

УДК 621.771.28.001.57

С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский

Национальная металлургическая академия Украины

Пр. Гагарина, 4 г. Днепропетровск, Украина, 49600

E-mail: nmetaumechanic@yahoo.com

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ПРИВОДА
АВТОМАТИЧЕСКОГО СТАНА С УЧЕТОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
РАБОЧИХ ВАЛКОВ С ДЕФОРМИРУЕМОЙ ГИЛЬЗОЙ**

Приведены результаты исследования нестационарных динамических процессов в приводе автоматического стана трубопрокатного агрегата. Разработаны эквивалентная динамическая и адаптированная математическая модели, учитывающие взаимодействие развитой механической системы привода стана с прокатываемой гильзой. Прокатываемая в замкнутом калибре, образованная валком с оправкой, гильза рассматривается как часть сложной рядной многомассовой механической системы. Динамика привода эквивалентной двухмассовой динамической модели механической системы линии привода и прокатываемой гильзы представлена системой дифференциальных уравнений. Приведены результаты численного решения задачи и анализ формирования динамических процессов в трансмиссии стана.

Ключевые слова: динамика, модель, автоматический стан, гильза, очаг деформации, валок, оправка, труба, привод, момент инерции, масса, момент сил трения, амплитуда, частота.

Автоматический стан является важным звеном в технологическом цикле производства бесшовных горячекатаных труб и относится к тяжело нагруженному оборудованию со всем комплексом основных и вспомогательных механизмов [1, 2].

Характер нагрузений привода валков рабочей клетки стана преимущественно определяется спецификой реализации технологических процессов производства бесшовных труб с определенными режимами деформации гильз по стенке и диаметру. Нестационарные процессы порождают динамические нагрузки, вызывающие в узлах и деталях привода стана более значительные напряжения, чем при установившихся режимах движения механической системы. Известные методы расчета главного привода автоматического стана не позволяют достаточно строго изучить динамические явления.

Результаты теоретических исследований динамики нестационарных процессов в линии привода автоматического стана и точность расчетов зависит от полноты представлений физических явлений, принятых допущений и построения корректной математической модели.

Динамические процессы в линии главного привода автоматического стана, в большинстве случаев, носят нелинейный характер по ряду причин: из-за больших зазоров в элементах линии привода, нелинейной упругости звеньев.

Отметим, что одной из причин возникновения повышенных динамических нагрузок, в частности, является технологическое взаимодействие калиброванных валков и оправки с гильзой за период прокатки.

Технологический момент (момент прокатки гильзы) на автоматическом стане зависит, по крайней мере, от угла поворота рабочих валков и перемещения прокатываемой гильзы по оси прокатки трубы. Очевидно, его нельзя задавать заранее, как функцию времени $M(t)$ без учета этих важных факторов, возникают значительные колебания скорости прокатки гильзы в калибре. Это приводит к преждевременному износу технологических инструментов – валков и оправки стана.

На рисунке 1 изображена схема главного привода исследуемого стана, включающая валки 7,

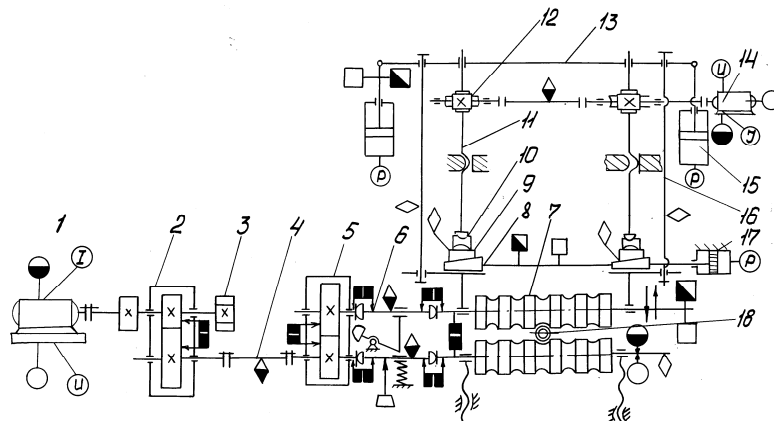


Рисунок 1 – Кинематическая схема главного привода автоматического стана трубопрокатного агрегата

оправку 18, комплекс механизмов 8–17, обеспечивающих взаиморасположение валков, привод их вращательного движения 1–6.

Процесс прокатки гильзы на автоматическом стане реализуется в калиброванных валках с моментами инерции I_1 посредством главного привода от электродвигателя, с моментом инерции I_2 (рисунок 2), соединенных с рабочими валками соответствующими элементами, приведенная жесткость которых равна c .

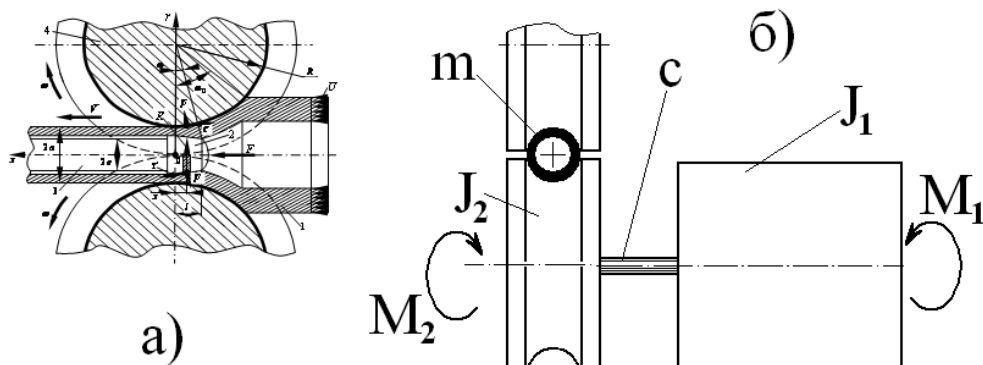


Рисунок 2 – Схема захвата гильзы валками: а) двухмассовая динамическая модель; б) привода валков рабочей клетки автоматического стана

На каждый рабочий валок стана действует крутящий момент M_0 от шпинделя б (рисунок 1) и момент сопротивления от равнодействующей сил трения очага деформации $M(t)$ со стороны прокатываемой гильзы в соответствующих зонах калибра и очага деформации [3, 4]

$$M(t) = bR^2 \left[\int_{\gamma}^{\alpha} \tau_n d\delta - \int_{\beta}^{\gamma} \tau_n d\delta \right], \quad (1)$$

где α – угол захвата гильзы валками; γ – угол, соответствующий нейтральному сечению очага деформации; β – угол, ограничивающий зону контакта гильзы с валком (после заполнения очага деформации $\beta=0$); b – приведенная к калибру «ширина» прокатываемой гильзы; R – катающий радиус валка в калибре.

Усреднив силы трения в очаге деформации и приняв их в соответствующих зонах калибра постоянными, следуя [2, 4], запишем

$$\tau_n = \psi k,$$

где k – предел текучести материала деформируемой гильзы при сдвиге; ψ – постоянная, характеризующая распределение силы трения в очаге деформации ($0 \leq \psi \leq 1$).

Для момента от сил трения со стороны прокатываемой гильзы $M(t)$ (очага деформации), имеем

$$M(t) = \psi k b R^2 (\alpha - 2\gamma + \beta), \quad (1^*)$$

где $\alpha = \arcsin \sqrt{\frac{d_0 - d_1}{2R}}$; d_0 – диаметр исходной заготовки (гильзы); d_1 – диаметр черновой трубы, после прокатки гильзы на автоматическом стане ТПА.

Используя основной закон динамики, составляем уравнение движения гильзы по оси прокатки в калибрах валков виде

$$\frac{d}{dt} \left[m_0 \frac{dx(t)}{dt} \right] = \sum_{k=1}^n F_{kx} = F_x;$$

$$F_x = bR \left[\int_{\gamma}^{\alpha} \tau_n \cos(\delta) d\delta - \int_{\beta}^{\gamma} \tau_n \cos(\delta) d\delta - \int_{\beta}^{\alpha} p \sin(\delta) d\delta \right],$$

где m_0 – приведенная к очагу деформации стана масса гильзы; F_x – сумма проекции сил, действующих на гильзу, на ось прокатки x ; p – нормальное давление в очаге деформации стана.

Отметим, что равнодействующая сил F_x , наряду со всеми другими условиями, преимущественно определяется температурными условиями прокатки гильзы на автоматическом стане.

Первый пропуск гильзы на стане, при прочих равных условиях, определится температурой прокатки ($T = 1000 - 1100$ °C) и в результате чего для горячей прокатки гильзы запишем

$$F_x = k b R \{ \psi [\sin(\alpha) - 2 \sin(\gamma)] + \sin(\beta) - 2 n_{\sigma} [\cos(\beta) - \cos(\alpha)] \}, \quad (2)$$

где n_{σ} – коэффициент напряженного состояния гильзы в очаге деформации ($n_{\sigma} = \frac{1}{2}(m^* + \frac{1}{m^*})$; $m^* = \frac{2x}{d_0}$). Характерно, что при $n_{\sigma}^{\max} = 2,57$ соответственно $m^* = 0,12$.

Отметим, что во время второго пропуска гильзы через валки стана, ее температура существенно падает и примерно равна 850 – 900 °C.

Для данных условий прокатки гильзы на стане воспользуемся несколько уточненным выражением

$$M(t) = 2 \mu n_{\sigma} b R^2 (\alpha - 2\gamma + \beta);$$

$$F_x = 2 k b R n_{\sigma} \{ \mu [\sin(\alpha) - 2 \sin(\gamma)] + \sin(\beta) + [\cos(\beta) - \cos(\alpha)] \};$$

$$n_{\sigma} = \exp\left(\frac{\mu m}{2}\right),$$

где μ – коэффициент, учитывающий характер изменения температуры прокатываемой гильзы.

Необходимо подчеркнуть, что во всех уравнениях $\beta \neq 0$, когда в процессе прокатки гильзы происходит полностью заполнение очага деформации металлом. Уравнения движения масс рядной механической системы «привод валков – прокатываемая гильза» (рисунок 2) кроме искомым функций $x(t)$, $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$ содержит неизвестные углы β и γ . (Здесь $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$ – углы поворота масс системы, соответственно приведенных к рабочему валку и к валу двигателя главного привода). Угол β определяем из условия постоянства объема в калибре очага деформации.

Отметим, что в начальный момент времени $t = 0$ и $x(0) = 0$ происходит соприкосновение гильзы с рабочими валками. Следовательно, в момент времени $t > 0$ имеет место перемещение гильзы в межвалковом пространстве строго вдоль оси прокатки на величину $x(t)$. Тогда для данного необходимого и достаточного условия реализации процесса прокатки гильзы на автоматическом стане запишем соответствующее уравнение

$$\sin^3(\beta) + \frac{3d_1}{R} \sin(\beta) - \sin^2(\alpha) - \frac{3d_1}{R} + \frac{3d_0 x}{R^2} = 0. \quad (3)$$

Исследование полученного выражения показывает, что данное кубическое уравнение (3) имеет одно действительное решение. В ряде случаев для практических расчетов по определению величины β удобно использовать близкое к (3) соотношение

$$\beta = \arccos\left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right],$$

где l – проекция на ось x длины дуги захвата гильзы валками в замкнутом калибре очага деформации стана.

В нейтральном сечении очага деформации, определяемом углом γ , скорость валка равна полной скорости течения металла в очаге деформации [3, 4].

$$\frac{\dot{x} d_0}{d \cos(\gamma)} = R \dot{\varphi}_1, \quad (4)$$

где $d = d_1 + 2R[1 - \cos(\gamma)] = d_1 + 4R \sin^2(\gamma)$.

Для малых углов γ при замене дуги окружности, имеем $d = d_1 + 4R \sin^2(\gamma)$. Из (4) получаем

$$\gamma = 2 \arcsin\left[\frac{1}{2} \sqrt{1 - \frac{d_1}{2R} - \sqrt{\left(1 - \frac{d_1}{2R}\right)^2 - \frac{2d_0 \dot{x}}{R^2 \dot{\varphi}_1}}}\right]. \quad (5)$$

При малых углах γ допустимо принять $\cos(\gamma) \approx 1$, тогда

$$\gamma = 2 \arcsin\left[\frac{1}{2} \sqrt{\frac{d_0 \dot{x}}{R^2 \dot{\varphi}_1} - \frac{d_1}{2R}}\right].$$

Строго рассуждая о динамике процесса прокатки гильзы в очаге деформации, следует отметить, что прокатываемый металл, в силу особенности самого процесса прокатки и течения, движется с некоторым ускорением, даже при постоянной скорости внешних контактных зон, зон взаимодействия с рабочими валками, и внутренних зон (зон взаимодействия с оправкой). Данный вопрос частично исследован в работах [3, 4], где показано, что при действительных скоростях прокатки труб на станах продольной прокатки ($v = 2 \dots 4$ м/с) силами инерции деформируемого металла можно пренебречь, поэтому m_0 можно считать постоянной.

После определения углов β и γ запишем систему дифференциальных уравнений движения для рассматриваемой эквивалентной двухмассовой динамической модели механической системы привода автоматического стана согласно [1, 3] в виде

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \varphi_1(t)}{dt^2} &= c[\varphi_2(t) - \varphi_1(t)] - \psi kbR^2(\alpha - 2\gamma + \beta); \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2(t)}{dt^2} &= M_0 - n_0 \dot{\varphi}_2(t) - c[\varphi_2(t) - \varphi_1(t)]; \\ \frac{d}{dt} \left[m_0 \frac{dx(t)}{dt} \right] &= kbR \{ \psi [\sin(\alpha) - 2\sin(\gamma)] + \sin(\beta) - 2n_\sigma [\cos(\beta) - \cos(\alpha)] \}. \end{aligned} \quad (6)$$

Момент двигателя главного привода автоматического стана равен M_0 при $\dot{\varphi}_2 \rightarrow 0$, а зависимость его от скорости вращения учтена коэффициентом n_0 .

Отметим, что величина угла β определена из уравнения (3) соответственно $\beta = 0$ при $x \leq l$ и $\beta \neq 0$ при $x > l$. Значение угла γ определено формулами (5) при

$$\beta \leq \gamma \leq \alpha. \quad (7)$$

Если же формулы (5) дают результаты $\gamma < \beta$ или $\gamma > \alpha$.

Следовательно, при $\gamma < \beta$ необходимо приблизительно принимать

$$\gamma = \alpha. \quad (8)$$

Все рассматриваемые случаи соответствуют одностороннему скольжению прокатываемой гильзы по всей поверхности контакта с технологическими инструментами (валками и оправкой) либо в зоне отставания, либо в зоне опережения калибра очага деформации.

Если выполняется условие (7), то правые части системы уравнений (6) являются дифференцируемыми. Если нарушено условие (7), то имеются особые точки, в которых производные не существуют. Отметим, что в этом существенное отличие приведенной в работе математической модели от моделей, в которых момент прокатки трубы на стане рассматривают как известную дифференцируемую функцию. Следовательно, при этом, правые части системы уравнений (6) локально дифференцируемы.

Анализ полученной математической модели и решений задачи показывают, что величины γ , определенные по соответствию, превышают α или меньше, чем β . Данный результат, безусловно, несколько не соответствует реальному процессу прокатки гильзы на стане и в дальнейшем приводит к значительным ошибкам при расчете главного привода стана. Решение системы дифференциальных уравнений (6) единственное, если выполняются условия устойчивости по соответствующим критериям асимптотических разложений [1, 4]. Нарушение условий устойчивости решения задачи в дальнейшем может привести к нескольким нетривиальным результатам.

Проведем численный расчет системы уравнений (6) по методу Рунге-Куты с учетом уравнений (3) – (5) и (8) на примере автоматического стана ТПА 350 для условий прокатки труб из углеродистой стали 20.

Характеристики линии привода и прокатываемой гильзы следующие: $d_0 = 0,32$ м; $d_1 = 0,219$ м; $b = 0,394$ м; $R = 0,48$ м; $l = 0,12$ м; $\alpha = 17$ град.; $\psi = 1$; $k = 40$ МПа; $n_\sigma = 1,03$; $m_0 = 1,2m$; $m = 180$ кг/м; $M_0 = 18$ МН м; $I_1 = 2130$ кг м; $I_2 = 3840$ кг м; $n_0 = 11,2$ МН м/с.

Формируем следующие необходимые начальные условия задачи: при $t = 0$, $\dot{\varphi}_{01}(0) = \dot{\varphi}_{02}(0) = 0$; $\dot{x}_0(0) = 2$ м/с.

Результаты численного решения задачи для автоматического стана ТПА 350 по выбранному алгоритму показывают, что при установившемся режиме прокатки усилие прокатки гильзы составляет примерно 3980 кН, момент 1790 кН м, а нейтральный угол в очаге в пределах 5 ... 6 градусов.

При принудительном захвате гильзы рабочими валками стана момент прокатки на валке превышает установившуюся величину в 3,86 раза, а момент сил упругости на шпинделе привода в

1,94 раза. Основная частота свободных колебаний системы равна 17 рад/с. Одновременно имеет место колебания валка с частотой 160 рад/с. Следовательно, это является одной из причин их преждевременного износа валков при взаимодействии с прокатываемой гильзой. Время затухания (стабилизации) упругих колебаний на шпинделе главного привода стана составляет 0,28 – 0,3 с.

Проведем некоторый анализ изменения углов $\gamma(t)$ и $\beta(t)$ при захвате и прокатке гильзы рабочими валками стана.

Из рисунка 3 видно, что через определенный момент времени значение углов $\gamma(t)$ и $\beta(t)$ изменяются не стационарно, поочередно достигая своих предельных (максимальных или минимальных) величин.

Особое внимание привлекает тот факт, что при принудительной подаче гильз, с помощью пневматического вталкивателя, в рабочие валки со скоростью примерно 2 м/с происходит ее дальнейшее ускорение со сплошной зоной отставания на рабочей поверхности инструмента в начальной стадии прокатки гильзы. Однако в дальнейшем на рабочих валках и оправке в калибре стана имеет место сплошная зона опережения.

Из рисунка 3 видно, что функция $\gamma(t)$ во всех особых точках не имеет соответствующей производной. Это указывает на некоторые ранее неизвестные особенности формирования данного угла в калибре стана в период прокатки гильзы.

Достоверность проведенных исследований и полученных результатов проверялось данными экспериментальных исследований на автоматическом стане ТПА 350 [5].

Программа экспериментальных исследований автоматического стана состояла из необходимых этапов по установлению энергосиловых параметров при продольной прокатке гильзы на стане.

Типовая осциллограмма исследований энергосиловых параметров автоматического стана ТПА 350 приведена на рисунке 4, а некоторые важные численные результаты экспериментальных исследований привода стана представлены в таблице 1.

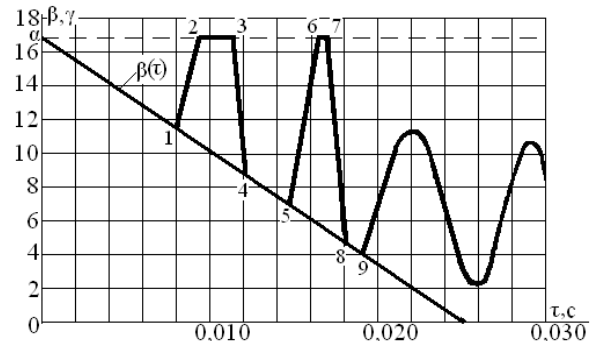


Рисунок 3 – Изменения углов $\gamma(t)$ и $\beta(t)$ в калибре очага деформации при захвате прокатываемой гильзы рабочими валками стана

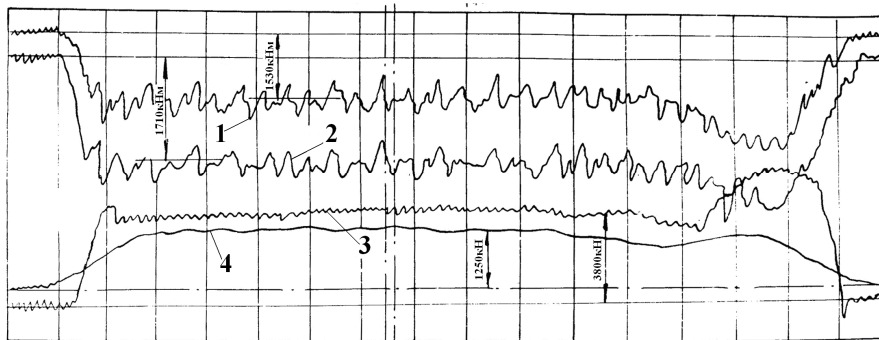


Рисунок 4 – Осциллограмма нагрузок на автоматическом стане ТПА 350 (интервал времени – 0,1 с):

- 1 – момент на верхнем шпинделе; 2 – момент на нижнем шпинделе;
3 – давление металла на валки; 4 – давление на упорную головку.

Для определения действительных динамических нагрузок была проведена работа по измерению крутящих моментов непосредственно на шпинделях главного привода автоматического стана, как в момент задачи металла, так и в процессе прокатки основных групп выпускаемых труб на стане.

После обработки результатов многочисленных экспериментальных исследований были определены экспериментальные максимальные крутящие моменты (таблица 1), на основании которых проведен анализ динамики, расчет прочности существующей конструкции и определены рациональные параметры главного привода, обеспечивающих надежную работу всего стана в составе ТПА. Анализ результатов экспериментальных исследований главного привода автоматического стана ТПА 350 показывает, что линия привода подвержена воздействию значительных динамических нагрузок.

Результаты теоретических исследований проверяли путем моделирования технологического процесса с последующей реализацией необходимых скоростных и силовых режимов прокатки гильзы на стане. Крутильные колебания линии привода стана имеют место при входе гильзы в валки и выходе из очага деформации, и носят ярко выраженный характер. Они затухают через некоторый момент времени,

соответствующий времени переходного процесса в механической системе. Затухание колебаний в линии привода автоматического стана ТПА 350 происходит не только за счет диссипации энергии системы в его звеньях, но и за счет значительных сил трения между технологическими инструментами и прокатываемой гильзой.

Таблица 1 – Результаты измерения крутящих моментов при прокатке труб на автоматическом стане ТПА 350

№№	М н.ш., кНм		K ∂ = Mз/Mу	М в. ш., кНм		K ∂ = Mз/Mу	Сортамент трубы
	Мз.	Му.		Мз.	Му.		
1	2	3	4	5	6	7	8
Углеродистые стали	26,5	11,5	2,3	32,5	11,5	2,8	Ø 146×8; сталь20
	32,5	9,0	3,6	24,0	8,0	3,0	
	26,5	10,0	2,65	24,0	10,0	2,4	
	20,5	9,0	2,3	22,0	8,0	2,75	
	60,0	20,0	3,0	52,0	20,0	2,6	Ø 325×8; сталь 30ХГСА
	61,0	15,5	3,9	52,0	14,0	3,7	
	54,0	19,0	2,8	45,5	17,5	2,6	
	32,5	12,0	2,7	25,5	11,5	2,2	
Нержавеющие стали	26,0	8,5	3,1	21,5	9,5	2,3	Ø 194×8; сталь 08Х18НЮТ
	42,5	12,0	3,5	22,0	8,5	2,6	
	39,0	7,5	5,2	15,5	5,5	2,8	
	36,5	6,4	5,7	20,0	5,5	3,6	
	22,0	11,5	1,9	15,5	9,0	1,7	Ø 325×12; сталь 12Х118Н10Т
	50,8	19,0	2,7	30,5	15,5	2,0	
	26,0	9,0	2,9	24,5	15,0	1,6	

Максимальный коэффициент динамичности главного привода в среднем для сортамента прокатываемых гильз достигает $K\partial = 3,7$, что подчеркивает особенности функционирования и формирования сложных нестационарных процессов в механической системе автоматического стана ТПА 350 в целом.

По полученным результатам разработаны и назначены рациональные режимы прокатки гильз на стане и определены соответствующие мероприятия по стабилизации динамических нагрузок в приводе автоматического стана ТПА.

Выводы

1. Разработаны эквивалентная динамическая и адаптированная математическая модели динамики нестационарных процессов в приводе автоматического стана трубопрокатного агрегата, учитывающие взаимодействие развитой механической системы привода стана с прокатываемой гильзой. Прокатываемая в замкнутом калибре, образованном валками с оправкой, гильза рассмотрена как часть сложной рядной многомассовой механической системы.

2. Нестационарные динамические процессы в механической системе автоматического стана представлены системой трех взаимосвязанных дифференциальных уравнений движения эквивалентной двухмассовой динамической модели механической системы линии привода и прокатываемой гильзы.

3. Приведены результаты численного решения задачи и анализ формирования динамических процессов в трансмиссии автоматического стана ТПА 350.

4. Достоверность проведенных исследований и полученных результатов проверялось данными экспериментальных исследований на автоматическом стане ТПА 350.

Полученные результаты могут быть использованы при назначении рациональных режимов прокатки гильз и разработке соответствующих мероприятий по стабилизации динамических нагрузок в приводе автоматического стана ТПА.

Библиографический список использованной литературы

1. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников. — Киев: Наукова думка, 1986. — 288 с.
2. Смирнов В.В. Механика приводов прокатных станков / В.В. Смирнов, Р.А. Яковлев. — М: Металлургия, 1977. — 266 с.
3. Лехов О.С. Динамика захвата полосы валками / О.С. Лехов // Изв. ВУЗов. Черная металлургия. — 1972. — № 8. — С. 88–94.

4. Скороход Г.И. К построению математической модели главной линии прокатного стана как потенциально-автоколебательной системы / Г.И. Скороход // Динамика и прочность тяжелых машин. — Днепропетровск: ДГУ, 1976. — Вып. 1. — С. 29–33.

5. Рахманов С.Р. Экспериментальное исследование виброактивности станов винтовой прокатки труб трубопрокатного агрегата / С.Р. Рахманов, В.Л. Тополов // Вибрация в технике и технологиях. — 2011. — № 2 (62). — С. 91–96.

Поступила в редакцию 13.05.2013 г.

Рахманов С.Р., Вишинський В.Т. Математична модель динаміки привода автоматичного стану з урахуванням взаємодії робочих валків з гільзою, що деформується

Наведені результати дослідження нестационарних динамічних процесів у приводі автоматичного стану трубопрокатного агрегату. Розроблені еквівалентна динамічна й адаптована математична моделі, що враховують взаємодію розвиненої механічної системи привода стану з гільзою, що прокочується. Прокатувана в замкнутому калібрі, утворена валком з оправленням, гільза розглядається як частина складної рядної багатомасової механічної системи. Динаміка привода еквівалентної двомасової динамічної моделі механічної системи лінії привода і прокатуваної гільзи представлена системою диференціальних рівнянь. Приведено результати чисельного рішення задачі і аналіз формування динамічних процесів в трансмісії стана.

Ключові слова: динаміка, модель, автоматичний стан, гільза, осередок деформації, валок, оправлення, труба, привід, момент інерції, маса, момент сил тертя, амплітуда, частота.

Rakhmanov S.R., Vyshinskiy V.T. Mathematical model of dynamics of automatic mill drive with interaction of working rolls with deformable cartridge casing

The results of the research of the dependent dynamical processes in the automatic mill drive of the tube rolling unit are given. The equivalent dynamic and adapted mathematical models considering the interaction of the mechanical mill drive system with the rolled cartridge casing are developed. Rolled in a closed box, formed with a mandrel roll, a cartridge casing is considered as a part of a complex row multimass mechanical system. The dynamics of the drive of the equivalent two-mass dynamic model of the drive line mechanical system and rolled cartridge casing mechanical system are represented as a system of interconnected differential equations of motion. The results of the numerical solutions of the problem and the analysis of the formation of dynamic processes in the mill transmission are given.

Keywords: dynamics, model, automatic mill, cartridge casing, deformation zone, roll, mandrel, tube, drive, moment of inertia, mass, friction torque, amplitude, frequency.