

М 87160

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ, ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ГОЛОВИН АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ

РАЗРАБОТКА ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ПОИСКОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
СХЕМ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

Специальность 05.03.05 - Процессы и машины
обработки давлением
05.02.18 - Теория механизмов и
машин



Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 1993

215714

Работа выполнена в Московском государственном техническом
университете имени Н.Э.Баумана

Официальные оппоненты:

Академик международной инженерной академии,
доктор технических наук, профессор
С.А.АБДРАИМОВ

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

Доктор технических наук, профессор
А.В.САФОНОВ

Ведущее предприятие: ЗИЛ

Защита состоится
специализированного
технического
107005, г.Москва

Ваш отзыв на
печать, просим

С диссертации

Автореферат

Ученый
специализиро
к.т.н.

Подписано в печ

16 10
М 87160



1087160

Головин А.А. Разработка

АХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

НЕ ЗЫДИ

актуальность проблемы. В кузнечно-штамповочном производстве можно наблюдать устойчивую тенденцию увеличения доли обрабатываемых труднодеформируемых и малопластичных сталей и сплавов, изготовления штампуемых поковок сложной формы, уменьшения припусков на механическую обработку. Это требует не только совершенствования технологии штамповки, штамповой оснастки и повышения качества изготовления рабочего инструмента, но и повышения функциональных возможностей технологического и иного оборудования кузнечно-штамповочных цехов. Для удовлетворения запросов производства необходимо создание новых машин, обеспечивающих применение современных технологий и удовлетворяющих требованиям надежности, точности и быстроходности, что немислимо без разработки новых механизмов, обладающих заданными кинематическими свойствами и улучшенными динамическими. Особенно это относится к значительной доле парка кузнечно-штамповочного оборудования - механических прессов, использующих в качестве исполнительных плоские рычажные механизмы.

Создание специализированных механических прессов с нетривиальными функциональными свойствами возможно при тщательной многовариантной эскизной проработке конструкции на начальной стадии проектирования машины и в первую очередь схем ее исполнительных механизмов на достаточную глубину при наличии надежной системы сравнения конкурирующих вариантов по ограниченному числу слабых критериев.

Создание нового конкурентоспособного кузнечно-штамповочного оборудования - кривошипных прессов на базе специальных схем, наилучшим образом удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям технологического процесса, является актуальной проблемой.

Цель исследования состоит в разработке теории и методов поискового проектирования (схем) плоских рычажных механизмов кривошипных прессов по особенностям технологических процессов штамповки.

Научную новизну и ценность составляет:

- разработка концепции поискового проектирования схем плоских

рычажных механизмов кривошипных прессов в соответствии с заданными условиями обеспечения технологических процессов штамповки;

- разработка принципов многовариантного синтеза схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов по ограниченному числу параметров и системы сравнения конкурирующих схем по слабым критериям;

- разработка метода определения области рационального применения схем прижимов вытяжных прессов на базе механизмов, образованных последовательным присоединением четырехзвенных контуров;

- алгоритмизация расчета схем на достаточную глубину в условиях многовариантности возможных решений, увязанную в единый логический цикл и ориентированную на работу в интерактивном режиме.

Научная новизна подтверждена авторскими свидетельствами СССР на изобретения и публикациями основных положений диссертации в научных периодических изданиях.

Основные научные положения:

- концепция поискового проектирования схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов по заданным условиям технологических процессов штамповки;

- систематизация задач проектирования схем плоских рычажных механизмов по технологическим особенностям типовых процессов горячей и холодной штамповки;

- принципы многовариантного синтеза схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов по ограниченному числу параметров и система их сравнения;

- теория проектирования схем приж. ов вытяжных прессов на базе механизмов, образованных последовательным присоединением четырехзвенных контуров;

- система метрического, силового, динамического и точностного расчетов схем^о плоских рычажных механизмов кузнечных машин.

Достоверность основных научных положений, выводов и рекомендаций обоснована соответствующими доказательствами, базирующимися на фундаментальных законах механики, результатами вычислительных экспериментов, а также сравнительным анализом полученных технических решений с известными и непротиворечивостью основных результатов работы.

Методы исследования базируются на основных теоремах механики, дискретной математики, математическом аппарате аналитического и численного исследования механических систем; геометрическом, кинематическом, силовом, энергетическом и точностном анализе операций горячей и холодной штамповки; геометрическом и аналитическом аппарате анализа и синтеза плоских рычажных механизмов.

Практическая ценность и реализация результатов работы:

Диссертация является результатом теоретического обобщения выполненных автором ряда госбюджетных работ.

Создана теоретическая база для эффективной разработки и внедрения в промышленность кривошипных прессов на базе новых схем плоских рычажных механизмов с функциональными свойствами, обеспечивающими выполнение заданных геометрических, кинематических и силовых условий штамповки.

Методы проектирования новых схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов позволяют выявить ограниченное число наиболее перспективных решений для дальнейшей проработки и дать сравнительную оценку их основных технических характеристик.

Результаты работы используются в курсе теории механизмов для студентов специальности "Машины и технология обработки давлением" МГТУ.

Апробация и публикация работы: результаты этапов диссертационной работы доложены и обсуждены на совещании по безмуфтовым прессам с механизмами переменной структуры АН Киргизской ССР (г.Фрунзе, 1989г.); На Всесоюзном семинаре заведующих кафедрами и ведущих лекторов вузов страны (г.Калинин, 1989г.); на Всесоюзной конференции "Механизмы переменной структуры в технике" (г.Бишкек, 1991г.); на кафедре МТБ МГТУ (г.Москва, 1990г.); на кафедре РК2 МГТУ (г.Москва, 1991г.).

По материалам работы опубликована 31 работа, в том числе 5 авторских свидетельств и 2 учебных пособия.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти гл., в, основных выводов и содержит 190 страниц машинописного текста, 116 рисунков, 23 таблицы и список литературы из 242 наименований.

Во введении обоснована актуальность работы и показана научная и практическая ценность проблемы.

В первой главе рассмотрены типовые технологические процессы штамповки, осуществляемые на кривошипных прессах. Проведен анализ циклограмм работы механических прессов и автоматизированных комплексов на их базе. Рассмотрены типовые исполнительные механизмы кривошипных прессов. Проведен анализ геометрических, кинематических, силовых, энергетических параметров типовых технологических операций, выполняемых на кривошипных прессах. Определены точностные показатели качества обработки. Приведены технологические критерии оценки качества проведения операции. Рассмотрено влияние инструмента, сложности его конструкции и качества изготовления на параметры проектируемой машины.

Исследования горячей и холодной объемной и листовой штамповки (горячая и холодная объемная штамповка в открытых и закрытых штампах, прямое и обратное выдавливание и прессование, чеканка и калибровка, вытяжка всех видов, вырубка-пробивка, гибка, отбортовка, раздача, обжим и т.д.) проведены отечественными и зарубежными исследователями, в том числе автором.

Из них следует отметить вклад А.И.Зими́на, М.В.Сторожева, С.И.Губкина, Е.П.Унксова, А.Д.Томленова, Л.В.Прозорова, А.А.Поздеева, И.Я.Тарновского, Л.А.Шофмана, А.В.Головина, Е.А.Попова, Л.И.Живова, А.Г.Овчинникова, Ю.А.Бочарова, Э.Ф.Богданова, А.В.Сафонова, Е.Н.Сладчикова, Г.А.Навроцкого, В.А.Евстратова, М.С.Толчинского, А.М.Дмитриева, И.П.Ренне, Е.И.Семенова, Ю.А.Алюмина, В.Л.Колмогорова, Г.Я.Гуна, А.Н.Миты́на, Л.Г.Степанского, О.А.Ганаго, Ф.Гофмана, Ш.Гелеи, В.Джонсона, Х.Кулф, Э.Томсена, Ч.Янга, Ш.Кобаяши, Н.Фельдмана, Д.Эверхарта и др.

На базе этих исследований показано, что задача проектирования исполнительных механизмов прессов может быть сведена к задаче проектирования механизмов по геометрическим и кинематическим условиям с ограничениями на особенности силового нагружения механизма. Предложена классификация основных задач проектирования по геометрическим и кинематическим условиям

проведения технологических процессов штамповки на механических прессах (рис.1, таблица 1) и приведены возможные ограничения на особенности нагружения исполнительного звена (ИЗ) механизма. Рассмотрены принципы позиционирования исполнительного звена механизма по заданной точности обрабатываемого изделия с учетом точности изготовления и податливости инструмента и податливости элементов пресса.

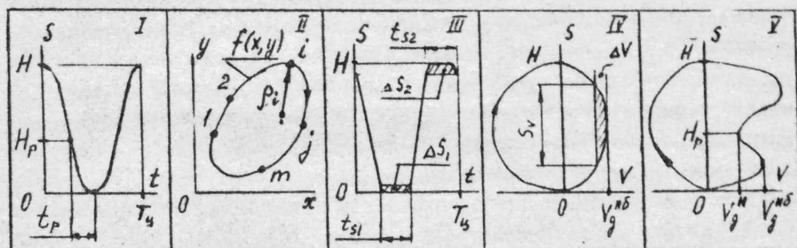


Рис.1. Схематизированные типовые циклограммы процессов штамповки на механических прессах.

Таблица 1

Задачи проектирования механизмов кривошипных прессов по геометрическим и кинематическим свойствам схематизированных цикловых графиков

I	1. Полный ход ИЗ (H); 2. Рабочий ход ИЗ (H_p); 3. Полный и рабочий ход ИЗ ($H; H_p$); 4. Производительность (n , х/мин; T_y , с); 5. Заданное перемещение за заданное время ($H_p; t_p$)...
II	Аппроксимация с заданной точностью траектории $f(x,y)=0$ точки на интервале $x \in (x_i; x_j); y \in (y_i; y_j)$ 1. отрезком прямой $(y_i - y_j)/(x_i - x_j) = K \pm \Delta_k$; 2. участком дуги окружности $\rho = C \pm \Delta_\rho$; 3. участком кривой $f(x,y) = \Delta_f$.
III	Выстой заданной точности и длительности 1. в одном положении ИЗ ($t \in (t_{s1}); S = \Delta S_1$); 2. в одном положении при заданном ходе ИЗ ($t \in (t_{s1}); S = \Delta S_1; H$); 3. в двух положениях при заданном ходе ИЗ ($t \in (t_{s1}); S = \Delta S_1$; ($t \in (t_{s2}); S = H - \Delta S_2$); H).
IV	1. Ограничение наибольшей скорости деформирования $V_g \leq V_g^{nd}$; 2. Ограничение с заданной точностью наибольшей скорости деформирования на заданном перемещении $S \in (S_1); V_g = V_g^{nd} - \Delta V$.
V	Минимально возможная скорость начала деформирования при заданном полном и рабочем ходе и ограничении по скорости деформирования ($S = H_p; V_g = V_g^{nd}$); ($S \in (H_p); V_g \leq V_g^{nd}$).

Проведен анализ работ А.И.Зими́на, М.В.Сторожева, Л.И.Живова, В.И.Власова, Е.Н.Ланского, А.Н.Банкетова, В.И.Балаганского, Н.Н.Филькина, В.Р.Тяянова, Л.Г.Конева, С.А.Абдраимова, В.И.Сви́стунова, А.А.Игнатов, Г.А.Навроцкого, посвященных вопросам проектирования кривошипных прессов. Рассмотрены принятые критерии их классификации по технологическому назначению, условиям их работы и эксплуатации и структурным особенностям исполнительных механизмов. Рассмотрены сильные критерии оценки и сравнения кузнечных машин единого технологического назначения; качество выполнения технологической операции, условия эксплуатации, ресурс машины и ее элементов, удобство обслуживания, эксплуатационные расходы, стоимость, масса, габариты и т.д. Показано, что для оборудования кузнечно-штамповочных цехов характерно применение практически всех типов плоских рычажных механизмов.

Во второй главе рассмотрены методы проектирования плоских рычажных механизмов кривошипных прессов.

Можно выделить два направления развития методов проектирования. Первое, классическое, связано с общими методами теории механизмов и содержит следующие разделы: структурный синтез; метрический анализ и синтез; силовой расчет; динамический анализ и синтез динамических моделей механизмов с жесткими звеньями; анализ точности механизма. Это направление определено работами П.Л.Чебышева, Н.И.Мерцалова, Л.В.Ассура, З.Ж.Блоха, С.Р.Кожевникова, С.А.Черкудинова, А.И.Яслениса, Э.Е.Пейсаха, Я.Л.Геронимуса, А.П.Котельникова, Н.И.Левицкого, В.В.Добровольского, Ф.Ф.Диментберга, И.И.Артоболевского, О.Г.Озола, П.А.Лебедева, М.В.Семенова, Н.Г.Бруевича, У.А.Джолдасбекова и его школы (Ж.Ж.Байгученкова, М.М.Молдабекова и др.), О.И.Кульбачного, Г.Альта, Р.Бейера, Л.Бурместера и др. Второе направление разрабатывается специалистами в области проектирования кузнечных машин и базируется на методах теории механизмов и конструктивных особенностях кузнечно-штамповочного оборудования, связанных со спецификой технологических процессовковки и штамповки и работы кузнечно-штамповочного оборудования, и связано с именами М.В.Сторожева, А.И.Зими́на, Л.И.Живова, В.И.Власова, Ю.А.Бочарова, Э.Ф.Богданова, А.В.Сафонова, Е.Н.Ланского, В.И.Балаганского, Г.А.Навроцкого, О.Д.Алимова и его школы (С.А.Абдраимов, Т.О.Невенчанная и др.). Для обоих

направлений методы проектирования сводятся к параметрическому синтезу отдельных классов структурных решений.

На основе анализа, проведенного в первой и второй главах, можно сделать следующие выводы.

1. Успешное решение задачи разработки современного кривошипного пресса с нетривиальными функциональными возможностями должно проводиться на основе многовариантной проработки технических решений, в том числе проработки спектра кинематических схем плоских рычажных исполнительных механизмов.
2. На этапе поискового проектирования достаточно ограничиться оценкой конструктивных параметров проектируемой машины, что позволяет проводить расчеты на основе некоторых гипотез состояния элементов машины (гипотеза о жесткости элементов машины, учет податливости как статического воздействия и т.п.).
3. Ключевой задачей поискового проектирования конструкций кривошипных прессов с нетривиальными функциональными возможностями является разработка спектра конкурирующих кинематических схем. Традиционный двухэтапный подход (структурный синтез и дальнейшая параметрическая оптимизация по всем параметрам схемы) является нерациональным из-за трудности формирования границ возможных структурных решений. Перспективным может оказаться подход, связанный с разработкой принципов структурно-параметрического синтеза схем механизмов по ограниченному числу параметров, учитывающий специфику работы кривошипного пресса, и сравнительно простых методов оценки неизвестных параметров схем с достаточной степенью достоверности.

Это позволяет предложить концепцию поискового проектирования механических прессов, позволяющую связать в единый комплекс этапы проектирования механизмов и конструирование машины. Общий подход к многовариантной проработке возможных технических решений представлен на рис.2. В сферу интересов данного исследования входят этапы, связанные с формированием задания на проектирование схем исполнительных механизмов (этап 2.1), принципами разработки возможных схем механизмов (этап 2.2), системой оценки и сравнения конкурирующих схем на ранней стадии проектирования (этап 2.3). Остальные этапы данной последовательности достаточно проработаны и освещены в существующей литературе.



Рис.2. Последовательность проектирования кривошипного прессы.

На рис.3 представлена последовательность проработки одного варианта схемного решения. Вопросы, связанные с оценкой конструктивных параметров прорабатываемого варианта и оценкой параметров привода, выходят за рамки исследования. Вопросы метрического и кинематического анализа достаточно освещены в литературе и не зависят от специфики проектируемой машины. Решение задач метрического синтеза, силового расчета, динамического синтеза и вопросы позиционирования механизма (этапы 2.2.1, 2.2.4, 2.2.6, 2.2.8) в значительной мере определяются спецификой работы прессы.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи.

1. Разработать основы структурно-параметрического синтеза схем

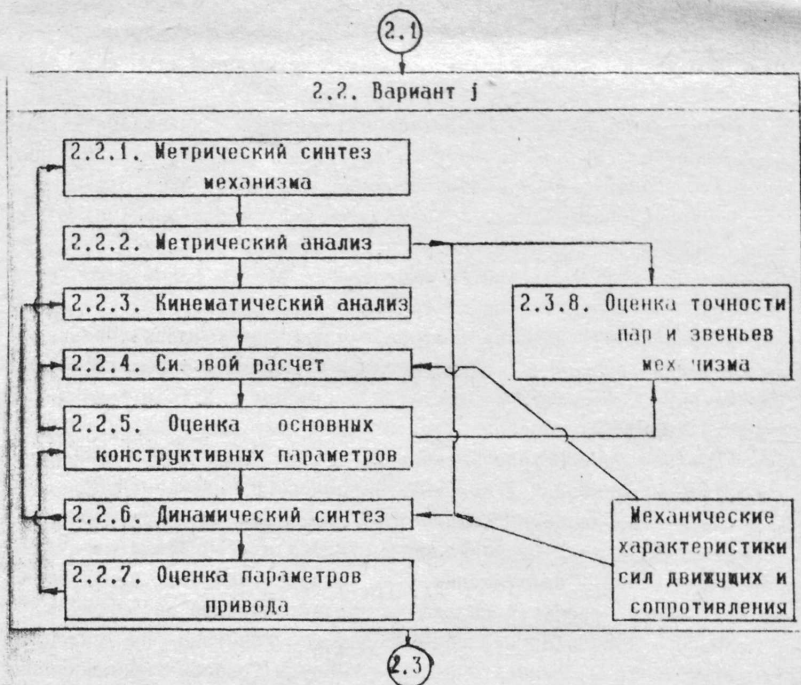


Рис.3. Преработка одного варианта схемного решения.

плоских рычажных механизмов прессов, позволяющие учитывать особенности технологических процессов, осуществляемых на проектируемой машине, и особенности ее эксплуатации.

2. Предложить систему оценок и сравнения конкурирующих схем плоских рычажных исполнительных механизмов прессов по слабым критериям на ранней стадии проектирования для отсева наименее перспективных вариантов.

3. Разработать принципы и алгоритмы структурно-параметрической сборки плоских рычажных механизмов в интерактивном режиме, ориентированный на применение в условиях конструкторского бюро.

4. Разработать систему процедур для алгоритмизации задач метрического, кинематического и силового расчетов; провести классификацию задач динамики при поисковом проектировании и определить методы их решения.

5. Разработать методику оценки точности пар и звеньев плоского

рычажного механизма по заданным условиям позиционирования исполнительного звена с учетом специфики технологического процесса и работы пресса и средств автоматизации.

В третьей главе представлены методы многовариантного структурно-параметрического синтеза схем плоских рычажных механизмов кузнечно-штамповочного оборудования.

В основу положено представление проектирования как некоторого итерационного процесса, состоящего из двух этапов. На первом этапе реализуется простой метод разработки схем механизмов, осуществляющий грубое приближение к заданным условиям работы. На втором этапе осуществляется параметрическая оптимизация выбранных схем, причем методы параметрической оптимизации разработаны достаточно глубоко. Методы реализации первого этапа разработаны недостаточно.

Предлагаемые методы включают:

- систему предпосылок и основное решающее правило синтеза;
- принцип разделения параметров синтеза на существенные, определяемые в ходе приближенного синтеза и уточняемые на стадии параметрической оптимизации, и несущественные, определение которых можно перенести на стадию параметрической оптимизации;
- принцип перехода от общей задачи синтеза по силовым, геометрическим и кинематическим условиям работы кривошипного пресса к геометрической;
- разработку дерева возможных решений и выделение рациональной области их существования;
- разработку системы простых и правдоподобных оценок и сравнения конкурирующих вариантов.

В качестве основных предпосылок приняты следующие.

По характеру работы механизмы подразделяются на цикловые и нецикловые. В цикловых существует по крайней мере одно звено, совершающее за цикл работы машины полный оборот. Нецикловые механизмы, если к ним не предъявляются особые требования, выполняются малозвенными. Заданный закон движения исполнительного звена реализуется за счет управления движением. В цикловых механизмах получить сложный закон движения исполнительного звена с помощью простейших рычажных механизмов невозможно, а за счет управления движением не рационально. Если заданный закон движения исполнительного звена может быть реализован с помощью рычажного механизма, то для каждого пути

развития схемы существует предельная структура, усложнение которой ведет к функциональному вырождению механизма.

Синтез механизма по силовым, геометрическим и кинематическим условиям работы механических прессов сводится к геометрической задаче на основании следующих соображений. Исполнительный механизм можно разделить на две совокупности звеньев. Одна из них образует направляющий механизм, другая – диаду, одно из звеньев которой, соединенное со стойкой, нагружено силой деформирования. Другое звено диады внешней парой присоединяется к направляющему механизму. Траектория, которую описывает внешний шарнир этого звена, является латунной кривой проектируемых схем направляющего механизма.

В большинстве кривошипных прессов в состав диады входит ползун с закрепленным на нем инструментом и шатун, внешним шарниром соединяющий ползун с шатунной точкой направляющего механизма. Форма траектории внешнего шарнира определяется законами движения ползуна и качания шатуна:

$$\left. \begin{aligned} x &= l \cdot \sin \theta; & y &= S + l \cdot \cos \theta \\ \theta &= \theta(t); & t(s) &= \int ds / V(s) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где x ; y – параметры траектории внешнего шарнира диады; S – положение ползуна; l – длина шатуна; θ – угол давления во внутренней паре диады; V – скорость ползуна; t – время. Система (1) разрешима, если известны функции $V(s)$ и $\theta(t)$.

Удобным допущением закона качания шатуна является кусочно-синусоидальный. Параметры синусоиды на участках рабочего хода и ходов приближения и обратного хода определяются по предельным углам давления и временам прохождения этих участков.

Для операций штамповки однозначно определены только некоторые технологические параметры процесса (точное или допускаемое значение скоростей для отдельных положений инструмента, ограничения по скорости на отдельных участках цикла, значения элементов хода и времени их прохождения). Поэтому задачу определения траектории внешнего шарнира диады следует свести к задаче об определении области ее существования со свойствами, обеспечивающими выполнение заданных параметров технологического процесса, и внутри этой области выбора возможной траектории, обладающей дополнительными "хорошими" свойствами (непрерывность, двукратная дифференцируемость и т.п.).

На рис. 4 приведена методика определения области существования траекторий внешнего шарнира диады и выбора внутри неё возможной.

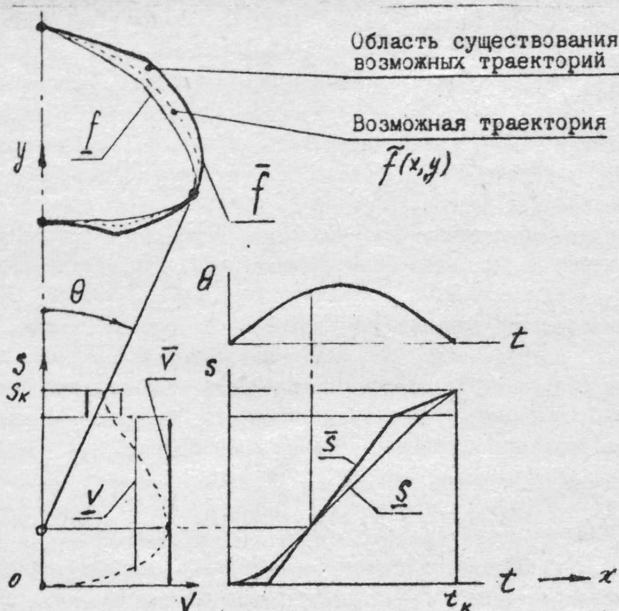


Рис. 4. Определение области существования траектории внешнего шарнира силовой диады.

На участке перемещения ползуна $(0; S_k)$ за время t_k имеем $\bar{V}(s)$ - верхнюю границу возможных скоростей; $\underline{V}(s)$ - нижнюю границу возможных скоростей; $\bar{S}(t)$ и $\underline{S}(t)$ - законы движения для зависимостей $\bar{V}(s)$ и $\underline{V}(s)$. Им соответствуют границы области существования $\bar{f}(x, y)$ и $\underline{f}(x, y)$.

Область существования строится из условия

$$\int_{S_k} ds / \bar{V}(s) = t_k = \int_{S_k} ds / \underline{V}(s). \quad (2)$$

Тогда искомая траектория $\tilde{f}(x, y)$ определена в области

$$\tilde{f}(x, y) \in (\bar{f}(x, y); \underline{f}(x, y)).$$

В помеченных точках области существования и их окрестностях

обеспечивается выполнение соответствующих условий технологического процесса.

Решающее правило построения возможных схем направляющего механизма строится из условия абсолютной жесткости звеньев. Движение одной из точек (А) звена (тела) является результатом движения двух других его точек (В и С). На связь между движениями точек А и В накладывается только одно ограничение по условию движения жесткого звена. Движение точки С определено двумя условиями жесткости звена. Для смягчения этих условий вводится дополнительное – адаптивное – звено. Эта пара звеньев – основное и адаптивное (рис.5а) – является основным структурным элементом построения схем плоских рычажных механизмов кузнечных машин. В соответствии с решающим правилом траектория точки А является результатом движения точки В основного звена и внешней пары D адаптивного звена, которые приводятся в движение от источников ИД1 и ИД2. Графический эквивалент этой структуры приведен на рис.5б (стрелками на рис.5,6,7 показана исходная шатунная точка проектируемого механизма).

Процедура построения возможных схем механизмов реализуется следующим образом. Траектория шатунной точки А исходного элемента механизма на базе ограничений на характер движений точек В и D, ограничений на габариты механизма, какие-либо конструктивные и иные особенности проектируемой машины представляется как результат движения точек В и D. Полученные траектории являются исходными для следующего шага построения. Неединственность представления траекторий точек В и D приводит к возможности получения спектра возможных решений. Процедура перехода от исходной траектории к ее производящим проводится до тех пор, пока очередная итерация не приводит к элементарным движениям источников движения – вращательным или прямолинейным. После этого задача сводится к взаимной увязке этих движений с помощью простейших механизмов (рычажных, зубчатых, кулачковых).

На рис.6 приведена таблица возможных базовых схем плоских рычажных механизмов для числа подвижных звеньев $n = 3, 4, 5, 6, 7, 8$. Принципы развития схем очевидны. На этой основе можно построить схемы с любым числом звеньев. В случаях, когда источники движения связаны между собой каким-либо простым оператором (сдвиг по фазе или пропорциональность линейных величин) сходные источники можно объединить с помощью



Рис.5. Решающее правило построения схем рычажных механизмов.

$W=1$		$W=2$	
$n=3$		$n=4$	
$n=5$		$n=6$	
		1	2
$n=7$		$n=8$	
2	1	1	2

Рис.6. Базовые схемы рычажных механизмов.

соответствующего адаптивного звена. Пример такого развития базовых схем приведен на рис.7. Для удобства восприятия каждая из схем рис.7 дополнительно вычерчена в привычных символах. Полученные в результате данного подхода механизмы анализируются методами традиционного структурного анализа.

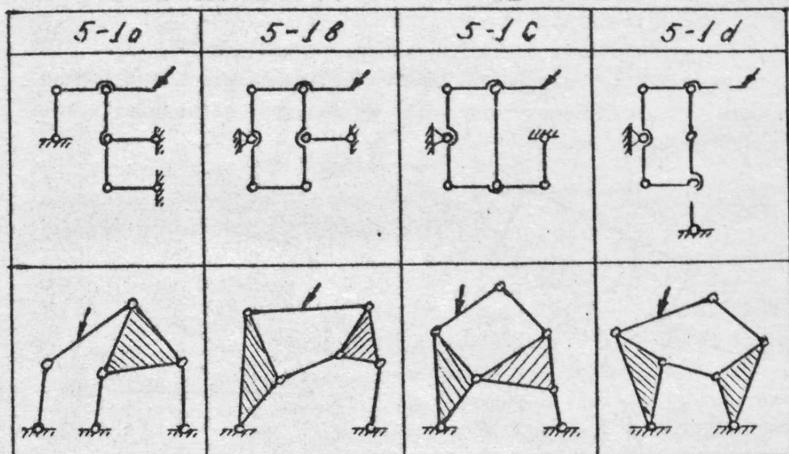


Рис.7. Возможные варианты развития схемы 5.

В принципе требуемую шатунную кривую направляющего механизма, входящего в состав кузнечной машины, можно получить с помощью шатунной точки четырехзвенного механизма. Усложнение схемы должно приводить к улучшению качеств механизма. В первую очередь это относится к его габаритам, а также к возможности более выгодного перераспределения усилий в звеньях. Соответственно, усложнение схемы ведется до тех пор, пока увеличение числа звеньев приводит к комплексному улучшению критериев качества механизма.

Механизмы, образованные последовательным присоединением четырехзвенных контуров, находят применение в качестве прижимов вытяжных прессов для осуществления выстоя заданной точности и длительности в одном или двух крайних положениях. Разделение параметров синтеза этого класса механизмов на существенные, определяемые на начальном этапе проектирования, и несущественные, определение которых переносится на стадию

параметрической оптимизации, позволяет предложить метод оценки существенных (основных) параметров синтеза.

На рис.8 представлена кинематическая (рис.8а) и приведенная (рис.8б) схемы механизма прижима втяжного пресса, содержащего 3 независимых последовательно присоединенных четырехзвенных контура (в общем случае – k контуров). Выстой заданной точности и длительности достигается при прохождении всех контуров через крайние или близкие к крайним положения.

Возможна следующая постановка задачи: определить число независимых четырехзвенных контуров и размеры звеньев возможных механизмов этого класса.

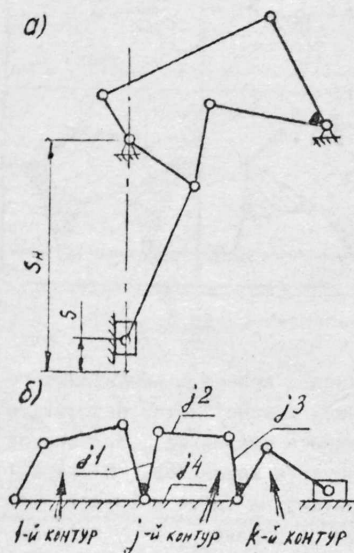


Рис.8. Кинематическая и приведенная схемы механизма прижима втяжного пресса.

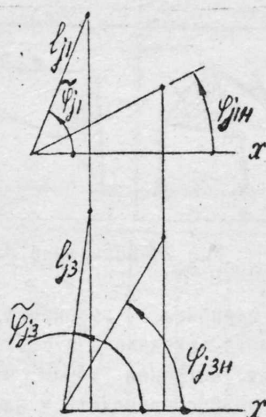


Рис.9. Определение 1-й приближенной формы функции положения четырехзвенника.

Анализ влияния размеров четырехзвенных контуров на функцию положения выходного звена (кривошип – коромысло, коромысло – коромысло, коромысло – ползун) позволяет сделать вывод о приемлемости допущения о малом влиянии размеров стойки и шатуна и положении шатуна около крайних положений контура.

В соответствии со схемой, приведенной на рис.9, получаем 1-ю

приближенную форму функции положения произвольного четырехзвенного контура (аналогично выводится зависимость для контуров с поступательной парой).

$$l_{j1}(\cos \varphi_{j1H} - \cos \tilde{\varphi}_{j1}) = l_{j3}(\cos \varphi_{j3H} - \cos \varphi_{j3}); A_j = l_{j1}/l_{j3}. \quad (3)$$

Это позволяет перейти от точной записи функции положения

$$\varphi_{k3} = f(\varphi_{k1}(\varphi_{k-01} \dots (\varphi_{11}))) ; \varphi_{j3} = f_j(\varphi_{j1}; l_{j1}); i=1,4; j=1, k \quad (4)$$

к её 1-й её приближенной форме

$$\tilde{\varphi}_{k3} = \tilde{f}(\dots \tilde{f}_j(A_j; \tilde{\varphi}_{j1}) \dots) + \varepsilon. \quad (5)$$

Переход ко 2-й приближенной форме позволяет разделить параметры и аргумент (положение приводного звена механизма) функции положения:

$$\hat{\varphi}_{k3} = (\prod_{j=1}^k C_j) \cdot \hat{f}(k; \varphi_{11}); C_j = C_j(j; A_j). \quad (6)$$

Сравнение результатов точного расчета и расчетов по 1-й и 2-й приближенным формам показывает, что их можно рассматривать как нижние оценки функции положения на участке выстоя.

Минимальными функциональными возможностями обладают схемы, в которых реализуется одновременное прохождение контурами крайних положений. В этом случае 1-я приближенная форма имеет вид

$$\tilde{\varphi}_{k3} = a \arcsin(A_k(1 - \cos \tilde{\varphi}_{k-1}(\dots a \arcsin(A_1(1 - \cos \varphi_{11}))))). \quad (7)$$

2-я приближенная форма имеет вид

$$\hat{\varphi}_{k3} = (A_k \dots A_1^{2^{k-1}}) \cdot \varphi_{11}^{2^k} / 2^{2^k-1}. \quad (8)$$

1-ю приближенную форму удобно использовать для анализа функциональных возможностей механизмов, 2-ю — для оценки основных параметров возможных схем механизма по заданным точности и длительности выстоя.

Для анализа функциональных возможностей данного класса механизмов примем предельное для 1-го контура $A_1 = 0,5$; для остальных контуров $A_j = 1$. Зависимость предельного угла качания выходного звена механизма $\tilde{\varphi}_{np}$ и угла выстоя $\tilde{\varphi}_v$ от числа контуров k при $\Delta\psi = 0,01 \varphi_{np}$ приведена на рис. 10 и рис. 11.

Для определения согласованного оптимума этих функций можно принять в качестве целевой функцию

$$\Phi = g_\varphi \cdot \tilde{\varphi}_v + g_\psi \cdot \tilde{\varphi}_{np}; g_\varphi = 1/(\tilde{\varphi}_v)_k'; g_\psi = 1/(\tilde{\varphi}_{np})_k', \quad (9)$$

A graph showing the dependence of angles $\psi_{8/12}$ and $(\psi_{8/12})'_\kappa$ on the parameter K . The vertical axis is labeled $\psi_{8/12}^\circ$ and has major ticks at 0, 60, and 120. The horizontal axis is labeled K and has major ticks from 1 to 6. There are three curves: a solid line labeled $\tilde{\psi}_{8/12}$, a dashed line labeled $\hat{\psi}_{8/12}$, and a solid line labeled $(\tilde{\psi}_{8/12})'_\kappa$. The solid line $\tilde{\psi}_{8/12}$ starts at (0,0) and increases monotonically, passing through approximately (2, 60) and (4, 120). The dashed line $\hat{\psi}_{8/12}$ also starts at (0,0) and increases, but at a slower rate than the solid line, reaching about 100 at $K=6$. The solid line $(\tilde{\psi}_{8/12})'_\kappa$ starts at (0,0), reaches a maximum of about 20 at $K \approx 3$, and then decreases towards zero as K increases.

Для определения областей существования параметров схем механизма прижима при заданных точности и длительности выстоя используется уравнение (8). Варьируемыми параметрами уравнения является число контуров, а также параметр A входного и выходного контуров.

A graph showing the relationship between A_1 (vertical axis) and A_2 (horizontal axis). The vertical axis ranges from 0.2 to 1.0, and the horizontal axis ranges from 0 to 4. Several curves are plotted, labeled with κ values: $\kappa=3$, $\kappa=4$, $\kappa=5$, and $\kappa=6$. The curves are shaded with different patterns. A legend in the top right corner indicates that the solid line corresponds to $\varphi_0/2 = 0.9$ and the dashed line corresponds to $\varphi_0/2 = 2.0$. A point is marked on the $\kappa=5$ curve, and a label $l=2, \kappa=1$ is present near the bottom left.

Рис.12. Построение областей существования параметров механизмов прижима.

ения этих областей для $\varphi_{2/2} = 0,9$ и $2,0$ рад: $\Delta S = 0,107$ мм; $H = 240$ мм в диапазоне $l_{x1} = 150 \dots 600$ мм. Точкой помечена совокупность параметров механизма прижима пресса K460Б, имеющего те же значения ΔS и H . Анализ данных, приведенных на рис.12, показывает, что с увеличением длительности встоя области существования возможных решений становятся очень узкими, что говорит о чувствительности механизмов с такими свойствами к точности длин звеньев и размеров кинематических пар.

Таким образом предлагаемый метод позволяет уже на этапе поискового проектирования свести синтез сложного многоконтурного механизма к элементарному синтезу отдельных четырехзвенных контуров и осуществить выбор рациональной схемы механизма прижима и основные геометрические параметры механизма.

Имеется ряд особенностей системы оценки и сравнения конкурирующих вариантов схем плоских рычажных механизмов кузнечных машин. Ограниченность информации на начальной стадии проектирования заставляет использовать небольшое число простых и правдоподобных критериев, назначаемых заказчиком и разработчиком. Выводы по результатам оценки носят в целом рекомендательный, а не директивный характер и позволяют отсеивать только заведомо неперспективные варианты, а в предлагаемых к дальнейшей проработке схемах выявить наиболее слабые элементы и расставить на этом уровне проектирования приоритеты схем.

В качестве частных критериев, позволяющих получить достаточное представление о качестве проектируемых механизмов, предлагаются следующие:

- критерии оценки качества выполнения операции. Ими являются данные об условиях проведения технологического процесса, приведенные на рис.1 и в таблице 1;
- ориентировочная быстроходность машины, определяемая как отношение допустимой скорости деформирования к 1-й передаточной функции исполнительного звена механизма. Здесь следует иметь ввиду условность этого критерия, так как возможность повышения числа ходов подтверждается анализом, выходящим за пределы анализа только исполнительного механизма;
- критерий нагруженности механизма, оценивающий число звеньев, их нагруженность и длину. Каждый из этих показателей не дает исчерпывающей информации. Поэтому предлагается комплексный

критерий

$$\sum_{i=1}^n (Q_{\max} \cdot \ell_{\max})_i$$

где n - число подвижных звеньев; $Q_{\max}$ - наибольшее усилие в звене; $\ell_{\max}$ - наибольший размер звена. Приемлемость критерия подтверждена многократной проверкой существующих схем кривошипных прессов;

- критерий нагруженности кинематических пар. Известен критерий оценки износостойкости пар $(q \cdot V_r)$, где q - контактное напряжение в кинематической паре; V_r - скорость скольжения сопрягаемых поверхностей. Так как на данном этапе вычислить невозможно, имеет смысл оценивать нагруженность пар конкурирующих схем по критерию $(Q \cdot V_r)_{\max i}$;

- условный габарит механизмов.

На базе предлагаемых критериев составлена целевая функция для сравнения конкурирующих схем

$$P = \sum_{i=1}^N g_i \cdot C_i$$

где C_i - нормированные по одному из конкурирующих вариантов схем частные критерии; g_i - их весовые коэффициенты, определенные ранжированием или по экспертным оценкам; N - число выбранных критериев.

Расчеты, проведенные по предлагаемой системе оценки конкурирующих вариантов, дают вполне правдоподобные результаты.

В четвертой главе рассмотрены вопросы алгоритмизации расчетов схем плоских рычажных механизмов кузнечных машин.

Выделено три самостоятельных блока расчетов: сборка кинематических схем плоских рычажных механизмов в интерактивном режиме с последующим метрическим, кинематическим и силовым расчетом; оценка точности пар и звеньев плоского механизма по заданным условиям позиционирования исполнительного звена; динамический синтез циклового и нециклового движения механизма с жесткими звеньями.

Метод сборки кинематических схем ориентирован на минимальную элементную базу звеньев и их соединений (стойка, стержень, ползун, шарнир, поступательная пара). К задаваемым и искомым параметрам сборки относятся длины и положения звеньев, координаты точек звеньев. В основу процедуры составления системы уравнений для описания положений точек и звеньев механизма лежит метод замкнутых векторных контуров. Структура взаимосвязей

звеньев и пар описывается матрицей инцидентности, формируемой в процессе интерактивной сборки кинематической схемы механизма на ЭВМ, и алгоритма обхода соответствующего этой матрице графа. Вычисление функции положения осуществляется модифицированным методом Ньютона решения систем нелинейных уравнений. Быстрая сходимость решения обеспечивается с помощью разработанной системы принудительных возмущений искомых параметров. Численное определение 1-й и 2-й передаточных функций осуществляется с помощью сплайн-аппроксимации. Кинематические параметры механизма в заданном положении определяются по формулам

$$\dot{\Pi} = \dot{\varphi} \cdot \Pi'; \quad \ddot{\Pi} = \ddot{\varphi} \cdot \Pi' + \dot{\varphi}^2 \cdot \Pi'',$$

где $\dot{\varphi}$ — приближенная или точная скорость (угловая скорость) приводного звена; $\ddot{\varphi}$ — ускорение приводного звена; Π' ; Π'' — значения 1-й и 2-й передаточных функций; $\dot{\Pi}$; $\ddot{\Pi}$ — искомые скорость и ускорение.

В основе силового расчета лежит блочно-модульный принцип составления системы линейных уравнений, где искомыми являются усилия в кинематических парах и N неизвестных внешних воздействий. На основе известного подхода к силовому расчету (рис. 13) предлагается каталог возможных элементарных матричных блоков для расчета без учета трения в парах (рис. 14).

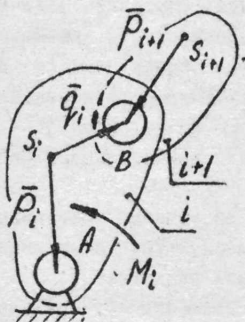


Рис. 13. Обоснование блочно-модульного метода силового расчета.

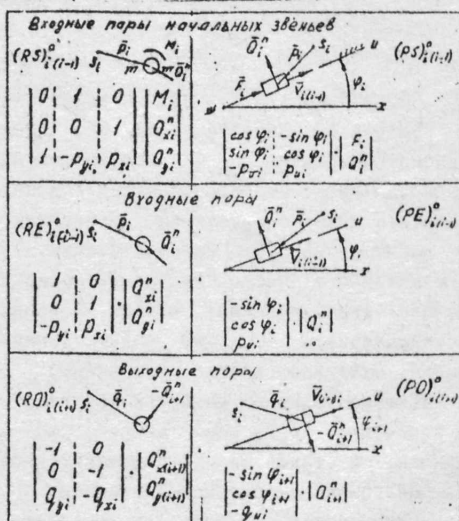
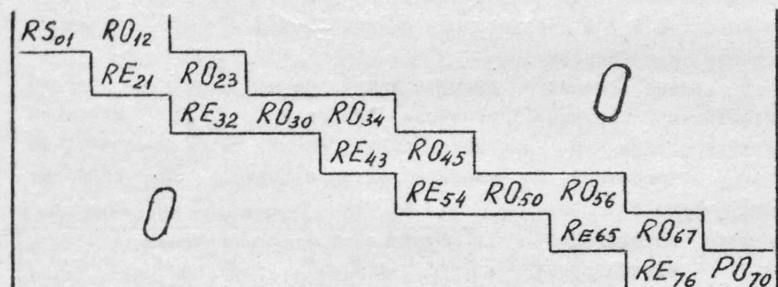


Рис. 14. Элементарные модули блочной матрицы силового расчета.

Для кривошипных прессов характерно применение маховичного привода. Это позволяет предположить, что направления относительных скоростей звеньев плоских рычажных механизмов прессов определяются движением приводных звеньев при расчете без учета трения в кинематических парах и расширить подход на случай сухого трения в них. Точки приложения сил в парах определяются по расчету без учета трения.

Левая часть системы линейных уравнений силового расчета формируется на основе оргграфа матрицы инцидентности и каталога элементарных матричных модулей. Тогда левая часть системы линейных уравнений механизма, приведенного на рис. 8а, описывается следующей блочной матрицей:



Общая задача о назначении допустимых отклонений длин звеньев и размеров кинематических пар представляется неразрешимой. Однако позиционирование исполнительных звеньев механических прессов имеет ряд особенностей, позволяющих упростить задачу и наметить пути ее решения. Основными особенностями являются:

- позиционирование исполнительных звеньев осуществляется для ограниченного числа положений (окончание хода деформирования; начало деформирования; начало направления по колонкам);
- характерными, но не единственными для значительного числа задач, являются особые положения;
- искомые величины являются оценками, а не точными значениями, и включают в себя как допуски на размеры, так и величины износа, а также результаты каких либо иных воздействий.

Позиционирование исполнительных звеньев механизма характеризуется непараллельностью торцевых плоскостей, несобственностью верхней и нижней частей штампов, рассогласованием его действительного и расчетного положения. В зависимости от технологического процесса, конструкции штампа и пресса возможна

любая комбинация этих несовершенств.

Положение рычажного механизма можно описать совокупностью векторных уравнений $\bar{L}_j = 0; j = 1, k$, где k — число независимых контуров механизма. Тогда вектор-функция ошибки имеет вид

$$\sum_{i,j} (\bar{L}_j)_{q_i} \cdot \Delta q_i = 0; i = 1, n; j = 1, k, \quad (11)$$

где n — число звеньев контура, включая стойку; $q_i = \varphi_i \vee \ell_i$ — параметры, определяющие положение звена; $\Delta q_i = \theta_i \vee \Delta \ell_i$ — угловые или линейные возмущения параметров φ_i и ℓ_i .

Фрагмент вектор-функции ошибки (11) имеет вид

$$\begin{vmatrix} \cos \varphi_i & -\ell_i \sin \varphi_i \\ \sin \varphi_i & \ell_i \cos \varphi_i \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \Delta_i \\ \ell_i \end{vmatrix}. \quad (12)$$

$$\text{Принимаем } \Delta_i = \Delta y_i + \Delta \ell_i + \Delta d_i; \theta_i = \theta_{y_i} + \theta_{\ell_i} + \theta_{d_i}. \quad (13)$$

Индексы y, ℓ, d обозначают соответственно составляющие внешних воздействий на механизм (упругих, температурных и т.п.) и возмущений от неточностей длин звеньев и зазоров в кинематических парах. Величины Δy_i и θ_{y_i} задаются исходя из условий прочности или жесткости, или вычисляются при известных нагрузках, размерах звеньев и пар и их сечений. Значения $\Delta \ell_i, \theta_{\ell_i}, \Delta d_i, \theta_{d_i}$ определяются в соответствии с рис. 15.

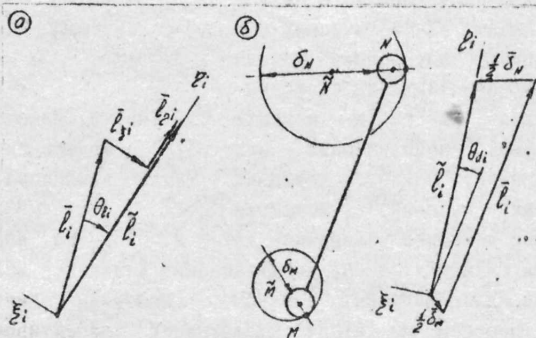


Рис. 15. Определение $\Delta \ell_i, \theta_{\ell_i}, \Delta d_i, \theta_{d_i}$.

$$\left. \begin{aligned} \ell_{\ell i} &= \pi r_{\ell i} (\bar{\ell}_i - \bar{\ell}_i); \ell_{\xi i} = \pi r_{\xi i} (\bar{\ell}_i - \bar{\ell}_i) \\ \Delta \ell_i &= \ell_{\ell i}; \theta_{\ell i} = \ell_{\xi i} / \ell_i \\ \Delta d_i &= \frac{1}{2} \pi r_{\ell i} (\bar{\delta}_M + \bar{\delta}_N); \theta_{d i} = \frac{1}{2 \ell_i} \pi r_{\xi i} (\bar{\delta}_M + \bar{\delta}_N) \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Для одного положения механизма система (11), с учетом (12),..
..(14) преобразуется к виду

$$|A|B|C| \cdot |X_A|X_B|X_C|^T = 0 \quad (15)$$

где X_A - вектор заданных параметров; X_B - вектор искомых параметров, зависящих от положения механизма; X_C (Δz_{ij} ; δm_{ij}) - вектор искомых параметров, не зависящих от положения механизма (оценки точности звеньев и кинематических пар).

Система (15) недоопределена. Ее можно решить, приняв приемлемые допущения относительно искомых параметров, или дополнив до определяемой или переопределенной одной или несколькими системами (15), описывающими другие положения позиционирования

Целью динамического исследования исполнительных механизмов механических прессов на стадии поискового проектирования является определение закона движения приводных звеньев для кинематического анализа механизма и данных для оценки условий работы привода.

Динамическая модель механизма с одной степенью подвижности, приведенная на рис.16, построена из условий жесткости звеньев механизма и беззазорного соединения кинематических пар. Исходными данными построения модели являются силы сопротивления (деформирования, трения), массы и моменты инерции звеньев, приближенный или схематизированный закон движения исполнительных звеньев. Искомыми

$$M = M_\varphi + M_\omega + M_c$$



$$J = J_c + J_\varphi(\varphi)$$

Рис.16. Динамическая модель рычажного механизма.

являются закон движения приводного звена и параметры управления его движением (маховая масса, регулирование движущего момента).

Проведена классификация задач динамики механизмов кривошипных прессов на этапе поискового проектирования и показано, что большинство из них относится к классу краевых. Выделено 4 типовых задачи динамики рычажных механизмов кривошипных прессов:

1. Обеспечение периодичности движения из условия $T_K - T_H = A_{z4} = 0$.
2. Обеспечение заданных начального и конечного значений угловой скорости модели на заданном ее перемещении.

3. Определение постоянной составляющей момента инерции модели при заданных ограничениях на угловую скорость и (или) ускорение.
4. Определение управления движущей силой на заданных перемещениях звена за заданное время (задача быстродействия).

Решение проведено методом последовательных приближений Пикара с использованием дифференциальной (при силах и моментах, зависящих от положения и скорости) или энергетической формы уравнения движения при произвольно заданных силах и моментах, приложенных к звеньям рычажных механизмов. Общая схема метода представлена на рис. 17.

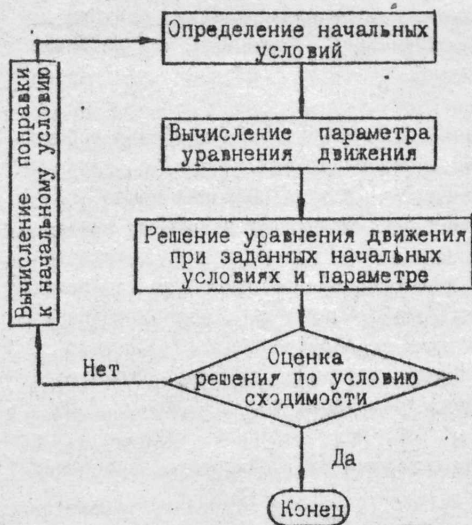


Рис. 17. Итерационный метод решения краевых задач динамики.

Рассмотрено движение динамической модели, построенной для механических прессов с асинхронным нерегулируемым двигателем (случай $M = M_{\varphi} + M_{\omega}(\omega)$). Полученное решение является обобщением известных методов, представляющих первое приближение предложенного в работе метода. Метод позволяет учитывать не только работу сил движущих и сопротивления и крутизну скоростной характеристики, но и протяженность нагружения.

Для заданной неравномерности движения модели

$$J_{\omega}^2 - J_{\varphi} \cdot J_{\omega} + \frac{k \cdot \varphi_p}{2 \omega_{cp} J_{\varphi}} = 0. \quad (16)$$

Здесь J_{ω} — момент инерции, вычисляемый для $M = M_{\varphi} + M_{\omega}$; J_{φ} — момент инерции, вычисляемый для $M = M_{\varphi} + M_{\omega_{cp}}$; φ_p — протяженность нагружения силами сопротивления; ω_{cp} — средняя угловая скорость модели; k — крутизна скоростной характеристики

привода.

Определены области существования решения. Анализ решения показывает, что при увеличении крутизны скоростной характеристики привода уменьшается необходимый момент инерции модели; тот же эффект наблюдается при увеличении протяженности участка нагружения. Его можно увеличивать применением более сложных рычажных механизмов, при условии что это не приведет к ухудшению эксплуатационных свойств машины. Предлагаемый подход позволяет осуществить перестроение скоростной характеристики привода $M_\omega(\omega)$ в зависимость $M_\omega(\varphi)$, являющуюся исходной при расчете привода (подбор параметров электродвигателя и т.п.). Показано, что влияние динамической характеристики привода на движение приводного звена исполнительного механизма механических прессов несущественно и ее учет на стадии поискового проектирования не является обязательным.

Задачи нецикловой динамики характерны для описания работы средств автоматизации прессов, привод которых связан с главным приводом пресса системой управления. В этих задачах можно ограничиться рассмотрением сил, зависящих только от положения приводного звена и рассматривать динамическую модель в виде материальной точки массой $m(s)$, перемещающейся по прямой со скоростью $V(s)$ под действием силы $F(s) = F_g + F_c$, причем значение m определяется по результатам конструирования.

Рассмотрена задача о быстродействии модели: требуется обеспечить прохождение точек траектории $S_0; S_1; S_2, \dots, S_n$ в моменты времени $t_0 = 0; t_1 \dots t_n$ при заданных начальной и конечной скорости и некоторых ограничениях. Алгоритм решения приведен на рис.18.

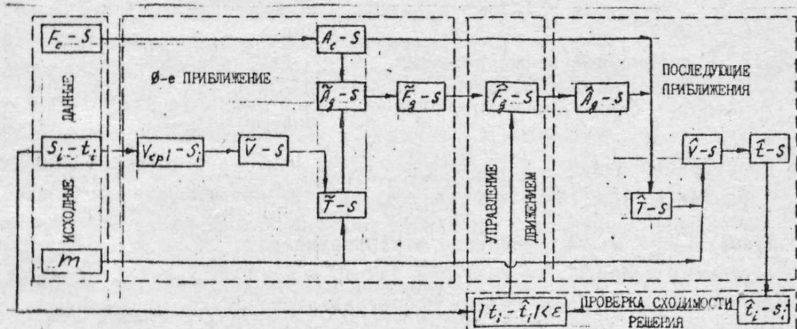


Рис.18. Алгоритм решения задачи о быстродействии.

В пятой главе приведены сведения о практической реализации разработанных методов.

Показано, что предложенные методы структурно-параметрического синтеза схем позволяют получать известные схемы механизмов вытяжки и прижима К4606, КА2034, К7538, DBS-2-1000-3 и др.

На базе механизмов, образованных последовательным присоединением четырехзвенных контуров, предложены схемы прижима исполнительного механизма прессы для чистовой вырубки, прижима фланца переменной толщины, механизма прессы для осадки со сдвигом. Для проектирования этого механизма проведена оценка технологических параметров данной операции.

На базе метода многовариантной сборки предложены схемы рычажных механизмов горячештамповочного и вытяжного прессы.

Горячештамповочный пресс предназначен для работы в режиме непрерывных ходов за счет увеличения вспомогательного времени внутри заданного времени цикла с помощью рычажного механизма с двумя степенями подвижности. Значительное уменьшение размеров эксцентрика ведущего кривошипа при заданном ходе ползуна прессы и отсутствие потерь на трение в системе "муфта-тормоз" приводит к тому, что потери в силовой цепи этого механизма не превышают потерь существующих КГШП, работающих в режиме одиночных ходов.

Схема механизма вытяжки представляет компактный 10-звенный механизм. Ход вытяжки равен 0,3 полного хода; начальная скорость вытяжки равна 0,5 наибольшей допустимой скорости деформирования. Механизм позволяет предусмотреть регулировку начальной скорости деформирования, величину полного и рабочего хода.

Разработан алгоритм сборки плоских рычажных механизмов и автоматизированных расчетов метрических, кинематических и силовых параметров.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ. ВЫВОДЫ.

1. На основе анализа геометрических, кинематических и силовых особенностей технологических процессов штамповки, а также требований к точности обрабатываемого изделия в системе "обрабатываемая среда - инструмент - кривошипный пресс" осуществлена идентификация требований технологических процессов и функциональных требований, предъявляемых проектируемым

механизм, и предложена классификация задач проектирования плоских рычажных механизмов кривошипных прессов.

2. Совместный анализ задач проектирования по предложенной классификации и существующих методов проектирования механизмов кривошипных прессов позволяет сделать вывод об отсутствии единой концепции поискового проектирования схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов, что в случае нетривиальной задачи проектирования не дает возможности выделить область оптимальных решений. Предложенная концепция поискового проектирования схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов позволяет связать в единый логический комплекс частные задачи синтеза и анализа исполнительных механизмов и очертить перечень результатов расчета, получаемых на данной стадии проектирования.

3. На базе предложенной концепции разработана теория поискового проектирования плоских рычажных механизмов кривошипных прессов, включающая в себя методы многовариантной проработки схем механизмов, методы метрического, кинематического, силового и динамического расчетов и оценки точности кинематических пар и звеньев механизма, а также простая и правдоподобная методика оценки и сравнения конкурирующих схем механизмов на базе слабых критериев.

4. В рамках предложенных методов многовариантной проработки схем механизмов по заданным условиям технологических процессов штамповки разработаны: система исходных непротиворечивых предпосылок и решающее правило синтеза механизмов по ограниченному числу параметров, принципы ветвления возможных решений и условия формирования границ ветвления.

5. Для определения технических характеристик проектируемых механизмов и проведения оценки и сравнения конкурирующих схем разработан единый алгоритм автоматизированных расчетов, ориентированный на применение в условиях конструкторского бюро и включающий в себя структурно-параметрическую сборку механизма в интерактивном режиме, метрический и кинематический анализ, силовой расчет, динамический синтез механизма с жесткими звеньями и оценку точности кинематических пар и звеньев по заданным условиям позиционирования.

6. Система поискового проектирования плоских рычажных механизмов обеспечивает повышение качества проектирования кривошипных прессов за счет обоснованного расширения области перебора

возможных решений на начальной стадии проектирования и ускорение процесса проектирования за счет выделения внутри этой области ограниченного множества рациональных схем и отсека наименее перспективных решений.

7. Предложенная теория и методы проверены на известных технических решениях; полученные результаты не противоречат известным. Получены новые технические решения, подкрепленные авторскими свидетельствами и опубликованные в открытой печати. На основе системы автоматизированных расчетов разработан алгоритм сборки схемы механизма в интерактивном режиме, метрического и кинематического анализа и силового расчета. Алгоритм реализован в виде программ сборки механизма произвольной сложности в интерактивном режиме и его метрического анализа сотрудниками п/о "Темп". Концепция и методы поискового проектирования составляют основу курса "Теория механизмов" разработанного для студентов специальности "Машины и технология обработки давлением" МГТУ.

Внедрение совокупности научных положений диссертации вносит значительный вклад в практику в ускорение научно-технического прогресса и повышение уровня и эффективности кузнечно-штамповочного производства, поскольку позволяет переводить задачи проектирования новых схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов из области интуитивного поиска решений в область алгоритмизированного направленного поиска ограниченного числа перспективных решений по заданным условиям технологического процесса штамповки и критериям, определяющим оптимальность решений на начальной стадии проектирования.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Головин А.А. Решение задачи о движении механизма с жесткими звеньями последовательными приближениями // Известия вузов. Машиностроение. -1981. -С.156-157.
2. Головин А.А. Применение метода активного планирования экспериментов в синтезе плоских рычажных механизмов // Тр. МВТУ. -1984. -N.408, -Теория механизмов. -С.71-78.
3. Головин А.А. Алгоритмизация задач проектирования механизмов // Известия вузов. Машиностроение. -1987. -N1. -С.41-47.
4. Головин А.А. Динамика машинного агрегата с жесткими

- звеньями при силах, зависящих от положения и скорости
// Конспект лекций по новым разделам курса: "Теория механизмов и машин" / Под ред. К.В.Фролова, Д.М.Лукичева. -М.: МВТУ, 1986. -С.19-20, 26-42.
5. Головин А.А. Оценка точности пар и звеньев плоских рычажных механизмов по заданным условиям позиционирования выходного звена // Материалы всесоюзной конференции "Механизмы переменной структуры в технике". -Бишкек, 1991. -С.151-152.
 6. Головин А.А. Критерий сравнения схем плоских рычажных механизмов при проработке возможных технических решений // Материалы всесоюзной конференции "Механизмы переменной структуры в технике". -Бишкек, 1991. -С.153-154.
 7. Головин А.А. Оценка основных параметров схем плоских рычажных механизмов прижимов вытяжных прессов, образованных последовательным присоединением четырехзвенных контуров // Вестник МГТУ. Машиностроение. -1992. -N3. -С.36-47.
 8. Головин А.А. Определение области существования параметров зубчато-рычажных механизмов с приближенным выстоем // Известия вузов. Машиностроение. -1992. -N4-6. -С.33-36.
 9. Головин А.А., Антошин М.В., Орлихин А.В. Определение закона движения методом последовательных приближений // Известия вузов. Машиностроение. -1977. -N8. -С.20-22.
 10. Головин А.А., Голенко К.А., Постоловский В.А. Сложное плоское движение точки // Известия вузов. Машиностроение. -1978. -N3. -С.53-57.
 11. Головин А.А., Дмитриев А.М. Технология холодного обратного выдавливания ступенчатым пуансоном // Кузнечно-штамповочное производство. -1978. -N4. -С.15-17.
 12. Головин А.А., Дмитриев А.М., Овчинников А.Г. Деформируемость сплавов при холодном обратном выдавливании полых цилиндрических изделий // Кузнечно-штамповочное производство. -1980. -N 1. -С.7-10.
 13. Головин А.А., Дмитриев А.М., Овчинников А.Г. Оценка прочности ступенчатых пуансонов холодного выдавливания. // Известия вузов. Машиностроение -1976. -N1. -С.157-160.
 14. Головин А.А., Дмитриев А.М., Овчинников А.Г. и др. Холодное выдавливание полых цилиндрических деталей // Кузнечно-штамповочное производство. -1977. -N3. -С.20-22.
 15. Головин А.А., Емельянов М.А. Применение ЭВМ для уточнения закона движения динамической модели методом Пикара

- // Известия вузов. Машиностроение. -1984. -N3. -С.53-58.
16. Головин А.А., Емельянов М.А. Решение задач динамики машин с жесткими звеньями методом итераций // Известия вузов. Машиностроение. -1984. -N12. -С.38-41.
 17. Головин А.А., Емельянов М.А. Силовой расчет как элемент САПР // Известия вузов. Машиностроение. -1986. -N12. -С.35-41.
 18. Головин А.А., Емельянов М.А., Макаров Э.И. Кинематический анализ рычажных механизмов методом геометрии комплексной плоскости и сплайн-аппроксимации // Известия вузов. Машиностроение. -1987. -N1. -С.37-42.
 19. Головин А.А., Каплинский Е.В. Системный подход к метрическому анализу открытых кинематических цепей // Известия вузов. Машиностроение. -1989. N8. -С.41-46.
 20. Головин А.А., Каплинский Е.В. Блочный подход к силовому анализу открытых кинематических цепей // Известия вузов. Машиностроение. -1990. -N8. -С.18-20.
 21. Головин А.А., Костилов В.В. Силовой расчет плоских рычажных механизмов с учетом трения в кинематических парах матричным методом // Известия вузов. Машиностроение. -1988. -N.12. -С.24-28.
 22. Головин А.А., Овчинников А.Г. Расчет на прочность ступенчатых пуансонов // Вестник машиностроения. -1971. -N.10. -С.57-59.
 23. Головин А.А., Постоловский В.А. Кинематический анализ устройства для получения криволинейных траекторий // Известия вузов. Машиностроение. -1975. -N.10. -С.152-156.
 24. Головин А.А., Селезнева Н.И. Оценка технологических параметров виброосадки // Известия вузов. Машиностроение. -1988. -N.4. -С.106-110.
 25. А.С. 538768 СССР, МКИ2 В21Д 22/02. Пуансон для закрытой прошивки / А.А.Головин, А.М.Дмитриев, А.Г.Овчинников, М.С.Толчинский // Б.И. -1976, N 46.
 26. А.С.593825 СССР, МКИ2 В23В 5/40. Устройство для получения криволинейных траекторий / К.А.Голенко, А.А.Головин, Л.А.Киселева, В.А.Постоловский // Б.И. -1978, N 7.
 27. А.С. 56322 СССР, МКИ2 В23В 5/40. Устройство для получения криволинейных траекторий. /К.А.Голенко, А.А.Головин, Л.А.Киселева, В.А.Постоловский // Б.И. -1977, N 24.
 28. А.С. 601071 СССР, МКИ2 В21J 13/02. Пуансон к штампу для выдавливания / А.А.Головин, В.И.Лугинин, А.Г.Овчинников

// Б.И. -1978. N 13.

29. А.С. 1498625 СССР, МКИ2 В30В 1/26. Исполнительный механизм кривошипного пресса / Э.Ф.Богданов, А.А.Головин, В.Н.Горожанкин, Б.И.Крюков, В.Н.Тинянов // Откр., ... -1989.- N 29.

30. Golovin A.A. Planar linkage of bars scheme-development principles //Proceedings of international conference on advanced technology and machinery in metal forming. -Wuhan (China), 1992. -P.484-488.

31. Golovin A.A., Liapunov N.I. Working out of technical requirements for designing and estimation of schemes of mechanisms of forging machines //Proceedings of international conference on advanced technology and machinery in metal forming. -Wuhan (China), 1992. -P.18-30.

