

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 621.436:681.518.5

DOI: 10.26897/2687-1149-2023-1-56-62



Особенности и характер влияния частоты вращения коленчатого вала на величину импульса реакций опор, оцениваемых при диагностировании двигателя внутреннего сгорания

Антон Федорович Курносов, канд. техн. наук, доцент

anton_kurnosov@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3273-6229>; Researcher ID: Q-8324-2017

Юрий Александрович Гуськов[✉], д-р техн. наук, доцент

nsauii@ngs.ru[✉]; <https://orcid.org/0000-0002-7830-4990>

Новосибирский государственный аграрный университет; 630039, Российская Федерация, г. Новосибирск, ул. Добролюбова, 160

Аннотация. Разработка универсальных диагностических параметров, обладающих повышенной информативностью и возможностью оперативной регистрации и обработки, позволит оценить текущее состояние отдельных элементов и объекта диагностирования в целом. В качестве универсального диагностического параметра, характеризующего техническое состояние двигателя внутреннего сгорания, предлагается использовать импульс реакций опор двигателя, величина которого зависит от частоты вращения коленчатого вала. На лабораторной установке, включающей в себя дизельный четырехтактный четырехцилиндровый двигатель Д-243 и комплект измерительной аппаратуры, авторами исследовался процесс изменения импульса реакций опор двигателя внутреннего сгорания при изменении частоты вращения коленчатого вала в режиме холостого хода. При проведении исследований применялись методы регрессионного, системного и статистического анализа. Установлено, что в диапазоне частоты вращения коленчатого вала 600...2200 мин⁻¹ максимальное значение реакций опор за каждый такт работы двигателя изменяется с 345 до 122 Н. В диапазоне 600...1000 мин⁻¹ минимальное значение реакций опор за каждый такт работы двигателя изменяется с -272 до -305 Н и увеличивается до -109 Н при максимальной частоте 2200 мин⁻¹. Максимальный импульс реакций опор наблюдается при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин⁻¹ и составляет в среднем для положительных и отрицательных реакций опор соответственно 17,34 и -17,35 кНс. При максимальной частоте вращения коленчатого вала импульс реакций опор достигает для положительных и отрицательных реакций опор соответственно 9,28 и -9,29 кНс. Полученные результаты могут использоваться для совершенствования методов диагностирования двигателей внутреннего сгорания, так как позволяют исключить влияние частоты вращения коленчатого вала на результат измерений.

Ключевые слова: дизельный четырехтактный четырехцилиндровый двигатель, реакции опор, импульс реакций опор двигателя внутреннего сгорания, частоты вращения коленчатого вала

Формат цитирования: Курносов А.Ф., Гуськов Ю.А. Особенности и характер влияния частоты вращения коленчатого вала на величину импульса реакций опор, оцениваемых при диагностировании двигателя внутреннего сгорания // Агроинженерия. 2023. Т. 25, № 1. С. 56-62. DOI: 10.26897/2687-1149-2023-1-56-62.

© Курносов А.Ф., Гуськов Ю.А., 2023

ORIGINAL PAPER

Features and nature of the influence of the crankshaft speed on the impulse of the support reactions evaluated when diagnosing an internal combustion engine

Anton F. Kurnosov, CSc (Eng), Associate Professor

anton_kurnosov@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3273-6229>; Researcher ID: Q-8324-2017

Yuri A. Guskov[✉], DSc (Eng), Associate Professor

nsauii@ngs.ru[✉]; <https://orcid.org/0000-0002-7830-4990>

Novosibirsk State Agrarian University; 630039, Russian Federation, Novosibirsk, Dobrolyubova Str., 160

Abstract. The development of universal diagnostic parameters with increased information content and the possibility of prompt registration and processing will help assess the current state of individual elements and the diagnostic object as a whole. As a universal diagnostic parameter characterizing the technical condition of the internal combustion engine, the authors propose to use the reaction impulse of the engine supports, the value of which depends on the crankshaft speed. Using a laboratory installation that includes a D-243 diesel four-stroke four-cylinder engine and a set of measuring equipment, the authors studied the process of changing the impulse of the reactions of the internal combustion engine supports when changing the crankshaft speed in the idling mode. When conducting research, they used methods of regression, system

and statistical analysis. It has been established that in the crankshaft speed range of 600 to 2200 min⁻¹, the maximum value of the bearing reactions for each cycle of engine operation changes from 345 to 122 N. In the range of 600 to 1000 min⁻¹, the minimum value of the bearing reactions for each engine cycle changes –272 to –305 N and increases to –109 N at a maximum frequency of 2200 min⁻¹. The maximum momentum of the support reactions is observed at a crankshaft speed of 1000 min⁻¹ and averages for positive and negative reactions of the supports, respectively, 17.34 and –17.35 kNs. At the maximum speed of the crankshaft, the momentum of the support reactions reaches 9.28 and –9.29 kNs for the positive and negative reactions of the supports, respectively. The results obtained can be used to improve the methods for diagnosing internal combustion engines, as they can help exclude the influence of the crankshaft speed on the measurement result.

Keywords: diesel four-stroke four-cylinder engine, support reactions, momentum of reactions of internal combustion engine supports, crankshaft speeds

For citation: Kurnosov A.F., Guskov Y.A. Features and nature of the influence of the crankshaft speed on the impulse of the support reactions evaluated when diagnosing an internal combustion engine. *Agricultural Engineering (Moscow)*, 2023;25(1):56-62. (In Rus.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2023-1-56-62>.

Введение. Обеспечение эффективной производственной эксплуатации транспортно-технологических машин сельскохозяйственного назначения возможно только при высоком уровне организации сервисного сопровождения. Периодические работы технического обслуживания строго регламентированы и содержатся в руководстве по эксплуатации каждой машины, а современные методики диагностирования основаны на теории вероятности, позволяющей оценивать проявление исследуемых событий с учетом риска пропуска неисправности, поэтому разработать универсальные инструкции поиска той или иной неисправности невозможно. Решение данной проблемы осуществляется за счет измерения нескольких диагностических параметров, характеризующих конкретную неисправность, однако это приводит к существенному повышению трудоемкости выполняемых работ.

Современные исследования в области технического диагностирования двигателей внутреннего сгорания транспортно-технологических машин направлены на совершенствование методов и средств обработки и оперативной передачи информации, повышение достоверности существующих диагностических параметров и разработку новых диагностических параметров, в том числе высокоинформативных, характеризующих техническое состояние и эффективность использования нескольких объектов при низкой трудоемкости диагностирования.

Совершенствование систем диагностирования машин путем разработки новых методов обработки информации проводят за счет использования самообучающихся нейронных сетей. Зарубежным авторам удалось увеличить достоверность диагноза на основе получаемой диагностической информации за счет совершенствования методик самообучения байесовских сетей [1-3].

Совершенствование методики оценки существующих диагностических параметров позволило достичь высокого уровня достоверности на основе дифференциальных значений частоты вращения коленчатого вала, параметров испарения и распыливания дизельного топлива, оптической оценки качества распыливания топлива и вибрационных характеристик отдельных элементов двигателя и блока цилиндров в целом [4-7].

Диагностирование двигателей виброакустическим методом является перспективным направлением диагностики, позволяющим повысить достоверность и оперативность получаемой диагностической информации [8, 9]. Появилась возможность определения параметров технического состояния газораспределительного механизма и топливной системы в тестовых режимах работы двигателя.

Диагностирование двигателя на неустановившихся режимах работы существенно снижает затраты ресурсов. Динамический метод диагностирования элементов машин возможен на основе современных цифровых средств измерений [9-12]. Оперативная оценка технического состояния цилиндропоршневой группы, топливной системы, эффективности работы двигателя создает возможность своевременного принятия решения о целесообразности дальнейшей эксплуатации машины.

Рассмотренные современные способы и направления совершенствования диагностирования ориентированы на измерение отдельных показателей конкретных систем двигателя, предложенные диагностические параметры не являются высокоинформативными и не характеризуют общее техническое состояние двигателя. Поэтому актуальной и практически значимой является разработка методики диагностирования двигателя внутреннего сгорания с использованием диагностического параметра, обладающего большим потенциалом информативности. За такой параметр может быть принят импульс реакций опор, формируемых при работе двигателя на холостом ходу [13, 14].

При работе двигателя в режиме холостого хода реактивный крутящий момент проявляется в виде сил на опорах (реакции опор), которые периодически изменяют направление действия в соответствии с ускорением или замедлением коленчатого вала за каждый такт работы. Известно, что реактивный крутящий момент для четырехцилиндрового двигателя образуется относительно оси вращения коленчатого вала за счет совокупного действия боковых сил на стенки цилиндров, при этом боковые силы формируются одновременно во всех цилиндрах при совершении соответствующих рабочих тактов. При изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя изменяются величина и продолжительность

действия боковых сил на стенки цилиндров, что влечет за собой изменение величины и продолжительности действия реакций опор. Оценить величину воздействия двигателя на опоры за некоторый промежуток времени возможно импульсом реакций опор, синхронизированным с тактами работы цилиндров двигателя, что позволяет судить об эффективности работы каждого цилиндра.

Цель исследований: изучение процесса изменения импульса реакций опор двигателя внутреннего сгорания при изменении частоты вращения коленчатого вала в режиме холостого хода.

Материалы и методы. Для проведения экспериментальных исследований разработана экспериментальная установка (рис. 1), включающая в себя дизельный четырехтактный четырехцилиндровый двигатель Д-243 и комплект измерительного оборудования.

Для оценки положения поршней 1, 4 и 2, 3 цилиндров в верхней мертвой точке на приводной шкив коленчатого вала устанавливался индуктивный датчик 2, по показаниям которого в последующем контролировалась частота вращения коленчатого вала при обработке экспериментальных данных. Момент наступления такта сжатия в первом цилиндре определялся по показаниям пьезоэлектрического датчика 3. Дополнительно на двигатель устанавливались датчик 4 и индикатор 5 температуры охлаждающей жидкости. Изменение сил на опорах определялся по показаниям тензометрических датчиков 6,

установленных на задние опоры и имеющих жесткую связь с блоком цилиндров двигателя. Аналоговые сигналы от датчиков 2, 3 и 6 поступали в блок автомобильной диагностики АМД-4Д¹, служащей для преобразования сигналов в цифровой вид. Сигналы от тензодатчиков 6 дополнительно усиливались преобразователями сигналов тензодатчиков КСК1². Текущее значение частоты вращения коленчатого вала контролировалось по показаниям тахометра 9. Питание постоянным током комплекта измерительного оборудования осуществлялось источником постоянного тока 10. Информация в цифровом виде от блока автомобильной диагностики 7 поступала на персональный компьютер 11, где в последующем осуществлялись ее обработка и хранение.

Эксперимент проводился согласно методике, позволяющей оперативно определить величину импульса реакций опор двигателя [13, 14]. Сначала оценивали техническое состояние цилиндропоршневой группы и топливной аппаратуры, при необходимости восстанавливали техническое состояние до номинального значения. Затем включали измерительное оборудование, запускали двигатель, прогревали его до температуры охлаждающей жидкости 85°C, после чего ступенчато устанавливали частоту вращения коленчатого вала 600 мин⁻¹, 1000 мин⁻¹, 1400 мин⁻¹ и 2200 мин⁻¹, при этих значениях регистрировали величину возникающих реакций опор двигателя и проводили обработку полученных данных.

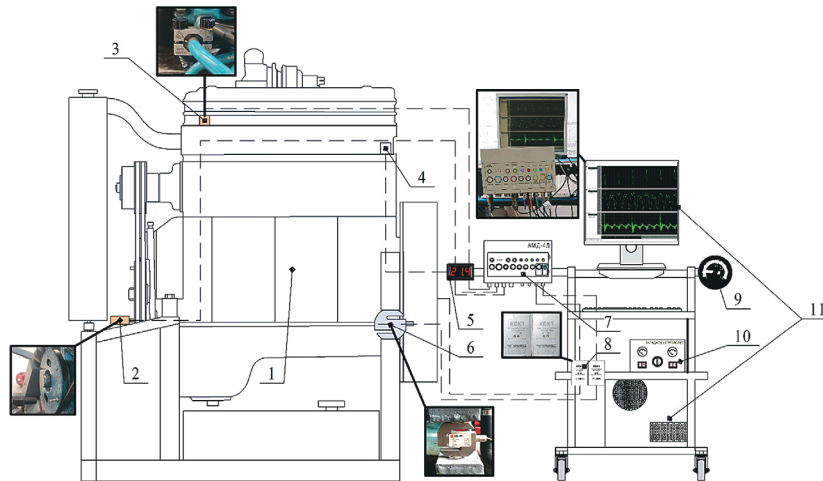


Рис. 1. Структура измерительного комплекса:

- 1 – дизельный четырехтактный четырехцилиндровый двигатель Д-243; 2 – датчик положения коленчатого вала 2612.1.113 BOSCH; 3 – пьезоэлектрический датчик фиксации момента подачи топлива в первый цилиндр ПД-6; 4 – датчик температуры охлаждающей жидкости ДУТЖ-03; 5 – индикатор температуры охлаждающей жидкости; 6 – тензометрический датчик К-Р-16А; 7 – блок автомобильной диагностики АМД-4Д; 8 – преобразователи сигнала тензодатчиков КСК1; 9 – тахометр; 10 – источник постоянного тока Wanptek KPS305D; 11 – стационарный компьютер

Fig. 1. Structure of the measuring system:

- 1 – D-243 engine; 2 – 2612.1.113 BOSCH crankshaft position sensor; 3 – piezoelectric sensor for fixing the moment of fuel feeding into the first cylinder PD-6; 4 – DUTZh-03 coolant temperature sensor; 5 – coolant temperature indicator; 6 – K-P-16A strain gauge; 7 – AMD-4D vehicle diagnostics unit; 8 – KSK1 load cell signal converters; 9 – tachometer; 10 – Wanptek KPS305D DC source; 11 – desktop computer

¹ ООО «Новые Технологические Системы»: официальный сайт. Самара, 2022. URL: <http://nppnts.ru> (дата обращения: 02.05.2022).

² Завод-производитель весоизмерительного оборудования Уралвес: официальный сайт. Пермь, 2022. URL: <http://uralves.ru> (дата обращения: 02.05.2022).

Для снижения вероятности возникновения ошибки измерения каждый эксперимент проводился тоекратно. Средний импульс реакций опор, образуемый за время осуществления такта сгорания и расширения соответствующего цилиндра, определялся по средней величине за пять последовательных рабочих циклов двигателя для каждого цилиндра отдельно.

За начало отсчета угла поворота коленчатого вала принят момент нахождения поршня первого цилиндра в верхней мертвой точке (ВМТ₁) начала такта сгорания и расширения.

Обработка экспериментальных данных проводилась методом регрессионного, математического, системного и статистического анализа на основе пакета прикладных программ Microsoft Office Excel и Statistica.

Результаты и их обсуждение. Поскольку масса элементов кривошипно-шатунного механизма двигателя не изменяется на протяжении проведения испытаний, в условиях эксперимента принято, что изменение величины реакций опор будет происходить за счет действия боковых сил на стенки цилиндров и момента инерции блока цилиндров. При этом условно принято, что положительные реакции опор формируются за счет действия положительных боковых сил на стенки цилиндров и наблюдаются в момент ускорения коленчатого вала, отрицательные реакции опор образуются за счет действия отрицательных боковых сил на стенки цилиндров и наблюдаются при замедлении вращения коленчатого вала. В реальных условиях эксплуатации на величину момента инерции блока цилиндров двигателя будет влиять также масса навесного оборудования и механизма сцепления. Экспериментальные исследования проведены для двигателя без сцепления и дополнительного навесного оборудования.

По результатам исследования установлено, что при частоте вращения коленчатого вала 600 мин⁻¹ начало такта сгорания и расширения каждого цилиндра характеризуется суммарным действием сил инерции второго порядка, которые приводят к образованию отрицательных реакций опор при положении коленчатого вала 30...40° после мертвой точки первого цилиндра (МТ₁) с минимальным значением -260...-277 Н (рис. 2). Максимальное значение реакций опор от действия на стенки каждого цилиндра положительных боковых сил в момент сгорания газов в цилиндре составляет 345±10 Н при положении коленчатого вала 80° после МТ₁, что характеризует постоянство и равенство параметров газодинамических процессов в каждом цилиндре.

В дальнейшем действие давления газов в работающем цилиндре уменьшается, силы сопротивления сжатию воздуха в следующем цилиндре увеличиваются, в результате воздействие боковых сил на стенки цилиндров стремительно снижается, а величина реакций опор достигает значений -100...-115 Н при положении коленчатого вала 140° после МТ₁. При дальнейшем вращении коленчатого вала возрастают силы инерции второго порядка, в результате чего величина реакций опор достигает

значений -32...-49 Н при положении коленчатого вала 170° после МТ₁.

Изменение реакций опор происходит по гармоническому закону при работе двигателя с частотой вращения коленчатого вала 1000 мин⁻¹ и 1400 мин⁻¹ на холостом ходу (рис. 3). Минимальные значения реакций опор наблюдаются при положении коленчатого вала 50° после МТ₁ и достигают значений -295...-310 Н и -249...-260 Н при частоте вращения коленчатого вала соответственно 1000 и 1400 мин⁻¹. При положении коленчатого вала 140° после МТ₁ достигаются максимальные значения 300...315 Н и 250...260 Н для аналогичных значений частоты вращения коленчатого вала.

Работа двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1800 и 2200 мин⁻¹ на холостом ходу приводит к наложению реакций опор, образованных в момент такта

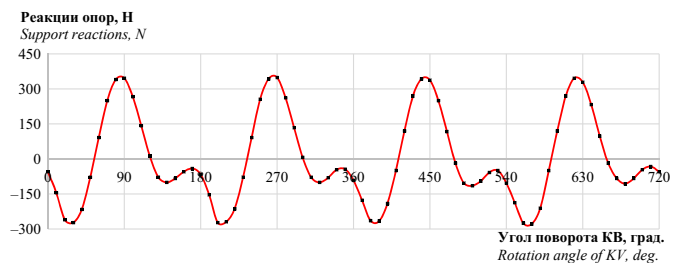


Рис. 2. Изменение величины реакций опор двигателя при минимальной частоте вращения коленчатого вала
Fig. 2. Changing the value of the engine support reaction when operating at the minimum crankshaft speed

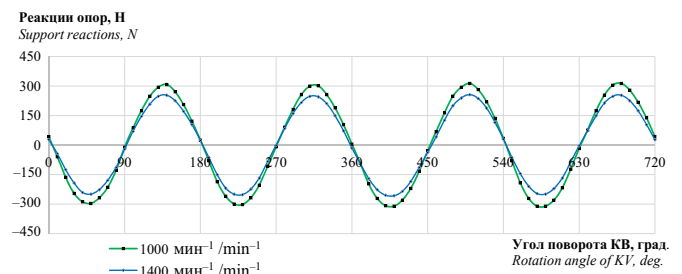


Рис. 3. Изменение величины реакций опор двигателя при средней частоте вращения коленчатого вала
Fig. 3. Changing the value of the engine support reaction when operating at an average crankshaft speed

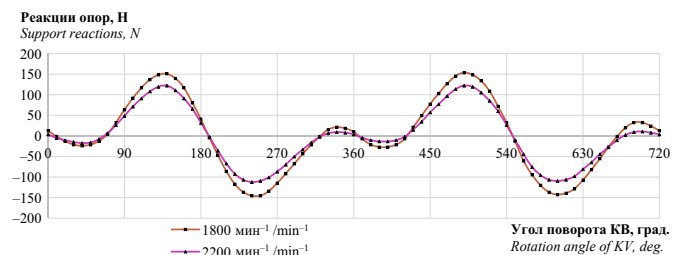


Рис. 4. Изменение величины реакций опор двигателя при работе с повышенной и максимальной частотой вращения коленчатого вала
Fig. 4. Changing the value of the engine support reaction when operating at an increased and the maximum crankshaft speeds

сгорания и расширения первого, третьего и второго, четвертого цилиндров (рис. 4). Это объясняется тем, что при увеличении частоты вращения коленчатого вала происходит уменьшение продолжительности действия боковых сил на стенки цилиндров при неизменном моменте инерции двигателя. В результате суммарного импульса боковых сил, сообщенного блоку цилиндров, недостаточно для аналогичного повышения частоты колебаний двигателя и соответственно частоты изменения направления действия реакций опор. Гармонический закон изменения силы нарушается, а цикличность изменения величины реакций опор наблюдается через каждые 360° поворота коленчатого вала. Величина максимальных значений реакций опор наблюдается при положении коленчатого вала 140° поворота после ВМТ_I и составляет 150...155 Н и 120...125 Н при частоте вращения коленчатого вала соответственно 1800 и 2200 мин⁻¹. Минимальные значения реакций опор наблюдаются при положении коленчатого вала 240° и 600° поворота после ВМТ_I в каждом цикле работы двигателя и достигают значений -142...-144 Н.

Изменение максимальных и минимальных значений реакций опор, усредненных за пять рабочих циклов двигателя, происходит неоднозначно (рис. 5). Для положительных реакций опор максимальные значения уменьшаются от 345 до 122 Н во всем диапазоне изменения частоты вращения КВ, причем наиболее интенсивное уменьшение значений реакций опор с 247 до 150 Н наблюдается при частоте вращения коленчатого вала 1400...1800 мин⁻¹, что также объясняется влиянием момента инерции блока цилиндров. Для отрицательных реакций опор при частоте вращения

коленчатого вала 600...1000 мин⁻¹ наблюдается изменение минимальных значений в диапазоне -272...-305 Н. При увеличении частоты вращения коленчатого вала до 2200 мин⁻¹ минимальные значения реакций опор увеличиваются до -109 Н. Наибольшее изменение минимальных реакций опор наблюдается в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от 1400 до 1800 мин⁻¹.

Средний импульс реакций опор, образуемых за время осуществления такта сгорания и расширения соответствующего цилиндра на протяжении пяти последовательных рабочих циклов двигателя при различной частоте вращения коленчатого вала, представлен на рисунке 6.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя величина среднего импульса реакций опор изменяется неоднозначно (рис. 6). Это связано

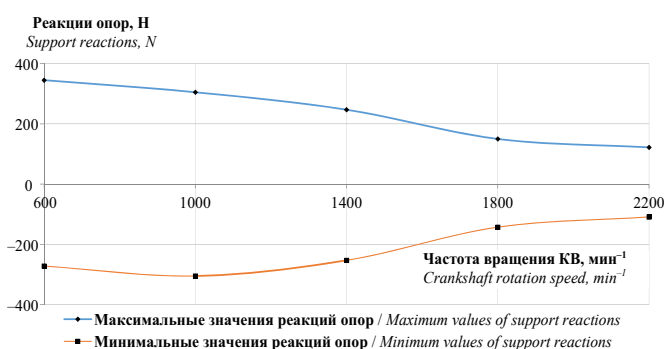


Рис. 5. Изменение максимальных и минимальных значений реакций опор при увеличении частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу
Fig. 5. Change of the maximum and minimum values of support reactions when increasing the idling speed of the crankshaft

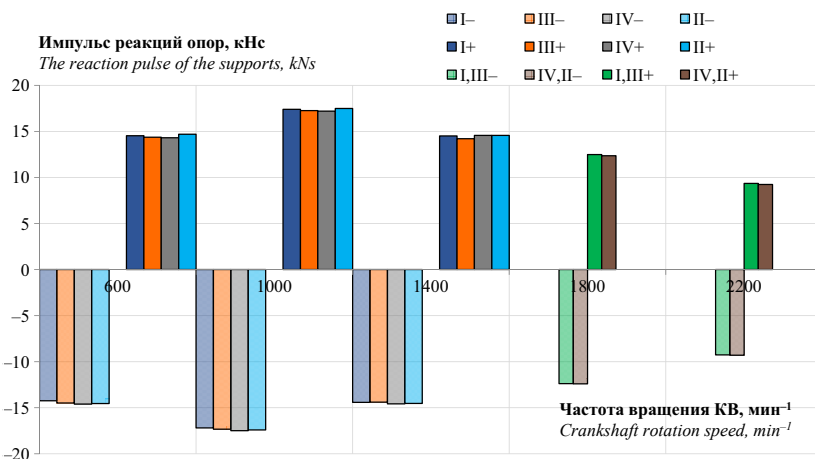


Рис. 6. Средний импульс реакций опор при работе двигателя в режиме холостого хода:

I-, II-, III-, IV-; I+, II+, III+, IV+ – средний импульс отрицательных и положительных реакций опор за время совершения пяти последовательных тактов сгорания и расширения первого, второго, третьего и четвертого цилиндра соответственно; I, III -, IV, II-, I, III+, IV, II+ – средний импульс отрицательных и положительных реакций опор за время совершения пяти последовательных тактов сгорания и расширения первого и третьего, второго и четвертого цилиндров соответственно

Fig. 6. Average momentum of support reactions when the engine is running in the idle mode:

I-, II-, III-, IV-; I+, II+, III+, IV+ – the average momentum of negative and positive reactions of the supports during five successive cycles of combustion and expansion of the first, second, third, and fourth cylinders, respectively; I, III -, IV, II-, I, III+, IV, II+ – the average momentum of negative and positive reactions of supports during five consecutive combustion and expansion cycles of the first and third, second, and fourth cylinders, respectively

с тем, что в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала 600...1000 мин⁻¹ происходит изменение характера формирования реакций опор вследствие уменьшения времени действия боковых сил на стенки цилиндров при постоянных значениях величины момента инерции блока цилиндров. В результате при изменении частоты вращения коленчатого вала в диапазоне 600...1000 мин⁻¹ средний импульс положительных реакций опор увеличивается с 14,5 кНс до 17,34 кНс, средний импульс отрицательных сил на опорах изменяется с -14,47 кНс до -17,35 кНс. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала до максимального значения 2200 мин⁻¹ средний импульс положительных реакций опор монотонно уменьшается до 9,29 кНс, а средний импульс отрицательных реакций опор – до -9,28 кНс.

Отметим, что при частоте вращения коленчатого вала 600...1400 мин⁻¹ импульс реакции можно определить за каждые 180° поворота коленчатого вала относительно положения поршня первого цилиндра в верхней мертвой точки начала такта сгорания и расширения. При повышении частоты вращения коленчатого вала до 1800 мин⁻¹ и более импульс реакции опор можно определить только за каждые 360° поворота коленчатого вала, то есть за период действия тактов сгорания и расширения первого и третьего, а также четвертого и второго цилиндров. За каждый цикл работы двигателя суммарное действие импульса положительных и отрицательных реакций опор принимает нулевое значение при любой частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу, тогда как абсолютные величины максимальных и минимальных значений реакций опор (рис. 5) не равны между собой в соответствующий момент измерений.

Список использованных источников

1. Cai B., Sun X., Wang J., Yang C., Wang Z., Kong X., Liu Z., Liu Y. Fault detection and diagnostic method of diesel engine by combining rule-based algorithm and BNs/BPNNs. *Journal of Manufacturing Systems*. 2020;57:148-157. <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2020.09.001>
2. Wen L., Li X., Gao L., Zhang Y. A new convolutional neural network-based data-driven fault diagnosis method. *Transactions on Industrial Electronics*. 2018;65(7):5990-5998. <https://doi.org/10.1109/TIE.2017.2774777>
3. Wang J., Wang Z., Stetsyuk V., Ma X., Gu F., Li W. Exploiting Bayesian networks for fault isolation: A diagnostic case study of diesel fuel injection system. *ISA transactions*. 2019;86:276-286. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2018.10.044>
4. Zhang M., Zi Y., Niu L., Xi S., Li Y. Intelligent diagnosis of V-type marine diesel engines based on multifeatures extracted from instantaneous crankshaft speed. *Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2019;68(3):722-740. <https://doi.org/10.1109/TIM.2018.2857018>
5. Danilov I.K., Marusin A.V., Marusin V.A., Danilov S.I., Andryushchenko I.S. Diagnosis of the fuel equipment of diesel engines with multicylinder high pressure fuel injection pump for the movement of the injector valve for the diagnostic

Выводы

1. Для четырехцилиндровых двигателей при работе на холостом ходу эталонные значения импульса реакций опор целесообразно определять при частоте вращения коленчатого вала 600...1400 мин⁻¹ за каждые 180° поворота относительно положения поршня первого цилиндра в верхней мертвой точке начала такта сгорания и расширения. При частоте 1800 мин⁻¹ и более информативность диагностического параметра снижается.

2. Формирование реакций опор осуществляется за счет одновременного действия боковых сил на стенки всех цилиндров в диапазонах 600...1000 мин⁻¹ и 1800...2200 мин⁻¹ характер изменения реакций опор существенно трансформируется.

3. Увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя с 600 до 2200 мин⁻¹ приводит к уменьшению максимальных значений реакций опор за пять рабочих циклов двигателя с 345 до 122 Н (существенное уменьшение значений с 247 до 150 Н происходит при изменении частоты вращения коленчатого вала с 1400 до 1800 мин⁻¹).

4. Максимальное значение среднего импульса положительных и отрицательных реакций опор соответственно 17,34 и -17,35 кНс достигается при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин⁻¹. При 2200 мин⁻¹ средний импульс положительных реакций опор уменьшается до 9,29 кНс, отрицательных реакций – до -9,28 кНс. Суммарное действие импульса положительных и отрицательных реакций опор двигателя принимает нулевое значение при любой частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу.

5. Полученные результаты экспериментальных исследований являются уникальными и представляют собой основу для совершенствования методов диагностирования технического состояния и эффективности работы двигателя.

References

1. Cai B., Sun X., Wang J., Yang C., Wang Z., Kong X., Liu Z., Liu Y. Fault detection and diagnostic method of diesel engine by combining rule-based algorithm and BNs/BPNNs. *Journal of Manufacturing Systems*. 2020;57:148-157. <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2020.09.001>
2. Wen L., Li X., Gao L., Zhang Y. A new convolutional neural network-based data-driven fault diagnosis method. *Transactions on Industrial Electronics*. 2018;65(7):5990-5998. <https://doi.org/10.1109/TIE.2017.2774777>
3. Wang J., Wang Z., Stetsyuk V., Ma X., Gu F., Li W. Exploiting Bayesian networks for fault isolation: A diagnostic case study of diesel fuel injection system. *ISA transactions*. 2019;86:276-286. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2018.10.044>
4. Zhang M., Zi Y., Niu L., Xi S., Li Y. Intelligent diagnosis of V-type marine diesel engines based on multifeatures extracted from instantaneous crankshaft speed. *Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2019;68(3):722-740. <https://doi.org/10.1109/TIM.2018.2857018>
5. Danilov I.K., Marusin A.V., Marusin V.A., Danilov S.I., Andryushchenko I.S. Diagnosis of the fuel equipment of diesel engines with multicylinder high pressure fuel injection pump for the movement of the injector valve for the diagnostic

device. In *Proceedings of the 4th International Conference on Frontiers of Educational Technologies*. 2019;157-160. <https://doi.org/10.1145/3233347.3233363>

6. Zhang W., Li X., Huang L., Feng M. Experimental study on spray and evaporation characteristics of diesel-fueled marine engine conditions based on optical diagnostic technology. *Fuel*. 2019;246:454-465. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.065>

7. Szymański G.M., Tomaszewski F. Diagnostics of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016;68-69:479-490. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.015>

8. Гриценко А.В., Шепелев В.Д., Бурцев А.Ю. Диагностирование газораспределительного механизма на основе контроля виброколебаний его элементов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». 2022. Т. 22, № 1. С. 36-47. <https://doi.org/10.14529/engin220103>

9. Балясников А.С., Гриценко А.В., Глемба К.В., Лукомский К.И. Повышение эффективности диагностирования тепловых зазоров клапанов ГРМ с помощью вибродатчика (акселерометра) // АПК России. 2018. Т. 25, № 3. С. 377-387. EDN: YCKCPJ

10. Гребенников А.С., Гребенников С.А., Куверин И.Ю. Динамический метод диагностирования элементов автомобиля // Мир транспорта и технологических машин. 2016. № 1(52). С. 24-31. EDN: VMFZGF

11. Панченко М.Н., Грачев В.В., Гриценко А.В. Анализ мгновенной угловой скорости коленчатого вала // Транспорт Российской Федерации. 2018. № 4(77). С. 59-62. EDN: XYUMFF

12. Кривцов С.Н. Динамический метод диагностирования автомобильных дизелей, оснащенных аккумуляторной топливopодающей системой // Автомобильная промышленность. 2015. № 9. С. 26-29. EDN: UMVUPV

13. Курносов А.Ф., Гуськов Ю.А., Корниенко В.Н., Галынский А.А. Совершенствование способа оценки технического состояния цилиндропоршневой группы на основе внешней импульсно-силовой характеристики двигателя // АПК России. 2022. Т. 29, № 1. С. 36-41. EDN: ВТВУСТ

14. Сацкевич Н.Е., Курносов А.Ф., Галынский А.А. Интеллектуальная система диагностирования транспортных и технологических машин на основе идентифицированных импульсно-силовых характеристик двигателя // АгроЭкоИнфо. 2020. № 4(42). С. 30. EDN: FOTRJW

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила в редакцию 07.06.2022; поступила после рецензирования и доработки 22.11.2022; принята к публикации 23.11.2022

device. In *Proceedings of the 4th International Conference on Frontiers of Educational Technologies*. 2019;157-160. <https://doi.org/10.1145/3233347.3233363>

6. Zhang W., Li X., Huang L., Feng M. Experimental study on spray and evaporation characteristics of diesel-fueled marine engine conditions based on optical diagnostic technology. *Fuel*. 2019;246:454-465. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.065>

7. Szymański G.M., Tomaszewski F. Diagnostics of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016; 68-69: 479-490. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.015>

8. Gritsenko A.V., Shepelev V.D., Burtsev A.Yu. Diagnostics of the gas distribution mechanism based on the control of vibration of its elements. *Bulletin of the South Ural State University. Series "Mechanical engineering industry"*. 2022;22(1):36-47. (In Rus.) <https://doi.org/10.14529/engin220103>

9. Balyasnikov A.S., Gritsenko A.V., Glemba K.V., Lukomsky K.I. Improving the efficiency of diagnosing expansion clearances of timing valves using a vibration sensor (accelerometer). *APK Rossii*. 2018;25(3):377-387. (In Rus.)

10. Grebennikov A.S., Grebennikov S.A., Kuverin I.Yu. Dynamic method for diagnosing the elements of the vehicle. *World of Transport and Technological Machines*. 2016;1(52):24-31. (In Rus.)

11. Panchenko M.N., Grachev V.V., Grishchenko A.V. Analyzing the instantaneous angular velocity of the crankshaft. *Transport of the Russian Federation*. 2018;4(77):59-62. (In Rus.)

12. Krivtsov S.N. Dynamic method diagnosing for automobile diesel engines equipped with common rail fuel injection system. *Avtomobilnaya promyshlennost*. 2015;9:26-29. (In Rus.)

13. Kurnosov A.F., Guskov Yu.A., Kornienko V.N., Galynskiy A.A. Improving the method for assessing the technical condition of the cylinder-piston group based on the external impulse-power characteristic of the engine. *APK Rossii*. 2022;29(1):36-41. (In Rus.)

14. Satskevich N.E., Kurnosov A.F., Galynskiy A.A. Intelligent system for diagnosing of transport and technological machines based on identified impulse-power characteristics of the engine. *AgroEkoInfo*. 2020; 4(42):30. (In Rus.)

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

Received 25.06.2022; revised 22.11.2022; accepted 23.11.2022