

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Рахманов С. Р.

Національна металургічна академія України

Приведено рішення задачі про нестационарні подовжні коливання системи "труба – оправка – стержень" стану холодного пильгерного прокатки труб (ХПТ). Складено диференціальне рівняння вимушених подовжніх коливань оправки з стержнем з урахуванням нестационарної дії з боку осередка деформації і змінності в часі маси даної механічної системи. Рішення задачі про нестационарні подовжні коливання системи "труба – оправка – стержень" стану наведено у фундаментальних функціях Бесселя і Неймана. Аналіз динаміки системи "труба – оправка – стержень" представлений коефіцієнтом динамічності системи. Виявлені деякі особливості функціонування механізму утримання оправки стану ХПТ з урахуванням змінності в часі маси систем стану і нестационарної дії з боку осередка деформації.

**Ключові слова:** стан ХПТ, холодне пильгерне прокатка труб, труба, динаміка, коливання, оправка, стержень, диференціальне рівняння, змінна маса, центрувач, люнет, задача Коши, задача Лагранжа, функція Бесселя, функція Неймана, різностінність труб.

The solution of a task on non-stationary fluctuations of system "a pipe – a mandrel – a core" a camp of cold pilger rolling of pipes is specified (CPT). The differential equation of the compelled longitudinal fluctuations of a mandrel with a core taking into account non-stationary influence of the center of deformation and variability in time of mass of a pipe is worked out. The closed solution of a task on non-stationary longitudinal fluctuations of system "a pipe – a mandrel – a core" a camp is provided in Bessel and Neumann's fundamental functions. The analysis of dynamics of system "a pipe – a mandrel – a core" is submitted by dynamism coefficient. Some features of functioning of the mechanism of deduction of a mandrel of a camp of CPT taking into account variability of weight mechanical a camp and non-stationary influence are established from the deformation center.

**Key words:** camp of a camp of cold pilger rolling of pipes, pipe, dynamics, fluctuations, mandrel, core, differential equation, variable weight, longitudinal rigidity, Cauchy's task, Lagrange's task, Bessel's function, Neumann's function.

Приведено решение задачи о нестационарных продольных колебаниях системы "труба – оправка – стержень" стана холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ). Составлено дифференциальное уравнение вынужденных продольных колебаний оправки со стержнем с учетом нестационарного воздействия со стороны очага деформации и переменности во времени массы рассматриваемой механической системы. Решение задачи о нестационарных продольных колебаниях системы "труба – оправка – стержень" стана приведено в фундаментальных функциях Бесселя и Неймана. Анализ динамики системы "труба – оправка – стержень" представлен коэффициентом динамичности системы. Вывявлены некоторые особенности функционирования механизма удержания оправки стана ХПТ с учетом переменности во времени массы систем стана и нестационарного воздействия со стороны очага деформации.

**Ключевые слова:** стан ХПТ, холодная пильгерная прокатка труб, труба, динамика, колебания, оправка, стержень, дифференциальное уравнение, переменная масса, продольная жесткость, центрователь, люнет, задача Коши, задача Лагранжа, функция Бесселя, функция Неймана, разностенность труб.

**Введение.** Для формирования требуемой геометрии холоднокатаных труб, прокатываемых на современных станах холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ), практическое значение имеет стабильная динамика механизмов со стороны механизмов загрузки трубной заготовки в очаг деформации стана. Для реализации устойчивых технологических операций пильгерной прокатки трубной заготовки и стабилизации динамики стержня механизма удержания оправки на большинстве современных станов ХПТ отечественного и зарубежного производства используются многочисленные удерживающие, направляющие, центрирующие и упорно-регулирующие механизмы [1-4] (рис. 1а).

**Постановка задачи.** Со стороны прокатываемой трубной заготовки стержень с оправкой воспринимают значительные статические и изменяющиеся во времени нестационарные динамические нагрузки. В силу того, что стержень механизма оправки имеет значительную гибкость и определенную массу, то в

рассматриваемой механической системе возникают значительные по величине и изменяющиеся во времени нестационарные динамические нагрузки, которые обуславливают его продольные колебания вдоль оси прокатки трубы по соответствующим гармоническим формам. Отметим, что оправка совместно со стержнем механизма ее удержания совершает продольные колебания в очаге деформации в направлении оси прокатки. Рабочий конус оправки уходит от проектного положения калибра, что, зачастую, вызывает ненормированную различными стандартами продольную и поперечную разностенности готовой трубы. Интенсивность нестационарного воздействия очага деформации на оправку, изменение во времени массы прокатываемой трубы и параметров опорных узлов центрователей стержня оправки, рядом установленных вдоль оси прокатки, значительно усложняет корректное составление математической модели динамических процессов.

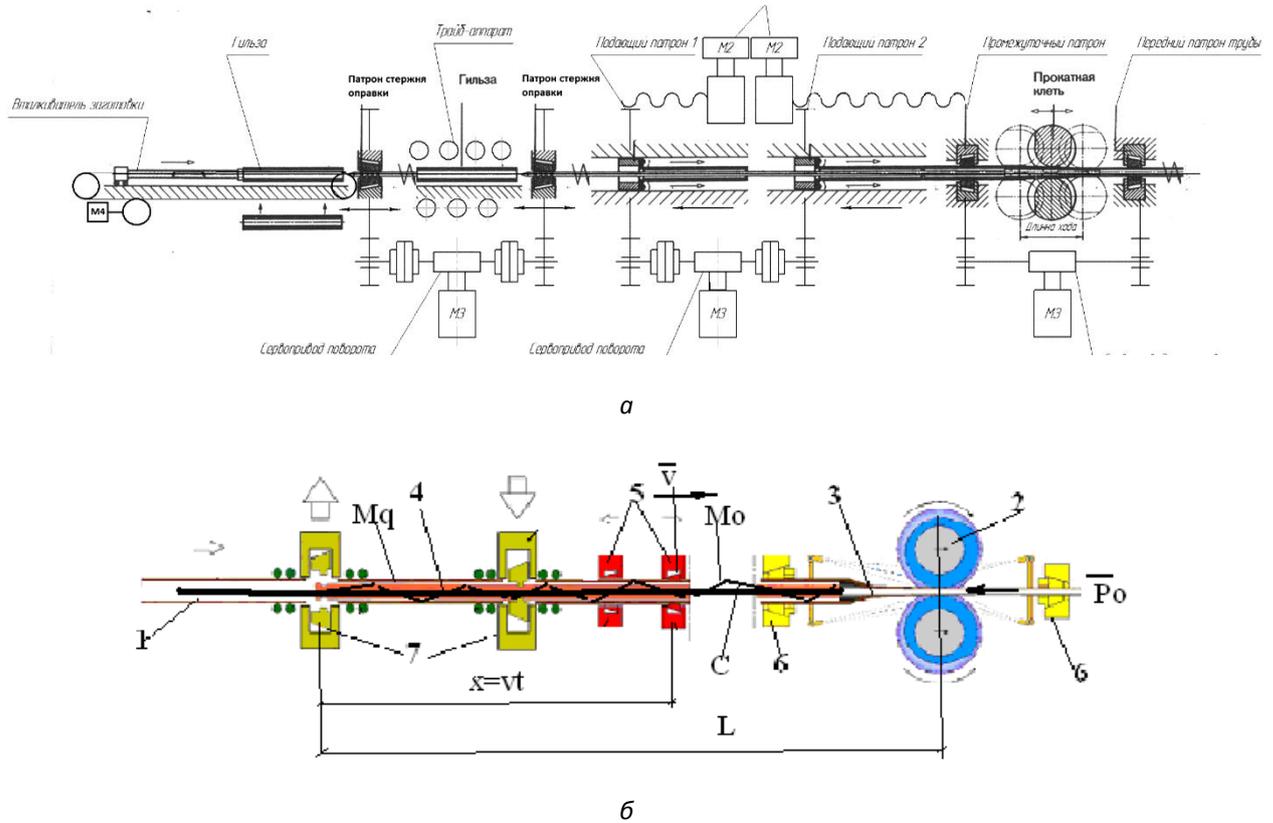


Рис. 1. Схема модернизированного высокоскоростного стана холодной пильгерной прокатки труб КРВ 25VMR с системой торцевой загрузки трубы-заготовки (а) и уточненная расчетная схема механизма удержания оправки со стержнем (б): 1 – труба-заготовка (гильза); 2 – валки рабочие; 3 – оправка; 4 – стержень оправки; 5 – патроны подачи трубы; 6 – патроны поворота трубы; 7 – патроны удержания стержня оправки

Пути интенсификации технологического процесса и вопросы повышения качества прокатываемых холоднокатаных труб всемерно диктуют необходимые условия совершенствования конструкций всех базовых механизмов фиксации, удержания стержня на оси прокатки. Характерно, что настройка рабочего положения оправки в очаге деформации осуществляется соответствующими патронами зажима, поворота, подачи и промежуточными центрователями (люнетами), установленными по всей длине желоба и рам линии подачи и поворота трубы стана ХПТ [3, 4].

**Цель работы.** Целью работы является формирование научно-обоснованных предложений по совершенствованию конструкции механизма удержания оправки со стороны механизмов подачи трубы-заготовки в очаг деформации стана ХПТ в процессе пильгерной прокатки труб. Данный подход обуславливает детальное изучение влияния различных параметров процесса пильгерной прокатки труб (влияние параметров очага деформации и изменения во времени массы прокатываемой трубы-заготовки) на динамичность выбранной модели механической системы стана ХПТ и на качество готового изделия.

**Метод решения задачи.** Ниже в работе в качестве объекта исследования рассмотрена развитая

динамическая и математическая модели "труба – оправка – стержень" отечественных станом ХПТ и быстроходных станом КРВ.

Решение поставленной задачи обуславливает некоторое уточнение выбранной расчетной схемы (рис. 1б) и, в связи с этим, дальнейшее развитие математической модели исследуемой системы "труба – оправка – стержень", наиболее точно отражающей динамические процессы, происходящие в исходной механической системе.

Данная работа отличается от известных [3, 4] комплексным подходом к исследованию нестационарных динамических процессов с последующим учетом переменных во времени инертных характеристик прокатываемой трубы и изменяющихся во времени технологических нагрузок, действующих на оправку со стороны очага деформации.

Исследование развитой динамической модели "труба – оправка – стержень" стана ХПТ позволяет проанализировать нестационарное динамическое состояние стержневой системы механизма удержания оправки в течение всего цикла прокатки трубной заготовки. Следовательно, на основании вышеизложенного, возможно решить задачу по выработке обоснованных рекомендаций по экс-

плуатации стана и принятие необходимых технических решений по комплексной модернизации механизмов стана ХПТ.

В качестве расчетной схемы вынужденных продольных колебаний сложной механической системы примем стержень механизма удержания оправки стана ХПТ постоянного сечения с шарнирными опорами на концах и упругими опорами (центрователями, люнетами) между ними (рис. 16). Стержень совместно с прокатываемой гильзой со стороны очага деформации подвергается воздействию гармонического составляющего осевого усилия процесса пильгерной прокатки  $\vec{P}_0 \sin(\omega t)$ . Характерно, что в процессе подачи трубы-заготовки по стержню массы  $M_0$  длиной  $l$  в очаг деформации с

заданной условно постоянной скоростью  $\vec{V}$  (равномерно) вдоль оси прокатки дискретно перемещается прокатываемая гильза массы  $M_q$ .

Переходим к изложению решения задачи о вынужденных продольных колебаниях оправки стана ХПТ со стержневой системой механизма ее удержания с учетом переменности во времени массы системы. Учитывая переменность во времени массы системы для построения корректной математической модели стана и последующего анализа динамического состояния оправки со стержнем, в процессе прокатки трубной заготовки, воспользуемся соответствующим уравнением продольного движения оправки в постановке базовой задачи И.В. Мещерского [5-7]

$$M(t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} = \sum_{k=1}^n F_{kx}, \quad (1)$$

где  $x(t)$  – продольное перемещение оправки в очаге деформации вдоль оси прокатки;  $M(t)$  – переменная во времени масса системы "труба – оправка – стержень" с учетом исходной массы стержня оправки  $M_0$ ;  $\sum_{k=1}^n F_{kx}$  – сумма проекции всех сил на ось прокатки.

Силу упругости стержня оправки в направлении оси прокатки принимаем, в пределах принятых допущений, по линейному закону Гука

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

Здесь  $c$  – приведенная эквивалентная продольная жесткость оправки со стержнем и всеми механизмами удержания стержня оправки на оси прокатки стана ХПТ.

В предположении того, что внутреннее трение в системе по сравнению с циклическими технологическими  $P_0 \sin(\omega t)$  и нестационарными динамиче-

скими нагрузками незначительно, согласно [4], приходим к дифференциальному уравнению продольного движения оправки в виде:

$$M(t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) = P_0 \sin(\omega t), \quad (3)$$

где  $\omega$  – частота изменения вынуждающей силы (без учета скольжения металла равна угловой скорости вращения кривошипного колеса главного привода стана ХПТ).

Отметим, что переменность во времени массы механической системы вызывает пропорциональное изменение инертности всего механизма удержания оправки, что во многом определяет характер развития нестационарных динамических процессов.

Базируясь на результатах исследований [4], закон изменения (уменьшения) массы системы с учетом изменения во времени массы подвижной части системы принимаем в виде:

$$M(t) = M_0 - M_q \frac{x}{l} \Big|_{x=vt} = M_0(1 - \gamma t), \quad (4)$$

где  $\gamma = \frac{M_q v}{M_0 l}$  – скорость изменения массы механической системы ( $\lambda \leq 0$  масса механической системы с течением времени дискретно уменьшается);  $M_q = m_q l$  – масса прокатываемой гильзы;  $v$  – скорость подачи гильзы по стержню оправки за один двойной ход клетки;  $M_0 = m_0 l$  – начальная масса механической системы.

Следовательно, для анализа соответствующей части уравнения (3) с учетом (4) формируем задачу Коши при определенных начальных условиях [6, 7]. Тогда дифференциальное уравнение продольных колебаний оправки со стержнем (3) с учетом закона изменения во времени массы системы (4) в постановке задачи Коши приобретает вид:

$$\begin{cases} M_0(1 + \gamma t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + M_0 \gamma \frac{dx(t)}{dt} + cx(t) = P_0 \sin(\omega t) H(t); \\ x(0) = x_0; \quad \frac{dx(0)}{dt} = v_0. \end{cases} \quad (5)$$

Переходим к определению коэффициента динамичности механической системы. Не учитывая действие реактивной составляющей, решаем дифференциальное уравнение (5) при заданных начальных условиях задачи. Разделив части уравнения (5) на  $M_0$  запишем

$$(1 + \gamma t) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \gamma \frac{dx(t)}{dt} + \omega_0^2 x(t) = \frac{P_0 \sin(\omega t)}{M_0} H(t), \quad (6)$$

где  $H(t)$  – импульсная функция Хэвисайда;  $\omega_0^2 = c / M_0$  – квадрат частоты свободных колебаний оправки со стержнем механизма ее удержания.

Базируясь на фундаментальных исследованиях вопросов динамики тела переменной массы, исходя из постановки задачи И. В. Мещерского [5, 6], в данном приближении решения поставленной задачи в уравнении (3) не учитываем реактивную слагаемую инерционной нагрузки от действия прокатываемой трубы, механизмов подачи и поворота трубы

$$\frac{dM(t)}{dt} \frac{dx(t)}{dt} = M_0 \gamma \frac{dx(t)}{dt}.$$

Для решения неоднородного дифференциального уравнения вынужденных продольных колебаний (6) в замкнутом виде вводим некоторую замену переменных

$$1 + \gamma t = \xi. \quad (7)$$

Следовательно, задачу Коши (6) с учетом данных условий и принятых допущений можно представить в удобном виде:

$$\frac{d^2 x(\xi)}{d\xi^2} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} x(\xi) = f(\xi) \quad (8)$$

где  $f(\xi) = \frac{P_0}{M_0 \xi \gamma^2} \sin \left[ \frac{\omega}{\gamma} (\xi - 1) \right]$ .

$$\frac{d^2 x(\xi)}{d\xi^2} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} x(\xi) = 0$$

в очередном приближении ВБК – метода [8] ( $P_0 = 0$ ) представим в фундаментальных функциях Бесселя и Неймана

$$x_1(\eta) = \eta J_1(\eta); \quad x_2(\eta) = \eta Y_1(\eta), \quad (9)$$

где  $J_1(\eta); Y_1(\eta)$  – соответственно фундаментальные функции Бесселя и Неймана [9];

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

Тогда, согласно Лагранжу [6], исходная задача Коши имеет решение в квадратурах:

$$x(\eta) = c_1(\eta) x_1(\eta) + c_2(\eta) x_2(\eta), \quad (10)$$

где

$$\begin{cases} c_1(\eta) = -\frac{2}{\eta_0^2} \int_{\eta_0}^{\eta} \frac{\eta f(\eta) x_2(\eta) d\eta}{\Delta(\eta)}, \\ c_2(\eta) = \frac{2}{\eta_0^2} \int_{\eta_0}^{\eta} \frac{\eta f(\eta) x_1(\eta) d\eta}{\Delta(\eta)}. \end{cases} \quad (11)$$

Здесь  $f(\eta) = \frac{P_0 \eta_0^2}{M_0 \gamma^2 \eta^2} \sin \left[ \frac{\omega}{\gamma} \left( \frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right]$ .

Из постановки базовой задачи Лагранжа формируем определитель Вронского для системы уравнений. Раскрывая, главный определитель системы уравнений, запишем

$$\Delta(\eta) = x_1(\eta) \frac{dx_2(\eta)}{d\eta} - x_2(\eta) \frac{dx_1(\eta)}{d\eta}. \quad (12)$$

Здесь  $x_1(\eta)$  и  $x_2(\eta)$  – соответствующие фундаментальные решения однородного дифференциального уравнения (8).

Поскольку, безусловно, справедливо равенство

$$\frac{d}{d\xi} = \frac{\eta_0^2}{2\eta} \frac{d}{d\eta}, \quad (13)$$

то тогда, дифференцируя выражения (9) получаем

$$\frac{dx_1(\eta)}{d\eta} = \eta J_0(\eta); \quad (14)$$

$$\frac{dx_2(\eta)}{d\eta} = \eta Y_0(\eta). \quad (15)$$

Для полученных выражений после соответствующих подстановок (9), (14) и (15) в (12) и преобразований окончательно находим

$$\Delta(\eta) = \frac{\eta_0^2 \eta}{2} [J_1(\eta) Y_0(\eta) - J_0(\eta) Y_1(\eta)] = \frac{\eta_0^2}{2}. \quad (16)$$

Далее подстановкой (16) в (11) соответственно имеем

$$\begin{cases} c_1(\eta) = -\frac{\pi \eta_0 P_0}{2c} g_1(\eta); \\ c_2(\eta) = \frac{\pi \eta_0 P_0}{2c} g_2(\eta). \end{cases} \quad (17)$$

где

$$g_1(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} \sin \left[ \frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] Y_1(y\eta_0) dy; \quad (18)$$

$$g_1(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} \sin \left[ \frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] J_1(y\eta_0) dy. \quad (19)$$

После соответствующих подстановок в (10) и некоторых преобразований окончательно находим динамические перемещения оправки со стержнем вдоль оси прокатки трубы

$$x(\eta) = \frac{\pi P_0}{2c} \eta \eta_0 \left\{ b_1(\eta) \sin \left[ \frac{\omega}{\gamma} \left( \frac{\eta^2}{\eta^2} - 1 \right) \right] + b_2(\eta) \cos \left[ \frac{\omega}{\gamma} \left( \frac{\eta^2}{\eta^2} - 1 \right) \right] \right\}, \quad (20)$$

где

$$b_1(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} [J_1(y\eta_0)Y_1(\eta) - J_1(\eta)Y_1(y\eta_0)] \cos \left[ \frac{\omega}{\gamma} \left( \frac{\eta^2}{\eta^2} - 1 \right) \right] dy; \quad (21)$$

$$b_2(\eta) = \int_1^{\frac{\eta}{\eta_0}} [J_1(y\eta_0)Y_1(\eta) - J_1(\eta)Y_1(y\eta_0)] \sin \left[ \frac{\omega}{\gamma} \left( \frac{\eta^2}{\eta^2} - 1 \right) \right] dy. \quad (22)$$

Вычисление коэффициента динамичности, при этом, сводим к выражению

$$K_{\ddot{a}}(\eta) = \frac{\text{ampl}[x(\eta)]}{x_c(\eta)} = \frac{c}{P_0} \text{ampl}[x(\eta)], \quad (23)$$

где  $x_c(\eta) = \frac{P_0}{c}$  – статическая деформация упругих систем всего механизма удержания оправки вдоль оси прокатки трубы.

Следовательно, путем подстановок и соответствующих преобразований окончательно находим амплитудное значение коэффициента динамичности систем стана при нестационарных колебаниях оправки

$$K_{\delta}(\eta) = \frac{\pi \eta \eta_0}{2} \sqrt{b_1^2(\eta) + b_2^2(\eta)}. \quad (24)$$

Неоднородное дифференциальное уравнение (5) составлено и представлено в форме задачи

Коши, что с достаточно высокой степенью точности описывает вынужденные колебания механизма удержания оправки стана ХПТ. Далее для достоверности разработанной математической модели решение дифференциального уравнения (5) реализуем численно методом Рунге – Кутты для наиболее распространенной первой формы колебаний системы "труба – оправка – стержень".

Выполним уточненный расчет на базе математической модели задачи о вынужденных колебаниях оправки со стержнем на примере исследования стана КРВ 25 (рис. 16). Для этого примем следующие исходные данные для стана КРВ 25 (труба по маршруту 28x2,5→19x1,5, материал – Gr2):

$$l = 16 \text{ м}; \nu = 1,2 \text{ м/с}; M_0 = m_0 l; m_0 = 2 \text{ кг/м};$$

$$M_q = m_q l; m_q = 3 \text{ кг/м}; c = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м};$$

$$\omega = 29 \text{ рад/с } t \in [0; 0,5] \text{ с}.$$

Результаты численного анализа дифференциального уравнения (5) продольных колебаний оправки совместно со стержнем механизма ее удержания при прокатке трубы по маршруту 28x2,5→19x1,5, материал – титан Gr2, на стане КРВ 25 представлены на рис. 2.

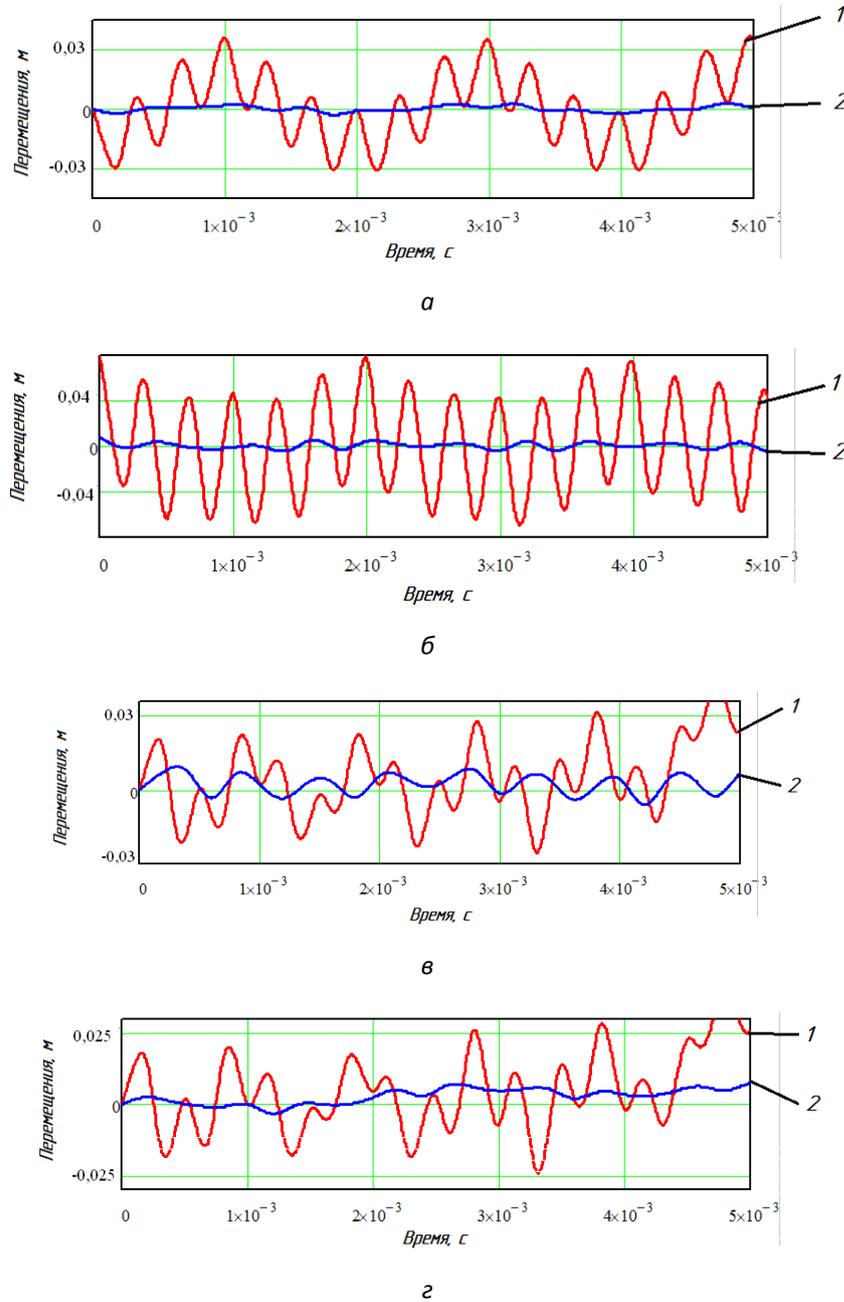


Рис. 2. Вынужденные продольные колебания оправки со стержнем на стане КРВ 25VMR: а – труба по маршруту 28x2,5→19x1,5 материал – Gr2; б – труба по маршруту 25x2,0→16x0,9, материал – 12X18H10T; в – труба по маршруту 20x1,2→12x0,9, материал – ПТ-7М; г – труба по маршруту 16x1,2→10x0,8, материал – Gr10; 1 – колебания стержня оправки без центрователей; 2 – колебания стержня оправки с модернизированными центрователями

Расчетные кривые, приведенные на рис. 2, указывают на крайне неудовлетворительные нестационарные условия функционирования оправки со стержнем за время процесса прокатки трубной заготовки на стане КРВ 25. Амплитуда продольных колебаний оправки достигает 0,037 м, что, безусловно, приводит к уходу оправки от проектного положения в калибре и образованию повышенной разностенности прокатываемых труб.

Таким образом, при нестационарном воздействии со стороны очага деформации соответствующим образом меняется поведение системы "труба – оправка – стержень".

Далее исследуем влияние изменения во времени массы механической системы на коэффициент динамичности на примере расчета механизма удержания оправки высокоскоростного стана КРВ 25.

Расчеты свидетельствуют о том, что в системе "труба – оправка – стержень" с учетом снижения массы механической системы первый максимум коэффициента динамичности меньше двух, а последующие максимумы меньше первого. Откуда следует, что ближе к концу процесса прокатки трубы происходит определенная стабилизация динамики системы "труба – оправка – стержень". Полученные данные совпадают с результатами ряда исследований быстроходного стана КРВ 25 [4].

Используя разработанную математическую модель и элементы современных информационных технологий, переходим к исследованию зависимости динамики механизма удержания оправки от скорости дискретной подачи трубной заготовки, массы узлов механической системы; осевой составляющей силы прокатки трубы, интенсивности воздействия трубной заготовки, частоты вращения стержня оправки и жесткости элементов механической системы стана ХПТ. Результаты комплексных исследований представлены на рис. 3.

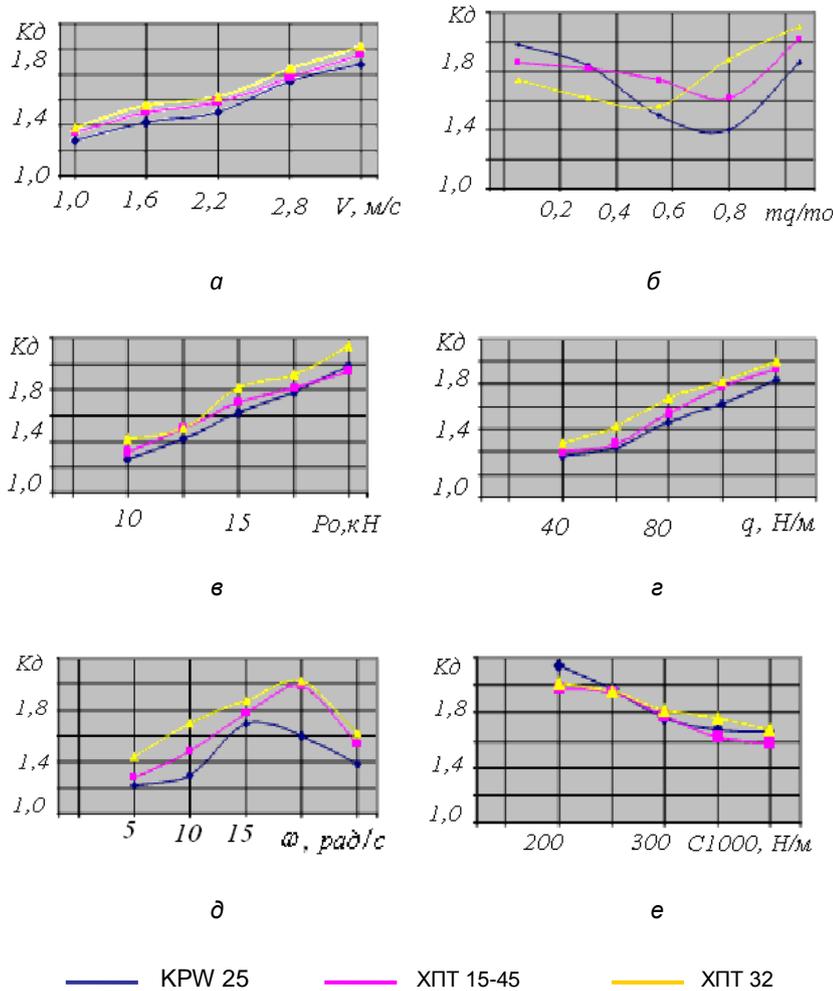


Рис. 3. Зависимость коэффициента динамичности механизма удержания оправки станом ХПТ от: а – скорости подачи трубы; б – соотношения масс системы; в – осевой составляющей силы прокатки; г – интенсивности воздействия гильзы; д – частоты вращения стержня оправки; е – жесткости системы

Анализ полученного указывает, что математическая модель процессов достоверно и в достаточной мере описывает нестационарные динамические явления в системе "труба – оправка – стержень". Следует подчеркнуть, что амплитудно-частотные харак-

теристики динамических процессов при продольных колебаниях за время реализации всего технологического процесса прокатки трубной заготовки на станах превышают допустимый уровень динамичности механической системы.

Исследование динамики механизма удержания оправки указывает на то, что реализация интенсивных технологических процессов приводит к повышенной виброактивности системы, что влечет за собой образование гильз повышенной разностенности. Очевидно, что учет интенсивности воздействия очага деформации и переменности массы системы являются определяющими параметрами в рамках выбранной динамической модели механизма удержания оправки ряда станков ХПТ и быстроходного стана КРВ 25. Наведенная со стороны

механизмов продольная разностенность готовых труб в дальнейшем носит сложный и трудноустраняемый характер.

Для снижения динамичности системы рекомендуется использовать регулируемые центрователи (люнеты) стержневой системы механизма удержания оправки конструкции ООО "НПФ "Восток Плюс" (рис. 4) в количестве не менее семи штук с удлиненными роликами (суммарная рабочая длина роликов на одном центрователе равна  $100 \pm 120$  мм), установленные вдоль оси прокатки [10].

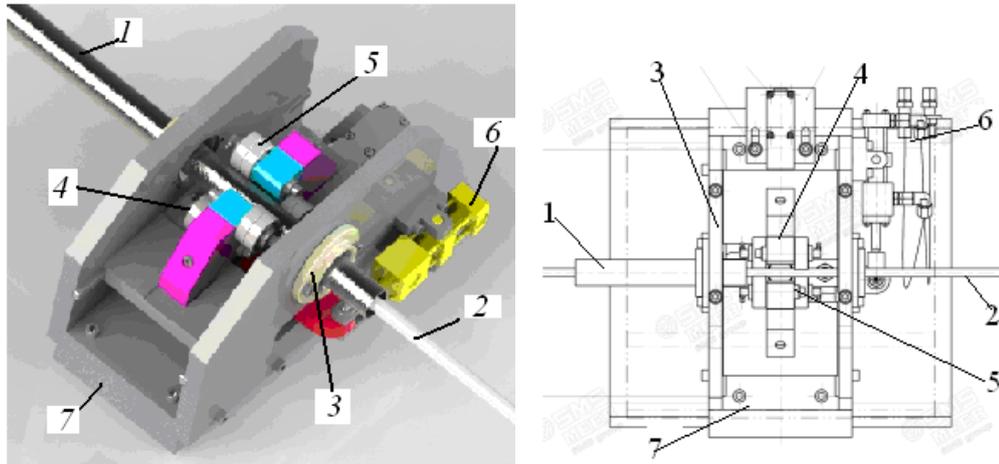


Рис. 4. – Центрователь (люнет) стержневой системы механизма удержания оправки конструкции ООО "НПФ "Восток Плюс": 1 – труба-заготовка; 2 – стержень оправки; 3 – проводка; 4 – неподвижный ролик центрователя; 5 – подвижный ролик центрователя; 6 – гидропривод перемещения траверсы подвижных роликов; 7 – основание

Возможность проведения комплексного математического моделирования режимов пильгерной прокатки трубы-заготовки на этапе проектирования технологических процессов существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ [1-4], по исследованию механизма удержания оправки отечественных станков ХПТ и быстроходного стана КРВ 25.

#### ВЫВОДЫ

Уточнена исходная расчетная схема и разработана корректная математическая модель вынужденных продольных колебаний оправки со стержнем механизма ее удержания на оси прокатки в рамках рассматриваемой нестационарной динамической модели системы "труба – оправка – стержень" отечественных станков ХПТ и быстроходного стана КРВ 25. Учтены переменность во времени массы системы, циклическая технологическая нагрузка, действующая со стороны очага деформации и параметры механизма удержания оправки станков ХПТ и КРВ 25.

Приведено замкнутое решение задачи нестационарной динамики механизма удержания оправки станков ХПТ и КРВ 25 в фундаментальных функциях Бесселя и Неймана. Нестационарные процессы в системе "труба – оправка – стержень" представлены коэффициентом динамичности перемещений оправки.

Установлено, что величина коэффициента динамичности, например, для механизма удержания оправки стана КРВ 25, не равна двум, а со временем уменьшается. Его значения монотонно меняются в ходе нестационарных продольных колебаний оправки.

Получено численное решение дифференциального уравнения продольных колебаний оправки со стержнем методом Рунге – Кутты на примере расчета стана КРВ 25 (труба по маршруту  $28 \times 2,5 \rightarrow 19 \times 1,5$ , материал – Gr2). Получены данные, которые позволяют в комплексе с замкнутым решением задачи оценить продольные колебания оправки в очаге деформации с учетом переменности во времени массы механической системы.

Путем комплексного математического моделирования вынужденных нестационарных колебаний механизма удержания оправки, на этапе назначения технологических процессов прокатки трубной заготовки, установлены рациональные режимы прокатки трубы-заготовки на стане и построен прогноз показателей качества выпускаемых труб, исходя из величины допустимого уровня динамичности упругой системы механизма удержания оправки. Напри-

мер, при производстве труб на стане КРВ 25 (труба по маршруту 28x2,5→19x1,5, материал – Gr2) расчетным путем определено, что скорость прокатки на стане не должна превышать 2,2 м/с. Полученные результаты достаточно близки с данными промышленных испытаний стана КРВ 25 [5 – 8], что указывает на высокую достоверность полученных результатов и адекватность разработанной математической модели механической системы.

#### ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Кофф З.А., Соловейчик П.М. Холодная прокатка труб. Государственное научно техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии Свердловское Отделение: Свердловск 1962. – 431с.
2. Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. Машиностроение: Москва 1967. – 239с.
3. 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.
4. Фролов В.Ф. Холодная пильгерная прокатка труб / В.Ф. Фролов, В.Н. Данченко, Я.В. Фролов; Гос. предпр. "Научно-исследовательский трубный институт им. Я.Е. Осады, Нац. металлург. акад. Украины. - Днепропетровск: Пороги, 2005. - 255 с.
5. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. – М.: Наука, 1967. – 279 с.
6. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable Mass/ L. Cveticanin. Taylor & Francis Ltd, – 1998. – 300 p.
7. 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.
8. Ольшанский В.П. Метод ВБК в расчетах нестационарных колебаний осцилляторов/ В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский// – Харьков: Місдрук, 2014. – 264 с.
9. Янке Е. Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Лёш – М.: Наука, 1977. – 344 с.
10. Патент №70935 Украина, МПК В08В 9/023 /Центрователь стержня оправки стана ХРТ./Рахманов С.Р. и др. Опубл. 25.08. 2015г., бюл. №10/2015