

**РОЗРАХУНОК ТЕМПЕРАТУР ПРИ БАГАТОЧИСЕЛЬНОМУ КОНТАКТІ
В УМОВАХ НЕВСТАНОВИВИХСЯ РЕЖИМІВ ТЕРТЯ**

В.Г. Заренбін, М.І. Міщенко, В.В. Богомолів

Запропоновано метод розрахунку максимальної температури при багаточисельному контакті в умовах невстановившихся режимів тертя з урахуванням приведених теплофізичних характеристик в умовах несталоного тертя. Для знаходження температури спалаху використаний метод суперпозицій. Приведені залежності температурного спалаху від числа циклів вантаження і відносної площі контакту. За допомогою запропонованого розрахунку були оцінені значення розглянутих величин температур для трибосполучення гільза циліндра - поршневе кільце швидкохідного дизеля, яке, як відомо, в значній мірі лімітує працездатність двигуна.

**CALCULATION OF TEMPERATURES AT A PLURAL CONTACT IN THE CONDITIONS
OF THE UNSET MODES OF FRICTION**

V.G. Zarenbin, N.I. Mischenko, V.V. Bogomolov

The method of calculation of maximal temperature at a plural contact in the conditions of the unset modes of friction taking into account the resulted thermophysical descriptions is offered. For finding of temperature of flash the method of super positions is used. Dependences of temperature flash are resulted on the number of cycles of lading and relative area of contact. By the offered calculation the values of the examined sizes of temperatures were appraised for a pair of friction cylinder - piston-ring of high-speed diesel, which, as is generally known, largely limits the capacity of engine.

УДК 629.113

Д.Е. Оксень, Е.И. Оксень

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПАРЫ
КРИВОШИП-ШАТУН НА ХАРАКТЕР ВИБРАЦИИ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ**

Приведены результаты теоретического исследования влияния технического состояния пары кривошип-шатун на величину импульса, вызванного наличием дефектов, в сигналах перемещения, скорости и ускорения точки на поверхности корпуса двигателя. Имитационным моделированием показано, что наличие дефекта проявляется в виде импульсов в траектории, годографах скорости и ускорения точек поверхности корпуса двигателя. При этом отмечено, что величины импульсов, характеризующих наличие дефектов, более значимы для скорости и ускорения точек корпусных деталей.

Введение

Неравномерность вращения двигателя внутреннего сгорания автомобиля является мерой непостоянства угловой скорости коленчатого вала, обусловленного колебаниями параметров процесса преобразования энергии, чередованием работы цилиндров и наличием возможных дефектов в механизмах и системах двигателя [1]. Расчет и измерение неравномерности вращения ДВС связаны с большим объемом работ и значительными затратами времени, как, например, в случае применения метода измерения разброса значений среднего индикаторного давления в отдельных цилиндрах. Кроме того, данный метод не позволяет достичь достаточной точности, т.к. не учитывает изменение механических потерь [2].

Другой способ определения неравномерности вращения путем записи изменений крутящего момента также имеет свои недостатки – возникает трудность объективного описания колебаний процесса преобразования энергии, т.к. на изменения значений угловой скорости, являющихся следствием неравномерности крутящего момента, накладываются собственные колебания моментов автомобиля или испытательного стенда [3].

Вследствие трудностей, связанных с определением и описанием неравномерности вращения, авторами предложено исследовать процесс излучения двигателем вибрационных волн, вызванных динамическим взаимодействием его кинематических звеньев, с целью выявления особенностей, свидетельствующих о наличии дефектов в механизмах и деталях. В данной работе приведено теоретическое обоснование основных параметров системы диагностирования дефектов в кинематических парах.

Цель работы – обоснование типа измерительных преобразователей для регистрации виброакустического поля ДВС и выявления дефектов в кинематических парах.

Задачи исследования:

– разработка программного обеспечения для динамического моделирования процесса формирования виброакустических колебаний в ДВС при наличии дефекта;

– исследование влияния дефекта в паре кривошип-шатун на величину импульса, вызванного наличием дефекта, в сигналах перемещения, скорости и ускорения поверхности корпуса ДВС.

Динамическая модель ДВС с дефектами в кинематических парах

Рассмотрим модельное представление процесса возникновения виброакустического импульса на примере четырехцилиндрового инжекторного двигателя. Схематическое изображение пространственного расположения основных элементов модели приведено на рис. 1. Главная особенность кинематики системы заключается в том, что модель воспроизводит колебательный процесс закрепленного на резинометаллических подушках 1, 2 и сферическом шарнире S корпуса 3 ДВС так, что совместно с коленчатым валом 4 (ведущее звено) корпус формирует исходный механизм группы первого класса I(3-4). К исходному механизму параллельно присоединены структурные группы из шатунов и поршней всех четырех цилиндров в соответствии со структурной формулой

$$\left. \begin{matrix} 0(0-1) \leftarrow \\ 0(0-2) \leftarrow \\ 0 \leftarrow \end{matrix} \right\} I(3-4) \left\{ \begin{matrix} \leftarrow \text{П}(5-6) \\ \leftarrow \text{П}(7-8) \\ \leftarrow \text{П}(9-10) \\ \leftarrow \text{П}(11-12) \end{matrix} \right. \quad (1)$$

Таким образом, модель ДВС представляет собой пространственный механизм с 12-ю подвижными звеньями, одним ведущим звеном и четырьмя степенями свободы. Закрепление корпуса ДВС относительно рамы автомобиля при помощи резинометаллических шарниров обуславливает наличие трёх избыточных степеней свободы – трёх независимых вращательных движений корпуса в паре S.

Рабочие режимы смоделированы включением конечного автомата *EngineTimer* (рис. 2), обеспечивающего реализацию четырех тактов рабочего процесса инжекторного двигателя в каждом из цилиндров в зависимости от фактического угла поворота коленчатого вала.

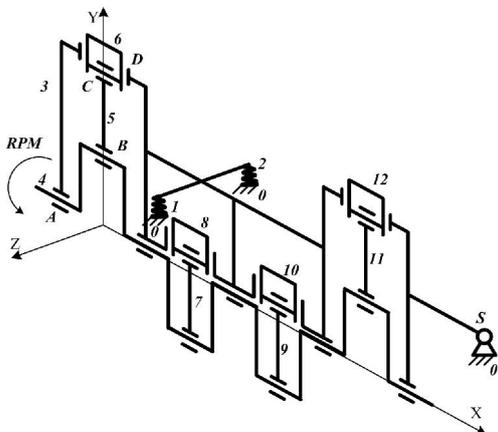


Рис. 1. Пространственное изображение модели

При моделировании учтено сопротивление движению газов во впускных и выпускных коллекторах. Термодинамические параметры каждого

такта после его завершения передаются в следующий (рис. 3). Термодинамические процессы заданы политропными зависимостями в упрощенном виде, т. к. исследование влияния особенностей термодинамической работы ДВС на процесс формирования виброакустических колебаний его корпуса не является задачей данной работы.

Ниже приведены формулы, применённые для вычисления объема V , давления P и температуры T :

$$V = V_{tdc} + \pi \cdot R_{cyl}^2 \cdot (L_{cr} + R_c + H_{head} - POS), \quad (2)$$

$$P = \left(\frac{V_{tdc} + 2 \cdot \pi \cdot R_{cyl}^2 \cdot R_c}{T} \right)^G, \quad (3)$$

$$T = \frac{Q}{\rho_{air} \cdot V_{tdc} \cdot C_v} + T_0, \quad (4)$$

где V_{tdc} – объем камеры сгорания; R_{cyl} – радиус цилиндра; L_{cr} – длина шатуна; R_c – радиус коленчатого вала; H_{head} – расстояние от оси пальца до поверхности поршня; POS – показания датчика положения поршня; G – показатель адиабаты; Q – теплотворность бензина; ρ_{air} – плотность воздуха при 20 °С; C_v – удельная теплоемкость паров бензина при 20 °С; T_0 – температура в камере сгорания до начала такта сжатия.

Подача топлива в цилиндры осуществляется блоком *FuelControl* (рис. 4). Уровень подачи топлива регулируется перемножением значения константы *MAXFuel* и задаваемого коэффициента уровня подачи топлива F .

Запуск двигателя выполняется стартером, пусковой момент которого отключается через 180° поворота коленчатого вала (рис. 5).

Формирование нагрузки осуществлено включением в модель внешнего момента *LoadMoment*, подведенного к коленчатому валу (рис. 6). Уровень нагрузки регулируется перемножением значения переменной $Mload$ и задаваемого коэффициента момента нагрузки на двигатель M . Дефекты в кинематических парах формируются введением ненормативного зазора в соединениях.

Кинематические пары, в которых намеренно не сформирован дефект, считаются идеальными. Таким образом, между шатуном *ConnectingRod* и вкладышем шатунной шейки *Liner* второго цилиндра (рис. 7) введено два упругодемпфирующих элемента *Gaptop* и *Gapbottom*, позволяющих задать необходимую величину зазора в указанной паре (параметр *Springnaturallength*), а так же учесть влияние вязкости смазки (*Damperconstant*) и упругость соударяющихся элементов (*Springconstant*).

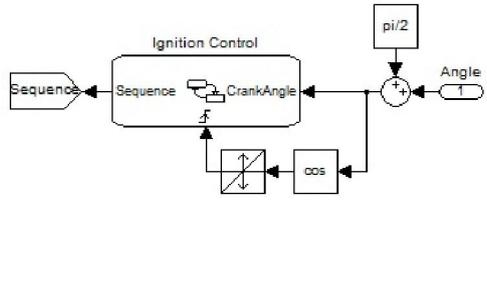


Рис. 2. Блок управления тактами работы двигателя (Enginetimer)

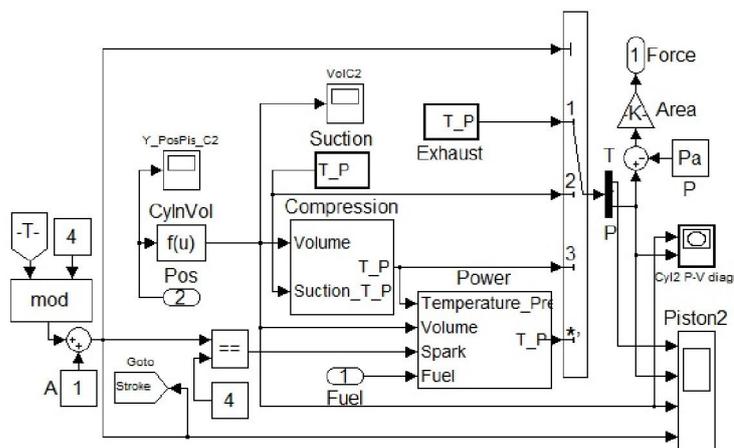


Рис. 3. Блок-схема термодинамической модели цилиндра

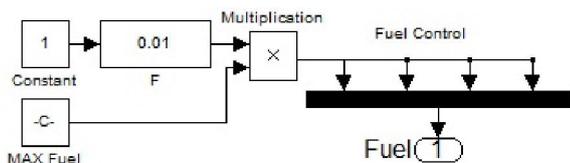


Рис. 4. Блок подачи топлива (Fuelcontrol)

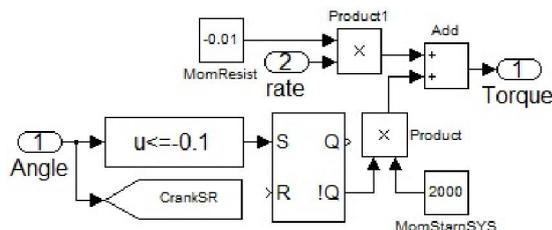


Рис. 5. Блок формирования пускового момента

Для данной модели были построены моментные характеристики двигателя, для получения которых приняты следующие режимы моделирования (табл. 1).

Как видно из таблицы, данная выборка представляет собой четыре пары режимов. Каждая пара включает в себя режим бездефектной работы и режим работы с дефектом при одинаковых значениях коэффициентов уровня подачи топлива F и величины момента нагрузки на двигатель M со стороны

трансмиссии и при равных скоростях вращения коленчатого вала.

Сравнительная оценка влияния наличия дефекта в кинематической паре шатун-коленчатый вал на характер виброакустического сигнала в точке установки датчика на поверхность корпуса ДВС была выполнена для максимальной нагрузки (режим 1), средних нагрузок (режимы 2, 3) и холостого хода (режим 4).

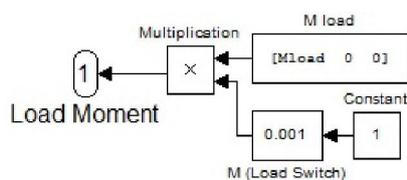


Рис. 6. Блок формирования нагрузки на ДВС (Loadcontrol)

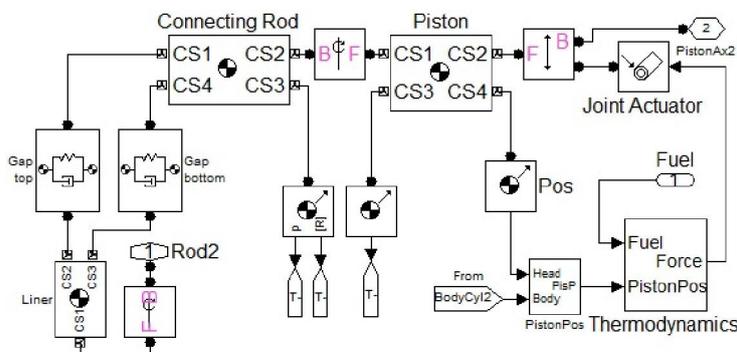


Рис. 7. Формирование дефекта во втором цилиндре двигателя

Таблица 1. Параметры динамического моделирования ДВС

№ режима	Наличие дефекта	Коэффициент уровня подачи топлива	Коэффициент момента нагрузки на двигатель	Скорость вращения коленчатого вала в устоявшемся режиме, об/мин
Режим 1.1	нет	0,20	0,700	4172
Режим 1.2	да	0,20	0,700	4172
Режим 2.1	нет	0,30	1,100	4172
Режим 2.2	да	0,30	1,100	4172
Режим 3.1	нет	0,25	0,950	1421
Режим 3.2	да	0,25	0,950	1421
Режим 4.1	нет	0,01	0,001	1096
Режим 4.2	да	0,01	0,001	1096

Анализ влияния дефекта на характер виброакустического сигнала в точке на поверхности ДВС

В результате численного моделирования с фиксированным шагом интегрирования $\Delta T = 0.0001$ с получена совокупность кинематических, термодинамических и режимных диаграмм (рис. 8). Численные значения параметров, полученные в процессе расчётов, на каждом шаге интегри-

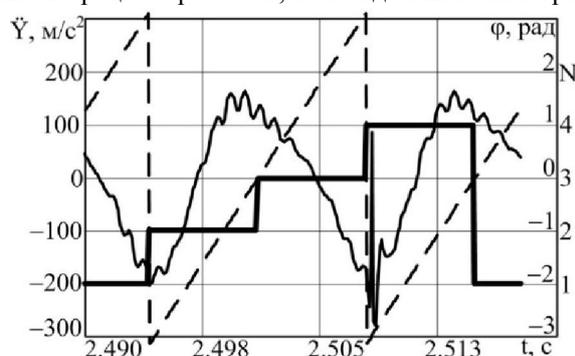


Рис. 8. Результаты моделирования: \ddot{y} – ускорение точки установки датчика; t – время; N – порядковый номер такта; φ – угол поворота коленчатого вала

Результаты анализа приведены в параметрическом виде как траектории, годографы скорости и годографы ускорения точки установки датчика путём исключения времени из полученных диаграмм.

Как видно из рис. 10, на котором приведены результаты моделирования режима 1.1 (без дефекта) и режима 1.2 (при наличии дефекта), неравномерность работы ДВС заметна на параметрических диаграммах перемещения и скорости, но наиболее явно наличие дефекта проявляется при анализе данных об изменении ускорения точки установки датчика. Схожая картина была выявлена и для других режимов моделирования.

Количественная оценка влияния наличия дефекта на виброакустические параметры работы ДВС выполнена путем выделения из общего спектра виброакустических сигналов I сигнала импуль-

рования для удобства дальнейшей обработки фиксировались в итоговые файлы.

Для анализа влияния дефекта в кинематической паре двигателя на его виброакустические колебания использовался временной интервал моделирования, соответствующий режиму работы со стабильной угловой скоростью вращения коленчатого вала 3 (рис.9).

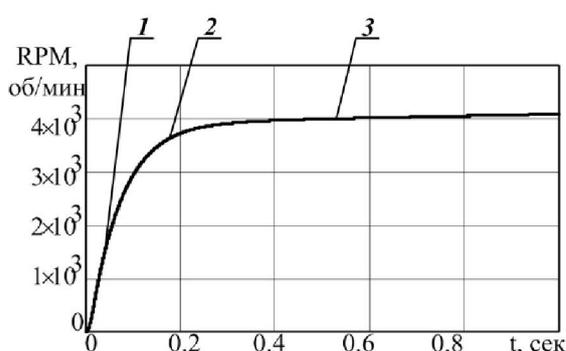


Рис. 9. Диаграмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала во время работы: 1 – пуск, 2 – стабилизация оборотов, 3 – режим работы на установившихся оборотах

са, сформированного дефектом 2. Данная задача решена разложением сигнала с помощью дискретного вейвлета Добеши-4 $wave4$ (рис. 11). При этом в качестве тренда 3 принята низкочастотная составляющая сигнала с уровнем разложения 0-3, оставшиеся коэффициенты уровней использованы для построения импульса в сигнале [4]:

$$KD = wave4(S(t)), \tag{5}$$

$$T(t) = iwave4(KD_{0-15}), \tag{6}$$

$$I(t) = iwave4(KD_{16-N}), \tag{7}$$

где KD – коэффициент Добеши; $S(t)$ – сигнал; $T(t)$ – тренд; $I(t)$ – импульс; N – количество уровней разложения.

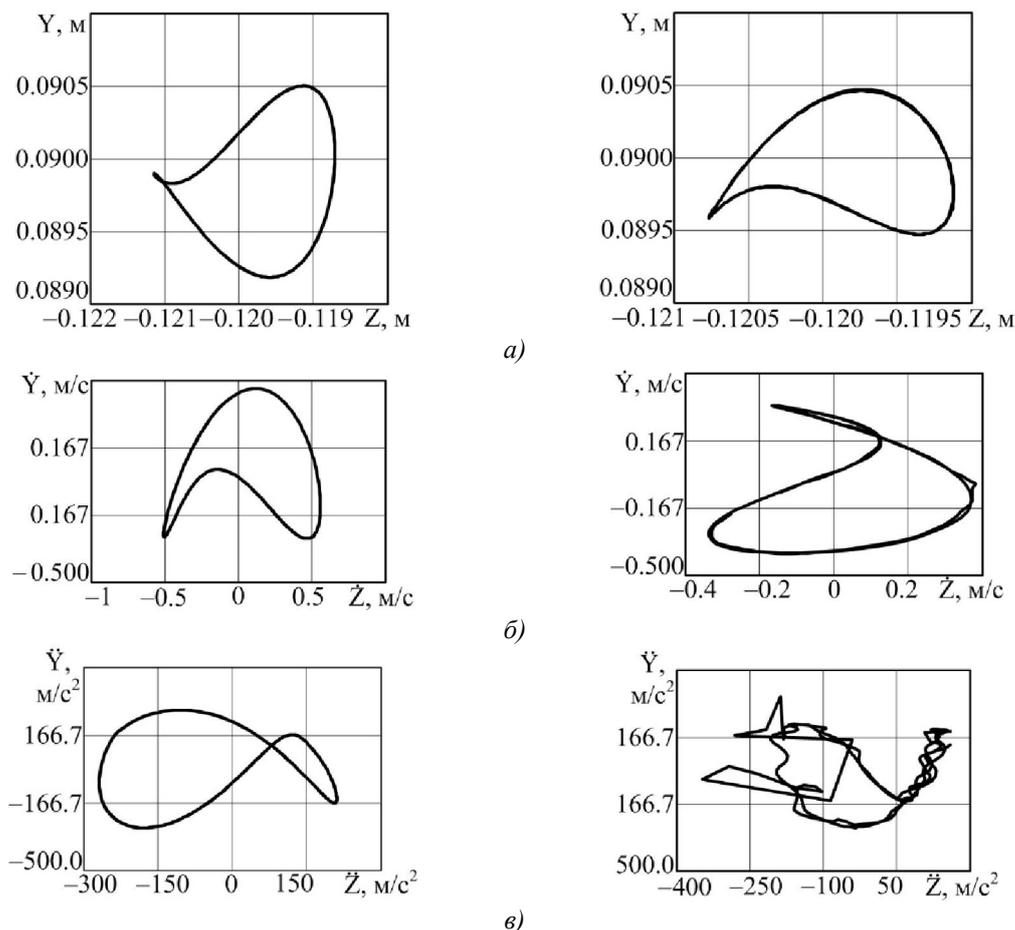


Рис. 10. Результаты моделирования режима 1.1 бездефектной работы (слева) и режима 1.2 при наличии дефекта (справа):

а) траектория перемещения точки установки датчика; б) годограф скорости точки установки датчика; в) годограф ускорения точки установки датчика

В качестве критерия оценки проявления импульса, вызванного наличием дефекта в кинематической паре, относительно тренда принят коэффициент динамичности K_{max} . Расчеты показывают, что датчики ускорения и скорости могут применяться для диагностических испытаний ДВС, поскольку величины импульсов для этих параметров относительно общих величин сигналов более значимы, по сравнению с датчиками перемещения.

Так, для датчика перемещения коэффициент динамичности $K_{max}(S) = 0.04641$; для датчика скорости – $K_{max}(V) = 0.11880$; для датчика ускорения – $K_{max}(a) = 0.12978$. Поэтому, для практического диагностирования состояния кинематических пар, могут быть рекомендованы датчики ускорения, которыми проявление импульса выявляется наиболее отчетливо (см. рис.10).

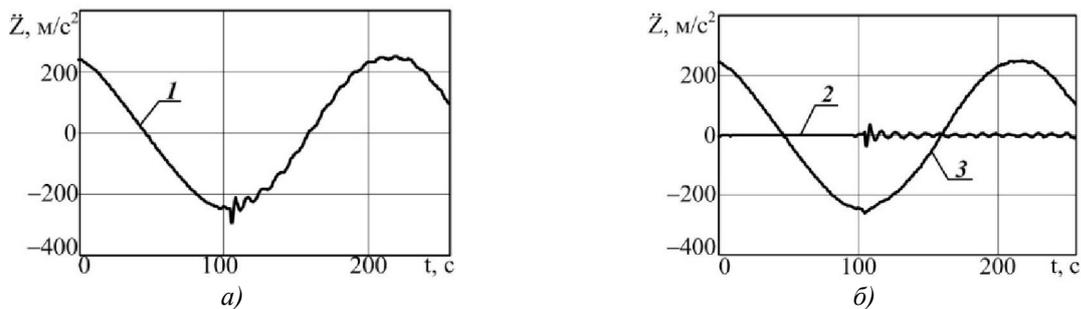


Рис. 11. Выделение в сигнале тренда и импульса, сформированного дефектом в кинематической паре: 1 – сигнал ускорения; 2 – импульс; 3 – тренд

Программная и аппаратная реализация измерительного комплекса, обеспечивающего построение диаграммы годографа ускорения, может быть также рекомендована для диагностирования состояния механизмов ДВС.

Таким образом, к факторам, формирующим процесс возникновения вибрации в корпусных деталях ДВС, помимо неуравновешенности КШМ второго рода, можно отнести также и дефекты в кинематических парах механизмов.

Следует также отметить, что сделанная авторами попытка учесть при моделировании вибрационных процессов в ДВС влияние термодинамики рабочих процессов, инерциальных факторов подвижных звеньев, особенностей крепления корпуса двигателя и дефектов в кинематических парах привела к разработке программы, требующей значительных вычислительных затрат. Так, моделирование одной секунды работы ДВС в созданной концептуальной модели с одним дефектом требует затрат порядка 600÷800 с вычислительного времени. Это указывает на нецелесообразность создания единой глобальной модели ДВС, включающей всю совокупность механизмов и систем. Рациональнее проводить исследования в рамках концептуальных моделей, аналогичных представленной, дополняемых моделями частных случаев анализируемых дефектов.

Заключение

Полученные результаты позволяют рекомендовать для проведения экспериментальных исследова-

ований вибраций двигателя датчики, фиксирующие ускорение, поскольку их показания наиболее явно свидетельствуют о техническом состоянии диагностируемого объекта.

Список литературы:

1. Диагностирование дизелей [Текст] / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 223 с.
2. Куверин И. Ю. Диагностирование карбюраторных ДВС по показателям спектрального анализа изменения угловой скорости коленчатого вала [Текст]: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.03 / И. Ю. Куверин. – Саратов, 2002. – 20с.
3. Осипов К.Н. Определение режимов приемосдаточных испытаний ДВС [Текст] / К.Н. Осипов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 41. – С. 261 – 266.
4. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А. Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2003. – 608 с.

Bibliography (transliterated):

1. Diagnostirovanie diziley [Tekst] / E. A. Nikitin, L. V. Stanislavskiy, E. A. Ulanovskiy i dr. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 223 s.
2. Kuverin I. U. Diagnostirovanie karbiuratornih DVS po pokazeteliam spektralnogo analiza izmenenia uglovoi skorosti kolentshatogo vola [Tekst]: avtoref. dis. na soiskanie utsh. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.20.03 / I.U. Kuvrin. – Saratov, 2002. – 20 s.
3. Osipov K. N. Opredelenie regimov priyomosdatotshnih isputaniy DVS [Tekst] / K. N. Osipov // Progressivnye tekhnologii i sustemy mashinostroenia: mezdunar. sb. nautch. tr. – 2011. – Vuip. 41. – S. 261 – 266.
4. Sergienko A. B. Cifrovaia obrabotka sygnalov [Tekst] / A. B. Sergienko. – SPb.: Piter, 2003. – 608 s.

Поступила в редакцию 25.04.2014

Оксень Дмитрий Евгеньевич – магистр, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Автомобильно-дорожный институт ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Горловка, Украина, e-mail: oksen88@gmail.com.

Оксень Евгений Иванович – доктор техн. наук, профессор, зам. директора, зав. кафедры, Автомобильно-дорожный институт ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Горловка, Украина, e-mail: dalar@ Rambler.ru.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПАРИ КРИВОШИП-ШАТУН НА ХАРАКТЕР ВІБРАЦІЙ КОРПУСУ ДВИГУНА

Д.Є. Оксень, Є.І. Оксень

Наведено результати теоретичного дослідження впливу технічного стану пари кривошип - шатун на величину імпульсу, викликаного наявністю дефектів, в сигналах переміщення, швидкості і прискорення точки на поверхні корпусу двигуна. Імітаційним моделюванням показано, що наявність дефекту проявляється у вигляді імпульсів в траєкторії, годографом швидкості і прискорення точок поверхні корпусу двигуна. При цьому зазначено, що величини імпульсів, що характеризують наявність дефектів, більш значущі для швидкості і прискорення точок корпусних деталей.

A STUDY OF THE INFLUENCE OF CRANK-ROD PAIR'S TECHNICAL CONDITION ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF THE ENGINE HOUSING

D.E. Oksen, E.I. Oksen

The authors give the results of theoretical studies of the effect of technical state of the crank-rod pair on the value of the momentum caused by the presence of defects in the signals of displacement, velocity and acceleration of a point on the surface of the engine housing. Simulation modeling shows that the defect is manifested in the form of pulses in the trajectory, velocity and acceleration time curves points of the engine housing surface. At the same time it is noted that the magnitude of the pulses characterizing defects, are more significant for the velocity and acceleration of points of body parts.