

Научная статья

УДК 621.43:681.518.5

EDN JDBXMX

<https://doi.org/10.22450/1999-6837-2024-18-4-92-103>

Определение мощности двигателя внутреннего сгорания с топливной системой Common Rail при работе в режиме свободного разгона

Антон Федорович Курносов¹, Юрий Александрович Гуськов²

^{1,2} Новосибирский государственный аграрный университет

Новосибирская область, Новосибирск, Россия

¹ anton_kurnosov@mail.ru, ² nsauii@ngs.ru

Аннотация. Предложен новый метод определения мощности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в режиме свободного разгона, основанный на оценке реакций, возникающих на его опорах. Исследования проводили на ДВС ЯМЗ-53445-22, к которому был подключен комплект измерительного оборудования. Измерения проводили в режиме свободного разгона двигателя от минимальной до максимальной частоты вращения коленчатого вала на всех цилиндрах и с одним отключенным цилиндром. На каждом режиме работы ДВС измеряли частоту вращения коленчатого вала; величину реакций, возникающих на опорах, а также индикаторный момент; после чего рассчитывали реактивный крутящий момент и реактивную мощность двигателя. В результате установлено, что максимальное значение индикаторной мощности ДВС, рассчитываемой встроенной системой диагностирования относительно цикловой подачи топлива, наблюдается при частоте вращения коленчатого вала от 2 648 до 2 700 мин⁻¹ и составляет 70,3 кВт при работе на всех цилиндрах и 80,6 кВт при работе с одним отключенным цилиндром. Наибольшее значение реактивной мощности достигается при работе ДВС на всех цилиндрах и составляет 40 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2 697 мин⁻¹. Отключение одного из цилиндров приводит к снижению реактивной мощности двигателя до 25 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2 591 мин⁻¹. Проведенные экспериментальные исследования показали, что оценить мощностные показатели ДВС можно по величине реакций, возникающих на его опорах в режиме свободного разгона. Номинальную эффективную мощность предложенным методом можно определить только при дополнительной загрузке двигателя, например, силами сопротивления при ускорении движущегося автомобиля.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, свободный разгон, индикаторная мощность, реактивная мощность двигателя, реакции на опорах

Для цитирования: Курносов А. Ф., Гуськов Ю. А. Определение мощности двигателя внутреннего сгорания с топливной системой Common Rail при работе в режиме свободного разгона // Дальневосточный аграрный вестник. 2024. Том 18. № 4. С. 92–103. <https://doi.org/10.22450/1999-6837-2024-18-4-92-103>.

Original article

Calculating the power of an internal combustion engine with a Common Rail fuel system when operating in free acceleration mode

Anton F. Kurnosov¹, Yuriy A. Guskov²

^{1,2} Novosibirsk State Agrarian University, Novosibirsk region, Novosibirsk, Russian Federation

¹ anton_kurnosov@mail.ru, ² nsauii@ngs.ru

Abstract. A new methodology of calculating the power of an internal combustion engines (ICE) in free acceleration mode, based on the assessment of reactions occurring on its supports is proposed. Experimental studies were carried out on the YAMZ-53445-22 internal combustion en-

gine with a set of installed measuring equipment. The operation of the internal combustion engine was carried out in free acceleration mode from minimum to maximum crankshaft speed on all cylinders and with one disconnected cylinder. At each operation mode of the internal combustion engine, the crank-shift rotation speed, the value of reactions of the supports and the indicator torque were measured, after which the reactive torque and engine reactive power were calculated. As a result, it was found that the maximum value of the indicative power of the internal combustion engine, calculated by the built-in diagnostic system in relation to the cycle fuel supply, was observed at the crankshaft speed from 2 648 to 2 700 min^{-1} and was 70,3 kW when operating on all cylinders and 80,6 kW when operating with one disconnected cylinder. The highest value of reactive power was achieved when the internal combustion engine was running on all cylinders and was 40 kW at crankshaft speed 2 697 min^{-1} . Disconnection of one of the cylinders led to a decrease in the reactive power of the internal combustion engine to 25 kW at the crankshaft speed of 2 591 min^{-1} . The experimental studies have shown that it is possible to estimate the power performance of the internal combustion engine by the value of reactions of its supports in free acceleration mode. The nominal effective power by the proposed method can be determined only at additional loading of the internal combustion engine, for example, by the forces of resistance.

Keywords: internal combustion engine, free acceleration, indicative power, reactive power, reactions on supports

For citation: Kurnosov A. F., Guskov Yu. A. Calculating the power of an internal combustion engine with a Common Rail fuel system when operating in free acceleration mode. *Dal'nevostochnyi agrarnyi vestnik*. 2024;18:4:92–103. (in Russ.). <https://doi.org/10.22450/1999-6837-2024-18-4-92-103>.

Введение. К современным двигателям внутреннего сгорания (ДВС) предъявляются высокие требования экологичности и эффективности работы [1–3]. Для удовлетворения требований конструкция ДВС претерпевает постоянные изменения. Повысить эффективность и экологичность ДВС предлагается по двум направлениям: разработка двигателей, использующих альтернативные источники энергии [4, 5], и совершенствование процесса сгорания топлива в двигателе [6].

Использование альтернативных видов топлива требует решения множества проблем, зачастую связанных с необходимостью изменения конструкции ДВС, что существенно ограничивает распространение данного направления. Совершенствование процесса сгорания топлива в ДВС возможно при достижении высокой точности калибровки параметров работы системы питания топливом и воздухом, газораспределительного механизма и систем нейтрализации отработавших газов при первичных стеновых испытаниях. Для этого устанавливаются оптимальные режимы работы ДВС, при которых обеспечивается максимальное эффективное сгорание топлива. В дальнейшем полученные данные вносятся в базы данных электронных блоков управления и используются в виде топливных карт, а работа ДВС по

заданным картам считается эффективной при отсутствии программных ошибок. Параметры производительности ДВС в процессе эксплуатации не определяются, вследствие чего эффективность работы двигателя может быть занижена.

Для современных дизельных ДВС с электронной системой управления существует два способа оценки крутящего момента (КМ): измерение эффективного КМ на обкаточно-тормозных стендах и косвенная оценка КМ по показателям встроенной системы диагностирования. Первый способ требует существенных затрат времени на выполнение подготовительно-заключительных работ; второй – основан на расчете КМ по величине цикловой подачи топлива. Основным недостатком расчетного метода оценки является низкая точность, так как учет полноты сгорания топлива не осуществляется [7, 8].

В условиях эксплуатации частота вращения коленчатого вала (КВ) и загрузка ДВС постоянно меняются. Параметры работы ДВС в переходных режимах существенно отличаются от установленных режимов, что сказывается на эффективности работы двигателей [9–11]. Авторы исследования [12] предлагают определять параметры работы ДВС в переходных режимах работы, используя методы моделирования процессов газообмена и цикловой

подачи топлива. Предложенная методика не позволяет оперативно измерить непосредственно крутящий момент ДВС в условиях эксплуатации.

Известно, что при работе ДВС через его опоры на раму передаются силовые воздействия [13–15], называемые реакциями опор. Определив величину реакций на опорах ДВС, можно рассчитать величину реактивного КМ, равного по величине и обратного по направлению эффективному КМ, а также эффективную мощность ДВС с учетом текущей частоты вращения КВ.

Цель исследований – совершение способы определения эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания с аккумуляторной топливной системой по величине реакций на его опорах при работе в режиме свободного разгона.

Материалы и методы исследований. Исследования проводились на четырехцилиндровом четырехтактном дизельном двигателе внутреннего сгорания ЯМЗ-53445-22 с топливной системой Common Rail, установленном на автомобиле ГАЗ-САЗ-2507.

Основные технические характеристики двигателя ЯМЗ-53445-22 [16]: рабочий объем двигателя – 4,43 л; максимальная мощность – 125 кВт; номинальная частота вращения – 2 300 мин⁻¹; максимальная частота вращения холостого хода – 2 750 мин⁻¹; максимальный крутящий момент – 664 Нм; частота вращения при максимальном крутящем моменте – от 1 200 до 1 600 мин⁻¹; текущая наработка двигателя – 112 ч.

Регистрация данных происходила дискретно с частотой 35 Гц при помощи измерительного комплекса (рис. 1).

Данный комплекс состоял из двух тензометрических датчиков К-Р-16А [17], установленных на правую переднюю и правую заднюю опоры двигателя таким образом, чтобы нагрузка, передаваемая от двигателя через опоры на раму автомобиля, полностью воспринималась тензодатчиками (рис. 2). При этом аналоговые сигналы от тензодатчиков поступали в преобразователи сигналов тензодатчиков КСК1 [17], где происходило их увеличение для возможности измерения в диапазоне 0–10 В.

Текущее положение электронной педали акселератора контролировали по величине выходного напряжения педального модуля при помощи щупа-иглы Диамаг 2, устанавливаемого в контактное соединение сигнального провода. Измененное выходное напряжение находилось в диапазоне 0–4,45 В, что соответствовало положению педали акселератора 0–100 % от полного хода. Сигнальное напряжение от преобразователей сигнала КСК1 и щупа-иглы Диамаг 2 поступало в блок автомобильной диагностики АМД-4Д [18], где преобразовывалось в цифровой вид. Регистрация, визуализация и последующая обработка информации происходила на персональном компьютере при помощи программного обеспечения МТ10 4.1 [18].

Текущее значение частоты вращения КВ, а также отключение цилиндров двигателя происходило при помощи мультимарочного сканера Scanmatik 2 PRO [19], подключенного через разъем OBD II к электронному блоку управления двигателем. Отображение получаемой информации в режиме онлайн, запись данных и сохранение массива данных в виде таблицы численных значений производили при

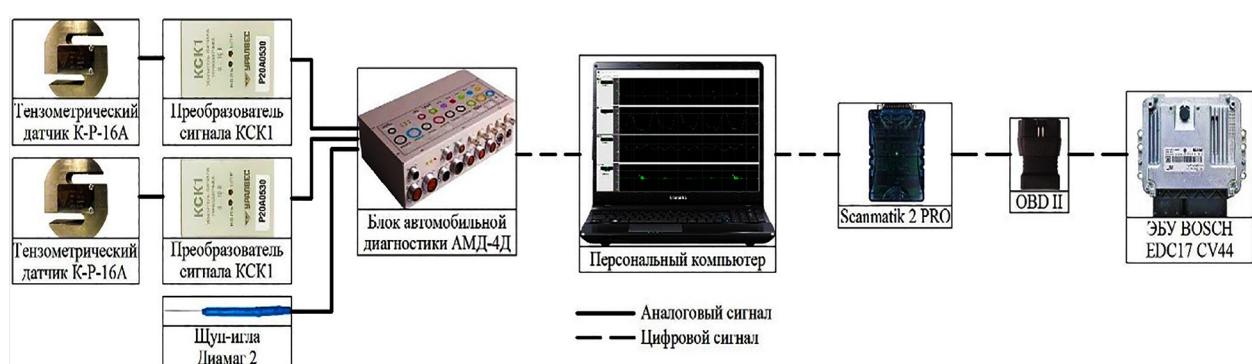
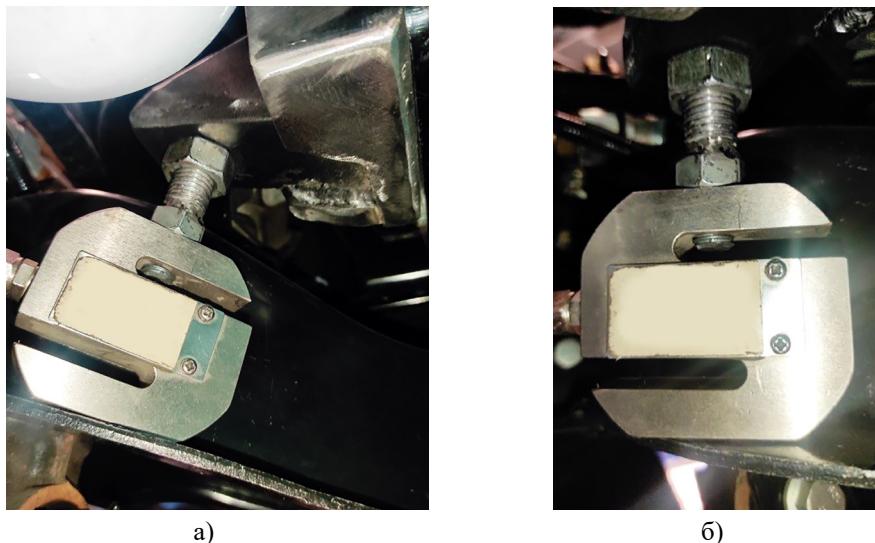


Рисунок 1 – Структура измерительного комплекса

Figure 1 – Structure of the measuring complex



a)

б)

а) правая передняя опора; б) правая задняя опора
a) right front engine support; b) right rear engine support

Рисунок 2 – Места крепления тензометрических датчиков на опоры двигателя ЯМЗ-53445-22

Figure 2 – Mounting spots of strain gage transducers on the supports of the YAMZ-53445-22 engine

помощи программного обеспечения Сканматик 2.21.22 [19]. Обработку численных данных выполняли с применением программы Microsoft Excel.

При проведении экспериментов регистрировали параметры: *положение педали газа; частоту вращения коленчатого вала; реакции на опорах двигателя; индикаторный крутящий момент; температуру охлаждающей жидкости.*

Эксперименты проводили в следующей последовательности:

1. Устанавливали тензометрические датчики на опоры; подключали датчики совместно с преобразователями сигнала к блоку автомобильной диагностики. Включали компьютер, запускали программное обеспечение МТ10 4.1. Запускали двигатель и прогревали его до температуры охлаждающей жидкости, равной 85 °C; одновременно прогревали измерительное оборудование (согласно руководству по эксплуатации) [18].

2. Останавливали двигатель; отключив зажигание; подключали мультимарочный сканер Scanmatik 2 PRO к разъему OBD II; включали зажигание; запускали программное обеспечение Сканматик; устанавливали соединение с бортовой системой диагностирования ДВС и задавали

набор переменных, необходимых для измерения и записи.

3. Запускали ДВС; устанавливали минимальную частоту вращения КВ; включали запись контролируемых параметров и осуществляли свободный разгон двигателя путем резкого нажатия на педаль акселератора. При достижении частотой вращения КВ максимального значения отключали запись сигналов и отпускали педаль акселератора.

4. Поочередно отключали один из цилиндров путем программного отключения подачи топлива; осуществляли свободный разгон двигателя на трех цилиндрах с одновременной фиксацией измеряемых параметров.

5. Проводили обработку полученных данных с последующей их визуализацией и интерпретацией.

При графической визуализации данных за начало отчета принимали момент начала воздействия на педаль акселератора. В среднем время перевода педали газа от минимального в максимальное положение составляло 0,25 с.

Следует отметить, что измеренные параметры при работе ДВС с поочередным отключением одного из цилиндров

отличались между собой не более чем на 0,6 % во всем диапазоне измерений, что свидетельствует о равномерной работе цилиндров. Поэтому в экспериментальной части для примера представлены данные при работе двигателя с отключенным третьим цилиндром.

Результаты исследований и их обсуждение. При свободном разгоне двигателя ЯМЗ-53445-22 на всех цилиндрах изменение частоты вращения КВ от минимального (750 мин^{-1}) до максимального значения (2754 мин^{-1}) происходит за $1,84 \text{ с}$. При свободном разгоне двигателя с отключенным третьим цилиндром изменение частоты вращения КВ от минимального (739 мин^{-1}) до максимального значения (2726 мин^{-1}) происходит за $2,64 \text{ с}$

(рис. 3). Момент начала разгона двигателя не зависит от числа работающих цилиндров и составляет $0,13 \text{ с}$ с момента начала воздействия на педаль акселератора.

За период свободного разгона изменение реакций на опорах происходит не монотонно с максимальной амплитудой 794 Н в первые $0,176 \text{ с}$ разгона (рис. 4). Максимальное значение реакций на опорах составляет 743 Н на $0,158 \text{ с}$ разгона; затем величина реакций на опорах снижается до 155 Н на $1,25 \text{ с}$ разгона; и вновь увеличивается до 277 Н на $1,73 \text{ с}$ разгона. После $1,79 \text{ с}$ разгона величина реакций на опорах принимает нулевое значение.

При свободном разгоне двигателя с отключенным третьим цилиндром установлено, что амплитуда реакций на опорах

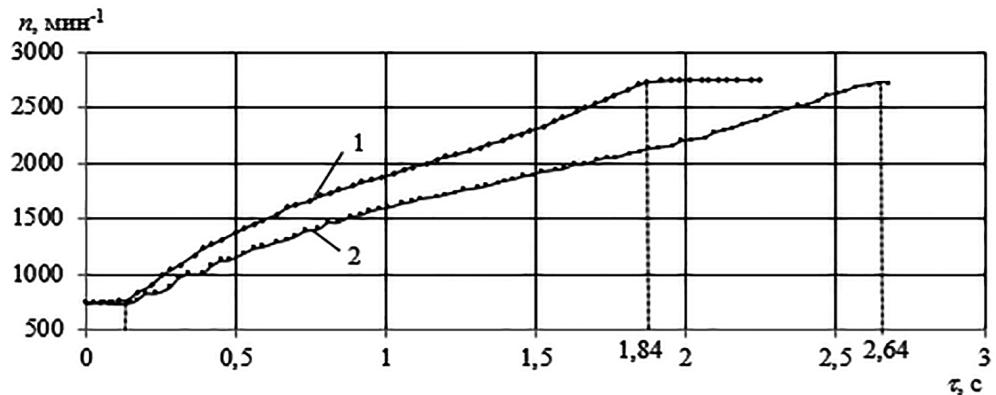


Рисунок 3 – Зависимость изменения частоты вращения КВ (n) от времени измерения (τ) при работе ДВС в режиме свободного разгона на всех цилиндрах (1) и с отключенным третьим цилиндром (2)

Figure 3 – Dependence of crankshaft speed change (n) on measurement time (τ) at operation of internal combustion engine in free acceleration mode with all cylinders (1) and with the third cylinder disconnected (2)

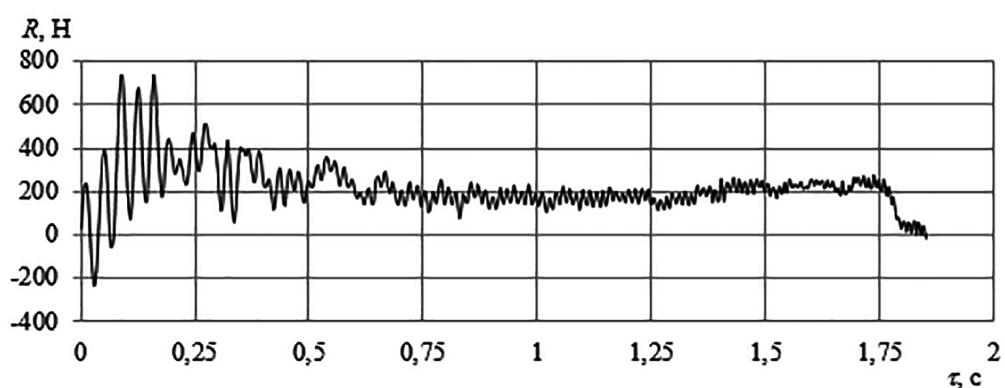


Рисунок 4 – Зависимость изменения реакций на опорах (R) от времени измерений (τ) при работе ДВС в режиме свободного разгона на всех цилиндрах

Figure 4 – Dependence of change of support reactions (R) on time of measurements (τ) at operation of internal combustion engine in free acceleration mode on all cylinders

рах существенно увеличивается на протяжении всего периода измерений (рис. 5).

Максимальное значение амплитуды реакций на опорах наблюдается в период разгона 0,23–0,25 с и составляет 1 358 Н. Максимальное значение реакций на опорах наблюдается на 0,25 с разгона и составляет 977 Н. Дальнейшее изменение реакций на опорах при заданном режиме работы двигателя происходит с амплитудой от 800 до 250 Н при среднем значении от 100 до 180 Н за период разгона 0,25–2,62 с. Нулевое среднее значение реакций на опорах наблюдается при установлении максимальной частоты вращения коленчатого вала на 2,66 с разгона. Большая амплитуда реакций на опорах при разгоне ДВС с отключенным третьим цилиндром

объясняется неравномерностью силового воздействия кривошипно-шатунного механизма на блок цилиндров и, соответственно, на опоры ДВС.

По данным рисунка 6, индикаторный крутящий момент, исчисленный относительно цикловой подачи топлива, изменяется от 22 Нм при частоте вращения КВ 748 мин⁻¹ до 355 Нм при частоте вращения КВ 758 мин⁻¹. Затем происходит постепенное снижение его величины до среднего значения 186 Нм при увеличении частоты вращения КВ до 2 090 мин⁻¹. Последующий разгон двигателя приводит к повышению индикаторного КМ до 248 Нм при частоте вращения КВ 2 710 мин⁻¹ и резкому его снижению до 132 Нм при максимальной частоте вращения КВ.

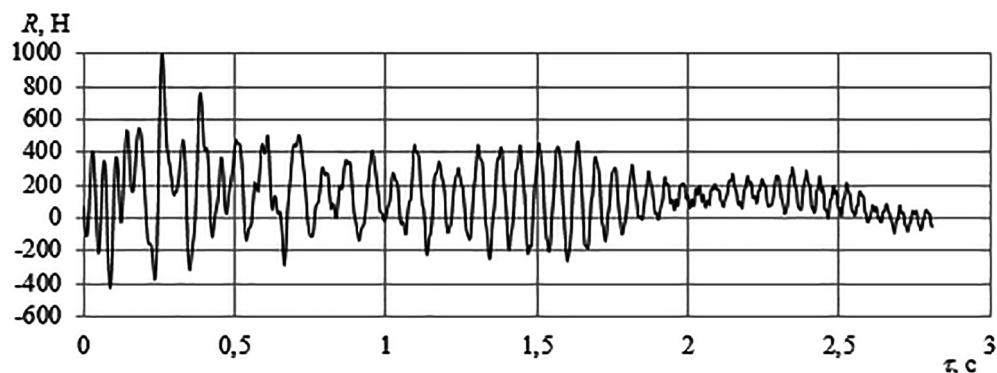


Рисунок 5 – Зависимость изменения реакций на опорах (R) от времени измерений (τ) при работе ДВС в режиме свободного разгона на трех цилиндрах

Figure 5 – Dependence of change of support reactions (R) on time of measurements (τ) at operation of internal combustion engine in free acceleration mode on three cylinders

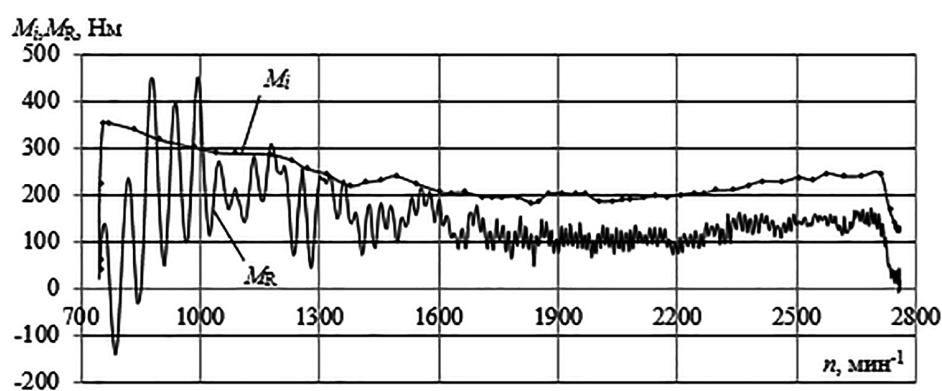


Рисунок 6 – Зависимость изменения индикаторного крутящего момента (M_i) и реактивного крутящего момента (M_R) от частоты вращения КВ (n) при работе ДВС в режиме свободного разгона

Figure 6 – Dependence of change of indicator torque (M_i) and reactive torque (M_R) on crankshaft speed (n) at operation of internal combustion engine in free acceleration mode

Характер изменения реактивного КМ, в целом, совпадает с характером изменения индикаторного КМ (рис. 6).

Максимальное значение реактивного КМ наблюдается при частоте вращения КВ от 953 до 1 218 мин⁻¹ и составляет в среднем 228–237 Нм. В дальнейшем реактивный КМ сначала снижается до среднего значения 98 Нм при частоте вращения КВ 1 900–2 200 мин⁻¹; затем вновь повышается до 172 Нм при частоте вращения КВ 2 674 мин⁻¹. Последующее увеличение частоты вращения КВ до 2 754 мин⁻¹ приводит к снижению реактивного КМ до нулевого уровня.

При отключении третьего цилиндра индикаторный крутящий момент увеличивается с 63 до 354 Нм при изменении частоты вращения КВ с 739 до 744 мин⁻¹ (рис. 7). При дальнейшем свободном разгоне ДВС индикаторный КМ постепенно снижается до среднего значения 201 Нм при изменении частоты вращения КВ от 1 603 до 1 941 мин⁻¹; затем плавно увеличивается до 291 Нм при частоте вращения КВ 2 648 мин⁻¹. Последующее увеличение частоты вращения КВ до 2 754 мин⁻¹ сопровождается снижением индикаторного КМ до 162 Нм.

Характер изменения реактивного КМ не соответствует характеру изменения индикаторного КМ (рис. 7). За период увеличения частоты вращения КВ от минимального до максимального значения реактивный КМ изменяется в среднем от

85 до 152 Нм. При этом амплитуда изменения КМ на опорах составляет от 831 Нм в интервале увеличения частоты вращения КВ, равном 994–1 021 мин⁻¹, до 75 Нм при частоте вращения КВ в диапазоне, составляющем 2 306–2 332 мин⁻¹.

Индикаторная мощность двигателя в процессе свободного разгона при изменении частоты вращения КВ от 748 до 758 мин⁻¹ изменяется от 1,76 до 28 кВт; затем происходит плавное увеличение мощности до 70 кВт при частоте вращения КВ 2 710 мин⁻¹ (рис. 8). Последующий разгон двигателя приводит к резкому снижению индикаторной мощности до 38 кВт при частоте вращения КВ 2 754 мин⁻¹.

Характер изменения реактивной мощности отличается от характера изменения индикаторной мощности (рис. 8). При увеличении частоты вращения КВ с 748 до 1 252 мин⁻¹ реактивная мощность изменяется в среднем от 0 до 28 кВт; затем происходит ее снижение до 20 кВт при частоте вращения КВ, составляющей от 1 630 до 2 200 мин⁻¹, и последующее увеличение до 40 кВт при частоте вращения КВ, равной 2 697 мин⁻¹. В конце цикла разгона при максимальной частоте вращения КВ реактивная мощность ДВС снижается до нулевого значения.

Из представленных данных видно, что эффективная мощность ДВС не достигает номинального значения при загрузке моментом сопротивления ускоряющихся масс. Для определения номинальной эф-

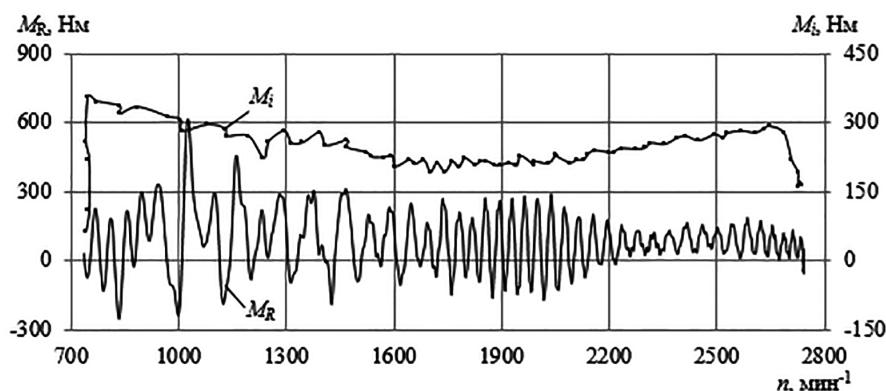


Рисунок 7 – Зависимость изменения индикаторного крутящего момента (M_i) и реактивного крутящего момента (M_R) от частоты вращения КВ (n) при работе ДВС на трех цилиндрах в режиме свободного разгона

Figure 7 – Dependence of change of indicator torque M_i and reactive torque M_R on crankshaft speed (n) at operation of internal combustion engine on three cylinders in free acceleration mode

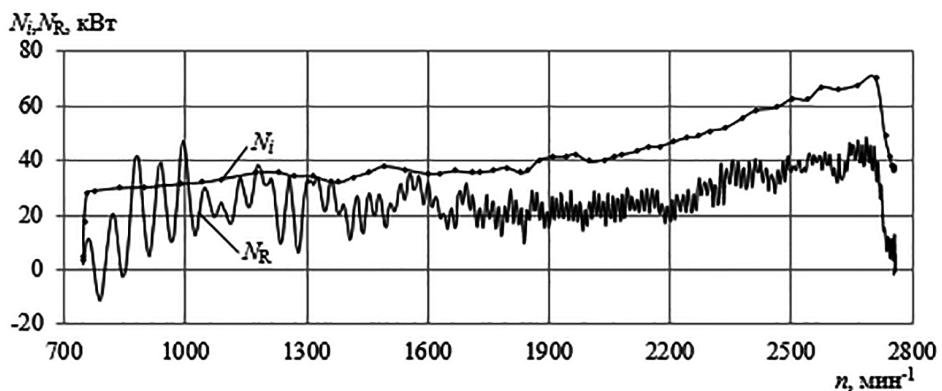


Рисунок 8 – Зависимость изменения индикаторной мощности (N_i) и реактивной мощности (N_r) от частоты вращения КВ (n) при работе ДВС в режиме свободного разгона

Figure 8 – Dependence of change of indicator power (N_i) and reactive power (N_r) on crankshaft speed (n) during operation of internal combustion engine in free acceleration mode

фективной мощности необходимо осуществить дозагрузку ДВС, например, силами сопротивления при ускорении движущегося автомобиля.

При отключении третьего цилиндра в процессе свободного разгона двигателя изменение индикаторной мощности происходит от 4,9 до 27,6 кВт при изменении частоты вращения КВ от 734 до 744 мин⁻¹ (рис. 9). По мере разгона двигателя индикаторная мощность сначала увеличивается до 80,6 кВт при частоте вращения КВ 2 631 мин⁻¹; затем резко снижается до уровня 46 кВт при максимальной частоте вращения КВ. Увеличение индикаторной мощности на 15 % при отключении

третьего цилиндра объясняется несовершенством алгоритма ее расчета, так как расчет осуществляется относительно цикловой подачи топлива, которая определяется суммарно для всех цилиндров, в том числе и для неработающего.

Реактивная мощность ДВС изменяется в среднем от 0 кВт (при работе двигателя с минимальной частотой вращения КВ на холостом ходу) до 25 кВт (при частоте вращения КВ 2 591 мин⁻¹). При этом наибольшая амплитуда изменения реактивной мощности достигает значения 87 кВт при частоте вращения КВ от 994 до 1 021 мин⁻¹. Снижение реактивной мощности на 37 % при отключении третьего цилиндра объяс-

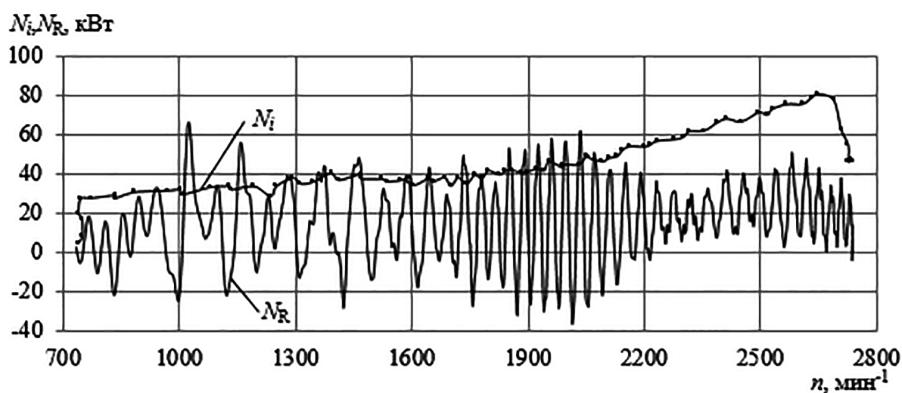


Рисунок 9 – Зависимость изменения индикаторной мощности (N_i) и реактивной мощности (N_r) от частоты вращения КВ (n) при работе ДВС с отключенным третьим цилиндром в режиме свободного разгона

Figure 9 – Dependence of change of indicator power (N_i) and reactive power (N_r) on crankshaft speed (n) at operation of internal combustion engine with the third cylinder disconnected in free acceleration mode

няется снижением действительной индикаторной мощности ДВС при аналогичном значении мощности механических потерь.

Заключение. При отключении одного из цилиндров, из-за ошибки определения действительной цикловой подачи топлива, индикаторная мощность двигателя увеличивается в среднем на 15 %. В тоже время реактивная мощность двигателя, исчисленная относительно реакций, возникающих на опорах, уменьшается в среднем на 37 %.

Следовательно, полученная величина индикаторной мощности не может

являться достоверным диагностическим параметром.

Проведенные исследования позволяют заключить, что реактивный крутящий момент и мощность двигателя внутреннего сгорания ЯМЗ-53445-22 можно оперативно определять по величине реакций, возникающих на опорах двигателя.

Полученные результаты исследований будут положены в основу совершенствования способа оперативного контроля номинальной мощности двигателя внутреннего сгорания грузового автомобиля при эксплуатации.

Список источников

1. Zimakowska-Laskowska M., Laskowski P. Emission from internal combustion engines and battery electric vehicles: Case Study for Poland // Atmosphere. 2022. Vol. 13. No 3. P. 401. <https://doi.org/10.3390/atmos13030401>.
2. Pignatta G., Balazadeh N. Hybrid vehicles as a transition for full e-mobility achievement in positive energy districts: a comparative assessment of real-driving emissions // Energies. 2022. Vol. 15. No. 8. P. 2760. <https://doi.org/10.3390/en15082760>.
3. Duan X., Li Y., Liu J., Guo G., Fu J., Zhang Q. [et al.]. Experimental study the effects of various compression ratios and spark timing on performance and emission of a lean-burn heavy-duty spark ignition engine fueled with methane gas and hydrogen blends // Energy. 2019. Vol. 169. P. 558–571. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.029>.
4. Wang A., Xu J., Zhang M., Zhai Z., Song G., Hatzopoulou M. Emissions and fuel consumption of a hybrid electric vehicle in real-world metropolitan traffic conditions // Applied Energy. 2022. Vol. 306. P. 118077. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118077>.
5. Bae C., Kim J. Alternative fuels for internal combustion engines // Proceedings of the Combustion Institute. 2017. Vol. 36. No. 3. P. 3389–3413. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2016.09.009>.
6. Li Y., Wang P., Wang S., Liu J., Xie Y., Li W. Quantitative investigation of the effects of CR, EGR and spark timing strategies on performance, combustion and NO_x emissions characteristics of a heavy-duty natural gas engine fueled with 99% methane content // Fuel. 2019. Vol. 255. P. 115803. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115803>.
7. Yang J., Shen T. Jiao X. Model-based stochastic optimal air-fuel ratio control with residual gas fraction of spark ignition engines // IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2014. Vol. 22. No. 3. P. 896–910. <https://doi.org/10.1109/TCST.2013.2272832>.
8. Shen X., Wu Y., Shen T. Logical control scheme with real-time statistical learning for residual gas fraction in IC engines // Science China Information Sciences. 2018. No. 61. P. 010203. <https://doi.org/10.1007/s11432-017-9268-2>.
9. Liu Q., Fu J., Zhu G., Li Q., Liu J., Duan X. [et al.]. Comparative study on thermodynamics, combustion and emissions of turbocharged gasoline direct injection (GDI) engine under NEDC and steady-state conditions // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 169. P. 111–123. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.047>.
10. Rosero F., Fonseca N., López J. M., Casanova J. Real-world fuel efficiency and emissions from an urban diesel bus engine under transient operating conditions // Applied Energy. 2020. Vol. 261. P. 114442. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114442>.
11. Tan P., Ruan S., Hu Z., Lou D., Li H. Particle number emissions from a light-duty diesel engine with biodiesel fuels under transient-state operating conditions // Applied Energy. 2014. Vol. 113. P. 22–31. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.07.009>.

12. Li Y., Duan X., Fu J., Liu J., Wang Sh., Dong H. [et al.]. Development of a method for on-board measurement of instant engine torque and fuel consumption rate based on direct signal measurement and RGF modelling under vehicle transient operating conditions // Energy. 2019. Vol. 189. P. 116218. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116218>.
13. Guo Z., Qin D., Wu J., Liu Ch., Liu Y., Wang X. Analysis of the influence of powertrain mount system on the longitudinal dynamic features of DCT vehicle under typical working conditions // Advances in Asian mechanism and machine science : IFToMM Asian MMS 2021. Springer International Publishing, 2022. Vol. 33. P. 179–191. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91892-7_17.
14. Shui Y., Wen H., Zhao J., Wu Y., Huang H. Optimization of vehicle powertrain mounting system based on generalized inverse cascade method under uncertainty // Applied Sciences. 2023. Vol. 13. No. 13. P. 7615–7615. <https://doi.org/10.3390/app13137615>.
15. Jeong T., Singh R. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis // Journal of Sound and Vibration. 2000. Vol. 234. No. 1. P. 85–114. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2860>.
16. Двигатели ЯМЗ-5340, ЯМЗ-536, их модификации и комплектации : инструкция по диагностике. Ярославль : Автодизель, 2015. 136 с.
17. Патент № 2762813 Российская Федерация. Способ определения эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания : № 2021103345 : заявл. 10.02.2021 : опубл. 23.12.2021 / Курносов А. Ф., Гуськов Ю. А., Домнышев Д. А., Корниенко В. Н. Бюл. № 36. 11 с.
18. Завод-производитель весоизмерительного оборудования Уралвес : [сайт]. URL: <https://uralves.ru> (дата обращения: 14.06.2024).
19. Новые Технологические Системы : [сайт]. URL: <https://www.nppnts.ru.htm> (дата обращения: 14.06.2024).

References

1. Zimakowska-Laskowska M., Laskowski P. Emission from internal combustion engines and battery electric vehicles: Case Study for Poland. *Atmosphere*, 2022;13;3:401. <https://doi.org/10.3390/atmos13030401>.
2. Pignatta G., Balazadeh N. Hybrid vehicles as a transition for full e-mobility achievement in positive energy districts: a comparative assessment of real-driving emissions. *Energies*, 2022; 15;8:2760. <https://doi.org/10.3390/en15082760>.
3. Duan X., Li Y., Liu J., Guo G., Fu J., Zhang Q. [et al.]. Experimental study the effects of various compression ratios and spark timing on performance and emission of a lean-burn heavy-duty spark ignition engine fueled with methane gas and hydrogen blends. *Energy*, 2019;169:558–571. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.029>.
4. Wang A., Xu J., Zhang M., Zhai Z., Song G., Hatzopoulou M. Emissions and fuel consumption of a hybrid electric vehicle in real-world metropolitan traffic conditions. *Applied Energy*, 2022;306:118077. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118077>.
5. Bae C., Kim J. Alternative fuels for internal combustion engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2017;36;3:3389–3413. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2016.09.009>.
6. Li Y., Wang P., Wang S., Liu J., Xie Y., Li W. Quantitative investigation of the effects of CR, EGR and spark timing strategies on performance, combustion and NOx emissions characteristics of a heavy-duty natural gas engine fueled with 99% methane content. *Fuel*, 2019; 255:115803. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115803>.
7. Yang J., Shen T. Jiao X. Model-based stochastic optimal air-fuel ratio control with residual gas fraction of spark ignition engines. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2014; 22;3:896–910. <https://doi.org/10.1109/TCST.2013.2272832>.
8. Shen X., Wu Y., Shen T. Logical control scheme with real-time statistical learning for residual gas fraction in IC engines. *Science China Information Sciences*, 2018;61:010203. <https://doi.org/10.1007/s11432-017-9268-2>.

9. Liu Q., Fu J., Zhu G., Li Q., Liu J., Duan X. [et al.]. Comparative study on thermodynamics, combustion and emissions of turbocharged gasoline direct injection (GDI) engine under NEDC and steady-state conditions. *Energy Conversion and Management*, 2018;169:111–123. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.047>.
10. Rosero F., Fonseca N., López J. M., Casanova J. Real-world fuel efficiency and emissions from an urban diesel bus engine under transient operating conditions. *Applied Energy*, 2020;261:114442. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114442>.
11. Tan P., Ruan S., Hu Z., Lou D., Li H. Particle number emissions from a light-duty diesel engine with biodiesel fuels under transient-state operating conditions. *Applied Energy*, 2014;113: 22–31. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.07.009>.
12. Li Y., Duan X., Fu J., Liu J., Wang Sh., Dong H. [et al.]. Development of a method for on-board measurement of instant engine torque and fuel consumption rate based on direct signal measurement and RGF modelling under vehicle transient operating conditions. *Energy*, 2019;189: 116218. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116218>.
13. Guo Z., Qin D., Wu J., Liu Ch., Liu Y., Wang X. Analysis of the influence of powertrain mount system on the longitudinal dynamic features of DCT vehicle under typical working conditions. *Proceedings from Advances in Asian mechanism and machine science: IFToMM Asian MMS 2021. (PP. 179–191)*, Springer International Publishing, 2022. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91892-7_17.
14. Shui Y., Wen H., Zhao J., Wu Y., Huang H. Optimization of vehicle powertrain mounting system based on generalized inverse cascade method under uncertainty. *Applied Sciences*, 2023; 13;13:7615–7615. <https://doi.org/10.3390/app13137615>.
15. Jeong T., Singh R. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis. *Journal of Sound and Vibration*, 2000;234;1:85–114. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2860>.
16. *YAMZ-5340, YaMZ-536 engines, their modifications and configurations: diagnostic instructions*, Yaroslavl', Avtodizel', 2015, 136 p. (in Russ.).
17. Kurnosov A. F., Guskov Yu. A., Domnyshev D. A., Kornienko V. N. Method for determining the effective power of an internal combustion engine. *Patent RF, No. 2762813 yandex.ru/patents* 2021. Retrieved from https://yandex.ru/patents/doc/RU2762813C1_20211223 (in Russ.).
18. Plant-manufacturer of weighing and measuring equipment Uralves. *Uralves.ru* Retrieved from <https://uralves.ru> (Accessed 14 June 2024) (in Russ.).
19. New Technological Systems. *Nppnts.ru* Retrieved from <https://nppnts.ru.htm> (Accessed 14 June 2024) (in Russ.).

© Курносов А. Ф., Гуськов Ю. А., 2024

Статья поступила в редакцию 18.10.2024; одобрена после рецензирования 01.11.2024; принята к публикации 15.11.2024.

The article was submitted 18.10.2024; approved after reviewing 01.11.2024; accepted for publication 15.11.2024.

Информация об авторах

Курносов Антон Федорович, кандидат технических наук, Новосибирский государственный аграрный университет, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3273-6229>, AuthorID: 9904-7841, anton_kurnosov@mail.ru;

Гуськов Юрий Александрович, доктор технических наук, доцент, Новосибирский государственный аграрный университет, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7830-4990>, AuthorID: 3666-7202, iinsau@yandex.ru

Information about authors

Anton F. Kurnosov, Candidate of Technical Sciences, Novosibirsk State Agrarian University, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3273-6229>, AuthorID: 9904-7841, anton_kurnosov@mail.ru;

Yuriy A. Guskov, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Novosibirsk State Agrarian University, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7830-4990>, AuthorID: 3666-7202, iinsau@yandex.ru

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.
The authors declare no conflicts of interests.