

УДК 621.43

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ

Е. В. КУЗНЕЦОВ

Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь

В двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с самовоспламенением (дизелях) применяют один из трёх способов регулирования цикловой подачи топлива, которая определяет текущую мощность мотора:

1) изменением активного хода плунжера в секционных с поворотными плунжерами и распределительных с дозаторами в топливных насосах высокого давления (ТНВД);

2) изменением длительности электрических импульсов включения сливных клапанов форсунок в системах *Common Rail*;

3) регулированием давления во всасывающей магистрали ТНВД *Lucas*.

Каждая из указанных систем подачи топлива имеет как достоинства, так и недостатки [1].

С целью снижения затрат на изготовление ТНВД автором предлагается ещё один способ регулирования цикловой подачи топлива, а именно с помощью изменения максимального давления впрыска топлива $p_{\text{вп}}^{\text{max}}$. Для этого в конструкции распределительного ТНВД предусмотрен регулируемый редукционный клапан.

Теоретической основой для такого решения является известная из гидравлики зависимость

$$q = A\mu\sqrt{2\Delta p/\rho}, \quad (1)$$

где q – цикловая подача топлива ТНВД; A – суммарная площадь проходных отверстий для топлива, т. е. площадь сопловых отверстий форсунки плюс площадь отверстия сливного (регулирующего) клапана плюс площадь утечек; μ – коэффициент расхода рабочего тела, $\mu = 0,67$; Δp – разность между давлением впрыска и давлением среды (давление в цилиндре в конце сжатия $p_c \approx 4$ МПа); ρ – плотность рабочего тела (для дизельного топлива $\rho = 850$ кг/м³).

При минимальном регулируемом давлении, которое соответствует открытию форсунки и составляет не менее 11 МПа, указанная разность давлений составляет $\Delta p = 7$ МПа, что уже обеспечивает хороший распыл топлива, а значит, и смесеобразование.

Если принять количество сопловых отверстий форсунки $i_c = 3$ с диаметрами этих отверстий $d_c = 0,27$ мм, что характерно для малолитражных дизелей, и пренебречь утечками, то суммарная площадь истечения топлива будет равна

$$A_c = i_c \frac{\pi d_c^2}{4} = 3 \frac{3,14 \cdot 0,27^2}{4} = 0,172 \text{ мм}^2. \quad (2)$$

В этом случае при максимальном регулируемом давлении 100 МПа зависимость цикловой подачи топлива от давления впрыска можно проиллюстрировать следующим графиком (рис. 1).

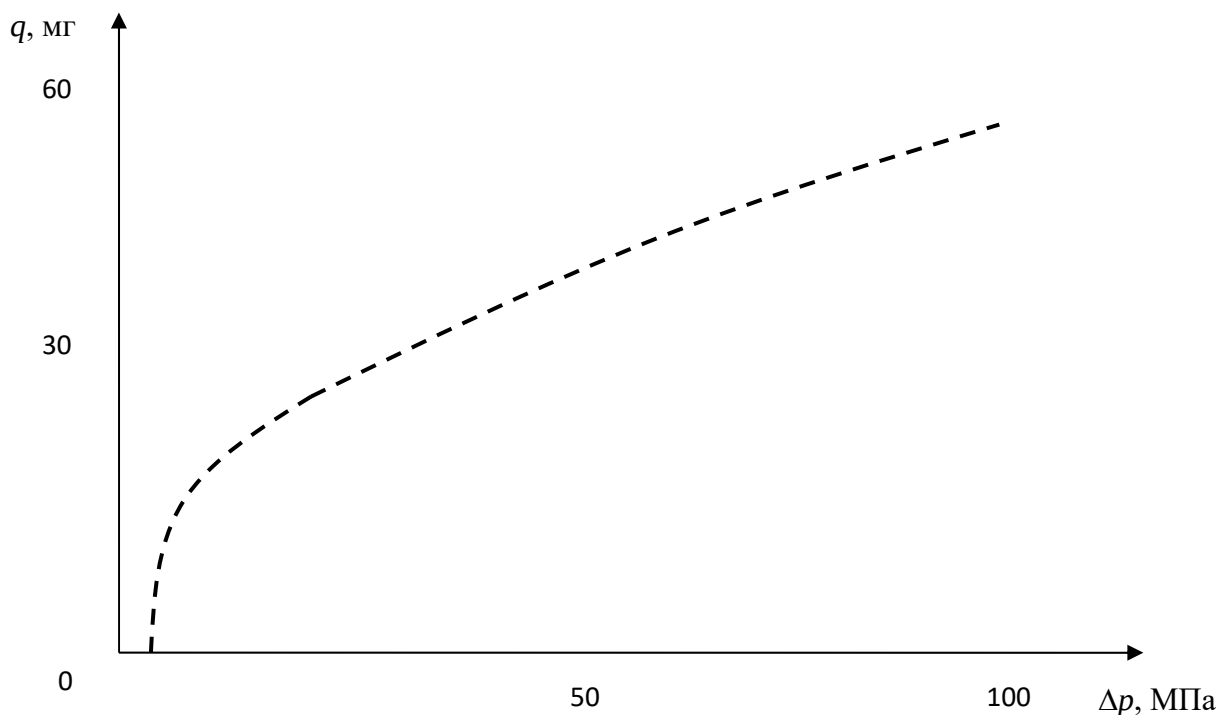


Рис. 1. Зависимость цикловой подачи топлива от давления впрыска

Анализ зависимости показывает, что предложенный метод регулирования цикловой подачи топлива вполне работоспособен. Однако указанная зависимость имеет существенно нелинейный характер, что можно компенсировать применением пружины клапана с нелинейной упругой характеристикой.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кузнецов, Е. В.** Основы теории и проектирования ДВС / Е. В. Кузнецов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. – 323 с.