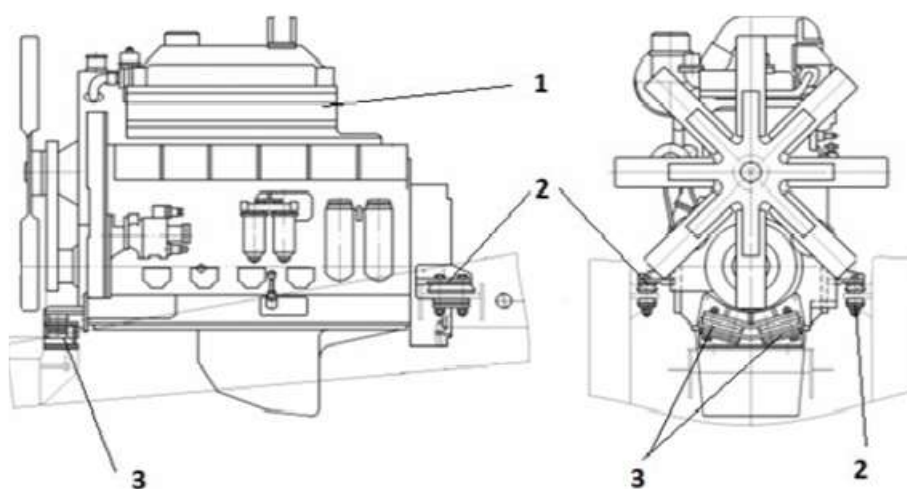


Рисунок 3 – Расположение виброизоляторов двигателя: 1 – двигатель; 2 – задние виброизоляторы; 3 – передние виброизоляторы

Исследование проводилось на режимах работы ДВС со скоростями вращения коленчатого вала 1500 об/мин и 2100 об/мин, в соответствии с табл.1, соответствующими максимальному моменту двигателя и номинальной мощности. При этом использовались различные характеристики вертикальной жесткости (1000 Н/мм, 3000 Н/мм, 5000 Н/мм) и демпфирования (100 Н·с/мм, 300 Н·с/мм, 500 Н·с/мм) виброизоляторов. Валидация разработанной модели двигателя проводилась по данным натурных испытаний испытательного центра УГК «БЕЛАЗ». Сопоставлялись расчетные и экспериментальные значения СК виброускорений при установившемся режиме работы ДВС при вышеуказанных оборотах коленчатого вала в точке расположения вибродатчика на корпусе блока цилиндров. Отличие расчетных и экспериментальных значений СК виброускорений не превысило 10 %.

**Выводы.** Приведены принципиальной обобщенной схемы связи составной части мобильной и технологической машины в том числе описаны схемы взаимосвязи силового и вибрационного нагружения элементов машин. Уменьшить и оптимизировать демпфирования каркасов и силовых передачах считается важным факторов мобильных машин. При этом необходимо учесть, что в пределах 2100-2400 об/мин число оборотов потерь на момент трения активных двух сторонних опор имеет значения 1,4 Нм и на пассивных опор эти значения имеет немножко меньше. Вертикальной демпфирования на опорах двигателя составляет 100 Н·с/мм, 300 Н·с/мм, 500 Н·с/мм.

### Литературы

1.Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических систем. – Новосибирск.: Наука. – 2011. – 394 с.

2.Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск.: Ирк. гос. университет. – 2008. – 523 с.

3.Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т.6. Защита от вибраций и ударов / под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение. – 1981. – 456 с.

4.Елисеев С.В., Ермошенко Ю.В., Трофимов А.Н. К вопросу о построении математических моделей виброзащитных систем с динамическими гасителями колебаний нетрадиционного типа// Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Выпуск 2(30) – Иркутск 2011,-с.78-83.

5.Елисеев С. В., Трофимов А. Н., Большаков Р. С., Савченко А.А. Концепция обратной связи в динамике механических систем и динамическое гашение колебаний. <http://technomag.edu.ru/doc/378353.html>

6.Портнова О.С., Грибиниченко М.В., Чижиков Р.Г., Куренский А.В., 2018 Апробация технологий нанесения защитных покрытий для газовых опор с помощью экспериментальной установки Вестник инженерной школы ДВФУ 2018. №1(34), -с.3-33.

7.Кравченко А., Гончарко А.А., Кравченко А.Л., Колесникович А.Н., Хитриков С.В., Насковец А.М. Компьютерное моделирование вибраций двигателя внутреннего сгорания с различными характеристиками виброизоляторов // Вестник Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь, 2024, -с.163-166.

8.Двигатель ЯМЗ-845.10. Дополнение к руководству 850.3902150 РЭ Двигатели ЯМЗ-850.10, ЯМЗ-8501.10.