

## ДИНАМИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ С АДАПТИВНЫМ ПРИВОДОМ ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА

© 2017

- В. С. Сидоренко** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»;  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону;  
[v.sidorenko1942@gmail.com](mailto:v.sidorenko1942@gmail.com)
- М. С. Полешкин** кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»;  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону;  
[poleshkin.maks@gmail.com](mailto:poleshkin.maks@gmail.com)
- С. В. Ракуленко** старший преподаватель кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»;  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону;  
[rakulenko84@mail.ru](mailto:rakulenko84@mail.ru)

Рассматривается гидромеханическая система рабочей подачи инструмента и главного движения технологической машины (на примере мобильной буровой установки). Исследуется поведение динамической гидромеханической системы при изменяющихся внешних процессах бурения скважин. Оригинальным схемотехническим решением (многопараметрическим датчиком, дополнительными гидравлическими линиями связи главного и движения подачи инструмента) решается задача поддержания оптимального процесса бурения согласованием кинематических силовых и динамических характеристик рабочих движений, обеспечиваемых одной энергосиловой установкой. Предложена в программной среде Matlab Simulink двухмассовая математическая модель динамической многомассовой гидромеханической системы (ГМС). Модель содержит аналитическое описание механической, гидравлической и управляющей подсистем и реализована методом последовательного усложнения упрощённых моделей от одномассовой линейной до нелинейной двухмассовой с активными подмоделями всех подсистем. Это позволяет исследовать динамику разветвлённой ГМС, сохраняя преемственность результатов усложняемых решений.

*Двухдвигательная гидромеханическая система; адаптивный гидропривод подачи; гидравлический контур управления; многопараметрический датчик; объёмное регулирование; динамическая гидромеханическая система; математическое моделирование; Matlab Simulink; вычислительный эксперимент.*

---

**Цитирование:** Сидоренко В.С., Полешкин М.С., Ракуленко С.В. Динамика гидромеханической системы технологической машины с адаптивным приводом подачи инструмента // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 162-175. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-162-175

### Введение

Роторный способ бурения в мобильных буровых установках (МБУ) является наиболее распространённым и применяемым. В известных аналогах в механизмах главного движения и подачи инструмента применяются механический или дроссельный гидравлический привод [1].

В процессе работы приводы находятся в постоянном взаимодействии между собой и с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) автомобильного шасси. Обладая известными преимуществами, в условиях жёстких требований к качеству и производительности проведения буровых работ гидравлический привод имеет большие перспективы применения в МБУ.

По технологии бурения скорости движения подачи должны постоянно корректироваться в зависимости от изменяющихся внешних условий для поддержания постоянной подачи инструмента на один его оборот. Применяемый дроссельный способ регулирования в современных установках не позволяет осуществлять это требование в режиме саморегулирования без участия оператора.

Как известно, дроссельный способ регулирования скорости эффективен в гидросистемах мощностью до 10 кВт, в то время как мощность при бурении достигает 100 кВт. Это приводит к значительным энергетическим потерям и, как следствие, к увеличению расхода топлива приводного ДВС.

### Структура адаптивного гидропривода

Для повышения эффективности буровых работ предлагается гидромеханическая система рабочих движений мобильной буровой установки с гидравлическим контуром их согласования, управляемым многопараметрическим датчиком (МПД) и программируемым логическим контроллером (ПЛК). Обобщённая структурная схема системы приведена на рис. 1.

Структурная схема гидромеханической системы адаптивного привода поясняет состав и взаимные связи её основных подсистем: механической, гидравлической силовой, управляющей с гидравлическими линиями связи.

Силовая подсистема состоит из двух контуров: подачи и вращения инструмента МБУ. Механические подсистемы передают обобщённые движущие силы выходного звена гидродвигателя (ГМ1 и ГМ2) через передаточно-преобразующие механизмы (ППМ1,2) подсистеме механизма подачи и механизма вращения бурового инструмента.

Расчётная схема (рис. 2), в соответствии с которой проводилось моделирование, поясняет взаимные связи и параметры разработанной математической модели гидромеханической системы МБУ.

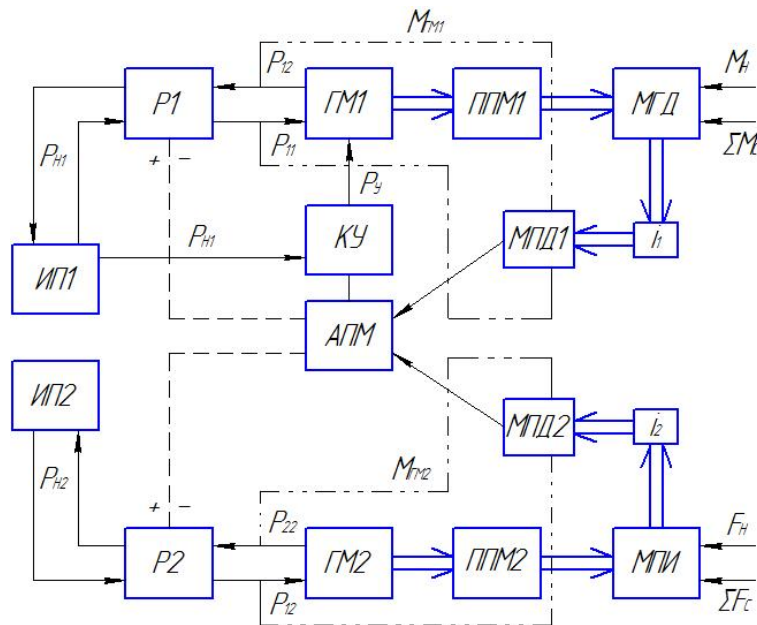


Рис. 1. Обобщённая структурная схема гидромеханической системы: ИП1, ИП2 – источник питания; P1, P2 – распределитель; КУ – клапан с пропорциональным управлением; АПМ – аппаратно-программный модуль; ГМ1 – гидромотор регулируемый; ГМ2 – гидромотор нерегулируемый; ППМ1, ППМ2 – передаточно-преобразующий механизм; МПД1, МПД2 – многопараметрические датчики гидравлические; МПИ – механизм подачи инструмента; МГД – механизм главного движения;  $i_1, i_2$  – механические передачи;  $F_n, M_n$  – соответственно усилие и крутящий момент на инструменте МБУ

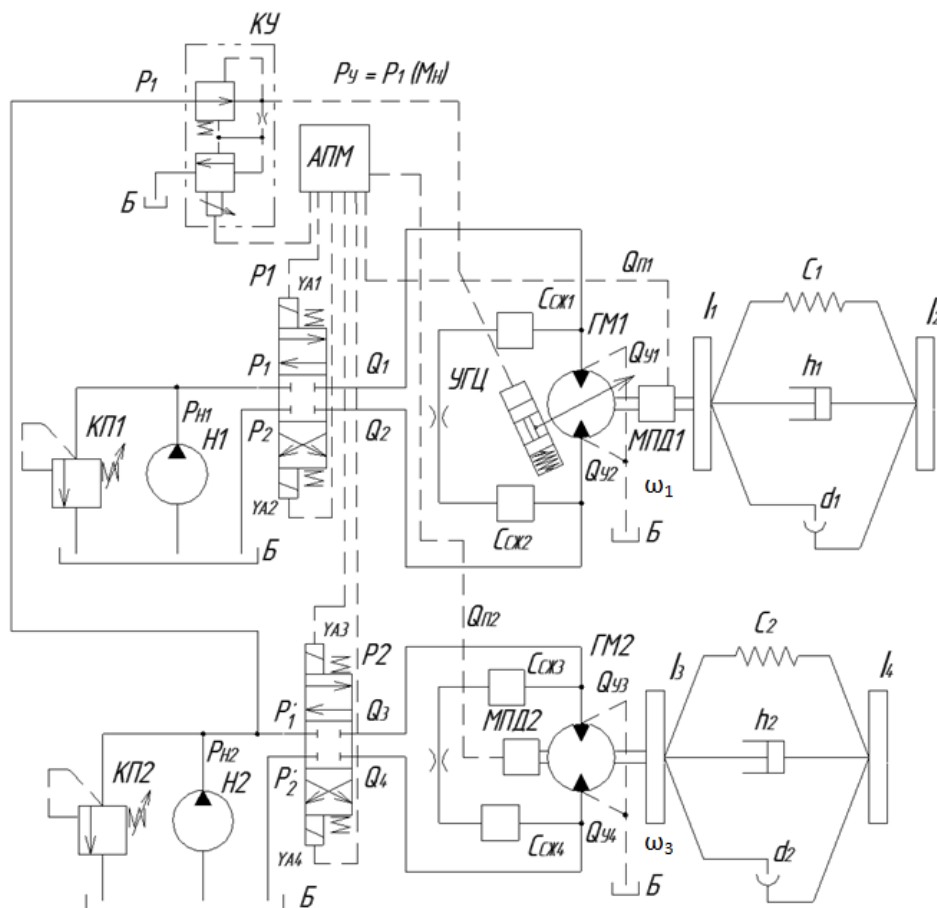


Рис. 2. Расчётная схема гидромеханической системы

Клапан КУ с пропорциональным управлением, формирующий управляющий сигнал на гидромотор ГМ1, подключён к источнику питания ИП2. Распределители P1 и P2 с электромагнитным управлением обеспечивают реверс движения привода главного движения и подачи, при этом сигналы управления на электромагниты получают от блока АПМ.

Гидромоторы ГМ1 и ГМ2 получают питание от насоса образующего ИП1, который получает вращение от ДВС автомобильного шасси через коробку отбора мощности (КОМ). При увеличении нагрузки на валу гидромотора ГМ2 обороты привода начинают падать, что отслеживается гидравлическим датчиком МПД2 и по информационному каналу данные отправляются на контроллер АПМ. Датчик МПД1, установленный на ГМ1, фиксирует изменения, происходящие на выходном звене мотора ГМ1 [2;3].

Обработав сигналы от датчиков МПД1 и МПД2 и сравнив их, АПМ направляет электрический сигнал на клапан управления КУ, который формирует гидравлический сигнал управления  $P_y$  для блока регулятора мотора ГМ1. Рабочий объём увеличивается, а скорость подачи инструмента уменьшается.

При снижении нагрузки в приводе главного движения скорость подачи увеличивается. При этом стабилизируется величина подачи на один оборот инструмента и обеспечивается рациональный режим бурения по производительности и энергозатратам за счёт объёмного способа регулирования скорости подачи при стабильной подаче на оборот инструмента.

### Математическая модель гидропривода

Учитывая сложности в реализации натурного эксперимента по исследованию гидромеханической системы МБУ, для качественной оценки предложенной обобщённой структуры составлена математическая модель, описывающая поведение привода подачи инструмента от динамики привода главного движения. Следуя основным принципам формирования математической модели, с учётом особенностей сложных гидромеханических систем [4], составлена система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение привода подачи инструмента в рамках типового технологического цикла.

Механическая подсистема представлена как двухмассовая путём приведения одной части её составляющих к ведущим  $Y_1$ , а другой части – к ведомым  $Y_2$  массам для привода подачи и  $Y_3$  – к ведущим, а  $Y_4$  – к ведомым массам для привода главного движения [5]. При этом учитываются упругие свойства кинематической цепи от гидромотора ГМ1 и ГМ2 до суппорта подачи инструмента:

$$Y_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{ГМ1} - M_{C1} - M_{1-2} - M_{МПД}, \quad (1)$$

$$Y_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = M_{1-2} - F_{C2} - M_{H1}, \quad (2)$$

$$Y_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = M_{ГМ2} - M_{C3} - M_{3-4} - M_{МПД}, \quad (3)$$

$$Y_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = M_{3-4} - F_{C3} - M_{H2}. \quad (4)$$

Здесь  $Y_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}$ ,  $Y_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2}$ ,  $Y_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2}$ ,  $Y_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2}$  – динамический момент от вращающихся масс  $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4$ ;  $M_{ГМ1} = \frac{1}{2\pi} q_{ГМ1} (p_y) (p_1 - p_2)$  – крутящий момент регулируемого гидромотора ГМ1 от давления управления  $p_y$ ;  $M_{ГМ2} = \frac{1}{2\pi} q_{ГМ2} (p'_1 - p'_2)$  – крутящий момент гидромотора ГМ2;  $M_{Hi} = M_{Hi} (F_{ni})$  – крутящий момент от нагрузки, создаваемой усилием подачи  $F_n$  при бурении [6];  $M_{C1}$  и  $M_{C3}$  – крутящие моменты от сил сопротивления движению ГМ1 и ГМ2 соответственно (сухого и вязкого трения), определяемые выражениями:

$$M_{C1} = M_{T1} + M_{B1} + M_{П1} = M_{ТО1} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_1}{dt} + K_B \frac{d\varphi_1}{dt} + K_{П1} \varphi_1, \quad (5)$$

$$M_{C3} = M_{T3} + M_{B3} + M_{П3} = M_{ТО2} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_3}{dt} + K_B \frac{d\varphi_3}{dt} + K_{П3} \varphi_3; \quad (6)$$

$M_{C2}$  и  $M_{C4}$  – моменты от сил сопротивления движению ведомых масс  $Y_2$  и  $Y_4$ , определяемые выражениями:

$$M_{C2} = M_{T2} + M_{B2} + M_{П2} = M_{ТО1} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_2}{dt} + M_{BT2} \frac{d\varphi_2}{dt} + K_{П2} \varphi_2, \quad (7)$$

$$M_{C4} = M_{T4} + M_{B4} + M_{П4} = M_{ТО2} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_4}{dt} + M_{BT4} \frac{d\varphi_4}{dt} + K_{П4} \varphi_4, \quad (8)$$

$M_{1-2}$  и  $M_{3-4}$  – упругие моменты кинематической связи масс  $Y_1$ ,  $Y_2$  и  $Y_3$ ,  $Y_4$  соответственно, определяемые выражениями:

$$M_{1-2} = h_1 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + C_{\alpha 1} (\varphi_2 - \varphi_1), \quad (9)$$

$$M_{3-4} = h_2 \left( \frac{d\varphi_4}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + C_{\alpha 2} (\varphi_4 - \varphi_3); \quad (10)$$

$M_{МПД}$  – крутящий момент на валу многопараметрического датчика, Н·м;  $M_{Ti}$  – момент от сил сухого трения, Н·м;  $M_{Bi}$  – момент от сил вязкого трения, Н·м;  $M_{Pi}$  – момент сил позиционной нагрузки ГМ1 и ГМ2, Н·м;  $h_i$  – приведённый коэффициент демпфирования;  $C_{\alpha i}$  – приведённый коэффициент жёсткости;  $\frac{d\varphi_i}{dt}$  – приращение угловой координаты ГМ1 и ГМ2 во времени.

Поведение гидравлической силовой подсистемы гидропривода движения подачи описывается уравнениями баланса расходов для напорной и сливной магистралей:

$$Q_1 = Q_{ГМ1} + Q_{V1} + Q_{П1} + Q_{СЖ1} + Q_{МПД}, \quad (11)$$

$$Q_2 = Q_{ГМ1} - Q_{V2} + Q_{П1} + Q_{СЖ2}. \quad (12)$$

Поведение гидравлической силовой подсистемы гидропривода главного движения описывается уравнениями баланса расходов для напорной и сливной магистралей:

$$Q_3 = Q_{ГМ2} + Q_{V3} + Q_{П2} + Q_{СЖ3} + Q_{МПД}, \quad (13)$$

$$Q_4 = Q_{ГМ2} - Q_{V4} + Q_{П2} + Q_{СЖ4}. \quad (14)$$

Здесь

$$Q_1 = \mu_1 \pi d_1 x_{y1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)},$$

$$Q_2 = \mu_2 \pi d_2 x_{y2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)},$$

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_3 x_{y3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{H2} - p_1)},$$

$$Q_4 = \mu_4 \pi d_4 x_{y4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)}$$

– расходы через распределитель Р1 и Р2 для напорной и сливной линий соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ГМ1} = q'_{ГМ1}(\gamma) \omega_1 \frac{d\varphi_1}{dt}$  и  $Q_{ГМ2} = q'_{ГМ2} \omega_3 \frac{d\varphi_2}{dt}$  – расход на вращение вала гидромотора ГМ1 и ГМ2 соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{y1} = k_y p_1$ ,  $Q_{y2} = k_y p_2$  и  $Q_{y3} = k_y p_1'$ ,  $Q_{y4} = k_y p_4'$  – расход утечек напорной и сливной гидромагистралей для контура подачи и главного движения соответственно, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_{П1} = k_n (p_1 - p_2)$  и  $Q_{П2} = k_n (p_1' - p_2')$  – расход перетечки рабочей жидкости для контуров с ГМ1 и ГМ2 соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{сжi} = \frac{(q_i' / 2) + W_{изi}}{E_{см}} \cdot \frac{dp_i}{dt}$  – расходы на компенсацию объёмной деформации жидкости в магистралях гидродвигателей, м<sup>3</sup>/с;

$q'_{ГМ1}$  – рабочий объём гидромотора ГМ1, м<sup>3</sup>;

$Q_{МГД}$  – расход через гидромеханический датчик ГМД, м<sup>3</sup>/с;

$\mu_i$  – коэффициент расхода проточной части регулирующих устройств;

$x_{yi}$  – перемещение запорно-регулирующего элемента, м;

$p_{Н1}$  и  $p_{Н2}$  – давление в напорной гидролинии насоса Н1 и Н2 соответственно, Па;

$p_0$  – давление в сливной гидролинии, Па;

$\omega_1$  и  $\omega_3$  – скорость вала гидромотора ГМ1 и ГМ2 соответственно, рад/с;

$d_i$  – диаметр проточной части гидрораспределителей Р1 и Р2, м;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$k_y, k_n$  – коэффициенты утечки и перетечки соответственно;

$E_{см}$  – модуль объёмной упругости рабочей жидкости, учитывающий растворенный воздух, Па;

$W_{изi}$  – объём  $i$ -го участка гидролинии, м<sup>3</sup>;

$\frac{dp_i}{dt}$  – приращение давления в полостях гидромотора ГМ1 и ГМ2.

Математическое описание процессов и устройств управляющей подсистемы требует дополнительного пояснения в виде расчётной схемы, представленной на рис. 3.

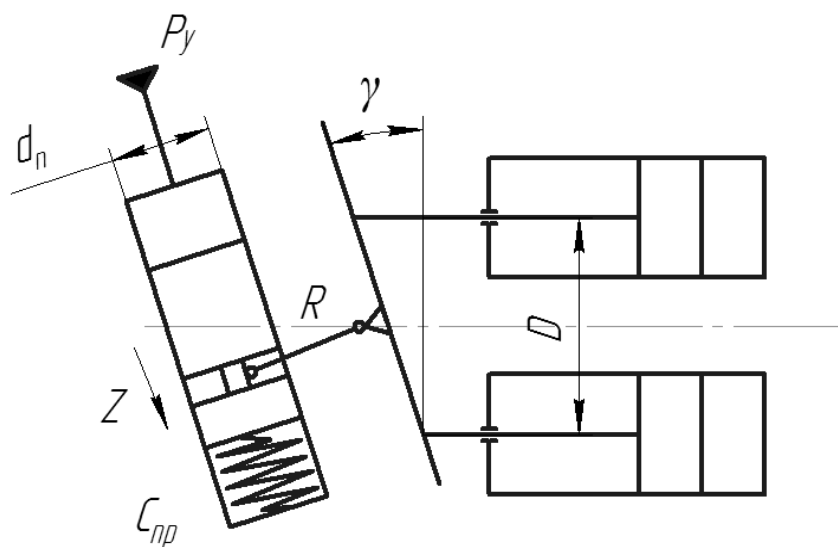


Рис. 3. Расчётная схема механизма управления  $q_{ГМ1}(\gamma)$  гидромотора ГМ1

Зависимости, учитывающие кинематику наклонного блока гидромотора подачи ГМ1, представлены системой уравнений:

$$\begin{cases} m_{\text{ГП}} \frac{d^2 z}{dt^2} + k_{\text{ВТ}} \frac{dz}{dt} + c_m (z_0 \pm z) = p_y S_{\text{ГЦ}} - F_T \text{sign} \frac{dz}{dt}, \\ q_{\text{ГМ1}} = \frac{\pi d_n^2}{2} k D \text{tg} \frac{z}{R}, \end{cases} \quad (15)$$

где  $\frac{z}{R} = \gamma$  – угол наклона блока гидромотора ГМ1, рад;  $m_{\text{ГП}}$  – приведённая масса поршня гидроцилиндра,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$ ;  $F_{\text{СТ}}$  – сила сухого трения, Н;  $S_{\text{ГЦ}}$  – площадь поршня управляющего гидроцилиндра,  $\text{м}^2$ ;  $p_y$  – давление управления гидроцилиндра, Па;  $k_{\text{ВТ}}$  – коэффициент вязкого трения;  $d_n$  – диаметр поршня гидроцилиндра управления, м;  $D$  – расстояние между поршнями гидромотора, м;  $c_m$  – приведённая жёсткость пружины, Н/м;  $z_0$  – предварительное положение поршня гидроцилиндра, м;  $z$  – перемещение поршня гидроцилиндра, м.

Решение системы уравнений математической модели осложняется нестационарностью протекающих динамических процессов и особенностями поведения рабочей жидкости [7]. Поэтому были приняты следующие допущения: утечки малы и могут быть ограничены коэффициентом утечки  $k_y$  [4]; трубопроводы короткие, гладкие, жёсткие, что позволяет не учитывать волновые процессы в потоках рабочей жидкости; динамические процессы протекают в окрестности точки нагрузочной характеристики привода, поэтому  $Q_H = \text{const}$ ,  $p_n = p_{\text{клmax}} = \text{const}$ ; рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворённый воздух, а сосредоточенный объём сжимаемой жидкости  $Q_{\text{сж}}$  считается присоединённым к рабочей полости гидродвигателя.

Построение и моделирование системы адаптивного гидропривода проводилось в несколько этапов с использованием программного пакета MatLab Simulink и подсистемы модульного программирования Simscape.

В силу сложности реализации и решения математической модели гидромеханической двухмассовой системы каждого контура она формировалась путём последовательного усложнения базовой одномассовой модели с корректировкой параметров на каждом этапе моделирования [5;8].

На начальном этапе создана математическая модель подсистемы управления (рис. 4), которая включает устройство-преобразователь гидравлического сигнала – клапан с пропорциональным управлением (Servo-ValveActuator), формирующим сигнал по давлению для включения распределителя (4-WayDirectionValve), задающего положение гидроцилиндра управления. При этом перемещение пропорционального золотника обеспечивает блок задания сигнала SignalBuilder (рис. 4).

Для источника управляющего сигнала использовалась напорная линия P1 насоса Н1, далее добавлялась подмодель механизма регулятора гидромотора ГМ1 (рис. 2), включающая гидроцилиндр управления (Servo-cylinder), кинематически связанный с наклонным диском блока поршней (рис. 4). Модель учитывает жёсткость передаточного механизма D1, упругость системы TS и приведённую массу подвижных частей гидроцилиндра M1 (рис. 4).

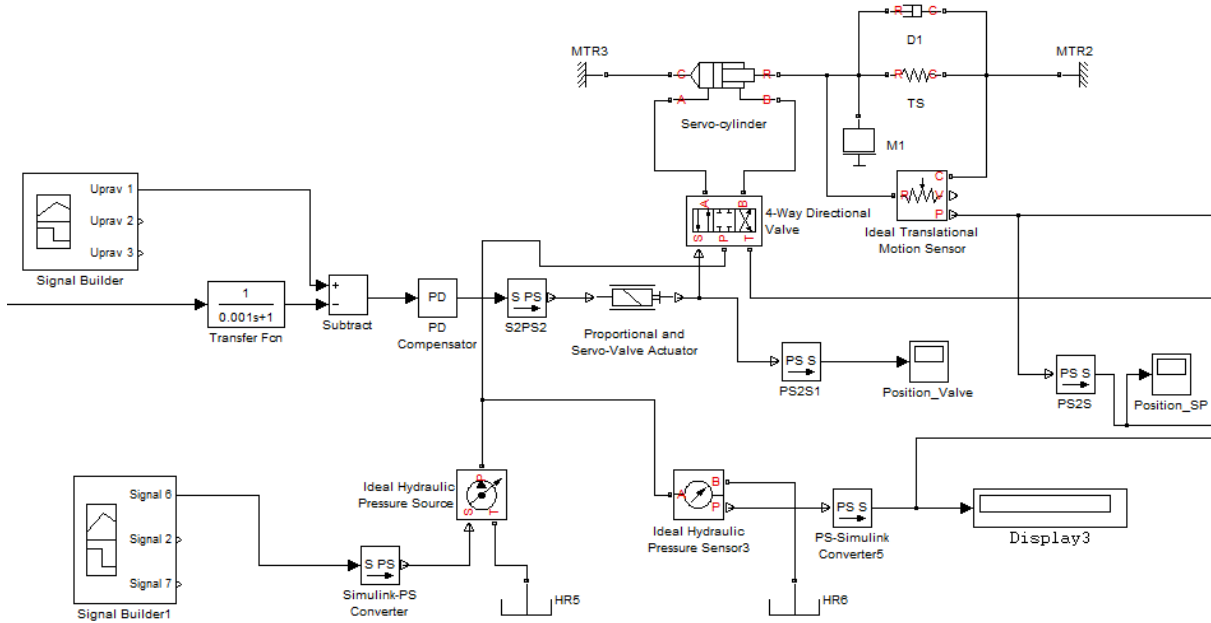


Рис. 4. Математическая модель гидросистемы регулятора ГМ2 в программе MatLab Simulink

На втором этапе создавался модуль гидростатической передачи насос Н1 – гидромотор ГМ1, обеспечивающий подачу инструмента (рис. 2). При этом в напорной гидролинии насоса Н2 для упрощения модели не вводилась подмодель реверсирующего распределителя Р2. Сопротивление на валу гидромотора задавалось при помощи блока Signal Builder, момент сил инерции – блоком с массой М1 (рис. 4).

Дополнительным модулем в математическую модель встраивалась подсистема привода главного движения инструмента, силовой контур которой образован гидромотором ГМ2 (рис. 2) и блоком Signal Builder Forces, имитирующим нагрузку по заданному закону (рис. 4). Исследовались наиболее критичные условия эксплуатации буровых машин (попадание на скальный грунт), которые характеризуются резким возрастанием нагрузки с 50 до 1450 Н (рис. 5).

Основные исходные данные, характерные для базового режима работы буровой установки [1], используемые при моделировании (табл. 1), основаны на данных технической документации предприятия-изготовителя ООО «Завод СтройНефтеМаш» и идентификации рабочих процессов при испытаниях.

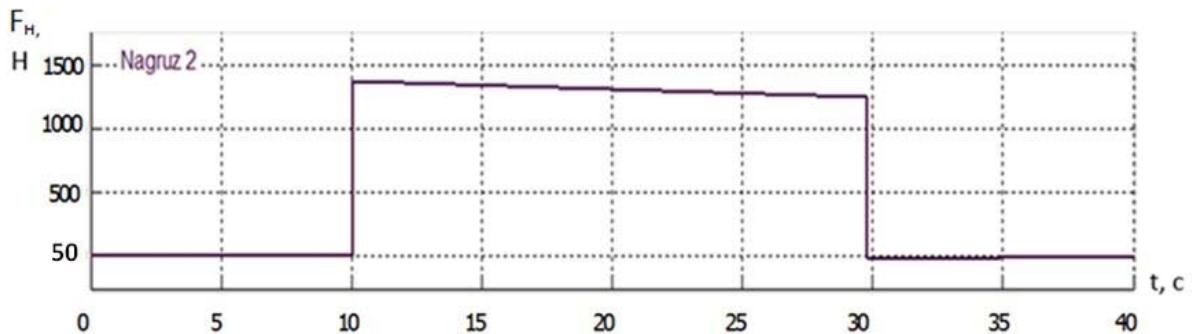


Рис. 5. График задаваемой технологической нагрузки  $F_n$  на гидромоторе ГМ2



Таблица 1. Исходные данные для моделирования гидросистемы

№ п/п	Параметры	Обозначение	Подача инструмента (ГМ1)	Обозначение	Главное движение (ГМ2)
1.	Перемещение, рад	$\varphi_1$	0- $\infty$	$\varphi_3$	0- $\infty$
2.	Скорость, рад/с	$\omega_1$	0-16	$\omega_3$	0-12
3.	Технологическая нагрузка	$M_H$	0-1800 Н·м	$F_H$	0-2,5·10 <sup>3</sup> Н
4.	Рабочий объем гидродвигателя, см <sup>3</sup>	$q_{ГМ1}$	112	$q_{ГМ2}$	160
5.	Давление на входе в гидродвигатель, Па	$p_1$	18·10 <sup>6</sup>	$p'_1$	18·10 <sup>6</sup>
6.	Давление на выходе гидродвигателя, Па	$p_2$	1,5·10 <sup>6</sup>	$p'_2$	1,5·10 <sup>6</sup>
7.	Давление в напорной линии насоса, Па	$p_{Н1}$	20·10 <sup>6</sup>	$p_{Н2}$	20·10 <sup>6</sup>
8.	Масса перемещаемого целевого механизма, кг	$m_{ЦМ}$	150		
9.	Давление в сливной гидролинии, Па	$p_0$	0,5·10 <sup>6</sup>		
10.	Давление управления, Па	$p_y$	0-3·10 <sup>6</sup>		
11.	Диаметр гидролиний, м	$d_{ли}$	0,02		
12.	Суммарная длина гидролиний, м	$\Sigma l_{л}$	8		
13.	Ход гидроцилиндра управления ГМ1, м	$z$	0,05		
14.	Диаметр поршня гидроцилиндра управления ГМ1, м	$d_n$	0,017		
15.	Расстояние между поршнями ГМ1, м	$D$	0,1		

### Результаты моделирования

Полученные в результате вычислительного эксперимента осциллограммы рабочего процесса (рис. 6) показывают, что предлагаемая динамическая система выполняет условие функционирования привода подачи инструмента, при котором выполняется его стабильная подача на один оборот. Задаваемая технологическая нагрузка  $F_T$  имитировала сопротивление грунта при бурении до 1450 Н (рис. 5). При этом наблюдалась устойчивая работа гидромотора ГМ2 как на участке разгона (0-10 с) до максимальной частоты вращения 150 об/мин, так и на участке замедления от (30-40 с) до минимальной – 60 об/мин (рис. 6) с незначительными затухающими колебаниями.

В математической модели изменение нагрузки на инструменте, характеризуемое давлением  $p_1$  (рис. 7, б) является обратной связью, на основании которой формируется уровневый сигнал управления ( $P_y = 0-3$  МПа) на гидроцилиндр наклонного блока (рис. 3), изменяя его положение  $z$  (рис. 7, з), а соответственно и частоту вращения гидродвигателя подачи ГМ1 (рис. 7, а).

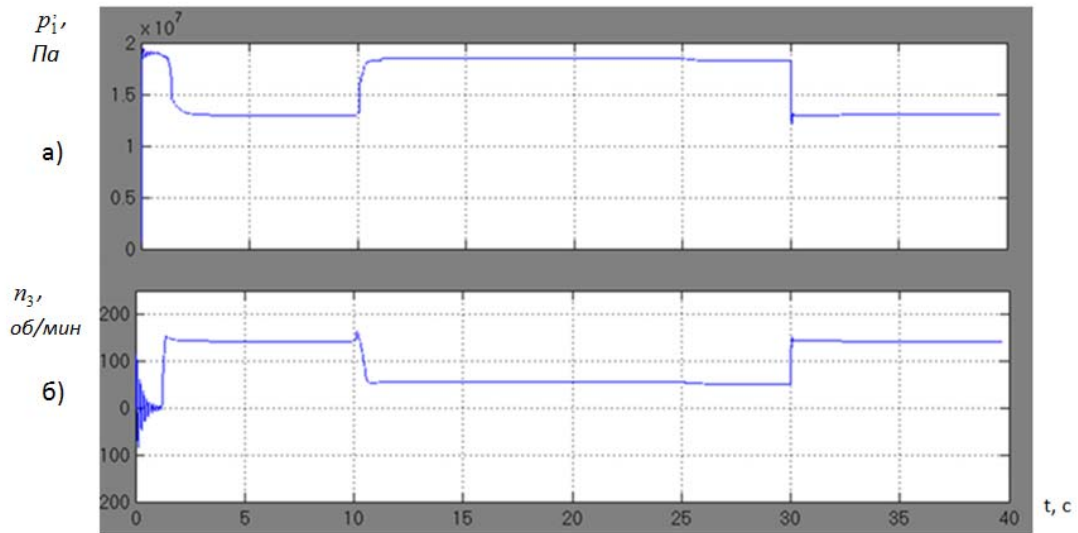


Рис. 6. Результаты вычислительного эксперимента для контура с гидромотором ГМ2 вращения инструмента:  
 а – давления в напорной гидролинии  $p_1$  от времени  $t$ ; б – частоты вращения  $n_3$  от времени  $t$

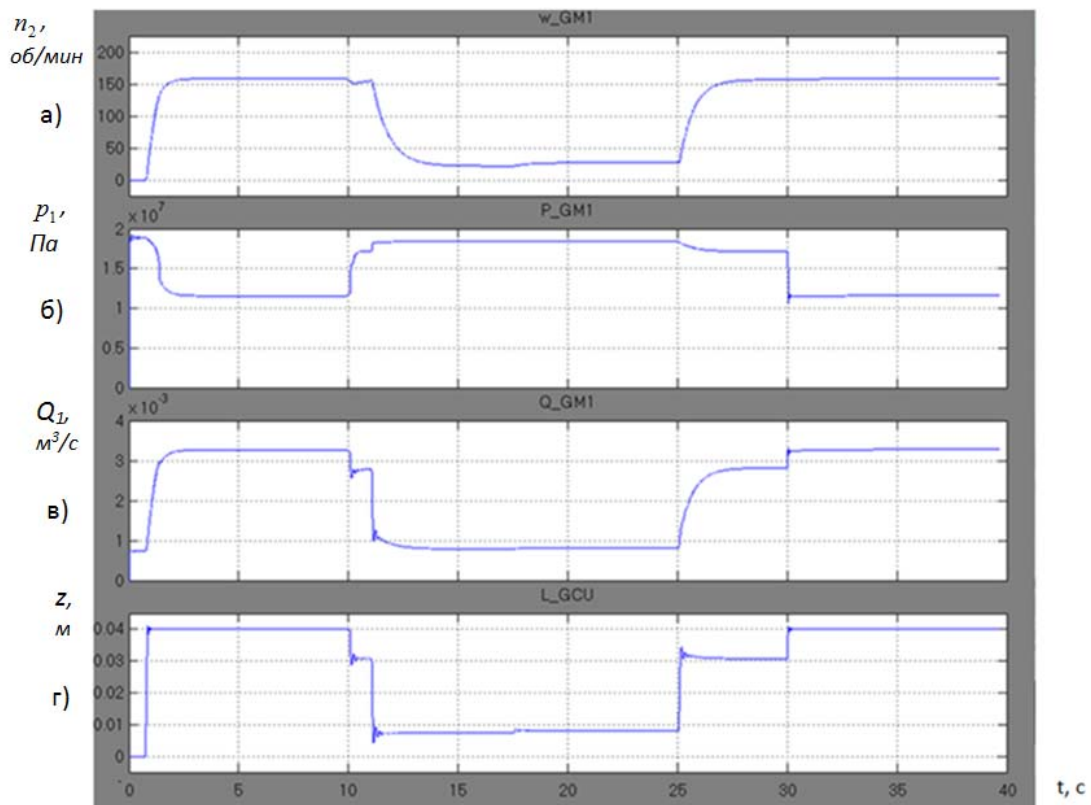


Рис. 7. Результаты вычислительного эксперимента для контура с гидромотором ГМ1 подачи инструмента:  
 а – частоты вращения  $n(t)$ ; б – давления в напорной гидролинии  $p_1(t)$ ;  
 в – расход гидромотора  $Q_1(t)$ ; г – перемещения гидроцилиндра управления  $z(t)$

Созданная математическая модель двухмассовой системы адаптивного гидропривода позволила детально исследовать рабочий цикл гидросистемы буровой установки. Результаты, представленные на рис. 6, 7, показали эффективность предлагаемого принципа адаптации привода, при котором используется дополнительный контур гидравлического управления (рис. 2), осуществляющий адаптацию частоты вращения гидродвигателя подачи ГМ1 в зависимости от нагружения гидропривода вращения инструмента.

Динамика поведения подсистемы гидропривода подачи для режимов с переменной нагрузкой  $F_n$  (рис. 5), характеризуется переходными процессами, в частности расхода  $Q_2$  гидромотора ГМ1, осциллограммы которого представлены на рис. 8.

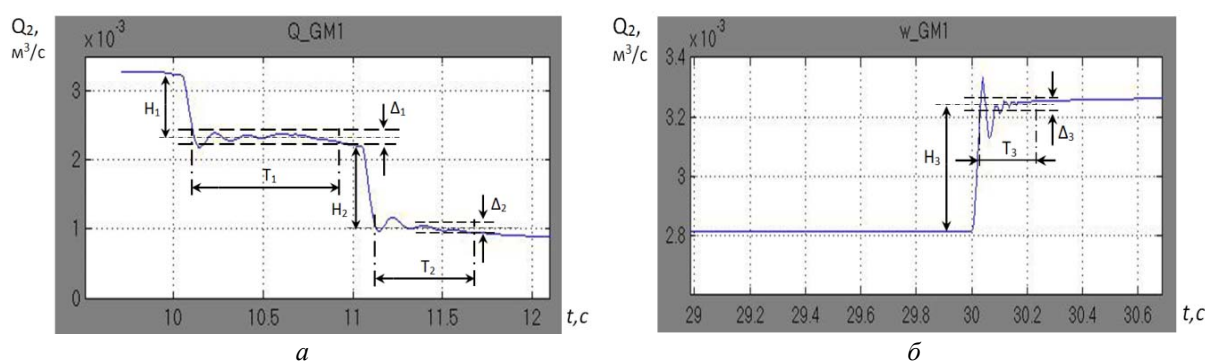


Рис. 8. Переходные процессы при изменении расхода гидромотора ГМ1 на участках: а – повышения нагрузки ( $F_n = 50-1450$  Н); б – снижения нагрузки ( $F_n = 1300-50$  Н)

Переходный процесс на рис. 8, а характеризует участок времени (9,82-12 с) при повышении нагрузки до 1450 Н. При этом расход  $Q_2$  через гидромотор ГМ1 снижается с  $3,27 \cdot 10^{-3}$  до  $0,9 \cdot 10^{-3}$  м³/с (рис. 8, а), а соответственно уменьшается и частота вращения, удерживая постоянную подачу инструмента за один оборот. Переход на меньшую частоту вращения осуществляется двухступенчато, поскольку нагрузка возрастает квазирелейно до  $F_{max}$ , система реагирует с задержкой 2,85 с (рис. 7, а). Параметры переходного процесса: время  $T_1 = 0,72$  с; максимальная динамическая ошибка  $\Delta_1 = 0,4$ ; частота колебаний  $\nu_1 = 9,7$  Гц; декремент затухания переходного процесса  $d_1 = 2,25$  – показывают, что монотонно затухающие колебания выводят на устойчивый режим работы гидромотор ГМ1 и позволяют выполнить его дальнейшую адаптацию на втором участке времени (11,13-11,72 с) (рис. 8, а). Параметры переходного процесса: время  $T_2 = 0,59$  с; максимальная динамическая ошибка  $\Delta_2 = 0,93$ ; частота колебаний  $\nu_2 = 8,4$  Гц; декремент затухания переходного процесса  $d_2 = 2,26$  свидетельствуют о быстро затухающих монотонных колебаниях и возврате к установившемуся движению ГМ1 привода подачи на протяжении рабочего цикла (10-25 с) с постоянной технологической нагрузкой (рис. 7, а).

Снижение нагрузки на ГМ2 обеспечивает дальнейшее плавное увеличение частоты вращения ГМ1 на интервале времени 25-27,5 с и выход гидромотора на стабильную подачу на участке времени 27,5-30,07 с (рис. 7, а). Затем подсистема управления (гидроцилиндр УГЦ) переводит гидромотор ГМ1 в режим максимальной частоты вращения до 155 об/мин (рис. 7, а). Параметры переходного процесса: время  $T_3 = 0,21$  с; максимальная динамическая ошибка  $\Delta_3 = 0,07$ ; частота колебаний 34 Гц; декремент

затухания переходного процесса  $d_3 = 0,82$  характеризуют плавный разгон гидромотора и выход на максимальную частоту вращения при снижении нагрузки до 50 Н – холостого хода (рис. 8, б).

### Заключение

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод, что контур гидравлического управления, использующий внутренние связи по давлению, достаточно чувствителен ( $T_1 = 0,72$  с,  $T_2 = 0,59$  с) и выполняет функцию изменения характеристик привода подачи в реальном времени, предотвращая поломку инструмента. При этом динамические характеристики удовлетворяют эксплуатационным требованиям при работе такого рода технологических машин.

### Библиографический список

1. Басарыгин Ю.М., Булатов А.И., Проселков Ю.М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. М.: Недра-Бизнесцентр, 2001. 679 с.
2. Сидоренко В.С., Ле Чунг Киен, Ракуленко С.В. Гидравлический датчик: патент РФ № 2538071; опубл. 10.01.2015; бюл. № 1.
3. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. М.: Московский государственный технический университет, 2001. 320 с.
4. Полешкин М.С., Сидоренко В.С. Математическое моделирование автоматизированного позиционного гидропривода целевых механизмов машин с контуром гидравлического управления повышенной эффективности // Инженерный вестник Дона. 2012. № 3 (21). С. 283-293.
5. Полешкин М.С., Сидоренко В.С. Нестационарные гидромеханические характеристики проточной части управляющих устройств клапанного типа // Вестник Донского государственного технического университета. 2012. Т. 12, № 6 (67). С. 93-102.
6. Сидоренко В.С., Ле Чунг Киен. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности // Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13, № 5-6 (74). С. 153-159. DOI: 10.12737/1294
7. Калинин А.Г., Левицкий А.З., Мессер А.Г., Соловьев Н.В. Практическое руководство по технологии бурения скважин на жидкие и газообразные полезные ископаемые. М.: Недра-Бизнесцентр, 2001. 450 с.
8. Ракуленко С.В., Полешкин М.С., Грищенко В.И., Сидоренко В.С. Моделирование гидравлической системы с зависимой подачей инструмента мобильной буровой установки // Сборник научных трудов IX Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития – 2016». СПб.: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2016. С. 365-375.

## DYNAMICS OF THE HYDROMECHANICAL SYSTEM OF A PRODUCTION MACHINE WITH AN ADAPTIVE TOOL-FEEDING DRIVE

© 2017

**V. S. Sidorenko** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Hydraulics, Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Thermal Processes; Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation; [v.sidorenko1942@gmail.com](mailto:v.sidorenko1942@gmail.com)

**M. S. Poleshkin** Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Hydraulics, Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Thermal Processes; Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation; [poleshkin.maks@gmail.com](mailto:poleshkin.maks@gmail.com)

**S. V. Rakulenko** Senior Lecturer of the Department of Hydraulics, Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Thermal Processes; Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation; [rakulenko84@mail.ru](mailto:rakulenko84@mail.ru)

The article investigates a hydro-mechanical system of regular feed and principal movement of a production machine (as illustrated by a mobile drilling rig). We study the behavior of a dynamic hydro-mechanical system under varying external processes of well drilling. The task of maintaining the optimal drilling process is solved by using an original design (multivariate sensor, additional hydraulic lines linking the principal movement and the tool-feeding movement). Travel time characteristics and dynamic behavior of the regular feed are provided with one power plant. A dual-mass mathematical model of a dynamic multi-mass hydro-mechanical system (MHS) is proposed in Matlab Simulink software environment. The model contains an analytical description of mechanical, hydraulic and control subsystems and is implemented by subsequent complications of the basic model starting from a single-mass linear model to a nonlinear dual-mass one with active submodels of all subsystems. The application of the model makes it possible to study the duty cycle of a multi-branch MHS, while maintaining the consistency of the results of solutions that are getting increasingly complicated.

*Adaptive hydraulic supply; hydraulic control loop; multivariate sensor; volumetric control; mathematical modeling; Matlab Simulink; numerical experiment.*

---

**Citation:** Sidorenko V.S., Poleshkin M.S., Rakulenko S.V. Dynamics of the hydromechanical system of a production machine with an adaptive tool-feeding drive. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 162-175. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-162-175

### References

1. Basarygin Yu.M., Bulatov A.I., Proselkov Yu.M. *Tekhnologiya bureniya neftyanykh i gazovykh skvazhin* [Technology of drilling oil and gas wells]. Moscow: Nedra-Biznestsentr Publ., 2001. 679 p.
2. Sidorenko V.S., Le Chung Kien, Rakulenko S.V. *Gidravlicheskiy datchik* [Hydraulic sensor assembly]. Patent RF, no. 2538071, 2015. (Publ. 10.01.2015, bull. no. 1).
3. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov: uchebnyy dlya vuzov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives: college textbook]. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2001. 320 p.
4. Poleshkin M.S., Sidorenko V.S. Mathematical modeling of an automatic positional hydraulic drive of machines with an improved-efficiency hydraulic control loop. *Engineering Journal of Don*. 2012. No. 3. P. 283-293. (In Russ.)
5. Poleshkin M.S., Sidorenko V.S. Unsteady hydromechanical specifications of valve flow operator. *Vestnik of Don State Technical University*. 2012. V. 12, no. 6 (67). P. 93-102. (In Russ.)
6. Sidorenko V.S., Le Trung Kien Simulation of linear position hydraulic drive for machine power drill feed. *Vestnik of Don State Technical University*. 2013. V. 13, no. 5-6 (74). P. 153-159. (In Russ.). DOI: 10.12737/1294

7. Kalinin A.G., Levitskiy A.Z., Messer A.G., Solov'ev N.V. *Prakticheskoe rukovodstvo po tekhnologii bureniya skvazhin na zhidkie i gazoobraznye poleznye iskopaemye* [Code of Practice on the technology of drilling wells for liquid and gaseous resources]. Moscow: Nedra-Biznescentr Publ., 2001. 450 p.

8. Rakulenko S.V., Poleshkin M.S., Grishchenko V.I., Sidorenko V.S. Modelirovanie gidravlicheskoj sistemy s zavisimoy podachey instrumenta mobil'noy burovoy ustanovki [Modeling of a hydraulic dependent tool-feed system of a mobile drilling rig] *Collection of research papers of the IX International Science and Research Conference "Hydraulic machines, hydraulic drives, hydraulic and pneumatic control systems. State of art and prospects of development – 2016"*. Saint Petersburg: Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University Publ., 2016. P. 365-375. (In Russ.)