

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

*Канд. техн. наук, доц. ВЕРШИНА Г. А., асп. ТАМКОВИЧ Е. С.*

*Белорусский национальный технический университет*

Одним из основных путей улучшения технико-экономических показателей современных дизельных двигателей является совершенствование элементов системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ). САРЧ – неотъемлемая часть двигателя внутреннего сгорания.

С целью выбора оптимальных параметров элементов САРЧ и моделирования работы в условиях динамического нагружения была разработана математическая модель дизельного двигателя с газотурбинным наддувом и промежуточным охладителем воздуха, описываемая системой дифференциальных уравнений [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} * \\ \omega = (M_K - M_H) / I_M; \\ * \\ \omega_K = (M_T - M_{TK}) / I_K; \\ * \\ p_K = 10^{-3} n_K p_K (G_K - G_B) / V_{ВП} \rho_K; \\ * \\ p_{Tr} = 10^{-3} n_{Tr} p_{Tr} (G_{Г,Д} - G_{Г,Т}) / V_{ВЫП} \rho_T; \quad (1) \\ * \\ T_{ОХЛ} = c_{ВОЗ} (Q_{ОХЛ} - Q_{ВОЗ}) / F_{ОХЛ}; \\ * \\ W = (-U(t) + P_{Ц} - vW) / m; \\ * \\ h = W. \end{array} \right.$$

Как следует из уравнения 3 системы (1), чем больше объем впускной системы  $V_{ВП}$  дизеля, тем меньше скорость нарастания давления наддувочного воздуха. Это вызывает уменьшение объемного содержания воздуха в цилиндрах двигателя и, как следствие, – необходимость уменьшения подаваемого топлива. В такой ситуации пневмокорректор должен ограничивать цикловую подачу топлива. Следовательно, в условиях динамического нагружения время переходного процесса увеличивается, динамические свойства САРЧ

дизеля с промежуточным охладителем воздуха ухудшаются.

Следует также отметить, что, как правило, выбор параметров турбокомпрессора и промежуточного охладителя воздуха осуществляется из условий номинального режима работы дизеля. Причем нормируемым показателем является максимальная температура воздуха после охладителя  $T_{ОХЛ}$ . С понижением нагрузки расход воздуха через промежуточный охладитель значительно уменьшается и глубина охлаждения наддувочного воздуха увеличивается. Это может привести к изменению показателей рабочего цикла и теплового режима дизеля в процессе эксплуатации при отрицательных температурах. Время прогрева двигателя также будет увеличенным.

Для компенсации данных отрицательных свойств САРЧ дизеля с высоким наддувом и промежуточным охладителем наддувочного воздуха была разработана конструктивная схема регулируемого охладителя (рис. 1).

В охладителе воздуха соосно напорному и выходному патрубкам выполнен проточный канал 8 с регулятором температуры наддувочного воздуха, содержащим корпус 9 с расположенным внутри датчиком температуры 2 в виде биметаллической спирали и регулирующим элементом в виде секторной заслонки 4. Внешний конец спирали жестко закреплен в корпусе, а внутренний – к валику 3. Биметаллическая спираль и регулирующий элемент жестко соединены между собой, при этом часть корпуса с датчиком температуры расположена в выходном патрубке 1 охладителя, а другая часть, с регулирующим элементом, – в проточном канале.

В процессе работы дизеля на номинальном режиме сжатый в компрессоре воздух поступает

через напорный патрубок 5 в охладитель, где охлаждается, и через выходной патрубок охладителя направляется во впускной коллектор. Предельная температура охлажденного воздуха определяется допустимой теплонпряженностью деталей кривошипно-шатунного механизма дизеля и его систем. При отклонении от номинального режима работы дизеля или в период его прогрева расход воздуха значительно меньше и глубина его охлаждения в промежуточном охладителе будет более высокой.

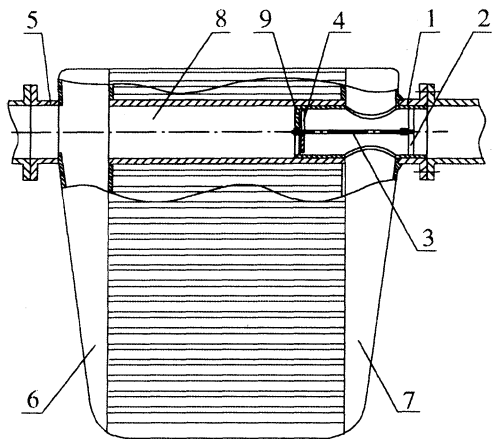


Рис. 1. Конструктивная схема охладителя наддувочного воздуха

При понижении температуры меньше предельной в выходном патрубке промежуточного

охладителя наддувочного воздуха за счет деформации спирали ее внутренний конец провернет подвижный валик и жестко соединенную с ним секторную заслонку. Сжатый нагретый воздух из компрессора частично начнет поступать через напорный патрубок напрямую с минимальными гидравлическими потерями, минуя приемный 6 и сборный 7 бабки охладителя, в проточный канал и далее в выходной патрубок, тем самым повышая температуру до необходимого уровня. Степень открытия секторной заслонки обеспечивается ее геометрическими размерами и пределами регулирования температуры наддувочного воздуха в выходном патрубке промежуточного охладителя.

Для изучения динамических свойств данной силовой установки, построения ее амплитудно-фазовых частотных характеристик и выбора конструктивных параметров элементов САРЧ была разработана нелинейная динамическая модель механического автоматического регулятора частоты вращения с пневматическим корректором топливоподачи.

В основу модели положена конструкция (кинематическая схема) регулятора топливного насоса высокого давления (ТНВД) УТНМ-5 (рис. 2).

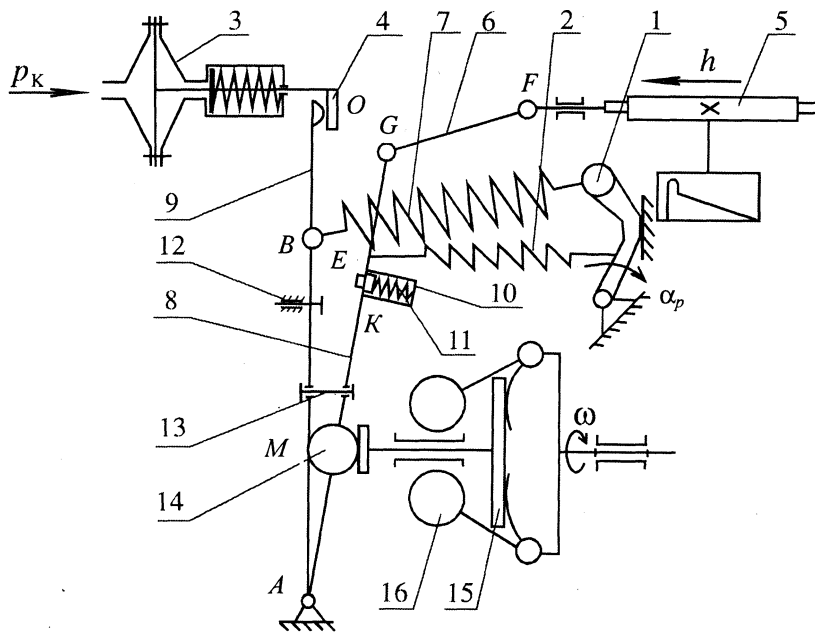


Рис. 2. Кинематическая схема регулятора

На хвостовике кулачкового вала установлена ступица с грузами 16 и свободно посажена муфта 15 регулятора с упорным подшипником. На оси, расположенной в нижней части корпуса регулятора, установлены основной 9 и промежуточный 8 его рычаги. На промежуточном рычаге находятся ролик 14, корректор топливоподачи 10 с пружиной 11, точка крепления пружины обогатителя 2. Верхняя часть промежуточного рычага соединена тягой 6 с рейкой 5 топливного насоса. В заднюю стенку корпуса регулятора ввернут болт номинала 12, который головкой ограничивает перемещение основного рычага в сторону увеличения подачи топлива при оборотах двигателя ниже номинальных. Основной и промежуточный рычаги соединены болтом 13, обеспечивающим необходимый угловой люфт между рычагами.

Пружина регулятора 7 одним концом соединена с основным рычагом, другим – с рычагом управления 1. Регулятор снабжен пневмокорректором 3, обеспечивающим перемещение упора 4 и ограничивающим ход основного рычага и рейки насоса в сторону увеличения подачи топлива в случае недостаточного количества наддувочного воздуха.

В математической модели (1) регулятор описывается двумя последними уравнениями:

$$\begin{aligned} W &= (-U(t) + P_{\text{ц}} - vW) / m; \\ h &= W, \end{aligned}$$

где  $U(t)$  – функция управления [1];  $v$  – обобщенный фактор торможения;  $m$  – общая приведенная масса регулятора;  $h$ ,  $W$ ,  $h^*$  и  $W^*$  – перемещение и скорость рейки ТНВД, а также их производные;  $P_{\text{ц}}$  – поддерживающая сила регулятора.

Для исследования динамических свойств конкретного регулятора и его амплитудно-частотных фазовых характеристик данные уравнения преобразованы в систему в соответствии с динамической схемой регулятора УТНМ-5 (рис. 3):

$$\begin{cases} W_1^* = (-E_1 - E_2 + P_{\text{ц}} - v_1 W_1) / m_1; \\ h_1^* = W_1; \\ W_2^* = (E_2 - E_3 + E_4 - v_2 W_2) / m_2; \\ h_2^* = W_2; \\ W_3^* = (E_5 - E_4 - v_3 W_3) / m_3; \\ h_3^* = W_3. \end{cases} \quad (2)$$

При составлении динамической модели регулятора принят ряд замен и допущений:

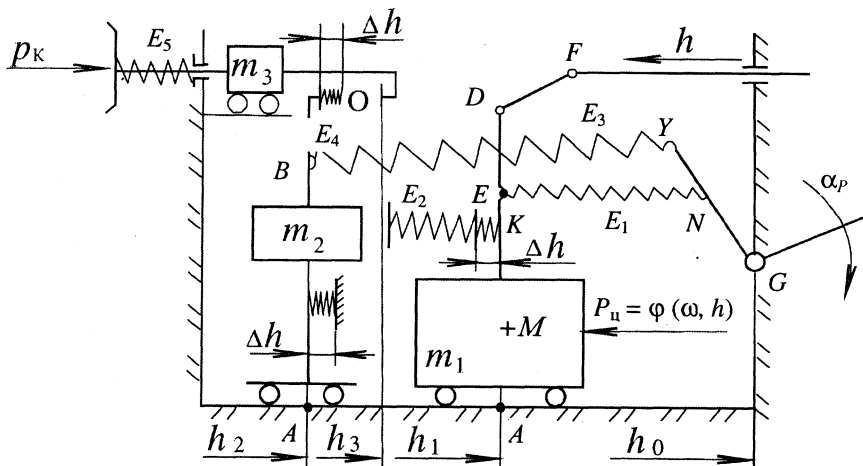


Рис. 3. Динамическая модель регулятора

1. Все массы и силы приведены к оси муфты регулятора. Вследствие этого, согласно рис. 2 и 3, восстанавливающие силы определяются как:

$$E_1 = 2C_E GN \sin \frac{\alpha_P}{2} \frac{AE}{AM} + C_E h_1 \frac{AE^2}{AM \cdot AD};$$

$$E_2 = F_K \frac{AK}{AM} + C_K [(h_N - h_K) - (h_2 - h_1)] \frac{AK^2}{AM \cdot AD};$$

$$E_3 = 2C_B GY \sin \frac{\alpha_P}{2} \frac{AB}{AM} + C_B (h_2 - h_1) \frac{AB^2}{AM \cdot AD};$$

$$E_4 = k_3 C_{\Pi} (h_3 - h_2) AO^2 / AM \cdot AD;$$

$$E_5 = F_{\Pi} \frac{AO}{AM} + k_4 C_{\Pi} \left[ S_{\text{ПК}} \frac{AO}{AM} - (h_3 - h_{\text{Н}}) \frac{AO^2}{AM \cdot AD} \right] - S_3 (p_K - p_0) \frac{AO}{AM} 10^6, \quad (3)$$

где  $C_E, C_K, C_B, C_{\Pi}$  – жесткости пружин пускового обогатителя, корректора топливоподачи, регулятора и пневмокорректора;  $\alpha_p$  – положение рычага топливоподачи на заданном режиме;  $h_1, h_2$  и  $h_3$  – перемещения промежуточного (ход рейки ТНВД), основного рычагов регулятора и штока пневмокорректора;  $h_{\text{Н}}$  – положение рейки топливного насоса, соответствующее номинальному режиму;  $h_K$  – то же ТНВД, соответствующее полному ходу корректора топливоподачи согласно условной характеристике ТНВД (рис. 4);  $F_K, F_{\Pi}$  – предварительные натяжения пружин корректора скорости и пневмокорректора;  $S_K, S_3$  – эффективные ход и площадь диафрагмы пневмокорректора;  $p_0, p_K$  – давления окружающей среды и наддува;  $k_1, k_2, k_3$  и  $k_4$  – коэффициенты приведения жесткости упоров регулятора и пневмокорректора.

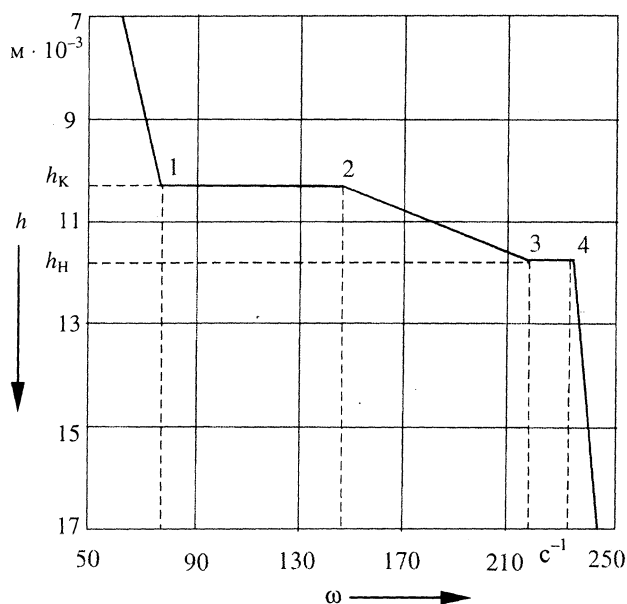


Рис. 4. Условная характеристика ТНВД

Приведенные массы регулятора найдены по формулам [3]:

$$m_1 = m_p AM / AD + m_p AD / AM + 0,333 m_K AD / AM;$$

$$m_2 = 0,333 m_K AO^2 / AM \cdot AD; \quad (4)$$

$$m_3 = m_{\Pi} AO^2 / AM \cdot AD,$$

где  $m_p, m_K, m_{\Pi}$  – приведенные массы рейки топливного насоса высокого давления, рычага регулятора и пневмокорректора.

Поддерживающая сила регулятора определяется по формуле Р. В. Титова [3]

$$P_{\text{Ц}} = m_{\Gamma} \omega^2 \left[ \frac{P_0 R_C}{l_0} + \left( h_1 \frac{AM}{AD} + x_0 \right) \times \left( \frac{R_C^2}{l_0^2} + \frac{b^2 - h^2}{12l_0^2} \right) \right] 10^{-6}, \quad (5)$$

где  $m_{\Gamma}$  – масса груза регулятора;  $R_C$  – радиус центра масс груза;  $l_0$  – длина лапки груза;  $b$  и  $h$  – условные ширина и высота груза регулятора;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала-привода регулятора;  $h_0$  – начальный ход муфты регулятора;  $P_0$  – радиус оси вращения груза.

Факторы торможения определены следующим образом:

$$v_1 = (v_M AM^2 + v_{\Pi} AD) / AM \cdot AD;$$

$$v_2 = v_p AK^2 / AM \cdot AD; \quad (6)$$

$$v_3 = v_{\Pi} AO^2 / AM \cdot AD,$$

где  $v_M, v_p, v_{\Pi}$  – коэффициенты вязкого трения муфты, основного рычага регулятора и рейки ТНВД.

2. В процессе работы регулятора имеют место случаи, когда основной и промежуточный рычаги работают как одно целое (прижаты друг к другу) или же находятся на ограничительных упорах. Для описания динамики работы регулятора при данных положениях введены коэффи-

коэффициенты приведения жесткости упоров регулятора и пневмокорректора  $k_1'$ ,  $k_2'$ ,  $k_3'$  и  $k_4'$ .

При таких условиях приведенные жесткости упоров корректора топливоподачи, рычагов регулятора и пневмокорректора выражаются:

$$C'_K = k_2' C_K; \quad C'_B = k_3' C_B; \quad C'_E = k_1' C_E; \\ C'_П = k_4' C_П, \quad \text{где } k \gg 0.$$

3. В случае, когда давление наддува  $p_K$  больше необходимого значения (по динамической модели  $h_2 > h_3$ ) и основной рычаг регулятора работает вне соприкосновения с упором штока пневмокорректора, принимается восстанавливающая сила  $E_4 = 0$ .

4. Если перемещение штока пневмокорректора  $h_3$  меньше суммарного перемещения рейки ТНВД на номинальном режиме  $h_H$  и штока пневмокорректора, равного  $S_{ПК}(AO/AM)$  (шток пневмокорректора соприкасается с основным рычагом, т. е.  $h_3 < h_H + S_{ПК}(AO/AM)$ ), то принимается  $k_4' = 1$ .

Таким образом, построенная динамическая модель позволяет исследовать как статические, так и динамические характеристики элементов САРЧ дизеля, а также выбрать, в частности, параметры автоматического регулятора и пневмокорректора в зависимости от применяемого типа промежуточного охладителя воздуха и турбокомпрессора.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тамкович Е. С., Вершина Г. А. Математическая модель оптимального управления системой питания автотракторных дизелей // Материалы V респ. науч. конф. студ., магистр. и асп. Республики Беларусь (НИРС 2000): В 5 ч. – Гродно: ГрГУ, 2000. – Ч. 5. – 445 с.
2. Основы теории автоматического регулирования: Учеб. для машиностроительных специальностей вузов / В. И. Крутов, Ф. М. Данилов, П. К. Кузьмик и др.; Под ред. В. И. Крутова. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1984. – 368 с.
3. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых дизелей: Справ. / В. Г. Кислов, В. А. Павлов, А. П. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 208 с.
4. Конструирование и производство топливной аппаратуры тракторных дизелей / В. Г. Кислов и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 302 с.

УДК 368

## МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ УЩЕРБА В СТРАХОВАНИИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

*Докт. экон. наук, проф. ИВУТЬ Р. Б., КРАСНОВА И. И.*

*Белорусский национальный технический университет*

Рассмотрим метод оценки возможного ущерба владельцев автомобилей с помощью экономико-математических методов. Современные требования к управлению риском обуславливают необходимость быстрого анализа ситуации, учета влияния огромного числа факторов и принятия решения в противоречивых условиях с многовариантными путями достижения цели. Для правильной оценки рисков необходимо постоянно изучать существующие взаимосвязи, устанавливать тенденции и закономерности их развития. Сделать это можно на основе информационной модели, результаты которой оказывают определяющее воздействие на поведение и страховщи-

ка, и страхователя в сфере страховой деятельности.

Как известно, под моделью понимается некоторый вспомогательный объект, который используется в процессе изучения объекта-оригинала, поскольку исследовать непосредственно объекты (страхования) невозможно. Моделирование включает в себя этап всестороннего анализа полученных новых знаний об объекте, сопоставления их со сложившимися представлениями, опытом и интуицией, а также уточнение и корректировку модели. После систематизации полученных в результате модельных экспериментов знаний делаются выводы относительно возмож-