

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИНИИ ПРИВОДА АВТОМАТИЧЕСКОГО СТАНА
ТРУБОПРОКАТНОГО АГРЕГАТА С УСТРОЙСТВОМ ДЛЯ
СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК**

Предложено устройство для соединения валков и шпинделей стана с амортизирующими элементами. Разработана математическая модель и проведен анализ динамических процессов на главном приводе автоматического стана с амортизирующим устройством в пределах первого полупериода низшей гармоники колебательной системы для двух, наиболее возможных, этапов движения эквивалентной динамической модели механической системы. Определены рациональные параметры амортизирующего устройства главного привода. Достигнуто значительное снижение динамических нагрузок привода автоматического стана трубопрокатного агрегата.

Ключевые слова: труба, автоматический стан, привод, валок, шпindel, полумуфта, технология, момент, жесткость, упругость, трансмиссия, устройство, коэффициент динамичности, математическая модель, осциллограмма.

The device for connection of rolls and camp spindles with shock-absorbing elements is offered. The mathematical model is developed and the analysis of dynamic processes on the main drive of an automatic camp with the shock-absorbing device within the first half-cycle of the lowest harmonica of oscillatory system for two, the most possible, stages of movement of equivalent dynamic model of mechanical system is carried out. Rational parameters of the shock-absorbing device of the main drive are determined. Considerable decrease in the dynamic loadings transferred to the line of the drive of rolls of a working cage of an automatic camp of the pipe-rolling unit is reached.

Keywords: pipe, automatic camp, drive, roll, spindle, semi-coupling, technology, moment, rigidity, elasticity, transmission, device, dynamism coefficient, mathematical model, oscillogram.

Автоматический стан является одним из основных станов во всей технологической линии трубопрокатного агрегата (ТПА).

При задаче трубной заготовки (гильзы) в рабочие валки автоматического стана за период переходных процессов возникают значительные динамические нагрузки, что приводит к частым отказам, вызванным преимущественно поломкой элементов главного привода стана [1].

Следует отметить, что линия привода автоматического стана, например ТПА 350, достаточно короткая, шпиндели трансмиссии имеют малую длину и значительную жесткость (при наружном диаметре шпиндельной муфты до 700 мм общая длина шпинделя составляет не более 4000 мм.).

В связи с тем, что в главной линии привода рабочих валков автоматического стана ТПА 350 имеют место частые отказы – поломки шпинделей и быстрый износ бронзовых вкладышей, возникла

необходимость в разработке элементов привода стана повышенной нагрузочной способности.

Конструктивные изменения сочленений шарнира шпинделя ограничиваются возможностями перевалки валков, в связи, с чем одним из основных требований к новому приводу стана, помимо повышения его нагрузочной способности, является простота конструкции амортизирующих элементов.

Для стабилизации режимов нагружения элементов главного привода автоматического стана, работающего в тяжелых режимах, ведутся поиски новых технических решений. Однако вопросам обоснования и выбора оптимальных характеристик приводов станов продольной прокатки труб, учитывающих особенности переходных процессов, ярко выраженную динамику в период захвата гильзы валками и циклический характер нагружения, не уделено достаточного внимания.

Отметим, что разработка и установка эффективной конструкции устройств с демпфирующими элементами в сочленениях валопроводов трубопрокатных станов, работающих в условиях ударных приложений технологических нагрузок, является необходимостью, продиктованной производственными условиями.

Остановимся на некоторых примерах и опыте эксплуатации аналогичных станов продольной прокатки.

Отметим, что в линии приводов ряда тяжелонагруженных станов для облегчения процесса перевалки и стабилизации динамических нагрузок используют специальные амортизационные устройства.

На практике чаще всего применяется устройство для автоматического соединения валков и шпинделей главного привода станов, содержащее хвостовик валка, охватываемого полумуфтой, в торцевой части которого установлены два подпружиненных поводка, входящих в пазы на торец валка [1, 4].

Недостатком данного устройства является чувствительность подпружиненных поводков к повышенным динамическим нагрузкам в момент захвата прокатываемого металла.

При эксплуатации как отечественных, так и зарубежных станов продольной прокатки наиболее распространенным является устройство для соединения валков и шпинделей автоматического стана, включающее полумуфту шпинделя с валком, в осевой расточке которого установлены ряд упругих элементов, взаимодействующих через поводки с обоймой [5].

К недостаткам указанного устройства следует отнести чувствительность пружинных элементов к повышенным динамическим нагрузкам, особенно в период ударных переходных процессов (период захвата металла валками) на стане.

Исследования, приведенные в данной работе, преимущественно направлены на разработку устройства для стабилизации передаваемых на

главный привод стана динамических нагрузок и тем самым сокращение поломок элементов трансмиссии.

Снижения передаваемых на привод валков рабочей клетки динамических нагрузок достигается тем, что предложено амортизирующее устройство для соединения валков и шпинделей прокатных станов, включающее полумуфту шпинделя с валком, в осевой расточке которого размещены блоки резинометаллических амортизирующих элементов и гидропласт, взаимодействующие через проводки с обоймой. Внутренняя поверхность обоймы полумуфты выполнена в виде кулачка с чередующимися рабочими и холостыми участками. Каждый из участков обоймы, соответственно, представляет собой сферическую и цилиндрическую поверхности [6].

На рисунке 1 представлена конструкция устройства для соединения валков и шпинделей прокатных станов, общий вид и разрез А-А.

Устройство для соединения валков и шпинделей стана состоит из хвостовика рабочего валка 1, в осевой расточке которого установлен блок резинометаллических элементов 2, взаимодействующих через пластичную среду (гидропласт) 3 с поводками 4, установленными в радиальных отверстиях хвостовика валка, контактирующими с кулачком 5, зафиксированным в полумуфте 6. С другой стороны блок резинометаллических амортизирующих элементов каналом расточки рабочего валка связан с винтом 7.

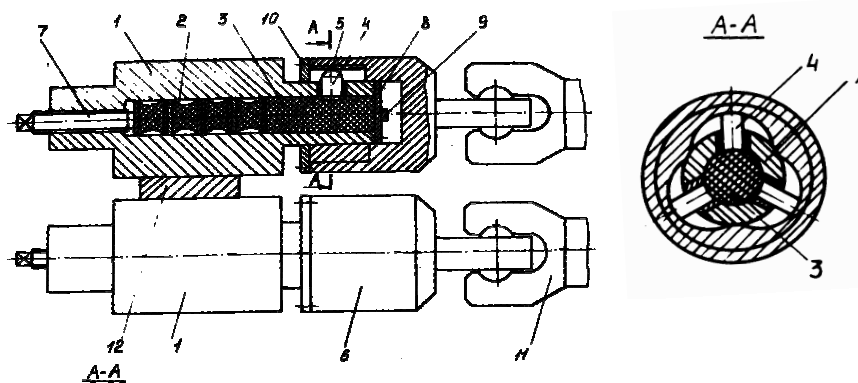


Рисунок 1. – Амортизирующее устройство для соединения валков и шпинделей прокатных станов с нелинейными упругими элементами

Устройство работает следующим образом. При захвате гильзы валками стана хвостовик валка 1 увлекает за собой поводки 4, перемещая их по профилированной поверхности кулачка 5, размещенной в полумуфте 6, воздействует через пластичную среду 3 на блок (пакет) резинометаллических элементов 2, взаимодействующих с винтом 7, регулировки хода амортизатора механической системы.

При превышении динамических нагрузок в приводе допустимых величин поводки 4 от профилированной поверхности кулачка 5 переходят к нерабочей части кулачка, что обеспечивает некоторый свободный ход

линии привода, предохраняя его элементы от поломок. Этим достигается снижение передаваемых на элементы главного привода динамических нагрузок, вызванных захватом прокатываемой гильзы в период переходных процессов. Величина момента, передаваемого поводками, и рабочий ход системы регулируется винтом 7, установленным по оси валка.

Необходимо отметить, что предложенная конструкция амортизирующего устройства выполнена таким образом, что демпфирующие элементы встроены непосредственно в осевой канал рабочих валков и имеют эквивалентную мягкую нелинейную характеристику (рис. 2).

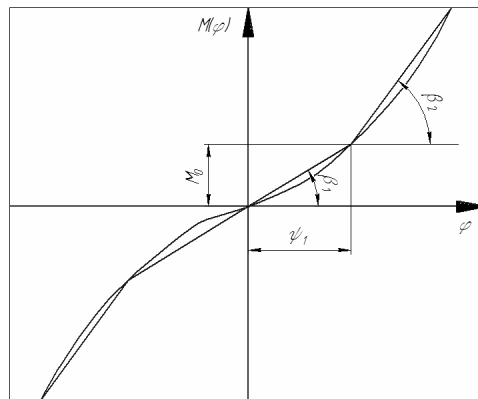


Рисунок 2. – Нелинейная характеристика упругих связей (блока резинометаллических элементов) амортизатора, встроеного в главный привод прокатного стана

Учитывая процесс естественного демпфирования в механической системе, ударное замыкание зазоров в период переходного процесса на стане будем считать ярко выраженным и периодическим [6, 7].

Анализ динамических процессов в тяжело нагруженных приводах большинства трубопрокатных станов с реальным распределением масс и жесткостей, в ряде случаев и в первом приближении, удобно произвести на базе упрощенной эквивалентной двухмассовой модели исходной многомассовой рядной механической системы стана [2, 5] (рис.3).

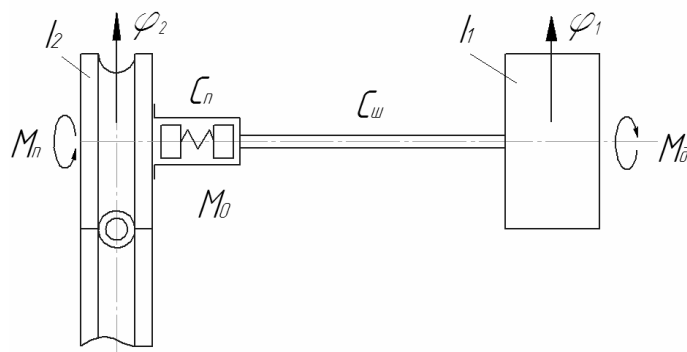


Рисунок 3. – Эквивалентная динамическая модель линии привода автоматического стана трубопрокатного агрегата с встроеным амортизатором

Очевидно, что в этом случае достаточно проанализировать динамические процессы на автоматическом стане в пределах первого полупериода низшей гармоники колебательной системы, как правило, для двух, наиболее возможных, этапов движения исходной динамической системы привода стана.

Первый этап работы главного привода автоматического стана характеризуется пассивными условиями функционирования самих амортизаторов. Предположив, что момент предварительной затяжки резинометаллических элементов (пружин) винтовым механизмом, составляет M_0 / c_0 , то на первом этапе движения рассматриваемый момент системы определяется относительным поворотом масс I_1 и I_2 , что происходит за счет деформации угловой связи элементов главного привода c_{12} в установленных пределах хода системы $\varphi_1 - \varphi_2 < M_0 / c_0$.

После подключения систем амортизатора с резинометаллическими элементами установленной жесткости к основной системе привода $\varphi_1 - \varphi_2 > M_0 / c_0$ начинается соответственно второй, наиболее важный, этап динамического функционирования всех элементов привода и рабочих валков стана совместно с прокатываемой гильзой.

Из анализа условий функционирования главного привода стана следует, что при неправильно выбранных параметрах жесткости динамической системы и амортизирующих элементов устройства в пределах рабочего хода демпфирующих элементов главного привода автоматического стана наступает третий этап движения рассматриваемой механической системы.

Рассмотрим первый этап переходных процессов на стане $0 \leq \varphi_{12} \leq M_0 / c_0$.

Тогда согласно [5, 7] для первого этапа переходных процессов уравнения движения механической системы в относительных координатах для принятой упрощенной двухмассовой модели привода автоматического стана

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_\delta; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_n. \end{cases} \quad (1)$$

где I_1 и I_2 – приведенные моменты инерции динамической модели линии привода стана; φ_1 и φ_2 – соответствующие приведенные углы поворота ротора двигателя главного привода и рабочих валков стана; M_0 – момент предварительной затяжки амортизатора; M_n – момент прокатки гильзы (трубы) на автоматическом стане; M_δ – номинальный момент двигателя главного привода.

Предполагая, что двигатель главного привода совершает равномерное движение с постоянной угловой скоростью $\varphi_1 = \omega_0 t$, систему уравнений (1) можно записать в виде

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = c_1 (\omega_0 t - \varphi_2) - Mn. \quad (2)$$

Решения уравнения (2) при начальных условиях задачи $\varphi_2(0) = 0$; $\dot{\varphi}_2(0) = 0$ имеет вид

$$\varphi_2(t) = \omega_0 t + \frac{Mn}{c_1} [\cos(k_1 t) - 1], \quad (3)$$

где $k_1 = \sqrt{\frac{c_1}{I_2}}$ – частота собственных колебаний эквивалентной динамической модели автоматического стана на первом этапе переходного процесса.

Следовательно, угловая скорость рабочих валков стана на этом же этапе движения системы определяется

$$\frac{d\varphi_2(t)}{dt} = \omega(t) = \omega_0 - \frac{Mn}{c_1} k_1 \sin(k_1 t). \quad (4)$$

Исходя из условия $\varphi = \varphi_1$ запишем

$$\omega_0 t - \varphi_2 = M_0 / c_0. \quad (5)$$

Тогда из (4) и (5) найдем время завершения первого этапа переходного процесса в виде

$$t_1 = \arccos\left(1 - \frac{M_0}{Mn}\right). \quad (6)$$

Начальные условия для второго этапа движения эквивалентной двухмассовой модели механической системы стана выбираем исходя из (3) и (6).

Уравнения движения массы I_2 , при этом, запишем

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = c_0 (\varphi_a - \varphi_2) - Mn, \quad (7)$$

где φ_a – угол поворота элементов встроенных в рабочий валок амортизатора; c_0 – жесткость шпинделя линии привода.

Переменную $\varphi_a(t)$ находим из условия равенства моментов сил упругости на отдельных участках линии главного привода стана для соответствующих этапов движения системы

$$\begin{cases} c_0(\varphi_a - \varphi_2) = M_0 + c_n(\omega_0 t - \varphi_a); \\ c_0(\varphi_a - \varphi_2) = M_0 + (c'_M + c''_M)(\omega_0 t - \varphi_a). \end{cases} \quad (8)$$

Решение уравнения (7) находим в постановке задачи Коши, при следующих начальных условиях

$$\varphi_2(0) = -\frac{M_0}{c_0} \text{ и } \dot{\varphi}_2(0) = \omega_0 - \frac{k_1}{c_1} \sqrt{2M_0 M_n - M_0^2}.$$

Тогда с учетом (9) из дифференциального уравнения (7) находим

$$\varphi_2(t) = \frac{M_n - M_0}{c_2} \cos(k_2 t) - \frac{k_1}{k_2 c_1} \sqrt{2M_0 M_n - M_0^2} \sin(k_2 t) + \bar{\varphi}_2(t). \quad (9)$$

Здесь $k_2 = \sqrt{\frac{c_2}{I_2}}$ – есть частота свободных колебаний механической

системы стана на втором этапе рассматриваемого движения.

Дважды дифференцируя уравнение (9) и подставляя полученный результат в уравнение (7), после некоторых преобразований запишем выражение для определения момента сил упругости в линии главного привода автоматического стана

$$\begin{aligned} M &= M_n + M_n \sqrt{n + (1+n)(1+m_0)^2} \sin(k_2 t - \alpha); \\ \operatorname{tg}(\alpha) &= \frac{k_1(M_n - M_0)}{k_2 \sqrt{M_0(2M_n - M_0)}}, \end{aligned} \quad (10)$$

где n – угловой коэффициент излома упругой характеристики амортизатора, равный $n = \frac{c_2^*}{c_1^*} = \frac{\operatorname{tg}(\beta_2)}{\operatorname{tg}(\beta_1)}$; α – начальная фаза колебаний механической системы; m_0 – относительный момент в приводе стана, равный $m_0 = \frac{M_0}{M_n}$

Из выражения (12) следует, что максимальный момент сил упругости в механической системе определяется

$$M^{\max} = M_n + M_n \sqrt{n + (1+n)(1+m_0)^2}. \quad (11)$$

Искомый коэффициент динамичности для эквивалентной двухмассовой модели механической системы стана из (10) и (11) определяется в виде

$$\eta = \frac{M^{\max}}{M_n} = 1 + \sqrt{n + (1+n)(1+m_0)^2}. \quad (12)$$

Из выражения (12) следует, что при $n \rightarrow 1$ коэффициент динамичности для принятой эквивалентной двухмассовой динамической модели

механической системы главного привода автоматического стана стремится к $\eta \rightarrow 2$, как для привода без амортизатора.

Отметим, что зона, соответствующая $M_0 \approx M_n$ является наиболее эффективной. В силу этого пути снижения динамических нагрузок в линии главного привода стана лежат через снижение величины n , что конструктивно можно реализовать путем выбора жесткости резинометаллических элементов, рассматриваемой конструкции регулируемого амортизатора, встроенного в рабочий валок и элементы привода вала (рис.1).

Достоверность теоретических выкладок и эффективность применения предложенного технического решения в приводе автоматического стана ТПА проверяли путем моделирования скоростных и силовых режимов прокатки гильзы на лабораторном стане дуо 160, снабженного устройством для снижения динамических нагрузок.

Программа экспериментальных исследований на автоматическом стане состояла из следующих основных этапов: общих исследований энергосиловых параметров продольной прокатки гильз на стане без введения дополнительных устройств, предназначенных для снижения динамических нагрузок; исследование эффективности применения амортизирующего устройства в составе привода; исследования процессов демпфирования крутильных колебаний в линии привода стана.

Типовая осциллограмма исследований энергосиловых параметров автоматического стана ТПА 140 приведена на рис. 4, а некоторые результаты экспериментальных исследований энергосиловых параметров автоматического стана ТПА 350 представлены в таблице 1 [5, 8].

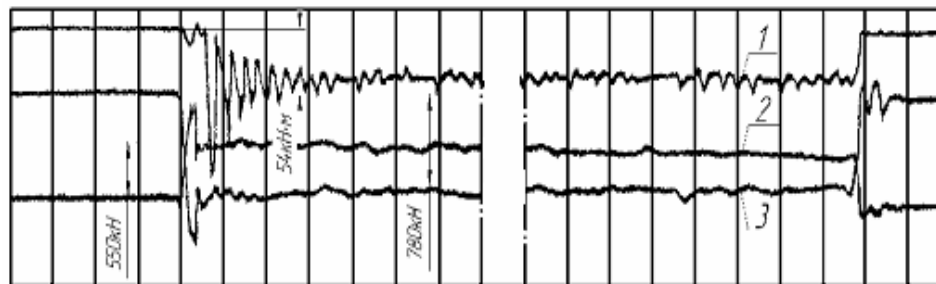


Рисунок 4. – Типовая осциллограмма экспериментальных исследований энергосиловых параметров автоматического стана ТПА 140 без демпфирующего устройства

Для определения действительных значений динамических нагрузок была проведена экспериментальная 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 экспериментальных исследований были определены экспериментальные

максимальные крутящие моменты (таблица 1), на основании которых проведен анализ прочности существующей конструкции привода и определены параметры конструкции амортизирующих устройств, обеспечивающих надежную работу привода стана.

Таблица 1

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

№№ осц.	Мниж. ш., кНм		$k_{\phi} = M_z / M_y$	Мверх. ш., кНм		$k_{\phi} = M_z / M_y$	Сортамент трубы
	Мз	My		Мз	My		
1	2	3	4	5	6	7	8
Углеродистые стали	26,5	11,5	2,3	32,5	11,5	2,8	ш146Ч8; материал 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	ш325Ч8; материал 30ХГСА
	61,0	15,5	3,9	52,0	14,0	37	
	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	ш194Ч8; материал 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	ш325Ч12; материал 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	

Анализ результатов экспериментальных исследований главного привода автоматического стана ТПА 350 показывает, что линия привода подвержена воздействию значительных динамических нагрузок. Максимальный коэффициент динамичности привода без амортизатора достигает $k_{\phi} = 3,7$, что подчеркивает особенности формирования переходных процессов на стане и дальнейшее функционирование механической системы.

Некоторые результаты исследования линии привода лабораторного стана дуо 160 без амортизатора и с применением устройства для снижения динамических нагрузок приведены на осциллограммах (рис.5).

Введение в механическую систему привода встроенного амортизатора с регулируемой жесткостью позволило снизить коэффициент динамичности системы до $k_{\phi} = 1,1 - 1,2$.

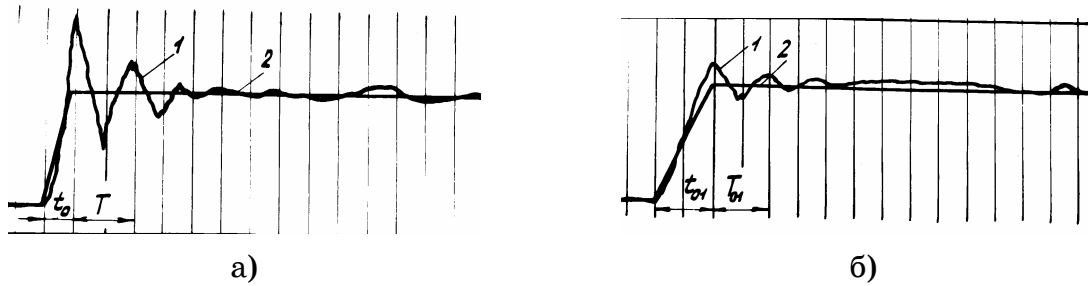


Рисунок 5. – Осциллограмма моментов сил упругости в шпинделях привода рабочих валков лабораторного стана дуо 160 без амортизатора а) и с встроенным амортизатором б): 1 – момент сил упругости шпинделя; 2 – идеальный закон нарастания нагрузки

Отметим, что после настройки амортизатора на требуемую величину жесткости в линии привода стана происходит захват и дальнейшая прокатка заготовки валками стана. Исследование линии привода стана показало удовлетворительную работоспособность систем амортизатора во всех режимах работы стана.

После сброса технологической нагрузки все элементы конструкции амортизатора возвращаются в исходное положение. Введение в конструкции амортизатора блока резинометаллических демпфирующих элементов позволило существенно увеличить рассеяние энергии системы. В результате этого колебания моментов сил упругости, в линии привода стана в момент захвата заготовки валками, затухают довольно быстро – практически за первый период колебаний механической системы.

Дальнейшее ослабление затяжки резинометаллических элементов посредством регулировочного винта, приводит к увеличению хода амортизатора и преждевременному его включению в работу привода, что не крайне желательно.

ВЫВОДЫ

1. Для снижения передаваемых на элементы главного привода динамических нагрузок предложено специальное амортизирующее устройство для соединения валков и шпинделей прокатных станов.

2. Разработана математическая модель и проведен комплексный анализ динамических процессов в главном приводе автоматического стана в пределах первого полупериода низшей гармоники эквивалентной динамической модели колебательной системы для двух, наиболее возможных, этапов движения рядной механической системы.

3. Определены параметры амортизирующих элементов устройства для соединения валков и шпинделей главного привода прокатных станов.

4. Приведены данные экспериментальных исследований энергосиловых параметров главного привода автоматических станов ТПА 140 и ТПА 350, что подтверждает актуальность поставленной задачи. Достоверность

полученных результатов подтверждается результатами лабораторных работ на стане ДУО 160.

5. Полученные результаты могут быть использованы при разработке и комплексной модернизации приводов аналогичных тяжело нагруженных станов продольной прокатки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Данченко В.Н. Технология трубного производства. Учебник для вузов. /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев // . – М.: Интермет - Инжиниринг, 2002. – 640 с.
2. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – Киев: Изд-во АНУССР, 1961. – 160 с.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. Иванченко Ф.К и др. Динамика и прочность металлургического оборудования. – М.: Металлургия, 1970. №8, – 488 с.
5. Смирнов В.В. Механика приводов прокатных станов /В.В. Смирнов, Р.А.Яковлев// – М.; Металлургия,1977. – 286 с.
6. А.С.№ 1076157 Рахманов С.Р. и др. Устройство для соединения валков и шпинделей прокатного стана БИ №4,1982.
7. Адамия Р.Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов. – М.; Металлургия,1978. – 232 с.
8. Рахманов С.Р., Тополов В.Л. Экспериментальное исследование виброактивности станов винтовой прокатки труб трубопрокатного агрегата. – Вибрация в технике и технологиях, №2 (62), 2011. с.91-96.