

Г. И. Канюк, д-р техн. наук, проф., А. Ю. Мезеря, канд. техн. наук, доц.,
Е. Н. Близначенко, канд. техн. наук (Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков,
Украина)

Математическое моделирование систем регулирования турбогенераторных установок

Предложены математические модели элементов систем регулирования турбогенераторных установок, а именно: электрогидравлического преобразователя, отсечного золотника, сервомотора и общая математическая модель электрогидравлического исполнительного механизма. Получена замкнутая система уравнений, описывающая динамику электрогидравлического исполнительного механизма системы автоматического регулирования частоты и мощности турбины, разработаны уточненные, по сравнению с существующими, математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов с учетом основных процессов и элементов, оказывающих существенное влияние на точность регулирования.

Ключевые слова: электрогидравлический исполнительный механизм, система регулирования частоты и мощности, турбогенераторная установка, электрогидравлический преобразователь.

Запропоновано математичні моделі елементів систем регулювання турбогенераторних установок, а саме: електрогидравлічного перетворювача, відсичного золотника, сервомотора та загальна математична модель електрогидравлічного виконавчого механізму. Отримано замкнуту систему рівнянь, що описує динаміку електрогидравлічного виконавчого механізму системи автоматичного регулювання частоти і потужності турбіни, розроблені уточнені, у порівнянні з існуючими, математичні моделі електрогидравлічних виконавчих механізмів з урахуванням основних процесів і елементів, що істотно впливають на точність регулювання.

Ключові слова: електрогидравлічний виконавчий механізм, система регулювання частоти і потужності, турбогенераторна установка, електрогидравлічний перетворювач.

They are offered mathematical models system element regulations turbine installation, as follows: electro-hydro of the converter, servomotor and general mathematical model electro-hydro executive mechanism. It is received closed system of the equations, describing speaker electro-hydro executive mechanism of the system of the automatic regulation of the frequency and powers of the turbine, is designed elaborated, in contrast with existing, mathematical models electro-hydro executive mechanism with provision for the main processes and element, rendering essential influence upon accuracy of the regulation.

Keywords: electro-hydro executive mechanism, system of the regulation of the frequency and powers, turbine installation, electro-hydro converter.

Введение и постановка цели исследования

Турбогенераторные установки предназначены для выработки и передачи в энергетическую систему переменного тока в требуемом количестве (требуемой мощности) и с заданным качеством. В связи с этим, основная задача регулирования паровых турбин – приведение в соответствие производимой и потребляемой мощности при одновременном поддержании требуемого качества (заданного уровня частоты) переменного тока [1].

Задача регулирования турбин является составной частью ряда общих задач современной энергетики, к которым относятся [2, 3]:

- обеспечение надежной и экономичной работы энергоблоков;
- обеспечение максимальной пропускной способности и устойчивости межсистемных линий электропередач при регулировании перетоков мощности;
- обеспечение требуемого качества производимой электроэнергии;
- автоматизация управления электростанциями;
- энергосбережение.

Повышение показателей качества регулирования позволяет решить ряд важных научно-технических задач [4, 5, 6]:

во-первых, повышение точности регулирования частоты вращения турбогенераторных установок (обеспечение стабильности частоты вырабатываемой электрической энергии) приводит к повышению качества электроэнергии, обеспечивает возможность интеграции электростанций в различные энергетические системы, в т.ч. – в международные;

во-вторых, повышение точности регулирования мощности энергоблоков (т.е., соответствия заданной и фактической мощности) обеспечивает повышение КПД электростанций, уменьшение непроизводительных затрат топлива;

в-третьих, повышение качества переходных процессов (уменьшение перерегулирования, колебательности) приводит к снижению динамических нагрузок на стопорно-регулирующие клапаны, паропроводы, элементы турбин, а это повышает надёжность, безопасность и срок службы оборудования.

Таким образом, необходимое качество регулирования требует наличия адекватных математических моделей объектов управления. Поэтому целью данной работы является повышение эффективности работы электростанций путем обеспечения точности регулирования частоты вращения турбогенераторных установок

на основе математического моделирования динамики электрогидравлического исполнительного механизма САР Ч и М.

Математическая модель электрогидравлического преобразователя

Электрогидравлический преобразователь (ЭГП) включает в себя электромеханический преобразователь (ЭМП), гидравлический усилитель типа "сопло-заслонка" (первый каскад усиления) и пропорциональный золотниковый усилитель (второй каскад усиления).

Без учета динамических характеристик ЭМП и элемента "сопло-заслонка" структурная математическая модель электромеханической части ЭГП может быть представлена в виде передаточной функции последовательного соединения пропорционального и колебательного звеньев:

$$W_{\text{эп}}(S) = \frac{X_s(S)}{i_y(S)} = \frac{K_{\text{эп}}}{T_{\text{эп}}^2 S^2 + 2\xi_{\text{эп}} T_{\text{эп}} S + 1}, \quad (1)$$

или в виде соответствующего дифференциального уравнения второго порядка

$$T_{\text{эп}}^2 \ddot{X}_s + 2\xi_{\text{эп}} T_{\text{эп}} \dot{X}_s + X_s = K_{\text{эп}} i_y, \quad (2)$$

где i_y – управляющий ток на выходе из ВСУ; X_s – координата положения золотника ЭГП; $K_{\text{эп}}$, $T_{\text{эп}}$, $\xi_{\text{эп}}$ – статический коэффициент передачи, постоянная времени и коэффициент относительного демпфирования электро-механической части ЭГП.

Процесс изменения давления в линии управления отсечным золотником описывается уравнением баланса расходов рабочей жидкости через дросселирующую щель золотника ЭГП, управляющую полость отсечного золотника и линию слива. Это уравнение имеет вид:

$$Q_s = Q_{\text{сл}} + Q_y, \quad (3)$$

где

$$Q_s = \mu_s S_s(X_s) \sqrt{\frac{2(P_o - P_y)}{\rho}}, \quad (4)$$

$$Q_y = \frac{V_y}{\chi} \dot{P}_y + S_y X_{os}, \quad (5)$$

и

$$Q_{\text{сл}} = \mu_{\text{сл}} S_{\text{сл}} \sqrt{\frac{2(P_y - P_{\text{сл}})}{\rho}} \quad (6)$$

расходы рабочей жидкости, соответственно, через дросселирующую щель золотника ЭГП, через управляющую полость отсечного золотника и через сливную линию; $S_s(X_s)$, S_y и $S_{\text{сл}}$ – площади дросселирующей щели золотника ЭГП, управляющей полости отсечного золотника и сливной линии; P_y , P_o , $P_{\text{сл}}$ – давления в управляющей полости, в силовой и сливной линиях; V_y – приведенный (с учетом объема подводящих каналов) объем управляющей полости; ρ и χ – плотность и адиабатический модуль объемной упругости рабочей жидкости.

Математическая модель отсечного золотника

Математическое описание динамических процессов в отсечном золотнике может быть выполнено при помощи уравнения движения плунжера золотника и уравнения баланса расходов рабочей жидкости, проходящей через щели и полости золотника.

Уравнение движения плунжера отсечного золотника может быть представлено в следующем виде:

$$m_{os} \ddot{X}_{os} + k_{\text{жм}}^{os} \dot{X}_{os} + F_{\text{сн}}^{os} \text{sign} \{ \dot{X}_{os} \} = F_p^{os} + F_{\text{дх}}^{os} + G_{os} \cos \varphi_{os}, \quad (7)$$

где X_{os} – координата положения отсечного золотника; m_{os} – приведенная (с учетом массы датчиков) масса плунжера отсечного золотника; $k_{\text{жм}}^{os}$ и $F_{\text{сн}}^{os}$ – коэффициент жидкостного трения и сила сухого трения между плунжером и гильзой золотника;

$$F_p^{os} = -P_y S_y + P_o (S_y - S_o) + P_s S_o, \quad (8)$$

результатирующая сила гидростатического давления на плунжер золотника; P_o и P_o – давления в характерных полостях золотника; S_o и S_o – эффективные площади рабочих полостей золотника; $F_{\text{дх}}^{os}$ – проекция на ось перемещения плунжера (ось x) гидродинамической силы, действующей на плунжер; $G_{os} = m_{os} g$ – вес плунжера; φ_{os} – угловое отклонение оси плунжера от вертикального положения.

Гидродинамические силы, действующие на плунжер отсечного золотника, могут быть представлены в виде суммы нестационарных (инерционных) и стационарных составляющих. При этом обобщенные (при произвольном направлении смещения плунжера) выражения для векторов гидродинамических сил, действующих в соответствующих полостях отсечного золотника, могут быть представлены в следующем виде:

$$\bar{F}_{\text{д}}^s = \begin{cases} 0, & \text{при } X_{os} > 0; \\ \rho l_o \dot{Q}_o + \frac{\rho Q_o^2}{S_{os}}, & \text{при } X_{os} < 0; \end{cases} \quad (9)$$

$$\bar{F}_{\text{д}}^e = \rho l_e \dot{Q}_e + \frac{\rho Q_e^2}{S_{os}}; \quad (10)$$

$$F_{\text{д}}^2 = \rho l_2 \dot{Q}_2 + \frac{\rho Q_2^2}{S_{os}}; \quad (11)$$

$$\bar{F}_{\text{д}}^o = \begin{cases} \rho l_o \dot{Q}_o + \frac{\rho Q_o^2}{S_{os}}, & \text{при } X_{os} > 0; \\ 0, & \text{при } X_{os} < 0; \end{cases} \quad (12)$$

или, в проекциях на продольную (x) и поперечную (y) оси золотника:

$$F_{\text{дх}}^{os} = \begin{cases} \rho (l_o \dot{Q}_o - l_e \dot{Q}_e + l_2 \dot{Q}_2) - \frac{\rho}{S_{os}} (Q_o - Q_e + Q_2) \cos \theta, & \text{при } X_{os} > 0; \\ \rho (l_o \dot{Q}_o - l_e \dot{Q}_e + l_2 \dot{Q}_2) - \frac{\rho}{S_{os}} (Q_o - Q_e + Q_2) \cos \theta, & \text{при } X_{os} < 0; \end{cases} \quad (13)$$

$$F_{\text{ды}}^{os} = \begin{cases} \frac{\rho}{S_{os}} (Q_o - Q_e + Q_2) \sin \theta, & \text{при } X_{os} > 0; \\ \frac{\rho}{S_{os}} (Q_o - Q_e + Q_2) \sin \theta, & \text{при } X_{os} < 0. \end{cases} \quad (14)$$

В формулах (9)-(14): l_b , l_v , l_r , l_d – длины соответствующих полостей отсечного золотника; Q_o , Q_e , Q_2 , Q^d – расходы рабочей жидкости через соответствующие полости; $S_{os} = S_{os}(X_{os})$ – площади проходных сечений рабочих окон отсечного золотника, являющиеся функциями его положения (координаты X_{os}); θ_o , θ_e , θ_2 , θ_d – углы наклона векторов скорости рабочей жидкости, протекающей через соответствующие рабочие окна, к поперечной оси плунжера.

Продольная составляющая гидродинамической силы $F_{\text{дх}}^{os}$ (13) является одной из сил, входящих в уравнение движения плунжера золотника (7).

Поперечная составляющая F_{zdy}^{oz} прижимает плунжер ко втулке золотника и, таким образом, определяет величину силы сухого трения в паре "плунжер-втулка":

$$F_{cm}^{oz} = k_{cm}^{oz} F_{zdy}^{oz} \quad (15)$$

где k_{cm}^{oz} – коэффициент сухого трения в паре "плунжер-втулка".

Выражения (13) и (14) могут быть записаны в следующей, более компактной форме, с использованием функции $\text{sign}\{X_{oz}\}$

$$F_{zdx}^{oz} = \rho (l_0 \dot{Q}_0 \text{sign}\{X_{oz}\} - l_z \dot{Q}_z + l_s \dot{Q}_s) - \frac{1}{S_{oz}} (Q_0^2 - Q_z^2 + Q_s^2) \cos \theta; \quad (16)$$

$$F_{zdy}^{oz} = \frac{\rho}{S_{oz}} (Q_0^2 - Q_z^2 + Q_s^2), \quad (17)$$

где

$$Q_s = \begin{cases} Q_\theta, & \text{при } X_{oz} > 0; \\ Q_\theta, & \text{при } X_{oz} < 0. \end{cases} \quad (18)$$

Уравнения баланса расходов рабочей жидкости через отсечной золотник при положительном направлении смещения плунжера ($X_{oz} > 0$) принимают вид:

$$Q_0 = Q_{cж}^e + Q_{zu}^n; \quad (19)$$

$$Q_{zu}^{um} = Q_{cж}^z + Q_z; \quad (20)$$

$$Q_\theta = Q_{cж}^d + Q_\theta' + Q_\theta^v; \quad (21)$$

где

$$Q_{cж}^e = \frac{V_e}{\chi} \dot{P}_e; \quad (22)$$

$$Q_{cж}^z = \frac{V_z}{\chi} \dot{P}_z; \quad (23)$$

$$Q_{cж}^d = \frac{V_d}{\chi} \dot{P}_d \quad (24)$$

составляющие расходов, обусловленные сжатием рабочей жидкости в соответствующих полостях золотника;

$$Q_0 = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_\theta)}{\rho}}; \quad (25)$$

$$Q_z = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_z)}{\rho}}; \quad (26)$$

$$Q_\theta = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_\theta)}{\rho}};$$

$$Q_\theta' = \mu_{oz} S_{oz}^{\max} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_{cl})}{\rho}} - \quad (27)$$

расходы жидкости через рабочие окна золотника;

$$Q_\theta' = S_\theta \dot{X}_{oz} - \quad (28)$$

расход жидкости, обусловленный изменением объема полости "д" при перемещении плунжера золотника; Q_{zu}^n и Q_{zu}^{um} – расходы рабочей жидкости, поступающей, соответственно, в поршневую и штоковую полости гидроцилиндра (сервомотора).

В формулах (22)-(28): P_e, P_z, P_θ – давления жидкости в соответствующих полостях золотника; V_e, V_z, V_θ – объемы полостей; μ_{oz} – коэффициент расхода рабочих окон золотника; S_{oz}^{\max} – максимальное значение площади проходного сечения рабочего окна золотника (при полном открытии окна).

При отрицательном направлении смещения плунжера ($X_{oz} < 0$) уравнения баланса расходов жидкости через отсечной золотник принимают вид:

$$Q_z = Q_{cж}^z + Q_{zu}^{um}; \quad (29)$$

$$Q_{zu}^n = Q_{cж}^e + Q_e; \quad (30)$$

$$Q_\theta^v = Q_{cж}^d + Q_\theta'; \quad (31)$$

$$Q_\theta = Q_{cж}^e = \frac{V_e}{\chi} \dot{P}_e; \quad (32)$$

где

$$Q_z = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_z)}{\rho}}; \quad (33)$$

$$Q_e = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_{cl})}{\rho}}; \quad (34)$$

$$Q_\theta = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_\theta)}{\rho}}. \quad (35)$$

При использовании функции $\text{sign}\{X_{oz}\}$ уравнения (19)-(21); (25)-(27); (29)-(32); (33)-(35) могут быть записаны в следующей обобщенной форме:

$$Q_0 = Q_{cж}^e \text{sign}\{X_{oz}\} + Q_{zu}^n; \quad (36)$$

$$Q_z = Q_{zu}^{um} - Q_{cж}^z \text{sign}\{X_{oz}\}; \quad (37)$$

$$Q_\theta = Q_{cж}^d + Q_\theta' + Q_\theta^v \text{sign}\{X_{oz}\}; \quad (38)$$

$$Q_e = \frac{V_e}{\chi} \dot{P}_e - \quad (39)$$

где

$$Q_e = \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_e \text{sign}\{X_{oz}\})}; \quad (40)$$

$$Q_\theta = \begin{cases} \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_\theta)}, & \text{при } X_{oz} > 0; \\ 0, & \text{при } X_{oz} < 0; \end{cases} \quad (41)$$

$$Q_\theta = \begin{cases} 0, & \text{при } X_{oz} > 0; \\ \mu_{oz} S_{oz} (X_{oz}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_\theta)}, & \text{при } X_{oz} < 0; \end{cases} \quad (42)$$

$$Q_\theta' = \mu_{oz} S_{oz}^{\max} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_\theta - P_{cl})}; \quad (43)$$

$$P_1 = \begin{cases} P_0, & \text{при } X_{oz} > 0; \\ -P_{cl}, & \text{при } X_{oz} < 0; \end{cases} \quad (44)$$

$$P_2 = \begin{cases} P_{cl}, & \text{при } X_{oz} > 0; \\ -P_0, & \text{при } X_{oz} < 0. \end{cases} \quad (45)$$

Математическая модель сервомотора

Математическая модель сервомотора может быть представлена уравнениями баланса расходов рабочей жидкости через полости сервомотора, уравнениями движения жидкости в подводящих каналах и уравнением движения нагруженного поршня.

Уравнения баланса расходов жидкости через поршневую и штоковую полости сервомотора могут быть представлены в виде:

$$Q_{z_{\text{ш}}}^n = \frac{dV_n}{d\tau} + Q_{\text{сж}}^n + Q_{\text{ум}} + Q_{\text{неп}}; \quad (46)$$

$$\frac{dV_{\text{ум}}}{d\tau} = Q_{\text{сж}}^{\text{ум}} + Q_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} + Q_{\text{ум}}^{\text{ум}} - Q_{\text{неп}}^{\text{ум}}, \quad (47)$$

где

$$\frac{dV_n}{d\tau} = S_{z_{\text{ш}}}^n (\dot{X}_{z_{\text{ш}}} + \dot{X}_{\kappa}); \quad (48)$$

и

$$\frac{dV_{\text{ум}}}{d\tau} = S_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} (\dot{X}_{z_{\text{ш}}} + \dot{X}_{\kappa}) - \quad (49)$$

расходы рабочей жидкости, обусловленные перемещением поршня и корпуса сервомотора (перемещение корпуса возможно из-за упругости его опор);

$$Q_{\text{сж}}^n = \frac{V_n^{\text{np}}}{\chi} \dot{P}_{z_{\text{ш}}}^n = \frac{V_n^o + V_n^{\kappa} + S_{z_{\text{ш}}}^n X_{z_{\text{ш}}}}{\chi} \dot{P}_{z_{\text{ш}}}^n, \quad (50)$$

и

$$Q_{\text{сж}}^{\text{ум}} = \frac{V_{\text{ум}}^{\text{np}}}{\chi} \dot{P}_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} = V_{\text{ум}}^o + V_{\text{ум}}^{\kappa} + S_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} - \quad (51)$$

составляющие расходов, обусловленные сжатием рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях сервомотора;

$$Q_{\text{ум}}^n = k_{\text{ум}}^n (P_{z_{\text{ш}}}^n - P_{\text{сл}}); \quad (52)$$

и

$$Q_{\text{ум}}^{\text{ум}} = k_{\text{ум}}^{\text{ум}} (P_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} - P_{\text{сл}}) - \quad (53)$$

расходы утечек жидкости из поршневой и штоковой полостей сервомотора;

$$Q_{\text{неп}} = k_{\text{неп}} (P_{z_{\text{ш}}}^n - P_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}}); \quad (54)$$

расход перетечек жидкости между полостями сервомотора; $Q_{z_{\text{ш}}}^n = Q_o$ и $Q_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} = Q_z$ – расходы жидкости, поступающие в поршневую и штоковую полости сервомотора (или сливающиеся из них) через рабочие окна отсечного золотника.

В формулах (48)-(55) V_n и $V_{\text{ум}}$ – рабочие объемы поршневой и штоковой полостей сервомотора;

$$X_{\kappa} = X_{\kappa}^n - X_{\kappa}^{\text{ум}} = \frac{S_{z_{\text{ш}}}^n}{C_{\text{он}}^n} P_{z_{\text{ш}}}^n - \frac{S_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}}}{C_{\text{он}}^{\text{ум}}} P_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} - \quad (55)$$

суммарное смещение корпуса сервомотора из-за податливости его опор; X_{κ}^n и $X_{\kappa}^{\text{ум}}$ – составляющие суммарного смещения корпуса, обусловленные давлениями жидкости в поршневой и штоковой полости; $C_{\text{он}}^n$ и $C_{\text{он}}^{\text{ум}}$ – жесткости опор, установленных со стороны поршневой и штоковой полостей сервомотора; V_n^{np} и $V_{\text{ум}}^{\text{np}}$ – приведенные объемы поршневой и штоковой полостей сервомотора; V_n^o и $V_{\text{ум}}^o$ – объемы поршневой и штоковой полостей в исходном (среднем) положении поршня сервомотора; V_n^{κ} и $V_{\text{ум}}^{\kappa}$ – объемы каналов подвода жидкости к поршневой и штоковой полостям; $F_{z_{\text{ш}}}^n$ и $F_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}}$ – давления в поршневой и штоковой полостях сервомотора.

Уравнения движения рабочей жидкости в подводящих каналах сервомотора могут быть записаны в следующем виде:

$$P_o - P_{z_{\text{ш}}}^n = \rho (\lambda_{\text{кн}} \frac{l_{\text{кн}}}{d_{\text{кн}}} + \zeta_{\text{кн}}) \frac{Q_{z_{\text{ш}}}^n{}^2}{2S_{\text{кн}}^2} + \rho \frac{l_{\text{кн}}}{S_{\text{кн}}} \dot{Q}_{z_{\text{ш}}}^n; \quad (56)$$

$$P_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} - P_z = \rho (\lambda_{\text{ку}} \frac{l_{\text{ку}}}{d_{\text{ку}}} + \zeta_{\text{ку}}) \frac{Q_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}}{}^2}{2S_{\text{ку}}^2} + \rho \frac{l_{\text{ку}}}{S_{\text{ку}}} \dot{Q}_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}}, \quad (57)$$

где $\lambda_{\text{кн}}$, $\lambda_{\text{ку}}$, $\lambda_{\text{кп}}$, $\lambda_{\text{ку}}$ – коэффициенты гидравлического трения и местных гидравлических сопротивлений в каналах подвода жидкости к поршневой и штоковой полостям сервомотора; $l_{\text{кп}}$, $l_{\text{ку}}$, $d_{\text{кп}}$, $d_{\text{ку}}$, $S_{\text{кп}}$, $S_{\text{ку}}$ – длины, диаметры и площади поперечных сечений подводящих каналов.

Уравнение движения поршня сервомотора может быть записано в виде:

$$m_n^{\text{np}} \ddot{X}_{z_{\text{ш}}} + k_{\text{жт}}^{\text{зш}} \dot{X}_{z_{\text{ш}}} + F_{\text{см}}^{\text{зш}} \text{sign} \{ \dot{X}_{z_{\text{ш}}} \} + C_n^{\text{np}} X_{z_{\text{ш}}} + F_n^o = P_{z_{\text{ш}}}^n S_{z_{\text{ш}}}^n - P_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}} S_{z_{\text{ш}}}^{\text{ум}}, \quad (58)$$

где m_n^{np} – приведенная к поршню сервомотора масса подвижных частей, определяемая из условия равенства кинетических энергий реального E и приведенного E^{np} передаточного механизма:

$$E = 0,5 m_n \dot{X}_{z_{\text{ш}}}^2 + 0,5 J_{\text{оп}} \omega_{\text{оп}}^2 + 0,5 J_p \omega_p^2 + 0,5 m_{\text{кл}} \dot{X}_{\text{кл}}^2 = 0,5 m_n^{\text{np}} \dot{X}_{z_{\text{ш}}}^2, \quad (59)$$

откуда

$$m_n^{\text{np}} = m_n + J_{\text{оп}} \frac{\omega_{\text{оп}}}{\dot{X}_{z_{\text{ш}}}} + J_p \frac{\omega_p}{\dot{X}_{z_{\text{ш}}}} + m_{\text{кл}} \frac{\dot{X}_{\text{кл}}}{\dot{X}_{z_{\text{ш}}}}, \quad (60)$$

или, с учетом кинематических соотношений передаточного механизма

$$\omega_{\text{оп}} = \frac{\dot{X}_{z_{\text{ш}}}}{r_{\text{ш}}}; \quad (61)$$

$$\omega_p = \frac{1}{r_{p1}} V_k = \frac{1}{r_{p1}} \omega_{\text{оп}} r_{\kappa}(\varphi_{\text{оп}}) = \frac{r_{\kappa}(\varphi_{\text{оп}})}{r_{p1} r_{\text{ш}}} \dot{X}_{z_{\text{ш}}}; \quad (62)$$

$$\dot{X}_{\text{кл}} = \omega_p r_{p2} = \frac{r_{p2}}{r_{p1}} \cdot \frac{r_{\kappa}(\varphi_{\text{оп}})}{r_{\text{ш}}} \dot{X}_{z_{\text{ш}}}; \quad (63)$$

$$m_n^{\text{np}} = m_n + \frac{1}{r_{\text{ш}}} J_{\text{оп}} + \frac{r_{\kappa}(\varphi_{\text{оп}})}{r_{p1} \cdot r_{\text{ш}}} J_p + \frac{r_{p2}}{r_{p1}} \cdot \frac{r_{\kappa}(\varphi_{\text{оп}})}{r_{\text{ш}}} m_{\text{кл}}; \quad (64)$$

$k_{\text{жт}}^{\text{зш}}$ и $F_{\text{см}}^{\text{зш}}$ – приведенные к поршню сервомотора значения коэффициента скоростного трения и силы сухого трения; C_n^{np} – приведенное к поршню сервомотора значение позиционной нагрузки (приведенная жесткость); F_n^o – приведенное к поршню сервомотора значение постоянной составляющей нагрузки.

В формулах (61)-(65) m_n , $J_{\text{оп}}$, J_p , $m_{\text{кл}}$ – значения масс и моментов инерции, соответственно, поршня, вала, рычага и регулирующего клапана $\omega_{\text{оп}}$ и ω_p – угловые скорости вала и рычага; $\chi_{\text{кл}}$ – скорость перемещения регулирующего клапана; $r_{\text{ш}}$, $r_{\kappa}(\varphi_{\text{оп}})$, r_{p1} , r_{p2} – радиусы, соответственно, зубчатой шестерни, сопряжения кулачка с рычагом, и коромысел рычага, соединенных с кулачком и со штоком регулирующего клапана;

$$\varphi_{\text{оп}} = \int_0^t \omega_{\text{оп}} dt = \frac{1}{r_{\text{ш}}} \int_0^t \dot{X}_{z_{\text{ш}}} dt - \quad (65)$$

текущее значение угла поворота вала.

Математическая модель регулятора может быть представлена следующим соотношением:

$$\dot{i}_y = (i_{z_{\text{ш}}}^3 - i_{z_{\text{ш}}}) k_1 - k_2 i_{\text{оз}}, \quad (66)$$

где

$$i_{z_{\text{ш}}}^3 = k_{\text{ш}} X_{z_{\text{ш}}}^3; \quad i_{z_{\text{ш}}} = k_{\text{ш}} X_{z_{\text{ш}}}; \quad i_{\text{оз}} = k_{\text{ш}}^{\text{оз}} X_{\text{оз}}, \quad (67)$$

значения токовых сигналов задатчика и датчиков обратных связей по положению сервомотора и отсечного золотника; $k_{\text{ш}}$ и $k_{\text{ш}}^{\text{оз}}$ – коэффициенты передачи датчиков

положения сервомотора и отсечного золотника; K_1 и K_2 – коэффициенты усиления обратных связей регулятора по положению сервомотора и отсечного золотника.

Общая математическая модель электрогидравлического исполнительного механизма

Окончательно математическая модель электрогидравлического исполнительного механизма САР Ч и М может быть представлена следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{зпн}}^2 \ddot{X}_y + 2\xi_{\text{зпн}} T_{\text{зпн}} \dot{X}_y + X_{\text{зс}} &= K_{\text{зпн}} i_y; \\
 \frac{V_y}{\chi} \dot{P}_y + S_y \dot{X}_{\text{оз}} &= \mu_y S_y (X_{\text{оз}}) \sqrt{\frac{2(P_o - P_y)}{\rho}} - \mu_{\text{от}} S_{\text{от}} (X_{\text{от}}) \sqrt{\frac{2(P_o - P_{\text{от}})}{\rho}}; \\
 m_{\text{оз}} \ddot{X}_{\text{оз}} + k_{\text{зпн}}^{\text{оз}} \dot{X}_{\text{оз}} + F_{\text{от}}^{\text{оз}} \text{sign} \{ \dot{X}_{\text{оз}} \} &= -P_y S_y + P_{\delta} (S_y - S_{\delta}) + P_{\theta} S + \\
 + \rho (I_{\delta} \dot{Q}_{\delta} \text{sign} \{ X_{\text{оз}} \} - I_{\delta} \dot{Q}_{\delta} + I_{\delta} \dot{Q}_{\delta}') - \frac{1}{S_{\text{оз}}} (Q_{\delta}^2 - Q_{\delta}'^2 + Q_{\delta}^2) \cos \theta + G_{\text{оз}} \cos \varphi_{\text{оз}}; \\
 \frac{V_{\delta}}{\chi} \dot{P}_{\delta} &= Q_{\delta} - Q_{\delta}^{\text{н}}; \\
 \frac{V_{\delta}}{\chi} \dot{P}_{\delta}' &= Q_{\delta}^{\text{ум}} - Q_{\delta}'; \\
 \frac{V_{\delta}}{\chi} \dot{P}_{\delta} + S_{\delta} \dot{X}_{\text{оз}} &= Q_{\delta} - Q_{\delta}^{\text{н}}; \\
 \frac{V_{\text{н}}^{\text{нп}}}{\chi} \dot{P}_{\text{н}} + S_{\text{н}}^{\text{н}} (\dot{X}_{\text{н}} + \dot{X}_{\text{к}}) + k_{\text{н}}^{\text{н}} (P_{\text{н}} - P_{\text{от}}) + k_{\text{нп}}^{\text{н}} (P_{\text{н}} - P_{\text{оз}}^{\text{ум}}) &= Q_{\text{н}}^{\text{н}}; \\
 \frac{V_{\text{н}}^{\text{нп}}}{\chi} \dot{P}_{\text{н}} + S_{\text{н}}^{\text{нп}} (\dot{X}_{\text{н}} + \dot{X}_{\text{к}}) + k_{\text{нп}}^{\text{нп}} (P_{\text{н}} - P_{\text{от}}) + k_{\text{нп}}^{\text{нп}} (P_{\text{н}} - P_{\text{оз}}^{\text{ум}}) &= -Q_{\text{н}}^{\text{нп}}; \\
 \rho \frac{I_{\text{кн}}}{S_{\text{кн}}} \dot{Q}_{\text{н}}^{\text{н}} + \rho (\lambda_{\text{кн}} \frac{I_{\text{кн}}}{d_{\text{кн}}} + \zeta_{\text{кн}}) &= P_{\delta} - P_{\text{н}}^{\text{н}}; \\
 \rho \frac{I_{\text{кн}}}{S_{\text{кн}}} \dot{Q}_{\text{н}}^{\text{нп}} + \rho (\lambda_{\text{кн}} \frac{I_{\text{кн}}}{d_{\text{кн}}} + \zeta_{\text{кн}}) &= P_{\text{н}}^{\text{нп}} - P_{\delta}; \\
 m_{\text{н}}^{\text{нп}} \ddot{X}_{\text{н}} + k_{\text{зпн}}^{\text{н}} \dot{X}_{\text{н}} + F_{\text{от}}^{\text{н}} \text{sign} \{ \dot{X}_{\text{н}} \} + C_{\text{он}}^{\text{н}} X_{\text{н}} + F_{\text{н}}^{\text{н}} &= P_{\text{н}}^{\text{н}} S_{\text{н}}^{\text{н}} - P_{\text{н}}^{\text{нп}} S_{\text{н}}^{\text{нп}},
 \end{aligned}
 \tag{68}$$

где

$$F_{\text{от}}^{\text{оз}} = k_{\text{от}}^{\text{оз}} \frac{\rho \sin \theta}{S_{\text{оз}} (X_{\text{оз}})} (Q_{\delta}^2 - Q_{\delta}'^2 + Q_{\delta}^2); \tag{69}$$

$$Q_{\delta} = \begin{cases} Q_{\delta}, & \text{при } X_{\text{оз}} > 0; \\ Q_{\delta}', & \text{при } X_{\text{оз}} < 0; \end{cases} \tag{70}$$

$$Q_{\delta} = \mu_{\text{оз}} S_{\text{оз}} (X_{\text{оз}}) \sqrt{\frac{2(P_o - P_{\delta})}{\rho}}; \tag{71}$$

$$Q_{\delta}' = \mu_{\text{от}} S_{\text{от}} (X_{\text{от}}) \sqrt{\frac{2(P_o - P_{\delta}')}{\rho}}; \tag{72}$$

$$Q_{\delta} = \mu_{\text{оз}} S_{\text{оз}} (X_{\text{оз}}) \sqrt{\frac{2(P_o - P_{\delta})}{\rho}}; \tag{73}$$

$$Q_{\delta}' = \mu_{\text{от}} S_{\text{от}} (X_{\text{от}}) \sqrt{\frac{2(P_o - P_{\delta}')}{\rho}}; \tag{74}$$

$$Q_{\delta}' = \mu_{\text{от}} S_{\text{от}}^{\text{max}} \sqrt{\frac{2(P_{\delta} - P_{\text{от}})}{\rho}}; \tag{75}$$

$$V_{\text{н}}^{\text{нп}} = V_{\text{н}}^{\text{н}} + V_{\text{н}}^{\text{нп}} + S_{\text{н}}^{\text{н}} X_{\text{н}}; \tag{76}$$

$$V_{\text{н}}^{\text{нп}} = V_{\text{н}}^{\text{н}} + V_{\text{н}}^{\text{нп}} + S_{\text{н}}^{\text{нп}} X_{\text{н}}; \tag{77}$$

$$X_{\text{к}} = \frac{S_{\text{н}}^{\text{н}}}{C_{\text{он}}^{\text{н}}} P_{\text{н}}^{\text{н}} - \frac{S_{\text{н}}^{\text{нп}}}{C_{\text{он}}^{\text{нп}}} P_{\text{н}}^{\text{нп}}; \tag{78}$$

$$m_{\text{н}}^{\text{нп}} = m_{\text{н}} + \frac{1}{r_{\text{у}}} J_{\text{ф}} + \frac{r_{\text{к}}(\varphi_{\text{ф}})}{r_{\text{п1}} \cdot r_{\text{у}}} J_{\text{п}} + \frac{r_{\text{п2}}}{r_{\text{п1}}} \cdot \frac{r_{\text{к}}(\varphi_{\text{ф}})}{r_{\text{у}}} m_{\text{кн}}; \tag{79}$$

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{1}{r_{\text{у}}} \int_0^t \dot{X}_{\text{н}} dt; \tag{80}$$

$$\dot{i}_y = k_{\text{н}} k_1 (X_{\text{н}}^3 + X_{\text{н}}) - k_{\text{н}}^{\text{оз}} k_2 \dot{X}_{\text{оз}}. \tag{81}$$

Таким образом, в результате математического моделирования получена замкнутая система уравнений, описывающая динамику электрогидравлического исполнительного механизма САР Ч и М.

С учетом соотношений (70)-(82) система уравнений (69) представляет собой систему из одиннадцати обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений со следующими одиннадцатью неизвестными функциями:

- положение золотника ЭГП ($X_{\text{н}}$);
- давление в линии управления отсечным золотником (P_y);
- положение отсечного золотника ($X_{\text{оз}}$);
- давления P_{δ} , P_{δ}' , P_{δ} в соответствующих полостях отсечного золотника;
- давления в поршневой ($F_{\text{н}}^{\text{н}}$) и штоковой ($F_{\text{н}}^{\text{нп}}$) полостях сервомотора;
- расходы жидкости через поршневую ($Q_{\text{н}}^{\text{н}}$) и штоковую ($Q_{\text{н}}^{\text{нп}}$) полости сервомотора;
- положение поршня сервомотора ($X_{\text{н}}$).

Выводы

Для выполнения анализа причин и факторов, влияющих на показатели качества регулирования частоты и мощности турбогенераторных установок (и, соответственно, производимой энергии), разработаны уточненные, по сравнению с существующими, математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов с учетом всех основных процессов и элементов, оказывающих существенное влияние на точность регулирования.

Разработанная математическая модель является базой для теоретических исследований влияния различных факторов и параметров на точность регулирования частоты и мощности турбогенераторных установок.

Список литературы:

1. Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин / Веллер В. Н. – М.: Энергия, 1977. – 406 с.
2. Рохленко В. Ю. Системы регулирования турбин ХТЗ / В. Ю. Рохленко, А. И. Клурфельд. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 104 с.
3. Рохленко В. Ю. Основные особенности электрогидравлической системы регулирования НПО «Турбоатом» для турбин ТЭС / В. Ю. Рохленко, Т. Я. Жорницкая // Теплоэнергетика. – 1990. – № 5. – С. 22 – 25.
4. Гриб О. Г. Анализ параметрического подхода к определению ответственности субъектов за нарушение качества электрической энергии / О. Г. Гриб, Г. А. Сендерович, П. Г. Щербакова // Светлотехника та електроенергетика. – 2007. – №2(10). – С. 64 – 73.
5. Сендерович Г. А. Анализ влияния потребителей на несимметрию по обратной последовательности в точке общего присоединения / Г. А. Сендерович // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2005. – № 1/2 (13). – С. 89 – 94.
6. Глазер Ф. Ю. Экспериментальные исследования системы автоматического регулирования турбины Т-250/300-240 по ТМЗ при импульсных разгрузках / Глазер Ф. Ю., Лившиц М. А. // Исследование автоматических систем регулирования турбин: Сб. науч. тр. Всесоюз. теплотех. НИИ. – М.: Энергоиздат, 1982. – С. 12 – 21.