

КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Новоселов В.П., Лукашук О.А.

*Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина,
Екатеринбург*

Ключевые слова: прокатный стан, стан холодной прокатки труб, главный привод, привод прокатных валков, механизм подачи, механизм поворота.

Аннотация. В статье представлены разработанные в Институте новых материалов и технологий Уральского Федерального университета новые конструкции основных узлов стана холодной прокатки труб: главного привода с динамическим уравниванием на основе механизма планетарно-циклоидного типа; привода прокатных валков с профилированным ведущим звеном и упругими связями; безударного планетарно-кулисного механизма подачи и поворота трубной заготовки. Такие конструкции позволяют существенно снизить технологические и динамические нагрузки в приводе и повысить быстроходность и производительность прокатного стана. В конструкции нового главного приводного механизма стана холодной прокатки труб с динамическим уравниванием вращательное движение шестерен планетарного ряда преобразуется в прямолинейную траекторию движения клетки вдоль оси прокатки за счет рациональных геометрических и кинематических соотношений между радиусом кривошипа и радиусами начальных окружностей зубчатых колес планетарного ряда. Принципиально изменена конструкция привода прокатных валков: при поступательном движении прокатной клетки рабочие валки получают вращательное движение от закрепленных на них стальных лент, которые в зависимости от направления движения клетки наматываются на ведущие диски или сматываются с них. Особенностью конструкции нового механизма подачи и поворота заготовки является то, что пошаговое с периодическими остановками движение ведомого звена осуществляется при непрерывном без остановок движении ведущего звена, имеющего постоянную скорость. Использование комплекса разработанных механизмов позволяет создать высокопроизводительный и надежный в эксплуатации стан холодной прокатки труб.

COMPREHENSIVE MODERNIZATION OF THE MAIN UNITS OF PIPE COLD ROLLING MILL

Novoselov V.P., Lukashuk O.A.

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg

Keywords: rolling mill, cold pipe rolling mill, main drive, rolling roll drive, feeding mechanism, turning mechanism.

Abstract. The article presents new designs of the main units of a cold tube rolling mill developed at the Institute of New Materials and Technologies of the Ural Federal University: the main drive with dynamic balancing based on a planetary-cycloid type mechanism; a drive of rolling rolls with a profiled leading link and elastic connections; a shock-free planetary-rocker mechanism for feeding and turning a pipe blank. Such designs make it possible to significantly reduce technological and dynamic loads in the drive and increase the speed and productivity of the rolling mill. In the design of the new main drive mechanism of the cold rolling mill with dynamic balancing, the rotational motion of the planetary gears is transformed into a rectilinear trajectory of the stand movement along the rolling axis due to rational geometric and kinematic relationships between the crank radius and the radii of the initial circles of the planetary gears. The design of the roll drive has been fundamentally changed: during the reciprocating motion of the rolling stand, the working rolls receive rotational motion from steel tapes fixed to them, which, depending on the direction of the stand movement, are wound onto the driving disks or unwound from them. A special feature of the design of the new mechanism for feeding and turning the workpiece is that the step-by-step movement of the driven link with periodic stops is carried out with continuous, non-stop movement of the driving link, which has a constant speed. The use of a set of developed mechanisms makes it possible to create a highly productive and reliable cold rolling mill for tubes.

Введение. Производительность стана холодной прокатки труб (ХПТ) в значительной степени определяется его быстроходностью, которая зависит от конструкции и технологических возможностей главного приводного механизма, механизма подачи и поворота заготовки, привода прокатных валков рабочей клетки. Стан холодной прокатки труб представляет собой сложный агрегат, состоящий из большого ряда кинематически связанных

механизмов, работающих в тяжелых условиях периодического движения под воздействием циклических нагрузок. Основным препятствием дальнейшего увеличения быстроходности и производительности стана ХПТ является рост динамических нагрузок, ведущий к увеличению расходуемой мощности и снижению надежности узлов стана [1], согласно данным [2] 46,3% от общего количества отказов и около 50% от времени восстановления станов холодной прокатки труб приходится на долю трех из десяти основных узлов, а именно – на механизм главного привода рабочей клетки, механизм подачи и поворота заготовки, зубчато-реечный механизм привода прокатных валков [3]. Это диктует необходимость разработки и создания новых быстродействующих, надежных и структурно взаимосвязанных конструкций основных механизмов стана.

В Институте новых материалов и технологий Уральского федерального университета в течение длительного времени проводятся работы по созданию и опытно-промышленным испытаниям принципиально новых устройств и механизмов стана ХПТ.

Разработка быстроходного привода прокатной клетки. Попытки увеличить быстродействие кривошипно-шатунного главного привода путем его грузового уравнивания неизменно заканчивались ростом габаритов и массы станов в 1,5-2 раза [4, 5]. Новые перспективы повышения быстродействия привода и увеличения длины хода рабочей клетки без снижения ее жесткости и роста размеров оборудования обеспечивают представленные в статье планетарно-циклоидные механизмы [6] (рис. 1).

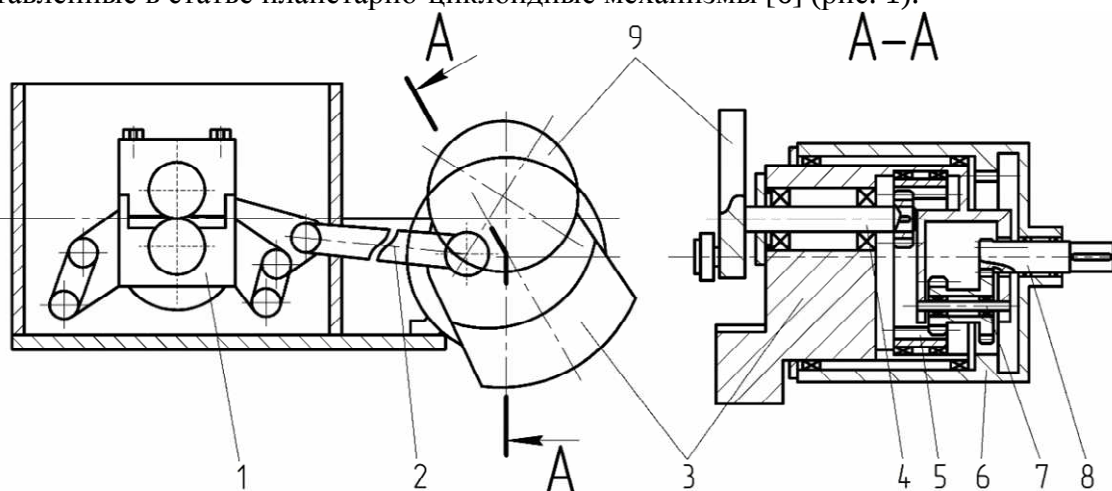


Рис. 1. Схема главного приводного механизма стана ХПТ: 1 – рабочая клетка; 2 – шатун; 3 – груз внешнего уравнивания; 4 – блок сателлитов с грузами; 5 – внутреннее подвижное центральное зубчатое колесо второго планетарного ряда; 6 – внешнее неподвижное зубчатое центральное колесо первого планетарного ряда; 7 – блок сателлитов первого планетарного ряда; 8 – ведущее звено; 9 – кривошип ведомого сателлита

Такие механизмы содержат дифференциальную зубчатую передачу, состоящую из одного или двух планетарных рядов с общим водилом. При двухступенчатой конструкции вторые венцы сателлитов первого планетарного ряда (типа $2K-H$) находятся в зацеплении с подвижным эпициклическим зубчатым колесом второго планетарного механизма ($K-H-U$), ведомый сателлит которого эксцентрично соединен с рабочей клетью. Прямолинейная траектория движения кривошипного пальца присоединения клетки обеспечивается равенством расстояний от оси сателлита до пальца и оси водила, а также согласованным выбором параметров передач первого и второго ряда в соответствии с выражением

$$U_{54}^H = 1 + \frac{L}{(U_{1H} - 1)(U_{1H} d_1 - L)},$$

где L – длина хода клетки, равная учетверенному эксцентриситету пальца кривошипа на ведомом сателлите второй ступени; d_1 – диаметр начальной окружности центральной солнечной шестерни первого планетарного ряда; U_{1H} – передаточное число от центрального

солнечного колеса первой ступени к водилу; U_{54}^H – передаточное число зубчатых колес второго планетарного ряда в направлении от сателлита к эпициклическому колесу относительно водила. Полное уравнивание достигается установкой противовеса на кривошипе ведомого сателлита.

Основным математическим показателем и критерием динамического уравнивания является закон изменения результирующего крутящего момента на валу ведомого сателлита, позволяющий определить его диапазон и амплитуду, минимизация которых свидетельствует о степени достигнутого динамического уравнивания.

С учетом приведенных к сателлиту момента инерции клетки, груза динамического уравнивания, осевой составляющей усилия прокатки уравнение результирующего крутящего момента на ведомом сателлите принимает следующий вид:

$$T = F_U r \cos \varphi \operatorname{tg} \beta + F_Q (r \sin \varphi + r \cos \varphi \operatorname{tg} \beta) + g m_s r \cos \varphi + J_c \ddot{\varphi},$$

где F_U и F_Q – сила инерции клетки и технологическое осевое усилие прокатки соответственно; r – радиус начальной окружности сателлита; β , φ – наклон тяги к оси прокатки и текущее значение углового положения водила соответственно; J_c – центробежный момент инерции сателлита с приведенными к нему массами клетки и противовеса (m_s); g – ускорение свободного падения.

Расчеты, выполненные в соответствии с представленной зависимостью, свидетельствуют о том, что результирующий момент (T) на ведомом сателлите уравновешенного планетарно-циклоидного механизма снижен в 6 раз и не превосходит 15% от аналогичного значения для стана с обычным неуравновешенным приводом (рис. 2). Это свидетельствует о резком снижении динамических нагрузок в приводе прокатной клетки. Устранение качания шатунов дополнительно снижает нагрузки на их подшипники на 5-10% и максимум скорости относительного вращения колец подшипника в 1,5 раза. Применение дифференциального уравновешенного приводного механизма позволяет за счет снижения динамических нагрузок возвратно-поступательного движения клетки увеличить быстродействие существующих станов в 2-3 раза без снижения прочности и жесткости рабочей клетки, свойственных зарубежным быстроходным станам.

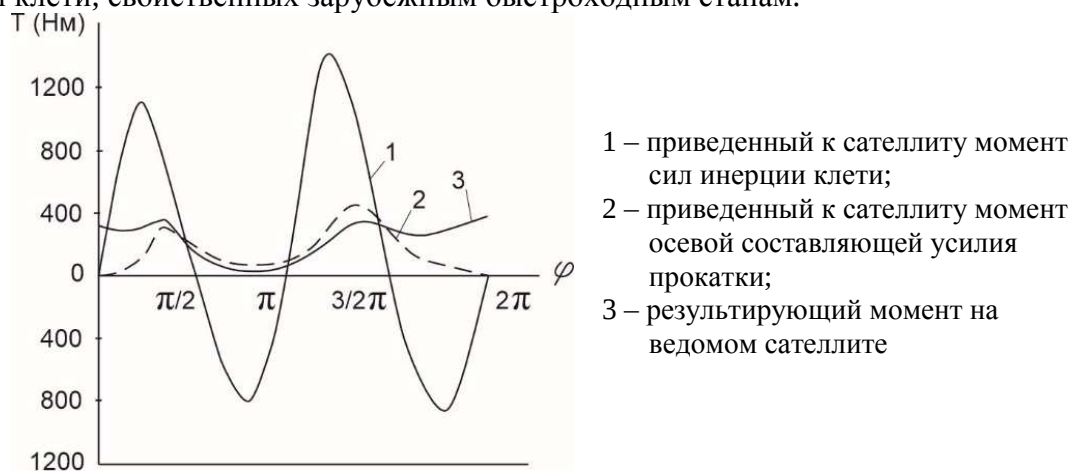


Рис. 2. Крутящий момент на ведомом сателлите привода рабочей клетки

Разработка безударного механизма подачи и поворота заготовки. Около четверти времени простоев станов ХПТ приходится на долю распределительно-подающих механизмов. Основным узлом этих устройств является преобразователь равномерного вращения вала отбора мощности в прерывистое с остановками вращение вала поворота и винта подачи. Именно кинематика преобразователей, в качестве которых используются либо редукторно-кулачковые устройства с муфтами свободного хода, либо дифференциально-червячные механизмы, либо мальтийские кресты, является источником больших динамических нагрузок во всей линии привода распределительно-подающего устройства, ограничивающих его быстродействие [7].

Для интенсификации работы стана предложен новый непрерывный способ подачи и поворота заготовки с переменной скоростью движения патрона, уменьшающейся до нуля при прокатке и возрастающей в паузу между циклами обжатий. Разработан новый механизм преобразования вращения планетарно-циклоидного типа, реализующий этот способ (рис. 3).

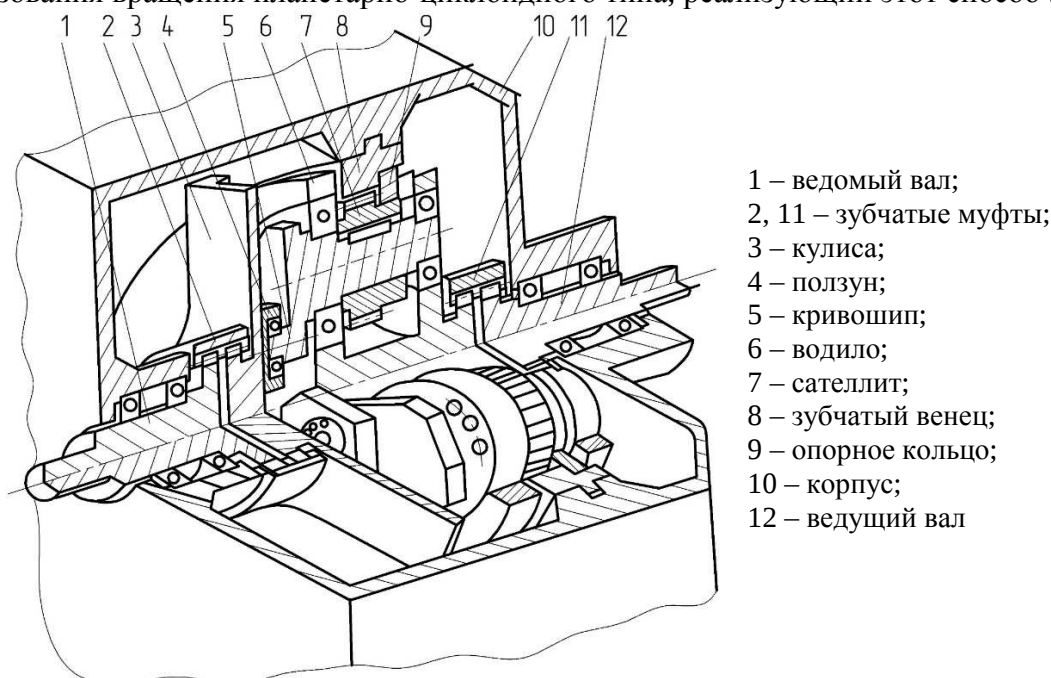


Рис. 3. Механизм преобразования вращения планетарно-циклоидного типа

На рисунке 4 представлен узел планетарно-кулисного преобразователя равномерного вращения ведущего вала в неравномерное вращение ведомого. Преобразователь включает в себя планетарный ряд $2K-H$, в котором звеном, задающим равномерное вращательное движение, является водило 1, а сателлиты 2 взаимодействуют со стационарным зубчатым венцом 4 внутреннего зацепления. Сателлиты 2 имеют кривошипы 3, на пальцах которых размещены ползуны 5, вставленные в радиальные пазы кулисы 6, сосной с водилом 1. При работе палец кривошипа описывает циклоидальную траекторию, сообщая кулисе неравномерное вращательное движение в одном направлении. Кинематическая схема планетарно-кулисного преобразователя представлена на рисунке 5.

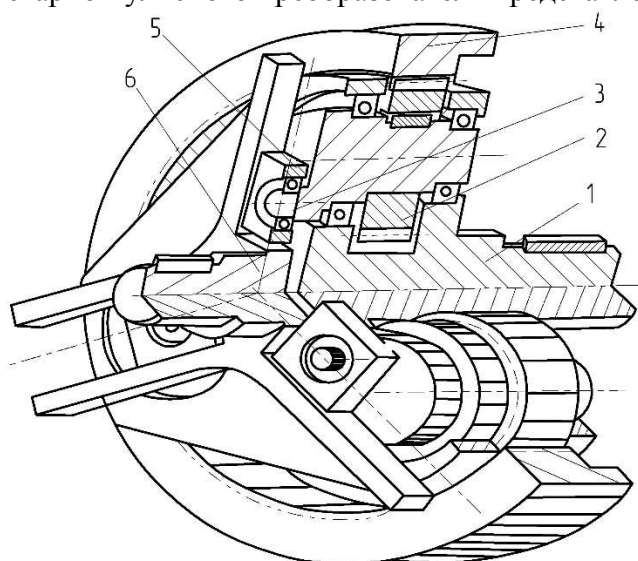


Рис. 4. Планетарно-кулисное устройство преобразования равномерного движения в неравномерное: 1 – водило; 2 – сателлит; 3 – кривошип; 4 – зубчатый венец; 5 – ползун; 6 – кулиса

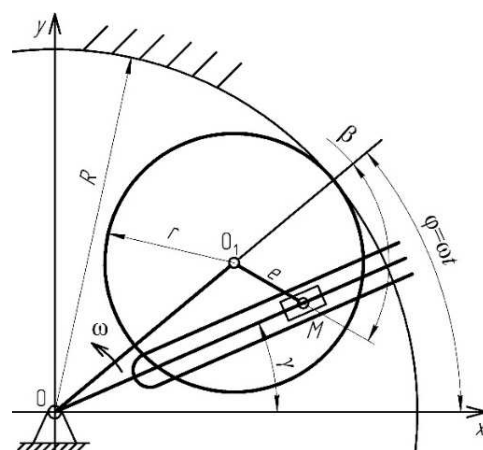


Рис. 5. Кинематическая схема планетарно-кулисного преобразователя

Соотнося длины звеньев с радиусом начальной окружности сателлита (r), получили аналитическое выражение для углового положения γ ведомого звена (кулисы) в функции времени t по заданной угловой скорости ω ведущего звена:

$$\gamma = \arctg \frac{A \sin \omega t - \lambda \sin(A\omega t)}{A \cos \omega t + \lambda \cos(A\omega t)};$$

где ω – угловая скорость ведущего звена; $\lambda = \frac{e}{r}$; $A = \frac{R}{r} - 1$; $\mu = \frac{R}{r}$ – безразмерные параметры; e – эксцентриситет точки M (кривошипа) относительно центра сателлита; R – радиус начальной окружности зубчатого венца.

Тогда функции скорости и ускорения кулисы будут выглядеть следующим образом:

$$\dot{\gamma} = A\omega \frac{A - \lambda^2 - \lambda(A-1)\cos(\mu\omega t)}{A^2 + \lambda^2 + 2A\lambda\cos(\mu\omega t)}; \quad \ddot{\gamma} = A\lambda(\mu\omega)^2 \frac{(A^2 + \lambda^2)\sin(\mu\omega t)}{[A^2 + \lambda^2 + 2A\lambda\cos(\mu\omega t)]^2}.$$

Расчеты усилий и деформаций звеньев подтвердили правомерность исходной предпосылки о том, что податливость звеньев и зазоры между ними допускают перемещение ведомого звена преобразователя за время обжата в пределах 15-20% от полного перемещения за цикл. За это же время патрон с заготовкой перемещается не более, чем на 5-8% от величины циклической подачи и не нарушает процесса прокатки. Вместе с тем использование части времени обжата заготовки для ограниченного перемещения звеньев механизма подачи и поворота значительно улучшает динамику и стабильность подачи. Так, при частоте подач 180-200 мин⁻¹ рассчитанные теоретически и измеренные экспериментально нагрузки в звеньях планетарно-циклоидного механизма совпадают с крутящими моментами, возникающими в устройствах с мальтийскими механизмами аналогичного стана, однако при этом частота подач мальтийского механизма составляет не более 90-110 мин⁻¹.

Расчеты, выполненные для МПП стана ХПТР-15-30, дали значение крутящего момента на ведущем валу при 300 об/мин, не превышающее 0,32 кНм, что свидетельствует о возможности эксплуатации стана в этом режиме.

Выполнен также расчет потерь на трение в планетарно-циклоидном зубчато-рычажном преобразователе в виде циклически изменяющихся мгновенных значений КПД.

Разработка привода прокатных валков, снижающего технологические нагрузки.

Для снижения технологических нагрузок процесса прокатки и повышения работоспособности валкового привода разработана конструкция линии привода прокатных валков, решающая задачу обеспечения соответствия принудительного и естественного катающих радиусов калибров в процессе прокатки. Вращение валков в такой конструкции происходит без традиционного зубчато-реечного привода.

Привод (рис. 6) включает в себя установленные в корпусе 1 на прокатных валках 2 шкивы 3, приводимые во вращение упругими связями (стальными лентами) 4, закрепленными одними концами на шкивах, другими на станине 5. Поступательное перемещение шкивов с прокатными валками при движении клетки преобразуется благодаря наличию упругих стальных лент во вращательное, закон которого диктуется текущим радиусом шкива. Использование шкивов, профилированных в соответствии с законом изменения естественного катающего радиуса калибров, обеспечивает геометрическое равенство естественного и принудительного катающих радиусов, что устраняет причину возникновения значительных осевых усилий прокатки [9]. Профиль шкивов может быть также выполнен в соответствии с любым целесообразным законом, диктуемым конкретными задачами и условиями прокатки.

Проведено динамическое исследование линии привода прокатных валков. Динамическая модель механизма линии привода прокатных валков приведена на рисунке 7.

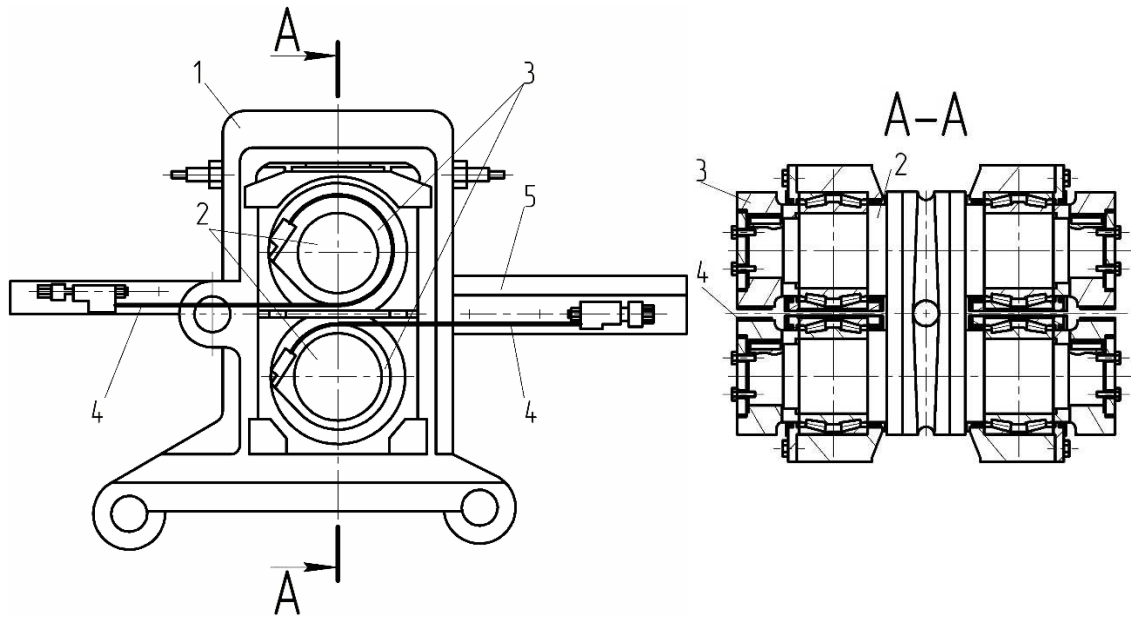


Рис. 6. Привод прокатных валков с гибкой упругой связью: 1 – корпус; 2 – прокатные валки; 3 – ведущий шкив; 4 – упругая связь (стальная лента); 5 – станина

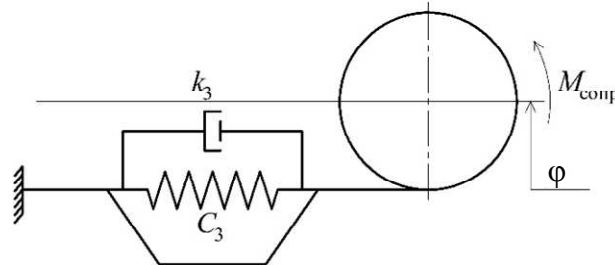


Рис. 7. Динамическая модель механизма привода прокатных валков

Методика кинематического и динамического исследований привода стана ХПТ с гибкой упругой связью рабочих валков основана на обособлении массы рабочего валка, связанного со стойкой упругими связями, и описании закона его движения в виде

$$J\ddot{\varphi} = \left[\frac{EF \left[g_0 - \left(\int_{g+\beta_2}^{g+\beta_1} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\varphi - \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\beta \right) \cos \gamma \right]}{l_{01} + \int_{g+\beta_2}^{g+\beta_1} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\varphi + l_{np1}} + \right. \\ \left. \frac{EF \left[g_0 - \left(\int_{g+\beta_2}^{g+\beta_1} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\varphi - \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\beta \right) \cos \gamma \right]}{l_{02} + \int_{g+\beta_2}^{g+\beta_1} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\varphi + l_{np2}} \right] r_K - \\ - K \frac{d \left[g_0 - \left(\int_{g+\beta_2}^{g+\beta_1} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\varphi - \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\beta \right) \cos \gamma \right]}{dt} r_K - \\ - (1,25P_b \sqrt{2\Delta t R_{cp}} \pm P_C r_K + M_{mp}),$$

где EF – жесткость поперечного сечения гибкого упругого элемента; E – модуль упругости материала стальных лент; F – площадь поперечного сечения стальной ленты; g_0 – перемещение центра приводного шкива; φ – угол поворота шкива; ρ – радиус-вектор шкива,

проведенный в точку касания; r_k – действительный катающий радиус шкива; $\beta_{1,2}$ – углы, определяющие положение точки касания; γ – угол между линией расположения свободного участка упругого элемента и осью прокатки; l_{01} , l_{02} – начальная свободная длина упругого элемента; l_{np1} , l_{np2} – приведенная длина упругого элемента на дуге охвата; K – диссипативный коэффициент затухания колебаний в упругих лентах; P_b – вертикальное усилие прокатки; Δt – обжатие трубной заготовки по стенке; R_{cp} – радиус гребня ручья калибра; P_c – осевое усилие прокатки; $M_{тр}$ – момент трения в подшипниковых опорах прокатного вала.

На основании теоретического исследования динамических процессов в линии главного привода и привода валков в их взаимосвязи, а также анализа влияния осевых усилий прокатки на технологические и динамические нагрузки установлено полутора-двукратное снижение общего уровня динамичности главного привода и трехкратное снижение динамических нагрузок в линии привода рабочих валков [10]. При этом установлено, что полные рабочие напряжения, возникающие в стальных лентах при максимальных технологических нагрузках, не превышают предела выносливости материала лент [11, 12].

Практические испытания ленточного привода стана ХПТ-32 показали (рис. 7) трехкратное снижение при обратном ходе клетки и полное устранение при прямом значительных осевых усилий, достигающих при обычном процессе 40-80 кН [12, 13]. Отмечается также снижение на 10% уровня вертикальных усилий прокатки. Достигнутое снижение технологических нагрузок обусловило уменьшение на величину до 38% пиковых усилий в линии главного привода и понижение на 20% эквивалентной мощности, потребляемой приводным двигателем.

Закключение. В Институте новых материалов и технологий Уральского Федерального университета разработаны новые конструкции основных узлов стана холодной прокатки труб: главного привода с динамическим уравниванием на основе механизма планетарно-циклоидного типа; привода прокатных валков с профилированным ведущим звеном и упругими связями; планетарно-кулисного механизма подачи и поворота трубной заготовки. Теоретические исследования новых механизмов и испытания в опытно-промышленных условиях подтвердили общее снижение технологических и динамических нагрузок в приводе стана и внутренних усилий взаимодействия деталей основных узлов. Это создает условия для значительного увеличения скорости возвратно-поступательного движения рабочей клетки и интенсификации процесса прокатки.

Комплексное внедрение новых устройств позволит повысить быстроходность и производительность станов холодной прокатки труб без снижения их прочности и надежности в эксплуатации.

Список литературы

1. Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. – М.: Металлургиздат, 1967. – 284 с.
2. Гребеник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования: Справочник. – М.: Металлургия, 1980. – 344 с.
3. Яковлев Р.А. Усталостная прочность и долговечность деталей прокатных станов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 42 с.
4. Кофф Э.А. Холодная прокатка труб. – М.: Металлургиздат, 1962. – 432 с.

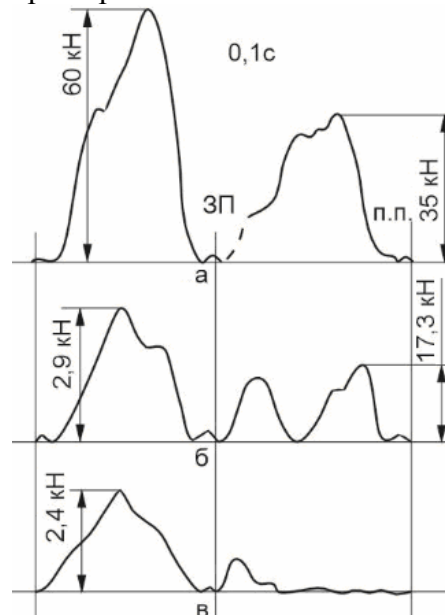


Рис. 7. Осевое усилие прокатки: а – зубчато-реечный привод валков; б – привод с гибкой упругой связью и шкивом постоянного радиуса; в – привод с гибкой упругой связью и профилированным шкивом

5. Патент №2030228 РФ. Привод перемещения клетки стана холодной прокатки труб / Ю.Б. Чечулин, В.Г. Смирнов, Л.А. Кондратов. – Заявка №4791112 от 13.02.1990; опубл. 10.03.1995.
6. А.с. №829232 СССР. Планетарный механизм перемещения клетки стана холодной прокатки труб / В.И. Соколовский, Ю.Б. Чечулин, С.К. Буйначев, А.М. Каузов, В.А. Вердеревский. – Заявка №2763742 от 14.05.1979; опубл. 15.05.1981, Бюл. №18.
7. Веренёв В.В., Большаков В.И., Путники А.Ю., Коринь А.А., Мацко С.В. Диагностика и динамика прокатных станов. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2007. – 144 с.
8. А.с. №621404 СССР. Способ холодной прокатки труб. / В.И. Соколовский, Ю.Б. Чечулин, В.И. Сагалович, А.М. Каузов. – Заявка № 2315763 от 22.01.1976; опубл. 30.08.1978, Бюл. №32.
9. Новоселов В.П., Лукашук М.Д., Вешкурцев В. И. Расчет рациональной геометрии ведущего звена привода валков стана холодной прокатки труб // Сталь. – 2018. – №9. – С. 32-33.
10. Новоселов В.П., Лукашук М.Д., Пестов К.Н. Динамический анализ циклового механизма привода стана холодной прокатки труб // Научно-технический вестник Поволжья. – 2018. – №2. – С. 32-34. – doi.org/10.24153/2079-5920-2018-8-2-32-34.
11. Шевакин Ю.Ф. Калибровка и усилия при холодной прокатке. – М.: Metallurgizdat, 1963. – 269 с.
12. Новоселов В.П., Лукашук М.Д. Экспериментальное исследование технологических нагрузок в новой рабочей клетки стана холодной прокатки труб // Научно-технический вестник Поволжья. – 2018. – №5. – С. 93-95. – doi.org/10.24153/2079-5920-2018-8-5-93-95.
13. Novoselov V., Lukashuk A. A Mill Stand Reducing the Energy Input of the Periodic Pipe Rolling Process // Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2022, pp. 849-858. doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_83.

References

1. Grynshpun M.I., Sokolovsky V.I. Cold rolling mills of pipes. – М.: Metallurgizdat, 1967. – 284 p.
2. Grebenik V.M., Tsapko V.K. Reliability of metallurgical equipment: A reference book. – М.: Metallurgy, 1980. – 344 p.
3. Yakovlev R.A. Fatigue strength and durability of rolling mill parts. – М.: Publ. house of MSTU, 2000. – 42 p.
4. Koff E.A. Cold rolling of pipes. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 432 p.
5. Patent No. 2030228 RU. The drive for moving the crate of the cold rolling mill of pipes / Yu.B. Chechulin, V.G. Smirnov, L.A. Kondratov. – Appl. No. 4791112 from 13.02.1990; publ. 10.03.1995.
6. A.s. No. 829232 USSR. Planetary mechanism for moving the crate of a cold rolling mill / V.I. Sokolovsky, Yu.B. Chechulin, S.K. Buynachev, A.M. Kauzov, V.A. Verderevsky. – Appl. No. 2763742 dated 14.05.1979; publ. 15.05.1981, Bul. No. 18.
7. Verenev V.V., Bolshakov V.I., Putniki A.Yu., Korin A.A., Matsko S.V. Diagnostics and dynamics of rolling mills. – Dnepropetrovsk: IMA-press, 2007. – 144 p.
8. A.s. No. 621404 USSR. Method of cold rolling of pipes. / V.I. Sokolovsky, Yu.B. Chechulin, V.I. Sagalovich, A.M. Kauzov. – Appl. No. 2315763 from 22.01.1976; publ. 30.08.1978, Bul. No. 32.
9. Novoselov V.P., Lukashuk M.D., Veshkurtsev V.I. Calculation of the rational geometry of the drive link of the rolls of the cold rolling mill of pipes // Steel. 2018, no. 9, pp. 32-33.
10. Novoselov V.P., Lukashuk M.D., Pestov K.N. Dynamic analysis of the cyclic drive mechanism of the cold rolling mill of pipes // Scientific and Technical Bulletin of the Volga region. 2018, no. 2, pp. 32-34. doi.org/10.24153/2079-5920-2018-8-2-32-34.
11. Shevakin Yu.F. Calibration and efforts during cold rolling. – М.: Metallurgizdat, 1963. – 269 p.
12. Novoselov V.P., Lukashuk M.D. Experimental study of technological loads in a new working cage of a cold rolling mill for pipes // Scientific and Technical Bulletin of the Volga region. 2018, no. 5, pp. 93-95, doi.org/10.24153/2079-5920-2018-8-5-93-95.
13. Novoselov V., Lukashuk A. A Mill Stand Reducing the Energy Input of the Periodic Pipe Rolling Process // Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2022, pp. 849-858. doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_83.

Сведения об авторах:

Новоселов Валерий Павлович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры металлургических и роторных машин
Лукашук Ольга Анатольевна – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой подъемно-транспортных машин и роботов
o.a.lukashuk@urfu.ru

Information about authors:

Novoselov Valery Pavlovich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the Department of metallurgical and rotary machines
Lukashuk Olga Anatolyevna – candidate of technical sciences, associate professor, head of the Department of lifting and transport machines and robots

Получена 31.01.2025