
УДК 004.942 : 519.876.5

В. А. Федорчук, канд. тех. наук
Ин-т проблем моделирования
в энергетике им. Г. Е. Пухова НАН Украины
(Украина, 03164, Киев, ул. Генерала Наумова, 15,
тел. (44) 4243541, E-mail: fedva@ukr.net)

Моделирование типовых распределенных звеньев механической системы буровой установки

(Статью представил д-р техн. наук А. Ф. Верлань)

Получена структурная обратимая модель распределенных нелинейных звеньев буровой установки.

Отримано структурну оборотну модель розподілених нелінійних ланок бурової установки.

К л ю ч е в ы е с л о в а: структурная обратимая модель, буровая установка, распределенные звенья.

При сооружении скважин возникает необходимость обеспечения высоких технико-экономических показателей процесса бурения. Особенно актуальной эта задача становится при сооружении глубоких и сверхглубоких скважин. Как известно, с увеличением глубины скважины значительно возрастает твердость горных пород, температура в зоне забоя, энергоемкость разрушения породы, затрудняется подвод промывочной жидкости. Все это ухудшает процесс разрушения породы, снижает долговечность бурового породоразрушающего инструмента и других узлов буровой установки.

Повысить технико-экономические показатели бурения можно улучшением динамики процесса разрушения породы при передаче механических усилий через колонну бурильных труб с поверхности к забою и в обратном направлении, что, в свою очередь, требует использования в автоматизированной системе управления компьютерных моделей элементов буровой установки [1]. Прежде всего это относится к элементам с распределенными параметрами, представляемыми в виде распределенных звеньев. В буровой установке элементом с наиболее выраженными свойствами распределения параметров является колонна бурильных труб.

Применение компьютерной модели колонны бурильных труб при автоматизированном управлении процессом бурения дает возможность решать следующие задачи:

обеспечение оптимальной нагрузки на долото посредством учета динамической составляющей при взаимодействии бурильной колонны с забоем скважины;

уменьшение времени спускоподъемных работ в результате автоматической поддержки допустимых нагрузочных параметров с учетом взаимодействия колонны с промывочной жидкостью;

уменьшение затрат энергии в результате эффективного управления режимами работы наземной системы.

Современная буровая установка является сложным комплексом разнообразного оборудования: двигателей с системами управления; механизмов для спуска, подъема и вращения инструмента; насосов для прокачки промывочной жидкости; оборудования для механизации и автоматизации спускоподъемных работ; буровой вышки для удержания талевого механизма и размещения бурильных труб [2].

Работа агрегатов бурового комплекса сопровождается интенсивными механическими колебаниями, которые вызваны частыми пусками и остановками приводных систем, изменением сил сопротивления движения бурильной колонны, колебаниями давления в насосных станциях и изменением сил сопротивления при движении промывочной жидкости в скважине. В процессе проходки скважины в бурильной колонне возникают упругие волны, которые переносят энергию колебаний и определяют динамику процесса разрушения породы. Недостаточное изучение процессов, происходящих во время бурения, пренебрежение динамическими составляющими при управлении приводят к ухудшению качества управления, а в отдельных случаях к возникновению автоколебаний и, как следствие, к аварийным ситуациям.

Следует заметить, что анализ процессов, происходящих при бурении скважины, возможен лишь при условии комплексного подхода, когда система рассматривается с учетом взаимодействия двигателей, передаточных механизмов, исполнительных элементов и несущих конструкций. При этом приходится иметь дело с моделями элементов разной физической природы, имеющих существенные отличия при их математическом описании [3, 4]. Анализ таких систем с помощью традиционных методов, когда решается система уравнений, в которую входят обыкновенные дифференциальные уравнения, уравнения в частных производных, нелинейные дифференциальные уравнения, интегральные и интегро-дифференциальные уравнения, связан с трудностями, прежде всего, вследствие отсутствия общих методов их решения.

В предлагаемом подходе осуществляется декомпозиция сложной неоднородной динамической системы на более простые структурные элементы, что дает возможность свести решение сложной задачи к решению определенного числа простых задач. Применение принципа декомпозиции позволяет представить сложную модель в виде определенной структуры из более простых блоков.

При численной реализации для каждого структурного элемента макро-модели возможен выбор наиболее эффективного метода, который определяется алгоритмом, используемым в соответствующем программном модуле. Такой подход можно назвать структурно-алгоритмическим, поскольку определенному структурному элементу ставится в соответствие алгоритм. В конечном результате применение структурного подхода дает возможность синтезировать модели сложных систем из определенного базового набора компьютерных модулей.

В настоящее время для решения очерченного круга задач можно использовать множество программных средств, например MathCAD, Mathematica, Maple, MatLAB, FemLab, WorkBench, Scilab, MAPC, ADAMS и др. Для реализации структурно-алгоритмического подхода при синтезе компьютерных моделей наиболее эффективной средой моделирования является MatLAB.

Постановка задачи. Для повышения технико-экономических показателей процесса бурения необходимо разработать эффективные модели основных звеньев буровой установки, которые могут быть использованы как на этапе проектирования оборудования, так и при создании автоматизированных систем управления. На стадии апробации моделей в качестве среды моделирования целесообразно использовать интерактивный инструментальный для моделирования, имитации и анализа динамических систем — Simulink/MatLAB. Поскольку в серийных исследовательских программах компьютерной математики, и в частности в Simulink/MatLAB, отсутствуют средства для моделирования звеньев с распределенными параметрами, а также звеньев с динамическими нелинейностями, возникает задача разработки на базе существующих библиотек макромоделей типовых распределенных и нелинейных динамических звеньев буровой установки.

На рис. 1 приведена упрощенная схема буровой установки, а на рис. 2 — ее структурная блок-схема. Оборудование буровой установки взаимодействует между собой посредством связей различного характера — механических, электрических или гидравлических.

При численной реализации моделируемых блоков буровой установки значительные трудности вызывают элементы с распределенными параметрами. В первую очередь это касается колонны бурильных труб, которая

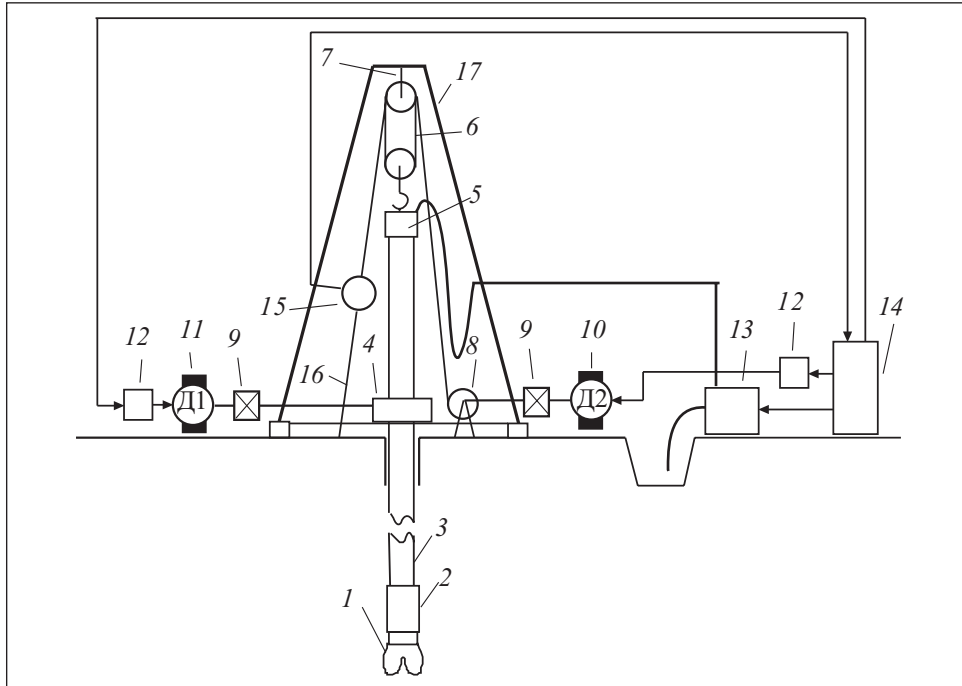


Рис. 1. Схема буровой установки: 1 — долото; 2 — забойный двигатель; 3 — колонна бурильных труб; 4 — ротор; 5 — вертлюг; 6 — талевая система; 7 — кронблок; 8 — лебедка; 9 — редуктор; 10 — электродвигатель подачи долота; 11 — электродвигатель ротора; 12 — тиристорный преобразователь; 13 — насос промывочной жидкости; 14 — система управления; 15 — датчик нагрузки; 16 — неподвижный конец талевого каната; 17 — буровая вышка

является неоднородной, поскольку она состоит из разнообразного оборудования (стальных и утяжеленных бурильных труб, центраторов, переводников, калибраторов, расширителей, шламоулавливателей и др.). Элементом с распределенными параметрами является также столб промывочной жидкости, которая подается через буровую колонну к забою. Необходимость учета динамики движения промывочной жидкости в буровой колонне вызвана тем, что промывочная жидкость при бурении забойным двигателем используется для передачи энергии к двигателю, а управление вращательным моментом на долоте осуществляется через гидравлическую связь.

Колонну бурильных труб, с учетом ряда предположений, можно считать упругим стержнем с распределенной массой, упругостью и вязким трением. К нижнему концу колонны приложена осевая реакция забоя и реакция долота, а по длине — распределенные силы веса, вязкого трения,



Рис. 2. Структурная блок-схема буровой установки

инерции. В буровой колонне присутствуют три вида деформации — кручения, изгиба и растяжения-сжатия.

Деформация кручения влияет на динамику вращательного движения долота. При этом на долото действует продольная сила со стороны буровой колонны, которая, в свою очередь, зависит от динамики продольного движения колонны. Для поддержки оптимальной нагрузки на долото необходимо учитывать также деформации растяжения-сжатия в элементах колонны. Определенные искажения в расчеты продольного и вращательного движения вносит деформация изгиба. Так, при действии вращательного момента и силы сжатия участок колонны деформируется в виде пространственной спирали ограниченной стенками буровой скважины. Однако для многих задач, в частности при использовании забойных двигателей, достаточно учитывать в модели две взаимосвязанные характеристики — динамику вращательного и поступательного движения. Связь параметров, характеризующих поступательное и вращательное дви-

жение, осуществляется посредством модели, описывающей взаимодействие «порода — долото — колонна». Если используется шарошечное долото, то при его вращении, в результате перекачивания шарошек по забою возникают продольные колебания корпуса долота, которые передаются буровой колонне, а зубцы шарошки, вследствие ударного взаимодействия с породой, вызывают ее разрушение.

Таким образом, для получения полноценных результатов моделирования необходимо учитывать взаимодействие породы, шарошечного долота, забойного двигателя и колонны буровых труб.

Построение математической модели. Рассмотрим способы математического описания динамики продольного и вращательного движения колонны буровых труб. Скорость смещения $V(x, t)$ сечений колонны, вызванная действием погонной внешней силы $F(x, t)$ описывается дифференциальным уравнением в частных производных

$$m(x) \frac{\partial^2 V(x, t)}{\partial t^2} + h(x) \frac{\partial V(x, t)}{\partial t} - k \frac{\partial^2 V(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial F(x, t)}{\partial t} - \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \quad (1)$$

с граничными и начальными условиями соответственно

$$\frac{\partial V(l, t)}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial V(0, t)}{\partial x} = 0;$$

и

$$\frac{\partial V(x, 0)}{\partial t} = 0, \quad V(x, 0) = 0,$$

где $m(x)$ и $h(x)$ — погонная масса и погонный коэффициент сопротивления колонны; k — коэффициент упругости; $F(x, t)$ — погонная внешняя сила; $T(x, t)$ — погонная сила тяжести; $V(x, t)$ — скорость движения сечения колонны.

Для описания динамики вращательного движения колонны используем уравнение

$$J \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial t^2} + \tau \frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} - GJ_p \frac{\partial^2 \omega(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial M(x, t)}{\partial t} \quad (2)$$

с граничными и начальными условиями соответственно

$$\frac{\partial \omega(l, t)}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \omega(0, t)}{\partial x} = 0;$$

и

$$\frac{\partial \omega(x, 0)}{\partial t} = 0, \quad \omega(x, 0) = 0,$$

где ω — частота вращения колонны; J — момент инерции; G — модуль сдвига; M — момент кручения; τ — коэффициент сопротивления вращательного движения; J_p — полярный момент инерции.

Однако, если колонна бурильных труб неоднородная, а также при нелинейной постановке задачи, применение подхода, при котором решается исходная система дифференциальных уравнений в частных производных, неэффективно.

Используем структурные модели в виде многомассовых систем с сосредоточенными массами. Применяв метод прямых к уравнениям (1) и (2), получим две системы из n дифференциальных уравнений каждая:

$$m_i \frac{\partial^2 V_i}{\partial t^2} + h_i \frac{\partial V_i}{\partial t} - k_i (V_{i-1} - 2V_i + V_{i+1}) = \frac{\partial F_i}{\partial t} - \frac{\partial T_i}{\partial t}, \quad i=1, 2, \dots, n; \quad (3)$$

$$J_i \frac{\partial^2 \omega_i}{\partial t^2} + \tau_i \frac{\partial \omega_i}{\partial t} - GJ_{pi} (\omega_{i-1} - 2\omega_i + \omega_{i+1}) = M_i, \quad i=1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

где V_i — скорость движения i -го элемента; F_i и T_i — внешняя сила и сила тяжести, действующие на i -й элемент; h_i и k_i — коэффициент сопротивления и коэффициент упругости для i -го элемента; ω_i — частота вращения i -го элемента колонны; M_i — момент кручения, действующий на i -й элемент; τ_i — коэффициент сопротивления вращательному движению i -го элемента колонны; J_{pi} — полярный момент инерции i -го элемента колонны.

После интегрирования систем уравнений (3) и (4) получим

$$m_i \frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2} + h_i \frac{\partial x_i}{\partial t} - k (x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) = F_i - T_i, \quad i=1, 2, \dots, n; \quad (5)$$

$$J_i \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial t^2} + \tau_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial t} - GJ_{pi} (\varphi_{i-1} - 2\varphi_i + \varphi_{i+1}) = M_i, \quad i=1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где x_i и φ_i — координата и угол сдвига i -го элемента.

Полученная модель в виде системы дифференциальных уравнений позволяет провести декомпозицию исходной модели по переменным x и φ на n звеньев. Если проводить декомпозицию дальше на уровне полученных звеньев, то целесообразно выделить в ее структуре величины, имеющие физический смысл. Это даст возможность реализовать динамические нелинейные зависимости через статические (например, использование нелинейной зависимости в виде петли гистерезиса позволяет воссоздать в структурной модели эффект потери части энергии при пластической деформации вследствие внутреннего трения).

После эквивалентных преобразований для реализации i -х дифференциальных уравнений систем (5) и (6) получим структурное звено в виде

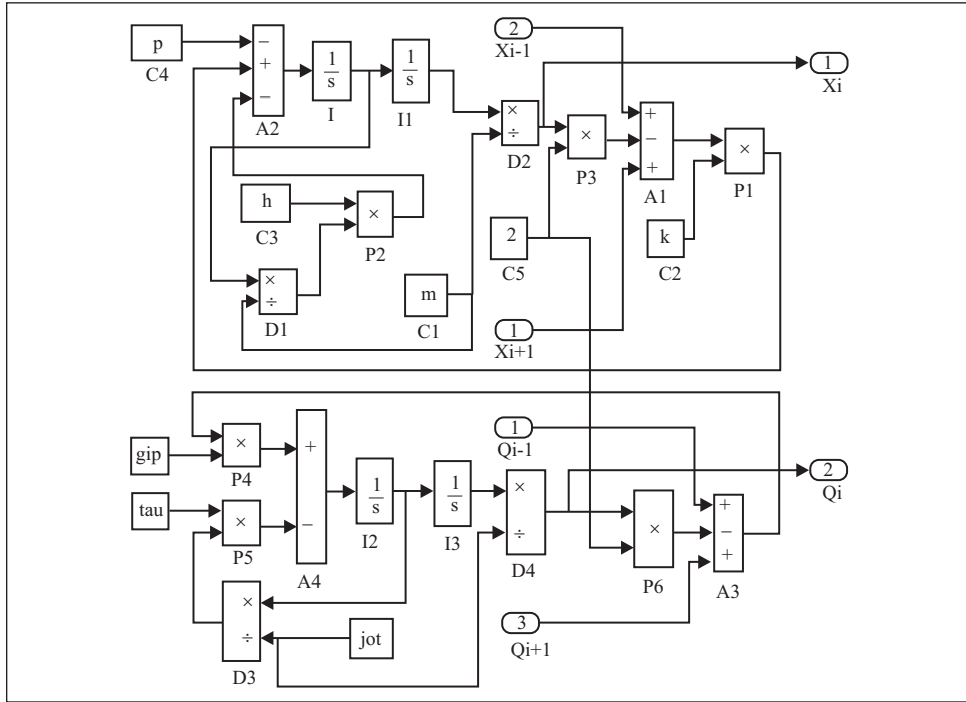


Рис. 3. Структурная схема звена для моделирования участка колонны с сосредоточенной массой при поступательном и вращательном движениях

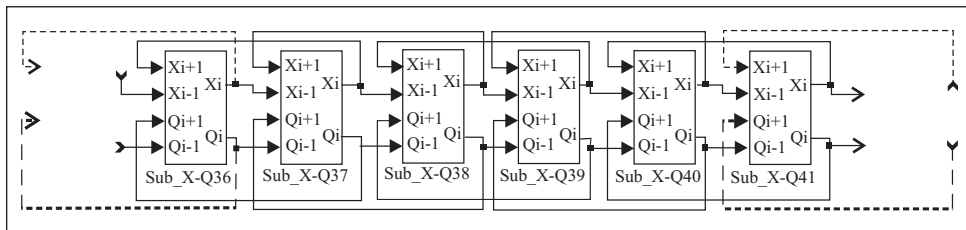


Рис. 4. Структурная схема участка колонны при аппроксимации сосредоточенными массами

подсистемы simulink-модели (рис. 3). Полученная подсистема является основой для синтеза структурной компьютерной модели, реализующей системы уравнений (5), (6). Соединение подсистем осуществляется в соответствии со связями между параметрами в системах дифференциальных уравнений (рис. 4).

Синтезированная таким образом структурная модель буровой колонны имеет ряд важных свойств. Во-первых, дискретизация колонны на звенья с сосредоточенными массами дает возможность для каждого звена

проводить уточнение модели, учитывая определенные особенности на участках колонны, в том числе и нелинейные зависимости (например, изменение температуры с увеличением глубины, а также других параметров модели, зависящих от температуры). Во-вторых, вследствие организации прямых и обратных связей между звеньями модель имеет свойство обратимости, что дает возможность осуществлять входные воздействия и получать результаты на уровне любого структурного звена модели.

При построении модели бурильной колонны предположим, что она однородная на конечном числе участков ненулевой длины. Тогда в пределах одного такого участка будем иметь неизменные параметры. Рассмотрим некоторые из них.

Момент инерции участка колонны погонной массы m и длины l находим из выражения

$$J = \frac{ml(R^2 + r^2)}{2},$$

где R и r — внешний и внутренний радиусы колонны.

Полярный момент инерции участка колонны вычисляем по формуле

$$J_p = \frac{\pi d^4 \left(1 - \left(\frac{r}{R} \right)^4 \right)}{32},$$

где d — внешний диаметр колонны.

Момент сопротивления, вызванный силами вязкости при вращательном движении колонны в промывочной жидкости, вычисляем по формуле Маргулеса:

$$\tau = \frac{4\pi\eta h \varepsilon^2}{(\varepsilon^2 - 1) r_T} \omega, \quad \varepsilon = \frac{R_c}{r_T},$$

где η — коэффициент вязкости для промывочной жидкости; h — длина участка колонны; R_c — радиус скважины; r_T — внешний радиус сечения бурильной трубы.

Важный момент в процессе построения компьютерной модели бурильной колонны — воспроизведение взаимодействия долота с забоем. При вращении шарошечного долота происходит сложный процесс перекачивания зубцов венца шарошки по забою и их вдавливание в породу, вызывающее ее разрушение. На рис. 5 схематически показан одноразовый акт перекачивания зубца конической шарошки вокруг мгновенного центра вращения B_1 (B_2). Вследствие этого ось шарошки перемещается из точки

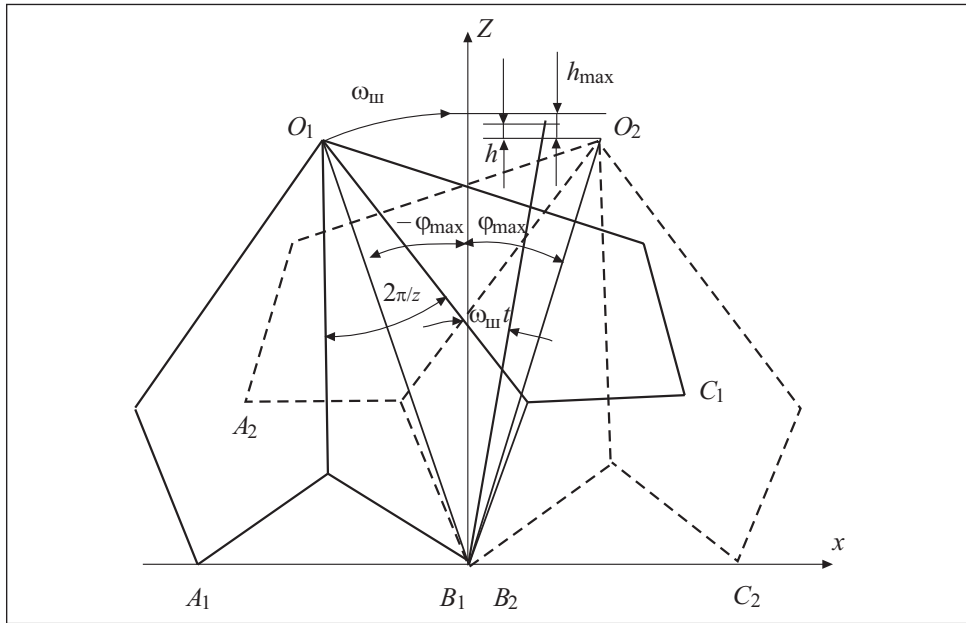


Рис. 5. Схема поворота периферийного венца шарошки вокруг мгновенного центра вращения

O_1 в точку O_2 , а корпус долота смещается в вертикальном направлении на величину

$$h = r_B \left(\cos \left(\frac{\pi}{z} - \omega_{ш} t \right) - \cos \frac{\pi}{z} \right) \sin \beta,$$

где $\omega_{ш}$ — угловая скорость вращения шарошки; r_B — радиус периферийного венца шарошки; z — число зубцов шарошки; β — угол между осью долота и осью шарошки.

При повороте шарошки на угол $\varphi = \omega_{ш} t$ возникает момент силы, приложенный к оси шарошки,

$$M_{ш} = r_B P \operatorname{tg} \left(\varphi_{ш} - \frac{\pi}{z} \right),$$

где P — сила, действующая на долото со стороны бурильной колонны. В положении $\varphi = 0$ момент силы $M_{ш}$ изменяет знак, т.е. на промежутке $[-\varphi_{\max}, 0]$ момент силы противодействует вращательному движению долота, а на промежутке $[0, \varphi_{\max}]$ ускоряет его.

Особенностью процесса перекачивания шарошки является тот факт, что время t и угол $\varphi = \omega_{ш} t$ находятся в промежутках соответственно

$0 \leq t \leq T_1$ и $0 \leq \omega_{\text{ш}} t \leq \frac{2\pi}{z}$, где T_1 —

время перекачивания шарошки с зубца на зубец. Параметры h , T_1 определяют исходя из допущений, что все шарошки долота синхронно перекатываются по забою, т.е. одновременно контактируют с ним то одним, то двумя зубцами. В момент перескока с одного опорного зубца шарошки на другой скорость почти мгновенно изменяется от максимального отрицательного значения к максимальному положительному значению. В этот момент осевое ускорение теоретически стремится к бесконечности, а на практике, учитывая деформации элементов, имеет очень большое численное значение.

При исследовании взаимодействия зубца шарошки с породой используется функциональная зависимость силы сопротивления породы P_z , вызванная вдавливанием зубца на глубину δ . На рис. 6 приведен линеаризованный график такой зависимости, имеющий четыре участка, которые характеризуют разные стадии взаимодействия: упругая деформация (отрезок OA); пластическая деформация (отрезок AB); разрушение (отрезок BC или BC_1); снятие нагрузки (отрезок CD или C_1D). При достижении участка пластической деформации или разрушения зубец шарошки оставляет в породе углубление, вследствие чего колонна теряет часть своей потенциальной энергии.

Для воспроизведения зависимостей, связанных с передачей вращательного движения долота шарошкам, а также взаимодействия зубцов с породой, используем подсистему, схема которой изображена на рис. 7. Полагаем, что при полном обороте долота происходит равномерное разрушение породы без образования забойной рейки.

Используем полученные структурные элементы для построения модели буровой колонны с учетом ее продольного и вращательного движения и взаимодействия долота с забоем. Управляющими воздействиями будем считать силу, приложенную со стороны лебедки через талевую систему, и момент силы со стороны роторного стола или забойного двигателя. При этом будем учитывать: неоднородность буровой колонны

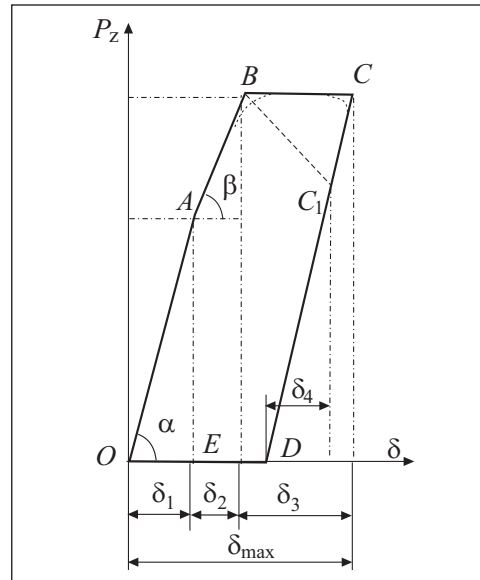


Рис. 6. Линеаризованный график упруго-пластической деформации породы

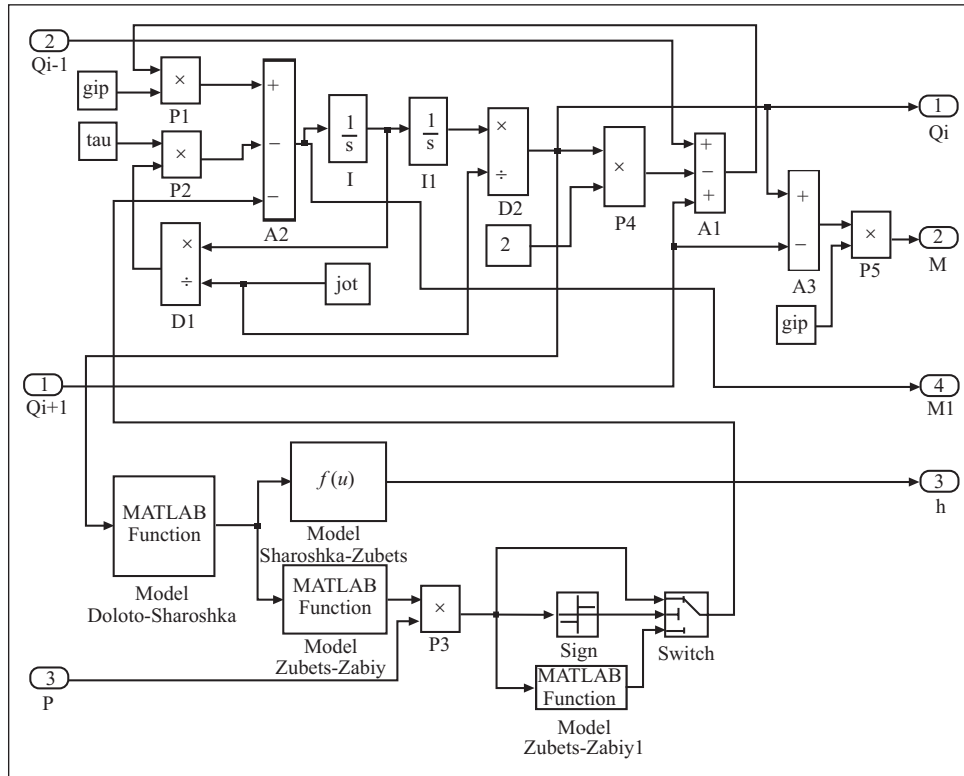


Рис. 7. Модуль воспроизведения взаимодействия долота с породой

вследствие использования разнотипных труб (стальные бурильные трубы (СБТ), утяжеленные бурильные трубы (УБТ)); деформацию буровой вышки при нагрузке и ее инертность; силы сопротивления, вызванные взаимодействием промывочной жидкости со стенками колонны; выталкивающую силу и инерцию столба промывочной жидкости; силы сопротивления при взаимодействии долота с породой.

Исходные параметры модели механической части буровой установки следующие [2, 5].

Длина свечи (три СБТ).....	36,6 м
Диаметр СБТ	
внешний.....	127 мм
внутренний.....	113 мм
Длина УБТ.....	12 м
Диаметр УБТ	
внешний.....	178 мм
внутренний.....	88 мм

Коэффициент сопротивления относительно продольной скорости свечи	920 Н · с/м
Плотность вещества трубы.....	7990 кг/м ³
Масса свечи СБТ.....	771,71 кг
Масса УБТ.....	1802,8 кг
Модуль Юнга для материала трубы.....	$2,06 \cdot 10^{11}$ Н/м ²
Плотность промывочной жидкости.....	1150 кг/м ³
Коэффициент жесткости	
для свечи из СБТ.....	$1,5141 \cdot 10^7$ Н/м
для свечи из УБТ.....	$3,2904 \cdot 10^8$ Н/м
Масса вышки.....	$1,5 \text{ E} \cdot 10^4$ кг
Масса промывочной жидкости.....	$6,8271 \cdot 10^3$
Коэффициент жесткости вышки.....	$1,02 \text{ E} \cdot 10^8$ Н/м
Скорость упругой деформации материала трубы.....	$5,1267 \cdot 10^3$ м/с
Модуль упругости при сдвиге.....	$8 \cdot 10^{10}$ н/м ²
Погонный момент инерции СБТ.....	11,8628 кг · м
Полярный момент инерции СБТ.....	$9,5325 \cdot 10^{-6}$ м ⁴
Погонный момент инерции УБТ.....	64,7377 кг · м
Полярный момент инерции УБТ.....	$9,2668 \cdot 10^{-5}$ м ⁴
Коэффициент вязкости промывочной жидкости.....	0,014 Па · с
Диаметр долота.....	190 мм
Диаметр шарошек.....	120 мм
Число зубцов шарошки.....	24
Угол между осью долота и шарошки.....	52 °

Колонну бурильных труб целесообразно представлять в виде многомассовой системы с числом масс, соответствующим числу бурильных свечей. По мере наращивания колонны будет увеличиваться число модулей модели. Структурная simulink-модель изображена на рис. 8. Она состоит из 65-ти однотипных звеньев (начиная со второй), которые выполнены в виде подсистемы (см. рис. 3). В модель входят звенья для воспроизведения динамики буровой вышки, забойного двигателя, инерции промывочной жидкости в скважине, взаимодействия долота с породой, а также модули для генерации входных воздействий, регистрации и отображения результатов.

С помощью построенной модели была проведена серия вычислительных экспериментов. На рис. 9 представлены результаты моделирования взаимодействия шарошечного долота с дном скважины. Колонна в начальный момент времени находилась в подвешенном состоянии в промывочной жидкости на высоте 0,42 м от дна скважины. Для спуска колонны было уменьшено усилие на крюке талевого системы на 720 кгс. В момент времени 7,5 с произошел контакт шарошек долота с дном скважины. График воспроизводит сложный характер колебаний долота, вызванный в первую очередь изменениями динамического усилия со стороны колонны на долото, а также силами, возникающими во время перекачивания ша-

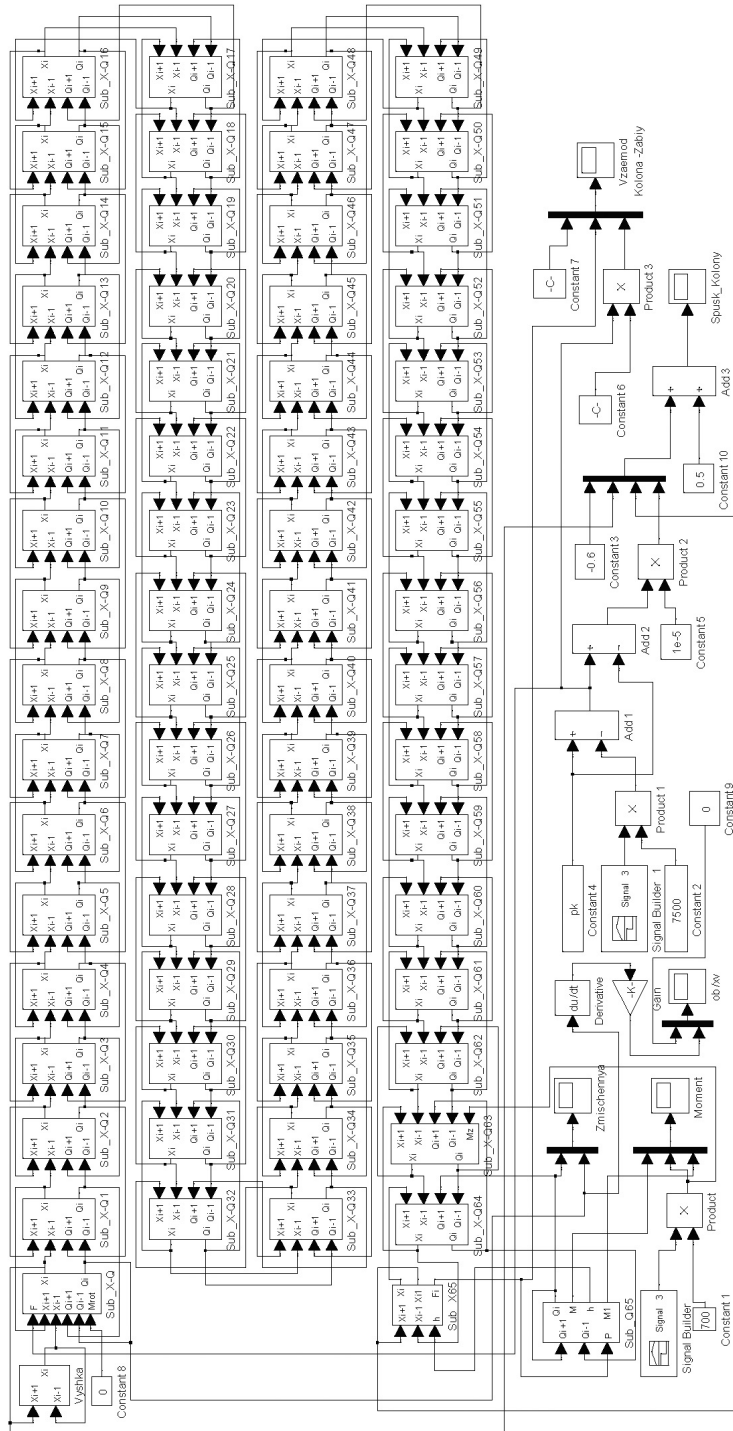


Рис. 8. Структурная модель механической распределенной части буровой установки

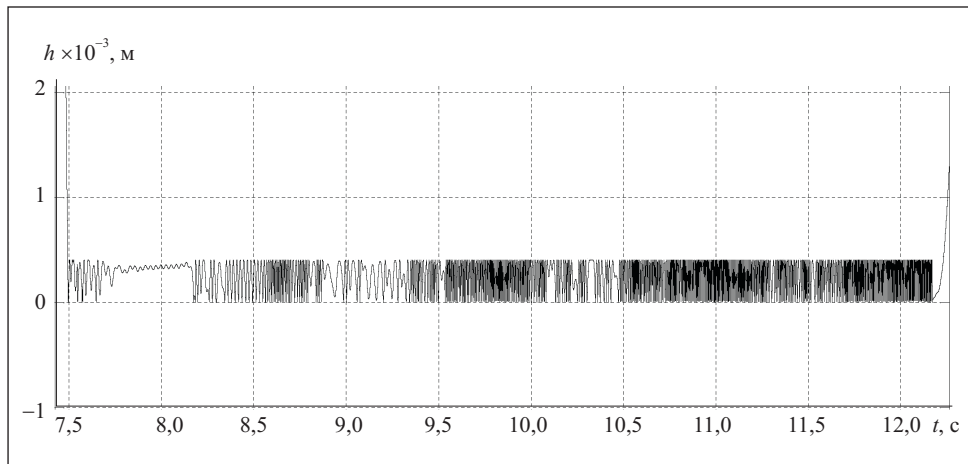


Рис. 9. График колебаний корпуса долота

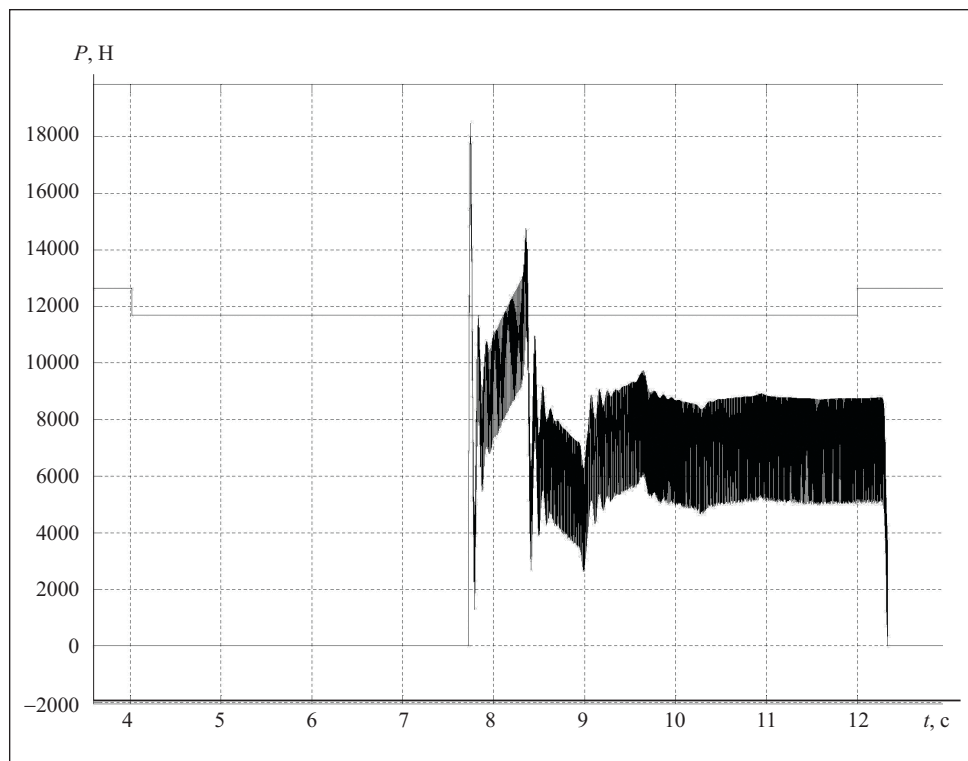


Рис. 10. График изменения нагрузки на долото

рошек по забою. График изменения нагрузки на долото при его контакте с дном скважины представлен на рис. 10.

Выводы. Результаты моделирования свидетельствуют о том, что полученная структурная модель может быть с успехом использована как на стадии проектирования оборудования буровой установки, так и на стадии компоновки бурильной колонны. Кроме того, она может быть использована в системе управления при проходке скважины для поддержки оптимальных режимов бурения, а также для оптимизации спуско-подъемных работ.

Structural reversible model of the distributed nonlinear links of drill unit is obtained.

1. *Балицкий П. В.* Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. — М. : Недра, 1975. — 293 с.
2. *Абубакиров В. Ф., Архангельский В. Л., Буримов В. Л. и др.* Буровое оборудование: Справочник. В 2-х томах. Т 1. Буровое оборудование. — М. : Недра, 2000. — 269 с.
3. *Киселев Н. В., Мядзель В. Н., Рассудов Л. Н.* Электроприводы с распределенными параметрами. — Л. : Судостроение, 1985. — 220 с.
4. *Харченко Е. В.* Динамические процессы буровых установок. — Львов : Свит, 1991. — 176 с.
5. *Абубакиров В. Ф., Буримов Ю. Г., Гноевых А. Н. и др.* Буровое оборудование: Справочник. В 2-х томах. Т 2. Буровой инструмент. — М. : Недра, 2003. — 494 с.

Поступила 03.02.10

ФЕДОРЧУК Владимир Анатольевич, канд. техн. наук, докторант Ин-та проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины. В 1984 г. окончил Каменец-Подольский государственный педагогический ин-т. Область научных исследований — математическое моделирование управляемых электромеханических систем.