

М 432125

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена  
Трудового Красного Знамени высшее техническое училище  
им. Н.Э.Баумана

---

На правах рукописи

УДК.621.979.134.06

БОГДАНОВ ЭНТЕЛЬ ФЁДОРОВИЧ

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЁТА ЭНЕРГОЭКОНОМИЧНЫХ  
СИСТЕМ ГЛАВНОГО ПРИВОДА КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

Специальность 05.03.05 - Процессы и машины  
обработки давлением

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Москва - 1984

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

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР,  
Лауреат Государственной премии СССР  
доктор технических наук, профессор ЖИВОВ Л.И.

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР,  
доктор технических наук, профессор НАВРОЦКИЙ Г.А.

Доктор технических наук, профессор ХАРИЗОМЕНОВ И.В.

Ведущее предприятие - НИО "Кузман"

Защита состоится "...." \_\_\_\_\_ 198 г.  
на заседании специализированного совета Д 053.15.05 при Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу, 107005, г. Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., 5.

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный печатью, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " \_\_\_\_\_"

Учёный секретарь  
специализированного совета  
доктор технических наук, профессор

Зарег № 469 Л- 96631 от 8  
Тип МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1

M 432125

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

НА  
НЕ ВЫДА

Актуальность темы. Реализация Энергетической программы СССР предполагает всемерную экономию топлива и энергии, повышение технического уровня всех видов энергопотребляющего оборудования с целью сокращения энергетических потерь.

Кузнечно-штамповочные машины выполняют технологические операции, требующие больших затрат механической энергии на пластическое деформирование заготовок и ещё большего расхода электроэнергии из-за значительных потерь энергии в приводе. Рациональное использование электроэнергии кузнечно-штамповочными машинами – одна из важнейших мер повышения эффективности кузнечно-штамповочного производства.

Самым массовым видом кузнечно-штамповочных машин являются кривошипные прессы. Ежегодный выпуск кривошипных прессов составляет примерно половину всего выпуска кузнечно-штамповочных машин. Мощность главного привода кривошипных прессов доходит до 700 кВт. Такой пресс расходует за смену до 4000 кВт.ч электроэнергии.

Разработанные методы расчёта главного привода кривошипных прессов не обеспечивают определения оптимальных параметров системы привода, не выявляют резервов повышения эффективного к.п.д. прессы и экономии электроэнергии.

Механическая часть главного привода и главный исполнительный механизм образуют единую механическую систему главного привода кривошипного прессы, включающую все механизмы в цепи передачи механической энергии от ротора двигателя до заготовки. Система главного привода осуществляет преобразование электрической энергии в энергию деформирования заготовки и определяет технологические, конструктивные, энергетические и экономические характеристики прессы. Поэтому объектом исследования была выбрана система главного привода кривошипного прессы.

Тема диссертации посвящена решению актуальной проблемы – созданию энергоэкономичных тяжёлых кривошипных прессов для объёмной и листовой штамповки за счёт оптимизации системы главного привода.

Совокупность научных положений диссертации является теоре-

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1432125

Богданов Э. Ф. Разработка ме



тическим обобщением и решением крупной научной проблемы по созданию энергоэкономичных тяжёлых кривошипных прессов усилием до 125 МН, имеющей важное народнохозяйственное значение.

Цель исследования состоит в разработке методов расчёта энергоэкономичных систем главного привода тяжёлых кривошипных горячештамповочных и листостамповочных прессов.

Научная новизна исследования заключается в раскрытии соотношений и связей в системе главного привода кривошипных прессов на основе обоснованных допущений с помощью гипотез, формализованных в виде математических моделей структуры системы и моделей её функционирования за цикл работы пресса одиночными или непрерывными ходами с учётом параметров механической характеристики электропривода, постоянных и переменных потерь энергии в системе привода, вида графика усилия на ползуне пресса и вероятностного характера технологического нагружения.

Научная ценность исследования заключается в создании новой теории механических переходных процессов в системе главного привода кривошипных прессов, которая обобщает, расширяет и уточняет старые теории и позволяет ещё на стадии проектирования сравнивать различные конструктивные варианты, выбирать из них наиболее предпочтительные по принятым критериям качества. На основе разработанной теории механических переходных процессов были выявлены резервы повышения эффективного к.п.д. прессов, экономии электроэнергии за счёт структурно-параметрической оптимизации и созданы методы расчёта энергоэкономичных систем главного привода кривошипных прессов, работающих в стохастическом режиме технологического нагружения.

#### Основные научные положения, подлежащие защите:

1. Методология построения математических моделей системы главного привода кривошипных прессов, включающая формализацию существенных свойств и отношении системы с применением обоснованных допущений и составление моделей структуры системы и её функционирования.

2. Теория механических переходных процессов в главном при-

воде кривошипных прессов, основы которой составляют математические модели системы привода в виде поперiodных систем дифференциальных уравнений движения привода за цикл работы пресса и совокупность результатов и выводов, полученных при исследовании моделей.

3. Методы расчёта энергоэкономичных систем главного привода кривошипных прессов с учётом вероятностного характера технологического нагружения.

Методы исследований. При теоретическом исследовании системы главного привода применялось математическое моделирование. На основе обобщённой кинематической схемы главного привода с применением системного подхода и системного анализа были разработаны морфологические модели структуры и модели функционирования системы главного привода кривошипных прессов в виде поперiodной системы дифференциальных уравнений движения привода за цикл работы пресса одиночными или непрерывными ходами. Исследование математических моделей проводилось аналитическими и численными методами расчёта с применением ЭВМ ЕС 1022 и ЕС 1033.

При оптимизации параметров привода многопараметрическая и многокритериальная задача сводилась к однокритериальной с построением графической карты допустимых параметров, анализ которой позволяет выбирать наиболее оптимальный вариант с учётом формализованных и неформализованных ограничений.

Достоверность основных научных положений, выводов и рекомендаций обоснована соответствующими теоретическими доказательствами, базирующимися на фундаментальных законах механики и теории вероятностей, а также результатами вычислительных экспериментов на математических моделях системы привода кривошипных прессов, адекватность которых и обоснованность принятых допущений подтверждена экспериментальными исследованиями на действующих серийных кривошипных прессах для холодной листовой и для горячей объёмной штамповки в лаборатории кафедры "Машины и автоматизация обработки давлением" МВТУ им. Н.Э.Баумана и в лаборатории кафедры "Оборудование и технологияковки и штамповки" Московского станкоинструментального института с применением

ем современных методов измерений механических и электрических величин.

Практическая ценность и реализация результатов работы.

Диссертация является результатом теоретического обобщения выполненных автором ряда госбюджетных работ и четырёх хозяйственных работ: одной с ЭНИКМАШем и трёх с ПО "Воронежтяжмехпресс".

Структурная оптимизация главного привода тяжёлых кривошипных листоштамповочных прессов позволила выявить рациональные варианты зубчатого редуктора с уменьшенными габаритами, металлоёмкостью и инерционностью, что снижает потери энергии на разгон привода при каждом одиночном ходе пресса.

Параметрическая оптимизация системы главного привода кривошипных горячештамповочных и листоштамповочных прессов позволяет практически без увеличения стоимости изготовления, без снижения технологических и эксплуатационных показателей повысить эффективный к.п.д. и сократить потребление электроэнергии у прессов с асинхронным приводом на 5...10%, а с автоматизированным приводом - на 10...20%. В ряде случаев снижена установочная мощность привода, в том числе уникального горячештамповочного пресса усилием 125 МН на 23%.

Ожидаемая экономическая эффективность структурно-параметрической оптимизации главного привода кривошипных прессов, изготовленных на ВЗТМІ за один год составляет 360 000 руб. Распространение предложенных методов расчёта энергоэкономичных систем главного привода на другие типоразмеры тяжёлых кривошипных прессов на заводах Минстанкопрома позволит довести экономический эффект до 500 000 руб.

Апробация и публикация работы. Основная часть работы докладывалась на IV и V Всесоюзных межвузовских научно-технических конференциях "Научные основы автоматизации производственных процессов в машиностроении и приборостроении" в МВТУ им. Н.Э.Баумана (1975, 1979), на научно-технической конференции в Тульском политехническом институте, на Шестом совещании по автоматизации процессов машиностроения АН СССР (1976), на Международной конференции о развитии и исследовании станков и машин

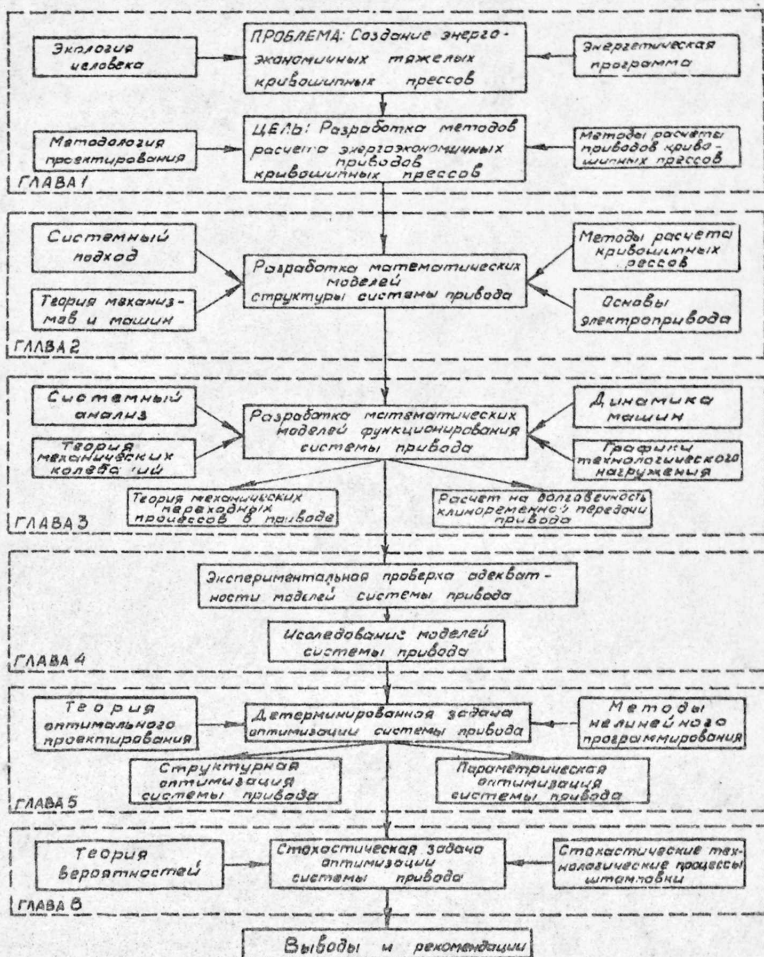


Рис. 1. Структура работы.

по обработке давлением в г. Праге (1973), на техническом совете ПО "Воронежтяжмехпресс", на НТК факультета Автоматизации и механизации производства МВТУ им. Н.Э.Баумана (1982, 1983).

Результаты исследования используются в лекционных курсах и лабораторных работах по специальности "Машины и технология обработки металлов давлением". По материалам исследования опубликовано 25 печатных работ.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, основных выводов, трёх приложений и содержит 236 страниц машинописного текста, 115 рисунков, 11 таблиц и список литературы из 304 названий. Подробная структура работы приведена на рис. 1.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

### 1. Постановка цели и задачи исследования

В первой главе рассматривается проблема экономии энергии в кузнечно-штамповочном производстве и в частности проблема создания энергоэкономичных тяжёлых кривошипных прессов для горячей объёмной и холодной листовой штамповки.

Характерной особенностью кривошипных прессов, особенно тяжёлых, является то, что они, как правило, работают одиночными ходами. Продолжительность рабочего хода - хода деформирования заготовки составляет  $0,01 \dots 0,1$  от продолжительности полного двойного хода ползуна. Поэтому кривошипные прессы имеют маховичный привод и во время рабочего хода развивают мощность на один-два порядка выше установленной мощности электродвигателя. Работа технологической операции в основном совершается за счёт энергии маховика. За время между двумя рабочими ходами электродвигатель разгоняет маховик до начальной угловой скорости. Масса маховика у тяжёлых горячештамповочных прессов достигает 35 т.

Первой теоретической работой по кривошипным прессам было исследование М.В.Сторожева, которое до сих пор является основой современных методов расчёта кривошипных кузнечно-штамповочных машин. Большой вклад в развитие теории кривошипных прессов внесли своими трудами А.И.Зимин, В.И.Власов, И.И.Гирш, Л.И.Живов,

В.И.Залесский, Е.Н.Ланской, Г.А.Навроцкий, А.Ф.Нистратов.

К настоящему времени сформировалось три направления исследований привода кривошипных прессов:

1. Исследование электропривода и системы привода в целом с целью совершенствования его структуры и разработки методов расчёта потерь энергии в приводе за цикл, мощности двигателя, момента инерции маховика, передаточных чисел механизма привода.

2. Исследование работы отдельных узлов и элементов привода с целью совершенствования методик их расчёта.

3. Исследование динамических нагрузок в приводе для проведения прочностных расчётов и определения долговечности и надёжности всего привода и отдельных его узлов и элементов.

Существенный вклад в развитие первого направления внесли: А.Т.Голован, Л.Б.Гейлер, Г.И.Глаголев, И.В.Харизоменов, В.П.Механик, а также А.Н.Банкетов, А.А.Боков, Н.Н.Васильев, Г.М.Калялов, В.А.Кулагин, Д.П.Морозов, Е.С.Назаренко, С.И.Огороднов, Н.Н.Пожидаев, И.А.Ремих, О.М.Соснин, В.Е.Стоколов, А.И.Фрейнд и др.

Второе направление получило развитие в работах: В.И.Балаганского, Г.Е.Бренева, В.В.Волковицкого, В.И.Горяйнова, А.А.Игнатова, В.В.Каржана, Н.П.Каткова, В.В.Ковалёва, В.А.Кожевникова, В.В.Лебедева, В.В.Магазинера, Ю.А.Миропольского, О.И.Нюнько, В.Ф.Опаренко, П.Г.Орлова, В.Г.Плюгачева, И.С.Победина, Г.М.Родова, М.М.Розенблата, В.И.Свистунова, В.И.Силадина, В.И.Сокова, В.И.Сумского, И.К.Токарева, И.Д.Трофимова, В.Н.Тынянова, И.Н.Филькина, Б.Н.Чумакова, В.М.Шиповского и др.

По третьему направлению в области динамических расчётов кривошипных прессов основные труды принадлежат: Л.Б.Аксенову, В.П.Вяткину, В.А.Иванову, Н.Н.Клеванскому, Л.Г.Коневу, Н.Ф.Мартынову, Г.П.Носкову, Б.Я.Осинных, В.И.Пахотину, Г.Г.Позняку, Я.М.Раскину и др.

Данная работа посвящена, в основном, первому и второму направлениям, а также использует достижения третьего направления для решения задач, связанных с предметом исследования.

Разработанные методы расчёта нерегулируемого электропривода кривошипных прессов сводятся, в основном, к определению мощности двигателя и момента инерции маховика. При этом при-

менялись два подхода к решению задачи. Первый подход (метод ориентировочного расчёта) заключается в определении расчётной мощности двигателя по сумме работ за цикл пресса, а момента инерции маховика по избыточной работе. Этот метод несмотря на целый ряд допущений не потерял своего значения для определения параметров привода и рекомендован в учебных и справочных пособиях по кривошипным прессам.

Второй подход основан на решении дифференциального уравнения движения привода:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}}; \quad (I)$$

где  $J$  — момент инерции маховых масс;

$\omega$  — угловая скорость привода;

$M_{\text{дв}}$  — момент движущих сил;

$M_{\text{ст}}$  — момент статических сил;

$t$  — время.

Этот подход является более обоснованным, так как уравнение (I) позволяет выявить характер переходных процессов в приводе пресса. Однако сложность формализации процесса работы привода и нелинейность зависимостей, входящих в развернутое дифференциальное уравнение движения, привели к появлению методов и приёмов, упрощающих и, в то же время, уменьшающих точность решения.

В ряде работ, основанных на ориентировочном методе расчёта, выбор коэффициентов проводился по решению дифференциального уравнения движения. На этой основе в ЦБКМ был разработан ряд отраслевых нормалей.

Большая роль в решении многих проблем автоматизации пресового производства, совершенствования технологических процессов, повышения производительности и экономии электроэнергии принадлежит автоматизированному электроприводу. Основным типом автоматизированных электроприводов, нашедшим относительно широкое применение в приводах кривошипных прессов, являются автоматизированные электроприводы системы тиристорный преобразователь — двигатель постоянного тока (ТПД). Разработанные методы их расчёта не решают задачи определения оптимальных параметров системы привода по критерию экономии электроэнергии.

Аналитические методы расчёта системы привода в своём диалектическом развитии по пути ужесточения принимаемых допущений достигли момента, когда решение в квадратурах стало невозможным и им на смену пришли численные методы.

Численные методы по своей сути являются проверочными. Поэтому они не отрицают применения аналитических методов расчёта, причём наиболее простых для ориентировочного определения параметров системы привода. Численные методы позволяют не только уточнить решение, но за счёт скорости решения множества вариантов на ЭВМ дают возможность сравнить различные альтернативы и определить наиболее оптимальный вариант по выбранному критерию качества. Развитие численных методов расчёта привело к возникновению методов расчёта оптимальных параметров системы главного привода кривошипных прессов.

Кроме определения мощности двигателя и момента инерции маховика к расчёту главного привода кривошипных прессов относятся: выбор параметров механической характеристики электропривода, расчёты таких элементов привода, как редуктор (зубчатая передача), клиноременная передача, фрикционная муфта включения и т.д. В диссертации анализируются и уточняются методы расчёта этих элементов с целью разработки более обоснованных математических моделей системы главного привода кривошипных прессов.

Изучение состояния проблемы снижения энергетических потерь в системе главного привода кривошипных прессов позволяет сделать следующие выводы:

1. Существующие методы расчёта главного привода кривошипных прессов не учитывают механических переходных процессов в приводе за цикл, не позволяют с достаточной точностью определить эффективный к.п.д. пресса с учётом графика технологического нагружения, не дают возможности оценить качество проектирования главного привода.

2. Разработанные методы расчёта привода прессов не учитывают, что двигатель в течение всего цикла работает в переходном режиме с переменным к.п.д., не позволяют оценить значения мгновенного и среднеинтегрального к.п.д. двигателя, не обеспечивают определения оптимальных параметров системы привода, не выявляют резервов повышения эффективного к.п.д. пресса и эконо-

мии электроэнергии.

3. Недостаток многих исследований заключается в том, что различные периоды цикла работы главного привода пресса (рабочий ход, холостой ход, процесс включения муфты) рассматривались изолированно друг от друга. Не было чётко разработанной периодизации цикла работы привода и методов построения тахограммы <sup>работы</sup> одиночными и непрерывными ходами.

4. Выделение из электромеханической системы главного привода механической системы позволяет отдельно рассматривать механические переходные процессы в этой системе, что значительно упрощает исследование и в то же время позволяет решить поставленные задачи.

5. Одним из направлений создания энергосэкономичных конструкций кривошипных прессов должна стать структурно-параметрическая оптимизация системы главного привода. Оптимизация системы главного привода – первый и основной шаг на пути к общей оптимизации конструкции кривошипного пресса и созданию системы автоматизированного проектирования кривошипных прессов.

Для достижения основной цели исследования в работе должны быть решены следующие задачи:

I. Разработать методологию построения математических моделей системы главного привода кривошипных прессов с позиций системного анализа.

2. Классифицировать кривошипные кузнечно-штамповочные машины по режиму работы главного привода за цикл и разработать периодизацию циклов работы прессы одиночными и непрерывными ходами.

3. Разработать упрощённые аналитические методы моделирования переходных процессов в главном приводе для предварительного их анализа.

4. Разработать методику определения коэффициента динамичности нагрузки и режима работы клиноременной передачи кривошипного пресса.

5. Построить и исследовать математические модели главного привода кривошипных прессов с нерегулируемым и автоматизированным электроприводом.

6. Экспериментально проверить адекватность математических

моделей главного привода кривошипных прессов с асинхронным и автоматизированным электроприводом.

7. Разработать стратегию поиска оптимальной структуры системы главного привода кривошипных прессов.

8. Разработать методы определения оптимальных параметров системы главного привода кривошипных прессов с нерегулируемым и автоматизированным электроприводом.

9. Классифицировать причины вероятностного характера технологического нагружения при штемповке и разработать методы расчёта энергоэкономичных систем главного привода кривошипных прессов, работающих в стохастическом режиме.

## 2. Математические модели структуры системы главного привода кривошипных прессов

Цель данной работы – оптимизация системы главного привода кривошипных прессов. Эту задачу нельзя решить приблизительно определив отдельно потери энергии в различные периоды цикла. Необходимо было подойти к определению потерь в приводе с учётом его динамики – разработать теорию механических переходных процессов в приводе. Основой такой теории являются математические модели структуры системы привода и модели функционирования системы за цикл работы пресса одиночными или непрерывными ходами.

При разработке математических моделей структуры главного привода важным является поиск и реализация обобщённой структуры привода, что выражает переход от частного к общему и расширяет область приложения решения. Такой обобщённой структурой является гомоморфная кинематическая схема главного привода кривошипного пресса, которая берётся за основу при разработке морфологической математической модели системы главного привода. Обобщённая кинематическая схема для подавляющего большинства кривошипных прессов, имеющих в составе главного привода фрикционную муфту включения и в качестве главного исполнительного механизма кривошипно-ползунный механизм, является транзитивной (переходной) к другим кинематическим схемам без качественного изменения кинематических и энергетических характеристик. Обобщённая кинематическая схема, дополненная описанием в аналитической форме внутренних и внешних связей и отношений составляет

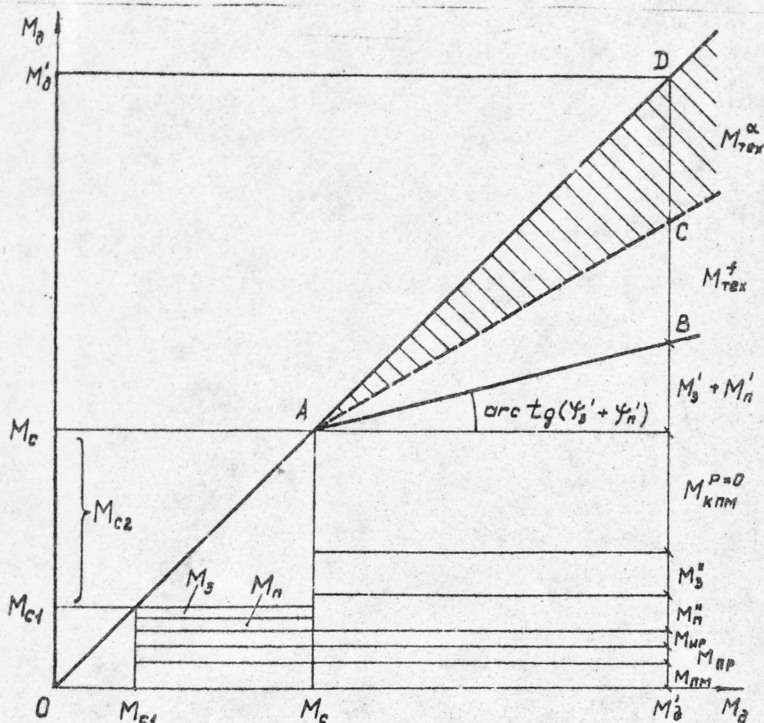


Рис. 2. Структура приведённых статических моментов сопротивления в главном приводе кривошипного пресса:

$M_{c1}, M_{c2}, M_c$  — моменты сопротивления холостого хода ведущей, ведомой частей привода и всего привода;  $M_{nm}$  — момент сопротивления в опорах маховика;  $M_{np}, M_{np}'$  — моменты сопротивления в опорах ременной передачи и из-за изгиба ремня;  $M_{кпм}^{p=0}$  — момент сопротивления холостого хода кривошипно-ползунного механизма;  $M_{tex}^{\alpha}$  — идеальный момент на главном валу при рабочем ходе;  $M_{tex}^{\tau}$  — момент сил трения в исполнительном механизме при рабочем ходе;  $M_3, M_n$  — моменты сопротивления в зубчатом зацеплении и опорах зубчатой передачи при холостом ходе ведущей части привода; моменты сопротивления в зубчатом зацеплении и опорах зубчатой передачи  $M_3'', M_n''$  — при холостом ходе и  $M_3', M_n'$  — при рабочем ходе привода.

морфологическую модель структуры привода.

При разработке модели структуры выявлялись существенные свойства и отношения системы главного привода с позиций системного подхода, проводилась их формализация с применением обоснованных допущений, выдвигались и реализовывались гипотезы, являющиеся индуктивным обобщением результатов наблюдений и первичных экспериментов. Наиболее существенным допущением при построении математической модели структуры привода является разделение потерь энергии на трение в главном приводе на постоянные, независимые от нагрузки, и переменные, пропорциональные передаваемому моменту. Постоянные потери в исполнительном механизме, зубчатом редукторе и ременной передаче суммарно определяются величинами моментов холостого хода ведущей и ведомой частей привода  $M_{с1}$  и  $M_{с2}$ . Переменные потери в кривошипно-ползунном механизме определяются произведением передаваемого <sup>усилия</sup> момента на постоянную величину приведённого плеча трения. Переменные потери в передаточном механизме определяются величиной передаваемого момента и постоянным значением составляющей к.п.д. передаточного механизма. Переменные потери энергии в ременной передаче на упругое проскальзывание ремней принимаются пропорциональными передаваемому моменту. Структура приведённых статических моментов сопротивления в главном приводе дана на рис. 2.

Предложенная методика анализа и учёта потерь на трение в приводе позволяет использовать линейные зависимости составляющих этих потерь от нагрузки, что значительно упрощает уравнения движения привода и повышает точность решения, так как освобождает от необходимости применять для определения полного к.п.д. передач в зависимости от нагрузки нелинейные и недостаточно обоснованные аппроксимации.

Момент трения в муфте включения главного привода принят пропорциональным произведению расчётного момента муфты  $M_p$  на относительную величину текущего времени включения в степени  $z$ , характеризующей нелинейность процесса,  $M_{тм} = M_p \left( \frac{t}{t_d} \right)^z$ .

Для уравнения механической характеристики асинхронного двигателя использовалась формула Клосса:

$$M_d = \frac{2 M_k (1 + p s_k)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 2 p s_k}; \quad (2)$$

где  $M_d$ ,  $S$  - текущие значения момента и скольжения двигателя;  
 $M_k$ ,  $S_k$  - критические значения момента и скольжения двигателя;

$$\rho = \frac{r_1}{r_2' + r_d'};$$

$r_1$  - активное сопротивление статора;

$r_2'$  - приведённое активное сопротивление ротора;

$r_d'$  - приведённое дополнительное сопротивление в цепи ротора.

Для автоматизированного электропривода системы ТПД была принята механическая характеристика, имеющая два линейных участка:

$$M_d = M_{отс} \frac{\omega_o - \omega}{\omega_o - \omega_{отс}}; \quad \omega_{отс} \leq \omega < \omega_o; \quad (3)$$

$$M_d = M_{ст} - \omega \frac{M_{ст} - M_{отс}}{\omega_{отс}}; \quad 0 \leq \omega < \omega_{отс}; \quad (4)$$

где  $M_{отс}$ ,  $\omega_{отс}$  - момент на валу двигателя и угловая скорость, соответствующие точке "отсечки" обратной связи (по току);

$M_{ст}$  - момент стопорения ( $\omega=0$ );

$\omega_o$  - угловая скорость идеального холостого вращения двигателя.

### 3. Математические модели функционирования системы главного привода кривошипных прессов

Для построения моделей функционирования системы главного привода рассматривались следующие режимы работы кривошипных прессов: одиночными и непрерывными ходами, выполняя при каждом ходе одни и те же технологические операции; одиночными и непрерывными ходами, выполняя за каждую серию из 2...4-х ходов несколько различных технологических операций.

Наиболее часто прессы работают в режиме одиночных ходов. При этом технологический цикл может быть разбит на 13 периодов. Для анализа механических переходных процессов в приводе в результате объединения количество периодов сокращено до пяти ос-

новых: I период - включение муфты; II период - разгон привода после включения муфты (холостой ход приближения); III период - рабочий ход; IV период - разгон привода после рабочего хода; V период - разгон ведущей части привода после выключения муфты. Принципиальная тахограмма работы привода пресса одиночными ходами приведена на рис. 3 ( $\varphi$  - углы поворота ведомой части привода). При работе пресса непрерывными ходами основных периодов движения привода только два: рабочий ход и разгон привода.

При исследовании переходных процессов в приводе обычно используются эквивалентные двухступенчатые прямоугольные графики момента, не отражающие характера фактического нагружения привода. В данном исследовании технологическая нагрузка задавалась на ползуне пресса в функции его перемещения в виде уравнения или кусочно-линейного графика.

Для универсальных горячештамповочных прессов был предложен степенной график усилия штамповки в открытых штампах:

$$\frac{P}{P_{\max}} = d_1 + d_2 \frac{H}{H_{\max}} + (1 - d_1 - d_2) \left( \frac{H}{H_{\max}} \right)^n; \quad (5)$$

где  $P$ ,  $P_{\max}$  - текущее и максимальное усилие штамповки;

$H$ ,  $H_{\max}$  - текущий и максимальный ход ползуна;

$d_1$  - начальное относительное усилие штамповки;

$d_2$  - тангенс угла наклона практически прямого отрезка графика на стадии свободной осадки и стадии начального заполнения полости штампа;

Для штамповки поковок типа шестерен  $d_1 = 0,08$ ;  $d_2 = 0,05$ ;  $n = 12$ .

Анализ статистических материалов показывает, что наиболее типовой является горячая штамповка в два-три перехода. Энергетические расчёты универсальных КТШП следует проводить для двух-переходной штамповки, как более энергоёмкой, включающей предварительную и окончательную штамповку. Границей переходов является точка на степенном графике технологического нагружения, где  $\frac{P}{P_{\max}} = 0,5 \dots 0,7$ .

На первом этапе исследования была разработана упрощённая математическая модель функционирования системы главного привода пресса, допускающая применение аналитических методов её исследования и позволяющая получить решения в общем виде независимо от

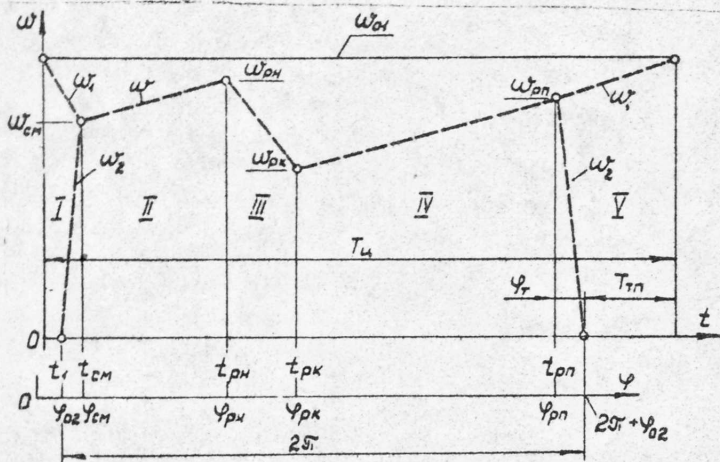
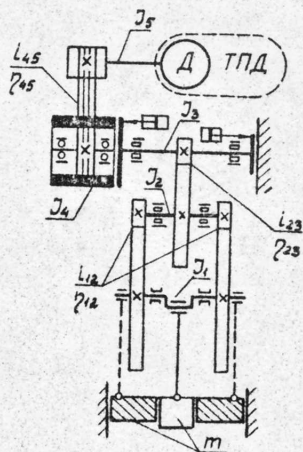


Рис. 3. Принципиальная тахограмма работы привода прессы  
одиночными ходами.

Рис. 4. Кинематическая схема кривошипного пресса двойного действия К 460 усилием 630/400 кН.



численных значений параметров. На основе упрощённой математической модели была получена формула для определения расчётом коэффициента динамичности нагрузки и режима работы клиноременной передачи, что позволило объективно определять необходимое количество ремней в передаче и этим повысить к.п.д. передачи и эффективный к.п.д. всего пресса.

Для количественного определения потерь энергии на диссипацию из-за упругих колебаний системы привода и сравнения динамической и статической механических характеристик автоматизированного электропривода системы ТПД была рассмотрена динамика системы привода с упругими звеньями. Система уравнений для многомассовой расчётной схемы привода кривошипного пресса с диссипативными связями может быть составлена и решена только численным методом для какой-то конкретной модели пресса. Для теоретического и экспериментального исследования динамики привода был взят кривошипный листоштамповочный пресс двойного действия К 460 усилием 630/400 кН с установленным на нём электроприводом системы ТПД (рис. 4).

Исследование перекрывающихся процессов в приводе пресса на многомассовой упругой модели показало:

1. При исследовании механических и энергетических параметров высокоинерционной системы главного привода кривошипных прессов правомерно использование статической механической характеристики двигателя.

2. Потери от вязкого трения при крутильных колебаниях звеньев привода составляют менее 0,5% от общих затрат энергии в приводе за цикл, что меньше ошибки вычислений, так как величины коэффициентов трения, значения к.п.д. передач и т.п. берутся для расчёта с точностью до 10%.

3. При исследовании механических и энергетических параметров привода кривошипных прессов правомерно использовать расчётную схему с жёсткими звеньями без зазоров. Необходимо учитывать упругость станины, исполнительного механизма и упругое скольжение клиноременной передачи. Упругость станины и исполнительного механизма пресса учитывается корректировкой технологического графика нагружения пресса, а упругое скольжение клиноременной передачи следует учитывать корректировкой механической характе-

ристики привода.

Жёсткая математическая модель системы главного привода с асинхронным двигателем, наиболее распространённой для кривошипных прессов, была преобразована с целью достижения наибольшей общности результатов исследования к безразмерному виду:

Первый период:

$$T \frac{dS_1}{dT} = m \left[ \psi_1 + \left( \frac{T}{t_b} t_{ок} \right)^2 \right] - \frac{2 S_{кн} S_1 (1+\rho)}{S_{кн}^2 + S_1^2 + 2\rho S_{кн} S_1}; \quad S_{01} \leq S_1 \leq S_{11}; \quad (6)$$

$$T \frac{dS_2}{dT} = m \left[ \psi_2 - \left( \frac{T}{t_b} t_{ок} \right)^2 \right]; \quad 1 \geq S_2 \geq S_{11}; \quad 0 \leq T \leq T_{11}; \quad (7)$$

Второй период:

$$T(1+j) \frac{dS}{dT} = m(\psi_1 + \psi_2) - \frac{2 S_{кн} S (1+\rho)}{S_{кн}^2 + S^2 + 2\rho S_{кн} S}; \quad S_{11} \leq S \leq S_{11}; \quad T_{11} \leq T \leq T_{11}; \quad (8)$$

Третий период:

$$T(1+j) \frac{dS}{dT} = m(\psi_1 + \psi_2) + m_{тех} - \frac{2 S_{кн} S (1+\rho)}{S_{кн}^2 + S^2 + 2\rho S_{кн} S}; \quad S_{11} \leq S \leq S_{11}; \quad T_{11} \leq T \leq T_{11}; \quad (9)$$

Четвёртый период:

$$T(1+j) \frac{dS}{dT} = m(\psi_1 + \psi_2) - \frac{2 S_{кн} S (1+\rho)}{S_{кн}^2 + S^2 + 2\rho S_{кн} S}; \quad S_{11} \leq S \leq S_{11}; \quad T_{11} \leq T \leq T_{11}; \quad (10)$$

Пятый период:

$$T \frac{dS_1}{dT} = \psi_1 m - \frac{2 S_{кн} S_1 (1+\rho)}{S_{кн}^2 + S_1^2 + 2\rho S_{кн} S_1}; \quad S_{11} \leq S_1 \leq S_{11}; \quad T_{11} \leq T \leq T_{11}; \quad (11)$$

Одновременно с дифференциальными уравнениями движения рассматривалось дифференциальное уравнение зависимости угла поворота привода во времени:

$$\frac{d\beta}{dT} = 1 - S; \quad (12)$$

где

$$\beta = \frac{\varphi}{t_{ок} \omega_0}; \quad m = \frac{M_p}{M_k}; \quad T = \frac{J \omega_0}{M_k t_{ок}};$$

$$m_{тех} = \frac{M_{тех}}{M_k}; \quad T = \frac{t}{t_{ок}}; \quad S_{кн} = S_k + S_{ск};$$

$S, S_1, S_2$  — соответственно скольжение привода, ведущей и ведомой частей привода;

$\psi_1, \psi_2$  — относительные моменты сопротивления холосто-

- го хода ведущей и ведомой частей привода;
- $J = \frac{J_2}{J_1}; J_1$  и  $J_2$  - моменты инерции соответственно ведущей и ведомой частей привода;
- $\varphi$  - угол поворота звена приведения;
- $\omega_0$  - приведённая синхронная угловая скорость двигателя;
- $M_p$  - приведённый расчётный момент пресса;
- $M_{тех}$  - приведённый момент технологической нагрузки;
- $S_{ск}$  - максимальная величина упругого проскальзывания клиноременной передачи, когда  $M_{гex} = M_k$ ;
- $t_{ox}$  - время одного одиночного хода.

#### 4. Экспериментальная проверка адекватности математических моделей главного привода кривошипных прессов и их исследование

Для проверки адекватности моделей нерегулируемого привода было проведено исследование листоштамповочного пресса двойного действия К 460 усилием 30/400 кН при работе одиночными ходами и непрерывными ходами при различной технологической нагрузке. Результаты экспериментального определения угловой скорости привода в различные периоды цикла и баланса энергии для каждого периода и для всего цикла достаточно близко совпадают с расчётными данными.

Экспериментальное исследование автоматизированного электропривода проводилось так же на прессе К 460, у которого вместо демонтированного асинхронного двигателя мощностью 7 кВт был установлен двигатель постоянного тока мощностью 7,2 кВт с тиристорным преобразователем. Сравнение результатов расчёта и эксперимента показало, что математическая модель привода пресса хорошо отражает энергетику привода и даёт достаточно точные значения угловых скоростей в крайних точках каждого периода цикла.

Последовательная установка двух различных электроприводов на один и тот же кривошипный пресс К 460 позволила провести экспериментальное сравнение тахограмм, полученных при вытяжке одинаковых заготовок из Ст 3 толщиной 2 мм. На рис. 5 пунктиром показана тахограмма при асинхронном электроприводе, сплошной линией -

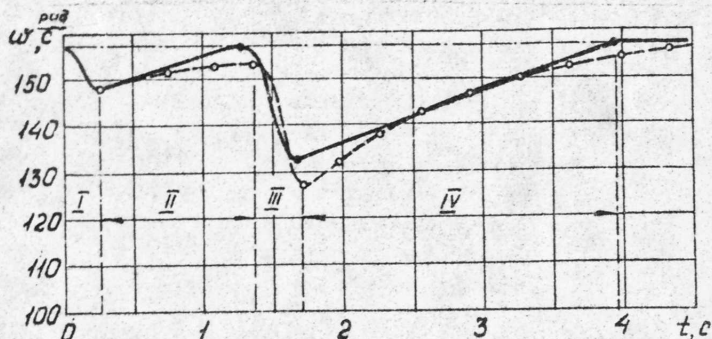


Рис. 5. Экспериментальные тахограммы пресса К 460.

при установке автоматизированного электропривода. Из сравнения двух тахограмм видно, что продолжительность цикла пресса с автоматизированным электроприводом, примерно, на 20% меньше, а производительность выше на 25%.

Из экспериментов, проведённых при исследовании КТМП усилием 10 МН, наибольший интерес представляют результаты осаживания на прессе крешеров из сплава АД16 диаметром 70 мм и высотой 80 мм на различную высоту. Наибольшая величина отклонения экспериментальных точек от теоретических кривых составляет 5%.

Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования всех трёх кривошипных прессов позволили сделать вывод, что разработанные математические модели достаточно адекватно описывают динамику и энергетику исследуемых прессов, математические модели могут быть использованы для дальнейшего теоретического исследования.

На основе разработанной математической модели был проведён вычислительный эксперимент по исследованию КТМП ВЗТМП усилием 25 МН. Эксперимент осуществлялся решением поперодной системы уравнений движения привода при варьировании параметра  $T$  и критического скольжения двигателя  $S_k$ , определяющего наклон механической характеристики двигателя. Эксперимент показал, что увеличение до известных пределов момента инерции маховика асинхронного привода кривошипного пресса приводит к уменьшению максимальной мощности крутящего момента и скольжения двигателя

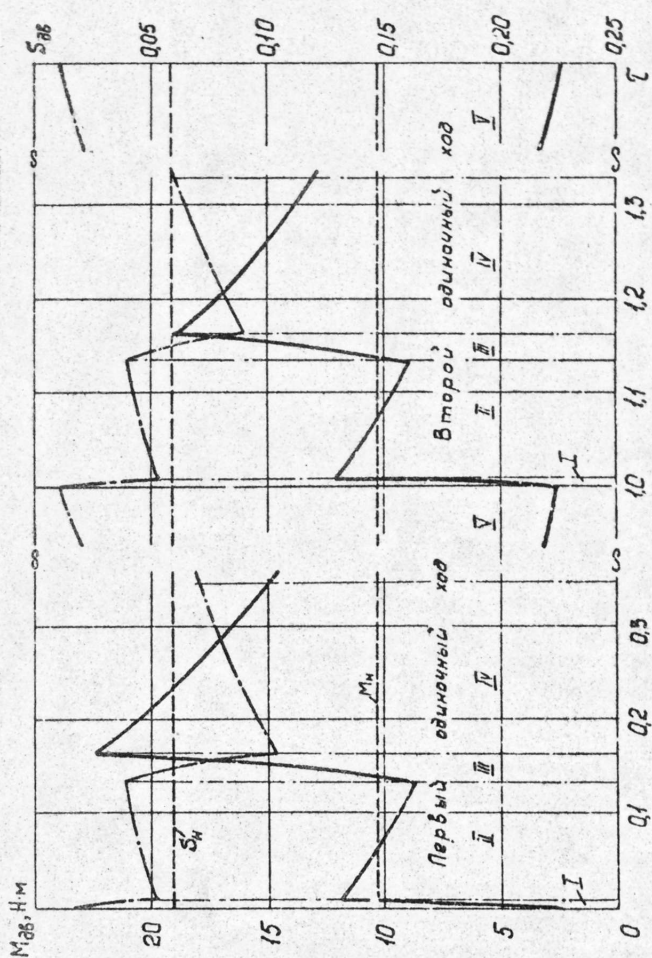


Рис. 6. Расчётные графики момента (сплошная линия) и скопления привода КТШ 25 МН автоматизированного комплекса.

за цикл. Увеличение критического скольжения двигателя приводит к росту максимальной величины скольжения привода, к уменьшению момента инерции маховика и крутящего момента двигателя. Это создаёт условия для подбора такой его искусственной характеристики, чтобы момент двигателя не превышал допустимую величину, а привод эффективно использовал энергию маховика. Выбор оптимального варианта приводит к снижению мощности и увеличению к.п.д. двигателя и всего пресса. Результаты исследования работы привода автоматизированного комплекса на базе КТМП усилием 25 МН для пятипозиционной штамповки крутлых в плане поковок приведены на рис. 6. Исследование показало, что двигатель  $N_n = 110 \text{ кВт}$  (вместо установленного по проекту  $N_n = 132 \text{ кВт}$ ) обеспечивает без перегрузки нормальную работу комплекса.

Вычислительный эксперимент на модели автоматизированного электропривода системы ТПД показал, что мощность двигателя в течение всего цикла изменяется незначительно. Номинальная мощность привода во многом зависит от выбора частоты вращения холостого хода, передаточного числа клиноременной передачи и в отличие от асинхронного электропривода растёт с увеличением момента инерции маховика свыше оптимальной величины.

#### 5. Детерминированная задача оптимизации системы главного привода кривошипных прессов

Наибольшая результативность структурного синтеза системы привода пресса может быть получена применительно к приводу тяжёлых листоштамповочных прессов. В диссертации проведён анализ вариантов структур по относительным показателям массы, инерционности и объёма зубчатых редукторов и было получено иерархическое дерево, представляющее базис допустимых структур привода тяжёлых двух- и четырёхкривошипных листоштамповочных прессов простого действия.

Параметрическая оптимизация подробно рассмотрена применительно к наиболее общему случаю привода с асинхронным двигателем с фазным ротором. Основой для оптимизационного моделирования является система уравнений (6)...(12). Определение оптимальных параметров главного привода пресса является многопараметрической многокритериальной задачей. Исходя из требований, предъявляемых

к приводу, можно принять следующие критерии эффективности: минимальная мощность двигателя, максимальный среднеинтегральный к.п.д. двигателя, максимальный эффективный к.п.д. пресса за цикл, минимальные габаритные размеры и момент инерции маховика. При многокритериальной оптимизации невозможно обеспечить одновременное достижение желаемых значений всех критериев, поэтому в качестве абсолютного критерия был принят эффективный к.п.д. пресса. Большим преимуществом этого критерия является его универсальность, безразмерность и независимость от любых нормативов.

К основным оптимизируемым параметрам привода относятся: мощность электродвигателя  $N_n$  или при выбранной синхронной частоте вращения его критический момент  $M_k$ , критическое скольжение двигателя  $S_k$  и момент инерции ведущих частей привода  $J$ , в основном - маховика. Для упрощения процесса трёхмерного поиска оптимальных параметров, один из которых - мощность двигателя - является дискретным, вначале одним из наиболее простых методов проектного расчёта определяется минимально необходимая мощность двигателя при  $\eta_B = 100\%$ .

Условиями ограничения при заданных производительности и детерминированном графике нагружения являются устойчивость работы привода и допустимый нагрев двигателя, ограничивающие область допустимых решений по минимуму и связанные с увеличением момента инерции маховика неформализованные конструктивные требования к компоновке привода, ограничения на габариты, массу, требования сборки и транспортировки с места изготовления до монтажа. Условие ограничения по допустимому нагреву должно учитывать переменные потери в двигателе на нагрев за одну или  $m$  операций полного цикла работы пресса:

$$\frac{Q_{доп}}{Q_n} = \frac{2\lambda_k S_k (r'_2 + r_1)(1 + \rho S_k)}{S_n (r'_2 + r'_d)} \int_0^m \frac{[S_d(\tau)]^2 d\tau}{S_k^2 + 2\rho S_k^2 S_d(\tau)} \leq K_q; \quad (13)$$

где  $Q_{доп}$  и  $Q_n$  - допустимые и номинальные потери на нагрев за полный цикл;

$\lambda_k$  - кратность критического момента двигателя;

$S_d$  и  $S_n$  - текущее и номинальное скольжение двигателя;

$K_q$  - коэффициент, учитывающий влияние пульсирующей

нагрузки в двигателе за цикл работы пресса на надёжность изоляции обмоток,  $K_a = 0,8$ .

Если мощность двигателя по устойчивости работы или по нагреву оказывается недостаточной, то по каталогу берется следующий двигатель ряда, имеющий мощность на ступень больше. Затем осуществляется двухмерный поиск оптимальных параметров  $S_k$  и  $J_1$ , позволяющий графическую интерпретацию поверхности целевой функции.

Задача оптимизации системы главного привода характеризуется нелинейностью, невыпуклостью, отсутствием унимодальности и непрерывности и поэтому методы классической теории оптимизации к ней неприменимы. Целевая функция имеет вид:

$$\gamma_{эф} = \frac{A_{деф}}{2 M_k \omega_0 T_k \int_0^{T_k} \left[ \frac{S_k(1 + \rho S_k) [1 + \rho S_d(\tau)] S_d(\tau)}{S_k^2 + 2 \rho S_k^2 S_d(\tau) + [S_d(\tau)]^2} + \frac{1}{2 \lambda_k} \left( \frac{1 - S_k}{\eta_k} - 1 - S_k \frac{r_1}{r_2} \right) \right] d\tau}; \quad (14)$$

где  $A_{деф}$  — работа деформирования заготовки;

$\gamma_n$  — номинальный к.п.д. двигателя.

Это уравнение, как и условие ограничения (13), является функционалом, зависящим от функции  $S_d(\tau)$ . Для определения значения целевой функции для каждой вариации параметров необходимо дважды производить интегрирование. Вначале проводится интегрирование системы дифференциальных уравнений движения при выбранных параметрах системы привода для определения закона изменения скольжения привода  $S(\tau)$ . Затем проводится интегрирование функционала (14) от функции  $S_d(\tau)$ .

В рассматриваемой задаче целевая функция в виде функционала (14) является настолько сложной, что применим только прямой метод оптимизации, основанный на сравнении значений целевой функции в различных точках и постепенном приближении к оптимуму. Целевая функция хотя и не является в общем случае унимодальной, но бывает достаточно гладкой, и поэтому для сокращения объема вычислений, для получения непрерывных кривых значений целевой функции могут быть использованы методы интерполяции аппроксимируемыми многочленами, а также с достаточной для практики точностью графические методы построения кривых по известным точкам.

При решении сложных задач оптимизации для последующего принятия окончательного решения наиболее полезным является не получение конкретных значений строго оптимальных параметров, а получение наиболее полной информации о влиянии изменения переменных оптимизации на величину критерия качества в виде графических карт допустимых вариантов.

Результаты расчётов системы привода КТШП усилием 25 МН обобщены на рис. 7, на котором приведена карта допустимых вариантов для выбора критического скольжения двигателя и момента инерции маховика пресса. Область допустимых решений ограничена слева вертикальной прямой, соответствующей величине  $S_k$  без дополнительного сопротивления в цепи ротора и снизу кривой  $\frac{Q}{Q_N}$ . Карта построена для двигателя  $N_n = 75 \text{ кВт}$  (по проекту  $N_n = 125 \text{ кВт}$ ) при условии работы пресса в режиме двухпереходной штамповки и позволяет конструктору из бесконечного множества допустимых вариантов переменных параметров  $S_k$  и  $T$  выбрать такие, чтобы пресс без увеличения габаритов и массы имел наиболее высокий эффективный к.п.д. Аналогичные карты допустимых вариантов были построены для всей серии КТШП усилием до 63 МН. Расчёты по оптимизации системы главного привода КТШП усилием 125 МН позволили

снизить мощность главного привода на 23%.

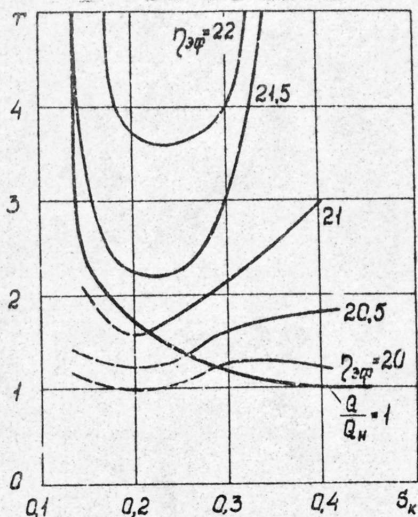


Рис. 7. Графическая карта допустимых вариантов параметров привода КТШП 25 МН.

Для кривошипных листоштамповочных прессов с автоматизированным электроприводом за основной критерий был также принят эффективный к.п.д. пресса. Дополнительным требованием для вытяжных прессов двойного действия является ограничение скорости ползуна в начальный момент деформирования заготовки. Для кривошипного пресса К 460 с приводом системы ТПД в результате оптимизации эффективный к.п.д. пресса увеличился на 11,7%, расчётная мощность двигателя снизилась на 10,1%, скорость внутреннего ползуна в начале рабочего хода снизилась на 13,4%. Приведённые значения оптимальных параметров были получены при максимально допустимой работе деформирования. Регулированием величины скорости холодного вращения ведущей части привода в начале цикла можно добиться увеличения эффективного к.п.д. при пониженной работе деформирования на ползуне пресса.

#### 6. Стохастическая задача расчёта и оптимизации системы главного привода кривошипных прессов

График усилия по ходу ползуна пресса при любом технологическом процессе обработки металлов давлением имеет случайный характер, что затрудняет правильный выбор пресса по усилию и определение мощности его привода. Для анализа причин вероятностного характера технологического нагружения при штамповке на кривошипных прессах была разработана их классификация. При горячей объёмной штамповке на КГШП в открытых штампах разброс температуры и объёма заготовок приводит к рассеянию наибольшего усилия штамповки до 30% от средней расчётной величины  $P_m$ , подчиняющемуся нормальному закону распределения плотности вероятностей.

При определении необходимого технологического усилия горячештамповочного пресса следует учитывать не только величину  $P_m$  по расчётным формулам, но и приращение усилия из-за разброса температуры и объёма заготовок:

$$P_{техн} = P_m + 3 \sigma(P); \quad (I5)$$

где  $\sigma(P)$  - среднее квадратическое отклонение усилия штамповки:

$$\sigma(P) = \frac{c_n P_m}{c_n + c_\tau} \sqrt{\left[ \frac{\sigma(\tau)}{\frac{b_1}{a_1} - \tau_m} \right]^2 + \frac{4}{81} \left( \frac{V_\theta}{V_n} \right)^2}; \quad (I6)$$

где  $C_n$  - жёсткость системы пресс-штамп;

$C_r$  - жёсткость технологического процесса в конце штамповки;

$T_m$  и  $\sigma(T)$  - математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение температуры штампоемки;

$V_n$  - объём поковки;

$V_d$  - дополнительный объём заусенца поковки, обусловленный допусками на диаметр проката и резку заготовок;

$\alpha$  и  $\beta$  - константы материала поковки при линейной аппроксимации закона изменения предела текучести в интервале ковочных температур.

При выборе прессы по номинальному усилию необходимо, чтобы соблюдалось условие  $P_n \geq P_{техн}$ .

Параметры привода КТМП по существующим методикам рассчитываются из условия штамповки каждой заготовки при номинальном усилии прессы, что приводит к систематической недогрузке привода по мощности. Стохастическая задача расчёта параметров привода сводится к детерминированной. Для устойчивой работы привода в условиях вероятностного нагружения мощности его электродвигателя и момента инерции маховика, соответствующих усилию штамповки  $P_m$ , будет недостаточно, так как в генеральной совокупности поковок могут быть отдельные серии заготовок, которые штампуются непосредственно одна за другой при усилиях, превышающих  $P_m$ . Необходимо найти расчётную детерминированную величину технологического усилия в конце штамповки  $P_p$ , учитывающую стохастический режим штамповки. Поэтому величина  $P_p = P_m + \alpha \sigma(P)$ , где  $\alpha$  - коэффициент, который требуется найти методами теории вероятностей.

Вероятность попадания в штамп серий из  $n$  заготовок, усилие штамповки каждой из которых превышает  $P_p$ :

$$P_n = \left\{ 0,5 - \Phi \left[ \frac{P_p - P_m}{\sigma(P)} \right] \right\}^n; \quad (17)$$

где  $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$  - функция Лапласа.

В результате расчётов было принято, что  $\alpha = 1,5$ , тогда

$P_p = \frac{P_n + P_m}{2}$ . При этом вероятность попадания в штамп одна за

другой двух заготовок, усилие штамповки которых  $P > P_m + 1,56(P)$ , равна 0,00446. Это меньше 10 из 1000 заготовок, причём только у одной из них усилие штамповки  $P > P_m + 26(P)$ . Вероятность попадания в штамп друг за другом трёх заготовок, у которых  $P > P_m + 1,56(P)$ , равна 0,0003, то есть один случай на 3300 заготовок. Эти возможные, но достаточно редкие перегрузки не могут нарушить нормальной работы привода, который всё остальное время в среднем работает ниже своих возможностей.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. ВЫВОДЫ

1. На основе системного подхода и системного анализа разработана методология построения математических моделей системы главного привода кривошипных прессов, включающая: а) Выявление существенных свойств и отношений системы главного привода и их формализацию с применением обоснованных допущений, б) Разработку морфологических моделей структуры системы главного привода, в) Разработку моделей функционирования системы главного привода.

2. Разработана новая теория механических переходных процессов в системе главного привода кривошипных прессов, основы её составляют математические модели главного привода и совокупность положений и выводов, полученных при исследовании этих моделей, которая глубже и точнее объясняет и прогнозирует особенности работы системы главного привода.

3. Теоретически и экспериментально установлено, что характер работы маховичного электропривода кривошипных прессов не соответствует ни одному из стандартных режимов, поэтому для выбора оптимальных параметров привода необходим анализ работы всей системы главного привода пресса на математической модели, имитирующей реальные условия его нагружения за время полного цикла пресса.

4. Разработанные математические имитационные и оптимизационные модели системы главного привода кривошипных прессов являются первым необходимым и основным этапом создаваемой системы САПР кривошипных прессов. За основной критерий качества при оптимизации следует принимать эффективный к.п.д. пресса.

5. При увеличении момента инерции маховика номинальная

мощность асинхронного привода кривошипного пресса уменьшается. Номинальная мощность автоматизированного электропривода зависит от выбора частоты вращения холостого хода, передаточного числа клиноременной передачи и в отличие от асинхронного привода растёт с увеличением момента инерции маховика свыше оптимальной величины.

6. Расчёт параметров привода кривошипных универсальных и специализированных листоштамповочных прессов должен проводиться по типовому графику наиболее энергоёмкой технологической операции с учётом наибольших значений разброса характеристик прочности и толщины материала заготовки при заданной производительности пресса при работе одиночными или непрерывными ходами.

7. Предложен степенной график усилия горячей штамповки в открытых штампах. Для расчёта привода универсальных горячештамповочных прессов типовым принимается процесс двухпереходной штамповки. Границей переходов принимается точка графика, где отношение текущего значения усилия к максимальному равно  $0,5...0,7$ .

8. При выборе КПШ его номинальное усилие  $P_n$  должно быть не меньше суммы среднего расчётного усилия штамповки  $P_m$  и наибольшего отклонения рассеяния усилия в пределах доверительного интервала, равного  $3\sigma(P)$ .

9. Расчётная детерминированная величина усилия пресса  $P_p$  для оптимизации параметров привода КПШ равна полусумме номинального усилия пресса и среднего расчётного усилия штамповки  $P_m$ .

10. Разработанные карты допустимых вариантов дают графическое представление бесконечного множества результатов решения многокритериальной нелинейной задачи параметрической оптимизации системы главного привода кривошипных прессов и позволяют обоснованно выбирать оптимальные значения варьируемых параметров с учётом формализованных и неформализованных ограничений.

11. Разработанные методы расчёта приводов позволяют повысить эффективность эксплуатации кривошипных прессов при пониженной технологической нагрузке за счёт увеличения производительности при обоснованном уменьшении паузы между одиночными ходами прессов с асинхронным приводом и регулировкой относительной ско-

рости холостого хода у прессов с автоматизированным электроприводом.

12. Параметрическая оптимизация системы главного привода кривошипных прессов позволяет практически без увеличения стоимости изготовления кривошипных прессов, без снижения технологических и эксплуатационных показателей уменьшить потери энергии в приводе, повысить цикловой к.п.д. пресса и сократить потребление электроэнергии у прессов с асинхронным приводом на 5...10%, а с автоматизированным электроприводом - на 10...20%.

Годовая ожидаемая экономическая эффективность параметрической оптимизации приводов 55-и горячештамповочных прессов и 47-и листштамповочных прессов, изготовленных на ВЗТМП за один год, за счёт экономии электроэнергии при их эксплуатации составляет 195 000 руб. и за счёт снижения установленной мощности 85 000 руб.

13. Эвристическими процедурами и аналитическими методами определения показателей массы, объёма и инерционности выявлено 12 рациональных вариантов структуры зубчатого редуктора тяжёлых листштамповочных прессов простого действия. Годовой ожидаемый экономический эффект структурной оптимизации приводов прессов этого типа по ВЗТМП составляет 80 000 руб.

14. Распространение предложенных методов расчёта энергоэкономичных систем главного привода на другие типоразмеры тяжёлых кривошипных прессов на заводах Минстанкопрома позволит довести экономический эффект до 500 000 руб.

15. Совокупность научных положений диссертации является теоретическим обобщением и решением крупной научной проблемы по созданию энергоэкономичных тяжёлых кривошипных прессов усилием до 125 МН, имеющей важное народнохозяйственное значение.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Богданов Э.Ф. Выбор горячештамповочного пресса с учётом вероятностного характера нагружения. - Вестник машиностроения, 1983, № 3, с. 68-72.
2. Богданов Э.Ф. Выбор давления и допускаемых напряжений в цилиндрах гидравлических прессов. - Кузнечно-штамповочное производство, 1959, № 6, с. 23-26.

3. Богданов Э.Ф. Выбор давления рабочей жидкости при проектировании гидравлических прессов. - В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. - М.: Машигиз, 1960, с. 86-106.
4. Богданов Э.Ф. Выбор давления рабочей жидкости для скреплённых цилиндров гидравлических прессов. - Вестник машиностроения, 1959, № 12, с. 34-36.
5. Богданов Э.Ф. Измерение напряжений у моделей цилиндров гидравлических прессов. - В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, 1967, с. 76-83.
6. Богданов Э.Ф. Исследование динамики привода кривошипных прессов. - В кн.: Научные основы автоматизации производственных процессов и управления качеством в машиностроении и приборостроении. - М.: МВТУ, 1979, с. 35-37.
7. Богданов Э.Ф. К расчёту цилиндров гидравлических прессов. - Известия вузов. Машиностроение, 1958, № 3, с. 71-74.
8. Богданов Э.Ф. Расчёт на прочность и определение минимальных размеров многослойных скреплённых контейнеров. - В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, 1977, с. 91-105.
9. Богданов Э.Ф. Расчёт скреплённых и бандажированных цилиндров гидравлических прессов. - Кузнечно-штамповочное производство, 1961, № 12, с. 16-20.
10. Богданов Э.Ф. Расчёт цилиндров гидравлических прессов. - Кузнечно-штамповочное производство, 1964, № 10, с. 31-35.
11. Богданов Э.Ф. Учёт поперечной тензочувствительности при измерениях проволоочными датчиками с малой базой. - Известия вузов. Машиностроение, 1963, № 5, с. 42-49.
12. Богданов Э.Ф., Боксов А.А. Работа кривошипного пресса двойного действия автоматическими ходами. - Тр./МВТУ, 1976, № 229, Машины и технология обработки металлов давлением, с. 33-39.
13. Богданов Э.Ф., Боксов А.А. Работа привода кривошипных кузнечно-штамповочных машин при включении муфты. - Тр./ Моск. автотех. ин-т, 1978, вып. 1. Обработка металлов давлением в автомобилестроении, с. 167-173.
14. Богданов Э.Ф., Боксов А.А. Разгон привода кривошипного пресса. - Тр./ МВТУ, 1976, № 229. Машины и технология обработки металлов давлением, с. 25-33.

15. Богданов Э.Ф. и др. Расчёт динамических нагрузок в клиноременной передаче кривошипного прессы. / Э.Ф.Богданов, А.А.Боков, Н.Н.Пожидаев и др. - Воронеж: ЭНИКМАШ, 1983, 50 с.
16. Богданов Э.Ф., Лариснов Н.М. Исследование привода кривошипного прессы при включении муфты. - В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, 1973, с. 142-146.
17. Богданов Э.Ф., Ларионов Н.М. К расчёту фрикционных муфт кривошипных кузнечно-штамповочных машин. - В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, с. 134-141.
18. Богданов Э.Ф., Носков В.А., Фрейнд А.И. Об оптимизации параметров электропривода кривошипных горячештамповочных прессы. - Кузнечно-штамповочное производство, 1983, №3, с.22-23.
19. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н. Исследование автоматизированного электропривода кривошипного листштамповочного прессы. - Тр. / МВТУ, 1982, № 389. Машины и технология обработки металлов давлением, с. 34-43.
20. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н., Складчиков Е.Н. Расчёт и построение тахограммы главного привода кривошипного прессы. - М.: МВТУ, 1983. - 32 с.
21. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н., Фрейнд А.И. Динамика привода кривошипного прессы. - Тр. / МВТУ, 1978, № 263. Машины и технология обработки металлов давлением, с. 63-88.
22. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н., Фрейнд А.И. Расчёт циклограммы главного исполнительного механизма кривошипного прессы. - В кн.: Автоматизация процессов литья и обработки давлением. - М.: Наука, 1979, с. 141-147.
23. Богданов Э.Ф., Фрейнд А.И., Пожидаев Н.Н. Оптимизация параметров электропривода кривошипных горячештамповочных прессы. - Тр. / МВТУ, 1980, № 335. Машины и технология обработки металлов давлением, с. 40-55.
24. Бочаров Ю.А., Богданов Э.Ф. Международная конференция о развитии и исследовании станков и машин по обработке давлением. - Кузнечно-штамповочное производство, 1974, № 8, с. 48.
25. Пожидаев Н.Н., Богданов Э.Ф. К расчёту клиноременных передач кривошипных прессы на долговечность. - Тр. / МВТУ, 1978, №263. Машины и технология обработки металлов давлением, с. 88-100.

