

Л. У. Давлетова, А. В. Месропян, М. О. Митягина

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СВЕРЛЯЩЕГО ПЕРФОРАТОРА С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ И ЛОГИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Предложена математическая модель сверлящего перфоратора с электрогидравлической системой и логическим управлением. Приведена принципиальная гидравлическая схема сверлящего перфоратора. Рассчитаны и построены переходные процессы контура фиксации, контура подачи бура и контура перфорации: переходные процессы перемещения золотника, перемещения штока гидроцилиндра и перепада давлений в полостях гидроцилиндра. *Сверлящий перфоратор; компоновочная схема; математическая модель; модель контура фиксации; модель контура подачи бура; модель контура перфорации; переходный процесс*

В XXI веке возрастает необходимость реализации принципа рационального недропользования для действующих нефтяных месторождений как за счет наращивания работающего фонда скважин, так и за счет их разумной и грамотной эксплуатации и применения эффективных передовых технологий повышения нефтеотдачи пластов. Одним из основных способов повышения продуктивности пласта является выбор оптимального способа вторичного вскрытия скважины с использованием специализированных технических средств [1].

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Перфорация является важным элементом при строительстве скважины и ее эксплуатации, так как должна осуществлять качественную связь пласта-коллектора со скважиной. Способ перфорации обсадной колонны должен обеспечивать создание перфорационных каналов, позволяющих без осложнений длительное время и с полной отдачей эксплуатировать продуктивный пласт. От качества проведения перфорации зависит создание оптимальных режимов эксплуатации, продолжительность работы скважины, ее дебит, обводненность продукции и последующее безаварийное проведение различных геолого-технических мероприятий и технологических операций.

Широко применяемая в настоящее время кумулятивная перфорация не обеспечивает совершенной гидродинамической связи продуктивного пласта со скважиной. Это связано и с высокими ударными нагрузками, температурой, неэффективностью срабатывания зарядов, что приводит к разрушению крепления скважины, ее преждевременному обводнению [2].

В связи с этим наиболее перспективным представляется применение сверлящих перфораторов [3]. Сверлящие перфораторы вскрывают пласт точно, без ударного воздействия на элементы крепления скважины и обеспечивают получение в эксплуатационной колонне отверстий большого диаметра с чистой кромкой. Этот метод вторичного вскрытия скважины основан на высверливании отверстия в обсадной колонне, цементе и горной породе [4].

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В настоящее время широкое применение сверлящей перфорации при проведении вторичного вскрытия пластов сдерживается отсутствием комплексных теоретических и экспериментальных исследований в этой области.

Недостаточный уровень проработки вопросов, посвященных конструктивно-компоновочным схемам, обуславливает низкую производительность и высокую аварийность работ. Жесткие требования, предъявляемые к габаритным показателям скважинных перфораторов, обуславливают необходимость использования серийного и оригинального гидрооборудования высокой компактности. Влияние масштабного фактора в сочетании с широким диапазоном изменения гидростатического давления и температуры определяет сложный и неоднозначный характер физических и гидродинамических процессов, протекающих в проточной части при функционировании сверлящего перфоратора.

Отсутствие инженерных методик моделирования параметров и характеристик средств перфорации обсаженных скважин определяет актуальность и необходимость работ, посвященных проектированию сверлящих перфораторов.

С этих позиций большую значимость представляет разработка математической модели сверлящего перфоратора, что позволит оптимизировать ряд конструктивных и технических параметров элементов и систем перфоратора.

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Моделирование параметров и характеристик узлов и систем сверлящих перфораторов носит скорее экспериментальный характер, имеющиеся математические модели отличаются низкой адекватностью реальным объектам.

Для выполнения необходимых расчетов при разработке математических моделей гидродинамических процессов, сопровождающих вторичное вскрытие пласта, использовался программный комплекс Maple 12.

Компоновочная схема сверлящего перфоратора приведена на рис. 1.

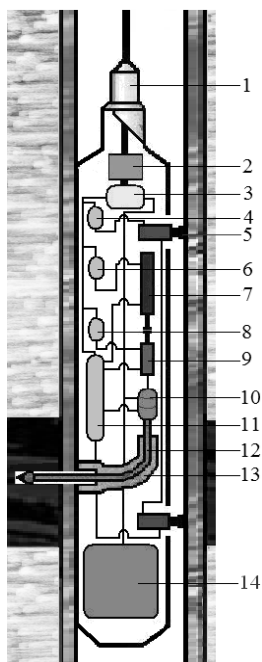


Рис. 1. Сверлящий перфоратор для вторичного вскрытия нефте- и газоносных пластов: 1 – головка; 2 – электродвигатель; 3 – насос; 4 – распределитель управления гидроцилиндрами фиксации; 5 – гидроцилиндры фиксации; 6 – распределитель управления гидроцилиндром подачи бура; 7 – гидроцилиндр подачи бура; 8 – распределитель управления гидроцилиндром перфорации; 9 – гидроцилиндр перфорации; 10 – гидромотор; 11 – бак; 12 – бур на гибком валу; 13 – криволинейная направляющая; 14 – гидроаккумулятор

Математическая модель сверлящего перфоратора включает в себя модель контура фиксации, контура подачи бура и контура перфорации

(рис. 2). Математическое моделирование осуществляется при следующих допущениях:

- используются гидрораспределители с одинаковыми гидравлическими параметрами и микрогеометрией;
- в качестве нагрузки гидроцилиндров фиксации используется гидростатическое давление в скважине;
- объемные потери в подводящих линиях в гидрораспределители и гидродвигатели малы, и ими пренебрегаем;
- усилия, преодолеваемые гидромотором, представлены в виде сумм моментов от действия, приведенных к валу гидромотора нагрузок;
- расчетная температура рабочей жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется: $T = +50^\circ \text{C} = \text{const}$;
- коэффициент расхода жидкости через гидрораспределители принимаем постоянный: $\mu = 0,72$;
- рабочая жидкость несжимаема, приведенный модуль упругости жидкости $E = \text{const}$;
- люфтами в силовой проводке исполнительных механизмов пренебречь;
- зазор между корпусом перфоратора и обсадной колонной в точке перфорации отсутствует.

Распишем все уравнения каждой модели по отдельности.

Модель контура фиксации включает в себя:

- уравнение электрической цепи для гидрораспределителя управления гидроцилиндрами фиксации:

$$U_{\text{пост}} = R_{\text{пост}} i(t) + L_{\text{пост}} \frac{di(t)}{dt} + K_{\text{пз}} \frac{dx(t)}{dt}, \quad (1)$$

где $U_{\text{пост}}$ – напряжение электрической цепи постоянного тока, В; $R_{\text{пост}}$ – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом; $i(t)$ – зависимость тока в электрической цепи от времени, А; $L_{\text{пост}}$ – индуктивность обмотки управления электромагнита, Гн; $K_{\text{пз}}$ – коэффициент противоЭДС, В·с/м; $x(t)$ – перемещение золотника, м;

- уравнение движения золотникового распределителя:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{Fi} i(t) - F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}_3}, \quad (2)$$

где m_3 – масса золотника, кг; K_{Fi} – коэффициент силы тока, Н/А; $F_{\text{пр}}$ – сила пружины, действующая на золотник, Н; $F_{\text{тр}_3}$ – сила трения в золотнике, Н.



Рис. 2. Схема математической модели сверлящего перфоратора

Здесь:

$$F_{пр} = c_{пр} \cdot x(t), \quad (3)$$

где $c_{пр}$ – жесткость пружины распределителя, Н/м.

$$F_{тр_3} = b_3 \cdot \frac{dx(t)}{dt}, \quad (4)$$

где b_3 – коэффициент, учитывающий трение в зазоре между плунжером основного золотника и гильзой.

С учетом (3) и (4) получаем:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{Fi} i(t) - c_{пр} x(t) - b_3 \frac{dx(t)}{dt}; \quad (5)$$

• уравнения баланса расходов (гидроцилиндр фиксации и распределители):

$$\mu f \sqrt{\frac{2(p_{пит} - p_1(t))}{\rho}} \text{signum}(p_{пит} - p_1(t)) = \quad (6)$$

$$= A_{пф} \frac{dy_{п}(t)}{dt} + \frac{W_{гцф}}{2E} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

$$\mu f \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_{сл})}{\rho}} \text{signum}(p_2(t) - p_{сл}) = \quad (7)$$

$$= A_{эфф} \frac{dy_{п}(t)}{dt} - \frac{W_{гцф}}{2E} \frac{dp_2(t)}{dt},$$

где μ – коэффициент расхода жидкости; f – площадь золотника в распределителях управления гидроцилиндрами фиксации и подачи бура, м²; $p_{пит}$ – давление питания рабочей жидкости гидросистемы, Па; $p_{сл}$ – давление слива рабочей жидкости гидросистемы, Па; $p_1(t)$ – давление рабочей жидкости в правой полости гидроцилиндра, Па; $p_2(t)$ – давление рабочей

жидкости в левой полости гидроцилиндра, Па; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $A_{пф}$ – площадь гидроцилиндра фиксации со стороны поршня, м²; $A_{эфф}$ – эффективная площадь гидроцилиндра фиксации, м²; $y_{п}(t)$ – перемещение поршня гидроцилиндра, м; $W_{гцф}$ – объем рабочей жидкости в камере гидроцилиндра фиксации, м³; E – приведенный модуль упругости рабочей жидкости, Па;

• уравнение движения гидроцилиндров фиксации:

$$m_{гцф} \frac{d^2 y_{п}(t)}{dt^2} = A_{эфф} (p_1(t) - p_2(t)) - R_{статф} - F_{трф}, \quad (8)$$

где $m_{гцф}$ – масса гидроцилиндра фиксации, кг; $R_{статф}$ – статическая нагрузка на гидроцилиндр фиксации, Н; $F_{трф}$ – сила трения в гидроцилиндре фиксации, Н.

Здесь

$$F_{трф} = b_{гцф} \frac{dy_{п}(t)}{dt}, \quad (9)$$

где $b_{гцф}$ – коэффициент, учитывающий трение в гидроцилиндре фиксации.

С учетом (9) получаем:

$$m_{гцф} \frac{d^2 y_{п}(t)}{dt^2} = A_{эфф} (p_1(t) - p_2(t)) - R_{статф} - b_{гцф} \frac{dy_{п}(t)}{dt}. \quad (10)$$

Модель контура подачи бура включает в себя:

- уравнение электрической цепи для гидрораспределителя управления гидроцилиндром подачи бура:

$$U_{\text{пост}} = R_{\text{пост}} i(t) + L_{\text{пост}} \frac{di(t)}{dt} + K_{\text{пз}} \frac{dx(t)}{dt}; \quad (11)$$

- уравнение движения золотникового распределителя:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{Fi} i(t) - F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}_3}. \quad (12)$$

С учетом (3) и (4) получаем:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{Fi} i(t) - c_{\text{пр}} x(t) - b_3 \frac{dx(t)}{dt}; \quad (13)$$

- уравнение баланса расходов (гидроцилиндр подачи бура и распределители):

$$\mu_f \sqrt{\frac{2(p_{\text{пит}} - p_1(t))}{\rho}} \text{signum}(p_{\text{пит}} - p_1(t)) = \quad (14)$$

$$= A_{\text{пнб}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} + \frac{W_{\text{гцнб}}}{2E} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

$$\mu_f \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_{\text{сл}})}{\rho}} \text{signum}(p_2(t) - p_{\text{сл}}) = \quad (15)$$

$$= A_{\text{эфнб}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} - \frac{W_{\text{гцнб}}}{2E} \frac{dp_2(t)}{dt},$$

где $A_{\text{пнб}}$ – площадь гидроцилиндра подачи бура со стороны поршня, м^2 ; $A_{\text{эфнб}}$ – эффективная площадь гидроцилиндра подачи бура, м^2 ; $W_{\text{гцнб}}$ – объем рабочей жидкости в камере гидроцилиндра подачи бура, м^3 .

- уравнение движения гидроцилиндра подачи бура:

$$m_{\text{гцнб}} \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = A_{\text{эфнб}} (p_1(t) - p_2(t)) - R_{\text{статнб}} - F_{\text{трнб}}, \quad (16)$$

где $m_{\text{гцнб}}$ – масса гидроцилиндра подачи бура, кг; $R_{\text{статнб}}$ – статическая нагрузка на гидроцилиндр подачи бура, Н; $F_{\text{трнб}}$ – сила трения в гидроцилиндре подачи бура, Н.

Здесь

$$F_{\text{трнб}} = b_{\text{гцнб}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt}, \quad (17)$$

где $b_{\text{гцнб}}$ – коэффициент, учитывающий трение в гидроцилиндре подачи бура.

С учетом (17) получаем:

$$m_{\text{гцнб}} \frac{d^2 y_{\text{п}}(t)}{dt^2} = A_{\text{эфнб}} (p_1(t) - p_2(t)) - R_{\text{статнб}} - b_{\text{гцнб}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt}. \quad (18)$$

Модель контура перфорации включает в себя:

- уравнение электрической цепи для гидрораспределителя управления гидроцилиндром перфорации:

$$U_{\text{пер}} \sin(\omega t) = R_{\text{пер}} i(t) + L_{\text{пер}} \frac{di(t)}{dt} + K_{\text{пз}} \frac{dx(t)}{dt}, \quad (19)$$

где $U_{\text{пер}}$ – напряжение электрической цепи переменного тока, В; $\sin(\omega t)$ – закон изменения напряжения электрической цепи переменного тока; $R_{\text{пер}}$ – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом; $L_{\text{пер}}$ – индуктивность обмотки управления электромагнита, Гн;

- уравнение движения золотникового распределителя:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{Fi} i(t) - F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}_3}. \quad (20)$$

С учетом (3) и (4) получаем:

$$m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = K_{Fi} i(t) - c_{\text{пр}} x(t) - b_3 \frac{dx(t)}{dt}; \quad (21)$$

- уравнение баланса расходов (гидроцилиндр перфорации и распределители):

$$\mu B_z x(t) \sqrt{\frac{2(p_{\text{пит}} - p_1(t))}{\rho}} \text{signum}(p_{\text{пит}} - p_1(t)) = \quad (22)$$

$$= A_{\text{эфн}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} + \frac{W_{\text{гцн}}}{2E} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

$$\mu B_z x(t) \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_{\text{сл}})}{\rho}} \text{signum}(p_2(t) - p_{\text{сл}}) = \quad (23)$$

$$= A_{\text{эфн}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} - \frac{W_{\text{гцн}}}{2E} \frac{dp_2(t)}{dt},$$

где B_z – ширина щели золотника в распределителе управления гидроцилиндром перфорации, м; $A_{\text{эфн}}$ – эффективная площадь гидроцилиндра перфорации, м^2 ; $W_{\text{гцн}}$ – объем рабочей жидкости в камере гидроцилиндра перфорации, м^3 ;

- уравнение движения гидроцилиндра перфорации:

$$m_{\text{гцн}} \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = A_{\text{эфн}} (p_1(t) - p_2(t)) - R_{\text{динн}} - F_{\text{трн}} - F_{\text{демпн}}, \quad (24)$$

где $m_{\text{гцн}}$ – масса гидроцилиндра перфорации, кг; $R_{\text{динн}}$ – динамическая нагрузка на гидроцилиндр перфорации, Н; $F_{\text{трн}}$ – сила трения в гидроцилиндре перфорации, Н; $F_{\text{демпн}}$ – сила демпфирования на гидроцилиндре перфорации, Н.

Здесь

$$F_{\text{трн}} = b_{\text{гцн}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt}, \quad (25)$$

где $b_{\text{гцн}}$ – коэффициент, учитывающий трение в гидроцилиндре перфорации.

С учетом (25) получаем:

$$m_{\text{гцн}} \frac{d^2 y_{\text{п}}(t)}{dt^2} = A_{\text{эфн}} (p_1(t) - p_2(t)) - R_{\text{динн}} - b_{\text{гцн}} \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} F_{\text{демпн}}. \quad (26)$$

На основании разработанной математической модели рассчитаны и построены переходные процессы контура фиксации, контура подачи бура и контура перфорации: переходные процессы перемещения золотника, перемещения штока гидроцилиндра и перепада давления в гидроцилиндре.

Модель контура фиксации

Контур фиксации обеспечивает фиксацию корпуса сверлящего перфоратора в обсадной колонне при помощи штоков двух гидроцилиндров фиксации, которые равномерно выдвигаются, выбирая зазор (обычно не более, чем на $0,02 \div 0,1$ м в течение $2 \div 10$ с). Выдвижением штоков гидроцилиндров фиксации управляет золотниковый гидрораспределитель с электромагнитным управлением.

На первоначальном этапе моделирования динамических характеристик необходимо рассчитать переходные процессы перемещения управляющего золотникового распределителя гидроцилиндра фиксации, перемещения штока гидроцилиндра фиксации и перепада давлений в полостях гидроцилиндра фиксации.

Результаты расчета переходных процессов исполнительных механизмов контура фиксации приведены на рис. 3, 4.

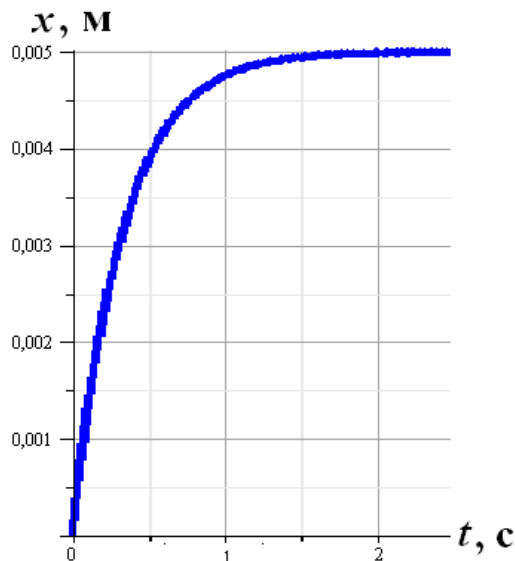


Рис. 3. Переходный процесс перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндра фиксации

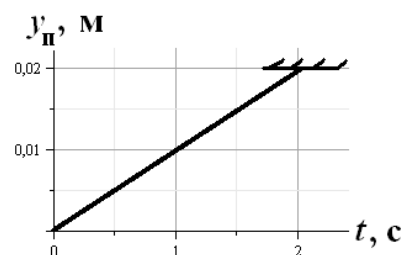


Рис. 4. Переходный процесс перемещения поршня гидроцилиндра фиксации

На рис. 5 приведены результаты расчета переходного процесса перепада давлений в полостях гидроцилиндров фиксации.

Результаты расчета модели контура фиксации показывают, что параметры и характеристики удовлетворяют техническому заданию.

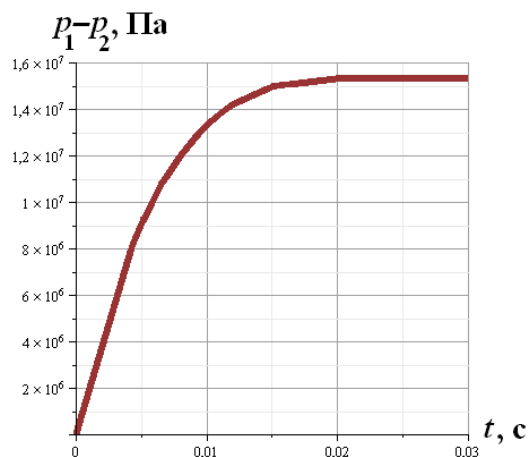


Рис. 5. Переходный процесс перепада давлений в полостях гидроцилиндров фиксации

Модель контура подачи бура

Контур подачи бура обеспечивает подачу буровой головки на гибком валу на заданную глубину перфорации (ориентировочно на 0,2÷0,5 м за 20÷120 с). Выдвижением штока гидроцилиндра подачи бура управляет золотниковый гидрораспределитель с электромагнитным управлением.

На первоначальном этапе моделирования динамических характеристик необходимо рассчитать переходные процессы перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндром подачи бура, перемещения штока гидроцилиндра подачи бура и перепада давлений в полостях гидроцилиндра подачи бура.

Результаты расчета переходных процессов исполнительных механизмов контура подачи бура приведены на рис. 6, 7.

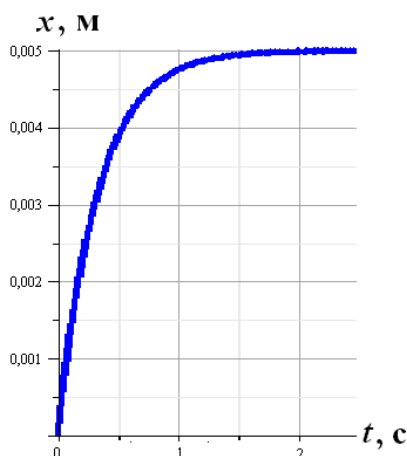


Рис. 6. Переходный процесс перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндром подачи бура

При выдвижении штока гидроцилиндра подачи бура на него действует нагрузка, переменная по своей величине, что связано с различными физическими свойствами перфорируемых слоев. Поэтому необходимо рассмотреть несколько значений нагрузки, действующей на шток гидроцилиндра подачи бура.

Анализ результатов моделирования переходных процессов перемещения штока гидроцилиндра подачи бура показывает (см. рис. 9), что на скорость перфорации существенно влияет нагрузка на выходе, определяемая, в свою очередь, физическими свойствами перфорируемых пород:

- за 23 с при статической нагрузке, равной 10000 Н,
- за 29 с при статической нагрузке, равной 11000 Н,

- за 48 с при максимально допустимой статической нагрузке, равной 12000 Н.

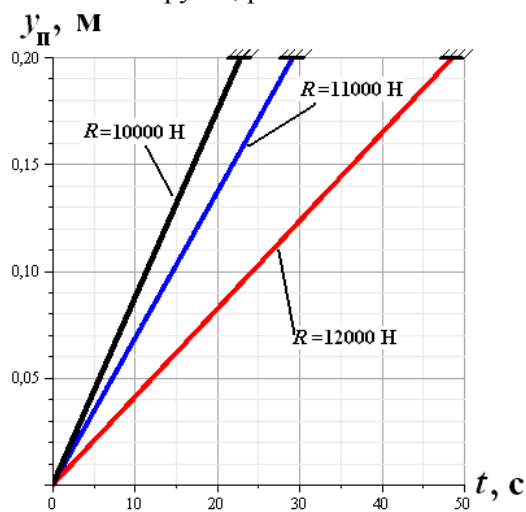


Рис. 7. Переходный процесс перемещения поршня гидроцилиндра подачи бура

На рис. 8 приведены результаты расчета переходного процесса перепада давлений в полостях гидроцилиндра подачи бура.

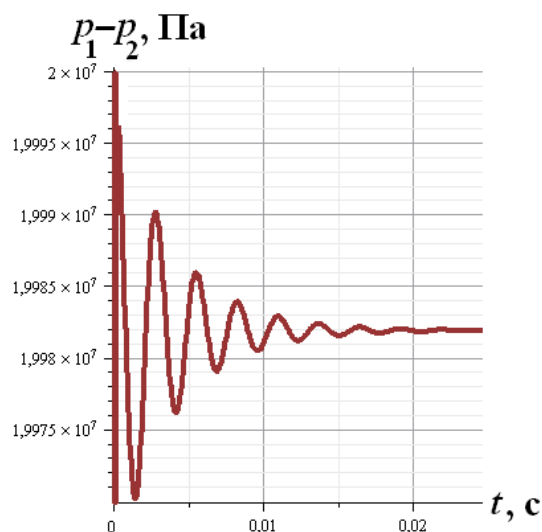


Рис. 8. Переходный процесс перепада давления в гидроцилиндре подачи бура

Результаты расчета модели контура подачи бура показывают, что параметры и характеристики удовлетворяют техническому заданию.

Модель контура перфорации

Контур перфорации осуществляет возвратно-поступательное движение бура при помощи штока гидроцилиндра перфорации. Для работы сверлящего перфоратора на точке в скважине необходимо, чтобы шток гидроцилиндра совершал возвратно-поступательное движение с заданной частотой на определенную величину

перемещения. Выдвижением штока гидроцилиндра перфорации управляет золотниковый гидрораспределитель с электромагнитным управлением.

На первоначальном этапе моделирования динамических характеристик необходимо рассчитать переходные процессы перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндром перфорации, перемещения штока гидроцилиндра перфорации и перепада давлений в полостях гидроцилиндра перфорации.

Результаты расчета переходных процессов исполнительных механизмов контура перфорации приведены на рис. 9, 10.

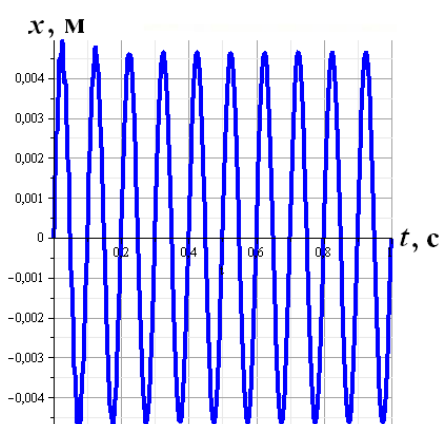


Рис. 9. Переходный процесс перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндром перфорации

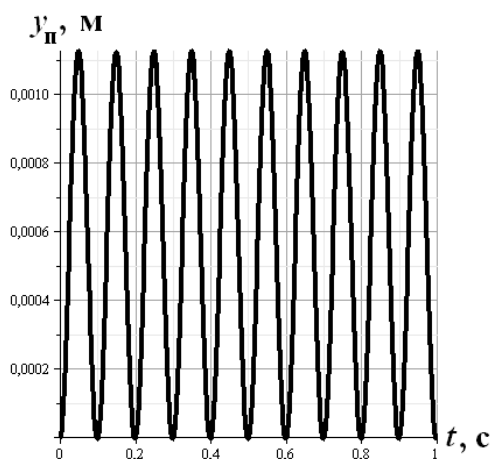


Рис. 10. Переходный процесс перемещения поршня гидроцилиндра перфорации

Результаты моделирования переходного процесса перемещения штока гидроцилиндра перфорации (рис. 10) (10 ударов/с при ходе поршня гидроцилиндра перфорации $\sim 1,25$ мм) соответствуют реальным техническим характеристикам сверлящих перфораторов, применяемых при вторичном вскрытии пластов.

На рис. 11 приведены результаты расчета переходного процесса перепада давлений в полостях гидроцилиндра перфорации.

Результаты расчета модели контура перфорации показывают, что параметры и характеристики соответствуют техническим параметрам и характеристикам сверлящих перфораторов, используемых при вторичном вскрытии нефтеносных пластов.

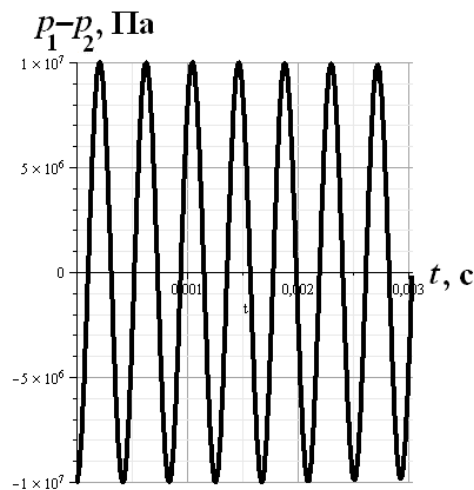


Рис. 11. Переходный процесс перепада давлений в полостях гидроцилиндра перфорации

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель сверлящего перфоратора с электрогидравлической системой и логическим управлением и смоделированы переходные процессы.

Результаты численного моделирования показывают, что параметры и характеристики перспективного сверлящего перфоратора соответствуют требованиям нормативной документации, предъявляемым к аппаратуре для проведения вторичного вскрытия нефте- и газоносных пластов.

Реализованные на ЭВМ математические модели являются открытыми и позволяют учитывать в них влияние различных внешних и внутренних факторов, оказывающих существенное воздействие на переходные процессы сверлящего перфоратора, способствуя тем самым повышению адекватности разрабатываемых математических моделей реальным объектам. Тестирование и отладка моделей позволяют также оптимизировать конструктивные параметры проектируемых сверлящих перфораторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Божко Г. И., Дуванов А. М., Фельдман Н. И.** Анализ состояния взрывных методов вторичного вскрытия и газодинамической обработки нефтегазовых пластов за рубежом // НТВ Каротажник, Тверь: АИС, 2001. Вып. 78.

2. **Назаров С. В.** Разработка технического обеспечения и методов контроля процесса гидромеханической целевой перфорации: автореф. дис. канд. тех. наук. Уфа, 2005. 24 с.

3. Открытое акционерное общество «Азимут» [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.azimut-spe.ru>.

4. Электрогидравлическая система сверлящего перфоратора для вторичного вскрытия пластов / Э. Р. Аюханова [и др.] // Молодежь и XXI век, Курск: Курск. гос. техн. ун-т, 2010. 21 с.

ОБ АВТОРАХ

Давлетова Лилия Ураловна, асп. каф. прикл. гидромех. Дипл. инженер по гидравлическ. машинам, гидроприводам и гидропневмоавтоматике (УГАТУ, 2010). Готовит канд. дис. в обл. проектирования гидравлических машин и гидропневмоагрегатов.

Месропян Арсен Владимирович, проф. той же каф. Дипл. инженер-механик (УГАТУ, 1996). Д-р техн. наук по гидромашинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления ЛА и гидрофицированных систем испытаний и вскрытия нефтеносных пластов.

Митягина Мария Олеговна, магистрант той же кафедры. Дипл. бакалавра по гидравлической, вакуумной и компрессорной технике (УГАТУ, 2010). Готовит магистерск. дис. в обл. проектирования гидроперфораторов с электрогидравлической системой для вторичного вскрытия пластов.