

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СТЕРЖНЯ ОПРАВКИ АВТОМАТИЧЕСКОГО СТАНА

Розглянуто задачу про параметричні коливання системи «гільза (труба) – оправлення – стрижень» автоматичного стану трубопрокатного агрегату. Складено диференціальне рівняння руху стрижня оправки автоматичного стану трубопрокатного агрегату. Динамічні процеси представлені системою диференціальних рівнянь у вигляді рівнянь Мат'є-Хілла. Встановлено області стійкості функціонування механізму утримання оправки автоматичного стану.

Ключові слова: динаміка, стрижень, оправлення, труба

Рассмотрена задача о параметрических колебаниях системы «гильза (труба) – оправка – стержень» автоматического стана трубопрокатного агрегата. Составлено дифференциальное уравнение движения стержня оправки автоматического стана трубопрокатного агрегата. Динамические процессы представлены системой дифференциальных уравнений в виде уравнений Мат'є-Хилла. Установлены области устойчивости функционирования механизма удержания оправки автоматического стана.

Ключевые слова: динамика, стержень, оправка, труба

The problem about parametrical fluctuations of system «sleeve (pipe) – mandrel – core» of an automatic mill of the pipe-rolling unit is considered. The differential equation of movement of a core mandrel of an automatic mill of the pipe-rolling unit is worked out. Dynamic processes are presented by the differential equations system in the form of Matier-Hill equations. The stability areas of functioning the mechanism of keeping the automatic mill mandrel are determined.

Keywords: dynamics, core, mandrel, pipe

Введение

Технологические процессы производства горячекатаных бесшовных труб на автоматическом стане трубопрокатного агрегата (ТПА) предусматривает продольную прокатку гильз в рабочих валках и на оправки, которая удерживается посредством стержневой системы, стационарных проводок и упорно-регулирующего механизма в очаге деформации [1].

Интенсификация процесса прокатки гильз и повышение качества бесшовных труб на автоматическом стане ТПА преимущественно обусловлены особенностями динамики и поведения стержня оправки.

На условия функционирования и динамику оборудования выходной стороны автоматического стана отрицательно влияют колебания системы «гильза (труба) – оправка – стержень», что значительно ухудшает технологический процесс прокатки гильз.

Высокая виброактивность стержня оправки приводит к получению гильз повышенной разностенности и к существенному снижению стойкости оборудования выходной стороны автоматического стана (рис. 1а) [2].

Непосредственно через прокатываемую гильзу 3, рабочий валок 1 на оправку 2 и стержень 4 действуют большие статические и динамические нагрузки, что в ряде случаев может привести к неожиданной потере его устойчивости в пределах упругости системы согласно условиям изложенных в работе (рис. 1б) [3].

Постановка задачи

Обеспечение динамической устойчивости стержня оправки в очаге деформации требует исключения определенных условий и режимов прокатки гильз, обуславливающих возникновение различного рода нежелательных параметрических колебательных явлений в системе.

Динамическим процессам выходной стороны автоматического стана посвящены некоторые теоретические и экспериментальные работы [4, 5], где дается обширный анализ сил, действующих на стержень оправки, и указаны возможные условия возникновения поперечных колебаний в механизме удержания оправки. Однако, данные работы посвящены исследованию упрощенных моделей динамики механической системы и охватывают ряд вопросов, касающихся параметрических колебаний стержня оправки.

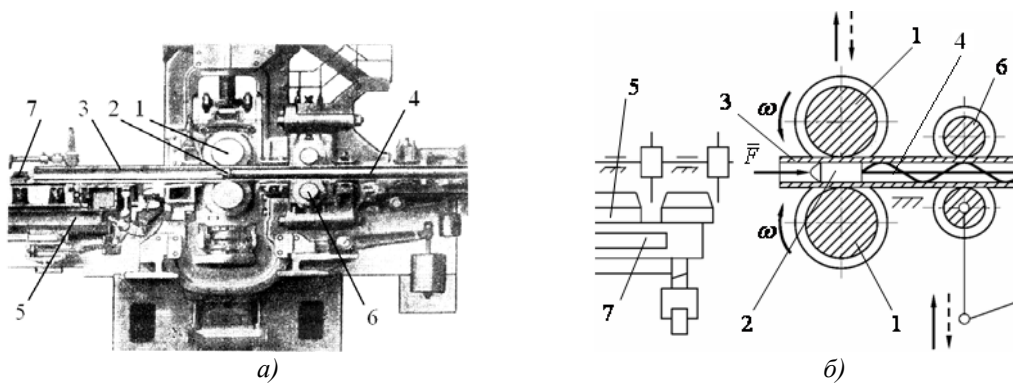


Рис. 1. Автоматический стан ТПА 140 (а) и выходная сторона стана (б)

Данная работа направлена на исследование параметрических поперечных колебаний стержня оправки автоматического стана с учетом нестационарного воздействия очага деформации и прокатываемой трубы, что отличает ее от известных решений [6, 7].

Расчетная схема рассматриваемой динамической системы составлена с учетом технологических особенностей продольной прокатки гильз, что отражает воздействие усилия прокатки и распределенной нагрузки, перемещающейся вдоль стержня со скоростью \bar{v} гильзы (трубы) (рис. 2а).

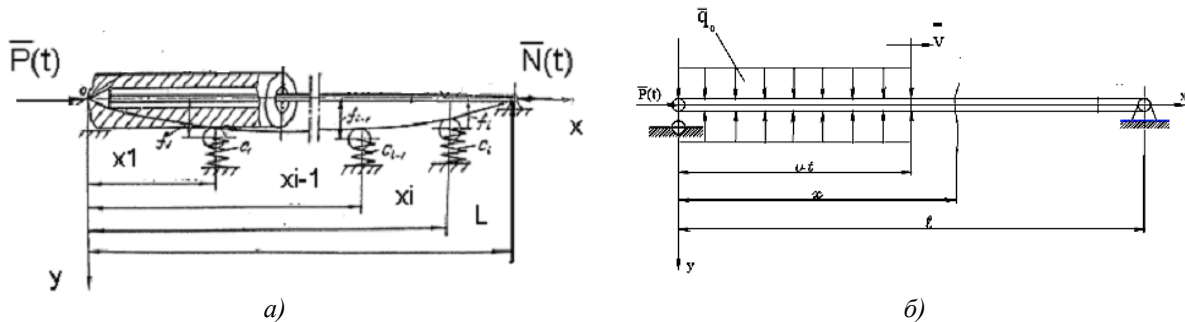


Рис. 2. Исходная и принятая расчетные схемы стержня оправки автоматического стана ТПА

Приведенная расчетная схема достаточно близка к реальному технологическому процессу прокатки гильз на автоматическом стане и очевидно глубже отражает динамические явления стержня оправки.

Метод решения задачи

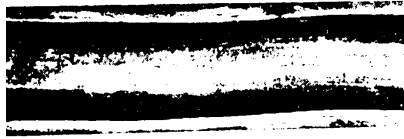
Рассматриваемые поперечные колебания стержня механизма удержания оправки автоматического стана, следуя принятой расчетной схеме (рис. 2б), описываются дифференциальным уравнением (1) согласно [2, 5], где $y(x, t)$ – динамический прогиб стержня оправки автоматического стана; EI – изгибная жесткость стержня; $q(x, t)$ – интенсивность нагружения стержня прокатываемой гильзой; m_0 – погонная масса стержня; v – скорость продольной прокатки гильзы.

Дифференциальное уравнение поперечных колебаний (1) для рассматриваемой динамиче-

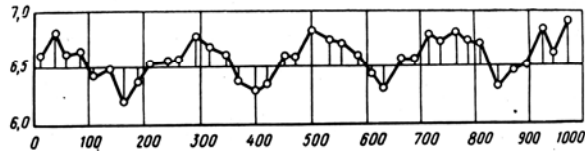
ской модели системы составлено с учетом инерции стержня оправки, изменяющегося осевого составляющего усилия прокатки и интенсивности воздействия прокатываемой гильзы.

$$EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + P(t) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} = \begin{cases} q(x, t), & 0 \leq x \leq vt; \\ 0, & vt < x \leq l. \end{cases} \quad (1)$$

При некоторых допущениях учтем, что частота изменения усилия прокатки приблизительно совпадает с частотой изменения наведенной продольной разностенности гильзы после прошивного стана ТПА (рис. 3). Есть достаточно полное основание предполагать, что в первом приближении можно принять условия, описанные в работе [5].



а)



б)

Рис. 3. Разностенность гильз после прошивного стана ТПА-140 (труба $\varnothing 97 \times 6,5$; сталь 20):
а) тимплет трубы ; б) картина продольной разностенности трубы

Многочисленные экспериментальные исследования энергосиловых параметров очага деформации автоматического стана ТПА показывают, что осевая составляющая усилия прокатки, действующая на стержневую систему, носит преимущественно периодический характер и, очевидно, соответствует гармоническому закону

$$P(t) = P_0 + P_1 \cdot \cos(\omega t), \quad (2)$$

где P_0 – статическая составляющая осевого усилия прокатки гильзы на автоматическом стане; P_1 и ω – соответственно динамическая составляющая усилия продольной прокатки гильзы и частота ее изменения.

Дифференциальное уравнение поперечных колебаний стержня оправки (1) с учетом (2) при этом переписывается в виде:

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \\ + (P_0 + P_1 \cos(\omega t)) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} = \\ = \begin{cases} q(x,t), & 0 \leq x \leq \nu t; \\ 0, & \nu t < x \leq \ell. \end{cases} \end{aligned} \quad (3)$$

Решение дифференциального уравнения движения системы (3) ищем в виде разложения в ряд по фундаментальным функциям поперечных колебаний стержня оправки в форме

$$y(x,t) = \sum_{k=1}^n f_k(t) \sin\left(\frac{k \pi x}{\ell}\right), \quad (4)$$

где $f_k(t)$ – искомая функция времени, подлежащая определению в ходе решения задачи; $\sin\left(\frac{k \cdot \pi \cdot x}{\ell}\right)$ – фундаментальная функция поперечных колебаний шарнирно закрепленного по концам стержня оправки; ℓ – длина стержня оправки.

Для решения дифференциального уравнения вынужденных колебаний механической системы (3) распределенную нагрузку прошиваемой

гильзы $q(x,t)$, действующую на стержень в процессе прокатки, раскладываем в ряд Фурье по фундаментальным функциям задачи. Очевидно, фундаментальные функции задачи для собственных колебаний стержня оправки автоматического стана в распространенной форме имеют вид:

$$q(x,t) = \sum_{k=1}^n b_k \sin\left(\frac{k \pi x}{\ell}\right); \quad b_0 = 0, \quad (5)$$

где принято во внимание условие, что интенсивность распределенной нагрузки прокатываемой гильзы есть определенно-нечетная функция $q(x,t) = -q(-x,t)$.

После разложения распределенной нагрузки (5) в ряд имеем:

$$b_k = \frac{2}{\ell} \int_0^{\nu t} q_0 \sin\left(\frac{k \pi x}{\ell}\right) dx. \quad (6)$$

После выполнения процедуры интегрирования (6) окончательно находим:

$$b_k = \frac{2q_0}{k \cdot \pi} \left(1 - \cos\left(\frac{k \pi \nu t}{\ell}\right)\right). \quad (7)$$

Подставляя (4) и (7) в дифференциальное уравнение (3), учитывая свойство ортогональности форм собственных колебаний для стержня и применив алгоритм решения задачи по методу Бубнова-Галеркина, запишем:

$$\begin{aligned} \int_0^{\ell} \sum_{k=1}^n \left[EI \left(\frac{k \cdot \pi}{\ell}\right)^4 f_k(t) + m_0 f_k''(t) - \right. \\ \left. - (P_0 + P_1 \cos(\omega t)) \left(\frac{k \pi}{\ell}\right)^2 f_k(t) \right] \sin^2\left(\frac{k \pi x}{\ell}\right) dx = \\ = \int_0^{\ell} \sum_{k=1}^n \frac{2q_0}{k \cdot \pi} \left[1 - \cos\left(\frac{k \pi \nu t}{\ell}\right)\right] \sin^2\left(\frac{k \pi x}{\ell}\right) dx. \end{aligned} \quad (8)$$

Опустив соответствующие знаки суммы, интегрируя выражение (8), после преобразований дифференциальное уравнение движения стержня оправки представим в виде:

$$f_k''(t) + \frac{EI \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^4 + (P_0 + P_1 \cos(\omega t)) \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^2}{m_0} f_k(t) = \frac{2q_0}{k\pi m_0} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right]. \quad (9)$$

Для удобства анализа динамических процессов в рассматриваемой системе автоматического стана, дифференциальные уравнения поперечных колебаний стержня оправки (9) представим в параметрической форме.

Введя частоту колебаний стержня оправки в виде Ω_k и другие согласно [6] общепринятые в литературе обозначения

$$\begin{aligned} \omega_k^2 &= \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^4 \frac{EI}{m_0}; \\ P_{кр.к} &= \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^2 EI; \\ \Omega_k &= \omega_k \sqrt{1 - P_0 / P_{кр.к}}, \end{aligned} \quad (10)$$

соответственно получаем

$$f_k''(t) + \omega_k^2 \left[1 - \frac{P_0 + P_1 \cos(\omega t)}{P_{кр.к}} \right] f_k(t) = \frac{2q_0}{k\pi m_0} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right], \quad (11)$$

где $P_{кр}$ – эйлерова критическая сила стержня оправки; ω_k – частота свободных поперечных колебаний стержня оправки.

После подстановок параметров динамической модели системы и упрощений дифференциальных уравнений (11) получим уравнения в виде уравнений Матье-Хилла, удовлетворяющие условиям поставленной задачи и принятой обобщенной математической модели, в виде:

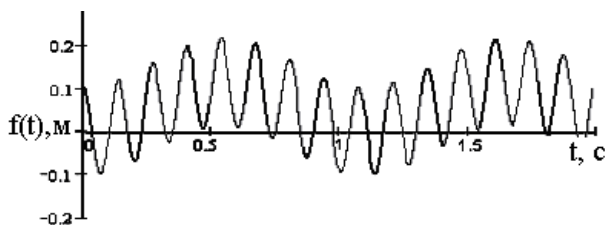


Рис. 4. Параметрические колебания стержня оправки автоматического стана ТПА 140 (труба диаметром 114 x 12, сталь 20)

Карта устойчивости для стержня оправки автоматического стана ТПА при поперечных коле-

$$\begin{aligned} f_k''(t) + \Omega_k^2 \cdot \left[1 - 2\mu_k \cos(\omega t) \right] f_k(t) &= \\ = \frac{2q_0}{k\pi m_0} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right]; \end{aligned} \quad (12)$$

$k = \bar{1}, \bar{n}$

где Ω_k – частота свободных колебаний стержня оправки, нагруженного статической составляющей усилия прокатки гильзы на автоматическом стане P_0 ; $\mu_k = \frac{P_1}{2 \cdot [P_{кр.к} - P_0]}$ – коэффициент динамического возбуждения стержня оправки.

Коэффициент динамического возбуждения μ_k и частота свободных колебаний стержня оправки Ω_k определяются из условия взаимного изменения, как технологических параметров очага деформации, так и параметров стержня оправки автоматического стана ТПА.

Дифференциальное уравнение (12) с правой частью составлено и представлено в виде известных параметрических уравнений Матье-Хилла, что с достаточно высокой степенью точности описывает динамику стержня оправки автоматического стана. Решение дифференциального уравнения (12) позволяет оценить динамические перемещения изображающей точки стержня оправки для наиболее распространенных форм колебаний системы. Следует отметить, что изменение крепления стержня оправки на упорно-регулируемом механизме приводит к некоторой стабилизации уровня колебаний системы.

Кривые, приведенные на рис. 4 и 5, наиболее полно описывают динамические процессы, происходящие в стержне механизма удержания оправки автоматических станом ТПА разных типоразмеров.

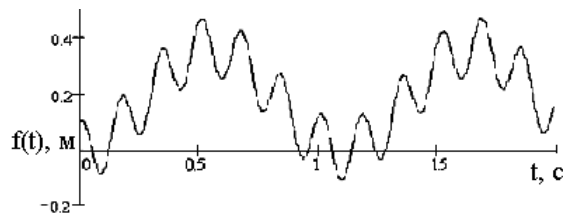


Рис. 5. Параметрические колебания стержня оправки автоматического стана ТПА 350 (труба диаметром 325 x 16, сталь 09Г2С)

баниях системы представлена в виде диаграммы Айнса-Стретта на рис. 6, согласно [3, 7].

Математическая модель системы с высокой степенью достоверности описывает и существенно уточняет поведение стержня оправки автоматических станов ТПА 140 и ТПА 350.

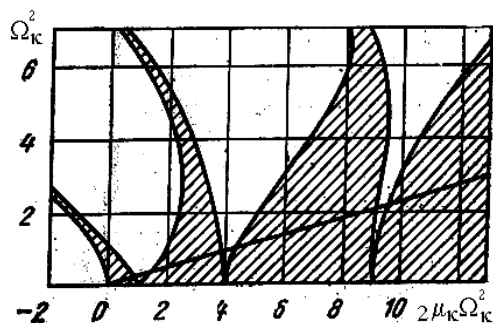


Рис. 6. Карта параметрической устойчивости для обобщенной динамической модели стержня оправки автоматического стана

Диаграмма устойчивости функционирования стержня оправки для рассматриваемой обобщенной динамической модели колебаний системы позволяет проанализировать возможные области параметрической устойчивости и оценить поведение самой оправки в очаге деформации автоматического стана и может быть использовано при назначении режимов прокатки гильз.

Выбор рациональных режимов продольной прокатки гильз на автоматическом стане следует осуществить с помощью карты устойчивости (заштрихованные области). Очевидно, что учет интенсивности воздействия прокатываемой гильзы, надвигающейся со скоростью V , является определяющим параметром в рамках динамической модели стержневой системы механизма удержания оправки.

Возможность моделирования режимов прокатки гильз на этапе проектирования технологических процессов существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ в области исследования динамической устойчивости и виброактивности стержневой системы механизма удержания оправки автоматического стана ТПА.

Выводы

1. Параметрическая устойчивость стержня оправки автоматического стана представлена дифференциальными уравнениями вынужденных колебаний системы «гильза (труба) – оправка – стержень» в виде уравнений Матье-Хилла.

2. Результаты математического моделирования динамических процессов указывают на необходимость снижения колебаний системы до допустимого уровня виброактивности стержня оправки автоматического стана ТПА.

3. Математическое моделирование процессов продольной прокатки гильз позволяет, на этапе проектирования технологических процессов, промоделировать и назначать рациональные режимы эксплуатации автоматического стана ТПА.

4. Применение модернизированных центрирующих проводок на упругом основании с выходной стороны автоматического стана приводит к стабилизации динамических процессов и улучшению качества гильз.

5. Математическая модель динамических процессов достоверно описывает параметрические явления и определяет амплитудно-частотные характеристики стержневой системы за время реализации всего технологического процесса прокатки гильз на автоматическом стане ТПА.

6. Достигнуто повышение качества гильз путем стабилизации положения оправки в очаге деформации.

7. Увеличение стойкости элементов упорно-регулирующего механизма обеспечивается в результате стабилизации уровня виброактивности стержня системы удержания оправки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Болотин, В. В. Динамическая устойчивость упругих систем [Текст] / В. В. Болотин. – М.: Гостехиздат, 1956. – 630 с.
2. Оклей, Л. Н. Качество горячекатаных труб [Текст] / Л. Н. Оклей. – М.: Металлургия, 1986. – 144 с.
3. Джанелидзе, Г. О. Устойчивость упругих систем при динамических нагрузках [Текст] / Г. О. Джанелидзе. – В кн.: Проблемы устойчивости в строительной механике. – М.: Изд-во лит-ры по строительству, 1965. – 395 с.
4. Лордкипанидзе, Д. Л. Исследование колебания стержня стана винтовой прокатки [Текст] / Д. Л. Лордкипанидзе, И. В. Чхартшвили // Сообщение Академия Наук Грузинской ССР. – 1977. – № 1. – С. 76-82.
5. Разработка мероприятий по предотвращению изгиба стержня оправки автоматического стана ТПА-140 [Текст] / Т. М. Сулухия [и др.] // Тр. Грузинского политехн. ин-та. – 1976. – С. 98-102.
6. Устойчивость стержней станов винтовой прокатки под действием осевых сил [Текст] / С. И. Тавхелидзе [и др.] // Сообщение Академии Наук Грузинской ССР. – 1974. – № 2. – С. 45-51.
7. Пановко, Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний [Текст] / Я. Г. Пановко. – М.: ГНТИ, 1957. – 546 с.

Поступила в редколлегию 14.10.2010.

Принята к печати 19.10.2010.