

**В.И.Большаков, И.Б.Листопадов**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ  
КОМБИНИРОВАННОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА  
ПОДАЮЩЕГО АППАРАТА ПИЛЬГЕРСТАНА**

Целью работы является исследование особенностей работы пневматического тормозного устройства в составе гидропневматической системы торможения подвижных масс подающего аппарата пилигримового стана. Разработана математическая модель и приведены результаты исследования скоростных характеристик пневмотормоза и эффективности торможения. Показано, что пневмоторможение наиболее эффективно при прокатке труб тяжелого сортамента с минимальными оборотами валков. При прокатке труб легкого сортамента пневмоторможение не дает ощутимых результатов для улучшения качества работы подающего аппарата.

**пилигримовый стан, подающий аппарат, пневматическое тормозное устройство, математическая модель, исследование**

**Состояние вопроса.** Использование установок с пилигримовыми станами связано с возможностью производства на них труб широкого марочного сортамента. Возможность применения литых заготовок, прокатки труб значительной длины, особотолстенных и профильных труб, а также труб переменного сечения позволяют пилигримовой прокатке конкурировать с прокаткой другими способами.

Пилигримовый стан представляет собой сложную комбинированную систему, состоящую из электромеханической системы прокатной клетки с рабочими валками, трансмиссией и приводом; пневмогидромеханическую систему подающего аппарата, включающего пневмоцилиндр, пневматическое и гидравлическое тормозные устройства, механизм кантовки; гидромеханическую систему механизма подачи. Все системы, механизмы и устройства взаимосвязаны функционально и оказывают друг на друга различного рода воздействия.

Важным этапом взаимодействия электромеханической и пневмогидромеханической систем является торможение подвижных масс подающего аппарата при подходе гильзы к валкам. Время торможения и скорость встречи гильзы с валками являются факторами, определяющими производительность пилигримового стана (время цикла) и надежность работы всего комплекса механизмов стана. Сила торможения возбуждает колебательный процесс в гидроприводе механизма подачи, который является первопричиной нестабильности подачи металла в валки пильгерстана. Время и путь торможения определяются из решения уравнения движения подвижных масс подающего аппарата с учетом энергии, отданной электромеханической системой при прокатке пневмогидромеханической системе. Методика исследования и выбора оптимальных параметров гидравлических тормозных устройств, используемых в подающих аппара-

тах, обобщена в работах [1–3]. Известные публикации о работе подающих аппаратов с пневмогидравлическим торможением ограничиваются работой [4], в которой дано описание конструкции пневмотормоза и приведена натурная осциллограмма режима работы подающего аппарата. Результаты экспериментальных исследований в работе [4] не приведено. Другие исследования работы подающего аппарата с гидропневматическим торможением не известны.

**Постановка задачи.** Практика эксплуатации подающих аппаратов с гидропневматическим торможением не позволяет однозначно оценить влияние изменения качества торможения подвижных масс на работу стана. Методика расчета энергосиловых параметров и параметров работы подающих аппаратов, в которых вместо плунжера в пневмоприводе используется поршень, не претерпела существенных изменений по сравнению с базовой методикой [1,2]. Влияние работы пневмотормоза на качество торможения подвижных масс не оценивалось. Вместе с тем, от качества работы механизмов пневмогидравлической системы подающего аппарата (время разгона и торможения подвижных масс, скорость встречи прокатываемой гильзы с рабочими валками и положение подвижных масс относительно задней стенки гидротормоза в момент захвата гильзы валками) зависят производительность стана и распределение нагрузок в линии прокатки. Кроме того, качество торможения (ускорение торможения, форма тормозного импульса, скорость встречи гильзы с валками) влияет на стабильность подачи гильзы в валки. Поэтому в данной работе с помощью имитационного моделирования проводится детальное изучение неясных вопросов, связанных с особенностями совместной работы гидравлических и пневматических тормозных устройств.

#### Изложение основных материалов исследования.

Подающий аппарат пильгерстана, схема которого приведена на рис.1, представляет собой поршневой пневмоцилиндр (воздушный цилиндр) 1, корпус которого установлен на каретке механизма подачи (на рис.1 не показана). На шток пневмоцилиндра 2 устанавливается оправка (дорн) с прокатываемой гильзой 3. Движение к валкам 4 поршень 5 подающего аппарата совершает под действием сжатого воздуха  $P_v$ , подающегося от централизованной системы высокого (до 1Мпа) давления в воздушную камеру подающего аппарата. Суммарная масса поршня, замка, дорна и гильзы составляет подвижную массу воздушного цилиндра. Возвратное движение передается подвижным массам рабочими валками 4. При движении к валкам подвижные массы совершают поворот на 90–105° относительно оси перемещения с помощью механизма кантовки 6. При подходе к рабочим валкам 4 подвижные массы тормозятся пневматическим 7 и встроенным в корпус подающего аппарата 1 гидравлическим 8 тормозным

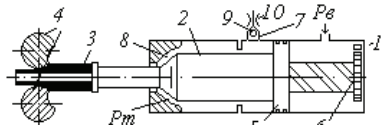


Рис.1 – Схема подающего аппарата

гидравлическим 8 тормозным

устройствами. Пневматическое тормозное устройство (пневмотормоз) состоит из штоковой (тормозной) полости пневмоцилиндра, которая снабжена обратным клапаном 9 для впуска атмосферного воздуха в полость при движении подвижных масс от валков и дросселем 10 с регулируемым проходным сечением  $f_{BT}$  на выходе воздуха из тормозной полости. Проходное сечение дросселя 10 определяет величину тормозного давления воздуха в пневмотормозе.

Гидравлическое тормозное устройство представляет собой цилиндр с профилированной внутренней поверхностью (буксу) установленный в заполненной водой камере (водяная камера). При движении к валкам участок большого диаметра штока, имеющего ступенчатую конструкцию, входит в буксу, вытесняя из нее воду через щель между штоком и буксой. В буксе создается избыточное (тормозное) давление ( $P_T$ ), тормозящее подвижные массы.

В настоящее время известны методика расчета основных параметров работы механизмов и методики расчета производительности подающих аппаратов с учетом сортамента прокатываемых труб и калибровки валков, обобщенных в работах [2,4,5], включая значения начальных давлений воздуха, времени разгона и торможения подвижных масс воздушного цилиндра, усилий осевого подпора на прокатываемую гильзу. В этих же работах обобщены и исследования гидравлических механизмов подачи. Методика расчета пневматического тормозного устройства воздушных цилиндров не разрабатывалась. Следует отметить, что несмотря на математические модели, описанные в работах [2,4,5], исследования работы механизмов и систем подающего аппарата проводились фрагментарно и работающей комплексной имитационной модели до настоящего времени не создано. В известных исследованиях работы механизма подачи применялась одно или трехмассовая гидравлическая система, однако возмущение от работы механизмов воздушного цилиндра задавалось с помощью упрощенных, линеаризованных функций, например [4,5]. В настоящей работе для создания математической модели использованы основные принципы, приведенные в монографиях [2,4,5], дополненные разработками новых фрагментов математического описания. Разработка имитационной модели производилась по классической схеме в порядке очередности фаз работы воздушного цилиндра.

Во время первой фазы, при наличии контакта между рабочими валками и прокатываемой гильзой, подвижные массы подающего аппарата перемещаются на величину отката гильзы  $S_{np}$ .

$$S_{np} = K_n \mu_\varepsilon h / \omega_k + \varphi_\sigma R_\sigma \omega_k \quad (1)$$

где  $K_n$  – коэффициент полировки;  $\mu_\varepsilon$  – коэффициент вытяжки;  $\omega_k$  – коэффициент опережения;  $\varphi_\sigma$  – угол бойка;  $h$  – величина подачи;  $R_\sigma$  – катающий радиус валка.

Откат происходит при скорости прокатки  $U_{np}$ , где  $n$  – число оборотов валков:

$$U_{np} = \pi R_0 \omega_{\kappa} n / 30 \quad (2).$$

При перемещении подвижных масс подающего аппарата происходит изменение давления воздуха в воздушной камере пневмоцилиндра  $P_0^{\wedge}$

$$P_0^{\wedge} = P_{00} (H / (H + x))^{\kappa} \quad (3),$$

где  $p_{00}$  – начальное давление воздуха в воздушной камере при крайнем переднем положении плунжера подвижных масс подающего аппарата;  $H$  – приведенная длина воздушной камеры при крайнем переднем положении плунжера;  $x$  – перемещение подвижных масс от валков,  $0 < x < S$ ; Следует отметить, что за начало координат  $x$ ;  $dx/dt$ ;  $d^2x/dt^2$  принято крайнее переднее положение плунжера, в связи с чем  $x$  во всех фазах работы подающего аппарата имеет отрицательное значение, в связи с чем в формуле (3) и приведенных далее формулах, определяющих давление в газовых (воздушных) полостях изменение объема учитывается данная особенность выбора начала координат. Перемещение подвижных масс является непрерывным и не разбивается на перемещения в отдельных фазах работы по методике работ [2,4,5], которые в дальнейшем учитываются в уравнениях движения. В этом состоит одно из отличий использования комплексного подхода к исследованию комбинированных систем, в частности подающего аппарата пилльгерстана.

Во второй фазе подвижные массы подающего аппарата продолжают движение от валков по инерции до полной остановки. Уравнение движения подвижных масс имеет вид:

$$m d^2 x / dt^2 = p_{00} F_0 (H / (H + x))^{\kappa} + T \text{Sign} dx / dt, \quad (4)$$

где  $m$  – приведенная масса подвижных частей воздушного цилиндра;  $T$  – сила трения подвижных масс,  $F_0$  – площадь поршня пневмопривода.

Третья и четвертая фазы работы подающего аппарата (разгон подвижных масс и их торможение [2,4,5]) объединены в одной фазе. Уравнение движения подвижных масс в этой фазе имеет вид:

$$m d^2 x / dt^2 = p_{00} F_0 (H / (H + x))^{\kappa} - p_{em} (F_n - F_{n1}) - P_T F_T - T \text{Sign} dx / dt, \quad (5)$$

где  $p_{em}$  – давление в пневмотормозе;  $F_n$  – площадь поршня;  $F_{n1}$  – площадь плунжера;  $P_T$  – давление в гидротормозе;  $F_T$  – площадь миделевого (среднего) сечения плунжера.

Для описания процессов изменения давления в камере пневмотормоза с учетом изменения параметров состояния и режимов истечения газа для процесса выхлопа газа из полости переменного объема, в которой изменение объема вызвано перемещением подвижных масс подающего аппарата. В качестве базовой методики и основных уравнений принята методика описанная в работе [6]. Уравнение изменения давления воздуха в тормозной полости имеет вид:

$$\frac{dp_{\dot{a}0}}{dt} = \frac{kp_{\dot{a}0}}{(S_{T0} + x)} \frac{dx}{dt} - \frac{k \mu f_{\dot{a}0} K \dot{\sigma}_{\dot{a}0}^{2k} \sqrt{RT_{\dot{a}}}}{\dot{\sigma}_{\dot{a}}^{2k} (F_i - F_{ie}) (S_{T0} + x)} \varphi \left( \frac{\sigma_{\dot{a}}}{\sigma_{\dot{a}0}} \right), \quad (6)$$

где  $k$  – показатель адиабаты;  $S_{T0}$  – приведенная к площади пневмотормоза длина камеры пневмотормоза в крайнем переднем положении подвижных масс подающего аппарата;  $\mu$  – коэффициент расхода воздуха через дроссель;  $f_{em}$  – площадь сечения дросселя;  $R$  – газовая постоянная;  $T_a$  – температура окружающей среды;  $p_a$  – атмосферное давление воздуха;  $p_m$  – давление воздуха в магистрали;  $\varphi$  – функция расхода,  $\varphi_{(\sigma)} = \sqrt{\sigma^{2/\varepsilon} - \sigma^{(\varepsilon+1)/\varepsilon}}$ ;  $\sigma_a = p_a/p_m$ ;  $\sigma_{em} = p_{em}/p_m$ ;  $K = (2k/(k-1))^{0.5}$ .

Особенностью уравнения (6) является использование абсолютного значения давления воздуха. Первое слагаемое формулы (6) определяет изменение давления в пневмотормозе в зависимости от изменения координаты и скорости перемещения подвижных масс. Второе слагаемое – изменение давления при выхлопе газа в атмосферу.

Уравнение давления в тормозном устройстве при перемещении подвижных масс к валкам, с учетом рекомендаций работы [7], имеет вид:

$$\delta \dot{\sigma} = \frac{\rho F_T^2}{2\mu^2 f_{(x)}^2} \frac{dx}{dt}, \quad (7)$$

где  $\rho$  – плотность воды;  $\mu$  – коэффициент расхода воды через щель;  $f_{(x)}$  – площадь изменяющейся при перемещении подвижных масс  $x$  щели.

При построении имитационной модели перемещения подвижных масс при откате использовались следующие положения. Перемещение подвижных масс при прокатке происходит принудительно (под действием сил сцепления гильзы с рабочими валками клетки пильгерстана). Величина перемещения подвижных масс за время прокатки является величиной постоянной (для конкретных параметров прокатки) и определяется по выражению (1). Скорость прокатки определяется параметрами прокатных валков и частотой их вращения по выражению (2). Перемещение подвижных масс вызывает изменение давления в пневмоприводе подающего аппарата, определяемого по выражению (3). После отката подвижных масс на величину, определенную по выражению (1), подвижные массы откатываются по инерции до величины перемещения, определяемой из решения уравнения движения (4), затем происходит их движение в сторону валков под действием силы сжатого в камере пневмопривода воздуха, давление которого определяется по выражению (3). Возвращением подвижных масс в переднее положение заканчивается один цикл работы подающего аппарата.

Реализация этих положений в одном или нескольких циклах работы подающего аппарата потребовала создания системы управления циклом прокатки и обеспечения циклической работы модели. В основу системы управления принята синусоидальная функция  $Y = \sin \omega t$ , где  $Y=1$ ;  $\omega$  – частота следования циклов,  $1/c$ ;  $t$  – текущее время,  $c$ . В общем виде циклическая работа модели реализуется следующим образом. Для моделей подающих аппаратов с различными параметрами прокатных валков вводит-

ся отношение угла холостого хода  $\alpha_{\text{хх}}$  к углу рабочего хода  $\alpha_{\text{рх}}$ . В этом случае используется выражение  $V=(1-0,96\alpha_{\text{хх}}/\alpha_{\text{рх}})+\text{Sin}((t-1)2\pi/60)$ , реализующее синусоиду с периодом кратным времени одного оборота валков и со смещением, обеспечивающим заданное соотношение времен (углов) холостого и рабочего хода. Для управления параметрами, связанными с чередованием времени рабочего и холостого хода вводится преобразование в двоичный код «если  $V<0$ , то  $V=1$ , иначе 0», который используется непосредственно для управления циклической работы модели.

Ввод гидравлического торможения в имитационную модель производился в несколько этапов. Вначале создавался канал управляющих команд, связывающий положение тормозного устройства во всех циклах работы подающего аппарата. Затем назначалось положение участка торможения. Затем вводилось изменение функции  $f(x)$  на длине участка торможения. Если действие происходит за пределами участка торможения, то  $f(x)=f_0(x)$ , где  $f_0(x)$  – площадь щели между плунжером и тормозным кольцом при наименьшем диаметре плунжера).

Перемещение каретки определялось из решения уравнений движения одномассовой системы /8/:

$$\begin{aligned} m_{i0} dq_1 / dt &= (p_1 - p_2 F_2 / F_1 - (P_a + P_{a0} - D_0) / F_1 - p_0 \text{sgn } q_1) F_1^2; \\ dp_1 / dt &= (q_0 - q_1) E_1 / V_1; \\ dp_2 / dt &= (q_3 - q_2) E_2 / V_2; \\ q_0 &= \mu f_1 \sqrt{(p_0 - p_1) 2 / \rho}; \quad dx / dt = q_1 / F_1; \\ q_1 &= F_1 dx / dt; \Delta x = \Delta t dx / dt; \\ q_2 &= F_2 dx / dt; x_i = x_{i-1} + \Delta x; \\ q_3 &= \mu f_2 \sqrt{(p_2 - p_{\text{нв}}) 2 / \rho}; \end{aligned} \quad (8)$$

где  $m_{np}$  – масса рабочего органа и приведенная масса жидкости в гидроцилиндрах и магистралях, кг;  $P_a$  – сила давления воздуха в пневмокамере подающего аппарата, Па;  $P_{am}$  – сила давления воздуха в камере пневмотормоза, Па;  $P_m$  – сила давления воды в гидротормозе, Па;  $E_1/V_1$  – жесткость напорной магистрали, Па/м<sup>3</sup>;  $E_2/V_2$  – жесткость сливной магистрали, Па/м<sup>3</sup>;  $E$  – модуль упругости жидкости, Па;  $p_T = T/F_1$  – приведенное давление от сил трения, Па.

Согласно уравнениям 5 и 8, описывающих движение подвижных масс подающего аппарата и каретки механизма подачи, разработана имитационная модель работы комплекса механизмов пилигримового стана которая адаптирована к условиям работы пилигримового стана эксплуатирующегося на пильгерстангах ТПЦ №4 ОАО «Интерпайп – НТЗ».

Исследования проводились при следующих параметрах: размер готовой трубы 377x8; приведенная масса подвижных частей воздушного цилиндра, min 5500 кг, max 11900 кг; активная площадь поршня в пневмо-

приводе  $F_{\text{п}}=0,441\text{м}^2$ ; активная площадь поршня в пневмотормозе  $F_{\text{пт}}=0,2041\text{м}^2$ ; площадь выхлопного отверстия в пневмотормозе  $F_{\text{вт}}=0,0785\text{м}^2$ ; площадь подводного отверстия в пневмоприводе. Площадь подводного отверстия в пневмоприводе  $F_{\text{вп}}=0,002\text{м}^2$ ; приведенная длина воздушной камеры пневмопривода  $H=2,7\text{м}$ ; приведенная длина воздушной камеры пневмотормоза  $S=0,223\text{м}$ ; площадь миделевого сечения плунжера  $F_{\text{т}}=0,1358\text{м}^2$ ; ширина щели тормозной буксы  $b=1,67\text{м}$ ; газовая постоянная  $R=287,14\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$ ; коэффициент расхода воздуха  $\mu_v=0,7$ ; проходное сечение обратного клапана пневмотормоза  $f=0,02\text{м}^2$ ; диапазон регулирования проходного сечения дросселя пневмотормоза  $f_{\text{т}}=3,5\text{E}-3 - 1\text{E}-6\text{м}^2$ ; приведенная масса жидкости,  $m_{\text{пр}}=80000\text{кг}$ ; площадь плунжера напорного цилиндра  $F_1=0,049\text{м}^2$ ; площадь плунжеров цилиндров обратного хода  $F_2=0,14\text{м}^2$ .

Исходным режимом работы подающего аппарата при моделировании является режим без пневматического торможения, т.е. при полностью открытом дросселе пневмотормоза ( $f_{\text{т}}=0,0035\text{ м}^2$ ). Всего проведено три цикла исследований работы подающего аппарата при скоростных режимах прокатки  $n=52\text{об/мин}$ ;  $n=60\text{об/мин}$ ;  $n=68\text{об/мин}$ , с настройкой дросселя пневмотормоза в диапазоне  $f_{\text{т}}=3,5\text{E}-3 - 1\text{E}-6\text{ м}^2$ .

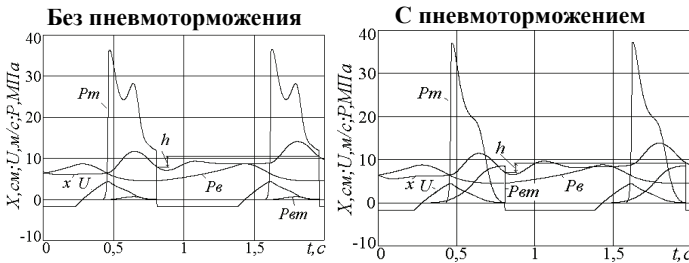


Рис.2 - Осциллограммы работы подающего аппарата с  $n=52\text{об/мин}$

Осциллограммы работы подающего аппарата, полученные в результате исследования, приведены на рис.2. На осциллограммах зафиксировано:  $x$  – перемещение каретки механизма подачи;  $U$  – скорость подвижных масс воздушного цилиндра;  $P_{\text{в}}$  – давление воздуха в пневмоприводе воздушного цилиндра,  $P_{\text{вт}}$  – давление воздуха в пневмотормозе;  $P_{\text{м}}$  – давление воды в гидротормозе;  $h$  – величина подачи.

Анализ изменения параметров, приведенных на рис.2 показывает, что при максимальном проходном сечении дросселя пневмотормоза давление тормозного воздуха зависит, в основном, от скорости подвижных масс в фазе торможения. К концу торможения давление пневмотормоза имеет практически нулевое значение. Исходные данные для анализа эффективности работы, полученные в результате имитационного моделирования, сведены в табл.1.

Таблица 1. Анализ эффективности пневмотормозения.

п	Без торможения					Максимальное торможение				
	$U_{вст}$	$a_T$	$P_T$	$P_{BT}$	$t_T$	$U_{вст}$	$a_T$	$P_T$	$P_{BT}$	$t_T$
об/мин	м/с	м/с <sup>2</sup>	МПа	МПа	с	м/с	м/с <sup>2</sup>	МПа	МПа	с
52	0,063	23,1	3,64	0,07	0,378	0,054	25,5	3,7	0,852	0,375
60	0,094	29,9	4,65	0,125	0,318	0,102	31,5	4,66	0,883	0,317
68	0,104	39,9	6,15	0,196	0,282	0,126	40,9	6,14	0,905	0,279

В таблице приведены максимальные значения ускорения торможения  $a_T$ ; скорость встречи гильзы с валками  $U_{вст}$ ; давления в гидротормозе  $P_T$  и пневмотормозе  $P_{BT}$ ; время торможения  $t_T$  для вариантов работы подающего аппарата без пневмотормозения и с пневмотормозом, настроенным на максимальное давление торможения. Рассматривались три скоростные режима работы пилгерстана.

Установлено, что значение ускорения торможения увеличивается при пневмотормозении на 10% при работе пилигримового стана с числом оборотов валков  $n=52$  об/мин. С увеличением числа оборотов валков влияние пневмотормозения на интенсивность торможения уменьшается, что обусловлено большей зависимостью гидроторможения от скорости подвижных масс. Время торможения при работе с пневмотормозением уменьшается для всех скоростных режимов работы менее чем на 1%. С уменьшением времени торможения увеличивается скорость встречи гильзы с валками.

Увеличение усилия пневмотормозения, увеличивает отставание подвижных масс от крайнего переднего положения, что вызывает увеличение максимального давления воздуха в пневмоприводе и, как следствие, движущую силу подвижных масс. Увеличивается путь разгона подвижных масс и скорость их входа в гидравлическое тормозное устройство и скорость встречи гильзы с валками.

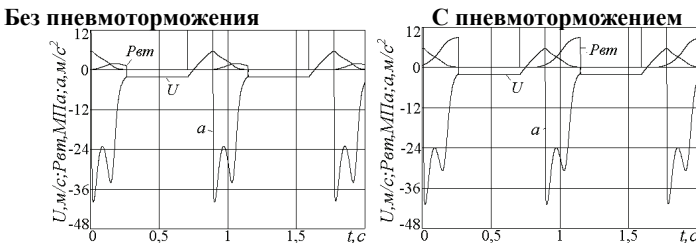


Рис.3 – Зависимость ускорения торможения от пневмотормозения

Изменение формы импульса торможения при использовании пневмотормоза иллюстрируется кривыми изменения ускорения торможения подвижных масс (кривая  $a$ ) при работе пилигримового стана с 68 оборотов валков в минуту, приведенными на рис.3.



Можно заметить, что при максимальном давлении пневмотормозения (кривая  $P_{вт}$ ) форма тормозного импульса (ускорение торможения) незначительно изменяется. При пневмотормозении первый пик увеличивается на 2,5%, а второй уменьшается на такую же величину.

Анализ влияния пневмотормозения на стабильность подачи производился по данным табл.2.

Таблица 2. Влияние пневмотормозения на стабильность подачи

$n$ ,	Без торможения					Максимальное торможение				
	$h$ ,	$2A$ ,	$T^*/2$	$\Delta t$ ,	$\Delta t_{\text{умп}}$	$h$ ,	$2A$ ,	$T^*/2$	$\Delta t$ ,	$\Delta t_{\text{умп}}$
об/мин	м	м	с	с	с	м	м	с	с	с
52	0,0246	0,0489	0,22	0,158	0,164	0,0225	0,0496	0,216	0,159	0,164
60	0,0212	0,07	0,214	0,104	0,141	0,0201	0,0655	0,208	0,11	0,141
68	0,023	0,1113	0,226	0,056	0,134	0,026	0,1045	0,219	0,06	0,134

В табл.2 приведены значения величины подачи  $h$ ; размаха колебаний каретки  $2A$ ; время от начала торможения до достижения кареткой максимума перемещения в первом колебании  $T^*/2$ ; время между максимумом перемещения в первом колебании каретки и моментом захвата гильзы валками  $\Delta t$ ; время между пиками ускорения торможения  $\Delta t_{\text{умп}}$ .

Анализ результатов исследования приведенных в табл.2 показывает, что работа пневмотормоза практически не влияет на параметры, определяющие величину отклонения подач в смежных циклах работы подающего аппарата.

### Заклучение.

Таким образом, для исследованных режимов работы подающего аппарата с комбинированным пневмогидравлическим торможением, пневмотормозение наиболее эффективно при прокатке труб тяжелого сортамента с минимальными оборотами валков. При прокатке туб легкого сортамента пневмотормозение не дает ощутимых результатов для улучшения качества работы подающего аппарата (скорость встречи гильзы с валками, время торможения, максимальное ускорение торможения). работа пневмотормоза практически не влияет на параметры, определяющие величину отклонения подач в смежных циклах работы подающего аппарата (размах колебаний, отношение времени торможения к времени от начала торможения до момента захвата гильзы валками). Введение пневмотормозения полезно для компенсации уменьшения давления гидротормозения вследствие износа тормозного устройства при эксплуатации.

1. *Определение* оптимальных параметров режима работы подающего аппарата пильгерстана / С.Н.Кожевников, А.В.Праздников, А.М.Июффе и др. // Модернизация и автоматизация металлургического оборудования. Тр.Ин-та черной металлургии. – М.: Металлургия, 1965. – №20. – С.3–13.
2. *Определение* параметров подающего аппарата пильгерстана / А.В.Праздников, В.Ф.Пешат, А.М.Июффе и др. // В сб. Динамика метал-

- лургических машин. Тр. Днепропетр. Ин-та черной металлургии. – т. XXXI. – М.: Металлургия, 1969. – С.120–128.
3. *Большаков В.И., Листопадов И.Б.* Влияние конструкции гидравлических тормозных устройств на качество работы подающих аппаратов пильгерстанов // Металлургическая и горнорудная промышленность. – №2. – 2009. – С.101–104.
  4. *Праздников А.В.* Гидропривод в металлургии. – М.: Металлургия, 1973. – 336с.
  5. *Оборудование цехов с пилигримовыми трубопрокатными установками / С.Н.Кожевников, А.В.Праздников, А.М.Июффе и др.* – М.: Металлургия, 1974. – 256с.
  6. *Герц Е.В., Крейнин Г.В.* Расчет пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1975. – С.50–64.
  7. *Исследование системы автоматической синхронизации работы подающего аппарата и клетки пильгерстана на электронной модели. / С.Н.Кожевников, А.В.Праздников, О.Н.Кукушкин и др. // Теория машин–автоматов и пневмогидропривода. Сб. Статей.* – М.: Машиностроение, 1966.
  8. *Большаков В.И., Листопадов И.Б.* Особенности переходных процессов в электрогидромеханической системе периодического действия // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. Трудов ИЧМ. – Вып.10. – К.: Наукова думка, 2005. – С.307–312.

*Статья рекомендована к печати  
канд.техн.наук В.В.Верневым*

***В.И.Большаков, І.Б.Листопадов***

**Дослідження особливостей роботи комбінованого гальмівного пристрою подаючого апарату пильгерстана**

Метою роботи є дослідження особливостей роботи пневматичного гальмового пристрою в складі гідропневматичної системи гальмування рухливих мас подавального апарату, пилигримового стана. Розроблено математичну модель і наведені результати дослідження, що показали вплив пневмогальма на форму гальмового імпульсу й максимальне значення прискорення гальмування. Проведено порівняльний аналіз роботи подавального апарату з гідравлічним і пневмогідравлічним гальмуванням. Відзначено ефективність пневмогальмування при прокатці труб важкого сортаменту з мінімальними обертами валків.