

УДК 621.774. 38

*Рахманов С.Р.^а, Гуляев Ю.Г.^а, Зданевич С.В.^б***ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ ПРОШИВНОГО СТАНА ТРУБОПРОКАТНОГО АГРЕГАТА**^а НПП «Восток Плюс», г. Днепр, Украина^б Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

Приведены результаты вибродиагностики центрователя механизма удержания оправки прошивного стана №1 трубопрокатного агрегата (ТПА) 350. Установлено, что виброускорение рычага опорного ролика центрователя механизма удержания оправки при прокатке гильзы $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20 достигает 5...12 м/с²; а частота колебаний верхнего ролика, при этом, равна 33,3 Гц. Представлены результаты толщинометрии гильзы после прошивного стана №1 ТПА 350 при прокатке гильзы $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20, что указывают на характерное влияние динамики стержня механизма удержания оправки. Изложена методика расчета энергосиловых параметров при реализации технологического процесса получения гильз заданных размеров на прошивном стане. Определена величина осевого сопротивления оправки потока прошиваемого металла с учетом ее калибровки. Разработана уточненная методика построения динамической модели стержня механизма удержания оправки прошивного стана с учетом параметров калибровки оправки. Составлено дифференциальное уравнение движения стержня оправки для выбранной динамической модели механической системы прошивного стана ТПА. Уточнены динамические характеристики механической системы, что служит исходным материалом для решения задач анализа состояния виброактивности стержня оправки прошивного стана ТПА. Для снижения уровня виброактивности стержня рекомендовано выбрать рациональные калибровки оправок и назначить режимы прокатки гильз моделированием динамики механической системы на соответствующих этапах проектирования технологических процессов. Предложена схема модернизации выходной стороны прошивного стана ТПА 350, путем перевода привода опорных узлов центрователей стержневой системы на пропорциональную гидравлику.

Ключевые слова: прошивной стан, вибродиагностика, толщинометрия, прошивка, гильза, разностенность, энергосиловые параметры, калибровка, оправка, виброактивность, динамика, механизм удержания оправки.

DOI: 10.32434/2521-6406-2020-1-7-51-63

Введение

Пути интенсификации технологического процесса производства и повышения качества труб указывают на совершенствование конструкции прошивных станов трубопрокатных агрегатов (ТПА). Очевидно, получение научно обоснованных предложений по модернизации оборудования прошивных станов и совершенствование технологического процесса производства труб возможно на основе установления влияния различных параметров и технологических особенностей на поведение механической сис-

темы и качество готовой продукции.

Трубопрокатные агрегаты с автоматическими станами являются лидерами по производству горячекатаных бесшовных труб. Современные требования к точности горячекатаных труб предполагают $\pm 5\%$ по толщине стенки и $\pm 0,5\%$ по диаметру. Одним из факторов определяющих разностенность гильз, является виброактивность стержня механизма удержания оправки, что определяется условия формирования силовых параметров очага деформации и функционирования механизмов прошивного стана ТПА (рис. 1).

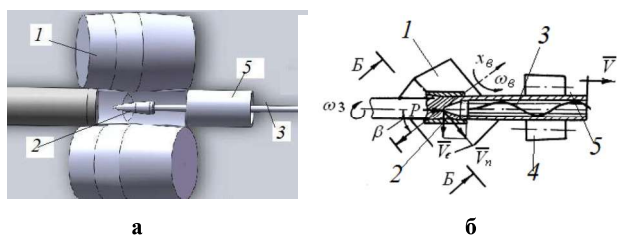


Рис. 1. Визуализированная схема процесса прошивки трубной заготовки (а) и силовая схема функционирования механизма удержания оправки прошивного стана (б): 1 – валок; 2 – оправка; 3 – стержень; 4 – центрователь стержня оправки; 5 – гильза

Поэтому разработка алгоритма расчета силовых параметров процесса прошивки гильзы с учетом параметров технологического инструмента, формирующих динамическую устойчивость функционирования стержневой системы механизма удержания оправки, безусловно, актуальны.

Следовательно, вышеизложенное требует рассмотрение уточненной математической модели прошивного стана ТПА, которая адекватно отражает реальные процессы, происходящие в исходной механической системе.

Результаты вибродиагностики центрователя № 3 механизма удержания оправки прошивного стана № 1 ТПА 350 при прокатке гильзы – $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20 представлены на рис. 2.

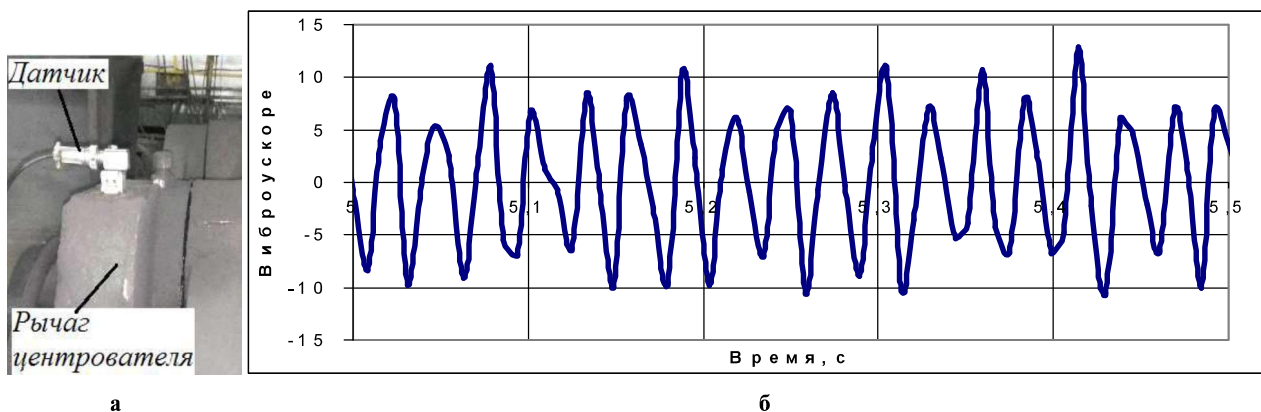


Рис. 2. Место установки датчика вибрации (а) и результаты вибродиагностики центрователя №3 механизма удержания оправки прошивного стана №1 ТПА 350 (б) (размер гильзы – $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20)

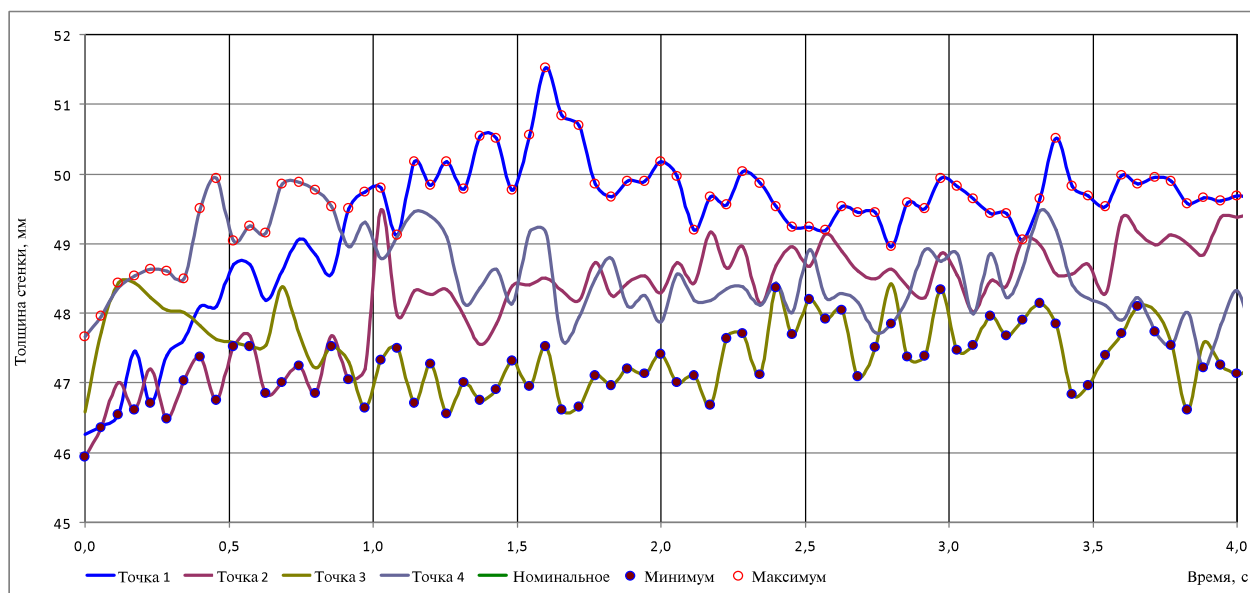


Рис. 3. Результаты толщинометрии гильзы после прошивного стана № 1 ТПА 350 (размер гильзы – $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20)

Из рис. 2 видно, что виброускорение рычага центрователя № 3 механизма удержания оправки прошивного стана № 1 составляет $a=5...12$ м/с²; а ее частота колебаний равна 33,3 Гц).

Для установления взаимосвязи между параметрами гильзы после прошивного стана № 1 ТПА 350 рассмотрим результаты толщинометрии гильзы (размер гильзы – $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20) (рис. 3).

Анализ параметров вибродиагностики центроватей механизма удержания оправки и результаты толщинометрии гильзы после прошивного стана № 1 указывают на тесную взаимосвязь факторов, определяющих разностенность гильз и колебания стержня механизма удержания оправки.

Постановка задачи

Объектом исследования является механизм удержания оправки прошивных и раскатных станов ТПА [1]. В работе [2] приведены исследования напряженно-деформированного состояния станины автоматического стана ТПА 350. При реализации технологических процессов производства труб на прошивных станах в стержне, удерживающем оправку, возникают значительные по величине и изменяющиеся во времени динамические нагрузки. Это обуславливает отклонение формы стержня от прямолинейной, что значительно усиливает виброактивность стержневой системы и отрицательно воздействует на процесс прокатки. Влияние во времени массы трубной заготовки, перемещающейся в процессе прошивки вдоль стержня, значительно усложняет динамические процессы на прошивном стане ТПА. Виброактивность стержневой системы в ходе реализации требуемых технологических процессов эквивалентно передаются на оправку. Это приводит к неконтролируемому пережеванию оправки в пережиме рабочих валков, увеличению уровня разностенности гильз и в конечном итоге к ухудшению качества прокатываемых труб.

Цель работы

Создание алгоритма расчета силовых параметров процесса прошивки гильзы с учетом параметров технологического инструмента, формирующих динамическую устойчивость функционирования стержневой системы механизма удержания оправки. Исследование динамики механической системы «стержневая система – трубная заготовка» с учетом энергосиловых параметров очага деформации, что позволит оценить динамическое состояние стержневой сис-

темы с оправкой в течение всего технологического процесса прокатки труб и на этой основе решить задачу по модернизации выходной стороны прошивных станов ТПА.

Разработка алгоритма расчета силовых параметров процесса прошивки гильзы с учетом влияния параметров технологического инструмента имеет практическую ценность. Расчет энергосиловых параметров любого технологического процесса, в том числе и процесса получения гильз методом прошивки на прошивном стане, является обязательным как при проектировании нового, так и при изменении технологических параметров работы существующего оборудования. Для этих целей используют математическое моделирование процесса. Очевидно, что используемая математическая модель должна максимально достоверно описывать все физические особенности исследуемого объекта.

Анализ последних исследований и публикаций

В работе проведен анализ существующих математических моделей для расчета энергосиловых параметров процесса прошивки. В результате проделанной работы был сделан вывод о том, что современный уровень развития вычислительной техники позволяет анализировать процесс прошивки с учетом факторов, которые в ранее известных математических моделях либо существенно упрощались, либо, вообще, не принимались во внимание. Разработанная математическая модель процесса прошивки отличается от ранее известных моделей [1,3–4] по следующим основным параметрам.

Отличие первое. В известных математических моделях процесса поперечно-винтовой прокатки используют следующий алгоритм проведения вычислений: определяют значения параметров процесса (частные обжатия по стенке, ширина зоны контакта металла с валком, скорость и степень деформации, сопротивление деформации, удельное нормальное давление на контакте металла с валком и др.) в узловых точках очага деформации (как правило, – перед носком оправки, в пережиме валков и в конце конуса раскатки [3,4], или только в пережиме валков [5]); усредняют полученные значения по длине очага деформации; по усредненным значениям параметров рассчитывают основные энергосиловые характеристики процесса прошивки (полное давление металла на валки, момент и мощность прокатки, давление металла на линейки, осевое давление на оправку и пр.).

В разработанной модели параметры процесса прошивки трубной заготовки определя-

ются не дискретно в нескольких узловых точках очага деформации, а непрерывно как функции положения рассматриваемого сечения очага деформации относительно оси прокатки x . Так, например, текущая по длине очага деформации величина удельного нормального давления металла на валок p_x определяется в соответствии с формулой

$$p_x = n_x K_{fx}, \quad (1)$$

где n_x — текущее по длине очага деформации значение коэффициента напряженного состояния (методика определения величины коэффициента подпора n_x изложена в [4,6–8]); K_{fx} — текущее по длине очага значение сопротивления деформации; x — индекс, указывающий на то, что соответствующая величина определена как переменная по длине очага деформации (является функцией координаты X).

Схема к определению величины частной деформации по стенке Δs_x при прошивке трубной заготовки представлена на рис. 4.

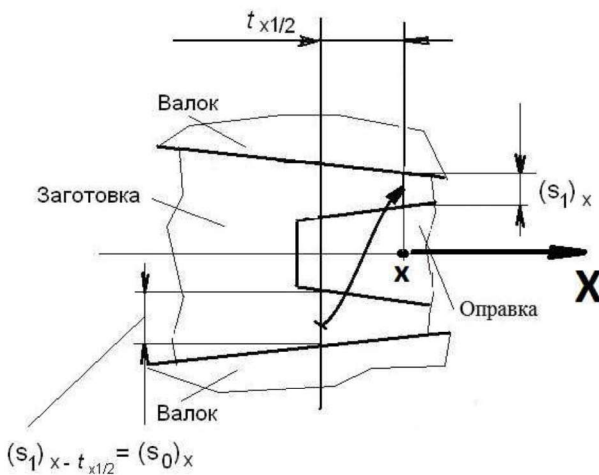


Рис. 4. Схема к определению величины частной деформации по стенке Δs_x

Расчетным путем установлены значения изменения по длине очага деформации величин K_{fx} и p_x , полученные при реализации разработанной математической модели.

Отличие второе. В известных математических моделях при определении частных деформаций по стенке $\Delta s_x = (s_0)_x - (s_1)_x$ (здесь $(s_0)_x$, $(s_1)_x$ — соответственно толщина стенки заготовки до и после деформации в данном диаметральной сечении с координатой x) принимают, что ве-

личина $(s_0)_x$ равна величине $(s_1)_{x-t/2}$ в диаметральной сечении, отстоящем от рассматриваемого на величину $t_{x/2}$, равную половине шага t_x подачи геликоидального движения заготовки в рассматриваемом сечении. Иными словами, в известных математических моделях при определении обжатия в данном диаметральной сечении изменением вытяжки в пределах участка, длина которого равна половине шага подачи t_x пренебрегают. На самом же деле, при определении величины $(s_1)_{x-t/2}$ следует искать диаметральной сечении, отстоящее от рассматриваемого на величину половины шага подачи, не в рассматриваемом сечении с координатой x , а в сечении с координатой $x-t_{x/2}$ (рис. 4).

Величина $t_{x/2}$ определяется как корень интегрального уравнения

$$t_{x/2} - \frac{\pi d_g \tan \alpha}{2 t_{x/2} \mu_\Sigma} \cdot \frac{\eta_0}{\eta_t} \cdot \int_{(x-t_{x/2})}^x \mu_x dx = 0, \quad (2)$$

где d_g — диаметр прокатываемой гильзы; α — угол подачи; η_0 , η_t — коэффициенты осевого и тангенциального скольжения на выходе из очага деформации; μ_Σ , μ_x — суммарная и текущая по длине очага деформации вытяжка.

Величина частной абсолютной деформации по стенке определится из выражения

$$\Delta s_x = (s_1)_x - (s_1)_{x-t/2}. \quad (3)$$

На основании аналогичных рассуждений сделан вывод о том, что радиус образующей наружной поверхности заготовки $(r_0)_x$, входящей в зону деформации в сечении с координатой x , — это радиус образующей внешней поверхности заготовки r_1 , сформировавшийся в результате контакта заготовки с линейкой в сечении, отстоящем от рассматриваемого сечения на расстояние четверти шага подачи против направления прокатки. Т.е. $(r_0)_x = (\xi)_{x-t/4} \cdot (r_1)_{x-t/4}$ (здесь $\xi_{x-t/4}$, $(r_1)_{x-t/4}$ — коэффициент овализации и половина расстояния между поверхностями валков в сечении, отстоящем от рассматриваемого сечения на расстояние четверти шага подачи $t_{x-t/4}$, т.е. в сечении с координатой $x-t_{x/4}$). Величина частной абсолютной деформации по радиусу определится из выражения

$$\Delta r_x = (\xi)_{x-t/4} \cdot (r_1)_{x-t/4} - (r_1)_x, \quad (4)$$

где $(r_1)_x$ — радиус заготовки в сечении с координатой x .

Отличие третье. Тот факт, что параметры прокатки в разработанной модели определяются как функции положения диаметрального сечения очага деформации относительно оси прокатки X, позволил вычислять энергосиловые параметры процесса в “интегральной” форме. Так, например, известна формула для определения момента прокатки [9].

$$M = Pb\psi' \left(1 + \frac{D_B}{d_3} \right), \quad (5)$$

где P – полное давление металла на валок; b – средняя по длине очага деформации ширина контакта металла с валком; $\psi' = 0,4...0,5$ – коэффициент, характеризующий положение равнодействующей по ширине контактной поверхности; d_3, D_B – соответственно средние по длине очага деформации значения диаметра заготовки и диаметра валка.

В разработанной модели та же формула для определения момента прокатки приобретает вид:

$$M = \psi' \cdot \int_0^L p_x b_x^2 \left(1 + \frac{D_{Bx}}{d_{3x}} \right) dx, \quad (6)$$

где L – длина очага деформации.

Разработанная модель состоит из трех блоков: расчета геометрических параметров; расчета деформационных параметров; расчета энергосиловых параметров процесса.

Первый блок включает в себя расчет всех геометрических параметров процесса (длины зон деформации, расстояние между осями валков, расстояние между поверхностями валков и оправки и пр.).

Схема к определению геометрических па-

раметров очага деформации прошивного стана с бочкообразными валками приведена на рис. 5. Все геометрические параметры представлены как функции от текущей координаты x, совпадающей с осью прокатки X.

Второй блок включает в себя расчет частных деформаций по стенке Δs_x и радиусу Δr_x заготовки, определение ширины контакта металла с валком b_x , суммарной относительной деформации $\epsilon_{\Sigma x}$, скорости деформации u_x , коэффициента n_x и сопротивления деформации K_{fx} . Величину $\epsilon_{\Sigma x}$ определяют по формуле

$$\epsilon_{\Sigma x} = \frac{\Delta s_x}{(s_1)_x + \Delta s_x} + \frac{2 \cdot \Delta r_x - \Delta s_x}{2 \cdot (r_0)_x - [(s_1)_x + \Delta s_x]}. \quad (7)$$

Скорость деформации определяют по формуле

$$u_x = \frac{\epsilon_{\Sigma x} \omega_B}{\Psi_x}, \quad (8)$$

где ω_B – угловая скорость вращения валка; Ψ_x – угол контакта металла с валком.

Сопротивление деформации K_f рассчитывают по формулам [5].

При $\epsilon_x \leq \epsilon_0$

$$K_{fx} = \left[n_1 (1 + \epsilon_x^{n_2}) \right]^{(\epsilon_x - \epsilon_0)} m_1 u_x^{(m_2 + m_3 t^0)} \exp(m_4 t^0);$$

при $\epsilon_x > \epsilon_0$

$$K_{fx} = m_1 u_x^{(m_2 + m_3 t^0)} \exp(m_4 t^0) [1 + m_5 (\epsilon_x - \epsilon_0)],$$

где $n_1, n_2, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, \epsilon_0$ – эмпирические коэффициенты, величина которых зависит от реологических характеристик материала, подвер-

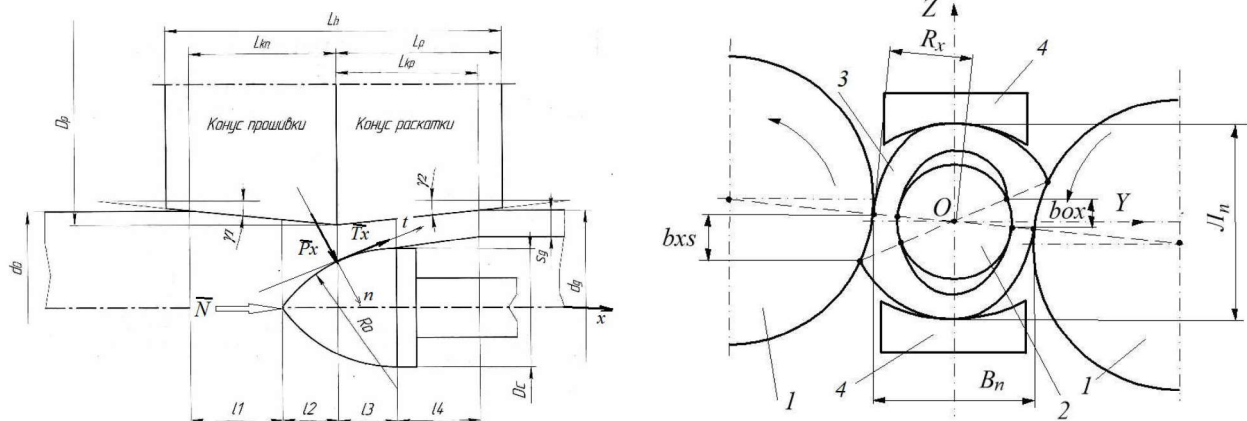


Рис. 5. Схема к определению геометрических параметров очага деформации прошивного стана с бочкообразными валками: 1 – валок; 2 – оправка; 3 – заготовка; 4 – линейка; 5 – стержень

гающего деформации.

Третий блок включает расчет энергосиловых параметров прокатки (удельное нормальное давление p_x , полное давление металла на валок P , момент прокатки M , мощность прокатки W , удельная работа деформации $A_{уд}$). Величину p_x рассчитывают по формуле (1). Величину P определяют по формуле

$$P = \int_0^{x_3} b_{xs} p_x dx + \int_{x_3}^{x_4} \frac{2s_g^2 K_{fx}}{2(r_1)_x - s_g} dx, \quad (9)$$

где b_{xs} – ширина зоны обжатия заготовки по стенке; s_g – толщина стенки гильзы; x_3, x_4 – координаты точек окончания обжатия по стенке и подъема гильзы по диаметру соответственно.

Момент прокатки на одном валке определяют в виде суммы моментов

$$M = M_s + M_r + M_0, \quad (10)$$

где M_s, M_r, M_0 – моменты, обусловленные обжатием заготовки по стенке, обжатием заготовки по радиусу и осевым сопротивлением оправки в потоке металла соответственно.

Полная мощность процесса прошивки трубной заготовки прокатки определяется по формуле

$$W = a M \omega_B, \quad (11)$$

где a – число валков в клети прошивного стана.

Удельную работу деформации определяют по формуле

$$A_{уд} = \frac{4W}{\pi d_0^2 V_0 \gamma_{уд}}, \quad (12)$$

где d_0 – диаметр заготовки; V_0 – осевая скорость заготовки на входе в очаг деформации; $\gamma_{уд}$ – плотность материала трубной заготовки.

Определяем статическую составляющую силы N_0 , действующую на стержневую систему

механизма удержания оправки вдоль оси прошивки. Она определяется в виде:

$$N_0 = \int_{x_1}^{x_3} p_{ox} b_{ox} \left(\sin \left[\arctan \left(\frac{d\rho_{ox}}{dx} \right) \right] + f_0 \cos \left[\arctan \left(\frac{d\rho_{ox}}{dx} \right) \right] \right) dx, \quad (13)$$

где f_0 – коэффициент трения на контакте гильзы и оправки; x_1 – координата носка оправки; p_{ox} – закон распределения средних нормальных контактных напряжений по длине оправки; b_{ox} – ширина контакта металла с оправкой; ρ_{ox} – закон изменения радиуса оправки вдоль оси прокатки.

Далее переходим к исследованию динамики механизма удержания оправки прошивного стана ТПА во взаимосвязи с параметрами прошиваемой трубной заготовки и оправки.

Обобщенная схема механизма удержания оправки прошивного стана ТПА приведена на рис. 6.

В рамках принятой динамической модели стержневой системы прошивного стана ТПА расчетной схемой системы является шарнирно опертый по концам стержень постоянного сечения. Стержень оправки установлен на опорах (роликах центрователей), вращается с угловой скоростью ω вокруг оси прокатки и подвергается воздействию осевого (продольного) усилия прошивки трубной заготовки $N(t)$.

При этом на стержень надвигается с постоянной скоростью прокатки $V\bar{q}$ равномерно распределенная нагрузка прокатываемой гильзы интенсивности \bar{q} и погонной массы m_q (рис. 7).

Метод решения задачи

Для построения математической модели динамической системы воспользуемся дифференциальным уравнением колебаний вращаю-

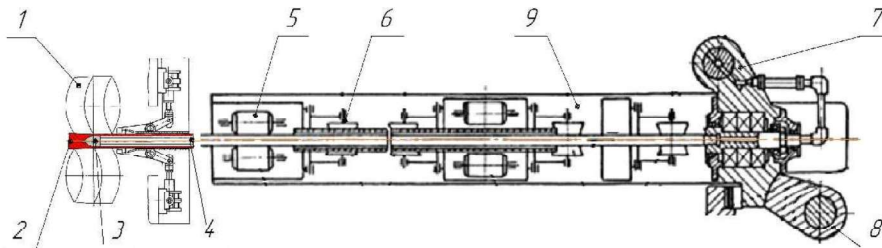


Рис. 6. Обобщенная схема механизма удержания оправки прошивного стана ТПА: 1 – валок; 2 – заготовка; 3 – оправка; 4 – стержень; 5 – центрователь; 6 – выдающие ролики; 7 – упорная головка; 8 – замок упора; 9 – стол выходной

щегося стержня на упругом основании центрователей [3]:

$$m \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + f \left(\frac{\partial^3 u_y}{\partial x^2 \partial t} + \omega \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} \right) \right] + k \frac{\partial u_y}{\partial t} + cu_y = m\omega^2 [e_1 \cos(\omega t) - e_2 \sin(\omega t)], \quad (14)$$

где EI, m – соответственно изгибная жесткость стержня и его погонная масса; u_y, u_z – перемещения вдоль осей y и z; c, k – коэффициенты упругого основания центрователей, зависящие от перемещения и скорости соответственно; f – коэффициент, учитывающий внутреннее трение в процессе колебания всей механической системы; $e_1(x), e_2(x)$ – эксцентриситеты, характеризующие неуравновешенность масс стержня в соответствующих плоскостях.

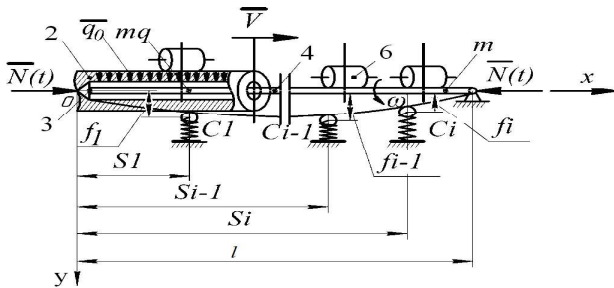


Рис. 7. Расчетная схема стержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана ТПА

Предполагая, что внутреннее трение отсутствует, и неуравновешенность лежит в одной плоскости $e_1(x)=e(x)$, приходим к уравнению следующего вида согласно [3]:

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + cu = m\omega^2 e(x) \sin(\omega t). \quad (15)$$

Заменив конечным числом податливых опор центрователей выходной стороны прошивного стана ТПА, упругое основание механической системы запишем так:

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \sum_{i=1}^n c_i u \delta(x - x_{oi}) = m\omega^2 e(x) \sin(\omega t), \quad (16)$$

где $d(x-x_{oi})$ – дельта-функция Дирака.

Принимая во внимание, что данная функция обладает следующим фильтрующим свой-

ством [6]

$$\int_a^b f(x) \delta(x - \zeta) dx = f(\zeta); \quad [a < \zeta < b], \quad (17)$$

с учетом гармонического закона изменения продольной составляющей усилия прокатки гильзы $N(t)=N_0+N_1 \cos(\omega t)$, согласно [1] и интенсивности воздействия прошиваемой трубы $\bar{q}(x, t)$ дифференциальное уравнение (3) примет вид:

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + N(t) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u \delta(x - x_{oi}) - q(x, t) = m\omega^2 e(x) \sin(\omega t), \quad (18)$$

где $q(x, t)$ – интенсивность воздействия прокатываемой гильзы (распределенная нагрузка), обладающая определенной массой, может быть определена согласно [10,11]

$$q(x, t) = q_0 - m_q \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right) \Big|_{x=vt}, \quad (19)$$

где q_0, m_q – соответственно интенсивность и погонная масса прокатываемой гильзы (трубы); V – скорость прокатки трубы в осевом направлении; $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}; 2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$ – учитывают соответственно относительное, переносное и кориолисово ускорения прокатываемой гильзы.

В первом приближении примем эксцентриситет (смещение оси стержня по отношению оси прокатки гильзы) в виде:

$$e(x) = u = f(t) \sin(\pi x / \ell). \quad (20)$$

Тогда с учетом этого уравнение (5) сформируем в виде оператора:

$$L(u) = m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + N(t) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u \delta(x - x_{oi}) - q(x, t) - m\omega^2 f(t) \sin(\pi x / \ell) \sin(\omega t) = 0. \quad (21)$$

Для решения применяем процедуру Бубнова-Галеркина:

$$\int_0^{\ell} L(u) \sin(\pi x / \ell) dx = 0. \quad (22)$$

После подстановки (8) в (9) и некоторых очевидных преобразований окончательно имеем:

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 f(t)}{dt^2} \left[1 + \frac{m_q}{2\pi m} \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) \right] + \\ & + \frac{df(t)}{dt} \frac{Vm_q}{m\ell} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) + \\ & + f(t) \left[\frac{EI}{m} \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^4 + \frac{2}{m\ell} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2 \left(\frac{\pi x_{oi}}{\ell} \right) - \right. \\ & \left. - \frac{1}{m} (N_0 + N_1 \cos(\omega t)) \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^2 - \right. \\ & \left. - \frac{m_q}{m} \frac{V^2}{\ell^2} \pi \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) - \omega^2 \sin(\omega t) \right) \right] = \\ & = \frac{2q_0}{m\pi} \left(1 - \cos \left(\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right). \quad (23) \end{aligned}$$

Для обезразмеривания слагаемых в дифференциальное уравнение (22) введем новые переменные:

$$\zeta = \frac{Vt}{\ell}, \quad \mu = \frac{m_q}{m}; \quad m\ell = M; \quad \frac{d^2 f}{d\zeta^2} = \ddot{f}, \quad \zeta \in [0; 1].$$

После определенных преобразований получаем:

$$\begin{aligned} & \ddot{f} a_0(\zeta) + \dot{f} \mu a_1(\zeta) + f \Omega_0^2 \left(\frac{\ell}{V} \right)^2 [b - b_1(\zeta)] = \\ & = \frac{2q_0}{m\pi} \left(\frac{\ell}{V} \right)^2 a_1(\zeta), \quad (24) \end{aligned}$$

$$\text{где } a_0(\zeta) = 1 + \frac{\mu}{2\pi} (2\pi\zeta - \sin(2\pi\zeta));$$

$$a_1(\zeta) = 1 - \cos(2\pi\zeta);$$

$$b = 1 + \frac{2}{M\Omega_0^2} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2 \left(\frac{\pi x_{oi}}{\ell} \right) - \frac{N_0 \pi^2}{M\ell\Omega_0^2};$$

$$a(\zeta) = 2\pi\zeta - \sin(2\pi\zeta);$$

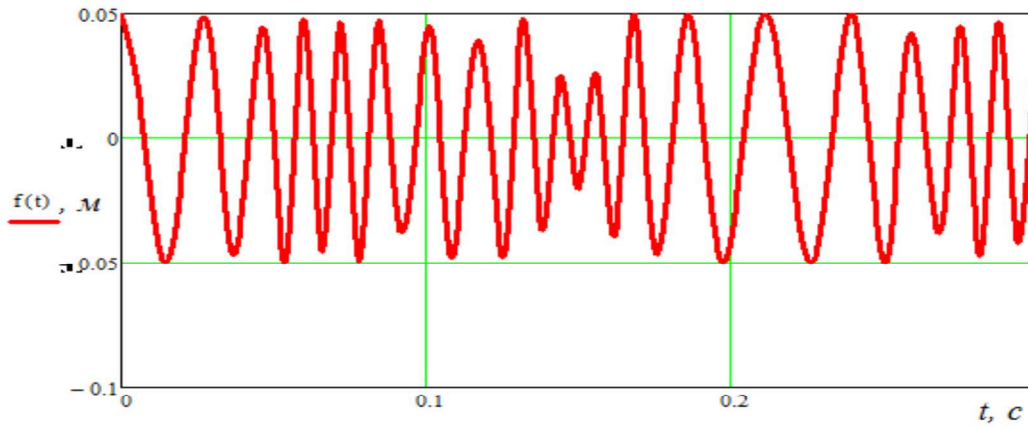
$$\begin{aligned} b(\zeta) &= \frac{\pi^2}{M\ell\Omega_0^2} N_1 \cos \left(v \frac{\ell}{V} \zeta \right) + \\ &+ \frac{\mu}{\Omega_0^2} \left(\frac{V}{\ell} \right)^2 \pi^2 a(\zeta) + \frac{\omega^2}{\Omega_0^2} \sin \left(\omega \frac{\ell}{V} \zeta \right), \end{aligned}$$

где $\Omega_0^2 = \frac{EI}{m} \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^4$ – квадрат частоты свободных колебаний стержня оправки по первой форме.

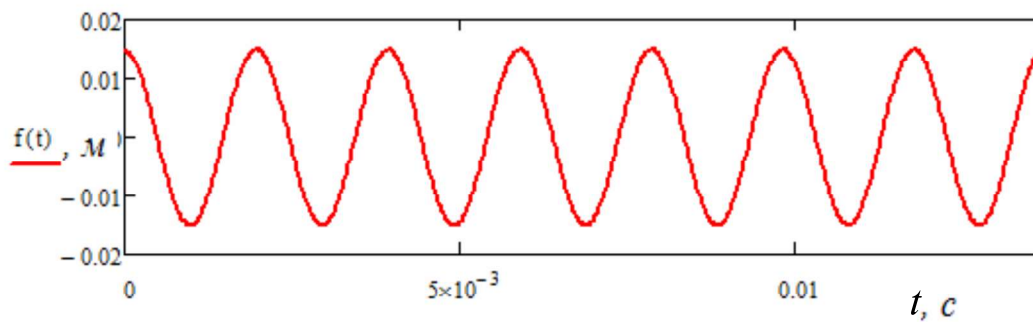
Выполним расчет на базе математической модели задачи о вынужденных колебаниях оправки со стержнем для прошивного стана № 2 ТПА 350. Для этого воспользуемся следующими исходными данными: $l=11,3$ м; $N_1=70000$ Н; $N_0=790000$ Н; $v=31,4$ л/с; $x=0,35$ м/с; $m=120$ кг/м; $m_q=80$ кг/м; $c_1=16 \cdot 10^6$ Н/м; $c_2=14 \cdot 10^6$ Н/м; $c_3=18 \cdot 10^6$ Н/м; $c_4=18 \cdot 10^6$ Н/м; $c_5=18 \cdot 10^6$ Н/м; $c_6=18 \cdot 10^6$ Н/м; $t \in [0, 16]$ с. Результаты численного анализа дифференциального уравнения (22) колебаний стержня механизма ее удержания при прокатке гильз диаметром $\varnothing 282 \times 50$ мм, материал – сталь 20 на прошивном стане № 2 ТПА 350 с учетом калибровки оправки представлены на рисунке 8.

Динамические прогибы стержневой системы, для различных режимов прокатываемых гильз на прошивном стане № 2 ТПА 350 приведенные на рис. 8, показывают на крайне неудовлетворительные условия функционирования стержня оправки. Данные, полученные для выбранной динамической модели механической системы, согласуются с результатами многочисленных экспериментальных исследований прошивного стана ТПА 350 [1,3,12].

Разработка предложений по модернизации оборудования выходной стороны прошивных станков и совершенствование технологии производства труб становятся возможными на основе установления влияния параметров стержневой системы и технологических особенностей процесса производства труб на поведение динамической модели системы. Характерная динамика стержня механизма удержания оправки представлена на рис. 8. Вынужденные колебания механической системы учитывают влияние скорости прошивки, соотношения масс системы, усилия прошивки с учетом калибровки оправки, интенсивности воздействия прокатываемой гильзы, частоты вращения стержня и жесткости опорных узлов центрователей на динамическое



a



б

Рис. 8. Вынужденные колебания оправки со стержнем по направлению оси прокатки на прошивном стане № 2 ТПА 350 (размер гильзы – $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20) с учетом калибровки оправок; (а) – оправка стандартной калибровки (центрователи с пневмоприводом); (б) – оправка рациональной калибровки (центрователи с пропорциональным гидроприводом)

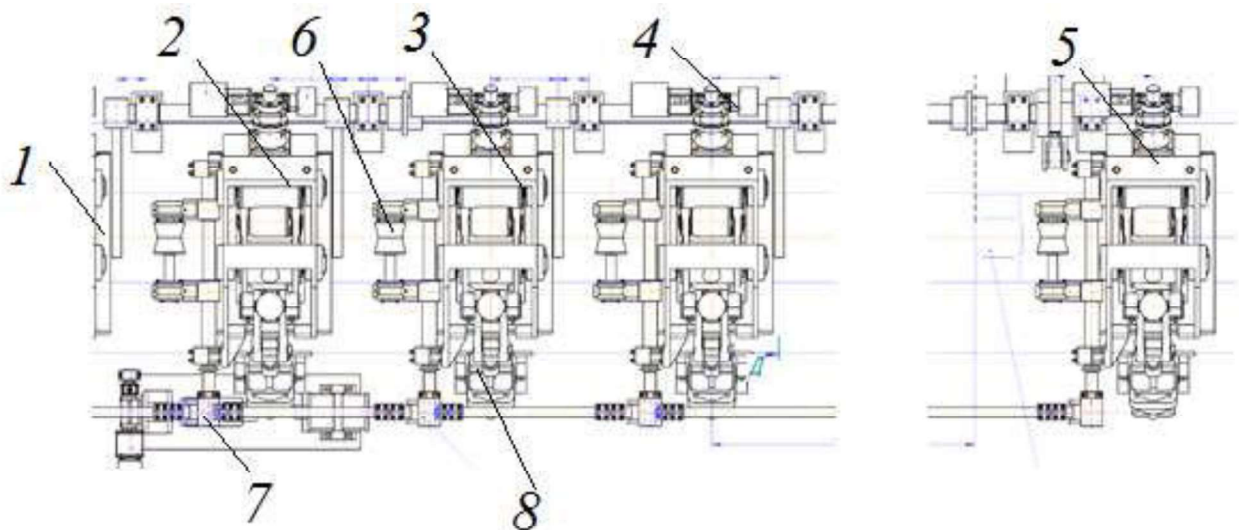
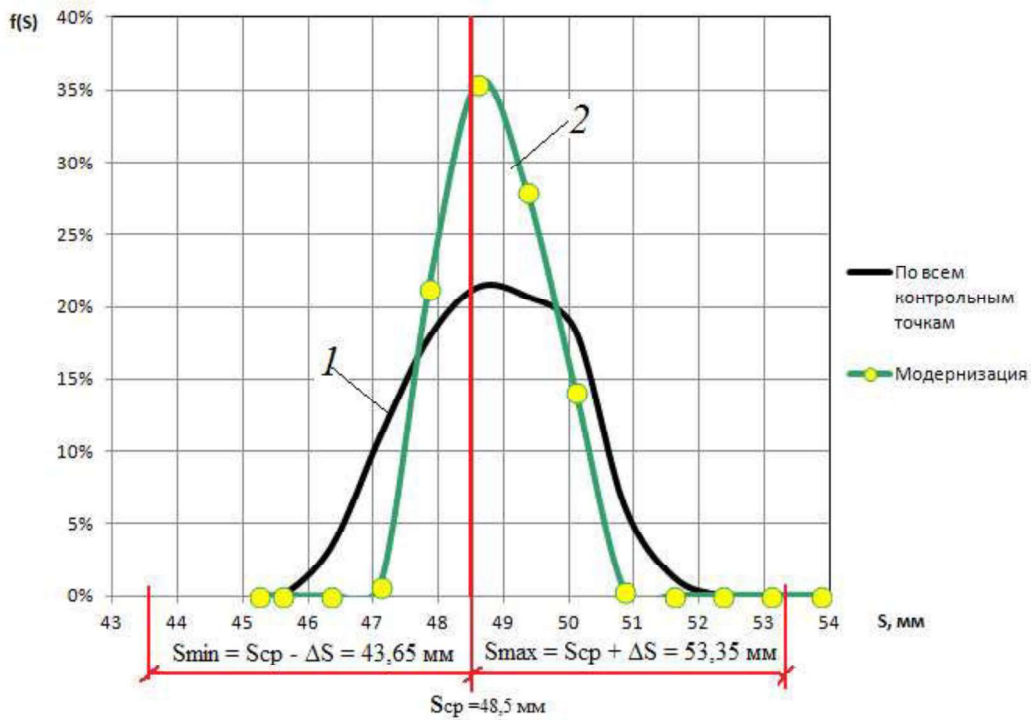
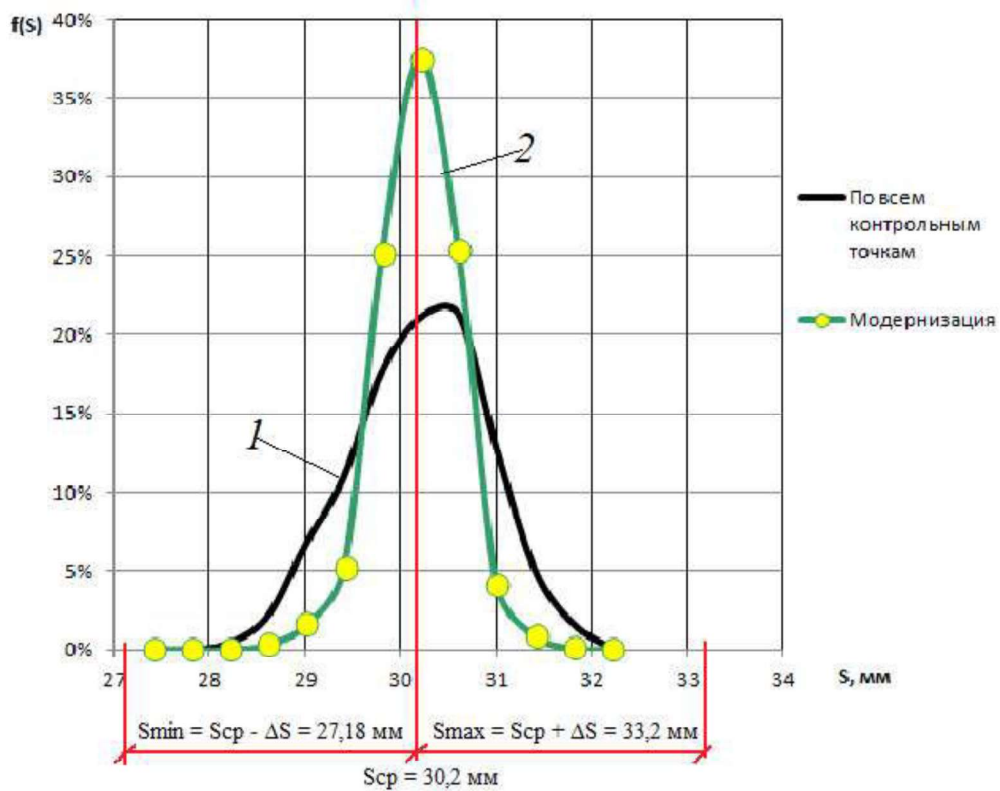


Рис. 9. Модернизированный механизм удержания оправки ПС № 2 ТПА 350 на базе центрователей открытого типа с автоматизированным пропорциональным гидроприводом: 1 – рабочая клеть; 2, 3, 4, 5 – центрователи с гидроприводом; 6 – выдающие ролики; 7 – привод выдающих роликов; 8 – гидроцилиндр роликов



а



б

Рис. 10. Результаты стенкометрии гильз с учетом модернизации механизма удержания оправки для прошивного стана №1 и №2 ТПА 350 до (1) и после модернизации (2): (а) – закон распределения значений толщины стенки гильзы $\varnothing 282 \times 50$ мм после прошивного стана № 1; (б) – закон распределения значений толщины стенки гильзы $\varnothing 327 \times 29$ мм после прошивного стана № 2

поведение стержневой системы механизма удержания оправки.

Модернизированные механизмы удержания оправки для прошивного стана №2 ТПА 350 с шестью центрователями открытого типа с удлиненными роликами $L=300-350$ мм с автоматизированным гидроприводом (применена пропорциональная гидравлика) приведены на рис. 9.

Закон распределения значений толщины стенки гильзы $\varnothing 282 \times 50$ мм прошивного стана № 1 и закон распределения значений толщины стенки гильзы $\varnothing 327 \times 29$ мм прошивного стана № 2 с учетом схемы модернизации механизма удержания оправки станом ТПА 350 представлен на рис. 10.

Результаты стенкометрии гильз с учетом модернизации механизма удержания оправки для прошивного стана № 1 и № 2 ТПА 350 показывают, что реализация устойчивых технологических процессов возможна выбором рациональных параметров динамической модели механической системы, режимов эксплуатации, рациональной калибровкой технологического инструмента и модернизацией центрователей механизма удержания оправки соответствующих станом ТПА.

Плотность распределения стенки на рис. 10 указывает на высокую эффективность модернизации выходной стороны прошивных станом ТПА 350. При этом необходимо отметить, что оценка виброактивности сложной механической системы проводится моделированием динамических процессов, что позволяет отказаться от дорогостоящих экспериментальных исследований прошивных станом ТПА 350.

Выводы

1. Приведены результаты вибродиагностики центрователя №3 механизма удержания оправки прошивного стана № 1 ТПА 350 при прокатке гильзы $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20. Виброускорение рычага опорного ролика центрователя № 3 механизма удержания оправки достигает $5 \dots 12$ м/с²; а частота колебаний ролика, при этом, равна 33, 3 Гц. Результаты толщинометрии гильзы после прошивного стана № 1 ТПА 350 при прокатке гильзы $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20 и вибродиагностики центрователей механизма удержания оправки указывают на тесную взаимосвязь динамики механизма удержания оправки.

2. Разработан алгоритм расчета силовых параметров процесса прошивки трубной заготовки на прошивном стане ТПА с учетом параметров калибровки оправок, формирующих динамическую устойчивость стержневой системы

механизма ее удержания.

3. Изложена методика построения динамической и математической моделей стержня механизма удержания оправки прошивного стана с учетом калибровки оправки.

3. Получено дифференциальное уравнение движения стержня оправки для выбранной динамической модели механической системы прошивного стана ТПА.

4. Уточнена динамика механической системы, что служит исходным материалом для решения задач анализа состояния виброактивности механизма удержания оправки прошивных станом ТПА 350 на процессы прокатки труб.

5. Для снижения уровня виброактивности стержня рекомендовано выбрать и назначить рациональные калибровки оправок и режимы прокатки гильз моделированием динамики системы на соответствующих этапах проектирования технологических процессов.

6. Предложена схема модернизации механизма удержания оправки прошивного стана № 2 ТПА 350 с шестью центрователями открытого типа с удлиненными роликами $L=300-350$ мм с автоматизированным гидроприводом на базе пропорциональной гидравлики. Показано эффективность модернизации выходной стороны прошивных станом ТПА 350.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Оклей Л.Н.* Качество горячекатаных труб. — М.: Металлургия, 1986. — 144 с.
2. Исследование напряженно-деформированного состояния рабочей клетки автоматического стана ТПА 350 с применением информационных технологий / И.П. Хащкелян, В.В. Поворотный, В.Т. Вышинский, С.Р. Рахманов // Комп'ютерне моделювання: аналіз, управління, оптимізація. — 2019. — № 2(6). — С.83-90.
<https://doi.org/10.32434/2521-6406-2019-6-2-83-90>
3. *Потапов И.Н., Коликов А.П., Дрян В.М.* Теория трубного производства: Учебник. — М.: Металлургия, 1991. — 424 с.
4. Обработка металлов давлением: Учебник / Б.А. Романцев, А.В. Гончарук, Н.М. Вавилкин, С.В. Самусев. — М.: Издательский дом МИСиС, 2008. — 960 с.
5. *Шевакин Ю.Ф., Глейберг А.З.* Производство труб: Учебник. — М.: Металлургия, 1968. — 440 с.
6. *Гуляев Ю.Г., Николаенко Ю.М.* Технологічні процеси обробки металів тиском. Частина I: Навчальний посібник. — Дніпропетровськ, НМетАУ, 2011. — 44 с.
7. *Целиков А.И.* Теория прокатки. — М.: Металлургия, 1983. — 333 с.

8. Прошивка в косовальковых станах / А.П. Чекмарев, Я.Л. Ваткин, М.И. Ханин и др. — М.: Металлургия, 1972. — 264 с.

9. Данченко В.М., Гринкевич В.О., Головки О.М. Теорія процесів обробки металів тиском: Підручник. — Дніпропетровськ: Пороги, 2008. — 370 с.

10. Светлицкий В.А. Задачи и примеры по теории колебаний: Учебное пособие. — М.: Изд-во МГТУ, 1994. — Ч.1. — 308 с., ил. ISBN № 5-7038-0893-6.

11. Кучма Т.К., Моргаевский А.Б. Расчет пластин на подвижные нагрузки // Труды VII Всесоюзной конференции по теории пластин и оболочек — М.: Наука, 1970. — С.346-350.

12. Рахманов С.Р., Тополов В.Л. Экспериментальное исследование виброактивности станов винтовой прокатки труб трубопрокатного агрегата // Вибрация в технике и технологиях. — 2011. — № 2(62). — С.91-96.

Поступила в редакцию 14.09.2020

ДИНАМІКА МЕХАНІЗМУ УТРИМАННЯ ОПРАВКИ ПРОШИВНОГО СТАНУ ТРУБОПРОКАТНОГО АГРЕГАТУ

Рахманов С.Р., Гуляев Ю.Г., Зданевич С.В.

Наведено результати вібродіагностики центрователя механізму утримання оправки прошивного стану №1 трубопрокатного агрегату (ТПА) 350. Встановлено, що віброприскорення важеля опорного ролика центрователя механізму утримання оправки при прокатуванні гільзи $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20 досягає $5 \dots 12$ м/с²; а частота коливань верхнього ролика, при цьому, дорівнює 33,3 Гц. Надані результати товщинометрії гільзи після прошивного стану №1 ТПА 350 при прокатці гільзи $\varnothing 282 \times 50$ мм, сталь 20, що вказують на характерний вплив динаміки стержня механізму утримання оправки. Викладено методіку розрахунку енергосилових параметрів при реалізації технологічного процесу отримання гільз заданих розмірів на прошивному стані. Визначено величину осевого опору оправлення потоку прошиваного металу з урахуванням її калібрування. Розроблено уточнену методіку побудови динамічної моделі стержня механізму утримання оправки прошивного стану з урахуванням параметрів калібрування оправки. Складено диференціальне рівняння руху стержня оправки для обраної динамічної моделі механічної системи прошивного стану ТПА. Уточнено динамічні характеристики механічної системи, що слугують вихідним матеріалом для вирішення задач аналізу стану віброактивності стержня оправки прошивного стану ТПА. Для зниження рівня віброактивності стержня рекомендовано вибрати раціональні калібрування оправок і призначити режими прокатки гільз моделюванням динаміки механічної системи на відповідних етапах проектування технологічних процесів. Запропоновано схему модернізації вихідної сторони прошивного стану ТПА 350, шляхом перекладу приводу опорних вузлів центрователів стержневої системи на пропорційну гідравліку.

Ключові слова: прошивний стан, вібродіагностика, товщинометрія, прошивання, гільза, різностінність, енергосилові параметри, калібрування, оправлення, віброактивність, динаміка, механізм утримання оправки.

THE DYNAMICS OF THE CENTREING MECHANISM OF PIERCING MILL MANDREL OF THE PIPE-ROLLING PLANT

Rakhmanov S.R.^a, Gulyaev Yu.G.^a, Zdanovich S.V.^b

^a Scientific and Production Enterprise «Vostok Plus», Dnipro, Ukraine

^b National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, Ukraine

The paper presents the results of the vibrodiagnostics of a centering machine mechanism for holding piercing mill mandrel N1 of the pipe-rolling plant (PRP) 350. In the paper, it is established that vibration acceleration of a bearing roller lever of the centering machine mechanism for holding piercing mill mandrel during milling of an $\varnothing 282 \times 50$ mm shell, steel 20 reaches $5 \dots 12$ m/s², and of the upper roller's vibration frequency is 33.3 Hz. The paper presents the results of the thickness measuring of the $\varnothing 282 \times 50$ shell, steel 20 after using the piercing mill N1 350. The results shows the distinctive influence of the dynamics of the milling holding mechanism rod. The system is put forth for calculating the energy-power parameters during the realization of the technical process for making shells of the required specifications in a piercing mill. The paper establishes the value of the milling axial resistance to the flow of the milled metal (taking the calibration values into account). The paper presents a refined system for making a dynamic model for the piercing mill holding mechanism rod with the milling calibration parameters taken fully included. A differential equation for the milling rod movement is made, specifically for the dynamic model of the PRP piercing mill mechanical system. The dynamic values of the mechanical system are refined, which is used as a starting point for solving the tasks dealing with the analysis of the PRP piercing mill milling rod's vibroactivity state. In order to decrease rod vibroactivity levels, the paper recommends choosing rational milling calibration and to set the shell milling modes using mechanical system dynamics modelling during the corresponding stages of the design of technological processes. The paper proposes a scheme for modernization of the PRP 350 piercing mill exit side by switching the centering machine rod system holding bridges gear to proportional hydraulics.

Keywords: piercing mill, vibration diagnostics, thickness measurement, piercing, sleeve, difference in wall thickness, energy-power parameters, calibration, mandrel, vibroactivity, dynamics, mandrel retention mechanism.

REFERENCES

- Oklej L.N. *Kachestvo gorjachekatanyh trub* [Quality of hot-rolled pipes]. Moscow, Metallurgia, 1986, 144 p. (in Russian).
- Hackeljan I.P., Povortnij V.V., Vyshinskij V.T., Rakhmanov S.R. *Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostojanija rabochej kleti avtomaticheskogo stana TPA 350 s primeneniem informacionnyh tehnologij* [Study of the stress-strain state of the working stand of the automatic mill PRP 350 using information technologies]. *Computer Modeling: Analysis, Control, Optimization*, 2019, no. 2 (6), pp. 83-90.
<https://doi.org/10.32434/2521-6406-2019-6-2-83-90>. (in Russian).
- Potapov I.N., Kolikov A.P., Drujan V.M. *Teorija trubnogo proizvodstva: Uchebnik* [Theory of pipe production: a textbook]. Moscow, Metallurgia, 1991, 424 p. (in Russian).
- Romancev B.A., Goncharuk A.V., Vavilkin N.M., Samusev S.V. *Obrabotka metallov davleniem: Uchebnik* [Processing of metals with pressure: a textbook]. Moscow, MISIS Publishing House, 2008, 960 p. (in Russian).

5. Shevakin Ju.F., Glejberg A.Z. Proizvodstvo trub: Ucheb-
nik [Pipe production: a textbook]. Moscow, Metallurgia, 1968,
440 p. (in Russian).

6. Guljajev Ju.G., Nikolajenko Ju.M. Tehnologichni pro-
cesy obrabky metaliv tyskom. Chastyna I: Navchal'nij posibnik
[Technological processes for processing metals with pressure. Part
1: A studybook]. Dnipropetrovsk, NMetAU, 2011, 44 p.
(in Ukrainian).

7. Tselikov A.I. et al. Teorija prokatki [Theory of rolling].
Moscow, Metallurgia, 1983, 333 p. (in Russian).

8. Chekmarev A.P., Vatkin Ja.L., Hanin M.I. Proshivka v
kosovalkovyh stanah [Firmware in cross-roll mills]. Moscow,
Metallurgia, 1972, 264 p. (in Russian).

9. Danchenko V.M., Grynkevych V.O., Golovko O.M.
Teorija procesiv obrabky metaliv tyskom: Pidruchnyk [Theory of
processes of processing metals with pressure: a textbook]. Dni-
propetrovsk, Porogy, 2008, 370 p. (in Ukrainian).

10. Svetlickij V.A. Zadachi i primery po teorii kolebanij:
Uchebnoe posobie [Vibration theory problems and examples: a
studybook]. Moscow, MGTU Publishing House, 1994, 308 p.
(in Russian).

11. Kuchma T.K., Morgaevskij A.B. *Raschet plastin na
podvizhnye nagruzki* [Calculation of plates for movable loads].
Trudy VII Vsesojuznoj konferencii po teorii plastin i obolochek
[Proceedings of the VII All-Union conference on the theory of
plates and shells]. Moscow, Nauka, 1970, pp. 346-350.

12. Rahmanov S.R., Topolov V.L. Jeksperimental'noe issle-
dovanie vibroaktivnosti stanov vintovoj prokatki trub truboprokat-
nogo agregata [Experimental study of vibroactivity of screw-roll-
ing mills of pipes of a pipe-rolling unit]. Vibracija v tehnike i
tehnologijah [Vibration in engineering and technologies], no. 2
(62), 2011, pp. 91-96.