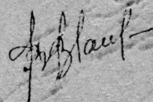


ВЛАСОВ АНДРЕЙ ВИКТОРОВИЧ

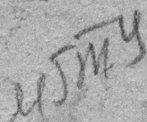
РАЗРАБОТКА МЕТОДА ФУНКЦИОНАЛЬНОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЕГО
РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПО ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЗКАМ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ЦИКЛА

Специальность 05.03.05- Технологии и машины обработки давлением

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук



Москва 2009



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

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор Кирдеев Ю.П.

Доктор технических наук, профессор Кухарь В.Д.

Доктор технических наук, профессор Миропольский Ю.А.

Ведущая организация – АМО ЗИЛ



Защита состоится «28» марта 2001 г. в 14.30 часов на заседании диссертационного совета Д212.141.04 при МГТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, М

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

Ваше предложение о защите диссертации принимается. Просим подтвердить печатью, просим

Теле

Авто

Учен

дисс

Подп

Зака

1570690

оц. Семенов В.И.

Тираж 100 экз.
МГТУ им. Н.Э.Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

НЕ СЕРИЯ

Актуальность работы. Для увеличения конкурентоспособности отечественного кузнечно-штамповочного оборудования (КШО) необходимо повысить его эксплуатационные характеристики (точность, долговечность, эффективность) при общем снижении затрат на разработку и производство. Это стимулирует переход к современным методам проектирования, основанным на математическом моделировании происходящих физических процессов на всем протяжении технологического цикла.

Кузнечно-штамповочное оборудование - прессы, молоты, средства автоматизации - имеют сложную многокомпонентную структуру, включающую в себя объекты различной физической природы. Даже в том случае, когда в основе машины лежит какой-либо один физический принцип, для адекватного моделирования работы за цикл приходится учитывать процессы и в других физических системах. Изготовление каждой кузнечной машины требует значительных финансовых расходов, что часто приводит к отказу от изготовления образца для его последующей доводки и испытания. Для таких машин особое значение принимает этап функционального проектирования, т.е. оценки работоспособности машины на основе комплексного анализа процессов ее функционирования.

Причины неработоспособности КШО также часто состоят в недооценке динамических процессов, происходящих на различных этапах технологического цикла. Как правило, КШО при рабочем ходе преобразует накопленную за время хода приближения и технологической паузы энергию в технологическую работу пластического деформирования заготовки. При этом сам процесс технологического нагружения происходит, в большинстве случаев, за короткий промежуток времени, что приводит к возбуждению в системе машины значительных по амплитуде колебаний.

Существующие известные зарубежные системы для моделирования динамических процессов в технических системах позволяют создавать математические модели в максимальной степени приближенные к реальной конструкции объекта. Однако подобные комплексы не приспособлены к моделированию динамики многокомпонентных объектов КШО, состоящих из подсистем различной физической природы, кроме того, они имеют высокую стоимость.

Работы отечественных ученых по использованию метода аналогий при моделировании технических систем создали методическую базу для моделирования сложных гетерогенных многокомпонентных систем технологических машин. В основе этих работ лежит топологический подход к созданию математической модели, позволяющий создать модель объекта соединением про-

1570690

М Г Т У
им. Н. Э. Баумана
Библиотека

стейших элементов, инвариантных по отношению к физической подсистеме, на основе метода физических аналогий. Такой подход в сочетании с матрично-топологическими методами формирования математической модели позволил создать программные комплексы, автоматически генерирующие модель объекта (модель верхнего уровня) по заданной структуре, состоящей из совокупности моделей элементов (моделей нижнего уровня или элементной базы моделирования). Однако конструктивные особенности основных классов кузнечно-штамповочного оборудования не позволяют в исходном виде использовать ранее разработанные программные средства.

На начальной и последующих стадиях проектирования конструктор обладает различным объемом знаний о проектируемом КШО, степенью проработанности конструкции и, следовательно, разным уровнем достоверности при расчете входных параметров его математической модели. Сложность математической модели должна зависеть как от стадии проектирования, так и от поставленных целей, связанных с задачами проектирования.

Анализ работоспособности машины на основе математического эксперимента с ее многокомпонентной динамической моделью требует создания специализированных методик и программных средств, ориентированных на их использование конструктором и организующих взаимосвязь различных этапов процесса.

Цель работы:

Разработка метода функционального проектирования кузнечно-штамповочного оборудования на основе анализа его работоспособности по динамическим нагрузкам технологического цикла, методик анализа работоспособности КШО с использованием многокомпонентных динамических моделей как единой совокупности подсистем различной физической природы, позволяющих воспроизвести динамические процессы, происходящие в машине во время технологического цикла, и создание на этой основе методик определения параметров конструкций кузнечно-штамповочного оборудования, позволяющих повысить качество и конкурентоспособность изготавливаемых отечественной промышленностью машин.

Научное содержание и новизна работы:

- Разработан метод функционального проектирования кузнечно-штамповочного оборудования по динамическим нагрузкам технологического цикла, который позволяет с единых позиций осуществлять анализ работоспособности основных классов кузнечно-штамповочного оборудования. Метод основан на применении многоуровневого подхода к анализу динамических явлений в кузнечно-штамповочном оборудовании с учетом многокомпонентности и гетерогенности его структуры, смешанного подхода к анализу подсистем с различной глубиной воспроизведения физиче-

ских свойств – от упругих систем с сосредоточенными параметрами до систем с распределенными параметрами, и дальнейшем получении проектных решений на базе математического эксперимента со случайным поиском на начальном этапе и регулярным – вблизи оптимальной точки.

- Разработана концепция многоуровневого моделирования КШО, позволяющая обоснованно выбирать уровень сложности воспроизведения свойств при моделировании технологического оборудования и средств автоматизации в зависимости от стадии проектирования. Концепция предполагает создание иерархической элементной базы моделирования, состоящей из четырех уровней представления свойств объектов – базового, функционального, специализированного и уровня сплошной среды, каждый из которых соответствует уровню доступной информации и задачам проектирования на конкретной стадии проектирования.
- Для программного комплекса PRADIS разработаны математические модели составляющих элементной базы моделирования КШО, имеющие различный уровень сложности и относящиеся к системам различной физической природы.
- Обоснована методика поиска проектного решения при функциональном проектировании КШО с использованием математического эксперимента с многокомпонентными математическими моделями, заключающаяся в поиске точки начального приближения методом случайного эволюционного планирования, построении квадратичной модели отклика в окрестностях полученной точки начального приближения с последующим уточнением модели путем сужения области определения модели заменой одной из точек определения на точку, полученную путем оптимизации квадратичной модели на каждом шаге квадратичного поиска.
- В результате анализа работоспособности конструкций ряда представителей основных классов КШО получены новые результаты, раскрывающие причины их недостаточно надежной работы и резервы повышения качества.
- Предложена методика анализа долговечности деталей КШО, основанная на параметрическом задании обобщенного блока нагружения машины, получении нагрузок в опасных сечениях исследуемой машины путем математического эксперимента с его моделью, обработки данных эксперимента методом полных циклов и применении стандартных вероятностных методов расчета на усталость.
- Предложена методика прямого профилирования кулаков средств автоматизации КШО, основанная на моделировании обращенного движения механизма с заданием закона перемещения на исполнительном звене.

На защиту выносятся:

- Основные положения метода функционального проектирования КШО по динамическим нагрузкам технологического цикла.
- Концепция многоуровневого подхода к топологическому моделированию кузнечно-штамповочного оборудования, позволяющая обоснованно выбирать уровень сложности воспроизведения свойств при моделировании технологического оборудования и средств автоматизации в зависимости от стадии проектирования.
- Совокупность теоретических зависимостей, положенных в основу математических моделей элементов кузнечно-штамповочного оборудования и составляющих библиотеку моделей элементов.
- Математические модели и результаты теоретических исследований динамики технологического цикла конструкций ряда представителей основных классов КШО.
- Методика поиска проектных решений при функциональном проектировании КШО.
- Методика расчета долговечности штоков молотов и винтов винтовых прессов, созданная на базе математического моделирования рабочего хода в различных режимах с последующей обработкой результатов методами схематизации случайных процессов и расчетом функции распределения долговечности.
- Методика расчета профиля кулачков средств автоматизации кузнечно-штамповочного оборудования и результаты профилирования кулачков ряда средств автоматизации.

Работа выполнена на кафедре "Технологии обработки давлением" МГТУ им. Н.Э.Баумана в соответствии с планами научно-технических и хозяйственных работ с промышленными предприятиями ЗАО "Тяжмехпресс" г. Воронеж и АООТ "Тяжпрессмаш" г. Рязань, а также в соответствии с научно-технической программой «Фундаментальные исследования в технических университетах».

В работе содержатся научно-обоснованные технические решения, базирующиеся на разработанном методе функционального проектирования КШО, основанном на анализе его работоспособности по динамическим нагрузкам технологического цикла, выполнении математического эксперимента с многокомпонентными динамическими моделями конструкций представителей основных классов кузнечно-штамповочного оборудования, разработанных математических моделях элементной базы моделирования кузнечно-штамповочного оборудования и методике поиска проектных решений, внедрение которых позволит внести значительный вклад в ускорение разработки новых и модернизации существующих конструкций кузнечно-штамповочных машин и

средств их автоматизации, за счет использования вычислительной техники на стадии проектирования и замены натуральных экспериментов на математические для анализа и оценки эффективности конструктивных вариантов.

Практическая ценность работы заключается в:

- Рекомендациях по совершенствованию конструкций и параметров кузнечно-штамповочного оборудования.
- Библиотеке подпрограмм для программного комплекса PRADIS, позволяющей произвести анализ работоспособности основных классов кузнечно-штамповочного оборудования на разных стадиях проектирования.
- Комплекте электронных таблиц Microsoft Excel и подпрограммы обработки результатов моделирования по методу полных циклов для комплекса PRADIS, позволяющих произвести расчет функции распределения долговечности различных деталей кузнечно-штамповочного оборудования по результатам математического моделирования динамических нагрузок.
- Комплекте программ для профилирования кулачков средств автоматизации кузнечно-штамповочного оборудования и полученных на ее основе профилей кулачков средств автоматизации кузнечно-штамповочного оборудования.
- Методике поиска проектных решений при функциональном проектировании КШО.

Методы исследования.

При теоретическом исследовании использована методика математического моделирования многокомпонентных систем. Составление математических моделей объектов проектирования выполнено с использованием программного комплекса анализа динамики сложных систем PRADIS, реализующего узловый метод автоматического составления и неявные методы интегрирования систем уравнений. Математические модели элементов (модели нижнего уровня) составлены как на основе общих положений теории упругости, гидро и пневмомеханики, метода конечных элементов, так и с использованием апробированных практикой аналитических зависимостей теории обработки металлов давлением, теории машин и механизмов, теории электропривода, теории гидравлических машин и гидропривода, трибологии, теории сплайнов. Анализ долговечности деталей выполнен с использованием основных положений расчета на выносливость в вероятностном аспекте. Разработанное программно-математическое обеспечение реализовано на IBM совместимых компьютерах.

Экспериментальные исследования проведены с использованием электрических методов измерения механических величин, с применением электронно-усилительной и регистрирующей аппаратуры.

Реализация результатов

Результаты работы использованы на ЗАО «Тяжмехпресс» г. Воронеж и АООТ «Тяжпрессмаш» г. Рязань при проектировании кузнечно-штамповочного оборудования и средств автоматизации. Разработанные математические модели и программное обеспечение используются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы

Материалы работы были представлены на следующих конференциях и семинарах: 13th NAMRI, Berkeley, California, USA, 1985; Всесоюзной конференции «Современные проблемы технологии машиностроения», Москва, 1986; Республиканском совещании по безмуфтовым прессам с механизмами переменной структуры, Фрунзе, 1989; Международной научно-технической конференции «Опыт и перспективы развития математического, программного и технического обеспечения САПР в прессостроении», Воронеж, 1990; International Conference on CAD of Machinery, Beijing, China, 1991; Всероссийской юбилейной научно-технической конференции «100-летие со дня рождения профессора А.И.Зими́на», Москва, 1995; Всероссийской юбилейной научно-технической конференции «100-летие со дня рождения доктора технических наук М.В.Сторожева», Москва, 1996; Международной конференции «Ресурсосберегающие технологии, оборудование и автоматизация штамповочного производства», Тула, 1999; Всероссийских научно-технических конференциях по программе «Фундаментальные исследования в технических университетах», Москва, 1996, 1997 г.г.; научных семинарах кафедры МТ6 МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 46 печатных работ.

Структура и объем работы

Работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 268 наименований, содержит 442 страницы машинописного текста, включая 202 рисунка и 26 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована ее цель, определены научное содержание и новизна, практическая значимость, перечень положений, выносимых автором на защиту

Первая глава посвящена анализу состояния вопроса. В работах отечественных и зарубежных ученых М.В.Сторожева, А.И.Зими́на, Л.И.Живова, Е.Н.Ланского, В.И.Власова, Ю.А.Бочарова, О.Г.Власова, А.В.Сафонова, Э.Ф.Богданова, Ю.В.Беляева, Ю.А.Миропольского, К.И.Васильева, П.Хупфера и др. рассмотрены разнообразные аспекты создания и анализа динамических

моделей различных классов кузнечно-штамповочного оборудования с учетом широкого ряда допущений. Однако, до настоящего времени не сделано попытки обобщить методики разработки сложных динамических моделей основных классов кузнечно-штамповочных машин с единых позиций, как базы для функционального проектирования с использованием математических экспериментов.

В работах И.П.Норенкова и его школы создана методологическая база моделирования гетерогенных систем и на этой основе разработан ряд программных комплексов для их моделирования. В работах, выполненных под руководством Е.Н.Складчикова, на основе программных комплексов ПА6 и ПА7 создана библиотека моделей и на этой базе разработаны методики энергетического и прочностного расчета кривошипных прессов. Однако разработанные модели ориентированы, в основном, на кривошипные прессы с представлением их на уровне систем с сосредоточенными параметрами, в то время как многие задачи требуют комплексного анализа динамических процессов на основе рассмотрения систем, как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами. Кроме того, программные комплексы, использованные для моделирования, ограничивают сложность модели объемом 640К оперативной памяти ЭВМ, что не позволяет анализировать системы с распределенными параметрами.

Е.Н.Шмелевым и С.А.Курдюком на методологической основе школы И.П.Норенкова создан программный комплекс PRADIS, ориентированный на моделирование динамики сложных систем и успешно использующийся в практике проектирования и доводки автомобилей на АО "АвтоВАЗ". Комплекс не обладает ограничениями на размер оперативной памяти и предоставляет графические средства анимации движения механизма в процессе моделирования, что облегчает процесс отладки модели. Однако исходное состояние элементной базы не обеспечивает возможность комплексного анализа работоспособности КШО.

Функциональный аспект проектирования связан с отображением основных принципов функционирования, т.е. характера физических и информационных процессов, происходящих в объекте. В функциональный аспект входит проведение расчетов и проверка работоспособности объекта на всех стадиях проектирования. Таким образом, в процессе функционального проектирования закладывается техническое совершенство проектируемой машины.

В соответствии с целью работы и проведенным анализом современного состояния исследований в этой области были сформулированы следующие задачи:

- Обосновать основные положения метода функционального проектирования КШО по динамическим нагрузкам технологического цикла.

- Разработать концепцию многоуровневого подхода к топологическому моделированию кузнечно-штамповочного оборудования, позволяющую обоснованно выбирать уровень сложности воспроизведения свойств при моделировании технологического оборудования и средств автоматизации в зависимости от стадии проектирования.
- Обосновать выбор теоретических зависимостей, положенных в основу математических моделей элементов кузнечно-штамповочного оборудования и составляющих библиотеку моделей элементов.
- Создать и включить в библиотеку программного комплекса PRADIS совокупность моделей элементов, позволяющих произвести анализ работоспособности основных классов кузнечно-штамповочного оборудования на различных стадиях проектирования.
- Теоретически и экспериментально обосновать достоверность разработанных моделей.
- Создать динамические модели и выполнить анализ работоспособности различных видов кузнечно-штамповочного оборудования с использованием созданной библиотеки моделей с целью выявления новых фактов и разработки рекомендаций по улучшению конструкций моделируемых машин и механизмов.

Во второй главе сформулированы общие положения метода функционального проектирования конструкций КШО по динамическим нагрузкам технологического цикла, а также ряд методик, связанных с реализацией предлагаемого метода.

Предлагаемый метод является совокупностью следующих положений:

1. Физической основой функционального проектирования конструкций кузнечно-штамповочного оборудования является анализ динамических явлений в конструкции за время технологического цикла.
2. Динамическая модель должна иметь многокомпонентную структуру, отражающую взаимосвязь основных подсистем машины или механизма с учетом наличия подсистем различной физической природы.
3. Используется многоуровневый подход к анализу динамики. Сложность модели по уровню воспроизводимых свойств определяется стадией проектирования и наличием достоверных сведений о параметрах подсистем.
4. Динамическая модель должна допускать смешанный подход к анализу подсистем с различным уровнем воспроизведения свойств, в частности совместный анализ различных узлов, часть из которых представлена как система с сосредоточенными, а часть – с распределенными параметрами.
5. В качестве способа преобразования динамической модели в математическую используется метод прямой аналогии, позволяющий автоматизировать процесс создания математических моделей сложных многокомпо-

нентных систем. В качестве программного средства автоматизации моделирования динамических процессов в КШО предлагается использовать программный комплекс PRADIS.

6. Способ отыскания оптимального проектного решения - математический эксперимент с многокомпонентной динамической моделью оборудования.
7. Методика поиска проектного решения – случайный поиск на начальном этапе с целью выбора наиболее перспективной области в совокупности с регулярными методами поиска вблизи оптимальной точки.

Принципы автоматизированного проектирования в САПР требуют комплексного решения задач проектирования как единого целого. Поэтому все частные модели объекта проектирования должны представляться в виде единой системы, в которой разнородные свойства и стороны объекта могут быть сопоставлены, отражены в совместных математических моделях. Такая связность математических моделей обеспечивается при использовании иерархической системы моделирования.

Наиболее эффективным способом повышения предельной размерности анализируемых объектов является комбинирование в рамках одного математического описания объекта моделей различных уровней детальности проработки физических процессов (и, следовательно, различной экономичности). Такой подход позволяет анализировать сложные объекты, выбирая для отдельных его фрагментов компромиссные решения с точки зрения затрат машинных ресурсов и точности анализа математической модели. Моделирование, подразумевающее использование различных уровней точности получило название многоуровневого моделирования.

Предлагается четыре уровня моделей элементной базы: базовые - простейшие модели, используемые на ранних стадиях проектирования; функциональные - воспроизводящие свойства близких по назначению, но различных по конструктивному исполнению элементов; специализированные - учитывающие конструктивные особенности моделируемого элемента и модели элементов сплошной среды, используемые для анализа систем с распределенными параметрами. Каждый из перечисленных уровней моделей характеризуется своими требованиями к воспроизводимым физическим процессам, количеству независимых координат (в общем случае независимых переменных), количеству и типу параметров модели и имеет предпочтительное использование на различных этапах проектирования машины.

Базовые модели - ориентированны на использование в простейших моделях систем с сосредоточенными параметрами. Часто такие модели являются вспомогательными и используются для упрощения общей системы на всех стадиях проектирования (пример: масса, жесткость, сила, источник тепла, сопротивление). Математическое описание таких моделей представляется обыч-

но в виде одной формулы, зависящей обычно от двух степеней свободы. Параметры таких моделей представляются в наиболее обобщенном виде и должны быть рассчитаны пользователем заранее. Минимальные требования к исходным данным позволяют рекомендовать подобные модели при моделировании на стадии технического предложения.

Функциональные модели следует использовать в том случае, когда конструкция объекта задана в виде принципиальной, структурной или кинематической схемы. Математическая модель каждого элемента этой группы строится на основании наиболее общих закономерностей, применяемых при расчетах таких элементов и характерных для конкретной области (механика, гидравлика и т.п.). Модель учитывает общие групповые свойства различных элементов конструкции без учета детальных особенностей. Например: передача зацеплением, балка, шарнир, гидравлический клапан. Обычно модель строится на уровне представлений свойств элемента, характерных для систем с сосредоточенными параметрами. В составе параметров присутствуют преимущественно обобщенные характеристики, по возможности не связанные с какими-либо размерами. Подобные модели должны применяться в основном на стадиях технического предложения и эскизного проекта, когда необходимо определить наилучшие параметры конструкции при рассмотрении значительного количества вариантов.

Специализированные модели ориентированы на воспроизведение специфических (конструктивных) особенностей элементов, которые не были воспроизведены в моделях функционального уровня, воспроизводящих общие групповые свойства. Параметры моделей этого уровня достаточны для учета специфических особенностей моделей, что выражается в задании более подробной информации об элементе, связанной с размерами, конструктивной разновидностью, конкретным типажом либо, наоборот, в задании более обобщенных свойств, но учитывающих специфические особенности. Примером моделей этого уровня могут служить модели кулачкового механизма с роликовым толкателем, шатуна, подшипника качения, модель конкретного гидравлического клапана. Модели этого уровня, в сочетании с моделями более низких уровней достаточны, чтобы описать поведение объекта на стадии эскизного и технического проектов.

Модели сплошной среды используют для анализа проблем, возникающих при рассмотрении конкретной формы детали и в случае ударных нагрузок – т.е. при необходимости рассмотрения детали, как системы с распределенными параметрами. Дискретизация систем с распределенными параметрами производится с использованием конечных элементов. Количество степеней свободы моделей определяется типом используемых конечных элементов, требуемой точностью, размерностью пространства и связями с другими моде-

лями. В качестве параметров для моделей этого уровня используют точные геометрические, инерционные и другие характеристики. Для точного задания параметров для моделей сплошной среды необходимо проработка конструкции, как правило, на уровне рабочего проекта.

При автоматизированных топологических методах расчета динамики модель объекта исследования в целом создается путем соединения математических моделей элементов. Динамическую модель объекта моделирования удобно отображать в виде эквивалентной схемы, на которой входящие в модель элементы изображены в виде условных обозначений и указана связь между степенями свободы (полюсами). Некоторые модели элементов, использованные при анализе динамики КШО, приведены на рис. 1. Каждая модель имеет столько полюсов, сколько независимых переменных типа "потенциала" используется в ее математическом описании. Для механических подсистем количество полюсов соответствует числу степеней свободы модели элемента.

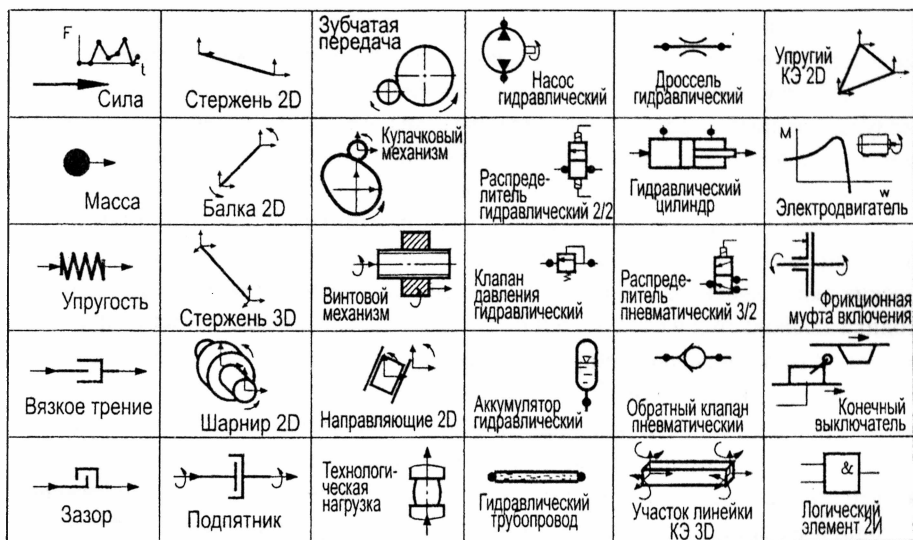


Рис. 1. Некоторые модели элементной базы программного комплекса PRADIS.

Сложную динамическую модель следует выполнять из нескольких взаимосвязанных между собой фрагментов. При этом необходимо руководствоваться следующими правилами:

- В пределах одного фрагмента следует стремиться сосредотачивать модели одной физической природы.
- В качестве фрагментов нужно выбирать функционально завершённые узлы и сборочные единицы реальной машины.

- Не следует стремиться к созданию больших фрагментов. Это затруднит его отладку и тестирование. Оптимальный по размеру фрагмент включает около 10 ... 15 моделей (в зависимости от их сложности) и около 30 узлов.
- Необходимо произвести тестирование и отладку модели каждого фрагмента по отдельности. Для тестирования следует выбирать такие варианты, в которых можно априорно предсказать поведение модели или получить аналитическое решение.

Выбрав состав фрагментов, следует проанализировать состав моделей, необходимых для воспроизведения его существенных свойств и наличия достаточных исходных данных. Использование приближенных исходных данных при усложнении модели объекта может привести не только к потере точности моделирования, но и к потере качественных характеристик воспроизведения процесса. Выбрав необходимые модели, следует осуществить декомпозицию узла, пронумеровать степени свободы, которые будут учитываться при создании модели и выполнить рисунок эквивалентной схемы, указав на нем имена моделей элементов, номера узлов, с которыми соединяются полюса моделей.

С точки зрения пользователя любая библиотечная модель элемента - это модуль, который отражает определенные физические свойства реального элемента и должен быть правильно подсоединен своими степенями свободы к другим моделям элементов при описании структуры всего объекта.

Предложена методика поиска проектных решений при функциональном проектировании кузнечно-штамповочного оборудования на основе математических экспериментов с многокомпонентными динамическими моделями. Методика заключается в следующей последовательности выполнения операций:

- поиск точки начального приближения методом случайного эволюционного планирования (REVOP),
- построение квадратичной модели отклика в окрестностях полученной точки начального приближения методами планирования эксперимента,
- уточнение модели путем сужения области определения модели заменой одной из определяющих полином точек на точку, полученную путем оптимизации квадратичной модели на каждом шаге квадратичного поиска.

Методика ориентирована на математическое моделирование с использованием программного комплекса PRADIS и обработку результатов экспериментов с помощью табличного процессора EXCEL. Для выбора заменяемой точки в процессе квадратичного поиска предложен критерий, основанный на приближенном распространении одномерного алгоритма полиномиальной оптимизации на многомерный случай. Блок схема методики приведена на рис.2.

Модель нижнего уровня представляет собой подпрограмму, реализующую математическую модель элемента в виде функциональной зависимости фазовых переменных типа потока от текущих значений его степеней свободы.

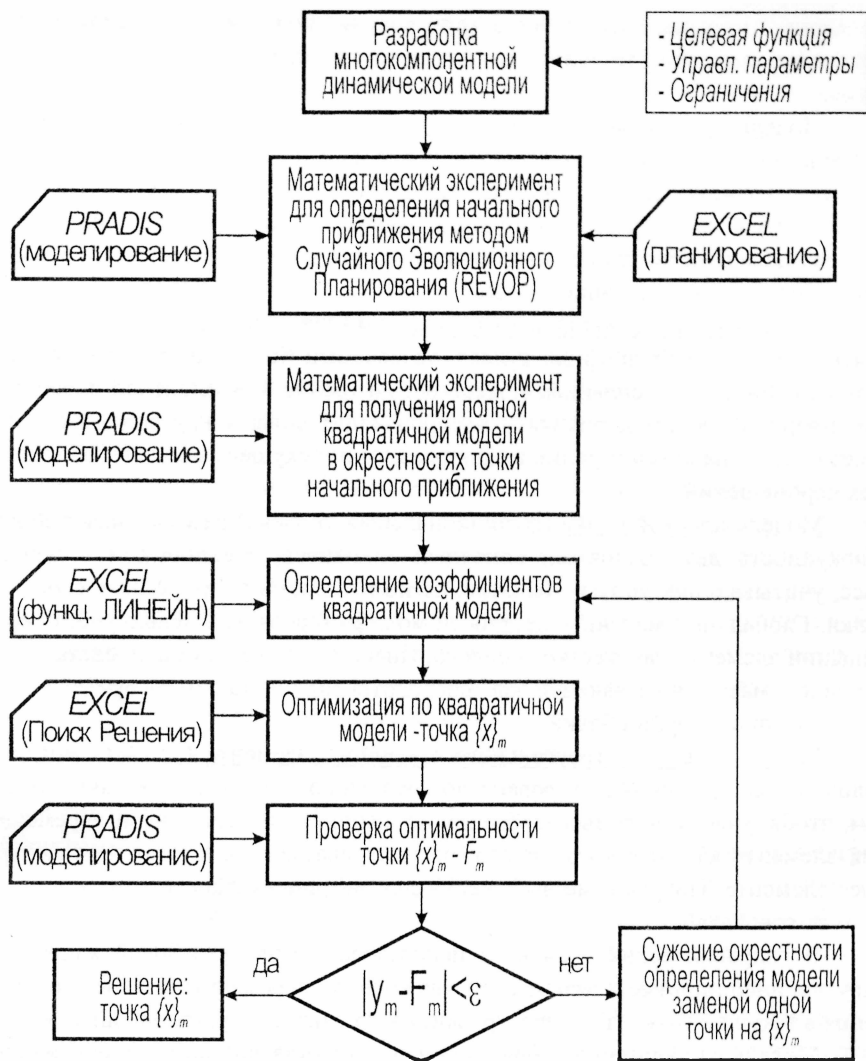


Рис. 2. Методика поиска проектного решения при функциональном проектировании КШО по динамическим нагрузкам технологического цикла

В главе приведены математические зависимости, положенные в основу математических моделей некоторых элементов различных уровней сложности.

Модель сухого трения (базовый уровень) воспроизводит зависимость между нормальными и тангенциальными смещениями трущихся поверхностей по закону Амонтона-Кулона на стадии трения скольжения, с учетом малых обратимых смещений трущихся тел в плоскости скольжения на стадии трения покоя.

Модель направляющих скольжения на плоскости (функциональный уровень) позволяет воспроизвести поведение направляющего и направляемого (ползуна) элемента при взаимном перемещении и повороте с учетом зазоров и жесткости контакта. В модели принята линейная аппроксимация эпюры контактных давлений по длине направляющих, трение – в соответствии с моделью сухого трения, описанной выше.

Модель кулака с роликовым толкателем (специализированный уровень) учитывает реальный профиль кулака, задаваемый базовыми точками и описанный кубическими сплайнами, жесткость и трение на контактной поверхности, инерцию кулака и ролика и воспроизводит силы и крутящие моменты действующие на кулак и ролик в зависимости от текущего значения обобщенных перемещений.

Модель плоской балки (функциональный уровень) рассматривает ее как совокупность двух балочных конечных элементов, соединенных в центре масс, учитывающих упругие (сжатие, изгиб и сдвиг) и инерционные свойства балки. Глобальные матрицы жесткости модифицированы с целью учета перемещений элемента как жесткого целого. Инерционные свойства представлены матрицей масс, учитывающей как сосредоточенную, так и распределенную составляющие инерции балки.

Модель упругого треугольного конечного элемента (уровень моделей сплошной среды) модифицирована по сравнению с известными, таким образом, чтобы учесть не только деформационные перемещения, но и перемещения элемента как жесткого целого, рассматриваемого как движение центра масс элемента. Полученные выражения для матриц жесткости и масс учитывают это свойство.

В гидравлических элементах использована модель рабочей жидкости, упругие, инерционные и вязкие свойства которой переменны и зависят от давления в текущей точке. Температура жидкости считается установившейся.

Модель гидроцилиндра (функциональный уровень), описанная как один из примеров гидравлических моделей, учитывает инерционные и упругие свойства жидкости в полостях цилиндра, упругие и инерционные свойства корпуса цилиндра, инерционные свойства поршня, ограничение хода поршня упором в крышки цилиндров, трение и утечки в уплотнениях.

Третья глава посвящена анализу работоспособности конструкций ряда представителей основных классов КШО.

Проанализированы динамические процессы, происходящие в системе пневмоуправления и главном исполнительном механизме однокривошипного прессы простого действия номинальной технологической силой 10МН модели КГ2040 производства Воронежского АО "Тяжмехпресс". Пресс предназначен для разделительных операций толстолистого материала. Динамическая модель прессы представлена совокупностью 8 фрагментов, каждый из которых отражает свойства определенной части машины.

Фрагмент Привод - воспроизводит свойства механической характеристики электродвигателя по формуле Клосса, инерцию ротора, инерционные, упругие и диссипативные свойства клиноременной передачи, жесткость приемного вала на кручение.

Фрагмент Пневмосистема – воспроизводит свойства пневмосистемы с учетом изменения давления в ресивере, потерь давления в трубопроводах подсоединения к муфте и тормозу, местных сопротивлений в фильтрах, коленах, входах и т.п., местных сопротивлений и изменения направления потока воздуха при включении и отключении управляющих клапанов. Перемещение поршней пневмоцилиндров муфты и тормоза учитывает переменность давления в полостях, трение в уплотнениях и упругие свойства возвратных пружин. Воздух - идеальный газ, теплообмен с окружающей средой - адиабатический в местных сопротивлениях и изотермический в трубопроводах.

Фрагмент Зубчатый редуктор - воспроизводит упругие, инерционные и диссипативные свойства зубчатых передач 1 и 2 ступени с учетом зазоров и упругие свойства валов на кручение. Модель Станины - воспроизводит упругие и инерционные свойства частей станины (траверса, стойки, стол) в вертикальном направлении, и соединение с фундаментом.

Модель Главного исполнительного механизма и Шатуна представляет собой совокупность подсистем: конечно-элементной модели шатуна; модели контактных взаимодействий конечно-элементной области с перемещающимися в плоскости чертежа опорными поверхностями осей верхней и нижней головки; абсолютно-жесткого ползуна с податливыми направляющими. Конечно-элементная модель шатуна состоит из двух частей - собственно шатуна и крышки, стянутых между собой стяжными болтами. Контакт между крышкой и шатуном воспроизводится с помощью специальных контактных элементов и может размыкаться в зависимости от взаимного перемещения контактирующих узлов. Тело шатуна и крышки представлено совокупностью плоских треугольных конечных элементов, учитывающих упругие и инерционные свойства среды. Ползун считали абсолютно жестким телом, масса и момент инерции которого сосредоточены в центре масс. Ползун имеет возможность переме-

щаться и вращаться в плоскости чертежа, контактируя с направляющими. Модель направляющих учитывает податливость контакта между ползуном и направляющими, зазор и трение на контактных поверхностях. Контакт моделируется для общего случая взаимодействия по части контактной поверхности. Технологическая сила аппроксимирована кусочно-линейным графиком «сила-перемещение». Взаимодействие шатуна и оси рассматриваем как совокупность взаимодействий узлов КЭ с контактным слоем оси. Диаметр оси меньше диаметра внутренней поверхности шатуна, что предопределяет наличие зазора между взаимодействующими элементами.

Всего динамическая модель пресса имеет 532 степени свободы.

В результате анализа полученной тахограммы работы пресса выявлено, что проскальзывание рабочих поверхностей муфты происходит как в момент включения, так и после срыва технологической нагрузки, что является следствием возникновения крутящего момента обратного знака от силы отдачи на ползуне. Подобное проскальзывание происходит во время каждого рабочего хода и отрицательно влияет на износ фрикционных дисков, что не учитывается в современных методиках расчетов.

В процессе моделирования выявлено, что в момент разделения заготовки ползун начинает ускоренно перемещаться вниз, происходит пересопряжение зазоров в головках шатуна, после чего шатун подвергается растяжению инерционными силами. Амплитудное значение динамического отклонения перемещения ползуна от кинематической кривой составляет 2 мм, максимальная величина растягивающей силы в теле шатуна (упругая отдача) составляет 37,3% от сжимающей нагрузки. Максимальная величина растягивающей нагрузки в болтах в 1,56 раза больше статической силы затяжки. Было выявлено, что контактная поверхность между крышкой шатуна и самим шатуном при упругой отдаче частично раскрывается около оси. Максимальная величина раскрытия стыка достигает 0,4 мм.

Определено распределение динамических контактных давлений по окружности большой и малой головок шатуна во время рабочего хода и срыва технологической нагрузки. Максимальные давления на фазе упругой отдачи составляют 14,98 МПа в большой и 48,6 МПа в малой головках шатуна. Также определены эпюры распределения динамических напряжений в теле шатуна на различных фазах процесса разгрузки (рис. 3), которые в дальнейшем использованы для оптимизации размеров шатуна.

Целью динамического расчета радиально-обжимной машины К03.9.32.03 холодного обжатия номинальной технологической силой 1,6 МН производства Рязанского АООТ "Тяжпрессмаш" было определение характера влияния конструктивных особенностей и технологического нагружения на нагрузки в механизме. Обобщенная динамическая модель машины выполнена в

виде 9 фрагментов и всего насчитывает 143 степени свободы. В модели учтены свойства приводного двигателя по формуле Клосса, упругие, кинематические, инерционные и диссипативные свойства ременной и зубчатых передач механизма синхронизации с зазорами; упругие, инерционные и кинематические свойства рычагов всех четырех исполнительных механизмов и механизмов сближения бойков; упругие, диссипативные свойства и зазоры в подшипниках скольжения; трение и контактные силы направляющих ползуна.

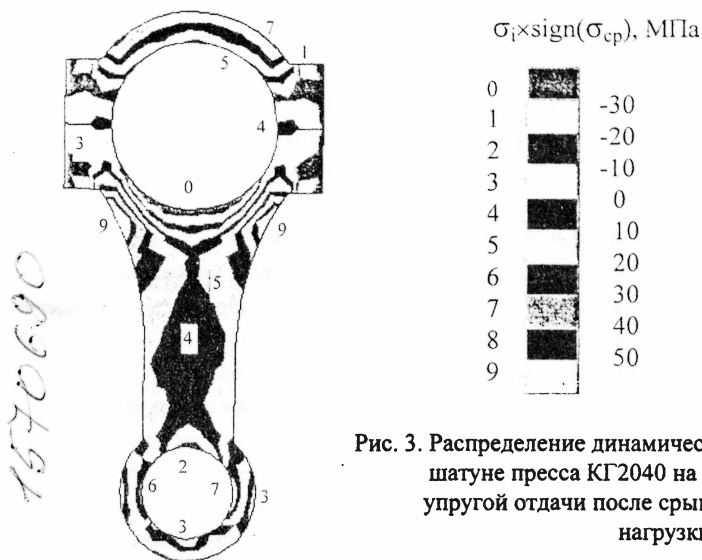


Рис. 3. Распределение динамических напряжений в шатуне пресса КГ2040 на первом максимуме упругой отдачи после срыва технологической нагрузки

Показано, что асимметрия кинематических и силовых характеристик ковочных механизмов в максимальной степени зависит от податливости механизма сближения бойков и зазора в опоре его буксы. Следствием асимметрии и зазоров в кинематических цепях является неодновременность момента начала деформирования детали каждым из механизмов, что приводит к тяжелым условиям работы шестерен механизма синхронизации и ковочных валов, нагрузка которых в 1,5 ... 3,5 больше значений, полученном при статическом расчете. Расчет динамических значений средних давлений и показателей нагрузочной способности в подшипниках скольжения выявил, что в наиболее тяжелых условиях работает шарнир сочленения эксцентрик-круговой шатун, расчетные показатели в котором превышают допустимые значения, приведенные в технической литературе.

Выполнен анализ динамики горячештамповочного автомата модели А0339 номинальной силой 8МН производства Рязанского АОТ "Тяжпрес-

смаз". Основной целью моделирования было выяснение механизма формирования точности детали при различных вариантах нагружения машины. Точность штамповки оценивали по отклонению траектории движения ползуна от прямолинейной в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Полная динамическая модель имеет 105 степеней свободы. В модели учтены: инерция основного ползуна и возможность его перемещения вдоль и вращения вокруг пространственных координатных осей; трение, контактная жесткость и возможность перекоса ползуна раздельно в основных и дополнительных направляющих в двух координатных плоскостях; упругие, инерционные и кинематические свойства шатуна, хобота, коленчатого вала в трехмерном пространстве; упругие, кинематические, инерционные и диссипативные свойства ременной и зубчатых передач привода с зазорами; упругие, диссипативные свойства и зазоры в подшипниках скольжения; механическая характеристика электродвигателя.

С целью наиболее точного определения графиков технологической нагрузки на ползуне автомата по позициям штамповки был выполнен расчет технологических процессов штамповки методом конечных элементов для трех типов деталей, предполагаемых к изготовлению на данной машине. (Моделирование выполнено с использованием программы FORM2D, разработчик – АО "Квантор-Софт"). Каждый из технологических процессов отличался величиной хода деформирования и распределением деформирующих сил по позициям штамповки.

В результате моделирования были выявлены следующие новые факты.

Для технологических процессов горячей штамповки с большим ходом и монотонным возрастанием суммарного крутящего момента от сил деформирования в горизонтальной плоскости характерно устойчивое положение ползуна на окончательных операциях, что обеспечивает точность перемещения 0.21 мм в горизонтальной и 0.26 мм в вертикальной плоскостях. При немонотонном характере изменения крутящего момента, когда технологический процесс спроектирован таким образом, что максимум силы перемещается с одной позиции на другую, находящуюся с противоположной стороны от оси симметрии ползуна, устойчивость ползуна уменьшается, что приводит к уменьшению точности в горизонтальной плоскости до 0.275 мм. При выполнении автоматом операций с коротким ходом деформирования, что характерно при его использовании для поковок малых размеров или для холодной штамповки, процесс движения ползуна в поле зазоров имеет очень динамичный характер. В этом случае ползун не занимает устойчивого положения на всем протяжении хода деформирования, его движение представляет собой постоянное соударение то с правыми, то с левыми направляющими. Максимальное отклоне-

ние ползуна от прямолинейной траектории в этом случае составило 0,458 мм в горизонтальной и 0,273 мм в вертикальной плоскости.

Анализ влияния различных конструктивных параметров автомата на точность штамповки показал, что первостепенное влияние оказывают зазоры в основных направляющих, в то время как степень влияния зазоров в дополнительных направляющих в 3 раза меньше. Изменение длины и ширины направляющих в допустимых пределах не оказывает значительного влияния на точность. Увеличение горизонтального расстояния между основными и дополнительными направляющими позволяет несколько повысить (до 20%) точность движения ползуна.

Выполнено моделирование гидравлического пресса для прессования керамической плитки номинальной технологической силой 2.5МН модели 043228.02 (ПГКП250), проект которого разработан КБ Коломенского завода тяжелых станков. Целью анализа динамических процессов в механической и гидравлической системах пресса было выявление резервов производительности в рамках разработанной конструкции.

В соответствии с разработанной и представленной в главе 2 методикой было выделено 6 фрагментов, воспроизводящих свойства различных конструктивно законченных узлов машины, гидросистемы и системы логического управления командоаппаратами. Общая модель пресса имеет 97 степеней свободы и воспроизводит реальную работу пресса.

Воспроизведены свойства всех пяти гидравлических цилиндров пресса, мультипликатора, гидромотора механизма загрузки. Учтены упругие, инерционные и вязкие (турбулентное течение) свойства жидкости в трубопроводах; потери и процесс переключения 11-ти управляемых клапанов, местные потери с учетом направления движения жидкости в 4-х обратных клапанах, переменность давления и объема жидкости в аккумуляторах, механическая характеристика электродвигателей привода, объемные и механические потери в насосах гидропривода, гидравлические потери при срабатывании предохранительных клапанов и редукционного клапана. Учтены упругие и инерционные свойства деталей станины пресса. Модель системы управления, выполненная на основе логических элементов, позволила полностью смоделировать работу машины согласно заданной циклограмме.

При моделировании выявлено, что лимитирующим фактором повышения производительности машины являются колебательные процессы в трубопроводах низкого давления. В исходной гидросистеме применены одинаковые трубопроводы как в гидролиниях высокого, так и низкого давлений, в то время как расход жидкости в трубопроводах низкого давления существенно больше. Предложенные конструктивные изменения позволили снизить минимальный рабочий цикл с 3,7 до 3,2 с. Показана возможность появления кави-

тационных процессов в гидромоторе механизма загрузки, что связано с большой инерционностью перемещаемых масс и перекрытием всасывающей магистрали при торможении. Предложены изменения в гидросхеме, исключаяющие это явление. Моделирование показало, что достижение паспортной величины силы деформирования требует увеличения на 56% объема жидкости в аккумуляторах высокого давления.

Выполнен анализ динамики винтового пресса с дугостаторным приводом модели Ф1734 производства Чимкентского завода прессов автоматов. Модель создана на уровне систем с сосредоточенными параметрами и имеет 16 степеней свободы. Выявлено заметное отставание по фазе и существенно колебательный характер изменения нагрузки в станине по сравнению с изменением технологической силы. Скорость ползуна во время технологического нагружения уменьшается немонотонно, при этом колебания скорости ползуна во многом определяют периоды колебаний сил и крутящих моментов в винте. Получено, что при холодных ударах и чеканочных операциях промежуточные амплитуды нагрузки достигают 60% от максимальных. Это необходимо учитывать при расчете винта на долговечность.

Проведен анализ соударения рабочих частей шаботного штамповочного молота модели M2147 номинальной энергией удара 127 кДж и массой падающих частей 5000 кг. Расчетная схема молота приведена на рис.4. Общая динамическая модель молота имеет 508 степеней свободы и состоит из трех основных фрагментов – Шток, Баба, Шабот, выполненных на уровне систем с распределенными параметрами. Также учтены упругие свойства подшаботной прокладки, упругопластический контакт штампа с шаботом и бабой, эксцентричное технологическое нагружение в виде графика "сила-перемещение". Баба и шабот представлены совокупностью плоских треугольных конечных элементов (10 рядов по 20 элементов для бабы и шабота). Узлы, расположенные на боковых

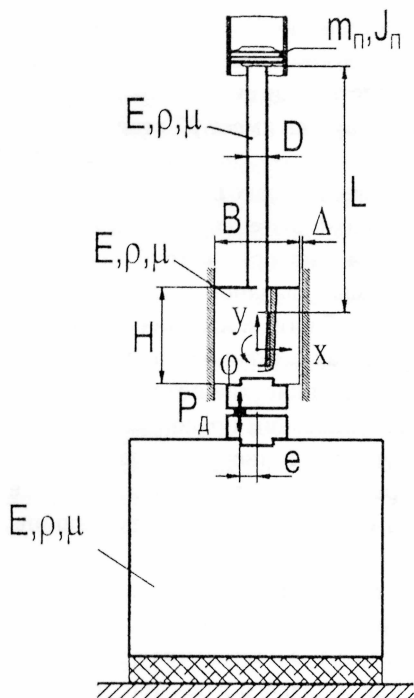


Рис.4. Расчетная схема соударения частей штамповочного молота

поверхностях бабы, специальными контактными элементами связаны с направляющими и учитывают их контактную жесткость и трение при скольжении и покое. Шток по высоте разделен на 10 участков балочными конечно-элементными моделями, воспроизводящими перемещения, деформации и инерционные свойства участков в продольном и поперечном направлениях. Поршень считали сосредоточенным инерционным элементом, способным перемещаться и вращаться во фронтальной плоскости и контактировать с цилиндром.

Результаты моделирования показали, что продольные напряжения в штоке молота при центральных ударах растут с уменьшением от его диаметра, особенно интенсивно при малых его значениях. Такой характер сохраняется и при эксцентричных ударах, причем с ростом эксцентриситета значения осевых напряжений несколько уменьшаются, что можно объяснить дополнительными затратами энергии на поворот бабы. Характерным является снижение изгибающих напряжений в среднем на 10% при уменьшении диаметра штока с 0,3 до 0,1 м в широком диапазоне варьирования эксцентриситетом удара. При увеличении диаметра штока с 0,3 до 0,35 м изгибающие напряжения практически не увеличиваются, а при отрицательных эксцентриситетах даже несколько уменьшаются. Изменение суммарных напряжений носит немонотонный характер с максимумом в области используемых в настоящее время диаметров штоков.

Выполнен анализ энергетических затрат в механической системе молота с использованием описанной выше 2D модели с распределенными параметрами. Варьировали параметрами поковки с целью получения различной работы пластической деформации. Энергетический баланс в момент окончания удара показывает, что с увеличением жесткости удара в наибольшей степени растут потери, связанные с остаточной энергией падающих частей и рассеянием энергии.

Анализировалось влияние соотношения масс рабочих частей молота на к.п.д. удара в сравнении с классической теорией удара. Анализ полученных результатов показывает, что для жестких ударов в окончательных ручьях расчет к.п.д. по классической теории удара дает завышенные на 20...50% результаты, по сравнению с моделированием волновых процессов. Как показали результаты моделирования, снижение соотношения соударяющихся масс с 20 до 15 при штамповке одной и той же поковки дает для жестких ударов снижение к.п.д. всего на 1%.

Целью анализа динамики грейферных подач серии ПГ Воронежского АО "Тяжмехпресс" было выявление резервов повышения производительности подачи и улучшения точности позиционирования. Поддачи предназначены для автоматизации горячештамповочных прессов. Исполнительный орган подачи

– грейферная линейка осуществляет трехкоординатное перемещение. Особенностью конструкции подач этого типа является выполнение вертикального и поперечного движений от одного кулака. Переход от одного движения к другому осуществляется посредством специальных упоров. В конструкции присутствуют два одинаковых механизма смыкания-подъема, связанные между собой механизмом синхронизации, вал которого работает на кручение.

Динамическая модель подачи насчитывает 144 степени свободы и учитывает упругие и инерционные свойства всех рычагов механизма, как отдельных звеньев, а также профили кулаков с учетом реальных зазоров в кулачковом механизме, выявленных при заводских испытаниях. Модель позволяет воспроизвести как кинематические перемещения звеньев, так и динамические отклонения.

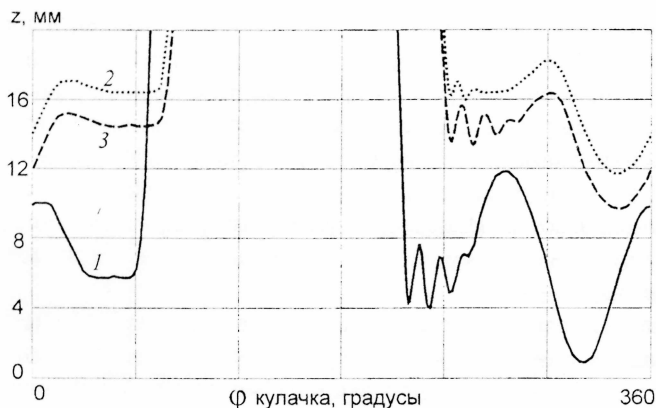


Рис.5. Вертикальные колебания линеек вблизи крайнего нижнего положения.

1 – исходный вариант 18 х/мин, 2 – модернизированный вариант 18 х/мин,
3 – модернизированный вариант 25 х/мин

В результате динамического анализа установлено, что имеют место динамические колебания траектории движения линеек по сравнению с кинематически заданной кривой с амплитудами: для поперечных перемещений – 0,14 ... 0,46 мм, для вертикальных – 1,2 ... 1,75 мм, продольных – 0,4 мм. Выявлено, что такое явление обусловлено двумя причинами – наличием податливого механизма синхронизации, не позволяющего произвести точную настройку механизма без удара по упорам в момент смены движения и наличием зазоров в кулачковом механизме, что подтверждается многократным ударным пересопряжением зазоров между кулаком и ведущим и замыкающим роликами. Это позволило конструкторам произвести модернизацию подачи путем увеличения жесткости вала синхронизации, перехода от кинематического к силовому замыканию кулачкового механизма и изменению циклограммы ра-

боты подачи. В результате амплитуда вертикальных колебаний снизилась в 3,6 раза, а значения пиковых ускорений по всем координатам - в 1,6 ... 4,2 раза. Однако полностью избежать ударов по упорам в момент смены характера движения не удалось (рис.5), что позволило сделать вывод о целесообразности перехода к другой конструктивной схеме, когда каждое движение осуществляется от своего кулака, а механизм синхронизации имеет повышенную жесткость.

Постановка задачи моделирования механизма продольного перемещения заготовок холодноштамповочного автомата модели А09035 производства Рязанского АОТ "Тяжпрессмаш" объяснялась неточностями в позиционировании заготовок на последней и предпоследней позициях штамповки при максимальной быстроходности автомата. Созданная динамическая модель имеет 56 степеней свободы и учитывает упругие, кинематические и инерционные свойства всех рычагов, зубчатой передачи, шарниров и направляющих в конструкции подачи. Кулачковый механизм воспроизведен рабочим профилем по базовым точкам с учетом возможных ошибок изготовления. В результате выявлено, что закон профилирования кулака механизма продольного перемещения автомата не обеспечивает оптимального закона ускорений на рейфферной линейке переноса, что приводит к появлению значительных пиковых ускорений (до 20-60 м/с²) в моменты пересопряжения зазоров в механизме, что может вызывать потерю ориентации заготовки в процессе переноса по позициям штамповки.

Четвертая глава посвящена анализу достоверности созданных математических моделей и обоснованности их применения при функциональном проектировании КШО. Оценка достоверности моделей элементной базы выполнена расчетным экспериментом, а достоверность их совокупности (моделей отдельных машин и механизмов в целом) – натурным экспериментом. Предложена методика анализа достоверности моделей элементной базы, заключающаяся в подборе такой совокупности тестов, которая в максимальной степени отражает все возможные случаи использования модели на практике и, в то же время, допускала возможность нахождения аналитических решений и их сравнение с результатами моделирования. Приведены примеры анализа достоверности наиболее сложных моделей – плоской балки и упругого плоского треугольного конечного элемента. Для каждой модели проверялась точность воспроизведения инерционных свойств, с помощью теста "физический маятник", а также точность воспроизведения упруго-инерционных свойств в продольном и поперечном направлениях с помощью теста, воспроизводящего мгновенное приложение силы к одному из узлов. Результаты сравнения известных аналитических решений для этих случаев и результатов моделирования показали высокое (отклонение меньше 1%) совпадение.

Выполнено экспериментальное сравнение динамических нагрузок в винте винтового пресса Ф1730А с расчетами по модели, описанной в главе 3. В качестве технологического нагружения использовали осадку низких образцов, а также холодный удар штампов без поковки. Регистрацию силовых параметров производили путем тензометрирования с последующим усилением сигнала тензометрическим усилителем 8ФНЧ-7М с записью результатов на светолучевом осциллографе Н115. Сравнение результатов расчета и экспериментальных данных показывает, что расчетные кривые качественно хорошо отражают реальный процесс. Ошибка в определении длительности основных этапов нагружения не превышала 12%, а отклонения максимальных значений действующих нагрузок – 15%. Расчет хорошо воспроизводит основные частоты процесса, в то же время колебания нагрузок, как показал эксперимент, затухают быстрее.

Для комплексной проверки адекватности моделей при сложном пространственном перемещении исполнительных органов механизма в сочетании с наложенными упругими колебаниями были использованы результаты приемосдаточных испытаний грейферной подачи ПГ25, выполненных на Воронежском АО "Тяжмехпресс". Регистрацию показаний датчиков осуществляли с помощью восьмиканального тензоусилителя 9012А фирмы Hottinger, запись и первоначальную обработку результатов – на ПК Macintosh Iіci с последующей обработкой на IBM совместимом персональном компьютере. Сравнение результатов эксперимента с моделированием по динамической модели, описанной в главе 3, показали, что модель хорошо качественно и количественно воспроизводит максимальные перемещения, фазовые и цикловые углы работы механизма: точность воспроизведения цикловых углов – 98%, максимальных перемещений – от 98.1% (для поперечного) до 99.8% (для продольного). Ошибка воспроизведения максимальных амплитуд колебаний – поперечных – 0.5 мм (53%), вертикальных – 0.12 мм (7%). Значительное различие в амплитудах поперечных колебаний линейки объясняется неопределенностью в настройке подачи между расчетом и экспериментом. Величина колебаний в существенной мере зависит от настройки касания упоров в момент перехода от смыкания к подъему. Настройка упоров в эксперименте производилась вручную и не поддавалась точному анализу, в расчете же применяли "идеальную кинематическую настройку", которая приводит к ударам по упорам в динамическом исследовании.

Пятая глава посвящена использованию разработанных методик при функциональном проектировании кузнечно-штамповочного оборудования.

В качестве примера использования методики поиска проектного решения, приведенной в главе 1, выполнена оптимизация размеров шатуна кривошипного вырубного пресса модели КГ2040 по критерию минимума силы уп-

ругой отдачи. В результате удалось снизить коэффициент отдачи на 25% при варьировании всеми независимыми размерами шатуна (задача проектирования) и на 5%, при варьировании размерами, не влияющими на сопряжение шатуна с остальной конструкцией пресса (задача модернизации).

Предложена методика анализа долговечности деталей кузнечно-штамповочных машин, основанная на параметрическом задании обобщенного блока нагружения машины, получении нагрузок в опасных сечениях исследуемой машины путем математического эксперимента с ее моделью, обработки данных эксперимента методом полных циклов и применении скорректированной линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений в сочетании со стандартными вероятностными методами расчета на усталость. Разработанная методика применена к расчету долговечности винтов винтовых прессов и штоков шаботных штамповочных молотов.

Выполнен расчет долговечности винта винтового пресса Ф1734. В расчете варьировали параметрами блока нагружения – долей ударов, выполняющихся с номинальной энергией и долей чеканочных операций в общем блоке нагружения. Считали, что 1% всех ударов – холодные удары штампов. Получена графическая зависимость между медианной долговечностью и параметрами блока нагружения, позволяющая обоснованно выбрать технологическую программу штамповки на прессе, обеспечивающую его нормативную долговечность.

Для оценки коэффициента концентрации нагрузки в винтовом рабочем механизме выполнен анализ распределения нагрузки по виткам резьбы с учетом износа гайки и неточности изготовления. Для решения задачи винтовой рабочий механизм разбит на участки, соответствующие различным размерам внешнего контура гайки. Для каждого участка составлено уравнение совместности деформаций, которое решено по участкам операторным методом. Результаты анализа полученных формул применительно к размерам и характеру нагрузки винтовых рабочих механизмов пресса Ф1734 и специализированного винтового пресса номинальной силой 25МН производства Воронежского АО "Тяжмехпресс" показало, что в исходном состоянии нагрузка на витки винтового рабочего механизма распределена крайне неравномерно. Коэффициент концентрации нагрузки колеблется в пределах 2,5 ... 4 раза. При этом ошибки изготовления дополнительно до 50% увеличивают коэффициент неравномерности. Показано, что приработка гайки происходит за довольно короткое время, составляющее около 5% общего нормативного времени работы пресса до капитального ремонта. В связи с этим расчет на прочность винтового рабочего механизма следует производить исходя из начальной неравномерности нагрузки, а расчет на долговечность – исходя из равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы.

Выполнен анализ долговечности штока штамповочного молота. Предложена методика определения обобщенного блока нагружения штамповочного молота для расчета долговечности его штока, позволяющая провести сравнительный анализ долговечности различных штоков молотов. Методика предполагает построение непрерывного распределения силы ударов по нормальному закону в зависимости от двух параметров – средней относительной силы (отношение силы деформирования к максимальной силе при «холодном ударе») и относительного количества эксцентричных ударов в блоке. Полученное непрерывное распределение заменяем ступенчатым с выделением 15-ти ступеней.

Расчеты показали, что долговечность штока L падает медленнее, чем растет средняя сила штамповки: $L \sim p^{-\alpha}$, где $\alpha = 2 \dots 3$. Для молота M2147 проведено исследование зависимости медианной долговечности штока от его диаметра. Полученные результаты свидетельствуют, что зависимость долговечности штока от его диаметра нелинейна и немонотонна, причем немонотонность и нелинейность растут с ростом доли эксцентричных ударов. Долговечность резко падает в области малых диаметров штоков (<150 мм). В дальнейшем долговечность с ростом диаметра повышается, однако в области диаметров около 200 мм наблюдается некоторое снижение долговечности на 15 ... 25% с дальнейшим монотонным ее повышением. Характерно, что зона снижения долговечности совпадает с величиной диаметра штока реального молота. Таким образом, уменьшив диаметр штока до 160 мм, или увеличив его до 250 мм можно повысить долговечность штока в среднем на 20%. Полученные результаты дают объяснения противоречивым рекомендациям, которые дают различные исследователи по выбору диаметров штоков молотов.

Предложена методика профилирования кулаков средств автоматизации КШО. Используемые в настоящий момент методики профилирования основаны на задании закона движения на выходном звене кулачкового механизма – ролике, коромысле или толкателе. В дальнейшем этот закон существенно преобразуется за счет передаточного механизма и на исполнительном звене (грейферной линейке) получается искаженным. Пример искажения исходного закона показан при моделировании динамики механизма продольного перемещения захватных органов холодноштамповочного автомата.

Нами предлагается методика, основанная на моделировании обращенного движения всего механизма. В этом случае можно выбрать и непосредственно задать необходимый закон перемещения исполнительного звена, сделав его из ведомого – ведущим. Моделирование позволит воспроизвести траекторию движения выходного органа кулачкового механизма (например, оси ролика), соответствующую необходимому закону движения исполнительного звена. Знание траектории движения ролика позволяет легко определить сначала тео-

ретический, а затем и рабочий профиль кулаков. Для реализации методики созданы модели, воспроизводящие законы перемещений, модели, позволяющие определять теоретический профиль кулака по текущим значениям координат оси ролика. Также создана постпроцессорная программа, позволяющая преобразовать теоретический профиль кулака в рабочий, рассчитать радиусы кривизны и углы давления, начальные углы разворота кулаков и вывести профиль кулака в форме, удобной для использования в программах подготовки данных для станков с ЧПУ.

Методика применена для профилирования кулака продольного перемещения холодноштамповочного автомата АО9035, что позволило сократить амплитудные значения ускорений исполнительного органа больше чем в 2 раза.

Спрофилированы кулаки грейферной подачи модели ПГА270, в которой движение грейферной линейки по всем трем координатам осуществляется при одновременном влиянии профилей трех кулачков. Проверку результатов профилирования осуществили путем моделирования полной модели механизма подачи. Модель имела 165 степеней свободы. Результаты расчета свидетельствуют о стабильной работе подачи с частотой 25 х/мин. Циклограмма работы подачи, обеспечиваемая созданным профилем соблюдается с большой точностью. Колебания захватных органов составляют 0,3 мм для механизма смыкания, 0,05 мм для механизма перемещения и 0,02 мм для механизма подъема, что значительно меньше, чем в модернизированном варианте подачи ПГ25.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработанный метод функционального проектирования кузнечно-штамповочного оборудования по динамическим нагрузкам технологического цикла дает возможность с единых позиций осуществлять анализ работоспособности основных классов кузнечно-штамповочного оборудования.
2. Разработанная концепция многоуровневого подхода к топологическому моделированию кузнечно-штамповочного оборудования позволяет обоснованно выбирать уровень сложности воспроизведения свойств при моделировании технологического оборудования и средств автоматизации в зависимости от стадии проектирования.
3. Разработанная методика поиска проектного решения при функциональном проектировании кузнечно-штамповочного оборудования по динамическим нагрузкам технологического цикла обеспечивает определение оптимальных значений параметров конструкции на основе математических экспериментов с многокомпонентной динамической моделью.

4. Проверка точности воспроизведения отображаемых моделями свойств аналитическими методами показала высокую качественную и количественную точность моделей во всем диапазоне моделирования.
5. Экспериментальная проверка адекватности отображения свойств группы моделей элементной базы при моделировании динамических явлений в конструкциях винтового пресса Ф1730А и грейферной подачи ПГ25 выявила хорошую качественную и удовлетворительную количественную сходимость между экспериментальными и расчетными значениями.
6. В результате анализа работоспособности конструкций основных классов кузнечно-штамповочного оборудования получены следующие новые результаты и рекомендации:
 - * Определены динамические значения напряжений в теле шатуна и давлений в его головках при срыве технологической нагрузки в разделительных операциях обработки давлением в вырубном прессе модели КГ2040 конструкции Воронежского АО "Тяжмехпресс". Установлены зоны максимальных напряжений в теле шатуна в момент разгрузки.
 - * Асимметрия кинематических и силовых характеристик ковочных механизмов РОМ К03 9.32.03 конструкции Рязанского АО "Тяжпрессмаш" в максимальной степени зависит от податливости механизма сближения бойков и зазора в опоре его буксы. Неодновременность начала деформирования детали каждым из механизмов приводит к тяжелым условиям работы шестерен механизма синхронизации и ковочных валов, коэффициенты динамичности в которых достигают величин 1,5 ... 3,5.
 - * Для повышения точности штамповки на кривошипном горячештамповочном автомате АО339 конструкции Рязанского АО «Тяжпрессмаш» следует проектировать технологический процесс таким образом, чтобы результирующий крутящий момент в горизонтальной плоскости монотонно изменялся по ходу движения ползуна. Максимальное влияние на точность перемещения ползуна при короткоходовых операциях оказывают зазоры в основных направляющих. Уменьшение хода деформирования отрицательно сказывается на точности штамповки.
 - * Лимитирующим фактором повышения производительности гидравлического пресса модели 043228.02 (ПГКП250) конструкции КБ Коломенского завода тяжелых станков являются колебательные процессы в трубопроводах низкого давления. Предложенные конструктивные изменения позволили снизить минимальный технологический цикл с 3.7 до 3.2 с.
 - * Промежуточные амплитуды колебания нагрузки в винте винтовых прессов с дугостаторным приводом достигают 60% от максимального значения, что следует учитывать при расчете долговечности винта.

- * Осевые напряжения в штоке молота модели М2147 уменьшаются, а изгибные увеличиваются с увеличением диаметра штока. Изменение суммарных напряжений носит немонотонный характер с максимумом в области используемых в настоящее время диаметров штоков.
 - * Расчет к.п.д. удара по классической теории удара для жестких ударов шаботных молотов может давать ошибку в 20...50% по сравнению с моделированием по волновой теории.
 - * Наличие в конструкции подачи типа ПГ12, ПГ25 Воронежского АО "Тяжмехпресс" вала механизма синхронизации, делает принципиально невозможным добиться безударной работы механизма. Показано, что путем модернизации существующей конструкции можно снизить пиковые ускорения по всем координатам в 1,6 ... 4,2 раза. Для повышения производительности и надежности работы подачи следует перейти к конструкции, в которой каждое движение осуществляется от отдельного кулачка, а механизм синхронизации имеет повышенную жесткость.
 - * Закон профилирования кулака механизма продольного перемещения автомата А09035 производства Рязанского АО "Тяжпрессмаш" не обеспечивает оптимального закона ускорений на грейферной линейке переноса, что приводит к появлению значительных пиковых ускорений (до 20-60 м/с²) в моменты переброса зазоров в механизме, что может приводить к потере ориентации заготовки в процессе переноса по позициям штамповки.
7. Применение предложенной методики проектных расчетов для оптимизации размеров шатуна вырубного пресса по критерию минимизации силы отдачи позволило снизить коэффициент отдачи на 25% при варьировании всеми параметрами, определяющими форму шатуна и на 5% при варьировании параметрами, не влияющими на сопряженные размеры существующей конструкции пресса КГ2040.
 8. Предложена методика анализа долговечности деталей кузнечно-штамповочного оборудования, основанная на параметрическом задании обобщенного блока нагружения машины, получении нагрузок в опасных сечениях исследуемой машины путем математического эксперимента с его моделью, обработки данных эксперимента методом полных циклов и применении стандартных вероятностных методов расчета на усталость. При использовании методики для расчета долговечности штоков молотов и винтов винтовых прессов получены графические зависимости между медианной долговечностью и параметрами блока нагружения, позволяющие обоснованно выбрать технологическую программу штамповки.
 9. Показано, что в исходном состоянии нагрузка на витки винтового рабочего механизма распределена крайне неравномерно, с коэффициентом концен-

трации напряжений, равным 2,5 ... 4. Приработка гайки винтового рабочего механизма происходит за время, составляющее 5% от общего нормативного времени работы пресса. Расчет на прочность винтового рабочего механизма следует производить исходя из начальной неравномерности распределения нагрузки, а расчет на долговечность – исходя из равномерного распределения нагрузки по виткам.

10. Предложенная методика прямого профилирования кулачков средств автоматизации кузнечно-штамповочного оборудования, основанная на моделировании обращенного движения механизма, позволила осуществить профилирование кулачков с заранее заданным законом движения конечного исполнительного звена (грейферной линейки), в отличие от используемой до настоящего времени методики профилирования по закону движения промежуточного звена толкателя.
11. Результаты работы и предложенные методики использованы в практике проектирования кузнечно-штамповочного оборудования на Воронежском АО "Тяжмехпресс" и Рязанском АО "Тяжпрессмаш", а также в учебном процессе на кафедре «Технологии обработки давлением» МГТУ им. Н.Э.Баумана в курсах «Теория, моделирование и САПР кузнечно-штамповочного оборудования», «Информационные технологии в обработке давлением», в курсовом и дипломном проектировании.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Винтовые прессы для точной и малоотходной штамповки / Ю.А.Бочаров, Сафонов А.В., А.В.Власов и др. – М.: НИИМаш, 1981. – 115 с.
2. Власов В.И., Власов А.В. Автоматизация в кузнечно-штамповочном производстве. – М.: Машиностроение, 1982. – 40 с.
3. Складчиков Е.Н., Власов А.В., Курдюк С.А. Моделирование кузнечно-штамповочного и другого технологического оборудования средствами программного комплекса анализа динамических систем ПА6. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1990. – 86 с.
4. Сафонов А.В., Власов А.В., Ступников В.П. Энергетические и динамические расчеты кузнечно-штамповочных машин. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1996. – 84 с.
5. Бочаров Ю.А., Власов А.В. Влияние зазоров на динамику винтового пресса // Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана. – 1982. – №389. – С.3-12.
6. Бочаров Ю.А., Проскуряков Н.Е., Власов А.В. Экспериментальное исследование эксцентричного нагружения винтового пресса // Исследования в области инструментального производства и обработки металлов резанием. – Тула: ТулПИ, 1984. – С.152-156.
7. Власов А.В. Моделирование винтового рабочего механизма винтовых прессов // Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана. – 1985. – №441. – С.8-16.

8. Bocharov Y, Vlasov A, Babin N. Computer aided analysis of plastic-working process in interaction with forging equipment // Proceedings of 13th NAMRI. – Berkeley, 1985. – P.189-193.

9. Botcharow Y, Wlasow A. Rechnenunterstütztes Berechnen von Maschinenteilen einer Spindelpresse // Wt.-Zeitschrift für industrielle Fertigung. – 1986. – №2. – S.89-92.

10. Проскуряков Н.Е., Бочаров Ю.А., Власов А.В. Разработка обобщенной динамической модели винтового пресса с муфтовым приводом // Исследования в области пластичности и обработки металлов давлением. – Тула: ТулПИ, 1986. – С.130-136.

11. Власов А.В., Проскуряков Н.Е. Оптимальное проектирование винтового рабочего механизма с учетом погрешностей изготовления и износа / Тул.политехн.ин-т. – Тула, 1986. – 14 с. (Деп. ВНИИТЭМР 14.04.1986 г., №155мш.)

12. Использование программного комплекса анализа динамических систем ПАБ для моделирования работы кривошипных прессов / Е.Н.Складчиков, В.И.Балаганский, А.В.Власов и др. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1988. – №4. – С.19-21.

13. Программное обеспечение анализа динамических процессов в механических системах / А.В.Власов, В.А.Мартынюк, Е.Н.Складчиков и др. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1991. – №3. – С.74-84.

14. Sladchikov E, Vlasov A., Mezentsev A. Advanced attitude to the dynamic simulation as a stage in CAD of forging equipment // Proceedings of the International Conference on CAD of Machinery. – Beijing, 1991. – P.293-300

15. Ачкасов А.Т., Власов А.В. Совершенствование грейферных подач с использованием математического моделирования // Кузнечно-штамповочное производство. – 1993. – №8. – С.17-19.

16. Власов А.В., Курдюк С.А., Шмелев Е.Н. Использование программного комплекса PRADIS для моделирования технологических комплексов обработки давлением // Оборудование и процессы обработки давлением. – М.: ГНПП «Темп», 1995. – С.31-38.

17. Моделирование рабочего цикла радиально-обжимной машины / А.В.Власов, С.Б.Арюлин, Н.П.Петров и др. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1995. – №3. – С.81-84.

18. Власов А.В. Математическое обеспечение динамических расчетов средств автоматизации кузнечно-штамповочного оборудования // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1996. – №3. – С.63-70.

19. Власов А.В. Функциональное проектирование механизмов кузнечно-штамповочного оборудования // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1996. – №2. – С.109-120.

20. Власов А.В. Программное обеспечение моделирования рабочего цикла гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1996. – №7. – С.23-26.

21. Власов А.В. Анализ динамических явлений в механизмах подач прессов и автоматов // Исследования в области теории, технологии и оборудования штамповочного производства. – Тула: ТулГТУ, 1996. – С.36-43.

22. Власов А.В. Моделирование сил трения в кинематических парах при динамических расчетах кузнечно-штамповочных машин и средств автоматизации // Технологические процессы и оборудование кузнечно-штамповочного производства. – М.: ГНПП «Темп», 1996. – С.31-38.

23. Власов А.В. К вопросу о расчете напряжений в штоке молота при штамповке // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1997. – №3. – С.94-104.

24. Власов А.В. Моделирование волновых процессов в рабочих частях кузнечных молотов // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1998. – №3. – С.68-78.

25. Власов А.В. Профилирование кулаков и анализ динамики кулачковых механизмов кузнечно-штамповочного оборудования // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1998. – №2. – С.10-19.

26. Власов А.В. Расчет напряжений и оценка долговечности штока штамповочного молота // Кузнечно-штамповочное производство. – 1998. – №12. – С.16-20.

27. Власов А.В., Езжев А.С. Конечно-элементная модель взаимодействия ударных масс шаботного молота при холодном ударе // Вопросы исследования прочности деталей машин. – М.: МГАПИ, 1998. – С.66-72.

28. Власов А.В. Методика профилирования кулаков кузнечно-штамповочного оборудования и средств автоматизации с помощью программного комплекса PRADIS // Исследования в области теории, технологии и оборудования обработки металлов давлением. – Орел-Тула: ОрелГТУ-ТулГУ, 1998. – С.13-18.

29. Власов А.В. Динамические нагрузки в шатуне кривошипного преса при выполнении разделительных операций // Ресурсосберегающие технологии, оборудование и автоматизация штамповочного производства: Тез. докл. межд. конф. – Тула, 1999. – С.57-58.

30. Власов А.В. Расчет динамических полей напряжений в шатуне кривошипного преса при разгрузке // Вестник МГТУ. Сер.Машиностроение. – 1999. – №3. – 83-93.

31. Власов А.В., Петров Н.П., Уваров А.Г. Математическая модель для анализа точности штамповки на горячештамповочном автомате // Вопросы исследования прочности деталей машин. – М.: МГАПИ, 2000. – С.50-56

32. Власов А.В. Расчет энергетических параметров удара штамповочных молотов методом конечных элементов // Кузнечно-штамповочное производство. – 2000. – №2. – С.31-35.