

ДИНАМИКА СТЕРЖНЯ ОПРАВКИ ПРОШИВНОГО СТАНА С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОСТИ ВО ВРЕМЕНИ МАССЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Приведено решение задачи виброактивности для уточненной динамической модели системы «гильза (труба) – оправка – стержень» прошивного стана трубопрокатного агрегата. Составлены дифференциальные уравнения продольных и поперечных колебаний оправки со стержнем прошивного стана, с учетом переменности во времени массы механической системы. Особенности поведения оправки в очаге деформации и виброактивность стержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана установлены с учетом переменности присоединенной массы прокатываемой трубы. Проведен комплексный анализ динамики механизмов выходной стороны стана коэффициентом динамичности системы. Установлены динамические особенности функционирования систем механизма удержания оправки с учетом переменности массы прокатываемой трубы.

Ключевые слова: прошивной стан, труба, динамика, вибрация, оправка, стержень, дифференциальное уравнение, гильза, переменная масса, жесткость, колебания, центрователь, интегралы Френеля, задача Лагранжа, разностенность труб

The solution of a problem of vibroactivity for the specified dynamic model of system "a sleeve (pipe) – a mandrel – a core" a parsing camp is provided. The differential equations of longitudinal and cross fluctuations of a mandrel and core of a parsing camp, taking into account variability in time of mass of mechanical system are worked out. Features of behavior of a mandrel in the center of deformation and vibroactivity of rod system of the mechanism of deduction of a mandrel of a parsing camp are established taking into account variability of the attached mass of a rolled pipe. The complex analysis of dynamics of mechanisms of the output party in coefficient of dynamism of system is carried out. Dynamic features of functioning of the mechanism of deduction of a mandrel taking into account variability of mass of a rolled pipe are established.

Keywords: parsing camp, pipe, dynamics, vibration, mandrel, core, differential equation, sleeve, variable weight, rigidity, fluctuations, Frennel's integrals, Lagrange's task.

Для реализации устойчивых технологических операций прошивки сплошной трубной заготовки на выходной стороне современных прошивных станом трубопрокатных агрегатов (ТПА) используются многочисленные удерживающие, направляющие, центрирующие и упорно-регулирующие механизмы [1].

Для формирования стабильной геометрии прокатываемых труб практическое значение имеет стабилизация виброактивности вращающегося стержня механизма удержания оправки стана. Вращающийся длинный стержень оправки воспринимает значительные статические и изменяющиеся во времени динамические нагрузки со стороны прошиваемой трубной заготовки. В силу того, что стержень оправки имеет значительную гибкость и большую массу, то вызывает в

рассматриваемой механической системе значительные по величине и изменяющиеся во времени динамические нагрузки, которые обуславливают его поперечный изгиб по соответствующим гармоническим формам и продольные колебания оправки вдоль оси прошивки. При продольных колебаниях стержень совместно с оправкой перемещается в очаге деформации вдоль оси прокатки. Следовательно, центрирующий поясok оправки уходит от пережима рабочих валков вызывает, преимущественно, ненормированную разностенность гильзы (трубы) [2].

Пути интенсификации технологического процесса и вопросы повышения качества прокатываемых труб диктуют необходимые условия совершенствования конструкций центрователей стержня оправки, установленных по всей выходной стороне прошивных станов [3].

Для формирования научно-обоснованных предложений по совершенствованию конструкции выходной стороны прошивных станов и технологии производства труб на станах необходимо более глубоко изучить влияние различных параметров и особенностей прокатки труб на поведение механической системы и качество готовой продукции.

Решение поставленной задачи обуславливает уточнение расчетной схемы и дальнейшее развитие математической модели исследуемой стержневой системы прошивного стана ТПА, адекватно отражающей реальные процессы, происходящие в исходной механической системе (рис. 1).

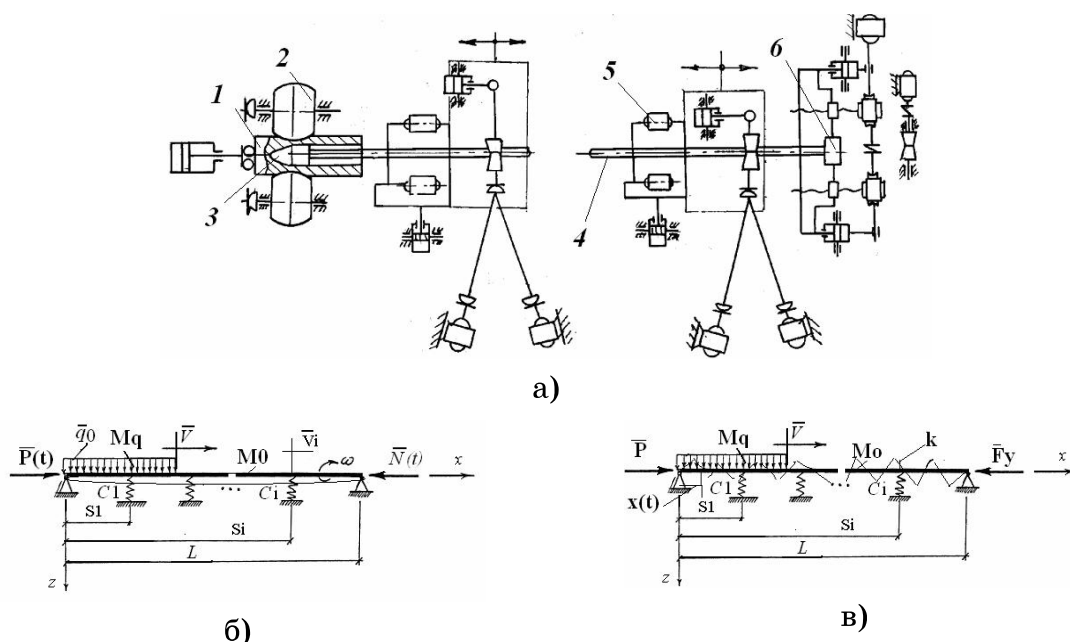


Рисунок 1 – Схема выходной стороны прошивного стана а), расчетная схема поперечных б) и продольных в) колебаний стержневой системы механизма удержания оправки трубопрокатного агрегата

В настоящей работе в качестве объекта исследования рассмотрена развитая динамическая и математическая модели стержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана ТПА, отличающаяся от

известных [1 – 3] переменными во времени инертными характеристиками системы и параметрами центрователей выходной стороны стана.

Изменение интенсивности воздействия со стороны очага деформации, массы трубной заготовки и параметров центрователей стержня, рядом установленных вдоль оси прошивки, значительно усложняет описание динамических процессов в системе [1, 2].

Исследование развитой динамической модели «стержень - трубная заготовка» позволит проанализировать динамическое состояние стержневой системы с оправкой в течение всего процесса прошивки трубной заготовки и на основании вышеизложенного, решить задачу по модернизации оборудования выходной стороны прошивного стана.

В качестве расчетной схемы стержневой системы стана винтовой прокатки труб примем стержень постоянного сечения с шарнирными опорами на концах и упругими опорами (центрователями) между ними (рис. 1б). Стержень, вращающийся с угловой скоростью ω вокруг оси прокатки x , подвергается воздействию осевого составляющего усилия прошивки \vec{P}_0 со стороны очага деформации. При этом по стержню с условно постоянной скоростью прошивки \vec{V} (равномерно) перемещается и совместно со стержнем вращается распределенная нагрузка прокатываемой гильзы интенсивности $\vec{q}(x, t)$ и погонной массы M_q .

Для построения уточненной математической модели данной системы и последующего анализа динамического состояния стержня с оправкой в процессе прошивки трубной заготовки воспользуемся соответствующими дифференциальными уравнениями продольного движения оправки в очаге деформации и поперечных колебаний вращающегося однородного стержня на упругом основании опор центрователей [3, 4]

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left[M(t) \frac{dx(t)}{dt} \right] = \sum_{k=1}^n F_{kx}; \\ M_0 \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI_y \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + f \left(\frac{\partial^3 u_z}{\partial x^2 \partial t} - \omega \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} \right) \right] + \\ + k_0 \frac{\partial u_z}{\partial t} + cu_z = M_0 \omega^2 [e_1 \sin(\omega t) + e_2 \cos(\omega t)], \end{cases} \quad (1)$$

где $x(t)$ – продольное перемещение оправки в очаге деформации по оси прокатки; $M(t)$ – присоединенная переменная во времени масса системы; EI_y , M_0 – соответственно изгибная жесткость стержня и его погонная масса; u_z – перемещения стержня по оси z ; c , k_0 – коэффициенты упругого основания опор, зависящие от перемещения и скорости соответственно; f – коэффициент, учитывающий вязкое трение в системе в процессе колебания стержня оправки; $e_1(x)$, $e_2(x)$ – эксцентриситеты, характеризующие неуравновешенность масс стержня оправки вокруг оси прошивки; ω – угловая скорость вращения стержня оправки вокруг оси прокатки.

Силу упругости стержня оправки в продольном направлении оси прокатки принимаем по линейному закону Гука

$$F(t) = kx(t). \quad (2)$$

Здесь k – жесткость стержня оправки в продольном направлении.

Заменим упругое основание стержня оправки конечным числом i – податливых опор центрователей $\sum_{i=1}^n c_i u_z \delta(x_i - s_i)$. В предположении того, что внутреннее трение в системе по сравнению с технологическими и динамическими нагрузками незначительно, неуравновешенность масс механической системы лежит в одной плоскости $e_1(x) = e_2(x) = e(x)$, согласно [1, 4], приходим к упрощенному дифференциальному уравнению

$$\begin{cases} M(t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} + kx(t) = P_0; \\ M_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI_y \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \sum_{i=1}^n c_i u \delta(x_i - s_i) = M_0 \omega^2 e(x) \sin(\omega t). \end{cases}, \quad (3)$$

где $\delta(x - x_{oi})$ – дельта-функция Дирака; s_i – проектные положения опорных узлов вдоль оси стержня оправки; V_i – скорость движения соответствующих центрователей стержня оправки вдоль оси прокатки трубы.

Принимая во внимание, что дельта функция Дирака обладает характерным фильтрующим свойством, согласно [3, 9], с учетом продольной сжимающей силы (усилия прошивки) P_0 и надвигающейся нагрузки гильзы интенсивности $\vec{q}(x, t)$ и опор (центрователей) систему дифференциальных уравнений (3) преобразуем соответствующим образом.

Базируясь на фундаментальных исследованиях вопросов динамики тела переменной массы, исходя из постановки задачи И. В. Мещерского [4, 5], учитываем важную реактивную слагаемую $\frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt}$ инерционной нагрузки в уравнении (3). Тогда система дифференциальных уравнений продольных и поперечных колебаний стержня оправки (3) с учетом изложенного [3, 5, 7] приобретает вид

$$\begin{cases} M(t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} + kx(t) = P_0; \\ \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + EI_y \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + P_0 \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u_z \delta(x_i - s_i) - \\ - q(x, t) = M_0 \omega^2 e(x) \sin(\omega t), \end{cases} \quad (4)$$

где $q(x, t)$ – интенсивность воздействия прошиваемой трубной заготовки на стержень оправки, обладающая определенной инертностью, которая может быть найдена согласно [3] в виде

$$q(x, t) = q_0 - M_q \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right) \Big|_{x=Vt}. \quad (5)$$

Здесь q_0 , M_q – соответственно интенсивность и погонная масса прокатываемой гильзы; V – скорость перемещения (прошивки) гильзы по стержню оправки; $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ – относительное ускорение гильзы; $V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ – переносное ускорение гильзы; $2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$ – кориолисово ускорение прокатываемой гильзы.

С учетом характерного изгиба гибкого стержня в процессе прошивки гильзы в первом приближении примем уравнение эксцентриситета его оси по отношению к оси прошивки в синусоидальной форме.

Тогда для выполнения процедуры Бубнова – Галеркина, согласно [3, 7], оператор дифференциального уравнения (4) с учетом вышеизложенного представим в виде

$$L(u) = M_0 \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + EI_y \frac{\partial^4 u_z}{\partial x^4} + P_0 \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^n c_i u_z \delta(x_i - s_i) - q(x, t) - M_0 \omega^2 f(t) \sin \frac{\pi x}{\ell} \sin(\omega t). \quad (6)$$

Подставляя выражение (5) и (6) в (7), с учетом ортогональности форм собственных колебаний механической системы, после интегрирования и преобразований окончательно получаем дифференциальное уравнение движения изображающей точки на оси стержня оправки (середина пролета стержня) по первой форме колебаний в виде

$$A(t) \frac{d^2 f(t)}{dt^2} + B(t) \frac{df(t)}{dt} + C(t)f(t) = \frac{2q_0}{M_0 \pi} \left(1 - \cos \left(\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right); \quad (7)$$

где

$$A(t) = 1 + \frac{M_q}{2\pi M_0} \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right);$$

$$B(t) = \frac{VM_q}{M_0 \ell} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right);$$

$$C(t) = \left[\frac{EI}{M_0} \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^4 + \frac{2}{M_0 \ell} \sum_{i=1}^n c_i \sin^2 \left(\frac{\pi s_i}{\ell} \right) - \frac{P_0}{M_0} \left(\frac{\pi}{\ell} \right)^2 - \frac{M_q}{M_0} \frac{V^2}{\ell^2} \pi \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} - \sin \left(2\pi \frac{Vt}{\ell} \right) \right) - \omega^2 \sin(\omega t) \right],$$

соответствующие коэффициенты дифференциального уравнения (7).

Поперечные колебания изображающей точки моделируемой стержневой системы с учетом режимов прокатки труб на прошивном стане будет представлена численным решением дифференциального уравнения (7) по методу Рунге-Куты.

Переходим к решению второй части задачи исследования динамики стержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана ТПА с учетом переменности массы всей системы (рис.2 б). Отметим, что переменность во времени массы прокатываемой гильзы вызывает изменение инертности всего механизма удержания оправки, что во многом определяет характер развития виброактивности механической системы.

Базируясь на результатах исследований [1 – 3], закон изменения массы системы с учетом переменности во времени массы подвижной трубы принимаем в виде

$$M(t) = M_0 + M_q \frac{x}{l} \Big|_{x=vt} = M_0(1 + \gamma t), \quad (8)$$

где $\gamma = \frac{M_q v}{M_0 l}$ – коэффициент скорости изменения массы прокатываемой трубы ($\lambda \geq 0$ масса механической системы всегда увеличивается); M_0 – начальная масса системы.

Следовательно, для анализа соответствующей части уравнения (4) с учетом (8) формируем задачу Коши и с учетом определенных начальных условий [1 – 7]

$$\begin{cases} M_0(1 + \gamma t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + M_0 \gamma \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) = P_0 H(t); \\ x(0) = x_0; \quad \dot{x}(0) = \dot{x}_0. \end{cases} \quad (9).$$

Переходим к нахождению коэффициента динамичности механической системы при действии реактивной составляющей. Учитывая действие реактивной силы, решаем дифференциальное уравнение (9).

Разделив части уравнения на M_0 запишем:

$$(1 + \gamma t) \frac{d^2 x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = \frac{P_0}{M_0} H(t), \quad (10)$$

где $H(t)$ – импульсная функция Хевисайда; $\omega_0 = \sqrt{k/M_0}$ – частота свободных продольных колебаний оправки со стержнем.

Фундаментальными решениями уравнения (10) ($P_0 = 0$) в приближении ВБК – метода [8] теперь является:

$$x_1(t) = \eta^{-1/2} \cos \eta; \quad x_2(t) = \eta^{-1/2} \sin \eta, \quad (11)$$

где $\eta = \eta(t) = \eta_0 \sqrt{1 + \gamma t}$; $\eta_0 = \frac{2\omega_0}{\gamma}$.

Для уравнения (11) $\Delta(t) = \frac{\gamma \eta_0^2}{2\eta^2}$ и выполняются остальные равенства

$$\Delta(t) = \frac{1}{2} \gamma \eta_0^2 = const; \quad (1 + \gamma t) = \frac{\eta^2}{\eta_0^2}; \quad dt = \frac{2\eta}{\gamma \eta_0^2} d\eta.$$

При этом, задача Коши, согласно Лагранжу, имеет решение в квадратурах:

$$x(t) = c_1(t)x_1(t) + c_2(t)x_2(t), \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} c_1(t) &= -\frac{P_0}{M_0} \int_0^t \frac{x_2(t) dt}{(1 + \gamma t) \Delta(t)}; \\ c_2(t) &= \frac{P_0}{M_0} \int_0^t \frac{x_1(t) dt}{(1 + \gamma t) \Delta(t)}; \\ \Delta(t) &= x_1(t) \frac{dx_2}{dt} - x_2(t) \frac{dx_1}{dt}. \end{aligned} \quad (13)$$

Здесь $x_1(t), x_2(t)$ – соответствующие фундаментальные решения однородного дифференциального уравнения (10).

Используя (12) и (13), вычисление коэффициента динамичности сводим к формуле:

$$K_\partial(\eta) = \eta^{-1/2} [b_1(\eta) \cos \eta + b_2(\eta) \sin \eta], \quad (14)$$

в которой

$$b_1(\eta) = -\int_{\eta_0}^{\eta} \sqrt{\eta} \sin \eta d\eta; \quad b_2(\eta) = \int_{\eta_0}^{\eta} \sqrt{\eta} \cos \eta d\eta.$$

Интегрированием по частям далее $b_1(\eta)$ и $b_2(\eta)$ выражаем через интегралы Френеля:

$$b_1(\eta) = \sqrt{\eta} \cos \eta - \sqrt{\eta_0} \cos \eta_0 + \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} [C(\eta_0) - C(\eta)]; \quad (15)$$

$$b_2(\eta) = \sqrt{\eta} \sin \eta - \sqrt{\eta_0} \sin \eta_0 + \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} [S(\eta_0) - S(\eta)],$$

где $S(\eta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\eta} \frac{\sin \eta}{\sqrt{\eta}} d\eta$; $C(\eta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\eta} \frac{\cos \eta}{\sqrt{\eta}} d\eta$ – интегралы Френеля [10, 11].

Подстановкой (15) в (14) находим:

$$\begin{aligned} K_\partial(\eta) &= 1 - \frac{\sqrt{\eta_0}}{\sqrt{\eta}} \cos(\eta - \eta_0) + \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{2\eta}} \\ &\quad \{ [C(\eta_0) - C(\eta)] \cos \eta + [S(\eta_0) - S(\eta)] \sin \eta \} \end{aligned} \quad (16)$$

При $\eta \gg 1$ и $\eta_0 \gg 1$, учитывая асимптотику (10), вместо (16), получаем более простую приближённую формулу

$$K_\partial(\eta) = 1 - \frac{\sqrt{\eta_0}}{\sqrt{\eta}} \cos(\eta - \eta_0) - \frac{1}{2\sqrt{\eta\eta_0}} \sin(\eta - \eta_0). \quad (18)$$

Исследуя (18) на экстремум, находим, что

$$K_{\theta}^{\max} = 1 + \sqrt{\frac{\eta_0}{\eta^*}} \sqrt{1 + \frac{1}{4\eta_0^2}}. \quad (19)$$

Здесь

$$\eta^* = \begin{cases} n_0 + \varphi + (2n - 1)\pi & \gamma > 0 \\ n_0 + \varphi - (2n - 1)\pi & \text{при } \gamma < 0, \varphi = \arctg \frac{1}{2\eta_0}, n = 1, 2, 3, \dots \end{cases}$$

При возрастающей массе механической системы имеем $\eta^* > \eta_0$.

Поэтому, когда $\eta^* > \eta_0 + \frac{1}{4\eta_0}$, согласно (19), первый, соответствующий

$n = 1$, $K_{\theta}^{\max} < 2$, а последующие максимумы меньше первого.

Таким образом, при действии реактивной силы меняется динамическое поведение системы «гильза (труба) – оправка – стержень». Неравенства для оценки максимума коэффициента динамичности становятся противоположными тем, что были ранее получены без учёта реактивной силы [3, 7].

Далее переходим к численному анализу и синтезу результатов задачи виброактивности стержня оправки прошивного стана ТПА. Выполним анализ уточненной математической модели задачи виброактивности оправки со стержнем для прошивного стана ТПА 140.

Дифференциальное уравнение (7) с правой частью составлено и представлено в виде известных параметрических уравнений, что с достаточно высокой степенью точности описывает поперечные колебания стержня оправки прошивного стана. Численное решение дифференциального уравнения (7) по методу Рунге – Кутта позволяет оценить поперечные перемещения изображающей точки (середины) стержня оправки для наиболее распространенных форм колебаний системы.

Кривые, приведенные на рисунке 3, описывают данные динамические особенности процесса, происходящие в стержне механизма удержания оправки прошивного стана ТПА 140 при прокатке труб диаметром 114x12 из стали сталь 20.

Расчетные кривые, приведенные на рис. 3 и рис. 4 указывают на крайне неудовлетворительные условия функционирования стержня с оправкой при прошивке трубной заготовки на прошивном стане ТПА 140.

Исследуем влияние реактивной силы на коэффициент динамичности механической системы K_{θ} . Примем следующие исходные данные для прошивного стана ТПА 140: $l = 12\text{ м}$; $v = 2\text{ м/с}$; $M_0 = m_0 l$; $M_q = m_q l$; $m_0 = 120\text{ кг/м}$; $m_q = 80\text{ кг/м}$; $c = 18 \cdot 10^6\text{ Н/м}$; $t \in [0; 6]\text{ с}$.

В таблице 1 представлены значения K_{θ} , полученные с помощью численного интегрирования уравнения (10) (первая строка), приближённой

формулы (16) (числители) и приближённой формулы (18) (знаменатели), при возрастании массы системы.

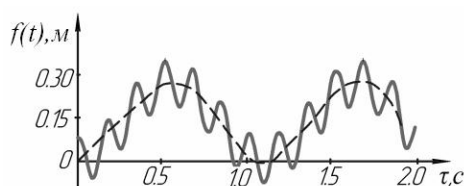


Рисунок 3. – Поперечные колебания стержня механизма удержания оправки прошивного стана ТПА 140 (труба диаметром 114x12, сталь20)

Результаты численного анализа дифференциального уравнения (9) продольных колебаний оправки совместно со стержнем механизма ее удержания при прокатке труб диаметром 114x12, материал – сталь 20 на прошивном стане ТПА 140 представлены на рисунке 4.

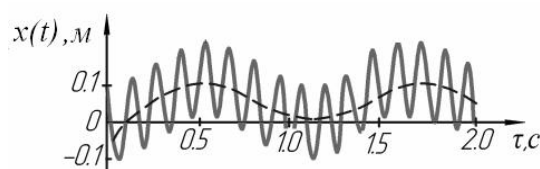


Рисунок 4. – Продольные колебания оправки со стержнем прошивного стана ТПА 140 (труба диаметром 114x12, материал – сталь 20)

Таблица 1

Значения K_0 в разные моменты времени, полученные разными способами

t, c	0,5	1	2	3	4	5	6
K_0	<u>1,2997</u>	<u>1,8218</u>	<u>0,6037</u>	<u>1,3776</u>	<u>0,5575</u>	<u>1,1327</u>	<u>0,2757</u>
	<u>1,2992</u>	<u>1,8217</u>	<u>0,6034</u>	<u>1,3778</u>	<u>0,5574</u>	<u>1,1325</u>	<u>0,2774</u>
	1,2994	1,8215	0,6033	1,3779	0,5572	1,1323	0,2721

Результаты из таблицы 1 свидетельствуют о высокой точности асимптотических зависимостей, из которых проще использовать в инженерных расчётах формулу (18).

На рисунке 5 представлена зависимость коэффициента динамичности K_0 от времени t при возрастании массы системы «гильза (труба) – оправка – стержень», рассчитанная с помощью (16).

График на рисунке 5 свидетельствует о том, что при действии реактивной силы в системе «гильза (труба) – оправка – стержень» с возрастающей массой первый максимум $K_0 < 2$, а последующие максимумы меньше первого. Следовательно, происходит определенная стабилизация виброактивности в системе «гильза (труба) – оправка – стержень», что совпадает с результатами экспериментальных исследований прошивного стана ТПА 140.

Анализ результатов расчета указывает, что математическая модель процессов достоверно описывает динамические явления в системе. Амплитудно-частотные характеристики динамических процессов при

поперечных и продольных колебаниях системы за время реализации всего технологического процесса прошивки трубной заготовки на прошивном стане ТПА 140 превышают допустимый уровень виброактивности [2, 12].

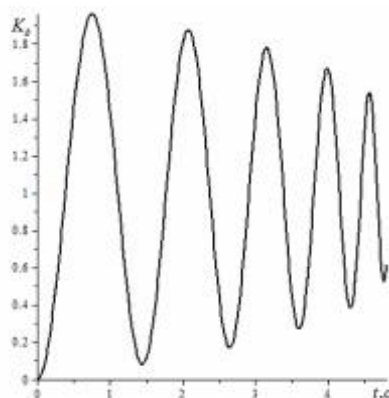


Рисунок 5. – Зависимость коэффициента динамичности K_d от времени t при возрастании массы механической системы прошивного стана ТПА 140 с учётом реактивной составляющей

Виброактивность механической системы влечет за собой образование повышенной разностенности гильз, что при получении готовой продукции в дальнейшем носит сложный и трудноустраняемый характер. Очевидно, что учет интенсивности воздействия очага деформации и переменности массы прокатываемой гильзы, надвигающейся со скоростью \vec{V} , является определяющим параметром в рамках выбранной динамической модели стержневой системы.

Возможность комплексного моделирования различных режимов прошивки трубной заготовки на этапе проектирования технологических процессов прокатки труб существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ в области исследования динамической устойчивости и виброактивности стержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана ТПА.

Выводы

1. Уточнена расчетная схема и математическая модель стержня механизма удержания оправки для рассматриваемой механической системы прошивного стана ТПА. Учтена переменность во времени массы прокатываемой трубы и параметры выходной стороны стана. Представлены результаты численного решения системы дифференциальных уравнений методом Рунге – Кутты, что позволяет в комплексе оценить соответствующие поперечные движения изображающей точки (середины) для характерных форм колебаний стержня и продольные перемещения самой оправки в очаге деформации с учетом переменности во времени массы прокатываемой трубы.

2. Исследование динамики механизма удержания оправки показало, что при нагружении постоянной силой со стороны очага деформации оправки со стержнем и переменности во времени массы всей системы,

максимум коэффициента динамичности перемещений оправки не равен двум. Его значения монотонно меняются в ходе продольных колебаний оправки в очаге деформации. При этом реактивная сила оказывает существенное влияние на динамику оправки со стержнем.

3. На этапе назначения технологических процессов прошивки трубной заготовки путем математического моделирования виброактивности механизма удержания оправки установлены рациональные режимы прошивки с учетом прогнозируемых показателей качества выпускаемых труб и величины допустимого уровня виброактивности стержня оправки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Данченко В.Н. Технология трубного производства. Учебник для вузов. /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев // . – М.: Интермет - Инжиниринг, 2002. – 640 с.
2. Потапов И.Н. Новая технология винтовой прокатки./Потапов И.Н., Полухин П.И. // – М.: Металлургия, 1975. – 344 с.
3. Рахманов С. Р. Динамика стрержневой системы механизма удержания оправки прошивного стана трубопрокатного агрегата. Материалы Международной конференции «Современные направления производства сварных и бесшовных труб из черных и цветных металлов», Днепропетровск. – 2007. С. 45 – 51
4. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. – М.: Наука, 1967. – 279 с.
5. Ольшанский В. П. Моделирование колебаний осциллятора линейно-переменной массы при импульсном нагружении / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский// Вісник НТУ “ХПІ”: Математичне моделювання в техніці та технологіях, 2013, № 37(2010). – С. 125-130.
6. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable Mass/ L. Cveticanin. Taylor & Francis Ltd, – 1998. – 300 p.
7. Ольшанский В.П. Метод ВБК в расчетах нестационарных колебаний осцилляторов/ В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский// – Харьков: Місдрук, 2014. – 264 с.
8. Образцов И. Ф. Асимптотические методы в механике тонкостенных конструкций / И.Ф. Образцов, Б. В. Нерубайло, И. В. Андрианов. – М.: Машиностроение, 1991. – 416 с.
9. Новицкий В.В. Дельта-функция и ее применение в строительной механике. Расчет пространственных конструкций. Вып. УШ. /Под ред. А.А. Уманского.// – М.: Гос. изд-во лит-ры по стр-ву, арх-ре и стр. мат-лам, 1962. С. 207 – 244.
10. Янке Е. Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Лёш – М. : Наука, 1977. – 344 с.
11. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям с формулами и таблицами /А. Абрмовиц, И. Стиган.// – М.: Наука, 1979. – 832 с.
12. Рахманов С.Р., Тополов В.Л. Экспериментальное исследование виброактивности станов винтовой прокатки труб трубопрокатного агрегата. – Вибрация в технике и технологиях, № 2 (62), 2011. С. 91 – 96.