Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова, 1983, т. 97

УДК 622.242 + 522/523

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА БУРОВОГО СТАНКА

К.Г.АСАТУР, Б.С.МАХОВИКОВ,
О.В.КАБАНОВ, Г.М.ЕГОРОВ, С.Г.ЗАРИЦКИЙ

Математические модели привода вращательно-подающих механизмов (ВПМ) станков шарошечного бурения, необходимые для выбора эксплуатационных режимов управления процессами бурения и проектирования систем автоматического регулирования его параметров, изучены слабо. Совершенно не разработана система уравнений движения ВПМ для введенного в действие на Юдановском руднике треста „Печенганикель" и показавшего хорошие эксплуатационные качества станка типа „Руслан" (СБШ-400), для которого впервые на вращении применен гидравлический привод (см. рисунок).

Движения, определяемые этими двумя приводами, не являются автономными, так как связаны уравнениями взаимодействия долота с забоем. Эта, первая, группа уравнений описывает движение буровой колонны. Оно как в поступательном перемещении (подача), так и во вращении рассматривается как колебание двухмассовой системы. На подаче масса колонны отделена от массы лебедки упругим звеном – полиспастом; на вращении сама колонна является упругой связью между долотом и гидромотором: его приведенная масса, распределяясь, сосредоточивается на концах колонны.

Уравнения движения названной группы для процесса бурения будут иметь вид:

для первой пары масс (колонна при подаче на забой и лебедка с гидромотором соответственно)

$$m\dot{v} + i_1 p_{\text{п}} - G_{\text{к}} + P - ck\eta_{\text{п}} y = 0; \qquad (1)$$

$$J_{\text{д}}\dot{\omega}_{\text{д}} - r_{\text{д}} A_2 p_{\text{п}} + c r_{\text{д}} y - M_{\text{п.д}} = 0; \qquad (2)$$

для второй пары масс (колонна при вращении с гидромотором и долото соответственно)

$$J\dot{\omega} + c_{\text{к}}\varphi - M_{\text{в.д}} = 0; \qquad (3)$$

$$J_{\text{д}}\dot{\omega}_{\text{д}} + M_{\text{с}} - c_{\text{к}}\varphi = 0; \qquad (4)$$

кинематические соотношения

$$\dot{y} = r_{\text{д}}\omega_{\text{д}} - kv; \qquad (5)$$

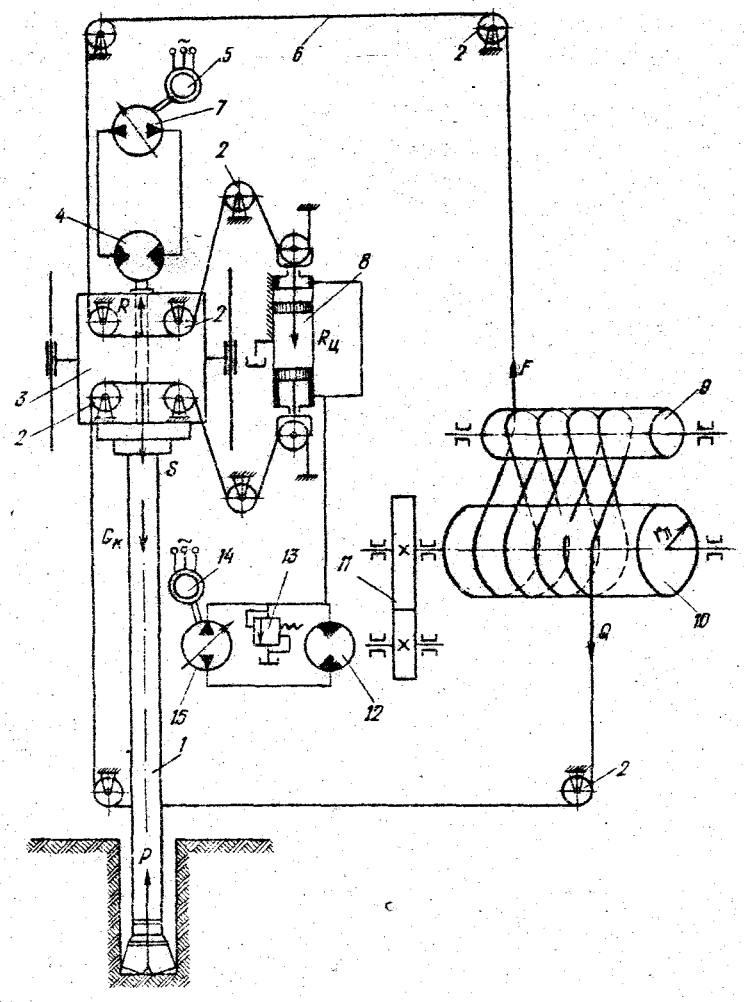


Схема привода вращательно-подающего механизма бурового станка

1 - буровая колонна; 2 - блоки полиспастной системы; 3 - вращатель; 4 - гидромотор гидросистемы вращателя; 5 - электродвигатель; 6 - канат; 7 - насос гидросистемы вращателя; 8 - гидроцилиндр натяжения каната; 9 и 10 - натяжной и тяговый барабан лебедки; 11 - редуктор; 12 - гидромотор гидросистемы подачи; 13 - переливной клапан; 14 - электродвигатель; 15 - насос гидросистемы подачи

$$\dot{\varphi} = \omega - \omega_д ,$$

где m, J и $G_к$ - масса, приведенный момент инерции и вес буровой колонны с двигателем; P - осевое усилие; $M_с$ - момент сопротивления забоя; v - скорость бурения; ω - угловая скорость вращения; $p_п$ - давление в гидросистеме подачи; $M_{п.д}$ и $M_{в.д}$ - крутящие моменты от гидромотора подачи и вращения; $\omega_д$ и $r_д$ - угловая скорость вращения и радиус

рабана лебедки; y – удлинение каната полиспаста; φ – угол скручивания буровой колонны; $J_л$ – приведенный момент инерции лебедки с гидромотором подачи; $J_д$ – приведенный момент инерции на долоте; c и $c_к$ – коэффициенты жесткости рабочей (нижней) ветви каната и става; k – кратность полиспаста; $\eta_п$ – КПД полиспаста; A_1 и A_2 – коэффициенты трансформации верхней, натянутой гидроцилиндром натяжения ветви каната (эта ветвь становится рабочей при подъеме бурового инструмента); $\omega_д$ – угловая скорость вращения долота.

В уравнениях (I)–(4) последние члены представляют собой активное воздействие, причем крутящие моменты

$$M_{п.д} = w_{п.д} p_п i_п \eta_р^п \eta_{п.д}^м; \quad M_{в.д} = w_{в.д} p_в i_в \eta_р^в \eta_{в.д}^м,$$

а коэффициенты жесткости

$$c = \frac{E_к F_0}{L} \alpha_п; \quad c_к = \frac{\pi(r_н^4 - r_в^4)}{2l} G \alpha_в,$$

где $p_в$ – давление в гидросистеме вращения, $w_{п.д}$ и $w_{в.д}$ – удельные объемы гидромоторов подачи и вращения, $\eta_{п.д}^м$ и $\eta_{в.д}^м$ – их гидромеханические КПД подачи и вращения; G – модуль упругости (растяжения) сдвига буровой колонны; $i_п$ и $i_в$ – передаточное число соответственно редуктора подачи и вращателя; $\eta_р^п$ и $\eta_р^в$ – КПД редуктора подачи и вращения; $E_к$ – модуль упругости (растяжения) каната; F_0 – площадь сечения каната ; $r_н$ и $r_в$ – наружный и внутренний радиусы колонны; L – длина каната полиспаста; $\alpha_п$ и $\alpha_в$ – коэффициенты приведения жесткостей подачи и вращения; l – длина буровой колонны.

В уравнении (4) момент инерции колонны, приведенный к сечению долота, $J_д = J_б / 3$ (здесь $J_б$ – момент инерции буровой колонны). Момент инерции, приведенный к сечению гидромотора вращения, $J = \frac{2}{3} J_б + J_{в.м}$ (здесь $J_{в.м}$ – момент инерции гидромотора вращения).

Сопротивления забоя в уравнениях (I) и (4) определяются соотношениями [I-3] $\mathcal{P} = bf v/\omega$, $M_с = abf v/\omega$, где a и b – коэффициенты, характеризующие месторождение полезного ископаемого и породоразрушающий инструмент; f – интегральная характеристика забоя.

Если крутильные колебания буровой колонны не учитывать, то $\varphi = 0$, $\omega = \omega_д$, и уравнение (6) превращается в тождество, а уравнения (3) и (4) складываются и принимают вид

$$J\dot{\omega} + M_с - M_{в.д} = 0, \qquad (7)$$

причем $J = J_б + J_{в.м}$.

Вторая группа уравнений относится к условиям неразрывности в маслопроводах гидропривода:

в системе подачи

$$\frac{W_п}{E} \dot{p}_п + Q_{п.д} - Q_п + Q_{у.п} + Q_{кл} = 0; \qquad (8)$$

в гидросистеме вращения

$$\frac{W_в}{E}\dot{p}_в + Q_{в.д} - nQ_в + Q_{у.в} = 0,$$

где $W_п$ и $W_в$ – объемы жидкости в гидросистемах подачи и вращения; E – приведенный модуль упругости жидкости в трубопроводе; $Q_{п.д}$ и $Q_{в.д}$ расходы гидродвигателей подачи и вращения; $Q_п$ и $Q_в$ – расходы насосов подачи и вращения; $Q_{ум}$ и $Q_{ув}$ – расходы утечек подачи и вращения; n – число насосов; $Q_{кл}$ – расход переливного клапана гидросистемы подачи.

Величины, входящие в уравнения (8) и (9), могут быть представлены следующим образом:

$$Q_{в.д} = w_{в.д}\omega; \qquad Q_{п.д} = w_{п.д}\omega_{п.д};$$

$$Q_п = w_п \varepsilon_п \omega_п; \qquad Q_в = w_в \varepsilon_в \omega_в;$$

$$Q_{уп} = A^{-1}_{у.п} p_п; \qquad Q_{у.в} = A^{-1}_{у.в} p_в;$$

$$Q_к = \begin{cases} 0, & \text{при } p_п < p_{кл} \\ \mu\pi \dfrac{dF_{кл}}{c_{кл}}(p_п - p_{кл})\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\sqrt{p_п}, & \text{при } p_п \geq p_{кл} \end{cases}$$

или менее точно

$$Q_{кл} = \begin{cases} 0, & \text{при } p_п < p_{кл} \\ \dfrac{\mu\pi d F_{кл}}{c_{кл}\sqrt{2\rho\rho^0_п}}(3p^0_п - p_{кл})p_п, & \text{при } p_п \geq p_к, \end{cases}$$

где $w_п$ и $w_в$ – удельные объемы насосов подачи и вращения; $\varepsilon_п$ и $\varepsilon_в$ – параметры регулирования насосов подачи и вращения; $\omega_п$ и $\omega_в$ – углы скорости вращения насосов подачи и вращения; $F_{кл}$ – площадь клапана по давлением; $c_{кл}$ – жесткость пружины клапана; $A_{у.п}$ и $A_{у.в}$ – коэффициенты сопротивления проходных отверстий при утечках в гидросистеме подачи и вращения; $p^0_п$ – давление при статическом режиме в системе подачи; $p_{кл}$ – давление переливного клапана; μ – коэффициент расхода клапана; d – диаметр отверстия клапана; ρ – плотность жидкости.

Инерция переливного клапана гидросистемы подачи в его открытом положении может быть учтена путем рассмотрения варианта данной группы уравнений. При этом в уравнении (8)

$$Q_{кл} = \begin{cases} 0, & \text{при } p_п < p_{кл} \\ \mu\pi d h\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\sqrt{p_п}, & \text{при } p_п \geq p_{кл} \end{cases}$$

и, кроме того, добавляются дополнительные уравнения

$$m_{кл}\dot{v}_{кл} - (p_п - p_{кл})F_{кл} + c_{кл}h = 0; \quad \dot{h} = v_{кл},$$

где h – перемещение клапана; $v_{кл}$ – скорость перемещения клапана; $m_{кл}$ – масса клапана. Этот вариант далее не рассматривается.

Третья группа уравнений описывает соответственно динамику движения агрегатов насос-электродвигатель и динамические характеристики асинхронного двигателя:

на подаче

$$J_{п}\dot{\omega}_{п}+M_{н.п}-M_{п}=0; \qquad (II)$$

$$T_{п}\dot{M}_{п}+M_{п}=\frac{1}{\nu_{п}\omega_{п.0}}(\omega_{п.0}-\omega_{п}); \qquad (I2)$$

на вращении

$$J_{в}\dot{\omega}_{в}+M_{н.в}-M_{в}=0; \qquad (I3)$$

$$T_{в}\dot{M}_{в}+M_{в}=\frac{1}{\nu_{в}\omega_{в.0}}(\omega_{в.0}-\omega_{в}), \qquad (I4)$$

где $M_{нп}$ и $M_{нв}$ – крутящие моменты насосов подачи и вращения,

$$M_{нп}=\frac{w_{п}e_{п}p_{п}}{\eta^{м}_{п.н}}; \quad M_{н.в}=\frac{w_{в}e_{в}p_{в}}{\eta^{м}_{в.н}};$$

$M_{п}$ и $M_{в}$ – крутящие моменты электродвигателей подачи и вращения; $T_{п}$ и $T_{в}$ – электромагнитные постоянные времени электродвигателя подачи и вращения; $\nu_{п}$ и $\nu_{в}$ – коэффициенты крутизны статической механической характеристики электродвигателя подачи и вращения; $\omega_{п.0}$ и $\omega_{в.0}$ – синхронные угловые скорости вращения роторов электродвигателей подачи и вращения; $J_{п}$ и $J_{в}$ – моменты инерции насоса с электродвигателем на подаче и вращении; $\eta^{м}_{пн}$ и $\eta^{м}_{вн}$ – гидромеханические КПД насосов подачи и вращения.

Начальные условия при $t=0$ $v=v^{\circ}$; $\omega=\omega^{\circ}$; $\omega_{д}=\omega^{\circ}_{д}$; $\omega_{д}=\omega^{\circ}_{д}$; $\omega_{п}=\omega^{\circ}_{п}$; $\omega_{в}=\omega^{\circ}_{в}$; $p_{п}=p^{\circ}_{п}$; $p_{в}=p^{\circ}_{в}$; $M_{п}=M^{\circ}_{п}$; $M_{в}=M^{\circ}_{в}$; $y=y^{\circ}$; $\varphi=\varphi^{\circ}$; $h=h^{\circ}$; $v_{к}=0$.

Система уравнений (I)–(I4) является замкнутой, так как содержит I4 неизвестных. Сохранив I0 наиболее существенных из них: v, ω, $\omega_{д}$, $\omega_{п}$, $\omega_{в}$, $p_{п}$, $p_{в}$, $M_{п}$, $M_{в}$, y – оставим I0 уравнений: (I), (2), (5), (7)–(9), (II)–(I4), которые после линеаризации примут вид

$$m\dot{v}+A_{1}p_{п}-ck\eta_{п}y+\frac{bf}{\omega^{\circ}}v-\frac{bfv^{\circ}}{(\omega^{\circ})^{2}}\omega=f_{1}(t);$$

$$J_{д}\dot{\omega}_{д}-A_{2}r_{д}p_{п}+cr_{д}y-w_{п.д}i_{п}\eta^{п}_{р}\eta^{м}_{п.д}p_{п}=0;$$

$$\dot{y}-r_{д}\omega_{д}+kv=0;$$

$$(J_{б}+J_{в.м})\dot{\omega}+\frac{abf}{\omega^{\circ}}v-\frac{abfv^{\circ}}{(\omega^{\circ})^{2}}\omega-w_{в.д}i_{в}\eta^{в}_{р}\eta^{м}_{в.д}p_{п}=f_{2}(t);$$

$$\frac{W_п}{E}\dot{\rho}_п + w_{п.д} i_п \omega_л - w_п \varepsilon_п \omega_п + A^{-1}_{у.п}\rho_п + A_к \rho_п = f_3(t);$$

$$\frac{W_в}{E}\dot{\rho}_в + w_{в.д} i_в \omega - n w_в \varepsilon_в \omega_в + A^{-1}_{у.в}\rho_в = f_4(t);$$

$$J_п \dot{\omega}_п + \frac{w_п \varepsilon_п}{\eta^{м}_{п.н}}\rho_п - M_п = f_5(t);$$

$$J_в \dot{\omega}_в + \frac{w_в \varepsilon_в}{\eta^{м}_{в.н}}\rho_в - M_в = f_6(t);$$

$$T_п \dot{M}_п + M_п + \frac{1}{\nu_п \omega_{п.о}}\omega_п = 0;$$

$$T_в \dot{M}_в + M_в + \frac{1}{\nu_в \omega_{в.о}}\omega_в = 0.$$

В линеаризованных уравнениях, под сохранившимися обозначениями к комых десяти функций понимаются их приращения по отношению к начальн (статическим) значениям, а функции $f_1(t)$-$f_6(t)$ зависят от характера внешнего воздействия на систему.

Проверка устойчивости линеаризованной системы уравнений примени но к численным параметрам станка СГШ 320/320 показала, что все коэф циенты характеристического уравнения системы являются положительным Но выделенные из квадратной матрицы Гурвица определители, начиная с третьего, получились отрицательными, следовательно, без автоматизац данного бурового станка его устойчивая работа не обеспечивается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буткин Б.Д. Проектирование режимных параметров автоматизированных станков шарошечного бурения. М., Недра, 1979.

2. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. М., Энергия, 1979.

3. Эйгелес Р.М. Разрушение горных пород при бурении. М., Недра, 1971.