№ 2 ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА 1963

СОСТАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОННОЙ МОДЕЛИ ДИЗЕЛЯ И РЕГУЛЯТОРА ТЕПЛОВОЗА ТЭ-10

В. Г. Васильев, Л. Е. Тимановская

В данной статье приводятся составление электронной модели дизеля и регулятора тепловоза ТЭ-10 и сопоставление результатов экспериментов, проведенных на тепловозе и на модели. Этот вопрос в существующей отечественной литературе не рассматривался. Моделирование дизеля и регулятора производилось впервые, в связи с задачей исследования динамики электрооборудования тепловоза. Поэтому желательно было упростить модель дизеля и регулятора. Однако, несмотря на отдельные допущения и упрощения, точность моделирования оказалась весьма удовлетворительной, о чем свидетельствуют приведенные в конце работы осциллограммы.

Энергетическая система тепловоза управляется вручную с помощью контроллера машиниста, задающего дизелю 15 установившихся скоростей в пределах от 400 *об/мин*. На каждом положении контроллера объединенный регулятор тепловоза следит за скоростью вращения n вала дизеля [2] и мощностью генератора (в определенном диапазоне), поддерживая их постоянными.

При моделировании пренебрегаем сопротивлением маслопроводов, утечками масла, силами трения в механических частях и считаем, что масло несжимаемо.

Ниже приводятся уравнения, описывающие переходные процессы в дизеле и регуляторе.

УРАВНЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

1. По данным завода и [1] с известным допущением можно считать, что крутящий момент на валу дизеля при данной угловой скорости пропорционален количеству топлива $Q_т$, подаваемому в цилиндры (рис. 1). Но характеристика $Q_т = Q_т(x)$ топливных насосов прямолинейна, поэтому крутящий момент будет пропорционален перемещению рейки топливного насоса или перемещению x штока сервомотора управления, так как шток связан с рейкой постоянным коэффициентом передачи.

Если максимальное перемещение штока сервомотора обозначить через $x_{макс}$, то отношение $\frac{x}{x_{макс}}$ будет лежать в пределах $0 \leqslant x \leqslant 1$. Умножив ординаты внешней характеристики $D_н = \varphi_1(\Omega)$, соответствующей номинальной подаче топлива в цилиндры, на относительное перемещение штока сервомотора $\frac{x}{x_{макс}}$, получим формулу, определяющую момент дизеля при любом режиме работы

$$D = \varphi_1(\Omega)\frac{x}{x_{макс}},$$

На основании данных [4] полагаем:

$$D_н = S_1 m_1 \Omega,$$

$$D_н S_1^{-1} = m_1 \Omega,$$

где m_1 — коэффициент пропорциональности;

S_1 — функция, выражающая нелинейность характеристики;

S_1^{-1} — функция, обратная функции S_1.

Уравнение момента для любого режима работы

$$DS_1^{-1} = m_1 \Omega \frac{x}{x_{макс}}.$$

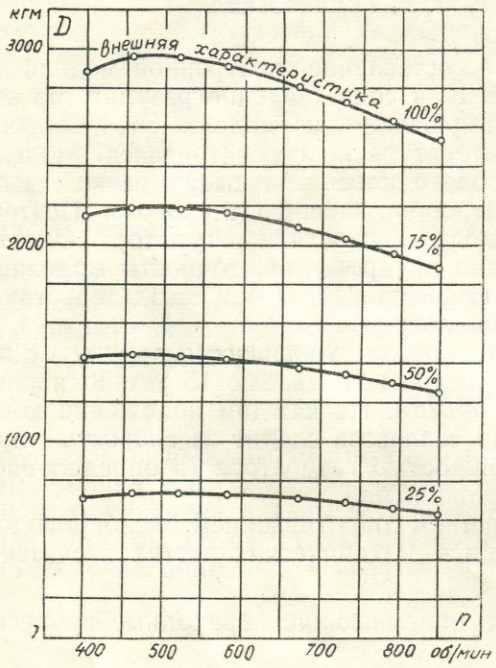

Рис. 1. Скоростные характеристики дизеля

2. Уравнение вращения вала дизеля

$$J \frac{d\Omega}{dt} = D - M_г - M_{сн}$$

или

$$\Omega = \frac{k_1}{p}(D - M_г - M_{сн}),$$

где $k_1 = \frac{1}{J}$ — коэффициент пропорциональности;

J — приведенный к валу дизеля момент инерции вращающихся масс;

$M_г$, $M_{сн}$ — моменты генератора и приводов собственных нужд на валу дизеля.

Момент приводов собственных нужд меняется в пределах диапазона рабочих скоростей дизеля, примерно, в два раза. Но величина его мала по сравнению с движущим моментом дизеля ($\sim 5\%$), поэтому пренебрегаем изменением $M_{сн}$ и считаем его равным максимальному.

УРАВНЕНИЯ РЕГУЛЯТОРА

1. Уравнение чувствительного элемента регулятора.

Переходные процессы чувствительного элемента регулятора данного типа (рис. 2) на основании общих законов механики [3], при пренебрежении силами трения в элементах регулятора, определяются следующим уравнением:

$$[J_{\xi\xi} + 0{,}5M_з l^2 \sin^2(\alpha - \vartheta)]\ddot{\vartheta} - 0{,}25M_з l^2 \sin 2(\alpha - \vartheta)\dot{\vartheta}^2 +$$

$$+ [Ma(\eta_c \sin\vartheta - \zeta_c \cos\vartheta) - J_{\eta\zeta}\cos 2\vartheta - 0{,}5(J_{\eta\eta} - J_{\zeta\zeta})\sin 2\vartheta]\Omega^2 =$$

$$= Q(\eta_c \cos\vartheta + \zeta_c \sin\vartheta) - 0{,}5lQ_з \sin(\alpha_1 - \vartheta) - 0{,}5l\sin(\alpha_1 - \vartheta)F_{пр}, \quad (1)$$

где $\vartheta = \vartheta(t)$ — угол отклонения оси груза от вертикальной оси золотника;

$J_{\xi\xi}$, $J_{\eta\zeta}$, $J_{\eta\eta}$, $J_{\zeta\zeta}$, η_c, ζ_c — моменты инерции и координаты центра тяжести груза относительно координатных осей, связанных с грузом;

Q, $Q_з$, M, $M_з$ — соответственно вес и масса груза и золотника;

α_1, a, l — размеры, определяющие конструктивное выполнение груза;

$F_{пр}$ — сила нажатия пружины, передаваемая через хвостовики грузам.

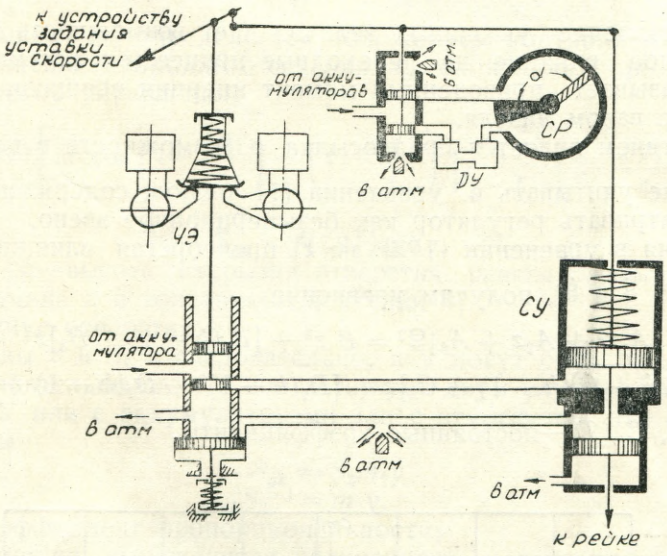

Рис. 2. Схема объединенного регулятора тепловоза:
ЧЭ—чувствительный элемент; СУ —сервомотор управления;
ДУ—дроссельное устройство; СР—сервомотор ротативный

Пружина регулятора может иметь 15 различных затяжек на 15 положениях контроллера. Характеристика пружины такова, что на каждом положении контроллера при установившемся режиме работы $\vartheta=0$. Таким образом, при работе системы сила пружины определяется в переходном процессе двумя параметрами: номером положения контроллера $k=1, 2, 3, \ldots 15$ и углом отклонения грузов ϑ по формуле

$$F_{пр} = A_1 + A_2 \sin\vartheta - A_3 \cos\vartheta - A_4 \sin 2\vartheta + A_5 \sin^2\vartheta + A_6 \cos^2\vartheta,$$

где коэффициенты

A_1, A_2, A_3—являются функциями k;

A_4, A_5, A_6—постоянные величины.

Так как чувствительный элемент действует на сервомотор управления, перемещая золотник, то целесообразно уравнение (1) преобразовать к координате z, определяющей положение золотника. Связь между величинами z и ϑ определяется соотношением

$$z = a_1 + a_2 \sin\vartheta - a_3 \cos\vartheta,$$

где a_1, a_2, a_3—постоянные величины.

Нелинейное уравнение (1) относительно ϑ может быть упрощено, исходя из следующих предпосылок.

1. Благодаря наличию упоров максимальное изменение угла ϑ не превышает $\pm 7°$, что дает возможность с небольшой погрешностью заменить тригонометрические функции угла ϑ самим углом.

2. Среднее значение коэффициента при $\dot{\vartheta}$ составляет $2{,}7\cdot10^{-3}$ с отклонениями от предельных его значений порядка $\pm0{,}4\%$. Предельные значения коэффициента при $\dot{\vartheta}^2$ равны:

$+0{,}025\cdot10^{-3}$ при $\vartheta=\vartheta_{макс}$,

$-0{,}112\cdot10^{-3}$ при $\vartheta=\vartheta_{мин}$;

что соответствует среднему значению $-0{,}044\cdot10^{-3}$. Размерность приведенных величин *кг·см·сек²*.

Приведенный к валу дизеля момент инерции всех вращающихся масс равен 9489 *кг·см·сек²*.

Сопоставление указанных величин дает возможность заключить, что основное влияние на переходные процессы в рассматриваемой системе оказывает приведенный момент инерции вращающихся масс, связанных с валом дизеля.

Следствием является предпосылка о возможности в первом приближении не учитывать в уравнении (1) членов, содержащих $\ddot{\vartheta}$ и $\dot{\vartheta}^2$, т. е. рассматривать регулятор как безынерционное звено.

Заменяя в уравнении (1) ϑ на z, пренебрегая влиянием членов, содержащих $\ddot{\vartheta}$ и $\dot{\vartheta}^2$, получим уравнение

$$(A_1z^2+A_2z+A_3)\Omega^2=B_1z^3+[B_2(k-1)+B_3]z^2+$$

$$+[C_1(k-1)^2+C_2(k-1)+C_3]z+[D_1(k-1)^2+D_2(k-1)+D_3], \qquad (2)$$

где A_i, B_i, C_i, D_i — постоянные коэффициенты.

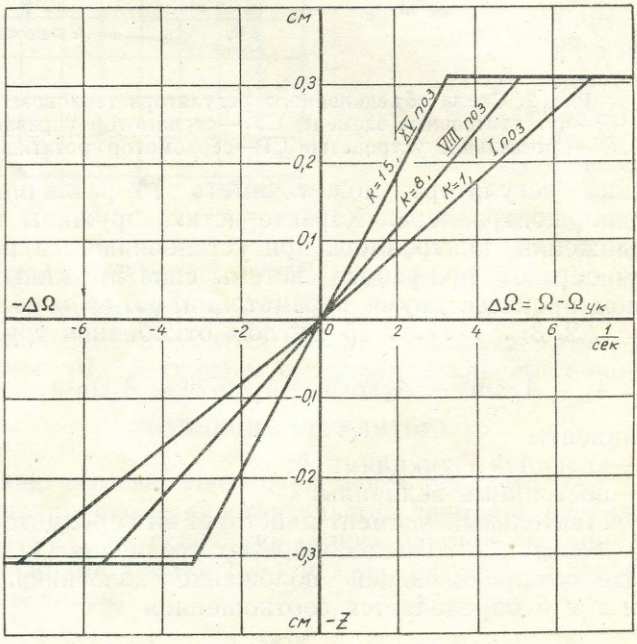

Рис. 3. Зависимость $z=z(\Delta\Omega)$

Так как при $\vartheta=0$, $z=0$, то установившееся значение скорости на любом k-ом положении, Ω_{yk} определяется формулой

$$A_3\Omega_{yk}^2=D_1(k-1)^2+D_2(k-1)+D_3.$$

Графический анализ сложной зависимости (2) $z=z(\Omega)$ показывает, что в пределах возможного перемещения золотника от упора до упора участок рассматриваемой характеристики может быть с хорошим приближением заменен касательной, проведенной в точке $\Omega=\Omega_{yk}$.

На рис. 3 приведены соответствующие участки характеристик для трех положений контроллера в функции разности $\Delta\Omega=\Omega-\Omega_{yk}$.

Таким образом, уравнение движения золотника чувствительного элемента в данном положении контроллера приобретает вид

$$z = m_k(\Omega - \Omega_{yk}),$$

где коэффициент m_k определяется положением контроллера k.

2. Уравнение проходного сечения S_{ok} окон для прохода масла в сервомотор управления

$$S_{ok}=kr^2\left[\arccos\left(1-\frac{|y|}{r}\right)-\left(1-\frac{|y|}{r}\right)\sqrt{\frac{|y|}{r}\left(2-\frac{|y|}{r}\right)}\right]$$

или

$$S_{ok}=f(|y|)\operatorname{sgn} y,$$

где $y=z-h$—высота открытия отверстия, равная разности перемещений золотника z и золотниковой втулки h;

r—радиус отверстия.

Величины z и h, а следовательно, и y могут быть положительными и отрицательными, что соответствует двум случаям соединения полости СМУ или с аккумуляторами или с атмосферой. На основании [4], полагаем

$$S_{ok}=S_2m_2y$$

или

$$S_{ok}S_2^{-1}=m_2y,$$

где m_2—коэффициент пропорциональности;

S_2—функция, выражающая нелинейность характеристики;

S_2^{-1}—функция, обратная функции S_2.

СЕРВОМОТОР УПРАВЛЕНИЯ С КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ИЗОДРОМНОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Уравнение движения поршня или штока сервомотора управления СУ без учета сопротивления подводящих маслопроводов и инерционности подвижных частей имеет вид [5]:

а) при движении поршня СУ вверх, когда полость СУ соединяется с аккумуляторами масла,

$$\frac{dx}{dt}=\frac{\mu S_{ok}}{F_{смн}}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_{ак}-p_{см})},$$

где μ, γ, g—коэффициент расхода, удельный вес масла и ускорение силы тяжести;

$F_{смн}$—рабочая площадь силового поршня СУ (нижняя);

$p_{ак}$, $p_{см}$—избыточное давление в аккумуляторах масла и в полости под поршнем СУ.

Из условия равновесия системы давление $p_{см}$ равно

$$p_{см}=ax+bp_{ос}+d,$$

где a—постоянный коэффициент, определяющийся жесткостью пружины;

b—постоянный коэффициент, пропорциональный площади компенсирующего поршня СУ;

$p_{ос}$—избыточное давление в полостях устройства обратной связи;

d—постоянная величина, характеризуемая силой начальной затяж-

ки пружины, весом подвижных частей СУ, силой, с которой рейка топливного насоса противодействует движению поршня СУ, а также неравенством верхних и нижних площадей поршней СУ.

Полное уравнение движения поршня вверх

$$\frac{F_{смн}{}^2\gamma}{2\mu^2 g S^2}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = p_{ак} - ax - bp_{ос} - d.$$

Это нелинейное уравнение можно упростить, приняв постоянной силу нажатия пружины на протяжении всего хода поршня СУ [5] и усреднив давление $p_{ос}$ в полостях устройства обратной связи в переходном процессе. Ошибка, получающаяся при этих допущениях, меньше $\pm 6\%$.

Окончательное уравнение при движении поршня СУ вверх

$$\frac{F_{смн}{}^2\gamma}{2\mu^2 g S_{ок}{}^2}\frac{dx}{dt} = c \quad \text{или} \quad x = \frac{k_2}{p}S_{ок},$$

где

$$k_2 = \frac{\mu}{F_{смн}}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}c}, \quad p = \frac{d}{dt}.$$

б) при движении поршня СМУ вниз, когда полость СУ соединяется с атмосферой,

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\mu S_{ок}}{F_{смн}}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_{см}};$$

$$p_{см} = ax + bp_{ос} + d_1,$$

где d_1 — постоянная величина, отличающаяся от d благодаря действию рейки в противоположном направлении.

Окончательно уравнение при движении поршня вниз

$$x = \frac{k_2'}{p}S_{ок},$$

где

$$k_2' = \frac{\mu}{F_{смн}}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}c'}; \quad p = \frac{d}{dt}.$$

Усреднение сил и давления при движении поршня вниз дает погрешность $\pm 8\%$.

Уравнение гибкой обратной связи выводится исходя из баланса секундного расхода масла в полостях устройства обратной связи

$$Q_{смк} = Q_в + Q_{из} + Q_д,$$

где $Q_{смк} = f_{смв}\dfrac{dx}{dt}$ — расход масла при движении компенсирующего поршня СУ;

$f_{смв}$ — рабочая площадь компенсирующего поршня (верхняя);

$Q_в = F_{вв}\dfrac{dn}{dt}$ — расход масла при движении поршня золотниковой втулки;

$F_{вв}$ — рабочая площадь поршня (верхняя) золотниковой втулки;

$Q_{из} = \dfrac{\pi\delta^3 d_{ср} g}{12\nu\gamma l}p_{ос}$ — расход масла через изодромное отверстие,

где δ, $d_{ср}$, l—ширина зазора, диаметр и длина изодромного отверстия;

ν—вязкость масла;

$Q_д=\mu_д f_д\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_{ос}}$—расход масла через одно из добавочных отверстий;

$f_д$—проходное сечение добавочного отверстия;

$$f_д=0 \quad \text{при} \quad 0 \leqslant h \leqslant \frac{h_{макс}}{2}.$$

Кривую суммарного расхода для постоянной ширины зазора δ можно выразить уравнением

$$Q_{из}+Q_д=f(h)$$

или, согласно [4],

$$Q_{из}+Q_д=S_з'(m_з'h+Q_0\operatorname{sgn}h),$$

где $m_з'$—коэффициент пропорциональности;

$S_з$—функция, выражающая нелинейность кривой;

Q_0—начальное значение расхода масла при $h=0$.

Полное уравнение баланса, после подстановки значений расходов, примет вид:

$$f_{смв}px=F_{вв}ph+S_з(m_з'h+Q_0\operatorname{sgn}h),$$

откуда

$$h=\frac{S_з^{-1}m_з px-a_0\operatorname{sgn}h}{S_з^{-1}T_{из}p+1},$$

где

$$m_з=\frac{f_{смв}}{m_з'},\quad T_{из}=\frac{F_{вв}}{m_з'},\quad a_0=\frac{Q_0}{m_з'},\quad p=\frac{d}{dt}.$$

РОТАТИВНЫЙ СЕРВОМОТОР МОЩНОСТИ С ДРОССЕЛЬНЫМ УСТРОЙСТВОМ НА ВХОДЕ

Уравнение перемещения l золотника мощности

$$l=k_з z_{ук}-k_4 x,$$

где $k_з$ и k_4—приближенно принимаемые постоянными передаточные отношения кинематических связей к золотнику мощности от поршня уставки при данном k-ом положении контроллера и штока сервомотора управления.

Зависимость проходного сечения окон q для прохода масла в ротативный сервомотор СР может быть представлена графически в виде функции

$$q=f(l)=f(k_з z_{ук}-k_4 x),$$

или, согласно [4],

$$q=S_4 m_4(k_з z_{ук}-k_4 x)$$

или

$$qS_4^{-1}=m_4(k_з z_{ук}-k_4 x).$$

Уравнения движения поршня СР выводятся исходя из баланса секундного расхода масла при вращении поршня, например, по часовой стрелке

$$Q_q=Q_{см}=Q_{q2}=Q_{q1}=Q_q,$$

где $Q_q=k_5\sqrt{p_{ак}-p_{см}'}$ q—расход масла, втекающего через проходное сечение q;

$k_5=\mu\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$—коэффициент пропорциональности;

$p_{см}'$—избыточное давление в верхней полости СР;

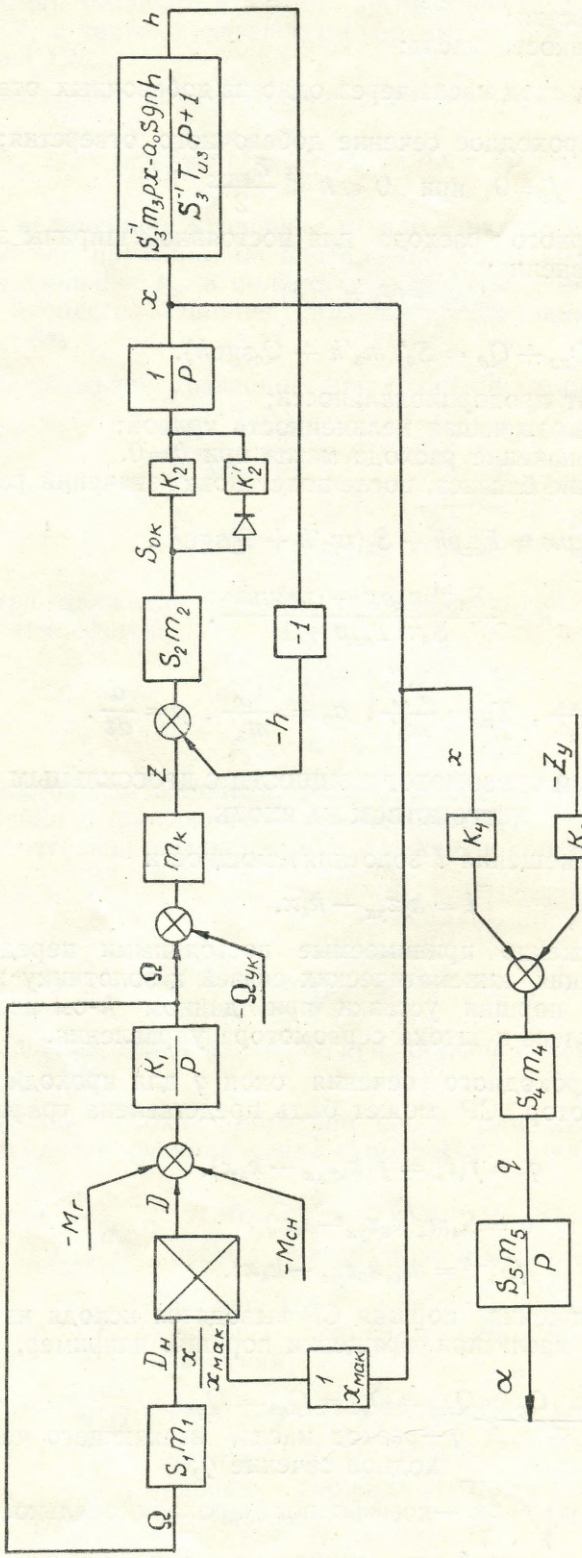

Рис. 4. Структурная схема дизеля и регулятора

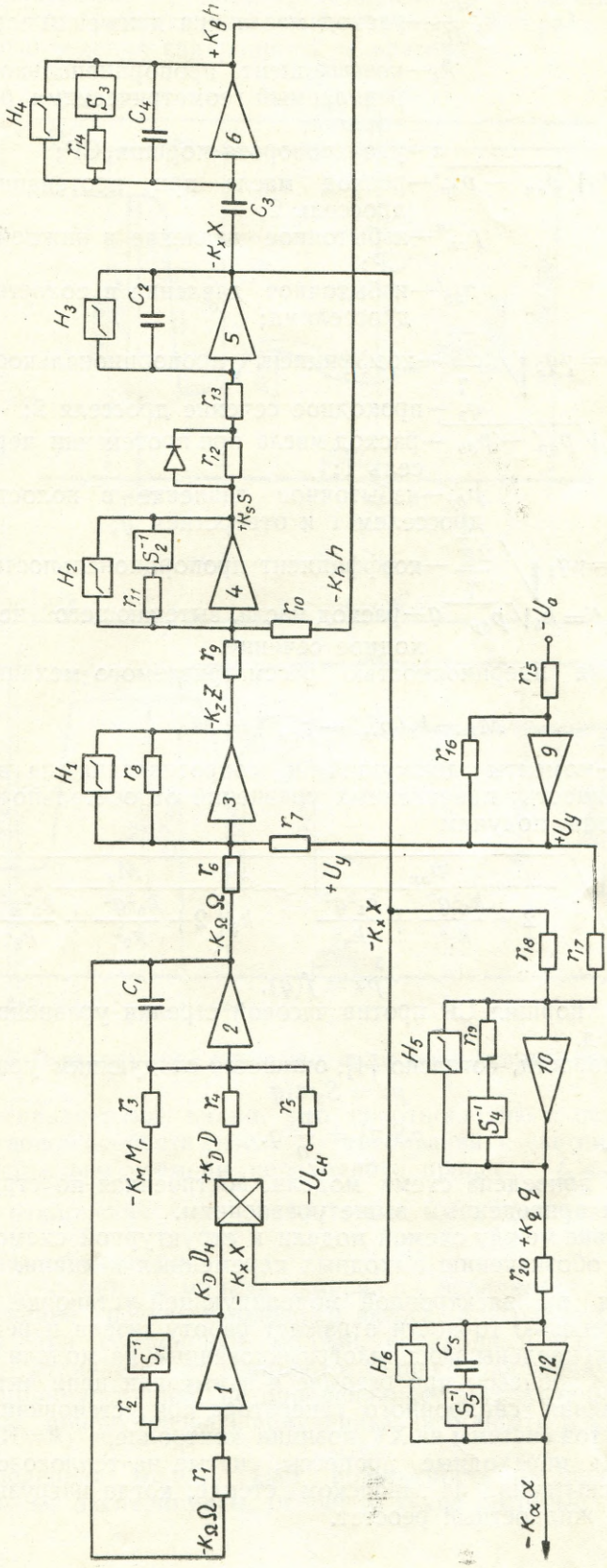

Рис. 5. Схема модели дизеля и регулятора

$Q_{см} = k_6 \frac{d\alpha}{dt}$ — расход масла при движении поршня СР;

k_6 — коэффициент пропорциональности, определяемый геометрическими размерами поршня;

α — угол поворота поршня СР;

$Q_{q2} = k_7 \sqrt{p_{см}'' - p_{др}'}$ — расход масла при протекании через дроссель 2;

$p_{см}''$ — избыточное давление в нижней полости СР;

$p_{др}'$ — избыточное давление в полости между дросселями;

$k_7 = \mu q_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$ — коэффициент пропорциональности;

q_2 — проходное сечение дросселя 2;

$Q_{q1} = k_8 \sqrt{p_{др}' - p_{др}}$ — расход масла при протекании через дроссель 1;

$p_{др}$ — избыточное давление в полости между дросселем 1 и отверстием q;

$k_8 = \mu q_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$ — коэффициент пропорциональности;

$Q_q' = k_5 \sqrt{p_{др}}\, q$ — расход масла, вытекающего через проходное сечение.

Пренебрегая инерционностью рассматриваемого механизма, получим

$$M_д = k_9(p_{см}' - p_{см}'') = M_c,$$

где $M_д$ и M_c — моменты движущий и сопротивления на валу СМ. Решая совокупность приведенных уравнений относительно скорости вращения поршня, получим

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{k_5}{k_6} \sqrt{\frac{p_{ак}}{2 + \frac{k_5^2 q^2}{k_7^2} + \frac{k_5^2 q^2}{k_8^2}} - \frac{M_c}{k_9\left(2 + \frac{k_5^2 q^2}{k_7^2} + \frac{k_5^2 q^2}{k_8^2}\right)}}\; q$$

или $$p\alpha = f(q).$$

При вращении поршня СР против часовой стрелки уравнение сохраняет тот же вид.

Кривая скорости, согласно [4], опишется следующим уравнением:

$$p\alpha = S_5 m_5 q$$

или $$\alpha S_5^{-1} = \frac{m_5}{p} q.$$

На рис. 5 приведена схема модели, построенная по структурной схеме рис. 4 и приведенным выше уравнениям.

Соответствие между схемой модели и структурной схемой можно установить по обозначению выходных переменных величин.

Набранная на электронной моделирующей установке модель с достаточной степенью точности отражает работу дизеля и регулятора.

На рис. 6 приведены заосциллографированные на модели тепловоза переходные процессы при разрыве и замыкании цепи питания обмотки возбуждения синхронного генератора при установившемся состоянии замкнутой системы на XV позиции контроллера ($k=15$). Пунктиром показаны переходные процессы, снятые на тепловозе при его реостатных испытаниях на заводском стенде, когда нагрузкой генератора служит жидкостный реостат.

Осциллограмма 131 дает представление о характере переходных процессов при размыкании, осциллограмма 148 при замыкании цепи питания возбуждения синхронного генератора.

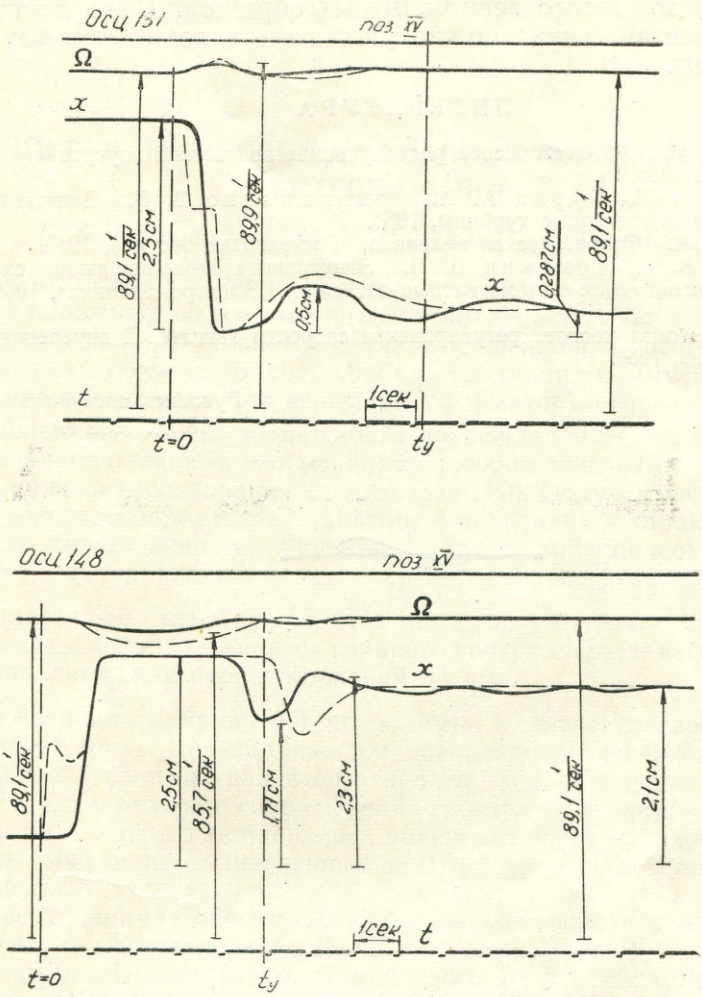

Рис. 6. Осциллограммы переходных процессов в дизеле и регуляторе

Из осциллограмм видно, что по отношению к основному параметру — угловой скорости дизеля Ω — требования к системе регулирования, относительно времени переходного процесса ($t_y \leqslant 5 сек$), при допустимом отклонении $\frac{\Omega - \Omega_{yk}}{\Omega_{yk}} \cdot 100\% \leqslant \pm 0{,}5\%$ с достаточной степенью точности выдерживаются.

Вместе с тем на модели измерялась величина x, характеризующая положение рейки топливного насоса. Благодаря сделанным допущениям при компоновке модели переходный процесс на модели несколько отличается от реального. Однако, поскольку эта величина является промежуточной, не определяющей эксплуатационные качества системы, можно признать полученные результаты удовлетворительными.

Приведенная модель дает возможность осуществлять самые разнообразные эксперименты, особенно такие, которые нельзя выпол-

нить при испытании реальной системы, ввиду опасности выхода ее из строя.

Моделирование позволяет исследовать систему в процессе проектирования, до изготовления опытных образцов. А это значит, что уже при проектировании можно учесть все недостатки и улучшить работу системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, 1958.
2. Глаголев Н. М., Курец А. А., Водолаженко В. В. Двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины, 1958.
3. Суслов Г. К. Теоретическая механика, Гостехиздат, Москва, 1946.
4. Васильев В. Г., Ломакин В. П. Электронное моделирование схем, содержащих многообмоточные магнитные системы. „Электромеханика", 1960, № 1.
5. Кац А. М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, 1956.

Рукопись поступила
18. X. 1962 г.