Записки Ленинградского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 126. Л., 1991

УДК 622.242

# ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ГИДРОПРИВОДА СТАНКОВ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Б.С.МАХОВИКОВ, О.В.КАБАНОВ, В.С.СОЛОВЬЕВ,
С.Г.ЗАРИЦКИЙ, А.Б.МОЛОТИЛОВ

В современных буровых станках для привода вращательно-подающих механизмов все большее распространение получают объемные гидроприводы. Они представляют собой взаимосвязанные системы, где процесс взаимодействия горной породы с буровым инструментом обеспечивается приводом через систему автоматического управления. Цель исследований таких приводов заключается в создании автоматической системы, обеспечивающей максимум технической производительности бурения с учетом ремонтов и замены бурового инструмента.

Для достижения поставленной цели необходимо определить характер нагрузок, действующих на элементы привода и буровой инструмент; критерии оптимизации процесса, обеспечивающие максимум технической производительности; регулируемые параметры; законы регулирования автоматической системы и ее структуру. Нагрузки, действующие на буровой инструмент, имеют случайный характер, определяемый его конструктивными особенностями, конструкцией и динамическими свойствами привода, режимом работы и механическими свойствами разрушаемого массива.

Анализ реализаций реальных нагрузок при бурении позволяет выделить математическое ожидание, т.е. детерминированную величину, которая зависит от конструктивных параметров и состояния бурового инструмента, средней сопротивляемости массива и режимов бурения, а также случайную составляющую, которая представляет собой знакопеременную функцию, зависящую от изменений структуры разрушаемого массива и динамических характеристик гидропривода.

Анализ нагрузок в приводах подачи и вращения показывает, что в зоне объемного разрушения породы усилия подачи исполнительного органа долота и момент на валу двигателя вращателя могут быть представлены зависимостями [I]:

$$P_{\text{п}} = P_0 + c k_{\text{п}} v \omega^{-1} + f_1(t);$$

$$M_{\text{в}} = M_0 + c k_{\text{в}} v \omega^{-1} + f_2(t), \qquad (I)$$

где $P_0$ и $M_0$ – экстраполируемые значения усилия подачи и момента при $v = 0$; $v$ – скорость подачи; $\omega$ – угловая скорость буровой штанги;

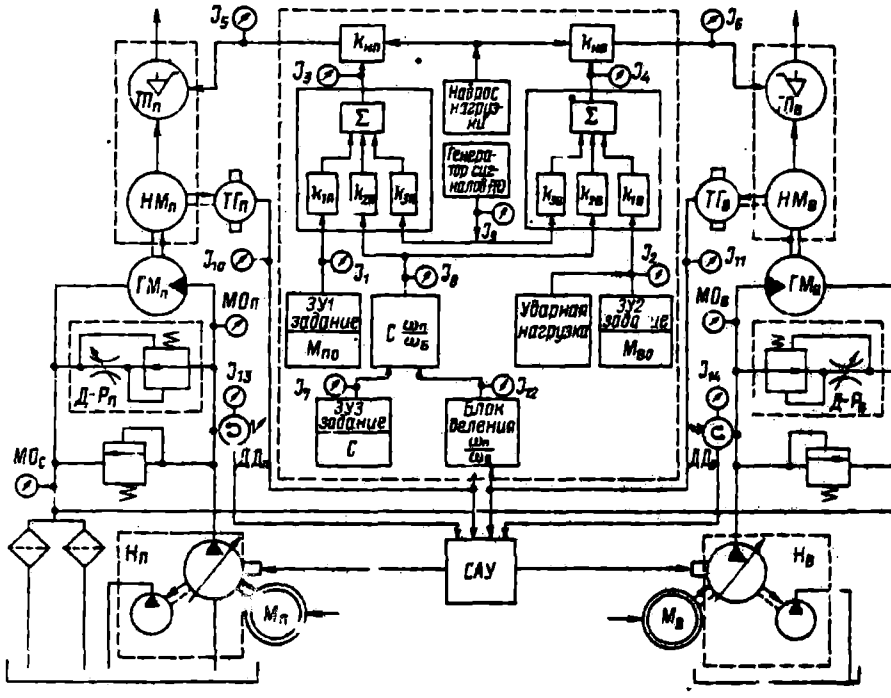



Рис.1. Схема стенда для исследований автоматизированных гидроприводов

$c$, $k_{\text{п}}$ и $k_{\text{в}}$ – коэффициенты, зависящие от состояния бурового инструмента, его конструкции и сопротивляемости массива; $f_1(t)$, $f_2(t)$ – случайные составляющие.

Исследования динамики и статики автоматизированных гидроприводов целесообразно проводить на ЭВМ и физических моделях.

Разработанный в ЛГИ стенд (рис.1) [2] обеспечивает: формирование нагрузок в соответствии с формулами (I); наблюдение и запись параметров работы – давлений, скоростей, мощностей и моментов; получение статических и динамических характеристик приводов; сравнение различных схем приводов и систем автоматического управления ими; выбор параметров режимов бурения; проведение ресурсных испытаний разработанных приводов и их САУ; имитацию влияния подвижных масс, соединенных с валами гидромоторов. Стенд содержит два нагрузочных устройства, состоящих из тиристорных преобразователей, подающей $\text{ТП}_{\text{п}}$ и вращающей $\text{ТП}_{\text{в}}$ частей, работающих в инверторном режиме с рекуперацией электроэнергии в сеть, и машин постоянного тока $НМ_{\text{п}}$ и $НМ_{\text{в}}$ с независимым возбуждением. Электронный блок управления содержит формирователь нагрузок по формулам (I), задатчик коэффициента $c$ сопротивляемости породы, задатчики начальных значений нагрузки при $v = 0$, г

нераторы специальных или случайных функций, формирователи внешних воздействий типа "скачок" и "удар". Подающая часть в стенде представлена вращательным звеном, в связи с чем скорость подачи обозначена $\omega_п$.

Регистрация параметров производится с помощью визуального наблюдения и шлейфового осциллографа. Валы нагрузочных машин соединены с валами гидромоторов подачи и вращателя, которые приводятся в действие с помощью объемных регулируемых насосов НА74 или 50 НРР, с фазовым регулированием подачи.

Подача насосов изменяется с помощью задатчиков режима или системы автоматического управления. Процесс бурения с помощью гидроприводов (рис.I) может быть описан системой уравнений, состоящей из уравнений движения асинхронных двигателей и гидромоторов и уравнений неразрывности:

$$
\begin{aligned}
&T_{э1}\dot{M}_1+M_1=\frac{1}{\nu_1\omega_{c1}}(\omega_{c1}-\omega_1);\\
&J_п\dot{\omega}_1=M_1-\frac{1}{\eta_{гм}^{нп}}w_п\rho_п\varepsilon_п;\\
&\frac{W_п}{E}\dot{\rho}_п+K_{уп}\rho_п=\varepsilon_п w_п\omega_п-w_{пм}\omega_п;\\
&J_{пм}\dot{\omega}_п=w_{пм}\rho_п\eta_{гм}^{мп}-\left(M_{оп}+CK_п\omega_п\omega_в^{-1}+f_1(t)\right);\\
&T_{э2}\dot{M}_2+M_2=\frac{1}{\nu_2\omega_{c2}}(\omega_{c2}-\omega_2);\\
&J_в\dot{\omega}_2=M_2-\frac{1}{\eta_{гм}^{нв}}w_в\rho_в\varepsilon_в;\\
&\frac{W_в}{E}\dot{\rho}_в+K_{ув}\rho_в=\varepsilon_в w_в\omega_2-w_{вм}\omega_в;\\
&J_{вм}\dot{\omega}_в=w_{вм}\rho_в\eta_{гм}^{мв}-\left(M_{ов}+CK_в\omega_п\omega_в^{-1}+f_2(t)\right),
\end{aligned}
\qquad (2)
$$

где $T_{э1}$ и $T_{э2}$ – электромагнитные постоянные времени асинхронных двигателей; $M_1$ и $M_2$ – моменты на валах асинхронных двигателей; $\nu_1$, $\nu_2$, $\omega_{c1}$ и $\omega_{c2}$ – жесткости механических характеристик и синхронные скорости асинхронных двигателей; $\omega_1$ и $\omega_2$ – угловые скорости насосов; $J_п$, $J_{пм}$, $J_в$ и $J_{вм}$ – моменты инерции, приведенные к валам насосов и гидромоторов; $w_п$, $w_{пм}$, $w_в$ и $w_{вм}$ – удельные объемы насосов и гидромоторов; $\eta_{гм}^{нп}$, $\eta_{гм}^{мп}$, $\eta_{гм}^{нв}$ и $\eta_{гм}^{мв}$ – гидромеханические КПД насосов и гидромоторов; $p_п$ и $p_в$ – давления в приводах; $\varepsilon_п$ и $\varepsilon_в$ – параметры регулирования насосов; $w_п$ и $w_в$ – объемы нагнетательных гидролиний; $E$ – приведенный модуль упругости жидкости; $C$ – коэффициент задания нагрузки в виде "скачка"; п и в – индексы величин, относящихся к приводам подачи и вращателя; $K_{уп}$ и $K_{ув}$ – коэффициенты утечек в гидросистемах.

В системе (2) управляющими воздействиями являются параметры регулирования $\varepsilon_{п}$ и $\varepsilon_{в}$, а возмущающими – крепость породы, входящая в коэффициент $C$, и функции $f_1(t)$ и $f_2(t)$.

При ручном управлении задают производительности насосов подачи и вращателя с визуальным контролем давления в приводе. Если под действием внешних возмущений или действий машиниста давление превышает настройку предохранительного клапана, то привод подачи (или вращателя) переходит на искусственную характеристику, т.е. рабочий режим определяется проходным сечением предохранительного клапана. При этом часть мощности гидропривода переходит в тепло, вызывая дополнительный нагрев рабочей жидкости. При работе предохранительного клапана небольшое изменение нагрузки приводит к значительным изменениям расхода. Резкое изменение подачи вызывает дополнительную вибрацию бурового станка и может привести к гидравлическим ударам. Следовательно, в рассматриваемом случае режим бурения определяется частотой вращения буровой штанги, усилием подачи и дополнительными затратами мощности гидропривода, переходящими в тепло при дросселировании на клапане.

Анализ статических характеристик привода при ручном управлении показывает, что по каналам нагрузки ($C, K_{п}$ и $K_{в}$) приводы подачи и вращателя могут быть представлены линейными звеньями, а по каналам управления линейность сохраняется в диапазоне $0{,}4 \leq \varepsilon \leq 1{,}0$. При этом по каналам управления коэффициенты усиления привода больше, чем по каналам нагрузки, что способствует хорошему качеству регулирования.

Одним из вариантов автоматизированного привода буровых станков является система стабилизации давления в приводе подачи и угловой скорости буровой штанги. Применительно к объемному гидроприводу постоянство скорости можно обеспечить заданием параметра регулирования привода вращателя $\varepsilon_{в}$, а постоянство давления – воздействием на производительность насоса подачи через автоматический регулятор при закрытом предохранительном клапане. В этом случае к системе уравнений (2) добавляется уравнение регулятора

$$X_{п} = (p_{эд} - p_{п})K + \frac{K}{T}\int (p_{эд} - p_{п})dt, \qquad (3)$$

где $p_{эд}$ – заданное давление; $K$ – коэффициент усиления; $T$ – постоянная времени интегрирования; $X_{п}$ – выходной сигнал.

Рабочий режим определится в координатах $p_{п} - \omega_{в}$, причем угловая скорость в процессе работы будет изменяться в зависимости от нагрузки и жесткости механической характеристики привода вращателя. Особенностью такой системы является необходимость выбора рационального значения $p_{эд}$, что делается по усмотрению оператора. При правильном выборе $p_{эд}$ можно получить режим, обеспечивающий наибольшую стойкость долота, $p_{п}\omega_{в} = const$ [3].

Создание системы автоматического регулирования связано с быстродействием узла изменения подачи насосов. Проведенные экспериментальные исследования показывают, что для обеспечения работоспособности привода время из-

менения подачи насосов в полном диапазоне должно составлять 0,3-0,7 с в зависимости от величины подвижных масс.

Для привода штока изменения подачи в ЛПИ разработан электрогидравлический следящий механизм, включающий дросселирующий распределитель У385-10-20, рабочий цилиндр, датчик обратной связи, электронный фазочувствительный усилитель.

Время полного хода следящего механизма не более 0,3 с при апериодическом переходном процессе. Такой механизм можно представить в виде апериодического звена с запаздыванием $\tau$, которое составляет 0,02-0,03 с,

$$T_1\dot{Y}+K_1Y=X;$$
$$c=Y(t-\tau), \qquad (4)$$

где $T_1$ – постоянная времени.

Описанная система авторегулирования имеет хорошее качество, которое можно оценить по незначительной величине отклонения давления от статического режима и времени переходного процесса при малых отклонениях крепости пород. С увеличением возмущающих воздействий наблюдаются забросы давления, что объясняется жесткостью привода с объемным регулированием. Кроме того, при увеличении давления возрастает момент привода вращателя, а это в свою очередь приводит к уменьшению скорости вращения.

Уменьшение динамических забросов давления за счет дополнительных импульсов, например, по производной, не приводит к желаемым результатам из-за ограниченных возможностей насосов и механизма подачи по быстродействию, а также возможности появления гидравлических ударов.

Уменьшить величину динамического заброса давления можно путем создания мягких статических характеристик, например, за счет стабилизации мощности привода подачи $N_{\text{п}}=\text{const}$. В этом случае применительно к приводу (рис.1) статические характеристики определяются зависимостями

$$M_{\text{п}}=\frac{M_{\text{сп}}}{2}+\sqrt{\left(\frac{M_{\text{сп}}}{2}\right)^2+CK_{\text{п}}\frac{N_{\text{эл}}}{\omega_{\text{в}}}};$$
$$\omega_{\text{п}}=\frac{N_{\text{эл}}}{M_{\text{п}}} \qquad (5)$$

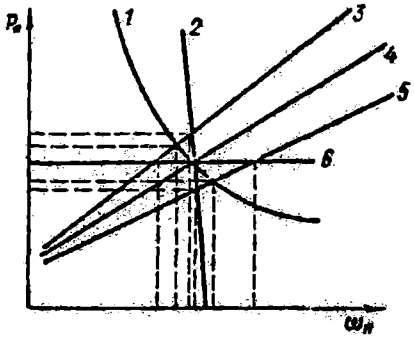



Рис.2. Статические характеристики гидроприводов
1 – с поддержанием постоянной мощности; 2 – неавтоматизированный; 6 – с поддержанием постоянного давления; 3, 4, 5 – характеристики нагрузки при постоянной скорости вращения буровой штанги и разной крепости пород

Сравнение статических характеристик (рис.2) показывает, что при изменении крепости пород наибольшее отклонение момента (или давления) наблюдается в неавтоматизированном приводе, а отклонение скорости – в приводах с САУ, обеспечивающих $p_{\text{п}}=\text{const}$. Следовательно, поддержание постоянной мощ-

ности является наиболее предпочтительным при поиске рационального режима работы. Режим работы вращательно-подающего механизма определится в координатах: заданная мощность привода подачи – угловая скорость вращения буровой штанги. Применительно к гидроприводу такая система реализуется путем подачи сигнала на вход исполнительного следящего механизма через блок деления сигнала заданной мощности на давление в приводе подачи.

Влияние колебаний давления в приводе вращателя может быть учтено дополнительными сигналами, подаваемыми на вход исполнительного механизма. Возможна работа гидропривода с поддержанием постоянной мощности на стороне подачи и вращателя. При значительных колебаниях случайной составляющей нагрузки применяют систему параметрической стабилизации, т.е. поддержание постоянной мощности привода вращателя и постоянного отношения скорости подачи к скорости вращения. Применительно к гидроприводу второе условие обеспечивается простыми мероприятиями, так как без учета изменений объемных КПД и при закрытых предохранительных клапанах отношение скоростей можно заменить отношением параметров регулирования $\epsilon_п/\epsilon_в$.

Динамические характеристики рассмотренных приводов при ударной и скачкообразной нагрузках показаны на рис.3. Наибольшие отклонения давления и скорости наблюдались в нерегулируемом приводе. В приводе с поддержанием постоянной мощности подачи отклонения давления незначительны на стороне подачи и достигают 50 % на стороне вращателя, что обуславливает применение в такой системе дополнительных импульсов по давлению или скорости.

В приводе с двумя регуляторами мощности забросы давлений уменьшаются, однако аппаратурная реализация системы усложняется. В системе с параметрической стабилизацией наблюдаются значительные отклонения давлений и скорости. Улучшение переходных процессов здесь связано с нахождением оптимального соотношения между регулятором мощности и регулятором поддержания постоянного отношения скорости подачи к скорости вращения.

Создание оптимальной системы гидропривода вращательно-подающего механизма, обеспечивающей максимум технической производительности, связано с получением информации об изменении свойств буримых пород, конструкции бурового инструмента и введением корректирующих сигналов в режим работы привода. Такая задача может быть решена с помощью встроенной ЭВМ по следующему алгоритму.

На основе информации о свойствах породы и конструкции бурового инструмента определяются параметры режима бурения, т.е. решается статическая задача. Обрабатывая математическую модель привода с учетом режима бурения, получают зависимости для переходных процессов. Задаются видом переходного процесса, например, с минимумом колебаний давления, и, сравнивая результат обработки математической модели с желаемым переходный процесс, определяют величину и характер регулирующих воздействий. Вероятно, для решения такой задачи потребуется увеличение степеней свободы по управлению, например, применение регулируемых насосов и гидромоторов.

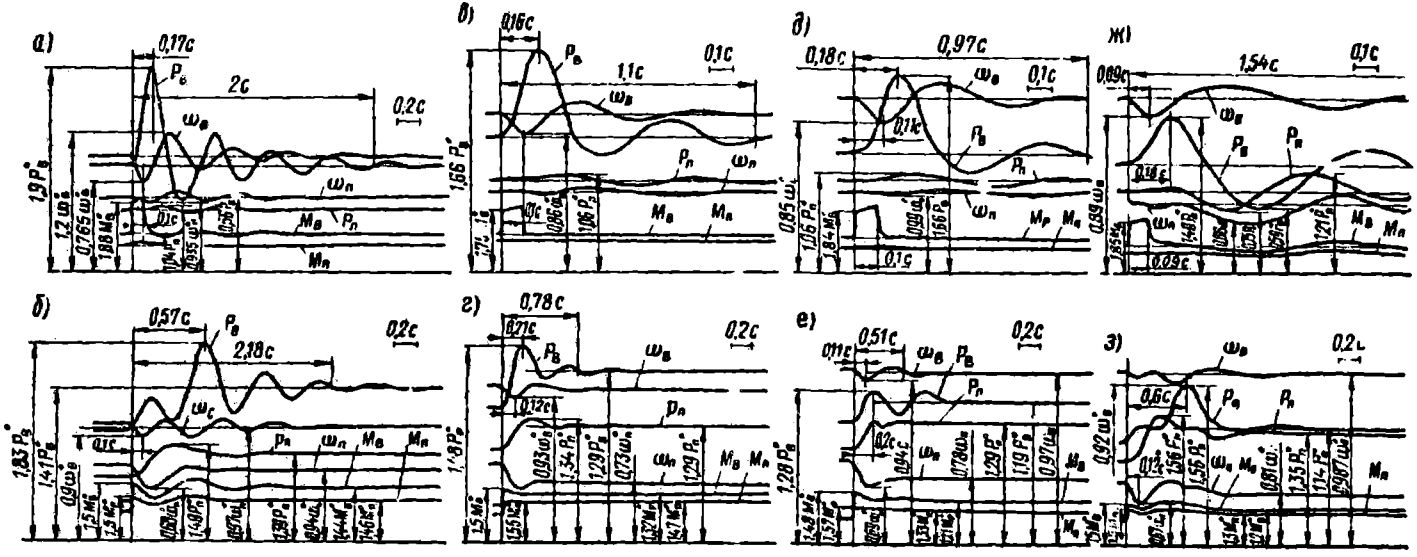



Рис.3. Динамические характеристики приводов при ударной (а, в, д, ж) и скачкообразной (б, г, е, з) нагрузках: а, б – перегулируемый привод; в, г – $N_{\text{П}} = \text{const}$; д, е – $N_{\text{П}}$ const, $N_{\text{в}}$ const; ж, з – $N_{\text{в}} = \text{const}$, $\omega_{\text{П}}/\omega_{\text{в}} = \text{const}$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Маховиков Б.С., Кабанов О.В., Зарицкий С.Г. Механико-технологический анализ принципов автоматического управления буровыми станками // Изв. вузов. Горный журнал 1983, № 9.

2. Маховиков Б.С., Кабанов О.В., Зарицкий С.Г. Стенд для испытаний САУ приводами исполнительных органов горных машин // Изв. вузов. Горный журнал. 1986. № 5.

3. Терехов П.И., Авраамов И.С., Гаврилов П.Д. и др. Регулирование и управление режимами бурения взрывных скважин. Л.: Недра, 1980.