

21. (11.043)

862 Министерство высшего и среднего специального образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Артемьев Михаил Николаевич

КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ
ВОПРОСОВ ДИНАМИКИ И СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ
ПРИВОДА ПОДЪЕМНО-КАЧАЮЩИХСЯ СТОЛОВ
ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

(Специальность 05.03.02 -
"Машиноведение и детали машин")

Автореферат диссертации на
соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
1977

Работа выполнена на кафедре "Теория механизмов и машин" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор Г.Г. ВАСИН.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор В.И. СОКОЛОВСКИЙ, г. Свердловск; кандидат технических наук, доцент Н.П. КАТКОВ, г. Челябинск.

Ведущее предприятие - Челябинский ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени металлургический завод.

Автореферат разослан "19" ноября 1977 г.

Защита диссертации состоится "21" декабря 1977 г., в 14 часов, на заседании Специализированного совета К 053. по присуждению ученой степени кандидата технических наук Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (454044, г. Челябинск-44, проспект им. В.И.Ленина, 76).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Специализированного совета или прислать отзывы в двух экземплярах заверенных печатью.

Отзывы на автореферат просим направлять по адресу: 454044, г. Челябинск-44, пр.им. В.И.Ленина, 76, политехнический институт, ученому секретарю.

Ученый секретарь Специализированного
совета

кандидат технических наук, доцент

А.И. ВАГАНИН

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Программа по проблеме металла в нашей стране, о которой говорилось на октябрьском (1976 г.) Пленуме ЦК КПСС, предусматривает безусловное выполнение решений XXV съезда КПСС в области черной металлургии. В частности, в 1980 году необходимо обеспечить производство 115.. 120 млн. тонн готового проката.

Намеченный объем производства проката будет достигнут не только путем внедрения гаммы новых станов, но и увеличением производственных мощностей действующего оборудования за счет использования интенсивных факторов производства.

ЦК КПСС и Совет Министров СССР приняли постановление "О мерах по дальнейшему развитию черной металлургии в соответствии с решениями XXV съезда КПСС". Этот важный документ открывает новый этап совершенствования черной металлургии и смежных с ней отраслей тяжелой индустрии страны.

Среди металлургических машин как основное, так и вспомогательное прокатное оборудование отличается наибольшей динамичностью работы и аварийностью. Установлено, что основной причиной аварийных отказов является недостаточная способность силовых систем выдерживать практически неизбежные перегрузки. Следовательно, методы проектирования и расчета тяжелых металлургических машин должны опираться на достоверные экспериментальные данные. Однако такие агрегаты, как оборудование современных прокатных станов изготавливаются, как правило, в единичных экземплярах и реже малыми сериями, что исключает этап доводки на опытных образцах. В этой связи первостепенное значение приобретают комплексные (теоретические и экспериментальные) исследования, посвященные анализу работы указанных машин в производственных условиях.

Использование результатов комплексных исследований прокатного оборудования позволит разработать более совершенные методы синтеза механизмов привода тяжелых машин, объективно оценить его динамику и производительность, что в конечном счете, будет способствовать обеспечению необходимой надежности ответственных агрегатов в условиях интенсификации производственных процессов.

Вопрос совершенствования методов проектирования высокопроизводительного и надежного металлургического оборудования, имея исключительно важное практическое значение, включены в перспективный план (1974 — 1980 г.г.) научно-исследовательских работ Челябинского политехнического института по содружеству с предприятиями г. Челябинска и Челябинской области.

Цель работы. Разработка научно-технических рекомендаций по выбору и оптимизации основных параметров приводов подъемно-качающихся столов тяжелого типа для прокатных и сортопрокатных станов на основе комплексного исследования динамики указанного оборудования в условиях реальной эксплуатации. В качестве объекта исследования выбран электромеханический привод подъемно-качающегося стола тяжелого типа крупносортового стана "780" трио Челябинского металлургического завода (ЧМЗ) перед 1-ой черновой клетью.

Основные задачи исследования. Для достижения поставленной цели предусмотрено решение следующих задач:

1. Составление динамической модели привода и ее исследование с целью теоретического анализа внутренней динамики и быстродействия системы с развитым исполнительным звеном.

2. Разработка инженерной методики определения оптимального передаточного отношения редуктора привода с нелинейными характеристиками.

3. Обоснование основных положений геометрического и динамического синтеза многозвенного шарнирно-рычажного механизма качания.

4. Проверка принятых теоретических допущений и полученных решений в условиях натурального эксперимента.

5. Разработка и внедрение экономически обоснованных практических рекомендаций по повышению надежности и производительности оборудования на базе общего комплекса исследований.

Общая методика выполнения работы. Для исследования динамики электромеханического привода с нелинейными параметрами применялись дифференциальные уравнения Лагранжа II-го рода. Анализ быстродействия привода проводился с помощью урав-

нений движения системы в форме кинетической энергии. Для решения уравнений движения были использованы ЭЦВМ "Минск-22" и "Наири-2". Динамический синтез шарнирно-рычажного механизма качания платформы стола выполнялся в обобщенном виде с учетом условий силовой и кинематической работоспособности. Для проверки корректности сделанных теоретических допущений и получения дополнительных достоверных сведений о динамике реального привода, необходимых для разработки обоснованных практических рекомендаций, проведены экспериментальные исследования на действующем оборудовании.

Научная новизна. В результате теоретического и экспериментального анализа установлены, в отличие от общепринятых представлений о статическом характере нагрузок в системах подъемно-качающихся столов, закономерности фактического нагружения элементов реального привода, являющегося в действительности существенно нелинейной системой. Разработанная методика определения оптимального передаточного отношения редуктора привода направлена на минимизацию времени срабатывания агрегата с повторно-кратковременным режимом работы. В развитие существующей практики назначения размеров звеньев шарнирно-рычажного механизма качания, обоснована и предложена методика комплексного синтеза по критерию качества, позволяющая установить взаимосвязь между геометрическими и регулируемыми установочными размерами звеньев.

Практическая ценность. Проведенные исследования позволяют не только разработать практические рекомендации по повышению надежности и производительности действующего оборудования, но и создать научно обоснованную методику выбора конструктивных параметров аналогичных агрегатов для вновь проектируемых и реконструируемых прокатных и сортопрокатных станков.

Реализация результатов исследования и использование разработанных практических рекомендаций обеспечила повышение несущей способности втулок узлов кулис столов перед 1-ой и II-ой клетями крупносортового стана "780" ЧМЗ на стадии их модернизации, позволила совместить операции обслуживания и ремонта узлов кулис и, тем самым, повысила коэффициент технического использования оборудования с годовым экономическим

экономическим эффектом 60 тыс. руб., на один стол. Разработанные практические рекомендации, направленные на обеспечение необходимой стойкости и производительности оборудования, учтены при разработке технических заданий на реконструкцию стана "780" и прокатного стана "800" ЧМЗ.

Апробация работы. Основные положения исследования докладывались:

1. На заседаниях филиала семинара по ТММ при АН СССР, Челябинск, 1973 - 1977 г. г.
2. На научно-технических конференциях Челябинского политехнического института, 1973 - 1976 г. г.
3. На заседании технического совета и совета НТО ЧМЗ, 1972 г.
4. На техническом совещании ИТР прокатного цеха № 1 ЧМЗ, 1975 г.
5. На семинаре по теме "Обмен опытом работы комплексных творческих бригад ученых и специалистов ЧМЗ-НИИМ-ЧелябГипромеза-ЧПИ", Челябинск, 1976.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации автором опубликовано 8 работ.

Объем и структура работы. Диссертация содержит краткую аннотацию, введение, 4 главы, 96 страниц машинописного текста 61 рисунок, 7 таблиц, перечень использованной литературы, включающий 104 наименования, и приложение, в котором приведены вспомогательные материалы справочного характера и акт внедрения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации.

В первой главе на основании обзора литературных источников показано, что вопросам динамики и синтеза элементов приводов вспомогательного прокатного оборудования, в том числе и подъемно-качающихся столов прокатных и сортопрокатных станов, уделено явно недостаточное внимание: определение нагрузок на звенья механизмов не выходит за рамки статики, а точность расчетов, соответственно, не превышает точности применяемых графоаналитических методов. Обоснованные приемы син-

теза касаются только выбора конфигурации рычагов коренного звена из условия статического уравнивания платформы стола в среднем положении. Такое состояние вопроса в области динамики и динамического синтеза ответственного металлургического оборудования в настоящее время нельзя признать отвечающим современному уровню науки и требованиям практики.

Краткий обзор основополагающих работ, посвященных современным методам динамического анализа и синтеза механизмов тяжелых машин различного назначения, позволил установить пути решения проблемы обеспечения необходимой надежности и производительности объекта исследования: определены главные факторы, подлежащие учету при составлении исходных динамических моделей смешанных электромеханических систем в случае постановки задачи динамики машин; отмечены основные особенности динамического синтеза уникальных приводов, который должен гарантировать достаточно высокое качество передачи усилий в шарнирно-рычажных механизмах силовых передач; проанализированы различные критерии оптимизации передаточного отношения редукторов приводов повторно-кратковременного действия; рассмотрены способы учета нелинейностей типа "зона нечувствительности" и оценки динамического последствия при соударении звеньев в сопряжениях с зазором.

Первая глава диссертации завершается описанием технической характеристики объекта исследования и постановкой основных задач намеченного комплекса работ, необходимость проведения которых диктуется конкретными потребностями производства.

Во второй главе проведен теоретический анализ объекта исследования. Расчетным путем найдены массовые и силовые факторы, являющиеся определяющими для составления исходной динамической модели, получены аналитические выражения для расчета передаточных функций шестизвеного механизма качания платформы в относительных параметрах. На базе частотного анализа определены параметры базовой динамической двухмассовой крутильной модели. Установлена величина коэффициента режима базовой модели, которая изменяется в пределах от 0,034 до 0,028. Для предварительного анализа суммарного времени срабатывания привода на режимах пуска-торможения, а также с

целью оценки существенности влияния э.д.с. самоиндукции на динамику привода, были составлены и решены уравнения движения нелинейной базовой модели с помощью ЭЦВМ "Минск-22". Установлена допустимость использования статической характеристики двигателя ДП-72 для анализа динамики пуско-тормозных режимов и практическая независимость быстрогодействия привода от нестационарных динамических процессов в системе привода.

Выполненные расчеты позволили обоснованно перейти к анализу быстрогодействия привода с помощью уравнения движения системы в форме кинетической энергии, разработать алгоритм решения второй задачи динамики для данного привода применительно к ЭЦВМ "Наири-2", позволяющий определить закон движения входного звена, характер изменения ускорений при ступенчатом пуске и в начале смешанного торможения. Полученные решения послужили исходными данными для силового расчета механизма качания на всем протяжении рабочего цикла. Учитывая точность расчетного определения силовых и массовых факторов для исходной модели (около 20%), в основу силового расчета был положен метод планов сил как наиболее приемлемый для значительного числа входных данных. Результаты силового расчета системы с голономными и стационарными связями не указали на высокую динамическую напряженность элементов системы привода.

Для рассмотрения динамики привода с учетом реальных и прогрессирующих зазоров в кинематических соединениях была составлена трехмассовая динамическая модель с распадающимися связями. Математическое описание поведения такой модели основано на сходстве соударения массивных тел в соответствии с гипотезой Динника А.Н. и механизма замыкания зазора в упругой связи, причем жесткость связи определялась как контактная жесткость в области деформации элементов кинематических пар.

Уравнения движения расчетной динамической модели, в которой за независимые координаты выбираются относительные перемещения соседних условных масс, записываются в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M(\varphi) \cdot i_p - M_{12}; \\ \ddot{\varphi}_{12} + \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right) M_{12} &= \frac{M(\varphi) i_p}{J_2} + \frac{1}{J_2} M_{23}; \\ \ddot{\varphi}_{23} + \left[\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3(\varphi)}\right] M_{23} &= \frac{1}{J_2} M_{12} + \frac{1}{J_3(\varphi)} M_3(\varphi). \end{aligned} \right\} (1)$$

Дополнительными условиями, описывающими наличие двух зазоров в нелинейной системе, являются следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} M_{12} &= 0 \quad \text{при} \quad -\frac{\delta'_{12}}{2} < (\varphi_1 - \varphi_2) < \frac{\delta'_{12}}{2}; \\ M_{12} &= C_{12} \left(\varphi_{12} - \frac{\delta'_{12}}{2}\right) \quad \text{при} \quad -\frac{\delta'_{12}}{2} > (\varphi_1 - \varphi_2) > \frac{\delta'_{12}}{2}; \\ M_{23} &= 0 \quad \text{при} \quad -\frac{\delta'_{23}}{2} < (\varphi_2 - \varphi_3) < \frac{\delta'_{23}}{2}; \\ M_{23} &= C_{23} \left(\varphi_{23} - \frac{\delta'_{23}}{2}\right) \quad \text{при} \quad -\frac{\delta'_{23}}{2} > (\varphi_2 - \varphi_3) > \frac{\delta'_{23}}{2}; \end{aligned} \right\} (2)$$

где φ_{ij} — угол относительного поворота соседних

условных масс J_i и J_j ;

M_{ij} — момент, передаваемый соединением;

δ'_{ij} — приведенный угловой зазор в соединении;

$M(\varphi) i_p$ — соответственно момент со стороны двигателя привода и передаточное отношение редуктора;

$M_3(\varphi)$ — приведенный момент сопротивления,

C_{12} — крутильная жесткость главного вала;

C_{23} — приведенная контактная жесткость узла кулисы.

Система уравнений (1) с учетом граничных условий (2) и значений передаточных функций механизма качания решались на ЭЦМ Минск-22". Программа позволяла варьировать величину зазора в узле кулисы в пределах от нуля до 0,01 рад. За количественный критерий оценки динамичности расчетной системы был принят коэффициент динамичности, определяющийся по формуле

$$K_D = \frac{|M_{12}|_{\max}}{|M_3(\varphi)|_{\max}} \quad (3)$$

где $|M_3(\varphi)|_{\max}$ — модуль максимального значения приведенного статического момента сопротивления.

Результаты расчетов показали, что абсолютная величина

завора в узле кулисы оказывает большее влияние на динамичность системы, чем конфигурация элементов кинематических соединений, определяющая их контактную жесткость. Для периода разгона системы теоретические значения коэффициентов динамичности не превышают значения $K_d = 3$, в момент начала смешанного торможения коэффициент динамичности приближается к значению $K_d = 5$.

В третьей главе изложена методика оптимизации передаточного отношения редуктора привода повторно-кратковременного действия и основные положения комплексного синтеза шарнирно-рычажного механизма качания платформы стола. В качестве критерия оптимизации выбрано минимальное время срабатывания привода, приведена блок-схема алгоритма решения задачи с помощью ЭЦВМ "Наири-2". Отдельные элементы алгоритма формировались на основе приведенного во второй главе способа решения уравнения движения машинного агрегата с электроприводом в энергетической форме с использованием метода полушага, обеспечивающего достаточное для инженерных расчетов совпадение расчетной и действительной интегральной кривой во втором приближении. Элементы массива расчетных формул позволяли изменять величину передаточного отношения редуктора в реальном диапазоне от 22,5 до 47,5. Установлено, что реализованное в приводе передаточное отношение $i_p = 37,5$ лежит достаточно близко к оптимальному по быстрдействию.

Комплексный (геометрический и динамический) синтез механизма качания подробно разработан применительно к центральному кривошипно-коромысловому контуру, который должен обеспечивать характерное для механизмов данного типа требование: подъем (опускание) платформы стола осуществляется при повороте кривошипа на угол 180° . Изложена методика построения диаграммы относительных параметров механизма, введено уравнение и определен характер геометрического места точек, отвечающих указанному выше специфическому требованию к механизмам качания.

За оценочный критерий качества передачи усилий принят угол давления в кинематическом соединении узла кулисы. Такой подход позволяет уже на стадии эскизного проектирования

обеспечивать силовую работоспособность разнообразных приводов, что особенно важно для систем уникальных машин.

В заключении главы изложен рекомендуемый порядок выбора геометрических размеров звеньев механизма качания и приведена таблица взаимосвязанных регулировочных размеров шатуна и кулисы, обеспечивающих необходимые установки при эксплуатационных переналадках стола.

В четвертой главе для оценки корректности сделанных допущений и получения дополнительных объективных данных о динамике объекта исследования в условиях реальной эксплуатации представлена программа и методика натурного эксперимента. Программа основных исследований включала следующий объем работ:

1. Определение энергосиловых и кинематических параметров привода на режиме "подъем" платформы стола для приема полосы из верхней группы калибров.

2. Определение энергосиловых и кинематических параметров привода на режиме "опускание" платформы с полосой для последующей задачи полосы в нижнюю группу калибров.

Подготовительные работы по проведению эксперимента учитывали непрерывный цикл металлургического производства, особенности организации рабочих процессов в прокатных цехах и требования техники безопасности.

В процессе экспериментальных исследований замерялись следующие параметры:

1. Упругий момент на удлиненной муфте редуктор-кривошип.
2. Осевое усилие на штанге шатуна.
3. Обороты вала якоря двигателя.
4. Ток в цепи якоря двигателя.
5. Углы поворота:
 - а) вала кривошипа;
 - б) коренного вала.

6. Моменты (по времени) отключения и включения электромагнита механического тормоза.

Для замера и записи исследуемых параметров использовались отечественные приборы и оборудование. Монтаж датчиков

углов поворота, выполненных на базе реостатных преобразователей ДД-400, осуществлялся с помощью специально изготовленных узлов установки,

Помимо основного эксперимента, одновременно проводились дополнительные замеры, позволившие установить реализованные в приводе регулировочные соотношения, действительные зазоры в соединениях и относительные положения звеньев механизма качания в моменты начала и окончания режимов подъема и опускания платформы.

Анализ результатов основного эксперимента и дополнительных замеров показал:

1. Результаты экспериментальных исследований в основном подтверждают корректность сделанных в теоретической части работы допущений.

2. В системе привода имеют место развитые зазоры. Зазор в узле кулисы на время проведения эксперимента достигал 7 мм.

3. Действительная величина коэффициентов динамичности в период разгона изменяется в пределах $K_d = 2,58 \dots 4,45$; для начала смешанного торможения $K_d = 6,5 \dots 6,54$.

4. Действующие в системе усилия имеют импульсный характер, время действий импульсов - около 0,2 с. Удельные давления на элементах узла кулисы достигают 190 кг.см^{-2} .

5. При существующих регулировках системы управления быстродействие привода ниже проектного значения на 41%.

6. Отмечено несоответствие регулировочных размеров шатуна и кулисы характерному требованию для механизмов качания. Подъем и опускание платформы осуществляется при повороте кривошипа на 165° .

7. Импульсы тока в цепи якоря двигателя лежат в допустимых по нормам пределах, не превышая 600 А.

В заключении диссертации по результатам теоретических и экспериментальных исследований сделаны следующие общие выводы:

1. Проведенный комплексный анализ электромеханического привода подъемно-качающегося стола перед черновой клетью крупносортового стана "780" ЧМЗ характеризует объект исследу-

дования как нелинейную систему с неупругими связями.

2. Статический расчет, широко используемый для определения нагрузок на отдельные звенья механизмов, в условиях работы подъемно-качающихся столов тяжелого типа оказывается несостоятельным.

3. Теоретический расчет характера и величины динамических нагрузок, возникающих при выборке и перекладке технологических и прогрессирующих заготовок в системах привода подъемно-качающихся столов, возможен при учете геометрии и жесткости элементов кинематических соединений.

4. Динамические нагрузки на элементы конструкции объекта исследования носят аperiodический характер с пологим фронтом силового импульса.

5. Исследование подтвердило, что для механизмов машин повторно-кратковременного действия с коэффициентом режима в пределах $K_p = 0,024 \dots 0,628$ внутренние нестационарные динамические процессы практически не сказываются на общем времени срабатывания системы.

6. Исследование показало, что теоретический расчет быстрогодействия привода в нелинейной постановке на базе уравнения движения в форме кинетической энергии позволяет с достаточной инженерной точностью решить задачу оптимизации передаточного отношения редуктора.

7. Рекомендуются в работе приемы комплексного синтеза механизма качания дополнительно позволяют увязать регулировочные размеры шатуна и кулисы.

8. Исследование позволило разработать ряд практических рекомендаций, внедрение которых позволило получить на стадии модернизации оборудования годовой экономический эффект 60 тыс. руб. Указаны пути увеличения быстрогодействия привода на этапе реконструкции стана.

Работа позволила наметить некоторые задачи перспективных исследований в области динамического анализа и синтеза оптимальных систем тяжелых металлургических машин:

1. Необходимо всемерно развивать исследования, направленные на уравнивание механизмов машин с развитыми ведомыми звеньями путем использования автоматического следящего привода.

2. Целесообразно разрабатывать более совершенные критерии оценки качества работы механизмов, что особенно важно для практики проектирования уникальных приводов.

3. Одним из действенных путей снижения нагрузок в механизмах с зазорами может оказаться структурный синтез систем без избыточных связей.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах автора:

1. Артемьев М.Н., Васин Г.Г. Синтез плоских шарнирных механизмов. Челябинск, ЧПИ, 1974.

2. Артемьев М.Н., Ахметшин Н.И., Микрюков Н.Н. Исследование динамики приводов подъемно-качающихся столов. -В сб.: Динамика машин и рабочих процессов, № 129. Челябинск, ЧПИ, 1978

3. Артемьев М.Н., Ахметшин Н.И., Микрюков Н.Н. Сравнительный анализ режимов работы механизмов подъемно-качающихся столов. -В сб.: Машиноведение, № 142. Челябинск, ЧПИ, 1974.

4. Артемьев М.Н. Определение нагрузок, возникающих при соударении звеньев шарнирно-рычажного механизма качания. -В сб.: Вопросы улучшения динамических характеристик машин, № 175. Челябинск, ЧПИ, 1976.

5. Артемьев М.Н. Особенности силового расчета шарнирно-рычажного механизма качания. -В сб.: Вопросы улучшения динамических характеристик машин, № 175. Челябинск, ЧПИ, 1976.

6. Артемьев М.Н., Швейкерт А.А. Экспериментальное исследование параметров привода подъемно-качающегося стола. -В сб.: Вопросы улучшения динамических характеристик машин, № 175. Челябинск, ЧПИ, 1976.

7. Артемьев М.Н. Определение параметров рабочих режимов системы привода подъемно-качающегося стола. В межвузовском тематическом сб. "Теория машин", вып.1, Свердловск, УПИ, 1977.

8. Отчет о госбюджетной НИР "Теоретическое и экспериментальное исследование нагруженности подъемно-качающихся столов стана "780", № гос.рег. 76022818, Челябинск, ЧПИ, 1975.