



С. Р. Рахманов /к. т. н./,
В. Т. Вышинский /к. т. н./, Л. А. Морозова

Национальная металлургическая академия
Украины, г. Днепро, Украина
e-mail: npfvostokplus@gmail.com

Некоторые особенности функционирования электромеханической системы силовой линии стана ХПТ

S. R. Rakhmanov /Cand. Sci. (Tech.),
V. T. Vyshinsky /Cand. Sci. (Tech.),
L. A. Morozova

National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro,
Ukraine
e-mail: npfvostokplus@gmail.com

Some features of operation of electromechanical system of power line stan HPT

Цель. Целью работы является повышение эффективности функционирования главной силовой линии станом ХПТ.

Методика. Предложена методика исследования параметрических колебаний в шатунах привода в электромеханической системе силовой линии стана ХПТ.

Результаты. Показано, что электропривод с тиристорным преобразователем зачастую выполняется без должной оценки динамики и условий совместного функционирования кривошипно-ползунного механизма главного привода станом ХПТ со спаренными шатунами. Установлено, что возникающие при этом параметрические колебания в шатунах привода приводят не только к снижению надежности данной механической системы, но и определенно влияют на условия работы электромеханической системы.

Научная новизна. Сформулировано основное положение формирования динамики силовой линии стана ХПТ с учетом поведения электромеханической системы.

Практическая значимость. Рассмотрены задачи реконструкций морально устаревших электромеханических систем приводов рабочей клетки станом холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ) в направлении как расширения их технологических возможностей, так и повышения эффективности функционирования. Показано, что электропривод с тиристорным преобразователем зачастую выполняется без должной оценки динамики и условий совместного функционирования кривошипно-ползунного механизма главного привода станом ХПТ со спаренными шатунами. Предложены пути стабилизации динамики электромеханической системы силовой линии стана ХПТ. (Ил. 5. Библиогр.: 8 назв.)

Ключевые слова: стан ХПТ, силовая линия, электропривод, модернизация, спаренный кривошипно-ползунный механизм, динамика, преобразователь, тиристор, электромеханическая система, параметрический резонанс, устойчивость функционирования.

Введение. Бесспорными лидерами металлургического машиностроения и в т. ч. производства станом для холодной пильгерной прокатки труб на мировом рынке являются компании SMS MEER (Германия) и ОАО «ЭЗТМ» (Россия). Данные концерны поставили производителям трубных изделий более тысячи станом различных типоразмеров, обеспечивающих как боковую загрузку трубы-заготовки, так и загрузку заготовки на ось прокатки с торца линии прокатки, организуя непрерывность технологического процесса. ОАО «ЭЗТМ» изготавливает современные высокопроизводительные станом ХПТ целого ряда модификаций для производства холоднодеформированных труб, размерный ряд которых включает множество типоразмеров труб, при этом в зависимости от фактического

сортамента потребностей покупателя типоразмер стана может быть оптимизирован [1]. Так, для одного из зарубежных производителей холоднодеформированных труб разработан уникальный стан ХПТР-380 с торцевой загрузкой трубы-заготовки на ось проката, позволяющей проводить перезарядку трубы-заготовки без извлечения оправки из очага деформации.

По оценкам специалистов, на трубопрокатных, химических и машиностроительных предприятиях Украины и СНГ функционируют несколько сотен агрегатов для холодного пильгерования труб валковыми и роликовыми калибрами, которые были изготовлены и поставлены заказчиком во второй половине прошлого века. Предложения по их совершенствованию с целью расширения функциональных возмож-

ностей, несмотря на их высокий физический износ, актуальны.

Целью работы является повышение эффективности функционирования главной силовой линии станов ХПТ.

Постановка задачи. Рабочие клетки большинства как отечественных, так и зарубежных станов ХПТ, приводятся в движение от электродвигателя постоянного тока через редуктор или ременную передачу посредством спаренного кривошипно-шатунного механизма (рис. 1а). Эти механизмы, образуя замкнутые силовые контуры, представляют собой статически неопределимую систему, число лишних связей которой определяется не только количеством повторяющихся кинематических соединений, но и их видами. Это вынуждает при анализе работы привода рабочей клетки стана рассматривать деформации звеньев и элементов кинематических соединений [6].

Так как приводные валы упруго деформируются, то вследствие несимметричности подвода мощности передача силового потока может происходить в нескольких направлениях (далее подробно остановимся на данном вопросе). Установление направления передачи момента в приводах станов ХПТ различных типоразмеров связано с их индивидуальными характеристиками.

При перемещении рабочей клетки стана ХПТ воспринимаемая шатунами нагрузка передается через зубчатые колеса на приводной вал, обладающий повышенной податливостью, в силу этого шестерни и кривошипные колеса получают определенное смещение. В силу этого клетка стана в пределах некоторого угла будет поворачиваться вокруг вертикальной оси в одном направлении, а затем при перемене знака приложения нагрузки – в другом. При перекачивании валковых зубчатых колес по зубчатым рейкам в результате изменений пространственного положения клетки (ее галопирования, рыскания и тангажа) искажается очаг деформации. В некоторых критических случаях может произойти заклинивание зубьев. Это вызвало необходимость установления повышенных зазоров в зубчатых парах «валковые колеса – рейки».

На рис. 2 приведены результаты экспериментальных исследований главного привода стана ХПТ 2-40. Из осциллограмм видно, что динамические усилия в шатунах главного привода стана ХПТ 2-40 носят параметрический характер. Неблагоприятной зоной функционирования являются частоты в окрестности 110 рабочих циклов в минуту.

Характер изменения величины перекоса рабочей клетки определяется различием расстояний между плоскостями симметрии кривошипных



Рис. 1. Главный привод стана ХПТ (а) и разрушенный узел приводного вала (б)

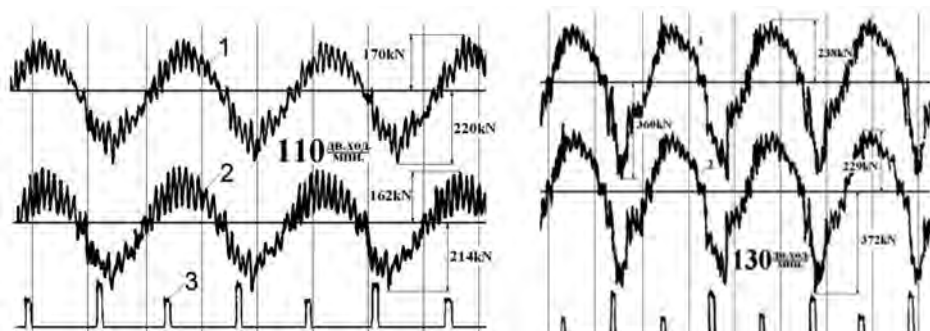


Рис. 2. Осциллограммы экспериментальных исследований шатунов главного привода стана ХПТ-2-40 (заготовка $\varnothing 57 \times 3,5$ – готовая труба $\varnothing 32 \times 1,8$; сталь 12Х18Н10Т): 1, 2 – изменение усилий в правом и левом шатунах; 3 – отметки положений рабочей клетки

пальцев и ведущих шестерен привода валков. Если бы сопротивление движению клетки изменялось плавно, то и перекося происходил бы плавно. Однако экспериментальные исследования показывают, что сопротивление движению клетки изменяется далеко не плавно: особенно резкое изменение усилий наблюдается при открытии «зева» валков в переднем или заднем положении рабочей клетки стана (периоды подачи и кантовки системы «заготовка – готовая труба»).

В результате резкого возрастания или падения нагрузки и одностороннего приложения момента к ведущим зубчатым колесам рабочая клетка начинает совершать колебательное движение вокруг вертикальной оси. Суммирование всех этих процессов и обуславливает существенное отличие показателей практического перекося рассматриваемых модулей от их теоретических значений. Частичное устранение этого явления было достигнуто установкой более жесткой системы передачи силового воздействия в линии главного привода стана ХПТ [4; 5].

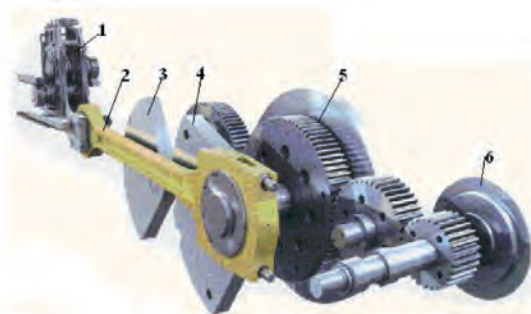
Опыт эксплуатации ряда станов ХПТ конструкции ОАО «ЭЗТМ» показывает, что если в шатунах спаренного кривошипно-ползунного механизма (КШМ) неравномерность нагружения шатунов (например, стана ХПТ-32) достигала примерно трехкратных значений, то в спаренных шатунах КШМ стана ХПТ 2-40 показатель неравномерности распределения между ними несущественно отличался от единицы. Отметим, что реализация такого решения для однониточных станов ХПТ затруднительна не только по экономическим соображениям, но и с практической точки зрения.

Метод решения задачи. Развивая существующие технологии, на рынок, переходящий от конкуренции технологий к конкуренции затрат, вышли АКХ «ВНИИМЕТМАШ им. акад. А. И. Целикова», ОАО «Институт Цветметобработка» (Россия), ОАО «Сумское НПО

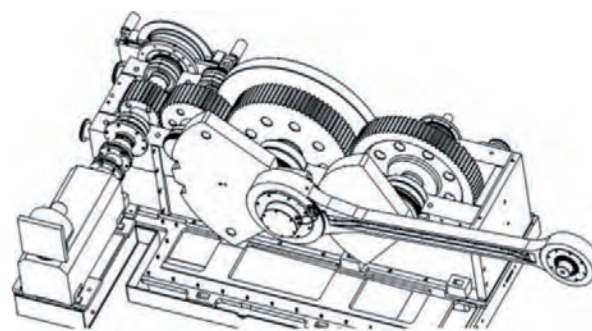
им. М. В. Фрунзе» (Украина). Так, например АКХ «ВНИИМЕТМАШ» по заказу Centraviv Production Ukraine (г. Никополь) разработаны и установлены ряд современных высокопроизводительных станов ХПТ 6-20 и ХПТ 10-45 [2]. Все современные станы ХПТ полностью автоматизированы и снабжены соответствующими устройствами загрузки трубы заготовки и выгрузки готовой трубы, работающими в автономном режиме с организацией непрерываемого процесса прокатки «бесконечной трубы». Так, с целью повышения качества и эффективности производства холоднодеформированных труб с наружным диаметром 8...30 мм, компания Centraviv Production Ukraine в 2009 г. приобрела стан КPW-25 в компании SMS MEER (Германия). В задании на разработку механизмов возвратно-поступательного перемещения клетки вводят ограничения не только параметров неравномерности движения привода и сведения к минимуму воздействий на фундаменты, но и снижение инвестиционных затрат при их сооружении.

Одним из удачных решений поставленной задачи в этом случае является использование одношатунного КШМ привода рабочей клетки стана ХПТ малых типоразмеров конструкции фирмы SMS MEER (рис. 3).

В станах малых типоразмеров фирмы SMS MEER реализовано использование однопоточного привода уменьшенной материалоемкости, и одновременное улучшение динамических характеристик при их функционировании достигается в условиях использования планетарно-кривошипного привода [5], палец которого совершает прямолинейное движение. Применением планетарного привода на более высоком уровне решается задача передачи мощности по силовой линии, уравнивания сил инерции массы клетки и выравнивания моментов на валу главного привода стана КPW 18 HMR конструкции концерна SMS MEER (рис. 4).



а)



б)

Рис. 3. Механизмы возвратно-поступательного перемещения клеток стана КPW 18 HMRK (а) и LC (б) конструкции концерна SMS MEER с классическим решением задачи уравнивания масс системы:

1 – рабочая клетка; 2 – шатун; 3, 4 – уравнивающие грузы

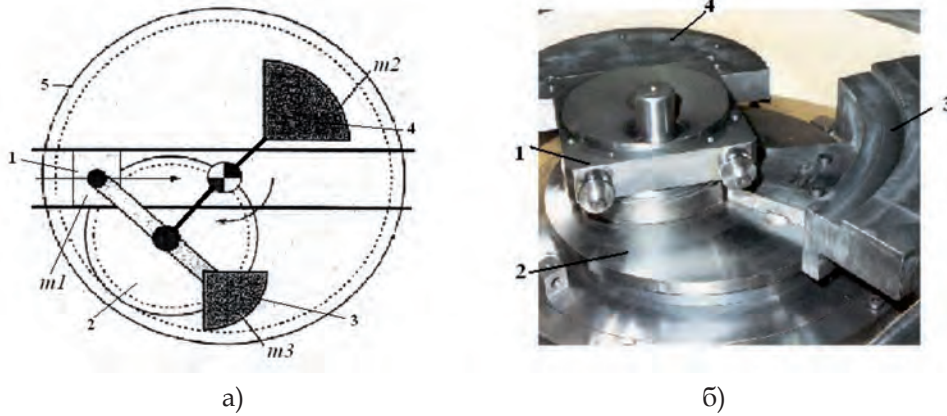


Рис. 4. Кинематическая схема планетарного привода рабочей клетки (а) и горизонтальное исполнение планетарного привода рабочей клетки стана КРВ 18 НМР (б) с грузовым уравниванием и выравниванием моментов: 1 – кулиса; 2 – колесо кривошипное (сателлита); 3, 4 – контргрузы, уравнивающие массы системы; 5 – солнечное колесо

Отметим, что известны предложения по организации сравнительно равномерного нагружения шатунов главного привода станков ХПТ. Например, техническое решение, предложенное в работе [3], включает установку одного из кривошипных колес с возможностью поворота относительно кривошипного вала. Согласно [4] ступица ближней к концу приводного вала шестерни кривошипных колес выполняется полой и удлиненной относительно венца в сторону другой шестерни и соединена с валом в месте расположения зубчатого венца кривошипного колеса через подшипник, установленный в полости, а удлиненным концом жестко. Следует отметить, что при таком решении необходимо выполнить также управление величинами жесткости ветвей, осуществляющих передачу вращения на шестерни кривошипных колес.

Близким к рациональному является решение [4], в соответствии с которым зубчатые колеса, на которых закреплены кривошипы, устанавливаются на индивидуальных опорных узлах, а несущая валки клеть связана с шатунами промежуточным звеном. Это решение прошло апробацию в производственных условиях, продемонстрировав ряд положительных эффектов (улучшение качества продукции, повышение срока службы элементов шатунной группы). Однако ограничения, обусловленные особенностями реализации ремонтного варианта данного узла, создают определенные предпосылки совершенствования конструкции.

Для повышения нагрузочной способности опор предлагается кривошипные пальцы снабдить дополнительными рычагами-коленами и сферическими подшипниковыми узлами, которые позволяют сформировать вторую опору кривошипного узла, образуя со станиной статически определимую группу, состоящую либо

из одного звена или двухзвенного соединения. В связи с этим предлагается решение по усилению опорных узлов разобщенных кривошипных колес в линии главного привода станков ХПТ-32 конструкции ОАО «ЭЗТМ» (рис. 5). Для обеспечения удобства выполнения ремонтных работ, максимального использования имеющихся в наличии запасных частей и расходных материалов в предлагаемом решении предусматривается применение подшипников, работающих в узлах установки вала кривошипных колес и связи кривошипов с шатунами. Вал кривошипных колес выполняется сборным на базе торсионного вала повышенной податливости, что обеспечивает компактный монтаж кривошипно-шатунной сборочной единицы в станине стана и присоединение её к рабочей клетке без изменения существующей технологии сборки и методики проведения этих работ на стане.

В последнее время в главных приводах большинства станков ХПТ предпринимаются попытки использования электродвигателя постоянного тока независимого возбуждения с управляемым тиристорным преобразователем (например, стан ХПТ 2-40 ОАО «ЭЗТМ»). Возможность его использования требует дальнейших исследований динамики главного привода стана ХПТ.

Исходя из кинематических закономерностей КШМ удастся с некоторой точностью рассчитывать степень неравномерности движения элементов главного привода стана. Обычно полагают, что возмущения со стороны комплекса взаимосвязанных механизмов силовой линии стана имеют частоту изменения на порядок ниже, чем пульсации выходного напряжения вентильного преобразователя электродвигателя. Это позволило предположить, что для описания работы сложной электромеханической

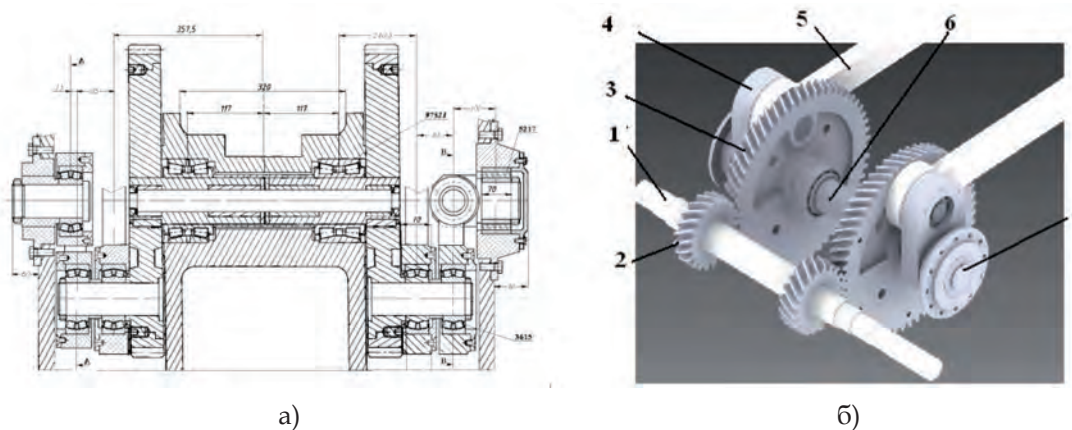


Рис. 5. Модернизированный главный привод стана ХПТ 32 с измененным кривошипом и усиленными опорными узлами (дополнительными коленами): 1 – приводной вал; 2 – шестерня приводная; 3 – колесо кривошипное; 4 – колена; 5 – шатун; 6 – раздвоенный вал кривошипного колеса с встроенным торсионом; 7 – крышка станин стана

системы достаточно привлечь статические характеристики самого преобразователя. Однако часто наблюдающиеся окolorезонансные высокочастотные параметрические колебания деталей главного привода стана оказывают заметное влияние на характер движения привода.

Главный привод типового стана ХПТ содержит кривошипно-ползунный механизм, в котором кривошипный узел выполнен в виде зубчатого колеса или двух колес, соединенных одним валом. Рабочая клеть или облегченная валковая обойма совершает возвратно-поступательное движение при помощи двух шатунов, одни концы которых шарнирно соединены с кривошипными колесами, а другие – с клетью. При этом валки рабочей клетки преодолевают силу технологического сопротивления со стороны очага деформации, которая отсутствует в интервалах $(-\pi/6)-(+\pi/6)$ угла поворота кривошипа в зоне крайних положений КШМ, т. е. тех положений, когда рабочая клеть находится в окрестностях зевов подачи и поворота. С резким уменьшением технологической нагрузки на зубчатые кривошипные колеса увеличивается ударная нагрузка в их зацеплении с взаимодействующими элементами привода, в результате чего в шатунах возрастают изгибные деформации. При совпадении частоты ударов зубьев кривошипного зубчатого колеса с удвоенной первой собственной частотой изгибных колебаний шатунов в последних наблюдаются изгибные деформации на протяжении всего цикла работы главного привода стана.

Это вызвало необходимость рассмотрения вопроса о динамической устойчивости работы электромеханических систем привода стана ХПТ при возмущениях, создаваемых колеблющимися спаренными шатунами КШМ. Осциллограммы, приведенные на рис. 2, свидетель-

ствуют о наложении деформации изгиба на деформации растяжения-сжатия (кривые 1 и 2). Это явление колебаний шатунов представляет собой параметрический резонанс, поперечное перемещение которых как шарнирно-опертых по концам балок по первой синусоидальной форме колебаний системы $\sin(\pi x/l)$ описывается гармонической функцией [3]:

$$W(t) = A \cos(\omega t) \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right), \quad (1)$$

где x – координата вдоль длины шатуна l ; ω – собственная частота колебаний шатуна $\omega = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI_z}{m}}$; m – масса шатуна, I_z – момент инерции сечения шатуна; E – модуль упругости материала шатуна.

Отнесем к кривошипному колесу главного привода половину инерционной нагрузки спаренных шатунов, являющейся результатом их параметрических колебаний:

$$-ma = -m \frac{d^2 W(t)}{dt^2} \int_0^l \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) dx.$$

В первом приближении можно считать, что величина крутящего момента, действующего на кривошипное колесо привода при поперечных колебаниях шатунов, равна:

$$M_0 = 2mrlW(t) \cos(\varphi) / \pi.$$

Здесь $W(t)$ определяется решением (1); φ – угол поворота кривошипа, измеряемый от мертвого положения кривошипного узла привода стана, который имеет кроме постоянного момента инерции масс I_0 и приведенный к кривошипному колесу переменный момент инерции системы, равный $\tilde{I} = mr^2 \sin^2(\varphi)$.

Вращательное движение привода, осуществляемое в результате преодоления момента сил

технологического сопротивления M_c и момента M_v описывается дифференциальным уравнением:

$$\left[I_0 + mr^2 \sin^2(\varphi) \right] \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} + mr^2 \left(\frac{d\varphi(t)}{dt} \right)^2 \frac{\sin(2\varphi)}{2} = M_d - M_c - M_0. \tag{2}$$

Здесь M_d – движущий момент привода, m – сумма масс рабочей клетки стана и половины масс шатунов (с учетом соблюдения и выполнения неравенства $mr^2/I_0 \ll 1$).

Из [2] известно, что главный привод стана ХПТ оснащен электродвигателем постоянного тока параллельного возбуждения, обладающим линейной механической характеристикой:

$$M_d = -k(\dot{\varphi} + \omega_x),$$

где ω_x – угловая скорость идеального холостого хода; k – тангенс угла наклона механической характеристики к оси угловой скорости находится из условия квазистационарности процессов на стане, тогда имеем:

$$\int_0^{2\pi} (M_d - M_c - M_0) d\varphi = 0.$$

Неравномерность угловой скорости представляем как отклонение угловой скорости $\Delta\varphi$ от среднего значения, порождаемое периодическим изменением приведенного момента инерции клетки, шатунов и технологического сопротивления со стороны очага деформации. Тогда дифференциальное уравнение (2) имеет вид:

$$\left[I_0 + mr^2 \sin^2(\varphi) \right] \frac{d^2\Delta\varphi(t)}{dt^2} + mr^2 \left(\frac{d\Delta\varphi(t)}{dt} \right)^2 \frac{\sin(2\varphi)}{2} + \left[k + mr^2 v \sin(2\varphi) \right] \frac{d\Delta\varphi(t)}{dt} = \langle M_c \rangle - M_c - mr^2 v \frac{\sin(2\varphi)}{2}, \tag{3}$$

где введены скобки $\langle \rangle$ для обозначения средней величины за цикл: $\langle M_c \rangle = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2\pi} M_c d\varphi$ – усредненная величина момента сил сопротивления привода.

Отметим, что для главного привода стана ХПТ правая часть уравнения (3) приближенно описывается произведением гармонических функций $\sin(2\varphi)\cos(2\varphi)$, а его решение можно искать в виде отрезка ряда Фурье. Коэффициенты этого ряда быстро убывают с возрастанием своего номера, поэтому:

$$\Delta\varphi = D_0 + D_1 \cos(2\varphi). \tag{4}$$

Из опыта эксплуатации стана ХПТ 2-40 следует, что со входом скоростного режима стана в резонансную область появляется высокоча-

стотная составляющая в величине изменения угловой скорости. Кроме того, с ростом средней скорости вращения привода параметрические колебания шатунов влияют все больше на поведение тока электродвигателя. Из вышеизложенного следует, что зависимость технологической составляющей момента сопротивления от положения рабочей клетки, о поведении которого судят по току двигателя, имеет ту особенность, что максимальные значения этой величины при прямом и обратном ходах рабочей клетки отличаются друг от друга. (Крайние положения рабочей клетки показаны на рис. 2 кривой 3). Однако характер изменения силы тока электродвигателя при 110 двойных ходах валковой обоймы в минуту явно потерял эту черту. Видно, что ток электродвигателя не следует в точности за изменением технологического сопротивления со стороны очага деформации.

При определенной частоте возмущения происходит несоответствие между входным сигналом преобразователя и выходным сигналом в течение некоторого момента времени на участке, где скорость управляющего сигнала превышает критическую. В результате искажения выходного сигнала происходит рост постоянной составляющей ЭДС преобразователя. Одновременно с этим наблюдается временный сдвиг между входным и выходным сигналами [6]. Электромеханическая система «тиристорный преобразователь – шатуны привода» образуют взаимосвязанную автоколебательную систему, формирующую заметный элемент запаздывания. Явление запаздывания в аналогичных механических системах рассмотрено в работе [7], где зона параметрического резонанса с введением нелинейности «запаздывающего» типа расширяется и смещается в сторону больших частот при сдвиге, меньшем $\pi/2$.

Вместе с тем в рамках постановки задачи (1) и (2) решение задачи представляем в виде:

$$\dot{\varphi} = v + \Delta\dot{\varphi},$$

где v – номинальная угловая скорость привода; $\Delta\dot{\varphi}$ – определяется из выражения (4), для которого решение задачи оказывается устойчивым.

Действительно, предположим, что φ претерпевает малое изменение $\delta\Omega$, порожденное колебаниями шатунов, причем выполняется неравенство $\delta\Omega \ll \Delta\dot{\varphi}$. При этом уравнение для определения поправки угловой скорости сводится к известному дифференциальному уравнению Рикатти [8].

$$\delta\dot{\Omega} + \alpha\delta\Omega + \beta\delta\Omega^2 = \tilde{M}. \tag{5}$$

Коэффициенты уравнения (5) имеют вид:

$$\alpha = (k + mr^2 v) \left[1 - mr^2 \frac{\sin^2(vt)}{I_0} \right] / I_0 ;$$

$$\beta = mr^2 \left[1 - mr^2 \sin^2(vt) \right] \sin(2vt) / 2I_0$$

$$\tilde{M} = M_0 \left[1 - mr^2 \sin^2(vt) / I_0 \right] / I_0 .$$

Из опыта эксплуатации ряда отечественных станов ХПТ известно, что для главных приводов преимущественно выполняются следующие неравенства: $\alpha < 1$, $\beta \ll 1$ и $|\tilde{M}| \ll 1$, при удовлетворении которых решение уравнения (5) имеет вид:

$$\delta\Omega = x_0 + x_1 \sin(\omega t) + x_2 \cos(\omega t) + x_3 \sin(2\omega t) + x_4 \cos(2\omega t), \quad (6)$$

где $x_0 = -\beta M^2 / (2\alpha\omega^2)$; $x_1 = \alpha M / \omega^2$; $x_2 = -M / \omega$; $x_3 = -\beta(x_2^2 - x_1^2) / (4\omega)$; $x_4 = -\beta(2\omega x_1 x_2 + \alpha x_2 / 2) / (4\omega^2)$.

Как показывают коэффициенты решения (6), амплитуда дополнительной высокочастотной составляющей угловой скорости $\delta\Omega$ мала, и решение $\Delta\phi$ устойчиво.

Таким образом, в рамках классической постановки задачи (1), (2) в ряде случаев нельзя объяснить потерю устойчивости электропривода стана ХПТ 2-40. Для математического описания этого явления необходимо привлечь динамические характеристики существующего электропривода, и в особенности замкнутой цепи управления тиристорным преобразователем [2].

Следовательно, явление неустойчивости функционирования главного привода стана ХПТ 2-40 конструкции ОАО «ЭЗТМ» в резонансной области скоростных режимов связано с взаимодействием системы управления электропривода и механической системы силовой линии стана переменной структуры. В качестве возмущающего воздействия, приводящего к неустойчивой работе главного привода как электромеханической системы, выступает параметрически возникающие на определенных скоростных режимах резонансные колебания спаренных шатунов. В силу неблагоприятного соотношения между граничной частотой тиристорного преобразователя и частотой возмущения со стороны механической части в замкнутой цепи управления самим преобразователем развиваются автоколебания в силовой линии стана. На поведении механической части привода это сказывается таким образом, что в околорезонансной области теряется устойчивость работы электропривода электромеханической системы. Последнее обстоятельство не позволяет повысить скоростной режим работы стана выше 80 двойных ходов валковой обоймы в минуту, что намного ниже технических возможностей стана ХПТ 2-40.

Отметим, что рассмотренная задача динамики силовой линии стана ХПТ -2-40 предостерегает от ошибок при проектировании и применении современных средств управления станом без предварительного и должного изучения возможных резонансных явлений в условиях параметрических колебаний сложной электромеханической системы.

Выводы

1. Установлено, что спаренные кривошипно-шатунные механизмы привода клетки большинства станом ХПТ выполнены в виде замкнутой зубчатой передачи и дезаксиальными с несимметричным (боковым) подводом передачи крутящего момента к кривошипным колесам. Это обуславливает параметрические явления во всех элементах главного привода, что приводит к существенному искажению очага деформации, ухудшению качественных показателей продукции и к возникновению аварийных ситуаций в электромеханической системе стана ХПТ.

2. Проведен анализ динамических явлений исходя из условий совместного функционирования на примере электродвигателя главного привода стана ХПТ 2-40, управляемого тиристорным преобразователем, и механической части привода рабочей клетки с учетом параметрических явлений в механической системе.

3. Предложено техническое решение по модернизации (раздвоению кривошипного колеса) главного привода стана ХПТ, направленное на снижение динамических нагрузок и стабилизацию показателей неравномерности нагружения шатунов и движения элементов привода рабочей клетки.

4. Выявлено, что наиболее близким к рациональной схеме компоновки механизмов привода является конструктивная схема, содержащая кривошипные колеса с общим торсионным валом и промежуточное звено связи шатунов со станиной стана ХПТ. Для стабилизации динамических нагрузок и повышения несущей способности консольных опор разобщенных кривошипных колес предлагается их связать со станиной статически определимой группой-подвеской и торсионным валом.

Данное решение может быть успешно реализовано не только в приводах станом ХПТ, но и в других машинах периодического действия со спаренными КШМ.

Библиографический список / References

1. Кожевников С. Н. Анализ работы привода клетки и валков стана холодной прокатки труб / С. Н. Кожевников, Б. М. Климковский, А. С. Ткаченко, А. А. Шведченко // Модернизация и

автоматизация оборудования трубопрокатных станов. Труды Днепропетровского института черной металлургии. Т. XX. – М.: Металлургия, 1965. – С. 51–58.

Kozhevnikov S. N., Klimkovskiy B. M., Tkachenko A. S., Shvedchenko A. A. *Analiz raboty privoda kleti i valkov stana kholodnoy prokatki trub. Modernizatsiya i avtomatizatsiya oborudovaniya truboprokatnykh stanov. Trudy Dnepropetrovskogo instituta chernoy metallurgii. Vol. XX. Moscow, Metallurgiya. 1965, pp. 51-58.*

2. Конструкция и исследование приводных механизмов двухниточных станов ХПТ-2-40 и ХПТ-2-90 / М. И. Гриншпун, Ю. И. Черевик, Н. С. Макаркин, В. А. Стромченко, Е. П. Солодихин // Вестник машиностроения. – 1981. – № 11. – С. 74–76.

Grinshpun M. I., Cherevik Yu. I., Makarkin N. S., Stromenko V. A., Solodikhin E. P. *Konstruktsiya i issledovanie privodnykh mekhanizmov dvukhnitochnykh stanov ХПТ-2-40 i ХПТ-2-90. Vestnik mashinostroeniya. 1981, no. 11, pp. 74-76.*

3. Целиков Н. А. Станы холодной прокатки труб конструкции ВНИИМЕТМАШ / Н. А. Целиков, А. В. Чекулаев // Черные металлы. – 2010. – № 5. – С. 28–31.

Tselikov N. A., Chekulaev A. V. *Stany kholodnoy prokatki trub konstruktsii VNIIMETMASH. Chernye metally. 2010, no. 5, pp. 28-31.*

4. Ткаченко. А. С. Исследование статически определимого привода клетки стана холодной прокатки труб / А. С. Ткаченко, Р. П. Ермакович, Г. Э. Гохберг, В. Т. Вышинский, И. В. Мураш // Металлург. – 1970. – № 8. – С. 44–45.

Tkachenko A. S., Ermakovich R. P., Gokhberg G. E., Vyshinskiy V. T., Murash I. V. *Issledovanie staticheski opredelimogo privoda kleti stana kholodnoy prokatki trub. Metallurg. 1970, no. 8, pp. 44-45.*

5. Baensch M. О современных станах холодной пильгерной прокатки для производства нержавеющей стальных труб [Электронный ресурс]: Международная конференция «Современные направления производства сварных и бесшовных труб из черных и цветных металлов», Днепропетровск, 24–26 сентября 2007. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Baensch M. *O sovremennykh stanakh kholodnoy pil'gernoy prokatki dlya proizvodstva nerzhavayushchikh stal'nykh trub. Mezhdunarodnaya konferentsiya "Sovremennye napravleniya proizvodstva svarnykh i besshovnykh trub iz chernykh i tsvetnykh metallov", Dnepropetrovsk 24-26 September 2007. 1 el. opt. disk (CD-ROM).*

6. Болотин В. В. Параметрические возбуждаемые колебания в системах с запаздыванием /

В. В. Болотин // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1985. – № 5. – С. 14–21.

Bolotin V. V. *Parametricheskie возбуждаемые колебания в системах с запаздыванием. Izv. AN SSSR. Mekhanika tverdogo tela, 1985, no. 5, pp. 14-21.*

7. Шипило В. А. Автоматизированный вентиляционный электропривод / В. А. Шипило. – М., 1969. – 400 с.

Shipilo V. A. *Avtomatizirovannyy ventil'nyy elektroprivod. Moscow, 1969, 400 p.*

8. Тихонов А. Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – Гостехиздат, 1951.

Tikhonov A. N., Samarskiy A. A. *Uravneniya matematicheskoy fiziki. Gostekhzdat, 1951.*

Purpose. *The aim of the work is to improve the efficiency of the main power line of the HPT mills.*

Methodology. *A technique for investigating parametric oscillations in the drive rods in the electromechanical system of the power line of the HPT mill is proposed.*

Findings. *It is shown that an electric drive with a thyristor converter is often performed without due assessment of the dynamics and conditions of the joint operation of the crank-slider mechanism of the main drive of HPT mills with twin connecting rods. It is established that the resulting parametric oscillations in the drive connecting rods not only lead to a decrease in the reliability of this mechanical system, but also definitely influence the operating conditions of the electromechanical system.*

Originality. *The basic position of the formation of the dynamics of the power line of the HPT mill with regard to the behavior of the electromechanical system is formulated.*

Practical value. *The tasks of reconstruction of obsolete electromechanical systems of drives of the working stand of cold pilger rolling tubes (CPT) in the direction of both expanding their technological capabilities and improving the efficiency of operation are considered. It is shown that an electric drive with a thyristor converter is often performed without due assessment of the dynamics and conditions of the joint operation of the crank-slider mechanism of the main drive of HPT mills with twin connecting rods. The ways of stabilizing the dynamics of the electromechanical system of the power line of the HPT mill are proposed.*

Key words: *HPT camp, the power line, the electric drive, modernization coupled the mechanism, dynamics, the converter, a tiristor, electromechanical system, a parametrical resonance, stability of functioning.*

**Рекомендована к публикации
д. т. н. А. Д. Учителем**

Поступила 12.07.2017