

Колесник И. А.

Рахманов С. Р.

Национальная
металлургическая
академия
Украины

УДК 621.774.35

ДИНАМИКА СТЕРЖНЯ МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ АВТОМАТИЧЕСКОГО СТАНА ТРУБОПРОКАТНОГО АГРЕГАТА

Представлена уточнена картина віброактивності стержневої системи з облямовуванням при реалізації всього технологічного процесу виробництва безшовних труб на автоматичному стані трубопрокатного агрегату (ТПА), з врахуванням дії з боку вогнища деформації і маси прокатувальної гільзи. Отримана неоднорідна система диференціальних рівнянь параметричних коливань стержня облямовування з правою частиною, функцією переміщення труби, що є, по стержню облямовування автоматичного стану.

The specified picture of vibroaktiviti of the cored system is presented with mounting during realization of all technological process of production of seamless pipes on the automatic figure of pipe of rental asm (TPA), taking into account influence from the side of hearth of deformation and mass of the rolled shell. The heterogeneous system of differential equalizations of self-reactance vibrations of bar of mounting is got with right part, being function of moving of pipe on the bar of mounting of automatic figure.

Одним из существенных показателей при производстве горячекатаных бесшовных труб на станах технологической линии трубопрокатного агрегата (ТПА) является разностенность полученных гильз, определяющих качество готовой продукции.

Требования, предъявляемые стандартами к горячекатаным трубам, показывают, что по точности геометрических размеров продукцию, выпускаемую отечественной промышленностью, необходимо довести до уровня мировых достижений. Ряд отраслей промышленности выдвигают особые жесткие требования к повышению точности геометрических размеров гильз и улучшению качества готовых труб [1].

Образование гильз с определенной разностенностью связано с особенностями технологии производства горячекатаных бесшовных труб на автоматическом стане ТПА, что устраняется частично или не устраняется вообще при последующих технологических операциях.

Отклонение и дальнейшие колебания стержня оправки вокруг оси прокатки влияет на условия формирования очага деформации. Следовательно, нарушение стабильности технологических процессов прокатки гильз на автоматическом стане обусловлено значительными колебаниями стержня механизма удержания оправки. Очевидно, значительную часть продольной и поперечной разностенности готовых труб составляют изменения по толщине стенки гильз, обусловленные колебаниями стержня с оправкой в очаге деформации.

Необходимыми условиями снижения разностенности гильз является повышение устойчивости системы «заготовка (гильза) – оправка – стержень». Необходимо отметить, что это возможно с внедрением совершенных конструкций центрирующих проводков и упорно-регулирующего механизма, обеспечивающих снижение виброактивности стержня оправки и гильзы (трубы) на выходной стороне стана [2].

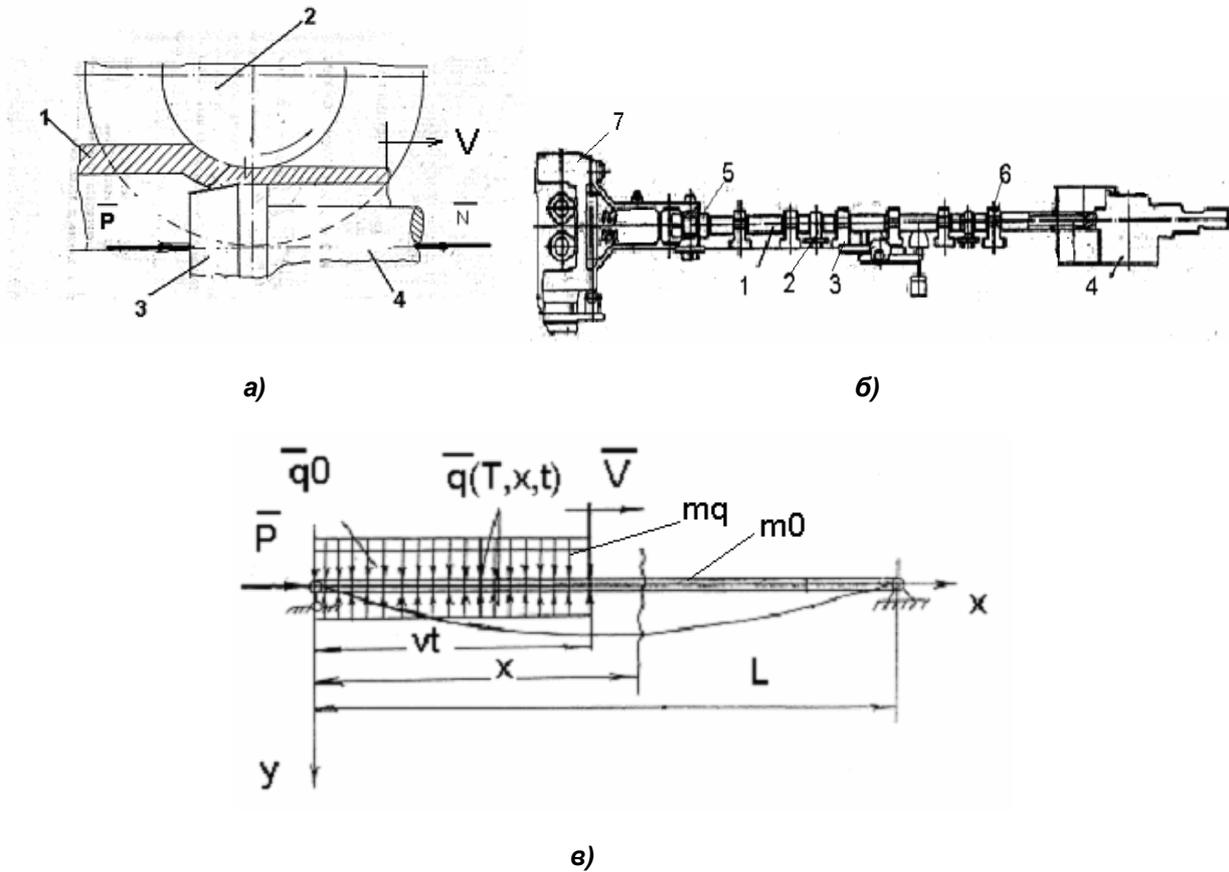
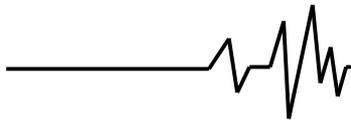


Рис. 1. Очаг деформации а), выходная сторона б) и расчетная схема в) стержневой системы механизма удержания оправки автоматического стана трубопрокатного агрегата

Интенсификация процесса производства горячекатаных труб, в условиях существующей тенденции увеличения скорости прокатки, требует необходимости предварительной оценки уровня динамической нагруженности системы «заготовка (гильза) – оправка – стержень».

Динамическое взаимодействие стержневой системы механизма удержания оправки с прокатываемой гильзой (трубой) сопровождается высокими скоростями изменениями массы трубы и других параметров системы.

Для анализа динамических процессов, с учетом влияния изменения скорости прокатки и изменения массы перемещающейся трубы и других параметров системы на условия реализации технологического процесса производства горячекатаных труб на автоматическом стане ТПА, воспользуемся дифференциальным уравнением, описывающим поперечные колебания стержневой системы механизма удержания оправки в виде:

$$EJ \frac{d^4 y(x,t)}{dx^4} + m_0 \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} = q(x,t), \quad (1)$$

где m_0 - погонная масса стержня оправки; EJ - жесткость стержня оправки; $q(x,t)$ - интенсивность нагрузки от действия прокатываемой трубы.

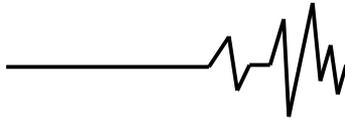
Для решения поставленной задачи в замкнутом виде воспользуемся методом Бубнова – Галеркина. Предварительно разделив на m_0 уравнение (1), оператор задачи представим в виде:

$$L(x,t) = \frac{d^4 y(x,t)}{dx^4} a^2 + \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} - \frac{q(x,t)}{m_0} \quad (2)$$

где $a^2 = \frac{EJ}{m_0}$; $q(x,t) = q_0 - m_q \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2}$; q_0 -

постоянная составляющая интенсивности воздействия гильзы.

Согласно [3], характер нарастания массы прошиваемой трубы во времени реализации



технологического процесса на стане, при допущениях решения задачи, можно представить в виде линейного закона:

$$m'_q = m_q \cdot \left(1 + K^* \frac{Vt}{\ell} \right),$$

где K^* - коэффициент изменения массы при движении по стержню в процессе прокатки гильзы, продольной прокатки или раскатки гильзы.

$$\frac{q(x,t)}{m_0} = \frac{q_0}{m_0} - \frac{m'_q}{m_0} \left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right), \quad (4)$$

где $y(x,t)$ - динамические прогибы стержневой системы механизма удержания оправки;

m'_q - погонная масса гильзы; V - скорость прокатки гильзы.

Используя фундаментальные функции задачи, $X_u(x)$ динамические прогибы согласно [4] можно представить в виде ряда Фурье:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 T_j}{dt^2} + \frac{m'_q}{m_0} \sum_{u=1}^n \frac{d^2 T_u}{dt^2} \int_0^{\ell} X_j(x) X_u(x) dx + \frac{2m'_q}{m_0 r_j} \sum_{u=1}^n \frac{dT_u}{dt} \int_0^{\ell} X_j(x) \frac{dX_u(x)}{dx} dx + \\ + \varphi_j^2 T_j + \frac{V^2 m'_q}{r_j m_0} \sum_{u=1}^n T_u \int_0^{\ell} X_j(x) \frac{d^2 X_u(x)}{dx^2} dx = \frac{q_0}{m_0 \cdot r_j} \int_0^{\ell} X_j(x) dx, \end{aligned} \quad (6)$$

где $T_u(t)$ - искомая неизвестная функция времени, подлежащая определению из решения задачи; φ_j - частота j -ой формы свободных колебаний стержня оправки.

Используя результаты работы [4] абсолютное ускорение прокатываемой гильзы представим в виде:

$$\frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} = \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}. \quad (3)$$

Следовательно, тогда для интенсивности нагрузки от действия прокатываемой трубы запишем:

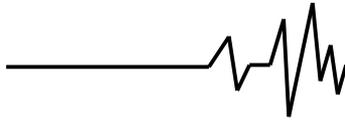
$$y(x,t) = \sum_{u=1}^n X_u(x) \cdot T_u(t). \quad (5)$$

Воспользуемся известной процедурой Бубнова – Галеркина. После подстановок и преобразований получим систему неоднородных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами:

Фундаментальные функции задачи определяем путем предварительного интегрирования соответствующих выражений, входящих в уравнение (6):

$$\begin{aligned} 1. \int_0^{\ell} X_j(x) X_u(x) dx &= \ell \int_0^{\xi} \sin(j\pi\xi) \cdot \sin(u\pi\xi) d\xi; \\ 2. \int_0^{\ell} X_j(x) \frac{dX_u(x)}{dx} dx &= \ell \frac{4\pi}{\ell} \int_0^{\xi} \sin(\pi\xi) \cdot \cos(u\pi\xi) d\xi; \\ 3. \int_0^{\ell} X_j(x) \frac{d^2 X_u(x)}{dx^2} dx &= -\ell \left(\frac{u\pi}{\ell} \right)^2 \int_0^{\xi} \sin(j\pi\xi) \cdot \sin(u\pi\xi) d\xi; \\ 4. \int_0^{\ell} X_j(x) dx &= \ell \int_0^{\xi} \sin(j\pi\xi) d\xi = \frac{\ell}{j\pi} (1 - \cos(j\pi\xi)); \\ 5. r_j \int_0^{\ell} X_j^2(x) dx &= \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \left(1 - \cos^2 \frac{\pi x}{\ell} \right) dx = \frac{\ell}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Для удобства решения задачи в общем виде воспользуемся следующими безразмерными параметрами и обозначениями:



$$T_j^{(\xi)} = W_j(\xi) \cdot f_{cm}; \quad T_u^{(\xi)} = W_u(\xi) \cdot f_{cm};$$

$$\beta = \frac{m_q}{m_0}; \quad \alpha_j = \frac{V}{V_{кр}}; \quad V_{кр} = \frac{j\pi V}{\ell} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}; \quad \xi = \frac{Vt}{\ell}; \quad (8)$$

где ξ - безразмерная переменная задачи; $f_{ст}$ - величина статического прогиба стержневой системы в середине пролета $\left(\frac{\ell}{2}\right)$; α_j - параметр критической скорости движения

трубы по стержневой системе j -го порядка; β - коэффициент, определяющий отношение погонной массы подвижной трубы к погонной массе стержня оправки. Следовательно, после преобразований (6) запишем следующее:

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 W_j(\xi)}{d\xi^2} + 2\beta(1 + K^* \xi) \sum_{u=1}^n \frac{d^2 W_u(\xi)}{d\xi^2} \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \sin(u\pi\xi) d\xi + \\ & + \frac{4\beta(1 + K^* \xi)\pi}{V} \cdot \sum_{u=1}^n u \frac{dW_u(\xi)}{d\xi^2} \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \cos(u\pi\xi) d\xi - \\ & - 2\beta(1 + K^* \xi)\pi^2 \sum_{u=1}^n u^2 W_u(\xi) \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \sin(u\pi\xi) d\xi + \\ & + \frac{j^2 \pi^2 EJ}{V^2 m_0} W_j(\xi) = \frac{2q_0 \ell \beta(1 + K^* \xi)}{f_{cm} V^2} \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) d\xi. \end{aligned} \quad (9)$$

Интегрируя соответствующие части уравнения (9) с учетом принятых обозначений (8) окончательно получим неоднородную систему дифференциальных уравнений в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 W_j(\xi)}{d\xi^2} + 2\beta(1 + K^* \xi) \sum_{u=1}^n \frac{d^2 W_u(\xi)}{d\xi^2} \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \sin(u\pi\xi) d\xi + \\ & + 4\beta(1 + K^* \xi)\pi \cdot \sum_{u=1}^n u \frac{dW_u(\xi)}{d\xi^2} \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \cos(u\pi\xi) d\xi - \\ & - 2\beta(1 + K^* \xi)\pi^2 \sum_{u=1}^n u^2 W_u(\xi) \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \sin(u\pi\xi) d\xi + \\ & + \frac{j^2 \pi^2}{\alpha_j^2} W_j(\xi) = \frac{(1 + K^* \xi)}{A\alpha_j^2 (j\pi)^2} \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) d\xi, \end{aligned} \quad (10)$$

Для удобства представления введем определенные обозначения в уравнение (10):

$$1. I_1 = \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \sin(u\pi\xi) d\xi = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\sin[\pi(u-j)\xi]}{u-j} - \frac{\sin[\pi(u+j)\xi]}{u+j} \right]; \quad u \neq j;$$

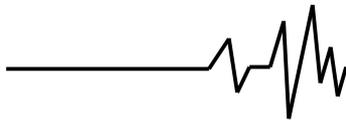
$$I_1 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{2j\pi} \sin 2j\pi\xi \right); \quad u = j;$$

$$2. I_2 = \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) \cos(u\pi\xi) d\xi = -\frac{1}{2\pi} \left[\frac{1 - \cos[\pi(u-j)\xi]}{u-j} - \frac{1 - \cos[\pi(u+j)\xi]}{u+j} \right]$$

$$u \neq j;$$

$$I_2 = -\frac{1}{4j\pi} (1 - \cos(2j\pi\xi)); \quad u = j; \quad (11)$$

$$3. I_3 = \int_0^\xi \sin(j\pi\xi) d\xi = \frac{1}{j\pi} (1 - \cos(j\pi\xi)); \quad u \neq j; \quad u = j;$$



I_1, I_2 и I_3 - переменные коэффициенты системы дифференциальных уравнений (10).

Для замкнутого решения задачи в первом приближении систему дифференциальных уравнений (10), с учетом $j = 1, u = 1$ и подстановок в выражение (11), представим в форме:

$$\left\{ 1 + \beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\xi) \right] \right\} \frac{d^2 W_1(\xi)}{d\xi^2} + \beta(1 + K^* \xi) [1 - \cos(2\pi\xi)] \frac{dW_1(\xi)}{d\xi} + \left\{ \frac{\pi^2}{\alpha^2} + \pi^2 \beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\xi) \right] \right\} W_1(\xi) = \frac{1 + K^* \xi}{A \alpha_1^2 \pi^3} [1 - \cos(\pi\xi)], \quad (12)$$

где $W_1(\xi)$ - обобщенная координата (динамические перемещения стержня оправки) для первого приближения задачи; A - постоянный коэффициент, соответствующий условиям статической деформации стержня

оправки; $K^* = \frac{K}{m_0}$ - коэффициент,

определяющий нарастание во времени характеристики погонной массы

прокатываемой гильзы за период реализации технологического процесса.

Численное решение системы дифференциальных уравнений (12) реализовано применением метода Рунге-Кутты, что позволило построить ряд кривых (рис. 2), характеризующих виброактивность стержня оправки автоматического стана за время реализации технологического процесса прокатки гильз на ТПА 140 и ТПА 250.

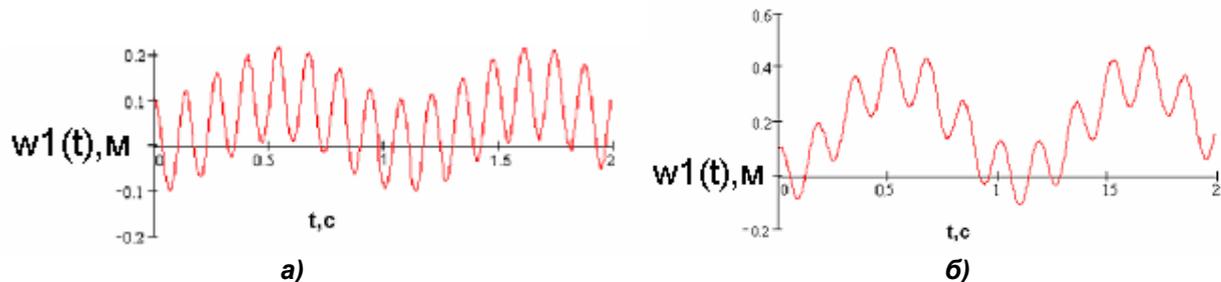
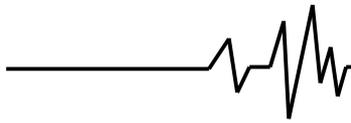


Рис. 2. Динамические прогибы стержня удержания оправки автоматических станок: а) ТПА 140 при прокатке труб $\varnothing 57 \times 3,5$; б) ТПА 250 при прокатке труб $\varnothing 168 \times 7,0$

Система дифференциальных уравнений (10) как видно, только при достаточном количестве приближения описывает достоверно поведение динамической модели стержня оправки автоматического стана.

Дифференциальные уравнения (10), с учетом коэффициентов согласно схеме (рис.3),

$$\left\{ 2 + \beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\xi) \right] \right\} \frac{d^2 W_1(\xi)}{d\xi^2} + \beta [1 + K^* \xi] [1 - \cos(2\pi\xi)] \frac{dW_1(\xi)}{d\xi} + \left\{ \frac{2\pi^2}{\alpha_1^2} + \pi^2 \beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi\xi) \right] \right\} W_1(\xi) + \frac{\beta(1 + K^* \xi)}{\pi} \left[\sin(\pi\xi) - \frac{\sin(3\pi\xi)}{3} \right] \frac{d^2 W_2(\xi)}{d\xi^2} + 4\beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \cos(\pi\xi) - \frac{1 - \cos(3\pi\xi)}{3} \right] \frac{dW_2(\xi)}{d\xi} - 4\pi\beta(1 + K^* \xi) \left[\sin(\pi\xi) - \frac{\sin(3\pi\xi)}{3} \right] W_2(\xi) = \frac{1 + K^* \xi}{A \alpha_1^2 \pi^3} [1 - \cos(\pi\xi)]; \quad (13)$$



$$\begin{aligned}
 & \beta(1 + K^* \xi) \left[\sin(\pi\xi) - \frac{\sin(3\pi\xi)}{3} \right] \frac{d^2 W_1(\xi)}{d\xi^2} + 2\beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \cos(\pi\xi) - \frac{1 - \cos(3\pi\xi)}{3} \right] \frac{dW_1(\xi)}{d\xi} - \\
 & - \pi\beta(1 + K^* \xi) \left[\sin(\pi\xi) - \frac{\sin(3\pi\xi)}{3} \right] W_1(\xi) + \left\{ 2 + \beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \frac{1}{4\pi} \sin(4\pi\xi) \right] \right\} \frac{d^2 W_2(\xi)}{d\xi^2} - \\
 & - \beta(1 + K^* \xi) [1 - \cos(4\pi\xi)] \frac{dW_2(\xi)}{d\xi} + \left\{ \frac{8\pi^2}{\alpha_2^2} - 4\pi^2 \beta(1 + K^* \xi) \left[1 - \frac{1}{4\pi} \sin(4\pi\xi) \right] \right\} W_2(\xi) = \\
 & = \frac{1 + K^* \xi}{8A\alpha_2^2 \pi^3} [1 - \cos(4\pi\xi)]
 \end{aligned} \tag{14}$$

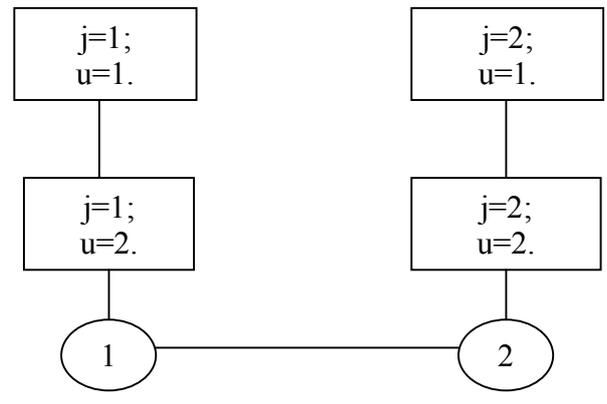


Рис. 3. Схема коэффициентов для решения задачи во втором приближении задачи приближения

Удовлетворительное совпадение полученных расчетных данных с результатами экспериментальных исследований о виброактивности оборудования говорят, об адекватности выбранной динамической модели и реальной системы автоматического стана [5]. При возникновении определенных расхождений с результатами экспериментальных исследований, требуется продолжение вычислений.

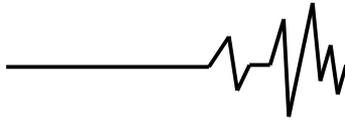
Вышеприведенное аналитическое решение существенно отличается от ранее известных математических моделей задачи, что более полно отражает динамические процессы в стержневой системе механизма удержания оправки и вскрывает особенности механизма образования разностенности гильз на автоматическом стане.

Использование результатов работы позволяет путем постановки и реализации математического эксперимента выбрать технологические и динамические параметры системы и осуществить стабильные режимы прокатки гильз на оправке со стержнем. При этом создаются определенные возможности для сведения к минимуму динамических

нагрузок и виброактивности системы. Очевидно, в этом случае будет достигнуто значительное повышение долговечности оборудования выходной стороны стана, снижение продольной разностенности гильз и существенное повышение качества готовых труб.

Выводы

1. Установлен характер развития динамических процессов в рамках принятой динамической модели стержня механизма удержания оправки автоматического стана.
2. Получена неоднородная система дифференциальных уравнений параметрических колебаний стержня оправки с правой частью, являющейся функцией перемещения и изменения массы гильзы. Решение системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами реализовано численно методом Рунге-Кутты с применением компьютерных технологий до необходимой формы колебаний системы.
3. Получена уточненная картина виброактивности стержневой системы с оправкой при реализации всего



технологического процесса производства бесшовных труб на автоматическом стане ТПА, с учетом воздействия со стороны очага деформации и переменности массы прокатываемой гильзы.

Список литературы

1. Лордкипанидзе Д.Л., Чхартшвили И.В. Исследование колебаний стержня стана винтовой прокатки, «Сообщение Академии Наук Грузинской ССР», вып. 88, №1, 1977. – С.145-148.

2. Потапов И.Н., Полухин П.И. Новая технология винтовой прокатки. – М.: Металлургия, 1975. –344 с.

3. Оклея Л.Н. Качество горячекатаных труб. М.: Металлургия, 1986. – 144 с.

4. Волпер Д.Б., Моргаевский А.Б. О динамическом воздействии подвижной нагрузки при больших скоростях движения. Сб. "«Исследования по теории сооружений», вып. XII, 1963.- С. 125-132.

5. Рахманов С.Р. Динамические особенности стержневой системы трубопрокатного агрегата, «Труды IV Всесоюзной конференции», Одесса, 1986,- С. 38-41.

6. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. Гостехиздат, 1956. - 694 с.

7. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М.: Машгиз, 1057. - 336 с.