УПРАВЛЕНИЕ ДИНАМИКОЙ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНА
ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

С. Р. РАХМАНОВ, канд. техн. наук, доцент кафедры прикладной механики
(Национальная металлургическая академия Украины, Украина, г. Днепр)

Аннотация. Устранение неустойчивых или критических состояний деформируемых систем стана холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ), тяжелонагруженное оборудование которых функционирует в условиях повышенных динамических нагрузок, преимущественно направлено на стабилизацию динамики механической системы до допустимого уровня нагружения. Выявлены активные механические связи в исходной динамической модели, обуславливающие проявление ярко выраженных параметрических процессов в исследуемой системе главного привода стана ХПТ. Выполнен анализ причин возникновения параметрических колебаний в системах главного привода стана ХПТ. Установлены зоны динамической неустойчивости функционирования механической системы согласно диаграмме Айнса–Стретта, что позволяет осуществить выбор пассивных оптимальных режимов прокатки на этапе проектирования технологических процессов холодной пильгерной прокатки труб. Разработана система активного управления динамикой главного привода стана ХПТ на основе ее математической модели. Выбрана структура оптимального управления угловыми колебаниями элементов линии привода стана ХПТ и определены параметры активных управляющих воздействий автоматизированной следящей системы управления. Предложен механизм реализации оптимального управления динамическим состоянием элементов линии привода стана ХПТ. Предложена схема устранения критических или неустойчивых состояний линии главного привода стана ХПТ, которая реализуется с помощью адаптивного активного следящего автоматического управляющего устройства. Модернизированный главный привод стана ХПТ снабжен устройствами и системами управления, позволяющими переводить исходную механическую систему из критического состояния в область желаемых состояний в следящем режиме. На приводном валу главного привода стана ХПТ устанавливаются датчики порогового значения моментов сил упругости. Во время угловых упругих колебаний приводного вала по сигналам датчиков (энкодеров) производится сравнение параметров фактических и желаемых состояний механической системы. Далее происходит формирование соответствующего управляющего воздействия исполнительного устройства по заложенным в следящую систему управления электропривода алгоритмам. Когда изображающая точка приводного вала достигает желаемой области динамической устойчивости системы, активное управление приводом отключается. Если в дальнейшем возмущающая нагрузка, приложенная со стороны очага деформации, выводит динамические характеристики линии привода за рамки области желаемых состояний, то процесс управления динамикой системы в автоматическом режиме повторяется. Достоверность полученных результатов подтверждена на примере расчета и экспериментальными исследованиями главного привода стана ХПТ-32.

Ключевые слова: стан холодной пильгерной прокатки, главный привод стана, деформируемая система, динамическая устойчивость, критическое состояние, момент сил упругости, область желаемых состояний, активное управление.

Ссылка для цитирования. Рахманов С.Р. Управление динамикой главного привода стана холодной прокатки труб // Черная металлургия. Бюллетень научно-технической и экономической информации. 2019. Т. 75. № 3. С. 355–364.

Doi: 10.32339/0135-5910-2019-3-355-364

DYNAMICS CONTROL IN PIPE COLD ROLLING MILL MAIN DRIVE

S. R. RAKHMANOV, PhD (Tech), Prof. Ass., Dpt “Applied mechanics”
(National metallurgical Academy of Ukraine, Ukraine, Dnepr)

Abstract. Elimination of unstable and critical states of deformed systems of pipes pilger cold rolling mill, heavy-loaded equipment of which functions under conditions of increase dynamic loads, is mainly intended for mechanic system dynamics stabilization until the accepted level of loading. Active mechanic ties in the initial dynamic model revealed, which stipulate the demonstration of pronounced parametric processes in the studied system of pipes cold rolling mill main driver. Analysis of reasons of parametric oscillations originating carried out for systems of pipes cold rolling mill main driver. Zones of dynamic instability of mechanic system functioning according to Eins–Strett diagram determined, that enable to make the choice of passive optimal rolling regimes at the stage of technological processes designing of pipes pilger cold rolling. A system of active control by main driver of

pipes cold rolling mill elaborated based on its mathematical model. A structure of optimal control by angular oscillations driver line elements of pipes cold rolling mill selected and parameters of active control impacts of the automated servo control system determined. A mechanism of optimal control by dynamic state of driver line elements of pipes cold rolling mill proposed. Also proposed an outline of critical and instable states elimination for the main driver line driver of pipes cold rolling mill, which is realized by means of adaptive active automated servo control facility. The modernized main driver line of pipes cold rolling mill is equipped by facilities and control systems, enabling to switch the initial mechanic system from a critical state into a zone of desired states in a servo regime. Sensors of threshold moments level of elasticity forces are installed on the drive shaft of main driver of pipes cold rolling mill. During the drive shaft angular elastic oscillations, comprising of actual and desired parameters of mechanic system is made based on sensors signals. Next, a correspondent control impact is formed based on algorithm embedded into the electric drive servo control system. When the displayed point of the drive shaft reaches the desired area of system dynamic stability, the active drive control is switched off. If further the disturbing load, applied from the side of deformation seat, makes the drive line dynamic characteristics off the desired status, then the dynamic system control process is repeated in an automated mode. Reliability of the results received confirmed by calculation example and experiments at the main driver of pipes cold rolling mill ХПТ-32.

Key words: pilger cold rolling mill, mill main drive, deformed system, dynamic stability, critical state, elasticity forces moment, desired states area, active control.

For citation. Rakhmanov S.R. Dynamics control in pipe cold rolling mill main drive. *Chernaya metallurgiya. Byulleten' nauchno-tekhnicheskoi i ekonomicheskoi informatsii* = *Ferrous metallurgy. Bulletin of scientific, technical and economic information*, 2019, vol. 75, no. 3, pp. 355–364. (In Russ.).

Doi: 10.32339/0135-5910-2019-3-355-364

Исследования динамики большинства станов холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ) и проблем точности прокатываемых труб показывают, что тяжелонагруженное оборудование функционирует в условиях повышенных динамических нагрузок, а изготовленные на данных агрегатах изделия имеют значительные по величине погрешности. Данный недостаток преимущественно относится к базовой схеме холодной пильгерной прокатки труб и в основном связан с особенностями функционирования элементов механической системы (ветвей) станов ХПТ.

Устранение неустойчивых или критических состояний деформируемых систем стана ХПТ чаще всего направлено на стабилизацию динамики механической системы до допустимого уровня нагружения и повышение качества готовых труб [1, 2].

Учитывая актуальность поставленного вопроса, к дальнейшему рассмотрению предлагается схема активного устранения критических или неустойчивых состояний линии главного привода стана ХПТ, как механико-кибернетического объекта, с помощью адаптивного активного следящего автоматического управляющего устройства.

В ряде случаев пассивное управление динамикой линии привода стана ХПТ заключается в основательном конструктивном изменении параметров данной деформируемой системы. Как правило, данные реконструкции связаны с внесением сложных, коренных изменений в основную механическую систему тяжелонагруженного стана ХПТ. В ряде случаев, из-за сложности, применение таких управляющих систем на данных станах становится практически невозможным [3, 4].

Отметим, что далеко не всегда желаемые результаты дают известные пассивные способы регулирования колебаний сложных механических систем (подбор дискретных масс, жестко-

стей системы и т. д.). Поэтому для стабилизации динамических характеристик системы произведена соответствующая модернизация главного привода с последующей установкой следящей системы активного управления динамическими характеристиками механической системы (например, моментом электродвигателя) [5].

Динамические нагрузки в элементах главного привода стана ХПТ, содержащих кривошипно-ползунный механизм, приближающиеся к действительным, могут быть найдены, если представить его в виде системы взаимосвязанных масс, соединенных упругими звеньями, не учитывая при этом зазоры в сочленениях. Идеализация при составлении расчетной схемы механической системы привода заключается также в том, что шатуны, имеющие распределенные параметры, заменяются системой дискретных масс и упругих связей, изгибные динамические деформации не учитываются, технологические нагрузки принимаются детерминированными.

Для формирования рациональных режимов работы стана ХПТ и тем самым сокращения поломок элементов разработано специальное устройство для управления приводом стана. Отметим, что анализ расчетной модели позволяет путем вариации конструктивных и режимных параметров стана выбрать такое их сочетание, чтобы при их изменении в некоторых пределах динамические нагрузки в системе не превышали допустимые величины.

Необходимость установления сущности многих динамических явлений и прогнозирование пиковых значений нагрузок на стадиях как проектирования или реконструкции станов ХПТ, так и их эксплуатации при помощи передовых методов расчета остаются актуальными.

Принципиальная схема наиболее распространенного конструктивного решения стана ХПТ представлена на рис. 1, а.

Рис. 1. Кинематическая схема (а), многомассовая динамическая модель и составляющие ее парциальные системы станов ХПТ (б) с поворотно-подающим механизмом редукторного типа

Fig. 1. Kinematic diagram (a), multi-mass dynamic model and its composing partial systems of the pipe cold production mills (b) with rotary-feeding type mechanism

Стан ХПТ состоит из ряда механизмов, кинематическая и силовая связь которых осуществляется развитой системой трансмиссионных валов. Из технологической особенности процесса холодной пильгерной прокатки труб следует, что механизмы стана ХПТ функционируют в различных непрерывных или периодических (цикловых) режимах. В периоды прохождения рабочей клетью крайних положений периодически осуществляются поступательное и вращательное движения в системе заготовка – готовое изделие посредством соответствующих патронов подачи и поворота распределительно-подающего механизма (РПМ).

Базовые системы стана ХПТ объединяют в следующие основные узлы: спаренный кривошипно-ползунный механизм 1 перемещения рабочей клетки; силовую установку 2, включающую электродвигатель, угловой редуктор и тормоз 3, приводной вал 4; входной редуктор 5 распределительно-подающего механизма; вал шайбы 7

кулачково-рычажного механизма 6 и соединяющие их валы и муфты. Для удобства анализа динамических явлений в цепи все узлы могут быть объединены в так называемую главную силовую линию стана ХПТ [2]. Отметим, что характер переходных процессов в главной линии стана ХПТ во многом зависит от типа электродвигателя и его характеристик, и в дальнейшем будет рассмотрена электромеханико-кибернетическая система.

Пиковые значения динамических нагрузок и особенности их проявления в приводе стана ХПТ определяются, как правило, низшими частотами собственных колебаний механической системы.

Принятая исходная семимассовая модель стана ХПТ-32, обладающая шестью степенями свободы, может быть приведена к моделям с меньшим числом степеней свободы [6]. С использованием стандартного пакета программ определены цикловые частоты собственных колебаний для различных моделей главной силовой линии стана ХПТ-32 (см. таблицу).

ЦИКЛОВЫЕ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РЯДНЫХ МОДЕЛЕЙ СИЛОВОЙ ЛИНИИ СТАНА ХПТ-32

CYCLE FREQUENCIES OF INTERNAL VIBRATION OF IN-LINE MODELS OF KHPT-32 MILL LINE OF FORCE

Число масс в модели	Порядковый номер цикловой частоты собственных колебаний					
	1	2	3	4	5	6
7	66,5	239,6	257,7	379,3	706,5	1237,5
6	64,1	275,6	373,3	705,9	1237,1	
4	64,1	254,1	357,2			
3	62,5	255,8				
2	59,2					

Сопоставление этих значений показывает, что лучшее приближение имеют частоты парциальных систем четырехмассовой модели. Относительная погрешность низшей частоты составляет 3,5 %, второй частоты парциальных систем относительно второй и третьей частот исходной модели — 6 и 7,8 % соответственно. Переход от шестимассовой системы к четырехмассовой был осуществлен “ликвидацией” масс муфтовых соединений и выявил существенность влияния на развитие динамических явлений жесткости трансмиссии между электродвигателем и РПМ. Это в значительной степени обосновало современное направление модернизации станков ХПТ-32, ХПТ-55, ХПТ-75 и ХПТ-90, предусматривающее установку эпициклического поворотного-подающего механизма (ЭППМ) нового поколения с независимыми приводами поступательного и вращательного перемещений системы заготовка – готовая труба и рабочей клетки [2].

В цепях подачи и поворота, в отличие от используемых в РПМ, вместо кулачково-рычажного

механизма и механизмов свободного хода применен механизм периодического действия, выполненный на базе эпициклических преобразователей с пневматической системой управления. Эффективность модернизации была обеспечена за счет максимального использования элементов РПМ модернизируемых станков (винты, гайки, патроны подачи заготовки; элементы развитой стереометрии цепей патронов поворота и др.). Отметим, что новые элементы эпициклического поворотного-подающего комплекса не требовали дополнительных конструктивных узлов и устанавливались на места демонтированных РПМ редукторного типа.

Существенным проявлением этого решения явилось разделение механических систем стана на ряд независимых силовых цепей, взаимодействие которых осуществляется лишь посредством пневматической системы управляющего узла ЭППМ. В результате этого существенно изменились динамические параметры главной силовой линии стана ХПТ (рис. 2).

Рис. 2. Кинематическая схема (а), динамическая модель и составляющие ее парциальные системы (б) главной силовой линии станков ХПТ с эпициклическими преобразователями:

1 — сцепленный кривошипно-ползунный механизм перемещения рабочей клетки; 2 — приводной вал; 3 — угловой редуктор с тормозом

Fig. 2. Kinematic diagram (a), dynamic model and its composing partial systems (b) of main line of force of pipe cold production mills with epicyclic converters:

1 — coupled crank-slide mechanism of working stand displacement; 2 — driving shaft; 3 — angular gear with break

Варьирование темпом работы стана ХПТ, обусловленное требованиями технологического процесса, несомненно, связано с динамическими особенностями функционирования привода рабочей клетки, что подтверждается результатами множества экспериментальных исследований [1, 2], из которых видно, что максимумы динамических нагрузок всякий раз повторяются в период характерных цикловых переходных процессов.

Из вышеизложенного следует, что динамические нагрузки в установившемся режиме работы

главного привода клетки стана ХПТ носят периодический характер. Амплитудно-частотные характеристики системы наиболее близки к характеристикам двухмассовой упрощенной динамической модели главного привода стана.

Для анализа периодически изменяющихся во времени динамических нагрузок (параметрических явлений), возникающих при различных режимах работы привода рабочей клетки стана ХПТ, проведем дальнейшее исследование упрощенных рядных динамических моделей механической системы.

Согласно работам [1, 7], упрощенная двух-массовая динамическая модель главного привода стана описывается дифференциальными уравнениями движения:

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_1; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_2, \end{cases} \quad (1)$$

где M_1 — момент технологического сопротивления со стороны очага деформации стана; M_2 — момент на валу электродвигателя главного привода стана; φ_1, φ_2 — угловые перемещения масс выбранной модели механической системы; I_1, I_2 — моменты инерции соответствующих масс механической системы; c — эквивалентная крутильная жесткость связей между массами системы.

Если пренебречь упругой деформацией шатунов привода рабочей клетки, а их массы заменить соответствующими дискретными массами, одна из которых присоединена к кривошипному колесу, а другая к подвижной массивной рабочей клетки стана, то получится достаточно приемлемая расчетная схема. Следует подчеркнуть, что к моменту инерции кривошипного колеса должен быть прибавлен приведенный момент инерции присоединенной массы части шатуна $m_1 R^2$:

$$\bar{I}_1 = I + m_1 R^2, \quad (2)$$

где m_1 — масса соответствующей первой части шатунов; I — момент инерции кривошипного колеса главного привода стана ХПТ; R — радиус кривошипного колеса стана.

В рамках рассматриваемой двухмассовой динамической модели главного привода стана ХПТ

периодически изменяющийся приведенный момент инерции системы рабочая клеть – шатун – кривошипное колесо с учетом вышеизложенного определяется в виде

$$\bar{I}_1 = I + m_1 R^2 + \frac{1}{2} m_2 R^2 (1 - \cos(2\omega t)), \quad (3)$$

где m_2 — общая масса подвижной части рабочей клетки и соответствующей присоединенной второй части шатунов; ω — установившаяся величина угловой скорости кривошипного колеса.

Тогда, согласно работам [3, 7], из системы уравнений (1) имеем следующее:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{c(\bar{I}_1 + I_2)}{\bar{I}_1 I_2} \varphi = \frac{M_1}{I_2} + \frac{M_2}{\bar{I}_1}, \quad (4)$$

где $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$; $\bar{I}_1 = I + m_1 R^2 + \frac{1}{2} m_2 R^2$ — некоторое среднее значение приведенного момента инерции кривошипного колеса, шатунов и рабочей клетки механической системы стана ХПТ.

Из уравнения (4) видно, что коэффициент при функции φ зависит строго от времени t . Это является отличительным признаком случаев, рассмотренных в работах [1–9]. Отметим, что в рамках рассматриваемой задачи исследования динамики привода рабочей клетки стана ХПТ переменность коэффициента при t прежде всего связана с периодическими изменениями момента инерции системы, а не ее жесткости.

Для удобства анализа динамических явлений в главном приводе стана проведем некоторое необходимое упрощение уравнения (4). Ввиду малости $m_2 R^2 / 2 I_1$ сравнительно с единицей допустимо принять, что исходное дифференциальное уравнение (4) примет следующий вид:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c \left(\frac{1}{\bar{I}_1} + \frac{1}{I_2} \right) \left[1 - \frac{I_2 m_2 R^2}{2 \bar{I}_1 (I_2 + \bar{I}_1)} \cos(2\omega t) \right] \varphi = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}. \quad (5)$$

Для анализа и синтеза динамики главного привода стана ХПТ дифференциальное уравнение (5) удобно представить в виде известных параметрических уравнений Матье–Хилла с характерной правой частью [2, 9]. После подстановок параметров модели системы и некоторых преобразований уравнения (5) получим дифференциальное уравнение для принятой обобщенной математической модели привода стана ХПТ, удовлетворяющее условиям поставленной задачи, в виде

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \Omega^2 [1 - \mu \cos(2\omega t)] \varphi = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1}, \quad (6)$$

где $\Omega^2 = c \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{\bar{I}_1} \right)$ — квадрат частоты

собственных колебаний выбранной двухмассовой динамической модели механической системы привода рабочей клетки стана ХПТ;

$\mu = \frac{I_2 m_2 R^2}{2 \bar{I}_1 (I_2 + \bar{I}_1)}$ — коэффициент возбуждения

двухмассовой динамической модели привода рабочей клетки стана.

Коэффициент динамического возбуждения системы μ и частота свободных колебаний главного привода Ω определяются из характерных

условий взаимного изменения динамических параметров главного привода стана ХПТ.

Решение дифференциального уравнения (6) позволяет оценить динамические перемещения изображающей точки линии привода рабочей клетки стана ХПТ для наиболее распространенных форм колебаний механической системы.

Разработанная математическая модель главного привода стана ХПТ существенно уточняет поведение механической системы и достоверно описывает параметрические динамические явления в приводе рабочей клетки стана. В силу того, что динамика привода рабочей клетки стана ХПТ представлена уравнением Матье–Хилла, параметрическую устойчивость и рациональные условия поведения механической системы удобно оценить на базе распространенной диаграммы устойчивости Айнса–Стретта (рис. 3) [9].

Рис. 3. Диаграмма параметрической устойчивости для обобщенной динамической модели привода рабочей клетки стана ХПТ

Fig. 3. Diagram of parametric stability for generalized dynamic model of the working stand driver of pipe cold rolling mill

Отметим, что диаграмма устойчивости функционирования системы для рассматриваемой обобщенной динамической модели позволяет проанализировать возможные области параметрической устойчивости функционирования линии привода рабочей клетки и может быть использована при выборе рациональных режимов прокатки труб на стане ХПТ. Соответствующие области динамической устойчивости функционирования привода стана ХПТ выделены заштрихованными зонами диаграммы. При использовании диаграммы устойчивости Айнса–Стретта следует принимать во внимание то, что в рассматриваемом случае частота изменения коэффициента инертности системы равна не ω , а 2ω . Поэтому основная область параметрического резонанса

элементов привода соответствует $2\omega/\Omega = 2$, т. е. $\omega/\Omega = 1$.

Из опыта эксплуатации ряда станов ХПТ известно, что при некоторых режимах работы действительно в приводах станов наблюдаются значительные параметрические колебания. Возможность моделирования квазигармонических колебаний в главном приводе и выбор оптимальных режимов прокатки высококачественных труб на этапе проектирования технологических процессов существенно отличается полученные результаты от результатов ранее известных работ [4–6]. Отметим, что данное направление работы отражает вопросы пассивного управления системой. Это связано с перекомпоновкой элементов стана и является далеко не оптимальным.

Подчеркнем некоторые особенности формирования расчетных параметров системы активного оптимального управления колебаниями деформируемых систем главного привода стана ХПТ. Выбираем класс управляющих воздействий заранее задаваемой структуры с учетом возможности реализации самого базового управляющего устройства и требованиями, предъявляемыми к технологическому процессу прокатки трубы. При этом параметры феноменологической модели области желаемых состояний механической системы главного привода стана ХПТ определяются из условий минимума коэффициента динамичности или реализации устойчивых технологических режимов в процессе прокатки труб на стане (рис. 4).

Необходимо отметить, что параметры управляющих воздействий заранее задаваемой структуры $u(x, t)$ формируются элементами привода стана ХПТ с различными возмущениями посредством автоматизированной системы адаптивного управления. Отметим, что они оптимальны по быстродействию (за время $t = T_{\min}$), что позволяет переводить исходную механическую систему главного привода стана ХПТ за кратчайшее время в область желаемых состояний с допустимым уровнем виброактивности системы.

На практике для определения структуры управляющей системы и параметров рационального управления чаще всего применяется полуобратный метод управления колебаниями деформируемых механических систем, предложенный И.А. Карновским и Ю.М. Почтманом в работе [10], который базируется на использовании известных классов и видов реальных исполнительных устройств активной системы управления колебаниями механической системы.

Рис. 4. Феноменологическая модель области желаемых состояний линии привода стана ХПТ по моменту сил упругости приводного вала в фазовой плоскости (а) и по коэффициенту динамичности (б)

Fig. 4. Phenomenological model of desired states area of the drive line of pipe cold rolling mill by elasticity forces moment of drive shaft in the phase section (a) and by dynamic coefficient (б)

Для удобства решения поставленной задачи и реализации процесса оптимального управления колебаниями деформируемых систем линии привода рабочих валков стана продольной прокатки воспользуемся некоторыми наиболее распространенными в литературе [4, 11] и разработанными математическими моделями динамических процессов в механических системах.

Модернизированный главный привод стана ХПТ, как механико-кибернетический объект, снабжен рядом специальных устройств и системами управления, что позволяет переводить исходную механическую систему из критического состояния в область желаемых состояний в следующем режиме.

Сущность подхода по управлению колебаниями деформируемых систем привода стана ХПТ заключается в том, что в главный привод стана вводится дополнительное управляющее устройство специальной конструкции, реализующее силовое или кинематическое адаптивное управление заранее определенной структуры посредством современного электропривода (сервопривода). Очевидно, в данной постановке рассматриваемая задача сводится к определению параметров рационального воздействия управляющей системы на элементы главного привода стана ХПТ.

Путем выбора алгоритма рационального управляющего воздействия и формирования параметров динамической модели изображающая точка деформируемой системы линии привода стана ХПТ (места установки датчиков порогового значения моментов сил упругости) к фиксированному или минимальному моменту времени реализации цикловых режимов технологического

процесса прокатки трубы-заготовки принудительно возвращается в допустимую зону угловых колебаний элементов привода (область желаемых состояний всей механической системы).

Для решения задач оптимального управления колебаниями аналогичных деформируемых систем, как правило, используется хорошо известный метод (метод вариации произвольных переменных), предложенный в работах [10–12]. Применение данного метода связано с вариацией переменных неклассического типа и введением универсальных операторов дифференцирования. Очевидно, что для выбранной математической модели исходной двухмассовой механической системы главного привода (б) двумерный вектор области желаемого состояния феноменологической модели (см. рис. 4) стана ХПТ имеет вид

$$W_g = colon \begin{bmatrix} \varphi_0^T; \varphi_1^T \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Пусть математическая модель динамических процессов для наиболее приемлемой двухмассовой схемы линии привода рабочих валков стана в упрощенной детерминированной форме, согласно работе [1], описывается известным уравнением Матье–Хилла. Для предварительно упрощенной двухмассовой динамической модели механической системы линии привода рабочих валков выбираем оптимальное управление колебаниями моментов сил упругости системы определенной структуры (с затуханием) $u(t)$.

Базируясь на результатах исследований [3, 7], отметим, что динамика главного привода ряда станов ХПТ с учетом воздействия сил

технологического сопротивления со стороны очага деформации, переменности параметров инертности (момента инерции) и оптимального управления главным приводом в уточненном виде описываются математической моделью, представленной известным уравнением

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \Omega^2 [1 - \mu \cos(2\omega t)] \varphi = \frac{M_1 I_2 + M_2 \bar{I}_1}{I_2 \bar{I}_1} + u(t). \quad (8)$$

При известных или нулевых начальных условиях задачи (элементы главного привода ряда станков функционируют при следующих начальных условиях: $\varphi(0) = \varphi_0 = q_0$ и $\dot{\varphi}(0) = \varphi_1 = q_1$) управляющее воздействие $u(t)$ выбираем без учета демпфирования системы. На основании данных таблицы примем следующие значения параметров главного привода и технологического процесса прокатки заготовки на стане ХПТ (например, стане ХПТ-32): $\alpha = 0,1 \text{ с}^{-1}$; $\lambda = 6 \text{ с}^{-1}$; $\omega = 6,28 \text{ с}^{-1}$ (рис. 5).

Рис. 5. Управление динамикой главного привода стана ХПТ-32 при реализации неустойчивого процесса прокатки труб:

- 1 — угловые колебания кривошипного вала главного привода без учета управления; 2 — угловые колебания кривошипного вала главного привода с учетом управления; 3 — характер изменения управляющего воздействия $u(t)$

Fig. 5. KhPT-32 mill main drive dynamics control during realization of pipes instable rolling process:

- 1 — angular oscillations of main drive lever shaft without control accounting; 2 — angular oscillations of main drive lever shaft with the control accounting; 3 — character of control impact $u(t)$ change

Расчеты показывают, что эти значения, согласно диаграмме Айнса–Стретта, соответствуют области динамической неустойчивости функционирования главного стана ХПТ-32. Введем в механико-кибернетическую систему сервопривода управляющее воздействие заданной структуры

$$u(t) = [1 - \exp(-\alpha t)][k_1 \cos(\lambda t) + k_2 \sin(\lambda t)], \quad (9)$$

где k_1, k_2 — параметры оптимального управления угловыми колебаниями k_1 и k_2 (управляющий момент формируется по сигналу встроенных датчи-

ков на валу электродвигателя сервопривода); λ — частота управляющего момента на валу электродвигателя сервопривода; α — степень демпфирования управляющей системы.

Отметим, что в пределах времени оптимального быстрогодействия, соответствующего времени переходного процесса прокатки трубы на стане ХПТ-32, переводим механическую систему главного привода стана из критического состояния в область желаемых состояний. При этом расчетные параметры оптимального управления колебаниями k_1 и k_2 главного привода стана ХПТ-32 определяются из решения дифференциального уравнения (9) и соответственно равны $k_1 = 27,4 \text{ с}^{-2}$ и $k_2 = 53,7 \text{ с}^{-2}$.

На рис. 5 показаны результаты оптимального управления угловыми колебаниями привода стана ХПТ-32 с соответствующей математической моделью.

Из рис. 5 и анализа полученных результатов следует, что качественно изменяются динамические процессы в линии привода стана ХПТ-32, механическая система привода переведена в область желаемых состояний (допустимых колебаний моментов сил упругости) и дальнейший процесс прокатки трубы на стане происходит в устойчивом режиме. Управление угловыми колебаниями привода рабочих валков приводит к значительной стабилизации геометрии очага деформации и повышению качества холоднокатаных труб. Путем удержания изображающей точки линии привода по сигналу датчика (момента сил упругости) в процессе прокатки трубы в следящем режиме обеспечивается устойчивое функционирование элементов линии привода и достигается стабилизация динамики стана ХПТ. Отметим, что во всех рассматриваемых случаях процесс активного управления колебаниями линии главного привода стана реализуется следующим образом.

На приводном валу главного привода стана ХПТ заранее устанавливаются датчики порогового значения моментов сил упругости. Во время угловых упругих колебаний приводного вала по сигналам датчиков производится сравнение с параметрами области желаемых состояний механической системы. Далее происходит формирование соответствующего управляющего воздействия исполнительного устройства известного класса и вида по заложенным в следящую систему управления электропривода алгоритмам. Когда изображающая точка (точка приводного вала) достигает желаемой области динамической устойчивости системы, активное управление приводом отключается. Если в дальнейшем в процессе последующей прокатки труб на стане ХПТ возмущающая нагрузка, приложенная со стороны очага деформации, выводит динамические характеристики линии привода за рамки

области желаемых состояний, то процесс управления динамикой системы, заранее определенной структуры, по данному алгоритму в автоматическом режиме повторяется.

Отметим, что данные алгоритмы рассчитаны на базе разработанной математической модели оптимального управления главным приводом стана ХПТ. Необходимо подчеркнуть, что применение данного способа оптимального управления колебаниями связано с использованием

адаптированного математического аппарата и специальных методов операционного исчисления.

Предлагаемый метод активного управления динамикой главного привода, с небольшими уточнениями можно применить к решению задачи управления динамическим состоянием механических систем аналогичных тяжелонагруженных прокатных станов.

Выводы

1. Использована инженерная методика упрощения развитой многомассовой динамической модели стана ХПТ до двухмассовой, включающая в себя комбинацию и развитие известных приемов. Выявлены активные механические связи в исходной динамической модели, обуславливающее проявление ярко выраженных параметрических процессов в исследуемой системе главного привода стана ХПТ.

2. Проведено исследование динамики упрощенных двухмассовых моделей стана ХПТ с комбинированными параметрами и периодически изменяемыми инерционными характеристиками с учетом конструктивных особенностей поворотно-подающих механизмов (редукторного или эпициклического типа).

3. Выявлены причины возникновения параметрических колебаний в системах главного привода стана ХПТ и установлены зоны динамической неустойчивости функционирования меха-

нической системы согласно диаграмме Айнса-Стретта, что позволяет осуществить выбор пассивных оптимальных режимов прокатки на этапе проектирования технологических процессов холодной прокатки труб.

4. Предложена система активного управления динамикой главного привода стана ХПТ и разработана ее математическая модель.

5. Выбрана структура оптимального управления угловыми колебаниями элементов линии привода стана ХПТ как механико-кибернетической системой и определены параметры активных управляющих воздействий автоматизированной следящей системы управления.

6. Предложен механизм реализации оптимального управления динамическим состоянием элементов линии привода стана ХПТ. Достоверность полученных результатов подтверждена на примере расчета и экспериментальными исследованиями главного привода стана ХПТ-32.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. — М.: Машиностроение, 1967. — 239 с.
2. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. — Киев: Наукова думка, 1986. — 286 с.
3. Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П. Динамика и прочность прокатного оборудования. — М.: Металлургия, 1970. — 486 с.
4. Кожевников С.Н., Ткаченко А.С., Хаустов Г.И. Модернизация стана холодной прокатки // Вестник машиностроения. 1984. № 4. С. 62–65.
5. Адамия Р.Ш. Оптимизация нагрузок прокатных станов. — М.: Металлургия, 1978. — 232 с.
6. Вышинский В.Т. Исследование и особенности упрощения динамических моделей рядных механических цепей // Теория и практика металлургии. 1999. № 6. С. 35–37.
7. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. — М.: Наука, 1972. — 470 с.
8. Федорова З.М. Подъемники. — Киев: Выща школа, 1976. — 296 с.
9. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. — М.: ГНТИ, 1957. — 546 с.
10. Карновский И.А., Почтман Ю.М. Оптимальное управление колебаниями деформируемых систем. — Киев: Выща школа, 1985. — 254 с.
11. Бутковский А.Г. Методы управления системами с распределенными параметрами. — М.: Наука, 1975. — 568 с.
12. Троицкий В.А. Оптимальные процессы и колебания механических систем. — Л.: Машиностроение, 1976. — 248 с.

Поступила 28 декабря 2018 г.

REFERENCES

1. Grinshpun M.I., Sokolovskii V.I. *Stany kholodnoi prokatki trub* [Pipe cold rolling mills]. Moscow: Mashinostroenie, 1967, 239 p. (In Russ.).
2. Kozhevnikov S.N. *Dinamika nestatsionarnykh protsessov v mashinakh* [Dynamics of non-stationary processes in machines]. Kiev: Naukova dumka, 1986, 286 p. (In Russ.).
3. Ivanchenko F.K., Polukhin P.I., Tylkin M.A., Polukhin V.P. *Dinamika i prochnost' prokatnogo oborudovaniya* [Dynamics and strength of rolling equipment]. Moscow: Metallurgiya, 1970, 486 p. (In Russ.).
4. Kozhevnikov S.N., Tkachenko A.S., Khaustov G.I. Modernization of cold rolling mill. *Vestnik mashinostroeniya*, 1984, no. 4, pp. 62–65. (In Russ.).
5. Adamiya R.Sh. *Optimizatsiya nagruzok prokatnykh stanov* [Optimization of rolling mills loads]. Moscow: Metallurgiya, 1978, 232 p. (In Russ.).
6. Vyshinskii V.T. Study and peculiarities of simplifying of dynamic models of in-line mechanical chains. *Teoriya i praktika metallurgii*, 1999, no. 6, pp. 35–37. (In Russ.).
7. Mandel'shtam L.I. *Leksii po teorii kolebaniy* [Lectures on oscillation theory]. Moscow: Nauka, 1972, 470 p. (In Russ.).
8. Fedorova Z.M. *Pod'emniki* [Hoisters]. Kiev: Vysha shkola, 1976, 296 p. (In Russ.).
9. Panovko Ya.G. *Osnovy prikladnoi teorii uprugikh kolebaniy* [Fundamental of applied theory of elastic oscillations]. Moscow: GNTI, 1957, 546 p. (In Russ.).
10. Karnovskii I.A., Pochtman Yu.M. *Optimal'noe upravlenie kolebaniyami deformiruemyykh sistem* [Optimal control by deformed systems oscillations]. Kiev: Vysha shkola, 1985, 254 p. (In Russ.).
11. Butkovskii A.G. *Metody upravleniya sistemami s raspredelennymi parametrami* [Methods of control by systems with distributed parameters]. Moscow: Nauka, 1975, 568 p. (In Russ.).
12. Troitskii V.A. *Optimal'nye protsessy i kolebaniya mekhanicheskikh sistem* [Optimal processes and mechanical systems oscillations]. Leningrad: Mashinostroenie, 1976, 248 p. (In Russ.).

Received 28 December 2018