Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
т. XCIV, 1982 г.

УДК 622.232.72-82

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГОРНОГО КОМБАЙНА

Б.С.МАХОВИКОВ

Для решения задачи автоматизации приводов исполнительных органов комбайнов и других горных машин предложен ряд алгоритмов регулирования, известных под названиями минимального и максимального вариантов, а также параметрической стабилизации режимов резания [5].

Наиболее перспективен, близок к широкой реализации и прошел промышленные испытания вариант параметрической стабилизации режимов резания, являющийся промежуточным между первыми двумя и отличающийся от максимального варианта зависимым регулированием скоростей подачи и резания согласно соотношению $V_п / V_р = const$. Однако до сих пор окончательно не решен вопрос о наиболее рациональных средствах для его создания. Известны три принципиально различных способа решения этой задачи: за счет использования регулируемого электропривода постоянного тока, электропривода переменного тока с частотным регулированием или регулируемого объемного гидропривода. Сравнительный анализ [I] показывает, что наиболее перспективным следует признать объемный гидропривод, обладающий минимальной металлоемкостью и сравнительной простотой изготовления. А с точки зрения надежности и обеспечения требуемого диапазона регулирования наиболее перспективными являются схемы с регулируемым насосом и нерегулируемым высокомоментным гидромотором [2].

Один из возможных вариантов исполнения электрогидравлического привода с параметрической стабилизацией режимов резания применительно к исполнительному органу комбайна избирательного действия, например типа ГПК, представлен на рис.I. Привод включает в себя двигатель I, кинематически связанный с ним регулирующий объемный маслонасос 2 переменной подачи (НАД), управляемый по давлению масла в линии нагнетания, регулятор мощности которого обеспечивает соотношение между давлением p и расходом Q на выходе в виде $pQ = const$. Маслонасос 2 соединен с высокомоментным гидромотором 3, вращающим непосредственно исполнительный орган комбайна, и через

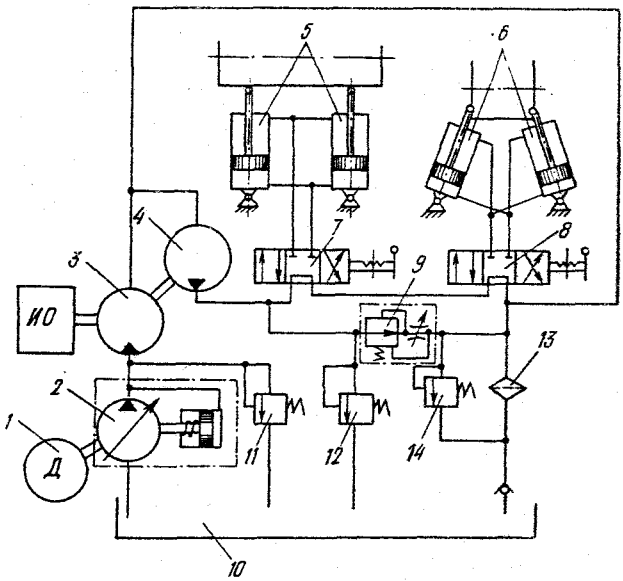


Рис.1. Принципиальная гидравлическая схема автоматизированного привода исполнительного органа комбайна избирательного действия

мультипликатор-маслонасос 4, нагнетательная линия которого подключена к гидросистеме подачи, состоящей из гидроцилиндров вертикального 5 и горизонтального 6 перемещения исполнительного органа комбайна, через золотниковые распределители 7 и 8. Параллельно золотникам и гидроцилиндрам подачи установлен дроссель с регулятором 9. Маслосистема оснащена необходимым вспомогательным оборудованием, к которому относится маслобак I0, предохранительные клапаны II и I2, фильтр I3 с предохранительным клапаном I4.

Двигатель I приводит во вращение насос 2 и всегда работает в номинальном режиме, так как мощность потока на выходе из насоса постоянна. Отсюда практически постоянна и мощность, расходуемая на разрушение массива. Механическая характеристика гидромотора 3, питаемого насосом 2, в первом приближении удовлетворяет условию $M\omega = const$, где M – момент на валу гидромотора; ω – его угловая скорость. Поток масла от насоса 4, приводимого через мультипликатор с передаточным числом $i_м$, поступает через золотник 7 к гидроцилиндрам вертикальной подачи 5 или через золотник 8 к гидроцилиндрам горизонтальной подачи 6. При частичном открытии дросселя с регулятором 9 поток масла из насоса 4 делится на две части, одна из которых идет к гидроцилиндрам подачи, а другая – на слив.

Известно, что среднее значение (математическое ожидание) момента сопротивления на валу исполнительного органа комбайна в первом приближении прямо пропорционально толщине среза h и сопротивляемости массива резанию $A_р$. Благодаря жесткой механической связи гидромотора 3 и насоса 4 подача насоса, с одной стороны, пропорциональна частоте вращения гидромотора ω (или скорости резания $V_р$), а с другой, – скорости подачи $V_п$ исполнительного органа. Отсюда следует, что данный привод обеспечивает постоянное отношение $\frac{V_п}{\omega}$, а так как это отношение пропорционально толщине среза, то и $h = const$. Таким образом, момент сопротивления на валу гидромотора не зависит от его угловой скорости. Его величина изменяется в зависимости от сопротивляемости массива резанию, что согласно механической ха-

рактеристике гидромотора приводит к изменению скорости резания и пропорциональной ей скорости подачи.

Данный привод обладает несколько необычными свойствами. Производительность комбайна с таким приводом зависит только от сопротивляемости массива резанию, а увеличение или уменьшение открытия дросселя с регулятором в гидросистеме подачи и переменность передаточного числа рычажного механизма подъема и поворота стрелы комбайна [4] приводят лишь к изменениям скорости резания, а благодаря ей – и толщины среза. Причем в силу слабого влияния скорости резания на энергоемкость процесса последняя практически не изменяется.

Для доказательства этих утверждений рассмотрим работу привода, пренебрегая малыми, несущественными величинами и влиянием КПД.

Пусть при начальном относительном открытии дросселя с регулятором ε_1 средняя установившаяся скорость подачи исполнительного органа была равна $V_{п_1}$, а момент на валу гидромотора $M_1 = CbA_p V_{п_1}/\omega_1$, где C и b – постоянные величины, зависящие от конструкции фрезы и типа резцов. Если при той же сопротивляемости массива увеличить открытие дросселя с регулятором до величины ε_2, то скорость подачи фрезы вначале уменьшится, что приведет к уменьшению толщины среза и момента сопротивления. С уменьшением момента сопротивления согласно характеристике гидромотора частота его вращения возрастет до величины ω_2, скорость подачи станет равной $V_{п_2}$, а момент на валу гидромотора $M_2 = CbA_p V_{п_2}/\omega_2$. Поскольку согласно механической характеристике гидромотора $M_1\omega_1 = M_2\omega_2$, $V_{п_1} = V_{п_2}$, т.е. производительность комбайна при изменениях открытия дросселя с регулятором осталась прежней, а изменениям подверглись скорость резания и толщина среза.

Аналогично зависит скорость резания и от изменений передаточного числа рычажного механизма подъема и поворота стрелы. Если передаточное число, например, увеличивается, то это при фиксированной подаче масла насосом 4 приводит к увеличению скорости подачи фрезы и момента сопротивления. Однако с ростом момента сопротивления на валу гидромотора 3 согласно его механической характеристике угловая скорость, а следовательно, и скорость резания снижаются. При этом произойдет уменьшение до прежнего значения и скорости подачи исполнительного органа.

Таким образом, если в автоматизированном приводе, выполненном по минимальному варианту, все изменения режимов резания связаны с изменением скорости подачи, то в приводе с параметрической стабилизацией – с изменением скорости резания.

Для оценки динамических характеристик электрогидравлического привода с параметрической стабилизацией режимов резания напишем систему уравнений его движения в вертикальной плоскости [3, 4]

$$T_э\dot{M} + M = \frac{1}{\nu\omega_c}(\omega_c - \omega_{эд});$$

$$J_1\dot{\omega}_{эд} = M - \frac{\omega_{н1}}{i_{p_1}\eta_{p_1}\eta_{гмн_1}}\left(\rho_{min} - \frac{C_{1н}}{\omega_{эд}} + \frac{C_{2н}}{\omega_{эд}}\rho_1^2\right);$$

$$\frac{W_1}{E}\dot{p}_1=\frac{w_{н1}}{i_{p_1}\eta_{p_1}}\left[p_{min}\omega_{эд}-C_{1н}+\left(C_{2н}-\frac{k_{y_1}i_{p_1}}{w_{н_1}}\right)p_1^2\right]-w_д\omega;$$

$$J_2\dot{\omega}=w_д\eta_{гмд}p_1-\left(C_{1м}+C_{2м}\frac{V_п}{\omega}i_p\right)\frac{1}{i_p\eta_p}-\frac{w_{н_2}}{i_м\eta_м\eta_{гмн_2}}p_2+f(t);$$

$$\frac{W_2}{E}\dot{p}_2=\frac{w_{н_2}}{i_м}(1-\varepsilon)\omega-k_{y_2}p_2-2\frac{F_{пв}l(\rho)}{L_в}V_п; \qquad (I)$$

$$\frac{J_c}{L_в}\dot{V}_п=2(C_{1р}p_2-C_{2р})\left[l(\rho)-0{,}5f_ш(d_{ош}+d_ц)\right]-\left(C_{1т}\frac{i_p}{\omega}+C_{2т}V_п\right)L_в+GL(\rho),$$

где $T_э=(\omega_0 S_к)^{-1}$ - электромагнитная постоянная времени электродвигателя; ω_0 - угловая частота сети; ω_c - синхронная угловая скорость двигателя; $S_к$ - критическое скольжение электродвигателя; ν - коэффициент крутизны статической характеристики двигателя; $\omega_{эд}$ - текущее значение угловой скорости двигателя; M - момент на валу электродвигателя; J_1, J_2 и J_c - моменты инерции вращающихся масс, приведенных соответственно к валам электродвигателя и гидромотора и оси качания исполнительного органа в турели; $w_н$ и $\eta_{гмн_1}$ - удельный объем и гидромеханический КПД насоса 2; p_1, $p_н$ и p_{min} - текущее, номинальное и минимальное по регулировочной характеристике значения давления масла на выходе из насоса 2;

$$C_{1н}=(1-\eta_{он_1})\omega_н p_{min}^2 p_н^{-1};$$

$$C_{2н}=(1-\eta_{он_1})\omega_н p_н^{-1};$$

i_{p_1} и η_{p_1} - передаточное число и КПД редуктора насоса 2; $\omega_н$ и $\eta_{он_1}$ - номинальные значения угловой скорости и объемного КПД насоса 2; W_1 и W_2 - объемы рабочей жидкости между насосом 2 и гидромотором 3 и в гидросистеме подачи; E - модуль объемной упругости жидкости; i_p и η_p - передаточное число и КПД редуктора исполнительного органа; $w_{н_2}$ и $\eta_{гмн_2}$ - удельный объем и гидромеханический КПД насоса 4; p_2 - давление жидкости в гидросистеме подачи; $L(\rho)$, $l(\rho)$ и $L_в$ - плечи приложения силы веса G исполнительного органа, силы на штоке гидроцилиндра и равнодействующей силы подачи относительно оси вращения исполнительного органа в турели; ρ - ход поршня в гидроцилиндре; $w_д$ и $\eta_{гмд}$ - удельный объем и гидромеханический КПД гидромотора; $C_{1м}$, $C_{2м}$, $C_{1т}$ и $C_{2т}$ - константы, линейно зависящие от $A_р$; $C_{1р}$ и $C_{2р}$ - постоянные гидроцилиндров; $F_{пв}$ - площадь поршня гидроцилиндра; $f_ш$, $d_{ош}$ и $d_ц$ - коэффициент трения и диаметры цапф крепления гидроцилиндров и исполнительного органа в турели; $f(t)$ - переменная составляющая момента сопротивления, приведенная к валу гидромотора.

Приравняв нулю производные и $f(t)$ в системе (I), найдя параметры равновесного состояния, около которых происходят колебания привода при фиксированных значениях ε и ρ (M°, $\omega^\circ_{эд}$, p_1°, ω°, p_2° и $V_п^\circ$) и произведя

линеаризацию уравнений по малым перемещениям (ΔM, $\Delta\omega_{эд}$, Δp_1, $\Delta\omega$, Δp_2 и $\Delta V_п$), известными методами можно исследовать устойчивость и найти динамические характеристики привода.

В результате линеаризации получается система уравнений

$$
\begin{aligned}
(T_э s+1)\Delta M &= -k_{12}\Delta\omega_{эд};\\
(T_{м_1} s-1)\Delta\omega_{эд} &= k_{21}\Delta M - k_{23}\Delta p_1;\\
(T_{г_1} s+1)\Delta p_1 &= k_{32}\Delta\omega_{эд} - k_{34}\Delta\omega;\\
(T_{м_2} s-1)\Delta\omega &= k_{43}\Delta p_1 - k_{45}\Delta p_2 - k_{46}\Delta V_п + f_1(t);\\
(T_{г_2} s+1)\Delta p_2 &= k_{54}\Delta\omega - k_{56}\Delta V_п;\\
(T_с s+1)\Delta V_п &= k_{64}\Delta\omega + k_{65}\Delta p_2,
\end{aligned}
\qquad (2)
$$

где $k_{12}=\dfrac{1}{\nu\omega_с}$; $k_{21}=\dfrac{i_{р1}\eta_{р1}\eta_{гмн1}\omega^{\circ 2}_{эд}}{\omega_{н_1}(C_{2н}p_1^{\circ 2}-C_{1н})}$; $T_м=J_1 k_{21}$;

$$k_{23}=\frac{2C_{2н}p_1^{\circ}\omega^{\circ}_{эд}}{C_{2н}p_1^{\circ 2}-C_{1н}};\quad k_{32}=\frac{p_{min}p_1^{\circ}}{p_{min}\omega^{\circ}_{эд}-C_{1н}+\left(C_{2н}-\dfrac{k_{y_1}i_{р1}}{\omega_{н_1}}\right)p_1^{\circ 2}};$$

$$T_{г_1}=\frac{W_1 i_{р_1}p_1^{\circ}}{E\omega_{н_1}p_{min}}k_{32};\quad k_{34}=\frac{\omega_д i_{р_1}p_1^{\circ}}{\omega_{н_1}p_{min}}k_{32};\quad T_{м_2}=\frac{J_2\omega^{\circ 2}\eta_р}{C_{2м}V_п^{\circ}};$$

$$k_{43}=\frac{\omega_д\omega^{\circ 2}\eta_{гмд}\eta_р}{C_{2м}V_п^{\circ}};\quad k_{45}=\frac{\omega_{н_2}\omega^{\circ 2}\eta_р}{C_{2м}V_п^{\circ}i_м\eta_м\eta_{гмн_2}};\quad k_{46}=\frac{\omega^{\circ}}{V_п^{\circ}};\quad T_{г_2}=\frac{W_2}{Ek_{y_2}};$$

$$k_{54}=\frac{\omega_{н_2}(1-\varepsilon)}{i_м k_{y_2}};\quad k_{56}=\frac{2F_{пе}l}{L_в k_{y_2}};\quad T_с=\frac{J_с}{C_{2т}L_в^2};\quad k_{64}=\frac{C_{1т}i_р}{C_{2т}\omega^{\circ 2}};$$

$$k_{65}=\frac{2C_{1р}\left[l-0{,}5f_ш(d_{ош}+d_ц)\right]}{C_{2т}L_в};$$

s - оператор d/dt

Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) электрогидравлического привода с параметрической стабилизацией режимов резания, рассчитанные по всем переменным величинам, входящим в систему (2), применительно к исполнительному органу комбайна ГПК с двигателем ЭДКОФ-43/4, регулирующим насосом НАД74-450/320, гидромотором МРФ 1600/250 и насосом гидросистемы подачи Н-403Е приведены на рис.2. По своему виду найденные АЧХ очень близки к ха-

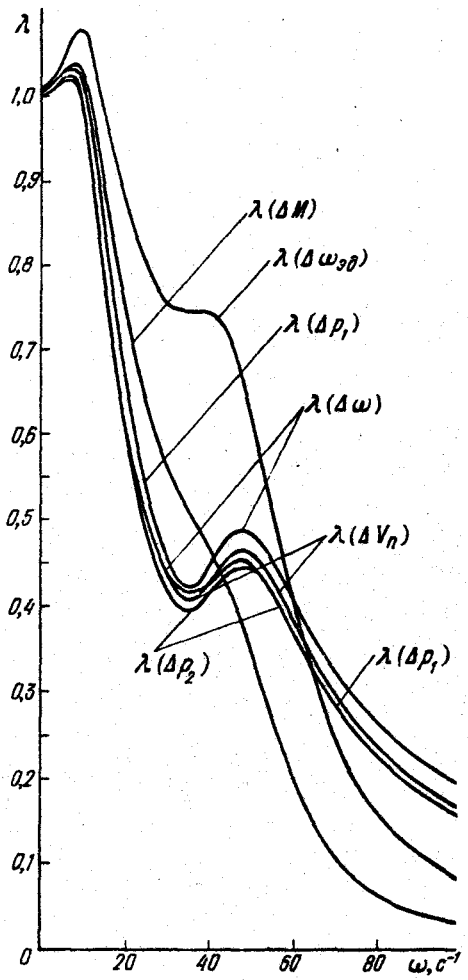


Рис.2. Амплитудно-частотные характеристики привода с параметрической стабилизацией режимо резания

рактеристиками апериодических звеньев. Резонансные частоты в таком приводе не превышают 10 $с^{-1}$, в то время как частоты по основным гармоникам в приводах комбайнов обычно составляют 50-60 $с^{-1}$. Причем коэффициенты усиления на резонансных частотах очень близки к единице. Все это говорит о весьма положительных динамических качествах предлагаемого привода и позволяет прогнозировать его высокую надежность.

Важным преимуществом такого привода является возможность установки двигателя и насоса НАД на раме машины, а не на стреле, что смягчает требования к его размерам и расширяет возможности повышения его мощности, а стало быть, и энерговооруженности комбайна. Использование высокомоментного гидромотора исключает необходимость в редукторе, чем существенно уменьшает массу исполнительного органа.

Все сказанное подтверждает целесообразность и перспективность работ по созданию комбайнов с электрогидравлическим приводом исполнительного органа, обеспечивающим параметрическую стабилизацию режимов резания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Докукин А.В. Автоматическое управление и регулирование режимов работы горных машин. М., изд. ИГД им. А.А.Скочинского, 1964.

2. Докукин А.В., Берман В.М., Пономаренко Ю.Ф. Выбор типа гидропривода для регулирования выемочных комбайнов при параметрической стабилизации скоростей резания и подачи. М., изд. ИГД им. А.А.Скочинского, 1968.

3. Маховиков Б.С., Кабанов О.В., Гринберг Я.П. Совершенствование приводов исполнительных органов горных машин. **Известия вузов, Горный журнал, 1981, № 12.**

4. Маховиков Б.С. Уравнения движения гидротурбинного привода исполнительного органа механогидравлического комбайна. **Известия вузов, Горный журнал, 1981, № 7.**

5. Теоретические и экспериментальные исследования регулируемого привода шахтных забойных машин / Под ред. А.В.Докукина. М., Наука, 1966.