

МЕТОД ВИБРАЦИОННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение

Вибрационное диагностирование двигателей, агрегатов и систем машин – перспективный вид испытаний при проведении анализа технического состояния. Эффективность его применения при проведении контрольных осмотров и технического обслуживания автомобилей заключается в возможности выявления неисправностей на ранних стадиях их возникновения при относительно небольших трудозатратах. Повышение надёжности выводов о состоянии машины при вибрационном диагностировании может быть достигнуто использованием количественных методов, основанных на оценках спектральных плотностей «зашумлённых» стационарных случайных процессов [1, 2] при реализации компьютерных методов получения и обработки сигналов [3].

1. Формулировка проблемы

Для создания цифрового аппаратно-программного комплекса вибрационного контроля исправности систем и механизмов двигателя внутреннего сгорания необходимо накопление данных о проявлении конкретных видов неисправностей в механических колебаниях (вибрациях), присущих работающему в том или ином режиме двигателю автомобиля. В настоящей работе рассмотрены вопросы экспериментального определения параметров вибраций двигателя внутреннего сгорания в режиме холостого хода на основе применения аналого-цифровых преобразователей (АЦП), тензометрических вибрационных датчиков и численного временного амплитудно-частотного разложения сигналов.

Цель работы – разработка методики установле-

ния неисправности системы зажигания по численным характеристикам вибраций двигателя внутреннего сгорания.

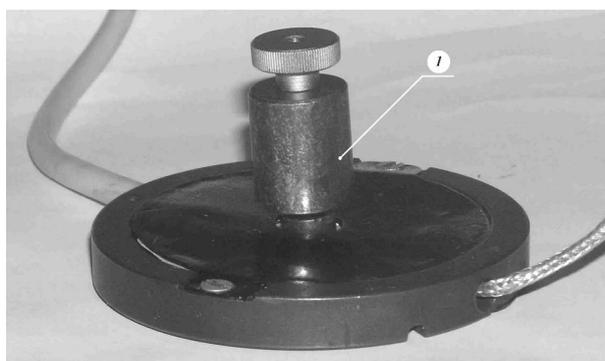
2. Методика исследований

Отработка и тестирование методики вибрационного диагностирования системы зажигания выполнена на примере двигателя 2103 автомобиля ВАЗ 2106. Вибрационные параметры двигателя 2103 измерялись тензометрическими датчиками, выполненными по силовой схеме двуплечего моста (рис. 1а) и консольной балочки (рис. 1б) со сменными инерционными массами I . В качестве измерительных элементов применены включённые в полумост полупроводниковые тензорезисторы (гедисторы) с базой 5 мм. и сопротивлением 140 Ом. Питание электрической схемы осуществлялось с помощью нормализаторов сигналов датчиков DSCA38 производства DATAFORTH. Для фиксирования сигналов применена АЦП-плата PCI 1202H производства ICP DAS, включённая на дифференциальную схему измерения.

Для обеспечения скорости опроса $SR = 45$ Ксемпл/с на плате PCI 1202H программно использовался режим работы Magic Scan. Изменение длительности интервалов опроса каналов с сигналами обеспечивалось установкой числа пропусков циклов опроса N_p . При этом фиксирование и обработка сигналов, а так же тарировка датчиков [4] осуществлялась в битном выражении шкалы измерений 12-разрядной платы в диапазоне от -2048 до $+2047$ бит.



а)



б)

Рис. 1. Инерционные датчики измерения вибраций: а) виброшуп; б) вибродатчик

Оценка влияния неисправности системы зажигания выполнялась сравнением параметров вибрации работающих исправного и дефектного двигателей. Неисправность системы зажигания моделировалась установкой в головку блока первого цилиндра свечи с заведомо дефектным электродом. Измерения проводились в режиме холостого хода при малой (порядка 600 об/мин), средней (порядка 2100 об/мин) и высокой (порядка 3500 об/мин) скоростях вращения

коленчатого вала двигателя.

3. Результаты исследований

Полученные в результате измерений в форме временного ряда сигналы вибрационных колебаний двигателя характеризуются достаточно широким спектром колебаний.

Для более детального анализа особенностей изменения каждой из частотной составляющей к сигналам вибраций применена процедура k -кратного разложения вейвлет-фильтром Добеши-4 [5] в соответствии со схемой, приведенной на рис. 2.

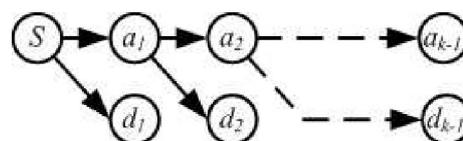


Рис. 2. Схема разложения сигнала вейвлет-фильтром Добеши-4

При этом исходный сигнал S размерностью N равняется сумме аппроксимирующей компоненты a_{k-1} и $k-1$ детализирующих компонент d_i

$$S = a_{k-1} + d_1 + d_2 + \dots + d_{k-1},$$

причём каждая из них занимает $1/k$ частотной области сигнала, причём $k = 2^m$, где m – целое число.

Выполненный анализ соотношений амплитуд в зафиксированных сигналах позволил установить, что при четырёхкратном разложении более 90 % энергии колебаний (рис. 3) сосредоточено в аппроксимирующей компоненте a_3 . На долю компонент d_1 и d_2 приходится не более 3 % энергии вибрации. «Очищенная» от высокочастотных составляющих аппроксимирующая компонента a_{k-1} локализует принципиальные для анализа особенности изменения характера вибраций, такие как положение максимумов и прохождение через ноль.

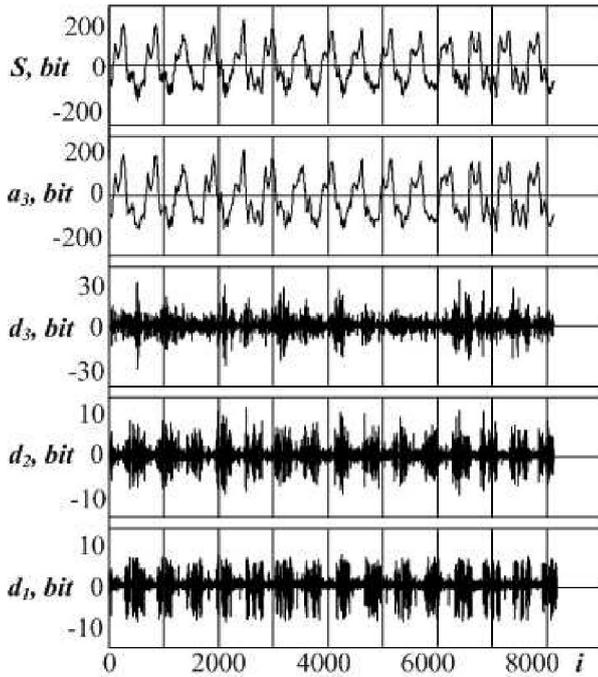


Рис. 3. Разложение исходного сигнала вейвлет-фильтром Добеши-4 на частотные компоненты (наличие дефекта, скорость двигателя 2354 об/мин)

Так, в сигнале (см. рис. 3) и, особенно в аппроксимирующей компоненте, достаточно чётко выделяются участки рабочего хода в каждом из цилиндров. За их начало (окончание) на оси опросов i (временной оси) могут быть приняты моменты перехода через ноль аппроксимирующей компоненты (сигнала). Соответствующим выбором кратности разложения k (рис. 4) была получена детализация аппроксимирующей компоненты сигнала, раскрывающая особенности периодичности вибрационных колебаний по условию прохождения нулевых значений. Так, для приведенного фрагмента (см. рис. 4) при $k \geq 64$ моменты прохождения аппроксимирующей компоненты через ноль определяют полупериод колебательного процесса t_i .

На основании представленной особенности выполнен статистический анализ отклонений периодичности рабочих процессов в цилиндрах двигателя по параметрам периодичности аппроксимирующих компонент.

При этом, для каждого измерения вычислялись средние mt_d и средние квадратические отклонения st_d периодов колебаний исходя из временных интервалов между дискретными значениями сигналов (компонент)

$$T_{SR} = \frac{N_{АЦП} \cdot N_p}{SR},$$

где $N_{АЦП} = 16$ – число каналов АЦП.

Выполненный анализ статистических показателей показал, что проявление смоделированного дефекта в первом цилиндре в статистических показателях виброграмм заключается в увеличении разброса значений периода колебаний.

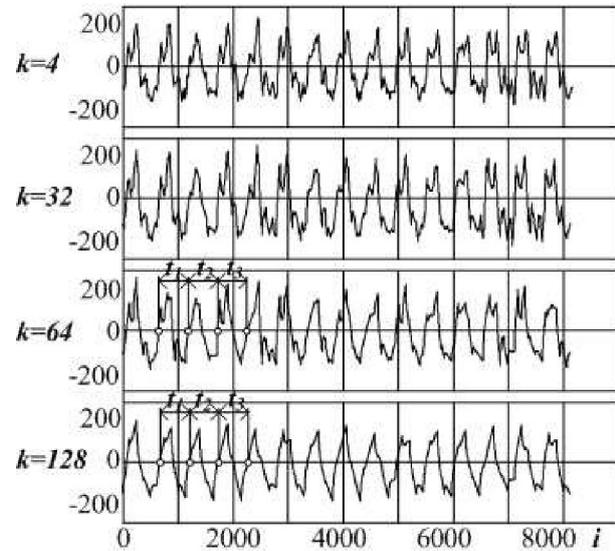


Рис. 4. Влияние кратности разложения сигнала на характер поведения аппроксимирующей компоненты (скорость двигателя 2354 об/мин)

Так, для скорости двигателя 2354 об/мин при моделировании дефекта среднее квадратическое отклонение $st_d = 0.000606$ с со средним значением продолжительности фазы $mt_d = 0.014519$ с, в то время как в сигнале вибраций без дефекта системы зажигания среднее квадратическое отклонение $st_d = 0.000158$ с со средним значением продолжительности фазы $mt_d = 0.012746$ с (скорость вращения коленчатого вала 2066 об/мин). При выражении не-

равномерности продолжительности фаз в относительном виде

$$k_d = \frac{st_i}{mt_i}$$

значения коэффициентов k_d , соответственно, составляют 0.042 и 0.012.

В соответствии с изложенной методикой был проведен сравнительный анализ виброграмм двигателя при скорости вращения коленчатого вала порядка 650, 2100 и 3500 об/мин (рис. 5). Статистическая обработка периодичности фаз показала сохранение тенденции увеличения длины фазы колебательного импульса дефектного цилиндра по сравнению с нормально работающими. Однако, при возрастании скорости вращения коленчатого вала изменение коэффициента неравномерности фаз k_d при наличии дефекта **1** носит крутопадающий характер, в то время как для исправного двигателя значения k_d с ростом скорости стабилизируются **2**. Поэтому, в качестве рациональной области скоростей вращения коленчатого вала двигателя для вибрационного диагностирования системы зажигания может быть рекомендован диапазон 500÷1500 об/мин.

При обработке результатов испытаний решалась задача построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ). Для сигналов из векторной формы $S = \{s_i\}$ длиной $N = 2^n$ алгоритмом быстрого Фурье-преобразования [4] выполнялся перевод в комплексную форму представления половинной длины ($N/2$)

$$C_k = A_k + jB_k,$$

где
$$A_k = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} s_i \cos \frac{2\pi}{N} ki;$$

$$B_k = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} s_i \sin \frac{2\pi}{N} ki,$$

$$(k = 0, 1, 2, \dots, N-1).$$

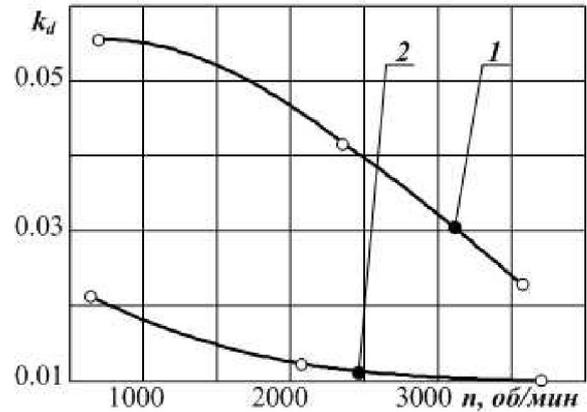


Рис. 5. Коэффициент неравномерности фаз: **1** – наличие дефекта; **2** – без дефекта

Тогда, в соответствии с [3], амплитудно-частотная характеристика сигнала строилась как зависимость мощности амплитуд сигнала от спектральной частоты $P(v_k)$, где мощность амплитуд сигнала

$$P_k = |C_k|^2 = \left\{ \sqrt{A_k^2 + B_k^2} \right\}^2,$$

а спектральная частота

$$v_k = \frac{k}{SR \cdot N},$$

или соответствующая ей скорость двигателя

$$n_{d-k} = 60 \cdot v_k.$$

Анализ АЧХ виброграмм двигателя с учётом дискретного представления (рис. 6) показал соответствие глобального амплитудного максимума частоте протекания тактов рабочего хода $v_{px} = \frac{2 \cdot n_d}{60}$ (при отсутствии дефекта **1** частота тактов $v_{px} = 17.192$ Гц, скорость двигателя $n_{oe} = 2063$ об/мин и для дефектного двигателя **2** $v_{px} = 19.836$ Гц, $n_{oe} = 2380$ об/мин соответственно). Основные отличия АЧХ виброграмм двигателя с дефектом свечи зажигания и нормально работающего (см. рис. 6) заключаются в увеличении величины глобального амплитудного максимума в 1.4÷1.5 раз и в увеличении 2÷4 раза интенсивности колебаний **3** в области 60 до 240 Гц

(3000÷5000 об/мин).

Как показывают результаты настоящего исследования, значительное количественное различия в характере вибраций в соответствии с изложенной методикой могут быть достаточно надёжно локализованы с помощью цифровой измерительной техники и численных методов обработки результатов измерений.

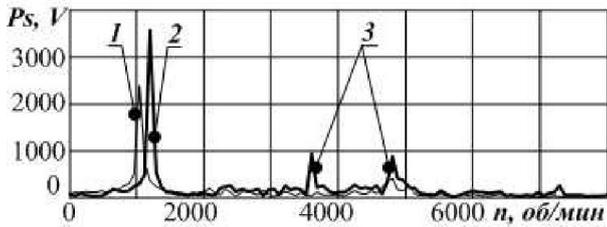


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики виброграмм при скорости вращения коленчатого вала порядка 2100 об/мин: 1 – наличие дефекта; 2 – без дефекта; 3 – максимумы в высокочастотной области

Выявленные на основе численного статистического и амплитудно-частотного анализов количественные и качественные особенности проявления неисправностей системы зажигания в вибрации работающих двигателей внутреннего сгорания могут быть использованы для разработки аппаратной и программной частей диагностического комплекса.

Заключение

1. Проявление дефектов системы зажигания двигателя 2103 автомобиля ВАЗ 2106 заключается в

возрастании неравномерности периодичности протекания тактов рабочего хода виброграммы работы двигателя до величины коэффициента неравномерности 0.04÷0.06, увеличении величины глобального амплитудного максимума АЧХ в 1.4÷1.5 раз и в увеличении 2÷4 раза интенсивности колебаний в области частот 60÷240 Гц .

2. Разработанная методика установления неисправности системы зажигания по численным характеристикам вибраций может быть рекомендована для практического использования при диагностировании двигателей внутреннего сгорания.

Список литературы:

1. Андерсон Т. Статистический анализ временных рядов. – М.: Мир, 1976. – 757 с.
2. Марпл-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения / Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 387 с.
3. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. – Санкт-Петербург: Питер, 2002. – 608 с.
4. Оксень Е.И. Аппаратно-программный комплекс измерения параметров деформирования зернистых сред // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматика: Збірн. наук. праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2002. Вип. 47. – С. 277-283.
5. Смоленцев Н.К. Основы теории вейвлетов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 304 с.