



УДК 629.424:621.436+004.94

© В. А. Лашко, А. Ю. Коньков, А. А. Маркелов, 2007

**МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ДИЗЕЛЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ
РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ
ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ
В УСЛОВИЯХ РЯДОВОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Лашко В. А. – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» (ТОГУ); *Коньков А. Ю.* – канд. техн. наук, доц. кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели»; *Маркелов А. А.* – инженер кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели» (ДВГУПС)

Предложен и реализован новый метод идентификации технического состояния дизеля анализом индикаторной диаграммы. Произведен выбор оборудования, позволяющего достоверно определять индикаторную диаграмму в условиях рядовой эксплуатации. Доказана эффективность предложенного метода идентификации технического состояния дизеля.

The new method of technical condition identification for a diesel engine is offered and realized by the display diagram analysis. The choice of the equipment allows defining authentically the display diagram under the conditions of ordinary operation. The efficiency of the suggested identification method of a diesel engine condition has been proved.

Многие современные комплексы технической диагностики двигателя позволяют определять индикаторную диаграмму (ИД). Популярность давления в цилиндре как диагностического сигнала, в первую очередь, вызвано его высокой информативностью, характеризующей качество протекания термогазодинамических процессов в поршневой части двигателя. К сожалению, во многих системах технической диагностики (СТД) отсутствует четкая конкретизация неисправностей. Не редки случаи, когда разработчики СТД предлагают лишь средства измерения и первичной обработки ИД, оставляя эксперту постановку диагноза – идентификацию возможных неисправностей или разрегулировок.

В данной работе предложен и реализован новый метод идентификации неисправностей по экспериментальной индикаторной диаграмме, ориентированный на автоматизацию этой процедуры с применением персонального компьютера. Структурная схема метода показана на рис. 1.

Опытная ИД представлена на схеме массивом экспериментальных (действительных) данных о распределении величины давления по углу поворота коленчатого вала $P(\varphi)_д$. Этот массив формируется в ходе измерения ИД как функции от времени $P(\tau)$. Режим работы двигателя и его конструктивные особенности описываются соответственно вектором режимных $\Pi_p = \{n_d, P_e, t_0, p_0, \dots\}$ и конструктивных $\Pi_k = \{D, S, V_c, \dots\}$ параметров. Вносимая на этом этапе неизбежная погрешность измерений частично компенсируется при обработке результатов, в ходе которой осуществляется пересчет кода АЦП в физическую величину давления в соответствии с известной характеристикой первичного преобразователя, осреднение одноцикловых ИД, сглаживание осредненной ИД, и другие стандартные процедуры статистической обработки результатов эксперимента.

Сформированный объективными условиями эксперимента комплекс конструктивных и режимных параметров Π_k и Π_p содержит исходные данные для математического моделирования расчетной ИД $P(\varphi)_р$. Очевидно, что если некоторые компоненты векторов Π_k и Π_p достоверно известны (тактность двигателя, диаметр цилиндра, кинематические характеристики КШМ и т. п.) или определены в ходе измерения (частота вращения коленчатого вала), то другие на начальном этапе математического моделирования являются неизвестными. К таким параметрам можно отнести зазоры в цилиндропоршневой группе, образовавшиеся вследствие износа, действительный угол опережения подачи топлива, действительные фазы газораспределения, активный ход плунжера ТНВД и другие конструктивные и регулировочные характеристики двигателя, входящие в состав вектора Π_k . В зависимости от метода решения задачи математического описания процессов в цилиндре двигателя некоторые неизвестные показатели, связанные с конструкцией комбинированного двигателя или его дефектами, могут рассматриваться как режимные. В данной работе давление наддувочного воздуха отнесено к режимному параметру, т. к. исследуется незамкнутое моделирование рабочего процесса дизеля в отрыве от процессов, протекающих в системе воздухообеспечения.

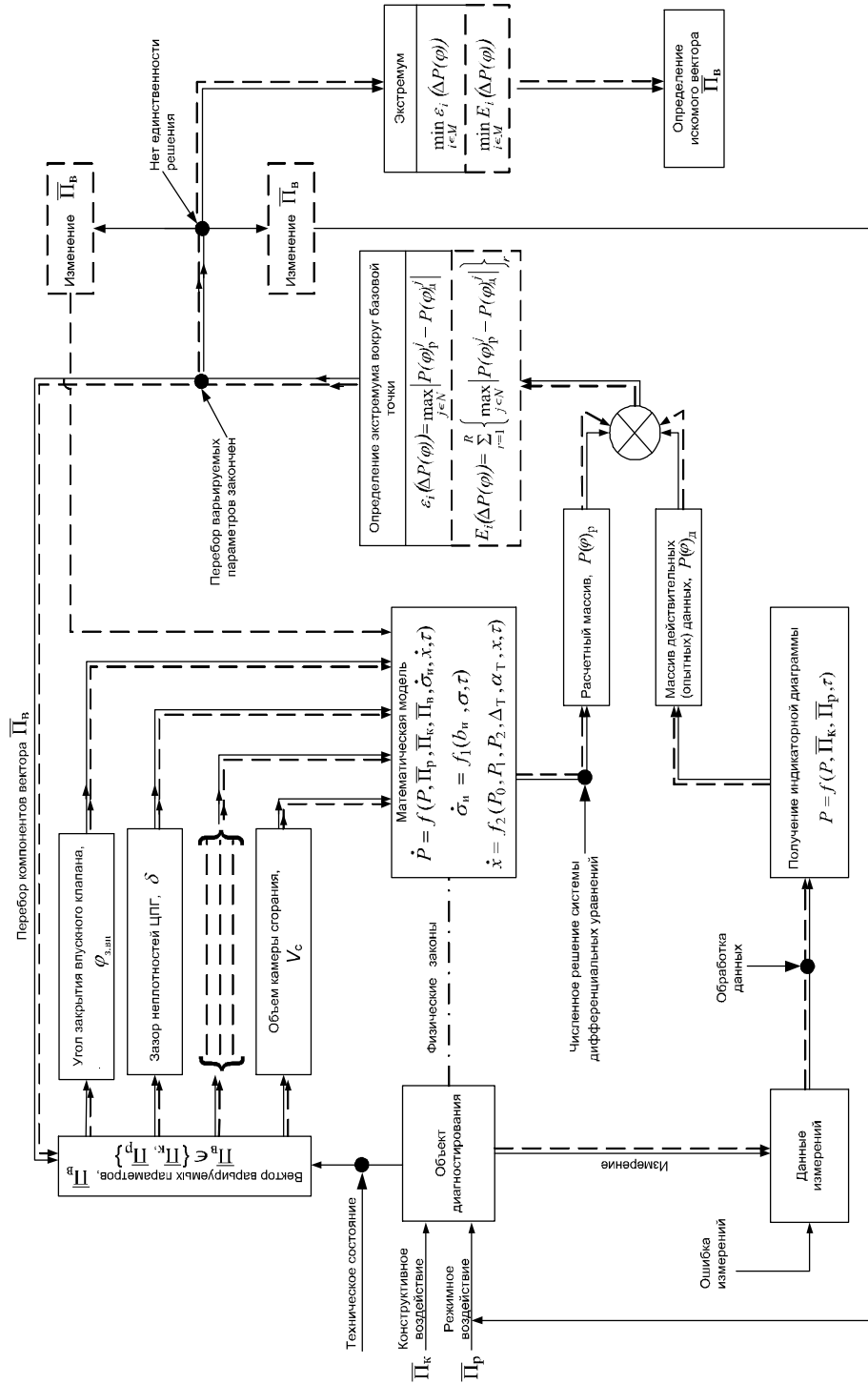


Рис. 1. Структурная схема метода идентификации технического состояния

В любом случае из числа компонентов Π_k и Π_p может быть сформирован свой набор неизвестных, связанных с техническим состоянием двигателя $\Pi_v \in \{\Pi_k, \Pi_p\}$ - вектор варьируемых параметров. При выборе состава вектора Π_v учитываются следующие обстоятельства: параметры должны существенно влиять на результаты расчета $P(\varphi)_p$ по выбранной методике и отражать наиболее важные показатели технического состояния двигателя, на которые можно воздействовать в условиях эксплуатации. На первом этапе идентификации величины параметров Π_v могут иметь произвольные значения, ограниченные лишь возможными пределами изменения в эксплуатации. Наиболее рационально (с точки зрения сокращения времени расчетов) присваивать варьируемым параметрам «паспортные» значения, соответствующие технически исправному состоянию дизеля и исследуемому режиму его работы.

Задача идентификации неисправностей в предлагаемом методе сводится к поиску такого набора варьируемых параметров Π_v , при котором расчетная $P(\varphi)_p$ и опытная $P(\varphi)_d$ диаграммы наиболее близки.

Функцией, отражающей близость $P(\varphi)_p$ и $P(\varphi)_d$, может быть наибольшая абсолютная разница давлений расчетной и измеренной ИД в зависимости от варианта расчета:

$$\varepsilon_i = \max_{j \in N} |\Delta P(\varphi)^j| = \max_{j \in N} |P(\varphi)_d^j - P(\varphi)_p^j|, \quad (1)$$

где N – количество отсчетов в массивах данных $P(\varphi)_p$ и $P(\varphi)_d$; i – номер варианта расчета, определяющий вектор Π_v ; $j = 0 \dots N - 1$ – номер ячейки массивов данных, связанный с углом поворота коленчатого вала.

Наш опыт показал, что в сравнении с методом наименьших квадратов такой подход обеспечивает лучшую чувствительность к изменению Π_v . При решении задачи идентификации остро стоит вопрос об единственности решения. В ходе выполнения расчетных и натурных экспериментов был предложен и реализован принцип единственности решения задачи идентификации за счет одновременного решения рассмотренной задачи не для одной, а для нескольких реальных индикаторных диаграмм, определенных для одного цилиндра и отличающихся скоростью режимом работы двигателя.

Как следует из вышесказанного, задача идентификации технического состояния дизеля по ИД сводится к задаче оптимизации – поиску оптимального вектора Π_v и формально может быть представлена следующей записью



$$E(\Pi_{\text{в}}) = \sum_{r=1}^R \varepsilon(\Pi_{\text{в}})_r \rightarrow \min_{\Pi_{\text{в}} \in \Delta}, \quad r = 1, 2, \dots, R, \quad (2)$$

где R – число режимов, для которых определена ИД;

$$\varepsilon(\Pi_{\text{в}}) = \varepsilon_i = \max_{j \in N} |P(\varphi)_d^j - P(\varphi)_p^j|. \quad (3)$$

Множество допустимых альтернатив Δ , удовлетворяющее всем ограничениям рассматриваемой задачи, определяется на основании конструктивных характеристик двигателя, исследуемого режима и с учетом опытных данных, дающих представление о границах их изменения в эксплуатации. Обобщенно, для рассматриваемых в нашем исследовании классов задач это множество определяется как

$$\Delta = \left\{ \begin{array}{l} \varphi_{\text{з.вп}} \in \mathbf{R}^1 \mid \varphi_{\text{з.мин}} \leq \varphi_{\text{з.вп}} \leq \varphi_{\text{з.макс}} \\ \delta \in \mathbf{R}^1 \mid 0 \leq \delta \leq \delta_{\text{макс}} \\ V_c \in \mathbf{R}^1 \mid V_{\text{с.мин}} \leq V_c \leq V_{\text{с.макс}} \\ \varphi_{\text{опт}} \in \mathbf{R}^1 \mid \varphi_{\text{опт.мин}} \leq \varphi_{\text{опт}} \leq \varphi_{\text{опт.макс}} \\ B_{\text{ц}} \in \mathbf{R}^1 \mid B_{\text{ц.мин}} \leq B_{\text{ц}} \leq B_{\text{ц.макс}} \\ p_s \in \mathbf{R}^1 \mid p_{\text{s.мин}} \leq p_s \leq p_{\text{s.макс}} \\ \Delta\varphi_{\text{вмт}} \in \mathbf{R}^1 \mid \Delta\varphi_{\text{вмт.мин}} \leq \Delta\varphi_{\text{вмт}} \leq \Delta\varphi_{\text{вмт.макс}} \end{array} \right\}, \quad (4)$$

где $\varphi_{\text{з.вп}}$ – угол закрытия впускного клапана; δ – эквивалентный радиальный зазор неплотностей цилиндропоршневой группы; V_c – объем камеры сгорания; $\varphi_{\text{опт}}$ – угол опережения подачи топлива; $B_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива; p_s – давление наддувочного воздуха; $\Delta\varphi_{\text{вмт}}$ – погрешность определения ВМТ.

Целевая функция $E(\Pi_{\text{в}})$ нелинейная относительно компонентов $\Pi_{\text{в}}$, а число этих компонентов в представленной формулировке равно 7. Таким образом, поставленную задачу следует отнести к классу задач многопараметрической нелинейной оптимизации. Аналитическое решение этой задачи отсутствует не только по причине сложности функциональных связей, но и по причине невозможности точного аналитического описания экспериментальной зависимости $P(\varphi)_d$. Кроме того, поиск путей аналитического решения этой задачи представляется нам не целесообразным из-за потери универсальности метода при изменении числа критериев, вида функциональных зависимостей, природы диагностического сигнала и т. п.

В основе выбранной математической модели процесса сжатия –

горения – расширения лежит уравнение объемного баланса

$$\dot{p} = \frac{kp}{V} (\dot{V}_x + \dot{V}_q + \dot{V}_\mu - \dot{V} - \dot{V}_{\text{ут}}), \quad (5)$$

учитывающее изменение объемов из-за движения поршня \dot{V} , тепловыделения \dot{V}_x , образования новых молекул \dot{V}_μ , теплообмена \dot{V}_q . Для целей диагностики в классическое уравнение объемного баланса добавлено изменение объема рабочего тела из-за утечек $\dot{V}_{\text{ут}}$. Ввиду сложности конфигурации реально существующих путей утечек и неопределенности их изменения в процессе эксплуатации точный аналитический учет процессов истечения практически невозможен. Поэтому в данной работе мы оперировали условной величиной эквивалентного проходного сечения неплотностей цилиндропоршневой группы по величине радиального зазора δ кольцевой щели и ее площади f_n .

Расчет характеристики тепловыделения $x(\tau)$ осуществлялся на основе характеристики впрыскивания топлива $\sigma(\tau)$ по методике проф. Н. Ф. Разлейцева [1].

В целом математическая модель участка «сжатие – горение – расширение» ИД позволила учесть следующие диагностические параметры: изменение геометрической степени сжатия за счет изменения объема камеры сгорания ΔV_c , изменение объема рабочего тела, массового заряда из-за утечек через неплотности, угол закрытия впускного канала $\varphi_{з.вп.}$, характеристику впрыскивания топлива, угол действительного опережения подачи топлива $\varphi_{опт.}$, цикловую подачу топлива $B_{ц.}$.

Проверка адекватности математической модели эксперименту, выполненная для дизеля вспомогательной энергетической установки рефрижераторных секций 4VD12,5/9 (4Ч 9/12,5) и тепловозного дизеля Д49 (16ЧН 26/26), показала хорошее совпадение диаграмм на участках «сжатие», «быстрое и основное сгорание», «догорание». Исключение составил участок «чистого» расширения, что, на наш взгляд, объясняется дросселированием в индикаторном канале.

В практической реализации предлагаемого метода идентификации одним из важных вопросов является достоверное определение действительной ИД $P(\varphi)_д$. Несмотря на большое число трудов, посвященной этой теме, считать этот вопрос тривиальным нельзя, особенно в случае решения задачи для условий рядовой эксплуатации.

Структурно проблемы достоверного определения ИД применительно к условиям рядовой эксплуатации можно представить следующим перечнем:

- выбор первичного преобразователя давления, наиболее полно



удовлетворяющего требованиям простоты использования и минимальной погрешности в условиях высокой и изменяющейся температуры контролируемой среды;

- влияние погрешности определения ВМТ при измерении $P(\varphi)_д$;
- рациональная организация аппаратурной части индикатора при измерениях $P(\varphi)_д$ непосредственно на транспортном средстве;
- учет непостоянства нагрузочного режима двигателя.

На сегодняшний день наиболее приемлемым и перспективным датчиком давления для индицирования дизеля мы считаем тензопреобразователь на основе гетероэпитаксиальных слоев монокристаллического кремния на лейкосапфире (Al_2O_3), более известных как структуры КНС – «кремний на сапфире». Физико-химические свойства этой структуры, а также ряд конструкторских и технологических решений, найденных специалистами в нашей стране (НПП «МИДА», г. Ульяновск, НПП «Гарант», г. Санкт-Петербург и др.), способствовали появлению на рынке высокотемпературного неохлаждаемого датчика давления ДДГ – 200/700 с допустимым пределом температуры измеряемой среды 700 °С и погрешностью 0,5 % .

Удачным, на наш взгляд, аппаратурным решением индикатора для измерения ИД непосредственно на тепловозе является микропроцессорный прибор «ДизельТест-ИД» [2], который был разработан и изготовлен в Дальневосточном государственном университете путей сообщения при нашем непосредственном участии. Прибор применяется для измерения и сохранения во встроенной энергонезависимой памяти результатов ИД для всех цилиндров дизеля. Анализ ИД осуществляется с помощью специально разработанных программ для ПК. Таким образом, процедуры измерения и анализа размещены во времени и в пространстве и прибор относится к классу «сборщиков данных». Наряду с малыми массогабаритными показателями, автономным питанием, минимальной кабельной системой и другими решениями, выгодно отличающими индикатор от аналогов, в приборе реализована идея, позволяющая унифицировать синхронизацию сигнала давления с углом поворота к.в. и учесть возможную нестабильность нагрузочного режима при последовательном измерении ИД в цилиндрах дизеля и от цикла к циклу при измерении ИД в одном цилиндре. Это позволяет использовать дополнительный накладный пьезоэлектрический датчик давления в трубопроводе высокого давления (ТВД). Датчик давления в ТВД устанавливается на одну из форсуночных трубок двигателя (обычно на трубку 1-го цилиндра) и остается там до конца измерений. Ввод данных осуществляется последовательно: диаграмма давления в рабочем цилиндре – диаграмма давления в ТВД опорного цилиндра. Благодаря

этому при дальнейшем анализе данных имеется возможность проверить постоянство нагрузочного режима работы топливной аппаратуры, а следовательно, и дизеля. Анализ постоянства нагрузочного режима работы ТНВД основан на уравнении Бернулли, в соответствие с которым цикловая подача топлива $B_{ц}$

$$B_{ц} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\mu f_p \sqrt{2\rho_m \cdot |p_\phi - p_{ц}|}}{6 \cdot n_d} d\varphi, \quad (6)$$

где μf_p – эффективное проходное сечение распылителя; φ_1, φ_2 – угол поворота к.в., соответствующий началу и окончанию впрыска; $p_\phi, p_{ц}$ – давление в полости распылителя и в цилиндре; ρ_m – плотность топлива; n_d – частота вращения к.в.

Полагая, что давление p_ϕ прямо пропорционально измеренному давлению в выбранном сечении ТВД и, принимая постоянными другие величины правой части уравнения (6), можно приближенно считать, что площадь диаграммы на участке от φ_1 до φ_2 пропорциональна квадрату цикловой подачи:

$$F_{\varphi_1-2} = k \cdot B_{ц}^2. \quad (7)$$

Отметим, что это положение используется не для расчета $B_{ц}$, а для проверки постоянства нагрузочного режима дизеля в процессе измерений при совместном диагностическом анализе ИД цилиндров дизеля. Известная зависимость давления в ТВД от угла поворота к.в. позволяет также объективно оценить продолжительность подачи топлива, являющуюся одним из исходных параметров в математической модели тепловыделения.

Синхронизация ввода данных осуществляется по сигналу давления в топливопроводе высокого давления. При работе с прибором оператор задает величину смещения от синхроимпульса до отметки ВМТ первого цилиндра. В момент предполагаемого ВМТ кратковременно включается безынерционный осветитель, установленный в приборе. Благодаря стробоскопическому эффекту, метка ВМТ на движущемся маховике (шестерни и т. п.) воспринимается неподвижной. Оператору, работающему с прибором, необходимо добиться совпадения подвижной и неподвижной меток ВМТ в лучах стробоскопа.

Предложенный метод синхронизации давления отличается универсальностью, простотой установки датчика синхронизации и удобством работы оператора. Однако точность определения ВМТ при этом не высока. Ошибка, даже на установившемся режиме, может достигать 2 град. Обычно положение ВМТ уточняют по диаграмме насосных хо-



дов, по условию $dp/d\varphi = 0$. Но и этому методу свойственны недостатки, т. к. максимум давления определяется не только законом движения поршня, но и утечками, и в меньшей степени теплообменом. Специально выполненные расчетные исследования показали, что неточность этого метода в условиях эксплуатации может достигать 4 град (рис. 2).

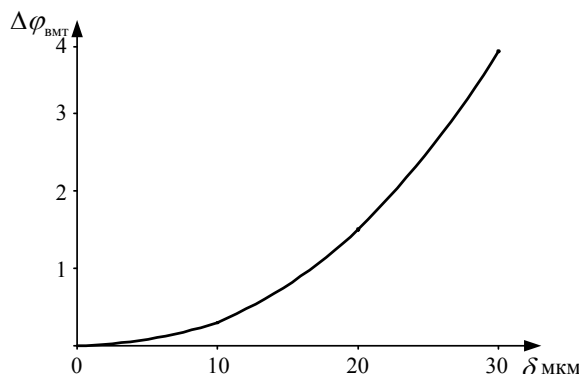


Рис. 2. Смещение максимума давления $\Delta\varphi_{\text{ВМТ}}$ относительно ВМТ из-за утечек через неплотности с радиальным зазором δ

Таким образом, необходимо признать, что эта погрешность будет в эксплуатации практически всегда, а значит единственный выход – включить эту погрешность $\Delta\varphi_{\text{ВМТ}}$ в вектор варьируемых параметров и расчетным путем определить действительное положение ВМТ. В этом случае первоначальная ошибочная ориентация ИД не принципиальна.

По результатам ранжирования на расчетной математической модели и анализа базы экспериментальных данных в вектор варьируемых параметров были включены: $\varphi_{3.\text{вп.}}$, ΔV_c , δ , $\varphi_{\text{опт}}$, $B_{\text{ц}}$, $\Delta\varphi_{\text{ВМТ}}$, p_s . Для уменьшения количества итерационных операций, а также числа одновременно варьируемых параметров при решении оптимизационной задачи, индикаторную диаграмму условно разбиваем на 3 участка.

Первый участок – линия сжатия ИД от $\varphi_{3.\text{вп.}}$ до $\varphi = -60^\circ$. На этом участке варьируется только один параметр p_s .

На следующем этапе рассматривается участок сжатия ИД от $\varphi_{3.\text{вп.}}$ до начала видимого сгорания φ_1 . Вектор $\Pi_{\text{в}}$ включает в себя 4 параметра $\Pi_{\text{в}} = \{\varphi_{3.\text{вп.}}, \delta, \Delta V_c, \Delta\varphi_{\text{ВМТ}}\}$. После нахождения оптимальных значений этих параметров проводится оптимизация для третьего участка, от φ_1 до $\varphi_z + 10^\circ$, на котором вектор $\Pi_{\text{в}} = \{B_{\text{ц}}, \varphi_{\text{опт}}\}$.

Наш опыт показал, что, как правило, дальнейший расчет линии расширения приводит к тому, что расчетная линия протекает ниже экспериментальной. Возможное объяснение этому является искажение

опытной ИД из-за дросселирования газа в индикаторном канале.

Необходимо отметить, что при анализе первого участка ИД рассматриваются диаграммы всех цилиндров, полученные одновременно. В случае, если значение p_s определялось в эксперименте, то необходимость в этом этапе отпадает.

Для участков многопараметровой нелинейной оптимизации использовались алгоритмы покоординатного и быстрого спуска. Проверка эффективности решения задачи идентификации технического состояния двигателя предложенным методом была проведена для двух типов дизелей: 4VD12,5/9 (4Ч 9/12,5) и Д49 (16ЧН 26/26). Индикаторные диаграммы измерялись при различных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя.

Индикаторные диаграммы, показанные на рис. 3 сплошной линией, измерялись на двигателе 4VD12,5/9. При этом перед проведением эксперимента был увеличен угол опережения подачи топлива. Его значение составляет $\varphi_{\text{опт}} = 26^\circ$ до ВМТ. После проведения идентификации технического состояния (ТС) был получен следующий результат $\varphi_{\text{опт}} = 26,5^\circ$.

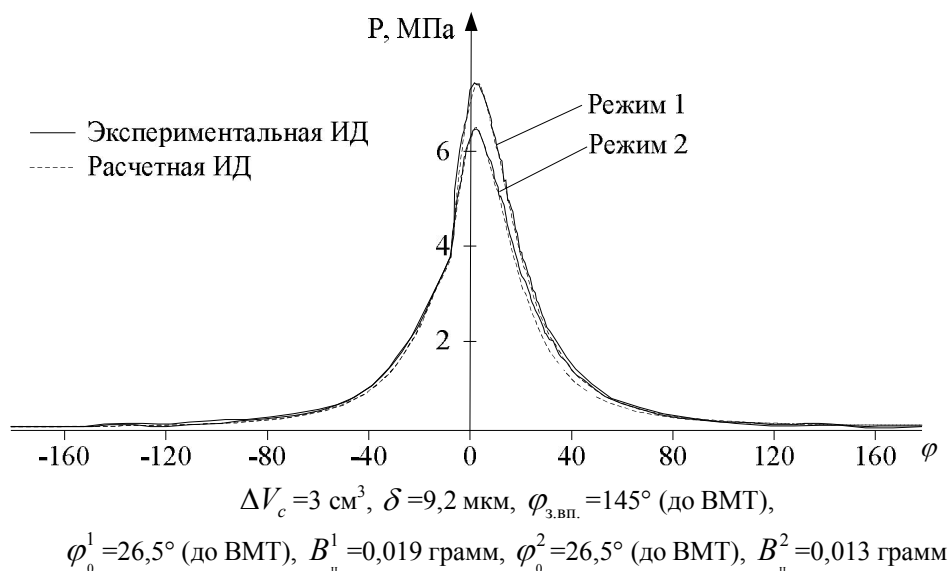
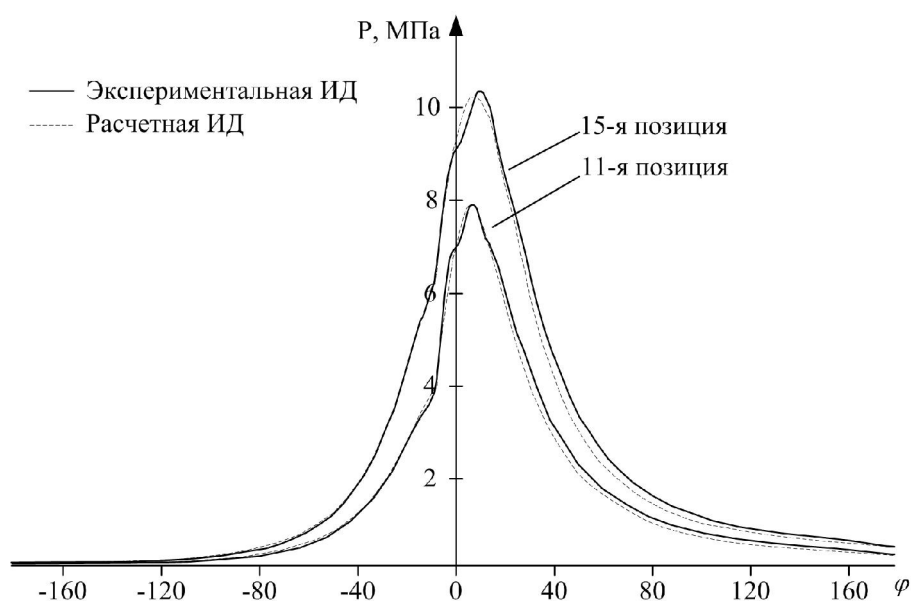


Рис. 3. Результаты проверки предлагаемого метода идентификации технического состояния ДВС двигатель 4VD12,5/9

В связи с отсутствием собственных экспериментальных данных по дизелю 16ЧН 26/26, было решено использовать базу экспериментальных данных, измеренных комплексом «Магистраль» [3]. Диагностиче-



ский анализ, проведенный данным комплексом, выступает в качестве эталона технического состояния двигателя. Например, диагностический анализ комплекса «Магистраль» показал, что у 5-го левого цилиндра двигателя Д49, тепловоза ТЭ116 №1531А уменьшена цикловая подача топлива. Паспортные значения цикловой подачи составляют 0,94 грамм и 0,54 грамм при работе двигателя на 15-й и 11-й позиции контроллера машиниста по тепловозной характеристике. Решение задачи идентификации технического состояния, для данного цилиндра, дало следующие результаты: цикловая подача топлива 0,618 грамм и 0,427 грамм соответственно для 15-й и 11-й позиции. Экспериментальные и расчетные индикаторные диаграммы (результаты оптимизационных вычислений) для этого двигателя показаны на рис. 4.



$$\Delta V_c = 14 \text{ см}^3, \delta = 15,6 \text{ мкм}, \varphi_{з.вп.} = 150^\circ (\text{до ВМТ}),$$
$$\varphi_0^{11} = 19,5^\circ (\text{до ВМТ}), B_{\text{ц}}^{11} = 0,427 \text{ грамм}, \varphi_0^{15} = 17,5^\circ (\text{до ВМТ}), B_{\text{ц}}^{15} = 0,618 \text{ грамм}$$

Рис. 4. Результаты проверки предлагаемого метода идентификации технического состояния ДВС двигатель Д49

В целом по выполненной работе можно сделать следующие выводы.

1. Предложенный метод идентификации технического состояния дизеля, основанный на сопоставлении измеренной ИД и расчетных ИД с математической имитацией дефектов и разрегулировок, позволяет



качественно и количественно выявить типичные для эксплуатации отклонения технического состояния.

2. Перечень идентифицируемых отклонений и достоверность их количественной оценки определяются уровнем математического описания термогазодинамических процессов в дизеле.

3. Технологические и аппаратурные решения, реализованные в приборе «ДизельТест-ИД», позволяют упростить процедуру измерения диагностического сигнала (ИД) в рядовой эксплуатации. Применение для синхронизации данных ИД накладного датчика деформации трубопровода высокого давления позволяет дополнительно учесть нестабильность нагрузочного режима ДВС в процессе последовательно выполняемых измерений в цилиндрах дизеля и от цикла к циклу в одном цилиндре.

4. Предложенный метод идентификации ТС и разработанные для его реализации методики позволяют компенсировать неизбежные в условиях эксплуатации погрешности в определении ВМТ каждого цилиндра.

5. Выполненное расчетное и экспериментальное исследование показало высокую эффективность предложенного метода идентификации технического состояния дизеля.

Библиографические ссылки

1. *Разлейцев Н. Ф.* Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков., 1980.

2. *Коньков А. Ю., Маркелов А. А.* Прибор для измерения индикаторной диаграммы тепловозных дизелей // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2006. №11.

3. *Васин П. А.* Для диагностики тепловоза – комплекс «Магистраль» // Локомотив. 2001. №7.