

Д. Е. Оксень, Н. И. Мищенко д-р, техн. наук, профессор

Автомобильно-дорожный институт ГВУЗ
«Донецкий национальный технический университет», г. Горловка

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ИМПУЛЬСОВ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ В МЕХАНИЗМАХ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ ДЕФЕКТА В КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ

Приведена методика моделирования взаимодействия кинематических звеньев двигателя внутреннего сгорания в кинематической паре с дефектом и методика расчета численных показателей виброакустических сигналов, возникающих при работе двигателя. Установлено влияние геометрических размеров дефекта на динамическую составляющую усилия в кинематической паре, проанализировано влияние вязкости смазки на характер динамического взаимодействия. Установлено, что возможность выявления динамических составляющих реакций в кинематических парах экспериментальным путем определяется значительной их величиной и распространением на другие звенья механизма, в том числе на детали корпуса, что делает возможной установку датчиков без разборки двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; математическая модель, Matlab, Simulink, дефект, КШМ, диагностика, виброакустическая эмиссия

Актуальность темы

В автотранспортной отрасли сформировалась необходимость эксплуатации подвижного состава и оборудования с увеличенным износом агрегатов и узлов. Данное обстоятельство обуславливает необходимость рассмотрения вопросов диагностики их технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса для исключения аварийных ситуаций.

Одним из путей снижения затрат на прогнозирование остаточного ресурса узлов является математическое моделирование изменения параметров технического состояния во времени с учетом износа деталей, свойств смазочного материала и обратных связей в кинематических парах механизмов.

Таким образом, тема исследований, направленная на моделирование взаимодействия кинематических звеньев двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в кинематической паре с дефектом – увеличенным зазором при наличии смазки разной вязкости, с целью определения параметров, обеспечивающих надежную и долговечную работу машин и механизмов в условиях повышенных нагрузок при эксплуатации промышленного оборудования и транспортных средств, является актуальной.

Формулирование проблемы

Ранее были проведены экспериментальные исследования, направленные на разработку методики диагностирования механизмов двигателей, основанной на оценке сигналов акустической эмиссии. На основе данных исследований предложена методика оценки ресурса кинематических пар механизмов двигателя по уровню сигналов акустической эмиссии на основе критерия мощности амплитуд сигнала. Установлено, что результаты обработки сигналов акустической эмиссии могут служить основой для диагностирования состояния кинематических пар двигателя [1, 2].

Цель данной работы – теоретическое исследование влияния дефектов в кинематических парах ДВС на величины параметров импульсов виброакустической эмиссии (энергию колебаний), возникающих во время работы, путем численного моделирования в среде Matlab.

© Оксень Д. Е., Мищенко Н. И., 2012

Анализ влияния дефекта в кинематической паре на подвижность механизма

В качестве примера в данной работе использован кривошипно-шатунный механизм (КШМ) двигателя внутреннего сгорания. Рассматриваемый механизм является пространственным, поэтому его подвижность определяется по формуле Чебышева – Малышева – Сомова:

$$W = 6 \cdot n - (5 \cdot P_1 + 4 \cdot P_2 + 3 \cdot P_3 + 2 \cdot P_4 + P_5), \quad (1)$$

где n – количество подвижных звеньев механизма;

P_i – количество кинематических пар с i -ми степенями свободы.

Исправный КШМ состоит из трех подвижных звеньев и неподвижной стойки. Для дефектного механизма количество подвижных звеньев – четыре, в связи с наличием дополнительного звена – пальца (рисунок 1).

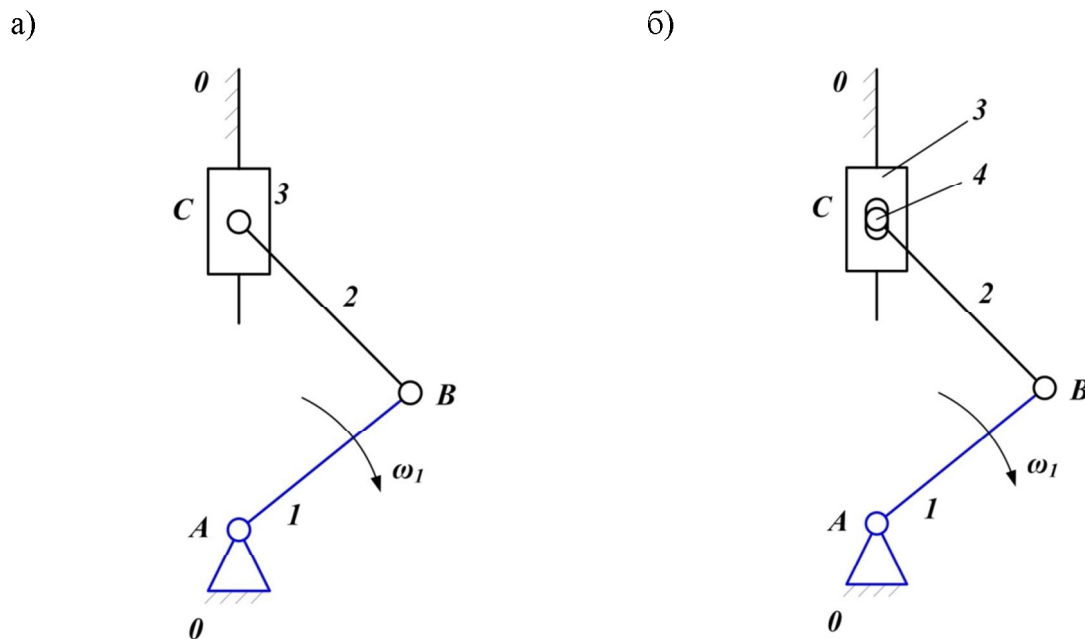


Рисунок 1 – Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма
 а) идеальный КШМ; б) КШМ с дефектом в паре C_{34} ;
 0 – неподвижная стойка; 1 – кривошип; 2 – шатун;
 3 – поршень; 4 – палец

В соответствии с формулой (1), величина подвижности ($W = 6$) обусловлена наличием дефекта в кинематической паре и приводит к появлению неопределенностей в кинематике движения звеньев и механизма в целом.

Таким образом, при наличии дефекта в кинематической паре ожидается неконтролируемое колебательное движение пальца относительно поршня в пределах имеющегося зазора.

Моделирование дефекта

Рассмотрим разработку модели КШМ, блочная диаграмма которой изображена на рисунке 2. Математическая модель механизма соответствует кинематической схеме, приведенной на рисунке 1б.

Неподвижная стойка механизма состоит из тел *root* и *cylinder*, объединенных вырожденными кинематическими парами *weld 1*, *weld 2* и *weld 3*, присоединенных к блоку *rootground*.

К неподвижному цилиндру (cylinder) последовательно присоединены поршень (piston) и шатун (connecting rod) при помощи кинематических пар, обеспечивающих две степени свободы (cylindrical 1, cylindrical 3). К шатуну при помощи вращательной кинематической пары (revolute 2) присоединен кривошип (crank), который в свою очередь присоединен к коленвалу (crankshaft neck) при помощи кинематической пары cylindrical 2. Силовое воздействие на кривошип осуществляется при помощи блока joint actuator через кинематическую пару cylindrical 2.

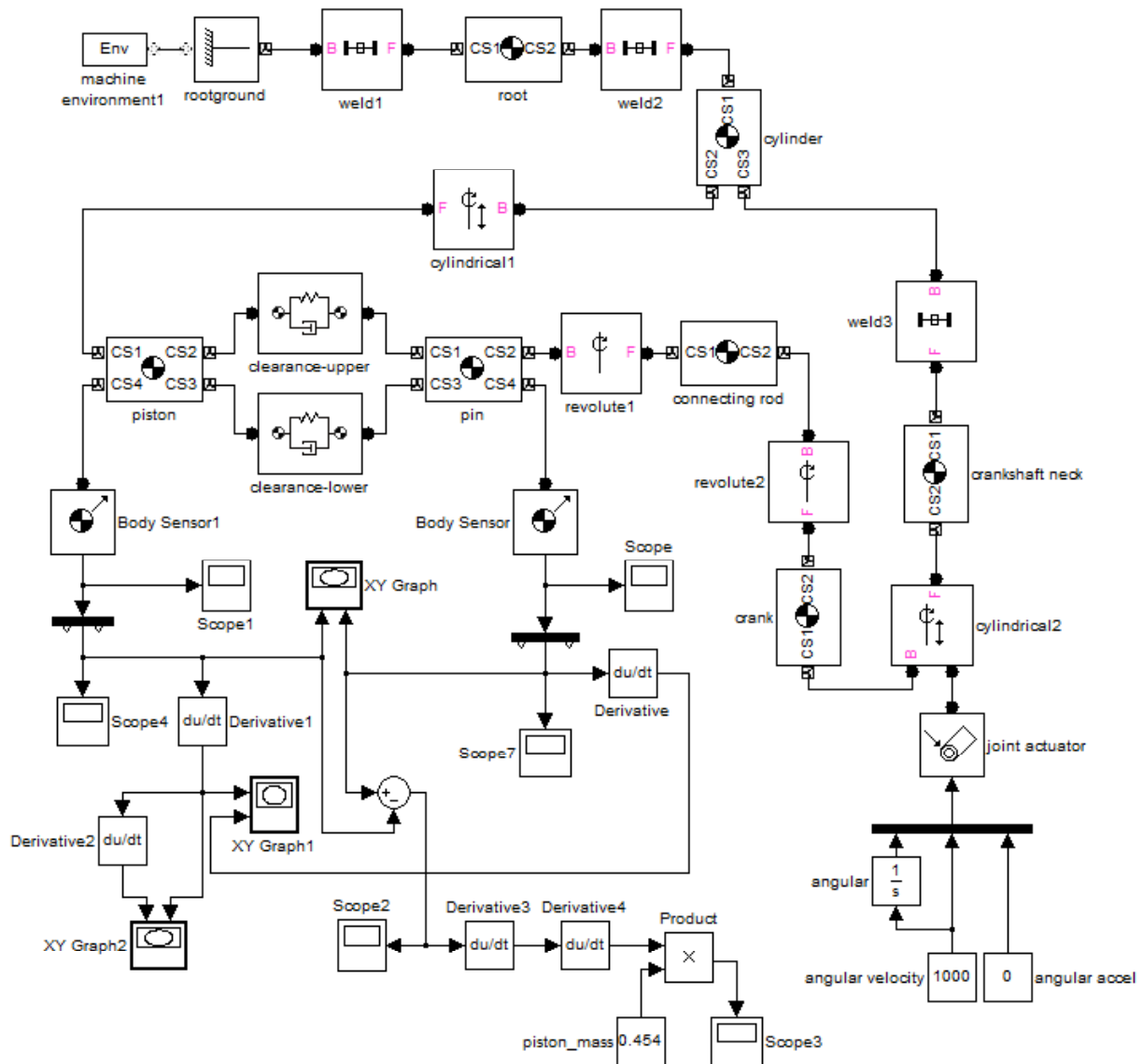


Рисунок 2 – Блочная диаграмма модели КШМ с дефектом

Стойка механизма представляет собой кинематическое звено, состоящее из отдельных тел, объединенных вырожденными кинематическими парами weld и присоединенных к блоку rootground. Блок rootground неподвижен и связан с абсолютной инерциальной системой координат Земли.

Моделирование дефекта выполнено добавлением в математическую модель ДВС нового элемента – пальца (pin), который может совершать вращательные движения относительно шатуна (connecting rod). Соединение пальца с поршнем (piston) в пределах заданного зазора осуществлено упругодемпфирующими связями (clearance-upper и clearance-lower).

Для визуализации результатов математического моделирования в схему включены цепи блоков датчиков (Body Sensor, Body Sensor 1) и осциллографов (Score, Score 1, Score 2, Score 3, Score 4, Score 7). Анализ изменения перемещения, скорости и ускорения выполнен с помощью параметрических диаграмм (XY Graph, XY Graph 1, XY Graph).

Численное исследование кинематики математической модели дефектного КШМ

Численное моделирование было выполнено для значений параметров двигателя легкового автомобиля ВАЗ-2110. Визуальное представление полученной модели приведено на рисунке 3.

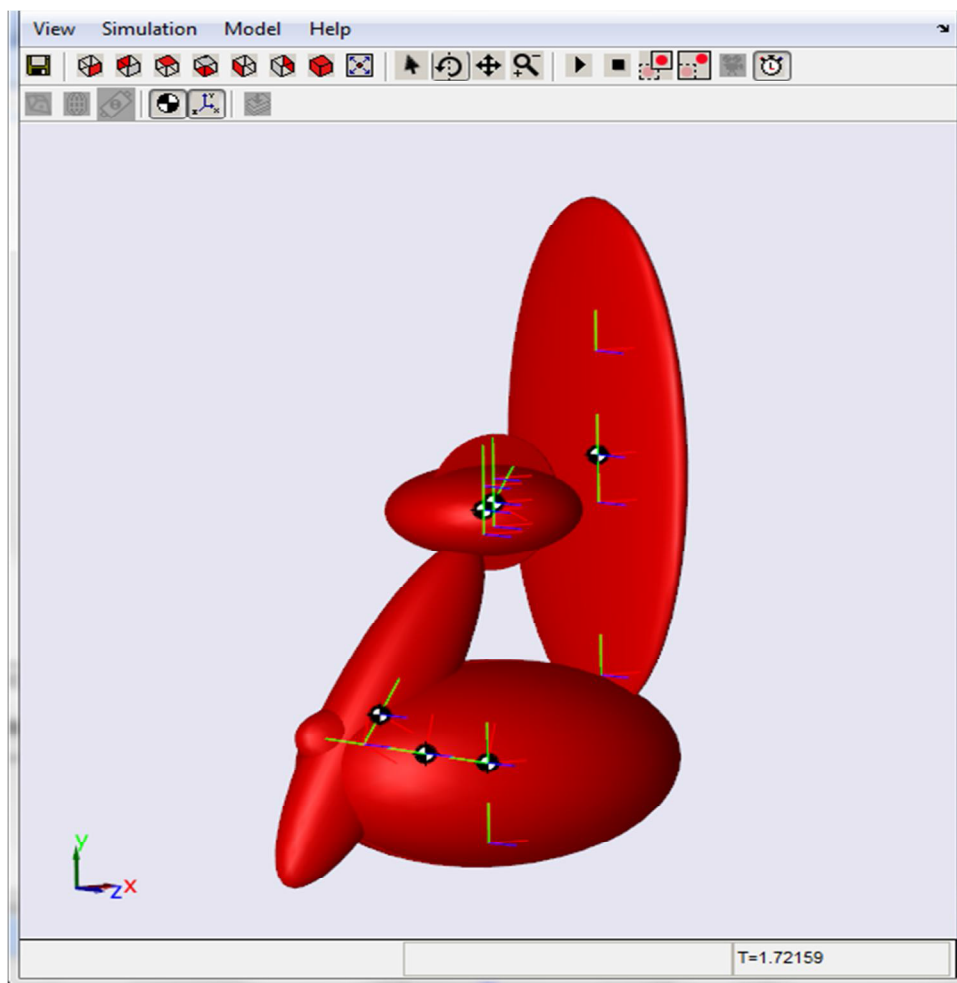


Рисунок 3 – Визуальное представление модели КШМ с дефектной кинематической парой

Модель состоит из подвижных и неподвижных звеньев, зафиксированных в произвольные моменты работы.

В результате анализа условий схождения полученных результатов был принят алгоритм интегрирования Bogacki-Shampine с интервалом интегрирования 0,001 с (рисунок 3). Время моделирования принято 0,3 с из условий завершения цикла и для получения достаточной выборки информации. Угловая скорость вращения коленчатого вала принята 100 рад/с, так как это примерно соответствует параметрам работы двигателя внутреннего сгорания в режиме холостого хода.

На рисунках 4, 5 и 6 приведены кинематические диаграммы, отображающие изменение положения поршня относительно пальца вдоль оси цилиндра и изменение динамической составляющей реакции в паре палец – поршень, сформировавшейся вследствие нали-

чия зазора. Для имитации различных стадий износа и режимов смазки моделирование выполнялось при трех разных значениях зазора в кинематической паре и трех значениях вязкости масла.

Вязкость смазки для первой пары графиков – $3,8 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Для второй пары – $6,6 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Для третьей пары – $9,3 \text{ мм}^2/\text{с}$.

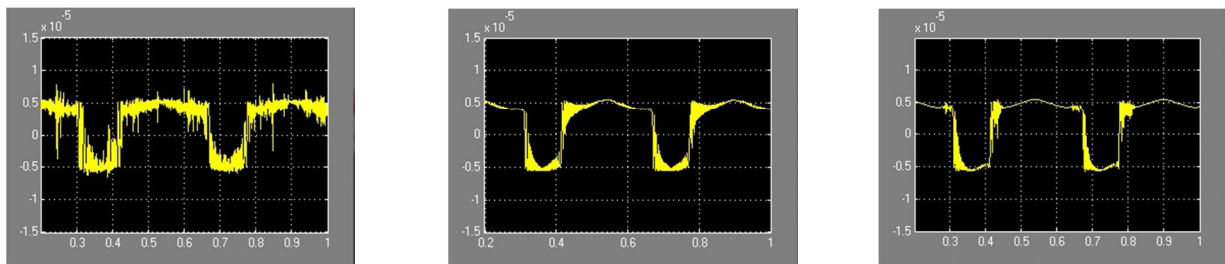
Характер полученных кривых говорит о снижении динамического взаимодействия в паре с повышением вязкости смазки. Для сравнительной оценки изменения динамической составляющей реакции между пальцем и поршнем рассчитано усредненное значение динамической составляющей реакции в кинематической паре – F'_{cp} .

$$F'_{cp} = \frac{\sum F'_i}{n}, \text{Н}, \quad (2)$$

где F'_i – динамическая составляющая реакции в кинематической паре на i -ом шаге интегрирования, Н;

n – количество шагов интегрирования.

а)



б)

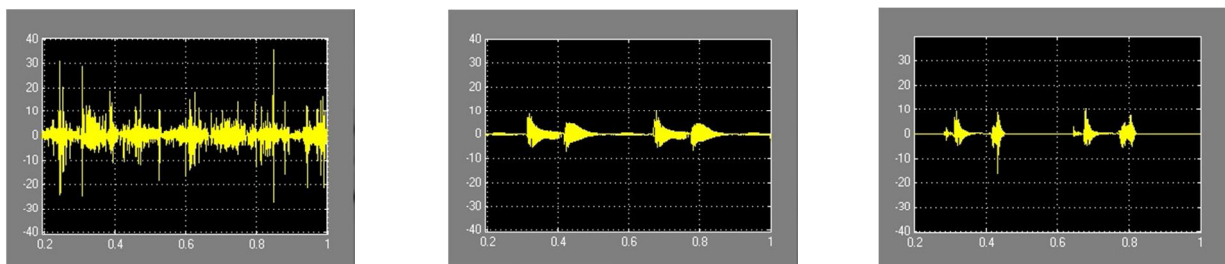
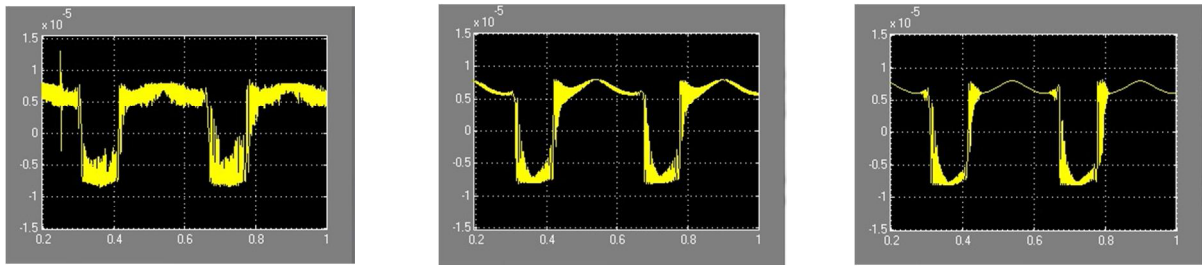


Рисунок 4 – Результаты моделирования при зазоре в паре палец – поршень $0,010 \text{ мм}$:

а) изменение положения поршня относительно пальца вдоль оси цилиндра;

б) изменение динамической составляющей реакции в паре палец – поршень вдоль вертикальной оси

а)



б)

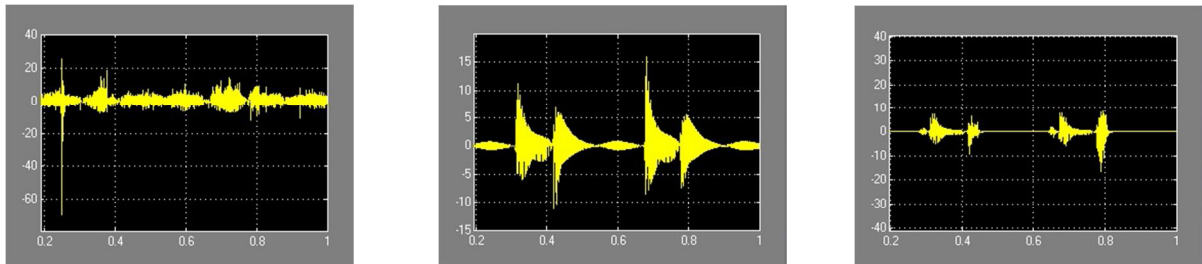
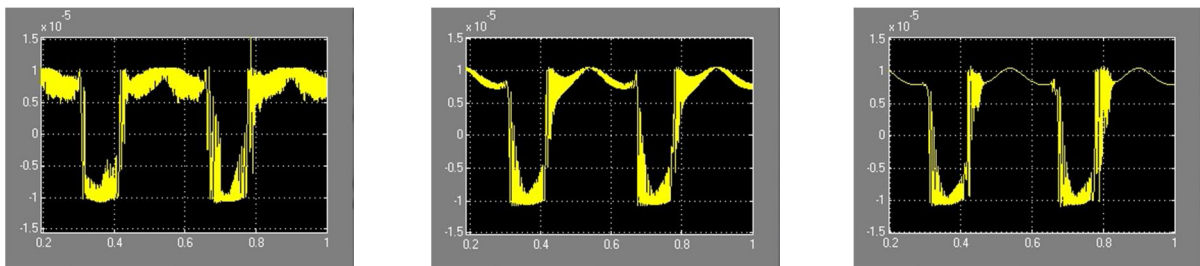


Рисунок 5 – Результаты моделирования при зазоре в паре палец – поршень 0,015 мм:

а) изменение положения поршня относительно пальца вдоль оси цилиндра;

б) изменение динамической составляющей реакции в паре палец – поршень вдоль вертикальной оси

а)



б)

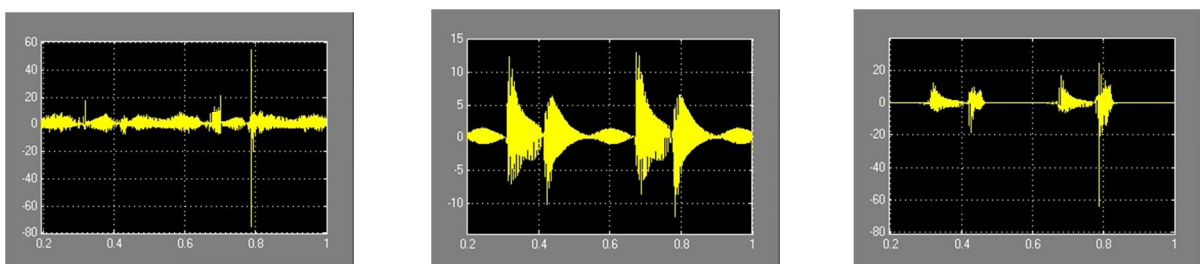


Рисунок 6 – Результаты моделирования при зазоре в паре палец – поршень 0,020 мм:

а) изменение положения поршня относительно пальца вдоль оси цилиндра;

б) изменение динамической составляющей реакции в паре палец – поршень вдоль вертикальной оси

На рисунке 7 приведены результаты интерполяции кубическим сплайном усредненных значений динамической составляющей реакции в кинематической паре для зазоров: 0,010 мм – кривая 1; 0,015 мм – кривая 2; 0,020 мм – кривая 3.

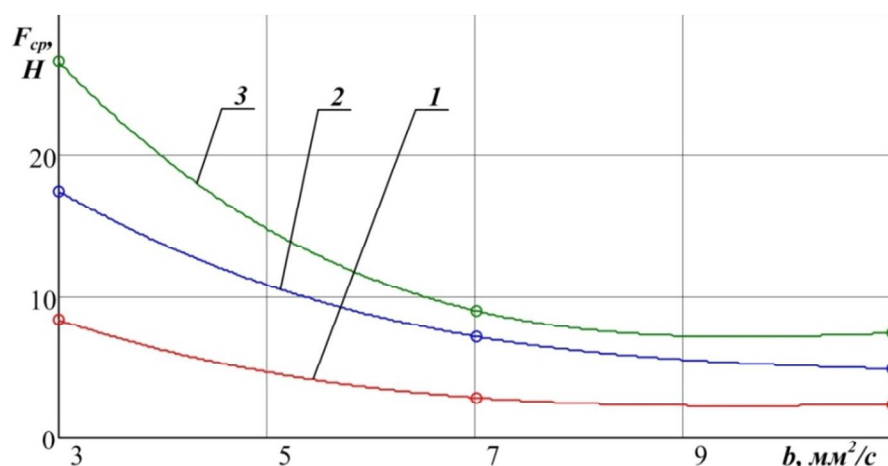


Рисунок 7 – Влияние вязкости смазки на величину динамической составляющей реакции в кинематической паре для различных зазоров

Как следует из графиков, увеличение зазора в 2 раза приводит к возрастанию динамической составляющей в 3,21 раза. Увеличение же вязкости с 3 мм²/с до 7 мм²/с приводит к ее значительному снижению. Дальнейшее повышение вязкости не имеет существенного влияния на динамическую составляющую реакции в паре.

Выводы

1. Получена связь между геометрическими размерами дефекта и динамической составляющей усилия в кинематической паре, а также проанализировано влияние вязкости смазки на характер динамического взаимодействия.

2. Значительные величины динамических составляющих реакции в кинематической паре передаются на другие звенья механизма, в том числе детали корпуса, что определяет возможность их выявления экспериментальным путем.

3. Разработанная методика моделирования может быть применена для анализа дефектов как во вращательных, так и в поступательных кинематических парах машин и механизмов.

Список литературы

1. Оксень Е. И. Методика оценки ресурса кинематических пар механизмов двигателя по уровню сигналов акустической эмиссии / Е. И. Оксень, В. Г. Цокур, Д. Е. Оксень // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: науково-виробничий збірник. – Горлівка: АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», 2007. – № 1(4). – С. 138–142.

Oksen Ye. I. Metodika otsenki resursa kinematicheskikh par mekhanizmov dvigatelya po urovnyu signalov akusticheskoy emissii (The evaluation method of resources of kinematic pairs of mechanisms of the engine according to signal level of acoustic emission) / Ye. I. Oksen, V.G. Tsokur, D. E. Oksen // Visti Avtomobilno-dorozhnyogo instytutu: nauково-vyrobnychiy zbirnyk. – Horlivka: ADI DVNZ “DonNTU”, 2007. – № 1(4). – S. 138–142.

2. Оксень Е. И. Исследование особенностей сигналов акустической эмиссии, возникающих в кинематических парах двигателя при работе со знакопеременными нагрузками / Е. И. Оксень, В. Г. Цокур, Д. Е. Оксень // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал. – Х.: НТУ ХПИ, 2007. – № 1. – С. 141–146.

Oksen Ye. I. Issledovaniye osobennostey signalov akusticheskoy emissii, vznikayushchikh v kinematicheskikh parakh dvigatelya pri rabote so znakovremennymi nagruzkami (The characteristics analysis of acoustic emission signals occurred in kinematic pairs of the engine when operating with alternating load) / Ye. I. Oksen, V. G. Tsokur, D. Ye. Oksen // Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukrainskiy nauchno-tekhnicheskiy zhurnal. – KH.: NTU KHPI, 2007. – № 1. – S. 141–146.

3. Дьяконов В. В. Simulink 4: специальный справочник / В. В. Дьяконов. – СПб.: Питер, 2002. – 528 с.

Dyakonov V. V. Simulink 4: spetsialnyi spravochnik (Simulink 4: technical reference book) / V. V. Dyakonov. – SPb.: Piter 2002. – 528 s.

4. Бенькович Е. С. Практическое моделирование динамических систем / Е. С. Бенькович, Ю. Б. Колесников, Ю. Б. Сениченков. – СПб.: БХВ-Петербург, 2002. – 464 с.
Benkovich Ye. S. Prakticheskoye modelirovaniye dinamicheskikh sistem (Practical modeling of dynamical systems) / Ye. S. Benkovich, Yu. B. Kolesnikov, Yu. B. Senichenkov. – SPb.: BKHV-Peterburg, 2002. – 464 s.
5. Hunt B. R. A guide to Matlab for beginners and experienced users / B. R. Hunt, R. L. Lipsman, J. M. Rosenberg. – Maryland, 2006. – 306 p.
6. Dabney J. V. Mastering Simulink / J. V. Dabney, T. L. Harman. – Prentice Hall, 2004. – 376 p.
7. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
Sharoglazov B. A. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov: uchebnik (The internal combustion engines: theory, modeling and processes calculation: coursebook) / B. A. Sharoglazov, M. F. Farafontov, V. V. Klementyev. – Chelyabinsk: YUUrGU, 2004. – 344 s.
8. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
Artobolevskiy I. I. Teoriya mekhanizmov i mashin (The theory of mechanisms and machines) / I. I. Artobolevskiy. – M.: Nauka, 1988. – 640 s.

Рецензент: канд. техн. наук, доц. М. А. Мастепан, АДІ ДонНТУ.

Стаття надійшла до редакції 10.12.12

Д. Є. Оксень, М. І. Міщенко

Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ

«Донецький національний технічний університет», м. Горлівка

Дослідження процесу формування імпульсів віброакустичної емісії в механізмах двигуна внутрішнього згоряння при наявності дефекту в кінематичній парі

Наведено методику моделювання взаємодії кінематичних ланок двигуна внутрішнього згоряння в кінематичній парі з дефектом і методику розрахунку чисельних показників віброакустичних сигналів, що виникають при роботі двигуна. Встановлено вплив геометричних розмірів дефекту на динамічну складову зусилля в кінематичній парі. Проаналізовано вплив в'язкості мастила на характер динамічної взаємодії. Встановлено, що можливість виявлення динамічних складових реакцій у кінематичних парах експериментальним шляхом визначається їх значною величиною й поширенням на інші ланки механізму, у тому числі, деталі корпусу, що робить можливою установку датчиків без розбирання двигуна.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ: МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, MATLAB, SIMULINK, ДЕФЕКТ, КШМ, ДІАГНОСТИКА, ВІБРОАКУСТИЧНА ЕМІСІЯ

D. Ye. Oksen, N. I. Mishenko

Automobile Transport and Highway Engineering Institute of

Donetsk National Technical University, City of Gorlovka

Process Analysis of Vibroacoustic Emission Impulses Formation in Mechanisms of Internal Combustion Engine under Defect in Kinematic Pair

The aim of the work is to study theoretically the effect of the defects in the kinematic pairs of the internal combustion engine on the parameter value of the vibroacoustic emission impulses (vibrational energy) occurred while in operation by computational modeling. As an example the crank gear mechanism of internal combustion engine is used. The numerical modeling has been done for engine parameter value of BA3-2110 (VAZ-2110) motor car.

The structural analysis of the effect of defect in kinematic pair on mechanism mobility has shown the ambiguity in link motion kinematics and mechanism in the whole. Externally it is shown as non-controlled oscillatory motion of the pin relatively to the piston within the given gaps.

The mathematical modeling of kinematic links interworking of the internal combustion engine in the kinematic pair with defect and calculation of numerical indexes of vibroacoustic signals occurred during operation have been done in Matlab application package. Due to modeling the effect of geometrical size of defect on dynamic stress component in kinematic pair is determined. The effect of lubricant viscosity on the way of dynamic interworking is analyzed. It is also established that dynamic reaction components in kinematic pair of defect engine, due to its considerable size, affect other links of mechanism including the elements of the body. The fact determines the possibility to define them experimentally by way of sensor installation on the engine body without disassembly.

The developed method of modeling can be used for defect analysis both in rotating and sliding pairs of vehicles and machinery.

INTERNAL COMBUSTION ENGINE: MATHEMATICAL MODEL, MATLAB, SIMULINK, DEFECT, CRANK GEAR MECHANISM DIAGNOSTICS, VIBROACOUSTIC EMISSION