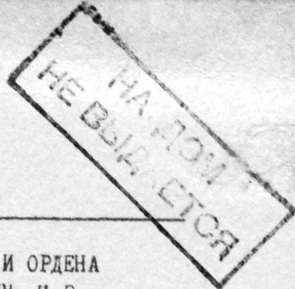


М373265

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

Почекуев Евгений Николаевич

РАЗРАБОТКА, ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МНОГОПОЗИЦИОННОГО ХОЛОДНОВЫСАДОЧНОГО АВТОМАТА

/ 05.03.05 – Процессы и машины
обработки давлением /

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1981 г.

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

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Бочаров Ю.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Навроцкий Г.А.

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Антипов Н.Н.

Ведущее предприятие: Центральное проектно-конструкторское
бюро кузнечных машин (ЦБКМ г. Москва)

Защита диссертации состоится " " 198 г.
на заседании специализированного Совета К.053.15.13 МВТУ
им. Н.Э. Баумана по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул.,
д.5.

Ваши отзывы, замечания, предложения, возражения, заверенные
печатью и подписью, прошу представить в срок до _____
_____ в канцелярию МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., д.5.

Л-8561

Типогра

В

. 96

М 373265

1373265

Актуальность проблемы. Основные направления развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы, принятые на XXV съезде КПСС, указывают на необходимость "ускорить техническое перевооружение производства, широко внедрять прогрессивную технику и технологию, обеспечивающие повышение производительности труда и качества продукции, увеличение фондоотдачи, экономии материальных ресурсов, улучшение условий труда..." В первую очередь это относится к кузнечно-штамповочному производству, где все более значительное место начинает занимать автоматическое оборудование, в том числе многопозиционные холодновысадочные автоматы. Потребность в изделиях, изготавливаемых на этих автоматах неуклонно возрастает, поэтому с целью повышения производительности, улучшения эксплуатационных показателей и расширения технологических возможностей конструкция и привод этого вида оборудования подвергаются постоянному усовершенствованию. Установлено, что наиболее эффективное удовлетворение направлениям развития многопозиционных холодновысадочных автоматов достигается применением гидравлического привода. Однако, проблемы осуществления управления согласованного взаимодействия механизмов автомата во время машинного цикла при большой производительности сдерживают создание и широкое внедрение гидравлических многопозиционных холодновысадочных автоматов. В связи с этим разработка и исследование многопозиционных холодновысадочных автоматов с гидроприводом, обеспечивающих повышение производительности, расширение технологических возможностей и улучшение эксплуатационных показателей является актуальной проблемой.

Цель работы - разработка научно-обоснованной методики расчета гидравлических многопозиционных холодновысадочных автоматов с целью подготовки условий для их освоения промышленностью.

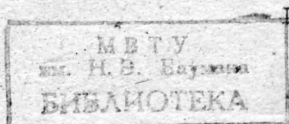
Методы исследования - применены теоретические и экспериментальные. Теоретические исследования проведены на основе общей теории расчета гидравлических кузнечно-штамповочных машин. В результате исследования обосновано применение "упругой" двухмассовой модели гидросистемы с сосредоточенными параметрами. Анализ динамики которой для рабочих ходов механизмов производился методами операционного исчисления. Для возвратных ходов учитывалось перетекание жидкости через окна золот-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1373265

Почечуев Е.Н. Разработка, т.



ника. Решение системы трех дифференциальных уравнений находилось для всех этапов движения механизмов с использованием численных методов Рунге-Кутты. Синтез оптимальной по быстродействию циклограммы автомата осуществлялся на основе анализа конструктивных особенностей автомата и его кинематических параметров при помощи математического аппарата алгебры логики. Для анализа надежности и методов ее повышения применялся математический аппарат теории надежности систем с временным резервированием. При расчетах использовалась ЭЦМ "Наири-К". Экспериментальные исследования производились с использованием электрических методов измерения механических величин и с применением современной регистрирующей аппаратуры: тензометрических усилителей УТ4-І и светолучевого двенадцатиканального осциллографа Н ІІ7.

Научная новизна. Осуществлено развитие раздела теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин динамического действия, заключающегося в анализе рабочих процессов автомата на основе упругой дискретной модели гидросистемы. Разработан научно-обоснованный метод проектирования и расчета гидравлических многопозиционных холодновысадочных автоматов, составными частями которого являются: а) методика синтеза структуры автомата; б) методика расчета кинематических и энергосиловых параметров из условия согласованности взаимодействия механизмов в течении машинного цикла; в) методика синтеза оптимальной по быстродействию циклограммы; г) методика графоаналитического расчета золотника; д) методика поверочного расчета и способов повышения надежности автомата.

Практическая ценность. В результате проведенной работы создан и испытан экспериментальный образец многопозиционного холодновысадочного автомата с гидроприводом, содержащим многоканальный многополостной вращающийся золотник с поворотными распределительными секциями. Результаты исследований используются при создании опытно-промышленного образца автомата для штамповки кристаллодержателей диодов на Ишкар-Олинском заводе полупроводниковых приборов.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены и обсуждены на семинаре "Новое в проектировании и эксплуатации

гидропривода и систем гидроавтоматики" (г. Ленинград, 1979г), Республиканском совещании "Совершенствование кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия" (г. Ижевск, 1979 г.), научных семинарах кафедры АМ-6 МВТУ им. Баумана (г. Москва, 1977, 1978, 1979 г.г.), научно-техническом совета ЦБКМ (г. Москва, 1980 г.).

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов по каждой главе, общих выводов и итогов по работе и девяти приложений. Работа изложена на 135 страницах машинописного текста, содержит 93 рисунка, 15 таблиц, список литературы из 123 наименований.

В первой главе приводится выполненный по литературным источникам обзор направлений и тенденций развития многопозиционных холодновысадочных автоматов и методов их расчета. Предложена классификация многопозиционных холодновысадочных автоматов на основе структурно-морфологической матрицы. При помощи алгебры логики получена формула структуры классификации, которая охватывает 132 возможных варианта схемы автоматов

$$x_0 (x_{11} x_{12} \vee x_{12} (x_{21} \vee x_{22})) \{ [(x_{31} x_{11} (x_{51} \vee x_{52}))] \{ [(x_{61} \vee x_{62} \vee x_{63}) \wedge (x_{71} \vee x_{72})] \vee x_{63} x_{73} \} \vee x_{31} x_{12} x_{51} x_{63} x_{73} \} x_{82} \vee [(x_{32} x_{11} (x_{51} \vee x_{52}))] \wedge [[(x_{61} \vee x_{62} \vee x_{63}) (x_{71} \vee x_{72})] \vee x_{63} x_{73} \} (x_{81} \vee x_{82})] \vee x_{32} x_{12} x_{51} x_{63} x_{73} x_{82} \} \}, \quad (I)$$

где x_{ij} - основные признаки конструкции автомата, записанные в структурно-морфологической матрице.

Анализ современных направлений развития холодновысадочных автоматов показал, что применение гидравлического привода является перспективным. Так, как это дает возможность увеличить производительность автомата за счет снижения инерционных нагрузок, уменьшения длины кинематической цепи и величины хода главного исполнительного механизма; значительно повысить диапазон регулирования частоты циклов, расширить технологические возможности путем применения прогрессивных процессов закрытой объемной штамповки; повысить надежность и долговечность оборудования путем снижения вибраций и устранения высших кинематических пар в структуре автомата; снизить шумовой фон за счет уменьшения числа подвижных сочленений.

В диссертации рассмотрено современное состояние работ в области теории холодновысадочных автоматов с электромеханическим приводом, выполненных Г.А. Навроцкии, Л.И. Живовым,

Е.Н. Ланским, Ю.А. Миропольским и др., теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин А.И. Зимина, Ю.А. Бочарова, Б.В. Розанова, Н.С. Добринского, Ю.Д. Морозова, Л.М. Тарко, А.Ф. Кагарманова, М.Б. Сафаряна, В.Д. Беленко и др.

Обзор научно-технической литературы показал, что вопросы, связанные с проектированием и расчетом гидравлических многопозиционных холодновысадочных автоматов не рассматривались.

На основе проведенного анализа и в соответствии с целью работы поставлены следующие основные задачи:

1. Разработать, изготовить и отладить новую конструкцию гидравлического многопозиционного холодновысадочного автомата для штамповки стержневых деталей в закрытых штампах.

2. Провести теоретическое исследование рабочих процессов гидромеханической системы автомата и разработать оптимальные по быстродействию циклограммы автомата при заданном уровне надежности.

3. Экспериментально изучить особенности работы автомата и проверить достоверность результатов теоретического анализа.

4. Разработать научно-обоснованную методику проектирования промышленных образцов многопозиционных холодновысадочных автоматов с гидроприводом.

Во второй главе изложено обоснование основных конструктивных параметров и схемы автомата, осуществлена разработка конструкции гидравлического многопозиционного холодновысадочного автомата с многоканальным многополостным вращающимся золотником с поворотными распределительными секциями. Показано, что с учетом технологических особенностей закрытой объемной штамповки стержневых деталей с тонким фланцем целесообразно применение автоматов с гидроприводом. Обосновано использование в конструкции автомата поворотного матричного блока, позволяющего сократить величину хода ползуна главного исполнительного механизма и отрезного ножа механизма отрезки. Ограничения и необходимые требования, выявленные в результате анализа схем автоматов и технологии штамповки, и предъявляемые к конструкции разрабатываемого автомата, записаны в терминах алгебры логики. Структурный синтез конструкции автомата производился на основе классификации, представленной формулой (I). Полученное структурно-логическое выражение

$$x_0 x_{12} (x_{21} \vee x_{22}) x_3 x_{42} x_{51} x_{63} x_{73} x_{92} \quad (2)$$

описывает основные признаки конструкции и схемы автомата и расширяется с помощью структурно-морфологической матрицы, так: многопозиционный одноударный холодновысадочный автомат (X_0) с электрогидравлическим приводом (X_{12}), имеющим коэффициент диапазона регулирования числа циклов автомата более, чем $K=3$ ($X_2, \sqrt{X_{22}}$) предназначен для штамповки изделий удлиненной (стержневой) формы (X_{31}) с $f > 1,7$, содержит периодически поворачивающийся блок цельных матриц ($X_{42}; X_{51}$), перенос заготовок которым осуществляется по дугам окружности (X_{63}) к одинаковым ручьям, расположенным по дуге окружности (X_{73}), без кантовок (X_{82}). Эта формулировка основных признаков конструкции и схемы автомата послужила техническим заданием для дальнейшей разработки его конструкции усилием 0,16 МН для $\phi_{\text{пр}}=6 \text{ мм}$.

В результате разработана конструкция многопозиционного холодновысадочного автомата с гидравлическим приводом всех шести его механизмов. Разработана гидросистема автомата, содержащая управляющий элемент в виде вращающегося золотника, позволяющего производить настройку и регулировку согласованного взаимодействия механизмов при любой последовательности их срабатывания, что дает возможность создания автоматов с оптимальными по быстродействию циклограммами. Новизна и полезность конструкции установлена а.с. № 700228, № 733834 и № 742667. Принципиальная схема автомата представлена на рис.1.

В третьей главе представлено теоретическое исследование многопозиционного холодновысадочного автомата с насосно-аккумуляторным гидроприводом. Анализ кинематических и энергосиловых параметров движения выходных звеньев механизмов производился на основе "упругой" двухмассовой модели с сосредоточенными параметрами, предложенной д.т.н. проф. Бочаровым Ю.А. Принимая поток рабочей жидкости неустановившимся и ламинарным, движение подвижных частей и жидкости можно описать системой дифференциальных уравнений второго порядка.

$$\begin{cases} m \frac{d^2 y}{dt^2} + h \frac{dy}{dt} + k(y-y_1) = F(t) \\ M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + a \frac{dy_1}{dt} + R_1 + P(y_1) = k(y-y_1), \end{cases} \quad (3)$$

где y, y_1 - перемещения приведенных масс жидкости m и подвижных частей M ; h - коэффициент демпфирования колебаний жидкости, a - приведенный коэффициент сопротивления перетеканию жидкости в гидролинии, k - приведенная жесткость гидросис-

темы, R_T - сила сопротивления, $F(t)$ - активная сила, сила деформирования $P(y_i)$.

Для хода приближения главного исполнительного механизма и рабочего хода вспомогательных механизмов можно принять, что $P(y_i) = 0$; $F(t) = \frac{P_0}{\tau} [t - (t - \tau) \sigma(t - \tau)]$, где P_0 - давление жидкости в аккумуляторе, τ - площадь поперечного сечения отверстия трубопровода, τ - время нарастания давления в гидросистеме после открытия золотника до значения P_0 ,

$$\sigma(t - \tau) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t < \tau \\ 1 & \text{при } t > \tau \end{cases}$$

Тогда, используя методы операционного исчисления получим зависимости

$$y_i = A + Bt^2 + Ct + De^{kt} + e^{kt}(K \sin \lambda t + L \cos \lambda t) \quad (4)$$

$$\dot{x} = A^* + B^*t + C^*e^{kt} + e^{kt}(D^* \sin \lambda t + K^* \cos \lambda t), \quad (5)$$

где $\dot{x} = \dot{y} - \dot{y}_i$ - деформация упругого невесомого звена жесткостью k ; $A, B, C, D, K, A^*, B^*, C^*, D^*, K^*, L$ - определенные в результате решения коэффициенты, в которые входит единичная функция $\sigma(t - \tau)$. Последовательно дифференцируя выражения (4), (5) и применяя известные формулы находятя перемещения, скорости, ускорения жидкости и выходных звеньев механизмов и закон изменения давления в гидросистеме с учетом конечной крутизны переднего фронта волны давления. В результате анализа полученных зависимостей установлено, что на быстрдействие работы механизмов наибольшее влияние оказывают величина давления жидкости в аккумуляторе P_0 , сила сопротивления R_T и жесткость гидросистемы автомата k . Показано, что с увеличением давления в аккумуляторе уменьшается время запаздывания начала движения выходных звеньев механизмов, которое объясняется нарастанием усилия давления жидкости на поршень до величины силы сопротивления R за меньший интервал времени.

Особенностью нагружения главного исполнительного механизма во время хода деформирования является суммирование технологических усилий на двух позициях автомата. Аппроксимация графика технологической нагрузки представлена в виде кусочно-линейной функции с учетом резкого возрастания усилия при встрече пуансонов с заготовками на позициях штамповки. Решение системы дифференциальных уравнений (3) находилось по характерным участкам хода деформирования. Линеаризованная функция технологической нагрузки принималась в общем виде, кото-

рий описывает каждый характерный участок деформирования $P(y_j) = \sigma(t) \rho_{mj} + k_{nj} y_j$, где ρ_{mj} , k_{nj} приведенные к массе m постоянная сила и жесткость на j -ом участке деформирования. Зависимости перемещений жидкости, подвижных частей и упругой деформации гидросистемы записывались в общем виде

$$y = (E_0 + K_0) + \sum_{i=1}^4 (E_i + K_i) e^{\lambda_i t}; y_1 = E_0 + \sum_{i=1}^4 E_i e^{\lambda_i t}; z = K_0 + \sum_{i=1}^4 K_i e^{\lambda_i t} \quad (6)$$

где λ_i - корни характеристического многочлена системы (3), E_0 , E_i , K_0 , K_i - значения коэффициентов, полученные при помощи методов операционного исчисления на j -ом участке деформирования. Анализ выражений (6) осуществлялся с использованием ЭЦМ "Наир-К" и применением комплексных чисел. Установлено, что на характер движения ползуна значительное влияние оказывает резкое возрастание усилия деформирования в момент встречи пуансона с заготовками на позициях автомата. Выявлено, что большая часть энергии привода (свыше 90%) накапливается движущейся жидкостью.

В результате теоретического анализа получены зависимости перемещения поршня и жидкости для механизма отрезки заготовок.

Анализ возвратных ходов механизмов автомата производился также на основании "упругой" модели гидромеханической системы автомата, с учетом протекания жидкости через вращающийся золотник. Кинематические параметры возвратного хода механизмов определялись численным методом решения нелинейной системы дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} M \frac{d^2 x}{dt^2} + a \frac{dx}{dt} + C_{mc} (Z_0 - x_1 + x) + R_T = C_n (Z_1 - x) \\ \rho_1 \frac{dx_1}{dt} = \mu S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} [C_{mc} (Z_0 - x_1 + x) - p_0]} \\ \frac{dS_2}{dt} = 2R\omega \sqrt{2Rr\omega t - R^2 \omega^2 t^2} \end{cases} \quad (7)$$

где x , x_1 - текущие координаты перемещения приведенной массы подвижных частей и жидкости M ; C_{mc} - приведенная жесткость гидросистемы; Z_0 - начальная деформация гидросистемы под действием давления жидкости; Z_1 - величина начального натяжения пружины; μ - коэффициент расхода через окно золотника;

C_n - приведенная жесткость пружины; p_0 - давление в сливном баке; S_2 - текущее значение площади открытия окна золотника; R - радиус золотника; ω - угловая скорость вращения золотника; r - радиус выходного отверстия золотника. Эти уравнения описывают изменение кинематических параметров ме-

ханизмов на трех этапах работы вращающегося золотника: I - открытие окна золотника; II - окно золотника открыто полностью; III - закрытие окна золотника; при соответствующих начальных условиях. В результате анализа результатов расчета установлено, что сокращение времени возвратных ходов является одним из основных резервов повышения производительности. Показано значительное влияние угловой скорости вращения золотника ω , на время возвращения подвижных частей в исходное положение. Например, для главного исполнительного механизма автомата, имеющего наибольший интервал времени возвратного хода, увеличение частоты вращения золотника с 50 об/мин до 250 об/мин приводит к сокращению интервала времени возвращения в исходное положение на 55%. В меньшей мере на кинематические параметры возвратного хода отражается влияние начального давления в гидроцилиндре при сливе жидкости. Повышение начального давления в 4 раза с 2 МПа до 8 МПа вызывает увеличение времени возвратного хода всего на 4%.

Синтез оптимальной по быстродействию циклограммы производился на основании результатов теоретического исследования кинематических параметров и особенностей конструкции автомата. С помощью математического аппарата алгебры логики были записаны ограничения на совместное взаимодействие механизмов и условия единственности функционирования их в цикле. Путем использования законов, свойств и операций булевой алгебры установлены возможные варианты последовательности срабатывания механизмов в цикле. Например, для разработанной конструкции автомата возможно 37 способов осуществления машинного цикла его работы. Из этих вариантов рассматривалось только 8 структур циклограмм, содержащих наименьшее количество последовательных связей. Определение оптимальной циклограммы по быстродействию осуществлялось по критерию

$$\min [T_q = t_n + \max(t_i, \dots, t_j) + t_c], \quad (8)$$

где t_n - время срабатывания механизма подачи; $t_i, \dots, t_j$ - интервалы функционирования механизмов для данной циклограммы, следующие непосредственно за подачей материала; t_c - время срабатывания механизма переноса.

Вращающийся золотник, который управляет работой автомата

в машинном цикле оказывает также значительное влияние и на режим работы гидросистемы. Для определения влияния геометрии золотника на количественные и качественные показатели рабочих процессов в гидросистеме предложен графоаналитический метод, позволяющий обосновать рациональное соотношение его размеров $\bar{R} = \frac{R}{r}$ радиуса золотника R к радиусу r его выходного отверстия. Выявлено, что для гидросистемы автомата с учетом ее конструктивных параметров, производительности оборудования и физических свойств жидкости повышение $\bar{R} > 5$ нецелесообразно, так как это не приведет к возрастанию к.п.д., но в результате будет снижена надежность работы управляющего элемента и значительно возрастут его габариты. Снижение $\bar{R} < 3$ вызывает увеличение потерь на перетекание жидкости и как, следствие, уменьшение к.п.д. и быстроходности работы механизмов.

В результате теоретического анализа надежности функционирования автомата показано, что она во многом зависит от производительности работы и может быть повышена путем введения временной избыточности в его машинный цикл за счет увеличения длины канавок для подачи и слива жидкости или снижением производительности. Полученная зависимость вероятности безотказной работы автомата $P(t)$ от этих факторов

$$P(t) = e^{-\lambda_m t} \prod_{i=1}^6 \exp(-\lambda_i(t - \frac{\alpha_i}{\omega} + t_{pi})) [\exp[-\mu_i(\frac{\alpha_i}{\omega} - t_{pi})]], \quad (9)$$

где λ_m — интенсивность отказов гидропривода и λ_i — i -ого механизма автомата; α_i — суммарный центральный угол канавок для подачи и слива жидкости i -ого механизма; t_{pi} — время срабатывания i -ого механизма; μ_i — интенсивность восстановления функционирования i -ого механизма; $\frac{\alpha_i}{\omega} > t_{pi}$, если $\frac{\alpha_i}{\omega} < t_{pi}$ то $P(t) = 0$; позволила установить, что нижняя граница производительности автомата 200 шт/мин обусловлена надежностью работы его гидропривода. Дальнейшее снижение производительности не принесет эффективных результатов, т.к. вероятность безотказной работы автомата $P(t)$ практически останется прежней и равной $P(t) = e^{-\lambda_m t}$. Верхняя граница производительности 500 шт/мин ограничивается рассогласованием работы механизмов автомата. Превышение этого уровня производительности приведет к поломке автомата, так как $P(t) = 0$. Показано, что методом временного резервирования возможно повышение надежности

автомата на 85%.

В четвертой главе изложены результаты экспериментальных исследований модели многопозиционного холодновысадочного автомата с гидроприводом, проведенных с целью проверки работоспособности новой конструкции автомата, определения достоверности теоретических зависимостей кинематических и энергосиловых параметров, нахождения взаимосвязи величин, которые не установлены в результате теоретических исследований. Экспериментальные исследования были выполнены на основе общей методики исследования гидравлических кузнечно-штамповочных машин. Технологическое опробование автомата проведено на примере технологического процесса штамповки кристаллодержателя диода из проволоки ϕ 4 сплава АД-I.

В результате испытаний автомата установлено, что конструкция автомата и система регулировки и настройки согласованного взаимодействия работы механизмов, работали стабильно в широком диапазоне производительности от 50 шт/мин до 450 шт/мин.

Возможность получения деталей с тонким фланцем в закрытых штампах проверена опытной штамповкой кристаллодержателей диода, коэффициент использования материала при этом повышается на 10-15%. Выявлены направления дальнейшего совершенствования конструкции автомата, с целью увеличения точности позиционирования при высокой производительности.

Экспериментальными исследованиями работы автомата установлено соответствие экспериментальных зависимостей теоретическим.

Одним из главных резервов повышения производительности автомата является уменьшение интервалов времени возвращения подвижных частей в исходное положение. Так, время возвратных ходов главного исполнительного механизма уменьшается с $T_{воз.в.} = 0,12$ сек при $n = 62,5$ об/мин до $T_{воз.в.} = 0,075$ сек с увеличением частоты вращения золотника до $n = 150$ об/мин. Показано, что при дальнейшем повышении частоты вращения золотника до 190 об/мин величина времени возвращения практически сохраняется на прежнем уровне $T_{воз.в.} = 0,073 + 0,075$ сек. В результате изучения рабочих процессов в гидросистеме автомата обнаружено, что давление первичной волны гидравлического

удара в гидроцилиндре снижается в соответствии с законом сохранения импульса пропорционально соотношению $\frac{S_{ш}}{S_{тр}}$, площадей поперечного сечения поршня $S_{ш}$ внутреннего отверстия трубопровода $S_{тр}$. Установлено, что большую часть эффективной энергии накапливает за время хода приближения главного исполнительного механизма движущийся нестационарно в гидросистеме столб жидкости (до 97%), а остальную часть выходные звенья механизма (до 3%). Для снижения ударных нагрузок целесообразно принимать отношение $\frac{S_{ш}}{S_{тр}} = 12 + 13$, что обеспечивает скорость встречи V_6 пуансонов с заготовкой $V_6 = 0,5 + 1$ м/сек.

Исследования работы вращающегося золотника позволили установить экспериментальные зависимости увеличения потребляемой мощности и крутящего момента на валу электродвигателя, который приводит его во вращение, от производительности работы автомата и давления жидкости в гидроаккумуляторе, что необходимо учитывать в проектировочных расчетах автомата. В результате исследования баланса энергозатрат автомата получены значения потерь энергии в различных его механизмах и гидроприводе. Установлено, что основные потери энергии происходят в разветвленной гидравлической системе автомата при перетекании и утечках жидкости (до 41%), значительны также потери, вызванные упругой деформацией гидросистемы (16,5%). Эффективный к.п.д. автомата (отношение работы деформирования к работе в работе электродвигателя за цикл для различных режимов его работы) $\eta = 0,123 + 0,14$. Намечены пути повышения к.п.д. автомата, основанные на совершенствовании его гидросистемы.

В пятой главе приведено сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований автомата, которое показало, что расхождение результатов не превышает 15%, что свидетельствует о правомерности принятых допущений. Относительная ошибка в определении времени хода приближения главного исполнительного механизма и рабочего хода механизмов переноса и подачи соответственно составила 10%, 12,3%, 14,25%. Относительная ошибка расчетов времени возвратного хода для этих механизмов не превышает 6,25%, 9,6%, 7,15% соответственно. Сопоставление проведенных исследований кинематических параметров дает основание считать полученные результаты досто-

верными и позволяет использовать теоретические зависимости с экспериментальными поправками для разработки методики расчета и настройки согласованного взаимодействия механизмов.

Экспериментальное изучение рабочих процессов в гидросистеме автомата показало эффективность работы вращающегося золотника и подтвердило правомерность полученных результатов соотношений рациональных размеров его геометрии, обеспечивающих заданный режим работы гидросистемы. На основе проведенных исследований предложена методика проектирования и расчета многопозиционных холодновысачочных автоматов с гидроприводом, содержащая методику обоснования и выбора рациональной схемы автомата, методику расчета согласованного взаимодействия механизмов, методику синтеза оптимальной го быстродействию циклограммы, методику выбора рациональных размеров вращающегося золотника и методику поверочного расчета и способов повышения надежности автомата.

Для повышения надежности и снижения брака при штамповке предложена система автоматического регулирования работой автомата с обратными связями по перемещению и с регулируемой последовательностью срабатывания механизмов в течении цикла. Новизна и полезность этой системы установлена и она признана изобретением.

Результаты работы нашли применение при создании опытно-промышленного автомата для штамповки кристаллодержателей диода на Лоскар-Олинском заводе полупроводниковых приборов. Расчетный годовой технико-экономический эффект от внедрения автомата составляет 20 тысяч рублей и достигается в основном за счет использования гидропривода, позволяющего повысить производительность и уменьшить производственные затраты, в связи с повышением коэффициента использования материала на 10-15% и снижением расходов на заработную плату.

ОБЩИЕ ИТОГИ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. В результате изучения различных конструкций многопозиционных холодновысачочных автоматов, установлено, что с целью повышения их производительности, расширения технологических возможностей, путем использования прогрессивных про-

цессов закрытой объемной штамповки, перспективной является разработка гидравлических многопозиционных холодновысадочных автоматов с элементом управления в виде многополостного многоканального вращающегося золотника с поворотными распределительными секциями, что позволит повысить стабильность согласованного взаимодействия механизмов автомата и надежность его работы.

2. Установлено, что кинематические и энергосиловые параметры многопозиционного холодновысадочного автомата с гидрприводом можно выявить на основе "упругой" двухмассовой модели с сосредоточенными характеристиками гидромеханической системы, в трубопроводах которой происходит неустановившееся ламинарное течение жидкости с конечной крутизной фронта нарастания давления.

3. На основе решения системы нелинейных дифференциальных уравнений численным методом на ЭЦМ и экспериментальными исследованиями для возвратного хода механизмов автомата установлено, что величина начального давления жидкости в гидроцилиндрах не оказывает существенного влияния на кинематические параметры, а увеличение угловой частоты вращения золотника, жесткости гидросистемы позволяют повысить быстродействие механизмов на 25 - 30%.

4. В результате теоретического анализа разработана новая методика определения оптимальной структуры циклограммы по критерию быстродействия, которая позволила выявить последовательность срабатывания механизмов, обеспечивающую минимальную продолжительность цикла работы автомата.

5. Предложен графоаналитический метод определения рационального отношения $\bar{R}$ радиуса золотника R к радиусу выходного отверстия r трубопровода в зависимости от заданной производительности, геометрических и физических параметров гидросистемы. Установлено, что для экспериментального образца автомата рациональным следует считать соотношение $\bar{R} = \frac{R}{r} = 3 + 5$.

6. В результате теоретического анализа получена зависимость вероятности безотказной работы многопозиционного холодновысадочного автомата от времени работы и производительности. Теоретически и экспериментально доказана эффективность временного резервирования для повышения надежности автомата.

Показано, что минимальная производительность автомата 200 шт/мин обусловлена надежностью гидропривода, а максимальная 500 шт/мин рассогласованием работы его механизма.

7. Экспериментальными исследованиями подтверждена эффективность системы регулировки и настройки синхронной работы механизмов автомата. Установлено, что давление первичной волны гидравлического удара изменяется пропорционально отношению $\frac{S_{\text{ш}}}{S_{\text{гп}}}$ поперечных площадей трубопровода $S_{\text{гп}}$ и гидроцилиндра $S_{\text{ш}}$.

8. Полученная в результате сравнения теоретических и экспериментальных данных относительная погрешность расчетных и средних действительных значений времени срабатывания и возвратных перемещений механизмов не превышает 14,2% и 9,6% соответственно, что находится в допустимых пределах погрешности инженерных расчетов и подтверждает правомерность допущений, принятых при теоретическом анализе.

9. В результате исследования экспериментального образца гидравлического многопозиционного холодновысадочного автомата разработана методика проектирования и расчета многопозиционных холодновысадочных автоматов с гидроприводом, содержащим многоканальный многополостной вращающийся золотник с поворотными распределительными секциями, которая нашла применение при разработке опытно-промышленного образца многопозиционного холодновысадочного автомата с гидроприводом на Йошкар-Олинском заводе полупроводниковых приборов. Ожидаемый эффект от использования результатов работы для одного автомата составляет 20 тысяч рублей.

Основное содержание диссертации изложено
в следующих работах:

1. Развитие конструкций однопозиционных одноударных холодновысадочных пресс-автоматов. /Бочаров Ю.А., Бердников Э.Б., Беденко Б.Д., Почекуев В.Н. — В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением: выпуск 12. — М., 1978, с. 45-63. (Труды МВТУ им. Баумана, № 263).

2. Выбор рациональных размеров распределителей гидравлических холодновысадочных автоматов. /Бердников Э.Б., Почекуев В.Н., Опарин И.А., Рожков Е.И. — В кн.: Новое в проектировании и эксплуатации гидропривода и систем гидроавтоматики. — Л.: ЛНТИ, 1979, с. 69-73.

3. Бочаров Ю.А., Бердников Э.Б., Почекуев Е.Н. Разработка и исследование гидравлического многопозиционного холодновысадочного автомата. - Тезисы докладов республиканского совещания "Совершенствование кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия". Ижевск, 1979, с.1.

4. А.С. № 700228 (СССР). Устройство для подачи и правки металлических изделий. / Бочаров Ю.А., Почекуев Е.Н. - С приоритетом от 29.12.78 г. Бюл. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1979, № 44, с.34.

5. А.С. № 733834 (СССР). Многопозиционный холодновысадочный автомат. / Бочаров Ю.А., Почекуев Е.Н., Бердников Э.Б., Опарин И.А. - С приоритетом от 6.06.77 г. Бюл. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1980, № 18, с.73.

6. А.С. № 742667 (СССР). Устройство для создания гидравлических ударов. / Бочаров Ю.А., Бердников Э.Б., Почекуев Е.Н., Беленко В.Д. - С приоритетом от 16.09.77 г. Бюл. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1980, № 23, с.189.

7. Почекуев Е.Н., Бердников Э.Б. Синтез циклограмм гидравлических импульсных холодновысадочных автоматов. В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. - М., 1980, с.73-79. (Труды МВТУ, № 335).

8. А.С. № 730433 (СССР). Гидравлический импульсный привод холодновысадочного автомата. / Бочаров Ю.А., Почекуев Е.Н., Бердников Э.Б., Опарин И.А., Мордынский А.Ф. - С приоритетом от 10.10.78 г. Бюл. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, 1980, № 16, с.28.

