

1560400

На правах рукописи

СКЛАДЧИКОВ Евгений Николаевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО, ПРОЧНОСТНОГО, ДИНАМИЧЕСКОГО
И ТОЧНОСТНОГО РАСЧЕТОВ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ И АВТОМАТОВ

Специальность 05.03.05 - Процессы и машины
обработки давлением

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

Складчиков

Москва - 1998

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

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

Доктор технических наук, профессор
КИРДЕЕВ Ю.П.

Доктор технических наук, профессор
КРИВОНОС Г.А.

Ведущая организация: АМО Завод им. И.А.Лихачева

Защита состоится "9 декабря 1998 г. в 14³⁰ час.
на заседании диссертационного совета Д053.15.05 при МГТУ им.
Н.Э.Баумана по адресу 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

в одном экземпляре, заверенный
анному адресу.

омиться в библиотеке МГТУ им.

63.

9 декабря 1998 г.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1560700

Складчиков Е.Н. Разработ

1560700

ky

Семенов В.И.

Объем 2,0 п.л. Тираж 100 экз.
ипография МГТУ им.Н.Э.Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

НЕ БЫВАЕТ
ТАКА

Актуальность. Кривошипные прессы и автоматы являются одним из основных и самых распространенных видов технологического оборудования. Они используются при производстве автомобилей, самолетов, космических летательных аппаратов, приборов, в сельскохозяйственном машиностроении и т.д. и определяют с прочими видами технологического оборудования экономический потенциал страны.

Качество кривошипных прессов и автоматов решающим образом определяет их конкурентоспособность на внутреннем и мировом рынках. Качество кривошипных прессов и автоматов закладывается при проектировании, обеспечивается технологией изготовления и сборки и реализуется при эксплуатации. Потери качества за счет неудачных проектных решений не могут быть компенсированы высоким уровнем технологии и хорошими условиями эксплуатации. Тяжелые кривошипные прессы и автоматы в части габаритных размеров, массы, себестоимости являются уникальными объектами производства, для которых возможный экономический ущерб от принятия неудачных проектных решений может быть большим.

При проектировании кривошипных прессов и автоматов значительная часть проектных решений принимается путем их количественного обоснования, т.е. проектирование кривошипных прессов и автоматов носит ярко выраженный расчетный характер.

Динамические системы кривошипных прессов и автоматов отличаются многомассовостью, переменной при работе степенью статической неопределенности (числом степеней свободы), наличием элементов с "сильными" нелинейностями, диссипативных элементов, сложностью и многообразием структуры. Это делает процессы, протекающие в кривошипных прессах (автоматах), плохо предсказуемыми, а их свойства - плохо прогнозируемыми при проектировании. Существующие расчетные методики основаны на многочисленных и серьезных допущениях и упрощающих предположениях, не учитывают существенные факторы, определяющие процессы в прессах и автоматах, многообразие их конструкций, что может приводить к низкому качеству проектных решений и выпускаемых прессов и автоматов. В данной работе предпринята попытка разработать методики типовых расчетов кривошипных прессов и автоматов, основанные на математическом моделировании, применении новой элементной базы математического

созданы и
М. П. Т. У.
И. П. Н. С. В. А.
И. П. Н. С. В. А.
И. П. Н. С. В. А.

008 0951
1560 700

ния, и свободные от указанных недостатков. Разработка методик, которые учитывали бы все существенные факторы, определяющие процессы в кривошипных прессах и автоматах, снятие ограничений на сложность кривошипных прессов и автоматов, глубину и полноту их свойств, представляемых в их математических моделях, с учетом реальной многомассовости, наличия диссипативных элементов, существенных нелинейностей характеристик элементов позволит повысить содержательность и достоверность результатов расчетов, качество проектных решений, качество выпускаемых прессов и автоматов. Поэтому тема работы является актуальной.

Целью работы является разработка методик энергетического, прочностного, динамического, точностного и иных расчетов кривошипных прессов и автоматов и повышение качества их проектирования на основе математического моделирования работы кривошипных прессов и автоматов средствами программных комплексов анализа динамических системы, создания и применения новой элементной базы математического моделирования.

Научная новизна работы заключается:

- в разработке подходов к созданию элементной базы математического моделирования работы кривошипных прессов и автоматов, как систем с сосредоточенными параметрами, позволяющей осуществлять математическое моделирование прессов и автоматов практически без ограничений на их сложность, создании элементной базы;

- в разработке и применении принципов назначения свойств структурных элементов кривошипных прессов и автоматов, воспроизводимых их математическими моделями;

- в разработке математических моделей выделенных структурных элементов кривошипных прессов и автоматов, прессов, подсистем прессов и автоматов, позволяющих осуществлять исчерпывающий динамический анализ работы с их учетом реальной многомассовости, наличия диссипативных элементов, существенных нелинейностей характеристик элементов, т.е. практически без ограничений на глубину и полноту представления свойств объекта проектирования в его математической модели;

- в разработке методик расчета прессов на основе математического моделирования их работы;

- в определении при математическом моделировании ряда неизвестных особенностей работы прессов, существенно влияющих на

их качество.

Предметом защиты является:

- расчетные методики для принятия проектных решений в кривошипном прессо- и автоматостроении, основанные на новой элементной базе математического моделирования работы кривошипных прессов и автоматов;

- математические модели кривошипных прессов, и подсистем кривошипных прессов и автоматов;

- элементная база математического моделирования кривошипных прессов и автоматов в виде библиотек математических моделей типовых конструктивных и иных элементов кривошипных прессов программных комплексов ПА-6 и ПА-7;

- совокупность признаков для выделения структурных элементов кривошипных прессов и автоматов, как объектов разработки их математических моделей и разработки на этой основе элементной базы математического моделирования кривошипных прессов и автоматов;

- структурный анализ прессов-представителей и автомата-представителя и выделение типовых конструктивных и иных элементов кривошипных прессов и автоматов;

- принципы назначения свойств типовых конструктивных и иных элементов, воспроизводимых моделями этих элементов,

- решения отдельных задач расчета кривошипных прессов.

Достоверность полученных результатов обеспечивается использованием фундаментальных физических законов, положенных в основу разработанных математических моделей типовых конструктивных и иных элементов кривошипных прессов и автоматов, глубоким тестированием математических моделей на воспроизведение ими требуемых свойств элементов, проверкой результатов моделирования, когда они носят предсказуемый характер, экспериментальной проверкой результатов моделирования сложных объектов, проверкой результатов моделирования на непротиворечивость обобщетехническим представлениям, испытанием объектов, спроектированных с применением разработанных расчетных методик.

Методы исследования. Для достижения поставленной цели привлечены метод структурного анализа технических систем И-ИЛИ дерева, уравнения фундаментальных физических законов Ньютона, Кулона, Гука, сохранения энергии и др., узловый метод формирования математических моделей объектов проектирования в виде

систем обыкновенных дифференциальных уравнений, численные методы интегрирования, решения систем нелинейных и линейных алгебраических уравнений, параметрической оптимизации, статистических испытаний, корректированная теория суммирования усталостных повреждений, теория точности механизмов, метод эквивалентного тока, математический аппарат теории сплавов, современные экспериментальные методы определения кинематических и силовых переменных, определяющих работу кривошипных прессов и автоматов.

Практическая ценность работы заключается:

- в создании элементной базы, позволяющей осуществлять математическое моделирование прессов и автоматов практически без ограничений на их сложность;

- в разработке математических моделей прессов, подсистем прессов и автоматов, позволяющих осуществлять исчерпывающий динамический анализ работы с их учетом реальной многомассовости, наличия диссипативных элементов, существенных нелинейностей характеристик элементов, т.е. практически без ограничений на глубину и полноту представления свойств объекта проектирования в его математической модели;

- в разработке методов расчета прессов на основе новой элементной базы математического моделирования их работы;

- в решении отдельных типовых задач расчета кривошипных прессов и автоматов;

- в определении при математическом моделировании ряда неизвестных особенностей работы прессов, существенно влияющих на их качество;

- в применении разработанных методов для расчета кривошипных прессов и автоматов, использовании результатов расчетов для принятия проектных решений кривошипных прессов и автоматов, изготовленных и введенных в эксплуатацию.

Реализация результатов работы.

Разработанные методики нашли применение при проектировании различных прессов, включая К2039, К4037, К7039, К3040, К4040, АБ6046, спецпресс с увеличенным ходом ползуна К3500, автомат КУ4.297.840 для штамповки клапанов и др., выпускаемых ЗАО "Тяжмехпресс", а также при профилировании кулачков холоднотамповочных автоматов АЗК19, А0914, АА1216, спроектированных ОАО "ЦБКМ".

Результаты исследований внедрены в ЗАО "Тяжмехпресс" внесением изменений в конструкции прессов К2039, К3500, технологию изготовления и сборки пресса К4037, в ОАО "ЦБКМ" использованием найденных профилей кулачков в конструкциях штамповочных автоматов, повышающих их надежность, в учебном процессе кафедры "Технологии обработки давлением" МГТУ им. Н.Э.Баумана, в учебном процессе кафедры "Машины и технология обработки металлов давлением" Нижегородского государственного технического университета.

Созданные библиотеки математических моделей кривошипных прессов и автоматов использованы в шести диссертационных работах на соискание ученой степени кандидата технических наук, выполненных под руководством автора и других исследователей.

Апробация работы. Результаты эталов диссертационной работы доложены и обсуждены на Научно-техническом Совете КБ Воронежского завода "Тяжмехпресс" (г.Воронеж, 1985-1992гг.), на научном семинаре кафедры "Технологии обработки давлением" МГТУ им. Н.Э.Баумана (г.Москва, 1988,1992,1998гг.), на Научно-техническом Совете КБ Рязанского завода тяжелого кузнечно-прессового оборудования (г.Рязань, 1987г.), на Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции "Прогрессивная технология, механизация и автоматизация производственных процессов в машино- и приборостроении" (г.Калуга, 1987г.), на Всесоюзном семинаре МДНТП "Гибкие производственные системы в штамповочном производстве" (г.Москва,1988г.), Совещании по безмуфтовым приводам с механизмами переменной структуры (г.Фрунзе, 1989г.), Международной научно-технической конференции "Опыт и перспективы развития математического, программного и технического обеспечения САПР в прессостроении" (г.Воронеж, 1990г.), на научно-техническом семинаре Центрального Российского Дома знаний (г.Москва, 1992г.), Российской научно-технической конференции "Научные технологии в машиностроении и приборостроении" (г.Рыбинск, 1994г.).

Автор выражает глубокую благодарность Заслуженному деятелю науки техники РСФСР, доктору технических наук, профессору Норенкову И.П. и членам руководимого им коллектива за содействие при выполнении работы и ценные советы.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 18 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы, включающего 172 наименования, тринадцати приложений, содержит 105 рисунков, 26 таблиц, изложена на 397 страницах машинописного текста. Общий объем работ 526 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, показана ее научная и практическая ценность, перечислены результаты, являющиеся объектом защиты.

В первой главе выполнен анализ существующих расчетных методов, используемых в кривошипном прессо- и автоматостроении; установлено, что к типовым расчетам кривошипных прессов и автоматов относятся энергетические, прочностные, точностные и цикловые расчеты, профилирования кулачков автоматов.

Рассмотрено современное состояние теории кривошипных прессов и автоматов. Большой вклад в развитие теории кривошипных прессов и автоматов внесли М.В.Сторожев, А.И.Зимин, А.Т.Голован, В.И.Власов, Л.И.Живов, Г.А.Навроцкий, А.Ф.Нистратов, Е.Н.Ланской, Ю.А.Миропольский, И.В.Харизоменов, И.А.Ремих, Н.И.Васильев, В.П.Механик, О.М.Соснин, А.А.Игнатов, И.Г.Балаганский, В.И.Балаганский, О.С.Комелев, Э.Ф.Богданов, В.И.Силанов, Н.Н.Клеванский, И.Н.Филькин, В.Н.Тынянов, В.И.Соков, Н.Ф.Мартынов, Е.И.Свистунов, А.А.Боков и другие ученые. Исследованиями названных ученых и специалистов созданы расчетные зависимости и методики расчета кривошипных прессов и автоматов широко и успешно применявшиеся не одно десятилетие для расчетов кривошипных прессов и автоматов, обеспечившие возможность их проектирования и изготовления.

Анализ расчетно-пояснительных записок к проектам прессов и автомата, научных трудов позволил установить, что:

1. Выходные параметры кривошипных прессов и автоматов, определяющие их качество, обеспечиваются энергетическим расчетом, расчетом на прочность, надежность и долговечность, расчетом точности, циковыми расчетами и некоторыми вспомогательными расчетами.

2. Кривошипные прессы и автоматы представляют собой сложные динамические системы, характеризующиеся многомассовостью, наличием нелинейных элементов (зазоры, элементы с Кулоновыми силами трения, деформируемые заготовки с нелинейными графиками

технологических нагрузок и др.), наличием диссипативных элементов, переменной степенью статической неопределенности (числа степеней свободы); протекающие в них процессы отличаются сильной динамичностью, неочевидностью и плохой предсказуемостью.

3. Применяемые при проектировании кривошипных прессов и автоматов расчетные методики ориентированы на "ручной счет", используют для определения выходных параметров относительно простые математические зависимости, обеспечивающие небольшую трудоемкость расчетов, но не учитывающие многие существенные факторы, определяющие работу кривошипных прессов и автоматов и, прежде всего, ее динамический аспект. Многие существующие методики не учитывают наличие зазоров в кинематических парах, переменность параметров элементов прессов, переменность степени статической неопределенности/числа степеней свободы динамических систем кривошипных прессов и автоматов, широко используют приведение параметров с исключением из рассмотрения элементов существенно влияющих на процессы, аппроксимацию и линеаризацию характеристик элементов с потерей продуктов взаимодействия факторов, имеющего место в нелинейных системах, построены на основе существенных допущений. Совершенствование расчетных методик является большим резервом для повышения качества проектных решений и выпускаемых прессов и автоматов.

4. Основными учитываемыми при проектировании кривошипных прессов и автоматов свойствами их элементов являются упругость, масса и диссипативные свойства по законам Гука, Ньютона, Кулона, соответственно.

5. Одной из основных особенностей процесса проектирования кривошипных прессов и автоматов является предварительное принятие на основе имеющегося положительного опыта проектирования основных конструктивных решений с последующим выполнением проверочных расчетов, т.е. решением задачи анализа. Главным направлением развития теории кривошипных прессов и автоматов также является решение задач анализа.

6. Все перечисленные в п. 3 настоящих выводов типы расчетов имеют существенный по значимости динамический аспект и с целью обеспечения их полноты и достоверности должны опираться на динамический анализ процессов, происходящих в кривошипных прессах и автоматах.

7. Наиболее результативным в настоящее время средством динамического анализа процессов в кривошипных прессах и авто-

матах является составление системы дифференциальных уравнений, отражающей существенные с точки зрения проектировщика свойства проектируемых кривошипных прессов и автоматов, и решение этой системы, т.е. математическое моделирование.

8. Для большинства задач анализа работы кривошипных прессов и автоматов последние могут быть адекватно представлены динамическими системами с сосредоточенными параметрами, а их математические модели – системами обыкновенных дифференциальных уравнений.

9. Математическое моделирование является трудоемким процессом. В настоящее время не существует эффективных средств, позволяющих в ограниченные сроки, отводимые для проектирования, оперативно разрабатывать и реализовывать математические модели кривошипных прессов и автоматов без ограничений на сложность их математических моделей и на учет существенных факторов. В связи с этим математическое моделирование до настоящего времени не стало распространенным средством проектирования кривошипных прессов и автоматов, а остается, в основном, средством исследований.

Во второй главе рассмотрено современное состояние методических, программных и технических средств математического моделирования, как возможных средств анализа работы и проектирования кривошипных прессов и автоматов. Они оценивались на предмет пригодности для анализа работы кривошипных прессов и автоматов с учетом особенностей их динамических систем: реальной многомассовости, измеряемой десятками и сотнями, наличием в кривошипных прессах и автоматах существенно нелинейных элементов, плохой обусловленности.

В настоящей работе для выполнения математического моделирования были привлечены программные комплексы анализа динамических систем с сосредоточенными параметрами. Они обеспечивают получение математической модели объекта в виде систем уравнений и их решение и являются законченным программным продуктом. Полученное решение определяет процессы, протекающие в объекте. Инвариантность к предметным областям, высокая эффективность используемых методов обработки данных делают эти комплексы мощным и универсальным средством анализа технических систем. Они ориентированы на применение их предметными специалистами, в значительной мере освобождая их от необходимости

освоения знаний в области математического моделирования. Из известных комплексов предпочтение было отдано программным комплексам ПА-6 и ПА-7, как комплексам, имеющим полную открытость, доступность и использующим методы, соответствующие особенностям кривошипных прессов и автоматов, как объектам проектирования. Библиотеки комплексов в состоянии их поставки содержат математические модели основных динамических элементов: массы, жесткости, вязкого трения и др. Эти элементы образуют элементную базу математического моделирования объектов проектирования. Однако применение комплексов с поставленными библиотеками математических моделей для моделирования кривошипных прессов и автоматов приводит к необходимости "собирать" математическую модель объекта из большого числа элементов, так как динамические элементы являются простейшими, неразложимыми на более простые элементы. Их применение предполагает большие размеры описания объекта и связанные с этим неудобства, непривычность языка описания для специалиста в своей предметной области. В условиях ограниченности сроков выполнения проектных работ такие чисто технические трудности могут стать принципиальными, вынуждающими к отказу от использования программных комплексов как средств анализа и проектирования с большими возможностями. Выбор оптимального уровня детализации кривошипных прессов и автоматов, выделение соответствующих элементов, как объектов разработки их математических моделей и разработка таких моделей позволяет преодолеть существующие трудности использования программных комплексов анализа динамических систем для проектирования кривошипных прессов и автоматов. Выполненные в первой и второй главах исследования позволили сформулировать указанную выше цель и задачи работы.

Задачи работы:

- разработать критерии определения целесообразного уровня детализации элементной базы математического моделирования кривошипных прессов и автоматов;
- разработать и реализовать принципы назначения свойств элементов, воспроизводимых их математическими моделями;
- определить состав элементной базы математического моделирования кривошипных прессов и автоматов;
- разработать элементную базу математического моделирования в виде библиотеки математических моделей элементов криво-

жипных прессов и автоматов и необходимое дополнительное программное обеспечение;

- разработать математические модели кривошипных прессов и их подсистем и подсистем автоматов для решения задач кинематического, статического, динамического, энергетического, прочностного и точностного расчетов;

- проверить экспериментально адекватность разработанных математических моделей в части воспроизведения ими свойств объектов проектирования;

- разработать основанные на математическом моделировании методики расчета мощности двигателя и момента инерции маховика кривошипных прессов и автоматов, расчета на прочность тяжело-нагруженных элементов кривошипных прессов и автоматов, расчета точности кривошипных прессов, синтеза профиля кулачков штамповочных автоматов.

- обеспечить использование результатов расчета по разработанным методикам при проектировании кривошипных прессов и автоматов.

В третьей главе сформулированы критерии определения целесообразного уровня детализации элементной базы математического моделирования кривошипных прессов и автоматов, разработаны принципы назначения свойств элементов, воспроизводимых их математическими моделями, выполнен структурный анализ прессов-представителя и автомата-представителя и определен состав и дано описание элементной базы математического моделирования кривошипных прессов и автоматов.

Уровень детализации элементной базы должен быть таким, чтобы обеспечить:

1. Универсальность элементной базы моделирования кривошипных прессов и автоматов, т.е. возможность осуществлять с помощью элементной базы моделирование любых представителей класса кривошипных прессов и автоматов.

2. Минимальность размеров элементной базы.

3. Существенное приближение языка описания объекта к естественному языку проектирования кривошипных прессов.

Элементная база моделирования кривошипных прессов должна удовлетворять требованиям общего характера, обеспечивая:

1. Достоверность получаемых при моделировании результатов.

2. Полноту получаемых при моделировании результатов.

3. Приемлемость вычислительных затрат в части времени получения решения при умеренных требованиях к возможностям аппаратных средств.

Выбор рационального уровня детализации кривошипных прессов и автоматов и выделение элементов прессов (автоматов), как объектов разработки их математических моделей выполнен на основе структурного анализа этих устройств. Структурный анализ выполнялся методом И-ИЛИ дерева. В качестве критериев для выделения элементов кривошипных прессов, как объектов разработки их математических моделей, приняты следующие.

1. Элемент должен быть конструктивным элементом, т.е. элементом, конструктивные особенности которого находят отражение в его математической модели.

Выполнение требования существенно приближает язык моделирования в части его словаря к естественному языку проектирования.

2. Конструктивный элемент должен быть типовым, т.е. элементом, повторяющимся в одной или нескольких конструкциях класса устройств, в данном случае - кривошипных прессов и автоматов, не содержать явно или неявно в своем составе другие типовые элементы, если они имеют альтернативы.

Выполнение требования обеспечивает возможность синтеза математических моделей объектов класса практически с любой структурой при минимальной элементной базе.

3. Физической основой математической модели конструктивного элемента должны быть фундаментальные физические законы (Гука, Ньютона, Кулона и т.д.) или прямые следствия из них в виде зависимостей, прошедших глубокую и всестороннюю проверку инженерной практикой и ставших в силу этого классическими (формулы строительной механики, Герца-Беляева, Ванцеля и Сен-Венана и т.д.).

Выполнение требования обеспечивает высокую достоверность получаемых при моделировании результатов.

4. Математическая модель элемента должна содержать минимальное количество применений фундаментальных физических законов (прямых следствий из них).

Выполнение требования позволяет перенести преодоление трудностей, связанных с нелинейностью и многомассовостью объектов на системный уровень - уровень решающего ядра комплекса за счет эффективных проблемно-ориентированных вычислительных

методов, применяемых в программных комплексах. Данное требование, однако, не является жестким и, учитывая ожидаемый от него указанный положительный эффект, носит характер рекомендации.

Под типовым конструктивным элементом понимается элемент, находящийся на одном из уровней описания конструкции кривошипных прессов и автоматов в виде И-ИЛИ деревьев и удовлетворяющий перечисленным критериям.

Состав элементной базы был определен по результатам структурного анализа четырехкривошипного листоштамповочного пресса простого действия К4039, листоштамповочного пресса двойного действия К460 и холодноштамповочного автомата АБ148. В качестве примера в табл. I приведен фрагмент структурного анализа пресса К4039. Для наглядности и упрощения процедуры выделения элементов как объектов разработки математических моделей, условие для выделения представлено логической функцией, определяемой для каждого признака структуры прессов:

$$A = abc,$$

где a - аргумент, принимающий значение 1, если признак является признаком наличия элемента и - 0, если признак иной; b - аргумент, принимающий значение 1, если признак встречался однажды в одной или нескольких конструкциях прессов и автоматов, и - 0 в противном случае; c - аргумент, принимающий значение 1, если усматривается возможность положить в основу математической модели выделяемого элемента фундаментальные физические законы или прямые следствия из них и - 0 в противном случае.

Элемент считается подлежащим выделению, если значение логической функции A для него оказывается равным 1.

Воспроизведение математическими моделями свойств типовых конструктивных элементов с достаточной полнотой и глубиной является необходимым условием содержательности и достоверности информации о процессах в кривошипных прессах и автоматах, получаемой в математическом моделировании. В качестве нижнего предела глубины и полноты воспроизведения свойств типовых конструктивных элементов в их математических моделях приняты глубина и полнота свойств, учитываемых в современной практике анализа работы и проектирования кривошипных прессов и автоматов, когда учитываются упругие, инерционные и диссипативные свойства элементов, на основании закона Гука, второго закона Ньютона, и закона Кулона, соответственно. Особые, специфичес-

Таблица I

Структура пресса вертикального четырехкривошипного листоштамповочного простого действия К4039

Значения логических переменных

Имя модели выделенного элемента

	a	b	c	A	
Пресс	1	0		0	
..привод	1	0		0	
...ведущая часть привода	1	0		0	
.....					
..ведомая часть привода	1	0		0	
.....					
..система включения	1	0		0	
...муфта	1	0		0	
....ведущая часть	1	0		0	
.....корпус	1	0		0	
.....					
....ведомая часть	1	0		0	
.....ступица с осевым отверстием	1	0		0	
....набор дисков	1	1	0	0	
.....пары дисков, в каждой из которых один ведомый, другой - ведущий	1	1	1	1	FRMT
....ведущий диск	1	0		0	
.....с фрикционными элементами	0			0	
.....					
....ведомый диск	1	0		0	
....шлицевое соединение	1	0		0	
....для сочленения ступицы с ведомыми дисками их шлицевыми отверстиями	0				
....шлицевое соединение	1	0		0	
....для сочленения ведущих дисков своими периферийными частями с корпусом	0			0	
....пневмоцилиндр	1	0		0	
....корпус	1	0		0	
....поршень	1	0		0	
....шпоночное соединение	1	0		0	
....для сочленения узла промвала одним из концов его вала с муфтой через ступицу ее ведомой части	0			0	
...тормоз	1	0		0	
..главный исполнительный механизм	1	0		0	
.....					
..ползун	1	0		0	
.....					
..станина	1	0		0	
.....					
..фундамент	1	0		0	
.....					
..система пневмопривода муфты и тормоза	1	0		0	
.....					
..система управления ходами пресса	1	0		0	

кие свойства, типовых конструктивных элементов, выходящие за рамки указанных, воспроизводятся специализированными моделями. Необходимость воспроизведения таких свойств должна быть обнаружена.

Кроме моделей типовых конструктивных элементов, которые по полноте и глубине воспроизводимых ими свойств можно считать моделями высокого уровня, разработаны и включены в библиотеки адаптируемых программных комплексов модели элементов, воспроизводящие самые общие свойства тех же элементов. Эти модели относятся к моделям низкого уровня.

Состав библиотек математических моделей типовых конструктивных и иных элементов кривошипных прессов комплексов ПА-6 и ПА-7, образующих элементную базу математического моделирования кривошипных прессов и автоматов приведен в таблице 2¹). Модели высокого уровня выделены двойными рамками, специализированные модели – утолщенными рамками, прочие модели относятся к моделям низкого уровня.

С точки зрения пользователя математическая модель представляет собой объект, характеризующийся именем модели, числом и порядком следования полюсов, числом и порядком указания параметров, перечнем и характером свойств типового конструктивного элемента, воспроизводимых моделью. Каждый полюс модели элемента соответствует какой-либо координате геометрического пространства, по которой данный элемент взаимодействует с другими элементами и, таким образом, является средством связи и взаимодействия с другими моделями элементов в модели объекта.

С точки зрения разработчика математическая модель элемента представляет собой подпрограмму, написанную на одном из алгоритмических языков высокого уровня. Основное назначение модели элемента – определение сил и моментов возникающих в элементе при заданных значениях линейных и угловых скоростей его рабочих частей. Каждая сила и каждый момент действуют по своей координате и представляются фазовыми переменными типа потока²).

¹) Значительный вклад в разработку математических моделей типовых конструктивных элементов кривошипных прессов внесли Курдюк С.А., Власов А.В., Мезенцев А.А., Артюховская Т.Ю.

²) Под фазовой переменной типа потока понимается переменная любой физической природы, подчиняющаяся первому электрическому закону Кирхгофа или его аналогу в системе иной физи-

Таблица 2

Библиотека математических моделей типовых конструктивных и иных элементов кривошипных прессов и автоматов	
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ	ПОДВИЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
Асинхронный	Вариант плоский
Постоянного тока	Подвижных упорных
ПЕРЕДАЧИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ	Кривошипная головка шатуна
Фрикционная передача	Шлицевое соединение
Передача зацеплением	Направляющие (полауна)
Зацепление прямоугольное или цилиндрическое внешнее	Плунжерная направляющая
Клиновременная передача	ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ
Кулачковый механизм с двухсторонним ограничением положения ролика кулачком	Муфта фрикционная
Кулачковый механизм с односторонним ограничением положения ролика кулачком	Тормоз фрикционный
Однородный участок вала	Рабочая фрикционная пара муфты и тормоза
ЭЛЕМЕНТЫ ПЛОСКИХ И ТРЕХМЕРНЫХ МЕХАНИЗМОВ И КОНСТРУКЦИЙ	ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОСИСТЕМ
Сжимаемый (растяжимый) плоский стержневой элемент	Ресивер
Сжимаемый (растяжимый) трехмерный стержневой элемент	Участок трубопровода
Сжимаемый (растяжимый) и изгибаемый плоский стержневой элемент	Распределитель
Упругий элемент станины	Обратный клапан
Стальная шпилька станины	Местное сопротивление
Полауна четырехкривошипного пресса	Силовой цилиндр
Упор с линейной жесткостью	ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОСИСТЕМ
Упор с квадрат. жесткостью	Гидропредохранитель
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ	ЛОГИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ
Однопереходные	Конечный выключатель
Многопереходные	Кнопка "Пуск"
	Элемент 3-И
	Элемент 3-ИЛИ
	Элемент НЕ
	RS-триггер

ческой природы. Механическим аналогом первого электрического закона Кирхгофа является закон статического равновесия сил (моментов сил).

ческой природы. Механическим аналогом первого электрического в соответствующих полюсах модели.

Для определения величин, которые могут интересовать проектировщика, но не являются фазовыми переменными (например, напряжения в элементах, затраты энергии и т.д.) разработаны информационные модели и подпрограммы расчета выходных параметров.

Методика синтеза математических моделей кривошипных пресов и автоматов заключается в следующем. Объект моделирования расчленяют на элементы с учетом наличия соответствующих моделей в библиотеке моделей элементов. При расчленении объекта выявляют число и характер связей между элементами. Число и характер связей для механических объектов определяются числом и видом независимых координат, по которым взаимодействуют элементы в месте расчленения. Выявленные связи должны соответствовать числу и характеру полюсов моделей. Структура объекта представляется в виде топологии, т.е. схемы, содержащей условные обозначения элементов и их связи. Пример топологии приведен на рис. 2. Связи между элементами соответствуют узлам, образующимся при соединении полюсов моделей. Узлы нумеруются. Описание структуры в виде топологии превращается в описание структуры на языке описания объекта выбранного программного комплекса, дополняется списками параметров элементов, в результате чего превращается в описание объекта достаточное для выполнения моделирования его работы.

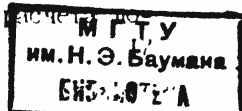
Скорости по всем координатам, представляющие собой фазовые переменные типа потенциала¹) в соответствующих узлах, комплексом назначаются (целенаправленно подбираются) из условия равновесия сил и моментов по координатам взаимодействия элементов, представленных в модели. Это условие эквивалентно равенству нулю невязки - суммы фазовых переменных типа потока во всех полюсах, соединение которых образует узел. Шаг интегрирования считается состоявшимся при достижении невязками равенства нулю для всех узлов топологии.

²) Под фазовой переменной типа потенциала понимается переменная любой физической природы, подчиняющаяся второму электрическому закону Кирхгофа или его аналогу в системе иной физической природы. Фазовыми переменными типа потенциала в механических системах являются скорости линейные и угловые.

В четвертой главе описана экспериментальная проверка адекватности математических моделей типовых конструктивных элементов кривошипных прессов и автоматов. Признана целесообразной комплексная проверка их адекватности, т.е. проверка сходности результатов экспериментальных исследований и моделирования для прессов в целом, описания которых содержат проверяемые модели. При этом проверке подверглись модели практически всей разработанной элементной базы. Объектами экспериментального исследования были приняты кривошипный листоштамповочный пресс двойного действия К460 (63 тс, 15х/мин.) и четырехкривошипный пресс простого действия К4037 (5 МН, 20 х/мин.).

В прессе К460 (см. рис.1) исследовалось распределение рабочего усилия по четырем ветвям исполнительного механизма при его центральном и двумерном эксцентричном нагружении деформированием медных крешеров. Методами тензометрирования регистрировалось изменение рабочего усилия, усилий в каждом из трех шатунов, а также перемещение ползуна. При моделировании воспроизводились условия эксперимента. В математической модели представлена 63-массовая динамическая система пресса. На каждом шаге интегрирования определяются 63 линейных и угловых скоростей, 194 силы и моменты сил. Максимальное расхождение между данными, полученными при моделировании, и данными эксперимента не превосходит 11,4%.

В прессе К4037 качестве критерия сравнения данных моделирования и экспериментальных данных была выбрана суммарная деформация упругой системы пресса при его нагружении гидронагружателями в интервале 640-4480 КН. Замер деформационных перемещений на рабочей поверхности ползуна осуществлялся в девяти точках индикаторными головками часового типа, смонтированными на стойках. Эксперимент выполнялся при отсутствии давления в рабочих полостях гидропредохранителей и при давлении в них 16 МПа. Суммарная деформация упругой системы пресса определялась усреднением показаний индикаторных головок. Деформационное перемещение при моделировании определялось для средней в плане точки ползуна. Абсолютная разность результатов эксперимента и расчета находится в интервале 0,02 - 0,15 мм для случая с "выключенными" гидропредохранителями и - 0,01 - 0,39 мм для случая с "включенными" гидропредохранителями при максимальных значения деформации 2,44 и 2,97 мм, соответственно. Относительная разность результатов эксперимента и расчета



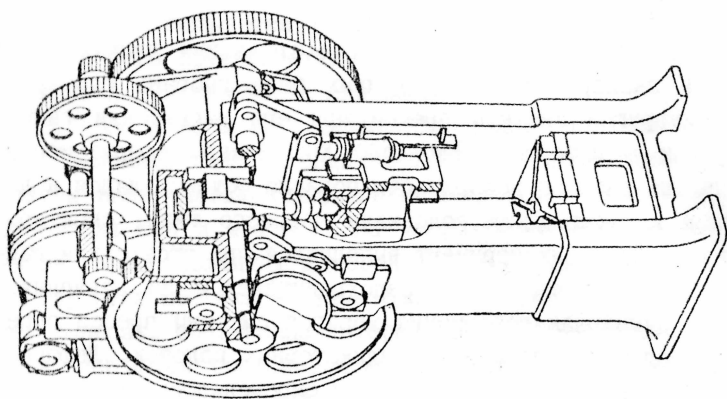


Рис. 1. Общий вид кривошипно-
листоштамповочного
пресса К460.

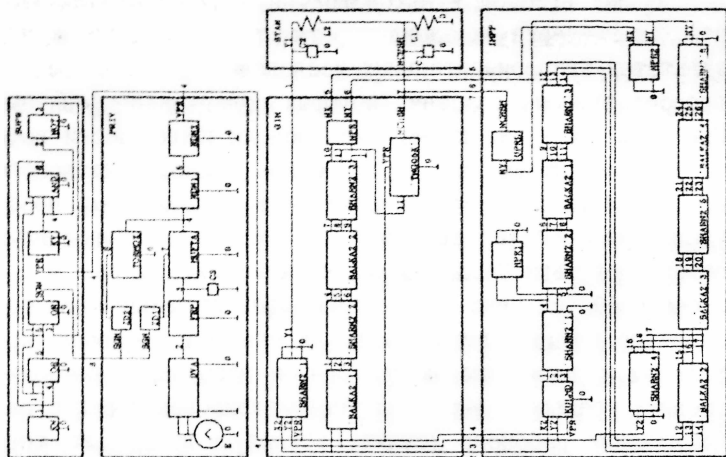


Рис. 2. Топологическое представле-
ние пресса К460.

стигает 30% в области малых усилий нагружения (640 КН) как при "включенных", так и при "выключенных" гидropредохранителях. В области больших нагрузок (1920 - 4480 КН) относительная разность результатов эксперимента и расчета не превосходит 10% для случая "выключенных" гидropредохранителей и 13% - для случая "включенных" гидropредохранителей.

Для проверки адекватности математических моделей в условиях динамики были получены моделированием графики изменения частоты вращения двигателя в технологическом цикле пресса К460 для случаев асинхронного двигателя и двигателя постоянного тока в качестве двигателя главного привода. Полученные результаты сравнивались с результатами, полученными в диссертационной работе Пожидаева Н.Н. "Разработка методики расчета параметров главного привода кривошипных листоштамповочных прессов", 1983г. Исходные данные при моделировании принимались одинаковыми с исходными данными в указанной работе. Топологическое представление пресса показано на рис. 2. В математической модели учитывались инерционные, упругие и диссипативные свойства всех значимых элементов пресса. В ней представлена 49-массовая динамическая система пресса. На каждом шаге интегрирования определяются 49 линейных и угловых скоростей, 125 сил и моментов сил, одно электрическое напряжение, два электрических тока, 8 логических переменных. Сопоставление кривых частоты вращения двигателя постоянного тока, полученных в эксперименте и моделированием, показало их максимальное расхождение 3,4%, асинхронного двигателя - 5,6%.

Полученные данные показывают хорошую качественную и количественную сходимость данных, получаемых моделированием с экспериментальными данными и, следовательно, адекватность математических моделей разработанной элементной базы.

В пятой главе описаны основанные на математическом моделировании с помощью разработанной элементной базы методики типовых расчетов кривошипных прессов и автоматов и их реализация, а так же решение некоторых частных задач расчета кривошипных прессов.

Методика выбора типоразмера двигателя и момента инерции маховика кривошипных прессов и автоматов

Выбор типоразмера электродвигателя и назначения момента инерции маховика осуществляется по нагреву двигателя с исполь-

зованием метода эквивалентного тока, как наиболее точного из известных методов, с проверкой устойчивости работы привода. Согласно методу условие работы электродвигателя с нормативной долговечностью:

$$I_{\text{экв}} = I_{\text{н}}, \quad (1)$$

где $I_{\text{экв}}$ - эквивалентный ток, $I_{\text{н}}$ - номинальный фазный ток статора - для асинхронного двигателя, номинальный ток якоря - для двигателя постоянного тока. При разработке методики принималось к сведению, что 5-15%-ное несовпадение значений $I_{\text{экв}}$ и $I_{\text{н}}$ может быть устранено изменением момента инерции маховика в приемлемых пределах. При большем несовпадении выполнение равенства (1) целесообразно обеспечивать переходом к другому типоразмеру двигателя.

Методика выбора типоразмера электродвигателя и назначения момента инерции маховика кривошипного пресса или автомата содержит следующие этапы.

1. Назначается требуемая точность выполнения равенства (1).

2. Назначается максимально возможное значение момента инерции маховика J_{max} .

3. В качестве первого приближения выбирается типоразмер двигателя и назначается момент инерции маховика J .

4. Разрабатывается математическая модель пресса.

5. Осуществляется моделирование разгона маховика пресса и 5-7 технологических циклов с принятыми типоразмером двигателя и моментом инерции маховика.

6. Если установления цикла не наступает, принимается ближайший больший типоразмер двигателя и осуществляется возврат к этапу 5. В противном случае выполняется следующий этап.

7. Осуществляется моделирование с определением среднеквадратичного тока двигателя для первого установившегося цикла.

8. Если условие (1) выполняется, выбор типоразмера электродвигателя и назначение момента инерции маховика следует считать законченным. Если условие (1) не выполняется, осуществляется переход к следующему этапу.

9. Если $I_{\text{экв}} > (1,05-1,15)I_{\text{н}}$, или $I_{\text{н}} < I_{\text{экв}} < (1,05-1,15)I_{\text{н}}$ и $J = J_{\text{max}}$, назначается ближайший больший типоразмер двигателя и осуществляется возврат к этапу 7. В противном случае выполняется следующий этап.

10. Если $I_{э\kappa\beta} < I_H / (1,05-1,15)$, назначается ближайший меньший типоразмер двигателя и осуществляется возврат к этапу 7. В противном случае выполняется следующий этап.

11. Если $I_H < I_{э\kappa\beta} < (1,05-1,15) I_H$ и $J < J_{\max}$, увеличивается J , но не более, чем на 30-40%, до значения не превышающего $J_{\max}$ и осуществляется возврат к этапу 7. В противном случае выполняется следующий этап.

12. Если $I_H > I_{э\kappa\beta} > I_H / (1,05-1,15)$, уменьшается J , но не более, чем на 30-40%, и осуществляется возврат к этапу 7.

Методика частично реализована при расчете мощности двигателя главного привода пресса К0035. (31,5 мН, 10 х/мин.) Особенности пресса является сверхвысокий ход ползуна равный 2,5 м, работа пресса последовательными ходами и чередование ходов с выполнением технологической операции и без ее выполнения в последовательности I-I-0-I-0.

Целью расчета является проверка правильности назначения установочной мощности двигателя при моменте инерции маховика 2377 кг м². Проектировщиком выбран двигатель с фазным ротором 4АНК3168ВУЗ (132 КВт, 970 об/мин.) с добавочным сопротивлением 0,0279 Ом. Расчет выполнялся путем математического моделирования, которое осуществлялось с помощью программного комплекса анализа динамических систем ПА6. В модели пресс представляет собой 49 - массовую динамическую систему. На каждом шаге интегрирования вычисляются 49 линейных и угловых скоростей, 108 сил и моментов сил, значения двух логических переменных. Значение эквивалентного тока двигателя в конце десятого хода оказалось равным 134 А, в конце пятого хода - 138 А. Номинальный ток двигателя 4АНК3168ВУЗ 143 А, а с учетом добавочного сопротивления - 130,06 А, что меньше эквивалентного тока для второй серии ходов пресса. В связи с обнаруженным проектировщиком было принято решение об увеличении установочной мощности двигателя и замене на прессе К0035 двигателя 4АНК3168ВУЗ на двигатель 4АНК316МВУЗ (160 КВт, 970 об/мин.). Одновременно был выполнен анализ затрат энергии на деформирование заготовки, в двигателе, в конструктивных элементах пресса К0035, обладающих диссипативными свойствами. К последним отнесены все элементы, в которых действуют силы трения.

Методика в полном объеме реализована в примере расчета момента инерции маховика и мощности двигателя пресса К460 для заданной технологической операции.

В методике полноценно и непосредственно учитываются упругие, инерционные и диссипативные свойства всех элементов пресса, представленных в его математической модели, реальное нагружение привода технологической операцией и включением муфты, реальные рабочие характеристики двигателей, воспроизводимые их моделями с высокой точностью.

Методика расчета долговечности по условиям прочности тяжело нагруженных элементов кривошипных прессов и автоматов

Широко применяющаяся в кривошипном прессо- и автоматостроении методика расчета прочности элементов на основе определения запасов прочности не дает возможности расчета их долговечности и в отдельных случаях не гарантирует прочность элементов.

Предлагаемая методика основана на использовании линейной скорректированной гипотезы суммирования усталостных повреждений. Она реализуется разработанным программным комплексом расчета долговечности по условиям прочности тяжело нагруженных элементов кривошипных прессов и автоматов, написанным на языке Фортран ОС ЕС и ориентированным на использование результатов моделирования, получаемых с помощью комплекса ПЛБ.

Методика содержит следующие этапы расчета.

1. Моделирование работы пресса или автомата при номинальных технологических нагрузках. При этом с помощью подпрограммы вывода экстремумов напряжений осуществляется расчет напряжений и вывод их экстремумов в элементах, указанных проектировщиком в качестве объектов расчета на долговечность.

2. Схематизация процесса нагружения методом "дождя" и получение блоков нагружения каждого сечения каждого элемента объекта проектирования нормальными и касательными в виде гистограмм частот амплитуд эквивалентных напряжений, приведенных к симметричному циклу, каждая ступень которой определяется средним значением амплитуд эквивалентных напряжений соответствующего класса и числу попадания циклов в класс.

3. Моделирование работы пресса или автомата и схематизация процесса нагружения при вариации технологических нагрузок.

4. Определение коэффициентов вариации напряжений в каждом классе при вариации технологической нагрузки.

5. Определение расчетных характеристик выносливости элементов, которое осуществляется в соответствии с ГОСТ

6. Определение долговечности элементов в сечениях методом статистических испытаний. Статистические испытания производятся путем:

- генерации случайного значения $\sigma_{-1\lambda}$.
- определения повреждающего эффекта одной амплитуды напряжений каждого класса блока нагружения нормальными напряжениями и одной амплитуды напряжений каждого класса блока нагружения касательными напряжениями,
- определения повреждающего эффекта всех амплитуд блока нормальных напряжений и повреждающего эффекта всех амплитуд блока касательных напряжений,
- определения коэффициентов заполнения блоками нагружения нормальных и касательных напряжений,
- определения корректирующих коэффициентов,
- определения числа блоков λ_{σ} нагружения нормальными напряжениями, разрушающими элемент и числа блоков λ_{τ} нагружения касательными напряжениями, разрушающими элемент.

Число блоков нагружения λ , содержащих амплитуды касательных и нормальных напряжений, приводящее к разрушению элемента определяется для каждого сечения решением уравнения

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_{\sigma}}\right)^{\frac{2}{m_{\sigma}}} + \left(\frac{\lambda}{\lambda_{\tau}}\right)^{\frac{2}{m_{\tau}}} = 1.$$

Решение уравнения осуществляется методом Ньютона. В каждом статистическом испытании определяется одно значение λ . Число статистических испытаний назначается проектировщиком. По полученным данным определяется дифференциальный закон распределения вероятности усталостного повреждения элемента в рассматриваемом его сечении в функции числа блоков нагружения. Для этого назначаются равные интервалы $\Delta\lambda = \lambda_{i+1} - \lambda_i$, определяются отношения числа значений λ , попавших в интервал к общему числу испытаний и средние значения $\lambda_{ср} = \frac{\lambda_{i+1} + \lambda_i}{2}$ для каждого интервала. В качестве закона принимается огибающая дискретной зависимости указанного отклонения от значения $\lambda_{ср}$. Методика и разработанный программный комплекс расчета долговечности позволяют при одном обращении к ним определять долговечность любого числа элементов прессов и автоматов по каждому их сечению, элементов прессов и автоматов в целом, прессов и автоматов в целом.

Методика была применена для расчета долговечности по условиям прочности промежуточных валов прессов К4037 и К2039. Определенные расчетом запасы прочности промежуточного вала пресса К4037 равны по касательным напряжениям 20, по нормальным напряжениям бесконечно велики (статически вал полностью нагружен по изгибающему моменту). Вероятность безотказной работы промежуточного вала, найденная по предложенной методике, оказалась равной 95,8% до капитального ремонта пресса и 92,2% в течение всего срока его службы. Изучение результатов моделирования показало, что за счет конструктивной несимметрии привода главного исполнительного механизма пресса К4037 его промежуточный вал в условиях сильной динамичности при выполнении разделительных операций нагружается значительным (до 48,95 кНм) изгибающим моментом. Было также найдено, что изменение угловых размеров, определяющих взаимное положение зубчатых колес эксцентриков, реверсных шестерен и промежуточного вала позволяет повисить вероятность безотказной работы промежуточного вала пресса за весь срок службы до 99,9%.

Расчет долговечности промежуточного вала кривошипного пресса К2039 выполнялся для двух технологических операций с заданными графиками технологических нагрузок. При этом существовал опыт эксплуатации пресса в условиях выполнения первой операции. Расчеты показали, что вероятность безотказной работы вала до капитального ремонта для первой операции равна 97,2%, в течение всего срока службы - 94%, что соответствует данным, полученным при эксплуатации прессов К2039, согласно которым, как его промежуточный вал, так и пресс в целом, надежны. Переход к загрузке пресса второй операцией приводит к уменьшению вероятности безотказной работы промежуточного вала до капитального ремонта до 37,2% и в течение всего срока службы пресса - до 22,4%. Увеличение радиусов галтелей вала в нагруженных сечениях с 5 до 12 мм повышает вероятность безотказной работы вала до капитального ремонта до 92,2% и в течение всего срока службы пресса - до 82,8%; выполнение вала из материала 38ХН2М4 повышает вероятность безотказной работы вала до капитального ремонта до 94,4% и в течение всего срока службы пресса - до 89,4%.

Методика расчета точности четырехкривошипных прессов.

Точность прессов является одним из факторов, существенно

влияющих на качество штампуемых изделий, стойкость штампового инструмента, долговечность прессы. Основным показателем точности кривошипного прессы принята непараллельность нижней поверхности ползуна верхней поверхности подштамповой плиты (перекос ползуна) в различных по его ходу положениях.

Точность четырехкривошипного прессы К4037 определялась в статистических испытаниях моделированием с помощью комплекса ПА7, а также специально разработанных пре- и постпроцессора. Результаты моделирования сортировались в порядке уменьшения перекосов ползуна. Их анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Вероятность выполнения норм точности без принятия каких-бы то ни было мер по повышению точности равна 62,4%.

2. Величина зазора в направляющих ползуна практически не влияет на величину перекоса ползуна.

3. Асимметрия суммарных зазоров в ветвях главного исполнительного механизма прессы не более 19% поля их суммарного допуска с вероятностью 99,7% обеспечивает выполнение норм точности по ГОСТ 23794-84.

4. Влияние дезаксиала в ветвях главного исполнительного механизма на перекос ползуна соизмеримо с влиянием зазоров в тех же ветвях и некоторые другие выводы.

Ниже даются рекомендации по повышению точности прессов, основанные на рассмотрении результатов моделирования четырехкривошипных прессов простого действия. При этом предполагается, что пресс собирается из паспортизованных деталей. При невозможности выполнения любого из пунктов рекомендаций следует переходить к выполнению следующего пункта.

1. Механическая обработка поверхностей, образующих шарниры ветвей ГИМ прессы, обеспечивающая минимальную разницу суммарных зазоров в ветвях главного исполнительного механизма, по крайней мере не превышающую 20% суммарного допуска на зазоры.

2. Подбор варианта с минимальной асимметрией зазоров ветвей главного исполнительного механизма относительно оси прессы параллельной его фронту и по диагонали с разницей зазоров не более 20% суммарного допуска на зазоры.

3. Подбор варианта с минимальной асимметрией зазоров в нижних головках шатунов ветвей главного исполнительного механизма относительно оси прессы перпендикулярной его фронту с разницей суммарных зазоров ветвей не более 20% суммарного до-

пуска на зазор.

4. При выполнении требований 2 и 3 и наличии расточки станины под оси эксцентриков с положительной ошибкой положения в вертикальном направлении смонтировать на этой расточке ветвь главного исполнительного механизма с минимальным суммарным зазором; при выполнении требований 2 и 3 и наличии расточки станины с отрицательной ошибкой положения в вертикальном направлении смонтировать ветвь главного исполнительного механизма с максимальным суммарным зазором.

5. Осуществить регулировку начального давления гидроопор, до отличия начального давления в одной из гидроопор менее 10% от начального давления в других гидроопорах.

6. Осуществить регулировку начального давления гидроопор, до отличия начального давления в гидроопорах, расположенных симметрично относительно продольной оси пресса, менее 10%.

7. Осуществить регулировку начального давления гидроопор, до отличия начального давления менее 10% хотя бы в трех гидроопорах.

8. Осуществить регулировку начального давления гидроопор, до отличия начального давления менее 10% хотя бы в каждой паре гидроопор, расположенных по одну сторону от продольной оси пресса.

Методика расчета точности четырехкривошипных прессов сводится к математическому моделированию работы четырехкривошипного пресса с учетом фактических размеров деталей до и после выполнения каждого из пунктов рекомендаций до получения приемлемой точности, после чего расчет точности следует считать законченным.

Методика синтеза рабочих профилей кулачков штамповочных автоматов.

Методика реализована с помощью комплексов ПА-6 и ПА7. Конструктивный профиль кулачка в его математической модели задается координатами точек в полярной системе координат. Между этими точками конструктивный профиль кулачка, определяется кубическими сплайнами:

$$\rho_i = \rho_{i0} + \rho_{i1}(\alpha - \alpha_{i0}) + \rho_{i2}(\alpha - \alpha_{i0})^2 + \rho_{i3}(\alpha - \alpha_{i0})^3;$$

$$\text{при } \alpha_{(i+1)0} > \alpha > \alpha_{i0},$$

где i - порядковый номер участка профиля кулачка между сосед-

ними точками, задающим профиль, α_{i0} - начальная точка i -го участка профиля, α - угловая координата какой-либо точки профиля, ρ_i - текущий радиус-вектор той-же точки профиля, ρ_{i0} , ρ_{i1} , ρ_{i2} , ρ_{i3} - коэффициенты сплайна.

Основой методики является оптимизация профиля рабочего кулачка на каждом из его рабочих участков по одному или нескольким выбранным критериям. Управляемыми параметрами являются радиусы-векторы точек, задающих профиль кулачка на рабочих участках. Общими прямыми ограничениями являются: ограничение радиуса-вектора любой точки рабочего участка значениями радиусов соседних радиусных участков, отсутствие возможности контакта ролика и кулачка в двух и более точках, непревышение контактным усилием между роликом и кулачком допустимого значения.

Оптимизация осуществляется путем выполнения следующих действий.

1. Создается математическая модель передаточного и исполнительного механизмов и его привода. Каждый из оптимизируемых рабочих участков профиля кулачка задается своими крайними точками.

2. Выполняется моделирование.

3. Оптимизируемый рабочий участок профиля кулачка делится в угловом отношении на n равных частей, причем $n > 1$. По коэффициентам сплайна определяются радиусы векторы точек профиля на границах выделенных частей. Они принимаются в качестве управляемых параметров, после чего выполняется первый цикл оптимизаций рабочего участка профиля.

4. Каждая из выделенных частей в свою очередь делится на n равных частей с определением радиусов-векторов на их границах. Радиусы-векторы на границах всех выделенных частей, включая и ранее выделенные части принимаются в качестве управляемых параметров, после чего выполняется следующий цикл оптимизации. Если условие завершения оптимизации не выполняется, выполнение настоящего пункта методики повторяется. В противном случае профиль рабочего кулачка привода исполнительного устройства считается найденным.

Реализация методики показана в двух примерах. В первом примере был найден рабочий профиль кулачка привода механизма переноса заготовки между позициями штамповки автомата АЗК19.

Круговой характер движения захватного органа определяет наличие нормального ускорения заготовки при переносе и центробежных сил, которые могут превысить силу удержания заготовки в захвате, и последняя захватом будет потеряна. Это определяет желательность минимизации максимального значения окружной скорости захватного органа при рабочем ходе. В результате оптимизации максимальное значение скорости захвата было понижено с 2,03 м/с до 1,35 м/с, т.е. в 1,503 раза; нормального ускорения и соответствующий ему центробежной силы - в 2,26 раза.

Во втором примере требовалось найти рабочий профиль кулачка привода механизма отрезки заготовки от прутка автомата АА1216, обеспечивающего максимально возможную скорость ножа отрезного инструмента, поскольку с повышением скорости отрезки качество торца заготовки для многих материалов повышается. Эта скорость должна быть обеспечена при перемещении ножа от исходного положения 2,9 мм. При этом был найден профиль кулачка обеспечивающий скорость отрезки 1,0 м/с. Испытание автомата с кулачком найденного профиля показало достижение цели получения высокого качества торца отрезаемой заготовки из никеля и меди.

По предложенной методике был получен также профиль кулачка механизма переталкивания автомата АЗК19, обеспечивающий минимум контактного усилия между роликом и кулачком. Найденный профиль обеспечил максимальное усилие 518 Н, что на 13,1 % меньше максимального усилия (608 Н), имеющего место в механизме с кулачком, спрофилированным по закону синусоидального ускорения.

В работе был выполнен анализ деформаций станины двухсекционного пресса Б-6146. При затяжке шпилек станины, а также под действием сил тяжести и технологического усилия возникают бочкообразность (корсетность) стоек станины, прогибы стола и траверсы пресса. Моделирование выполнено в четырех вариантах: для нормальных условий, для усилий затяжки шпилек на 20% меньше расчетных для случая высоты средней стойки меньше высоты остальных стоек на 0,15 мм, для случая высоты правой стойки меньше высоты остальных стоек на 0,15 мм.

Моделирование показало, что для первого варианта максимальное значение прогиба траверсы составили 3,93 мм, стола - 2,47 мм, бочкообразность стоек (суммарная) - 2,94 мм.

В работе был выполнен динамический анализ двухкривошипного пресса К3040. Целью расчета является определение усилий

29

"отдачи" на шатунах при выполнении разделительных операций и влияния на него положения ползуна при начале рабочего хода, усилия демпфера, жесткости отдельных элементов пресса.

В математической модели пресс К3040 представлен как 35-массовая динамическая система. На каждом шаге интегрирования определяются электрическое напряжение, два электрических тока, 149 сил и моментов сил, 49 линейных и угловых скоростей, 11 логических переменных. Моделирование выполнялось с помощью комплекса ПА7. Усилие "отдачи" на шатунах оказалось в пределах от 51% до 97% от усилия сжатия шатуна.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Анализ литературы, изучение состояния теории и практики проектирования кривошипных прессов и автоматов показали, что проектирование кривошипных прессов и автоматов имеет ярко выраженный расчетный характер. Однако, существующие расчетные методики не учитывают существенные факторы, определяющие процессы в прессах и автоматах, что может приводить к низкому качеству проектных решений и выпускаемых прессов и автоматов. В данной работе предпринята попытка разработать методики типовых расчетов кривошипных прессов и автоматов, которые учитывали бы все существенные факторы, определяющие процессы в кривошипных прессах и автоматах. Поэтому тема работы является актуальной.

В работе изложены научно обоснованные технические решения в виде разработанной элементной базы математического моделирования кривошипных прессов и автоматов, созданных на ее основе математических моделей кривошипных прессов и автоматов, методик энергетического, прочностного, динамического и точностного расчетов, внедрение которых в практику проектирования повышает качество проектирования кривошипных прессов и автоматов. Работа вносит значительный вклад в ускорение научно-технического прогресса.

2. Разработана новая элементная база математического моделирования кривошипных прессов и автоматов на основе выбора оптимального уровня детализации их описания, которая сочетает минимальный объем и универсальность и позволяет:

- создавать математические модели кривошипных прессов и автоматов любых типов, если пресс (автомат) может быть адекватно представлен динамической системой со сосредоточенными параметрами;

- создавать математические модели кривошипных прессов и автоматов с любой необходимой степенью детализации;

- решать задачи статического, кинематического и динамического анализа кривошипных прессов и автоматов с получением всей необходимой информации о протекающих в них процессах;

- обнаруживать неизвестные технические эффекты, присущие работе кривошипных прессов и автоматов;

- решать вопросы совершенствования конструкций кривошипных прессов и автоматов и осуществлять их оптимизацию.

3. На основе предложенной элементной базы разработаны математические модели кривошипных прессов и автоматов, решающие задачи анализа их работы, вытекающие из потребностей практики расчета и проектирования.

4. Достоверность результатов, получаемых при моделировании кривошипных прессов и автоматов, обеспечивается тем, что в основу элементной базы при ее разработке положены фундаментальные физические законы, а также экспериментальной проверкой результатов моделирования.

5. Разработаны основанные на математическом моделировании методики энергетического, прочностного, динамического и точностного расчетов, позволяющие повысить качество проектирования кривошипных прессов и автоматов, которые учитывают существенные факторы, влияющие на выходные параметры кривошипных прессов и автоматов.

6. Разработанные методики нашли применение при проектировании различных прессов, включая К2039, К4037, К7039, К3040, К4040, АБ6046, спецпресс с увеличенным ходом ползуна К3500, автомат К04.297.840 для штамповки клапанов и др., выпускаемых ЗАО "Тяжмехпресс", а также при профилировании кулачков холодноштамповочных автоматов АЗК19, А0914, АА1216, спроектированных ОАО "ЦБКМ".

7. Результаты исследований внедрены в АО "Тяжмехпресс" внесением изменений в конструкции прессов К2039, К3500, технологию изготовления и сборки пресса К4037, в ОАО "ЦБКМ" использованием найденных профилей кулачков в конструкциях штамповочных автоматов, повышающих их надежность, в учебном процессе кафедры "Технологии обработки давлением" МГТУ им. Н.Э.Баумана, в учебном процессе кафедры "Машины и технология обработки металлов давлением" Нижегородского государственного технического университета.

Созданные библиотеки математических моделей кривошипных прессов и автоматов использованы в шести диссертационных работах на соискание ученой степени кандидата технических наук, выполненных под руководством автора и других исследователей.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ
ПУБЛИКАЦИЯХ

1. Складчиков Е.Н. Моделирование динамики работы привода кривошипного пресса простого действия. //Кузнечно-штамповочное производство, 1985. №, -с. 30-32.

2. Складчиков Е.Н., Курдюк С.А. О математическом моделировании работы муфты включения кривошипного пресса.//Труды МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1985. №41, -с. 70-77.

3. Складчиков Е.Н., Балаганский В.И., Власов А.В., Курдюк С.А. Использование программного комплекса анализа динамических систем ПА-6 для моделирования работы кривошипных прессов.//Кузнечно-штамповочное производство, 1988. №, -с. 31-33.

4. Складчиков Е.Н., Курдюк С.А. Использование программных комплексов анализа динамических систем для моделирования многокривошипных прессов //Прогрессивная технология, механизация и автоматизация производственных процессов в машино- и приборостроении: Тез.докл. Всесоюзная межвузовская конференция. - Калуга, 1987.

5. Разработка и внедрение САПР автоматизированного оборудования на базе тяжелых прессов. Отчет по теме А064385а/МГТУ. Руководитель темы Е.Н. Складчиков. ГР №И870095526. Инв. №2890039483 М., 1988.- 102с.

6. Складчиков Е.Н., Власов А.В.. Пакет прикладных программ для моделирования динамики механических прессов //Совещание по Безмуфтовые прессы с механизмами переменной структуры: Материалы совещания. - Фрунзе, 1989.-с.108-110.

7. Складчиков Е.Н., Власов А.В., Балаганский В.И. Комплекс программных средств для моделирования и анализа конструкции кузнечно-штамповочного оборудования //Опыт и перспективы развития математического, программного и технического обеспечения САПР в прессостроении: Тез.докл. Международн. конф. - Воронеж, 1990.-с.46.

8. Складчиков Е.Н., Курдюк С.А., Балаганский В.И. Программный комплекс расчета долговечности тяжело нагруженных элементов прессов по условиям прочности //Опыт и перспективы

развития математического, программного и технического обеспечения САПР в прессостроении: Тез.докл. Международн. конф. - Воронеж, 1990.-с.47.

9. Е.Н. Складчиков, А.В. Власов, С.А. Курдюк. Моделирование кузнечно-штамповочного и другого технологического оборудования средствами программного комплекса анализа динамических систем ПА-6.-М.: МГТУ, 1990.-84 с.

10. Власов А.В., Мартынюк В.А., Складчиков Е.Н., Федорук В.Г. Программное обеспечение анализа динамических систем.//Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение, 1991.-с. 74-84.

11. E. Scladchikov, An. Vlasov, An. Mezentssev. ADVANCED ATTITUDE TO THE DYNAMIC SIMULATION AS A STAGE IN CAD OF FORGING EQUIPMENT//ADVANCED IN COMPUTER SCIENCE APPLICATION TO THE MASHINERY. -Beijing:IAP,-1991. PP.293-300.

13. Складчиков Е.Н. Разработка методических основ и программных средств автоматизации проектирования кривошипных прессов.//Кузнечно-штамповочное производство, 1995. №7, -с.23- 25.

14. Складчиков Е.Н., Балаганский В.И. Разработка элементной базы моделирования кривошипных прессов.//Вестник машиностроения, 1995. №8,-с. 9-13.

15. Е.Н. Складчиков, М.Ю. Уваров. Моделирование кузнечно-штамповочного оборудования средствами программного комплекса анализа динамических систем ПА-7.- М.: МГТУ, 1993.-76 с.

16. Балаганский В.И., Складчиков Е.Н., Мезенцев А.А. Методика автоматизированного расчета на точность многокривошипных листоштамповочных прессов простого действия.//Вестник машиностроения.-1994. №4,-с. 35-39.

17. Складчиков Е.Н., Балаганский В.И. Выбор типоразмера двигателя и момента инерции маховика кривошипных прессов и автоматов на основе математического моделирования. //Кузнечно-штамповочное производство. 1997 №9,-с. 25-28.

18. Бухер Н.М., Гуральник А.И., Ермаков Д.А., Складчиков Е.Н., Е.Н., Методика синтеза профиля кулачков штамповочных автоматов. //Вестник машиностроения.-1998. №7,-с. 23-26.