

На правах рукописи

ЗИОМКОВСКИЙ ВЛАДИСЛАВ МЕЧИСЛАВОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ
АВТОМАТСТАНОВ ТПА-140 И ТПА-220 НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПРИВОДА**

Специальность 05.02.09

Технологии и машины обработки давлением

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург -2012

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Баранов Георгий Леонидович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
Лехов Олег Степанович

кандидат технических наук, доцент
Некрасов Игорь Иванович

Ведущая организация ИМАШ УрО РАН

Защита состоится 16 марта 2012 года в 14.00 в ауд. М-323 на заседании диссертационного совета Д212.285.10 при Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19
Тел.: +7 (343) 375-46-94. E-mail: raskatov@pochta.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УрФУ

Автореферат разослан 8 февраля 2012 года и размещен на сайте УРФУ И ВАК <http://vak2.ed.gov.ru/catalogue/details/>
8 февраля 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

Раскатов Е.Ю.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Трубопрокатные агрегаты с автоматстаном предназначены для производства бесшовных горячекатаных труб широкого ассортимента. Возможность быстрого перехода с производства одного вида труб на другой определяет высокую эффективность использования ТПА с автоматстаном при прокатке малых партий труб.

Отличительной особенностью автоматстанов является то, что нагрузки в линии привода на этапе захвата заготовки в 3...4 раза превосходят нагрузки при установившемся процессе прокатки. Такой характер нагружения приводит к снижению надежности и долговечности оборудования автоматстанов. В известных исследованиях по динамике автоматстанов привод автоматстана приводится к рядным неразветвленным системам, и динамика ударного взаимодействия заготовки и валков при захвате рассматривается либо без учета податливостей упругих связей привода, либо процесс захвата рассматривается с энергетической точки зрения в отрыве от установившегося процесса прокатки. Такие допущения приводят к существенным отличиям расчетных нагрузок в элементах автоматстанов от нагрузок, полученных при экспериментальных исследованиях.

В этой связи комплексные исследования нагружения привода автоматстана: экспериментальные на действующем оборудовании и теоретические с использованием разветвленной динамической модели и включением процесса захвата заготовки в общую динамическую модель нагружения является актуальными.

Определение реального спектра нагрузок позволило получить рекомендации по совершенствованию оборудования автоматстана с целью повышения его технологических возможностей, надежности и долговечности.

Целью работы является совершенствование конструкции автоматстанов ТПА-140 и ТПА-220 на основе моделирования динамики привода для достижения стабильной работы автоматстанов, снижения простоев, связанных с поломкой элементов конструкции станов и повышением надежности предохранительных устройств. При этом были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработка методики динамического исследования линии главного привода станов, учитывающая специфику захвата заготовки валками и неравномерность распределения технологической нагрузки между ними.

2. Разработка пакета прикладных программ для автоматизированного расчета динамических нагрузок, включающего расчет параметров динамической модели, частотный анализ и анализ вынужденных колебаний при захвате заготовки валками.

3. Теоретический и экспериментальный анализ нагрузок, действующих на элементы конструкции автоматстана.

4. Разработка рекомендаций по модернизации оборудования, обеспечивающих снижение простоев и повышения надежности и работоспособности станов.

Научная новизна работы.

1. Разработана методика динамического расчета линии главного привода автоматстана, учитывающая специфику захвата заготовки и неравномерность распределения технологической нагрузки между валками.
2. Разработан пакет прикладных программ для автоматизированного расчета динамических нагрузок привода автоматстана, включающий автоматизацию расчетов параметров динамической модели, частотный анализ и анализ вынужденных колебаний при варьировании режимов нагружения и условий захвата заготовки.
3. Для учета податливости валопровода разработана система передачи данных от графических изображений элементов сборочных чертежей, выполненных в Автокаде, в расчетные блоки с формированием изображения упругой оси вала и расчетом деформаций валов, подшипниковых опор и зубчатых передач.
4. С использованием разработанного комплекса выполнены исследования влияния параметров автоматстана в составе ТПА-140 и условий захвата заготовки на динамические нагрузки привода.
5. Предложены рациональные сочетания параметров динамической модели, которые в заданном пространстве их изменений минимизируют динамические нагрузки в линии привода.
6. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования нагрузок в линии привода автоматстана.

Практическая ценность:

С учетом выполненных исследований получены рекомендации по совершенствованию конструкции автоматстана:

- Определены количество, размеры и форма разрушающихся элементов предохранительной муфты, обеспечивающих защиту привода от пиковых нагрузок, возникающих при захвате заготовки.
- Предложена модернизация крепления клетки автоматстана на фундаментных балках, обеспечивающая повышение жесткости и снижение нагрузок на лапы станины, что увеличивает ресурс её работы.

Реализация работы. На основе разработанных рекомендаций в цехе №2 ЧТПЗ проведена реконструкция предохранительных устройств автоматстана ТПА-140. Это позволило на 40% сократить время простоев, связанных с их срабатыванием. Акт об использовании результатов работы представлен в приложении к диссертации.

На основании выполненных исследований разработан проект реконструкции клетки автоматстана ТПА-220, обеспечивающий увеличение ресурса за счет повышения жесткости клетки и надежной её фиксации на фундаменте. Клеть с модернизированными опорами установлена в ОАО ПНТЗ в 2008 году. Эффективность её использования подтверждена трехлетним опытом безотказной эксплуатации.

Апробация работы. Основные положения работы и отдельные разделы докладывались на XIII, XV отчетных конференциях молодых ученых Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2008-2009., XVI Международной конференции молодых ученых. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009., V международной научно-технической конференции. Пенза, ПДЗ. 2009, на международной конференции, посвященной 15-летию со дня создания регионального Уральского отделения академии инженерных наук им. А.М. Прохорова. Екатеринбург, 2010,

Публикации Результаты работы представлены в 9 публикациях, в числе которых 3 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы. Работа изложена на 158 страницах, содержит 25 таблиц, 77 рисунков, библиографический список из 99 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность диссертационной работы, сформулированы её цели и задачи.

В первой главе рассмотрены различные типы ТПА с автоматстанами. Выполнен обзор работ по динамике автоматстанов. Рассмотрены нагрузки, действующие на элементы автоматстана: линии главного привода, стержня оправки, узлов крепления станины автоматстана. При совершенствовании конструкции автоматстанов необходимо знать нагрузки, действующие на элементы автоматстана как при установившемся процессе прокатки, так и при захвате заготовки, поскольку нагрузки при захвате в несколько раз превышают нагрузки установившегося процесса прокатки. Такой характер нагружения существенно снижает работоспособность и долговечность узлов автоматстана. В главе рассмотрены представленные в научной литературе сведения по нагруженности линии главного привода и стержня оправки. **Установлено**, что отсутствие обоснованной методики расчета усилий срабатывания предохранительных элементов в линии привода автоматстана, с одной стороны, приводит к разрушению деталей линии привода, с другой стороны, – к раннему срабатыванию предохранительных элементов и необоснованным простоям автоматстана. **Показано**, что для повышения долговечности клетки автоматстана необходимо выполнить анализ условий её нагружения с учетом износа опорных поверхностей и выработать рекомендации по совершенствованию конструкции клетки. При проведении теоретического исследования нагрузок особое внимание следует уделить влиянию:

- а) массы заготовки и условий её взаимодействия с инструментом в процессе захвата на динамические нагрузки в линии привода;
- б) конструктивных особенностей линии привода на неравномерность распределения нагрузок между валками автоматстана.

Для разработки рекомендаций по совершенствованию конструкции автоматстана необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования нагрузок в линии привода автоматстана, особенно на этапе захвата заготовки.

Вторая глава посвящена разработке динамической модели привода автоматстана и определению её параметров.

На работоспособность элементов рабочей линии стана существенное значение оказывают нагрузки, возникающие в период захвата заготовки рабочими валками и при посадке ее на неподвижную оправку.

На величину этих пиковых нагрузок влияет как перераспределение кинетической энергии между разгоняемой в момент захвата гильзой и валками, так и нестационарное позиционирование оправки относительно ручьев прокатных валков. Кроме этого случайный характер пиковых нагрузок объясняется также значительными отклонениями формы прокатываемой заготовки, получаемой на предшествующей операции прошивки.

Для оценки влияния перечисленных факторов на нагруженность автоматстана требуется рассмотрение динамических процессов, происходящих при захвате заготовки.

При этом следует разработать динамическую модель привода, объединяющую процесс захвата заготовки и установившийся процесс прокатки в единый динамический расчет. Для описания динамики привода автоматстана предлагается следующая динамическая модель, достаточно полно описывающая его структуру (рис.1)

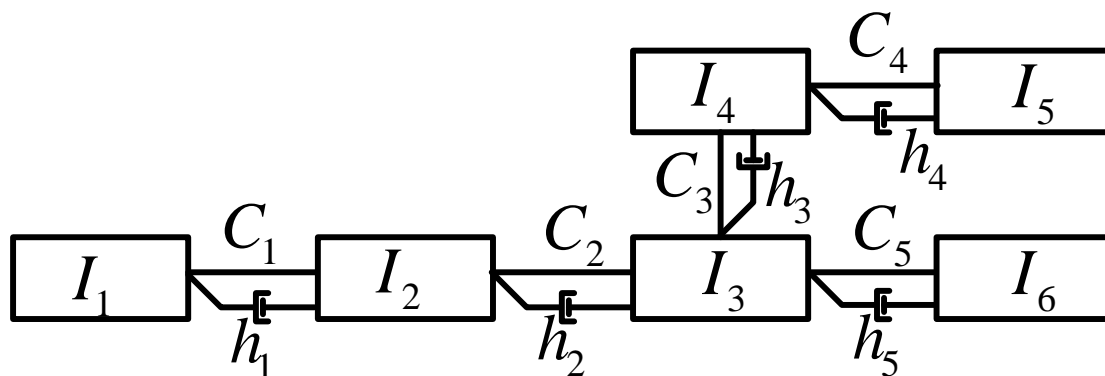


Рис.1. Динамическая модель привода автоматстана

Динамика переходного процесса в представленной шестимассовой модели описывается системой дифференциальных уравнений относительно упругих моментов $M_{i;i+1}$

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + M_{C12} = M_\partial \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + M_{C23} - M_{C12} = 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + M_{C34} + M_{C36} - M_{C23} = 0 \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + M_{C45} - M_{C34} = 0 \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 - M_{C45} = -M_{T5} \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 - M_{C36} = -M_{T6}, \end{cases} \quad (1)$$

где I_i приведенный момент инерции i -той массы;

φ_i – обобщенная координата i -той массы;

$M_{Ci;i+1}$ – упруго-диссипативный момент на участке между i -той и $i+1$ массами;

M_δ – приведенный момент электродвигателя;

M_{Ti} – момент силы от технологической нагрузки, приложенный к i -той массе.

Упруго-диссипативные моменты определяются по формуле

$$M_{Ci;i+1} = C_i (\varphi_i - \varphi_{i+1}) + h_i (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}),$$

где C_i - коэффициент жесткости упругой связи между i -той и $i+1$ массами;

h_i - коэффициент вязкого демпфирования на участке между i -той и $i+1$ массами.

Решение системы (1) ищем в виде

$$M_{i;i+1} = \sum_{j=1}^5 A_{1,j} x_{i,j} e^{-n_j t} \sin(p_j t + \alpha_j) + D_i \quad (2)$$

где $n_j = p_j \lambda_j / (2\pi)$

λ_j - логарифмический декремент по j -той форме колебания.

$A_{1,j}$ - амплитуды по первой форме колебаний;

$x_{i,j}$ - коэффициенты формы;

α_j - начальные фазы;

p_j - частоты собственных колебаний;

D_i - частные решения.

Частоты находили из решения определителя.

$$\begin{vmatrix} p^2 - \beta_{12}^2 & \dots & \frac{C_1}{I_2} & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \frac{C_2}{I_2} & \dots & p^2 - \beta_{23}^2 & \dots & \frac{C_2}{I_3} & \dots & 0 & \dots & \frac{C_2}{I_3} \\ 0 & \dots & \frac{C_3}{I_3} & \dots & p^2 - \beta_{34}^2 & \dots & \frac{C_3}{I_4} & \dots & -\frac{C_3}{I_3} \\ 0 & \dots & 0 & \dots & \frac{C_4}{I_4} & \dots & p^2 - \beta_{34}^2 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \frac{C_5}{I_3} & \dots & -\frac{C_5}{I_3} & \dots & 0 & \dots & p^2 - \beta_{36}^2 \end{vmatrix} = 0$$

Корни полученного уравнения определили методом Ньютона

Амплитуды по высшим формам колебаний представили через коэффициенты формы $x_{i,j}$ и амплитуды по первой форме колебаний $A_{1,j}$

$$A_{i,j} = A_{1,j} \cdot x_{i,j}. \quad (2.5)$$

Задаваясь частотой колебаний p_j , подставим выражение (2.3) в систему дифференциальных уравнений (2.2) и получим после преобразований систему алгебраических уравнений для определения коэффициентов формы $x_{i,j}$.

$$\begin{cases} p_j^2 + \beta_{12}^2 - \frac{C_1}{I_2} x_{2j} = 0 \\ \frac{C_2}{I_2} + x_{2j} (p_j^2 - \beta_{23}^2) + \frac{C_2}{I_3} x_{3j} + \frac{C_2}{I_3} x_{5j} = 0 \\ \frac{C_3}{I_3} x_{2j} + x_{3j} (p_j^2 - \beta_{34}^2) + \frac{C_3}{I_4} x_{4j} - \frac{C_3}{I_3} x_{5j} = 0 \\ \frac{C_4}{I_4} x_{3j} + x_{2j} (p_j^2 - \beta_{45}^2) = 0 \\ \frac{C_5}{I_3} x_{2j} + x_{5j} (p_j^2 - \beta_{36}^2) - \frac{C_5}{I_3} x_{3j} = 0. \end{cases} \quad (2.6)$$

Полученную систему для различных p_j решили методом Гаусса.

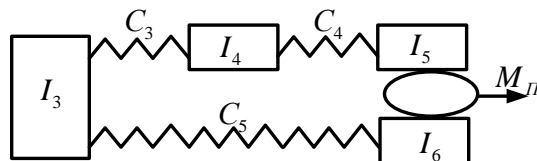
Вид частного решения зависит от характера возмущающей нагрузки. Для режима захвата гильзы валками автоматстана момент сил технологического сопротивления с достаточной точностью можно аппроксимировать следующими зависимостями:

$$M_{Ti} = \begin{cases} M_{\Pi i} t / t_p & \text{при } t \leq t_p \\ M_{\Pi i} & \text{при } t > t_p, \end{cases} \quad (3)$$

где t_p - время нарастания нагрузки до установившегося значения;

$M_{\Pi i}$ - установившийся момент технологических сил сопротивления.

Распределение момента прокатки M_T между валками автоматстана может зависеть от целого ряда факторов, среди которых выделим различную жесткость кинематических цепей привода валков. Крутящий момент от электродвигателя передается на нижний вал шестеренной клетки и далее раздваивается. Часть момента передается непосредственно на нижний прокатный валок, оставшаяся часть через зубчатую передачу шестеренной клетки передается на её верхний вал, и далее на верхний прокатный валок. Для составления расчетной схемы часть динамической модели привода (Рис.1), связанную с шестеренной клетью и прокатными валками, на этапе взаимодействия с заготовкой, представим в следующем виде:



Деформации упругих связей 3-5 и 3-6 равны

$$\Delta\varphi_5 = M_{\Pi 5} / C_{35}, \Delta\varphi_6 = M_{\Pi 6} / C_5,$$

где C_{35} - суммарная жесткость соединения между 3 и 5 массами при последовательном соединении жесткостей C_3 и C_4 .

Поскольку на этапе установившегося движения $\Delta\varphi_5 = \Delta\varphi_6$, используя очевидное равенство $M_{\Pi} = M_{\Pi 5} + M_{\Pi 6}$, получим

$$M_{\Pi 5} = \frac{M_{\Pi}}{1 + C_5/C_{35}}; \quad M_{\Pi 6} = \frac{M_{\Pi}}{1 + C_{35}/C_5}, \quad (4)$$

$$\text{где } C_{35} = \frac{C_3 C_4}{C_3 + C_4}.$$

Решения (2) содержат 5 произвольных постоянных $A_{i,j}$ и столько же постоянных α_j . Для их определения используем начальные условия $M_{i,i+1}(0) = a_{0i}$; $\dot{M}_{i,i+1}(0) = b_{0i}$.

Принимая, что до удара гильзы о валки скорости всех масс привода ω_i были одинаковы, запишем выражение для a_{0i} и b_{0i} :

$$M_{i,i+1} = a_{0i} = 0; \quad \dot{M}_{i,i+1} = b_{0i}; \quad b_{0i} = 0 \quad \text{при } i=1...3.$$

Для определения b_{04} и b_{05} примем, что удар гильзы о валки является абсолютно неупругим и после удара гильза и валки движутся как единое целое со скоростью ω_{5y} .

Тогда

$$b_{04} = C_4(\omega_5 - \omega_{5y}), \quad b_{05} = C_5(\omega_5 - \omega_{5y});$$

$$\omega_{5y} = \frac{\omega_5(I_5 + I_6) + V_{\Gamma} m_{\Gamma} R_K}{I_5 + I_6 + m_{\Gamma} R_K^2},$$

где m_{Γ} - масса гильзы;

V_{Γ} - скорость гильзы в момент захвата;

R_K - катящийся радиус валка.

Для автоматизированного расчета параметров динамической модели и динамических нагрузок в линии привода автоматстана был разработан пакет прикладных программ на базе Автокада. Объединение расчетных модулей с графическими возможностями Автокада позволило определить часть параметров динамической модели привода по сборочным чертежам элементов привода, а также существенно упростило визуализацию результатов расчета.

Разработана система передачи данных от графических изображений элементов сборочных чертежей, выполненных в Автокаде, в расчетные блоки пакета АРМКОН, позволяющая рассчитывать податливости валопровода, подшипниковых опор и зубчатых передач с формированием изображения упругой оси вала.

При расчете эквивалентной податливости редуктора и шестеренной клетки были учтены изгибная деформация валов, податливость опор и податливость зубчатых передач.

Разработанный пакет позволяет рассчитывать крутильные податливости участков вала различной формы: круг, кольцо, участки с одним либо с двумя шпоночными пазы, с лыской и др. Он позволяет также рассчитывать приведенную податливость переходных участков и соединительных элементов валопровода: МУВП, фланцевого соединения без ступицы и со ступицами и др.

Модульная структура пакета прикладных программ показана на рис.2.

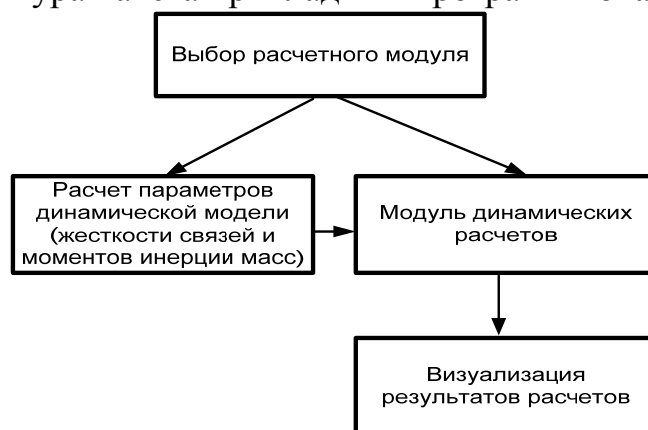


Рис.2 . Модульная схема пакета прикладных программ

С использованием разработанного пакета программ определены значения инерционных и упругих параметров динамической модели линии привода автоматстана.

Третья глава посвящена расчету динамических нагрузок автоматстана с использованием разработанной динамической модели.

Ввод данных

Массы, КГ (Моменты инерции, КГ*М^2)

m1 (J1)	m2 (J2)	m3 (J3)	m4 (J4)	m5 (J5)	m6 (J6)
77000	28000	240	200	280	280

Жесткости, Н/М (Н*М)

C1	C2	C3	C4	C5
1000000	10000000	100000000	500000	500000

Логарифмические декременты по собственным формам

1	2	3	4	5
0.42	0.46	0.37	0.47	0.47

OK Отмена

Рис. 3 Ввод данных для разветвленных систем

Выбор динамической модели и ввод исходных данных выполняется при помощи диалогового окна, показанного на рис.3.

На величину динамических нагрузок в упругих связях автоматстана влияет момент прокатки, масса прокатываемой заготовки, скорость её задачи в валки, величина катающего радиуса и соотношение жесткостей концевых участков динамической модели. Эти технологические параметры вводятся в диалоговом окне, показанном на рис. 4.

Ввод нагрузок

Движущая сила (момент), приложенная к первой массе, Н (Н*м)

Силы сопротивления (моменты), приложенные к массе с № n, Н (Н*м)

2 3 4 5 6

Время нарастания силы сопротивления, с Суммарное время процесса, с

Скорость захвата гильзы, м/с Скорость гильзы, м/с

Масса гильзы, кг Катающий радиус валков, м

Рис.4 Диалоговое окно ввода технологических параметров прокатки

Одним из факторов, определяющим работоспособность линии привода, является неравномерность распределения крутящих моментов между шпинделями. Наряду с факторами, указанными в первой главе, на величину данной неравномерности существенное влияние оказывают также соотношения жесткостей валковых участков валопроводов. На рис. 5 показана зависимость величины $M_{П5}$ от приведенной жесткости шестеренной клетки с учетом влияния изгибной жесткости её валов, жесткости зубьев и подшипников.

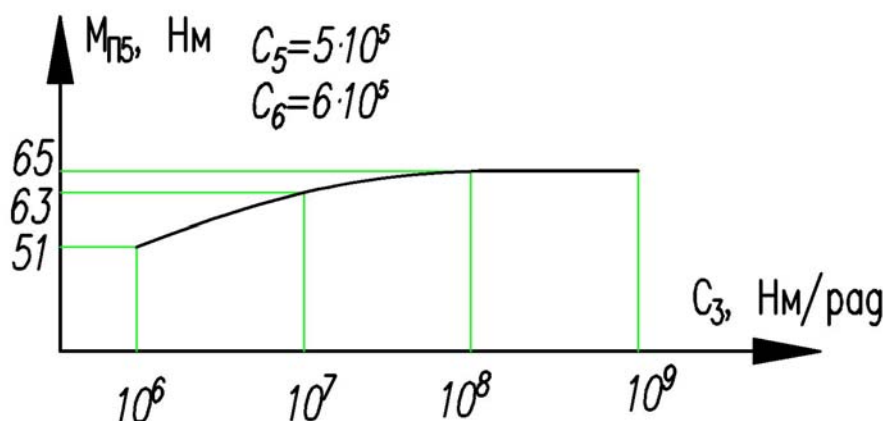


Рис. 5. Влияние жесткости третьего участка на распределение момента прокатки между валками

Типичный характер изменения нагрузок, действующих в упругих связях динамической модели автоматстана ТПА-140 ЧТПЗ, показан на рис. 6. Результаты исследования этого автоматстана могут быть распространены на другие типоразмеры аналогичных станов.

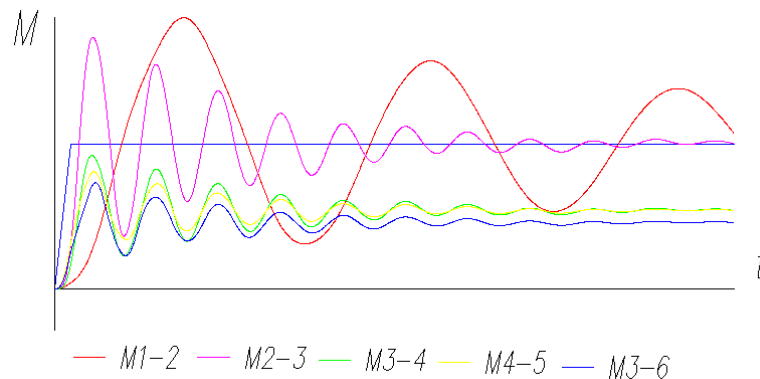


Рис. 6. Нагрузки, действующие в упругих связях

Как видно из рис. 6. коэффициенты динамичности в упругих связях составляют: верхний валок – шестеренная клеть (связь 3-6) $K_d = 1,6$; нижний валок – шестеренная клеть (связь 4-5) $K_d = 1,5$; зубчатое зацепление колес шестеренной клетки (связь 3-4) $K_d = 1,7$; редуктор – шестеренная клеть (связь 2-3) $K_d = 1,7$ двигатель — редуктор (связь 1-2) $K_d = 1,9$.

Захват заготовки при работе определяется задающим устройством, которое управляется оператором автоматстана. При этом, время захвата заготовки, при прочих равных условиях, зависит от скорости задачи гильзы в валки, состояния торца заготовки после прошивки и других факторов. Поскольку время захвата по различным источникам различается в несколько раз, а величина этого времени существенно влияет на динамические нагрузки, то в работе выполнен анализ влияния этого времени в диапазоне от $t_p = 0,02$ с. до $t_p = 0,2$ с. на величину динамических нагрузок в линии привода автоматстана. Из расчетов следует, что коэффициент динамичности на участках 4-5 и 2-3 при этом, изменяется более чем в полтора раза (табл. 1).

Таблица 1

Зависимость коэффициентов динамичности от времени захвата заготовки

$t_p, \text{с.}$	0.02	0.06	0.09	0.12	0.2
K_{4-5}	1,74	1,59	1,57	1,19	1,12
K_{1-2}	1,85	1,84	1,83	1,82	1,77
K_{2-3}	1,82	1,64	1,45	1,22	1,15

При исследовании влияния массы заготовки и скорости её задачи в реальном диапазоне их значений, установлено слабое влияние этих параметров на изменение коэффициентов динамичности.

При проектировании новых станов и реконструкции действующих возможно значительное изменение моментов инерции элементов стана и податливостей элементов валопроводов за счет изменения конструкции соединительных муфт, шпинделей, соединяющих шестеренную клеть с валками и других конструктивных элементов стана. Поэтому важно знать, как зависят динамические нагрузки в упругих связях от параметров линии привода.

Зависимость коэффициентов динамичности от жесткости участков линии привода показана на рис. 7,8,9.

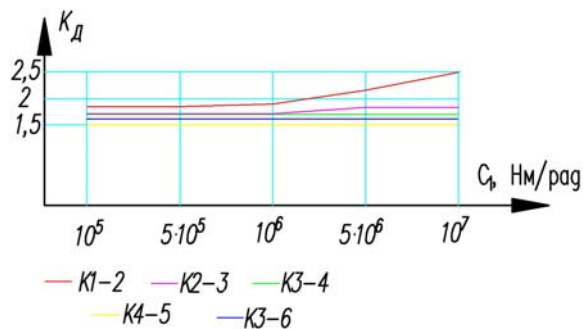


Рис.7. Зависимость коэффициентов динамичности от жесткости C_1

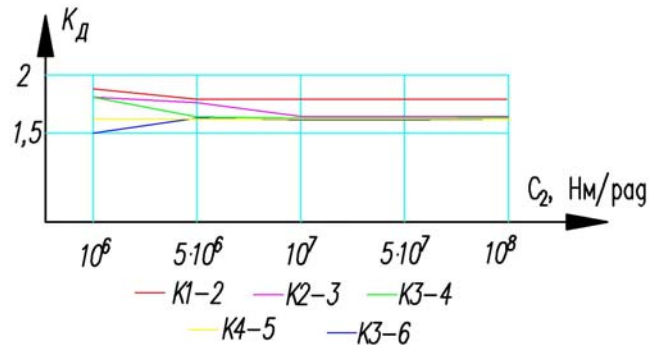


Рис.8. Зависимость коэффициентов динамичности от жесткости C_2

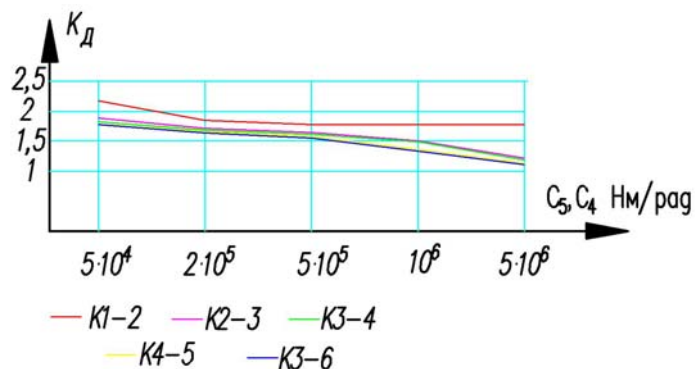


Рис.9. Зависимость коэффициентов динамичности от жесткости участков C_5 и C_4

Влияние жесткостей участков «двигатель-редуктор» и «редуктор-шестеренная клеть» на коэффициенты динамичности K_{1-2} и K_{2-3} приведено в табл. 2.

Таблица 2

Влияние соотношения жесткости участков «двигатель-редуктор» и «редуктор-шестеренная клеть» на коэффициенты динамичности K_{1-2} и K_{2-3}

C_1 , Нм/рад		C_2 , Нм/рад				
		10^6	$5 \cdot 10^6$	10^7	$5 \cdot 10^7$	10^8
$5 \cdot 10^5$	K_{1-2}	1,84	1,83	1,83	1,83	1,83
	K_{2-3}	1,79	1,70	1,64	1,60	1,60
10^6	K_{1-2}	1,89	1,84	1,84	1,84	1,84
	K_{2-3}	1,79	1,71	1,64	1,60	1,60
$5 \cdot 10^6$	K_{1-2}	2,27	1,96	1,92	1,88	1,88
	K_{2-3}	1,81	1,72	1,66	1,62	1,61

Как следует из таблицы 2 и рис. 7-9, наибольшее влияние на нагруженность упругих связей оказывают жесткости участков «двигатель – редуктор» и валопровода между шестеренной и рабочей клетями. В то же время при изменении жесткостей участков «двигатель-редуктор» и «редуктор-шестеренная клеть» в конструктивно реализуемом диапазоне этих жесткостей минимальные коэффициенты динамичности на данных участках достигаются на той границе диапазона, на которой жесткость C_2 принимает наибольшее значение. При этом снижение максимальных в данном диапазоне коэффициентов динамичности составляет 20-25%.

Важной особенностью динамической модели линии привода стана ТПА-140 является то, что приведенные массы двигателя и редуктора в 100 и более раз превышают остальные приведенные массы привода. Это приводит к тому, что в упругой связи «двигатель-редуктор» нагрузка полностью определяется первой формой колебаний. Маховые массы редуктора являются своеобразным фильтром, не пропускающим колебания высших форм от очага деформации к двигателю.

Колебательные процессы в упругих связях от очага деформации до редуктора в основном определяются второй формой колебаний.

Время захвата заготовки сопоставимо с периодом второй формы колебаний и поэтому оказывает весьма существенное влияние на динамические нагрузки тех упругих связей, где эта форма колебаний является основной, практически не влияя на упругий момент в связи «двигатель-редуктор».

Масса гильзы, разница окружной скорости валков на катающем радиусе и скорости гильзы в момент захвата, а также катающий радиус не оказывают существенного влияния на коэффициенты динамичности нагрузки в упругих связях.

В четвертой главе приведены методика и результаты экспериментального исследования нагруженности линии главного привода и элементов конструкции автоматстана. Экспериментальные исследования проводились на автоматстанах ТПА – 140 цеха № 2 ЧТПЗ и ТПА – 220 цеха № 1 ПНТЗ. При проведении экспериментальных исследований выполнялась регистрация следующих параметров: нагрузки на шпинделях привода рабочих валков, напряжения и усилия в стержне оправки и в штоке задающего механизма, усилия в узлах крепления станины к фундаментным балкам. Функционально-структурная схема системы регистрации параметров и взаимосвязи ее компонентов приведены на рис. 10.

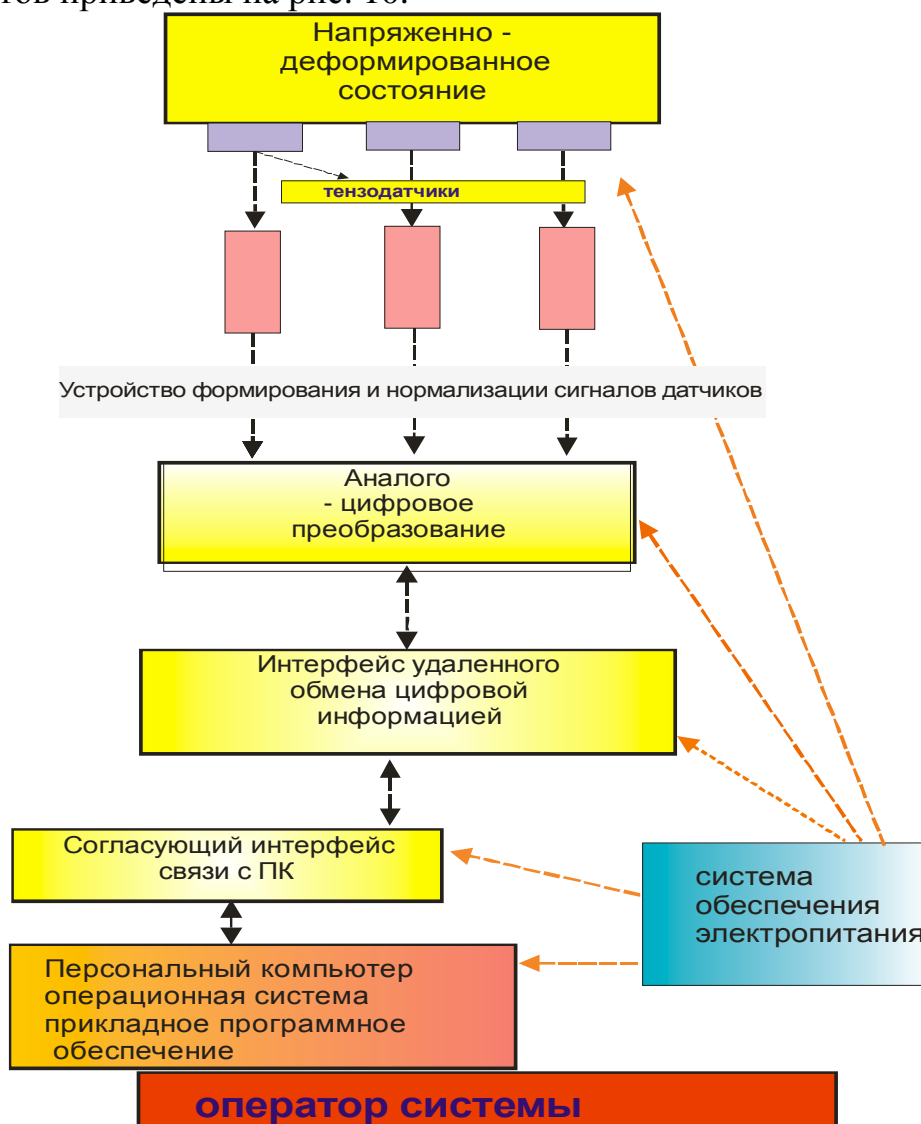


Рис.10. Функционально-структурная схема системы регистрации экспериментальных параметров

Для измерений деформаций (напряжений) на шпинделях главного привода рабочих валков использовались тензометрические резисторы с базой 5 мм фирмы «Mistecnic». Ввиду технической сложности прямой тарировки на действующем оборудовании для тарирования крутящих моментов

использовалось специальное устройство, включающее брус (балку) круглого сечения и схему нагружения с компенсацией изгибающего момента на его консоли (рис. 11).

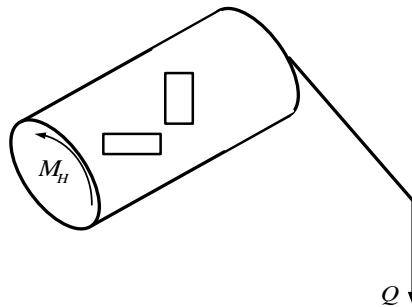


Рис.11. Схема тарирования крутящих моментов

Типовые осциллограммы крутящих моментов на верхнем и нижнем шпинделях валков при прокатке труб с размерами 114x5 из стали 20 приводятся на рис. 12.

Результаты замеров показывают, что соотношение моментов прокатки на шпинделях привода валков в установившемся режиме составляет в среднем 1,1...1,2. Таким образом, выполненные замеры подтверждают теоретические выводы, сделанные в третьей главе.

Кроме этого установлено:

- продольные нагрузки, действующие на стержень оправки, вызывают её кривой изгиб;
- в первой половине цикла прокатки заготовки деформации изгиба возрастают до максимального значения, затем скачкообразно снижаются примерно на 40% и стабилизируются на этом уровне до конца цикла прокатки;
- начало процесса деформации сопровождается скачкообразным кратковременным нарастанием нагрузки в стержне оправки, при этом пиковое значение усилий сжатия превышает значение сжимающей нагрузки при установившемся процессе в 1,5...1,7 раза;
- математическое ожидание значений осевых усилий, воспринимаемых стержнем оправки в первом проходе, $F_1=585$ кН. Диапазон зарегистрированных значений при установившемся процессе составляет 515 – 620 кН. Максимальное значение усилий в момент захвата 810 кН;
- математическое ожидание значений осевых усилий, воспринимаемых стержнем оправки во втором проходе, $F_2=395$ кН. Диапазон зарегистрированных значений при установившемся процессе составляет 355 – 425 кН. Максимальное значение усилий в момент захвата 675 кН.

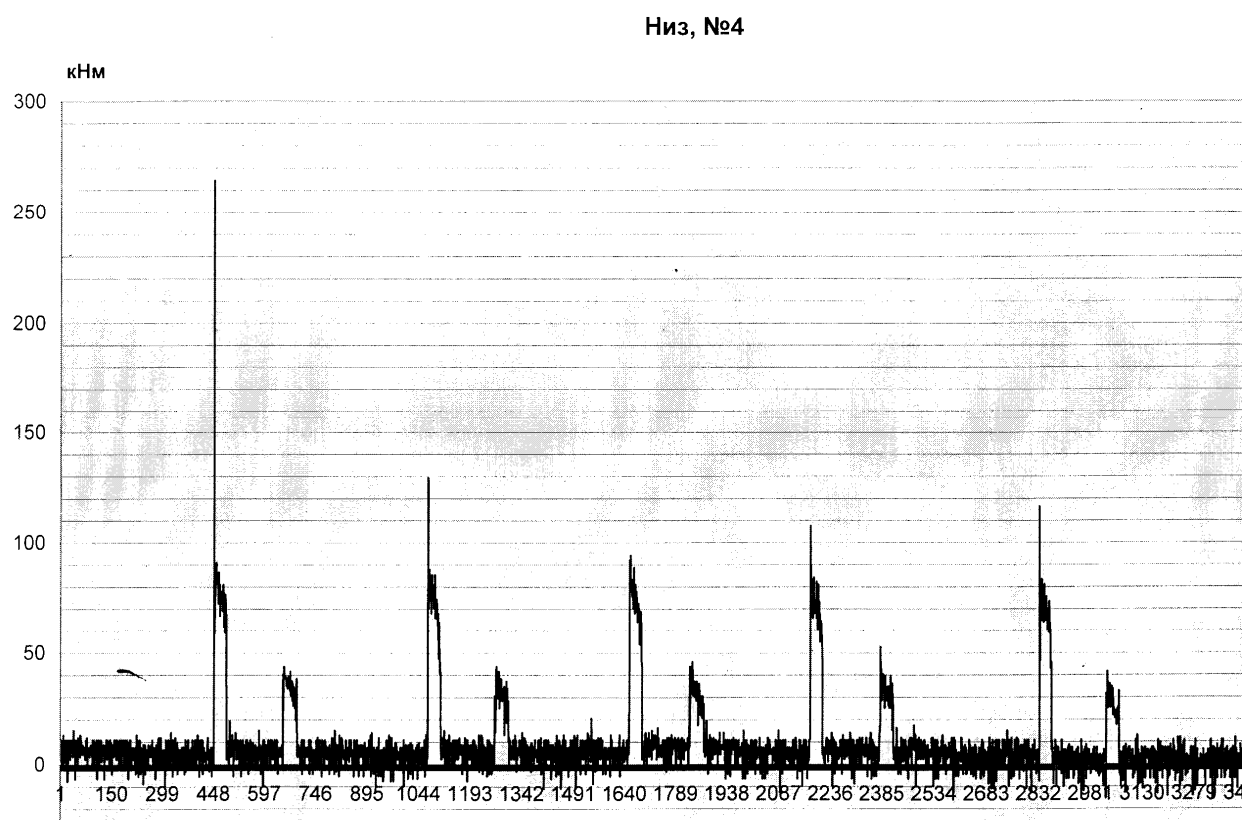
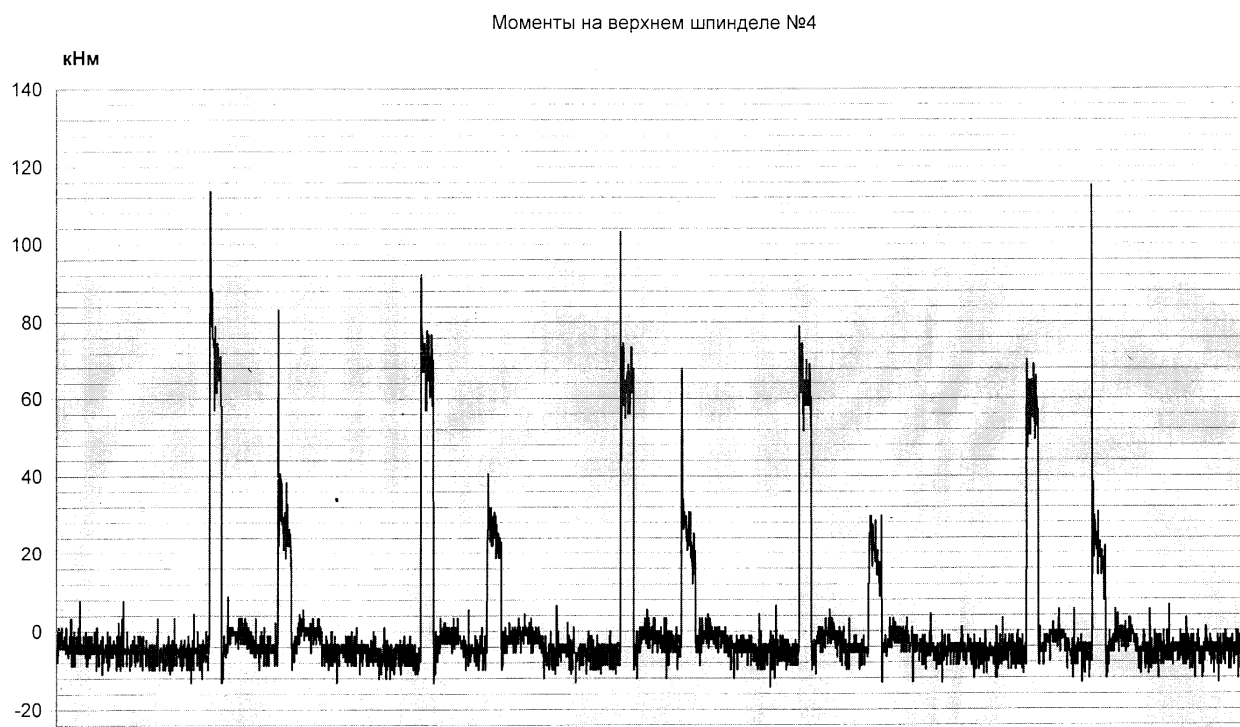


Рис. 12 Типовые осциллограммы крутящих моментов

При измерении деформаций и напряжений в стержне оправки с целью раздельного определения продольных и изгибных напряжений в контрольном сечении стержня оправки по периметру сечения располагали три пары датчиков (основной и компенсационный). Каждую пару тензометрических датчиков

Прокатка на стержне $\Phi 170 \times 114$ Напряжения на стержне оправки. Дата 14.03.07. Труба 219x8,5. Запись №2

кН

80

70

60

50

40

30

20

10

-10

-20

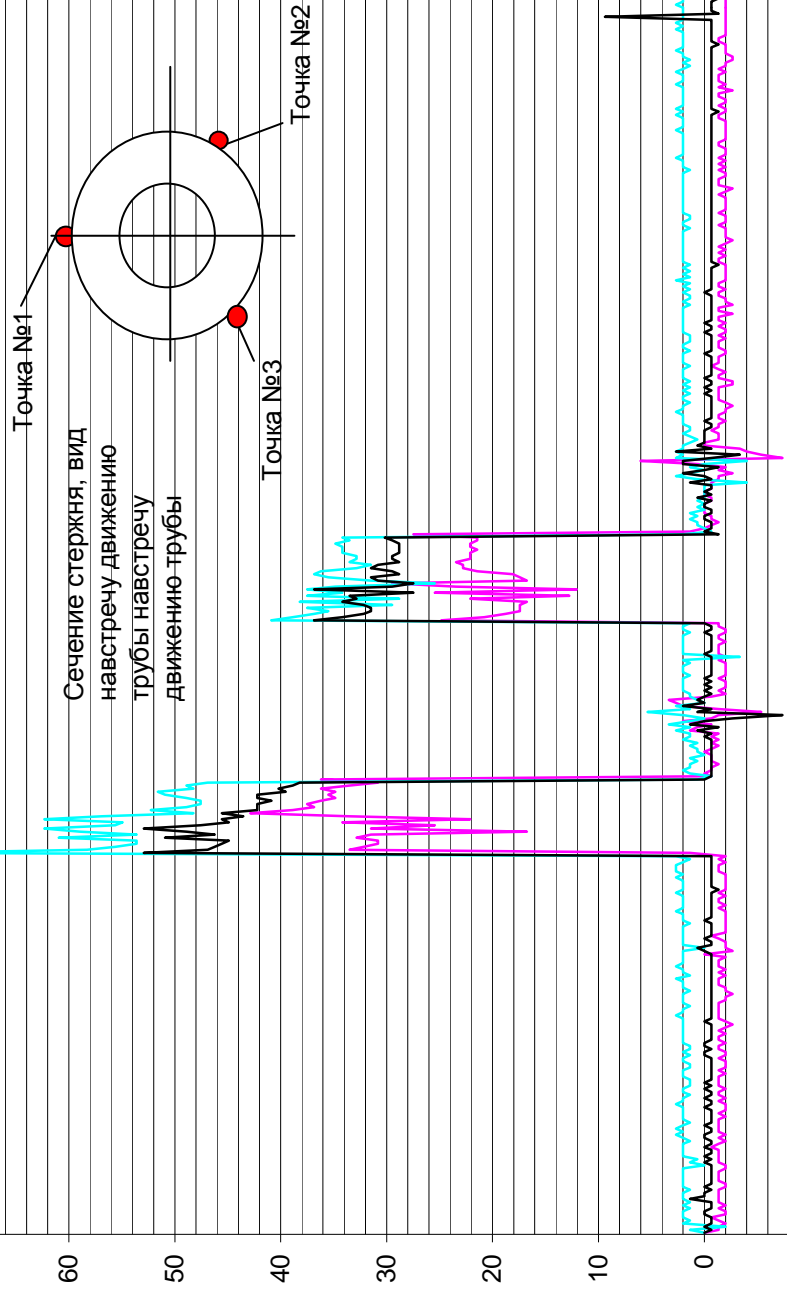


Рис.13 Осциллограмма замера напряжений в стержне оправки

наклеивали на поверхность стержня под углом 120^0 по отношению к двум соседним.

На рис.13 представлена типовая осциллограмма напряжений в стержне оправки, при прокатке двух последовательных труб 219х8,5 из стали 09Г2С в два прохода. Три осциллограммы соответствуют изменениям во времени напряжений в 3-х точках сечения стержня оправки, имеющей размеры 170х114.

Данные измерений осевых усилий, воспринимаемых стержнем оправки, приведены в таблице 3.

Таблица 3

Осевая нагрузка на стержень оправки

№ записи	1		2		3		4		5		6		7		8	
№ прохода	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Осевая нагрузка, кН	550	375	515	355	615	425	620		580	400	605	400	595	390	600	420

Регистрация продольных усилий на штоке пушера **показала**, что при встрече заготовки с рабочими валками усилие сжатия штока меняется в диапазоне от 40 до 120 кН.

Каждая из четырех лап основания станины рабочей клетки автоматстана закрепляется на фундаментных балках двумя болтами (рис.14). Усилия затяжки наряду с силами веса клетки и внешними технологическими нагрузками воспринимают лапы основания. Асимметричный характер внешнего силового воздействия технологических сил определяет неравномерное распределение нагрузок по опорным участкам. Кроме того значительный износ сопряженных контактных поверхностей лап боковых стенок и фундаментных плит вносит статическую неопределимость в условия контакта опорных поверхностей. С целью экспериментальной проверки нагрузок, воспринимаемых болтовыми соединениями лап боковых стенок рабочей клетки к фундаментным балкам, выполнены замеры деформаций и напряжений в болтах основания. При замерах напряжений в фундаментных болтах для синхронизации результатов измерений с фазой цикла прокатки одновременно регистрировали усилия в стержне оправки. Типовая осциллограмма этого цикла приведена на рис.14.

При экспериментальной проверке нагрузок, воспринимаемых болтовыми соединениями лап рабочей клетки **установлено**, что максимальные силы растяжения тела болта в период прокатки действуют в диагонально расположенных болтах (левом заднем и переднем правом по отношению к направлению прокатки) и достигают 40-60 кН. Полученные результаты подтверждают теоретические выводы, сделанные в первой главе.

Усилия на стержне и в анкерном болте, КН. Труба ф127х5.сталь10.Сечение стержня ф94х15. Дата 24.04.07. Запись №5

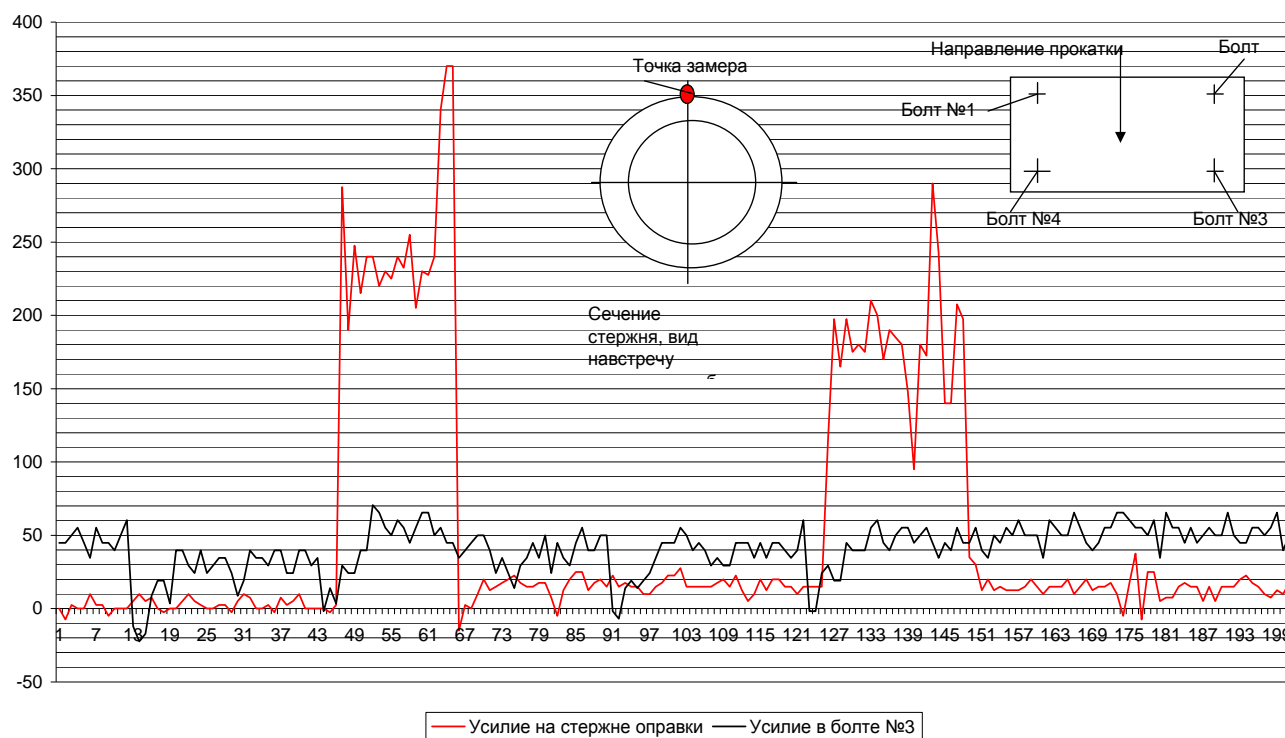


Рис. 14 Осциллограмма замера напряжений в болтах крепления станины клетки

Вместе с тем были отмечены одиночные кратковременные размахи пиковых значений напряжений растяжения-сжатия в промежутках между периодами прокатки, которые нередко превышают значения, зарегистрированные во время прокатки. Отклонения напряжений от нулевых значений во время пауз между периодами прокатки связаны с возмущающими нагрузками на клеть от линии главного привода рабочих валков, от механизмов вертикального перемещения верхнего рабочего валка и нижнего ролика обратной подачи. Этому способствует низкая жесткость соединений боковых стенок клетки и наличие значительных зазоров в зоне контакта опорных поверхностей лап основания с фундаментными балками. Таким образом, одним из требований, направленных на повышение работоспособности опорных узлов клетки, является повышение ее жесткости в поперечном направлении.

В пятой главе приведены рекомендации по совершенствованию линии привода и элементов конструкции автоматстана. Теоретические и экспериментальные исследования, выполненные в работе и приведенные в главах 3 и 4, позволили разработать рекомендации по совершенствованию элементов конструкции автоматстана.

Зубчатая муфта (рис. 15), соединяющая ведомый вал редуктора с ведущим валом шестеренной клетки является одним из важнейших элементов линии привода рабочих валков. Эта муфта имеет предохранительные устройства в виде срезных пальцев и шпонок, выделенных красным цветом на рис. 15.

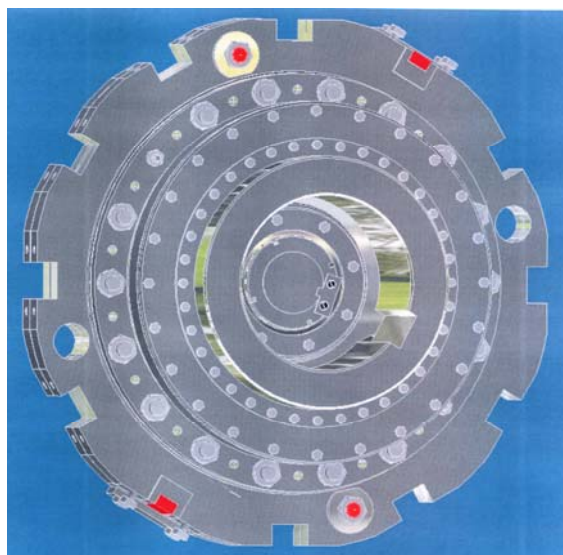


Рис. 15. Зубчатая муфта (общий вид)

В технической литературе отмечается, что предохранительные элементы, выполненные в форме цилиндрических штифтов или в виде призматических шпонок, характеризуются снижением точности срабатывания при увеличении числа предохранительных элементов из-за их неравномерного нагружения.

Особенностью объектов с предохранительным элементом является необходимость оценки двух противоречивых событий: безотказной передачи нагрузки, необходимой для совершения работы, и безотказного срабатывания (разрушения) предохранительного устройства при перегрузках. В основу оценки надежности зубчатой муфты положены данные о наибольшем крутящем моменте, указанном на заводском чертеже, и результаты статистической обработки натурных производственных замеров крутящих моментов на шпинделях рабочих валков автоматстана, приведенные в главе 4.

Вероятность безотказной работы зубчатой муфты при нормальном законе распределения внешних нагрузок определяется с помощью квантили нормального распределения – u_p :

$$u_p = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_p^2 + v_a^2}},$$

где - $\bar{n} = \bar{T}_p / \bar{T}_a$ коэффициент запаса по средним;

T_p, T_a - средние значения разрушающего и внешнего моментов;

v_p, v_a - коэффициенты вариации разрушающего и внешнего моментов.

На основании расчета разрушающих сил по условию работоспособности линии главного привода: зубчатых передач, валов редуктора и шестеренной клетки и данных экспериментального исследования получено значение квантили нормального распределения $u_p = -2,236$, что соответствует вероятности безотказной работы зубчатой муфты $P(t) = 0,9987$ автоматстана ТПА – 140. В ходе практических замеров определена активная мощность электропривода, представленная на рис.16. Осциллограмма показала, что маховичный эффект

массивных зубчатых колес редуктора защищает элементы конструкции, предшествующие зубчатой муфте, от случайных воздействий пиковых нагрузок

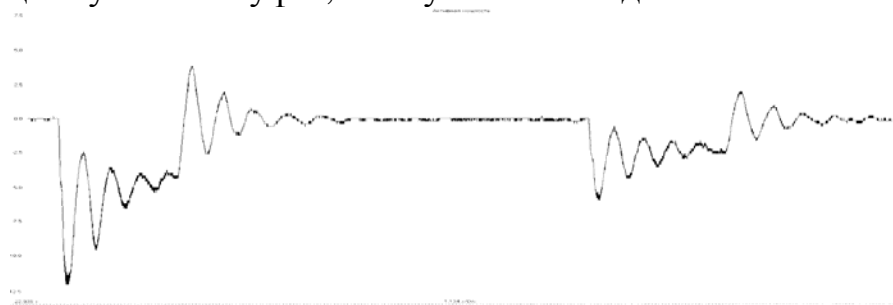


Рис. 16 Осциллограмма нагрузки на двигатель

Для разработки рекомендаций по проектированию срезного пальца муфты была создана его объемная модель в пакете объемного моделирования ИНВЕНТОР фирмы AUTODESK, и выполнен конечно-элементный расчет в модуле ANSIS этого пакета.

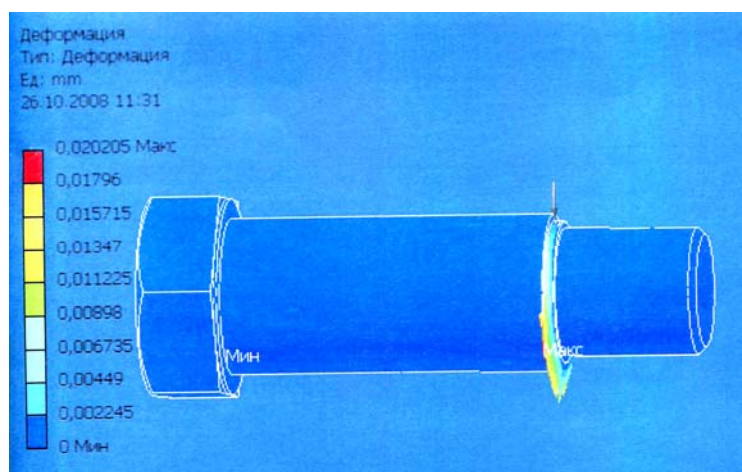


Рис. 17 Срезной элемент муфты

На рис. 17 показана конструкция и палитра деформации срезного пальца, используемого в настоящее время в качестве разрушаемого элемента в муфте предельного момента автоматстана.

В соответствии с конечно-элементным расчетом разрушение по галтельному участку такого срезного элемента происходит при пиковом значении крутящего момента $T_{\text{пик}}$ не более 500 кНм. Это соответствует наибольшим значениям измеренных пиковых нагрузок, но в 1.5 раза уступает критерию прочности наиболее слабого звена главного приводного устройства автоматстана, что является основной причиной несанкционированных остановок. Кроме того ступенчатая форма срезного пальца при наличии зазора между полумуфтами является причиной накопления усталостных повреждений от деформации изгиба.

Помимо срезных пальцев в конструкции муфты автоматстана ТПА-140 цеха №2 ЧТПЗ предусмотрены две срезные шпонки. Однако параллельное использование группового предохранительного элемента существенно снижает и без того невысокую точность срабатывания разрушаемых элементов.

Учитывая, что срезные шпонки при прочих равных условиях, имеют пониженный коэффициент чувствительности по сравнению со срезными пальцами, наиболее рациональным вариантом является установка по периметру муфты двух срезных элементов, выполненных в виде срезных пальцев из сталей марок У8А, У10А или 40,45,50. Применение закаленных пальцев с круговой или V-образной выточкой в области срезного участка обеспечивает более надежную работу муфты в аварийных режимах.

Для разработки рекомендаций по обеспечению необходимого ресурса рабочей клетки автоматстана ТПА-220 цеха №1 ПНТЗ было выполнено расчетное определение сил взаимодействия лап рабочей клетки с фундаментными балками.

Как показывают экспериментальные исследования, приведенные в главе 4, благодаря большим инерционным массам деталей рабочей клетки при замерах реальных силовых воздействий отмечается «сглаживающий» характер пиковых кратковременных воздействий на характеристики нагружения основных деталей (например, фундаментных болтов). Это позволяет при построении расчетной схемы нагрузок ориентироваться на длительно действующие усредненные в пределах одного цикла возмущающие воздействия.

В этих условиях расчетная модель нагружения построена для наиболее опасного случая приложения внешней технологической нагрузки вдоль оси крайнего ручья, ближайшего к одной из опор вала. Это соответствует и максимальным по характеристикам прокатываемого сортамента значениям внешних сил, поскольку, как правило, ручьи предназначенные для прокатки труб наибольшего диаметра, размещены на крайних участках валков, в непосредственной близости от опор вала, т.е. там где деформация изгиба и раскрытие валков под нагрузкой минимально.

Основные причины неудовлетворительной работы стана связаны с разрушениями лап основания и отсутствием надежного их закрепления на фундаментной балке. В исходной конструкции предусмотрена посадка лап основания на две независимые фундаментные балки по наклонным поверхностям с зазором между горизонтальными средними участками лап и балки.

При этом не исключается возможность их взаимной подвижности в пределах зазоров с помощью затяжки болтовых соединений при низкой конструктивной жесткости сборной клетки в горизонтальном направлении, от действия разворачивающего момента внешних нагрузок.

С целью увеличения жесткости клетки и неподвижности ее закрепления на фундаментных балках **предлагается** оснастить клетку двумя дополнительными рамами, объединяющими попарно передние и соответственно задние (по ходу прокатки) лапы боковых стенок. Конструкция дополнительной рамы, выполненная из литой или ковanej заготовки, представлена на рис. 18.

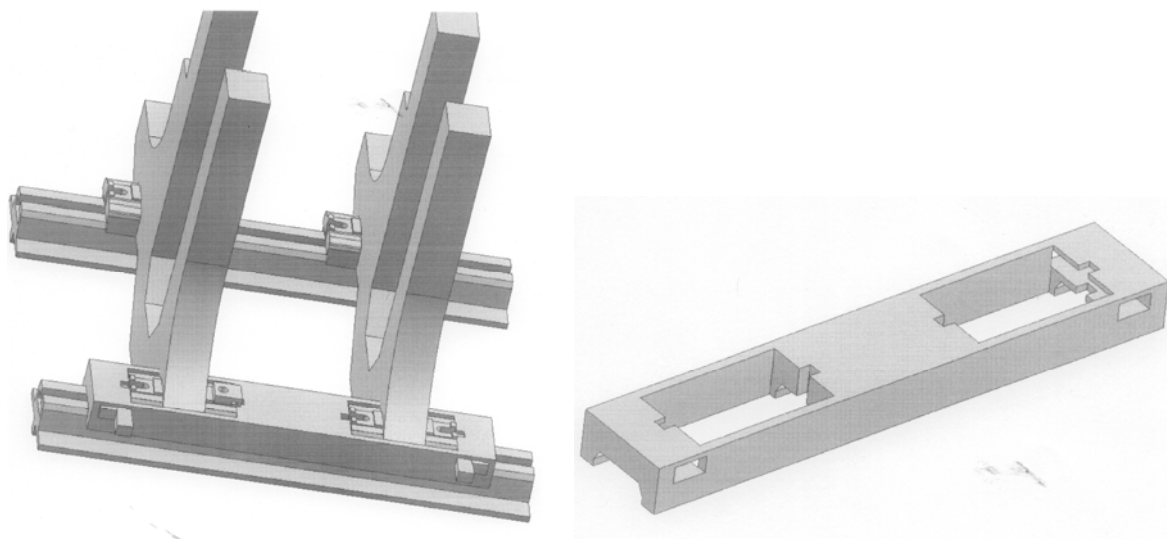


Рис. 18 Дополнительная рама

Проведенные расчеты по определению ресурса опорных узлов рабочей клетки показывают, что при средней производительности автоматстана 100 труб/час и годовом времени работы стана при трехсменном графике 7000 час, найденные значения ресурса составляют для работающей изношенной конструкции – 10000 часов, т.е. примерно 1.5 года, а для модернизированного варианта более 5 лет.

Экспериментальные исследования подающего механизма показывают, что значительные деформации изгиба стержня оправки приводят к угловым отклонениям оправки от оси гильзы в процессе прокатки. Следовательно, требуются изменения конструкции элементов стана, позволяющие снизить деформации изгиба стержня оправки, прогиба консольного участка трубы и уменьшить пиковые нагрузки на стержень оправки.

Для центрирования прокатываемой трубы относительно стержня оправки предложено выполнить местные утолщения стержня с ограниченным зазором по отношению к внутренней поверхности прокатываемой трубы за пределами установки роликов обратной подачи.

Для увеличения жесткости стержня требуется увеличение его наружного диаметра с сохранением размеров внутреннего канала.

Снизить прогиб консольного участка трубы и уменьшить пиковые значения силовых нагрузок на стержень оправки позволит:

- установка регулируемой по высоте секции рольганга, размещаемой после клетки роликов обратной подачи;
- установка на стане датчиков контроля положения (например фотодатчиков) заднего конца прокатываемой трубы в промежутке между рабочими валками и роликами обратной подачи.

Таким образом, с целью защиты привода от несанкционированного срабатывания предохранительных элементов разработан проект модернизации разрушающихся элементов предохранительной муфты автоматстана ТПА-140. Расчет разрушающихся элементов выполнен на базе теоретических и экспериментальных исследований нагрузок линии привода стана. Использование

предложенного варианта предохранительной муфты в автоматстане ТПА-140 цеха №2 ЧТПЗ позволило на 40% сократить время простоев, связанных со срабатыванием предохранительных устройств.

На основании выполненных исследований разработан проект реконструкции клетки автоматстана ТПА-220, обеспечивающий увеличение ресурса за счет повышения жесткости клетки и надежной её фиксации на фундаменте. Клеть с модернизированными опорами установлена в ОАО ПНТЗ в 2008 году. Эффективность её использования подтверждена трехлетним опытом безотказной эксплуатации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Трубопрокатные агрегаты с автоматстаном предназначены для производства бесшовных горячекатанных труб широкого ассортимента. Высокая эффективность их использования достигается за счет возможности быстрого перехода с изготовления одного вида труб на другой.

Отличительной особенностью автоматстанов являются значительные перегрузки линий привода при захвате заготовки, которые в 3-4 раза превосходят нагрузки установившегося процесса прокатки. Такой характер нагружения оказывает существенное влияние на усталостную прочность и долговечность деталей и узлов автоматстанов, приводит к частым простоям и снижению производительности трубопрокатных агрегатов.

Вместе с тем, в настоящее время отсутствуют научно обоснованные рекомендации по определению нагрузок в деталях и узлах автоматстанов при захвате заготовки.

В выполненной работе на основе экспериментальных и теоретических исследований нагрузок в линии привода автоматстанов разработаны рекомендации по совершенствованию конструкции автоматстанов ТПА-140 и ТПА -220.

При выполнении данной работы получены следующие наиболее важные результаты:

- разработана методика динамического расчета линии привода автоматстана, учитывающая специфику захвата заготовки валками и неравномерность распределения технологической нагрузки между валками;

- разработан пакет прикладных программ для автоматизированного расчета динамических нагрузок линии привода автоматстана, включающий автоматизацию расчетов параметров динамической модели, частотный и амплитудный анализ при варьировании режимов нагружения и условий захвата заготовки;

- с использованием выполненных разработок определены динамические нагрузки в линии привода автоматстана, предложены рациональные сочетания параметров динамической модели, минимизирующие эти нагрузки;

- разработана методика эксперимента и проведены экспериментальные исследования нагрузок в элементах привода автоматстанов ТПА-140 и ТПА-220;

- определены крутящие моменты на верхнем и нижнем шпинделях валков, усилия в стержне оправки, в штоке задающего механизма и в соединительных элементах лап основания клетки с фундаментными плитами;

- на базе выполненных исследований разработан проект реконструкции клетки автоматстана ТПА-220. Модернизированная клеть эксплуатируется на ОАО ПНТЗ с 2008 года;

- с целью защиты привода от несанкционированного срабатывания по результатам исследований проведена реконструкция предохранительных элементов муфты автоматстана ТПА-140 в цехе № 2 ЧТПЗ, позволившая на 40% сократить время простоев, связанных со срабатыванием предохранительной муфты;

- проведенные экспериментальные исследования автоматстанов и опыт эксплуатации усовершенствованных узлов позволили подтвердить достоверность полученных теоретических результатов и эффективность предложенных конструктивных решений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

- в статьях в журналах по перечню периодических изданий, рекомендованных ВАК:

1. Чечулин Ю.Б. Зиомковский В.М., Песин Ю.В., Баранов Г.Л., Динамические нагрузки при захвате заготовки валками автоматического стана. Заготовительные производства в машиностроении. 2011. №4. С. 27-29.
2. Чечулин Ю.Б., Кузнецов В.И., Душкин В.М., Зиомковский В.М., Ольков И.С. Расчетное и экспериментальное обоснование модернизации узлов крепления рабочей клетки автоматстана.: Ремонт, восстановление, модернизация. 2011. №4. С. 11-13
3. Чечулин Ю.Б., Баранов Г.Л., Зиомковский В.М., Песин Ю.В. Особенности нагружения автоматстана. Металлург №10. 2010 г. с. 63-64.

- в сборниках научных трудов и материалах конференций:

4. Чечулин Ю.Б., Баранов Г.Л., Зиомковский В.М., Песин Ю.В. Динамические нагрузки при захвате заготовки./ Сб. научных трудов международной конференции, посвященной 15-летию со дня создания регионального Уральского отделения академии инженерных наук им. А.М. Прохорова. Выпуск 1 Екатеринбург, 2010, с.154-156
5. Чечулин Ю.Б., Баранов Г.Л., Зиомковский В.М., Песин Ю.В. Определение нагрузок в линии привода автоматстана. Сб. проблемы исследования и проектирования машин. Пенза, 2009. с.81-83.
6. Баранов Г.Л. Зиомковский В.М. Разработка интерфейса программного комплекса по расчету динамических нагрузок трансмиссионных валов.

Сборник статей XV отчетной конференции молодых ученых ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2009. С.16-19.

7. Песин Ю.В., Баранов Г.Л., Зиомковский В.М. Разработка программного комплекса по расчету динамических нагрузок трансмиссионных валов. Сборник статей «Научные труды 16 Международной конференции молодых ученых» Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. С. 359-364.
8. Песин Ю.В. Зиомковский В.М., Реализация программного комплекса по расчету динамических нагрузок трансмиссионных валов / Научные труды XIII отчетной конференции молодых ученых, Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. С. 57-60.
9. Баранов Г.Л., Зиомковский В.М., Песин Ю.В., Определение податливости МУВП при расчете параметров динамических моделей / Научные труды XIII отчетной конференции молодых ученых Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2008. С. 49-52.