

Рахманов С. Р.

Вышинский В. Т.

*Национальная
металлургическая
академия Украины*

Любин Н. В.

*Винницкий
национальный
аграрный
университет*

Rakhmanov S. R.

Vyshynsky V. T.

*National Metallurgical
Academy of Ukraine*

Lyubin N. V.

*Vinnitsia National
Agrarian University*

УДК 621.771.28

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ШАТУНА И МОДЕРНИЗАЦИЯ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Рассмотрена задача о параметрических колебаниях шатуна главного привода стана холодной прокатки труб (ХПТ) в поперечной плоскости. Составлено дифференциальное уравнение движения шатуна главной силовой линии ХПТ. Дифференциальные уравнения параметрических колебаний шатуна, представлены в виде уравнений Матье - Хилла. Приведена диаграмма Айнса - Стретта и построены области устойчивости функционирования шатуна главного привода стана ХПТ. Предложены технические решения конструкции шатуна и модернизации кривошипного узла главного привода стана ХПТ (установка шатунов из высокопрочных алюминиевых сплавов и раздвоение кривошипного колеса), что позволяет реализовать стабильные технологические процессы производства труб.

Ключевые слова: стан, холодная прокатка труб, шатун, главный привод, кривошипное колесо, параметрические колебания, дифференциальное уравнение, силовая линия, устойчивость, диаграмма.

Введение. Современное промышленное производство холоднокатаных труб характеризуется растущими темпами параметров технологических процессов, т.е. повышением скоростей и силовых воздействий на обрабатываемое изделие, все более увеличивающимся сортаментам труб. Эти тенденции развития производства неизбежно выдвигают новые, более жесткие требования к качеству станов холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ) и технологических линий, элементами которых они являются, прежде всего по параметрам надежности и долговечности. Очевидно, что в связи с ростом темпов работы станов ХПТ и уровнями их нагружения динамические процессы, определяющие долговечность узлов, приобретают первостепенное значение.

Изучение закономерностей развития динамических нагрузок на станах ХПТ, установление влияния различных параметров системы на их формирование при стационарных, неустановившихся и переходных процессах, позволяет подобрать

такие их сочетания, чтобы динамические нагрузки не выходили за допускаемые заданной долговечностью машины пределы.

Увеличение надежности и долговечности элементов станов ХПТ потребовало решения ряда вопросов динамики в базовых основных направлениях. Динамическое исследование базовых механизмов станов ХПТ, ведомые звенья которых перемещаются с переменными скоростями, представляются актуальными. На основании этих исследований устанавливаются действительные величины и характер изменения динамических нагрузок с учетом истинного движения рабочей клетки при широком варьировании параметров силовой линии. При этом действие знакопеременных сил инерции в значительной мере ограничивает быстроходность станов ХПТ и, следовательно, их производительность.

Процессы производства холоднокатаных бесшовных труб на станах ХПТ предусматривают реализацию цикловых деформационных процессов на оправках, которые удерживаются посредством



стержневых систем, в калиброванных валках переменного сечения, установленных в подвижных рабочих клетях.

Рабочие клетки большинства станов ХПТ приводятся в движение от главного электродвигателя через редуктор или ременную передачу посредством пары зубчатых колес спаренного кривошипно-шатунного механизма. Данные механизмы,

образуя замкнутые контуры, представляют собой статически неопределимую систему, число лишних связей которой определяется не только количеством повторяющихся кинематических соединений, но и их видами. Это вынуждает при анализе работы привода рабочей клетки стана рассматривать деформации звеньев и элементов кинематических соединений (рис.1) [1].

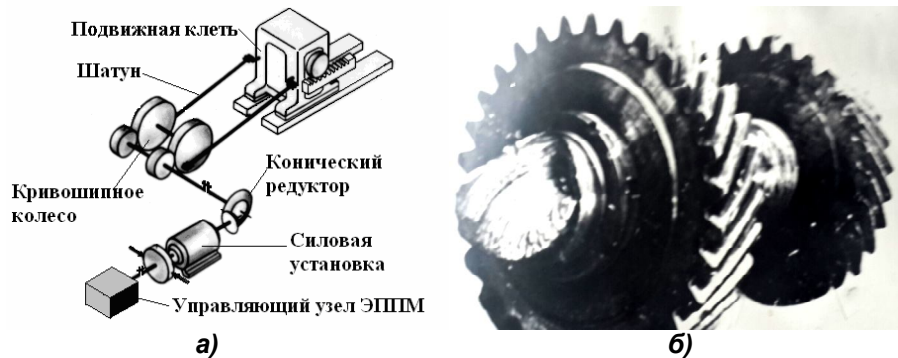


Рис. 1. Главный привод стана ХПТ на базе кривошипно-ползунного механизма а) и разрушенный узел приводного вала б)

Опыт эксплуатации отечественных станов ХПТ показывает, что на условия функционирования оборудования главной силовой линии отрицательно влияет динамика системы «рабочая клетка – шатун – силовая установка», что приводит к снижению стойкости элементов стана и значительному ухудшению условий реализации технологического процесса пильгерной прокатки труб.

Идеализация при составлении расчетной механической модели главного привода стана ХПТ заключается, прежде всего, в том, что шатуны, имеющие распределенные параметры, заменяются системой дискретных масс и упругих связей, изгибные динамические деформации их не учитываются, технологические нагрузки. Строго рассуждая, большинства параметров стана принимаются детерминированными или случайными, а зазоры в кинематических парах, изменяющиеся с течением времени работы привода стана, считаются заранее заданными.

Значительные колебания шатунов в поперечной плоскости приводят к получению труб повышенной разностенности и к существенному снижению стойкости оборудования линии привода стана (разрушению шатуна, отрыву проушин станины, поломке приводного вала и пальцев кривошипного колеса и т.д.) [2].

Постановка задачи. Со стороны подвижной рабочей клетки непосредственно на шатун привода действуют большие статические и динамические нагрузки, что в

ряде случаев может привести к неожиданной потере его устойчивости в пределах упругости механической системы, согласно критериям, изложенных в работах [1, 3].

Обеспечение динамической устойчивости шатунов требует исключения определенных условий реализации пильгерной прокатки труб, обуславливающих возникновение различного рода нежелательных параметрических колебательных явлений в механической системе главной силовой линии. На основе детального изучения динамических особенностей рассматриваемой сложной механической системы может быть достигнуто снижение виброактивности шатунов, что приведет к повышению качества прокатываемых на стане ХПТ труб.

Цель работы. Данная работа направлена на исследование параметрических поперечных колебаний шатунной группы главного привода стана ХПТ с учетом нестационарного взаимодействия очага деформации и инерционных сил подвижной рабочей клетки, что отличает ее от известных решений [2, 4, 5].

Метод решения задачи. Расчетная схема, для рассматриваемой динамической модели системы, составлена с учетом технологических особенностей процесса холодной прокатки труб, отражает воздействие усилия прокатки трубы и интенсивности массовой нагрузки с учетом перемещения рабочей клетки стана (рис.2).

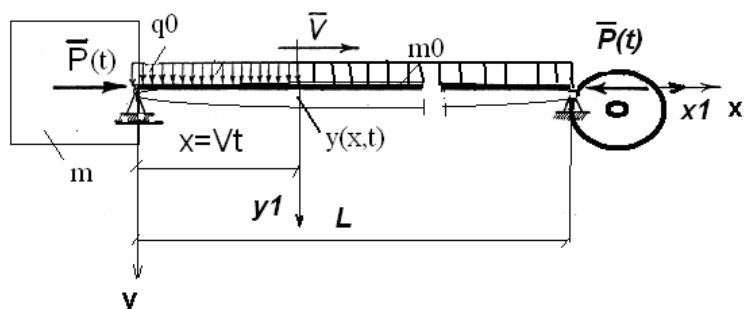
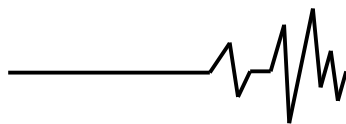


Рис. 2. Расчетная схема шатуна главной силовой линии стана ХПТ

Рассматриваем относительное движение шатуна в выбранных подвижной и неподвижной системах координат. Тогда приведенная расчетная схема адекватна реальному технологическому процессу пильгерной прокатки труб и поэтому глубже отражает динамические явления в шатунной группе главного привода стана ХПТ.

Колебания шатуна силовой группы главного привода стана ХПТ в поперечной плоскости, согласно принятой расчетной схеме (рис. 2), согласно [3, 4], описываются дифференциальным уравнением

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

где $y(x,t)$ – динамические перемещения шатуна в поперечной плоскости; EI_z – изгибная жесткость шатуна; $q(x,t)$ – интенсивность нагружения шатуна массовыми силами; m_0 – погонная масса шатуна; v – скорость перемещения рабочей клетки.

Дифференциальное уравнение поперечных колебаний (1) для шатуна механической системы составлено с учетом его инерции, интенсивности воздействия прокатываемой трубы и изменяющегося во времени инерции рабочей клетки стана.

Анализ экспериментальных исследований энергосиловых параметров очага деформаций станов ХПТ [5] показывает, что осевая составляющая усилия прокатки, действующая со стороны очага деформации на группу шатунов стана ХПТ, носит преимущественно периодический характер. Характер изменения осевого усилия, в этом случае, преимущественно соответствует гармоническому закону

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

где P_0 – статическая составляющая осевых сил технологического сопротивления; $P_1 = ma$ и ω – соответственно динамическая составляющая сил и частота их изменения; m , a – соответственно масса и ускорение рабочей клетки

Есть достаточно полное основание предполагать, что в первом приближении можно принять условия, описанные в работе [2]. Следовательно, при некоторых допущениях учтем, что частота усилия прокатки трубы приблизительно совпадает с частотой вращения кривошипного колеса.

Тогда дифференциальное уравнение поперечных колебаний изображающей точки шатуна (1) с учетом (2) переписывается в виде:

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

Решение дифференциального уравнения движения шатуна в поперечной плоскости (3) представляем разложением в ряд по фундаментальным базовым функциям задачи

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

где $f_k(t)$ – искомая функция времени, подлежащая определению в ходе решения задачи; $\sin\left(\frac{k\pi x}{\ell}\right)$ – фундаментальная

функция поперечных форм шатуна, шарнирно закрепленного по концам со стороны рабочей клетки и кривошипного колеса; ℓ – длина шатуна по осям его крепления

При решении дифференциального уравнения вынужденных колебаний механической системы (3) интенсивность



нагрузки массовых сил шатуна $q(x, t)$, с учетом подвижности рабочей клетки в процессе прокатки, раскладываем в ряд Фурье по фундаментальным функциям задачи.

Характерно, что фундаментальные функции задачи при поперечных колебаниях шатуна стана ХПТ в базовой форме, согласно расчетной схеме, носит синусоидальную форму. Исходя из вышеизложенного, разложения для интенсивности нагрузки массовых сил шатуна $q(x, t)$ имеет вид:

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

При этом приняты во внимание необходимые и достаточные условия, что интенсивность воздействия нагрузки прокатываемой гильзы есть нечетная функция $q(x, t) = -q(-x, t)$.

$$\int_0^{\ell} \sum_{k=1}^n \left[EI_z \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^4 f_k(t) - (P_0 + P_1 \cos(\omega t)) \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^2 f_k(t) + m_0 \frac{d^2 f_k(t)}{dt^2} \right] \sin^2\left(\frac{k\pi x}{\ell}\right) dx = \int_0^{\ell} \sum_{k=1}^n \frac{2q_0}{k\pi} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right] \sin^2\left(\frac{k\pi x}{\ell}\right) dx. \quad (8)$$

Интегрируя выражение (8) опустив соответствующие знаки суммы, после небольших преобразований, имеем уравнение движения шатуна в соответствующей форме:

$$\frac{d^2 f_k(t)}{dt^2} + \frac{EI_z \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^4 + (P_0 + P_1 \cos(\omega t)) \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^2}{m_0} f_k(t) = \frac{2q_0}{k\pi m_0} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right] \quad (9)$$

Для удобства анализа виброактивности рассматриваемой системы главной силовой линии стана ХПТ, производим ряд преобразований в дифференциальном уравнении поперечных колебаний шатуна (9). Принимая во внимание частоту колебаний шатуна Ω_k и другие общепринятые в литературе обозначения

$$\omega_k^2 = \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^4 \frac{EI_z}{m_0}; \quad P_{кр.к} = \left(\frac{k\pi}{\ell}\right)^2 EI_z;$$

$$\Omega_k = \omega_k \sqrt{1 - P_0 / P_{кр.к}},$$

согласно [3], выражение (9) представим в удобной форме:

$$\frac{d^2 f_k(t)}{dt^2} + \omega_k^2 \left[1 - \frac{P_0 + P_1 \cos(\omega t)}{P_{кр.к}} \right] f_k(t) = \frac{2q_0}{k\pi m_0} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right], \quad (10)$$

Преобразуя (5) с учетом подвижности масс системы запишем:

$$b_k = \frac{2}{\ell} \int_0^{\ell} \frac{m_0 g}{\ell} \sin\left(\frac{k\pi x}{\ell}\right) dx, \quad (6)$$

где $q_0 = \frac{m_0 g}{\ell}$ – интенсивность массы шатуна силовой линии стана.

После интегрирования (6) находим правую часть дифференциального уравнения (3):

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

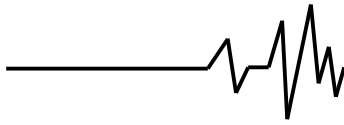
Учитывая свойство ортогональности форм колебаний шатуна главного привода в поперечной плоскости, подставляя (4) и (7) в дифференциальное уравнение (3), и применив алгоритм решения задачи, согласно процедуре Бубнова – Галеркина, запишем:

где $P_{кр}$ – эйлерова критическая сила для шатуна; ω_k - частота свободных колебаний шатуна привода в поперечной плоскости.

После подстановок параметров механической системы и упрощения дифференциального уравнения (10) окончательно запишем систему дифференциальных уравнений, удовлетворяющих условиям поставленной задачи и принятой математической модели, в виде:

$$\frac{d^2 f_k(t)}{dt^2} + \Omega_k^2 \left[1 - 2\mu_k \cos(\omega t) \right] f_k(t) = \frac{2q_0}{k\pi m_0} \left[1 - \cos\left(\frac{k\pi \nu t}{\ell}\right) \right], \quad (11)$$

где Ω_k^2 – квадрат частоты колебаний шатуна, нагруженного статической составляющей



усилия прокатки гильзы P_0 ; $\mu_k = \frac{P_1}{2[P_{кр.к} - P_0]}$ –

коэффициент динамического возбуждения шатуна главной силовой линии стана ХПТ.

Коэффициент динамического возбуждения μ_k и частота свободных колебаний шатуна Ω_k определяются из условия взаимного изменения, как технологических параметров очага деформации в процессе холодной пильгерной прокатки, так и параметров инертности главного привода стана ХПТ.

Дифференциальное уравнение (11) представлено в виде известных параметрических уравнений Матье – Хилла с правой частью, что с достаточно высокой степенью точности описывает виброактивность системы «рабочая клетка – шатун – силовая установка», согласно выбранной динамической модели системы.

Численное решение дифференциального уравнения (11) в постановке задачи Коши с применением стандартного пакета программ *Matcad* позволяет получить динамические перемещения для наиболее распространенных форм колебаний шатуна.

Ниже (рис.3) приведен фрагмент исследования функционирования шатуна стана

ХПТ-32 при прокатке трубы из стали X18H10T (заготовка $\varnothing 38 \times 1,8$, готовая труба $\varnothing 25 \times 0,8$), описывающий динамический процесс, происходящий в системе «рабочая клетка – шатун – силовая установка» для наиболее характерной первой синусоидальной формы колебаний системы.

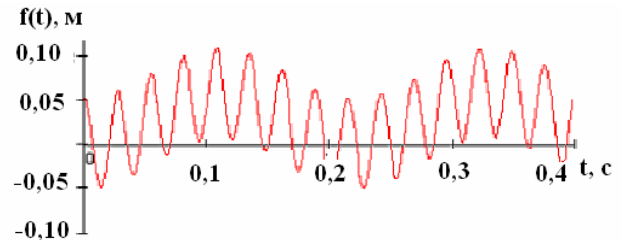


Рис. 3. Динамические перемещения шатуна главного привода стана ХПТ-32 (заготовка $\varnothing 38 \times 1,8$ - готовая труба $\varnothing 25 \times 0,8$, сталь X18H10T)

На рис.4 приведены результаты экспериментальных исследований главного привода стана ХПТ-2-40. Из осциллограмм видно, что динамические усилия в шатунах главного привода стана ХПТ-2-40 носят параметрический характер. Неблагоприятной зоной функционирования являются частоты в окрестности 110 рабочих циклов в минуту.

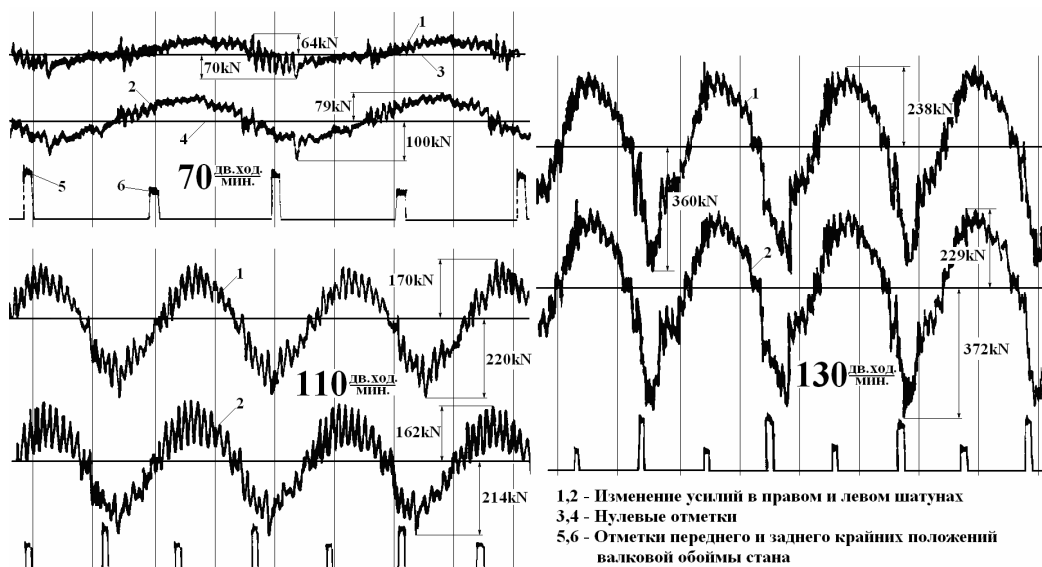
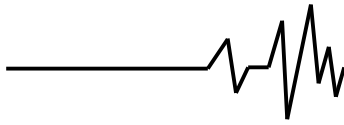


Рис. 4. Осциллограммы экспериментальных исследований шатунов главного привода стана ХПТ-2-40 (заготовка $\varnothing 57 \times 3,5$ - готовая труба $\varnothing 32 \times 1,8$; сталь 10)

Анализ показывает, что приведенная математическая модель системы «рабочая клетка – шатун – силовая установка» с высокой степенью достоверности описывает параметрические колебания шатунов и существенно уточняет описание поведения

всего главного привода. Отметим, что при этом построение картины устойчивости функционирования системы «рабочая клетка – шатун – силовая установка» стана ХПТ, согласно [3, 4], сводится к представлению и анализу известной диаграммы Айнса – Стретта



(Рис. 5). Диаграмма области устойчивости функционирования системы «рабочая клетка – шатун – силовая установка» для рассматриваемой обобщенной динамической модели позволяет проанализировать

возможные области параметрической устойчивости и оценить роль виброактивности шатуна в составе всей силовой линии стана ХПТ.

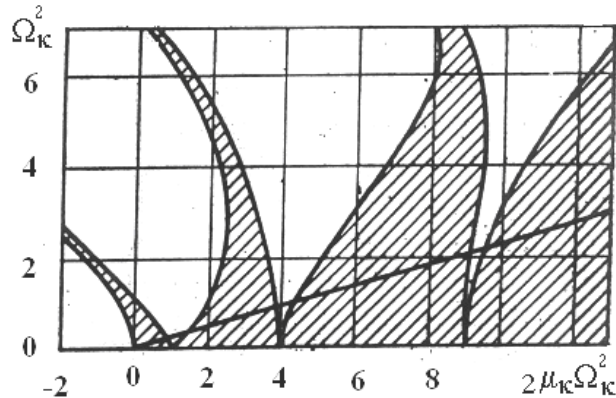


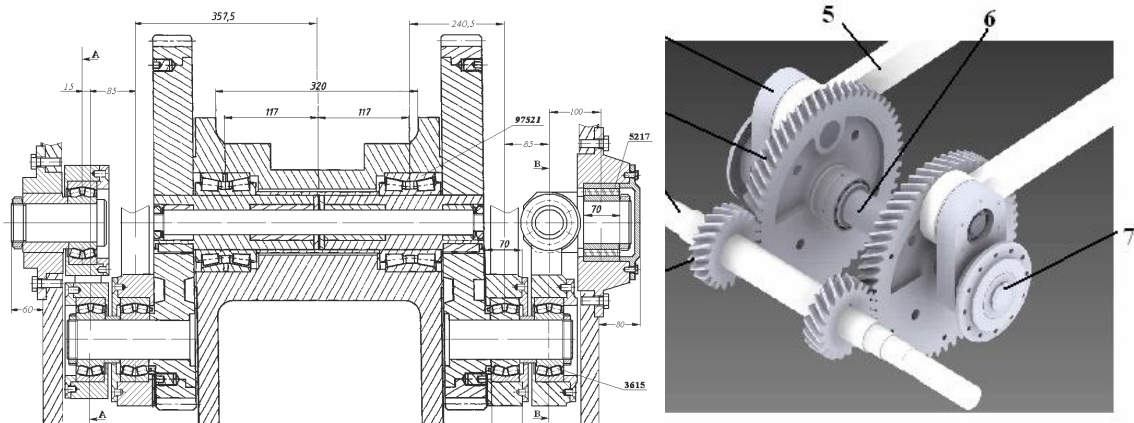
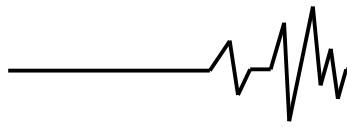
Рис. 5. Диаграмма устойчивости функционирования главного привода стана ХПТ для обобщенной динамической модели механической системы «рабочая клетка – шатун – силовая установка»

Одно из важнейших свойств уравнения Матье – Хилла заключается в том, что при некотором соотношении между его коэффициентами оно имеет неограниченно возрастающее решение. При этом представляется возможность получения заданного соотношения между частотой внешней силы ω и частотой собственных колебаний шатуна Ω . Очевидно, что учет интенсивности воздействия на прокатываемую гильзу, параметры инертности шатунов и подвижной рабочей клетки, является определяющими в рамках выбранной динамической модели рассматриваемой механической системы. Таким образом, основным фактором, ограничивающим быстроходность главного привода стана ХПТ и обуславливающим низкую долговечность узлов и деталей его, являются значительные параметрические колебания. Основные динамические нагрузки являются следствием значительных инерционных нагрузок элементов клетки, совершающих возвратно-поступательное и возвратно-вращательное движения, а наличие шатунов определенной жесткости в главной силовой линии приводит к возникновению дополнительных высокочастотных динамических составляющих.

Возможность моделирования режимов прокатки на этапе проектирования и назначения параметров технологических процессов существенно отличает полученные результаты от результатов ранее известных работ в области исследования динамической устойчивости и виброактивности оборудования

главного привода стана ХПТ. В дальнейшем выбор рациональных режимов технологических параметров процесса холодной пильгерной прокатки труб на стане ХПТ должно осуществляться с помощью диаграммы устойчивости функционирования главного привода (заштрихованные области). При этом с целью определения влияния нивелирования инерционных нагрузок порождаемых массой рабочей клетки на величины динамических нагрузок в шатунах и валопроводе к этой массе целесообразно приложить соответствующую уравновешивающую силу. Уравновешивание сил инерции приведенной массы клетки обусловит значительное уменьшение (более чем в три раза) основных динамических составляющих усилий в шатунах. Существенно снижается момент сил упругости проводного вала. Если при уравновешивании сил инерции масс клетки не происходит уравновешивание момента сил инерции ее вращающихся масс, то существенного уменьшения величины динамических усилий в шатунах добиться не удастся.

В связи с вышеизложенным, принято решение о модернизации линии главного привода стана ХПТ-32 установкой шатунов сниженной массы, изготовленных методом точной штамповки из высокопрочных сплавов алюминия [2, 5]. Кроме этого, для выравнивания нагрузок на шатуны главного привода предусмотрено разобшение кривошипных колес с усилением опорных узлов и узлов крепления шатуна (Рис. 6).



**Рис. 6. Модернізований головний привод стана ХПТ-32:
1 – приводний вал; 2 – шестерня приводная; 3 – колесо кривошипное;
5 – шатун алюмінієвий; 6 – роздвоєний вал кривошипного колеса;
7 – додатковий опорний вузол**

Для підвищення навантажувальної спроможності опор пальці кривошипного колеса оснащені додатковими сферическими підшипниковими вузлами, які дозволяють сформувати другу додаткову опору кривошипного вузла. Данна група представляє статически визначену конструкцію, що складається або з одного звена або з двозв'язного з'єднання. Шатуни, виготовлені з сплавів алюмінію, мають важливі нелінійні характеристики і суттєвими дисипативними властивостями, здійснюють «гашення» змінних інертних характеристик робочої клітки. Використання зв'язі з нелінійними характеристиками призводить до усунення параметричного резонанса в системі «робоча клітка – шатун – силова установка».

З метою забезпечення зручності виконання ремонтних робіт, максимального використання наявних в наявності запасних частин і расходних матеріалів в пропонуваній конструкції реалізовано рішення, передбачає застосування підшипників, що працюють в вузлах установки вала кривошипних колес і зв'язі кривошипів з шатунами. Вал кривошипних колес виконується збірним на базі торсіонного вала, що забезпечує статическу визначеність системі, компактний монтаж кривошипно-шатунної збірної одиниці в стані стана і приєднання її до клітки без змін існуючої методики проведення цих операцій.

Висновки

1. Розроблена уточнена математическа модель віброактивності для

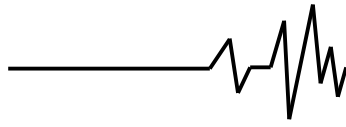
системи «робоча клітка – шатун – силова установка». Складено дифференціальне параметрическе рівняння механіческої системи в формі рівняння Матьє – Хилла. Побудовано картину параметрического резонанса для шатуна головного приводу стана ХПТ.

2. Математическе моделювання динаміческих процесів вказує на необхідність оптимізації параметрических коливань шатуна і зниження віброактивності системи до допустимого рівня. При цьому, оцінка параметрическої стійкості для вибраної динаміческої моделі механіческої системи «робоча клітка – шатун – силова установка» проведена на основі базової діаграми Айнса – Стретта.

3. Пропонується і обґрунтовано ряд техніческих рішень, реалізованих при модернізації кривошипного вузла і шатуна головного приводу стана ХПТ (установка шатунов з високопрочних алюмінієвих сплавів і розділення кривошипних колес), направлені на усунення проявлення параметрических коливань в механіческій системі, зниження динаміческих навантажень і показателів нерівномірності навантаження шатунов приводу робочої клітки.

Список использованных источников

1. Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. М., «Машиностроение», 1967. 239 с. с ил.
2. Кожевников С.Н. Модернизация стана холодной прокатки / С.Н.Кожевников, А.С. Ткаченко, Г.И. Хаустов // Вестник машиностроения.-1984.-№ 4. С.62-65.



3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1976. 320с. с ил.

4. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. Гостехиздат., 1956, с.630 с ил.

5. Ткаченко А.С. Исследование статически определимого привода клетки стана холодной прокатки труб /А.С. Ткаченко, Р.П. Ермакович, Г.Э. Гохберг, В.Т. Вышинский, И.В. Мураш //Металлург. –1970. – №8. – С 44-45.

Список источников в транслитерации

1. Grinshpun M.I., Sokolovskiy V.I. Stany kholodnoy prokatki trub. М., «Mashinostroyeniye», 1967. 239 s. s il.

2. Kozhevnikov S.N. Modernizatsiya stana kholodnoy prokatki / S.N.Kozhevnikov, A.S. Tkachenko, G.I. Khaustov // Vestnik mashinostroyeniya. – 1984. – № 4. S.62-65.

3. Panovko YA. Osnovy prikladnoy teorii uprugikh kolebaniy. L., «Mashinostroyeniye» (Leningr. Otd-niye), 1976. 320s. s il.

4. Bolotin V.V. Dinamicheskaya ustoychivost' uprugikh sistem. Gostekhizdat., 1956, s.630 s il.

5. Tkachenko A.S. Issledovaniye staticheskikh opredelimogo privoda kleti stana kholodnoy prokatki trub /A.S. Tkachenko, R.P. Yermakovich, G.E. Gokhberg, V.T. Vyshinskiy, I.V. Murash //Metallurg. – 1970.-№8. – S 44-45.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНИХ КОЛИВАНЬ ШАТУНА І МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОГО ПРИВОДУ СТАНУ ХОЛОДНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ

Анотація. Розглянуто задачу про параметричні коливання шатуна головного приводу стану холодної прокатки труб (ХПТ) в поперечній площині. Складено диференціальне рівняння руху шатуна головної силової лінії ХПТ. Диференціальні

рівняння параметричних коливань шатуна, представлені у вигляді рівнянь Матьє - Хілла. Наведена діаграма Айнса - Стретта і побудовані області стійкості функціонування шатуна головного приводу стану ХПТ. Запропоновано технічні рішення конструкції шатуна і модернізації кривошипного вузла головного приводу стану ХПТ (установка шатунів з високоміцних алюмінієвих сплавів і роздвоєння кривошипного коліс), що дозволяє реалізувати стабільні технологічні процеси виробництва труб.

Ключові слова: стан, холодна прокатка труб, шатун, головний привід, кривошипно колесо, параметричні коливання, диференціальне рівняння, силова лінія, стійкість, діаграма.

INVESTIGATION OF PARAMETRIC VIBRATIONS OF A ROD AND MODERNIZATION OF THE MAIN DRIVE OF A COLD ROLLING MILL PIPES

Annotation. The task about parametrical fluctuations of a rod of the main drive of a camp of the cold rolling of pipes (HPT) in the cross plane is considered. The differential equation of the movement of a rod of the HPT main power line is worked out. The differential equations of the parametrical fluctuations of a rod presented in the form of the equations of Mathieu-Hill. Chart Ayns's - Street is provided and areas of stability of functioning of a rod of the main drive of a camp of HPT are constructed. Zones of parametrical stability of functioning of a rod are defined. Technical solutions on modernization of a design of a rod and krivoship knot of the main drive of a camp of HPT are proposed (installation of rods from high-strength aluminum alloys and bifurcation of krivoship of wheels) that allows to realize stable technological processes of production of pipes.

Key words: camp, cold rolling of pipes, rod, main drive, krivoship wheel, parametrical fluctuations, differential equation, power line, stability, chart.