УДК 622.233.6

ФОРМИРОВАНИЕ ВНЕШНЕЙ ДИНАМИКИ ГОРНЫХ МАШИН

Э.А.ЗАГРИВНЫЙ, *д-р техн. наук, профессор, zagrivniy@yandex.ru*
Г.Г.БАСИН, *аспирант, gleb.basin@gmail.com*
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», Санкт-Петербург, Россия

Приведен обзор современного состояния внешней динамики горных машин. В значительном числе теоретических работ разрушаемый забой горной машины (ГМ) представлен силой, изменяемой в функции времени. Такое представление реакции забоя не соответствует отражениям физических процессов и не определяет влияние динамических параметров ГМ и процессов на формирование разрушаемого забоя. Предложена динамическая модель ГМ с идеализированным разрушаемым забоем, который обеспечивает кинематическое возбуждение движения исполнительного органа (ИО) ГМ при движении резца (шарошки) по следу. В этом случае ГМ представляется динамической структурой с запаздыванием (системой с «памятью»), а координаты забоя зависящими от динамических параметров и режимов работы. Приведены результаты исследований предложенной системы на устойчивость. Показано, что устойчивые динамические системы «исполнительный орган – забой» с переменной структурой обеспечивают заданные минимальные динамические нагрузки. Проведены экспериментальные исследования подвесок исполнительных органов буровых станков шарошечного бурения, очистных угольных и проходческих комбайнов. Во всех случаях показана достаточно высокая эффективность снижения динамических нагрузок в силовых системах ГМ.

***Ключевые слова*:** горная машина, разрушаемый забой, системы с запаздыванием.

Конкурентоспособность горнодобывающих предприятий РФ как на внутреннем, так и на внешнем рынках в конечном итоге определяется производительностью труда, которая, в свою очередь, в значительной мере зависит от эффективности работы горных машин. Так, например, на рудных месторождениях, отрабатываемых открытым способом, одним из основных звеньев технологического процесса является проходка взрывных скважин станками шарошечного бурения, трудоемкость которой составляет 10-40 % от общей трудоемкости работ, связанных с добычей. При работе станков шарошечного бурения на твердых и трещиноватых породах наблюдаются интенсивные вибрации в виде продольных колебаний бурового става с частотой 2-10 Гц и амплитудой 0,5-1 см, которые часто сопровождаются потерей поперечной устойчивости бурового става. Такие режимы занимают до 15 % и более чистого времени бурения и сопровождаются высокой динамической нагруженностью силовых систем, определяющей высокую аварийность и низкий коэффициент машинного времени [7-9].

При отработке угольных пластов подземным способом более 80 % объема работ по выемке пластов выполняются очистными комбайнами, значительная часть (около 60 %) подготовительных выработок проводится проходческими комбайнами. Работа этих машин характеризуется высокой динамической нагруженностью и аварийностью. Вопросам исследования работы станков шарошечного бурения, очистных и проходческих комбайнов, а также разрушения пород и резания углей в период 1960-1990 гг. посвящено большое количество работ [1-3].

Обобщая результаты анализа опубликованных работ по внешней динамике горных машин (буровые станки шарошечного бурения, очистные комбайны, проходческие комбайны циклического действия и др.), можно отметить следующее. Во многих работах горная машина (ГМ) представлена динамической системой (линейной или нелинейной) с одной или несколькими степенями свободы, на входы которой действует детерминированная

или случайная активная сила $F = f(t)$, равная силе реакции забоя (рис.1, *а*). При таком представлении расчетной модели горной машины факт безотрывного движения породоразрушающего инструмента по забою не отражается, решается задача о движении динамической системы под действием активной силы в функции времени, равной силе реакции забоя, без наложения дополнительных условий на закон безотрывного движения породоразрушающего инструмента по забою [8].

Учитывая, что до 60-80 % мощности от общей энерговооруженности горной машины реализуется на забое и породоразрушающий инструмент в нормальном режиме движется безотрывно по забою, можно считать, что процесс формирования координат забоя определяет вынужденные движения ИО в направлении подачи. При этом, ввиду того, что силы в системах подачи горных машин являются потенциальными и определяются величинами сжатия (растяжения) упругих элементов, координаты забоя при безотрывном движении по нему породоразрушающего инструмента определяют положение центра масс ГМ, величину сжатия (растяжения) упругого элемента в системе подачи ГМ, следовательно, и усилие подачи.

С другой стороны, усилие в системе подачи определяет глубину внедрения породоразрушающего инструмента, новые координаты забоя и изменяется в функции пути породоразрушающего инструмента.

Таким образом, «ГМ – забой» – замкнутая динамическая система, вынужденное движение которой определяется координатами забоя при безотрывном перемещении по нему породоразрушающего инструмента и динамическими параметрами ГМ (массами исполнительного органа и корпуса ГМ, коэффициентами жесткости и демпфирования), т.е. «ГМ – забой» представляет собой систему с кинематическим возбуждением со стороны забоя, координаты которого зависят от давления на него.

С учетом сказанного можно утверждать, что задача о движении системы «ГМ – забой» относится к классу задач о движении соприкасающихся тел с неудерживающими (односторонними) связями, одно из которых (исполнительный орган) может считаться твердым, а другое (забой) – нетвердым. Координаты нетвердого тела определяются усилиями подачи и являются функцией координат забоя (пути породоразрушающего инструмента) и динамических параметров системы «ГМ – забой». Аналогом такой системы можно считать кулачковый механизм, координаты поверхности кулачка которого зависят от давления на него, т.е. $s = f[\varphi; P(t)]$ (рис.1, *б*). В горной машине (буровой станок) при движении резца (шарошки) по следу на плоском забое силовое воздействие в системе подачи аналогично воздействию на шток при движении его по круговому кулачку (рис.1, *б*).

Существенным различием этих расчетных схем является то, что они имеют различные числа степеней свободы. Если в схеме на рис.1, *а* две степени свободы – x_1 и x_2, то в схеме на рис.1, *б* – одна x_2, так как $s(\varphi)$ задана. Исследовано поведение системы (рис.1, *б*) при условии, что $s = f[\varphi;\ P(t)]$, где $P(t)$ – динамическая составляющая осевого усилия, равная силе реакции кулачка $R_к(t)$. Динамическая составляющая изменяется во времени, а система может быть устойчивой или неустойчивой, т.е. при $t \to \infty$ профиль кулачка бу-

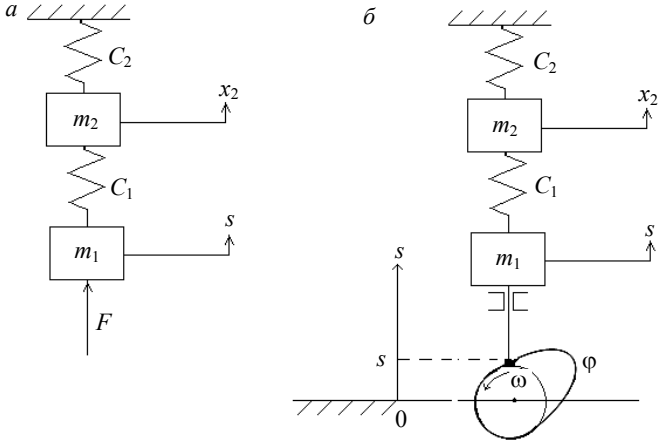


Рис.1. Обобщенные расчетные схемы динамических систем горной машины: *а* – традиционная, *б* – предлагаемая

дет либо стремиться к кругу, либо все более и более отличаться от него. Принимая во внимание факт безотрывного перемещения инструмента по забою, движение системы «горная машина – забой» должно исследоваться с позиций теории динамики систем с кинематическим возбуждением, в которых кинематическое возбуждение, в свою очередь, зависит от усилий в системе, т.е. от динамических параметров системы.

Известно, что в первом приближении зависимость глубины внедрения породоразрушающего инструмента может быть представлена выражением $h = \beta P$, где h – глубина внедрения инструмента в забой, P – усилие подачи, β – коэффициент пропорциональности. Следует подчеркнуть, что значение $\beta = h/P$ отражает не только физико-механические свойства разрушаемого массива, но и эффективность породоразрушающего инструмента. Например, при одной и той же крепости массива при затуплении или поломке инструмента глубина внедрения h при одном и том же осевом усилии уменьшится. Это равносильно уменьшению значения коэффициента β и увеличению значения коэффициента $\gamma = 1/\beta$, который имеет физический смысл коэффициента жесткости некой пружины. Отличие поведения забоя и пружины состоит в том, что после снятия нагрузки с пружины она восстанавливает первоначальную длину, а забой «запоминает» (пружина с «памятью») длину сжатого состояния, что и отражает факт необратимых изменений его поверхности – разрушение. Это главное свойство геометрических изменений забоя должно быть отражено при составлении расчетной динамической модели системы «горная машина – забой» [4,5].

Механизм формирования координат забоя может быть представлен следующим образом. При работе горной машины забой перемещается в направлении усилия подачи со средней скоростью $V_{ср}$. При этом давление на забой поддерживается путем изменения свободной длины упругого элемента, на котором подвешен исполнительный орган с той же скоростью. За один оборот исполнительного органа забой перемещается на величину глубины внедрения инструмента в забой, т.е. на $\gamma h = P$. Так как осевое усилие всегда может быть представлено как $P = P_0 + P(t)$, то можно записать

$$\gamma \left[h_0 + h(t)\right] = \left[P_0 + P(t)\right];\ \ V = V_0 + V(t),$$

где h_0, P_0, V_0 – постоянные составляющие глубины внедрения инструмента, усилия подачи и скорости продвижения забоя; $h(t), P(t), V(t)$ – динамические составляющие процесса разрушения забоя, которые при плоском забое равны нулю.

Если из уравнений, описывающих полный режим работы горной машины, вычесть уравнения статического режима, то получатся уравнения динамики процесса, т.е. $\gamma h(t) = P(t)$. При этом изменение забоя можно рассматривать относительно неподвижных осей s-φ, а процесс формирования координат внутри разрушаемого слоя массива толщиной $h_0 + h(t) = h.$ (рассматриваются малые колебания $h(t) << h_0$), происходящим под действием динамической составляющей $P = P(t)$.

При перемещении по забою разрушающего инструмента (шарошки, резца) со скоростью $V = \omega r$ (здесь ω – угловая скорость, r – радиус, на котором укреплен инструмент), для любой точки забоя $\varphi = \omega t$ можно записать $P(t) = \gamma h(t)$ (γ – обобщенный коэффициент жесткости забоя), или $(s - x)c = \gamma h(t);\ \gamma h(t) = R_з(t)$ ($R_з(t)$ – реакция забоя, x – координата массы m). В свою очередь, $h(t) = s_н - s_к$, где $s_н$ – начальное значение координаты забоя в точке φ, $s_к$ – значение координаты забоя в точке φ после прохода инструмента. Или $(s - x)c = \gamma (s_\tau - s)$, где $s_\tau = s(\omega t - T)$ – координата забоя на обороте $N - 1$ инструмента; T – запаздывание, равное периоду обращения инструмента, $T = 1/\omega;\ s = s(\omega t)$ – мгновенное значение координаты забоя в точке φ после разрушения забоя на глубину $h(t)$ на обороте N инструмента.

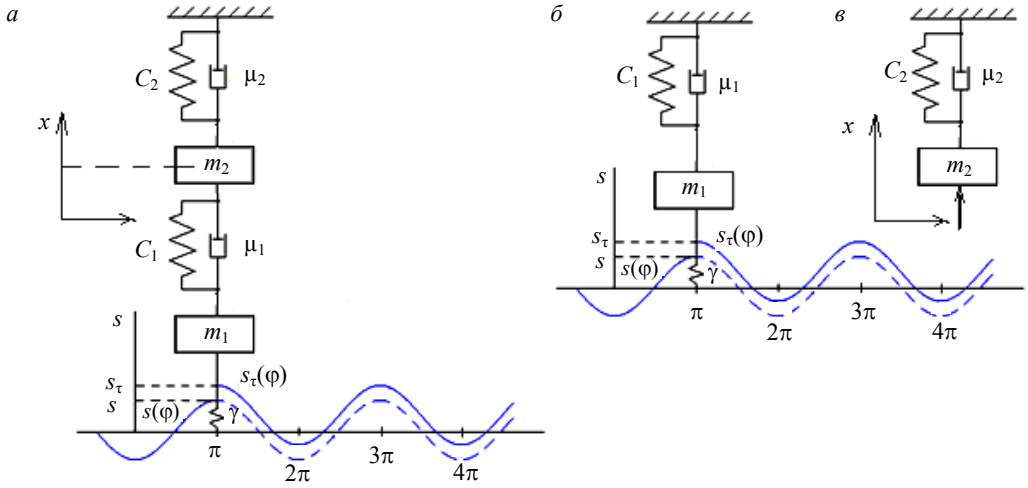


Рис.2. Расчетные схемы идеализированной горной машины: *а* – полная; *б* – парциальная подсистема «ИО-забой»; *в* – парциальная подсистема «корпус-ИО»

Идеализированная модель системы «ГМ – забой» (рис.2, *а*) включает в себя массы m_1 и m_2, соответственно, исполнительного органа и корпуса ГМ, упругие элементы системы подвески исполнительного органа (ИО) с коэффициентом жесткости C_1 и системы подачи C_2, демпфирующие устройства системы подвески исполнительного органа и системы опор ГМ с коэффициентами демпфирования μ_1 и μ_2, разрушаемый забой с координатами s и s_τ. По идеализированному кольцевому забою безотрывно перемещается породоразрушающий инструмент (шарошка, резец). При моделировании процесса формирования координат забоя отражаются только кинематические особенности процесса разрушения (резания), обусловленные основным законом разрушения $\gamma h = P$. Энергетика процесса разрушения не рассматривается и собственно процесс разрушения не моделируется. Учитывая малое влияние изменения скорости привода на вибрационное состояние буровых станков, в рассматриваемом случае скорость вращения инструмента ω_p принята постоянной.

Воспользовавшись уравнением Лагранжа 2-го рода и проведя необходимые преобразования, окончательно получим:

$$\begin{cases} m_2 x'' + (\mu_1 + \mu_2)x' + (C_1 + C_2)x = C_1 s + \mu_1 s; & (1) \\ m_1 s'' + \mu(s' - x') + C_1(s - x) = \gamma\, h; & (2) \\ h = s_\tau - s; & (3) \\ k\gamma\, h = M_c, & (4) \end{cases}$$

где ω_p – угловая скорость породоразрушающего инструмента; $\gamma = 1/\beta$ – обобщенный коэффициент жесткости забоя; s – координата забоя в точке взаимодействия забоя и породоразрушающего инструмента на N-м обороте инструмента (шарошки, резца), $s_\tau = s[\omega_p(t - \tau)]$ – координата забоя под инструментом на $(N-1)$-м обороте инструмента; $\tau = (2\pi/n)\omega_p + \Delta\tau$ – время запаздывания, равное времени прохождения инструмента в рассматриваемую точку забоя за один период движения инструмента по следу; n – число резцов (шарошек) в линии резания; M_c – момент сопротивления на ИО.

Факт необратимых изменений координат забоя отражен в уравнениях (2) и (3). Левая часть уравнения (2) представляет собой усилие подачи, равное сумме инерционного $P_и$, демпфирования $P_д$ и упругого $P_у$ усилий в системе подачи, а правая – реакцию забоя $(R_з)$, выраженную через глубину внедрения инструмента в забой в соответствии с принятым законом разрушения (резания), т.е. $P_з = P_и + P_д + P_у = \gamma h$.

Уравнение (3) отражает механизм формирования координат забоя, состоящий в том, что мгновенное значение координаты s формируется из координаты s_τ в рассматриваемой точке, образуемой предыдущим взаимодействием инструмента с забоем, путем внедрения инструмента (резца, шарошки) на глубину, пропорциональную мгновенному усилию подачи, т.е. $s = s_\tau - h$.

Таким образом, мгновенные значения координат забоя зависят от динамического усилия подачи и значений координат забоя в рассматриваемой точке после прохождения инструмента в этой точке на предыдущем обороте. Другими словами, состояние системы в рассматриваемый момент времени зависит от предыдущего состояния. Известно, что такие системы, обладающие «памятью», описываются дифференциальными уравнениями с запаздывающим аргументом и обладают особенностью – даже при эффективном демпфировании могут иметь неустойчивые нулевые решения. С практической точки зрения важно уметь выбрать указанные параметры таким образом, чтобы система обладала свойством самовыравнивания забоя. С математической точки зрения эта система должна иметь устойчивые нулевые решения. При таком выборе параметров всегда при $t \to \infty$ $s \to 0$, а, следовательно, в системе будет отсутствовать кинематическое возбуждение со стороны забоя, и динамические усилия во всех узлах горной машины будут минимальны.

Учитывая, что масса корпуса ГМ много больше массы ИО $(m_2 >> m_1)$ и $C_2 >> C_1$ (в конструктивную схему ГМ вводится система подвески ИО с коэффициентом жесткости C_1 и демпфирования μ_1), можно исходную систему (рис.2, *а*) разделить на две парциальные системы, каждая из которых имеет одну степень свободы (рис.2, *б*, *в*).

Система «ИО – забой» (рис.2, *б*) представляет наибольший практический интерес, так как она отражает основной наиболее энергоемкий процесс формирования координат забоя и, следовательно, внешнюю динамику ГМ, эффективность и надежность работы ГМ. Движение центра масс корпуса ГМ (рис.2, *в*) определяется силами, передаваемыми через систему подвески ИО от забоя, которые зависят от параметров C_1 и μ_1 и координат забоя, т.е. от траектории движения породоразрушающего инструмента по забою. Поэтому основное внимание следует уделить анализу динамической системы «ИО – забой» (рис.2, *б*), считая при этом $x = 0$.

Так как практический интерес в основном представляет длительный режим работы ГМ, а система является замкнутой (автономной), в дальнейшем целесообразно воспользоваться хорошо развитыми в теории автоматического управления (ТАУ) методами передаточных функций по определению динамических параметров, обеспечивающих автоматическое выравнивание координат забоя, т.е. иметь устойчивые нулевые решения всегда при $t \to \infty$ $s \to 0$. С учетом принятых допущений система (1)-(4) может быть представлена в стандартном безразмерном виде, принятом в ТАУ:

$$T^2 s''(\alpha) + 2\eta T s'(\alpha) + s(\alpha) = bh(\alpha);$$
$$h(\alpha) = s(\alpha - \alpha_\tau) - s(\alpha), \qquad (5)$$

где $\alpha = \omega_p t$ – угол поворота ИО, $b = \gamma / C_1$ – относительный коэффициент жесткости забоя; ω_0 – собственная частота, $T^2 = \frac{m_1 \omega_p^2}{C_1} = \frac{\omega_p^2}{\omega_o^2}$; $\eta = \frac{\mu_1}{2\sqrt{m_1 C_1}}$; $\alpha = aT$; $\alpha_\tau = a_\tau T$; $a = \frac{\alpha}{\omega_p}\sqrt{\frac{C_1}{m_1}}$, $a_\tau = \frac{2\pi}{n\omega_p}\sqrt{\frac{C_1}{m_1}}$.

После преобразования по Лапласу система примет вид:

$$(p^2 + 2\eta p + 1)s(p) = bH(p);$$
$$H(p) = s(p)(e^{-pa_\tau} - 1), \tag{6}$$

где $s(p), H(p)$ – Лапласовы изображения соответственно координат s и h; $p = i\omega$ – комплексная частота.

Передаточные функции от h к s и от s к h имеют вид:

$$W_1 = \frac{s(p)}{H(p)} = \frac{b}{p_2 + 2\eta p + 1};$$
$$W_\tau = -\frac{s(p)}{H(p)} = 1 - e^{-pa_\tau}. \tag{7}$$

Тогда модель парциальной системы (7) «ИО – забой» может быть представлена в форме динамической структуры с отрицательной обратной связью (рис.3), где σ – случайное входной воздействие, которое в первом приближении может быть представлено «белым шумом».

Учитывая, что рассматриваются малые колебания и представление механических систем линейными уравнениями в первом приближении дает удовлетворительные практические результаты, в дальнейшем анализируются линеаризованные уравнения системы.

Известно, что для замкнутых систем управления со звеном запаздывания устойчивый режим работы может быть достигнут при прочих равных условиях, либо уменьшением коэффициента усиления b и (или) запаздывания a_τ, либо увеличением коэффициента демпфирования η. Отличительной особенностью этих систем является то, что они могут иметь неустойчивые области даже при значительных η.

В рассматриваемой системе аналогом коэффициента усиления является параметр b = γ/C – коэффициент относительной жесткости забоя. Значение этого коэффициента может достигать: для буровых станков и проходческих комбайнов 100-300, для очистных комбайнов 5-50. В общем случае b имеет случайную составляющую. Величины относительного запаздывания a_τ: для буровых станков, проходческих комбайнов 2-6, для очистных комбайнов 10-20. Для случая замкнутых систем с запаздывающей обратной связью наиболее удобным является частотный критерий Найквиста: если разомкнутая система устойчива, то замкнутая система будет устойчива, если амплитудно-фазовая характеристика $W(j\omega)$ не охватывает точку $(-1, j0)$.

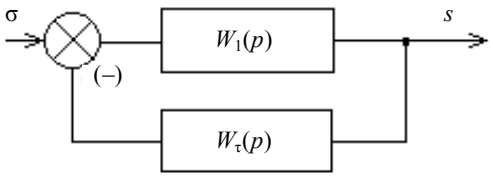


Рис.3. Структурная схема модели с запаздывающей обратной связью

Далее приведены результаты исследований математической модели станка шарошечного бурения при различных динамических параметрах. Динамические параметры станка: m_1 = 2500 кг, γ = 10e8 – обобщенная жесткость забоя, n = 3 – количество шарошек.

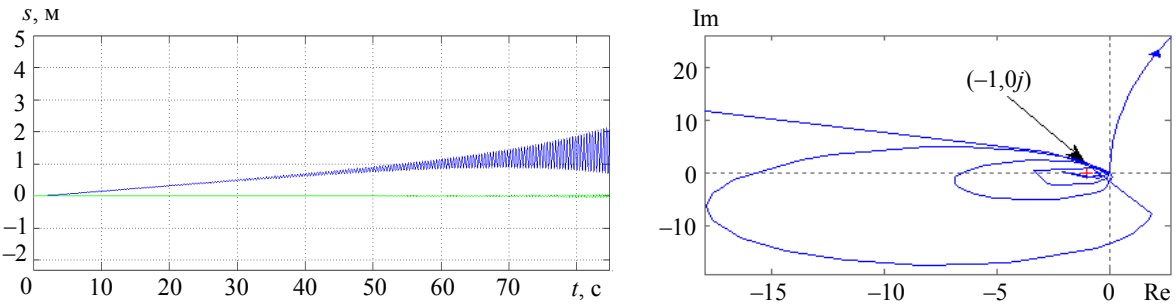


Рис.4. Зависимость координаты забоя от времени при динамических параметрах неусточивой системы (*а*); годограф Найквиста для неустойчивой системы (*б*)

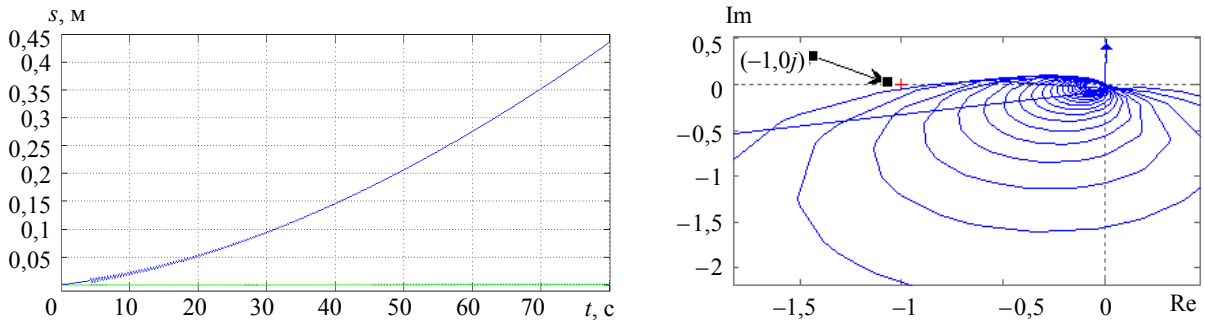


Рис.5. Зависимость координаты забоя от времени при динамических параметрах усточивой системы (*а*); годограф Найквиста для устойчивой системы (*б*)

1. Без демпфирования (рис.4):

$$W_\tau = e^{-0,745p} \cdot 16/(p^2 + 0,14p + 1)\ W_1 = 16/(p^2 + 0,14p + 1);\ \ a = 2,34;\ \eta = 2,68;$$

$$C_{11} = 6,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м};\ \ \mu_{11} = 6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м};\ \omega_{01} = 36 \text{ рад/с}.$$

2. Корректированная система (рис.5)

$$W_1 = 1600/(p^2 + 59p + 1);\ \ W_\tau = e^{-0,745p} \cdot 1600/(p^2 + 59p + 1);\ a = 2,34;\ \ \eta = 29,51;$$

$$C_{12} = 6,25 \cdot 10^4 \text{ Н/м};\ \ \mu_{12} = 6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с/м};\ \omega_{02} = 11 \text{ рад/с}.$$

Для обеспечения устойчивости в заданном диапазоне необходимо снижать коэффициент жесткости подвески ИО, что снижает a_τ, и вводить эффективное демпфирование $(\eta \geq 10)$. Однако при введении значительного демпфирования динамическая жесткость системы подвески может оставаться высокой, а значит, и передаваемые усилия на корпус машины – также высокие (см. рис.3, *в*) [6]. Компромиссное решение может быть получено при использовании в подвеске ИО системы переменной структуры (СПС) (рис.6), где $W_1(p) = 1 - e^{-pa_\tau}$, $W_2(p) = b/(p^2 + 2\eta_1 p + 1)$, При $s' > 0$ выключается звено $W_3(p)$ с η_3 и движение от забоя происходит с малыми демпфированием и динамической жесткостью, при $s' < 0$ включается звено $W_1(p)$ с большим η_1. Известно, что достаточным условием устойчивости СПС является устойчивость одной из структур, например, структуры со звеном $W_1(p)$ с демпфированием η_1.

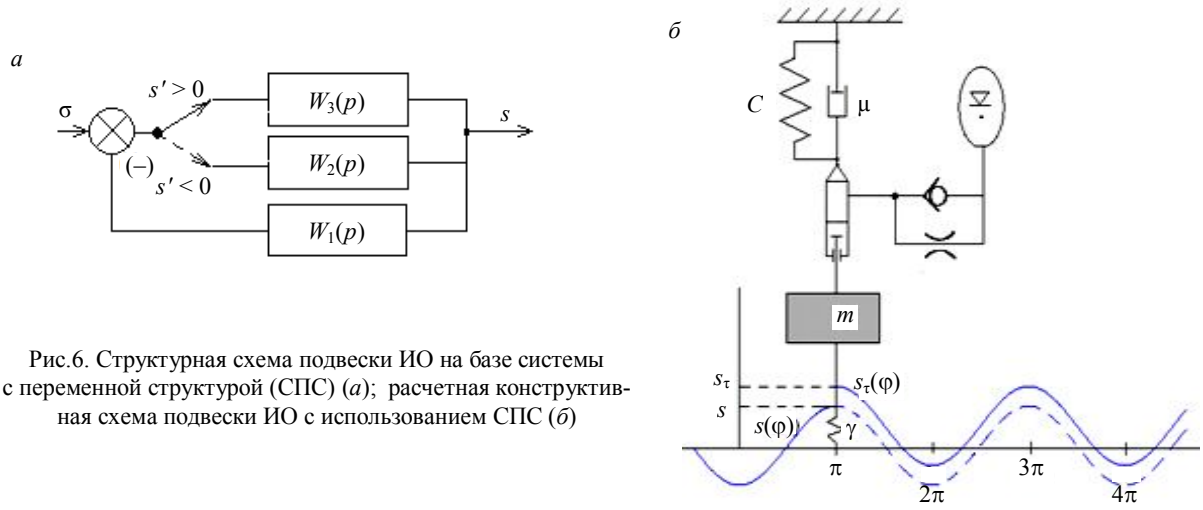


Рис.6. Структурная схема подвески ИО на базе системы с переменной структурой (СПС) (*а*); расчетная конструктивная схема подвески ИО с использованием СПС (*б*)

Такие подвески с СПС легко реализуются на базе гидравлических элементов: цилиндров, дросселей и обратных клапанов, упругих элементов. Проведена опытно-промышленная эксплуатация на руднике Оленегорского ГОКа системы подачи с надштанговым амортизатором на станке СБШ-250. С амортизатором пробурено более 350 скважин, без амортизатора 220 сравнительных скважин глубиной 14,5 м на одних и тех же блоках. Бурение проводили долотами 1В-2480КП по руде крепостью 14-16 по Протодьяконову. Режимы бурения: давление на забой 22-25 тс, скорость вращения штанги 100-130 об/мин, расход воздуха 25 $м^3$/мин.

Испытания упругих узлов в последовательной силовой цепи системы подачи (пневмогидравлических амортизаторов) показывают, что снижение коэффициента жесткости до 0,5-1 т/см и введение значительного нелинейного демпфирования повышают производительность бурения на 10-15 %; приводят к заметному снижению низкочастотных вибраций бурового става и станка в целом с одновременным выравниванием нагрузки в приводе вращателя, что повышает межремонтные сроки механизма вращателя; позволяют реализовать максимально возможные технологические режимы станка и создают предпосылки для дальнейшего форсирования процесса бурения, т.е. повышения осевого давления и частоты вращателя бурового става; повышают уровень санитарно-гигиенических условий работы машиниста.

Усредненные показатели опытно-промышленной эксплуатации системы подачи на станке СБШ-250 (с амортизатором/без амортизатора): скорость бурения 28,8/27,4 м/ч; сменная производительность 78,3/66,2 м; стойкость долота 235/210 м.

С 1986 г. на шахтах ПО «Воркутауголь», а с 1987 г. на шахтах ПО «Интауголь» проводилась промышленная эксплуатация устройства снижения динамических нагрузок (УСДН) на комбайнах КШ3М, 1ГШ68 и КШ1КГУ. Три года эксплуатации УСДН показали повышение надежности работы очистных комбайнов, особенно гидроприводов механизма подачи. Так, наработка на отказ гидродвигателей и насосов ГМП увеличилась в среднем на один комбайн в 1,5-2 раза.

Значительно снизился поток отказов, связанных с поломкой лучей ротора гидродвигателя. В период 1987-1992 гг. на шахтах Печорского угольного бассейна эксплуатировалось свыше 40 очистных комбайнов, оснащенных УСДН. В 1988 г. СКБ Горловского машзавода при участии филиала ЛГИ в г. Воркуте и Печорниипроекта разработана техническая документация по привязке УСДН к конструкции модернизированного комбайна 2ГШ68БМ. Для стабилизации динамических нагрузок в парциальной системе «ИО – забой» разработана и испытана демпфирующая подвеска шнека (ДПШ) (рис.7), которая прошла промышленные

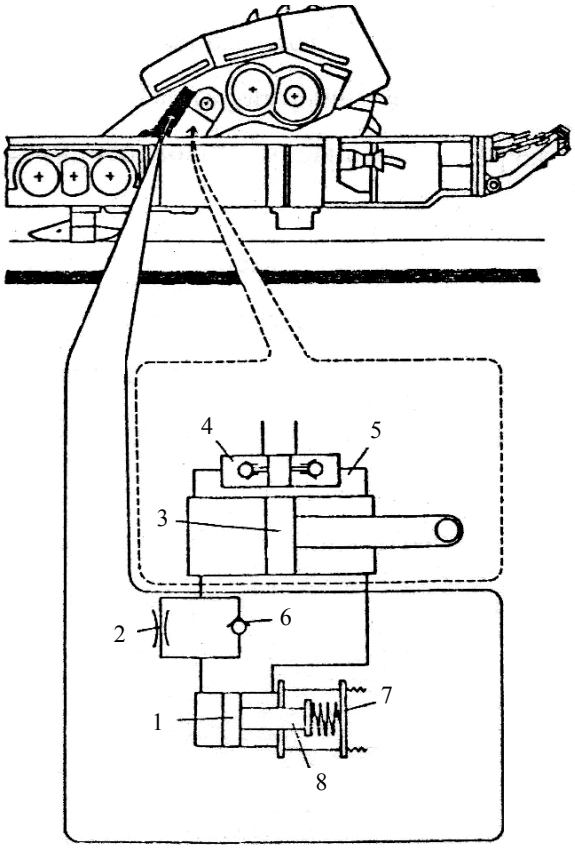


Рис.7. Демпфирующая подвеска шнека
1 – поршень; 2 – дроссель; 3 – поршень гидродомкрата; 4 – гидрозамок; 5 – гидродомкрат поворотного редуктора шнека; 6 – обратный клапан; 7 – гидроцилиндр; 8 – подпружиненный шток

испытания на комбайнах КШ3М и 1ГШ68, показав положительные результаты. С 1989 г. ДПШ использовались на комбайнах 1КШЭ и 1ГШ68. Общий экономический эффект от внедрения только устройств для снижения динамических нагрузок в гидроприводе механизма подачи очистных комбайнов, эксплуатировавшихся на шахтах Печорского угольного бассейна в 1986-1989 гг., составил свыше 600 тыс. руб. УСДН удостоено серебряной медали ВДНХ СССР в 1988 г., получены авторские свидетельства № 1138495, № 1461910. Использование демпфирующей подвески стрелы комбайна 4ПП2 позволяет снизить коэффициент неравномерности изменения давления в гидроцилиндре поворота стрелы в 2-3 раза.

Основные выводы

1. Разрушаемый забой для средних давлений на породоразрушающий инструмент может быть представлен в первом приближении в соответствии с законами разрушения и резания линейным упругим элементом, обладающим свойством сохранять длину сжатого состояния, т.е. пружиной с «памятью». Идеализированная модель колебательной парциальной системы «исполнительный орган – забой» с кинематическим возбуждением от разрушаемого забоя может быть представлена линейным дифференциальным уравнением второго порядка с запаздывающим аргументов и замкнутой одноконтурной динамической структурой с запаздывающей обратной связью и случайным входным воздействием (в первом приближении «белым шумом»).

2. Наибольшей эффективностью обладают системы подвески исполнительного органа переменной структуры с точкой переключения $s' = 0$ с малым коэффициентом демпфирования при $s' > 0$ и требуемым по условиям устойчивости коэффициентом демпфирования при $s' < 0$, которые обеспечивают малую динамическую нагруженность силовых систем. При движении резца (шарошки) по следу координаты забоя стремятся к нулевому значению, т.е. забой удерживается в плоском состоянии (управление координатами забоя).

3. Экспериментальные исследования корректирующих устройств в системах подачи на станках шарошечного бурения взрывных скважин, проходческих и очистных комбайнах (с цепной и бесцепной системами подачи) показали достаточно высокую эффективность снижения динамических нагрузок, увеличение производительности, возможность повышения значений режимных параметров, создание новых и масштабную модернизацию эксплуатируемых горных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Габов В.В.* Анализ характера нагрузок очистных комбайнов / В.В.Габов, В.П.Околокулак // Записки ЛГИ. 1981. Т.LXXXVIII. С.13-19.

2. *Докукин А.В.* Статистическая динамика горных машин / А.В.Докукин, Ю.Д.Красников, З.Я.Хургин. М.: Машиностроение. 1978. 239 с.

3. *Докукин А.В.* Создание и развитие угледобывающих комбайнов / А.В.Докукин, А.Г.Фролов. М.: Недра, 1984. 160 с.

4. *Загривный Э.А.* Математическая модель горной машины с разрушаемым забоем / Э.А.Загривный, Г.Г.Басин, Д.А.Поддубный // Сборник трудов международной научно-практической конференции «Энергоэффективность энергетического оборудования». СПб, 2014. С.55-60.

5. *Загривный Э.А.* Динамические модели и устойчивость подсистемы «исполнительный орган-забой» горной машины»: Автореф. дис.…д-ра техн. наук / СПГГИ. СПб, 1996. 40 с.

6. *Загривный Э.А.* Математическая модель очистного комбайна с разрушаемым забоем / Э.А.Загривный, Ю.Н.Смирнов // Записки ЛГИ. 1986. Т.108. С.59-62.

7. *Канторович Л.И.* Статика и динамика буровых шарошечных станков / Л.И.Канторович, В.Н.Дмитриев. М.: Недра, 1984, 201 с.

8. *Подэрни Р.Ю.* Анализ конструкций современных станков вращательного бурения взрывных скважин на открытых работах // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 2. С.27-34.

9. *Gokhale B.V.* Rotary drilling and blasting in large surface mines. New York: CRC Press, 2011. 430 p.

REFERENCES

1. *Gabov V.V.*, *Okolokulak V.P.* Analiz haraktera nagruzok ochistnyh kombajnov (*Analysis of the shearers loads*). Zapiski LGI. 1981. Vol.LXXXVIII, p.13-19.

2. *Dokukin A.V.*, *Krasnikov Ju.D.*, *Hurgin Z.Ja.* Statisticheskaja dinamika gornyh mashin (*Statistical Dynamics of mining machines*). Moscow: Mashinostroenie, 1978, p.239.

3. *Dokukin A.V.*, *Frolov A.G.* Sozdanie i razvitie ugledobyvajushhih kombajnov (*Creation and development of coal-mining harvesters*). Moscow: Nedra, 1984, p.160.

4. *Zagrivnyj E.A.*, *Basin G.G.*, *Poddubnyj D.A.* Matematicheskaja model' gornoj mashiny s razrushaemym zaboem (*Mathematical model of the mining machine with a damageable face*): Sbornik trudov mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii «Jenergojeffektivnost' jenergeticheskogo oborudovanija». St Petersburg, 2014, p.55-60.

5. *Zagrivnyj E.A.* Dinamicheskie modeli i ustojchivost' podsistemy «ispolnitel'nyj organ-zaboj» gornoj mashiny (*Dynamic model and stability of the subsystem executive part-face*). Avtoref. dis.…d-ra tehn. nauk. SPGGI. St Petersburg, 1996, p.40.

6. *Zagrivnyj E.A.*, *Smirnov Ju.N.* Matematicheskaja model' ochistnogo kombajna s razrushaemym zaboem (*Mathematical model of the shearer with damageable face*). Zapiski LGI, 1986. Vol.108, p.59-62.

7. *Kantorovich L.I.*, *Dmitriev V.N.* Statika i dinamika burovyh sharoshechnyh stankov (Statics and dynamics of rotary roller-bit drilling rigs), Moscow: Nedra, 1984, p.201.

8. *Podjerni R.Ju.* Analiz konstrukcij sovremennyh stankov vrashhatel'nogo burenija vzryvnyh skvazhin na otkrytyh rabotah (*Analysis of modern rotary drilling rigs designs at open pit mines*). Gornoe oborudovanie i jelektromehanika. 2009. N 2, p.27-34.

9. *Gokhale B.V.* Rotary drilling and blasting in large surface mines. New York: CRC Press, 2011, p.1-430.

EXTERNAL DYNAMICS FORMATION IN MINING MACHINES

E.A.ZAGRIVNYI, *Dr. of Engineering Sciences*, *Professor*, *zagrivniy@yandex.ru*
G.G.BASIN, *Postgraduate student*, *gleb.basin@gmail.com*
National Mineral Resources University (*Mining University*), *St Petersburg*, *Russia*

This study surveyed the current state of mining machines dynamics. In the significant number of theoretical studies mining face was represented as a force variable in time. Such face representation does not reflect physical reality, and does not include the influence of mining machines dynamic parameters and processes on face formation. This paper introduces a new dynamic model of the mining machine with an idealized damageable face, which provides kinematic excitation of the drilling bit while moving on its trail. In this case, the mining machine is represented as a dynamic system with a delay (a system with «memory»), where face coordinates depend on the dynamic parameters and operating modes. The proposed system was checked for stability. This study shows that stable dynamic systems «executive body» with a variable structure provide minimal target dynamic loads. Experimental study of executive bodies suspensions of the blasthole drilling rigs, coal mining and tunneling machines was conducted. Experiments showed high efficiency reduction of dynamic loads in the carrying systems in all cases.

***Key words*:** mining machine, mining face, systems with delay.