

З.Я. ЛУРЬЕ, д-р техн. наук, профессор, НТУ «ХПИ»;
А.И. ГАСЮК, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БУРОВОГО ГИДРОПРИВОДНОГО НАСОСА САМОХОДНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН

У статті пропонується математична модель сучасного гідроприводного бурового насоса, що враховує основні нелінійності гідропрістроїв, такі як змінність коефіцієнта витрати, обмеження ходу запірно-регулюючих елементів, двофазність робочої рідини й ін., що дозволяє виконати широкий комплекс досліджень динаміки на стадії проектування.

В статье предлагается математическая модель современного гидроприводного бурового насоса, который учитывает основные нелинейности гидроустройств, такие как изменяемость коэффициента расхода, ограничение хода запорно-регулирующих элементов, двухфазность рабочей жидкости и др., что позволяет выполнить широкий комплекс исследований динамики на стадии проектирования.

In clause the mathematical model modern hydroprived the chisel pump, considering the cores of nonlinearity of hydrodevices, such as changeability of factor of the charge, restriction of a course of close-adjusting elements, two-phasal nature of a working liquid is offered, etc., allowing to execute a wide complex of researches of dynamics on a design stage.

Введение. При разработке месторождений нефти и газа, в отличии от других полезных ископаемых, огромную роль имеет процесс бурения и буровое оборудование, одной из важнейших составляющих которого является буровой насос. Буровые насосы предназначены для подачи раствора в долото и через отверстия в нем направлять раствор на забой скважины.

К буровым насосам предъявляются следующие основные требования:

- подача бурового раствора на выходе должна быть равномерной для исключения пульсаций давления, вызывающих осложнение процесса бурения, дополнительные энергетические затраты, усталостные разрушения;
- подача насоса должна быть регулируемой в пределах, обеспечивающих эффективную промывку скважины;
- допускать работу с образивомаслосодержащими промывочными растворами различной плотности, а узлы и детали, контактирующие с раствором, обладать достаточной долговечностью и быть приспособлены к удобной и быстрой замене при выходе из строя.

Настоящая статья посвящена анализу состояния создания гидроприводных буровых насосов и построению, на конкретном примере насоса, математической модели, позволяющей на стадии проектирования исследовать динамику с целью обеспечения высоких показателей качества переходных процессов разгона, выхода на установившееся движение и реверса, существенно влияющие на производительность и технический уровень нефтепромыслового оборудования.

Анализ литературных источников. В работе [2] отмечается, что прототипом гидравлического бурового насоса является паровой прямодействующий насос. Приведены описания его работы и

конструктивные особенности, управления для определения рабочего объема и габаритов. Отсутствует информация о динамических характеристиках. Автор утверждает, что будущее в этой области за гидроприводными насосами. В Украине для комплексной буровой установки НИИГидроприводом (г. Харьков) был разработан гидроприводной насос, включающий трехпоршневой гидродвигатель с клапанной коробкой, жестко связанный со штоками продуктивных гидроцилиндров. Поршни гидродвигателя связаны между собой рычагами, шатунами и коленчатым валом, шейки которого смещены под углом 120° . Это явилось существенным недостатком конструкции и ограничило его дальнейшее применение.

Работа [3] посвящена описанию гидросхемы (рис. 1) гидроприводного бурового насоса и принципу его работы. Как и отмечалось ранее такой насос состоит из двух основных узлов: приводного блока и продуктивного. Последний обведен на схеме пунктиром. Продуктивный блок может комплектоваться унифицированными стандартными устройствами и деталями, выпускаемыми промышленностью. К ним относятся штоки и поршни 14, нагнетательные и всасывающие клапаны 15 и др. Приводные гидроцилиндры 10 и насос 8 соединены по закрытому контуру циркуляции РЖ. В крайних точках движения поршней гидроцилиндров 10 при воздействии кулачка 13 на поворотный золотник гидрораспределителя 6 происходит реверсирование хода гидроцилиндра 9, а следовательно, наклонного диска аксиально-поршневого насоса (АПН) 8 и его подачи.

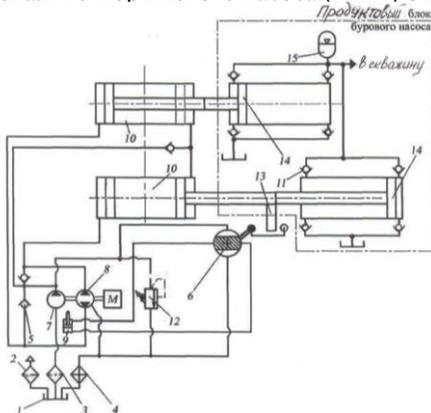


Рисунок 1 – Схема гидроприводного бурового насоса: 1 – гидробак; 2 – сапун; 3 – всасывающий фильтр; 4 – сливной фильтр; 5 – обратный клапан; 6 – гидрораспределитель; 7 – насос подпитки; 8 – насос; 9 – цилиндр реверсирования подачи; 10 – приводной гидроцилиндр; 11 – обратный клапан; 12 – предохранительный клапан; 13 – кулачок; 14 – поршень; 15 – компенсатор (гидропневмоаккумулятор)

Однако, применение (АПН) с реверсированием подачи, замкнутой циркуляции РЖ, а следовательно, неизбежности использования дополнительного насоса подпитки и устройства охлаждения РЖ, на наш взгляд, не является лучшим решением. При этом реверс подачи связан с

временем поворота золотника гидрораспределителя 6 и поворотом колчатого диска АПН с угла «+α» на «-α», что существенно влияет на быстродействие процесса реверсирования. Последнее усиливает пульсации подачи бурового раствора, что нежелательно с точки зрения процесса бурения. В статье отсутствует информация о построения математической модели, ее исследовании и динамических характеристиках предлагаемого бурового насоса, работа которого связана с неустановившимися процессами разгона, торможения и реверса.

Заводом «Большевик» (г. Киев) была создана буровая установка УБС-20 (названная также «Украина-20») [4]. В состав установки вошел буровой гидроприводной насос НБГ-50, разработанный ВНИИГидропривод (г. Харьков), схема которого изображена на рис. 2.

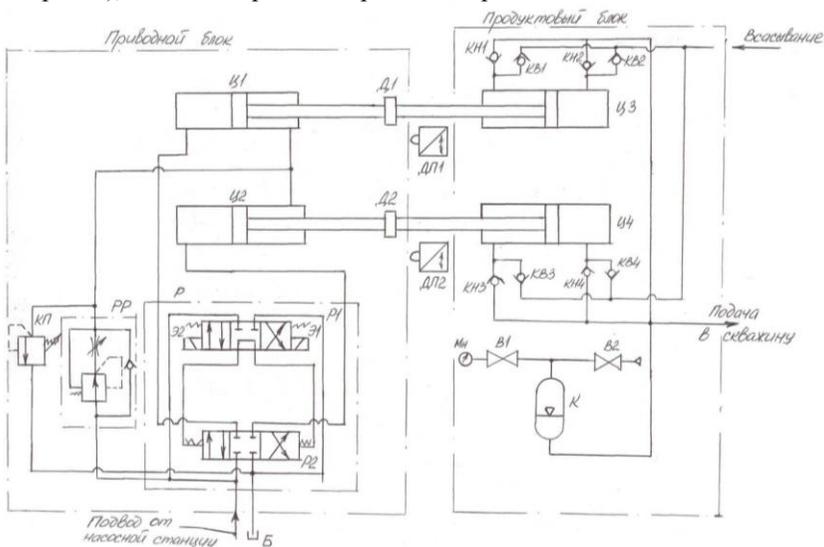


Рисунок 2 – Гидравлическая схема бурового насоса НБГ-50:

Б – гидробак насосной станции; В1, В2 – вентиль; Д1, Д2 – диск; ДН1, ДН2 – конечный выключатель (датчик); АК – компенсатор; КВ1 – КВ4 – клапан всасывания; КН1 – КН4 – клапан нагнетания; КП – клапан предохранительный; МН – манометр; Р – гидрораспределитель; РР – регулятор расхода; Ц1, Ц2 – гидроцилиндр приводного блока; Ц3, Ц4 – гидроцилиндр продуктового блока.

Насос включает следующие гидроустройства: приводного блока – два одинаковых гидроцилиндра Ц1, Ц2; гидрораспределитель Р (ступени Р1, Р2) непрямого действия с электроуправлением; регулятор расхода РР; предохранительный клапан ПК; продуктового блока – два одинаковых гидроцилиндра Ц3, Ц4; клапаны всасывания КВ1 – КВ4; клапаны нагнетания КН1 – КН4; компенсатор К; вентили В1, В2; МН – манометр.

Штоки гидроцилиндров приводного и продуктового блоков жестко связаны. К ним прикреплены диски Д1 и Д2, воздействующие при осевом перемещении на датчики ДП1 и ДП2, которые в свою очередь подают сигнал на электромагниты Э1 и Э2 первой ступени (Р1) гидрораспределителя Р. НБГ подключается к напорной и сливной магистралям насосной станции буровой установки с регулируемой подачей АПН без узла реверсирования. Для компенсации в Ц1 и Ц2 утечек предусмотрен регулятор расхода. Переключением электромагнитов Э1 и Э2 (ступени Р1 гидрораспределителя Р) от блока управления буровой установки по команде датчиков ДП1 и ДП2 осуществляется автоматический режим работы НБГ-50. При создании НБГ-50 и буровой установки не было уделено должного внимания построению математической модели насоса и исследованию его динамики.

ОАО Механический завод «Калязинский» (Россия) был переориентирован в 2002 г на производство бурового и нефтепромыслового оборудования. Последней разработкой завода является самоходная буровая установка УРБ-4, в которой механический привод бурового насоса заменен на гидроприводной. В рекламной информации [1] отмечается, что данное техническое решение не удорожает насос в целом, зато позволяет значительно снизить вес, габаритные размеры, поднять давление в продуктивном блоке, увеличить подачу бурового раствора и др. По ограниченной информации можно судить, что гидросхема бурового близка к схеме рис. 2. Отмечается, что появляется возможность создания насоса с равномерной подачей бурового раствора, т.е. отказаться от компенсатора в продуктовой магистрали и плавно управлять объемной подачей раствора от наибольшей до нуля. Из информации на сайте завода [1] осталось не ясным реализованы ли такие возможности и проводились ли теоретические и экспериментальные исследования динамики насоса.

На сайте [5] сообщается, что НПП «Оснастка» (г.Краматорск) совместно со швейцарской фирмой Saxontechnologies Sarl подготовили к производству гидроприводной буровой насос по модульному принципу, в котором повышенные эксплуатационные надежность и долговечность обеспечиваются применением особых пар трения. Насос состоит из автономных модулей мощностью 110 кВт каждый и массой 5000 кг. Например, при одном из настроечных режимов работы можно регулировать подачу модуля от 0 до 4 л/с и соответственно давление от 32 до 22 МПа. Требуемая производительность буровой установки достигается одновременным применением нескольких модулей, работающих на одну магистраль. Отмечается, что разработанный насос по эксплуатационным параметрам и надежности не уступает и даже превосходит, применяемый на морском шельфе, норвежский буровой насос фирмы Maritime Hydraulics. В настоящее время изготовлены четыре модуля, проводятся заводские испытания.

Постановка задачи. Аналитический обзор литературных источников и рекламной информации свидетельствует о современной тенденции развития гидроприводных буровых насосов (получивших аббревиатуру НБГ – насос буровой гидроприводной) благодаря ряду преимуществ относительно буровых насосов с КШМ [5]: плавно регулируется подача без остановки насоса и замены цилиндрических втулок и поршней; отсутствует пульсация; увеличен межремонтный срок эксплуатации поршней и цилиндров продуктового блока за счет оригинальной конструкции промывочного механизма и поршней; отсутствует тяжелый и дорогостоящий в ремонте КШМ; модульное построение насоса и относительно небольшая масса каждого модуля облегчает условия транспортировки и монтаж насоса и др.

НБГ представляет собой сложную, взаимосвязанную, динамичную машину, подверженную управляющим и возмущающим воздействиям, с большим числом выходных и варьируемых в процессе проектирования параметров. Однако, в публикациях отсутствуют сведения о результатах теоретических и экспериментальных исследований НБГ, в частности динамики, что свидетельствует о недостаточном внимании к этому важному этапу создания насоса. Поэтому, на наш взгляд, вопросы создания насосов, отвечающих современным требованиям, и их внедрение на буровых промыслах должны быть основаны на постановке и решении задачи улучшения динамических характеристик путем разработки математической модели, ее исследования и оптимизации параметров. Решение первого этапа поставленной задачи – разработка математической модели – выполняется на примере насоса НБГ-50, конструктивное и схемное решение которого отвечают современному направлению развития буровых насосов.

Решение. На рис. 3 показана расчетная схема НБГ-50 для режима прямого хода гидроцилиндра Ц1 на нагнетании, на основе которой строится математическое описание (МО) гидроустройств, их совокупности и рабочих процессов бурового насоса в целом.

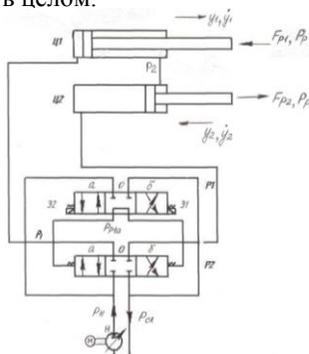


Рисунок 3 – Расчетная схема НБГ-50: Ц1, Ц2 – гидроцилиндры; P1, P2 – ступени гидрораспределителя P непрямого действия; Э1, Э2 – электромагниты ступеней P1 и P2; Н – аксиально-поршневой насос; М – приводной двигатель

Математическая модель предлагается более укрупненной, в которой должное внимание уделяется приводному блоку, а МО продуктового блока сводится к силам F_{P1} и F_{P2} сопротивления, приложенным к штокам Ц1 и Ц2.

При разработке моделей применяются следующие допущения: частота вращения двигателя М считается постоянной; пульсация подачи насосной установки и в гидролиниях в виду малости не учитывается; объемы гидролиний за время переходных процессов не изменяются; волновые процессы не учитываются в виду больших диаметров напорных и сливных магистралей и относительно невысокого быстродействия направляющей гидроаппаратуры; утечки в ступенях P1 и P2 гидрораспределителя Р не учитываются в виду их малости в сравнении с расходами в насосе; потери давления в гидролиниях не учитываются поскольку они незначительны в сравнении с потерями в местных сопротивлениях; температура и плотность РЖ принимаются постоянными равными средним значениям.

Математическая модель регулируемого аксиально-поршневого насоса при прямом ходе Ц1 на нагнетании включает следующие уравнения:

$$\text{расходов } q_{нз}(t) = q_{нз}(t) + q_{нн}(t) + q_{но}(t) + q_{p2a}(t), \quad (1)$$

$$\text{где } q_{нз} = \frac{V_{он}}{2\pi} \cdot \omega_n \cdot e - \text{геометрическая (теоретическая) подача;} \quad (2)$$

$$q_{нц}(t) = c_{нц} \cdot p_n(t) - \text{расход утечки;} \quad (3)$$

$$q_{нн}(t) = c_{нн} \cdot (p_n(t) - p_{сл}) - \text{расход перетечки;} \quad (4)$$

$$q_{но}(t) = \frac{V_{он} + V_{мн}}{2E_{сн}} \cdot p_n(t) - \text{деформационный расход,} \quad (5)$$

$$\text{где } \left. \begin{aligned} E_{сн} = k \left[p_n(t) + 1 \right] \left[\frac{-m_0 \overline{D}_1 + m_0 D_2}{k \left[p_n(t) + 1 \right] \cdot (-m_0 \overline{D}_1 + m_0 \left[p_n(t) + B \overline{D}_2 \right])} \right] \\ D_1 = \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_n(t) + B}}, D_2 = \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_n(t) + 1}} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$q_{p2a}(t)$ – расход через гидрораспределитель P2 в позиции а.

Здесь $V_{он}$, $V_{мн}$ – соответственно рабочий и «мертвый» объемы АПН; ω_n – угловая скорость вала; e – параметр регулирования; $c_{нц}$, $c_{нн}$ – соответственно коэффициенты утечки и перетечки; p_n , $p_{сл}$ – соответственно давление РЖ на выходе АПН и слива; $E_{сн}$ – объемный модуль упругости двухфазной РЖ в зоне насосной установки; k – показатель политропы; A , B – параметры РЖ, зависящие от типа масла и рабочей температуры НБГ; m_0 – содержание растворенного воздуха в относительных единицах; p_0 – начальное давление двухфазной РЖ.

В дальнейшем для упрощения записи уравнений опускаем независимый аргумент t .

Математическая модель ступени P1 распределителя P описывается уравнениями: расхода в позиции а

$$q_{P1a} = \mu_{P1} \cdot A_{щP1a} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_n - p_{P1a}| \cdot \text{sign}(p_n - p_{P1a})}; \quad (7)$$

где $A_{щP1a} = \pi \cdot d_{P1} \cdot x_{P1щ}$, $x_{P1щ} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{P1} \leq \Delta_{P1}, \\ x_{P1} - \Delta_{P1} & \text{при } x_{P1} > \Delta_{P1} \end{cases}$ – площадь щели; (8)

$$\mu_{P1} = \mu_m \frac{\sqrt{\text{Re}_{P1}}}{\sqrt{\text{Re}_{\kappa P1} + \text{Re}_{P1}}}, \quad \text{Re}_{P1} \approx \frac{2}{\pi} \frac{q_{P1a}}{d_{P1} \nu}, \quad \text{Re}_{\kappa P1} = \mu_m^2 / \kappa_\mu^2; \quad (9)$$

движения запорно-регулирующего элемента (ЗРЭ)

$$m_{P1} \cdot \ddot{x}_{P1} = F_{ЭM2} - F_{np1} - F_{mpP1} - F_{э0P1} - F_{mpeP1}, \quad (10)$$

где $F_{ЭM2} = \frac{F_{Э\max}}{i_{\max}} i$ – тяговое усилие (магнитодвижущая сила) Э2 (11)

$$F_{np1} = 2 \cdot c_{np1} \cdot x_{P1} - \text{сила центрирующих пружин}; \quad (12)$$

$$F_{mpP1} = F_{mp01} \cdot \text{sign} \dot{x}_{P1} - \text{сила «полусухого» трения}; \quad (13)$$

$$F_{э0P1} = 2 \cdot \mu_{P1}^2 \cdot \pi \cdot d_{P1} \cdot x_{P1} \cdot (p_n - p_{1a}) \cdot \cos \theta - \text{гидродинамическая сила [8]}; \quad (14)$$

$$F_{mpeP1} = \beta_{P1} \cdot \dot{x}_{P1} - \text{сила вязкого трения}. \quad (15)$$

Скорость \dot{x}_{P1} перемещения ЗРЭ может иметь конечное значение только в пределах хода ЗРЭ, т.е. $0 \leq x_{P1} \leq x_{P1\max}$. Поэтому $\dot{x}_{P1} = v_{P1}$ должна удовлетворять следующей системе неравенств

$$v_{P1} = \begin{cases} 0 & \text{при } v_{P1} > 0 \text{ и } x_{P1} = x_{P1\max}, \\ 0 & \text{при } v_{P1} < 0 \text{ и } x_{P1} = 0, \\ v_{P1} & \text{при } 0 < x_{P1} < x_{P1\max}. \end{cases} \quad (16)$$

Здесь μ_{P1} – коэффициент расхода, зависящий от числа Рейнольдса Re_{P1} ; μ_m – предельное значение коэффициента расхода при $\text{Re}_{P1} \rightarrow \infty$; $\text{Re}_{\kappa P1}$ – постоянная коэффициента коррекции, задаваемая μ_m и k_μ (начальное значение производной зависимости $\mu_{P1} = f(\text{Re}_{P1})$ при $\text{Re}_{P1} \rightarrow 0$); p_{P1a} – давление РЖ на выходе ступени P1 в позиции «а»; d_{P1} – диаметр проходного отверстия, перекрываемого ЗРЭ ступени P1; x_{P1} – перемещение ЗРЭ от начала отсчета; Δ_{P1} – значение положительного перекрытия щели; $x_{P1щ}$ – высота щели; ρ – плотность РЖ; ν – коэффициент кинематической вязкости РЖ; m_{P1} – масса ЗРЭ; $F_{Э\max}$ – максимальное значение тягового усилия электромагнита Э2; i_{\max} – максимальный ток Э2; i_2 – мгновенное значение тока Э2 при включении; C_{np1} – жесткость пружины ступени P1; F_{mp01} –

модуль «полусухого» трения при движении ЗРЭ; θ – угол между вектором скорости РЖ, проходящего через щель и осью ЗРЭ; β_{p1} – коэффициент вязкого трения; $x_{p1\max}$ – максимальное перемещение ЗРЭ.

Математическая модель ступени Р2 гидрораспределителя Р включает следующие уравнения:

в позиции а

$$q_{P2a} = \mu_{P2} A_{щP2a} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_n - p_1| \cdot \text{sign}(p_n - p_1), \quad (17)$$

$$\text{где } A_{щP2a} = \pi \cdot d_{P2} \cdot x_{P2щ}, \text{ и } x_{P2щ} = \begin{cases} 0 \text{ при } x_{P2} \leq \Delta_{P2}, \\ x_{P2} - \Delta_{P2} \text{ при } x_{P2} > \Delta_{P2} \end{cases} - \text{площадь щели,} \quad (18)$$

$$\mu_{P2} = \mu_m \frac{\sqrt{\text{Re}_{P2}}}{\sqrt{\text{Re}_{\kappa P2} + \text{Re}_{P2}}}, \text{ Re}_{P2} \approx \frac{2}{\pi} \frac{q_{P2a}}{d_{P2v}}, \text{ Re}_{\kappa P2} = \mu_m^2 / \kappa_\mu^2; \quad (19)$$

$$\text{движения ЗРЭ } m_{P2} \cdot \ddot{x}_{P2} = A_{P2} \cdot (p_{P2a} - p_{cл}) - F_{np2} - F_{mp2} - F_{mрвP2} - F_{\partial P2}, \quad (20)$$

$$\text{где } A_{P2} = \frac{\pi d_{P2}^2}{4} - \text{площадь поперечного сечения направляющей ЗРЭ,} \quad (21)$$

$$F_{np2} = 2c_{np2} \cdot x_{P2} - \text{сила центрующих пружин,} \quad (22)$$

$$F_{mp2} = F_{mp0P2} \cdot \text{sign} \dot{x}_{P2} - \text{сила «полусухого» трения,} \quad (23)$$

$$F_{mрвP2} = \beta_{P2} \cdot \dot{x}_{P2} - \text{сила вязкого трения,} \quad (24)$$

$$F_{\partial P2} = 2 \cdot \mu_{P2} \cdot \pi \cdot d_{P2} \cdot x_{P2} \cdot (p_n - p_1) \cdot \cos \theta - \text{гидродинамическая сила.} \quad (25)$$

Скорость \dot{x}_{P2} перемещения ЗРЭ имеет значение в пределах хода ЗРЭ, а именно $0 \leq x_{P2} \leq x_{P2\max}$, а скорость $\dot{x}_{P2} = v_{P2}$ должна удовлетворять системе

$$\text{неравенств } v_{P2} = \begin{cases} 0 \text{ при } v_{P2} > 0 \text{ и } x_{P2} = x_{P2\max}, \\ 0 \text{ при } v_{P2} < 0 \text{ и } x_{P2} = 0, \\ v_{P2} \text{ при } 0 < x_{P2} < x_{P2\max}. \end{cases} \quad (26)$$

Параметры, входящие в формулы (17) – (26), имеют смысловые значения аналогичные параметрам формул (7) – (16) ММ ступени Р1.

Перемещение ЗРЭ ступени Р2 осуществляется гидравлически со стороны ступени Р1 (рис.3). При этом расход управления $q_{ynP2} = A_{P2} \cdot \dot{x}_{P2}$ (27)

и из условия неразрывности потока он равен расходу q_{P1a} (7), т.е.

$$A_{P2} \cdot \dot{x}_{P2} = \mu_{P1} \cdot A_{щP1a} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_{P1a}) \cdot \text{sign}(p_n - p_{P1a}). \quad (28)$$

Выражение (28) позволяет определить давление p_{P1a} в явном виде

$$p_{P1a} = p_n - \frac{\rho \cdot A_{P2}^2 \cdot \dot{x}_{P2}^2}{\eta \mu_{P1}^2 \cdot A_{uP1a}}. \quad (29)$$

Математическая модель гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Совместный рабочий процесс Ц1 и Ц2 обусловлен гидравлической связью их штоковых полостей (рис. 2, 3). При прямом ходе Ц1 перемещается Ц3 продуктового блока, а шток Ц2 совершает обратный ход, т.е. Ц1 – положителен от начала отсчета, а Ц2 – отрицателен. Объем РЖ в штоковой полости Ц1 при прямом ходе уменьшается, а объем РЖ в штоковой полости Ц2 увеличивается. Фактически движение Ц2 и, связанным с ним Ц4 продуктового блока, осуществляется за счет гидравлической энергии, подводимой к поршневой полости Ц1. При реверсе, когда совершается прямой ход Ц2, происходит аналогичная картина в обратном порядке.

Совместная модель Ц1 и Ц2 состоит из уравнений:

расхода в поршневой полости Ц1

$$q_{цн} = A_{цн} \dot{y}_1 + \frac{V_{o.n1} + A_{цн} \cdot y_1}{E_{np.цн}} \dot{p}_1, \quad A_{цн} = \frac{\pi d_{y1.n}^2}{4}, \quad (30)$$

где $E_{np.цн} = \frac{E_{cu.n}}{1 + \frac{d_{y1.n}}{\delta_y} \frac{E_{cu.n}}{E_y}}$ – приведенный модуль упругости поршневой

полости Ц1, заполненной РЖ

(31)

$$E_{cu.n} = \kappa \left(\phi_1 + 1 \right) \left(\kappa p_1 + B \right) \frac{(-m_0 \overline{D}_3 + m_0 D_4)}{\kappa \left(\phi_1 + 1 \right) \left(-m_0 \overline{D}_3 + m_0 (\kappa p_1 + B) \overline{D}_4 \right)}$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{A p_0 + B}{A p_1 + B}}, \quad D_4 = \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}; \quad (32)$$

расхода в штоковой полости Ц1

$$q_{цш} = A_{цш} \dot{y}_1 - \frac{V_{o.ш1} - A_{цш} y_1}{E_{np.цш}} \dot{p}_1, \quad A_{цш} = \frac{\pi}{4} \left(d_{y1.n}^2 - d_{y1.ш}^2 \right), \quad (33)$$

где $E_{np.цш} = \frac{E_{cu.ш}}{1 + \frac{d_{y1.n}}{\delta_y} \frac{E_{cu.ш}}{E_y}}$ – приведенный модуль упругости штоковых

полостей Ц1 и Ц2, заполненной РЖ (34)

$$E_{cu.ш} = \kappa \left(\phi_2 + 1 \right) \left(\kappa p_2 + B \right) \frac{(-m_0 \overline{D}_5 + m_0 D_6)}{\kappa \left(\phi_2 + 1 \right) \left(-m_0 \overline{D}_5 + m_0 (\kappa p_2 + B) \overline{D}_6 \right)},$$

$$D_5 = \sqrt{\frac{A p_0 + B}{A p_2 + B}}, \quad D_6 = \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_2 + 1}}; \quad (35)$$

движения Ц1 $m_1 \cdot \ddot{y}_1 = A_{цн} \cdot p_1 - A_{цш} \cdot p_2 - F_{P1} - F_{np.ц1} - F_{npв.ц1},$

(36)

где $F_{p1} = A_{np1} \cdot p_p$, $A_{np1} = \frac{\pi d_{цз.п}^2}{4}$ – сила сопротивления, вызванная

подачей раствора из поршневой полости Ц3 в скважину (рис. 2). (37)

Для определения силы $F_{mp.ц1}$ полусухого трения, вызванной движением Ц1 и Ц3, воспользуемся рекомендацией работы [9]. Применяя ее к рассматриваемому объекту, представим силу формулой

$$F_{mp.ц1} = \frac{\pi}{1,5} \left[f_1 \left(\alpha_{ц1.п} \cdot l_{ц1.п} + d_{ц1.п} \cdot l_{ц1.п} \right) \dot{p}_1 + f_3 \left(\alpha_{ц3.п} \cdot l_{ц3.п} + d_{ц3.п} \cdot l_{ц3.п} \right) \dot{p}_p \right] \overline{\text{sign}} \dot{y}_1, \quad (38)$$

$F_{mpв.ц1} = \beta_{ц1} + \beta_{ц3} \dot{y}_1$ – сила вязкого трения, определяемая движением Ц1 и Ц3; (39)

$$\text{расхода в штоковой полости Ц2 } q_{ц2.ш} = A_{цш} \dot{y}_2 + \frac{V_{о.ш2} + A_{цш} y_2}{E_{np.цш}} \dot{p}_2; \quad (40)$$

$$\text{движения Ц2 } m_2 \cdot \ddot{y}_2 = A_{цш} \cdot p_2 - A_{цп} \cdot p_{сл} - F_{P2} - F_{mp.ц2} - F_{mpв.ц2}, \quad (41)$$

где $F_{P2} = A_{np.ш} \cdot p_p$, $A_{np.ш} = \frac{\pi}{4} \left(\alpha_{цч.ш}^2 - d_{цч.ш}^2 \right)$ – сила сопротивления, вызванная подачей раствора Ц3 штоковой полости Ц4 в скважину (рис. 2), (42)

$$F_{mp.ц2} = \frac{\pi}{1,5} \left[f_2 \left(\alpha_{ц2.п} \cdot l_{ц2.п} + d_{ц2.п} \cdot l_{ц2.п} \right) \dot{p}_2 + f_4 \left(\alpha_{ц4.п} \cdot l_{ц4.п} + d_{ц4.п} \cdot l_{ц4.п} \right) \dot{p}_p \right] \overline{\text{sign}} \dot{y}_2$$

– сила полусухого трения, вызванная движением Ц2 и Ц4, (43)

$F_{mpв.ц2} = \beta_{ц2} + \beta_{ц4} \dot{y}_2$ – сила вязкого трения, определяемая движением Ц2 и Ц4. (44)

Для определения p_2 в явном виде, что необходимо для адаптации модели к современным пакетам, решим совместно уравнения (33) и (40) при условии неразрывности потока $q_{ц1.ш} = q_{ц2.ш}$ и допущении, что $y_2 = -y_1$, $\dot{y}_2 = -\dot{y}_1$. В

результате получаем $\dot{p}_2 = \frac{2A_{цш} \cdot E_{np.цш}}{V_{о.ш1} + V_{о.ш2}} \dot{y}_1$, $p_2 = \int_0^{тк} \dot{p}_2 dt$. (45)

Для удобства моделирования целесообразно уравнения (36) и (41) разрешить относительно перемещения y_1 . При этом получаем одно выражение следующего вида

$$\alpha_{ц1} + m_2 \dot{y}_1 = A_{цп} p_1 - F_{P1} - F_{P2} - F_{mp.ц1} - F'_{mp.ц2} - F_{mpв.ц1} - F'_{mpв.ц2}, \quad (46)$$

где $F'_{mp.ц2} = -F_{mp.ц2}$ (формула (43)), $F'_{mpв.ц2} = -F_{mpв.ц2}$ (формула (44)), так как они являются функцией не \dot{y}_2 , а « $-\dot{y}_1$ ».

Здесь $d_{ц1.п} = d_{ц2.п}$, $d_{ц3.п} = d_{ц4.п}$ – диаметр поршня соответственно Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4; $d_{ц1.ш} = d_{ц2.ш}$, $d_{ц3.ш} = d_{ц4.ш}$ – диаметр штока соответственно Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4; $A_{цп}$, $A_{цш}$ – соответственно эффективная площадь поршня и штока Ц1 или Ц2; $A_{np.п}$, $A_{np.ш}$ – эффективная площадь и штока Ц3 или Ц4; $V_{о.п1}$, $V_{о.ш1}$, $V_{о.ш2}$ – соответственно начальные объемы РЖ в поршневой

полости Ц1 и штоковых полостях Ц1 и Ц2; $E_{сц.н}$, $E_{сц.ш}$ – объемный модуль упругости двухфазной РЖ соответственно в поршневой и штоковой полостях Ц1; $E_{ц}$ – модуль упругости материала Ц1 и Ц2; $\delta_{ц}$ – толщина стенки Ц1 и Ц2; $l_{ц1.н} = l_{ц2.н}$, $l_{ц3.н} = l_{ц4.н}$ – длина поршня Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4; $l_{ц1.ш} = l_{ц2.ш}$, $l_{ц3.ш} = l_{ц4.ш}$ – длина уплотнения штока Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4; $f_1 = f_2$, $f_3 = f_4$ – коэффициент трения уплотнений Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4; $\beta_{ц1} = \beta_{ц2}$, $\beta_{ц3} = \beta_{ц4}$ – коэффициент вязкого трения Ц1 и Ц2, Ц3 и Ц4; $m_1 = m_2$ – приведенная масса подвижных элементов и РЖ соответственно к оси Ц1 и Ц2.

Электрическое равновесие в цепи обмотки Э2

$$U_y = L \cdot \frac{di_2}{dt} + i_2 \cdot R + k_{нз} \cdot \frac{dx_{p1}}{dt} \quad \text{или} \quad \frac{di_2}{dt} = \frac{1}{T_L} \cdot \left(\frac{U_y - k_{нз} \cdot \frac{dx_{p1}}{dt}}{R} - i_2 \right), \quad (47)$$

где $T_L = \frac{L}{R}$ – постоянная времени, L – индуктивность, R – активное сопротивление обмотки, $k_{нз}$ – коэффициент противоЭДС.

Если разрешить уравнения (1) – (48) относительно одной из переменных ($p_n, x_{p1}, \dot{x}_{p1}, x_{p2}, \dot{x}_{p2}, y_1, \dot{y}_1, p_1, p_2$ и i_2), то получаем нелинейное дифференциальное уравнение 10 порядка. Для однозначного его решения нужно располагать 10 начальными условиями.

Выводы. Выполненный аналитический обзор литературы позволил выявить, что к современной тенденции развития буровых насосов, обладающих рядом преимуществ, следует отнести гидроприводные.

Разработанная математическая модель гидроприводного насоса, на примере НБГ-50, с учетом двухфазности РЖ, переменности коэффициента расхода в функции числа Рейнольдса, ограничений движения запорно-регулирующих элементов гидрораспределителя непрямого действия, силы «полусухого» трения с учетом геометрических параметров поршней и уплотнений штоков гидроцилиндров открывает возможность выполнить широкий комплекс исследований и на стадии проектирования определить и улучшить динамические характеристики.

Список литературы: 1. <http://www.burneft.ru/stati/stati-o-vazhnom-v-teke/mechanicheskii-zavod-kalyazinskii-obretaet-vtoryyu-zhizn.html>. 2. *Николич А.С.* Поршневые буровые насосы М.: Недра, 1973.- 180с. 3. *Булгаков С.М.* Гидроприводной буровой насос «Строительные и дорожные машины». – 2008. – №4. – С. 36 – 39. 4. ОАО НПП «Большевик». <http://www.bolshevik.net.ua>. 5. «ОСНАСТКА» НПП (ОАО), оборудование нефте- и газопромислое <http://www.milfirm.ru/fc5/firm8793.htm>. 6. *Прокофьев В.Н., Лузанова И.А.* Экспериментальное исследование упругих двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1968. – №2. – С. 87 – 93. 7. *Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колтаков Ю.Г.* Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение. – 1990. – 272с. 8. *Коробочкин Б.Л.* Динамика гидравлических систем станков. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с. 9. *Абрамов Е.И., Колисниченко К.А., Маслов В.Т.* Элементы гидропривода. – К.: Техника, 1977. – 320с.

Надійшла до редколегії 06.08.2010