

*д.т.н. Корнеев С.В.,
Доброногова В.Ю.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

ДИНАМИКА ЗАБОЙНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ НАТЯЖНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

Розроблена математична модель конвеєра типу КСД з гідравлічним натягувальним пристроєм, досліджені динамічні навантаження в елементах конструкції, встановлена ефективність пристрою як засобу захисту від екстрених перевантажень.

Ключові слова: *скребковий конвеєр, гідравлічні натяжні пристрої, динамічні навантаження, захисні функції.*

Разработана математическая модель конвейера типа КСД с гидравлическим натяжным устройством, исследованы динамические нагрузки в элементах конструкции, установлена эффективность устройства как средства защиты от экстренных перегрузок.

Ключевые слова: *скребковый конвейер, гидравлические натяжные устройства, динамические нагрузки, защитные функции.*

Защита забойных скребковых конвейеров типа КСД от экстренных перегрузок осуществляется путем отключения асинхронных электродвигателей (АД) при снижении скорости привода до значения, составляющего 85 % от номинальной скорости. При защите «по скорости» наблюдается существенный разброс момента срабатывания защиты и максимальных нагрузок в тяговом органе (ТО), при неблагоприятном стечении обстоятельств возможны порывы цепей.

Поиск альтернативных средств защиты приводит к гидравлическим натяжным устройствам (ГНУ), которые наряду с регулированием натяжения ТО при установившемся движении конвейера способны также выполнять защитные функции [1]. Известно ГНУ, обеспечивающее продольное перемещение приводного вала с подвижными относительно рамы опорами (конвейеры СПГ53 и СПЦ91) [2]. Перемещение вала ограничивается посредством силовых гидроцилиндров (ГЦ), воспринимающих нагрузку от ТО. Отличительной особенностью таких ГНУ является возможность реализации двух уровней настройки защиты. Первый уровень определяет усилие предварительного натяжения ТО, второй уровень выбирается из соображений защиты конвейера от экстрен-

ных перегрузок. Опыт эксплуатации ГНУ в составе конвейера СПГ53 отражен в работе [3]. Динамические нагрузки, возникающие при соударении перемещающихся под воздействием упругой реакции ТО элементов привода после срабатывания защиты, и возможность образования при этом опасной слабины в цепях на сбегающей ветви, а также необходимость перемещения одновременно с валом звездочек съемников цепи, предотвращающих ее захлестывание на приводе, следует отнести к недостаткам таких ГНУ. Эти недостатки отчасти устраняются в случае применения регулируемых ГНУ с телескопическим узлом раздвижности, устанавливаемым между рамой привода и переходной секцией конвейера, (отечественные конвейеры СПЦ271А, СПЦ330, а также конвейеры фирмы «Джой»).

К достоинствам ГНУ относят: 1) оперативность защиты от экстренных перегрузок, что определяется их расположением вблизи ТО; 2) возможность восстановления работоспособности после срабатывания без замены каких-либо конструктивных элементов; 3) возможность регулирования настройки, что создает предпосылки для оптимизации защиты; 4) исключение поперечных сил, действующих на распорные устройства, удерживающие приводы от смещения.

Вместе с тем следует отметить необходимость немедленного отключения приводных двигателей после срабатывания защиты, так как в противном случае аварийная ситуация возобновляется, и применения дополнительных средств защиты двигателей от длительных и пусковых перегрузок. Применение узла телескопичности приводит к значительному усложнению конструкции привода.

Несмотря на богатый опыт эксплуатации ГНУ как средства регулирования натяжения их защитные свойства остаются мало изученными. Результаты известных исследований динамики конвейера с ГНУ при заклинивании ТО [1] вследствие чрезмерного упрощения модели конвейера, согласно которой тяговый орган представляется в виде сосредоточенной массы, не отражают реальные волновые процессы в цепях, а также не могут быть в полной мере распространены на мощные конвейеры нового технического уровня.

Целью настоящей работы является разработка математической модели конвейера типа КСД с ГНУ, оборудованным телескопическим узлом раздвижности, установление динамических нагрузок в элементах конструкции при заклинивании ТО и возможности применения ГНУ в качестве средства защиты от экстренных перегрузок.

Динамические модели привода конвейера КСД27 с комбинированным редуктором и приводной станцией с ГНУ при ее поступательном движении представлены на рисунках 1 и 2. Модель тягового органа с грузом заимствована из работы [4].

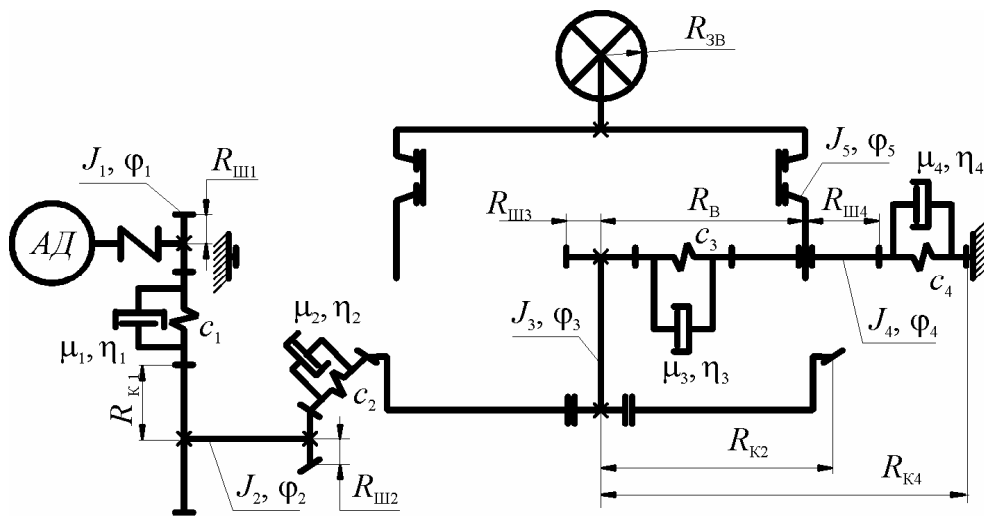


Рисунок 1 – Динамическая модель привода конвейера типа КСД с комбинированным редуктором

Перемещение приводных станций осуществляется силовыми гидроцилиндрами (ГЦ) 9. Для предпускового натяжения ТО и его регулирования в рабочем режиме конвейера рабочая жидкость (РЖ) подводится в поршневую полость ГЦ с напорной магистрали 2 гидропривода механизированных крепей через реверсивный гидрораспределитель 3 с ручным управлением, затем через трехпозиционный электрогидрораспределитель 4 с автоматическим управлением и управляемый обратный клапан (гидрозамок) 5.

Предварительное натяжение ТО осуществляется двумя ГНУ, после чего ГЦ одного из них (в головном приводе) отключаются от управления и замыкаются посредством гидрозамков, что в рабочем режиме исключает выдавливание РЖ из ГЦ более нагруженного привода и сползание приводных станций в сторону менее нагруженного привода. В рабочем режиме натяжение регулируется только посредством ГНУ хвостовой приводной станции.

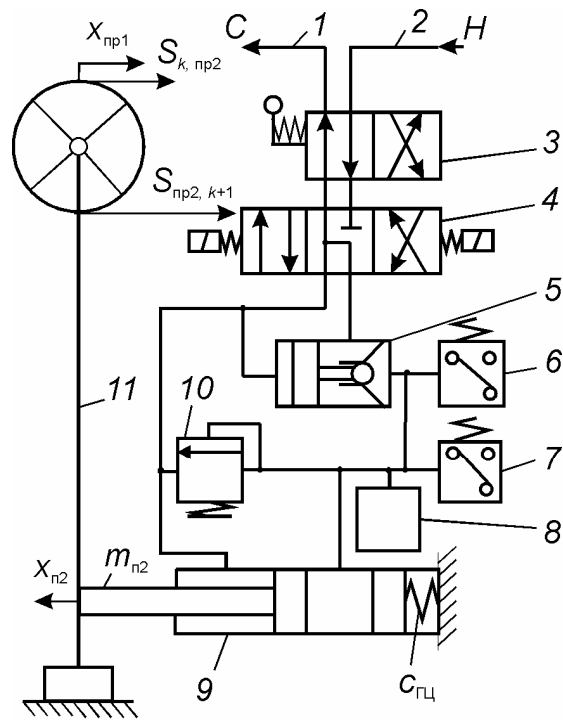


Рисунок 2 - Динамическая модель хвостовой приводной станции конвейера с гидравлической схемой ГНУ

Для разгрузки ТО РЖ из напорной магистрали подается в штоковую полость ГЦ и под торец поршня гидрозамка 5, после открывания которого поршневая полость соединяется со сливной магистралью 1.

При аварийном увеличении нагрузок в ТО и достижении давлением $p_{l\Gamma}$ (l – номер приводной станции, $l=1, 2$) в поршневой полости ГЦ значения $p_{пк}$, на которое настроен предохранительный клапан (ПК) 10, последний срабатывает, РЖ вытесняется в штоковую полость ГЦ и в сливную магистраль 1, а приводная станция смещается под воздействием упругой реакции ТО. Истечение РЖ из ГЦ определяется расходной характеристикой ПК и прекращается при $p_{l\Gamma} < p_{пк}$. При срабатывании ПК ГНУ, расположенного по ходу ТО ближе к месту заклинивания, при помощи реле давления 6 отключаются все асинхронные электродвигатели (АД) конвейера.

При составлении динамической модели ГНУ приняты допущения: РЖ не сжимаема; исполнительный элемент ПК и РЖ безынерционны; расход РЖ через ПК описывается формулой $Q_{пкl} = Q_{пк} \sqrt{(\Delta p_{\Gamma l} / \Delta p_{пк})}$, где $\Delta p_{\Gamma l}$ и $\Delta p_{пк}$ – перепады давления в ПК, $\Delta p_{\Gamma l} = p_{l\Gamma} - p_c$, $\Delta p_{пк} = p_{пк} - p_c$; p_c – давление в сливной магистрали; $Q_{пк}$ – расход РЖ через ПК при $\Delta p_{пк}$, определяемый проходным сечением окон клапана.

Математическая модель конвейера представляется в виде системы уравнений:

- движения привода

$$J_1 d^2 \varphi_{1,l} / dt^2 = M_{дl} - F_{1,l} R_{ш1} \eta_1^{-1}; \quad J_2 d^2 \varphi_{2,l} / dt^2 = F_{1,l} R_{к1} - F_{2,l} R_{ш2} \eta_2^{-1};$$

$$J_3 d^2 \varphi_{3,l} / dt^2 = F_{2,l} R_{к2} - 3F_{3,l} R_{ш3} \eta_3^{-1}; \quad J_4 d^2 \varphi_{4,l} / dt^2 = F_{3,l} R_{ш4} - F_{4,l} R_{ш4} \eta_4^{-1};$$

$$(J_5 + 3J_4) d^2 \varphi_{5,l} / dt^2 = 3(F_{3,l} R_{ш3} + F_{4,l} R_{к4} \eta_4^{-1}) - W_1 R_{зв};$$

- движения тягового органа

$$m_i d^2 x_i / dt^2 = F_i - f_{тр i} - F_{ни} - R_i, \text{ если } i \leq n/2; \quad m_i d^2 x_i / dt^2 = F_i - f_{тр. i} - R_i, \text{ если } i > n/2;$$

- движения груза на конвейере

$$m_{\Gamma i} d^2 x_{\Gamma i} / dt^2 = F_{ни} - f_{тр. \Gamma i};$$

- поступательного движения приводных станций

$$m_{пl} d^2 x_{пl} / dt^2 = n_{\Gamma} F_{\Gamma l} - S_l - F_{пл} \pm m_{пl} g \sin \beta = 0;$$

– наполнения ГЦ рабочей жидкостью

$$dQ_l/dt=Q_{п l}-Q_{р l}-Q_{п.к l}. \quad (1)$$

В приведенных уравнениях: J_r и $\varphi_{r,l}$ – соответственно момент инерции и угловая координата r -й вращающейся массы l -го привода, $r=1, 2, \dots, 5$; $M_{д l}$ – крутящий момент, развиваемый АД l -го привода; $F_{m l}$ – усилие в m -й зубчатой передаче редуктора, $m=1, 2, 3, 4$; $R_{ш(к) m}$ – радиус шестерни (с индексом «ш») и колеса (с индексом «к») m -й передачи редуктора; η_m – КПД m -й передачи редуктора; J_4 – момент инерции сателлитов относительно оси водила; W_l – тяговое усилие, развиваемое l -м приводом; $R_{зв}$ – радиус приводной звездочки; m_i и x_i – соответственно i -я сосредоточенная масса ТО и ее перемещение, $i=1, 2, \dots, n$; $f_{тр.i}$ – сила сопротивления движению i -й массы ТО; то же, но с индексом «г» относится к i -й массе груза; F_i – сумма активных сил, действующих на i -ю массу ТО; R_i – реакция препятствия движению i -й массы ТО при его заклинивании; $m_{п l}$ – масса поступательно перемещающихся частей l -й приводной станции; $x_{п l}$ – перемещение l -й приводной станции; n_r – число ГЦ в каждом ГНУ; S_l – сила воздействия ТО на l -ю приводную станцию; $F_{п l}$ – сопротивление движению l -й приводной станции; g – ускорение свободного падения; β – угол установки конвейера; Q_l – количество жидкости в ГЦ l -й приводной станции; $Q_{п l}$ и $Q_{р l}$ – значения подачи и расхода РЖ через электрогидрораспределитель, которые обеспечиваются при крайних положениях золотника.

Усилия в ССК определяются по формулам:

$$F_{1l}=c_1(R_{ш 1}\varphi_{1,l}-R_{к 1}\varphi_{2,l})+\mu_1(R_{ш 1} d\varphi_{1,l}/dt-R_{к 1} d\varphi_{2,l}/dt);$$

$$F_{2l}=c_2(R_{ш 2}\varphi_{2,l}-R_{к 2}\varphi_{3,l})+\mu_2(R_{ш 2} d\varphi_{2,l}/dt-R_{к 2} d\varphi_{3,l}/dt);$$

$$F_{3l}=c_3(R_{ш 3}\varphi_{3,l}-R_{ш 4}\varphi_{4,l}-R_{ш 3}\varphi_{5,l})+\mu_3(R_{ш 3} d\varphi_{3,l}/dt-R_{ш 4} d\varphi_{4,l}/dt-R_{ш 3} d\varphi_{5,l}/dt);$$

$$F_{4l}=c_4(R_{ш 4}\varphi_{4,l}-R_{к 4}\varphi_{5,l})+\mu_4(R_{ш 4} d\varphi_{4,l}/dt-R_{к 4} d\varphi_{5,l}/dt);$$

$$W_1=S_{п 1, 1}-S_{n, п 1}; W_2=S_{п 2, k+1}-S_{k, п 2}; S_1=S_{п 1, 1}+S_{n, п 1}; S_2=S_{п 2, k+1}+S_{k, п 2};$$

$$S_{п 1, 1}=c(x_{п 1}-x_1+x_{п 1})+\eta(dx_{п 1}/dt-dx_1/dt+dx_{п 1}/dt);$$

$$S_{n, п 1}=c(x_n-x_{п 1}+x_{п 1})+\eta(dx_n/dt-dx_{п 1}/dt+dx_{п 1}/dt);$$

$$S_{k, п 2}=c(x_k-x_{п 2}+x_{п 2})+\eta(dx_k/dt-dx_{п 2}/dt+dx_{п 2}/dt);$$

$$S_{п 2, k+1}=c(x_{п 2}-x_{k+1}+x_{п 2})+\eta(dx_{п 2}/dt-dx_{k+1}/dt+dx_{п 2}/dt);$$

$F_{\pi l} = (w_{\text{пр}} m_{\pi l} g \cos \beta) \text{sign}(dx_{\pi l} / dt)$, если $dx_{\pi l} / dt \neq 0$;

$F_{\pi l} = n_{\Gamma} F_{\Pi} p_{\Gamma l} - S_{l-} m_{\pi l} g \sin \beta$, если $dx_{\pi l} / dt = 0 \wedge |n_{\Gamma} F_{\Pi} p_{\Gamma l} - S_{l-} m_{\pi l} g \sin \beta| < w_{\text{пр.п}} m_{\pi l} g \cos \beta$,

где c_r и μ_r – соответственно коэффициенты жесткости и вязкости r -й связи между сосредоточенными массами приводных блоков;

$S_{\text{пр } 1, 1}$, $S_{\text{пр } 2, k+1}$ и $S_{n, \text{пр } 1}$, $S_{k, \text{пр } 2}$ – усилия в набегающих и сбегающих с приводных звездочек ветвях ТО;

$x_{\text{пр } 1}$ и $x_{\text{пр } 2}$ – перемещения ведущих сечений ТО на приводных звездочках соответственно первого и второго приводов;

c и η – соответственно приведенные коэффициенты жесткости и вязкости участка ТО;

F_{Π} – рабочая площадь поршня ГЦ;

$w_{\text{пр}}$ и $w_{\text{пр.п}}$ – коэффициенты сопротивления поступательному движению привода соответственно при перемещении и в состоянии покоя.

В уравнении (1) $Q_{\text{пк } l} = 0$, если $p_{\Gamma l} < p_{\text{пк}}$. В рабочем режиме $Q_{\text{п } 1} = Q_{\text{р } 1} = 0$, $Q_{\text{п } 2} = 0$, если $p_{\Gamma 2} < p_{\text{рег}}$, и $Q_{\text{р } 2} = 0$, если $p_{\Gamma 2} > p_{\text{рег}}$, $p_{\text{рег}}$ – регулируемое давление в ГЦ.

Привод покоится, т.е. $dx_{\text{пр } l} / dt = 0$, если выполняется условие $t = 0$ или $dx_{\pi l}(t) / dt - dx_{\pi l}(t - \Delta t) / dt < 0$ или $x_{\pi l} = -h_{\Gamma l \text{н}}$, где $h_{\Gamma l \text{н}}$ – выдвигание поршней гидроцилиндров в начальный момент времени; Δt – шаг интегрирования уравнений.

Давление в поршневой полости ГЦ $p_{\Gamma l} = c_{\text{ГЦ } l} x_{\text{ГЦ } l} / n_{\Gamma} F_{\Pi}$, где $c_{\text{ГЦ } l}$ и $x_{\text{ГЦ } l}$ – приведенные к днищу ГЦ соответственно жесткость и деформации ГЦ, $x_{\text{ГЦ } l} = Q_l / n_{\Gamma} F_{\Pi} - x_{\pi l}$.

В составе ГНУ применены два серийных ГЦ с внутренним диаметром 125 мм. Расход рабочей жидкости через ПК $Q_{\text{пк}} = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, давление настройки ПК $p_{\text{пк}}$ варьировалось в пределах от 25 до 50 МПа, что отвечает ПК типа КГУ, применяемым в механизированных креплениях. В исследовательских целях также рассматривались большие значения $p_{\text{пк}}$ (до 100 МПа) и $Q_{\text{пк}}$ ($5 \cdot 10^{-3}$ и $10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$).

Результаты исследования заклинивания холостой ветви ТО на расстоянии 10 м от хвостовой приводной станции при $p_{\text{пк}} = 50 \text{ МПа}$ и $Q_{\text{пк}} = 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$, представлены на рисунке 3.

Вначале наблюдается резкое, в основном под воздействием возрастающего крутящего момента АД, увеличение усилия $S_{\text{пр } 2, k+1}$ в холостой ветви ТО и давления $p_{\Gamma 2}$ в поршневой полости работающих на упор ГЦ хвостового ГНУ. При достижении давлением $p_{\Gamma 2}$ настроенного значения $p_{\text{пк}}$ срабатывает ПК. Усилие в ТО и давление в ГЦ продолжают расти. Через 0,13 с после срабатывания ПК (время определяется расходом $Q_{\text{пк}}$ и инерционными свойствами ГНУ) скорость приводной станции $v_{\text{п } 2}$ достигает значения скорости ТО $v_{\text{пр } 2}$ на приводной звездочке, а

давление $p_{Г2}$ и усилие $S_{пр2, k+1}$ – своих максимальных значений, равных соответственно 65 МПа и 1598 кН. После этого, благодаря тому, что при последующем движении приводной станции вплоть до ее остановки при $p_{Г2} = p_{пк}$ скорость $v_{п2}$ по модулю превышает $v_{пр2}$, а их сумма (скорость деформации набегающей ветви ТО) становится меньше нуля, усилие $S_{пр2, k+1}$ и давление $p_{Г2}$ убывают. Более того, поскольку приводная звездочка под воздействием упругой реакции холостой ветви ТО меняет направление вращения (скорость $v_{пр2}$ становится меньше нуля), то после остановки приводной станции усилие $S_{пр2, k+1}$ продолжает убывать до нуля и оставаться равным нулю в течение 0,7 с.

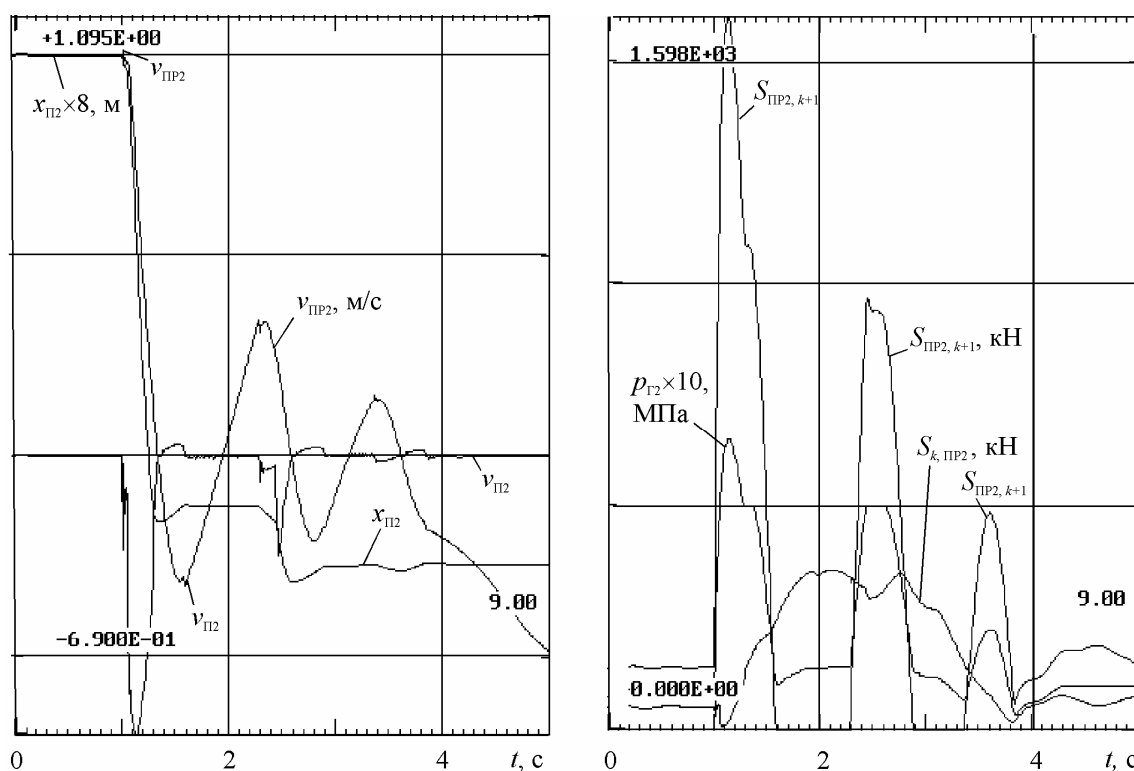


Рисунок 3 - Диаграммы изменения режимных параметров конвейера КСД27 с гидравлическими натяжными устройствами при заклинивании тягового органа

В процессе заклинивания усилие $S_{к, пр2}$ на верхней ветви ТО после кратковременного снижения до нуля под воздействием приводов увеличивается, достигая 358 кН, при этом давление в замкнутых ГЦ хвостового ГНУ не падает ниже 3 МПа. Несмотря на образование сначала на сбегавшей, а затем на набегающей ветви слабины приводная станция испытывает постоянное силовое воздействие со стороны ТО, что исключает потерю контакта цепей с приводными звездочками и соскок цепей со звездочек. При заданном первоначальном выдвигении штоков ГЦ 0,2 м при движении приводной станции поршни не достигают дна ГЦ, благодаря чему предотвращаются удары в ГЦ.

Наконец, под действием упругой реакции грузовой ветви ТО хвостовой привод начинает разгоняться по ходу, в результате чего холостая ветвь ТО снова интенсивно натягивается до срабатывания ПК. Процесс приобретает колебательный характер при постепенном убывании максимальных значений $S_{\text{пр}2, k+1}$ и $p_{Г 2}$.

Таким образом, применение в составе конвейеров типа КСД многофункциональных гидравлических натяжных устройств позволяет осуществлять эффективную защиту от экстренных перегрузок.

Направлением дальнейших исследований является определение при проектировании рациональных параметров гидравлических натяжных устройств и экспериментальная проверка их соответствия конкретным условиям эксплуатации.

Библиографический список

1. Сигалов Л.Н. Гидравлическое устройство защиты привода скребкового конвейера // *Разработка месторождений полезных ископаемых. Вып. 78.* – К.: Техника, 1987. – С. 43-49.

2. Горлов В.М., Благодетелева З.А. Натяжное устройство скребкового конвейера // *Механизация производственных процессов на угольных шахтах Украины.* – Донецк: ДонУГИ. – 1977. – С. 10-17.

3. Горлов В.М., Левин А.Г. Оценка эксплуатационных качеств забойного скребкового конвейера СПГ53 // *Механизация производственных процессов на угольных шахтах Украины.* – Донецк: ДонУГИ. – 1980. – 56 с.

4. Корнеев С.В., Ширин Л.Н., Плетнев М.В. Адаптация шахтных скребковых конвейеров к условиям производства. – Луганск: Книжковий світ, 2005. – 264 с.