

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НЕГО КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

А.В. Александров

madilab@mail.ru

Т.В. Морозкин

tima.skazi@gmail.com

МАДИ, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Проведен сравнительный анализ динамики вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и действующих на него крутящих моментов. На практике сложно определить угловую скорость коленчатого вала и действующие на вал крутящие моменты. Рассмотрены особенности определения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя на основании сигнала штатного датчика положения вала. Приведена методика определения моментов сил трения и полезной нагрузки, а также экспериментальная методика определения момента инерции вращающихся деталей двигателя. Методика подразумевает определение эффективного крутящего момента в каждом цилиндре на основании изменения частоты вращения коленчатого вала. При решении этой задачи целесообразно рассматривать две формы связи показателей динамики вращения коленчатого вала двигателя и действующих на него крутящих моментов. Первая форма (дифференциальная) — связь ускорения коленчатого вала с крутящим моментом, вторая (интегральная) — связь изменения кинетической энергии подвижных деталей двигателя с работой газовых сил. Результаты исследования можно использовать при разработке методики косвенного индизирования процессов, протекающих в цилиндрах двигателя

Ключевые слова

Двигатель внутреннего сгорания, частота вращения коленчатого вала, ускорение коленчатого вала, крутящий момент, индикаторная диаграмма, косвенное индизирование, датчик положения коленчатого вала

Поступила 12.05.2025

Принята 06.11.2025

© Автор(ы), 2026

Введение. Мощностные характеристики двигателей внутреннего сгорания (ДВС), показатели их топливной экономичности и токсичности отработавших газов определяются характером протекания рабочего процесса, т. е. характером изменения давления и температуры в цилиндрах [1–4]. Полную информацию об изменениях давления в цилиндрах в периоды газообмена

и сгорания топлива получают при индицировании рабочего процесса двигателя [5–8], широко применяемого при исследованиях автомобильных ДВС [9–13]. Отметим, что используемая при индицировании ДВС аппаратура (датчики, преобразователи и др.) весьма дорогостоящая, а сам процесс индицирования достаточно трудоемкий. В связи с этим не во всех случаях целесообразно прямое индицирование рабочего процесса, особенно в условиях эксплуатации транспортных средств при выполнении контрольно-диагностических работ [14, 15].

Реальной альтернативой прямому индицированию давления в цилиндрах ДВС является его косвенное индицирование, которое базируется на анализе динамики изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и действующих на вал крутящих моментов. Динамика формируется под действием всех крутящих моментов, суммируемых на коленчатом валу, в том числе и моментов газовых сил, действующих на поршень. При анализе информации от электронной системы управления двигателем, в том числе от датчика положения коленчатого вала, можно получить сведения, аналогичные данным прямого индицирования давления в цилиндре. Применение методики косвенного индицирования дает возможность эффективно решать разнообразные задачи контроля и диагностики работы ДВС, в частности транспортного средства в целом [16–20].

При разработке методики косвенного индицирования необходимо установить связь между протеканием рабочего процесса и откликом на него, выраженным в изменении угловой скорости коленчатого вала. Существенно осложняет решаемую задачу то, что помимо газовых сил на коленчатый вал действуют инерционные силы, силы трения и передаваемый через трансмиссию момент от ведущих колес автомобиля.

Инерционные силы в двигателе вызваны изменением кинетической энергии деталей, совершающих возвратно-поступательное и плоскопараллельное движение. Зная массы деталей, моменты инерции и кинематику кривошипно-шатунного механизма, инерционные силы в функции частоты вращения вала можно рассчитать аналитически. Напротив, моменты сил трения, зависящие от частоты вращения коленчатого вала и действующих в парах трения сил, аналитически рассчитать сложно. Для их определения предложена методика, согласно которой работа механических потерь рассчитывается как разность работы газовых сил и кинетической энергии подвижных деталей двигателя при работе без внешней нагрузки на режиме разгон–выбег. Подавляющая часть кинетической энергии деталей ДВС аккумулируется во вращающихся деталях. В связи с этим методика определения момента инерции, реализуемая при

работе двигателя с непостоянной частотой вращения на холостом ходу, предшествует определению момента механических потерь.

Момент, действующий на коленчатый вал со стороны трансмиссии, аналитически рассчитать также достаточно сложно. Его среднее значение равно эффективному моменту двигателя, а переменная составляющая должна быть пропорциональна углу закрутки упругого элемента между коленчатым валом и валом коробки передач. При работе над методикой косвенного индицирования достоверность этого предположения будет проверяться при обработке результатов индицирования различных двигателей в составе автомобиля.

На основании динамики вращения коленчатого вала ставится задача — оценить протекание рабочего процесса в цилиндрах двигателя, т. е. рассчитать индикаторный и эффективный крутящий моменты, определить максимальное давление цикла и угол достижения верхней мертвой точки (ВМТ).

Дифференциальная и интегральная формы связи динамики вращения коленчатого вала и действующих на него моментов. Связь между результирующим моментом M , действующим на коленчатый вал, и его ускорением ε ($M = J\varepsilon$, где J — момент инерции вращающихся деталей, приведенный к коленчатому валу) базируется на втором законе Ньютона. Такая связь часто применяется в различных методах контроля и диагностики, точность которых определяется тем, какие задачи решаются и какие математические методы применяются. В зарубежном двигателестроении широко применяется управление подачей в дизельных двигателях с системами топливоподачи типа *Common-Rail* в соответствии с идентичностью работы всех цилиндров. Для этого используется информация о скорости вращения коленчатого вала двигателя.

Коленчатый вал двигателя является интегрирующим звеном, которое воспринимает все действующие на него крутящие моменты. Применительно к решаемой задаче целесообразно рассматривать две формы связи между параметрами, отражающими динамику вращения коленчатого вала, и моментами, действующими на него. Дифференциальное отображение этой динамики — ускорение коленчатого вала должно быть пропорционально действию суммарного крутящего момента. Интегральное отображение этой динамики — изменение кинетической энергии подвижных деталей ДВС на некотором угловом промежутке поворота коленчатого вала должно быть равно интегралу крутящего момента от внешних сил на том же промежутке:

$$\varepsilon = \Sigma M / J_{\text{к}}; \quad \Delta E_{\text{кин}} = A_{\text{е}}, \quad (1)$$

где ε — угловое ускорение коленчатого вала; ΣM — суммарный крутящий момент, действующий на коленчатый вал; J_k — момент инерции вращающихся деталей двигателя; $\Delta E_{\text{кин}}$ — изменение кинетической энергии подвижных деталей двигателя на некотором угловом промежутке; A_e — интегральная работа внешних сил на том же угловом промежутке.

Приведем составляющие суммарного крутящего момента, действующего на коленчатый вал: $\Sigma M = M_{\Gamma} + M_{\text{и}} + M_{\text{тр}} + M_{\text{п.н}}$, где M_{Γ} — крутящий момент газовых сил; $M_{\text{и}}$ — момент инерционных сил от деталей (поршней и шатунов), совершающих возвратно-поступательное и плоскопараллельное движение; $M_{\text{тр}}$ — момент сил трения; $M_{\text{п.н}}$ — момент полезной нагрузки, действующей на коленчатый вал со стороны трансмиссии. Кинетическая энергия $E_{\text{кин}}$ движущихся деталей и ее приращение $\Delta E_{\text{кин}}$ определяются так:

$$E_{\text{кин}} = \frac{J_k \omega^2}{2} + \sum_1^{n_d} \left[\frac{m_{\text{п}} v_{\text{п}}^2}{2} + \left[\left(\frac{m_{\text{ш}} v_{\text{ш}}^2}{2} \right) + \left(\frac{J_{\text{ш}} \omega_{\text{ш}}^2}{2} \right) \right] \right]; \quad (2)$$

$$\Delta E_{\text{кин}} = \frac{J_k (\omega^2(\varphi_k) - \omega^2(\varphi_n))}{2} + \sum_1^{n_d} \left[\frac{m_{\text{п}} (v_{\text{п}}^2(\varphi_k) - v_{\text{п}}^2(\varphi_n))}{2} + \left[\left(\frac{m_{\text{ш}} (v_{\text{ш}}^2(\varphi_k) - v_{\text{ш}}^2(\varphi_n))}{2} \right) + \left(\frac{J_{\text{ш}} (\omega_{\text{ш}}^2(\varphi_k) - \omega_{\text{ш}}^2(\varphi_n))}{2} \right) \right] \right],$$

где ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; n_d — число цилиндров рассматриваемого двигателя; $m_{\text{п}}$ — масса деталей поршневого комплекта; $v_{\text{п}}$ — скорость движения поршня; $m_{\text{ш}}$ — масса шатуна; $v_{\text{ш}}$ — скорость движения центра масс шатуна; $J_{\text{ш}}$ — момент инерции шатуна; φ_k, φ_n — угол поворота вала, соответствующий концу и началу рассматриваемого участка; $\omega_{\text{ш}}$ — угловая скорость движения шатуна. Интегральная работа внешних сил на рассматриваемом угловом промежутке вращения коленчатого вала записывается в виде

$$A_e = \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} \Sigma M_{\text{внеш}},$$

где $\Sigma M_{\text{внеш}} = M_{\Gamma} + M_{\text{п.н}} + M_{\text{тр}}$ — крутящий момент внешних сил.

Целесообразность рассмотрения дифференциальной и интегральной форм связи динамики вращения коленчатого вала и действующих на него моментов обусловлена сложностью точного определения каждого

параметра. Такое дублирование позволяет повысить точность расчетных исследований.

Рассмотрим интегральные параметры динамики вращения коленчатого вала — частоту вращения n и кинетическую энергию $E_{\text{кин}}$ подвижных деталей. Расчет кинетической энергии (2) подвижных деталей двигателя проводится на основании данных об угловой скорости вращения коленчатого вала и кинематики движения деталей кривошипно-шатунного механизма. При этом кинетическая энергия подвижных деталей ДВС складывается из кинетической энергии деталей двух групп: совершающих вращательное $E_{\text{кин.в}}$ и возвратно-поступательное $E_{\text{кин.п.ш}}$ движение. Значение кинетической энергии деталей первой группы на порядок превосходит значение кинетической энергии деталей второй группы. При этом кинетическая энергия деталей второй группы изменяется в функции угла поворота коленчатого вала, а амплитуда ее пульсаций пропорциональна квадрату угловой скорости вращения коленчатого вала. В мертвых точках энергия этой группы минимальная, между ними — максимальная, это изменение обеспечивается за счет изменения на ту же величину энергии вращающихся деталей. В связи с этим на режиме выбега, когда момент внешних сил минимален и по углу поворота коленчатого вала меняется незначительно, суммарная кинетическая энергия подвижных деталей плавно уменьшается. Однако энергия вращающихся деталей, следовательно, и регистрируемая частота вращения коленчатого вала в мертвых точках имеет локальные максимумы, между мертвых точек — локальные минимумы. Составляющие кинетической энергии подвижных деталей двигателя приведены на рис. 1.

Основной сложностью при расчете кинетической энергии подвижных деталей двигателя является правильное определение момента инерции J_k вращающихся деталей. Массу поршневого комплекта $m_{\text{п.ш}}$, массу и момент инерции шатуна можно с достаточной для решения поставленной задачи точностью определить экспериментально. Для определения момента инерции вращающихся деталей разработаны специальные методики, одна из них будет рассмотрена ниже.

Характеристики дифференциальных параметров динамики вращения коленчатого вала приведены на рис. 2. Угловое ускорение вращения коленчатого вала рассчитывается, как изменение угловой скорости вращения за промежуток времени, соответствующий шагу расчета $0,5^\circ$ или $0,1^\circ$ п.к.в. При рассмотрении связи динамики вращения коленчатого вала с крутящим моментом газовых сил существенным недостатком является то, что ускоре-

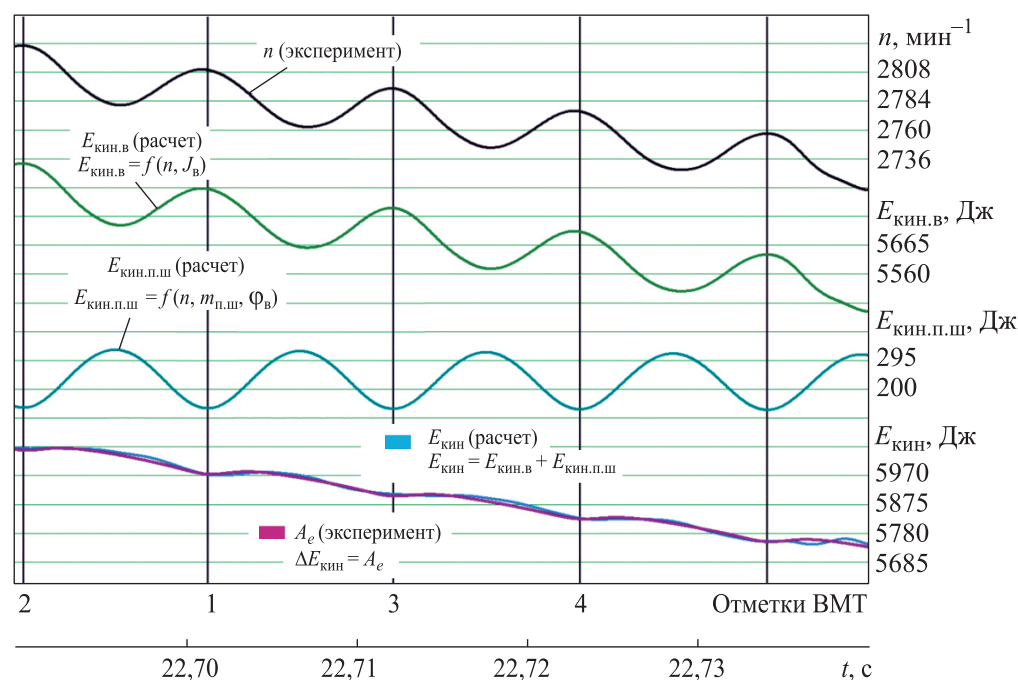


Рис. 1. Составляющие кинетической энергии подвижных деталей двигателя

ние коленчатого вала пропорционально суммарному крутящему моменту, действующему на вал, включая и момент инерционных сил. Этот момент является следствием перераспределения кинетической энергии между группами подвижных деталей двигателя и искажает влияние крутящего момента газовых сил. Приведенное на рис. 2 ускорение имеет два «горба» — первый обусловлен крутящим моментом газовых сил, второй — моментом инерционных сил. Чтобы избавиться от этого «недостатка», предложено использовать параметр $dE_{\text{кин}}$ — скорость изменения кинетической энергии подвижных деталей двигателя. Инерционные силы для кривошипно-шатунного механизма являются внутренними, поэтому они не изменяют кинетическую энергию подвижных деталей. Следовательно, параметр $dE_{\text{кин}}$ отражает действие на коленчатый вал двигателя только крутящих моментов внешних сил, и его форма хорошо коррелируется с крутящим моментом газовых сил, поскольку этот момент наиболее динамично меняется в функции угла поворота коленчатого вала. Формально параметр $dE_{\text{кин}}$ имеет размерность джоуль в секунду, но фактически ньютон-метр. Таким образом, систему уравнений (1) можно записать в следующем виде:

$$dE_{\text{кин}} = M_{\text{внеш}}; \quad \Delta E_{\text{кин}} = A_e.$$

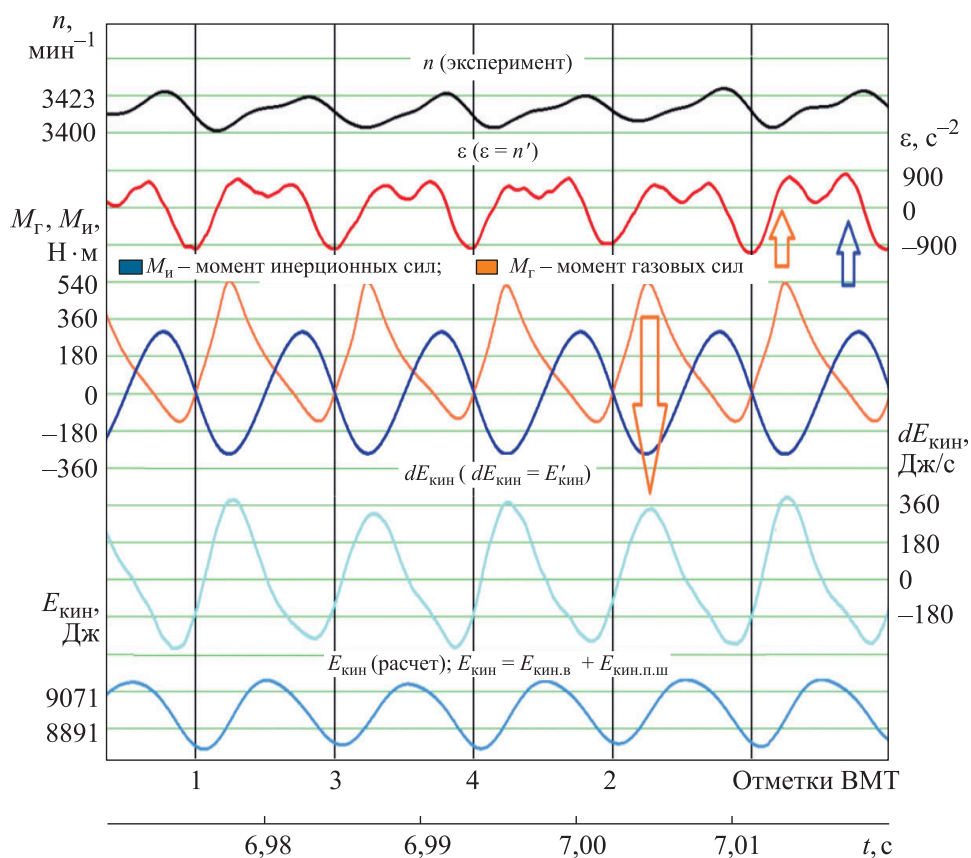


Рис. 2. Характеристики дифференциальных параметров динамики вращения коленчатого вала

Расчет угловой скорости и ускорения вращения коленчатого вала на основании сигнала датчика положения и расчет моментов, действующих на коленчатый вал. Задача расчета угловой скорости и ускорения вращения коленчатого вала на основании сигнала датчика положения имеет три основные составляющие.

1. Определение фронтов сигнала датчика положения коленчатого вала и расчет на их основании плавного, дифференцируемого графика скорости.
2. Определение и компенсация дефектов инкрементного колеса.
3. Учет влияния крутильных колебаний на рассчитываемые параметры вращения коленчатого вала.

Отметим, что на достоверность и информативность сигнала датчика положения коленчатого вала большое влияние оказывает место расположения инкрементного колеса. Оптимальное место расположения —

вблизи маховика, в таком случае влияние крутильных колебаний минимально. Если инкрементное колесо расположено на переднем шкиве и еще совмещено с демпфером крутильных колебаний, то такая конструкция пригодна только для задач управления. От такой схемы размещения инкрементного колеса ведущие автопроизводители отказались более 25 лет назад.

При расчете моментов, действующих на коленчатый вал, рассматриваются:

- крутящий момент газовых сил M_g на этапе разработки и верификации методики косвенного индицирования, когда двигатель работает с датчиками давления в цилиндрах, рассчитать крутящий момент газовых сил достаточно просто, все зависит от точности датчиков давления. Когда этот момент является искомым, то точность его расчета зависит от точности определения остальных членов уравнения;
- крутящего момента инерционных сил M_i , определяемого на основании анализа кинематики движения деталей КШМ и массы деталей, совершающих возвратно-поступательное и плоскопараллельное движение (поршней и шатунов);
- моментов механических потерь $M_{тр}$ и полезной нагрузки $M_{п.н}$, определяемых экспериментально.

Моменты $M_{тр}$ и $M_{п.н}$ вместе составляют момент сил сопротивления M_c , который тормозит коленчатый вал.

Характеристики движения автомобиля с постоянной скоростью приведены на рис. 3. Момент сил сопротивления рассчитан как разность момента газовых сил и изменения кинетической энергии подвижных деталей. Среднее значение момента сил сопротивления составляет $158 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что соответствует среднему значению M_g . Такие пульсации момента сил сопротивления проблематично объяснить изменением момента механических потерь или момента полезной нагрузки. На режиме свободного разгона, когда момент полезной нагрузки отсутствует, график момента сил сопротивления имеет аналогичный вид. Следовательно, такая его форма является результатом ошибки при расчете кинетической энергии подвижных деталей из-за ошибки при расчете угловой скорости. Такие пульсации угловой скорости вращения коленчатого вала могут быть вызваны крутильными колебаниями вала и аналитически их учесть сложно.

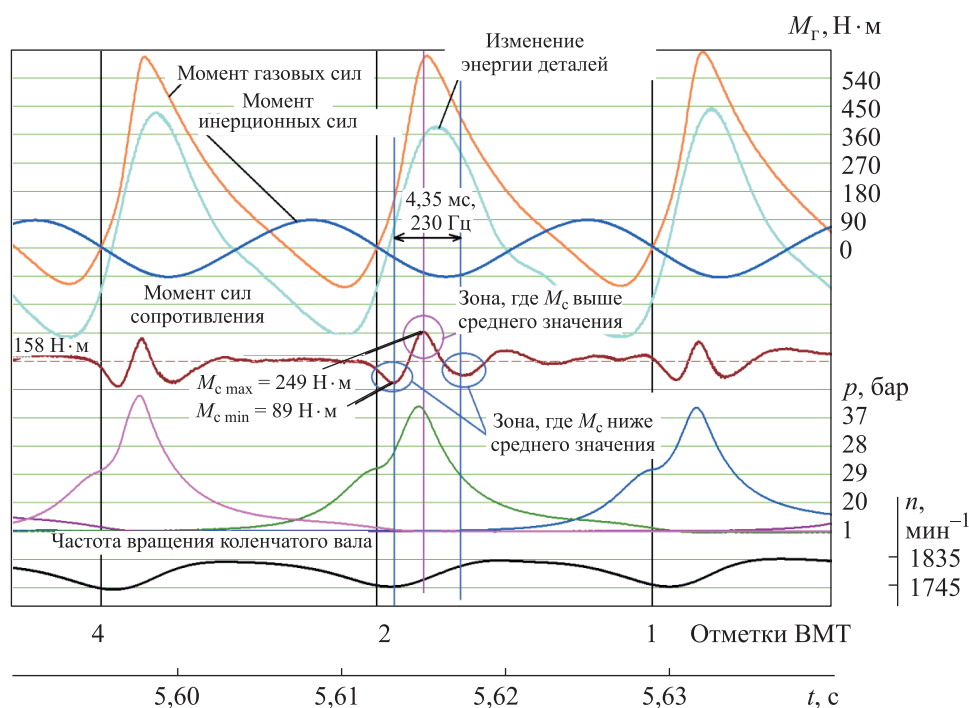


Рис. 3. Характеристики движения автомобиля с постоянной скоростью

Экспериментальное определение среднего значения момента механических потерь. Разработана методика экспериментального определения момента механических потерь как функции режима работы двигателя в предположении, что момент механических потерь в двигателе зависит от частоты вращения коленчатого вала и генерируемого двигателем крутящего момента и не зависит от того, работает двигатель на стационарном режиме или на режиме свободный разгон–выбег. На режиме свободный разгон–выбег работа момента механических потерь является разностью значений работы газовых сил и кинетической энергии деталей ДВС (рис. 4).

Согласно предлагаемой методике выполняется серия свободных разгонов различной интенсивности с последующим выбегом. При этом полученные значения (работы газовых сил, сил трения и частоты вращения коленчатого вала) усредняются на угловом промежутке поворота коленчатого вала, равном 720° п.к.в. Работа газовых сил и частота вращения являются параметрами, определяющими режим работы двигателя. Рассчитанные на угловом промежутке 720° п.к.в. значения работы механических потерь составляют массив статистики, которая затем аппроксимируется полиномом.

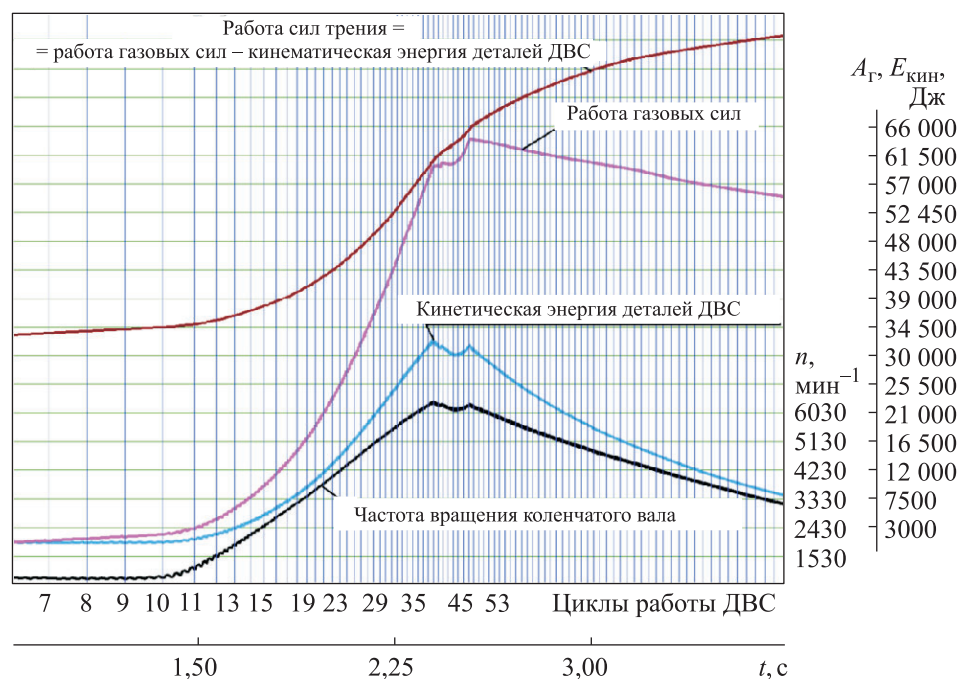


Рис. 4. Расчет работы момента механических потерь на режиме свободный разгон-выбег

Зависимости рассчитанных по этой методике характеристик момента механических потерь на режиме свободный разгон-выбег от частоты вращения коленчатого вала и момента газовых сил приведены на рис. 5. Полученные значения момента механических потерь хорошо согласуются с результатами его экспериментального определения на моторном стенде.

Влияние переменной составляющей момента полезной нагрузки на динамику вращения коленчатого вала. В случае дифференциальной связи, т. е. поиска соответствия ускорения вращения коленчатого вала действующему на него эквивалентному моменту, целесообразно учитывать угол закрутки упругого элемента, через который крутящий момент передается с коленчатого вала двигателя на вал коробки передач автомобиля. При работе двигателя на режимах с низкими частотами вращения угловая скорость вращения коленчатого вала на угловом промежутке 180° п.к.в. может увеличиваться на 100 мин^{-1} , а затем вновь уменьшаться на это же значение. Если считать, что вал коробки вращается с постоянной средней скоростью, то изменение угловой скорости коленчатого вала приводит к изменению угла закрутки соединяющего валы упругого элемента, которое может

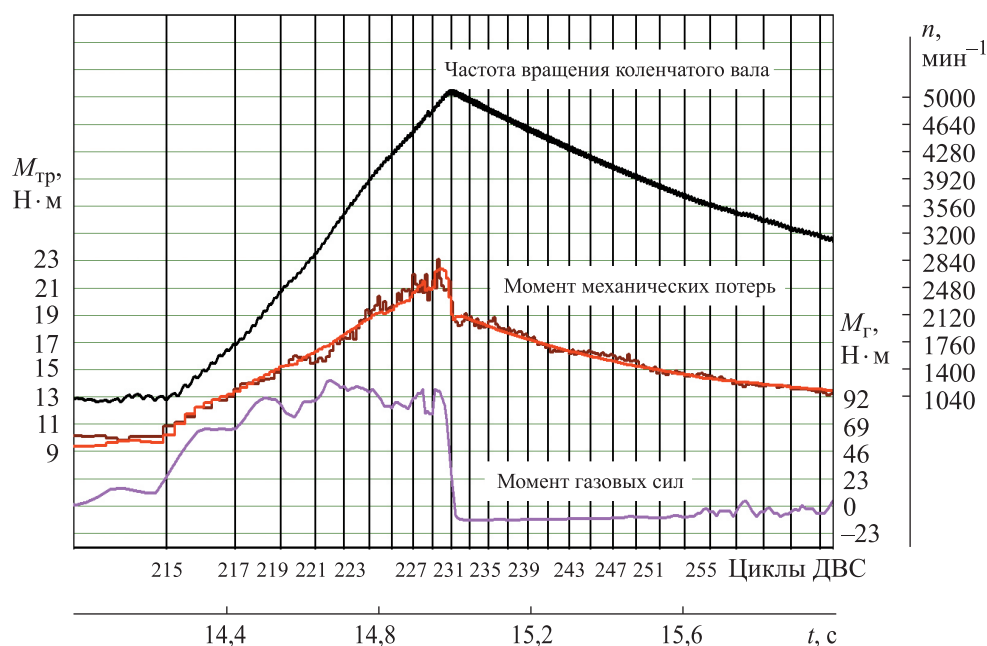


Рис. 5. Зависимости рассчитанных характеристик момента механических потерь на режиме свободный разгон–выбег от частоты вращения коленчатого вала и момента газовых сил:

■ — экспериментальные данные; ■ — результат расчета по полиному

составлять до нескольких градусов. Следовательно, и момент полезной нагрузки, действующий на коленчатый вал со стороны коробки передач автомобиля, будет пропорционален деформации упругого элемента, соединяющего двигатель с трансмиссией.

Приведенные на рис. 6 характеристики работы двигателя соответствуют средней скорости вращения 1500 мин⁻¹ (черная кривая), а изменение угла закрутки упругого элемента (зеленая кривая) составляет $\pm 1^\circ$; красная кривая — произведение углового ускорения коленчатого вала, рассчитанного на основании частоты его вращения, и момента инерции вращающихся деталей. Этот момент должен соответствовать действующему на него эквивалентному моменту. Крутящий момент газовых сил рассчитан на основании индикаторных диаграмм, его среднее значение составляет 87 Н·м, момент инерционных сил рассчитан на основании кинематики движения деталей кривошипно-шатунного механизма и масс поршней и шатунов, его среднее значение равно нулю. Если средняя частота вращения коленчатого вала неизменна, то и среднее значение момента сил сопротивления (момента полезной нагрузки и механических

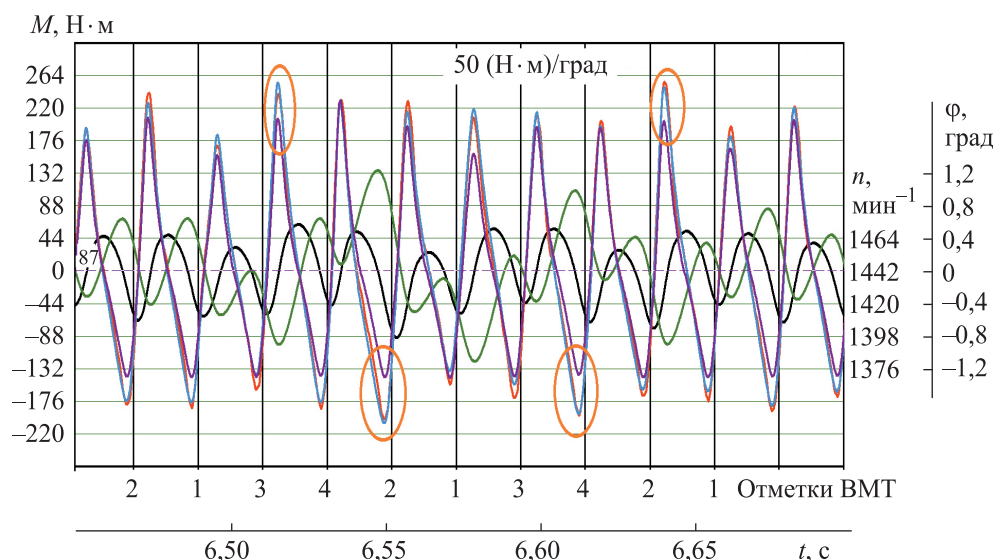


Рис. 6. Характеристики работы двигателя:

■ — частота вращения коленчатого вала; ■ — закрутка упругого элемента;
 ■ — крутящий момент, соответствующий ускорению вала; ■ — эквива-
 лентный момент, действующий на вал; ■ — эквивалентный момент с учетом
 закрутки (жесткость упругого элемента 50 Н · м/град)

потерь) должно составлять 87 Н · м, и на это значение необходимо сместить вниз кривую момента газовых сил, чтобы получить эквивалентный момент (фиолетовая кривая, см. рис. 6), действующий на вал. Однако красные и фиолетовые кривые на участках, соответствующих максимальному углу закрутки упругого элемента, имеют значительное расхождение. Если принять жесткость упругого элемента 50 Н · м/град и скорректировать эквивалентный крутящий момент (синяя кривая), то он будет точнее соответствовать ускорению коленчатого вала. Для подтверждения такого представления о моменте полезной нагрузки и его влиянии на динамику коленчатого вала следует выполнить регистрацию параметров работы двигателя и оценить данные от датчика частоты вращения первичного вала коробки передач автомобиля.

Определение момента инерции двигателя. Графики к экспериментальной методике определения момента инерции вращающихся деталей двигателя на режиме нестабильного холостого хода приведены на рис. 7. Изменение частоты вращения коленчатого вала вызвано различной эффективностью протекания рабочего процесса в цилиндрах двигателя при работе с большим углом перекрытия фаз газораспределения или с пере-

обедненной смесью (с большими значениями коэффициента избытка воздуха). Работа газовых сил (малиновая кривая, см. рис. 7) рассчитывается на основании индикаторных диаграмм, энергия подвижных деталей (красные, синие, зеленые кривые, в зависимости от выбранного момента инерции) является функцией частоты вращения коленчатого вала. Принято, что при таком незначительном изменении частоты вращения коленчатого вала и момента газовых сил, момент сил трения, а, следовательно, их работу и на участке уменьшения частоты вращения, и на участке увеличения можно полагать постоянными. Поскольку работа сил трения рассчитывается как разность работы газовых сил и изменения кинетической энергии вращающихся деталей двигателя, требуется подобрать момент инерции, при котором работа сил трения на участках уменьшения и увеличения частоты вращения коленчатого вала была одинаковой. В рассматриваемом двигателе это достигается при значении момента инерции $J = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

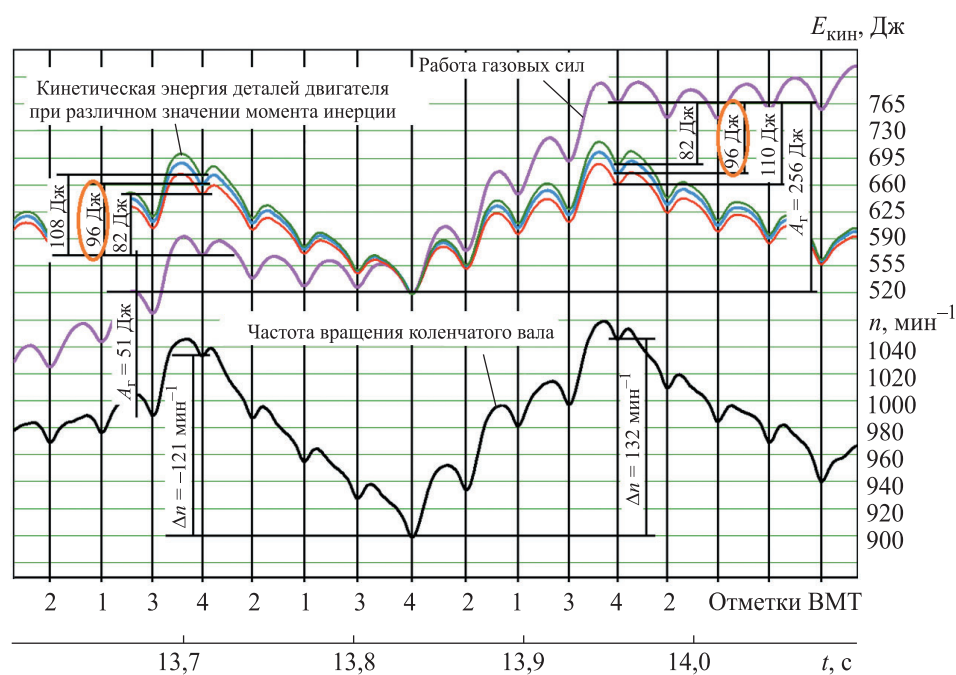


Рис. 7. Графики к экспериментальной методике определения момента инерции вращающихся деталей двигателя на режиме нестабильного холостого хода

При сопоставлении динамики вращения коленчатого вала и действующего на него эквивалентного крутящего момента необходимо учитывать, что в современных двигателях момент инерции вращающихся деталей не является однозначной константой. Если рассматривать угловые промежутки, где происходит значимое изменение средней угловой ско-

рости вращения коленчатого вала, т. е. интегральную форму связи изменения кинетической энергии и работы внешних сил, то момент инерции двухмассового маховика и гидротрансформатора можно считать неизменными. При этом следует учитывать закручивание упругих элементов в этих деталях на малых угловых промежутках.

Заключение. Результаты проведенных исследований сводятся к следующим основным выводам.

Полную информацию о протекании рабочего процесса в двигателе получают при его индицировании с использованием датчиков давления, установленных в цилиндре. Совместный анализ результатов индицирования рабочего процесса и изменения скорости коленчатого вала, которое является откликом на рабочий процесс, позволяет выявить взаимосвязь между ними. Информативность отклика ниже, однако, прямое индицирование дорогостоящее и трудоемкое. Несмотря на меньшую информативность, данные об изменении угловой скорости коленчатого вала позволяют верифицировать данные прямого индицирования двигателя, находящегося в составе транспортного средства.

Предложенная методика оценки протекания рабочего процесса, основанная на анализе динамики изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя в зависимости от действующих на него крутящих моментов, по сути, является методикой косвенного индицирования. Основное преимущество этой методики — отсутствие дополнительных датчиков и регистрирующей их сигналы аппаратуры: она реализуется на основании анализа сигнала штатного датчика положения коленчатого вала.

Косвенное индицирование является развитием методики контроля пропусков воспламенения. На этом этапе анализ зарегистрированных фрагментов работы двигателя выполняется в стационарных условиях. Доработка математического аппарата, а также его реализация в микроконтроллере на борту автомобиля позволят осуществлять постоянный мониторинг эффективности работы всех цилиндров двигателя и перейти к полноценной прогностической диагностике двигателя на всем этапе эксплуатации автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. New York, McGraw-Hill, 2018.
- [2] Gupta H.N. Fundamentals of internal combustion engines. Delhi, PHI, 2013.
- [3] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.

- [4] Обозов А.А., Гришанов П.А. Анализ концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 42–49. EDN: JAOKEU
- [5] Васильев Д.А., Богословский М.А., Варулин П.А. и др. Разработка алгоритма коррекции смещенной по углу поворота коленчатого вала и давлению экспериментальной индикаторной диаграммы поршневого двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 3, pp. 15–27. EDN: FHTEPY
- [6] Гусаков С.В. Алгоритм получения закономерностей сгорания альтернативных топлив путем обработки индикаторных диаграмм поршневых ДВС. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 2, с. 8–14. EDN: PJTNMV
- [7] Александров А.В., Долгов И.А. Повышение достоверности данных, полученных при индицировании ДВС. Часть 1. *Журнал автомобильных инженеров*, 2018, № 3, с. 30–35.
- [8] Александров А.В., Долгов И.А. Повышение достоверности данных, полученных при индицировании ДВС. Часть 2. *Журнал автомобильных инженеров*, 2018, № 5, с. 40–42.
- [9] D’ambrosio S., Ferrari A., Galleani L. In-cylinder pressure-based direct techniques and time frequency analysis for combustion diagnostics in IC engines. *Energy Convers. Manag.*, 2015, vol. 99, pp. 299–312. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.080>
- [10] Rogers D.R. Engine combustion: pressure measurement and analysis. SAE Int., 2010.
- [11] Da Silva M.J., De Oliveira A., Sodré J.R. Analysis of processing methods for combustion pressure measurement in a diesel engine. *J. Braz. Soc. Mech. Sc. Eng.*, 2019, vol. 41, no. 7, art. 282. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1785-9>
- [12] Dempsey A.B., Seiler P.J., Johnson S. Comparison of cylinder pressure measurements on a heavy-duty diesel engine using a switching adapter. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2019, vol. 141, no. 8, art. 081014. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4043408>
- [13] Долгов И.А., Александров А.В. Мобильный комплекс для регистрации и обработки параметров работы автомобильного двигателя. *Журнал автомобильных инженеров*, 2017, № 2, с. 11–17. EDN: YQFRLV
- [14] Shatrov M.G., Matyukhin L.M., Sinyavsky V.V., et al. An alternative approach to the assessment of internal combustion engine filling and its technical and economic parameters. *Int. J. Emerg. Trends Eng. Res.*, 2020, vol. 8, no. 6, pp. 2805–2811. DOI: <https://doi.org/10.30534/ijeter/2020/94862020>
- [15] Shatrov M.G., Dunin A.Y., Malchuk V.I. A laboratory investigation into the fuel atomization process in a diesel engine for different configurations of the injector nozzles and flow conditions. *Fluid Dyn. Mater. Process.*, 2020, vol. 16, no. 4, pp. 747–760. DOI: <https://doi.org/10.32604/FDMP.2020.08991>
- [16] Новиков В.А. Определение технического состояния двигателей внутреннего сгорания по неравномерности вращения коленчатого вала. Дис. ... канд. техн. наук. М., РУДН, 2023.

[17] Корнеев А.Е. Устройство для исследования неравномерности вращения коленчатого вала. *Омский научный вестник*, 2020, № 5, с. 40–43.

DOI: <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2020-173-40-43>

[18] Гребенников С.А., Гребенников А.С., Киселев Г.О. и др. Методология бестормозного диагностирования кривошипно-шатунного механизма ДВС. *Техническое регулирование в транспортном строительстве*, 2020, № 3, с. 147–155.

EDN: XBHUUI

[19] Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренко С.С. и др. Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 51–63. EDN: YUHPQ

[20] Голубков Л.Н., Душкин П.В., Савастенко А.А. и др. Разработка быстродействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 14–20. EDN: ESYBXQ

Александров Антон Вячеславович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (Российская Федерация, 125319, Москва, Ленинградский пр-т, д. 64).

Морозкин Тимофей Викторович — аспирант кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (Российская Федерация, 125319, Москва, Ленинградский пр-т, д. 64).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Александров А.В., Морозкин Т.В. Анализ динамики вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и действующих на него крутящих моментов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2026, № 2 (157), с. 102–120. EDN: QEWVQJ

**ANALYSIS OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE
CRANKSHAFT ROTATION DYNAMICS AND OF THE TORQUES
ACTING ON THE CRANKSHAFT**

A.V. Aleksandrov

madilab@mail.ru

T.V. Morozkin

tima.skazi@gmail.com

MADI, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article provides a comparative analysis of the dynamics of the internal combustion engine crankshaft rotation and the torque acting on it. In practice, it is a significant difficulty to determine both the angular velocity of the crankshaft and the determination of the torques acting on it. The features of determining the

Keywords

Internal combustion engine, crankshaft rotation speed, crankshaft acceleration, torque, indicator diagram, indirect indication, crankshaft position sensor

angular velocity of rotation of an engine crankshaft based on the signal of a standard sensor for the position of this shaft are considered. A method for determining the moment of friction forces and the moment of the payload is presented, as well as an experimental method for determining the moment of inertia of rotating parts. This technique involves determining the effective torque in each cylinder based on the response — a change in the speed of rotation of the crankshaft. When solving this problem, it is advisable to consider two forms of relationship between the dynamics of engine crankshaft rotation and the torques acting on it. The first of them is differential, which is the relationship between crankshaft acceleration and torque. The second is the integral relationship between the change in kinetic energy of the moving parts of the engine and the operation of the gas forces. The results of this analysis can be used in the development of a technique for indirectly indicating processes occurring in engine cylinders

Received 12.05.2025

Accepted 06.11.2025

© Author(s), 2026

REFERENCES

- [1] Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. New York, McGraw-Hill, 2018.
- [2] Gupta H.N. Fundamentals of internal combustion engines. Delhi, PHI, 2013.
- [3] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. Toksichnost otrabotavshikh gazov dizeley [Toxicity of diesel exhaust gases]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002.
- [4] Obozov A.A., Grishanov P.A. Analyzing the toxic components concentration in the diesel engine exhaust gases. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2024, no. 3, pp. 42–49 (in Russ.). EDN: JAOKEK
- [5] Vasilyev D.A., Bogoslovskiy M.A., Varulin P.A., et al. Development of an algorithm for correcting the piston engine experimental indicator diagram based by crank angle and pressure. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2023, no. 3, pp. 15–27 (in Russ.). EDN: FHTEPY
- [6] Gusakov S.V. Algorithm to obtain the laws of combustion of alternative fuels, by treating the indicator diagrams of internal combustion piston engines. *Transport na alternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2012, no. 2, pp. 8–14 (in Russ.). EDN: PJTNMV
- [7] Aleksandrov A.V., Dolgov I.A. Increasing the reliability of data obtained during ICE indexing. Part 1. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2018, no. 3, pp. 30–35 (in Russ.).
- [8] Aleksandrov A.V., Dolgov I.A. Increasing the reliability of data obtained during ICE indexing. Part 2. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2018, no. 5, pp. 40–42 (in Russ.).

- [9] D'ambrosio S., Ferrari A., Galleani L. In-cylinder pressure-based direct techniques and time frequency analysis for combustion diagnostics in IC engines. *Energy Convers. Manag.*, 2015, vol. 99, pp. 299–312. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.080>
- [10] Rogers D.R. Engine combustion: pressure measurement and analysis. SAE Int., 2010.
- [11] Da Silva M.J., De Oliveira A., Sodré J.R. Analysis of processing methods for combustion pressure measurement in a diesel engine. *J. Braz. Soc. Mech. Sc. Eng.*, 2019, vol. 41, no. 7, art. 282. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1785-9>
- [12] Dempsey A.B., Seiler P.J., Johnson S. Comparison of cylinder pressure measurements on a heavy-duty diesel engine using a switching adapter. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2019, vol. 141, no. 8, art. 081014. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4043408>
- [13] Dolgov I.A., Aleksandrov A.V. Mobile system for recording and processing parameters of the automotive engine. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2017, no. 2, pp. 11–17 (in Russ.). EDN: YQFRLV
- [14] Shatrov M.G., Matyukhin L.M., Sinyavsky V.V., et al. An alternative approach to the assessment of internal combustion engine filling and its technical and economic parameters. *Int. J. Emerg. Trends Eng. Res.*, 2020, vol. 8, no. 6, pp. 2805–2811. DOI: <https://doi.org/10.30534/ijeter/2020/94862020>
- [15] Shatrov M.G., Dunin A.Y., Malchuk V.I. A laboratory investigation into the fuel atomization process in a diesel engine for different configurations of the injector nozzles and flow conditions. *Fluid Dyn. Mater. Process.*, 2020, vol. 16, no. 4, pp. 747–760. DOI: <https://doi.org/10.32604/FDMP.2020.08991>
- [16] Novikov V.A. Opređenje tehničkog stanja motora unutrašnjeg sagorijevanja po neravnomernosti vrashčenja koljenčatog vala. Dis. kand. tekhn. nauk [Determination of the technical condition of internal combustion engines by the uneven rotation of the crankshaft. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Moscow, RUDN, 2023 (in Russ.).
- [17] Korneev A.E. Device for studying uneven rotation of crankshaft. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2020, no. 5, pp. 40–43 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2020-173-40-43>
- [18] Grebennikov S.A., Grebennikov A.S., Kiselev G.O., et al. Methodology of formless diagnosis of crank mechanism of internal combustion engine. *Tekhnicheskoe regulirovanie v transportnom stroitelstve*, 2020, no. 3, pp. 147–155 (in Russ.). EDN: XBHUUI
- [19] Dushkin P.V., Savastenko A.A., Khovrenok S.S., et al. Automation of the setting of the PI-controller of the fuel pressure control system in the diesel battery fuel system. *Dvigatellestroenie* [Engines Construction], 2023, no. 1, pp. 51–63 (in Russ.). EDN: YTUHPQ
- [20] Golubkov L.N., Dushkin P.V., Savastenko A.A., et al. Development of a high-speed model for testing the control algorithms for a diesel battery fuel system. *Dvigatellestroenie* [Engines Construction], 2024, no. 3, pp. 14–20 (in Russ.). EDN: ESYBXQ

Aleksandrov A.V. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Thermal Engineering and Automobile and Tractor Engines, MADI (Leningradskiy prospekt 64, Moscow, 125319 Russian Federation).

Morozkin T.V. — Post-Graduate Student, Department of Thermal Engineering and Automobile and Tractor Engines, MADI (Leningradskiy prospekt 64, Moscow, 125319 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Aleksandrov A.V., Morozkin T.V. Analysis of the internal combustion engine crankshaft rotation dynamics and of the torques acting on the crankshaft. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2026, no. 2 (157), pp. 102–120 (in Russ.). EDN: QEWWQJ