

Рахманов С. Р.
Вышинский В. Т.
Морозова Л. А.
Поворотный В. В.
Проходченко Д. А.

*Национальная
металлургическая
академия Украины*

Rakhmanov S. R.
Vyshynsky V. T.
Morozova L. A.
Povorotnyy V. V.
Prohorenko D. A.

*National Metallurgical
Academy of Ukraine*

УДК 621.771.06.5

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ФОРМИРОВАНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ХОДА ГЛАВНОГО ПРИВОДА СИЛОВОЙ ЛИНИИ СТАНА ХПТ

Приведены результаты исследования динамики главного привода силовой линии стана холодной прокатки труб (ХПТ). Уточнена методика определения неравномерности хода рассматриваемой континуальной многомассовой механической системы. Составлены дифференциальные уравнения для уточненной динамической многомассовой модели силовой линии стана с учетом переменности момента инерции и электромеханических характеристик главного привода. Установлены особенности формирования избыточных динамических нагрузок в силовой линии стана от переменности величины момента инерции рабочей клетки, шатуна и характеристик электродвигателя, приведенного к валу кривошипного колеса главного привода стана. Предложена схема сведения к минимуму динамических нагрузок и неравномерности хода силовой линии стана ХПТ.

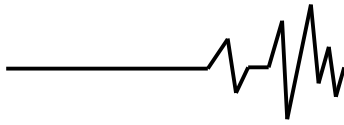
Ключевые слова: труба, холодная прокатка, главный привод, силовая линия, приводной вал, кривошипное колесо, динамика, динамическая модель, сила инерции, математическая модель, дифференциальные уравнения, жесткость, рабочая клетка, масса, момент инерции, неравномерность хода.

Введение. Производство холоднокатанных труб в условиях современных технологических линий, содержащее станы холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ), характеризуется растущими темпами и разнообразием инновационных процессов. Данные технологические процессы сопровождаются повышением скоростей и силовых воздействий на обрабатываемую трубную заготовку. Наряду с этим, современные тенденции увеличения производительности станов ХПТ продиктованы все более увеличивающимися объемами (количеством) обрабатываемых изделий. Эти тенденции развития и масштабы производства труб на станах ХПТ неизбежно выдвигают новые, более жесткие требования к надежности и долговечности данных тяжело нагруженных машин в условиях взаимосвязанных механизмов технологических линий, прежде всего в отношении качества выпускаемых труб [1, 2].

Необходимо отметить, что в связи с ростом скоростей реализации технологических процессов и спектра распределения нагрузок, динамические процессы, определяющие долговечность комплекса базовых исполнительных механизмов станов ХПТ, приобретают первостепенное значение.

Цель работы. Целью работы является изучение закономерностей функционирования и неравномерности хода механизмов силовой линии стана ХПТ, установление влияния сил технологического сопротивления и динамических параметров на формирование спектра избыточных нагрузок при стационарных, неустановившихся и переходных процессах. Выбор рациональных параметров силовой линии, чтобы динамические нагрузки не выходили за допустимые заданной долговечностью пределы.

Постановка задачи. Возникающие в силовой линии стана ХПТ знакопеременные



силы (силы инерции) совместно с другими нагрузками вызывают в их сочленениях различные динамические эффекты. Действие указанных знакопеременных сил в значительной мере ограничивает быстроходность станов ХПТ, как тяжело нагруженных машин периодического действия, что обуславливает заметное снижение их производительности (до 40%) [3].

Увеличение надежности и долговечности тяжело нагруженных силовых линий станов ХПТ в сочетании с комплексом исполнительных механизмов периодического действия потребовало рассмотрения ряда важнейших вопросов динамики. Некоторые особенности условий функционирования силовых линий потребовали более детального исследования неравномерности хода (вращения) базовых элементов стана ХПТ (рис. 1).

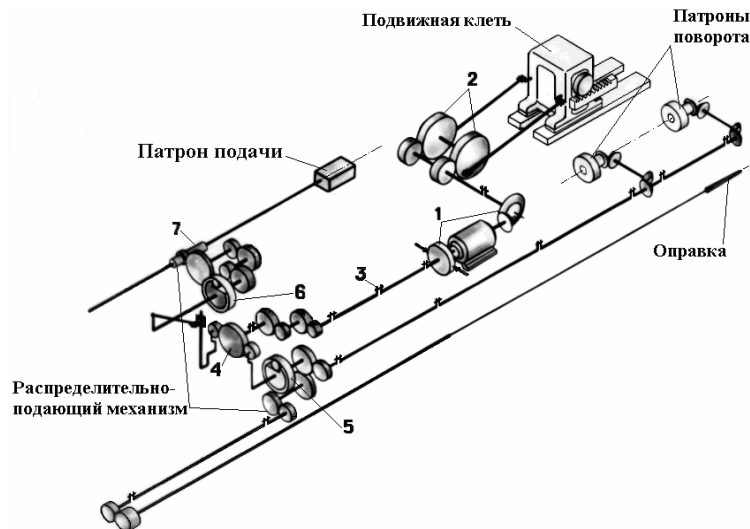


Рис. 1. Кинематическая схема стана ХПТ с типовым распределительно-подающим механизмом

Известно, что неравномерность хода главного привода стана ХПТ связывалась только с переменной скоростью вращения кривошипно-ползунного механизма вследствие периодической изменяемости его момента инерции и закономерности сил сопротивления передвижению клетки со стороны очага деформации. При этом все межмассовые механические связи в главной силовой линии стана считались абсолютно жесткими. Однако экспериментальными исследованиями силовой линии стана ХПТ [1, 8] установлено, что амплитуды колебаний угловых скоростей вращения вала приводного механизма и последующих соединительных валов механизмов поворотно-подающего комплекса отличаются друг от друга. Различаются и осциллограммы моментов, записанных датчиками, установленными в различных местах трансмиссионного вала, ведущего к распределительно-подающему механизму (РПМ) [1, 6]. По ряду причин объяснение этих явлений следует искать в упругих характеристиках межмассовых связей главного привода и других элементов трансмиссии стана ХПТ. Действительно, динамическая модель

главной силовой линии стана представляет собой многомассовую континуальную систему, где массы связаны между собой упругими звеньями (рис. 2). Значит, вопрос о неравномерности вращения каждого элемента динамической цепи стана тесно связан с задачей о вынужденных крутильных колебаниях взаимосвязанной упругой системы главной силовой линии стана.

Метод решения задачи. Ниже приводится уточненная схема определения неравномерности вращения главной силовой линии стана ХПТ с учетом упругости звеньев всей трансмиссии и параметров электромеханической системы [3].

Формируем дифференциальное уравнение движения механической системы в обобщенных координатах на базе уравнений Лагранжа второго рода [2, 3]. После определения соответственно кинетической и потенциальной энергий механической системы составляем дифференциальные уравнения движения для масс выбранной многомассовой (семимассовой) динамической модели силовой линии стана ХПТ (рис. 2).

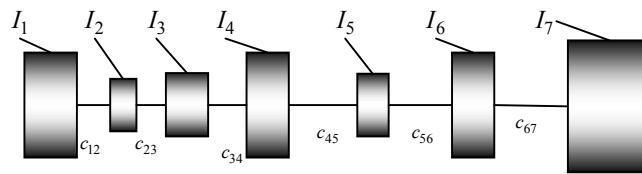
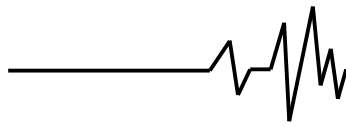


Рис. 2. Динамическая модель силовой линии стана ХПТ

Тогда с учетом переменности момента инерции масс системы, в развитие результатов работы [4], получаем систему

дифференциальных уравнений относительно углов закручивания масс системы φ_i :

$$\left\{ \begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{dI_1}{d\varphi_1} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right)^2 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_{\text{comp}}(\varphi_1); \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= M_{\text{об}}(\dot{\varphi}_3); \\ I_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} + c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) - c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ I_5 \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} + c_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) - c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\ I_6 \frac{d^2 \varphi_6}{dt^2} + c_{67} (\varphi_6 - \varphi_7) - c_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\ I_7 \frac{d^2 \varphi_7}{dt^2} + c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) - c_{67} (\varphi_6 - \varphi_7) &= -M_{\text{РПМ}}(\varphi_7) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Здесь $M_{\text{comp}}(\varphi_1)$, $M_{\text{об}}(\dot{\varphi}_3)$ и $M_{\text{РПМ}}(\varphi_7)$ – внешние моменты, действующие на кривошипное колесо, двигатель и кулачок РПМ соответственно (в силу сравнительно малости в дальнейшем момент, передаваемый РПМ, в расчетах учитываться не будет); I_i – моменты инерции масс для выбранной многомассовой динамической модели; c_i – жесткости межмассовые связей силовой линии стана

Спектр нагрузки на кривошипное колесо главного привода будет состоять из сил трения передвигению рабочей клетки и сил технологического сопротивления со стороны очага деформации (горизонтальной составляющей давления металла на рабочие валки) при прокатке трубы:

$$M_{\text{comp}}(\varphi_1) = -(k_1 mg + P_c) r (\sin(\varphi_1) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi_1) - \delta \cos(\varphi_1)), \quad (2)$$

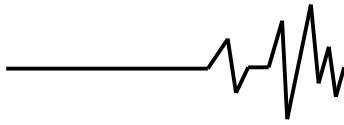
где k_1 – коэффициент трения скольжения; m – масса рабочей клетки; P_c – осевая составляющая сил технологического

сопротивления; $\lambda = \frac{r}{l_{\text{ш}}}$; $\delta = \frac{a}{l_{\text{ш}}}$ – параметры кривошипно-ползунного механизма главного привода силовой линии стана; r – радиус кривошипа; a – дезаксиал кривошипа; $l_{\text{ш}}$ – длина шатуна привода.

Сила трения $k_1 mg$ и силы технологического сопротивления P_c за цикл прокатки трубы меняют своё направление в момент времени, когда обращается в нуль выражение $\sin(\varphi_1) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi_1) - \delta \cos(\varphi_1) = 0$.

Приближенное решение этого тригонометрического уравнения, вследствие малости параметров системы λ и δ , можно представить как $\sin(\varphi_1) \approx \frac{\delta}{1 + \lambda} = 0,106 \Rightarrow \varphi_1 \approx \frac{\pi}{30}$.

При построении приближенного решения системы нелинейных дифференциальных уравнений (3) будем использовать тот факт, что относительные углы закручивания системы $\varphi_{i,i+1} = \varphi_i - \varphi_{i+1}$ малы по сравнению с углами



закручивания элементов главного привода стана φ_i .

Складывая по частям все уравнения системы (1) и полагая $\varphi_i = \varphi_{i-1}$ ($i = 2, \dots, 7$), получаем одно нелинейное

дифференциальное уравнение, описывающее движение главного привода в сочетании с элементами силовой линии стана как жесткого целого, обладающее одной степенью свободы:

$$\sum_{i=1}^7 I_i \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{dI}{d\varphi} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \begin{cases} ik(\omega_0 - i \frac{d\varphi}{dt})^2 - k_1 mgr(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) - \delta \cos(\varphi)) - P_c r(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) - \delta \cos(\varphi)); \\ \frac{\pi}{30} \leq \varphi < \frac{\pi}{30} + \pi; \\ ik(\omega_0 - i \frac{d\varphi}{dt})^2 + (k_1 mgr + P_c r)(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) - \delta \cos(\varphi)); \\ \frac{\pi}{30} + \pi \leq \varphi < \frac{\pi}{30} + 2\pi, \end{cases} \quad (3)$$

где ω_0 – номинальная угловая скорость электродвигателя; i – передаточное отношение элементов привода; k – тангенс угла наклона базовой характеристики электродвигателя главного привода

Переходим к детальному изучению неравномерности вращения элементов главного привода силовой линии стана при жесткой связи между его элементами с учетом параметров электромеханической модели.

Исследование части уравнений системы дифференциальных уравнений (3) в первом приближении задачи проведено в работе [5], где установлена периодичность его решения. В развитии изложенных предпосылок приводим уточненное решение задачи.

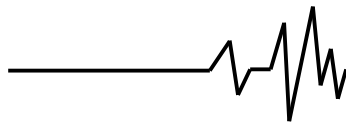
Производя замену $\varphi(t) = vt + \theta$ в уравнениях (3) упрощая тригонометрические функции сумм углов

$$\begin{cases} \sin(vt + \theta) = \sin(vt) + \theta \cos(vt); \\ \cos(vt + \theta) = \cos(vt) - \theta \sin(vt), \end{cases} \quad (4)$$

вследствие малости характерного параметра θ по сравнению с угловыми перемещениями масс системы проводим необходимую линеаризацию дифференциального уравнения (3) путем отбрасывания нелинейных слагаемых $\theta\ddot{\theta}, \theta\dot{\theta}, \dot{\theta}^2, \theta^2$, являющихся малыми в установленных пределах реальных частот вынуждающей силы.

Тогда систему дифференциальных уравнений (3), с учетом вышесказанного, представляем в виде:

$$\begin{aligned} & \left[\sum_{i=1}^7 I_i + mr^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda}{2} \cos(vt) - \frac{1}{2} \cos(2vt) - \delta \sin(2vt) \right) \right] \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \\ & + \left[ik + 2vmr^2 \left(-\frac{\lambda}{4} \sin(vt) + \frac{\lambda}{2} \sin(2vt) - \delta \cos(2vt) \right) \right] \frac{d\theta}{dt} + \\ & + \left[mv^2 r^2 \left(-\frac{\lambda}{4} \cos(vt) + 2 \cos(2vt) + 2\delta \sin(2vt) \right) + (P_c + k_1 mg) \right] \cdot \\ & \cdot [r(\cos(vt) + \lambda \cos(2vt) + \delta \sin(vt))] \theta = ik(\omega_0 - iv) - mr^2 v^2 \cdot \\ & \cdot \left(-\frac{\lambda}{4} \sin(vt) + \frac{1}{2} \sin(2vt) - \delta \cos(2vt) \right) - (P_c + k_1 mg) r \cdot \\ & \cdot \left(\sin(vt) + \frac{\lambda}{2} \sin(2vt) - \delta \cos(vt) \right), \frac{\pi}{30} < vt < \frac{\pi}{30} + \pi. \end{aligned} \quad (5)$$



Наряду с производными в дифференциальное уравнение (5) вошла и сама функция с коэффициентом, зависящим от соответствующего момента сил технологического сопротивления. Этим слагаемым составленное дифференциальное уравнение (5) отличается от аналогичных уравнений, приведенных в работах [3 – 5]. Однако следует предполагать, что для тяжелых силовых режимов работы главного привода силовой линии стана ХПТ с учетом возможности применения базового уравновешивающего устройства влияние данного слагаемого в решении уравнения (7) будет значимо. Влияние данного слагаемого проявится в увеличении амплитуды колебаний при определенных сдвигах стационарных точек функции угловых скоростей от углов поворота кривошипного колеса приводного механизма.

Уравнение (5) представляет собой линейное неоднородное дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами и периодической правой частью. Разложим коэффициенты уравнения (5) в соответствующие ряды Фурье и в первом приближении ограничимся вторыми гармониками. Так, например, данное

разложение для момента сил технологического сопротивления M_{comp} имеет вид:

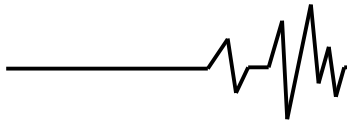
$$M_{comp} = (Pc + k_1 mg) r \left(\frac{2}{\pi} + \frac{2\delta}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{30}\right) + \frac{4\lambda}{3\pi} \cos(vt) + \frac{8}{3\pi} \sin(2vt) - \left(\frac{4}{3\pi} + \frac{4\delta}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{30}\right) \right) \cos(2vt) \right) \quad (6)$$

Анализируя первую часть данного разложения, видим, что условие (6) гарантирует отсутствие постоянной составляющей в соответствующем разложении правой части уравнения (5). Тогда приближенное решение уравнения (5) представляем в виде гармонического ряда Фурье:

$$\theta = a_0 + a_1 \sin(vt) + a_2 \cos(vt) + a_3 \sin(2vt) + a_4 \cos(2vt). \quad (7)$$

Далее подставим (7) в (5), разложим произведение отрезков ряда снова в ряды Фурье, ограничиваясь вторыми гармониками, и сгруппируем коэффициенты при одинаковых гармониках. Приравнявая коэффициенты, справа и слева от знака равенства, получим систему линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов a_i уравнения (9):

$$\begin{aligned} & -\frac{2\lambda}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r a_1 + \frac{mr^2 v^2 \lambda}{8} a_2 + \left[-mr^2 v^2 \delta + \left(\frac{2}{3\pi} + \frac{2\delta}{\pi} \sin \frac{\pi}{30} \right) \cdot \right. \\ & \left. \cdot (k_1 mg + Pc) r \right] a_3 - \left[\frac{mr^2 v^2}{2} + \frac{4\delta}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r \right] a_4 = 0; \\ & -\frac{4\lambda}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r a_0 - \left[\sum_{i=1}^7 I_i v^2 + \frac{mr^2 v^2}{4} - \frac{4\delta}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r \right] a_1 + \\ & + \left[-\frac{mr^2 v^2 \delta}{2} + i^2 kv - \left(\frac{2}{3\pi} + \frac{2\delta}{\pi} \sin \frac{\pi}{30} \right) (k_1 mg + Pc) r \right] a_2 - \\ & - \frac{5}{8} mr^2 v^2 \lambda a_3 = mr^2 v^2 \frac{\lambda}{4}; \\ & -\frac{mr^2 v^2 \lambda}{4} a_0 + \left[\frac{mr^2 v^2 \delta}{2} + i^2 kv + \left(\frac{2}{3\pi} + \frac{2\delta}{\pi} \sin \left(\frac{\pi}{30} \right) \right) (k_1 mg + Pc) r \right] a_1 + \\ & + \left[-\sum_{i=1}^7 I_i v^2 + \frac{mr^2 v^2}{4} + \frac{4\delta}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r \right] a_2 - \frac{2\lambda}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r a_3 \\ & - \frac{5}{8} mr^2 v^2 a_4 = -\frac{4\lambda}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r; \end{aligned} \quad (8)$$



$$\left[2\delta mr^2 v^2 + \left(\frac{4}{3\pi} + \frac{4\delta}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{30}\right) \right) (k_1 mg + Pc) r \right] a_0 - \frac{5}{8} mr^2 v^2 \lambda a_1 - \frac{2\lambda}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r a_2 - 4 \sum_{i=1}^7 I_i v^2 a_3 + \frac{2\lambda}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r a_4 = - \left[\frac{mr^2 v^2}{2} + \frac{8}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r \right];$$

$$\left[mr^2 v^2 - \frac{8\delta}{3\pi} (k_1 mg + Pc) r \right] a_0 + \frac{2\lambda r}{3\pi} (k_1 mg + Pc) a_1 - \frac{3}{4} mr^2 v^2 \lambda a_2 + 2i^2 k v a_3 - 4 \sum_{i=1}^7 I_i a_4 = mr^2 v^2 \delta + \left(\frac{4}{3\pi} + \frac{4\delta}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{30}\right) \right) r (k_1 mg + Pc);$$

Значения коэффициентов a_i уравнения (7) на примере расчета силовой линии стана ХПТ - 32-3 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов a_i уравнения (7) на примере расчета силовой линии стана ХПТ-32-3

v , рад/сек	$P_c r + k_1 mgr$, Нм	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
8,18886	134727,88	-0,50370	-0,00216	0,00170	0,03441	-0,000789

Изменение относительной скорости вращения главной силовой линии, как абсолютно твердого тела, за цикл прокатки трубы с учетом характеристик электромеханической системы соответственно по известной [1] и по уточненной методикам на примере расчета стана ХПТ-32-3 приведены на рис. 3.

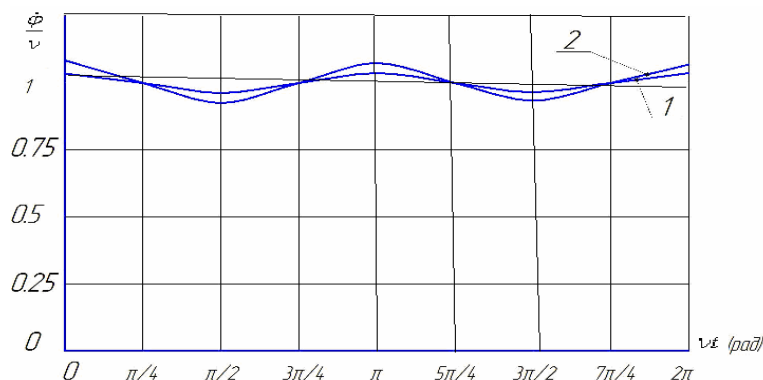
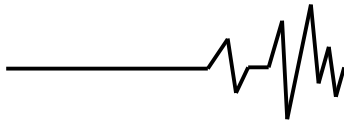


Рис. 3. Изменение относительной скорости вращения главной силовой линии стана ХПТ-32-3 за цикл прокатки трубы: 1 – по методике В. И. Соколовского; 2 – по уточненной методике с учетом переменности момента инерции и параметров электромеханической системы

Расчеты, представленные на рис. 3, выполнены по методике В.И. Соколовского и уточненной методике с учетом переменности момента инерции и базовых параметров электромеханической системы. Полученные данные показывают, что неравномерность вращения силовой линии стана для выбранной модели с абсолютно жесткими межмассовыми связями заметно отличаются.

Достоверность полученных результатов подтверждена результатами

экспериментальных исследований силовой линии стана ХПТ-32-3. Осциллограммы изменения частоты вращения элементов главной силовой линии стана ХПТ-32-3 за несколько характерных циклов прокатки трубы указывают на высокую сходимость полученных результатов. Неравномерность вращения элементов главной силовой линии стана ХПТ-32-3, со стороны массы которой приложен возмущающий момент, несколько меньше и составляет 13,6% от средней скорости



вращения привода. Следует подчеркнуть, что из-за большой величины моментов инерции двигателя и муфты тормоза их массы находятся в узле колебаний и соответствуют нижней собственной частоте механической системы. Полученные данные близки к результатам работ [7, 8]. Ошибки в пределах 10 – 12%, что соответствует доверительному вероятностному интервалу расчетов стана ХПТ.

Следует подчеркнуть, что вследствие наличия упругих промежуточных звеньев главной силовой линии стана ХПТ 32-3 угловые скорости масс цепи силовой линии стана в каждый момент времени отличаются друг от друга. Причем неравномерность вращения элементов на валу двигателя главного привода стана не совпадает с неравномерностью вращения главной линии как абсолютно твердого целого и составляет 14,2% от средней скорости вращения привода при номинальном режиме работы стана (78дв.х./мин). Характерно, что при номинальном режиме электродвигатель работает на естественной механической характеристике. Тогда неравномерность хода стана сравнительно небольшая. Она может возрасти при других режимах работы, когда двигатель работает на искусственных механических характеристиках. Из анализа динамических процессов видно, что неравномерность вращения масс с постоянным моментом инерции ведомого звена РПМ составляет 13,8%. Математическое моделирование динамических процессов показывает, что при этом имеет место значительное снижение избыточных нагрузок на главный привод не только от переменной составляющей момента инерции механической системы, но и сил технологического сопротивления. Это достигается путем незначительного переуравновешивания (на 10%) подвижных масс главного привода стана ХПТ.

Выводы

1. Установлены некоторые закономерности формирования циклических динамических нагрузок подвижных масс рабочей клетки на звенья главной силовой линии стана ХПТ. Проведено исследование динамики главной силовой линии стана холодной прокатки труб (ХПТ) и уточнена методика определения неравномерности хода функционирования рассматриваемой континуальной многомассовой механической системы.

2. Составлены уточненные дифференциальные уравнения для выбранной

многомассовой динамической модели главного привода силовой линии стана с учетом переменности момента инерции и электромеханических характеристик главного привода.

3. Выявлены особенности формирования избыточных динамических нагрузок в главном приводе силовой линии стана ХПТ с учетом переменности величины момента инерции рабочей клетки, шатунов и параметров электродвигателя, приведенного к валу кривошипного колеса главного привода стана. Расчетным путем установлено, что неравномерность вращения элементов главной силовой линии, например стана ХПТ-32-3-8 составляет 16,7% от номинальной угловой скорости вращения системы.

4. Обоснована возможность сведения к минимуму избыточных динамических нагрузок в рассматриваемой механической системе. Предложена схема сведения к минимуму динамических нагрузок и неравномерности хода силовой линии стана.

5. Установлено, что для уменьшения нежелательных динамических явлений во всей механической системе и элементах силовой линии стана ХПТ-32-3-8 наряду со всеми мерами необходимо увеличить жесткость вала шестерни приводного механизма примерно на 12%.

6. Моделированием динамических процессов выявлено, что управление неравномерностью вращения элементов главной силовой линии следует осуществлять при помощи базового уравнивающего устройства подвижных масс системы. Предложена схема монтажа базового уравнивающего устройства на кривошипном валу силовой линии стана ХПТ.

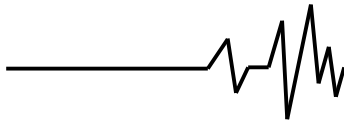
Список использованных источников

1. Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб / М.И. Гриншпун, В.И. Соколовский // М., – «Машиностроение», 1967, – 239 с.

2. Фролов В.Ф. Холодная прокатка труб / В.Ф. Фролов, В.Н. Данченко, Я.В. Фролов // Монография, – Днепропетровск: Пороги, 2005 – 255 с.

3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.

4. Вышинский В.Т. Исследование и особенности упрощения динамических моделей рядных механических цепей // Теория и практика металлургии. – 1999. – №6. – С. 35–37.



5. Бессонов А. П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. / А. П. Бессонов – М.: Наука, 1967. – 267 с.

6. Шевакин Ю.Ф. Станы холодной прокатки труб / Ю.Ф. Шевакин, Ф.С. Сейдалиев // М: Металлургия, 1966. – 212 с.

7. Кожевников С.Н. Модернизация стана холодной прокатки / С.Н.Кожевников, А.С. Ткаченко, Г.И. Хаустов // Вестник машиностроения, 1984. – № 4. – С. 62–65.

8. 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.

Список источников в транслитерации

1. Grinshpun M.I., Sokolovskiy V.I. Stany kholodnoy prokatki trub / M.I. Grinshpun, V.I. Sokolovskiy // М., – «Mashinostroyeniye», – 1967, – 239 s.

2. Frolov V.F. Kholodnaya prokatka trub / V.F. Frolov, V.N. Danchenko, Ya.V. Frolov // Monografiya, – Dnepropetrovsk: Porogi, 2005 – 255 s.

3. Kozhevnikov S.N. Dinamika nestatsionarnykh protsessov v mashinakh. – Kiyev: Naukova dumka, 1986. – 288 s.

4. Vyshinskiy V.T. Issledovaniye i osobennosti uproshcheniya dinamicheskikh modeley ryadnykh mekhanicheskikh tsepey // Teoriya i praktika metallurgii. – 1999. – №6. – С. 35–7.

5. Bessonov A. P. Osnovy dinamiki mekhanizmov s peremennoy massoy zvenyev. / A. P. Bessonov – М.: Nauka, 1967. – 267 s.

6. Shevakin Yu.F. Stany kholodnoy prokatki trub / Yu.F. Shevakin, F.S. Seydaliyev // М: Metallurgiya, 1966. – 212 s.

7. Kozhevnikov S.N. Modernizatsiya stana kholodnoy prokatki / S.N.Kozhevnikov, A.S. Tkachenko, G.I. Khaustov // Vestnik mashinostroyeniya, 1984. – № 4. S. 62–65.

8. Tkachenko A.S. Issledovaniye staticheskikh opredelimogo privoda kleti stana kholodnoy prokatki trub / A.S. Tkachenko, R.P. Yermakovich, G.E. Gokhberg, V.T. Vyshinskiy, I.V. Murash // Metallurg. – 1970. – №8. – С 44–45.

ДЕЯКІ ПИТАННЯ ФОРМУВАННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ГОЛОВНОГО ПРИВОДУ СИЛОВОЇ ЛІНІЇ СТАНУ ХПТ

Анотація. Наведено результати дослідження динаміки головного приводу силової лінії стану холодної прокатки труб

(ХПТ). Уточнена методика визначення нерівномірності ходу розглянутої континуальної багатомасової механічної системи. Складені диференціальні рівняння для уточненої динамічної багатомасової моделі силової лінії стану з урахуванням змінності моменту інерції і електромеханічних характеристик головного приводу. Встановлено особливості формування надлишкових динамічних навантажень в силовій лінії стану від змінності величини моменту інерції робочої кліті, шатуна і характеристик електродвигуна, приведенного до валу кривошипного колеса головного приводу стану. Запропоновано схему зведення до мінімуму динамічних навантажень і нерівномірності ходу силової лінії стану ХПТ.

Ключові слова: труба, холодна прокатка, головний привід, силова лінія, приводний вал, кривошипно колесо, динаміка, динамічна модель, сила інерції, математична модель, диференціальні рівняння, жорсткість, робоча кліть, маса, момент інерції, нерівномірність ходу.

SOME QUESTIONS OF FORMATION OF THE UNEVEN PROGRESS OF THE MAIN DRIVE POWER LINE MILL CPT

Annotation. Results of research of dynamics of the main power line of a camp of the cold rolling of pipes (CPT) are given. The technique of determination of unevenness of the course of the considered continual mass mechanical system is specified. The differential equations for the specified dynamic mass model of the power line of a camp taking into account variability of the moment of inertia and electromechanical characteristics of the main drive are worked out. Features of formation of excess dynamic loadings in the power line of a camp from variability of size of the moment of inertia of a working cage, the rod and the electric motor given to a shaft of a wheel of the main drive of a camp are established. The scheme of minimizing of dynamic loadings and unevenness of the course of the power line of a camp of CPT with use of the basic counterbalancing devices and characteristics of the considered mass mechanical system is offered.

Key words: cold rolling, a pipe, the power line, the main drive, dynamics, a power shaft, the wheel, dynamic model, inertia force counterbalancing the device, mathematical model, rigidity, unevenness of the course, weight, a working cage, the inertia moment.