

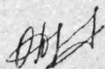
1547462

На правах рукописи

ПРИЮПЕНЯ Олег Николаевич

РАЗРАБОТКА И ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ
МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ
УСТАНОВКИ ВАЛКОВ ДЛЯ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ
ГОРЯЧЕЙ ПРОКАТКИ

Специальность 05.03.05 - "Процессы и машины обработки
давлением"



АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1995 г.

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Борисов В.И.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Третьяков А.В.
- кандидат технических наук
Топалер С.М.

Ведущее предприятие - АО Московский металлургический
завод "Серп и молот"

Защита диссертации состоится "28" июня 1995 г. на
заседании специализированной комиссии при
ордена Ленина, ордена
Красного Знамени го
Н.Э.Баумана по адре

Ваш отзыв на а
печатью, просим выс

С диссертацией
венного технического

Автореферат ре

Желающие прис

известить Совет п

председателя Сове

УЧЕБНЫЙ СЕКРЕ
специализирован
к.т.н., доце

1547462

Подписано к печат

Заказ № 220

Актуальность работы.

В настоящее время задачи экономии металла и улучшения качества проката приобретают особую значимость. Решение данных задач неразрывно связано с проблемой повышения точности геометрических размеров прокатываемой полосы. Для листового проката одной из наиболее важных характеристик точности является продольная разнотолщинность.

Мировой опыт показывает, что дальнейшее снижение разнотолщинности возможно лишь на основе широкого внедрения систем автоматического регулирования толщины (САРТ) полосы. При этом в качестве исполнительных устройств в составе САРТ, как правило, используются гидравлические механизмы установки валков (ГМУВ), которые по своим характеристикам значительно превосходят электромеханические.

На стане горячей прокатки одной из наиболее распространенных является схема ГМУВ с дроссельным регулированием, которая реализуется на базе серийно выпускаемых электрогидравлических усилителей.

В наиболее развитых в экономическом отношении странах большинство широкополосных станов горячей прокатки (НПС ГП) оснащено подобными устройствами. Оснащение ГМУВ отечественных станов только начинается. Поэтому в настоящее время отсутствует необходимый опыт проектирования и изготовления указанных механизмов.

Между тем потребность в создании и внедрении ГМУВ ощущается все более остро и работы в данном направлении ведутся многими организациями. Одно из устройств разработано ВНИИМЕТМАшем и установлено в чистовой клетке стана 2000 Новолипецкого металлургического комбината. Изучается также возможность внедрения ГМУВ на стане 2000 Череповецкого металлургического комбината.

В этой связи приобретают особую актуальность работы, направленные на создание надежных и эффективных методов расчета ГМУВ.

Данная работа выполнена на кафедре "Автоматизированные металлургические машины и агрегаты" МГТУ им. Н.Э.Баумана.

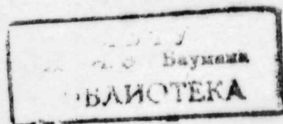
Цель работы - создание научно обоснованной методики расчета ГМУВ для НПС ГП и определение рациональных режимов работы и параметров ГМУВ стана 2000 горячей прокатки.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1547462

Прокопеня О.Н. Разработка



Научная новизна. Разработана математическая модель динамической системы "рабочая клеть с регуляторами толщины и профиля полосы-прокатываемый металл", которая реализована в виде программы для ЭВМ и позволяет моделировать процесс формирования толщины полосы в чистовой группе НПС ГП при наличии регулирования.

Разработана математическая модель системы "петледержатель-полоса".

Выполнен анализ процессов приложения и снятия межклетевых натяжений в чистовой группе НПС 2500 ГП, определены функции возникающих при этом возмущений и выявлен рациональный режим работы петледержателей.

Выполнен анализ качества регулирования, определены рациональный режим работы и рациональные параметры ГМУВ для НПС 2500 ГП.

На базе разработанных моделей создана новая научно обоснованная методика расчета ГМУВ.

Практическая ценность. Создана методика расчета ГМУВ, позволяющая повысить эффективность процесса проектирования и осуществлять обоснованный выбор рациональных параметров проектируемых механизмов. Данная методика дает возможность исключить при проектировании необоснованное завышение мощности, показателей быстродействия и стоимости ГМУВ.

Реализация работы. Рекомендации по выбору рациональных режимов работы и параметров ГМУВ, полученные с использованием разработанной методики, использованы ВНИИМЕТМАШем при проектировании указанных механизмов для НПС 2500 ГП.

Апробация работы. По основным разделам работы сделаны доклад на научно-технической конференции, посвященной 225-летию ПО "ИЖСТАЛЬ", Устинов, 1985 г., доклады на научном семинаре кафедры "Автоматизированные металлургические машины и агрегаты" МГТУ им. Баумана, 1988, 1990, 1994 гг., сообщение на секции гидравлики ИТС ВНИИМЕТМАШ, 1990 г.

Публикации. Основное содержание диссертации изложено пяти публикациях.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов и результатов, а также приложения. Она изложена на 156 страницах машинописного текста, содержит 50 рисунков, 7 таблиц и список литературы из 62 наименований.

Во введении обоснована актуальность разработки методики расчета ГМУВ для широкополосных станов горячей прокатки, сформулированы задачи теоретических и экспериментальных исследований, цель работы и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрено современное состояние теории и практики проектирования ГМУВ. Сложившийся подход к проектированию ГМУВ основан на представлении о прокатной клетке, как статическом объекте, в котором раствор валков линейно зависит от усилия прокатки. Такой подход не учитывает динамических процессов, которые отражаются как непосредственно на толщине полосы, так и на точности вычисления требуемого корректирующего воздействия.

В то же время динамические явления в клетях современных НШС проявляются довольно значительно и имеют тенденцию к увеличению. Поэтому их влияние необходимо учитывать при расчете ГМУВ.

Отсюда следует, что на современном этапе расчет ГМУВ должен осуществляться на основе комплексной динамической модели, объединяющей в себе регулятор толщины и прокатную клетку с полосой и действующей в полной мере действующие в системе возмущения.

В этой связи были детально изучены известные математические модели ГМУВ и прокатной клетки, комплексные модели клетей, оснащенных гидравлическими регуляторами, а также методы математического описания и результаты исследования образцов ГМУВ.

Согласно исследованиям ряда авторов, наибольшее влияние на быстродействие ГМУВ оказывают характеристики гидроусилителя. Значительно также влияние длины трубопровода между гидроцилиндром и гидроусилителем, силы трения и высоты столба жидкости в гидроцилиндре, параметров контура управления.

В то же время ни одна из известных моделей ГМУВ не учитывает в достаточной степени динамические свойства гидроусилителя. В большинстве моделей он считается статическим звеном, в отдельных — апериодическим, что недостаточно корректно.

Основное требование к математической модели клетки состоит в том, что она должна по возможности точнее отражать влияние динамических процессов на толщину полосы. Этому требованию, как правило, не удовлетворяют модели, используемые для прочностных расчетов.

Несколько моделей прокатной клетки, предназначенных для анализа точности полосы, разработано В.Г.Дукмасовым. В их числе и модель четырехвалковой клетки. Однако данная модель разработана применительно к клетке небольшого лабораторного стана, и поэтому не учитывает ряд существенных с точки зрения влияния на толщину полосы особенностей клетки современного НПС. К ним относятся:

- несимметрия клетки относительно плоскости крепления;
- наличие механизма противоизгиба рабочих валков;
- наличие механизма прижатия подушек рабочих валков к стойкам станины перед захватом полосы и др.

Из-за указанных недостатков данная модель не может обеспечить требуемую точность расчета.

Анализ публикаций по данному вопросу показал на отсутствие моделей, которые могли бы быть непосредственно использованы для решения поставленной задачи. На основании этого сделан вывод о необходимости разработки новой комплексной математической модели динамической системы "рабочая клетка с регуляторами толщины и профиля полосы - прокатываемый металл" с учетом недостатков, присущих известным моделям.

На основе анализа причин возникновения разнотолщинности на НПС горячей прокатки установлено, что определяющими с точки зрения требуемого быстродействия ГМУВ являются возмущения, обусловленные биением опорных валков, а также - приложением и снятием межклетевых натяжений.

Функции изменения натяжения при его приложении и снятии в настоящее время не изучены в достаточной степени. Они могут быть выявлены с помощью математического моделирования, поскольку экспериментальная оценка в данном случае представляется весьма затруднительной. Для этого требуется создание математической модели системы "петледержатель - полоса".

Вторая глава посвящена описанию разработанной математической модели динамической системы "рабочая клетка с регуляторами толщины и профиля полосы - прокатываемый металл". Для описания данной системы использован метод переменных состояния.

Принятая расчетная схема клетки представляет собой упруго-вязкую систему с десятью сосредоточенными массами (рис. I). Состояние указанной системы описывается уравнениями

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= G_{21} - G_{01} + S_{21} - S_{01}; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= P_{24} - G_{21} - S_{21}; \\ m_3 \ddot{x}_3 &= G_{43} + S_{43} - P_{24}; \\ m_4 \ddot{x}_4 &= G_{54} - G_{43} + S_{54} - S_{43}; \\ m_5 \ddot{x}_5 &= G_{95} - G_{54} - S_{95} - S_{54} + P/2; \\ m_6 \ddot{x}_6 &= G_{76} - G_{06} + S_{76} - S_{06}; \\ m_7 \ddot{x}_7 &= G_{87} - G_{76} + S_{87} - S_{76}; \\ m_8 \ddot{x}_8 &= G_{108} - G_{87} + S_{108} - S_{87} + P/2; \\ m_9 \ddot{x}_9 &= U_1 - T_9 - G_{95} - S_{95}; \\ m_{10} \ddot{x}_{10} &= U_1 - T_{10} - G_{108} - S_{108}. \end{aligned} \right.$$

Силы упругой деформации и вязкого сопротивления соответствующих элементов

$$\begin{aligned} G_{21} &= C_{12}(x_2 - x_1); & S_{21} &= \mu_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1); \\ G_{54} &= C_{45}(x_5 - x_4); & S_{54} &= \mu_{45}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4); \\ G_{87} &= C_{78}(x_8 - x_7); & S_{87} &= \mu_{78}(\dot{x}_8 - \dot{x}_7); \\ G_{01} &= C_{01} x_1; & S_{01} &= \mu_{01} \dot{x}_1; \\ G_{06} &= C_{06} x_6; & S_{06} &= \mu_{06} \dot{x}_6. \end{aligned}$$

С учетом биения опорных валков

$$\begin{aligned} G_{43} &= C_{34}(x_4 - x_3 + e \cdot \sin(\omega_0 t + \varphi_1)); \\ G_{76} &= C_{67}(x_7 - x_6 + e \cdot \sin(\omega_0 t + \varphi_2)); \\ S_{43} &= \mu_{34}(\dot{x}_4 - \dot{x}_3 + \omega_0 e \cdot \cos(\omega_0 t + \varphi_1)); \\ S_{76} &= \mu_{67}(\dot{x}_7 - \dot{x}_6 + \omega_0 e \cdot \cos(\omega_0 t + \varphi_2)), \end{aligned}$$

где e — эксцентриситет бочки опорного валка относительно шейки;

ω_0 — угловая скорость опорного валка;

φ_1 и φ_2 — начальные фазы биения верхнего и нижнего валков.

С учетом зазоров z в подшипниках рабочих валков

$$G_{95} = \begin{cases} C_{95}(x_9 - x_5) & \text{при } 0 < (x_9 - x_5); \\ 0 & \text{при } -z \leq (x_9 - x_5) \leq 0; \\ C_{95}(x_9 - x_5 + z) & \text{при } (x_9 - x_5) < -z; \end{cases}$$

$$G_{108} = \begin{cases} C_{810}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) & \text{при } 0 < (\dot{x}_{10} - \dot{x}_8); \\ 0 & \text{при } -\dot{z} \leq (\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) \leq 0; \\ C_{810}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_8 + \dot{z}) & \text{при } (\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) < -\dot{z}; \end{cases}$$

$$S_{95} = \begin{cases} \mu_{59}(\dot{x}_9 - \dot{x}_5) & \text{при } 0 < (\dot{x}_9 - \dot{x}_5); \\ 0 & \text{при } -\dot{z} \leq (\dot{x}_9 - \dot{x}_5) \leq 0; \\ \mu_{59}(\dot{x}_9 - \dot{x}_5) & \text{при } (\dot{x}_9 - \dot{x}_5) < -\dot{z}; \end{cases}$$

$$S_{108} = \begin{cases} \mu_{810}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) & \text{при } 0 < (\dot{x}_{10} - \dot{x}_8); \\ 0 & \text{при } -\dot{z} \leq (\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) \leq 0; \\ \mu_{810}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) & \text{при } (\dot{x}_{10} - \dot{x}_8) < -\dot{z}. \end{cases}$$

Силы трения, действующие на подушки рабочих валков

$$T_9 = \begin{cases} U_1 - G_{95} - S_{95} & \text{при } |U_1 - G_{95} - S_{95}| < T_c \text{ и } \dot{x}_9 = 0; \\ T_c \cdot \text{sign}(\dot{x}_9) & \text{при } T_c \leq |U_1 - G_{95} - S_{95}| \text{ или } \dot{x}_9 \neq 0; \end{cases}$$

$$T_{10} = \begin{cases} U_1 - G_{108} - S_{108} & \text{при } |U_1 - G_{108} - S_{108}| < T_c \text{ и } \dot{x}_{10} = 0; \\ T_c \cdot \text{sign}(\dot{x}_{10}) & \text{при } T_c \leq |U_1 - G_{108} - S_{108}| \text{ или } \dot{x}_{10} \neq 0. \end{cases}$$

Сила трения скольжения считается постоянной

$$T_c = 2fP_n,$$

где f — коэффициент трения;

P_n — сила прижатия подушек к направляющим стоек станины.

Для расчета усилия прокатки используется линеаризованная зависимость

$$P = P_8 - \delta h_1 \cdot M_n - \dot{h}_1 \cdot k_{vn},$$

где P_8 — усилие прокатки при номинальной выходной толщине;

δh_1 — выходная разнотолщинность;

M_n — жесткость олосы;

$\dot{h}_1$ — скорость изменения выходной толщины;

k_{vn} — коэффициент демпфирования.

При математическом описании регулятора толщины принят пропорциональный закон регулирования с коррекцией по первой и второй производным от функции разнотолщинности.

В состав ГМУБ входят гидроцилиндр, гидроусилитель и трубопроводы.

Все указанные звенья рассматриваются как динамические с сосредоточенными параметрами.

Давление в поршневой полости гидроцилиндра определяется с учетом сжимаемости рабочей жидкости

$$P_{2ч} = P_0 + E_{ж} \frac{V_{2ч}}{V_0} + \frac{E_{ж} A_n}{V_0} (x_3 - x_2) + E_n \frac{\dot{x}_2 - \dot{x}_1}{A_n},$$

где P_0 — начальное давление в поршневой полости;

V_0 — начальный объем поршневой полости;

$V_{2ч}$ — объем жидкости, поступившей в поршневую полость;

$E_{ж}$ — объемный модуль упругости рабочей жидкости;

E_n — коэффициент вязкого сопротивления.

Сила трения в уплотнениях рассчитывается с учетом их сдвиговой деформации по оси гидроцилиндра.

Движение жидкости в трубопроводах описывается уравнениями

$$(L_n + L_p) \ddot{Q} + \frac{Q^2}{A^2 y^2} + (R_n + R_p) Q^{\alpha} = p_a - p_{2ч},$$

$$(L_p + L_c) \ddot{Q} - \frac{Q^2}{A^2 y^2} - (R_p + R_c) Q^{\alpha} = p_n - p_{2ч},$$

где L_p , L_n , L_c — коэффициенты инерции жидкости;

R_p , R_n , R_c — гидравлические сопротивления трубопроводов;

A — постоянная гидроусилителя;

α — коэффициент, зависящий от режима течения жидкости.

При описании гидроусилителя учтена инерционность всех его ступеней. Описание составлено для гидроусилителей УЭГ.С-III, разработанных СКБ "Теплоавтомат". Конечные уравнения состояния имеют вид

$$T_{эп}^2 \ddot{x} + 2E_1 T_{эп} \dot{x} + x + \frac{K_f}{K_{сг}} y = \frac{K_u}{K_{сг}} u_{вх};$$

$$T_3^2 \ddot{y} + 2E_2 T_3 \dot{y} + y - K_{рх} K_r x = 0,$$

где x и y — перемещение заслонки и золотника;

$T_{эп}$ и T_3 — постоянные времени электромеханического преобразователя и золотникового усилителя;

E_1 и E_2 — коэффициенты демпфирования I-й и 2-й ступеней;

K_f , $K_{сг}$, K_u , $K_{рх}$ и K_r — коэффициенты передачи;

$u_{вх}$ — входной сигнал гидроусилителя.

Входящие в данные уравнения коэффициенты подобраны по экспериментальным АЧХ и ФЧХ, что обеспечивает требуемую точность модели гидроусилителя.

Математическое описание регулятора профиля аналогично описанию регулятора толщины.

Разработанная математическая модель реализована в виде программы для ЭВМ. Решение уравнений состояния системы осуществляется численным методом Дормана-Принса.

В третьей главе описывается математическая модель системы "петледержатель - полоса". Петледержатель имеет безредукторный привод от одного или нескольких двигателей постоянного тока и осуществляет регулирование натяжения в функции силы давления полосы на ролик.

Движение петледержателя описывается уравнением

$$J\ddot{\beta} = \kappa C I_{\text{я}} - M_{\text{с}},$$

где J — момент инерции подвижных частей петледержателя;

κ — число двигателей в приводе;

C — постоянная двигателя;

$M_{\text{с}}$ — момент сопротивления на валу петледержателя.

Ток в цепи якоря изменяется согласно уравнению

$$L_{\text{я}} \dot{I}_{\text{я}} + (R_{\text{я}} + \kappa R_{\text{эл}}) I_{\text{я}} + C \dot{\beta} = E_{\text{тп}},$$

где $L_{\text{я}}$ — индуктивность цепи якоря;

$R_{\text{я}}$ — сопротивление обмотки якоря;

$R_{\text{эл}}$ — эквивалентное сопротивление тиристорного источника;

$E_{\text{тп}}$ — э.д.с. тиристорного источника.

Процесс приложения натяжения включает в себя три стадии:

— разгон петледержателя при напряжении форсировки $E_{\text{ф}}$;

— выход в рабочее положение при номинальном напряжении на двигателях $E_{\text{н}}$;

— воздействие на полосу, сопровождающееся созданием натяжения.

Решение данных уравнений позволяет определить закон движения петледержателя на первых двух стадиях. Для нахождения функций изменения натяжения и угла поворота петледержателя на третьей стадии движения используется уравнение состояния полосы

$$T \frac{L}{Ebh} - \dot{\beta} \frac{2R^2}{L} \sin(2\beta_r) + \dot{\vartheta}_{ii} - \dot{\vartheta}_{0,i+1} = 0,$$

где L - расстояние между клетями;
 E - модуль упругости материала полосы;
 B и h - ширина и толщина полосы;
 R - длина рычага петледержателя;
 β_p - рабочий угол наклона рычага.

Скорость выхода полосы из i -й клетки и ее входа в $(i+1)$ -ю клеть

$$v_{ii} = \omega_i R_g \left[1 + \frac{R_g}{h_{ii}} \left(0,5 \sin \alpha_i - \frac{1 - \cos \alpha_i}{2 \mu_i} + \alpha_i \frac{T - T_{oi}}{4 \mu_i R_i} \right)^2 \right];$$

$$v_{oi+1} = \omega_{i+1} R_g \left[\frac{h_{i,i+1}}{h_{oi,i+1}} + \frac{R_g}{h_{oi,i+1}} \left(0,5 \sin \alpha_{i+1} - \frac{1 - \cos \alpha_{i+1}}{2 \mu_{i+1}} - \alpha_{i+1} \frac{T}{4 \mu_{i+1} R_{i+1}} \right)^2 \right],$$

где ω_i и ω_{i+1} - угловые скорости рабочих валков;
 α_i и α_{i+1} - углы захвата в i -й и $(i+1)$ -й клетях;
 μ_i и μ_{i+1} - коэффициенты трения в очаге деформации;
 R_i и R_{i+1} - усилие прокатки в i -й и $(i+1)$ -й клетях;
 R_g - радиус бочки рабочего вала;
 T_{oi} - заднее натяжение в i -й клетке.

Данные уравнения позволяют определить функцию изменения натяжения при его снятии, аналогично как и при приложении.

Разработанная математическая модель реализована в виде программы для ЭВМ.

Четвертая глава посвящена экспериментальной оценке достоверности разработанных математических моделей.

Для оценки достоверности и калибровки математической модели рабочей клетки с прокатываемой полосой были проведены эксперименты по замеру вертикальных перемещений подушек рабочих и верхнего опорного валков в период захвата полосы в клетки №10 НПС 2000 ПП ЧерМК.

Для замеров были использованы индуктивные датчики, разработанные во ВНИИМЕТМаше. В пределах рабочей зоны нелинейность характеристики датчиков и погрешность измерения не превышают 1%. Датчики работают на несущей частоте 200 кГц, что на несколько порядков выше колебаний масс клетки. Это обеспечивает достаточно высокую точность измерений всех составляющих колебаний.

Сопоставление результатов эксперимента с расчетными данными производилось по частотам и амплитудам первых двух гармоник колебаний. Расхождение по частотам не превышает соответственно 1% и 14%, по амплитудам - 13% и 30%, что можно считать удовлетворительным.

Проведенные эксперименты позволили сделать вывод о том, что математическая модель клетки в достаточной степени отражает влияние динамических процессов на толщину полосы.

Для оценки достоверности математической модели ГМУВ использованы результаты испытаний макета указанного механизма на гидравлическом стенде ВНИИМЕТМАШа. В ходе испытаний исследовалась реакция ГМУВ на ступенчатое входное воздействие.

Процесс отработки макетом ГМУВ заданного перемещения 0,2 мм был воспроизведен с помощью математической модели и результаты сопоставлены с результатами эксперимента. Расхождение по времени запаздывания, времени отработки заданного перемещения и максимальной скорости перемещения поршня гидроцилиндра не превышает 7%, что подтверждает достаточную точность модели ГМУВ.

Таким образом достоверность разработанной математической модели системы "рабочая клеть с регуляторами толщины и профиля полосы - прокатываемый металл" подтверждена экспериментально, что позволяет использовать данную модель для расчета параметров ГМУВ.

Для оценки достоверности математической модели "петлержатель - полоса" были выполнены эксперименты по измерению натяжения между 7-й и 8-й клетями чистовой группы НШС I450 ММК. Вместо обычных петлержателей между клетями чистовой группы данного стана установлены стационарные ролики, которые оборудованы датчиками для измерения силы давления, что фактически позволяет измерять натяжение полосы.

Данные эксперименты были сопоставлены с результатами моделирования процесса приложения натяжения при неподвижном ролике петлержателя. Хорошая сходимость результатов расчета и эксперимента подтвердила достаточную достоверность уравнения состояния полосы.

Сравнение кривых переходного процесса при отработке петлержателем заданного углового перемещения, полученных в результате испытания макета петлержателя во ВНИИЭЛЕКТРОПРИВОДЕ, а также путем математического моделирования показало их хорошую сходимость. Это говорит о достаточной точности уравнений состояния петлержателя.

Таким образом достоверность модели "петлержатель - полоса" также подтверждена экспериментами. Следовательно данная модель может быть использована для расчета функций возмущений, создаваемых

приложением и снятием межклетевых натяжений.

Пятая глава посвящена практическому использованию разработанных математических моделей для расчета параметров ГМУВ стана 2500.

С помощью математической модели "петледержатель-полоса" выполнен анализ процессов приложения и снятия межклетевых натяжений и определены функции создаваемых при этом возмущений.

Установлено, что наиболее благоприятный режим работы петледержателей имеет место при использовании пониженного натяжения форсировки $E_{\phi} = (0,5-0,6) E_{\text{нпм}}$. В этом случае колебательность движения петледержателя минимальна, а натяжение изменяется наиболее плавно. Данный режим и был принят за основу для расчета возмущений.

Анализ полученных функций изменения натяжения показал, что на участке между нулевым и номинальным значениями они близки к линейным. Поэтому в качестве возмущений были приняты линейные функции изменения усилия прокатки под влиянием натяжения.

Время приложения натяжения находится в пределах 0,036... 0,050 с. С увеличением толщины полосы оно уменьшается.

Функции снятия натяжения также приняты линейными. Время снятия натяжения составляет 0,06...0,12 с.

Предварительные значения параметров ГМУВ определены, исходя из конструктивных соображений и принятой схемы расположения оборудования в клет. Для того чтобы более целенаправленно осуществлять корректировку параметров ГМУВ, если требуемое качество регулирования не обеспечивается, был выполнен анализ их влияния на быстродействие при варьировании относительно предварительно принятых значений.

Установлено, что наибольшее влияние на быстродействие оказывают типоразмер и количество используемых гидроусилителей. Резерв повышения быстродействия за счет корректировки размеров трубопроводов относительно предварительно принятых значений практически исчерпан.

Увеличение хода поршня гидrocилиндра до 260 мм значительно повышает время запаздывания, что может существенно отразиться на качестве регулирования.

Для оценки качества регулирования выполнен анализ процесса формирования толщины полосы в клетях чистовой группы с помощью математической модели на различных стадиях прокатки. Для анализа из предполагаемого сортамента стана выбраны два типоразмера полос с наибольшим уровнем действующих возмущений: 2 x 2000 мм из СтЗсп и 6 x 2350 мм из стали С8Г20АБ. При это рассматривались три варианта установки гидроусилителей: один гидроусилитель УЗГ.С-ИИ-200, а также по два гидроусилителя УЗГ.С-ИИ-100 и УЗГ.С-ИИ-200.

Согласно техзаданию для указанных типоразмеров полос на 96% длины разнотолщинность не должна превышать $\pm 0,05$ мм и $\pm 1\%$ от толщины соответственно.

Анализ показал, что данное требование выполняется при всех трех вариантах установки гидроусилителей. Во всех случаях в период приложения натяжений образуются участки, на которых максимальное отклонение толщины превышает указанные значения, однако протяженность таких участков не превышает 1 м.

При использовании одного гидроусилителя УЗГ.С-ИИ-200 максимальная разнотолщинность в этот период составляет 0,24 мм и 0,44 мм. При использовании двух гидроусилителей УЗГ.С-ИИ-100 она снижается незначительно. Использование двух гидроусилителей УЗГ.С-ИИ-200 позволяет снизить указанные значения в 3-3,5 раза.

В период снятия межклетевых натяжений разнотолщинность не превышает значений, указанных в техзадании.

На формирование толщины полосы непосредственно после захвата оказывают влияние колебания валков. При этом на переднем конце полосы образуется утолщенный участок длиной 1,0...1,5 м. При отсутствии регулирования максимальное отклонение толщины на этом участке составляет 0,047 мм и 0,065 мм для указанных типоразмеров полос.

При наличии регулирования разнотолщинность увеличивается примерно в 1,5 раза. Таким образом, целесообразно осуществлять перевод ГМУВ в режим автоматического регулирования толщины через С.15...С.20 с после захвата, так как при этом точность полос выше.

На основной части полосы при компенсации биения валков разнотолщинность находится в пределах $\pm 0,02$ мм даже в случае использования одного гидроусилителя УЗГ.С-ИИ-200. На практике она может быть несколько выше, так как зависит от точности выбора времени упреждения при формировании управляющего сигнала.

Анализ качества регулирования при использовании в составе ГМУВ гидроцилиндров с ходом поршня 250 мм показал принципиальную возможность их применения, хотя точность полосы при этом несколько снижается. Протяженность переднего утолщенного участка полосы возрастает в этом случае до 5,5 м, а максимальное отклонение толщины составляет 0,72 мм на полосе 2 x 2000 мм из СтЗсп. Значительно возрастает разнотолщинность также в периоды приложения и снятия межклетевых натяжений.

Хотя максимальная разнотолщинность при использовании длинноходовых гидроцилиндров довольно велика, суммарная протяженность участков, на которых она выше допустимой, не превышает 4% от длины полосы, что соответствует требованиям техзадания на проектирование ГМУВ.

В приложении приводится методика расчета ГМУВ, созданная на основе разработанных математических моделей. Методика содержит также аналитические зависимости для предварительного расчета параметров ГМУВ, полученные на основе статической модели клетки, что позволяет ускорить процесс поиска рационального решения.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработана математическая модель клетки широкополосного стана горячей прокатки, оснащенной гидравлическим механизмом установки валков. Достоверность модели подтверждена экспериментами, проведенными на промышленном стане и гидравлическом стенде ВНИИМЕТМАШа. Данная модель может быть использована для анализа процесса формирования толщины полосы в клетях чистовой группы ЛМС ГП, а также для выбора рациональных параметров указанных механизмов.

2. Разработана математическая модель системы петледержатель - полоса. Достоверность модели подтверждена экспериментально. Модель может использоваться для анализа работы петледержателей и расчета функций возмущений, создаваемых в процессе приложения и снятия межклетевых натяжений.

3. На основе разработанных математических моделей создана методика расчета гидравлических механизмов установки валков для широкополосных станов горячей прокатки.

4. Выполнен анализ процессов приложения и снятия межклетевых натяжений в чистовой группе стана 2500, и определены функции создаваемых при этом возмущений. Установлено:

- наиболее благоприятный режим работы петледержателей с точки зрения создаваемых возмущений обеспечивается при пониженном напоре форсировки на двигателях, составляющем 0,5...0,6 от максимального значения;

- функции изменения натяжения с достаточной точностью можно считать линейными на участке от нуля до номинального значения;

- время приложения натяжения составляет 0,035...0,050 с, а время снятия натяжения - 0,06...0,12 с для всех межклетевых промежутков и с уменьшением толщины полосы возрастает.

5. Выполнен анализ влияния параметров гидравлического механизма установки валков на показатели быстродействия. Установлено, что наибольшее влияние на быстродействие оказывают типоразмер и количество используемых гидроусилителей.

6. Выполнен анализ точности регулирования толщины в периоды приложения и снятия межклетевых натяжений, а также непосредственно после захвата полосы валками при различных вариантах выбора гидроусилителей. Установлено:

- требуемое качество регулирования обеспечивается при предварительно принятых параметрах регулятора и номинальном расходе гидроусилителя 200 л/мин, что позволяет считать принятые параметры рациональными;

- параллельная установка двух гидроусилителей указанного типа-размера дает возможность значительно уменьшить протяженность участков с разнотолщиной выше допустимой, но не позволяет полностью исключить такие участки;

- перевод регуляторов толщины в режим автоматического регулирования через 0,15...0,20 с после захвата полосы валками позволяет уменьшить разнотолщину на переднем участке полосы.

7. Выполнен анализ качества регулирования при использовании гидроцилиндров с ходом поршня 250 мм и показана принципиальная возможность применения таких гидроцилиндров с точки зрения обеспечиваемой точности проката.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Борисов В.И., Прокопья О.Н. Расчет прогибов валковых систем четырехвалковых листовых станов // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1983. - №11. - С. 96-100.

2. Борисов В.И., Чуняев В.П., Прокопья О.Н. Моделирование динамического процесса упругого деформирования валков //Тезисы доклада научно-технической конференции, посвященной 225-летию ПО "ИЖСТАЛЬ". Устинов, 1985. - С. 36.

3. Борисов В.И., Прокопья О.Н., Чуняев В.П. Моделирование гидравлических процессов в регуляторах толщины при захвате полосы // Совершенствование технологии, конструкции и расчетов металлургических машин: Сб. трудов / ВНИИМЕТМАШ. - 1986. - С. 108-112.

4. Борисов В.И., Прокопья О.Н. Моделирование процессов автоматического регулирования толщины в клетях НШС //Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1991. - №1. - С. 43-54.

5. Борисов В.И., Прокопья О.Н. Расчет гидравлических механизмов установки валков широкополосных станов: Учебное пособие по курсу "Гидропривод автоматизированных металлургических машин и агрегатов" / Под ред. Р.А.Яковлева. - М., 1991. - 50 с.

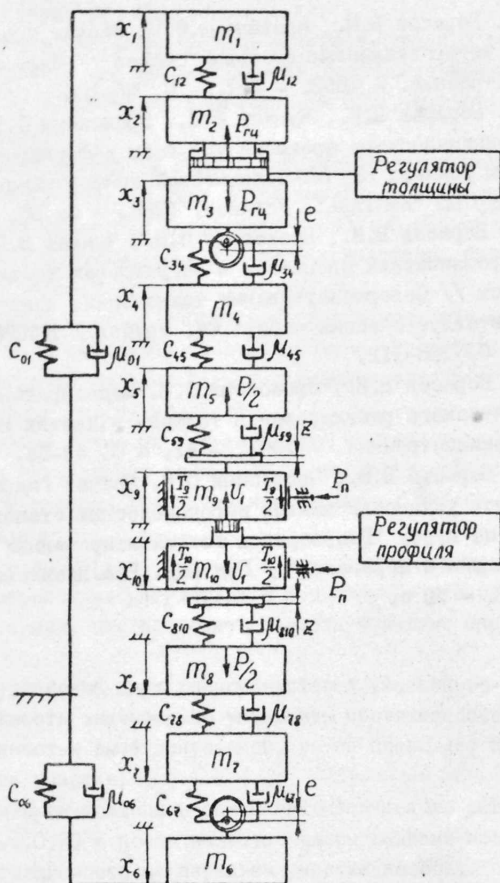


Рис. 1 Расчетная схема клетки