

М 405853

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

ПОЖИДАЕВ НИКОЛАЙ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 621.96

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ
ГЛАВНОГО ПРИВОДА КРИВОШИПНЫХ
ЛИСТОПТАМПОВЫХ ПРЕССОВ С РЕГУЛИРУЕМЫМ
ЧИСЛОМ ХОДОВ

(05.03.05 - Процессы и машины обработки давлением)

Автореферат
Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Э.Ф. Богданов

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Ливов Л.И.
- кандидат технических наук
Механик В.П.

Ведущее предприятие - Воронежское производственное
объединение по выпуску кузнечно-
прессового оборудования
им. Калинина

Защита диссертации состоится "5" октября 1983 г.
на заседании специализированного Совета Д.053.15.05
в Московском высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана по
адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваш отзыв
печатью, прос

С диссер
им. Н.Э. Бауман

Авторефе

Ученый с
доктор технич

А.Г.

Л. 99544 П
Тяп. МВТУ им.

Л.

M 405853

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Решения XXVI съезда КПСС, Постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 18 февраля 1980 г. № 145 "О значительном повышении технического уровня и конкурентоспособности металлообрабатывающего, литейного и деревообрабатывающего оборудования и инструмента" и Постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 30 июня 1981 г. № 612 "Об усилении работы по экономии и рациональному использованию сырьевых, топливно-энергетических и других материальных ресурсов" поставили перед КБ и заводами отрасли задачу значительного повышения технического уровня кузнечно-прессового оборудования, увеличения выпуска прогрессивного оборудования, автоматических линий и комплексов, разработки эффективных электроприводов с тиристорными преобразователями, увеличивающими адаптацию оборудования к различным технологическим процессам и снижающим энергопотребление за счёт повышения циклового к.п.д.

Кривошипные листштамповочные прессы являются наиболее многочисленной группой прессового оборудования и крупным потребителем электроэнергии. Развитие современного тяжёлого прессостроения идёт по пути создания на базе одного или нескольких прессов автоматизированных комплексов и линий, суммарная мощность которых может достигать сотен и тысяч киловатт. Большое значение в решении ряда проблем автоматизации прессового производства, экономии электроэнергии и совершенствования технологических процессов имеет внедрение автоматизированного электропривода, интенсивному развитию которого способствовало промышленное освоение статических преобразователей, в том числе тиристорных.

Наиболее перспективными системами автоматизированного электропривода, применяемыми в главных приводах кривошипных листштамповочных прессов, являются системы ТПД (тиристорный преобразователь - двигатель постоянного тока) и АВК (асинхронно-вентильный каскад) с обратными связями по скорости и току (напряжению).

До настоящего времени не проводилось достаточно широких исследований электромеханических и энергетических переходных



процессов в приводах кривошипных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК, позволяющих разработать научно-обоснованную методику расчёта установленной мощности указанных систем, величины момента инерции маховика, передаточного числа.

Цель работы. Целью данной работы является разработка научно-обоснованной методики (алгоритма) и программы расчёта на ЭВМ оптимальных параметров главного привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых автоматизированными системами ТПД и АВК.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились с привлечением аналитических и численных методов расчёта на основе математического моделирования переходных процессов в главном приводе кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК.

Динамика привода описывается системами дифференциальных уравнений, которые решались численными методами Рунге-Кутты и Хеминга (метод предиктор-корректор).

При определении оптимальной формы механической характеристики системы ТПД использовался вариационный метод Эйлера-Лагранжа.

При оптимизации параметров электропривода применялся метод покоординатного спуска, а свертка критериев проводилась методом последовательных уступок.

Экспериментальные исследования включали в себя ряд известных методов регистрации электрических величин и метод тензометрирования.

Научная новизна. Разработана математическая модель переходных электро-механических и энергетических процессов в главном приводе кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК. Разработана методика определения оптимальной формы механической характеристики систем ТПД и АВК главного привода кривошипных листоштамповочных прессов. Разработана методика (алгоритм) и программы расчёта на ЭВМ оптимальных параметров главного привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых автоматизированными системами ТПД и АВК.

Практическая ценность. Разработанные методика и программы позволяют рассчитать на ЭВМ на стадии проектирования оптимальные

параметры главного привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых автоматизированными системами ТПД и АВК; разработанные рекомендации дают возможность устанавливать оптимальную величину регулируемого параметра — частоту холостого вращения систем ТПД и АВК при эксплуатации кривошипных прессов.

Оптимизация параметров привода кривошипных листоштамповочных прессов и использование разработанных рекомендаций по эксплуатации прессов позволяет увеличить эффективный к.п.д. прессов и снизить затраты электроэнергии.

Реализация работы в промышленности. Разработанные программы были использованы для расчёта на ЭВМ оптимальных параметров главного привода ряда кривошипных листоштамповочных прессов, изготавливаемых на Воронежском заводе тяжёлых механических прессов. Реализация результатов расчётов при проектировании данных прессов позволяет экономить 5621000 кВт·час в год; ожидаемый годовой экономический эффект составляет 135112 руб.

Апробация результатов работы. Результаты работы докладывались на научных семинарах кафедры АМБ МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1978–1981 г.г., на техническом совете ПО ВОРОНЕЖТЯЖМЕХПРЕСС.

По работе опубликовано пять статей, методические указания по выполнению домашнего задания для студентов, выпущен РТМ по определению нагрузки в клиноременной передаче кривошипного пресса.

Объём работы. Работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов и приложения. Диссертация изложена на 226 страницах машинописного текста, содержит 7 таблиц, 71 рисунок, четыре текста программ для ЭВМ. Объём приложения 37 страниц. Библиография состоит из 100 наименований.

Во введении сформулированы актуальность проблемы и цель работы.

Первая глава содержит обзор литературы. Отмечено, что исследованию электропривода кривошипных прессов посвящено значительное число работ. Существенный вклад в развитие теории электропривода кривошипных машин внесли: Гейлер Л.Б., Рамих И.А., Харизоменов И.В., Механик В.П., Соснин О.М., Банкетов А.И. и др. Исследованию различных систем автоматизированного электропривода и разработке на их основе теории автоматизированного электропривода посвятили свои работы Чиликин М.Г., Онищенко Г.Б., Зимин Е.Н., Сандлер А.С., Булгаков А.А., Петров Ю.П.

К настоящему моменту сформировались два направления в теоретических и экспериментальных исследованиях электропривода кривошипных кузнеческо-штамповочных машин:

- исследование динамических нагрузок в приводе прессы с целью совершенствования расчётов деталей привода прессы на прочность, а также расчётов узлов прессы на работоспособность и надёжность;
- исследование электро-механических и энергетических параметров с целью совершенствования расчётов по выбору электродвигателя, момента инерции маховика, передаточного числа привода.

Исследования, проведённые по второму направлению привели к разработке значительного числа методик расчёта (более двадцати), отличающихся степенью сложности, точностью результата и уровнем требования к качественным характеристикам привода, лежащих в основе каждого метода расчёта. Используя эти признаки, можно разделить все известные методы расчёта параметров электропривода на три группы: первая группа - это методы предварительного (ориентировочного или приближённого) расчёта параметров электропривода; вторая группа - методы прямого расчёта параметров электропривода; третья группа - методы расчёта оптимальных параметров электропривода.

Ориентировочные методы расчёта позволяют определить установленную мощность электродвигателя по суммарной работе привода за цикл при заданном времени цикла. Момент инерции привода (маховика) находят через избыточную работу, найденную из нагрузочной диаграммы, и заданный коэффициент неравномерности хода. В наиболее совершенных методах ориентировочного расчёта при определении момента инерции привода используют нагрузочные диаграммы, полученные на основе решения дифференциальных уравнений, описывающих переходные процессы в приводе, тем самым эти методы по сути приближаются к прямым методам расчёта параметров электропривода. Однако эти методы уступают по точности результатов из-за значительного числа допущений и упрощений.

Прямые методы расчёта параметров электроприводов прессов, в отличие от ориентировочных, включают в себя достаточно глубокую и полную разработку математической модели привода, задание силовых факторов, метод расчёта электромеханических и тепловых

процессов в электродвигателе, динамику переходных процессов.

Взаимосвязь параметров привода в прямых методах расчёта устанавливается из решения дифференциальных уравнений (системы дифференциальных уравнений, описывающих переходные процессы в приводе в течении полного цикла работы пресса (Боков А.А.). При этом, имеет место бесконечное множество альтернативных пар: номинальная мощность электродвигателя – момент инерции маховика. Для получения единственности решения в прямых методах расчёта задаются коэффициентом неравномерности хода (Механик В.П., Харизоменов И.В.).

Наиболее перспективными в настоящее время являются методы расчёта оптимальных параметров привода, которые позволяют прийти к единственности решения с помощью тех или иных методов оптимизации параметров привода пресса (Фрейнд А.И.).

В результате проведённого анализа сведений технической литературы, а также в соответствии с поставленной целью, определены следующие задачи исследования:

1. Разработать математическую модель маховичного привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК.

2. Выработать критерии оптимизации параметров привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК, установить варьируемые параметры и ограничения. Разработать стратегию оптимизации параметров привода.

3. Разработать методику (алгоритм) и программу расчёта оптимальных параметров привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК.

4. Провести расчёты на ЭИМ оптимальных параметров главного привода ряда кривошипных прессов, изготавливаемых Воронежским заводом тяжёлых механических прессов.

Во второй главе проведено теоретическое исследование электро-механических и энергетических процессов в автоматизированном маховичном электроприводе кривошипного листоштамповочного пресса (с системами ТПД и АВК) при работе пресса в режиме одиночных ходов.

Глава начинается с вопроса математического моделирования электропривода кривошипного пресса, первым этапом которого, является анализ структуры привода кривошипного пресса как электро-

механической системы и анализ переходных процессов в приводе, рассмотренных во временной последовательности при работе пресса в режиме одиночных ходов. Отмечено, что время, соответствующее полному циклу работы пресса в режиме одиночных ходов, можно условно разграничить на пять периодов, отбросив как не существенные быстротекущие переходные процессы, обусловленные немгновенным срабатыванием системы управления: I-ый период - включение муфты; II-ой период - разгон привода после включения муфты (ход приближения); III-ий период - рабочий ход; IV-ый период - разгон привода после рабочего хода (ход вверх); V-ый период - разгон ведущей части привода после выключения муфты (торможение ведомой части привода и техническая пауза).

Динамика электропривода кривошипного пресса, как много-массовой структуры с упруго-диссипативными связями, описывалась поперiodными системами преобразованных дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода (уравнениями Даламбера). В качестве обобщенных координат принимались углы поворота звеньев привода и линейное перемещение массы пресса.

При исследовании электро-механических и энергетических процессов использовалась динамическая двухучастковая механическая характеристика электродвигателя постоянного тока, работающая в системе ТПД:

для участка $\omega_{отс} < \omega < \omega_0$

$$M_{\partial\delta} = M_{отс} \frac{\omega_0 - \omega_{\partial\delta}}{\omega_0 - \omega_{отс}} - T_{\theta} \frac{dM_{\partial\delta}}{dt}; \quad (1)$$

для участка $0 < \omega < \omega_{отс}$

$$M_{\partial\delta} = M_{ст} - \frac{M_{ст} - M_{отс}}{\omega_{отс}} \omega_{\partial\delta} - T_{\theta} \frac{dM_{\partial\delta}}{dt}. \quad (2)$$

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

$M_{ст}$ - момент сгорания ($\omega_{\tau} = 0$);

ω_0 - угловая скорость идеального холостого вращения двигателя;

T_{θ} - электро-магнитная постоянная двигателя;

$\omega_{\partial\delta}$ - угловая скорость вала двигателя.

Принимаем, что $M_{отс} = M_{ст} = M_n$ (M_n - номинальный

момент двигателя).

Моменты статического сопротивления от сил трения в узлах и опорах привода принимались постоянными и приведёнными к узлам сосредоточения масс.

Разработанная математическая модель привода учитывала потери передаваемого момента и угловой скорости в клиноременной передаче (т.е. учитывалось изменение к.п.д. клиноременной передачи от передаваемой нагрузки и упругое проскальзывание в ней).

График усилий деформации при вытяжке из плоской заготовки задавался интерполяционным полиномом Ньютона на фазе нагружения

$$P_{\text{деф1}} = 2P_1 \frac{H}{H_P} + (P_P - 2P_1) \frac{H}{H_P} \left(\frac{2H}{H_P} - 1 \right); \quad (3)$$

на фазе разгрузки

$$P_{\text{деф2}} = P_P + 2(P_2 - P_P) \frac{H}{H_m - H_P} + (P_P - 2P_2) \frac{H - H_P}{H_m - H_P} \left[\frac{2(H - H_P)}{H_m - H_P} - 1 \right], \quad (4)$$

где H — текущая величина деформации;

H_P — величина деформации, соответствующая достижению максимального усилия деформации;

H_m — величина полной деформации при вытяжке;

P_P — максимальное усилие деформации;

P_1, P_2 — узловые точки интерполируемого графика (экспериментального).

Исследование переходных процессов в приводе прессы на многомассовой упруго-диссипативной модели показало:

- замена упруго-диссипативных связей жёсткими практически не приводит к изменению максимальной величины пикового момента в зубчатых передачах во время рабочего хода;
- потери от вязкого трения при крутильных колебаниях звеньев незначительны по сравнению с общими затратами энергии в приводе прессы за цикл ($< 0,5\%$);
- механическая характеристика электродвигателя практически имеет статический характер (момент электродвигателя имеет постоянную величину) в течении всего цикла работы прессы последовательными одиночными ходами, при условии

Полученные результаты позволили сделать вывод о допустимости использования, при исследовании электро-механических и энергетических параметров привода кривошипного пресса, жёсткой модели и статической механической характеристики двигателя, работающего в системе автоматизированного электропривода.

Переход от многомассовой модели с упруго-диссипативными связями к жёсткой значительно сокращает машинное время ЭВМ при решении задачи оптимизации параметров электропривода пресса.

С учётом вышеизложенного, для исследования электро-механических и энергетических параметров автоматизированного маховичного электропривода кривошипного пресса была принята жёсткая модель.

Для жёсткой модели поперiodная система дифференциальных уравнений имеет вид:

Первый период

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M - M_{TM} - M_{C1} - \Delta M_{кл}}{J_1 (1 - \xi_{кл})},$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{M_{TM} - M_{C2} + M_{UH}}{J_2}.$$

Второй период (четвертый период)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M - F \cdot M_{nm} - M_{C1} - M_{C2} + M_G + M_{UH}}{J (1 - \xi_{кл})}. \quad (5)$$

Третий период

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M - M_{1,м} - M_{C1} - M_{C2} - M_{тх} + M_G + M_{UH}}{J (1 - \xi_{кл})}.$$

Пятый период

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M - M_{C1}}{J (1 - \xi_{кл})},$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega$ — угловые скорости вращения: ведущей и ведомой частей привода, привода при включённой муфте, приведённые к главному валу;

t — текущее время;

M — момент на валу двигателя, приведённый к главному валу;

$M_{1,м}$ — момент сил трения в муфте при включении;

M_{c1}, M_{c2} — моменты сопротивления (от сил трения) в ведущей и ведомой частях привода, приведённые к главному валу;

J_1, J_2, J — приведённые к главному валу моменты инерции: ведущей и ведомой частей привода, привода при включённой муфте;

$\Delta M_{кл}$ — величина потери момента, передаваемого клиноременной передачей, приведённая к главному валу;

$M_{ин}$ — момент инерционных сил на главном валу от движущихся возвратно-поступательно частей исполнительного механизма;

M_g — момент от силы веса ползунов (вытяжного и прижимного);

$M_{тр}$ — момент на главном валу от сил трения в прижимном механизме при наличии усилия на прижимном ползуне;

$M_{тех}$ — момент на главном валу от усилия деформирования на вытяжном ползуне;

$\xi_{кл}$ — коэффициент упругого скольжения в клиноременной передаче;

F — коэффициент (принимает значения 0 и 1)

Для исследования максимальных (пиковых) моментов в зубчатых передачах при включении муфты и во время рабочего хода, жёсткая модель дифференцировалась по массам отдельных звеньев с учётом передаточных функций между ними.

На основании анализа качественных характеристик кривошипного листоштамповочного пресса, отражающих его технический уровень, были сформулированы следующие критерии оптимизации:

1. Максимальный эффективный к.п.д. пресса $(\eta_{эф})_{max}$.
2. Максимальный коэффициент мощности (системы АВК) $(\cos \varphi)_{max}$.
3. Минимальная установленная мощность электродвигателя (систем ТПД и АВК) $(N_k)_{min}$.
4. Минимальные пиковые моменты в зубчатых передачах привода $(M_{пик})_{min}$.
5. Минимальный момент инерции механизма (минимальные расчёты) $(J_{max})_{min}$.
6. Минимальная скорость ползуна в начальный момент деформирования заготовки $(V_n)_{min}$.

При теоретическом исследовании варьировались следующие параметры:

1. Момент на валу двигателя $M_{дв}$.
2. Момент инерции маховика $J_{мах}$.
3. Относительная величина угловой скорости холостого вращения двигателя системы ТПД и АРК β .

Параметр β регулируется в системах ТПД и АВК с помощью задат на скорости (частота вращения).

На варьируемые параметры накладывались ограничения: по допустимому нагреву двигателя (с учётом ухудшения вентиляции при частотах вращения ниже номинальной), по габаритам маховика.

Как следует из вышесказанного, задача оптимизации основных параметров главного привода кривошипных листоштамповочных прессов является многокритериальной и многофакторной, с рядом ограничений. Структурно данная задача содержит задачу оптимального управления (оптимизация формы механической характеристики) и задачу параметрической оптимизации.

Оптимальная форма механической характеристики автоматизированных систем ТПД и АВК, установленных в приводах кривошипных прессов, определялась вариационным методом с использованием уравнения Эйлера-Лагранжа. При этом, привод пресса рассматривался как управляемая система, а момент на валу двигателя — как управляющее воздействие. Таким образом, задача определения оптимальной формы механической характеристики формулировалась как поиск оптимального управления. Основным критерием оптимальности принималось условие максимального использования двигателя по мощности.

В результате, было получено выражение, определяющее изменение момента на валу двигателя во времени, обеспечивающее оптимальное движение привода в течении рассматриваемого периода

$$M_{дв}^* = \operatorname{sign} \left(\frac{d\omega_{н}}{dt} \right) \frac{0,66^2 \cdot M_n^2}{2 J \omega_n} t + M_{дв1}, \quad (6)$$

где M_n — номинальный момент двигателя;

ω_n — номинальная угловая скорость вала двигателя;

$M_{дв1}$ — величина момента двигателя в начале периода, в котором осуществляется оптимальное управление.

Для обеспечения оптимального управления движением привода в течении полного цикла работы прессы, необходимо "переключать" это управление (изменяя величину $M_{дв}$) на границах периодов.

Расчёты показали, что максимальное отклонение момента оптимальной механической характеристики от среднего значения не превышает 4%, следовательно, для обеспечения близкого к оптимальному движению привода кривошипного прессы в течении цикла, можно использовать квазиоптимальную механическую характеристику с нулевой жёсткостью рабочего участка

$$M_{дв} = M_{дв}^* = \text{const.}$$

Величина оптимального момента должна определяться из условия допустимого нагрева двигателя.

На втором этапе исследования проводилась собственно параметрическая оптимизация, т.е. определялись оптимальные значения номинальной установленной мощности (N_n) и номинального момента (M_n) двигателя, момента инерции маховика, передаточного числа клиноременной передачи.

Для исследования критерциальных областей были разработаны программы расчёта на ЭВМ значений критерциальных функций для установленной области варьируемых параметров.

На основании анализа полученных результатов была разработана общая стратегия и программы оптимизации основных параметров привода кривошипных листоштамповочных прессов, оснащённых системами ТПД и АВК. За основной (по рангу) критерий при параметрической оптимизации был принят максимальный эффективный к.п.д. прессы. На рис. I представлена область возможных значений эффективного к.п.д. ($\eta_{эф}$) в зависимости от величины момента инерции маховика ($J_{мах}$) и передаточного числа клиноременной передачи ($i_{кл}$) (стрелками отмечено направление движения по критериальной поверхности при оптимизации).

Свертка критериев осуществлялась методом последовательных уступок.

Исследование показало, что регулируя величину частоты вращения холостого вращения ($\eta_{0,1}$) можно повысить эффективный к.п.д. прессы во всём диапазоне возможных (при эксплуатации прессы) нагрузок по работе деформирования ($A_{деп}$).

При исследовании и оптимизации параметров прессы кривошип-

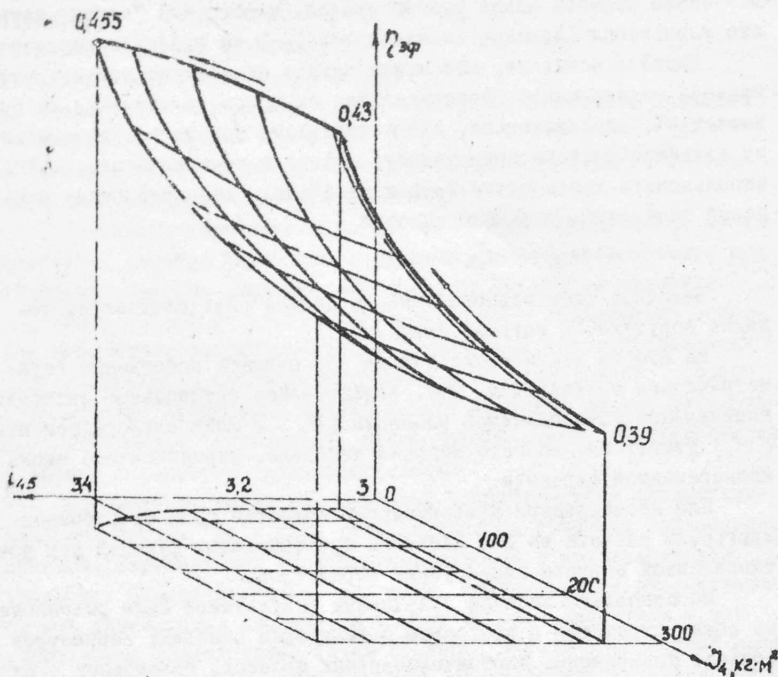


Рис. 1. Оптимизация параметров привода пресса методом по координатного спуска.

ного пресса, оснащённого системой АВК, как критерий первого ранга наряду с эффективным к.п.д. рассматривался коэффициент мощности (соз φ).

Третья глава. В третьей главе приводится описание экспериментального исследования, которое проводилось с целью подтверждения адекватности разработанной математической модели переходных процессов привода кривошипного пресса реальному прессу и реальным электромагнитическим и энергетическим процессам,

протекающим в его приводе.

Исследование проводилось на кривошипном листоштамповочном прессе двойного действия К460 номинальным усилием 0,63/0,40 МН с установленным на нём автоматизированным комплектом электроприводом ЭТР-25/200-63/15С0.

При исследовании регистрировались следующие параметры:

1. Мощность, потребляемая электроприводом из сети, т.е. мощность на входе преобразователя.
2. Напряжение на якоре преобразователя.
3. Ток якоря электродвигателя.
4. Мощность обмотки возбуждения электродвигателя.
5. Скорость вращения вала электродвигателя.
6. Скорость вращения приёмного вала.
7. Ход вытяжного ползуна.
8. Ход прижимного ползуна.
9. Усилие деформирования на ползуне.
10. Момент на промежуточном вале.

Экспериментальное исследование включало три этапа: 1 - определение величины статического момента сопротивления ведущей части привода; 2 - определение параметров механической характеристики системы ЭТР; 3 - определение электромеханических и энергетических параметров привода прессы при работе в режиме одиночных ходов.

В соответствии с перечисленными этапами проводилось осциллографирование: торможения ведущей части привода силами трения при отключённом двигателе; разгона ведущей части привода до установленной (задатчиком частоты вращения) частоты холостого вращения; одиночного хода прессы.

В процессе эксперимента регистрировались следующие параметры:

1. Величина момента двигателя - изменением уровня токоограничения.
2. Величина частоты вращения холостого хода - регулированием задатчика скорости.
3. Величина работы деформирования - изменением толщины заготовки.

Сопоставление результатов экспериментального и теоретичес-

ного исследования позволило сделать вывод, что разработанная математическая модель достаточно точно описывает динамику и энергетику пресса с комплектом электроприводом ЭТР.

Четвертая глава. В главе представлены результаты расчётов, проведённых на ЭВМ по разработанным программам, оптимальных параметров главного привода ряда кривошипных прессов, изготавливаемых на Ворожском заводе тяжёлых механических прессов (ВЗТМ).

Пятая глава. В главе проведён расчёт экономической эффективности использования разработанных программ по оптимизации параметров главного привода кривошипных прессов, изготавливаемых на ВЗТМ.

Общие выводы. Проведённая исследовательская работа позволяет сделать следующие выводы:

1. Оптимизация параметров главного привода (момента инерции маховика, установленной мощности систем ТПД и АВК, передаточного числа клиноременной передачи) позволяет повысить эффективный к.п.д. пресса на 5-10% и снизить соответственно потребление электроэнергии.

2. Оптимизация параметров главного привода кривошипных прессов, оснащённых системами АВК, позволяет повысить на 8-12% коэффициент мощности ($\cos \varphi$) установок.

3. Исследование работы привода на имитационной модели выявило возможность повышения эффективного к.п.д. пресса при уменьшенной работе деформирования за счёт регулирования частоты вращения холостого хода систем ТПД и АВК.

4. Оптимальной для систем ТПД и АВК, установленных на кривошипных прессах, является механическая характеристика с нулевой жёсткостью рабочего участка, которая позволяет повысить эффективность использования привода по мощности и увеличить производительность пресса за счёт снижения времени цикла.

5. Параметрическая оптимизация привода позволяет за счёт снижения момента инерции маховика уменьшить работу трения во фрикционной муфте включения и повысить её долговечность.

6. Оптимизация величины момента инерции маховика и передаточного числа клиноременной передачи позволяет снизить скорость подгуна в начале процесса вытяжки из листовой заготовки без снижения производительности пресса.

7. Параметрическая оптимизация привода позволяет снизить величину максимальных значений динамических моментов в зубчатых передачах и повысить их долговечность.

8. Оптимизация параметров ряда кривошипных листостамповочных прессов (оснащённых системами ГПД и АДК), выпускаемых Биронезским заводом тяжёлых механических прессов позволяет получить экономию электроэнергии на 5621 тыс. кВт·час/год (экономический эффект - 135112 руб).

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н., Фрейнд А.И. Расчёт циклограммы исполнительного механизма кривошипного пресса. Автоматизация процессов литья и обработки давлением. - М.: Наука, 1979, с. 141-147.
2. Богданов Э.Ф., Фрейнд А.И., Пожидаев Н.Н. Оптимизация параметров электропривода кривошипных горячештамповочных прессов. - Труды/МВТУ, 1980, № 335 - Машины и технологии обработки металлов давлением, с. 40-55.
3. Пожидаев Н.Н., Богданов Э.Ф. К расчёту клиноременных передач кривошипных прессов на долговечность. - Труды/МВТУ, 1973, № 263 - Машины и технологии обработки металлов давлением, с. 88-100.
4. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н., Складчиков Е.Е. Расчёт и построение тахограммы главного привода кривошипного пресса: Методические указания по выполнению домашнего задания по курсу "Расчёт, конструкция и надёжность кузнечно-штамповочных машин и автоматов". - М., 1983, - 29 с.
5. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н. Исследование автоматизированного электропривода кривошипного листостамповочного пресса. - Труды/МВТУ, 1983, № 389 - Машины и технологии обработки металлов давлением, с. 34-43.
6. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н., Фрейнд А.И. Динамика привода кривошипного пресса. - Труды/МВТУ, 1978, № 267, с. 63-88.

Э.Ф. Богданов

