ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЯ ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭКСПЕРИМЕНТА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Лашко В.А. (Тихоокеанский государственный университет); **Коньков А.Ю.**

(Дальневосточный государственный университет путей сообщения)

Анализ индикаторной диаграммы (ИД) для целей диагностики был и остается основным инструментом для достоверной оценки технического состояния дизеля, правильности выполненных регулировок. Благодаря доступности измерительных средств и вычислительной техники диагностические комплексы, основанные на анализе ИД, появились не только на предприятиях традиционно использующих этот вид диагностического сигнала (судовой транспорт), но и на предприятиях железнодорожного транспорта. Следует признать, что эффективность применения существующих комплексов пока в локомотивных депо находится на низком уровне. Анализ причин такого положения показывает, что среди проблем, снижающих достоверность «классических» методов, основанных на определении индикаторных показателей двигателя, первое место принадлежит погрешности определения ИД в условиях эксперимента на локомотиве. Принято считать, что эта погрешность может быть сведена к минимуму за счет корректного определения положения ВМТ в цилиндре. При этом часто игнорируется искажение диаграммы в индикаторном канале. Необходимо отметить, что в условиях эксплуатации практически невозможно устранить причины этих погрешностей. Характер вносимых искажений ИД таков, что площадь диаграммы на линии расширения увеличивается, а на линии сжатия уменьшается по отношению к действительному процессу в цилиндре. По мере роста быстроходности двигателя эти проблемы усугубляются. В результате большинство экспериментаторов при диагностировании тепловозного дизеля получают завышенные значения среднего индикаторного давления и других, связанных с ним, показателей. Известны различные подходы к решению этой проблемы. В настоящей работе нами предложен и реализован метод идентификации, основанный на имитационном моделировании рабочего процесса в цилиндре дизеля и индикаторном канале, позволяющий не только учесть отмеченные выше погрешности экспериментального определения ИД в эксплуатации, но и получить количественные характеристики возможных дефектов и разрегулировок дизеля.

Структурная **схема предлагаемого метода** показана на рис. 1. Опытная ИД представлена на схеме массивом экспериментальных (действительных) данных о распределении величины давления по углу поворота коленчатого вала $P(\phi)_{\pi}$. Этот массив формируется в ходе измерения ИД как функции от времени $P(\tau)$. Режим работы двигателя и его конструктивные особенности описываются соответственно вектором режимных $\Pi_p = \{n_{\pi}, P_s, t_0, p_0, ...\}$ и конструктивных $\Pi_k = \{D, S, V_c, ...\}$ параметров. Вносимая на этом этапе неизбежная погрешность измерений частично компенсируется при обработке результатов, в ходе которой осуществляются стандартные процедуры статистической обработки результатов эксперимента.

Обусловленный объективными условиями эксперимента комплекс конструктивных и режимных параметров Π_{κ} и Π_{p} содержит исходные данные для математического моделирования расчетной ИД $P(\phi)_{p}$. Некоторые компоненты векторов Π_{κ} и Π_{p} достоверно известны или определены в ходе измерения, то другие на

начальном этапе математического моделирования являются неизвестными. 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

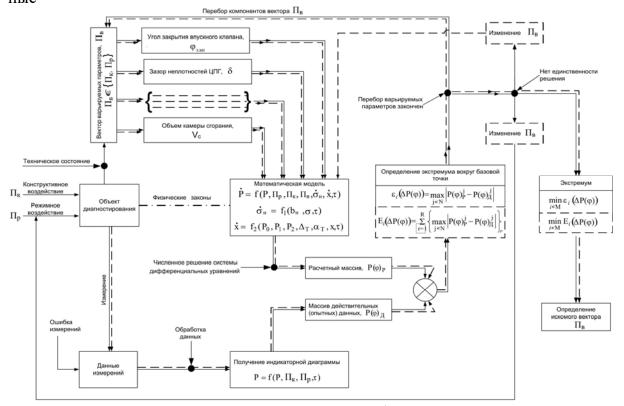


Рис.1 Схема метода идентификации

Из числа компонентов Π_{κ} и Π_{p} может быть сформирован свой набор неизвестных, связанных с техническим состоянием параметров $\Pi_{B} \in \{\Pi_{\kappa}, \Pi_{p}\}$ - вектор варьируемых параметров. При выборе состава вектора Π_{B} учитываются следующие обстоятельства. Параметры должны существенно влиять на результаты расчета $P(\phi)_{p}$ и отражать наиболее важные показатели технического состояния двигателя, на которые можно влиять в условиях эксплуатации. Кроме того, должны быть учтены неизбежные для условий эксплуатации погрешности, вносимые неточностью определения положения ВМТ и процессами в индикаторном канале (ИК).

Задача идентификации неисправностей в настоящем методе сводится к поиску такого набора варьируемых параметров $\Pi_{\text{в}}$, при котором расчетная $P(\phi)_{\text{p}}$ и опытная $P(\phi)_{\text{д}}$ диаграммы наиболее близки.

В качестве функции, отражающей близость $P(\phi)_p$ и $P(\phi)_д$ была принята наибольшая абсолютная разница давлений расчетной и измеренной ИД в зависимости от варианта расчета:

$$\varepsilon_{i} = \max_{j \in N} \left| \Delta P(\varphi)^{j} \right| = \max_{j \in N} \left| P(\varphi)_{\mathcal{I}}^{j} - P(\varphi)_{p}^{j} \right|, \tag{1}$$

где N — количество отсчетов в массивах данных $P(\phi)_p$ и $P(\phi)_{\pi}$; i - номер варианта расчета, определяющий вектор $\Pi_{\text{в}}$; j=0...N-1 - номер ячейки массивов данных, связанный с углом поворота коленчатого вала.

При решении задачи идентификации остро стоит вопрос о 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 двух и более реальных индикаторных диаграмм, определенных для одного цилиндра и отличающихся скоростным режимом работы двигателя.

Как следует из выше сказанного, задача идентификации технического состояния дизеля по ИД сводится к задаче оптимизации — поиску оптимального вектора $\Pi_{\rm B}$ и формально может быть представлена следующей записью

$$E(\Pi_B) = \sum_{r=1}^{R} \varepsilon(\Pi_B)_r \to \min_{\Pi_B \in \Delta} , \quad r = 1, 2, K, R,$$
(2)

где R - число режимов, для которых определена ИД; $\varepsilon(\Pi_B) = \varepsilon_i$.

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 рассматриваемой задачи:

$$\Delta = \begin{cases} \phi_{3.\text{BII}} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & \phi_{3.\text{min}} \leq \phi_{3.\text{max}} \\ \delta \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & 0 \leq \delta \leq \delta_{\text{max}} \\ V_{c} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & V_{c.\text{min}} \leq V_{c} \leq V_{c.\text{max}} \\ \phi_{\text{OIIT}} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & \phi_{\text{OIIT.min}} \leq \phi_{\text{OIIT}} \leq \phi_{\text{OIIT.max}} \\ B_{II} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & B_{II.\text{min}} \leq B_{II} \leq B_{II.\text{max}} \\ p_{s} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & p_{s.\text{min}} \leq p_{s} \leq p_{s.\text{max}} \\ \Delta \phi_{BMT} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & \Delta \phi_{BMT.\text{min}} \leq \Delta \phi_{BMT} \leq \Delta \phi_{BMT.\text{max}} \\ f_{0K} \in \mathbf{R}^{\mathbf{I}} \mid & f_{0K.\text{min}} \leq f_{0K} \leq f_{0K.\text{max}} \end{cases}$$

$$(3)$$

где $\phi_{3.вп}$ — угол закрытия впускного клапана; δ — зазор между поршем и цилиндром; V_c — объем камеры сгорания; $\phi_{опт}$ — угол опережения подачи топлива; B_{μ} — цикловая подача топлива; p_s — давление наддува; $\Delta \phi_{вмт}$ — погрешность определения ВМТ; $f_{0\kappa}$ — площадь сечения индикаторного канала.

Целевая функция $E(\Pi_B)$ нелинейная относительно компонентов Π_B , а число этих компонентов (параметров оптимизации) в представленной формулировке равно восьми. Таким образом, поставленную задачу следует отнести к классу задач многопараметровой нелинейной оптимизации.

Основные положения, используемые при математическом моделировании процессов. В основе математической модели процессов сжатия-горения-расширения лежат уравнения объемного баланса, записанные для двух объемов: цилиндра двигателя V [1] и полости датчика $V_{\rm d}$.

$$p_{\text{II}}^{k} = \frac{kp_{\text{II}}}{V} \left(v_{\text{X}}^{k} + v_{\text{q}}^{k} + v_{\text{\mu}}^{k} - v_{\text{YT}}^{k} - v_{\text{HK}}^{k} - v_{\text{Y}}^{k} \right); \tag{4}$$

$$\mathcal{P}_{\Lambda} = \frac{k p_{\Lambda}}{V_{\Lambda}} \left(\mathcal{V}_{HK} \right), \tag{5}$$

где V_x , V_q , V_μ , $V_{y\tau}$, $V_{u\kappa}$, V_- соответственно объемы, которые газ изменяет из-за подвода теплоты при сгорании, теплообмена со стенками, образования новых молекул, утечек газа в картер, истечения через индикаторный канал и движения поршня; p_μ , p_μ — давления в цилиндре и в полости датчика соответственно. Расчет V, V_q , V_μ осуществлялся по хорошо известным зависимостям. Суммарный коэффициент теплоотдачи определялся на основании формулы Вошни.

Утечка газов из цилиндра происходит через зазор между кольцом и канавкой, неплотности прилегания кольца к зеркалу цилиндра, через замок кольца, а также

через клапаны газораспределительного механизма. Сложность конфигурации этих зазоров, неопределенность их изменения в процессе эксплуатации делает затруднительным точный аналитический учет процессов истечения и приводит к необходимости оперировать условной величиной радиального зазора в цилиндропоршневой группе. В этом случае удовлетворительные результаты дает применение формулы Пуазейля для вязкой жидкости, перетекающей через кольцевую щель

$$\mathbf{\hat{V}}_{yT}^{k} = \frac{\pi \cdot \delta^{2} \cdot (D - \delta) \cdot (\mathbf{p}_{II} - \mathbf{p}_{K})}{64 \cdot \mathbf{k} \cdot \mathbf{u}}, \tag{6}$$

где p_k – давление в картере, соответственно; δ – радиальный зазор, D – диаметр цилиндра, μ – коэффициент динамической вязкости рабочего тела, k – коэффициент, учитывающий форму щели (отличие от круглого отверстия). Для учета взаимосвязи между процессом топливоподачи $\sigma(\tau)$ и тепловыделением $x(\tau)$ была принята наиболее известная и апробированная модель сгорания, разработанная проф. Н.Ф. Разлейцевым [2].

Изменение объема рабочего тела вследствие перетекания через узкий ИК определялось на основании уравнения Бернулли и уравнения неразрывности. При этом учитывались потери располагаемой работы на преодоление гидравлического сопротивления из-за внезапного сужения и расширения потока. Расчет коэффициента потерь ξ осуществлялся по данным [3] на основании отношения площадей широкой f_{κ} и узкой $f_{0\kappa}$ части индикаторного канала. Последняя величина, как отмечалась выше, включена в вектор варьируемых при оптимизации параметров.

При истечении газа из полости индикаторного канала в цилиндр (линия расширения) дополнительно учитывалось уравнение сохранения полной энергии для газа в полости датчика.

$$dH = p \cdot dV_{HK} + N \cdot d\tau, \tag{7}$$

где dH – изменение энтальпии газа за время истечения dt;

N – мощность гидравлических сопротивлений в ИК.

Опыт показывает, что при неполном открытии индикаторного крана давление на линии расширения значительно превышает измеренное непосредственно в цилиндре двигателя, в то время как на линии сжатия разность давлений не так велика. Объяснением этому является то, что при обратном течении газа из полости датчика в цилиндр работа по преодолению сил гидравлического сопротивления выполняется преимущественно за счет убыли потенциальной энергии давления газа, которая в силу малости объема V_{π} невелика. В результате действительный расход газа $dV_{\pi\kappa}/d\tau$, найденный решением системы уравнений с учетом (7) оказывается значительно меньше адиабатического.

Блок-схема решения задачи оптимизации. Применение стандартных алгоритмов оптимизации для нахождения минимума функционала (2) при восьми варьируемых параметрах сопряжено с известными трудностями. Помимо увеличения времени счета, весьма вероятно нахождение локальных экстремумов, не удовлетворяющих действительной картине. С целью понижения уровня оптимизации был разработан алгоритм, основанный на поэтапном анализе ИД. При этом каждому этапу соответствует свой набор варьируемых параметров и свой участок ИД, для которого определяется функционал. На первом этапе рассматривается начальный участок сжатия диаграммы, на характер протекание которого, наряду с движением поршня, значительное влияние оказывает давление наддувочного воздуха р_s. Функционал на этом этапе определяется анализом ИД во всех цилиндрах, при условии, что они были получены одновременно (на одном режиме). Если при из-

мерении ИД величина p_s была достоверно определена, то необходимость в первом этапе отпадает.

Далее анализируется участок ИД от начала закрытия впускных органов до начала видимого сгорания ИД. Этот участок оптимизации имеет самую высокую размерность — три параметра. Для программной реализации метода для второго участка был выбран алгоритм покоординатного спуска.

Расчет, начинаемый с предположения, что ВМТ определен при измерениях корректно, затем повторяется при смещении ИД вправо или влево относительно положения, полученного с помощью отметчика. Корректным положением ВМТ считается вариант, обеспечивающий минимальное значение функционала по результатам 2-о этапа оптимизации.

Таким образом, к моменту начала анализа участка сгорания (3-й этап) найдены значения пяти из восьми варьируемых параметров. Третий этап оптимизации предполагает нахождение двух величин: цикловой подачи топлива $B_{\rm II}$ и угла опережения впрыска $\phi_{\rm OHT}$. При этом критерий качества определяется только для участка ИД, соответствующего первым фазам сгорания. Опыт идентификации технического состояния ИД показывает, что расхождение расчетной и действительной диаграмм на последующем участке — догорание и расширение обусловлено, как правило, искажением ИД из-за дросселирования в ИК. Поэтому на заключительном (4-м) этапе оптимизации в ходе итерационных расчетов определяется величина узкого сечения ИК по методике, изложенной выше.

Заключение. Практическая реализация представленного метода, выполненная для двух типов двигателей: 4Ч9/12,5 и 16ЧН26/26, подтвердила его преимущества в сравнении с другими методами диагностического анализа ИД. Эти преимущества заключаются в следующем:

- точное расчетное определение положения BMT не требующее специального датчика (отметчика);
 - количественная оценка основных неисправностей и разрегулировок дизеля;
- возможность анализа ИД, полученных при дросселировании газа в зауженном сечении ИК.

Необходимо отметить, что перечень возможных дефектов и степень достоверности их количественного определения во многом определяется уровнем математических моделей. По мере развития метода эти характеристики могут быть улучшены.

Литература:

- 1. Симсон А.Э, Хомич А.З., Куриц А.А. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки). Учебник.-М.:Транспорт, 1980.–384 с.
- 2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях.- Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.-169 с.
- 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

ГРАДИЕНТНАЯ ТЕПЛОМЕТРИЯ В ДВС: ВОЗМОЖНОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Митяков А.В., Митяков В.Ю., Сапожников С.З.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

В цилиндрах и камерах сгорания современных ДВС плотность теплового пото-