

ДИНАМИКА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРИВОДАХ СТАНОВ ВИНТОВОЙ ПРОКАТКИ

Получила дальнейшее развитие динамика главного привода стана винтовой прокатки с учетом нестационарного поведения универсальных шпинделей. Установлены условия неустойчивого функционирования привода рабочих валков стана, состоящего из универсальных шпинделей со сдвоенными шарнирами.

Ключевые слова: привод, шпиндель, валок рабочий, шарнир, динамика, неравномерность, винтовая прокатка, труба, виброактивность.

Отримала подальший розвиток динаміка головного приводу стану гвинтової прокатки з урахуванням нестационарного поведінки універсальних шпинделів. Встановлено умови нестійкого функціонування приводу робочих валків стану, що складається з універсальних шпинделів з парними шарнірами.

Ключові слова: привід, шпиндель, валок робочий, шарнір, динаміка, нерівномірність, гвинтова прокатка, труба, віброактивність.

The dynamics of the main drive helical rolling mill with a view of time-dependent behavior of the universal spindles was further developed. Conditions for the unstable operation of the drive working rolls, consisting of universal spindle with dual hinges are established.

Keywords: drive, spindle, roller working hinge, dynamics, uneven, screw rolling, pipe vibration activity.

Темпы реализации технологических процессов обуславливают высокий уровень динамических нагрузок в приводах станом винтовой прокатки. Это определенно влияет как на надежность и долговечность элементов трансмиссии, так и на возможный рост производительности станом. Необходимо подчеркнуть, что большинство приводов станом винтовой прокатки функционирующих на базе универсальных шарниров морально и физически устарело. Технологические и скоростные режимы работы приводов, в лучшем случае соответствуют нижнему уровню технических характеристик станом винтовой прокатки. Они требуют если не полной замены, то нуждаются в коренной модернизации.

Среднестатистические простои, вызванные аварийным выходом из строя только деталей линии привода станом винтовой прокатки труб, выполненных на базе массивных шпинделей, составляют около 10 – 12% от общего времени их работы. Характер разрушения приводов прошивных станом показал, что причинами поломок деталей являются как значительные однократные пиковые перегрузки, так и знакопеременные динамические нагрузки. Известно, что одной из причин возникновения нестационарных динамических нагрузок в приводах станом

является наличие в цепи трансмиссии массивных шпинделей на базе шарниров Гука [1, 2].

Формирование сложной картины взаимодействия обрабатываемых изделий с механической системой привода, обусловлено не только пиковыми динамическими нагрузками, но и характером силовых воздействий со стороны очага деформации, соответствующих технологическим заданиям. В период переходных процессов пики циклических динамических нагрузок периодически повторяются. Следует отметить, что это является одной из причин преждевременного выхода из строя узлов станов.

Известные методики расчета приводов станов винтовой прокатки не учитывают влияние изменения рабочих углов массивных шпинделей на базе сдвоенных шарниров Гука и технологических нагрузок на особенности функционирования системы [1, 2]. В силу изложенного, проведение исследований, направленных на анализ и синтез динамических процессов линии привода станов винтовой прокатки представляются актуальными.

Исследование динамики элементов трансмиссий станов винтовой прокатки проведем на примере путем предварительного анализа источников виброактивности с учетом некоторых конструктивных особенностей шарниров шпинделей главного привода стана винтовой прокатки труб (рис. 1).

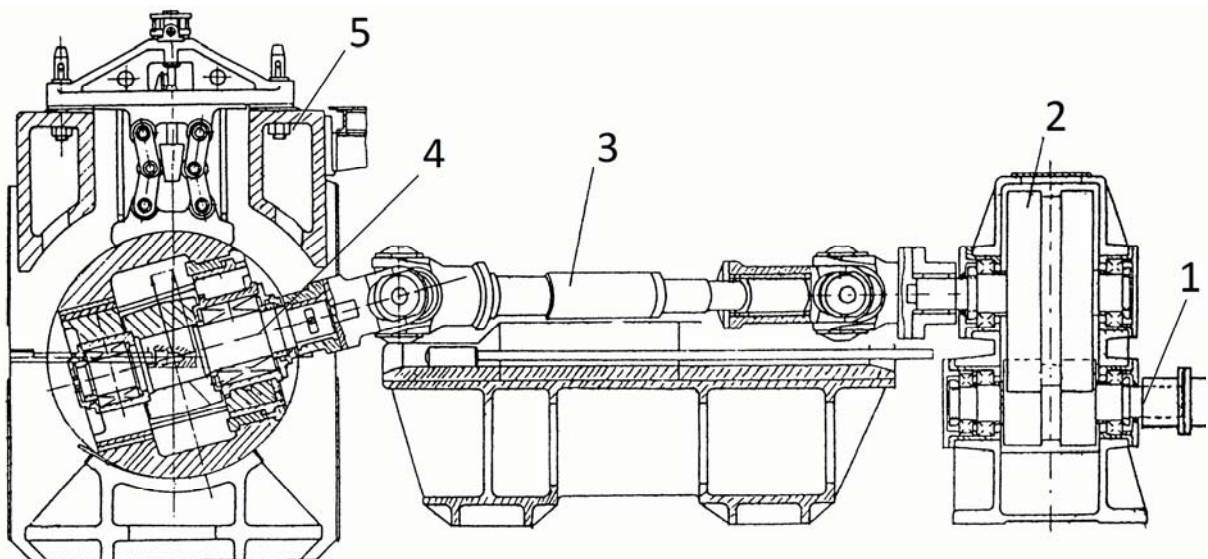


Рисунок 1 – Привод валков рабочей клетки стана винтовой прокатки труб:
1 – приводной вал; 2 – шестеренная клеть; 3 – универсальный шпindelь;
4 – рабочий валок; 5 – рабочая клеть с барабаном рабочего валка

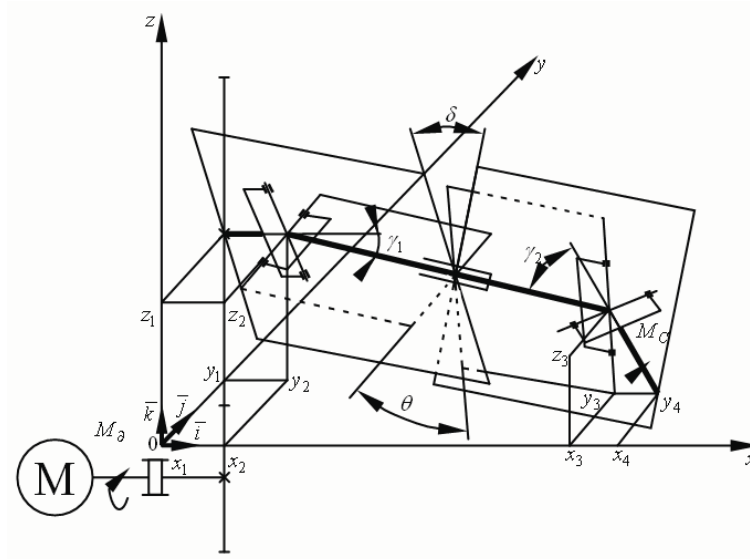
Повышенные динамические нагрузки обусловлены наличием в приводе станов винтовой прокатки универсальных шпинделей на основе карданной передачи, которые обладает определенной степенью неравномерности вращения. Отметим, что кинематика универсальных шпинделей аналогична кинематике распространенных карданных передач на базе шарниров Гука, характерной особенностью которого является то, что элементы привода при этом вращаются с периодически изменяющейся угловой скоростью [5, 6]. При этом, характер формирования динамических процессов привода рабочих валков станов винтовой прокатки преимущественно определяется влиянием неравномерности угловой скорости и углового ускорения универсальных шпинделей [3]. Заметим, что фиксация рабочих валков в пределах рабочих углов по существующей схеме их установки на станах винтовой прокатки не обеспечивается, что приводит к развитию существующей неравномерности хода системы.

Анализ динамических процессов в приводах ряда тяжелонагруженных станов винтовой прокатки показывает, что изменение кинематики шарниров влияет на изменение угловой скорости вращения рабочих валков. Следовательно, при реализации определенных технологических процессов, как правило, силы сопротивления в очаге деформации (момент прокатки) периодически изменяются, поочередно достигая максимальной и минимальной величины.

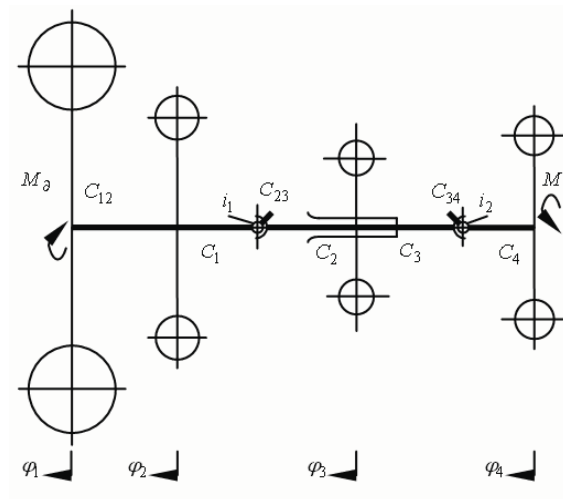
Кроме того, неравномерное вращение рабочего валка стана винтовой прокатки возбуждает в элементах линии привода значительные динамические нагрузки. Это заметно снижает долговечность узлов привода и отрицательно влияет на ход технологического процесса винтовой прокатки.

Целью синтеза динамики привода станов винтовой прокатки, содержащих универсальные шпиндели, является выбор рациональных параметров последних, обеспечивающих минимальную неравномерность вращения рабочего валка и устойчивую динамику всего привода.

Для решения задачи синтеза динамики привода стана винтовой прокатки принята четырехмассовая динамическая модель системы, представленная на рисунке 2. При составлении дифференциальных уравнений движения масс выбранной динамической модели воспользуемся методом эквивалентной жесткости [3, 4]. Принимаем во внимание следующие основные допущения: дискретные массы механической системы привода стана винтовой прокатки имеют постоянные моменты инерции; внешние моменты постоянны; положение привода в пространстве установлено; оси крестовин универсальных шарниров абсолютно жестки; трением в шарнирах пренебрегаем; диссипации энергии в элементах привод не происходит.



а)



б)

Рисунок 2 – Кинематическая схема а) и динамическая модель б) трансмиссии стана винтовой прокатки труб с универсальными шпинделями

С точностью до величин второго порядка малости, с учетом названных допущений и выражений для передаточных отношений шарниров универсального шпинделя линии привода стана, приведенных в работе [5, 6] система дифференциальных уравнений движения трансмиссии имеет вид

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + k_{11} \phi_1 - k_{12} \phi_2 = M_1, \quad (1)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 - k_{21} \phi_1 + k_{22} \phi_2 - k_{23} \phi_3 = M_2, \quad (2)$$

$$I_3 \ddot{\phi}_3 - k_{32} \phi_2 - k_{33} \phi_3 - k_{34} \phi_4 = M_3, \quad (3)$$

$$I_4 \ddot{\phi}_4 - k_{43} \phi_3 + k_{44} \phi_4 = M_4, \quad (4)$$

где I_1, I_2, I_3, I_4 – приведенные моменты инерции на ведущем валу привода, зубчатых колеса редуктора, универсальных шпинделей и рабочего валка стана.

$$k_{11} = k_{12} = k_{21} = c_{12}; \quad k_{22} = c_{12} + c_{23} [1 + 0,5n\varepsilon(1 - \lambda_1) \cos 2\omega t];$$

$$k_{23} = c_{23} [1 + 0,5n\varepsilon(1 - \lambda_1) \cos \omega t]; \quad k_{32} = c_{23} (1 - 0,5n\varepsilon\lambda_1 \cos 2\omega t);$$

$$k_{33} = c_{23} (1 - 0,5n\varepsilon\lambda_1 \cos 2\omega t + c_{34} [1 + 0,5\varepsilon(1 - \lambda_2) \cos 2(\omega t + \nu)]);$$

$$k_{34} = c_{34} [1 + 0,5\varepsilon(1 - \lambda_2) \cos 2(\omega t + \nu)];$$

$k_{43} = k_{44} = c_{34} [1 - 0,5\varepsilon\lambda_2 \cos 2(\omega t + \nu)]$ – эквивалентные жесткости элементов линии привода;

$$M_1 = M_\partial; \quad M_2 = -0,25c_{23}n\varepsilon \sin 2\omega t;$$

$$M_3 = 0,25c_{23}n\varepsilon \sin 2\omega t - 0,25c_{34}\varepsilon [\sin 2\nu + \sin 2(\omega t + \nu)];$$

$M_4 = M_c + 0,25c_{34}\varepsilon [\sin 2\nu + \sin 2(\omega t + \nu)]$ – эквивалентные моменты линии привода.

Здесь ϕ_i – полные углы поворота масс системы; $n = \gamma_1^2 / \gamma_2^2$; $\varepsilon = \gamma_2^2$; γ_1, γ_2 – углы между осями валов шпиндельного устройства привода; $\nu = \theta - \delta$; θ – угол разворота полумуфт универсальных шарниров на валу шпинделя; δ – угол между плоскостями универсальных шарниров (рис. 2); ω – приведенная угловая скорость вращения ведущего вала (якоря электродвигателя) главного привода; M_∂ – движущий момент двигателя главного привода; M_c – момент сил сопротивления очага деформации.

Для решения системы (1) – (4), содержащей исключительно переменную составляющую, вводим новые переменные ψ_i , связанные с ϕ_i отношением $\phi_i = \psi_i + \psi_{i0}$, учитывая $\psi_{i0} = const$.

Постоянные интегрирования ψ_{i0} находим из системы алгебраических уравнений исходя из характерного условия, что $M_\partial = -M_c = M$. В первом приближении постоянные интегрирования задачи ψ_{i0} составят $\psi_{10} = 0$, $\psi_{20} = M / c_{12}$, $\psi_{30} = M(c_{12}^{-1} + c_{23}^{-1})$, $\psi_{40} = M(c_{12}^{-1} + c_{23}^{-1} + c_{34}^{-1}) + 0,25\varepsilon \sin 2\nu$.

После необходимых преобразований уравнений (1) – (4), получаем систему неоднородных линейных дифференциальных уравнений второго порядка с периодическими коэффициентами. Следовательно, линейные дифференциальные уравнения движения соответствующих масс системы путем несложных преобразований можно привести к канонической форме уравнения Матье. Отметим, что решение систем уравнений с периодическими коэффициентами сопровождается характерными зонами неустойчивости и связано с некоторыми математическими трудностями [1, 6].

Анализ результатов работ [1, 3] показывает, что при малом значении постоянных при периодическом коэффициенте и исследовании движения

вдали от зон неустойчивости, решение уравнения Матье всего на 1 – 2% отличается от известного решения задачи. Очевидно, в уравнениях (1) – (4) слагаемыми с периодическими коэффициентами можно пренебречь.

Следовательно, с учетом вышеизложенных допущений, систему дифференциальных уравнений (1) – (4) представим в следующем виде

$$I_1 \ddot{\psi}_1 + c_{12} \psi_1 - c_{12} \psi_2 = M_{1s} \sin 2\omega t + M_{1c} \cos 2\omega t; \quad (5)$$

$$I_2 \ddot{\psi}_2 - c_{12} \psi_1 + (c_{12} + c_{23}) \psi_2 - c_{23} \psi_3 = M_{2s} \sin 2\omega t + M_{2c} \cos 2\omega t; \quad (6)$$

$$I_3 \ddot{\psi}_3 - c_{23} \psi_2 + (c_{23} + c_{34}) \psi_3 - c_{34} \psi_4 = M_{3s} \sin 2\omega t + M_{3c} \cos 2\omega t; \quad (7)$$

$$I_4 \ddot{\psi}_4 - c_{34} \psi_3 + c_{34} \psi_4 = M_{4s} \sin 2\omega t + M_{4c} \cos 2\omega t, \quad (8)$$

где $M_{1s} = 0$; $M_{2s} = -0,25c_{23}n\varepsilon$;

$$M_{3s} = 0,25\varepsilon [c_{23}n - c_{34} \cos 2\nu - 2M(1 - \lambda_2) \sin 2\nu];$$

$$M_{4s} = 0,5(c_{34} \cos 2\nu + M\lambda_2 \sin 2\nu);$$

$$M_{1c} = 0; M_{2c} = 0,5nM(1 - \lambda_1); M_{3c} = 0,25\varepsilon \{2M[n\lambda_1 + (1 - \lambda_2) \cos 2\nu] - c_{34} \sin 2\nu\}$$

;

$$M_{4c} = 0,5\varepsilon(c_{34} \sin 2\nu - M\lambda_2 \cos 2\nu).$$

Непосредственное решение системы уравнений (5) – (8) приводит к громоздким зависимостям, что создает определенные неудобства для динамического синтеза линии привода стана винтовой прокатки. В связи с этим решение задачи представим разложением по формам собственных колебаний системы

$$\psi_i = \sum_{k=1}^n q_k a_{ik}, \quad (9)$$

где q_k – главные координаты системы; a_{ik} – смещение i -й массы динамической модели при соответствующей форме собственных колебаний механической системы.

Рассмотрим отдельно движение динамической модели под действием сил, пропорциональных $\sin(2\omega t)$ и $\cos(2\omega t)$. После необходимых преобразований получаем

$$\psi_{is} = \sum_{j=1}^n M_{js} h_{ji} \sin(2\omega t), \quad (10)$$

$$\psi_{ic} = \sum_{j=1}^n M_{jc} h_{ji} \cos(2\omega t). \quad (11)$$

В (10) и (11) h_{ji} известные для данной выбранной динамической модели привода числа, вычисляемые по формуле

$$h_{ji} = \sum_{k=1}^n a_{jk} a_{ik} / [m_k (p_k^2 - 4\omega^2)],$$

где $m_k = \sum_{i=1}^n J_i / a_{ik}^2$ – обобщенная масса принятой динамической модели линии привода стана винтовой прокатки, соответствующая k -ой форме собственных колебаний системы; p_k – частота собственных колебаний многомассовой системы стана.

Движения масс принятой динамической модели главного привода стана вследствие её линейности выражается суммой

$$\psi_i = \psi_{is} + \psi_{ic}, \quad (12)$$

или

$$\psi_i = A_i \cos(2\omega t - \theta_i), \quad (13)$$

где $A_i = \sqrt{A_{is}^2 + A_{ic}^2}$; $\theta = \arctg(A_{is} / A_{ic})$; $A_{is} = \sum_{j=1}^{n0} M_{is} h_{ji}$; $A_{ic} = \sum_{j=1}^{n0} M_{ic} h_{ji}$.

Следовательно, угловая скорость массы I_4 , замещающей рабочий валок, стана есть

$$\omega_4 = 2\omega A_4 \cos(2\omega t - \theta_4), \quad (14)$$

где

$$A_4 = \sqrt{(M_{2s} h_{24} + M_{3s} h_{34} + M_{4s} h_{44})^2 + (M_{2c} h_{24} + M_{3c} h_{34} + M_{4c} h_{44})^2}. \quad (15)$$

Из полученной математической модели системы видно, что характер динамических процессов линии стана винтовой прокатки на базе сдвоенной карданной передачи преимущественно определяется кинематикой универсальных шпинделей привода. Следует принимать во внимание то, что определенные сложности представляет исследование особенностей кинематики универсальных шпинделей линии привода на базе сдвоенной пространственной карданной передачи. Для расчета асинхронной сдвоенной передачи линии привода стана винтовой прокатки с массивным промежуточным валом, силы инерции и момент сил инерции, которые нагружают элементы самих шарниров, воспользуемся кинематикой шарниров шпинделя на базе одинарной карданной передачи.

Зависимость между угловыми перемещениями двух смежных валов карданной передачи, соединенных универсальными шарнирами, в общем случае, когда $\psi_i \neq 0$ как видно из [1, 2, 6] выражается соотношением

$$\operatorname{tg}(\phi_{i+1} + \psi_{i+1}) = \frac{1}{\cos \gamma_i} \operatorname{tg}(\phi_i + \psi_i), \quad (16)$$

где ψ_i – угол между плоскостью ведущей вилки карданного вала и плоскостью, в которой расположены оси карданных валов, соединенных i -м шарниром (фазовый угол).

Следовательно, зависимость между угловыми перемещениями промежуточного и ведомого валов сдвоенного карданного механизма в частном случае определяется выражением

$$\operatorname{tg}(\varphi_3 + \psi_3) = \frac{1}{\cos \gamma_2} \operatorname{tg}(\varphi_2 + \psi_2) . \quad (17)$$

Угловая скорость рабочего вала ω_3 (для случая, когда $\psi_1 = 0$, приведена в работе [1, 6]), определена путем дифференцирования выражения (17), представлена соотношением

$$\omega_3 = \omega_2 + 2c_{21}\omega_2 \cos 2\psi_2 \cos 2\varphi_2 - 2c_{21}\omega_2 \sin 2\psi_2 \sin 2\varphi_2 + e_{21} \cos 2\psi_2 \sin 2\varphi_2 \dot{\gamma}_2 + e_{21} \sin 2\psi_2 \sin 2\varphi_2 \dot{\gamma}_2 , \quad (18)$$

где $\omega_2 = \omega_1 + 2c_{11}\omega_1 \cos 2\phi_1 + e_{11} \frac{d\gamma_1}{dt} \sin 2\phi_1$,

$$c_{11} = \frac{1}{\cos \gamma_1} \left(\frac{\operatorname{tg}^2 \gamma_1}{4} - \frac{\operatorname{tg}^4 \gamma_1}{4} + \dots \right); c_{21} = \frac{1}{\cos \gamma_2} \left(\frac{\operatorname{tg}^2 \gamma_2}{4} - \frac{\operatorname{tg}^4 \gamma_2}{4} + \dots \right),$$

$$e_{11} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{2 \cos \gamma_1} - \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_1}{4 \cos \gamma_1} + \dots; e_{21} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_2}{2 \cos \gamma_2} - \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_2}{4 \cos \gamma_2} + \dots .$$

Как следует из работы [6] и выражения (18) значения $\sin 2\varphi_2, \cos 2\varphi_2$ представим следующими приближенными выражениями $\sin 2\varphi_2 = \sin 2\varphi_1 + c_{11} \sin 4\varphi_2 + \dots; \cos 2\varphi_2 = \cos 2\varphi_1 - c_{11} \cos 2\varphi_1 + \dots$.

Опыт эксплуатации большинства станков винтовой прокатки показывает, что в линиях главных приводов преимущественно используются универсальные шпиндели с рабочими углами $\gamma_i \leq 20^\circ$. Следовательно, коэффициенты $c_{11}, c_{21}, e_{11}, e_{21}$ уравнения можно считать малыми величинами. Исходя из этого, в дальнейших преобразованиях слагаемыми с коэффициентами $c_{11}^2, c_{11}, c_{11}e_{11}, \dots$ пренебрегаем. Подставив в соотношение (18) значения $\omega_2, \sin 2\varphi_2, \cos 2\varphi_2$ из [1, 6], проведя необходимые преобразования и отбрасывая величины второго порядка малости (слагаемые с коэффициентами $c_{11}^2, c_{11}, c_{11}e_{11}, \dots$ и т.д.), запишем приближенную формулу для угловой скорости рабочего вала в виде

$$\omega_3 = \omega_1 + 2c_{11}\omega_1 \cos 2\varphi_1 + e_{11} \sin 2\varphi_1 \dot{\gamma}_1 + 2c_{21}\omega_1 \cos 2(\varphi_1 + \psi_2) + e_{21} \sin 2(\varphi_1 + \psi_2) \dot{\gamma}_2 \quad (19)$$

Продифференцировав по времени уравнение (19) по трем переменным $\varphi_1, \gamma_1, \gamma_2$, которые являются функциями времени,

$$\varepsilon_3 = \frac{\partial \omega_3}{\partial \varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{\partial \omega_3}{\partial \gamma_1} \frac{d\gamma_1}{dt} + \frac{\partial \omega_3}{\partial \gamma_2} \frac{d\gamma_2}{dt} ,$$

получаем угловое ускорение ε_3 рабочего валка стана в виде

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 = & \varepsilon_1 + 2c_{11}\varepsilon_1\cos 2\varphi_1 - 4c_{11}\omega_1^2 \sin 2\varphi_1 + 2e_{11}\omega_1\cos 2\varphi_1\dot{\gamma}_1 - \\ & - 4c_{21}\omega_1^2 \sin 2(\varphi_1 + \psi_2) + 2e_{21}\omega_1\cos(2\varphi_1 + \psi_2)\gamma_2 + \\ & + 2\frac{\partial c_{11}}{\partial \gamma_1}\omega_1\cos 2\varphi_1\dot{\gamma}_1 + \frac{\partial e_{11}}{\partial \gamma_1}\sin 2\varphi_1(\dot{\gamma}_1)^2 + e_{11}\sin 2\varphi_1\ddot{\gamma}_1 + \\ & + 2\frac{c_{21}}{\partial \gamma_2}\omega_1\cos 2(\varphi_1 + \psi_2)\dot{\gamma}_2 + \frac{\partial e_{21}}{\partial \gamma_2}\sin 2(\varphi_1 + \psi_2)(\dot{\gamma}_2)^2 + \\ & + e_{21}\sin 2(\varphi_1 + \psi_2)\ddot{\gamma}_2, \end{aligned} \quad (20)$$

где

$$\begin{aligned} \frac{\partial c_{11}}{\partial \gamma_1} &= \frac{tg\gamma_1}{2\cos^3\gamma_1} - \frac{tg^3\gamma_1}{2\cos^3\gamma_1} - \frac{tg^5\gamma_1}{2\cos\gamma_1} + \dots; \\ \frac{\partial c_{21}}{\partial \gamma_2} &= \frac{tg\gamma_2}{2\cos^3\gamma_2} - \frac{tg^3\gamma_2}{2\cos^3\gamma_2} - \frac{tg^5\gamma_2}{2\cos\gamma_2} + \dots; \\ \frac{\partial e_{11}}{\partial \gamma_1} &= \frac{1}{2\cos^3\gamma_1} \left(1 - \frac{tg^2\gamma_1}{2} - \frac{13tg^4\gamma_1}{8} + \dots \right); \\ \frac{\partial e_{21}}{\partial \gamma_2} &= \frac{1}{2\cos^3\gamma_2} \left(1 - \frac{tg^2\gamma_2}{2} - \frac{13tg^4\gamma_2}{8} + \dots \right). \end{aligned}$$

Анализ результатов работы привода стана винтовой прокатки труб (прошивного стана) показывает, что при малых значениях угла $\gamma_i \leq 20^\circ$ и малых скоростях изменения этого угла $\dot{\gamma}_1 > \omega_1$ в кинематическом анализе карданной передачи можно ограничиться расчетами со средними значениями γ_1 , а при малых величинах $\dot{\gamma}_1 \leq (0,05 \dots 0,1) \omega_1$ влиянием переменности угла γ_1 можно пренебречь. Только при больших скоростях изменения $\dot{\gamma}_1 \gg \omega_1$, особенно в скоростных карданных передачах привода, следует проводить расчет по формулам (19) и (20). При больших углах $\gamma_1 \geq 20^\circ$ целесообразно пользоваться более точным соотношением для переменных составляющих угловой скорости и углового ускорения рабочего валка прошивного стана.

Следовательно, полученные зависимости (19) и (20) универсальны и с достаточной точностью могут быть использованы при анализе и синтезе динамики трансмиссии со сдвоенными универсальными шарнирами.

Необходимо подчеркнуть то, что в приводах различных станов могут быть применены рабочие углы $\gamma_1 \geq 20^\circ$. В этой связи в формулах для угловых скоростей и ускорений появляются дополнительные слагаемые, число которых зависит от числа переменных углов γ_i в элементах привода валков рабочей клетки прошивного стана. Уравнение движения

многомассовой динамической модели привода рабочего валка (13), в данном случае, определенно отличается от известного уравнения Матье, поскольку периодические коэффициенты не малы. Исследование уравнений (13) и (14) позволяет установить некоторые основные причины возникновения сложных колебаний оси рабочего валка, которые в свою очередь существенно влияют на динамику всей машины.

Анализ полученных результатов показывает, что основной причиной несоответствия результатов экспериментальных и известных теоретических исследований линии привода прошивного стана трубопрокатного агрегата является неравномерность хода системы со сдвоенными универсальными шарнирами. Необходимо подчеркнуть, что дифференциальным уравнениям (5) – (8), в силу имеющих периодических коэффициентов, присущи определенные чередующиеся области устойчивого и неустойчивого решений [1, 6]. Из (13) и (14) видно, что на величину A_4 оказывают влияние углы разворота шарниров шпинделя главного привода прошивного стана (параметры n и ν). Выбрав последнее из условий $A_4 = 0$, можно в первом приближении добиться устойчивого вращения рабочего валка.

Уточненный анализ и синтез динамики приводов станов винтовой прокатки труб следует производить на основе исследования обобщенной динамической модели привода. При этом, устойчивость функционирования элементов приводной линии и рабочих валков прошивного стана трубопрокатного агрегата определяется на основе известных предпосылок математической теории устойчивости и асимптотических методов исследования дифференциальных уравнений согласно [5, 7].

Следовательно, в зависимости от режимов эксплуатации станов, пространственного расположения элементов шпиндельного устройства трансмиссии прошивного стана, из уравнения (15) можно определить характерные области параметрической устойчивости функционирования системы.

Реализация рекомендуемых углов наклона рабочих валков β , например, для прошивного стана трубопрокатного агрегата ТПА 350 в пределах $10^{\circ}30'$ ч $11^{\circ}30'$ при прокатке труб из углеродистых сталей, и соответствующей частоты вращения элементов главного привода ($n = 80$ об / мин), достигается снижение уровня динамических нагрузок (моментов сил упругости) на линии привода рабочих валков в 1,7 раза.

Однако дальнейшее увеличение углов рабочих валков, шпинделей и повышения частоты вращения главного привода прошивного стана ТПА 350 вызывает неконтролируемое возрастание динамических нагрузок, что требует введения дополнительных мер по стабилизации уровня виброактивности в системе " привод – рабочий валок".

Выводы

1. Показано, что известные методики расчета динамики привода станов винтовой прокатки не учитывают некоторые особенности поведения

рабочего валка стана и изменение во времени угла отклонения осей шарниров к оси прокатки.

2. Составлены уточненные дифференциальные уравнения движения элементов главного привода стана с учетом изменения во времени величины угла наклона рабочего валка и обусловленной неравномерности кинематических параметров шарниров шпинделя.

3. Выявлено, что основной причиной параметрических колебаний в рассматриваемой динамической системе является периодическое изменение рабочих углов шарниров шпинделя привода.

4. Определены уточненные кинематические параметры универсального шпинделя стана винтовой прокатки со сдвоенными шарнирами с учетом изменения во времени величин рабочих углов шарниров $\gamma_i \leq 20^\circ$.

5. Путем минимизации амплитуды рабочего валка и выбором рациональных параметров шарниров шпинделей линии достигнута стабилизация хода привода, например главного привода прошивного стана ТПА 350.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кожевников С.Н. Карданные передачи /С.Н Кожевников, П.Д Перфильев.– Киев. Техніка, 1978. – 263 с.
2. Беркер Ф.Х., Вагнер И.Р., Вебстер Н.В. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов/. Ф.Х. Беркер, И.Р. Вагнер, Н.В.Вебстер, перевод с англ. Ю.В. Попова// – Л.: Машиностроение, 1984. – 463 с.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев: Наукова думка, 1983. – 288 с.
4. Кожевников С.Н., Перфильев П.Д. Применение тригонометрических рядов к анализу карданных механизмов. Теория механизмов и машин, вып. 15 – Харьков, 1974. С. 71-78.