

Новый способ контроля начала подачи и сгорания топлива в тепловозных дизелях

А. Ю. КОНЬКОВ, И. Д. КОНЬКОВА

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Дальневосточный государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО ДВГУПС), Хабаровск, 680021, Россия

Аннотация. Правильная регулировка топливной аппаратуры дизеля является важным фактором, оказывающим влияние на экономические и экологические показатели двигателя, его надежность. По ряду причин угол опережения подачи топлива в эксплуатации может отклоняться от оптимального, что требует своевременного контроля и регулировки этого параметра. Особенно остро эта проблема стоит для дизелей с индивидуальными насосами высокого давления, в том числе для тепловозных. В статье изложен новый способ косвенного определения угла опережения подачи топлива на основе анализа сигнала первой производной давления — скорости его изменения. Способ не требует дополнительных измерений таких параметров, как угол поворота коленчатого вала или положение поршня, и поэтому может представлять интерес для разработки простых и надежных средств оперативной диагностики. В работе представлен краткий анализ методов контроля угла опережения подачи топлива, нашедших применение при эксплуатации тепловозов в России, а также результаты теоретического исследования, выполненного с применением методов математического моделирования для тепловозного дизеля 1А-5Д49. По данным расчетного эксперимента предложен безразмерный критерий, определяемый по величине сигнала скорости изменения давления в характерных точках, позволяющий рассчитать угол опережения подачи топлива с использованием простой линейной зависимости. Экспериментальная проверка предлагаемого способа показала хорошее совпадение результатов с известными методами.

Ключевые слова: дизель; угол опережения подачи топлива; диагностика технического состояния; внутрицилиндровое давление; скорость изменения давления

Введение. Своевременность подачи топлива и его воспламенения в цилиндрах дизеля является важнейшим регулировочным параметром, определяющим протекание рабочего процесса двигателя. Согласно теории в двигателе внутреннего сгорания этот показатель количественно оценивается величиной угла опережения подачи топлива (УОПТ), под которым понимают угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу нагнетательного хода плунжера топливного насоса высокого давления (ТНВД), отсчитанный относительно верхней мертвой точки (ВМТ). Отклонение УОПТ параметра в большую или меньшую сторону от оптимального значения ухудшает экономические и экологические показатели локомотива [1, 2], а возникающий при этом временный перегрев деталей цилиндропоршневой группы

является основной причиной образования трещин в крышках цилиндра и цилиндрических втулок [3]. Особенно остро проблема нарушения регулировки УОПТ стоит для дизелей с индивидуальными ТНВД, к которым относятся практически все тепловозные дизели, эксплуатируемые в настоящее время на железных дорогах России [4]. Все известные способы контроля УОПТ в эксплуатации предполагают привязку диагностического сигнала к углу поворота коленчатого вала, что требует доступа к маховику дизеля и установки на нем датчиков положения коленчатого вала. На практике последнее условие выполнимо не для всех серий тепловозов.

В настоящей работе теоретически и экспериментально обосновывается метод контроля УОПТ, основанный на анализе сигнала первой производной внутрицилиндрового давления и не требующий дополнительных измерений других параметров, например таких, как угол поворота коленчатого вала, положение поршня.

Краткий обзор способов контроля УОПТ. Значение УОПТ может быть определено на остановленном двигателе при снятых трубках высокого давления. На штуцер ТНВД устанавливается короткая прозрачная трубка, после чего проворачивают коленчатый вал и визуально определяют начало движения мениска топлива в трубке, сопоставляя этот момент времени с метками на маховике коленчатого вала. Несмотря на простоту оборудования, метод не нашел широкого применения для многоцилиндровых дизелей с индивидуальными ТНВД из-за своей трудоемкости и необходимости частичной разборки аппаратуры.

Начало подачи топлива может быть определено с использованием датчиков перемещения иглы (клапана) форсунки. Такие датчики с чувствительным элементом индуктивного типа, устанавливаемые на место дренажной трубки форсунки, разрабатывались ПКБ ЦТ ОАО «РЖД» (ПКБ ЦТ МПС) для дизелей типа 10Д100 начиная с 80-х гг. прошлого столетия и успешно применялись в локомотивных депо страны. Однако в настоящее время этот способ контроля УОПТ для современных дизелей тепловозов не получил развития ввиду изменившейся конструкции форсунок.

■ E-mail: akonkov1964@gmail.com (А. Ю. Коньков)

Возможной альтернативой датчикам перемещения иглы форсунки может служить способ, предложенный Ю. П. Макушевым и Л. Ю. Волковой, заключающийся в установке на штуцер дренажной магистрали датчика давления топлива. В работе [5] показано, что при герметизации дренажной магистрали сигнал давления в полостях форсунки над иглой хорошо коррелирует с сигналом перемещения иглы.

Практически удобным, не требующим демонтажа элементов топливной аппаратуры является способ, основанный на контроле вибрации деталей топливной аппаратуры [6]. При этом предполагается, что начало подачи топлива может быть обнаружено по переднему фронту сигнала вибрации при ударе иглы (клапана) форсунки об ограничитель. Опыт эксплуатации приборов топливной аппаратуры дизелей ППРФ-3 «ДЭСТА» на Дальневосточной железной дороге показал, что при недостаточной плотности запорного конуса клапана этот фронт выражен слабо, и поэтому достоверность метода может оказаться недостаточно высокой. Указанного недостатка лишен метод, основанный на измерении деформации трубопровода высокого давления. По мнению авторов [5, 7], этот способ отличается высокой информативностью ввиду того, что сигнал деформации хорошо коррелирует с давлением в трубопроводе. Однако для оценки перспектив развития этого метода нельзя не учитывать современную тенденцию дизелестроения — применение пожаробезопасных форсуночных трубок с двойными стенками, а также ненадежность существующих конструкций накладных датчиков деформаций. Датчики давления проточного типа на линии высокого давления топлива не нашли применения в практике эксплуатации тепловозных дизелей из-за значительной трудоемкости и необходимости демонтажа штатных форсуночных трубок.

Косвенный способ контроля УОПТ может быть осуществлен анализом сигнала давления в цилиндре дизеля. Появление в горячем воздухе топлива с относительно низкой температурой и последующее его испарение являются причиной интенсификации теплообмена и, как следствие, снижения скорости нарастания давления, что может быть выявлено при записи давления чувствительными средствами измерения [8, 9]. Ввиду относительно невысокой теплоты парообразования дизельного топлива, и особенно при малых цикловых подачах топлива на режимах частичной мощности, такой метод контроля не имеет, на наш взгляд, перспектив. Более надежным способом является контроль начала выделения теплоты в цилиндре двигателя, который может быть определен в ходе анализа того же сигнала давления в ряде случаев визуально по характерному перегибу на линии давления или в ходе последующего анализа, основанного на обработке индикаторной диаграммы. Методы

диагностики дизеля, основанные на анализе сигнала внутрицилиндрового давления, прочно обосновались в практике эксплуатации судовых дизелей [10], а в последнее время начинают получать все большее распространение и для тепловозных [11]. Алгоритмы и технология обнаружения неисправностей в большинстве случаев не раскрываются разработчиками. В некоторых случаях, например в работе [12], диагностика выполняется только по результатам сравнения сигналов давления, измеренных одновременно во всех цилиндрах дизеля, что существенно удорожает комплекс (из-за многократного, для тепловозных дизелей до 16, увеличения количества датчиков давления) и снижает его надежность. Во всех случаях предполагается установка датчика положения коленчатого вала.

Учитывая вышесказанное, можно констатировать, что проблема разработки методов оперативной диагностики процесса подачи топлива и его сгорания в дизелях остается актуальной для эксплуатации тепловозных дизелей. Возможным решением этой проблемы может стать способ, рассматриваемый в настоящей работе.

Скорость изменения давления: измерение и диагностический анализ. При измерении внутрицилиндрового давления широкое распространение получили пьезоэлектрические датчики давления, в которых сила, приложенная к чувствительному элементу (пьезоэлектрику), преобразуется в заряд на его обкладках. Традиционно дальнейшее преобразование осуществляется с применением усилителей заряда, которые функционально представляют собой интеграторы на операционных усилителях. В результате на выходе усилителя получают сигнал, пропорциональный давлению в цилиндре. В работе [13] показаны преимущества иного подхода, заключающегося в использовании преобразователя «ток—напряжение», выходной сигнал которого будет пропорционален первой производной давления по времени или скорости изменения давления. В первую очередь эти преимущества выражаются в снижении влияния шумов на конечные характеристики давления и тепловыделения в цилиндре. Необходимо подчеркнуть, что получение сигнала скорости изменения давления на этапе измерения и обработки аналоговыми средствами является принципиальным условием реализации метода, так как только в этом случае может быть получен качественный исходный сигнал в режиме реального времени. Численные методы дифференцирования индикаторных диаграмм потребуют сглаживания и фильтрации либо осреднения по большому числу циклов. И то и другое, на наш взгляд, нежелательно.

Для проведения экспериментальных исследований нами был изготовлен преобразователь «ток—напряжение» на базе операционного усилителя AD623

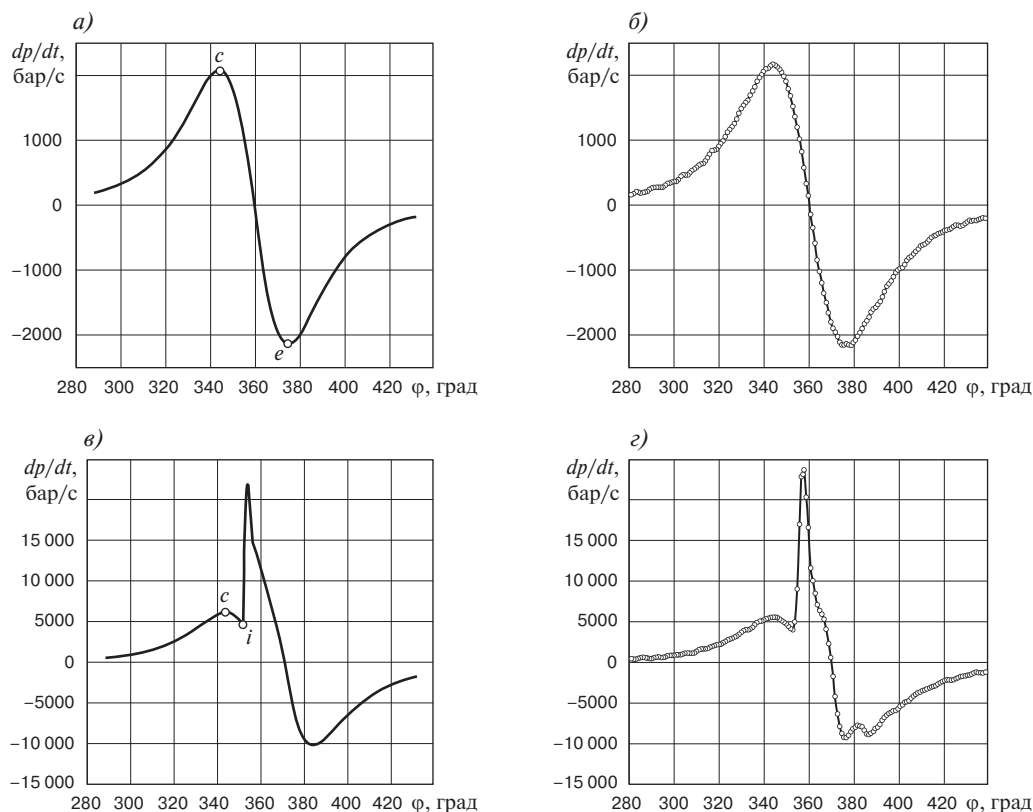


Рис. 1. Примеры сигнала скорости изменения давления в цилиндре дизеля 1А-5Д49: а — модель, подача топлива отключена, $n = 530 \text{ мин}^{-1}$; б — эксперимент, подача топлива отключена, $n = 530 \text{ мин}^{-1}$; в — модель, рабочий режим, $n = 820 \text{ мин}^{-1}$; з — эксперимент, рабочий режим, $n = 820 \text{ мин}^{-1}$; с — максимум на участке сжатия; i — начало видимого сгорания; e — минимум на участке расширения

Fig. 1. Examples of the signal of the diesel cylinder pressure change rate 1A-5D49: a — model, fuel supply is off, $n = 530 \text{ min}^{-1}$; б — experiment, fuel supply is on, $n = 530 \text{ min}^{-1}$; в — model, operation mode, $n = 820 \text{ min}^{-1}$; з — experiment, operation mode, $n = 820 \text{ min}^{-1}$; c — maximum at compression area; i — beginning of visible combustion; e — minimum at expansion area

с входным каскадом на полевом транзисторе BF245A. Преобразователь проектировался для использования с пьезодатчиком RFT [15] на основе кристалла кварца.

На рис. 1 приведены фрагменты сигнала скорости изменения давления в области ВМТ конца такта сжатия, полученные при моделировании и экспериментально для двух случаев работы: с подачей и без подачи топлива в цилиндр. При моделировании сигнала без сгорания топлива использовались модель и ее компьютерная реализация, представленные в работе [16]. При теоретическом изучении закономерностей сигнала при сгорании топлива модель дополнялась характеристикой относительной скорости тепловыделения, полученной с помощью программы «Дизель-РК» [17].

При отсутствии подачи топлива давление в цилиндре увеличивается вплоть до ВМТ (360° угла поворота коленчатого вала), что соответствует положительным значениям скорости изменения давления. Максимум скорости нарастания давления приходится на точку с (рис. 1, а). Примечательно, что положение этой точки соответствует вполне определенному значению угла

поворота коленчатого вала, что может быть использовано для привязки сигнала давления к углу поворота коленчатого вала при асинхронном определении индикаторной диаграммы [18]. При расширении давление падает с переменной скоростью, которая достигает минимального значения в точке e. Абсолютные значения скорости давления в точках a и e определяются скоростным режимом двигателя, кинематикой кривошипно-шатунного механизма и количеством рабочего тела, участвующего в процессах сжатия и расширения. Последнее обстоятельство позволило нам ввести безразмерный показатель — критерий плотности цилиндра k_{seal} , основанный на значениях сигнала в указанных точках, однозначно связанный с количеством воздуха, вытекающего через уплотнение рабочей камеры двигателя:

$$k_{seal} = \frac{|(dp/dt)_e| - (dp/dt)_c}{(dp/dt)_c}, \quad (1)$$

где $(dp/dt)_c$ и $(dp/dt)_e$ — значения сигнала скорости давления в точках с и e соответственно [19].

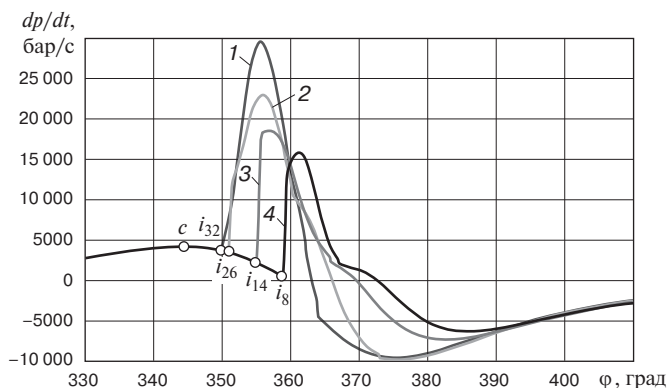


Рис. 2. Результаты моделирования при различных УОПТ (режим 1050 кВт при $n=610 \text{ мин}^{-1}$): 1 — $\varphi_{\text{опт}}=32^\circ$; 2 — $\varphi_{\text{опт}}=26^\circ$; 3 — $\varphi_{\text{опт}}=14^\circ$; 4 — $\varphi_{\text{опт}}=8^\circ$; c — максимальная скорость изменения давления на участке сжатия; i_j — точки, соответствующие началу сгорания при $\varphi_{\text{опт}}=j$

Fig. 2. Results of modeling with different FIAA (mode 1050 kW at $n=610 \text{ min}^{-1}$): 1 — $\varphi_{\text{опт}}=32^\circ$; 2 — $\varphi_{\text{опт}}=26^\circ$; 3 — $\varphi_{\text{опт}}=14^\circ$; 4 — $\varphi_{\text{опт}}=8^\circ$; c — maximum pressure change rate at the compression area; i_j — points corresponding to the beginning of combustion at $\varphi_{\text{опт}}=j$

Обоснование и экспериментальная проверка применимости критерия плотности цилиндра для среднеоборотных дизелей различного назначения представлены в работах [19, 20].

Критерий опережения подачи топлива. В задачах технической диагностики представляется более важным определение фазы начала сгорания (точка i на рис. 1, в), чем определение фазы начала подачи топлива. И хотя отклонение фазы воспламенения от оптимального значения может быть вызвано не только неверной регулировкой УОПТ, тем не менее устранение причины этого является необходимым условием для экономичной и безопасной работы дизеля. Известно [8, 9], что продолжительность периода задержки воспламенения зависит от свойств топлива (в первую очередь его цетанового числа), температуры и давления в цилиндре в момент начала подачи топлива. Если диагностика дизеля выполняется при равных условиях, то правомерно ожидать, что существует однозначная связь между началом подачи топлива и началом его воспламенения. На практике равенство условий может быть обеспечено поддержанием определенного режима дизеля при его

испытаниях. Кроме того, зависимости между УОПТ и началом сгорания топлива могут быть установлены экспериментально для различных режимов работы силовой установки.

Для выявления отклонения начала сгорания от оптимального значения можно предложить две стратегии. Первая предполагает определение продолжительности процесса на участке $c-i$ (см. рис. 1, в). Поскольку смещение точки c относительно ВМТ незначительное, то продолжительность этого участка может быть использована для определения угла начала сгорания относительно ВМТ без использования данных о положении коленчатого вала. Видимым недостатком такой стратегии является некоторая сложность точного определения фазы точки c , особенно для зашумленного сигнала.

Вторая стратегия основана на том, что при изменении угла начала видимого сгорания положение точки i изменяется, приближаясь (при раннем сгорании) или отдаляясь (при позднем сгорании) к точке c . Это позволяет предложить безразмерный критерий опережения подачи топлива в виде

$$k_{inj} = \frac{(dp/dt)_c - (dp/dt)_i}{2(dp/dt)_c}, \quad (2)$$

где $(dp/dt)_i$ — значения сигнала скорости давления в точке i .

При увеличении УОПТ соответственно уменьшается значение критерия (2). Теоретически его минимальное значение равняется нулю и могло бы быть достигнуто при совпадении точек c и i , что практически исключено по причине невозможности самовоспламенения при слишком большом УОПТ. Максимальное значение критерия по аналогичным причинам не может превышать единицы, и на практике оно будет всегда меньше. Поскольку критерий безразмерный, то для его вычисления необязательно определять значения физической величины скорости давления, расчет по формуле (2) можно выполнять по данным сигнала при условии линейной характеристики преобразователя. В этом случае тарирование измерительного канала не требуется.

Результаты определения УОПТ по различным методикам
Results of FIAA determination according to different methods

Диагноз	Критерий k_{inj}		УОПТ, град				Диагностический симптом (отклонение УОПТ от «эталона»), град	
			Эталонный цилиндр		Исследуемый цилиндр			
			«Магистраль»	По формуле (3)	«Магистраль»	По формуле (3)	«Магистраль»	По формуле (3)
Исправен	0,0526	0,0845	20,3	20,17	18,9	19,12	-1,4	-1,05
Поздний впрыск	0,0526	0,1207	20,3	20,17	17,4	17,94	-2,9	-2,23
Ранний впрыск	0,0947	0,0265	17,3	18,70	19,5	21,02	+2,2	+2,23
Слишком ранний впрыск	0,1371	0,0106	17,4	17,40	25,4	21,55	+8	+4,15

Для выявления характера влияния УОПТ на значение критерия (2) было выполнено расчетное исследование с использованием компьютерных моделей [16, 17]. Расчеты выполнялись для тепловозного дизеля 1А-5Д49, работающего на режиме 50 % мощности дизеля при частоте вращения коленчатого вала $n = 610 \text{ мин}^{-1}$, что примерно соответствует 6-й позиции контроллера машиниста при работе по тепловозной характеристике. Угол опережения подачи топлива изменялся в пределах от 8 до 34° с шагом 2°. При расчете периода задержки воспламенения использовалась модифицированная методика А. И. Толстова с поправочным коэффициентом 1,2 [17]. Параметры наддува и характеристика впрыскивания для всех расчетов сохранялись постоянными. На рис. 2 в качестве примера приведены графики изменения скорости давления в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала для нескольких углов опережения подачи топлива. На графики дополнительно нанесены точки, участвующие в расчете предлагаемого критерия: точка c (общая для всех графиков) и точки i_j , где числу j соответствует угол опережения подачи топлива (в градусах). Результаты анализа полученных кривых представлены на рис. 3.

Угол начала видимого сгорания смещается в предполагаемом направлении, но нелинейно. Это объясняется тем, что при больших УОПТ воспламенения увеличивается период задержки воспламенения (рис. 3, а) из-за относительно малой температуры и давления воздуха в цилиндре, в результате чего при очень больших УОПТ угол начала видимого сгорания практически не изменяется. Расчеты показали, что для выбранного режима при сколь угодно больших УОПТ сгорание не начинается раньше точки c , что подтверждает высказанный выше тезис.

При начале воспламенения в области от 0 до 7,5° до ВМТ, соответствующей интервалу УОПТ от 8 до 18°, зависимость предлагаемого критерия от УОПТ имеет практически линейный характер (линия 4 на рис. 3, б), что делает возможным реализацию простых и быстрых алгоритмов определения УОПТ для таких условий.

В качестве экспериментального обоснования работоспособности предлагаемого критерия нами были сопоставлены данные автоматической диагностики, выполненные комплексом «Магистраль», с результатами, полученными по изложенной методике. Экспериментальные данные — индикаторные диаграммы — извлекались из базы данных (БД) программы, после чего численно дифференцировались. Следует отметить, что в БД программы «Магистраль» сохраняются осредненные по нескольким десяткам циклов диаграммы с разрешением в 1° угла поворота коленчатого вала, поэтому корректная обработка кривой скорости давления оказалась не всегда возможной из-за

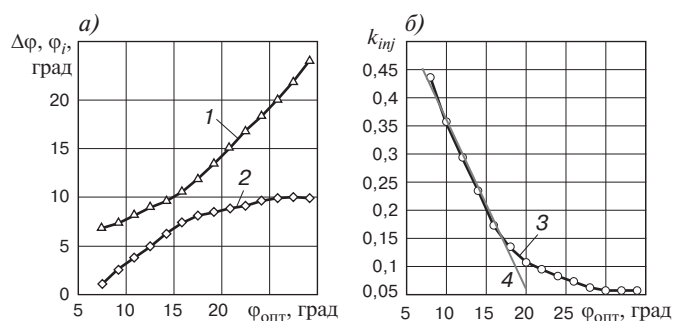


Рис. 3. Результаты расчетного эксперимента:

а — зависимости фазовых параметров сгорания от угла опережения подачи топлива: 1 — период задержки воспламенения $\Delta\varphi(\varphi_{\text{опт}})$; 2 — угол начала видимого сгорания (относительно ВМТ) $\varphi_i(\varphi_{\text{опт}})$; б — зависимость критерия опережения подачи топлива от угла опережения подачи топлива $k_{inj}(\varphi_{\text{опт}})$; 3 — расчет; 4 — линейная аппроксимация для участка $8^\circ < \varphi_{\text{опт}} < 18^\circ$

Fig. 3. Results calculated from the experiment:
а — dependencies of the phase parameters of combustion on the fuel injection advance angle; 1 — period of ignition delay $\Delta\varphi(\varphi_{\text{опт}})$; 2 — visible combustion onset angle (relative to TDC) $\varphi_i(\varphi_{\text{опт}})$; б — dependence of criterion of fuel injection timing advance on the fuel injection advance angle $k_{inj}(\varphi_{\text{опт}})$; 3 — calculation; 4 — linear approximation for area $8^\circ < \varphi_{\text{опт}} < 18^\circ$

искажений участка в области максимальной скорости нарастания давления (в окрестностях точки c). В комплексе «Магистраль» индикаторные диаграммы давления сравниваются с условной эталонной, за которую принимается диаграмма в одном из цилиндров двигателя. Целью регулировки в такой постановке является подстройка процессов всех цилиндров двигателя с выбранным эталоном. Для определения УОПТ используется особый алгоритм, учитывающий сигналы с датчиков вибрации и давления в цилиндре [12]. На рис. 4 показаны все возможные случаи: нормальная, ранняя и поздняя подача топлива в исследуемом цилиндре относительно процесса в эталонном цилиндре.

Для каждой пары сигналов скорости изменения давления рассчитывали критерий опережения подачи топлива (2) и на основании аппроксимации линейного участка полученной зависимости $f(k_{inj})$ (см. рис. 3, б, прямая линия) вычисляли УОПТ:

$$\varphi_{\text{опт}} = 21,9 - 32,8k_{inj}. \quad (3)$$

Необходимо отметить, что коэффициенты в уравнении прямой (3) получены по результатам математического моделирования и, по всей вероятности, должны быть уточнены экспериментально. На сегодняшний день также не исследовано должным образом влияние скоростного и нагрузочного режима двигателя на зависимость $\varphi_{\text{опт}}(k_{inj})$. Несмотря на это, совпадение результатов косвенного определения УОПТ по сигналу первой производной давления с данными аппаратно-программного комплекса «Магистраль» можно считать удовлетворительным (см. таблицу).

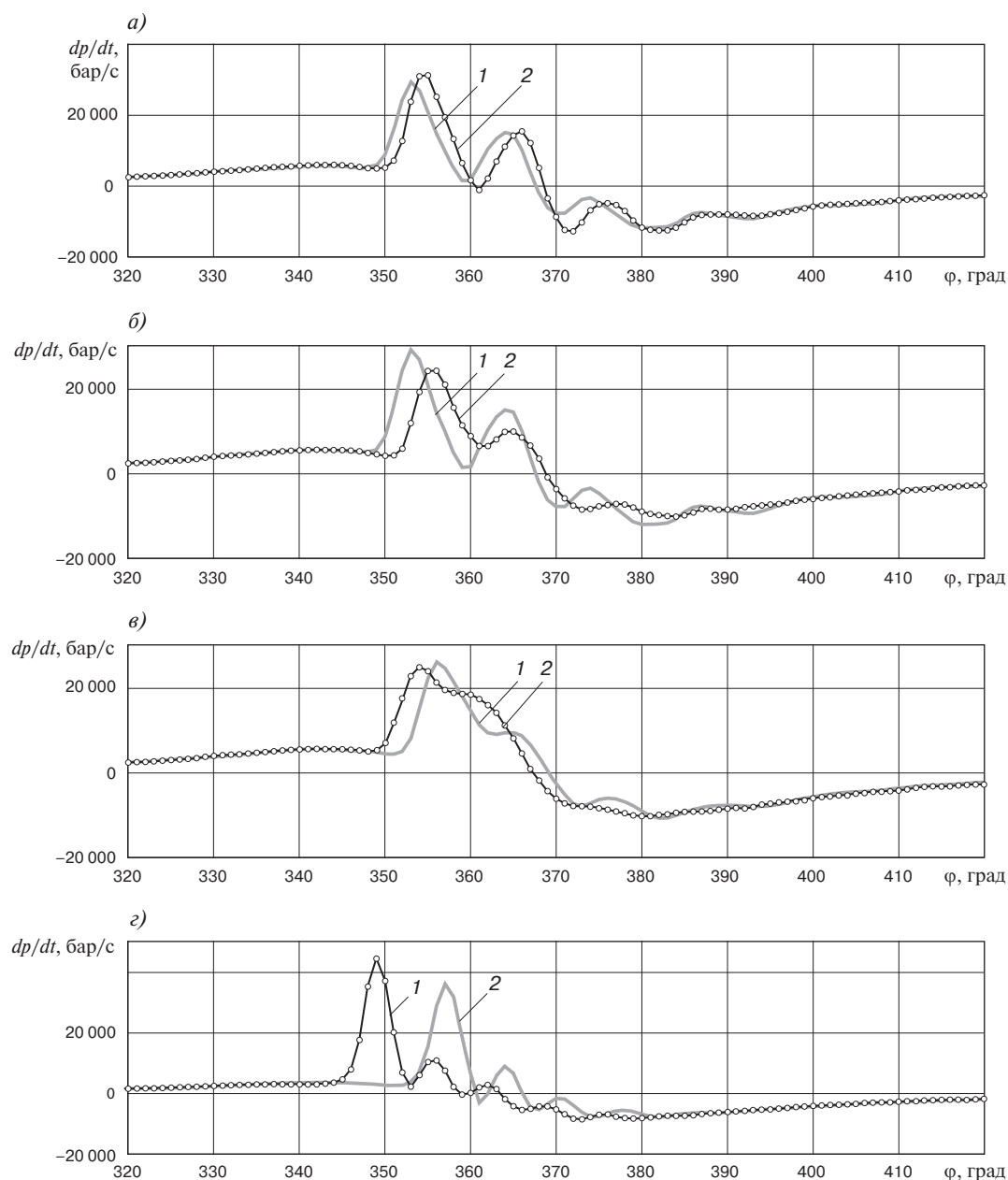


Рис. 4. Результаты экспериментальной проверки метода для различных диагнозов:
 а — исправен; б — поздний впрыск; в — ранний впрыск; г — слишком ранний впрыск;
 1 — «эталонный» цилиндр, 2 — исследуемый цилиндр

Fig. 4. Results of experimental inspection of the method for different diagnoses:
 а — in working order; б — late injection; в — early injection; г — too early injection;
 1 — “reference” cylinder, 2 — examined cylinder

Вместе с тем при слишком больших УОПТ количественные значения диагностического симптома (отклонения контролируемого параметра от эталонного значения), определенные комплексом «Магистраль» и по предлагаемой методике, существенно расходятся.

Это вполне закономерный результат, так как выражение (3) в этой (нелинейной) области зависимости $\varphi_{\text{опт}}(k_{inj})$, строго говоря, неприменимо. Как вариант решения проблемы может быть предложен диагноз

«слишком большое опережение подачи топлива» для сигнала с критерием k_{inj} меньше 0,02.

Выводы. 1. Анализ существующих методов контроля УОПТ показал целесообразность поиска новых решений, направленных на повышение оперативности и достоверности результатов диагностирования.

2. Представленный новый способ контроля начала воспламенения и подачи топлива, основанный на анализе сигнала скорости изменения давления

в цилиндре, не требует дополнительных данных, в том числе измерения угла поворота коленчатого вала.

3. Предложенный критерий опережения подачи топлива имеет линейную зависимость от УОПТ в области нормальных и поздних углов начала впрыскивания, что обеспечивает основу для разработки простых и надежных средств мониторинга и оперативной диагностики тепловозных дизелей.

4. При слишком ранней подаче топлива качественное определение этого дефекта остается надежным, однако количественное значение УОПТ требует дополнительного уточнения в процессе регулировки этого параметра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. 271 с.
2. Смирнов В.А., Талызин А.С. Энергосбережение при ремонте и техническом обслуживании локомотивов // Известия Транссиба. 2011. № 4 (8). С. 41–49.
3. Сиротенко И.В., Гогричиани Г.В. Проблемы повреждаемости силовых и теплонапряженных узлов тепловозных дизелей. Аналитический обзор // Вестник ВНИИЖТ. 2017. Т. 76. № 2. С. 101–109. DOI: 10.21780/2223-9731-2017-76-2-101-109.
4. Федотов Г.Б., Левин Г.И. Топливные системы тепловозных дизелей: ремонт, испытания, совершенствование. М.: Транспорт, 1983. 192 с.
5. Макушев Ю.П., Волкова Л.Ю. Датчики для исследования и диагностирования процесса подачи топлива в системах питания дизелей // Омский научный вестник. 2016. № 3 (147). С. 28–32.
6. Ждановский Н.С., Николаенко А.В., Улитовский Б.А., Аллилуев В.А. Диагностика автотракторных двигателей. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Колос (Ленингр. отд-ние), 1977. 264 с.
7. Коньков А.Ю., Лашко В.А. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов. Владивосток: Дальнаука, 2014. 364 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов [и др.]. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 375 с.
9. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашинное строительство» [Электронный ресурс]. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 719 с. URL: <https://search.rsl.ru/ru/record/02000010266> (дата обращения: 16.07.2019 г.).
10. Соловьев А.В. Системы мониторинга судовых дизелей в эксплуатации // Вестник Астраханского государственного техни-

ческого университета. Серия: Морская техника и технология. 2018. № 1. С. 87–92. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-1-87-92.

11. Балабин В.Н., Какоткин В.З., Лобанов И.И. Экспресс-диагностика тепловозных дизелей // Мир транспорта. 2012. Т. 10. № 3 (41). С. 38–43.

12. Васин П.А. Для диагностики тепловоза — комплекс «Магистраль» // Локомотив. 2001. № 7. С. 27–31.

13. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. A new engine indicating measurement procedure for combustion heat release analysis // Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29. № 8–9. P. 1657–1675.

14. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. Internal combustion engine indicating measurements. In: Applied Measurement Systems. Prof. Zahurul Haq (Ed.), 2012. Available from: <https://pdfs.semanticscholar.org/1e41/2925077f37d272ab5a3228e50abf36aad10a.pdf> (дата обращения 21.05.2019 г.).

15. Коньков А.Ю., Лашко В.А. Средства и метод диагностирования дизелей по индикаторной диаграмме рабочего процесса. Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2007. 147 с.

16. Конькова И.Д., Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю. Математическая модель моторного цикла дизеля и ее программная реализация в среде Simulink Matlab // Вестник транспорта Поволжья. 2018. № 5 (71). С. 73–81.

17. Программа ДИЗЕЛЬ-РК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС / А.С. Кулешов [и др.] // ДВИГАТЕЛЬ-2010: Материалы международной конференции, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 16 октября 2010 г. С. 287–292.

18. Лашко В.А., Коньков А.Ю. Получение индикаторной диаграммы при асинхронном измерении сигнала давления // Двигателестроение. 2007. № 4 (230). С. 33–37.

19. Коньков А.Ю., Трунов А.И., Конькова И.Д., Давыдов Ю.А. Диагностирование неплотности цилиндра дизеля по результатам измерения скорости изменения внутрицилиндрового давления // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2018. № 4 (51). С. 9–16.

20. Конькова И.Д., Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю. Новый способ диагностирования неплотности цилиндра дизеля с применением пьезоэлектрического датчика давления // Сборник материалов VI Международной науч.-техн. конф. «Локомотивы. Электрический транспорт. XXI век». СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2018. С. 78–84.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

КОНЬКОВ Алексей Юрьевич,

д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры «Транспорт железных дорог», ФГБОУ ВО ДВГУПС

КОНЬКОВА Ирина Дмитриевна,

старший преподаватель кафедры «Транспорт железных дорог», ФГБОУ ВО ДВГУПС

Статья поступила в редакцию 05.07.2019 г., принята к публикации 30.08.2019 г.

New method for control of fuel injection initiation and fuel combustion in diesel locomotive engines

A. Yu. KON'KOV, I. D. KON'KOVA

Far Eastern State Transport University (FESTU), Khabarovsk, 680021, Russia

Abstract. Adequate regulation of diesel engine fuel equipment is an important factor affecting the economic and ecological indicators of diesel engine and its reliability. The fuel injection advance angle deviates from the best value during operation for several reasons, requiring timely control and regulation of the parameter. This issue is crucial for diesel engines with individual high-pressure

pumps like the diesel locomotive engines. This study presents a new method for indirect determination of the fuel injection advance angle based on analysis of the pressure first-order derivative signal — pressure change rate. This method eliminates the need for additional measurements like the crankshaft rotation angle or piston position, and therefore, exhibits potential for the development

of easy and reliable devices for online diagnostics. The study also briefly analyzes control methods for the fuel injection advance angle used in operating diesel-electric locomotives in Russia. The results of theoretical research performed through mathematical modeling for the locomotive diesel engine 1A-5D49 is also examined. A dimensionless criterion is proposed based on results calculated from the experiment, which is determined by the value of the pressure change rate signal at representative points allowing calculation of the fuel injection advance angle using simple linear dependence. Verification of the proposed method demonstrates good agreement of the results with existing methods.

Keywords: diesel; fuel injection advance angle (FIAA); diagnostic of technical condition; pressure inside the cylinder; pressure change rate

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-4-233-240>

REFERENCES

1. Khomich A.Z. *Toplivnaya effektivnost' i vspomogatel'nye rezhimy teplovoznnykh dizeley* [Heat efficiency and auxiliary modes of the diesel-electric locomotive diesels]. Moscow, Transport, 1987, 271 p.
2. Smirnov V.A., Talyzin A.S. *Energoberezhnie pri remonte i tekhnicheskoy obsluzhivaniy lokomotivov* [Energy savings by locomotive repair and preventive maintenance]. *Izvestiya Transsiba* [News of Transsib], 2011, no. 4(8), pp. 41–49.
3. Sirotenko I.V., Gogrichiani G.V. *Problemy povrezhdamosti silovykh i teplonapryazhennykh uzlov teplovoznnykh dizeley*. Analiticheskiy obzor [Damaging problems of power and heat-stressed assemblies of locomotive diesels. Analytical review]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2017, Vol. 76, no. 2, pp. 101–109. DOI: 10.21780/2223-9731-2017-76-2-101-109.
4. Fedotov G.B., Levin G.I. *Toplivnye sistemy teplovoznnykh dizeley: remont, ispytaniya, sovershenstvovanie* [Fuel systems of the diesel-electric locomotive diesels. Repair, tests, improvement]. Moscow, Transport, 1983, 192 p.
5. Makushev Yu.P., Volkova L.Yu. *Datchiki dlya issledovaniya i diagnostirovaniya protsessov podachi topliva v sistemakh pitaniya dizeley* [Sensors for study and diagnosis of fuel supply process in diesel power systems]. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2016, no. 3(147), pp. 28–32.
6. Zhdanovskiy N.S., Nikolaenko A.V., Ulitovskiy B.A., Alliluev V.A. *Diagnostika avtotraktornykh dvigateley* [Diagnostics of the motor-transport engines]. Leningrad, Kolos, 1977, 264 p.
7. Kon'kov A.Yu., Lashko V.A. *Diagnostirovanie dizelya na osnovе identifi katsii rabochikh protsessov* [Diagnostics of diesel based on identification of the work processes]. Vladivostok, Dal'nauka, 2014, 365 p.
8. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: Theory of reciprocating and compound engines] / D.N. Vyrbuv [et al.]. Moscow, Machine building, 1983, 375 p.
9. Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsial'nye glavy* [Theory of reciprocating engines. Special chapters]. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman [Moscow: Publishing house of Bauman Moscow State Technical University], 2008, 720 p.
10. Solov'yev A.V. *Sistemy monitoringa sudovykh dizeley v ekspluatatsii* [Systems of monitoring marine diesel engines in operation]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Bulletin of Astrakhan State Technical University], 2018, no. 1, pp. 87–92. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-1-87-92.
11. Balabin V.N., Kakotkin V.Z., Lobanov I.I. *Ekspress-diagnostika teplovoznnykh dizeley* [Promising express troubleshooting of locomotive diesel engines]. *Mir transporta* [World of transport and transportation], 2012, Vol. 10, no. 3(41), pp. 38–43.
12. Vasin P.A. *Dlya diagnostiki teplovoza-kompleks "Magistral"* [Complex "Magistral" for diesel-electric locomotive diagnostics]. *Lokomotiv* [Locomotive], 2001, no. 7, pp. 27–31.
13. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. *A new engine indicating measurement procedure for combustion heat release analysis*. *Applied Thermal Engineering*, 2009, Vol. 29, no. 8–9, pp. 1657–1675.
14. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. *Internal combustion engine indicating measurements*. In: *Applied Measurement Systems*. Prof. Zahurul Haq (Ed.), 2012. Available from: <https://pdfs.semanticscholar.org/1e41/2925077f37d272ab5a3228e50abf36aad10a.pdf> (retrieved on 21.05.2019).
15. Kon'kov A.Yu., Lashko V.A. *Sredstva i metod diagnostirovaniya dizeley po indikatornoy diagramme rabochego protsessov* [Means and methods of diesel diagnostics by the indicator diagram of the work process]. Khabarovsk: Izd-vo DVGUPS [Khabarovsk: publishing house of Far Eastern State Transport University], 2007, 147 p.
16. Kon'kova I.D., Davydov Yu.A., Kon'kov A.Yu. *Matematicheskaya model' motornogo tsikla dizelya i ee programnaya realizatsiya v srede Simulink Matlab* [Mathematical model of the diesel motor cycle and its program implementation in SimulinkMatlab environment]. *Vestnik transporta Povolzh'ya* [Bulletin of transport of the Volga region], 2018, no. 5(71), pp. 73–81.
17. Kuleshov A.S., Kozlov A.V., Fadeev Yu.M. *Programma DIZEL''-RK: modelirovanie i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS / DVI GATEL''-2010: Materialy mezhdunarodnoy konferentsii, posvyashchennoy 180-letiyu MGTU im. N.E. Bauman* [Program DIESEL-RK: Modeling and optimization of the work processes of ICE / Collection of scientific works of the international conference Engine-2010], 16.10.2010, Moscow, pp. 287–292.
18. Lashko V.A., Kon'kov A.Yu. *Poluchenie indikatornoy diagrammy pri asinkhronnom izmerenii signala davleniya* [Indicator test based on asynchronous pressure measurement]. *Dvigatellestroenie*, 2007, no. 4(230), pp. 33–37.
19. Kon'kov A.Yu., Trunov A.I., Kon'kova I.D., Davydov Yu.A. *Diagnostirovanie neplotnosti tsilindra dizelya po rezul'tatam izmereniya skorosti izmeneniya vnutritsilindrovogo davleniya* [Diagnosing the leakage of a diesel engine cylinder according to the results of measuring the in-cylinder pressure rate of change]. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta* [Bulletin of Pacific national university], 2018, no. 4(51), pp. 9–16.
20. Kon'kova I.D., Davydov Yu.A., Kon'kov A.Yu. *Novyy sposob diagnostirovaniya neplotnosti tsilindra dizelya s primeneniem piezoelektricheskogo datchika davleniya* / *Sbornik materialov VI Mezhdunarodnoy nauch.-tekh. konf. "Lokomotivy. Elektricheskii transport. XXI vek"* [New method of diagnostics of the diesel cylinder leakiness using piezoelectric pressure sensor / Collection of material of the VI International scientific-practical conference Locomotives. Electric transport. XXI century]. SPb., FGBOU VO PGUPS [Saint Petersburg, Petersburg State Transport University], 2018, pp. 78–84.

ABOUT THE AUTHORS

Aleksey Yu. KON'KOV,

Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of the Railway Transport, FESTU

Irina D. KON'KOVA,

Senior Lecturer of the Department of the Railway Transport, FESTU

Received 05.07.2019

Accepted 30.08.2019