

УДК 621.431

А. В. Неменко, доц., канд. техн. наук,

М. М. Никитин, инженер

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: techcent@sevcable.net

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрена математическая модель прогнозирования рабочих параметров судового дизеля в режиме реального времени.

Рабочий процесс судового дизеля характеризуется изменением параметров во времени. При этом значения параметров должны находиться в установленных пределах. Изменения параметров можно разделить на периодические, повторяющиеся из цикла в цикл, и аperiodические, как правило, происходящие намного медленнее и вызываемые либо изменением режима работы, производимым машинной командой, либо неучтенными факторами, например, постепенным износом пар трения или изменением сопротивления движению корпуса судна. Прогнозирование аperiodических изменений рабочих параметров с учетом реальных условий эксплуатации необходимо для оценки реальных сроков замены деталей двигателя и поэтому представляет значительный интерес.

Целью статьи является получение развернутых функциональных зависимостей, позволяющих осуществить прогнозирование.

Из параметров рабочего процесса выделим следующие: угол поворота коленчатого вала, соответствующий моменту впрыска топлива в цилиндр φ_v , коэффициент пропорциональности между цикловой подачей топлива и положением выходного звена регулятора k_q , температура воды, охлаждающей рубашку цилиндра t_o .

Для прогнозирования этих параметров составим временные ряды

$$\left. \begin{aligned} \varphi_v &= \varphi_{v1}, \varphi_{v2}, \dots, \varphi_{vi} \\ k_q &= k_{q1}, k_{q2}, \dots, k_{qi} \\ t_o &= t_{o1}, t_{o2}, \dots, t_{oi} \end{aligned} \right\}.$$

Представим значения рядов (1) в виде процесса скользящего среднего, в результате чего получим следующие расчетные формулы

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{vi} &= a_0 \cdot v_i + a_1 \cdot v_{i-1} + \dots + a_m \cdot v_{i-m} = \sum_{j=0}^m a_j \cdot v_{i-j} \\ k_{qi} &= a'_0 \cdot v_i + a'_1 \cdot v_{i-1} + \dots + a'_m \cdot v_{i-m} = \sum_{j=0}^m a'_j \cdot v_{i-j} \\ t_{oi} &= a''_0 \cdot v_i + a''_1 \cdot v_{i-1} + \dots + a''_m \cdot v_{i-m} = \sum_{j=0}^m a''_j \cdot v_{i-j} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где a_j , a'_j , a''_j – коэффициенты скользящего среднего каждого ряда; n_{ij} , n'_{ij} , n''_{ij} – последовательные независимые случайные величины со средним, равным нулю, и определенной дисперсией; m – ширина окна ряда, которую примем одинаковой для всех трех рядов.

Для единообразия измерений значений каждого из трех этих параметров, необходимых для корректировки прогноза, будем непосредственно измерять косвенный параметр – давление в цилиндре, и определять искомые параметры по известным функциональным зависимостям давления от них. Так как рассматриваются три параметра, то потребуются три значения давления, взятые в различные моменты времени.

Рассмотрим зависимость давления в цилиндре от угла впрыска топлива, коэффициента пропорциональности между подачей топлива и настройкой регулятора, а также температуры охлаждающей воды. Сначала запишем зависимость давления в цилиндре от объема его рабочей полости. При использовании расчетного четырехтактного цикла эту зависимость по тактам рабочего процесса, как показано в работе [1], можно записать следующим образом.

1. Наполнение, $V = V_c, \dots, V_a$

$p_2 = p_a$,

где V_a – объем рабочей полости цилиндра в начале сжатия, m^3 ;

V_c – объем рабочей полости цилиндра в конце сжатия, m^3 ;

p_a – давление наполнения, Па.

2. Сжатие, $V = V_a, \dots, V_c$

(3)

$$p_2 = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1}, \quad (4)$$

где n_1 – средний показатель политропы сжатия, который зависит от плотности рабочей полости цилиндра и интенсивности теплообмена с окружающей средой. Из рассматриваемых параметров рабочего процесса наибольшее влияние на n_1 оказывает температура охлаждающей воды t_o , т.е.

$$n_1 = n_1(t_o). \quad (5)$$

3. Горение

3.1. Сгорание и предварительное(изобарное) расширение, $V = V_c, \dots, \rho \cdot V_c$

$$p_2 = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \cdot \lambda = p_z, \quad (6)$$

где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – степень сжатия цилиндра; $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – степень повышения давления; $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – степень предварительного

расширения.

Степень повышения давления зависит от величины цикловой подачи топлива, определяемой регулятором частоты вращения; кроме того, на эту величину большое влияние оказывает время впрыска топлива в цилиндр, от которого зависит момент вспышки топливно-воздушной смеси.

В общем виде зависимость степени повышения давления от рассматриваемых факторов можно представить как

$$\lambda = \lambda(x, \varphi_s, k_q), \quad (7)$$

где x – координата управляющего звена регулятора м.

3.2. Сгорание и последующее(политропное) расширение, $V = \rho \cdot V_c, \dots, V_a$

$$p_2 = p_z \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_c}{V} \right)^{n_2}, \quad (8)$$

где n_2 – средний показатель политропы расширения, который зависит от плотности рабочей полости цилиндра и интенсивности теплообмена с окружающей средой, а также от цикловой подачи топлива и времени впрыска топлива в цилиндр

$$n_2 = n_2(t_o, x, \varphi_s, k_q). \quad (9)$$

4. Выпуск, $V = V_a, \dots, V_c$

$$p = p_r, \quad (10)$$

где p_r – давление выпуска, Па.

Объем рабочей полости цилиндра V является функцией угла поворота кривошипа, что можно выразить следующей формулой

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left(\frac{H \cdot \varepsilon}{\varepsilon - 1} + \sqrt{(l_{ш} - l_{к})^2 - l_e^2} - l_{к} \cdot \cos \varphi - l_{ш} \cdot \cos \beta \right), \quad (11)$$

где $l_{к}$ – длина кривошипа, м; $l_{ш}$ – длина шатуна, м; l_e – эксцентриситет кривошипно-ползунного механизма, м; D – диаметр цилиндра, м; H – ход поршня, м; β – угол поворота шатуна относительно линии движения поршня, рад.

Ход поршня в зависимости от рассмотренных параметров определяется следующим соотношением

$$H = \sqrt{(l_{ш} + l_{к})^2 - l_e^2} - \sqrt{(l_{ш} - l_{к})^2 - l_e^2}. \quad (12)$$

Угол поворота шатуна можно получить по формуле

$$\beta = \arcsin \frac{l_e + l_{к} \cdot \sin \varphi}{l_{ш}}. \quad (13)$$

Для математического описания рабочего процесса используем дифференциальные уравнения движения системы, состоящей из собственно двигателя и регулятора частоты вращения коленчатого вала. Движение такой системы описывается системой из двух уравнений Лагранжа второго рода, составленных для кривошипа двигателя и выходного звена регулятора

$$\left. \begin{aligned} I_{II} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{II}}{d\varphi} \cdot \omega^2 &= M_{II}(\varphi, x) \\ m_{II} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm_{II}}{dx} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 &= F_{II} \left(\omega, \frac{dx}{dt}, x \right) \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

где I_{Π} – приведенный к оси вращения кривошипа момент инерции кривошипно-ползунного механизма, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; φ – угол поворота кривошипа, рад; t – время, с; $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ – угловая скорость кривошипа, рад/с; $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – угловое ускорение кривошипа, рад/с²; M_{Π} – приведенный к кривошипу момент сил, действующий на кривошипно-ползунный механизм, Н·м; x – координата выходного звена регулятора, м; m_{Π} – приведенная к линии движения выходного звена регулятора масса регулятора, кг; $\frac{dx}{dt}$ – скорость выходного звена регулятора, м/с; $\frac{d^2x}{dt^2}$ – ускорение выходного звена регулятора, м/с²; F_{Π} – приведенная к линии движения выходного звена сила, действующая на регулятор Н.

Для интегрирования системы дифференциальных уравнений нужны дополнительные условия, количество которых равно порядку системы. Система (14) является системой четвертого порядка, так как сумма порядков старших производных угла поворота кривошипа и координаты управляющего звена регулятора входящих в систему, равна четырем. Поэтому для получения ее решения необходимо четыре независимых условия. Так как целью является получение значений давления в будущие моменты времени на основании значений давления, измеренных в прошлые и настоящий моменты времени, то в качестве этих условий возьмем четыре значения давления, измеренных в течение одного такта. В теории дифференциальных уравнений [2] подобные условия называются краевыми.

Рассмотрим решение системы (14), удовлетворяющее краевым условиям. При фиксированных значениях φ_0 , k_{φ} , t_0 значения λ , n_1 , n_2 также будут постоянными величинами. Поэтому требуется найти такие функции $\varphi(t)$ и $x(t)$, при которых график зависимости давления в цилиндре от времени проходил бы через заданные четыре точки. Можно найти, что для осуществления прогноза функций $\varphi(t)$ и $x(t)$ для будущих значений времени, должны быть заданы условия Коши в какой-либо момент времени, а именно значения угла поворота и угловой скорости кривошипа, координаты и скорости управляющего звена регулятора. Таким образом, прогнозирование давления на основе системы (14) можно осуществить, преобразовав краевую задачу для системы к задаче Коши и вычислив значения давления в заданный будущий момент времени на основании функций $\varphi(t)$ и $x(t)$, являющихся решениями задачи.

Для решения рассматриваемой краевой задачи представим рассматриваемые функции $\varphi(t)$ и $x(t)$ в виде степенных рядов с центром сходимости в некоторый начальный момент времени t_0 , т.е.

$$\varphi(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot (t - t_0)^n, \quad (15)$$

где φ_n – коэффициенты порядка n разложения функции угла поворота кривошипа в степенной ряд по времени,

$$x(t) = \sum_{n=0}^{\infty} x_n \cdot (t - t_0)^n, \quad (16)$$

где x_n – коэффициенты порядка n разложения функции координаты управляющего звена регулятора в степенной ряд по времени.

Дифференцируя (15), (16) по времени, получаем разложения в ряд для угловых скорости и ускорения кривошипа, а также для линейных скорости и ускорения управляющего звена регулятора

$$\omega(t) = \frac{d\varphi}{dt} = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_{n+1} \cdot (n+1) \cdot (t - t_0)^n, \quad (17)$$

$$\varepsilon(t) = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_{n+2} \cdot (n+1) \cdot (n+2) \cdot (t - t_0)^n, \quad (18)$$

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = \sum_{n=0}^{\infty} x_{n+1} \cdot (n+1) \cdot (t - t_0)^n, \quad (19)$$

$$a(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = \sum_{n=0}^{\infty} x_{n+2} \cdot (n+1) \cdot (n+2) \cdot (t - t_0)^n. \quad (20)$$

Определив коэффициенты (15), (16), получим решение краевой задачи. Для этого сначала установим рекуррентную зависимость последующих коэффициентов этих рядов от предыдущих. При этом используем метод, полученный авторами в работах [1, 3]. Составим из коэффициентов каждого из рассмотренных рядов матрицу вида

$$C = \begin{pmatrix} c_0 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ c_1 & c_0 & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ c_{n-1} & c_{n-2} & \cdot & c_0 & 0 \\ c_n & c_{n-1} & \cdot & c_1 & c_0 \end{pmatrix}, \quad (21)$$

где $c_1, \dots, c_n$ – коэффициенты порядка n соответствующего ряда.

Обозначим соответственно $[\varphi]$ – матрица из коэффициентов ряда $\varphi(t)$, $[\varphi']$ – матрица из коэффициентов ряда $\omega(t)$, $[\varphi'']$ – матрица из коэффициентов ряда $\varepsilon(t)$, $[x]$ – матрица из коэффициентов ряда $x(t)$, $[x']$ – матрица из коэффициентов ряда $v(t)$, $[x'']$ – матрица из коэффициентов ряда $a(t)$.

Тогда систему дифференциальных уравнений (14) запишем в следующем матричном виде

$$\left. \begin{aligned} [\varphi'] &= \frac{1}{I_{II}([\varphi])} \left(M_{II}([\varphi], [\dot{x}]) - \frac{1}{2} \cdot I_{II}'([\varphi]) \cdot [\varphi'] \right) \\ [x'] &= \frac{1}{m_{II}([x])} \left(F_{II}([\varphi'], [x], [\dot{x}]) - \frac{1}{2} \cdot m_{II}'([x]) \cdot [x'] \right) \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

где выражение вида «функция от матрицы» или «функция от нескольких матриц» необходимо представить зависимостью, содержащей только алгебраические действия с этими матрицами, т. е. полиномом или степенным рядом (одно- или многопараметрическим).

Из теории матриц известно, что две матрицы одной размерности равны тогда и только тогда, когда все элементы одной матрицы равны элементам с теми же индексами другой матрицы. Рассмотрим элементы с одинаковыми индексами матриц левой и правой частей каждого уравнения системы (22). Так как правые части уравнений содержат производные по времени не выше первых, а левые состоят только из вторых производных, то, учитывая формулы (17) – (20), соответствующий элемент матрицы левой части содержит коэффициент порядка на единицу большего, чем наибольший порядок коэффициентов, присутствующих в правой части. Поэтому, раскрыв обозначения системы (22) и приравняв элементы матрицы единичной размерности левой и правой частей, выразим коэффициенты второго порядка рядов (15), (16) через коэффициенты первого и нулевого порядков (условия Коши). Затем увеличим на единицу размерность матриц и из равенства их элементов с наибольшим индексом выразим коэффициенты третьего порядка через коэффициенты второго, первого и нулевого порядков. Увеличивая на единицу размерность матриц системы (22) и повторяя процесс, можно получить рекуррентные зависимости коэффициентов любого порядка от предыдущих. Эти зависимости содержат все возможные решения системы (14). Развернутые формулы не приводятся вследствие их значительного объема, но, пользуясь рассмотренным алгоритмом, их можно однозначно получить для любого двигателя, описываемого уравнениями (14).

Теперь перейдем непосредственно к решению краевой задачи. Примем допущение, что все значения времени, соответствующие четырем значениям выборки давления, лежат внутри интервалов сходимости рядов $\varphi(t)$ и $x(t)$. Обозначим четыре момента времени как t_0, t_1, t_2, t_3 , а значения давления, измеренные в них, как p_0, p_1, p_2, p_3 . Зависимость давления от угла поворота кривошипа и координаты управляющего звена регулятора опишем формулами (3) – (13). Если принять равные интервалы Δt между соседними значениями времени и выразить коэффициенты рядов (15), (16) через начальные условия системы (14) для момента времени t_0 , то получим следующую систему алгебраических уравнений для определения начальных условий $\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1$

$$\left. \begin{aligned} p(\varphi_0, x_0) &= p_0 \\ p \left(\sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n(\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1) \cdot \Delta t^n, \sum_{n=0}^{\infty} x_n(\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1) \cdot \Delta t^n \right) &= p_2 \\ p \left(\sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n(\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1) \cdot 2^n \cdot \Delta t^n, \sum_{n=0}^{\infty} x_n(\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1) \cdot 2^n \cdot \Delta t^n \right) &= p_3 \\ p \left(\sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n(\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1) \cdot 3^n \cdot \Delta t^n, \sum_{n=0}^{\infty} x_n(\varphi_0, \varphi_1, x_0, x_1) \cdot 3^n \cdot \Delta t^n \right) &= p_4 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Решив систему (23) одним из численных методов, найдем начальные условия. Вычислив на основании их коэффициенты рядов (15) и (16), получим решение системы (14), удовлетворяющее краевым условиям – зависимость от времени угла поворота кривошипа и координаты управляющего звена регулятора

Определив эти функции, можно прогнозировать давление в зависимости от времени, задавая значение времени и вычисляя либо ряды (15), (16), либо их аналитические продолжения и определяя давление из формул (3) – (13). Расхождение измеренных и спрогнозированных на основе краевой задачи значений давления объясним изменением рассматриваемых параметров рабочего процесса. По своей структуре решение системы (14), полученное на основании анализа выборки четырех измеренных значений давления, может дать прогноз для любого будущего момента времени без выполнения прогнозов для промежуточных моментов времени. Вместе с тем в решении отсутствуют предположения об изменении параметров рабочего процесса. Если описать изменение угла впрыска топлива, коэффициента пропорциональности между подачей топлива и настройкой регулятора и температуры охлаждающей воды в зависимости от времени с помощью процесса скользящего среднего, то это изменение можно учесть при прогнозировании давления.

Для коррекции расхождения измеренных и прогнозируемых значений давления найдем значения φ_0, k_q, t_0 , дающие величины, равные измеренным в текущей выборке из четырех значений. Это можно сделать с помощью функций, обратных (4), (8). После этого прогнозируем на основании системы дифференциальных уравнений (14), чему будут равны значения давления в следующей выборке. Затем повторим процесс.

Для параметров рабочего процесса вычислим коэффициенты скользящего среднего (2) и дисперсию.

Рассматриваемые параметры рабочего процесса изменяются намного медленнее, чем давление. Интервал между соседними выборками давления можно сделать намного больше, что позволяет осуществить систему прогнозирования в реальном масштабе времени.

Задачами дальнейших исследований в данном направлении являются оценка необходимой точности измерений и оптимизация системы выбора точек индикаторной диаграммы по критерию минимума относительной погрешности.

Библиографический список

1. Неменко А.В. Влияние настройки центробежного регулятора частоты вращения судового дизеля на износ подшипников кривошипно – ползунного механизма/ А.В. Неменко, М.М. Никитин // Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем: Материалы междунар. науч. техн. конф., Севастополь 5 – 8 сент. 2005 г. — Севастополь, 2005 г. — С. 113 – 122.
2. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям/ Э. Камке. — М.: Наука, 1971. — 576 с.
3. Никитин М.М. Применение матриц к решению нелинейной задачи Коши при помощи степенных рядов / М.М. Никитин // Моделирование электронных приборов и техпроцессов, повышение качества, надежности и радиационной стойкости приборов и аппаратуры: Материалы междунар. науч. техн. конф., Севастополь, 11 – 19 сент. 1999 г. — М., 2000. — С. 56 – 61.

Поступила в редакцию 17.01.2006