

Министерство образования и науки Российской Федерации



СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Сибирский государственный
индустриальный университет



Научно-образовательный
центр «МашиноСтроение»

Новокузнецкий институт (филиал)
Кемеровского государственного университета

Кузбасский научный центр Сибирского отделения Международной
Академии Наук Высшей школы

ООО «Горный инструмент»

ISSN 2309-8864

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ:

**Материалы Второй Международной
заочной научно-практической конференции**

№2

Новокузнецк, 2014

УДК 621.01 : 531.8 : 004.9

ББК 34.42

A22

A22 Автоматизированное проектирование в машиностроении: Материалы II международной заочной научно-практической конференции / НОЦ «МС». – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2014. – №2. – 212 с.

Представлены Материалы II международной заочной научно-практической конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении». Научно-практическая конференция посвящена обмену опытом и новыми научными достижениями в области автоматизированного проектирования в машиностроении и смежных проблем. Направления работы конференции: 1) Актуальные проблемы машиностроения; 2) Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств; 3) Математическое и компьютерное моделирование в области прикладной механики; 4) Вычислительная механика; 5) Автоматизированное проектирование механических систем; 6) Технология машиностроения; 7) Автоматизация производственных процессов в машиностроении.

Материалы могут быть полезными для научных и инженерно-технических работников, докторантов, аспирантов и студентов машиностроительного профиля.

Редакционная коллегия:

Жуков И.А. – главный редактор,

Дворников Л.Т. – заместитель главного редактора,

Андреева Я.А. – ответственный секретарь.

Полные тексты статей доступны на сайте <http://elibrary.ru>.

Сборник трудов имеет статус периодического издания (Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2014. – №2), включен в следующие базы данных цитирования: РИНЦ, Ulrich's International Periodicals Directory.

ISSN 2309-8864

© Авторы, 2014

© НОЦ «МС», 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Тимофеев Е.Г., Жуков И.А. К разработке специализированного программного обеспечения для анализа сложных форм бойков ударных механизмов	7
Степанов А.В. Геометрический анализ механизмов со сложным движением рабочих органов	12
Козелков О.А. Структурная модель технологического процесса в архиве прецедентов	18
Жукова Е.В., Кеплина К.В. Решение задач кинематики плоских механизмов с применением САПР T-Flex.....	20
Нейман Л.А., Нейман В.Ю., Терехов В.К. Конечно-элементное моделирование магнитного поля для расчета статических параметров линейных электромагнитных машин.....	26
Степанов А.В., Дмитриев В.В. О формировании топологии кинематических цепей при компьютерном синтезе структур механизмов..	31
Олещук В.А. Программный комплекс для автоматизации процесса выбора средств измерений параметров технологических процессов.....	43
Карнаухов И.С., Шемяков А.С., Радионова И.Н. Этапы развития экономики качества. Классификация затрат на качество.....	49
Попугаев М.Г. Моделирование пространственного смесительного механизма в программе T-Flex	51
Баранов А.В. Диагностика состояния трущихся поверхностей методом ультразвуковой акустической эмиссии	55
Троицкий Д.И. Новая архитектура CAD/CAM/CAE/PLM-системы	57
Нагибин С.Д., Жуков И.А. К вопросу о расчете сварных конструкций с применением системы T-Flex 12	61
Беляев Л.В., Алексеева А.С. Подход к проектированию мехатронных модулей медицинского назначения на основе CALS-технологий	65
Водин Д.В. Применение нанопокровтий для повышения стойкости режущего инструмента и основные методы их нанесения	67

Щурова Е.И. Моделирование с использованием растрово-векторного 3D редактора и отображение на трехмерных дисплеях волоконно-армированных композитных деталей для их последующего изготовления методами аддитивных технологий.....	69
Ляпощенко А.А., Яхненко С.М., Маренок В.М., Смирнов В.А. Компонентно-ориентированные интегрированные технологии автоматизированного проектирования в химическом машино- и аппаратостроении	74
Кравченко А.А., Погалов А.И. Актуальные проблемы разработки оборудования эпитаксиального наращивания полупроводниковых структур	82
Масягин В.Б. Автоматизированное проектирование маршрута технологического процесса механической обработки модели детали типа тела вращения.....	84
Анциборов А.Н., Комиренко А.В. Физическое моделирование контактной сварки	88
Емельянов В.Н., Васильев П.Г., Олисов В.Н. Правка прямых валов поверхностным пластическим деформированием	92
Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Влияние процесса переключения сливной и напорной магистрали на работу пневмогидравлического ударного узла .	98
Малкина И.В. Повышение качества сборки клепаных соединений деталей ..	101
Паршина А.А., Баранов Г.Л. Компьютерное моделирование процесса волочения труб с переменной толщиной стенки.....	104
Сташевская О.В., Марцулевич Н.А., Федотов В.В. Учёт инерционных нагрузок в аппаратах с прецессионным движением валов перемешивающих устройств	106
Безукладников А.И., Паршин С.В. Выбор рационального профиля дорна для профилирования труб нефтяного назначения.....	108
Брютов А.А., Сеначин П.К. Расчёт термодинамических процессов в цилиндре поршневых двигателей в рамках многозонного приближения ..	110
Сахаров А.В. Оценка возможности выполнения производственных заказов предприятия по номенклатуре модулей поверхностей.....	112

Соловьёва Т.Ф., Костюк И.В., Зубова С.В. Аналитический подход к проектированию кулачковых механизмов	116
Ткачёва Т.А. Новые аспекты в теории и практике проектирования больших информациолого-измерительных систем (БИИС) горных комплексов (ГК)	123
Афанасенков М.А. Экспериментальные данные по влиянию ионно-вакуумной модификации на работоспособность инструмента.....	126
Иванов В.А., Багрий Я.В. Автоматизированное проектирование станочных приспособлений	129
Сметанников О.Ю., Шаяхметова Л.Р. Численное исследование НДС шлицевого эвольвентного соединения	134
Терёхин И.В., Погалов А.И. Компьютерное моделирование датчика по теплопроводности для газовой хроматографии на основе МЭМС-технологии	139
Ошовская Е.В., Сидоров В.А., Ерошенко А.В. Моделирование температурного поля ножниц МНЛЗ.....	142
Никитина И.П., Уткин И.А., Поляков А.Н. Автоматизированное проектирование установки формования арболитовых плит	144
Давыдов А.П., Левин В.Д., Стрыгин С.В., Леванов И.В., Седых А.В. Параметрическое проектирование и компьютерное моделирование экспериментального образца вибродвижителя	152
Иванайский А.А., Поксеваткин М.И., Герман С.В., Басова Е.М. Алгоритмизация термомеханических параметров процесса деформирования металла	163
Белов К.А. Системы активной безопасности автомобиля	165
Жигунов И.В., Карелина М.Ю. Современные тенденции развития рулевого управления.....	168
Овсянников Р.Е. Взгляд в будущее: станет ли газ полноценной заменой нефтяным конкурентам в РФ? Перспективы развития газовых двигателей внутреннего сгорания в автомобильной промышленности	173
Семин М.И., Карелина М.Ю. Прогнозирование разрушения слоистых композиционных материалов шнекового цилиндра	178

Яцков В.А. Основные направления реализации мероприятий для обеспечения конкурентоспособности продукции российского автопрома на примере АвтоВАЗа	184
Мамасаидов М.Т., Исаев И.Э. Анализ себестоимости производства колотых изделий винтового камнекольного пресса.....	187
Астрелин М.Н. Деформация и перекося упругой втулки «беличьего колеса» с изменением длины упругих балочек.....	192
Барманов И.С. Исследование осевых динамических характеристик подшипника №126126 с керамическими шариками	194
Ефимова А.А. Эмпирическая зависимость для рациональной разбивки передаточного отношения двухступенчатого цилиндрического редуктора вертолётa.....	196
Железняк К.Е. Изменение коэффициента радиальной жёсткости шарикового подшипника при изменении углов перекося обойм	198
Камбаров Д.К. Оценка влияния коэффициента радиальной жёсткости подшипника на коэффициент жёсткости опоры ротора без гасителя колебаний.....	200
Конов И.В. Анализ колебательных процессов в резьбовых соединениях и их демпфирование силами трения	202
Кузнецов Ю.С. Определение коэффициента радиальной жёсткости гибридного шарикового подшипника.....	204
Лукашенко А. Оценка погрешностей определения коэффициента жёсткости упругого элемента методом конечных элементов.....	206
Королев И.А., Тимофеев И.П. Анализ взаимодействия гибкого тягового элемента с донным добычным устройством в процессе добычи железомарганцевых конкреций шельфовой зоны	208

К РАЗРАБОТКЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ АНАЛИЗА СЛОЖНЫХ ФОРМ БОЙКОВ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Тимофеев Е.Г., Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Для разрушения хрупких сред создаются разнообразные ударные механизмы, в которых боёк, движущийся с определенной скоростью, ударяет по волноводу-инструменту и генерирует в нём ударный импульс. Эффект разрушения и нагрузки, действующие на волновод-инструмент и элементы ударных механизмов при одинаковых энергиях удара определяются формой ударного импульса, его максимальной амплитудой и длительностью. На этом основании, расчёт формы и параметров ударного импульса, генерируемого бойком любой сложной геометрической формы, имеет важное техническое значение при исследовании и проектировании как ударных механизмов в целом, так и непосредственно бойков, работающих в них [1-15].

Для нахождения внешнего вида и основных характеристик ударного импульса, применяется, как правило, численный графоаналитический метод, описанный в [16-18]. Ранее анализа бойков ударных систем использовалась программа [19, 20], написанная в математической среде Maple. Основным преимуществом вычисления в этой среде был точный расчет объема бойка и соответственно всех сопутствующих характеристик. Большим недостатком предложенного расчета явилось то, что для каждой новой формы бойка (функции образующей боковой поверхности тела вращения) необходимо производить совершенно новый, отличный от предыдущего расчет. Так же, при выполнении программы Maple необходимые инженеру результаты, являются завуалированными (имеют безликие программные обозначения в виде переменных), что требует дополнительных пояснений разработчика программы. Наряду с вышеуказанными недочетами следует отметить, что математическая среда Maple является коммерческим продуктом, и её использование на предприятии связано с дополнительными и достаточно существенными затратами.

Исходя из этого, была поставлена цель: разработка расчётной программы ударного импульса и его характеристик от бойка сложной формы. Эта цель предполагала решение следующих задач: 1) изучить графоаналитический метод и способы его использования при построении ударных импульсов; 2) познакомиться с имеющимися расчетными программами, выявить их преимущества и недостатки; 3) выбрать среду программирования, которая способна реализовать поставленную задачу; 4) написать и протестировать расчетную программу; 5) оценить погрешность вычислений.

В ходе работы нами было разработано программное обеспечение (далее ПО), которое позволяет на базе численного графоаналитического метода

производить анализ импульсов от бойков, заданных функцией образующей. Другими словами, повторять вычисления, производимые в среде Maple, с существенно меньшими экономическими затратами и приемлемой математической погрешностью. Для разработки ПО была выбрана среда программирования Lazarus, которая поддерживает язык программирования Pascal, по следующим критериям:

- 1) среда является открытой, то есть бесплатной, с открытым программным кодом;
- 2) кроссплатформенность системы (программы, написанные в данной среде можно использовать, как на платформе Windows 32 или 64 бита, так и на платформе свободного ПО Linux).

Алгоритм работы с программой очень прост и выглядит следующим образом:

- 1) ввод численных значений необходимых характеристик и расчёт длины бойка и диаметров ступеней деления;
- 2) расчёт и построение графика ударного импульса;
- 3) генерация технических параметров ударного импульса.

Блок-схема созданной программы для ЭВм представлена на рисунке 1.

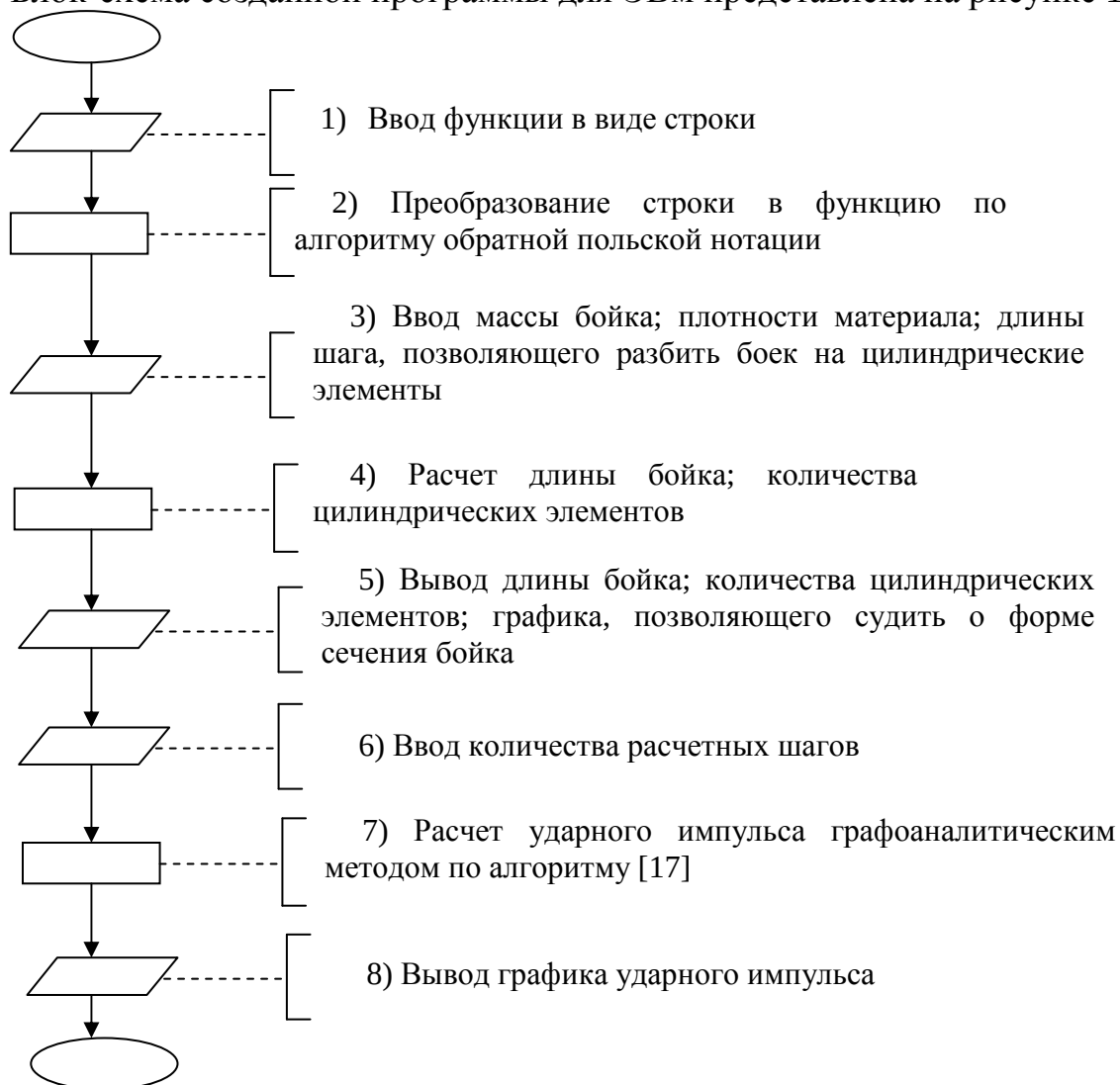


Рисунок 1 – Блок-схема программы «Импульс v.2.0»

Реализацию этого алгоритма можно визуально проследить по рисунку 2, на котором изображен интерфейс разработанного ПО.

Исходными параметрами в программе являются масса, материал бойка; функция, описывающая его боковую поверхность; длина ступеней, на которые будет разбит ударник; диаметр ударного торца бойка и волновода, по которому наносится удар; модуль упругости материала соударяемых тел и скорость звука в нем; предударная скорость бойка; количество расчетных шагов.

По результатам вычислений строится график зависимости силы, возникающей в волноводе, от времени, который отражает форму ударного импульса, генерируемого ударником при ударе по волноводу. Выходные параметры следующие: начальное и максимальное значение силы удара, отношение их величин; энергия первой и второй волн ударного импульса; энергия ударного импульса за время, соответствующее удару цилиндрическим бойком, равного со штангой сечения.

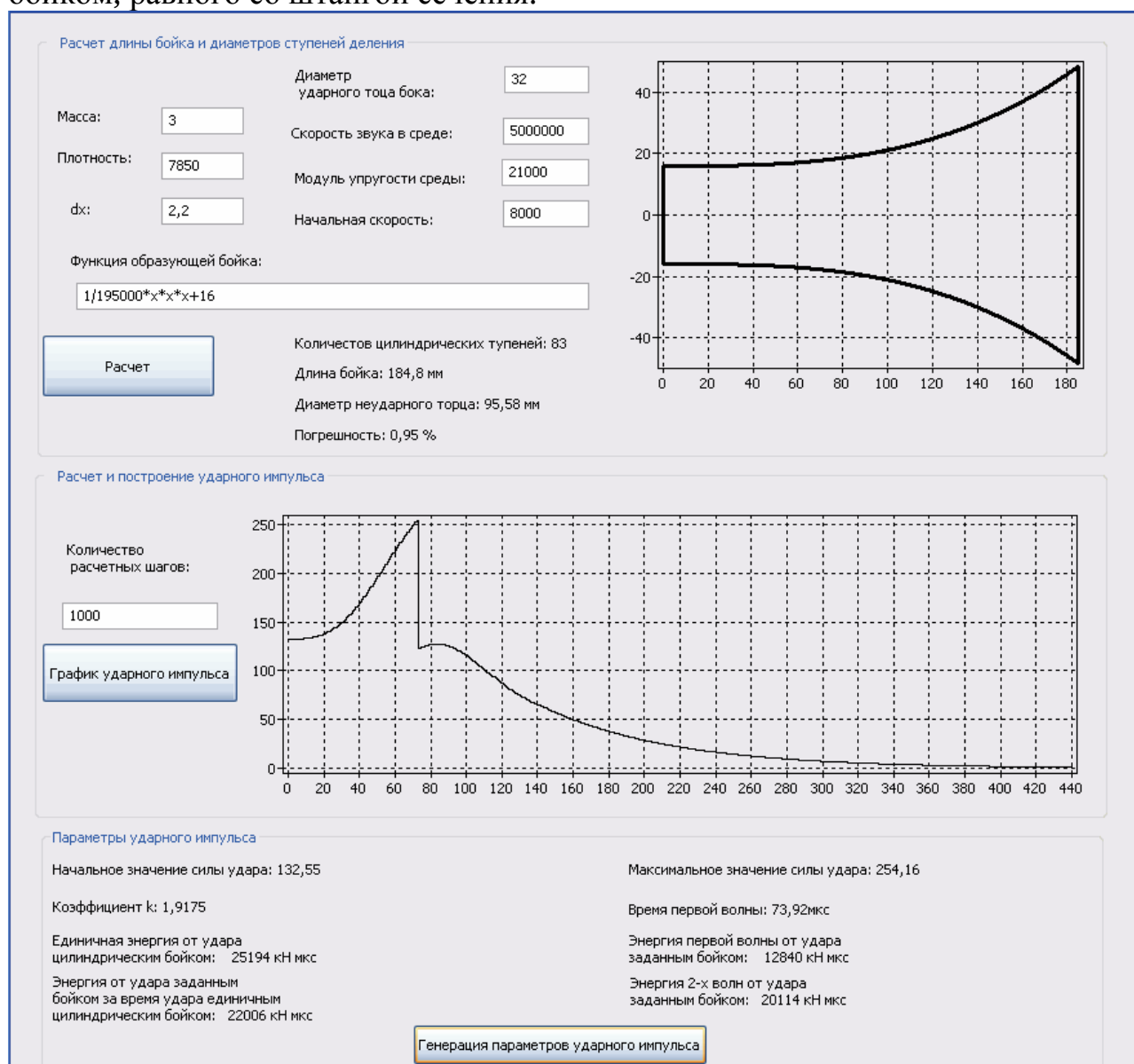


Рисунок 2 – Интерфейс программы «Импульс v.2.0»

Таким образом, разработанная программа позволяет строить графики и рассчитывать параметры ударных импульсов от бойков сложной формы в различных операционных системах без использования дополнительного программного обеспечения. Данная программа позволяет решить задачу исследования влияния форм и размеров ударников на форму ударного импульса, а соответственно и на результативность разрушения объекта, в результате чего можно подобрать наиболее оптимальные параметры ударной механической системы.

Список литературы

1. Доронин С.В. Оценка конструктивных решений и расчетное обоснование рациональных параметров деталей машин ударного действия для разрушения горных пород / С.В. Доронин, Д.В. Косолапов // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – №10. – С. 47-53.
2. Еремьянц В.Э. Волновые процессы в волноводе ударной системы «боёк – волновод – пластина» // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2011. – №1(53). – С. 35-38.
3. Еремьянц В.Э. К вопросу о рациональной форме бойков ударно-вращательных бурильных машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2011. – №5. – С. 74-82.
4. Косолапов Д.В. Оценка прочности и ресурса деталей пневмоударников при импульсном нагружении: автореф. дисс. ... кан. тех. наук. / Косолапов Дмитрий Васильевич. – Иркутск, 2011. – 17 с.
5. Крауиньш П.Я. Формирование ударного импульса в зависимости от исполнения промежуточной полости пневмогидравлического ударного узла / П.Я. Крауиньш, В.Н. Дерюшева // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – №315(2). – 178-182.
6. Липин А.А. Перспективные пневмоударники для бурения скважин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2005. – №2. – С. 74-78.
7. Манжосов В.К. Модели продольного удара. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 160 с.
8. Манжосов В.К. Продольный удар. – Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 358 с.
9. Рындин В.П. Волновые процессы в штангах бурильных машин ударного действия / В.П. Рындин, Т.В. Смирнова. – Кемерово: КузГТУ, 2009. – 190 с.
10. Саруев Л.А. Повышение эффективности разрушения горных пород применением безбойковой гидроимпульсной системы / Л.А. Саруев, Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев и др. // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 73-78.
11. Смоляницкий Б.Н. Перспективы совершенствования пневмомолотов для специальных строительных работ / Б.Н. Смоляницкий, И.В. Тищенко, В.В. Червов и др. // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2009. – №4. – С. 65-75.

12. Шадрина А.В. Энергетическая эффективность ударных импульсов, переданных на разрушаемый гранит, по колонне бурильных труб длиной 50м / А.В. Шадрина, Л.А. Саруев, А.Л. Саруев // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №10. – С. 15-18.
13. Шапошников И.-И.Д. Некоторые задачи продольного соударения стержней // МашиноСтроение. – 2010. – №20. – С. 84-90.
14. Юнгмейстер Д.А. Исследования ударной системой «поршень-боёк-инструмент» для расширения области использования процесса дребезга / Д.А. Юнгмейстер, Ю.В. Судьенков, В.А. Пивнев и др. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – №8. – С. 288-294.
15. Жуков И.А. Полукатеноидальный боёк ударных систем // Современные проблемы теории машин. – 2013. – №1. – С. 171-179.
16. Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. Изд. 2, перераб. / К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев и др. – М.: Недра, 1974. – 408 с.
17. Дворников Л.Т. Продольный удар полукатеноидальным бойком: Моногр. / Л.Т. Дворников, И.А. Жуков. – Новокузнецк: СибГИУ. – 2006. – 80 с.
18. Жуков И.А. Анализ форм бойков ударных систем графоаналитическим методом / И.А. Жуков, Л.Т. Дворников // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2009. – №1. – С. 15-19.
19. Свидетельство №2007613024. Анализ форм бойков ударных механизмов / Дворников Л.Т., Жуков И.А. (РФ) – №2007611961; поступление 18.05.2007; зарегистр. 11.07.2007.
20. Жуков И.А. Автоматизированный программный комплекс для определения рациональных параметров ударных систем технологического назначения // Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2013. – №1. – С. 32-35.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ СО СЛОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Степанов А.В.

Новокузнецкий институт (филиал) Кемеровского государственного университета, Новокузнецк

Аннотация. Несмотря на то, что обрабатывающие центры с ЧПУ являются мощным оборудованием, способным не только заменить несколько агрегатов, но и во много раз сократить время обработки той или иной заготовки, обращение к механизмам со сложным движением рабочих органов является вполне оправданным, особенно при крупносерийном производстве.

Требуемое движение рабочих органов достигается путем сложения относительных движений отдельных частей механизма. В работе рассматривается метод получения траектории шатунной кривой четырехзвенного шарнирного механизма, на которую затем накладывается траектория относительного движения рабочего органа.

Рычажные механизмы, состоящие из небольшого количества звеньев, совершающих вращательное, поступательное или плоско-параллельное движение, отличаются простотой, высоким КПД и большой нагрузочной способностью, однако они не могут обеспечить любой закон движения ведомого звена, что в определенной степени ограничивает их применение в технике [1].

Тем не менее, четырехзвенные механизмы, с вращательными или поступательными парами получили широкое применение. Примером такого механизма может служить всем известный кривошипно-ползунный механизм, структурная схема которого изображена на рисунке 1.

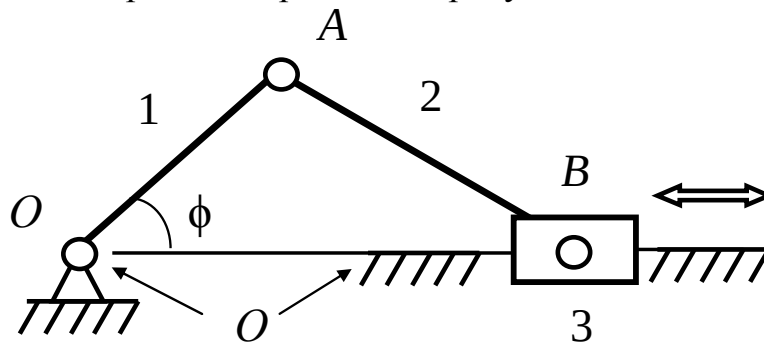


Рисунок 1 – Структурная схема кривошипно-ползунного механизма

Как видно из рисунка, структурная схема кривошипно-ползунного механизма состоит из четырех звеньев: 1 – кривошип, 2 – шатун AB , 3 – ползун B , O – стойка.

Звенья 1-3 являются подвижными звеньями, а стойка O – неподвижным звеном. Она представлена в составе структурной схемы шарнирно-неподвижной опорой и направляющей ползуна 3.

Звено 2 является шатуном, передающим линейное перемещение ползуна 3 кривошипу. Звенья механизма соединяются между собой с помощью

специальным образом обработанных поверхностей – кинематических пар, форма и конструкция которых определяет число относительных подвижностей. В данном механизме все кинематические пары одноподвижные. Однако, пара, с помощью которой звено 3 соединяется со стойкой – поступательная, а все остальные – вращательные. В кривошипно-ползунном механизме независимо от выбора ведущего звена траектория ведомого звена однозначно определена. Траектории движения всех точек шатуна также однозначно определяются.

Иное дело, если в четырехзвенном механизме все одноподвижные пары – вращательные. В этом случае траектория движения точек шатуна не определяется однозначным образом. На этом основании, так называемая, шатунная кривая, не может быть построена без использования специальных методов.

Шатунная кривая представляет собой траекторию движения одной из точек шатуна. Шатунные кривые широко используются в современной технике при проектировании механизмов, выполняющих необходимые перемещения рабочих органов разных машин и механизмов. Например, в механизме сеноворошилки, в тестомесильной машине и т.п. Таким образом, задача построения шатунных кривых для четырехзвенных шарнирных механизмов (рисунок 2) является достаточно актуальной.

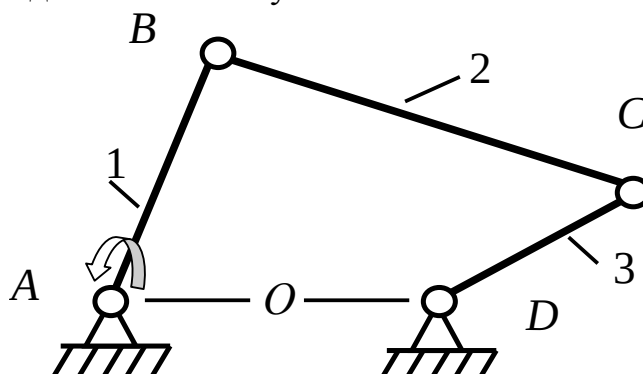


Рисунок 2 – Структурная схема четырехшарнирного механизма

Исследования способов построения шатунных кривых проводили ученые еще в XIX веке (С. Робертс, П.Л. Чебышёв, Л. Бурместер и др.) [2, 3]. Однако, несмотря на актуальность изложенной задачи, количественными расчетами, позволяющими получать координаты любой точки шатунной кривой, практически не занимались, что объясняется сложностью и аналитической неразрешимостью получаемых математических зависимостей.

Это обстоятельство требовало применения рутинных ручных расчетов, а впоследствии, и разработки соответствующих компьютерных программ. В работе [2] сделана попытка использования итерационных методов для получения численных решений выведенных нелинейных зависимостей, связывающих координаты положения точек шатуна с углом поворота кривошипа на ЭВМ.

Расчетная схема, предложенная в [2], основана на получении функциональной зависимости, связывающей угол поворота кривошипа φ с углом наклона шатуна к горизонтали β (см. рисунок 3).

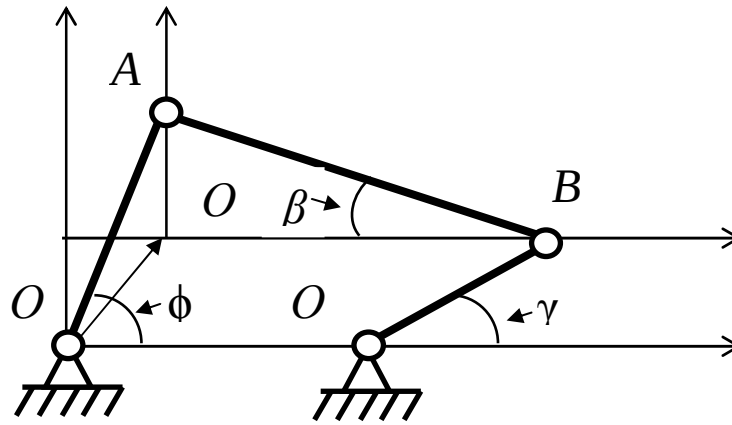


Рисунок 3 – Иллюстрация к расчетной схеме, использованной в [1]

Эта зависимость может быть получена из условия замкнутости контура $OABO_1$.

$$\begin{cases} r \cos \varphi + l_1 \cos \beta - l_2 \cos \gamma = l_0, \\ r \sin \varphi = -l_1 \sin \beta + l_2 \sin \gamma; \end{cases}$$

здесь r – радиус кривошипа, l_1 – длина шатуна AB , l_2 – длина коромысла O_1B .

Анализ полученных зависимостей уже изначально позволяет сделать вывод о том, что прямые методы решения системы уравнений не могут быть использованы. Необходимы итерационные процедуры, последовательно уточняющие значения неизвестных. Кроме того, в системе из двух уравнений неизвестных – три. Необходимы дополнительные преобразования для того, чтобы избавиться от угла γ . Для того, чтобы систему сделать универсальной, решения которой не будут зависеть от линейных размеров, автор предлагает перейти к относительным единицам, взяв за базовый размер расстояние между стойками. С этой целью все члены системы делятся на величину $l_0 = OO_1$. Система принимает следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 \cos \varphi + \lambda_2 \cos \beta - \lambda_3 \cos \gamma &= 1, \\ \lambda_1 \sin \varphi &= -\lambda_2 \sin \beta + \lambda_3 \sin \gamma; \end{aligned} \right\}$$

где $\lambda_1 = r / l_0$; $\lambda_2 = l_1 / l_0$; $\lambda_3 = l_2 / l_0$.

Как это следует из [2], путем дальнейших преобразований система сводится к одному нелинейному уравнению. Решения этого уравнения методом половинного деления позволяют найти величину угла β , а затем координаты x и y точки шатуна. Основными недостатками метода являются неоднозначность получаемых решений и достаточно длительное время их получения. С этим приходится считаться при проведении этапа кинетостатического анализа с использованием компьютерных средств.

Проведенное автором исследование показало, что для расчета координат точек шатунной кривой могут быть использованы прямые методы, основанные на определении точек пересечения двух окружностей. Центр первой окружности с радиусом, равным длине шатуна, находится в центре кинематической пары, соединяющей кривошип с шатуном. Центр же второй окружности с радиусом, равным длине коромысла, находится в центре

кинематической пары, соединяющей коромысло со стойкой. Метод отличается простотой реализации алгоритма и высокой скоростью вычислений, поскольку не требует итерационных процедур, свойственных методам, основанным на численном нахождении корней нелинейных уравнений. Достоверность расчетов была проверена методом натурального моделирования. На рисунке 4 приведено основное рабочее окно приложения.

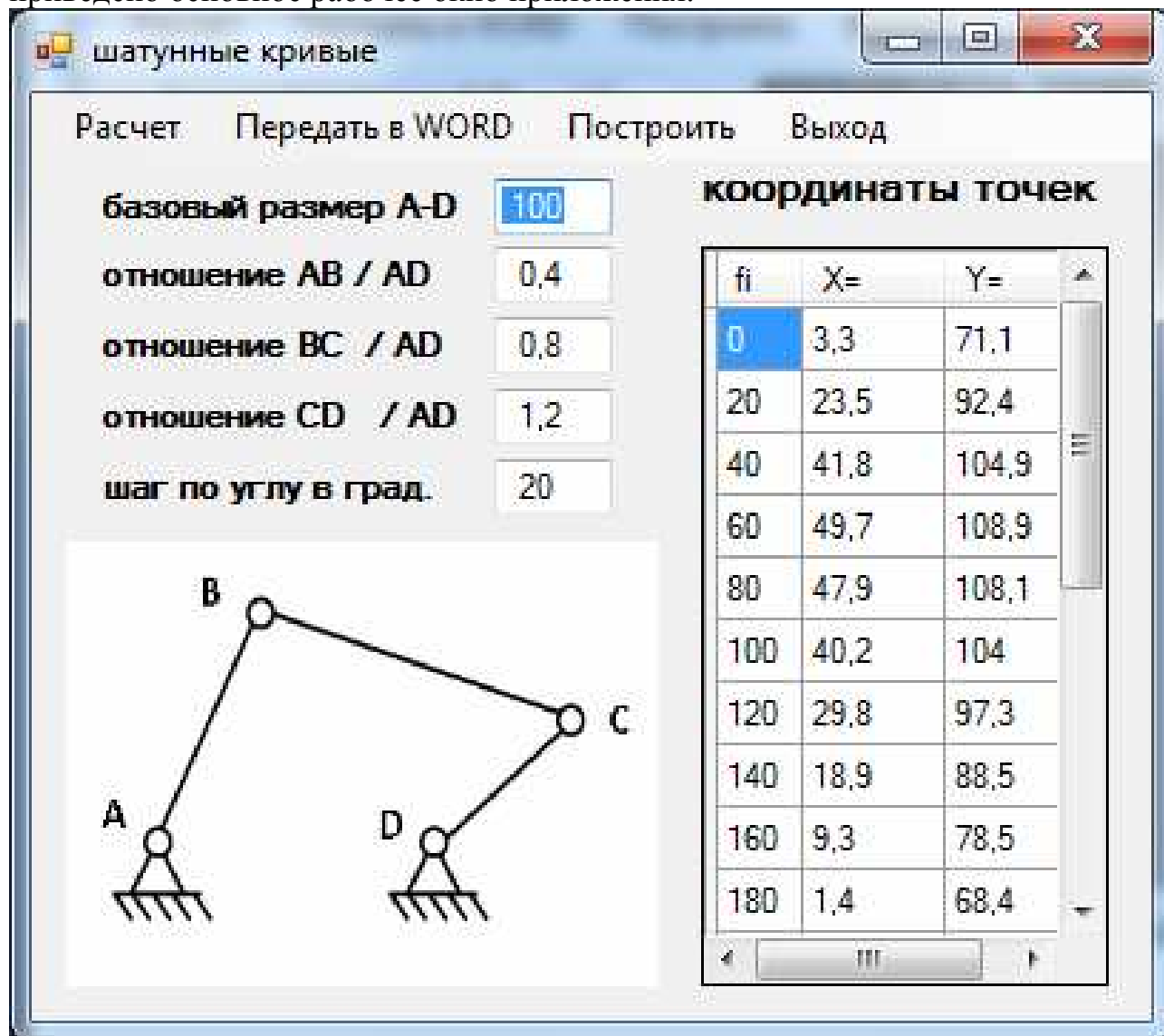


Рисунок 4 – Вид основного окна работающего приложения

В основном окне исследователь задает необходимые исходные данные и производит расчет координат точек шатунной кривой. После получения результатов расчета становятся доступными другие пункты меню, такие как: «Передать в WORD» и «Построить». Результаты расчетов можно сохранить в файле средствами текстового редактора. Для получения представления о характере шатунной кривой можно активировать пункт меню «Построить». Появится другое окно, внешний вид которого представлен на рисунке 5.

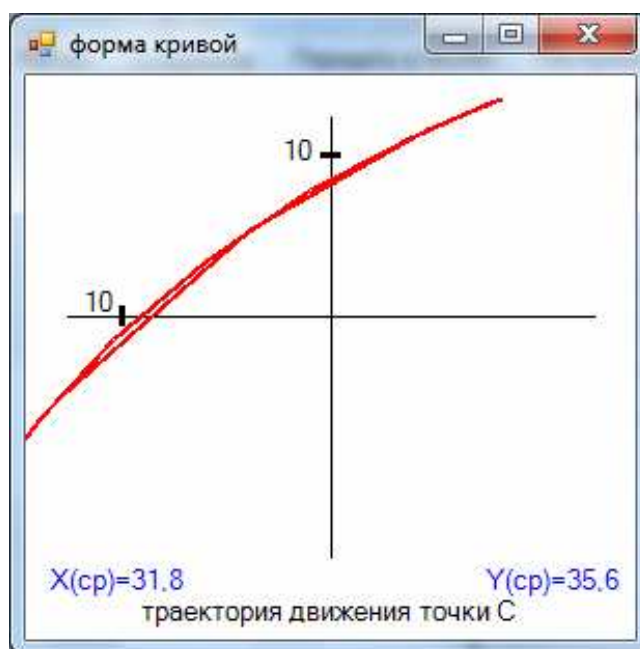


Рисунок 5 – Вид дочернего окна приложения

При вычислении точек пересечения двух окружностей получается два решения и, соответственно, две траектории шатунной кривой. Начальному углу поворота кривошипа, равным нулю, соответствует та точка шатунной кривой, ордината которой имеет положительное значение. После получения каждой следующей пары решений, выбирается то, которое соответствует точке, находящейся на меньшем расстоянии от предшествующей точки. Это позволяет исключить возможность перехода на другую траекторию.

Проведенные расчеты при изменении относительных размеров звеньев в диапазоне от 0,4 до 2, что соответствует реальным механизмам, подтвердили работоспособность 27 вариантов. Под работоспособностью здесь понимается то, что при полном обороте кривошипа сохраняется целостность кинематической цепи. Кажется вполне понятным тот факт, что после получения координат траектории движения точки С, вычисление координат любых других точек шатуна не представляет никаких трудностей.

После того, как определена форма и параметры шатунной кривой, производят наложение на нее относительных траекторий движения рабочих органов. Эта процедура также может быть произведена с использованием компьютерных средств.

В таблице представлено количество вариантов работоспособных структур механизмов в зависимости от величины отношения AB/AD и при таких же соотношениях длин других звеньев.

Таблица – Количество вариантов работоспособных структур механизмов при изменении относительного размера кривошипа в диапазоне 0,4–2,0 с шагом 0,4

Величина AB/AD	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0
Количество вариантов	9	3	3	6	6

Ввиду ограниченного объема статьи таблицы с расчетными значениями координат шатунных кривых для различных соотношений длин звеньев здесь не приводятся.

Программы геометрического анализа, подобные приведенной, позволяющие оперативно изменять линейные размеры любых звеньев, являются составной частью пакета прикладных программ для структурного синтеза плоских шарнирных механизмов [4]. Проект подготовлен в интегрированной среде Microsoft Visual Studio 2010 с использованием популярного и перспективного языка программирования C#.

Выводы. Современные компьютеры, их технические и программные средства, позволяют эффективно решать задачи, связанные с проблемой структурного синтеза механизмов. В данной статье описан метод решения задачи получения шатунной кривой без использования итерационных процедур и ручных построений.

Список литературы

1. Рычажные механизмы. [Электронный ресурс]: выдержки из учебного пособия. Игнатьева Н.П. основы проектирования, часть 2. Методика проектирования механизмов и систем. Азов 2011. – Электрон. текстовые дан. – Режим доступа: http://www.slideshare.net/alex_azov/ss-29903993, свободный
2. Боренштейн Ю.П. Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов. – Л: Машиностроение, 1973. – 120 с.
3. Блох З.Ш. Задача о наилучшем приближении шатунной кривой к заданной // Исследования в области машиноведения. – М.: Изд-во АН СССР, 1944. – С. 3-8.
4. Степанов А.В. Пакет компьютерных программ для автоматизированного синтеза структур плоских шарнирных систем // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2008. – №2. – С. 68-75.

СТРУКТУРНАЯ МОДЕЛЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА В АРХИВЕ ПРЕЦЕДЕНТОВ

Козелков О.А.

ОАО «Научно-производственное предприятие «Кант», Москва

Для предприятий сложного машиностроения основным элементом инновационной программы является план стратегии развития, в основе которого лежат задачи модернизации выпускаемой продукции. Реализация этих программ в основном выполняется в сфере производства, и успех определяется уровнем технологического процесса.

Одним из путей сокращения времени на разработку технологических процессов (ТП) является использование опыта предыдущих разработок. Информация о накопленном опыте должна формироваться и храниться в компактном виде, пригодном для оперативного анализа, моделирования и принятия управленческих решений [1].

Основной целью данных исследований является формирование модели компактного и унифицированного представления технологических процессов в архиве предприятия, содержащего информацию об опыте прошлых разработок в виде технологических решений. Эту информацию можно получить из анализа документации для отобранного базового образца, наиболее подходящего по параметрам к планируемой продукции. Поиск и отбор базовых образцов-аналогов производится в системе прецедентного типа с учетом степени сходства [2].

Поскольку технологическая операция (ТО) является основной структурной единицей ТП и на ее основе строится принцип унифицированной детали и группового техпроцесса обработки, следует использовать способ компактного, информативного и наглядного представления структуры пооперационного технологического процесса и требуемых ресурсов для его реализации.

Разнообразие технологических процессов производства существенно затрудняет их исследование, сравнение и оценку. Из-за множества параметров, присущих различным технологическим процессам, сложно формулировать обобщенные критерии оценки, так как значимость их будет различна для сравниваемых вариантов [3]. Это обстоятельство усложняет способы представления ТП в архиве прецедентов, особенно, их структурной части. Для задач предпроектного анализа структуры и ресурсных параметров технологических процессов необходимо иметь возможность формализовать структуры ТП по некоторому набору обобщенных унифицированных операций, которые несут информацию по таким параметрам операций как: трудоемкость, требуемое оборудование и оснастка. Проработка состава и последовательности выполнения технологических операций позволяет определить перечень требуемой оснащенности и оценить объем ресурсов для дооснащения.

Анализ ТП машиностроительного производства показывает, что операциями обработки, сборки, разборки, нарезки (штамповки), контроля (распределения), и испытания практически исчерпывается весь их набор.

Введем три следующих характеристических параметра структуры ТО: количество входов – $n_{\text{вх}}$, количество выходов – $n_{\text{вых}}$ и учетный коэффициент передачи K_y . Учетным коэффициентом передачи по i -му входу и j -му выходу K_y^{ij} будем называть отношение счетного количества физических единиц материалов, комплектующих изделий, сборочных узлов и т.п. j -го выхода ТО $y_{\text{вых}j}$ к счетному количеству поступивших на вход ТО физических единиц материалов, сборочных узлов и изделий $y_{\text{вх}i}$.

На основе минимальной структуры унифицированной операции могут быть образованы структуры любых, более сложных или более простых по структуре технологических операций. Например, операции «обработка», «нарезка», «тренировка», «контроль» могут быть представлены унифицированной операцией, у которой задействованы один вход и один выход. Структуры более сложных операций komponуются на базе структуры унифицированной ТО путем последовательного соединения входов и выходов минимальных структур.

Однако унифицированная структурная модель операции не позволяет определить возможности управления технологичностью и необходимые производственные ресурсы. С учетом управляющих воздействий математическую модель технологической операции можно представить в виде

$$y_{\text{вых}} = f(y_{\text{вх}}, u, \theta, \eta, \xi),$$

где $y_{\text{вых}}$ – вектор состояния выхода операции; $y_{\text{вх}}$ – вектор состояния входа операции; u – вектор состояния ресурсов операции; θ – вектор состояния технологических параметров η , ξ – возмущающее воздействие.

Отметим, что вектор состояния ресурсов несет в себе информацию о типе привлекаемого оборудования и оснастки, трудоемкости и связанных с этим финансовых ресурсов.

Практическая значимость результатов состоит в том, что возникает возможность формирования множества вариантов для оптимизации технологической подготовки производства на основе использования опыта прошлых разработок из архива аналогов в структуре прецедентной системы. При этом необходимая для анализа информация формируется в виде унифицированной структуры модели операции, что значительно упрощает организацию хранения и доступа к архиву прецедентов. В результате сокращается объем хранящейся информации и упрощаются процедуры ее анализа.

Список литературы

1. Варшавский П.Р. Реализация схемы рассуждения на основе аналогий с помощью структурного отображения // Радиотехника, электроника и энергетика: тез. докл. десятой междунар. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. В 3-х т., т. 1. – М.: Изд. МЭИ, 2004. – С. 313-314.
2. Павлов А.И., Юрин А.Ю. Компонентный подход: модуль правдоподобного вывода по прецедентам // Программные продукты и системы. – 2008. – №3. – С. 11-14.
3. Андрейчиков А.В. Интеллектуальный метод синтеза технологических инноваций // Известия вузов. Машиностроение. – 2003. – №10. – С. 47-62.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ КИНЕМАТИКИ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ САПР T-FLEX

Жукова Е.В., Кеплина К.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Проектирование машин и систем машин является многоэтапным динамическим процессом. Это процесс творческий, многоплановый и достаточно трудоемкий. Как правило, проектирование механизмов и машин осуществляется большим коллективом различных специалистов с использованием многочисленных расчетных, экспериментальных, эвристических методов и приемов.

Распространение автоматизированного оборудования, управляемого от компьютера, появление систем автоматизированного проектирования и управления производством практически на всех машиностроительных предприятиях привело к тому, что создание новой техники, прогрессивных технологических процессов во всех отраслях деятельности опирается не только на фундаментальное техническое образование, но в большей степени на компьютерные технологии.

Изменения в технологиях проектирования деталей машин и механизмов требуют и новых методик обучения студентов высших учебных заведений этим технологиям. Современные методики должны быть построены на основе изучения систем автоматизированного проектирования.

«T-Flex CAD» – одна из полнофункциональных систем автоматизированного проектирования, обладающая всеми современными средствами разработки проектов любой сложности. Система объединяет мощные параметрические возможности трехмерного моделирования со средствами создания и оформления конструкторской документации. Технические новшества и хорошая производительность в сочетании с хорошим и понятным интерфейсом делают «T-Flex CAD» универсальным и эффективным средством проектирования изделий основного производства и комплекса необходимой оснастки. Возможности параметризации в «T-Flex CAD» [1] очень широки, что обеспечивает максимальную эффективность при проектировании моделей с различными исполнениями и набором типоразмеров.

Одним из основных разделов машиноведения является теория механизмов и машин [2] – наука, изучающая структуру, кинематику и динамику механизмов и машин, в связи с их анализом и синтезом. Задачами кинематического исследования механизмов являются: определение положений, скоростей и ускорений всех точек механизма, а также определение угловых скоростей и угловых ускорений всех звеньев механизма. Существуют следующие методы кинематического анализа: аналитический, графо-аналитический (метод планов) и графический (метод кинематических

диаграмм). При исследовании механизмов графо-аналитическим методом проектировщиком чертятся схемы положений механизма. Затем, составляя аналитические зависимости, строятся для этих положений планы скоростей и планы ускорений. Таким образом, цикл построений повторяется столько раз, сколько выбрано положений механизма.

Система автоматизированного проектирования T-Flex позволяет выполнить так называемое «анимационное» исследование плоских рычажных механизмов. Для этого вычерчивается в соответствии с правилами геометрического синтеза одно из положений механизма. Положение ведущего звена задается переменной, допустим углом поворота, если ведущее звено движется вращательно (рисунок 1).

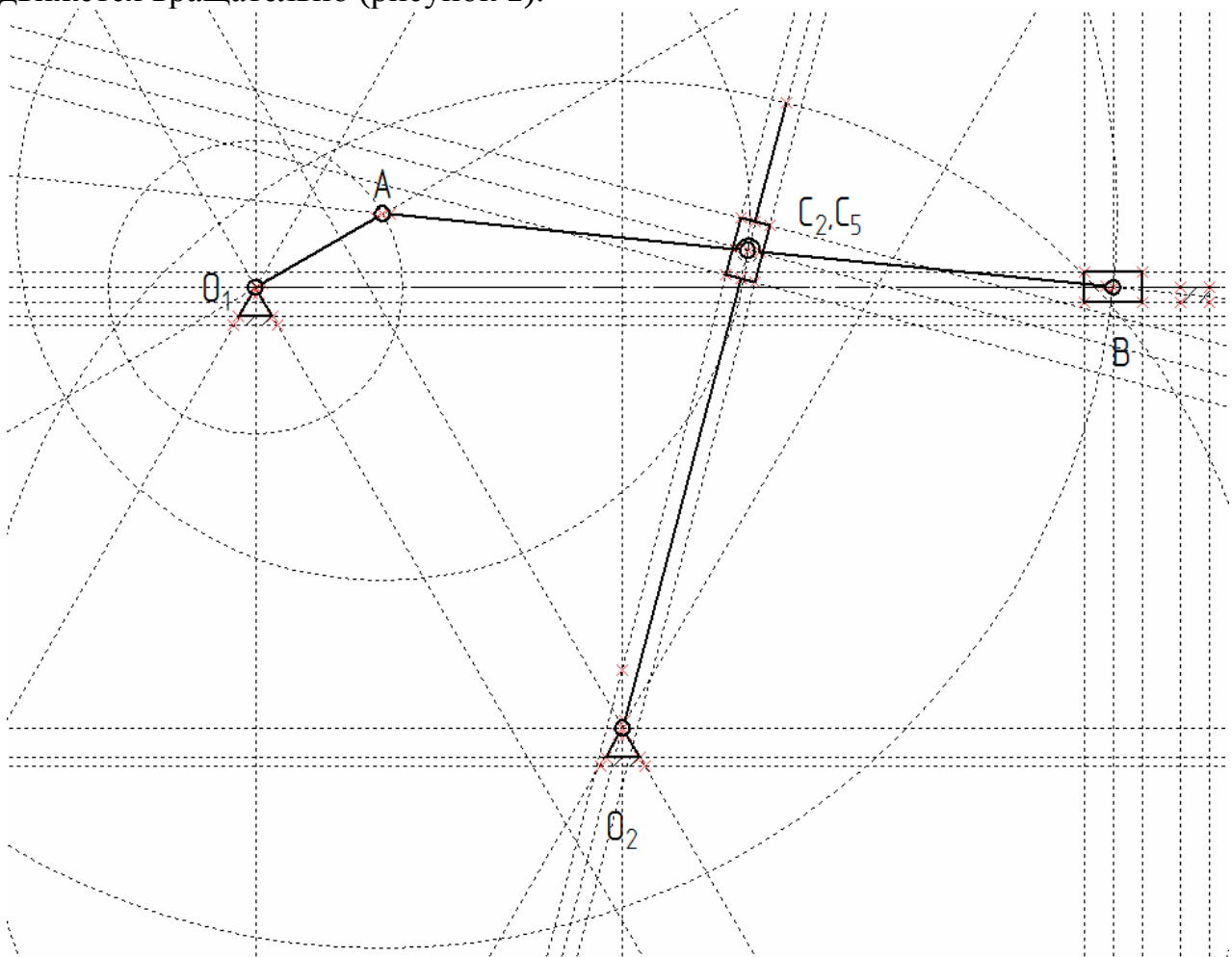


Рисунок 1 – Схема механизма

С помощью анимации можно визуально проследить за изменениями в чертеже, происходящими при изменении значения переменной. Например, для того чтобы «оживить» механизм, показанный на рисунке 1, необходимо воспользоваться командой «Animate» и задать параметры анимации. В качестве примера на рисунке 2 показаны следующие параметры: изменяемая переменная – α ; начальное значение переменной $\alpha = 0$, конечное значение $\alpha = -360$ (ведущее звено совершает полный оборот); шаг изменения переменной (-30) , знак «минус» означает, что ведущее звено вращается против часовой стрелки. На каждом шаге на экран будет выводиться изображение чертежа (рисунок 3).

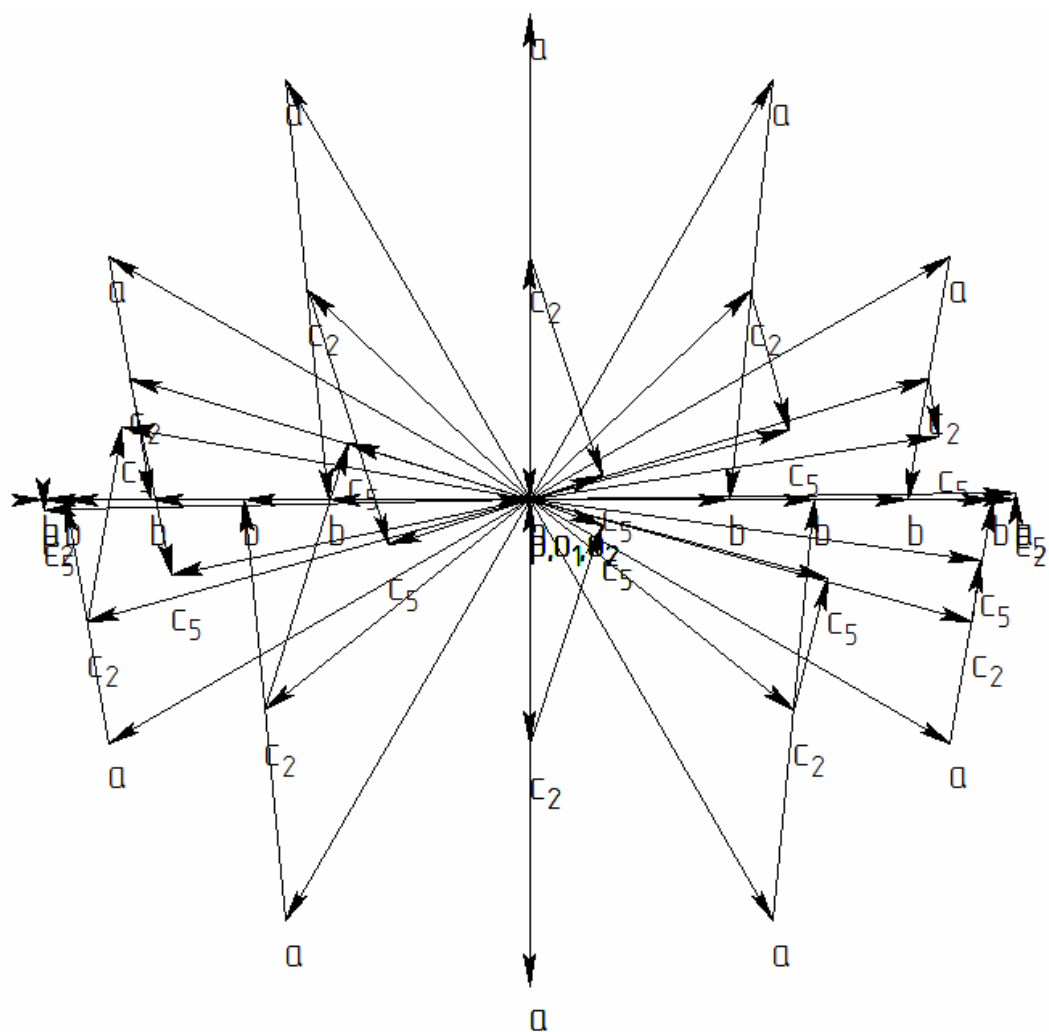


Рисунок 5 – Анимация планов скоростей механизма

Аналогичным образом создается план ускорений и его анимация (рисунки 6, 7).

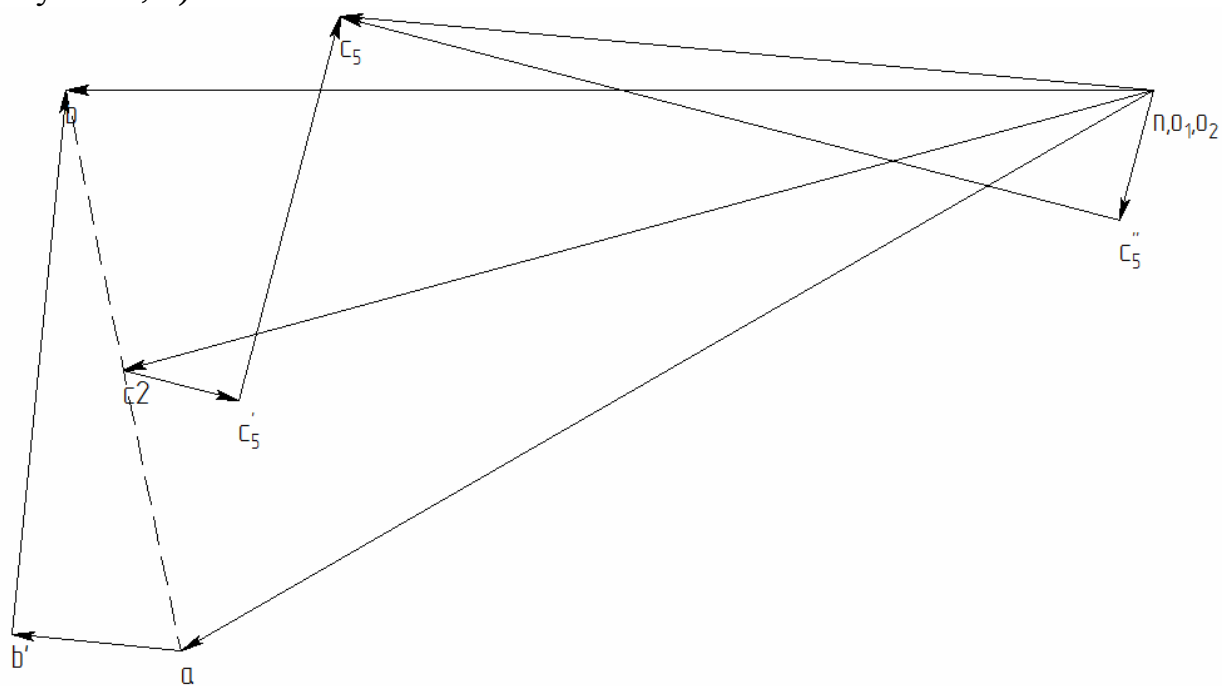


Рисунок 6 – План ускорений механизма

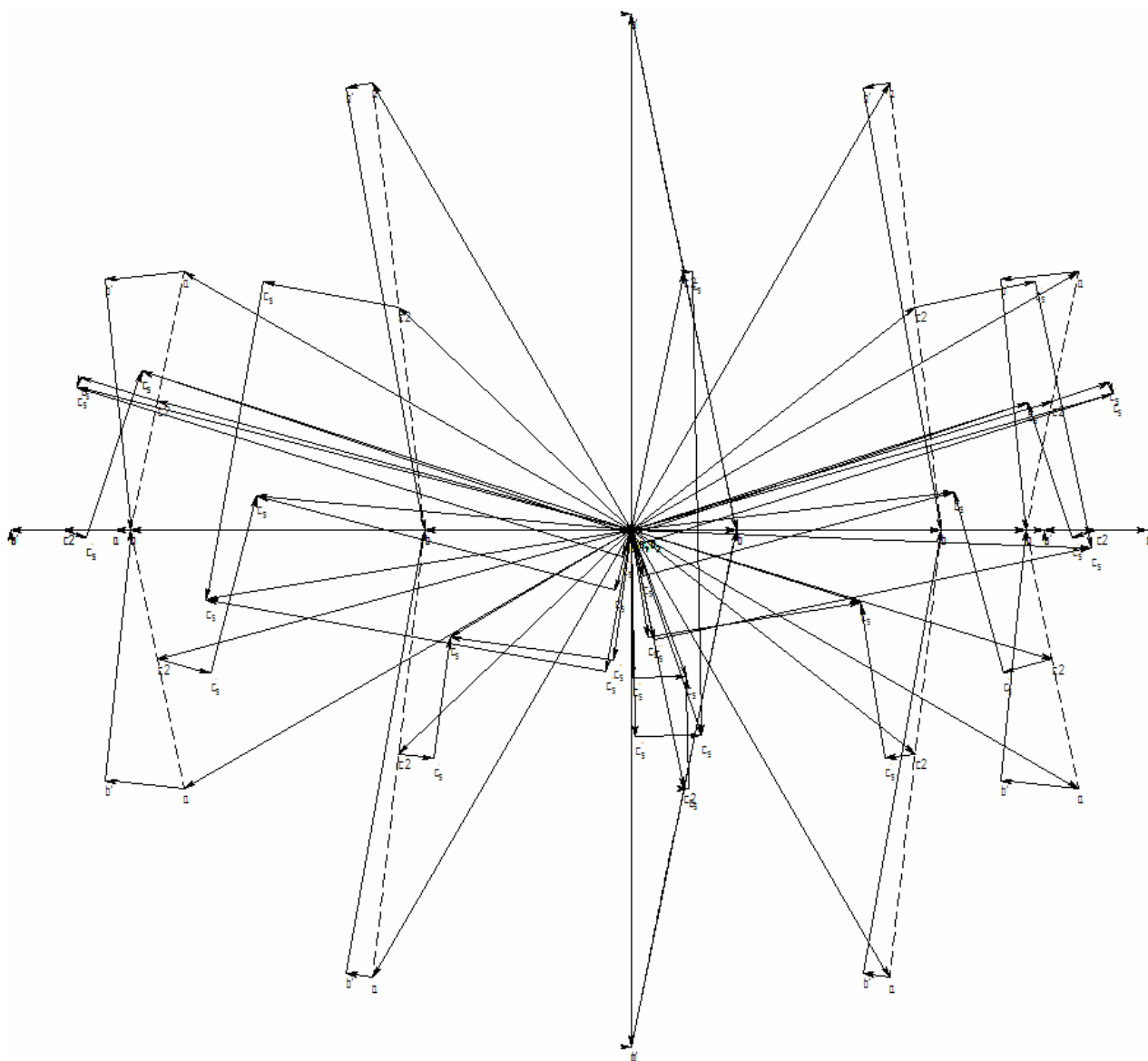


Рисунок 7 – Анимация плана ускорений механизма

При этом все промежуточные вычисления вносятся в редактор переменных (рисунок 8), на основании содержания которого пользователь может создать диалоговое окно с элементами управления задачи, позволяющими изменять исходные данные задачи (размеры звеньев механизма, закон движения ведущего звена) и контролировать результаты расчета.

Процесс «анимационного» исследования механизмов в среде T-Flex может быть записан в мультимедиа файл, который можно просматривать посредством видео-проигрывателя в любое время.

Изложенный подход к решению задач кинематики механических систем графо-аналитическим методом позволяет развить навыки построения планов скоростей и ускорений, проверить правильность найденного решения, увеличить точность построения и повысить качество оформления графических изображений, а также сократить сроки выполнения проекта.

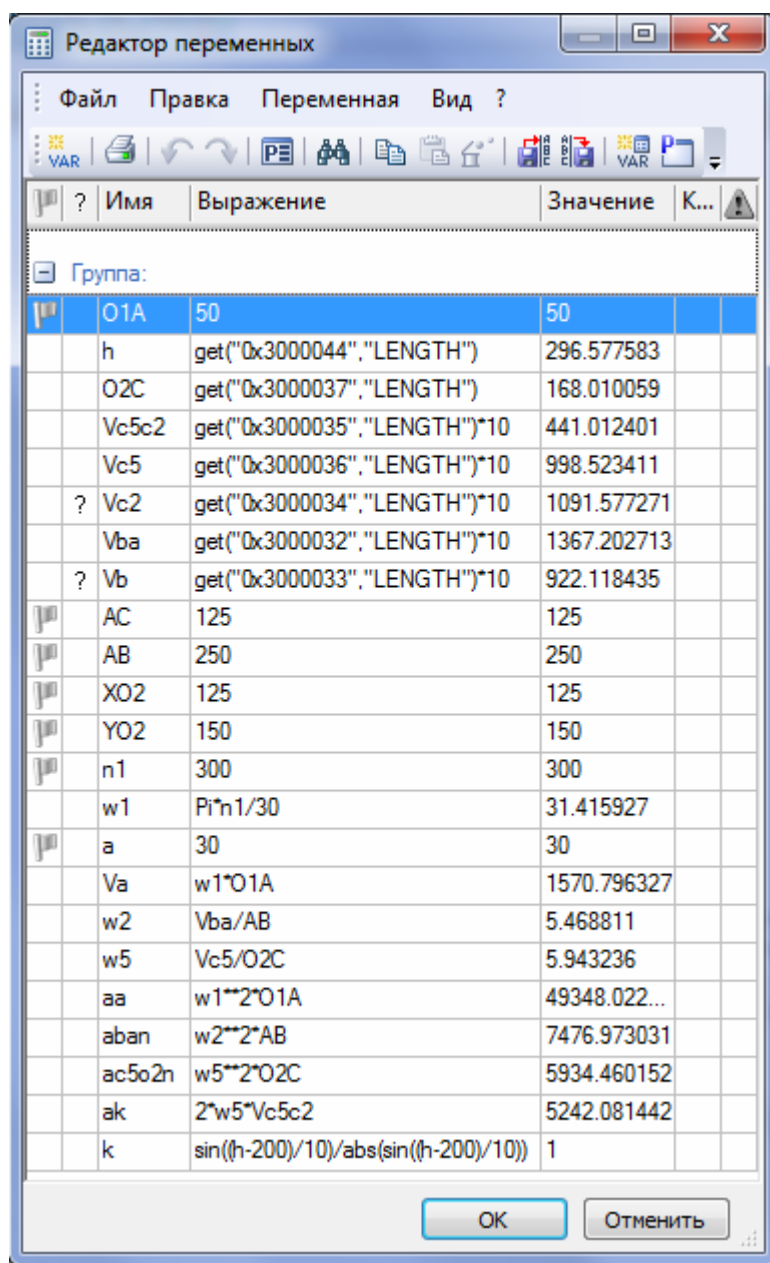


Рисунок 8 – Редактор переменных

Необходимо отметить, что решение задачи кинематики плоских механизмов на основе анимации в системе T-Flex возможно только для механизмов, образованных путем присоединения к ведущему звену двухзвенных групп нулевой подвижности – диад.

Список литературы

1. Основы T-FLEX CAD. Двухмерное проектирование и черчение. Руководство пользователя. – М.: АО «Топ Системы», 2011. – 859 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГНИТНОГО ПОЛЯ ДЛЯ РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ МАШИН

Нейман Л.А., Нейман В.Ю., Терехов В.К.

Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск

Линейные электромагнитные машины ударного действия нашли широкое практическое применение для реализации технологических процессов, требующих большие по величине и кратковременные по времени усилия [1-8]. Среди класса электромагнитных машин применяемых для виброударных технологий, широкое практическое применение нашли синхронные электромагнитные машины ударного действия, для которых частота механических колебаний ударной массы кратна частоте питающей сети 50Гц [9-15]. Основы их рационального конструирования уменьшение габаритов, потребляемой энергии и т.д. были и по-прежнему остаются актуальными вопросами при проектировании [16-27].

Наиболее перспективным путем решения задач рационального конструирования электромагнитных машин является математическое моделирование. В проведенных исследованиях приводятся результаты использования возможностей программы FEMM на примере расчета статических параметров электромагнитных машин [28-35].

В основе математической программы расчета двухмерного магнитного поля используется метод конечных элементов. Как и многие другие конечно-элементные программы, созданные на основе графического интерфейса, в FEMM следует выделить три основных функциональных блока: 1) блок по созданию геометрии расчетной области, идентификации и присваивания физических свойств ее отдельным частям (препроцессор); 2) блок, осуществляющий расчет параметров модели методом конечных элементов (процессор); 3) блок вывода результатов расчета (постпроцессор).

Среди общего списка компьютерных программ расчета двухмерных магнитных полей FEMM отличает, прежде всего, простой в использовании графический интерфейс, а также доступность программы. Возможности моделирования в FEMM проиллюстрированы на примере решения задачи по расчету статической тяговой характеристики силового электромагнита. Результаты расчетов выводятся в виде графиков или информационных окон с указаниями значений расчетного параметра.

Результаты построения картины поля в виде линий (трубок) магнитного потока, полученные в результате расчета, приведены на рисунке 1,а. Одновременно при работе программы в постпроцессоре линии потока можно перестроить в зонную картину магнитного поля в виде участков с разной окраской (зонное поле). Цвет зоны (плотность черного оттенка при черно-

белом изображении) позволяет судить о значении магнитной индукции в пределах расчетной области (рисунок 1, б).

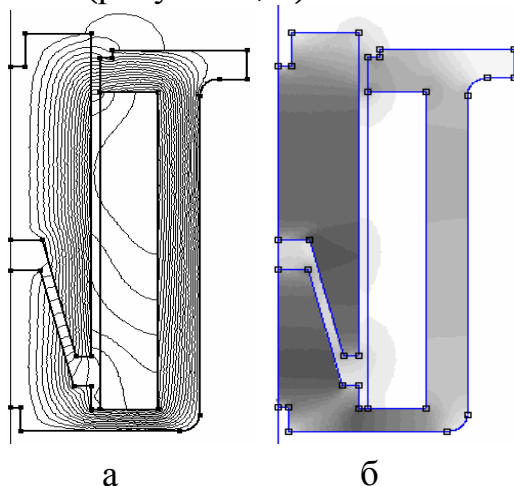


Рисунок 1 – Результаты конечно-элементного моделирования электромагнита в виде картины поля линий магнитного потока (а) и зонная картина поля распределения магнитной индукции (б) модели

В качестве примера рассматривается расчет статических тяговых характеристик. Расчет выполнен в режиме параметров блока. Полученные значения тяговых усилий для некоторых положений якоря двигателя и сравнение их со значениями усилий полученных экспериментально с помощью физического моделирования указывает на их близкую идентичность [30-35]. Установленное в работе отклонение расчетных усилий от экспериментальных, особенно в области больших рабочих зазоров может объясняться, неточностью определения статической тяговой характеристики физической модели.

Особое внимание при исследованиях уделено вопросу качественного представления характеристики полученной на интервалах с последующей графической визуализацией процесса в декартовой системе координат. Лучшие результаты были достигнуты при помощи сплайн аппроксимации, которая позволяет исходную функцию заменять отрезками кубических полиномов. Полученные в результате расчетов коэффициенты полиномов обеспечивают непрерывность ее первой и второй производной.

Таким образом, по результатам исследований установлено, что достигнутая точность при моделировании порядка 3% является удовлетворительной для широкого практического использования данного способа расчета. Проведенный анализ дает возможность заключить, что использование программы FEMM [28, 29] для расчета статических параметров электромагнитных машин, позволяет полностью или частично исключить физическое моделирование.

Список литературы

1. Ряшенцев Н.П. Электромагнитные прессы / Н.П. Ряшенцев, Г.Г. Угаров, А.В. Львицин – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние. – 1989. – 216 с.

2. Мошкин В.И. Импульсные линейные электромагнитные двигатели / В.И. Мошкин, В.Ю. Нейман, Г.Г. Угаров. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. – 220 с.
3. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий // Электротехника. – 2003. – №9. – С. 25-30.
4. Угаров Г.Г. Тенденции развития и применения ручных ударных машин с электромеханическим преобразованием энергии / Г.Г. Угаров, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2002. – №2. – С. 37-43.
5. Угаров Г.Г. Анализ показателей электромагнитных ударных машин / Г.Г. Угаров, В.Ю. Нейман // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1996. – №2. – С. 72-80.
6. Нейман В.Ю. Анализ процессов энергопреобразования линейных электромагнитных машин с предварительным аккумулярованием магнитной энергии в динамических режимах // Электротехника. – 2003. – №2. – С. 30-36.
7. Патент №2127017 РФ, МКИ H02K 33/02. Способ управления однообмоточным линейным электромагнитным двигателем ударного действия / Г.Г. Угаров, В.Ю. Нейман, К.М. Усанов; – № 95119633/09; заявл. 21.11.95. – опубл. 27.02.99, Бюл. №6.
8. Малинин Л.И. Предельные силовые характеристики электромагнитных двигателей постоянного тока / Л.И. Малинин, В.Ю. Нейман // Электротехника. – 2009. – №12. – С. 61-66.
9. Нейман Л.А. Анализ процессов энергопреобразования в однокатушечной синхронной электромагнитной машины с двухсторонним выбегом бойка // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – №4. – С. 112–116.
10. Нейман В.Ю. Тенденции в развитии конструкций синхронных двухобмоточных электромагнитных машин для импульсных технологий / В.Ю. Нейман, А.А. Скотников, Л.А. Нейман // Актуальные проблемы энергетики АПК: материалы II междунар. науч.-практ. конф. – Саратов: ФГОУ ВПО Саратовский ГАУ. – 2011. – С. 209-211.
11. Нейман Л.А. Рабочий цикл двухкатушечной синхронной электромагнитной машины со свободным выбегом бойка / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2013. – №6. – 48-52.
12. Нейман В.Ю. Структурный анализ синхронных электромагнитных машин ударного действия / В.Ю. Нейман, А.А. Скотников, Л.А. Нейман // Автоматизированные электромеханические системы: сб. науч. тр. Под общ. ред. В.Н. Аносова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – С. 106-120.
13. Нейман Л.А. Синхронный электромагнитный механизм для виброударного технологического оборудования / Л.А. Нейман // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2014. – №6 (207). – С. 17-19.
14. Патент №2508980 РФ, B25D 13/00 Синхронная электромагнитная машина ударного действия / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман, Е.Ю. Артебякина, НГТУ. – Заявка №2012121695/02; заявл. 25.05.2012. – опубл. 10.03.2014, Бюл. №7.

15. Патент №2472243 РФ, МКИ H02K 33/12. Способ управления двухкатушечным электромагнитным двигателем ударного действия / В.Ю. Нейман, А.А. Скотников, Л.А. Нейман, Ю.Б. Смирнова; № 2011123809/07; заявл. 10.06.2011. – опубл. 10.01.2013, Бюл. №1.
16. Нейман Л.А. К исследованию тяговых характеристик электромагнитных приводов с учетом зубчатости элементов магнитопровода / Л.А. Нейман, О.В. Рогова // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2013. – №1 (20). – С. 100-108.
17. Нейман Л.А. К оценке выбора типа электромагнита по значению конструктивного фактора / Л.А. Нейман, А.А. Петрова, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2012. – №6. – С. 62-64.
18. Нейман В.Ю. К вопросу учета главных размеров при выборе типа электромагнита по значению конструктивного фактора / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова, А.А. Скотников, О.В. Рогова // Электротехника. – 2011. – №6. – С. 50а-53.
19. Нейман Л.А. Исследование перегрузочной способности циклического электромагнитного привода в зависимости от начального превышения температуры в переходных тепловых режимах // Электротехника. – 2014. – №7. – С. 7-12.
20. Нейман Л.А. Оценка перегрузочной способности ударного электромагнитного привода по средней температуре перегрева в переходных режимах // Известия вузов. Электромеханика. – 2013. – №6. – С. 58-61.
21. Нейман В.Ю. Сравнение геометрически подобных систем электромагнитов по условию постоянства теплового критерия / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова // Электротехника. – 2011. – №12. – С. 14а-16.
22. Нейман Л.А. Исследование нагрева электромагнитного двигателя в переходных режимах / Л.А. Нейман, А.А. Скотников, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2012. – №6. – С. 50-54.
23. Нейман В.Ю. Способы повышения энергетических показателей однообмоточных импульсных устройств с электромагнитным возбуждением / В.Ю. Нейман, Д.М. Евреинов, Л.А. Нейман, А.А. Скотников, Ю.Б. Смирнова // Транспорт: Наука, техника, управление: Научный информационный сборник. – М.: Изд-во ВИНТИ. – 2010. – №8. – С. 29–31.
24. Нейман Л.А. Приближенный расчет циклического электромагнитного привода с учтенным начальным превышением температуры в переходном тепловом процессе нагрева // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2014. – №1 (22). – С. 113-122.
25. Малинин Л.И. Определение напряжения преобразования энергии и электромагнитных сил в электромеханических системах / Л.И. Малинин, В.Ю. Нейман // Электричество. – 2008. – №6. – С. 57-62.
26. Нейман Л.А. Оценка конструктивного совершенства систем охлаждения синхронных электромагнитных машин ударного действия // Научный вестник НГТУ. – 2013. – №4. – С. 177-183.

27. Нейман Л.А. Анализ процесса нагрева электромагнитного двигателя работающего в импульсном режиме / Л.А. Нейман, А.А. Скотников // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2012. – №2. – С. 319-322.
28. Meeker D. Finite Element Method Magnetics. User's Manual. Version 4.0; June 17, 2004 (<http://feem.foster-miller.com>).
29. Neyman V.Yu. Calculation of efficiency of DC electromagnet for mechanotronic systems / V.Yu. Neyman., L.A. Neyman, A.A. Petrova // IFOST 2008: Proceedings of the 3d International Forum on Strategic Technology, June 23-29, 2008, Novosibirsk, Tomsk. – P.452–454.
30. Нейман Л.А. К решению задачи рационального выбора электромагнитного двигателя заданного габарита и веса на основе численного эксперимента / Л.А. Нейман // Научный вестник НГТУ. – 2013. – №4. – С. 184-190.
31. Нейман В. Ю. О методике к выбору типа электромагнита по значениям конструктивного фактора / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – №2. – С. 310-313.
32. Нейман В.Ю. Расчет показателя экономичности силового электромагнита постоянного тока с помощью моделирования магнитного поля / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова // Транспорт: Наука, техника, управление. – М.: Изд-во ВИНТИ. – 2008. – №6. – С. 21-24.
33. Петрова А.А. Моделирование в FEMM магнитного поля для расчета тяговых характеристик электромагнитных двигателей постоянного тока / А.А. Петрова, В.Ю. Нейман // Сборник научных трудов Новосибирского государственного технического университета. – 2008. – №2. – С. 101-108.
34. Нейман В.Ю. О допускаемой погрешности при сравнении подобных электромагнитов по значениям конструктивного фактора / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова, Д.М. Евреинов // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2011. – №12. – С. 36-37.
35. Нейман В.Ю. Влияние соотношений главных размеров электромагнитов на значения конструктивного фактора и показателя экономичности / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова // Автоматизированные электромеханические системы: сб. науч. тр. Под общ ред. В.Н. Аносова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – С. 177-187.

О ФОРМИРОВАНИИ ТОПОЛОГИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПРИ КОМПЬЮТЕРНОМ СИНТЕЗЕ СТРУКТУР МЕХАНИЗМОВ

Степанов А.В., Дмитриев В.В.

Новокузнецкий институт (филиал) Кемеровского государственного университета, Новокузнецк

Ключевые слова: структурный синтез, кинематическая цепь, виртуальные звенья, виртуальные кинематические пары, алгоритм, комбинаторный объект.

Аннотация. Рассматриваются этапы формирования топологии кинематических цепей с кинематическими парами различных классов.

Введение

Понятия виртуальных звеньев и виртуальных кинематических пар [1, 2], используемые при решении задач компьютерного синтеза структур механизмов, подтвердили их необходимость и значимость. После того, как определен состав кинематических цепей, рассчитаны количества звеньев той или иной сложности и количества кинематических пар различных классов, наступает этап формирования топологии кинематической цепи. Топология кинематических цепей с одноподвижными кинематическими парами (парами одного и того же класса) может быть сформирована путем присоединения цепочки имеющих в наличии звеньев к бортам построенного ранее фрагмента без учета класса и графического отображения кинематических пар [3]. При этом в качестве начального фрагмента цепи принимается графический образ самого сложного звена цепи, так называемого τ -угольника [4]. Перед тем, как вывести сконструированное графическое изображение кинематической цепи на экран, на него накладывается еще один слой с графическими образами кинематических пар, помещенных в точки соединения между собой различных звеньев. Если звенья цепи при соединении друг с другом образуют кинематические пары одного и того же вида и класса, то формирование топологии варианта кинематической цепи на этом заканчивается. Если же звенья цепи могут соединяться между собой, образуя при этом кинематические пары различных классов и видов, необходим еще один этап структурного синтеза, связанный с формированием многообразия вариантов размещения кинематических пар, разрешенных к использованию классов.

Цепи с виртуальными кинематическими парами

На первом этапе формирования топологии кинематической цепи, описанном в [5], условно считается, что все кинематические пары цепи одного и того же класса и вида. Это позволяет получить геометрический образ кинематической цепи, отображающий порядок соединения звеньев между собой, образующих «обезличенные» (не относящиеся ни к одному из классов) кинематические пары. Такие пары называются виртуальными кинематическими

парами. В реальные кинематические пары они превратятся лишь на втором этапе формирования топологии кинематической цепи, упомянутом ранее.

С помощью кинематических пар различных классов могут быть получены кинематические цепи, относящиеся к одному из четырех семейств механизмов [6], подвижность которых определяется по следующим структурным формулам:

$$W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1.1)$$

$$W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2, \quad (1.2)$$

$$W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3, \quad (1.3)$$

$$W_3 = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.4)$$

где W_i – подвижность кинематической цепи i -го семейства; n – количество подвижных звеньев цепи; p_i – количество пар i -го класса (общее количество пар $p = \sum p_i$).

Номенклатура и количество звеньев, необходимых для создания кинематической цепи, а также количество кинематических пар каждого класса p_i , могут быть определены путем нахождения целочисленных решений универсальной структурной системы профессора Л.Т. Дворникова [7].

Методология реализации второго этапа формирования топологии цепи

После того, как в памяти ЭВМ сформирован виртуальный образ кинематической цепи с обезличенными или виртуальными кинематическими парами, приступают ко второму этапу формирования топологии цепи, перебирая множество вариантов размещения кинематических пар, разрешенных к применению классов, в местах размещения виртуальных пар. Получение гарантированно полного множества вариантов размещения пар, разрешенных к применению классов, а, следовательно, структурных схем механизмов распадается, в свою очередь, на два очевидных этапа:

- 1) формируется полное многообразие вариантов размещения кинематических пар различных классов в местах расположения виртуальных пар;
- 2) из полученного множества вариантов отбраковываются неработоспособные и изоморфные структуры.

Поскольку условия отбраковки неработоспособных структур зависят от вида исследуемых механизмов и набора, предъявляемых к ним требований, (например, в [8] обсуждаются вопросы построения структур зубчатых механизмов), рассмотрим некоторые вопросы реализации первого этапа.

Каждая из кинематических цепей с виртуальными кинематическими парами является фрагментом (родителем или предком), на основе которого могут быть сформированы кинематические цепи (потомки), различающиеся между собой адресами размещения кинематических пар конкретных классов. Формирование «потомков» – кинематических цепей с реальными кинематическими парами может осуществляться по следующему алгоритму:

- 1) в произвольном порядке нумеруются виртуальные пары от 1 до p ;
- 2) генерируется множество планов размещения реальных пар на местах размещения виртуальных пар (от 1 до p адреса);

3) для каждого плана формируется новый образ кинематической цепи с адресным размещением кинематических пар различных классов.

Для определения количества R возможных планов размещения заданного числа кинематических пар различных классов на местах расположения виртуальных пар можно использовать известную из комбинаторики формулу [9, теорема 8.58], которая приобретает следующий вид для кинематических цепей каждого из семейств:

$$R_0 = P(p; p_5, p_4, p_3, p_2, p_1) = \frac{p!}{p_5! \times p_4! \times p_3! \times p_2! \times p_1!}, \quad (2.1)$$

$$R_1 = P(p; p_5, p_4, p_3, p_2) = \frac{p!}{p_5! \times p_4! \times p_3! \times p_2!}, \quad (2.2)$$

$$R_2 = P(p; p_5, p_4, p_3) = \frac{p!}{p_5! \times p_4! \times p_3!}, \quad (2.3)$$

$$R_3 = P(p; p_5, p_4) = \frac{p!}{p_5! \times p_4!}. \quad (2.4)$$

Поскольку $0! = 1$, то подсчет R для кинематических цепей любого семейства может осуществляться по общей формуле (2.1) вместо частных её вариантов (2.2)-(2.4).

Генерирование множества планов размещения реальных пар

Задача генерирования множества планов адресного размещения реальных пар эквивалентна задаче генерации комбинаторных объектов – полного множества p -кортежей $(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_p)$, где каждое x_i представляет собой одну из десятичных цифр $\{1, 2, 3, 4, 5\}$, соответствующую классу кинематической пары, размещенную в i -ой позиции. Параметры цепи $p_1, p_2, \dots, p_5$ определяют количество соответствующих им десятичных цифр в искомым кортежах. В задачах компьютерного синтеза кинематических цепей, генерирование многообразия вариантов p -кортежей может быть осуществлено двумя способами. Во-первых, можно генерировать все возможные p -кортежи и среди них отбирать те, которые удовлетворяют решению универсальной структурной системы. Во-вторых, можно сформировать один p -кортеж и затем генерировать все возможные перестановки его элементов.

Рассмотрим первый способ. Генерирование всех p -кортежей может осуществляться путем получения отрезка натурального ряда чисел в пятеричной системе счисления, имеющей набор цифр $\{1, 2, 3, 4, 5\}$, с помощью пятиразрядного программного счетчика. Количество получаемых p -кортежей будет равным 5^p . Алгоритмы такого рода описаны, к примеру, в [10 и 11].

Покажем, как поставленная задача может быть решена простым и прямолинейным алгоритмом M , приведенным в разделе 7.2.1.1 [10]. Он предназначен для решения более общей задачи – посещает все n -кортежи $(a_1, \dots, a_n)$, удовлетворяющие условию $0 \leq a_j \leq m_j$ для $1 \leq j \leq n$, путем многократного добавления 1 к числу в смешанной позиционной системе счисления до тех пор, пока не будет достигнуто переполнение. При этом верхние границы m_j разных

компонентов вектора $(a_1, \dots, a_n)$ могут отличаться. Алгоритм M содержит следующие шаги:

M1. [Инициализация.] Установить $a_j \leftarrow 0$ для $0 \leq j \leq n$ и установить $m_0 \leftarrow 2$.

M2. [Посещение.] Посетить n -кортеж $(a_1, \dots, a_n)$. (Программа, которая должна посетить все n -кортежи, приступает к работе.)

M3. [Подготовка к прибавлению единицы.] Установить $j \leftarrow n$.

M4. [Перенос при необходимости.] Если $a_j = m_j - 1$, установить $a_j \leftarrow 0, j \leftarrow j - 1$, и повторить этот шаг.

M5. [Увеличение, если еще не выполнено.] Если $j = 0$, завершить работу алгоритма. В противном случае установить $a_j \leftarrow a_j + 1$ и вернуться к шагу M2.

Для решения частной задачи генерирования всех p -кортежей или натуральных чисел от $(1\dots 1)_5$ до $(5\dots 5)_5$ можно воспользоваться приведенным далее исходным кодом языка программирования Java:

```
void algorithmM(int p) {
    // M1 [Инициализация.]
    int[] x = new int[p + 1];
    for(int i = 0; i < x.length; i++) { x[i] = 1; }
    while (true){
        //M2. [Посещение.]
        visit(x);
        //M3. [Подготовка к прибавлению единицы.]
        int j = p;
        // M4. [Перенос при необходимости.]
        while (x[j] == 5) {
            x[j--] = 1;
        }
        // M5. [Увеличение, если еще не выполнено.]
        if (j == 0) break;
        x[j] ++;
    }
}
```

На шаге M2 следует проводить отбор кортежей, удовлетворяющих параметрам формируемых цепей. При посещении необходимо подсчитать количество каждой цифры в кортеже и сравнить со значениями параметров $p_1, p_2, \dots, p_5$. Кортежи, успешно прошедшие проверку, будут составлять искомый набор вариантов размещения реальный пар на схемах с виртуальными парами. Функция, реализующая данный шаг и выводящая результаты на экран, может выглядеть следующим образом:

```
void visit(int[] x) {
    // Подсчет кол-ва пар каждого класса
    int[] xP = new int[6];
    for (int s = 1; s < xP.length; s++) {
        xP[s] = 0;
        for (int i = 1; i < x.length; i++) {
            if (x[i] == s) { xP[s]++; }
        }
    }
    // Сравнение с требуемым кол-вом пар
    boolean isEqual = true;
    for (int i = 1; i < xP.length; i++) {
        if (xP[i] != p[i]) {
```

```

        isEqual = false;
        break;
    }
}
// Вывод на экран
if (isEqual) {
    for (int i = 1; i < x.length; i++) {
        System.out.printf("%d ", x[i]);
    }
    System.out.println();
}
}

```

Результаты работы программы, реализующей алгоритм M , приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты работы программы

Исходные данные – множество $\{p_1, p_2, p_3, p_4, p_5\}$				
1, 2, 1, 0, 0	1, 0, 1, 0, 1	0, 0, 0, 3, 1	0, 0, 0, 2, 3	0, 0, 0, 1, 5
Количество возможных вариантов размещения				
$R = 12$	$R = 6$	$R = 4$	$R = 10$	$R = 6$
Найденные p -кортежи				
1 2 2 3	1 3 5	4 4 4 5	4 4 5 5 5	4 5 5 5 5 5
1 2 3 2	1 5 3	4 4 5 4	4 5 4 5 5	5 4 5 5 5 5
1 3 2 2	3 1 5	4 5 4 4	4 5 5 4 5	5 5 4 5 5 5
2 1 2 3	3 5 1	5 4 4 4	4 5 5 5 4	5 5 5 4 5 5
2 1 3 2	5 1 3		5 4 4 5 5	5 5 5 5 4 5
2 2 1 3	5 3 1		5 4 5 4 5	5 5 5 5 5 4
2 2 3 1			5 4 5 5 4	
2 3 1 2			5 5 4 4 5	
2 3 2 1			5 5 4 5 4	
3 1 2 2			5 5 5 4 4	
3 2 1 2				
3 2 2 1				

Второй способ формирования планов размещения кинематических пар различных классов на схемах с виртуальными парами является менее затратным (нет необходимости формировать все 5^p кортежей) и заключается в генерировании всех перестановок начального кортежа. Такой кортеж, в общем случае, должен представлять одно из возможных размещений реальных пар или, другими словами, любой p -кортеж, найденный первым способом.

В [10] генерированию всех перестановок посвящен раздел 7.2.1.2. Первым рассматривается алгоритм L классического метода лексикографической генерации перестановок. Этот алгоритм для заданной последовательности из n элементов $a_1, a_2, \dots, a_n$ отсортированных таким образом, что $a_1 \leq a_2 \leq \dots \leq a_n$, генерирует все перестановки $\{a_1, a_2, \dots, a_n\}$ и содержит следующие шаги:

- L1.** [Посещение.] Посетить перестановку $a_1, a_2, \dots, a_n$.
- L2.** [Поиск j .] Установить $j \leftarrow n - 1$. Если $a_j \geq a_{j+1}$, уменьшать j на 1, пока не будет выполнено условие $a_j < a_{j+1}$. Завершить работу алгоритма, если $j = 0$.
- L3.** [Увеличение a_j .] Установить $l \leftarrow n$. Если $a_j > a_l$, уменьшать l на 1, пока не будет выполнено условие $a_j < a_l$. Затем выполнить обмен $a_j \leftrightarrow a_l$.
- L4.** [Обращение $a_{j+1} \dots a_n$.] Установить $k \leftarrow j + 1$ и $l \leftarrow n$. Затем, пока $k < l$, выполнять обмен $a_k \leftrightarrow a_l$ и установки $k \leftarrow k + 1, l \leftarrow l - 1$. Вернуться к шагу L1.

Алгоритм L накладывает ограничение на начальную последовательность элементов, которую можно создать так: последовательно разместить в $(a_1, a_2, \dots, a_n)$ требуемые количества $p_1, p_2, \dots, p_5$ каждой цифры 1, 2, ..., 5. Формирование такой начальной последовательности может осуществлять следующим образом:

```
int[] init(int[] p) {
    // Подсчитываем кол-во пар
    int countP = 0;
    for (int i = 1; i < p.length; i++) {
        countP += p[i];
    }
    // Формируем p-кортеж
    int[] x = new int[countP + 1];
    int i = 1;
    for(int j = 1; j < p.length; j++) {
        int count = 0;
        while (count++ < p[j]) {
            x[i++] = j;
        }
    }
    return x;
}
```

Алгоритм L может быть реализован на языке программирования Java следующим образом:

```
void algoritmL(int[] a) {
    int n = a.length;
    while (true) {
        // L1. [Посещение.]
        for (int i = 1; i < a.length; i++) {
            System.out.printf("%d ", a[i]);
        }
        System.out.println();
        // L2. [Поиск j.]
        int j;
        for (j = n - 2; j > 0; j--) {
            if (a[j] < a[j + 1]) { break; }
        }
        if (j == 0) { return; }
        // L3. [Увеличение aj.]
        int l;
        for (l = n - 1; l > 0; l--) {
            if (a[j] < a[l]) {
                break;
            }
        }
        int tmp = a[j]; a[j] = a[l]; a[l] = tmp;
        // L4. [Обращение aj+1...an.]
    }
}
```



```

    int k;
    for (k = j + 1, l = n - 1; k < l; k++, l--) {
        tmp = a[k]; a[k] = a[l]; a[l] = tmp;
    }
}
}

```

Результаты работы программы, реализующей алгоритм L , не отличаются от результатов работы, приведенных в таблице 1.

Пример

Рассмотрим процедуру синтеза структур механизмов третьего семейства, подвижность которых определяется по формуле (1.4). В таблице 2 приведены целочисленные решения универсальной структурной системы профессора Л.Т. Дворникова при $W = 1$, $\tau = 3$ и $n_2 = 0$. Для каждого из решений могут быть построены кинематические цепи с виртуальными парами. Они показаны на рисунках 1-3: для первого решения их две, для второго – шесть и для третьего – пять. В последнем столбце таблицы 2 приведены результаты подсчета по (2.4) числа R возможных вариантов размещения пар четвертого и пятого классов на схемах, удовлетворяющих каждому решению.

Таблица 2 – Решения универсальной структурной системы

Номер решения	n	n_2	n_1	p	p_4	p_5	R
1	2	0	1	4	3	1	4
2	3	0	2	5	2	3	10
3	4	0	3	6	1	5	6

а) $\alpha = 0$ и $\lambda_H/\delta = 1+2+2$ б) $\alpha_2 = 1$ и $\lambda_H/\delta = 2+2$

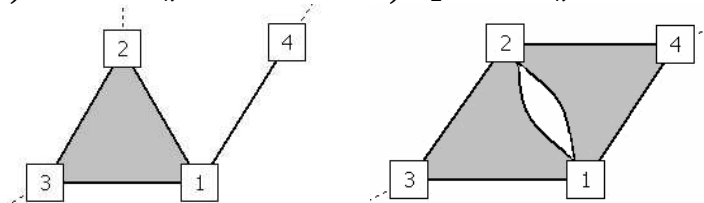
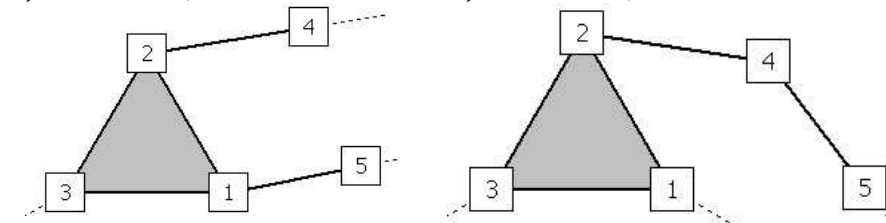


Рисунок 1 – Цепи с виртуальными парами при $n = 2$

а) $\alpha = 0$ и $\lambda_H/\delta = 2+2+3$ б) $\alpha = 0$ и $\lambda_H/\delta = 1+3+3$



в) $\alpha_2 = 1$ и $\lambda_H/\delta = 3+3$ г) $\alpha_3 = 1$ и $\lambda_H/\delta = 2+3$

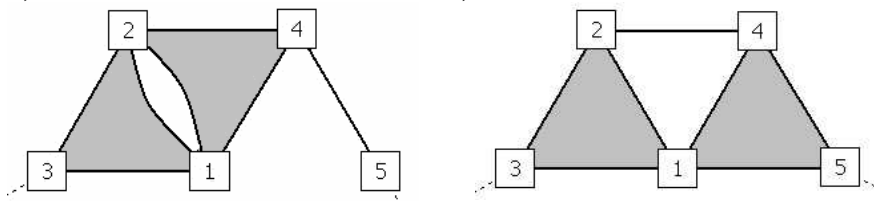
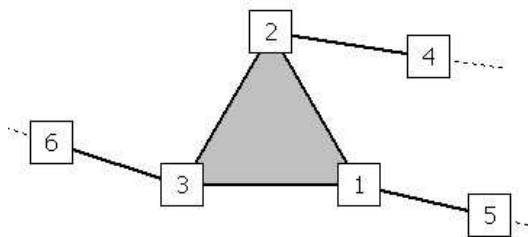
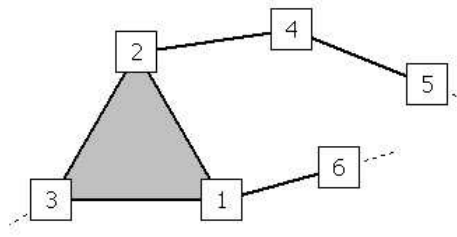


Рисунок 2 – Цепи с виртуальными парами при $n = 3$

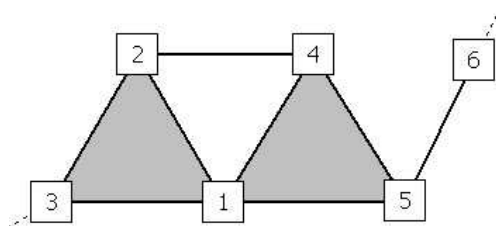
а) $\alpha = 0$ и $\lambda_H/\delta = 3+3+3$



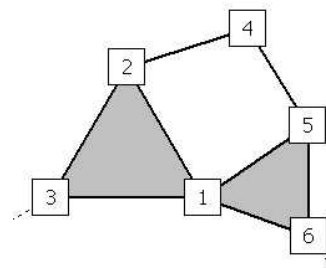
б) $\alpha = 0$ и $\lambda_H/\delta = 2+3+4$



в) $\alpha_3 = 1$ и $\lambda_H/\delta = 3+4$



г) $\alpha_4 = 1$ и $\lambda_H/\delta = 2+4$



д) $\alpha_4 = 1$ и $\lambda_H/\delta = 3+3$

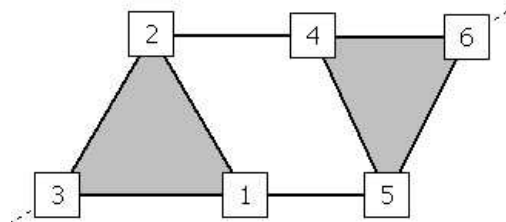


Рисунок 3 – Цепи с виртуальными парами при $n = 4$

Начнем с первого решения: $\tau = 3$, $n = 2$, $n_2 = 0$, $n_1 = 1$, $p_4 = 3$ и $p_5 = 1$. Этому решению удовлетворяют две схемы цепей с виртуальными парами, показанные на рисунке 2. Значение $R = 4$ означает, что четыре кинематические пары, три из которых четвертого класса и одна – пятого, можно разместить на каждой схеме четырьмя способами. Используя p -кортежи из третьего столбца таблицы 1, из двух цепей с виртуальными парами получим восемь схем плоских механизмов, показанных на рисунке 4. Обозначим каждую сформированную схему буквой, которая определяет цепь с виртуальными парами, и числом, указывающим номер варианта размещения реальных пар.

После формирования полного множества схем необходимо осуществить отбраковку неработоспособных и изоморфных структур. Среди полученных схем отбраковке подлежат схемы, обозначенные как $a-2$, $a-3$ (т.к. в них трехпарное звено оказывается неподвижным) и $b-1$, $b-2$ (т.к. в них замкнутый контур оказывается неизменяемым). Изоморфными являются структуры $a-2$ и $a-3$, $b-3$ и $b-4$. В результате получаем итоговое множество структур плоских механизмов: $a-1$, $a-4$ и $b-3$ (рисунок 5).

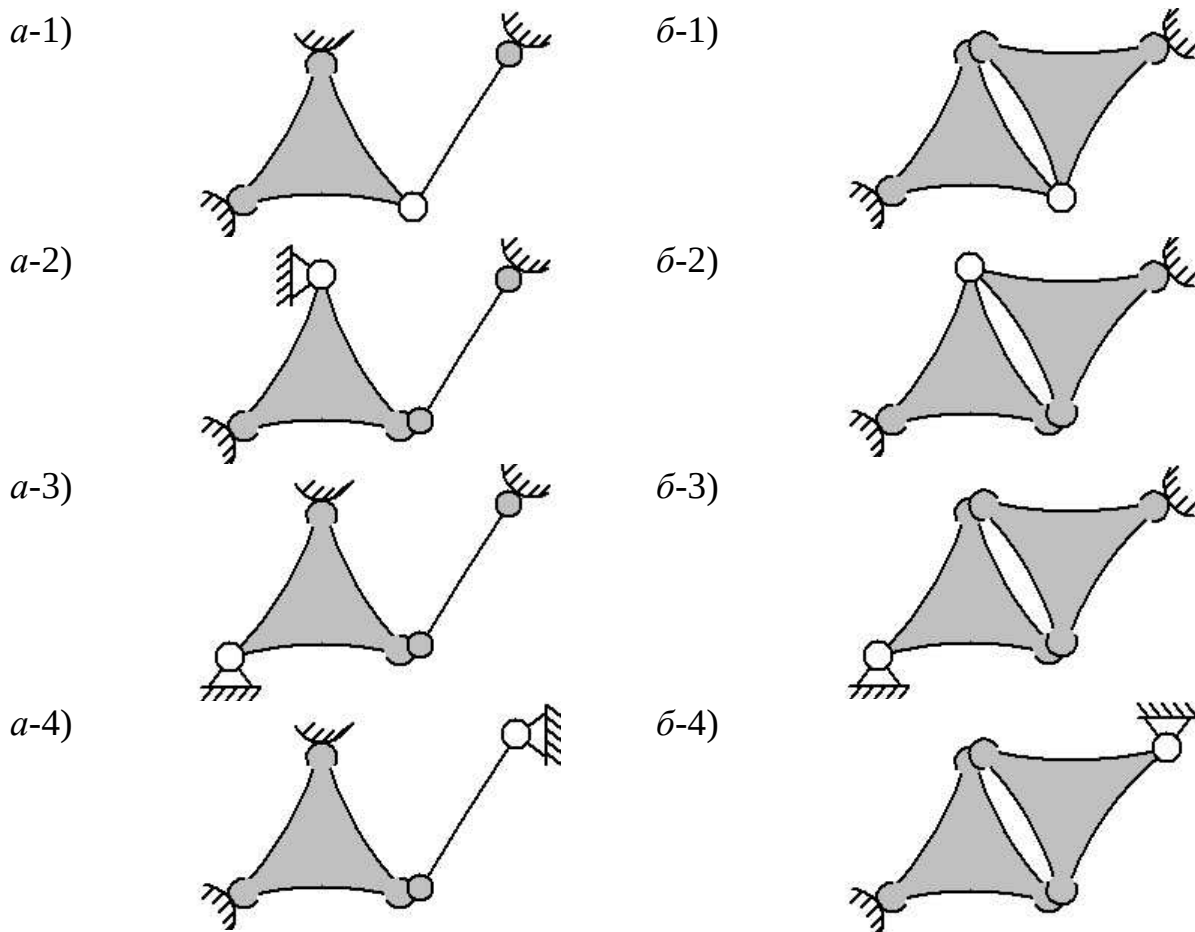


Рисунок 4 – Полное множество структур плоских механизмов
с $\tau = 3$, $n = 2$, $n_2 = 0$, $n_1 = 1$, $p_4 = 3$ и $p_5 = 1$

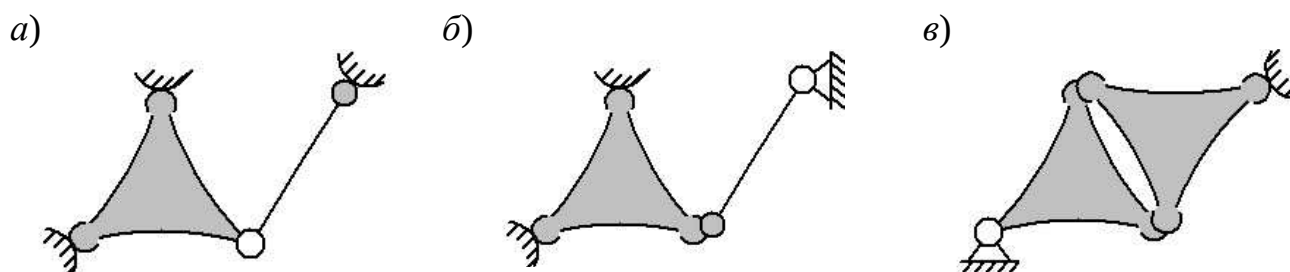


Рисунок 5 – Итоговое множество схем плоских механизмов
с $\tau = 3$, $n = 2$, $n_2 = 0$, $n_1 = 1$, $p_4 = 3$ и $p_5 = 1$

Второму решению: $\tau = 3$, $n = 3$, $n_2 = 0$, $n_1 = 2$, $p_4 = 2$ и $p_5 = 3$, удовлетворяют четыре схемы цепей с виртуальными парами, показанные на рисунке 2. Из таблицы 1 следует, что из каждой схемы можно сформировать по 10 структур плоских механизмов. Следовательно, полное множество структур плоских механизмов, удовлетворяющих рассматриваемому решению универсальной структурной системы, содержит 40 схем. Поскольку $p_4 = 2$, то на схемах цепей, имеющих дистанцию из одной стороны (рисунок 2,б) и двухзвенный контур (рисунок 2,в), допустимо размещать реальные пары только одним способом, формируя схемы механизмов, показанные на рисунках 7,е и ж. При размещении реальных пар на двух оставшихся цепях в соответствии с таблицей 1, получим 20 структур, приведенных на рисунке 6.

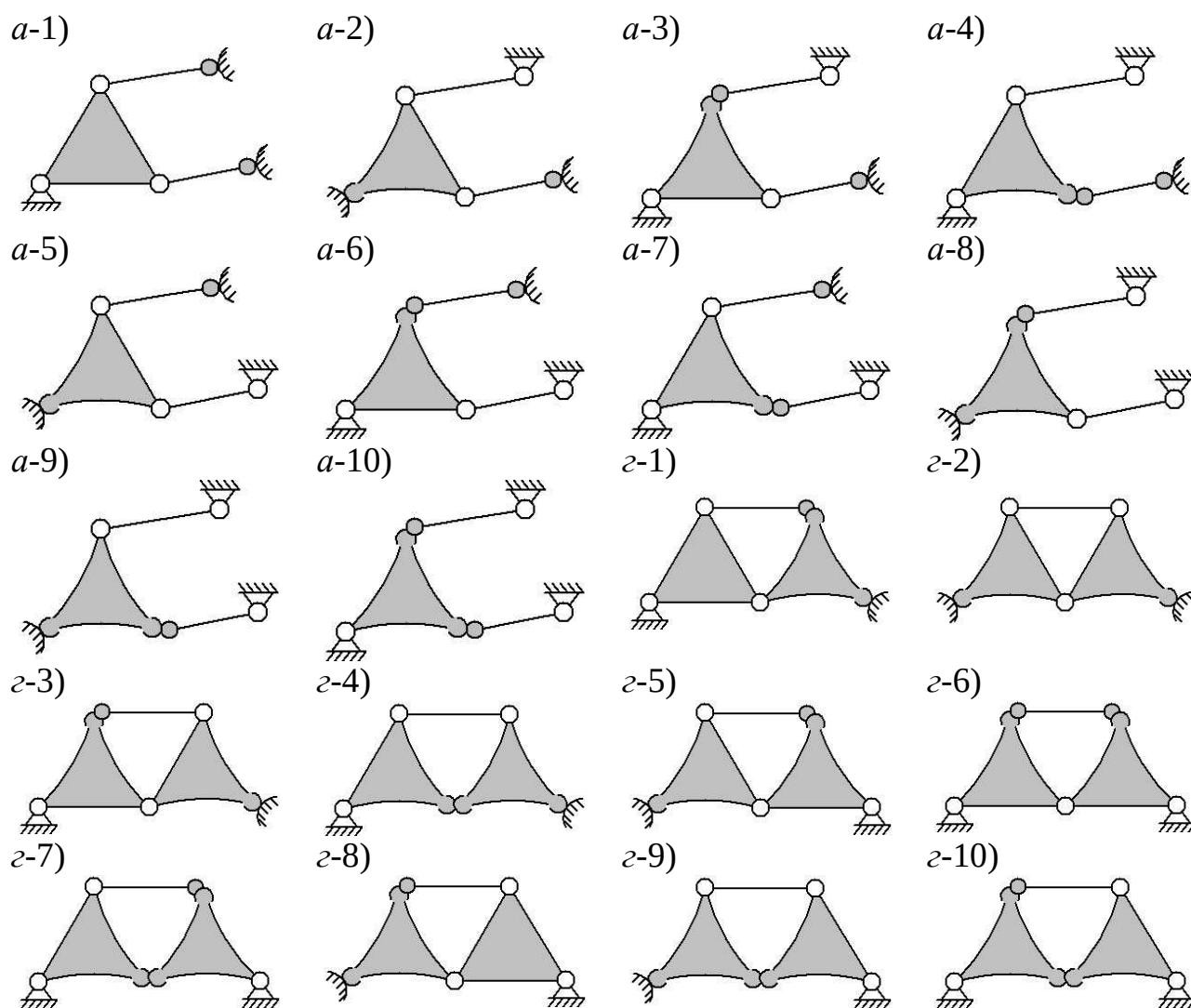


Рисунок 6 – Структуры плоских механизмов, сформированные из двух цепей с виртуальными парами (рисунок 2, *a* и *z*)

Из десяти структур механизмов, полученных из первой схемы цепи с виртуальными парами, отбраковке подлежат пять структур: *a-4*, *a-6* (т.к. имеют неподвижные звенья) и *a-5*, *a-7*, *a-9* (т.к. повторяют соответственно структуры *a-2*, *a-3* и *a-8*). Среди структур, полученных из четвертой цепи с виртуальными парами, исключаем структуры *z-2* (т.к. имеет неподвижный замкнутый контур), *z-6* (т.к. имеет неподвижные звенья) и *z-5*, *z-8*, *z-9*, *z-10* (т.к. они изоморфны соответственно *z-3*, *z-1*, *z-4*, *z-7*). В результате получаем итоговое множество из 11 структур плоских механизмов, показанное на рисунке 7.

На основании третьего решения: $\tau = 3$, $n = 4$, $n_2 = 0$, $n_1 = 3$, $p_4 = 1$ и $p_5 = 5$, построено пять цепей с виртуальными парами, показанные на рисунке 3. Из таблицы 1 видно, что из каждой цепи с виртуальными парами можно сформировать по 6 структур. Размещая реальные пары в соответствии с таблицей 1, получим полное множество из 30 схем. После отбраковки неработоспособных и изоморфных структур в итоговом множестве остается 12 структур механизмов, показанных на рисунке 8.

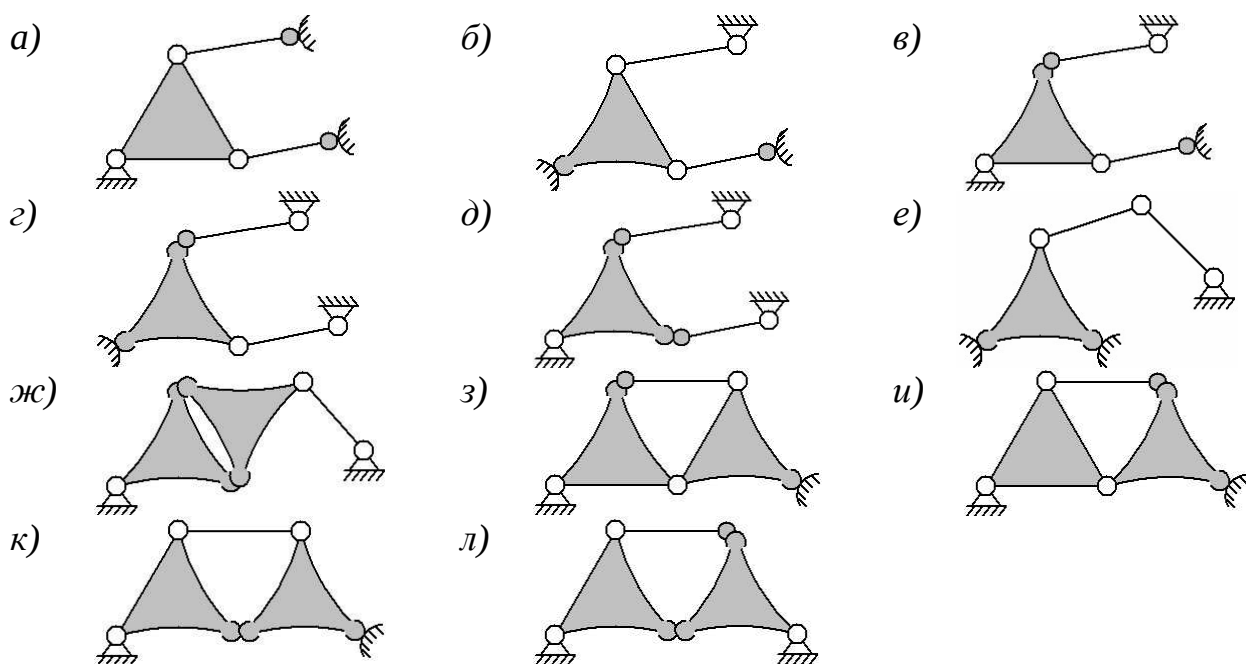


Рисунок 7 – Итоговое множество плоских механизмов с высшими парами
с $\tau = 3$, $n = 3$, $n_2 = 0$, $n_1 = 2$, $p_4 = 2$ и $p_5 = 3$

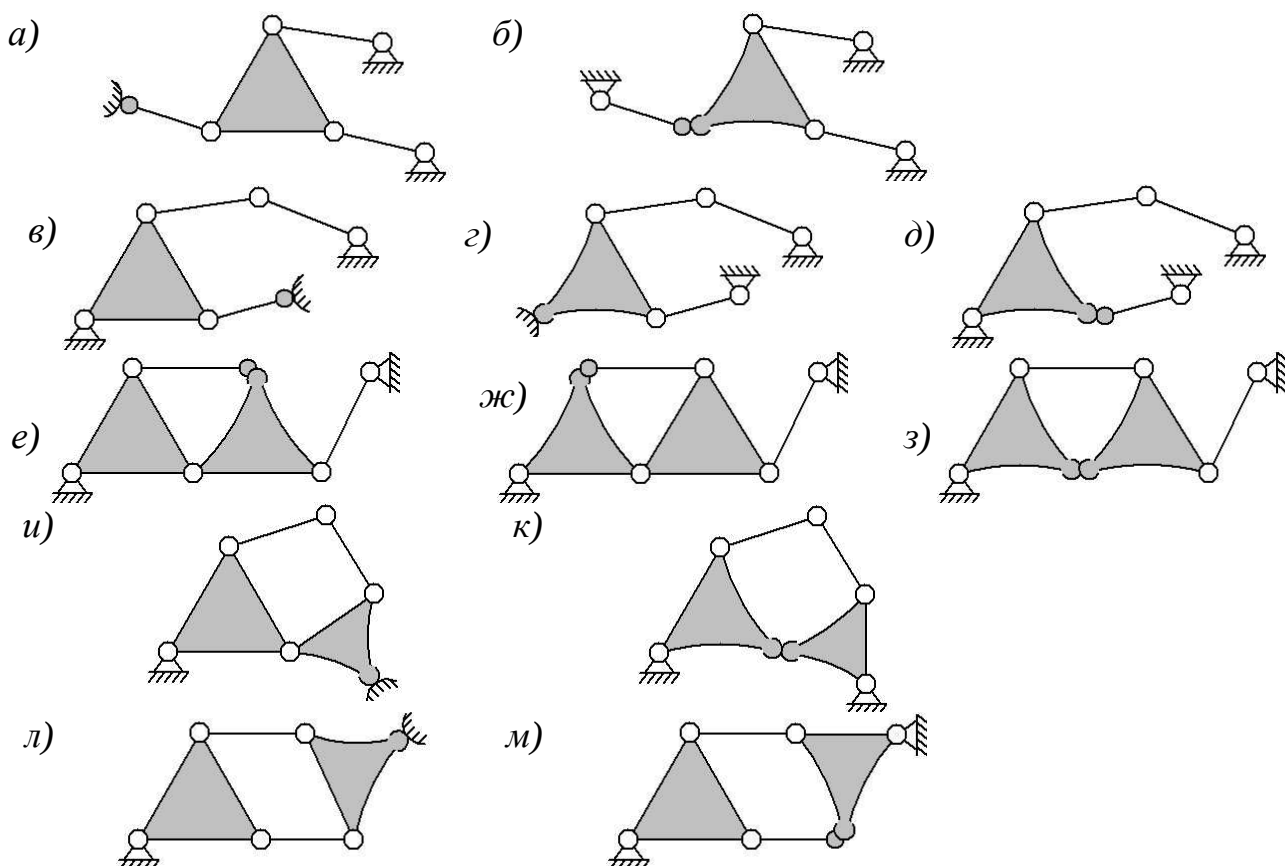


Рисунок 8 – Итоговое множество плоских механизмов
с $\tau = 3$, $n = 4$, $n_2 = 0$, $n_1 = 3$, $p_4 = 1$ и $p_5 = 5$

В результате найдено полное множество (состоящее из 26 структур) плоских аналогов структурных схем механизмов с кинематическими парами четвертого и пятого классов, представленное на рисунках 5, 7 и 8. При выборе ведущего звена они могут представлять собой структурные схемы реальных механизмов.

Заключение

Успешное решение задач компьютерного синтеза структур механизмов возможно при использовании математических методов для определения состава кинематических цепей и объектно-ориентированного подхода для формирования их топологии. Состав кинематических цепей может быть определен путем поиска целочисленных решений универсальной структурной системы профессора Л.Т. Дворникова. Объектно-ориентированный подход позволяет получать полное многообразие топологически различных вариантов соединения звеньев между собой. Применение аппарата виртуализации и методов комбинаторики дает возможность для одной и той же топологии получать многообразие вариантов структур, отличающихся друг от друга планами размещения кинематических пар различных классов.

Список литературы

1. Степанов А.В. Виртуализация в задачах компьютерного синтеза структур механизмов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2007. – №3. – С. 47-50.
2. Степанов А.В. Методика автоматизированного синтеза структур зубчатых механизмов / А.В. Степанов, В.В. Дмитриев // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2008. – №4. – С. 91-95.
3. Степанов, А.В. Объектно-ориентированная технология компьютерного синтеза структурных схем плоских шарнирных механизмов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2007. – №6. – С. 105-110.
4. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: учеб. пособие. – Новокузнецк: СибГГМА, 1994. – 102 с.
5. Степанов А.В. Методологические основы компьютерного синтеза структур плоских систем с вращательными парами пятого класса // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2010. – №1. – С. 21-29.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит. – 1988. – 640 с.
7. Степанов А.В. Решение универсальной структурной системы проф. Л.Т. Дворникова // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2007. – №3. – С. 43-47.
8. Дворников Л.Т. Теория структурного синтеза зубчатых механизмов как плоских кинематических цепей с высшими парами / Л.Т. Дворников, В.В. Дмитриев. – Москва : Эдитус, 2014. – 115 с.
9. Андерсон Д.А. Дискретная математика и комбинаторика. Пер. с англ. – Москва: Вильямс, 2004. – 960 с.
10. Кнут Д.Э. Искусство программирования, том 4, А. Комбинаторные алгоритмы, часть 1. Пер. с англ. – Москва: Вильямс, 2013. – 960 с.
11. Степанов А.В. Компьютерный синтез структур механизмов. Плоские цепи с парами пятого класса / А.В. Степанов, Л.Т. Дворников. – Кемерово: Кузбассвуиздат, 2007. – 164 с.

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ВЫБОРА СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Олещук В.А.

*Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет,
Комсомольск-на-Амуре*

Основными условиями повышения конкурентоспособности продукции является снижение затрат на ее изготовление при сохранении и предпочтительном достижении требуемого на данный момент уровня потребительских свойств продукции. Важнейшим элементом системы менеджмента качества (СМК) предприятия является система его метрологического обеспечения, играющая в СМК роль информационно-аналитической основы для управления (улучшения) процессами и объектами, т.е. результативностью СМК предприятия.

В связи с усложнением технических устройств, повышением уровня автоматизации производственных процессов, возросла ответственность решений, принимаемых на основе измерительной информации и, как следствие, увеличилась цена допускаемых ошибок.

Следовательно, необходим постоянный, оперативный контроль физических параметров, обеспечение их стабилизации, поддержание на требуемом уровне и регулирование с высокой точностью на основе результатов контроля. Средства измерений (СИ), используемые для контроля должны соответствовать этим требованиям. Вследствие этого, большую значимость приобрела автоматизация процесса выбора оптимального СИ для метрологического обеспечения параметров технологических процессов. Выбор средств измерений, их метрологических характеристик, в первую очередь зависит от особенностей технологического процесса и его физических параметров. Рациональным считается такое решение о выборе методов и СИ, при котором минимизируются затраты на измерение и на их эксплуатацию. СИ должны обеспечивать измерение параметров технологических процессов с необходимой точностью, быстродействием, в заданном диапазоне значений измеряемой физической величины, в определенных условиях окружающей среды и т.д.

Выбор средств измерений, обеспечивающих получение оперативной и достоверной измерительной информации о параметрах быстротекущего технологического процесса, является сложной, трудоёмкой задачей, требующей тщательного анализа метрологических характеристик СИ, предлагаемых отечественными и зарубежными производителями.

Разработка модели процесса выбора средства измерения, позволяющая не только оптимизировать этот процесс, но и автоматизировать его, является актуальной задачей.

В данной работе представлен разработанный программный комплекс (ПК) в среде Delphi XE3, предназначенный для автоматизации выбора СИ. Основой разработанного ПК составляет база данных (БД), сущностью которой являются критерии выбора СИ: физическая величина, класс точности, быстродействие, диапазон и метод измерения, тип среды, температура окружающей среды, устойчивость к вибрациям, габариты объекта измерения, производитель и т.п.

Для описания корректности проекта БД разработана её концептуальная (инфологическая) модель (рисунок 1), включающая такое формализованное описание предметной области, которое легко будет "читаться" не только специалистами по базам данных, но и пользователями. Эта модель также позволяет концептуально определить наборы данных, используемых в системе.

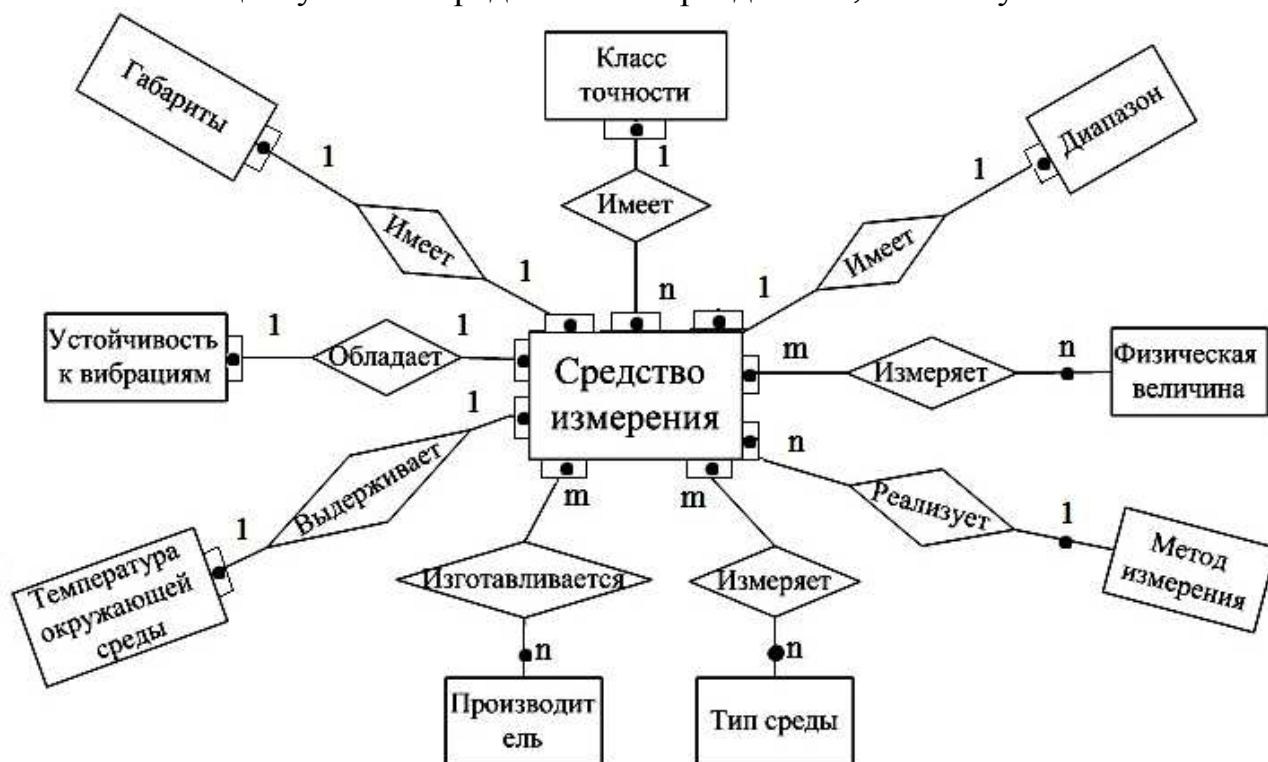


Рисунок 1 – Инфологическая модель

Работать с БД могут: администратор, пользователь, гость, которые, по сценарию имеют различные возможности взаимодействия с системой.

Администратор должен выполнять: описание системы, поиск СИ, администрирование системы.

Администрирование системы может выполнять только администратор.

Пользователь может смотреть описание системы и выполнять поиск СИ. Поиск СИ можно выполнять по физической величине, физической величине и быстродействию СИ, физической величине и типу среды, физической величине, типу среды и методу измерения, физической величине и производителю и т.п.

Гость, может просматривать только описание системы, выполнение других действий ему будет доступно только после регистрации в системе.

Для описания типичных способов взаимодействия пользователей с системой разработана диаграмма прецедентов (рисунок 2).

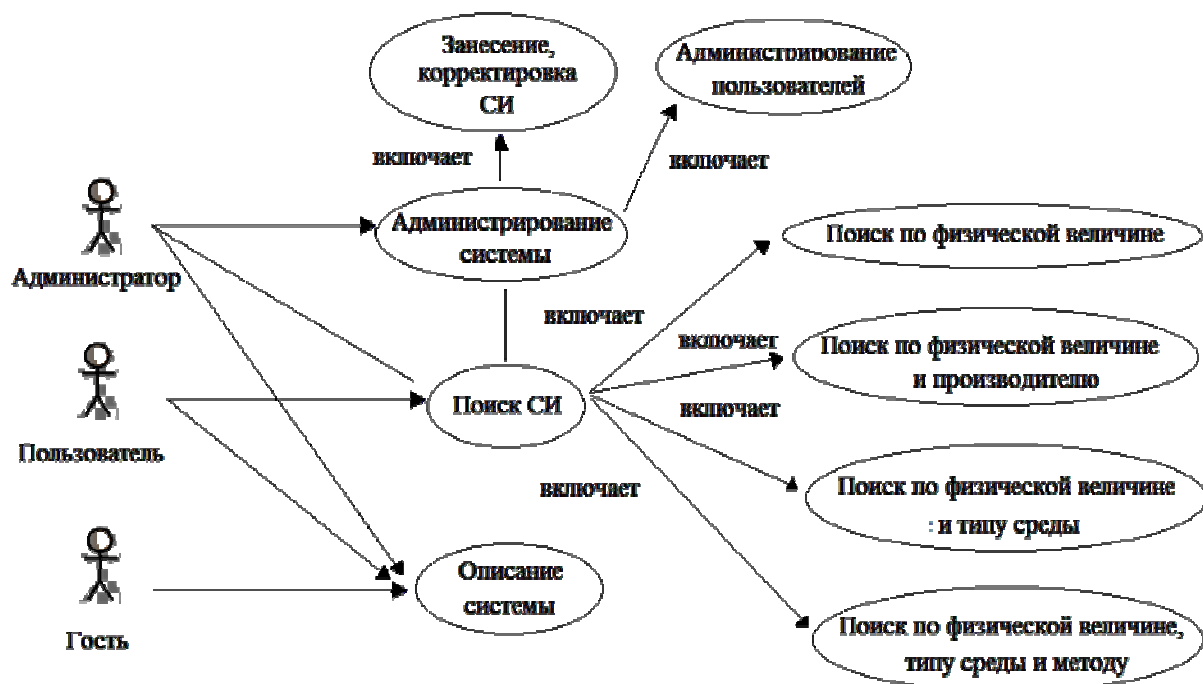


Рисунок 2 – Диаграмма прецедентов

При входе в программу «Средства измерений» пользователь видит окно, с помощью которого он может войти в систему (рисунок 3).

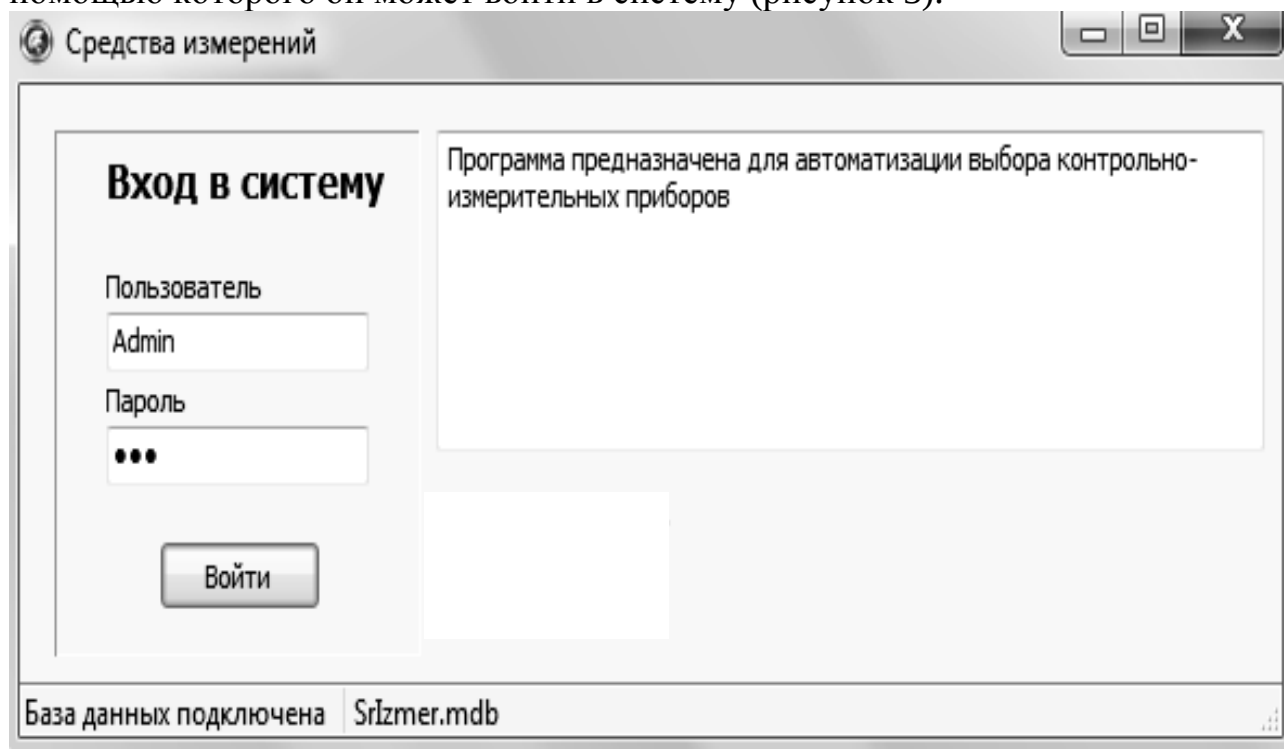


Рисунок 3 – Окно входа в систему

Вход в систему будет осуществлен только после занесения «Имя пользователя», «Пароля» и их подтверждения.

Учет пользователей и присвоение им паролей ведет администратор.

После подтверждения входа в систему появляется окно с открытой вкладкой «Средства измерений» (рисунок 4).

Рисунок 4 – Окно «Средства измерений»

Данное окно предназначено для занесения данных о средствах измерения. Здесь можно заносить информацию об измеряемой физической величине, модели средства измерения, методе измерения, классе точности, быстродействию, диапазоне измерения, типе среды, температуре окружающей среды, устойчивости средства измерения к вибрациям, производителе, и т.п.

Предусматривается занесение фотографии средства измерения в базу.

Во вкладке «Справочники» отображаются данные, которые используются при внесении средства измерения в базу. Вся информация, заносимая в «Справочники» отображается в окне программы «Средства измерений» в виде выпадающего списка.

После того как выбраны критерии поиска необходимо кликнуть на пиктограмму команды «Поиск» в окне «Средства измерений» (рисунок 5).

Программа автоматически производит поиск средства измерения по заданным критериям: физическая величина, тип среды, метод, производитель и т.п. Производить поиск средств измерений можно, как и по отдельно взятому критерию, так и по всем сразу.

В результате будут предложены модели средств измерений, удовлетворяющие поиску.

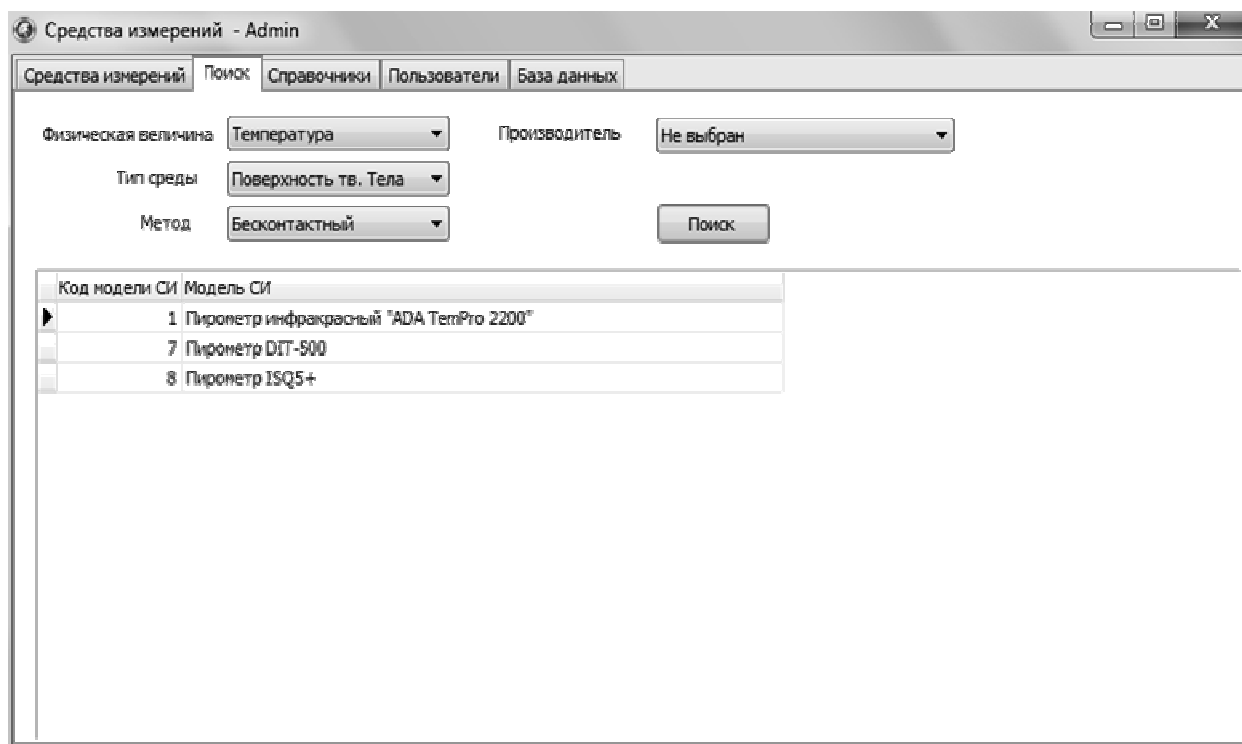


Рисунок 5 – Команда «Поиск» в окне «Средства измерений»

Чтобы посмотреть более полное описание средства измерения, необходимо двойным щелчком мыши кликнуть по одному средству измерения из всех предложенных. Программа автоматически перейдет в окно «Средства измерений», где мы видим полное описание СИ, содержащее не только основные метрологические характеристики средства измерения, но и его фотографию (рисунок 6).

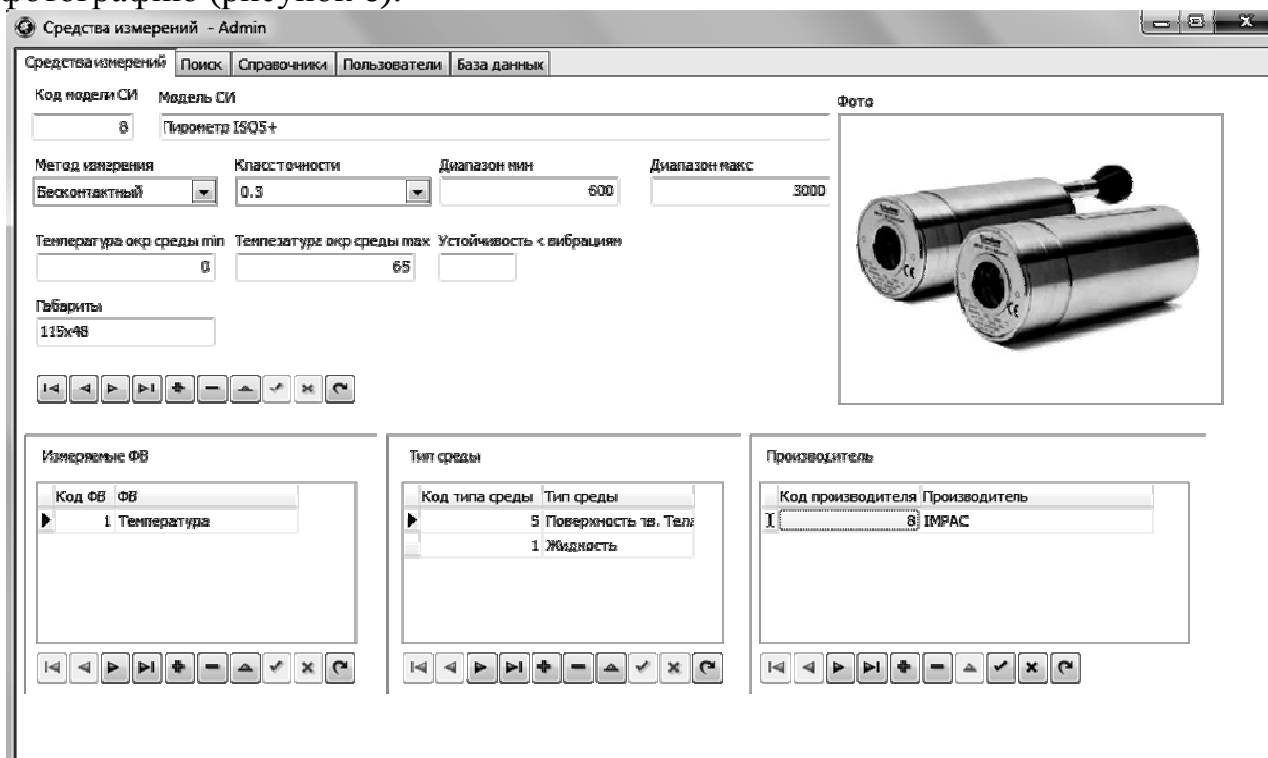


Рисунок 6 – Окно «Средства измерений» с полным описанием СИ

Таким образом, с помощью программного комплекса, разработанного в среде Delphi XE3, можно подобрать оптимальные по своим метрологическим характеристикам современные средства измерений для контроля параметров, как отдельных технологических процессов, так и всего производственного процесса в целом.

Разработанный программный комплекс позволяет значительно повысить эффективность процесса выбора СИ за счет его автоматизации. Выбор СИ можно осуществлять сразу по нескольким критериям, значительно сокращаются сроки поиска наиболее оптимального по своим метрологическим характеристикам СИ, минимизируется влияние человеческого фактора.

Данная программа может использоваться для анализа метрологического обеспечения предприятия как в процессе самоаттестации, так и при внешнем аудите.

Список литературы

1. Вербловский Г.С. Об оценке экономической эффективности комплексной системы метрологического обеспечения производства // Измерительная техника. – 2007. – №9. – С. 7-9.
2. Бикулов А.М. Методы и средства измерений. – М.: Изд-во стандартов, 2006. – 225 с.
3. Иванов В.Н. К вопросу о соотношении различных критериев точности средств измерений. – М.: Автометрия, 2007. – 89 с.
4. Карпова Т.С. Базы данных: модели, разработка, реализация. – СПб.: Питер, 2002. – 304 с.

ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ ЭКОНОМИКИ КАЧЕСТВА. КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАТРАТ НА КАЧЕСТВО

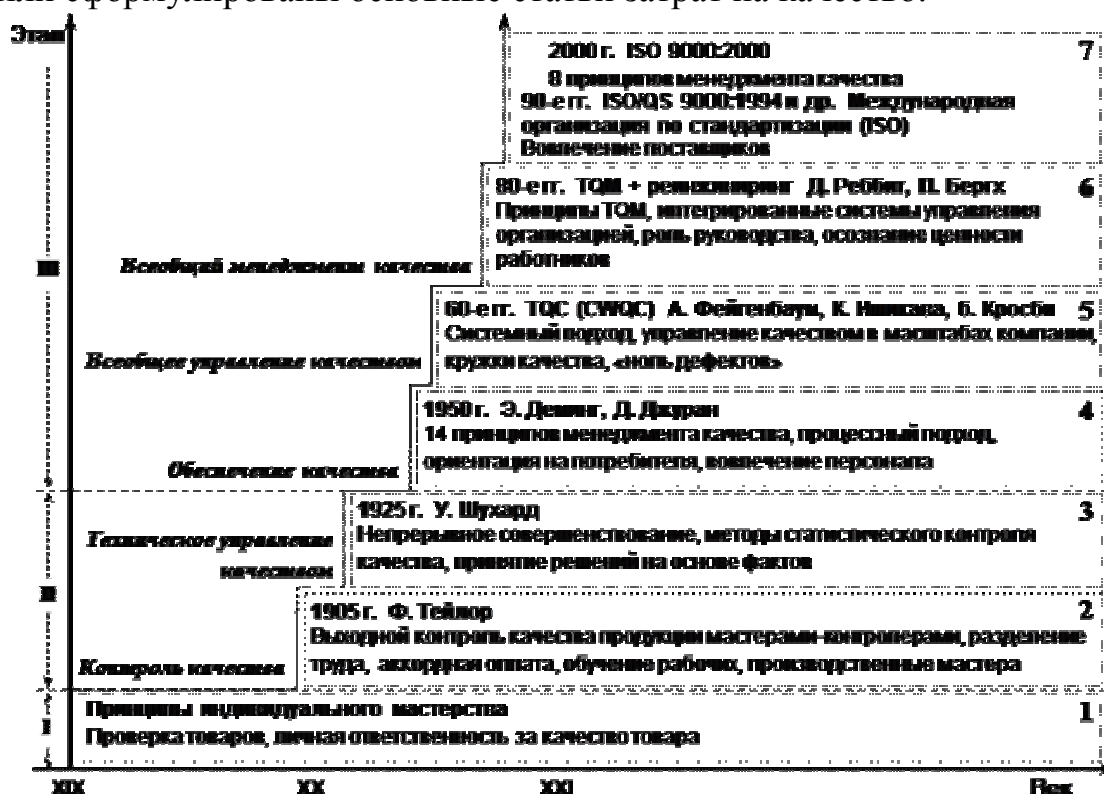
*Карнаухов И.С., Шемяков А.С., Радионова И.Н.
Юго-Западный государственный университет, Курск*

Экономика качества — это часть экономической науки, изучающей взаимосвязь качественных характеристик объектов или явлений с экономическими показателями.

Непосредственной целью экономики качества как науки является описание, объяснение и предсказание закономерностей воздействия качества на процессы и явления общественной жизни. Определение и описание функций экономики качества впервые предложил, обобщив результаты многолетних исследований, доктор экономических наук, профессор, член-корреспондент РАН В.В. Окрепилов.

Классификация затрат на качество является одним из первых этапов внедрения системы менеджмента качества (СМК) в организации. От того, насколько обоснованно определены признаки систематизации затрат, будет зависеть возможность выделения их в производственном процессе и эффективность управления ими.

Дж. Джуран в 1951 г. первым предложил законченную концепцию, касающуюся взаимосвязи управленческой и финансовой сторон обеспечения качества, в которой была предложена классификация и приведён укрупнённый состав затрат на обеспечение качества. До этого времени освещались лишь конкретные виды применения функционально-стоимостного анализа. В 1962 г. им были сформулированы основные статьи затрат на качество.



Перспективы развития экономики качества. Многие подходы к улучшению системы управления организации и повышению её конкурентоспособности основаны на принципах TQM. Часть современных подходов уже используется и в российском бизнесе. Это ИСО 9000, премии в области качества, бенчмаркинг, самооценка. Насколько эффективны эти методы и инструменты на российской земле? Ответ не может быть однозначным. Подходы совершенствования возникают эволюционно и имеют методологическую и практическую базу. Менеджеры западных компаний воспринимают ориентацию на потребителя, непрерывное совершенствование, процессный подход, вовлечение и заинтересованность работников, социальную ответственность бизнеса, как неотъемлемые принципы ведения бизнеса. В российский же бизнес эти принципы вводятся искусственно, поэтому проблема адаптации западных подходов выходит на первый план. Руководители, с одной стороны, понимают, что менять философию необходимо, с другой стороны, существует масса барьеров: незнание, как и что менять, сопротивление работников, непонимание коллег и партнеров по бизнесу.

Анализируя любой из инструментов совершенствования, мы приходим к одному выводу, что отсутствие базовой культуры TQM мешает эффективному внедрению и применению этих инструментов в российском бизнесе. Ожидать вовлечения компании в процесс совершенствования, когда культура и философия качества на этом предприятии отсутствует или создана только на бумаге – это означает "ставить телегу впереди лошади". Нельзя совершенствовать то, чего ещё нет. Сначала формирование культуры качества – и только затем её совершенствование. Первый шаг здесь – повернуться лицом к потребителю, не декларативно, а реально.

Заключение. Внедрение TQM в России, как и любые перемены, связанные с переходом к рыночной системе хозяйствования, сопровождаются рядом барьеров, одни из которых – наследство советского прошлого, другие – объективная реальность настоящего. Рынок, в свою очередь, являясь макроэкономическим регулятором и индикатором, обеспечит эволюционное развитие процесса внедрения TQM в России, динамика же этого процесса зависит от эффективности деятельности каждого из его участников.

Список литературы

1. Баландин Е.С. Международные стандарты ИСО серии 9000-2000: Методические рекомендации по применению / Е.С. Баландин, В.Г. Юдаева. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 90 с.
2. Герасимов Б.И. Управление качеством: учебное пособие / Б.И. Герасимов, Н.В. Злобина, С.П. Спиридонов. – М.: КНОРУС, 2005. – 272 с.
3. Пономарев С.В. Управление качеством продукции. Введение в системы менеджмента качества: учебное пособие / С.В. Пономарев, С.В. Мищенко, В.Я. Белобрагин. – М.: РИА «Стандарты и качество», 2004. – 248 с.
4. Пономарев С.В. Управление качеством продукции. Инструменты и методы менеджмента качества: учебное пособие / С.В. Пономарев, С.В. Мищенко, В.Я. Белобрагин и др. – М.: РИА «Стандарты и качество», 2005. – 243 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО СМЕСИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА В ПРОГРАММЕ T-FLEX

Попугаев М.Г.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

По Ассуру все механизмы создаются от так называемого «простого кривошипа», т.е. от звена, соединенного со стойкой в одноподвижную кинематическую пару, однако возможно создание неассуровых механизмов, т.е. таких в которых ведущие звенья связываются со стойкой в пары более высоких классов – p_4 , p_3 , p_2 , позволяющие две и более подвижности до пяти включительно, при этом все подвижности кроме одной оказываются зависимыми.

Используя программу T-Flex создадим трехмерную твердотельную модель трехзвенного смесительного механизма [1], схема которого представлена на рисунке 1. Привод механизма состоит из неподвижного гидроцилиндра со штоком поршня, выполненным за одно целое с уголковым рычагом (звено 1). Уголкового рычага входит со стойкой в цилиндрическую кинематическую пару (пару четвертого класса) и с пространственным коромыслом (звено 2) в цилиндрическую кинематическую пару (пару четвертого класса). Пространственное коромысло (звено 2), жестко соединенное с тестомесильной лапой, движется по заданному закону, входит со стойкой (звено 3) в сферическую кинематическую пару (пару третьего класса). В трехзвенном механизме подвижными являются два звена (звено 1 и 2), а третьим звеном считается стойка (звено 3), относительно которой рассматривается движение.

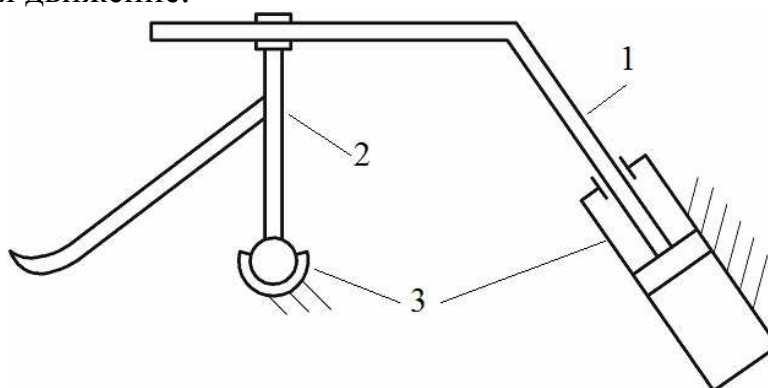


Рисунок 1 – Схема пространственного смесительного механизма

Для моделирования пространственного смесительного механизма воспользуемся схемой [2], приведенной на рисунке 2. В качестве исходных параметров примем: $h = 20$ мм, $OB = 80$ мм, $\gamma = 20^\circ$.

Для исследования работоспособности механизма, была создана его трехмерная модель, которая в последующем анимирована в программе T-Flex «Динамика».

Детали механизма (рисунки 3-5) созданы в отдельных документах, которые в качестве фрагментов вставляются в сборочную модель и соединяются между собой посредством сопряжений и взаимного расположения осей и контактирующих поверхностей. Необходимо учитывать, что звено, которое не будет совершать движения – стойка – лишается степеней свободы. У гидроцилиндра для наглядного отображения детали вырежем четверть (рисунок 5, б). В сборку последовательно вставляются два звена с учетом их взаимного расположения, которое может быть реализовано в виде сопряжений.

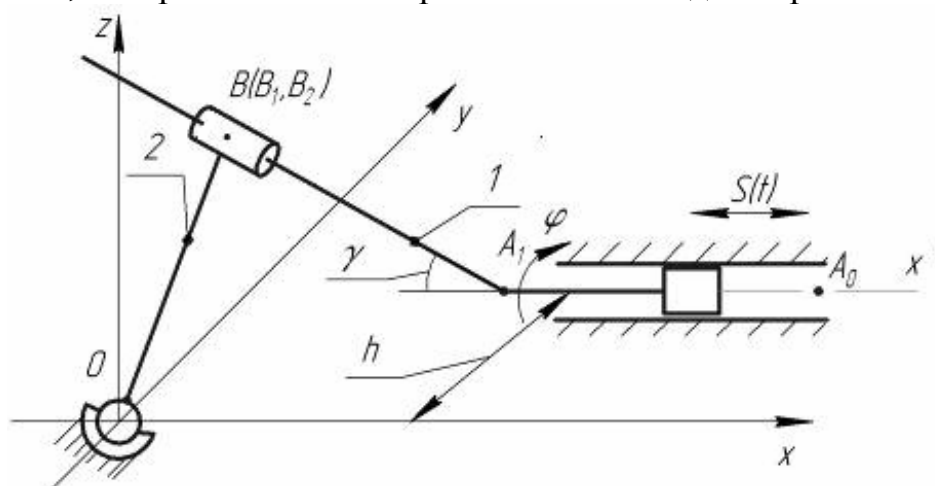


Рисунок 2 – Схема для моделирования механизма

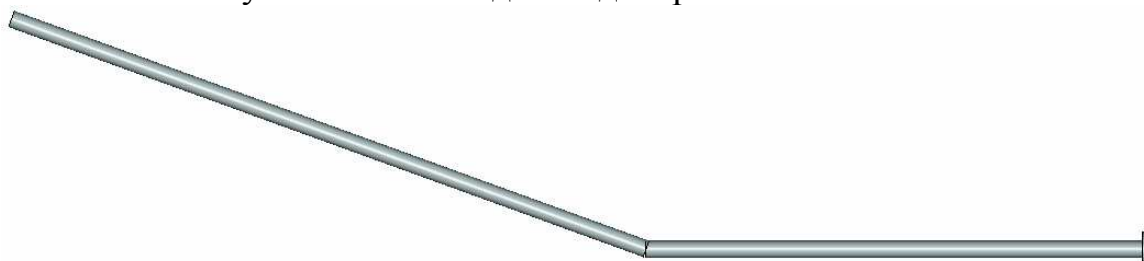


Рисунок 3 – Угловой рычаг

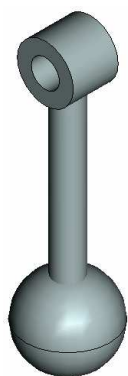
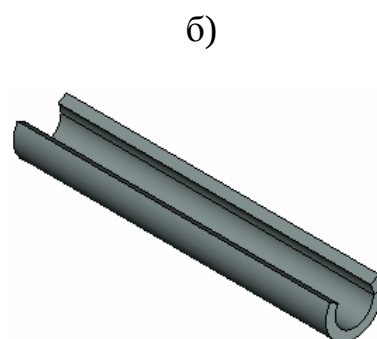


Рисунок 4 –
Пространственное
коромысло



а)



б)

Рисунок 5 – Неподвижное звено:
а – лунка
б – гидроцилиндр с вырезом

Располагаем звено 3 – стойку неподвижно, затем последовательно вставляем звенья 1 и 2. Используем команду «Сопряжение» для взаимной привязки звеньев механизма.

Сопряжения – это элементы системы, позволяющие назначить различные связи на геометрические объекты двух операций-компонентов. Сопряжения позволяют точно расположить детали проектируемого механизма относительно друг друга.

При сборке модели пространственного трехзвенного механизма в системе T-Flex заданы следующие типы сопряжений.

1. Соосность между геометрическими элементами звеньев, образующих цилиндрические кинематические пары четвертого класса. Между неподвижным звеном гидроцилиндра и уголкового рычагом и между уголкового рычагом и пространственным коромыслом.

2. Совпадение. Данный тип сопряжения обеспечивает постоянное полное совпадение одного геометрического объекта с другим. Количество оставшихся степеней свободы зависит от вида геометрии сочетаемых объектов. Совмещение двух точек (неподвижного звена (лунки) и пространственного коромысла) создаст сферический шарнир (сферическую кинематическую пару третьего класса), у которого заблокировано любое перемещение и разрешен любой поворот.

Сборочная трехмерная твердотельная модель трехзвенного механизма показана на рисунке 6.

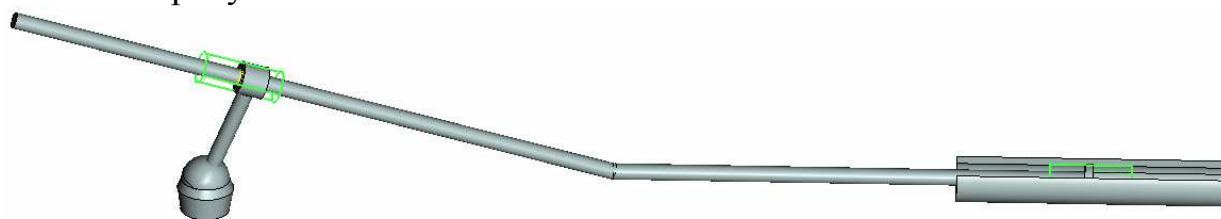


Рисунок 6 – Трехмерная модель пространственного смесительного механизма

Для исследования работоспособности механизма в системе T-Flex «Динамика» создается задача динамического анализа. Она формируется из следующих компонентов: свойства и настройки задачи; тела задачи; шарниры; датчики; нагружение; результаты.

Шарниры определяют связи и взаимодействия между отдельными звеньями в задаче динамического анализа. В созданной задаче образовано 3 шарнира: 2 цилиндрических и 1 сферический.

В качестве нагружения в задаче задан линейный привод, обеспечивающий взаимное движение двух точек разных тел (неподвижного звена и уголкового рычага) на заданное расстояние, которое задано графиком (рисунок 7). При помощи линейного привода моделируется работа гидроцилиндра. Создан датчик, предназначенный для измерения координат, линейных скоростей и ускорений точки механической системы.

Расчет динамики модели выполняется методом вычисления состояния системы по кадрам. Для каждого кадра запоминается информация о состоянии

системы. На основе считанных датчиками показаний создаются результаты задачи динамического анализа, которые отображаются в виде графиков и числовых значений непосредственно во время выполнения расчета.

Из анимации (рисунок 8) видно, что работает механизм следующим образом. Поршню с уголковым рычагом задается возвратно-поступательное движение. При этом уголкового рычага получает дополнительное вращательное движение вокруг геометрической оси гидроцилиндра. От уголкового рычага через цилиндрическую кинематическую пару получит движение пространственное коромысло, которое соединено со стойкой через сферическую кинематическую пару.

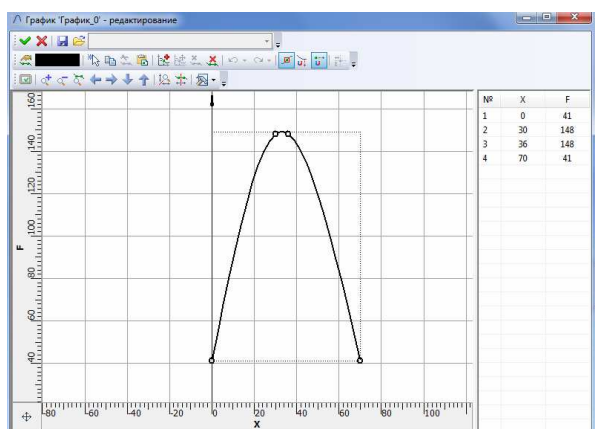


Рисунок 7 – График изменения расстояния

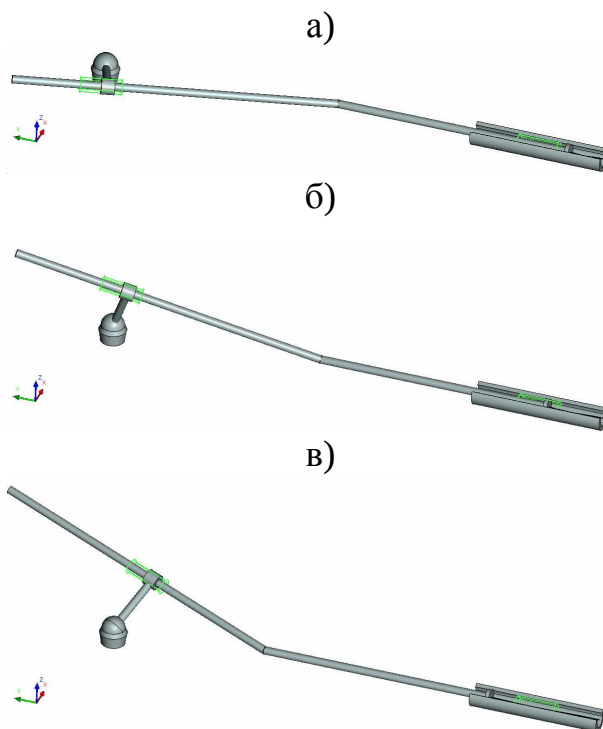


Рисунок 8 – Фрагменты анимации работы пространственного механизма

Проведение компьютерного моделирования в программе T-Flex позволяет проверить работоспособность механизмов, осуществить подбор рациональных параметров механизма обеспечивающих необходимый закон движения ведомого звена, для дальнейшего исследования и практического применения механизмов.

Список литературы

1. Патент №97934 РФ, МПК6 B01F 7/00. Пространственный смесительный механизм / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г.; – № 2010114699/05; приоритет от 13.04.2010; опубл. 27.09.2010, Бюл. №27.
2. Попугаев М.Г. Кинематика трехзвенного механизма / М.Г. Попугаев, И.А. Жуков, С.А. Лактионов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2012. – №2. – С. 70-72.

ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕТОДОМ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

Баранов А.В.

*Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
Барнаул*

По статистике самыми уязвимыми элементами энергонагруженных механизмов являются подвижные сопряжения их деталей. Их повреждение, как правило, необратимо и ведет к последующему цепному нарастанию выхода из строя других частей механизмов. С другой стороны, во многих случаях, катастрофические последствия можно предотвратить, диагностируя проблемные пары трения, заранее выявляя относительно резкие или постепенные нарастающие сопутствующие эффекты ухудшения работы уязвимых мест с последующим, возможно автоматическим, принятием мер по предотвращению опасных явлений. В этих условиях эффективен, развивающийся в последнее время, метод ультразвуковой акустической эмиссии (АЭ) [1].

В настоящей работе представлены результаты амплитудно-частотной акустической диагностики состояния процессов на дискретных пятнах контакта поверхностей при приработке пар трения и режимах наступления заедания, которые могут быть эффективно использованы на практике.

Физическая картина генерирования и приема сигналов АЭ при трении шероховатых поверхностей заключается в эпизодическом деформировании контактирующих микронеровностей. Возмущения в виде деформационной волны распространяются по телу пары трения и, в нашем случае, воспринимаются пьезодатчиком, с последующей соответствующей обработкой и регистрацией сигнала (рисунок 1).

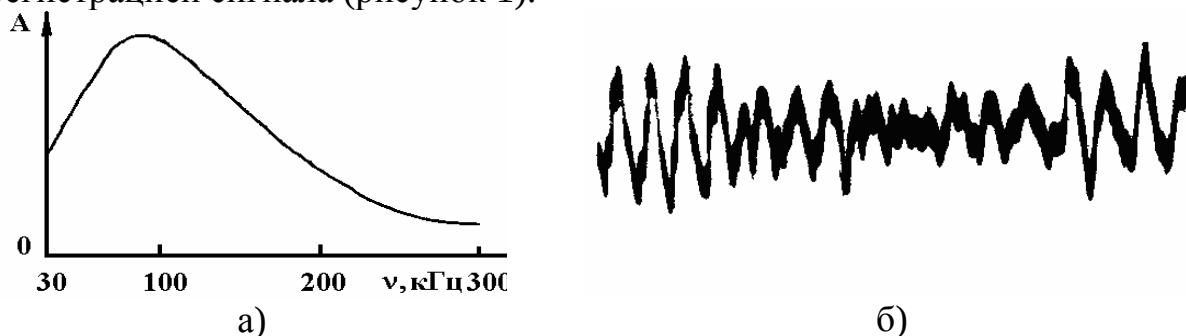


Рисунок 1 – Амплитудно-частотная характеристика (а) и характерный вид (б) осциллограммы АЭ (длительность развертки $2 \cdot 10^{-4}$ с)

Связь между фактическим давлением и уровнем амплитуд АИ непосредственно вытекает из принятой модели генерирования сигналов. С другой стороны, в поверхностном слое возникают не только нормальные, но и сдвиговые деформации, также создающие звуковую волну, однако иначе

воспринимаемые датчиком. Принимая во внимание множественность источников АИ, а также сложную картину интерференции и отражений волн с изменением направления волновой поверхности в работе сделан экспериментально обоснованный вывод о том, что средняя амплитуда (A) будет пропорциональна средней величине максимальных главных нормальных напряжений поверхностного слоя дискретных пятен контакта при этом

$$A \sim P_r(1+f),$$

где P_r – фактическое давление; f – коэффициент трения единичной связи.

Таким образом, получая информацию о частоте и амплитуде АИ, можно фактически мгновенно судить о состоянии процессов на дискретных пятнах контакта. Для примера рассмотрим кинетику приработки трибосопряжения, смазываемого смазкой Литол 24 (рисунок 2) и развития заедания (рисунок 3). При заедании изменяется также и спектральный состав АЭ (рисунок 4).

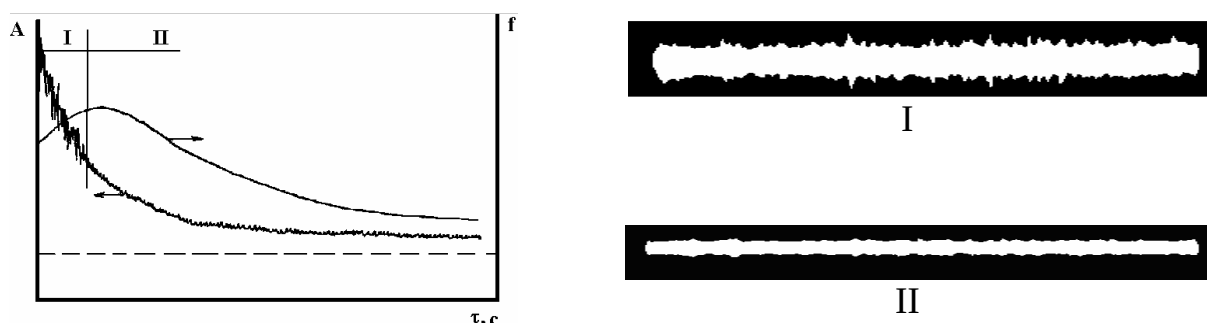


Рисунок 2 – Зависимость амплитуды АИ от времени приработки и внешний вид осциллограмм на соответствующих участках (длит. развертки $2 \cdot 10^{-3}$ с)



Рисунок 3 – Осциллограмма, начала развития (а) и самого процесса (б) заедания

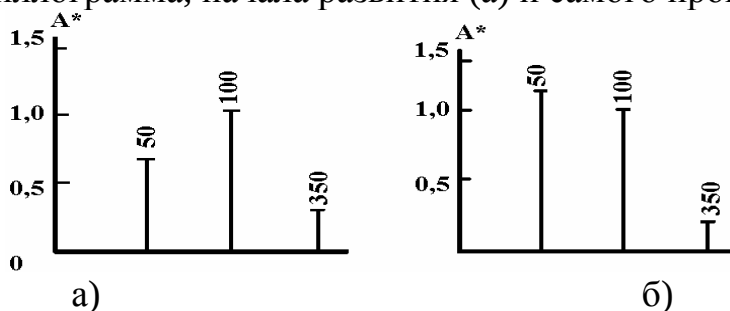


Рисунок 4 – Частотный состав АИ при нормальной работе (а) и при заедании (б)

В докладе дано обоснование полученных результатов и область их использования.

Список литературы

1. Баранов А.В. Акустические исследования работы трибосопряжений, смазываемых пластичными смазочными материалами / А.В. Баранов, В.М. Лебедев // Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – №3. – С. 234-243.

НОВАЯ АРХИТЕКТУРА CAD/CAM/CAE/PLM-СИСТЕМЫ

Троицкий Д.И.

Тульский государственный университет, Тула

Введение. Применяемые в настоящее время системы управления жизненным циклом изделия (PLM), с одной стороны, отличаются высоким совершенством и успешно решают большинство задач подготовки производства, а с другой — строятся по фактически одному и тому же принципу, не меняющемуся уже несколько десятилетий. Система разбивается на интегрированные CAD, CAM, CAE-модули, а PLM-платформа обеспечивает обмен данными между модулями и всеми участниками процесса.

Постановка задачи. Существующая архитектура PLM-решений [1] не в полной мере соответствует практике работы конструкторов и технологов. В связи с этим внедрение PLM-систем требует переделки применяемых на предприятиях рабочих процессов, что не всегда оправданно и может приводить к обратному эффекту: падению производительности труда и повышению числа ошибок. В настоящей статье решается задача повышения эффективности применения PLM-систем на основе преобразования их архитектуры.

Анализ функциональных требований. С точки зрения выпускающего физическую продукцию предприятия PLM-система должна обеспечивать выполнение следующих функций:

- получение требований от заказчика;
- ведение нормативных требований;
- расчет конструкции с учетом требований заказчика и нормативных требований (синтез систем изделия);
- 3D-моделирование конструкций на основе результатов расчетов;
- расчет конструкции в целом — кинематика, тепловое состояние, собираемость (анализ систем изделия);
- оценка технологической себестоимости проектного решения;
- управление выбором материалов, сортамента, логистикой;
- разработка маршрутных технологических процессов (ТП);
- разработка управляющих программ (УП) для ЧПУ;
- моделирование процессов обработки и сборки;
- управление инженерным документооборотом, ведение единой базы документов, контроль версий;
- защита данных, разграничение прав доступа;
- удаленная работа, обмен данными с заказчиками и поставщиками;
- поддержка просмотра информации на мобильных устройствах;
- ведение библиотеки типовых проектных решений;
- ведение структуры изделия;
- выбор и учет технологической оснастки и режущего инструмента;

- поиск информации по самым различным критериям, а также формирования отчетов
- средства подготовки технической документации на изделие, включая средства визуализации
- средства контроля проектных решений на предмет их пригодности на последующих этапах жизненного цикла изделия
- средства управления послепродажным обслуживанием, ремонтом и модернизацией изделий.

Новое построение этапов жизненного цикла. Последние 20 лет во всех PLM-системах реализуется следующий цикл (рисунок 1).

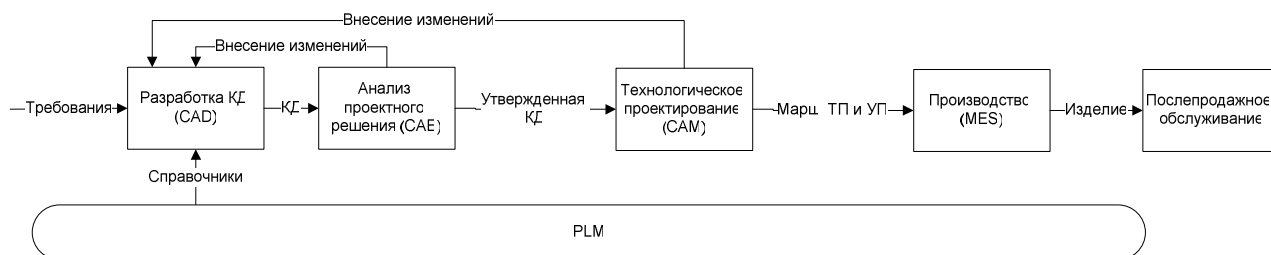


Рисунок 1 – Традиционный жизненный цикл изделия

Предлагается следующая базовая структура цикла (рисунок 2):



Рисунок 2 – Предлагаемый жизненный цикл изделия

Такая структура подразумевает четкое разделение САЕ-задач на задачи синтеза и задачи анализа. Кроме того, явное включение в цикл этапов контроля (что, соответствует требованиям ЕСКД и ЕСТП), выраженных в виде инструментов автоматического контроля проектных решений (ПР), позволяет устранить циклы возвратов и переделок. Устранение этих возвратов – последний оставшийся резерв повышения эффективности и сокращения сроков подготовки производства; все остальное уже автоматизировано на высоком уровне.

Роли пользователей. Предлагается не вводить четкое разграничение «конструкция-расчеты-технология», а создавать единый инструмент, позволяющий провести в нем все этапы КТПП вплоть до выдачи маршрутных ТП и УП. Не столь важно, кто им будет пользоваться: «конструктор-технолог» (частый вариант на многих предприятиях) или отдельные специалисты. Важно, что с точки зрения модели данных элемент изделия не должен рассматриваться отдельно от технологии его изготовления.

Пользовательский интерфейс. Все современные системы отличаются запутанным, плохо воспринимаемым и неочевидным пользовательским интерфейсом. Явно требуется отход от существующих принципов, когда интерфейс создается из стандартных элементов, применяемых, например, в

офисных пакетах. Например, представляется, что подавляющее большинство манипуляций с 3D-моделью должно выполняться непосредственно на самой модели при помощи 3D-манипуляторов и средств трехмерной визуализации, что пока не реализовано. Процессы контроля проектных решений также могут выполняться в "виртуальной комнате" с участием географически распределенных специалистов. Технологические процессы сборки логично представлять средствами дополненной реальности (AR), совмещающей созданные искусственно и непосредственно наблюдаемые сцены и т.д. [2].

Необходимо разнести управление просмотром 3D-модели и команды построения. Предлагается следующая схема (рисунок 3): к компьютеру подключаются два планшета. На основном мониторе выводится только 3D-модель. На правом сенсорном экране выполняется жестовое управление отображением (панорамирование, масштабирование, вращение), выбор элементов (нажали на поверхность – она выбралась) и построения (надо провести отрезок – нажали в начало и тащим линию; окружность – нажали в центр и растягиваем...). На левом планшете выводится контекстный "плиточный" (tile) интерфейс, аналогичный интерфейсу ОС Windows 8. Например, когда на правом планшете выбрана плоскость, на левом выводятся команды, которые могут быть при этом вызваны: создание эскиза, построение вспомогательной плоскости на основе заданной, смена цвета плоскости и пр.

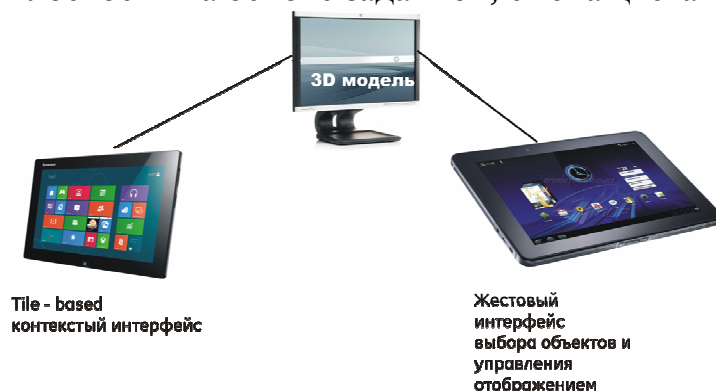


Рисунок 3 – Предлагаемый пользовательский интерфейс среды 3D-моделирования

Предлагаемая архитектура PLM-системы. В состав системы предлагается включить следующие модули:

1. Интегрированный модуль геометрического моделирования и конструкторско-технологического проектирования.
2. Модуль построения чертежей.
3. Модуль разработки ТП.
4. Модуль подготовки документации на изделия.
5. Модуль поиска и подготовки отчетов.
6. Модуль материального и трудового нормирования.
7. Модуль взаимодействия с внешними источниками данных (каталоги стандартных деталей и инструмента, справочники свойств материалов и пр.)
8. Модуль экспорта-импорта данных.
9. Ядро PLM — сервер базы данных.

10. Модуль управления документами.

11. Модули-просмотрщики для мобильных устройств.

Помимо вышеперечисленного, в архитектуре PLM-системы требуется учесть следующие вопросы:

1. Наличие отраслевых версий. Рабочие процессы в общем машиностроении, авиастроении и судостроении, например, довольно сильно отличаются. Под основные отрасли требуется создание специализированных шаблонов рабочих процессов.

2. Работа с большими сборками. Производительности современных персональных компьютеров недостаточно для полной визуализации 3D-моделей больших изделий (например, только загрузка 3D-модели крупного танкера занимает около 20 минут). На заметный рост производительности аппаратного обеспечения в ближайшие годы рассчитывать не приходится. Данная проблема пока частично решается полумерами типа загрузки модели по частям, использования "легковесных" представлений геометрии и пр. Предлагается реализовать параллельную визуализацию одной и той же модели сразу на нескольких графических процессорах, подключаемых к системной шине одного компьютера.

3. Анализ допусков, посадок, собираемости. Все существующие системы 3D-моделирования работают по номинальным размерам, без учета реальных размерных и геометрических допусков. Ввод учета допусков (скажем, проставляем размер, указываем базовую поверхность и вокруг второй поверхности при визуализации появляется тонкое "облачко" толщиной в заданный допуск) станет настоящим прорывом.

4. Автоматизированный контроль проектных решений [3]. ЕСКД предусматривает четыре вида контроля проектных решений, которые фактически никак не автоматизированы. Введение системы проверок и оценок конструкторского проектного решения по критериям технологичности, себестоимости, соблюдения требований заказчика к изделию и пр. – сложная задача, но ее решение позволит в разы повысить производительность подготовки производства благодаря устранению переделок, когда непригодность принятого проектного решения выявляется только на поздних этапах.

Заключение. Реализация предлагаемой концепции позволит повысить эффективность процессов подготовки производства машиностроительных изделий. Предлагаемая концепция получила одобрение ряда разработчиков и государственных органов, ведется работа по подготовке к ее практической реализации.

Список литературы

1. Ньютон Р. Siemens обновляет смысл PLM // Isicad. 2014. – №122(9). – С. 60-62.
2. Bartholow J.M. Touch Screen Web Interface, 2008.
3. Зорин Ю.В. и др. Качество технологической документации при подготовке предприятий к сертификации // Стандарты и качество. – 1996. – №5. – С. 58-62.

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ СИСТЕМЫ T-FLEX 12

Нагибин С.Д., Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

В строительстве при проектировании металлоконструкций, содержащих сварные швы, необходимо выполнить анализ напряженно-деформированного состояния (НДС). Существует несколько способов анализа НДС сложных конструкций. Один из них – это аналитический расчет с помощью формул, приведенных в справочниках, например в [1]. Другим способом, наиболее распространенным в настоящее время, является расчет НДС с помощью различных САПР, например T-Flex «Анализ» [2].

Рассмотрим пример анализа конструкции типа кронштейна (рисунок 1). В соответствии с порядком расчета конструкций в среде T-Flex решение осуществлялось по следующим этапам.

1. Создание трехмерной модели расчетной конструкции [3]. Каждая деталь была смоделирована в отдельном файле, затем детали собирались в виде фрагментов в сборку (рисунок 1). Детали сборочной модели встроены в конструкцию с учетом расположения под собственным весом. Всем элементам присвоены реальные физико-механические свойства применяемых материалов.

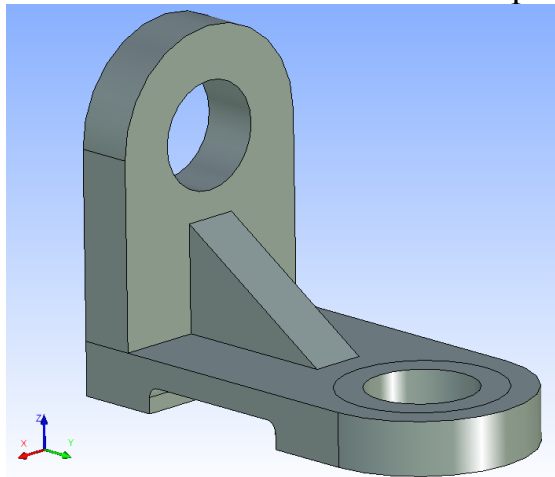


Рисунок 1 – Сборочная конструкция кронштейна

2. Генерация конечно-элементной сетки. Основное назначение сетки – адекватная аппроксимация геометрии моделируемого тела, учитывающая конструктивные особенности изделия. Препроцессор T-Flex «Анализа» имеет эффективный автоматический генератор тетраэдрических сеток, который позволяет пользователю управлять различными режимами генерации, чтобы получать модели нужного качества. Конечно-элементная модель кронштейна (рисунок 2) представлена тетраэдрическими десятиузловыми элементами, концентрация которых установлена специальными параметрами в зависимости от размеров деталей, их геометрии и функционального назначения.

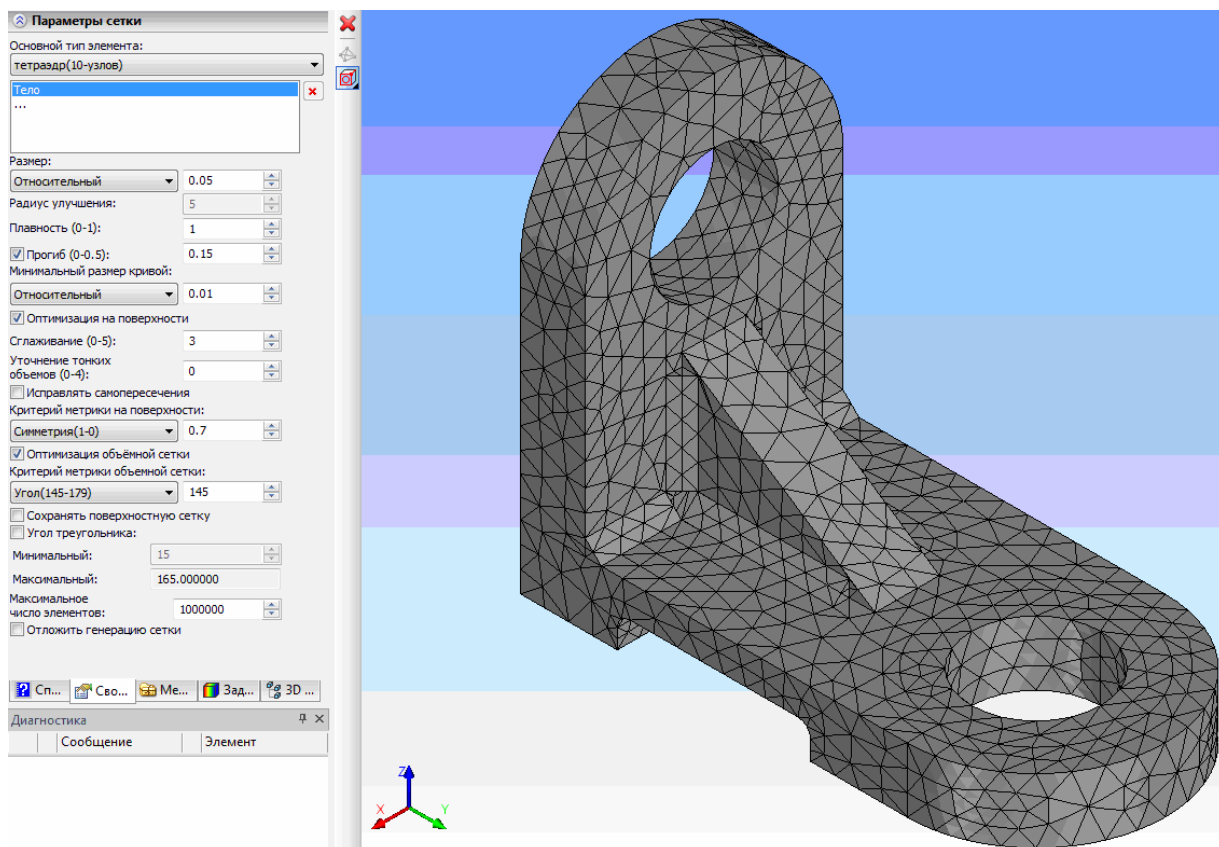


Рисунок 2 – Конечно-элементная сетка модели кронштейна

3. Задание граничных условий, представляющих собой закрепления конструкции в соответствии с реальными условиями эксплуатации. Для расчетной модели кронштейна было задано закрепление по боковой опорной поверхности отверстия (рисунок 3), и установлен по умолчанию контакт «жесткая связь» между соприкасающимися поверхностями с учетом сварных соединений. Тела в этом случае рассматриваются как связанные, перемещения грани одного тела без каких либо ограничений передаются граням другого тела.

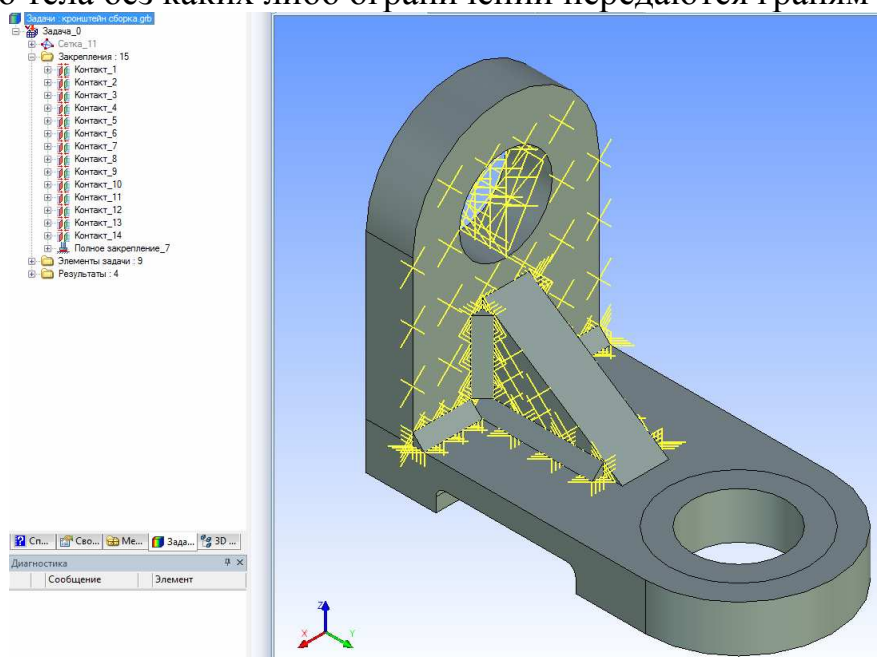


Рисунок 3 – Закрепление кронштейна

4. Задание внешних нагрузок. В условиях реального нагружения кронштейн испытывает следующие нагрузки (рисунок 4): 1) сила тяжести; 2) внешняя сила, действующая на нижнюю пластину.

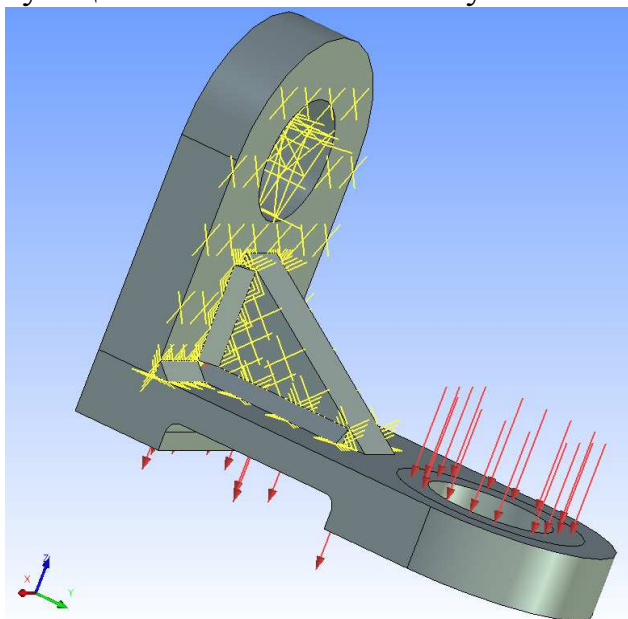


Рисунок 4 – Нагруженное состояние модели

В системе T-Flex имеется возможность создания сварных швов с помощью специальной операции «3D сварной шов». В результате анализа кронштейна со сварными швами, заданными таким способом, программа T-Flex выдает ошибку (рисунок 5), не позволяющую осуществить дальнейший расчет.

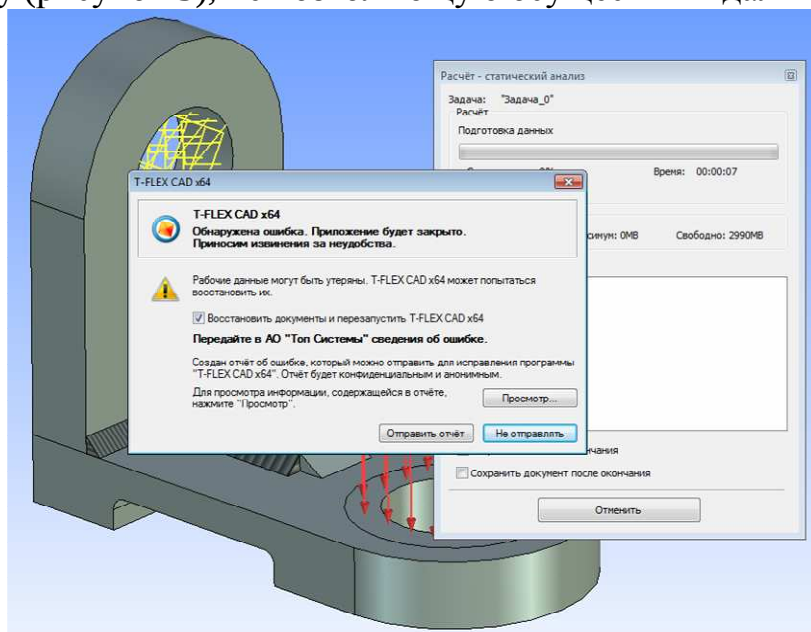


Рисунок 5 – Критическая ошибка расчета сварных конструкций

Тогда было принято решение создать сварные швы в виде отдельных деталей с идентичными физико-механическими свойствами. В связи с вышеперечисленным порядком была создана новая трехмерная модель сборочной конструкции кронштейна, состоящая из тел, включающих в себя не только детали кронштейна, но и каждый отдельный сварной шов.

Условия контакта между элементами конструкции заданы следующие: 1) «жесткая связь» между контактирующими поверхностями деталей и сварных швов; 2) «касание» между соприкасающимися гранями деталей, которое запрещает их взаимопроникновение, но допускает перемещение одного тела от другого.

При таком способе создания расчетной модели сборочной сварной конструкции расчет производится без препятствий. Пример результата расчета кронштейна представлен на рисунке 6.

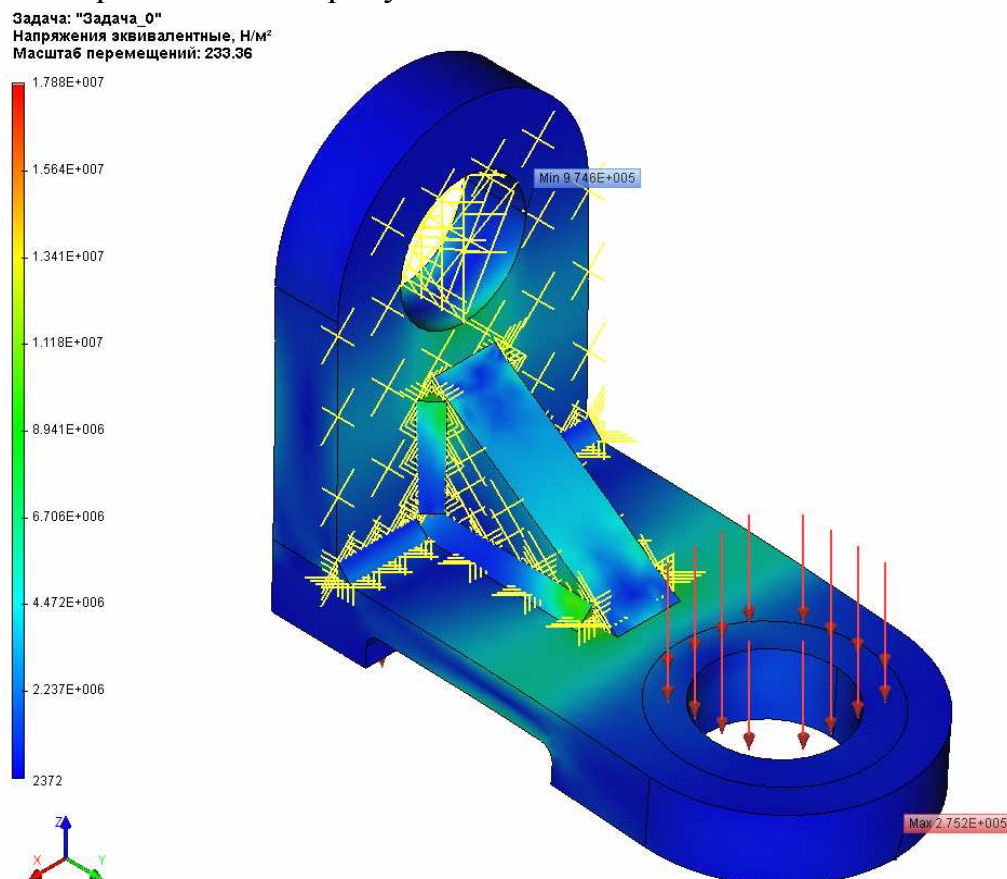


Рисунок 6 – Результаты расчета НДС кронштейна

Таким образом, анализ НДС сложных сварных конструкций с применением T-Flex v.12 возможен только при условии «ручного» создания сварных швов как 3D-тел.

Список литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.
2. T-FLEX Анализ: Руководство пользователя. Ред. 6 – М.: АО «Топ Системы», 2011. – 208 с.
3. Нагибин С.Д. Подготовка компьютерных моделей сложных конструкций для расчета напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов / С.Д. Нагибин, А.В. Варнава, И.А. Жуков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – №8-2. – С. 267-268.

ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ МЕДИЦИНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ НА ОСНОВЕ CALS-ТЕХНОЛОГИЙ

Беляев Л.В., Алексеева А.С.

*Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых,
Владимир*

При разработке теории и методов проектирования новых конструкций мехатронных модулей (ММ) все чаще приходится решать комплексные задачи, т.к. для заказчика представляет интерес разработка не отдельного механизма или узла, а ММ в целом. Развитие этого направления сдерживается сложностью моделирования, проектирования, а также технологии изготовления вновь создаваемых конструкций и систем. Это особенно актуально при разработке таких сложных и наукоемких систем, как ММ медицинских устройств. Кроме того, многообразие методов расчета и классификаций различных типов ММ требует создания универсальных методов проектирования. Это возможно только на основе использования CALS-технологий.

В статье описан подход к проектированию изделий медицинского назначения на базе ММ, который отражает взаимосвязи между основными этапами проектирования и предложено конкретное программное обеспечение для его реализации.

В соответствии с предлагаемым подходом алгоритм проектирования выглядит следующим образом (рисунок 1).

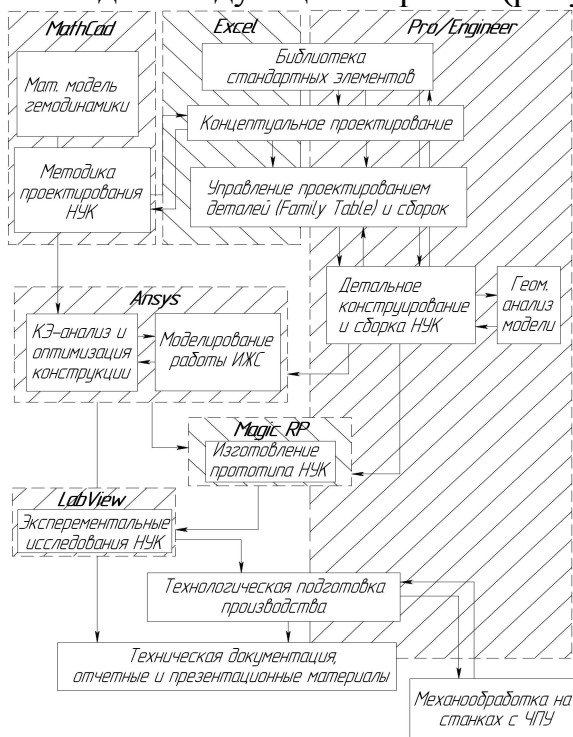


Рисунок 1 – Алгоритм проектирования ММ медицинского назначения

Процесс проектирования начинается с формулирования и анализа требований, предъявляемых к ММ медицинского назначения. Эти требования включают в себя следующие группы: медико-технические требования и требования по биосовместимости; требования по технологичности изготовления и обычно формулируются в виде технического задания на изготовление изделия. Также на этом этапе необходимо создать базу данных стандартных изделий, которые планируется использовать при создании ММ. После окончания данного этапа необходимо провести концептуальную проработку системы с целью определения общего компоновочного решения.

Следующим является этап геометрического моделирования, на котором происходит создание и геометрический анализ твердотельных моделей, которые являются основой для всех следующих этапов создания изделия.

Далее на этапе конечно-элементного анализа происходит создание математических моделей, описывающих функционирование изделий, разбиение твердотельной модели на конечные элементы, назначение краевых условий, проведение конечно-элементного анализа. Результатом данного этапа является модификация ранее созданной твердотельной геометрии.

После получения геометрии, отвечающей заданным требованиям, целесообразно изготовить прототип с применением технологий быстрого прототипирования [1], которые позволяют получить как отдельные детали устройства, так и сборку изделия в целом. Этап изготовления прототипа дает возможность оценить внешний вид, спроектированного устройства, но что более важно, оценить его функциональные характеристики без изготовления дополнительной оснастки, а, следовательно, получить значительную экономию по времени. Если в ходе проведения испытаний был получен положительный результат, то происходит переход к следующему этапу проектирования, в противном случае необходимо вернуться к предыдущим этапам и повторить их.

Этап технологической подготовки производства начинается с выбора материала и анализа технологий для его переработки. Итогом проведения этапа технологической подготовки производства является выбор материала и технологии изготовления изделия, отработка технологии изготовления, а так же проектирование и изготовление оснастки для выбранного метода получения изделия.

Завершающим этапом является изготовление экспериментального образца и проведение полного комплекса экспериментальных исследований.

Схема описанного выше алгоритма проектирования медицинских изделий была апробирована при проектировании конструкций ММ систем вспомогательного кровообращения пульсирующего типа с заданными гемодинамическими параметрами [2, 3].

Список литературы

1. Морозов В.В. Использование технологий быстрого прототипирования при создании искусственных желудочков сердца систем вспомогательного кровообращения / В.В. Морозов, А.В. Жданов // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2008. – №11. – С. 30-31.
2. Морозов В.В. Разработка мехатронного модуля имплантируемой системы искусственного сердца и его лабораторно-стендовые испытания / В.В. Морозов, А.В. Жданов, Л.В. Беляев // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2009. – №5. – С. 58-61.
3. Беляев Л.В., Жданов А.В., Куликов Н.И. Экспериментальные исследования имплантируемой системы вспомогательного кровообращения пульсирующего типа на базе вентильного двигателя и мембранного насоса крови / Л.В. Беляев, А.В. Жданов, Н.И. Куликов // Фундаментальные исследования. – 2013. – №1-3. – С. 676-681.

УДК 621 (075)

ПРИМЕНЕНИЕ НАНОПОКРЫТИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА И ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ИХ НАНЕСЕНИЯ

Водин Д.В.

ОАО «Тамбовский завод «Электроприбор», Тамбов

В настоящее время в связи с повышенными требованиями к режущим свойствам инструмента интенсивно разрабатываются и внедряются различные методы повышения режущих свойств: механическое воздействие, химико-термическая обработка, нанесение покрытий из различных материалов, физическое воздействие.

Наиболее эффективным методом повышения стойкости инструментального материала является создание покрытий для режущего инструмента нового поколения при использовании инновационной концепции многослойно-композиционной архитектуры с нанометрической структурой и чередующимися слоями наноразмерной толщины различного композиционного состава и функционального назначения. Титановые покрытия значительно повышают поверхностную твердость основы даже при очень высоких температурах, в результате износостойкость инструмента многократно увеличивается. За счет снижения трения между инструментом и объектом обработки, зачастую отпадает необходимость применять охлаждение, а скорость работы возрастает от 10% до 50%. Обыкновенно, их используют для обработки твердосплавных инструментов, например, сверл и разнообразного режущего оборудования. Покрытие нитрид титан-алюминия (TiAlN) применяется для работы по материалам сложным для обработки. Очень твердое покрытие карбонитрид титана (TiCN) применяется для работы по чугуны, кремнистому алюминию, абразивным материалам.

Последовательное нанесение нескольких видов покрытий обеспечивает дополнительную прочность режущей кромки, эффективный теплоотвод из зоны резания, низкую адгезию с обрабатываемым материалом и уменьшение виброакустических явлений за счет многослойности покрытий.

Выделяют три основные группы нанопокровтий:

- наноструктурные покрытия, в отличие от традиционных, совмещают в себе повышенную микротвердость и достаточную пластичность. Поведение нанокристаллических материалов с размерами зерен 10 нм и менее определяется главным образом процессами в пограничных областях, поскольку количество атомов в зернах сравнимо или меньше, чем в их границах;
- нанокомпозитные покрытия состоят из основной нанокристаллической твердой фазы, на границах зерен которой располагается тонкий слой второй нанокристаллической фазы. Такие покрытия обладают сверхвысокой твердостью, высокой термостойкостью;
- нанослойные покрытия обладают повышенной трещиностойкостью. Общее количество слоев покрытия выбирается в зависимости от решаемых технологических задач и в ряде случаев может достигать двухсот.

Покрyтия CVD (Chemical Vapor Deposition) – износостойкие покрyтия получают путем химического процесса осаждения при высоких температурах 950-1050°С из парогазовой среды. Следует отметить, что данная технология широко применяется не только для нанесения износостойких покрyтий на режущем инструменте, но и в других областях техники, где требуется получение слоев покрyтия и пленок из кристаллических материалов с высокой чистотой и заданной структурой. Оксид алюминия, как очень простое химическое соединение с высокой химической инертностью и температурной стабильностью, является идеальным компонентом покрyтия для защиты твердого сплава от воздействия высокой температуры и химических видов износа.

Покрyтия PVD (Physical Vapor Deposition) или КИБ (конденсация с ионной бомбардировкой) – популярность метода нанесения покрyтий определилась в первую очередь тем фактом, что PVD наиболее успешно улучшает свойства тех режущих инструментов, где технология CVD неэффективна. Покрyтие PVD:

реализуется при более низких температурах, не превышающих 500°С, что позволяет покрывать как твердосплавные пластины, так и инструменты из быстрорежущих сталей;

может быть нанесено на острую кромку и вследствие равномерного характера осаждения не вызывает ее притупления.

Покрyтия DLC (Diamond Like Coatings) – получаемые при этом углеродные нанопленки близки по свойствам к алмазу. Такие покрyтия обладают очень высокой, превосходящей до 50 раз другие типы покрyтий абразивной износостойкостью. К сожалению, их температурная стабильность и стойкость к окислению ограничены величиной 300°С, что недостаточно для большинства случаев металлообработки, за исключением резания алюминия и силумина. Но, благодаря своей абразивной стойкости покрyтия, DLC показывают хорошие результаты при обработке резанием различных композиционных материалов на основе стекло- и угле- наполненных пластиков, находящих все более широкое применение в технике.

Испытания показали, что стойкость инструмента с нанопокрyтием повышается в 1,5 - 6 раз в зависимости от условий эксплуатации.

Список литературы

1. Вохидов А.С. Нанология сегодня и завтра / А.С. Вохидов, Л.О. Добровольский // Станочный парк. 2009. – №5(61). – С. 38-42.
2. Верещака А.А. Инновационные функциональные покрyтия для режущего инструмента / А.А. Верещака, А.С. Верещака, Г.В. Зинченко и др. // Материалы 65-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» Международного научного симпозиума «Автотракторостроение – 2009». Книга 7. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – С. 236-247.

УДК 621.9

МОДЕЛИРОВАНИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАСТРОВО-ВЕКТОРНОГО 3D РЕДАКТОРА И ОТОБРАЖЕНИЕ НА ТРЕХМЕРНЫХ ДИСПЛЕЯХ ВОЛОКОННО-АРМИРОВАННЫХ КОМПОЗИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ИХ ПОСЛЕДУЮЩЕГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ МЕТОДАМИ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Щурова Е.И.

Южно-Уральский государственный университет, Челябинск

Состояние вопроса. В настоящее время детали из волоконно-армированных композитов изготавливаются плетением, намоткой или выкладкой в форме [1]. Эти методы имеют сравнительно низкие возможности загущения волокон для упрочнения мест возникновения высоких напряжений при работе деталей. Более гибкими возможностями обладают аддитивные технологии, которые позволяют создавать сложные структуры деталей любой формы, в том числе и из разных материалов [2]. Однако для использования этих возможностей необходимы компьютерные средства для создания моделей деталей с их внутренней композитной структурой. Кроме того, в процессе разработки таких деталей проектировщикам необходимо отображать не только снаружи эти детали, но и для оценки их внутренней структуры отображать их изнутри.

Традиционно компьютерное конструирование деталей и сборок осуществляются на основе твердотельного моделирования. Математическое ядро любой из подобных известных CAD программ включает в себя набор канонических уравнений поверхностей второго порядка и сплайнов, а также алгоритмы их совместного решения. Такой подход является сегодня наиболее удобным для моделирования поверхностей гомогенных макрообъектов – привычных деталей, сборок и изделий практически любой степени сложности.

Аналогично, принятый в технологиях прототипирования формат файлов StereoLithography (STL) или более поздний Additive Manufacturing File Format (AMF) описывают только поверхности на основе их триангуляции.

В последние десятилетия все большее распространение получает воксельное моделирование – описание тел объектов в виде матриц некоторых параметров, которые характеризуют воксели (voxel). Индексы параметров соответствуют координатам положения ключевой точки вокселя в некоторой системе координат тела.

Существуют варианты моделирования объектов из наночастиц путем представления последних в виде шаров. Такой вариант моделирования можно признать приемлемым при небольшом числе используемых частиц: сотни – тысячи, например, в молекулярной нанотехнологии. Когда же число частиц – миллионы и миллиарды, их объединение, определение поверхности занимаемого ими тела становится затруднительным в вычислительном плане. Применение воксельного моделирования для описания структур является хорошей альтернативой, которая позволяет сэкономить память и ресурсы

компьютеров при достижении аналогичных моделированию шарами преимуществ.

Несмотря на длительное существование указанных видов численного геометрического моделирования, примеров применения их в качестве графических редакторов для описания композитных материалов, особенно волокнно-армированных материалов, в литературе встретить не удалось.

Разработка растрового редактора. Исходя из этого, перед автором была поставлена и в последствии принципиально решена задача компьютерного описания данных материалов и принцип работы компьютерного графического растрового редактора [3]. Основные принципы его работы следующие. 1. Редактор должен иметь три полупрозрачные координатные плоскости с сеткой, при этом вершина его инструмента («карандаша» или «ластика») должна проецироваться на координатные плоскости с указанием текущих координат (рисунок 1). 2. Создание объектов может производиться как «наращиванием» вокселей объекта, например, «карандашом», так и операцией разности множеств, например удалением лишнего материала с заготовки, например, «ластиком». 3. Наряду с растровым рисованием можно использовать и векторную схему (гибридное редактирование). 4. Перемещение мыши по столу должно изменять координаты X и Y, а вращение колеса – координату Z, при этом одновременно с изменением Z должна перемещаться и горизонтальная плоскость, в которой находится вершина инструмента редактора. Если при этом нажата левая клавиша мыши, то выполняется нанесение или удаление вокселей. На базе таких подходов был сделан рабочий вариант трехмерного растрового редактора. Такой редактор является гибким и позволяет моделировать структуры любой сложности.

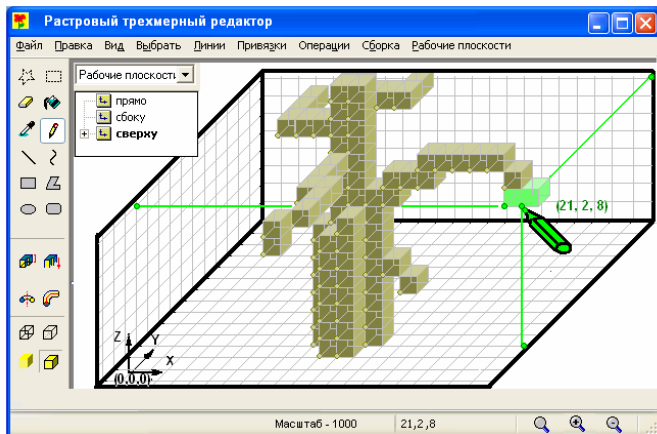


Рисунок 1 – Пример интерфейса редактора [3]

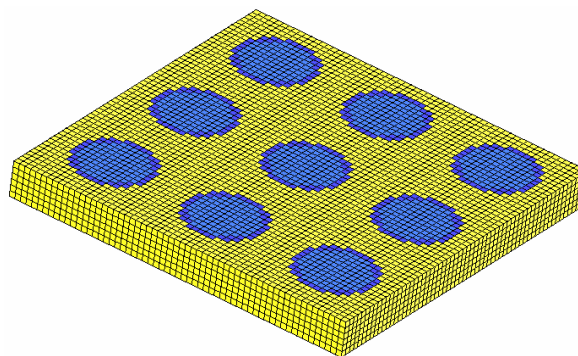


Рисунок 2 – Домен формы прямоугольного параллелепипеда с матрицей и девятью волокнами

Принципы построения графического редактора для моделирования композитных структур. С использованием такого гибкого редактора можно производить моделирование любых волоконных структур композитных материалов деталей небольших размеров, что приемлемо для микродеталей. Однако такие гибкие средства не оправданы при использовании структур с

расположением волокон по заданному закону. Исходя из этого, было предложено дополнить такой растровый редактор векторными возможностями. Прежде всего, предлагается добавить типовые возможности векторных редакторов (см. рисунок 1): «Выдавливание», «Поворот», «Протягивание» и т.д. Это позволяет импортировать твердотельные модели из САД программ и формировать внутри деталей макрообъемы с одинаковой топологией композитных структур. В случае необходимости, если гибкость средств векторной графики окажется недостаточной, то подобные макрообъемы можно формировать средствами растровой графики, как это было показано выше. При таком варианте моделирования оказывается целесообразным создание первичных микроструктур макрообъемов. Можно назвать их «доменами», которые должны будут мультиплицироваться по всему этому макрообъему по заданному закону. Данную структуру опять же можно моделировать с использованием средств растровой графики. Вместе с тем целесообразно создавать и библиотеки типовых композитных структур, которые путем масштабирования и изменения соответствующих параметров в автоматическом режиме позволят получать требуемые домены. Важной спецификой доменов является их продольная ось, форма и размеры. Домены могут менять свои размеры и форму, сохраняя при этом число сторон. Пример домена в форме прямоугольного параллелепипеда с девятью волокнами и их пограничными (волокно-матрица) слоями приведен выше на рисунке 2. Программный модуль для разработки таких доменов также был создан. Фрагмент окна программы приведен на рисунке 3.

Имея такую первичную структуру, далее ее необходимо мультиплицировать по всему объему заданной композитной детали. Для этого предлагается подход, основанный на использовании понятий «направляющих линий» и «ограничивающих контуров». Первые задают направление, совпадающее с направлением осей доменов. Вторые задают направление сторон доменов и их размеры и пропорции. Задается и число доменов, которые должны быть размещены между направляющими линиями и ограничивающими контурами. От каждой точки направляющей линии определяются ближайшие точки на направляющих контурах и, таким образом определяются соответствующие расстояния до этих контуров. С учетом этих расстояний и числа доменов определяются размеры самих доменов в данной области моделирования.

Отображение воксельных моделей композитов с использованием трехмерных дисплеев. В настоящее время разработки трехмерных дисплеев стали массовыми. Это голографические системы, системы с вращающимися элементами и дисплеи на основе матрица светодиодов (рисунок 4). Такие дисплеи позволяют отобразить не только проекцию изображения детали, но и ее внутреннюю структуру. В перспективе, например, светодиодные матрицы могут иметь разрешение не менее современных жидкокристаллических дисплеев и каждый такого трехмерного матричного дисплея мог бы отражать состояние вокселей компьютерной модели композитной детали.

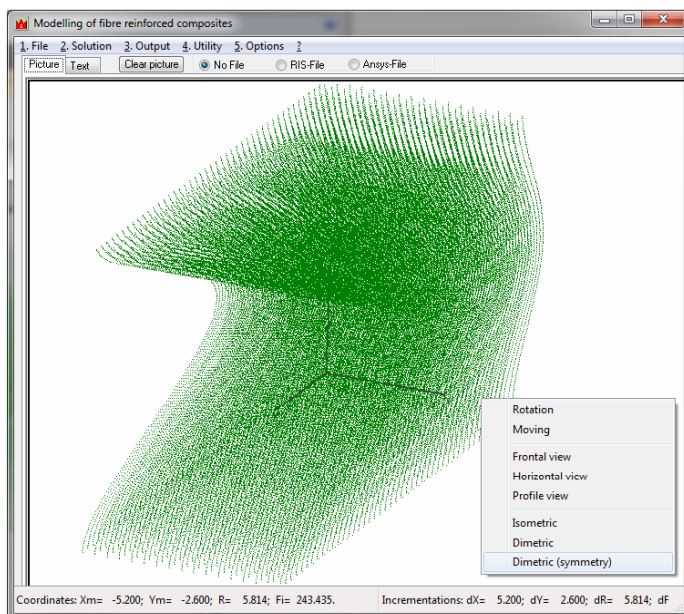


Рисунок 3 – Пример создания детали сложной формы в программе компьютерного моделирования

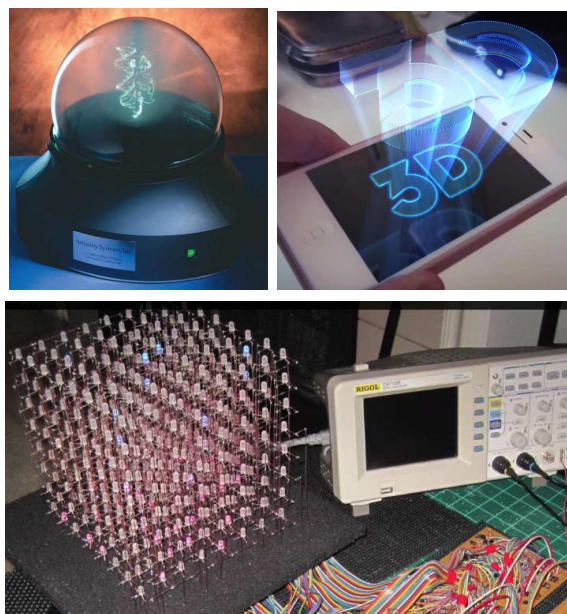


Рисунок 4 – Трехмерный дисплей от Actuality Systems. Голографический дисплей от Apple. Внизу – дисплей на светодиодах

Практическая реализация и аддитивные технологии. Указанное выше моделирование должно производиться по всей длине указанной выше направляющей линии. С учетом данных подходов было произведено моделирование волоконной структуры детали типа «шатун» (рисунок 5.)

Таким образом, данное моделирование позволяет получить массив координат узловых точек вокселей с их параметрами состояния, которые будут отражать волокна и матрицу предполагаемой детали. Современные и перспективные устройства отображения и трехмерный воксельный растрово-векторный редактор дают основу для изучения модели композитной детали и модификации ее структуры для упрочнения мест, с наибольшими напряжениями. Далее необходимо разработать интерфейсные модули, позволяющие считывать формат файлов воксельных моделей и управлять исполнительными органами машин, используемых в аддитивных технологиях, а именно машин быстрого прототипирования, 3D принтеров и т.д. Например, при использовании порошковых технологий и лазерного спекания, по-видимому, должно быть последовательно-послойное нанесение порошков. Первоначально на каждый слой должен наноситься порошок армирующего волокна, соответственно, на основе данных о расположении вокселей волокна в данном слое должно быть организовано перемещение луча лазера. После спекания остатки такого порошка должны быть удалены, например, воздушной струей и далее нанесен слой порошка матрицы. Ее спекание должно производиться по координатам вокселей матрицы. После ее спекания остатки порошка также должны быть удалены. Далее процесс должен аналогичным образом повторяться на следующем слое.

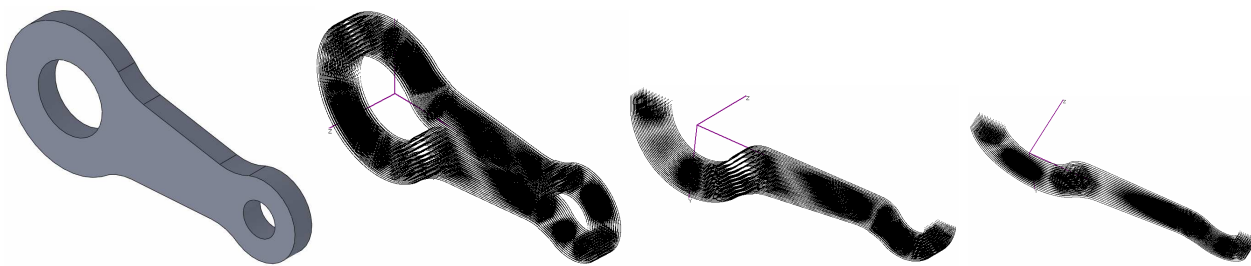


Рисунок 4 – Трехмерная модель шатуна и модели волокон вдоль его сечения

Выводы.

1. Воксельное моделирование является достаточным для описания композитной структуры любой сложности.

2. Растровый редактор с возможностями векторного моделирования является достаточным средством для описания композитных структур любой сложности и последующего отображения на объемных дисплеях.

3. Основным принципом такого редактора может быть принцип использования доменов как базовых элементов композитной структуры, и их мультиплицирования с использованием «направляющих линий» и «ограничивающих контуров и поверхностей».

4. Реализация воксельного подхода для моделирования композитной структуры деталей и последующего изготовления их методами аддитивных технологий требует стандартизации форматов файлов воксельных моделей и управления на их основе исполнительными органами машин аддитивного производства.

Список литературы

1. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: учеб. пособие / М.Л. Кербер, В.М. Виноградов, Г.С. Головкин и др.; под ред. А.А. Берлина. – СПб.: Профессия, 2008. – 560 с.
2. Интегрированные генеративные технологии: учеб. пособие / А.И. Грабченко, Ю.Н. Внуков, В.Л. Доброскок и др. ; под ред. А.И. Грабченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – 416 с.
3. Щурова Е.И. Трехмерная растровая графика на основе алгебры множеств и воксельного моделирования // Научные труды молодых исследователей программы «Шаг в будущее»: сб. науч. докл. лауреатов 11 Российской научной и инженерной выставки и 14 Всероссийской научной конференции. – М.: Изд-во НТА «АПФН», 2008. – Т. 11.– С. 60-62.
4. Favalora E.G. Volumetric 3D Displays and Application Infrastructure // Computer. – 2005. – №8. – P. 37-44.
5. Grossman T. Multi-finger gestural interaction with 3D volumetric displays / T. Grossman, D. Wigdor, R. Balakrishnan // Proceedings of UIST, ACM Symposium on User Interface Software and Technology. – 2004. – P. 61-70.

КОМПОНЕНТНО-ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ИНТЕГРИРОВАННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ХИМИЧЕСКОМ МАШИНО- И АППАРАТОСТРОЕНИИ

*Ляпощенко А.А., Яхненко С.М., Маренок В.М., Смирнов В.А.
Сумский государственный университет, Сумы, Украина*

Методика оптимизационного проектирования в химическом машино- и аппаратостроении

Несмотря на большое количество публикаций о системах автоматизированного проектирования (САПР) [1-4], в действительности, только в настоящее время наступила эпоха широкого внедрения таких систем при проектировании в химическом машино- и аппаратостроении. Можно утверждать, что наконец сформировалась современная идеология автоматизации проектирования, которая основывается на знании инженерно-технических подходов к решению проектных задач; специфики предметных областей (химические технологии и их аппаратурное оформление); возможностей применения современных IT-технологий и интегрированных пакетов программ для решения разнообразных задач (этапов) проектирования, все большим распространением интеллектуальных САПР, а также повсеместным внедрением web-технологий в практику проектирования.

На ранних этапах проектирования проектно-конструкторские решения принимаются в условиях полной неопределенности в исходной информации. Процесс проектирования можно интерпретировать как последовательный процесс снятия неопределенностей, который преимущественно протекает "сверху вниз". При этом по мере проработки проекта повышается детализация описания проектируемого объекта. Цель выполняемых на разных этапах проектирования расчетов и моделирований – уточнить параметры и характеристики проектируемого оборудования, принять наиболее рациональные проектно-конструкторские решения. Отсюда vyplывает итерационно-циклический характер процесса проектирования, при котором приходится многократно возвращаться с последующих этапов разработки проекта на предыдущие для пересмотра документации, ее улучшения и доработки. Отмеченные особенности носят объективный характер. Они, хотя и в разной степени, свойственны как "ручному" практическому проектированию (с ограниченным использованием ЭВМ), так и автоматизированному (с использованием интегрированных CAD/CAE-систем, которые охватывают основные этапы проектирования). Количественную информацию об эффективности функционирования и технических характеристиках проектируемого химического оборудования можно получить методом компьютерного моделирования. Но решение задачи оптимального проектирования химического оборудования невозможно осуществить простым перебором векторов конструктивных и режимных переменных. Нужна декомпозиция задачи, разработка стратегии применения методов

автоматизированного проектирования, поскольку допустимая область проектных параметров строится в ходе самого процесса проектирования.

Инструментальные средства для численного моделирования и расчетов химико-технологических процессов (ХТП), машин и аппаратов

Для решения практических задач расчета, анализа, симуляции, оптимизации и синтеза ХТП применяют современные системы компьютерной математики и инженерных расчетов. Такие программные системы представляют собой научно-практические интеллектуальные продукты, созданные на базе термодинамического моделирования. По изменению параметров модели с течением временем моделирующие программы можно разделить на системы, которые поддерживают статическое и динамическое моделирование [1]. При статическом моделировании соотношение параметров относится к определенному моменту времени. В случае динамического моделирования параметры модели испытывают непрерывные изменения во времени. Возможность проводить расчеты в динамическом режиме позволяет понять суть моделируемых процессов. При этом можно собрать и испытать схему регулирования, исследовать пусковые режимы, получить представление о реально работающем процессе и поведении объекта в нештатных ситуациях, о влиянии изменения рабочих параметров на качество продуктов [5].

Одним из наиболее мощных и универсальных пакетов, которые предоставляют инструментальные средства статического и динамического моделирования ХТП и технологического оборудования, является программный комплекс ChemCAD (ChemStations, Inc., <http://www.chemstations.net/>), предназначенный для решения широкого круга задач, связанных с анализом, оптимизацией и синтезом ХТП, а также проведением технологических конструктивных расчетов химических машин и аппаратов. Программный комплекс включает средства моделирования основных процессов химической технологии (гидромеханические, теплообменные, массообменные, химические и другие), основанных на фазовых и химических превращениях, а также средства для расчета геометрических размеров и конструктивных характеристик основных машин и аппаратов с одновременной оценкой себестоимости оборудования. Графический редактор в ChemCAD позволяет компоновать технологическую схему химического производства из имеющихся пиктограмм (моделей расчетных модулей) технологических аппаратов и вспомогательного оборудования (рисунок 1). В ChemCAD широко представлены модули для проектного и проверочного расчетов кожухотрубных теплообменников, колонных аппаратов (тарельчатых и насадочных колон для ректификации и абсорбции нефтяных смесей, хемосорбции и др.), химических реакторов (идеального вытеснения и смешения), аппаратов высокого давления, трубопроводов, нормально сужающих устройств (диафрагм) и регулирующих клапанов.

Аналогичные возможности для моделирования широкой номенклатуры оборудования технологических установок химических и нефтехимических производств представляет комплекс SIMSCI PRO/II (Simulation Sciences, Inc., <http://www.simsci-esscor.com/>). Благодаря гибкости при моделировании процессов ректификации и теплообмена, большому числу алгоритмов создания моделей простых и сложных (со стриппинг-секциями) ректификационных

колонн комплекс PRO/II сегодня получил наибольшее распространение именно в машино- и аппаратостроении для нефтеперерабатывающей и нефтехимической отраслей.

Пакет программ Aspen HYSYS (Aspen Technology, Inc., <http://www.aspentech.com/>) предназначен для расчета стационарных и динамических режимов работы химико-технологических схем, которые включают массообменное и теплообменное оборудование, трубопроводы, реакторы и т.п., проведения оптимизационных расчетов, разработки схем регулирования, контроля за работой систем управления, обучения операторов технологических установок, а также выполнения расчетов процессов на основе данных, которые непосредственно поступают с КИПиА. HYSYS имеет развитый графический интерфейс (рисунок 2), поддерживает стандарты OLE и XML, позволяет осуществлять связь с другими программами и хорошо интегрирован с офисными приложениями от Microsoft. Следует отметить, что моделирование ХТП разделения нефтяных смесей и детальный расчет теплообменных аппаратов разных типов возможен только с использованием дополнительных модулей, не включенных в состав базовой программы, а количество поддерживаемых методов расчетов свойств нефтепродуктов уступает аналогичным, например в PRO/II. В этом плане особое внимание привлекает перспективная отечественная программная система ГазКондНефть (НАН Украины, Институт газа, <http://thermogas.kiev.ua/>), предназначенная для компьютерного моделирования работы оборудования для промышленного сбора и переработки природного газа и нефти, фракционирования углеводородов. Сравнение комплекса ГазКондНефть с известными аналогами (PRO/II, HYSYS) показывает одинаковую точность для углеводородных смесей и лучшие результаты для систем углеводороды - водные растворы метанола, гликолей и солей [6].

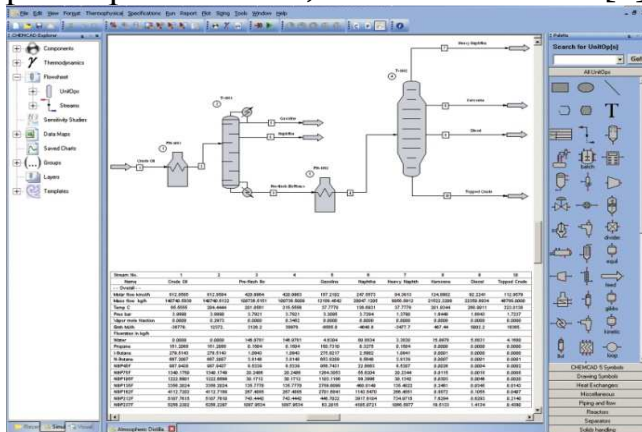


Рисунок 1 – Моделирование атмосферно-вакуумной переработки нефти (ChemCAD)

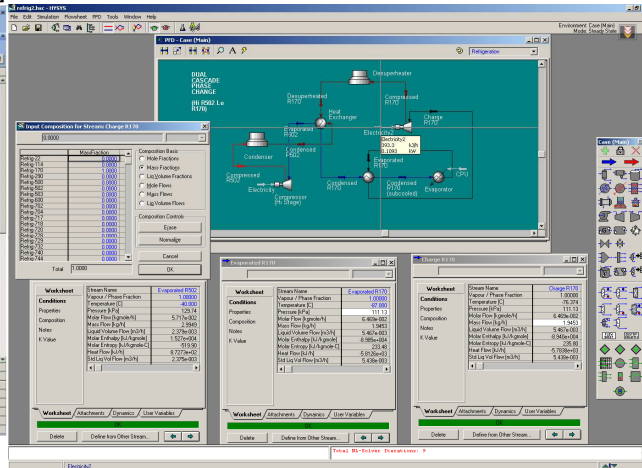


Рисунок 2 – Моделирование работы холодильной установки (HYSYS)

Большая часть из рассмотренных выше моделирующих программ позволяют после расчета технологической схемы или отдельного аппарата, выполнять расчеты гидравлических и основных конструктивных характеристик типового сепарационного оборудования, емкостей, теплообменной аппаратуры, тарельчатых и насадочных ректификационных или абсорбционных колонн, а также провести оценку себестоимости изготовления каждого аппарата. Это

важно как для выполнения стадии проектных работ, так и для предпроектных исследований, поскольку позволяет сделать выбор оптимальной технологии производства по капитальным затратам.

Соответствующие программные модули могут быть как встроенными в базовый пакет, так и разработанными отдельно в виде дополнительных модулей, которые реализуют компонентно-ориентированные технологии разработки программного обеспечения САПР. Например, дополнительный модуль Aspen HTFS (Aspen Technology, Inc.) к программному пакету HYSYS включает утилиты, которые позволяют проводить тепловой и гидравлический (аэродинамический) расчеты кожухотрубных, пластинчатых теплообменников и аппаратов воздушного охлаждения; анализ составных элементов аппаратов на прочность; экономический расчет (рисунок 3). Расширенные возможности предлагает комплекс HTRI Xchanger Suite (Heat Transfer Research, Inc., <http://www.htri.net/>) – программный пакет, который объединяет в себе модули для симуляции теплообменных процессов, проектных и проверочных расчетов параметров теплообменников (кожухотрубных, пластинчатых, "труба в трубе", спиральных, с оребренными трубами), огневых подогревателей и трубчатых печей. Внедрение технологии и стандарта CAPE-OPEN позволяет компонентам HTRI Xchanger Suite непосредственно взаимодействовать с симуляторами процессов, такими как HYSYS, PRO/II и др. После расчетов происходит автоматическое генерирование 3D-модели проектируемого теплообменника с возможностью экспорта 2D-чертежа в AutoCAD (рисунок 4).

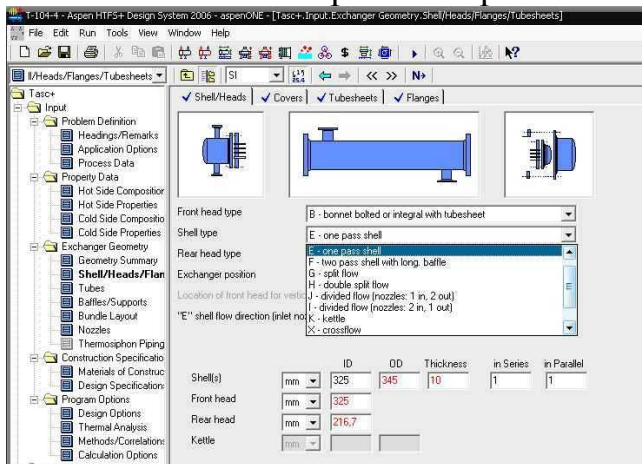


Рисунок 3 – Расчетная модель теплообменника с плавающей головкой (Aspen HTFS)

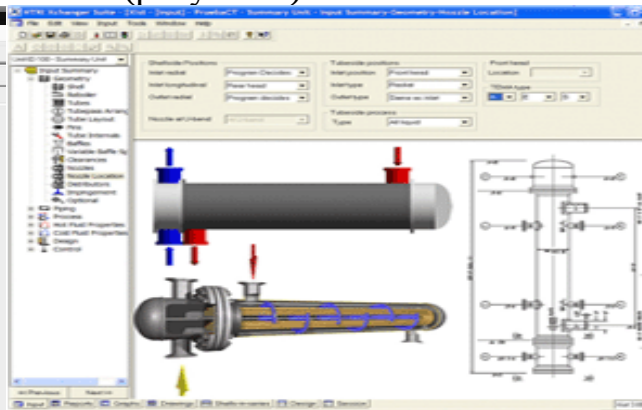


Рисунок 4 – Расчетная модель кожухотрубного теплообменника с U-образными трубами (HTRI Xchanger Suite)

Для автоматизированных расчетов на прочность и устойчивость сосудов, аппаратов (резервуары, теплообменники, колонны) и их элементов (обечайки, днища, фланцы, опоры, люки, штуцеры и т.п.) в рабочих условиях, а также в условиях испытаний и монтажа рекомендовано использовать комплекс ПАССАТ (Прочностной Анализ Состояния Сосудов Аппаратов Теплообменников) (НТП Трубопровод, <http://www.truboprovod.ru/>) (рисунок 5). По сравнению с аналогичными зарубежными программами (Compress, Vessel, PV Elite) основные преимущества ПАССАТ заключаются в ориентации на нормативную базу стран СНГ (государственные и отраслевые стандарты),

встроенную базу отечественных материалов и стандартных элементов, возможности экспорта 3D-моделей в AutoCAD [7].

Компонентно-ориентированные технологии и программные комплексы автоматизированного выполнения проектных работ

Сегодня инженеры-конструкторы в химическом машино- и аппаратостроении активно и успешно применяют всемирно известные популярные CAD-системы для трехмерного твердотельного и поверхностного параметрического проектирования, а именно: AutoCAD и Inventor, (Autodesk, Inc., <http://www.autodesk.com/>) Creo Elements/Pro (до ребрендинга хорошо известен, как Pro/ENGINEER) (PTC, Inc., <http://www.ptc.com/>), SolidWorks (Dassault Systemes S.A., <http://www.solidworks.com/>), а также отечественную КОМПАС-3D (АСКОН, <http://ascon.ru/>).

Необходимость ускоренной разработки сложных программных систем, а также их адаптации для повышения эффективности решения конкретных прикладных задач при автоматизированном проектировании вызвало появление компонентно-ориентированных технологий. Компонентно-ориентированные технологии основаны на использовании предварительно разработанных готовых компонентов. Компиляция программ из готовых компонентов – идея не новая. Уже первые шаги в области автоматизации программирования были связаны с созданием библиотек подпрограмм. Преимущества использования готовых компонентов обусловлены тщательной отработкой многократно используемых компонентов, их соответствием стандартам, использованием лучших из известных методов и алгоритмов. В то же время в компонентах библиотек классов спецификации интерфейсов не отделены от собственно кода, следовательно, использование библиотек классов не профессиональными программистами проблематично. Именно стремление устранить этот недостаток привело к появлению компонентно-ориентированных технологий разработки программного обеспечения.

Для исключения рутинного труда и повышения качества проектной документации на этапе монтажной проработки (компоновка основного технологического оборудования, трубопроводная обвязка, проектирование инженерных сетей) целесообразно применять именно комплексные решения [8]. В отраслевых проектных институтах и организациях популярными программными комплексами для решения этих задач при проектировании промышленных предприятий являются компонентно-ориентированные решения для платформы AutoCAD: AutoPLANT (Bentley Systems, Inc., <http://www.bentley.com/>), Plant 3D (Autodesk, Inc.) и MagiCAD (Progman Oy, <http://www.magicad.com/>). AutoPLANT включает библиотеку параметризированного вспомогательного оборудования (емкости, насосы, разные соединительные элементы), позволяет в автоматическом режиме выполнять разводку труб и обвязку аппаратов в трехмерном пространстве, создавать различные металлические и несущие стальные конструкции (лестницы, ограждения, этажерки), генерировать монтажные чертежи, производить поиск и оповещение о несоответствиях и коллизиях в проекте. AutoCAD Plant 3D является составной частью программного комплекса Autodesk Plant Design Suite (Autodesk, Inc.). В распоряжении технических

дизайнеров и конструкторов предоставляется возможность создания самых современных 3D-проектов в привычной среде AutoCAD. Возможности проектирования на основе технических требований и библиотек стандартных компонентов позволяют оптимизировать процесс проектирования и компоновки трубопроводов, технологического оборудования и опорных элементов. Встроенные функции позволяют формировать и редактировать схемы трубопроводов и КИПиА, а потом согласовывать данные с 3D-моделью, на основе которой можно создавать ассоциативные чертежи. MagiCAD (Progman Oy, <http://www.magicad.com/>) для платформы AutoCAD – комплексный подход к проектированию систем инженерного обеспечения: вентиляции и кондиционирования, теплоснабжения и отопления, водоснабжения и др. Качественной отечественной разработкой для автоматизированного проектирования инженерных сетей является «Трубопроводы 3D» – специализированное дополнение CAD-системы КОМПАС-3D (АСКОН), предназначенное для автоматизации типовых работ по проектированию трубопроводов.

Athena PLANT-4D (CEA Systems BV, <http://www.ceasystems.com/>) – новое поколение комплексных САПР на основе объектно-ориентированного параметрического ядра, предполагает систему коллективной работы над проектом объектов с разветвленной сетью трубопроводов для нефтяной, химической, пищевой и других отраслей промышленности (рисунок 5). Одновременно интересной является предложенная и реализованная группой разработчиков АСКОН идея технологии MinD (Model in Drawing) - использование интеллектуальных строительных моделей при расположении элементов на чертеже (рисунок 6) [9].

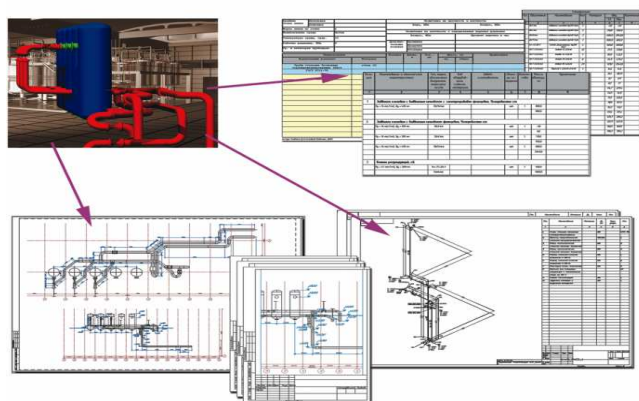


Рисунок 5 – Стратегия проектирования в Athena PLANT-4D

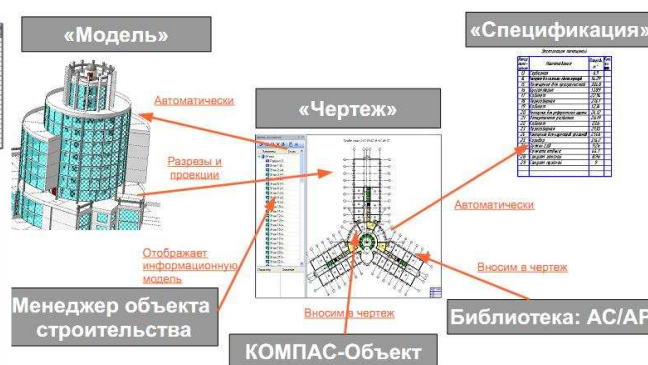


Рисунок 6 – Стратегия интеллектуального строительного проектирования по технологии MinD

Системы конечно-элементного анализа механики жидкости и газа, тепло- и массопереноса, а также механики конструкций

При разработке новых процессов и аппаратов остро возникают сложные научно-технические задачи по исследованию и моделированию механики, гидродинамики, тепломассообмена, описываемые системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, которые имеют аналитическое решение лишь в очень простых случаях. Для большинства технологических процессов задачи можно решить численно в случае, если производные из

уравнений заменить на конечные разности на малых пространственных и временных интервалах (метод конечных разностей). В случае моделирования реального процесса проводится так называемая дискретизация пространства и времени таким образом, что геометрия расчетной области разбивается на расчетные ячейки, выбранные особенным образом, а время процесса - на расчетные временные интервалы. После этого применяют разные методы решения системы уравнений, одним из которых есть метод конечных элементов. Общая последовательность действий при конечно-элементном анализе с применением специализированных программных систем такая: разработка геометрии модели, формулировка начальных и граничных условий начальной расчетной сетки; численное решение основных дифференциальных уравнений с точки зрения базовых физических параметров (скорость, давление, плотность, температура, энтальпия и т.п.); визуализация и анализ результатов моделирования в виде графиков, таблиц, а также контурных/векторных схем, с привязкой к начальной геометрии.

Одним из мощных программных комплексов конечно-элементного анализа, который позволяет моделировать любые физические процессы, представленные в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных, является COMSOL Multiphysics (COMSOL, Inc., <http://www.comsol.com/>). В своем составе комплекс имеет модули для решения задач напряженно-деформированного состояния и механики конструкций, гидродинамики, теплопереноса, инженерной химии (в том числе с учетом химической кинетики), и даже геофизики, электротехники, акустики, оптики. Аналогичный, хотя немного ограниченный функционал в сравнении с COMSOL Multiphysics предоставляет инженеру-исследователю программная система ANSYS (ANSYS, Inc., <http://www.ansys.com/>). Кстати, благодаря геометрическому ядру Parasolid она хорошо интегрируется с известными CAD-системами Unigraphics, CATIA, Creo Elements/Pro, SolidEdge, SolidWorks, Autodesk Inventor и др.

Отдельным классом представлены системы вычислительной гидродинамики (CFD), основная задача которых численное решение уравнений Навье-Стокса, описывающих динамику жидкости и газа. На постсоветском рынке популярным коммерческим пакетом по вычислительной аэро- и гидродинамике является отечественный программный пакет FlowVision (ТЕСИС, <http://www.flowvision.ru/>), который успешно конкурирует с аналогичными зарубежными пакетами, такими как ANSYS Fluent и CFX (ANSYS, Inc.) [10].

Выводы

Современные информационные технологии и инструментальные средства моделирования ХТП предоставляют инженеру-исследователю возможность еще на этапе проектирования экспериментировать с моделью объекта даже в тех случаях, когда делать это на реальном объекте практически невозможно или нецелесообразно. Работа не с самим объектом (явлением, процессом), а с его математической моделью дает возможность относительно быстро и без существенных затрат исследовать его свойства и поведение в любых возможных ситуациях (преимущество теории). В то же время вычислительные

(имитационные) эксперименты с моделями объектов позволяют обстоятельно и глубоко изучать объекты в достаточной полноте, недоступной чисто теоретическим подходам (преимущество эксперимента).

Список литературы

1. Худович И.М. Современные системы автоматизированного моделирования химико-технологических процессов в нефтепереработке и нефтехимии / И.М. Худович. – Новополюцк: Полочкий государственный университет, 2008. – 110 с.
2. Ляпоценко А.А. Проектирование объектов химических, нефтеперерабатывающих и пищевых производств с применением современных САПР / А.А. Ляпоценко, В.М. Маренюк // Стратегия качества в промышленности и образовании: Материалы III Международной конференции. – Днепрпетровск-Варна: "Фортуна"-ТУ-Варна, 2007.
3. Ляпоценко А.А. Интегрированные технологии автоматизированного проектирования с динамическим моделированием работы сепарационного и теплообменного оборудования в составе промысловых установок и комплексов / А.А. Ляпоценко, О.В. Настенко // Прогрессивные технологии и процессы: Сборник научных статей Международной молодежной научно-технической конференции. – Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2014. – Т.1. – С. 353-357.
4. Маренюк В. М. Впровадження у навчальному процесі новітніх методик проектування промислових об'єктів із застосуванням сучасних САПР / В.М. Маренюк, О.О. Ляпоценко // Сучасний український університет: теорія і практика впровадження інноваційних технологій: збірник матеріалів VII Міжнародної науково-методичної конференції. – Суми: СумДУ, 2008. – Ч. III. – С. 26-27.
5. Флейх Моххамед. Динамическое моделирование процессов газопереработки с использованием комплексов HYSYS, CHEMCAD, PRO/II, Газконднефть/ М. Флейх, А.А. Ляпоценко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції. – Суми: СумДУ, 2010. – Ч.I. – С.140.
6. Калашников О.В. Вопросы адекватности теплофизической базы программных систем Hysys, PRO-II и Газконднефть / О.В. Калашников, Ю.В. Иванов, С.В. Будняк. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – №1. – С.31–35.
7. Краснокутский А.Н. Новые возможности программы "ПАССАТ" / А.Н. Краснокутский, А.И. Тимошкин // CADMASTER. – 2013. – №3 – С. 76-79.
8. Информационный анализ и автоматизированное проектирование трехмерных компоновок оборудования химико-технологических схем: учеб. пос. / Е.Н.Малыгин, С.Я. Егоров, В.А. Немтинов, М.С. Громов. – Тамбов: Изд-воТГТУ, 2006. – 128 с.
9. Поварницын Д. Разрабатываем раздел «Архитектурные решения» по технологии MinD // САПР и графика. – 2013. – №11. – С. 24-29.
10. Аксенов А.А. Новый релиз программного комплекса вычислительной газодинамики FlowVision / САПР и графика. – 2014. – №1. – С. 27-29.

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЭПИТАКСИАЛЬНОГО НАРАЩИВАНИЯ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ СТРУКТУР

Кравченко А.А., Погалов А.И.

Национальный исследовательский университет «МИЭТ», Москва

Полупроводниковая электроника является одной из самых динамично развивающихся отраслей мировой экономики. Наиболее ёмкими секторами этой отрасли являются производства полупроводниковых компонентов, материалов и технологического оборудования. Так по данным IDC (International Data Corporation) мировой рынок полупроводников в 2012 году составил 295 млрд. долларов. Аналитики Gartner попытались спрогнозировать развитие мирового рынка полупроводниковой продукции в 2014 году. По их прогнозу, рынок по сравнению с 2013 годом вырастет на 6,7%. В абсолютном выражении он достигнет 336 млрд. долларов [1]. А общий объем капиталовложений в оборудование в 2014 году составит 37 млрд. долларов.[2] Позиции Российских производителей по многим направлениям в данной отрасли сильно отстают от лидеров по ряду объективных причин. Однако, техническое совершенство технологического производственного оборудования, полупроводниковых материалов и компонентов на их основе определяют уровень промышленного развития и оборонного потенциала государства.

В России до последнего времени для получения эпитаксиальных структур на кремниевых пластинах использовали оборудование групповой обработки (УНЭС-101, Эпиквар-101М, Эпиквар-121МТ и др.) с диаметром обрабатываемых пластин 100 мм. Использование данного оборудования для подложек диаметром 150 мм не позволяет обеспечить необходимое качество эпитаксиальной структуры на пластине. Мировая промышленность работает на пластинах диаметром 200 и 300 мм, ожидается переход на пластины диаметром 450 мм. Поэтому отечественные фирмы производители полупроводниковых структур сталкиваются с необходимостью приобретать оборудование за рубежом. Оборудование таких мировых лидеров данной области как AMS, LPE, Appliedmaterials и др. дорогое и накладывает ряд ограничений на его использование. К тому же покупка зарубежного оборудования заставляет быть в роли догоняющих, так как новейшие технологии доходят до нашего рынка с опозданием. Для перехода нашей полупроводниковой промышленности на новый уровень, мы считаем создание нового технологического оборудования приоритетным направлением развития.

Процесс создания нового технологического оборудования сопряжен с разработкой новых научно-технических подходов для решения данной проблемы. Одним из таких подходов является компьютерное моделирование процесса химического осаждения тонких пленок из газовой фазы. Компьютерное моделирование позволяет исследовать и оптимизировать многие

аспекты технологического процесса, а так же значительно уменьшить временные и финансовые затраты в процессе разработки нового оборудования.

Данный подход был использован нами совместно с ЗАО «Электронточмаш» для разработки и изготовления автоматизированной установки эпитаксиального наращивания одиночных подложек диаметром 150 мм. Реакторы поштучной обработки являются наиболее универсальными. Они могут применяться практически для любой технологии изготовления интегральных микросхем (ИМС). Единственным ограничением является снижение производительности при получении толстых эпитаксиальных пленок. Реакторы этого типа хорошо зарекомендовали себя и широко используются для производства ИМС с субмикронными проектными нормами на пластинах диаметром 200 и 300 мм и имеют наилучшие характеристики при наращивании тонких эпитаксиальных пленок. Поэтому мы посчитали наиболее целесообразным сконцентрироваться на разработке установки индивидуальной обработки подложек большого диаметра.[3]

Было проведено теплофизическое и физико-механическое исследование процесса наращивания прецизионных эпитаксиальных слоев на подложках большого диаметра, анализ газодинамических характеристик потока в щелевом кварцевом реакторе. По результатам испытаний установлено, что разброс температуры в зоне подложки составляет менее 10°C, а разброс толщины эпитаксиального слоя и поверхностного сопротивления менее 5%, что соответствует характеристикам зарубежных эпитаксиальных установок. Методические рекомендации и подходы по компьютерному моделированию параметров технологического процесса, использованные в данной работе, могут быть применены при разработке и модернизации других реакторов.

Список литературы

1. <http://www.gartner.com/newsroom/id/2794317>
2. <http://www.gartner.com/newsroom/id/2717917>
3. Кравченко А.А. Перспективы создания и использования российской эпитаксиальной установки индивидуальной обработки пластин большого диаметра / А.А. Кравченко, Х.А. Миркурбанов, В.Н. Тимофеев // VII Международная конференция «Кремний 2010». – Нижний Новгород, 2010.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАРШРУТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ МОДЕЛИ ДЕТАЛИ ТИПА ТЕЛА ВРАЩЕНИЯ

Масягин В.Б.

Омский государственный технический университет, Омск

Ключевые слова: автоматизация проектирования, моделирование, кодирование.

Аннотация. Предложен способ полной и сквозной формализации и алгоритмизации процесса автоматизированного проектирования технологического маршрута на основе кодирования конструкторско-технологической информации и разработки связующих алгоритмов автоматического кодирования и преобразования информации.

Проблема полной автоматизации технологического проектирования очень актуальна. Практически данная проблема до конца не решена, и работа современных систем автоматизации проектирования технологических процессов механической обработки ориентирована на ручное проектирование с использованием прототипов или аналогов. В то же время имеются значительные теоретические разработки, позволяющие разрабатывать технологические процессы механической обработки автоматически [1]. В том числе перспективное научное направление, возникшее на стыке трех наук, – математики, информатики и технологии [2]. В основе этого направления лежит исследование и описание механизма и закономерностей проектирования технологических процессов с помощью математических моделей, алгоритмов и программ, включая математическую логику, теорию графов, аналитическую геометрию.

Проектирование технологических процессов механической обработки является сложной и трудоемкой задачей и разделяется на две стадии: составление плана (маршрута) технологического процесса и разработку операций. При этом маршрут технологического процесса является результатом решения основных технологических задач – определения границ между операциями, последовательности операций, степени концентрации операций, установочных баз, мест закрепления детали, с формированием упрощенных операционных эскизов. В дальнейшем при разработке операций технологического процесса устанавливаются: последовательность и совмещение переходов, фиксируются мелкие подробности (снятие фасок, радиусов), устанавливаются численные значения точности обработки, рассчитываются операционные размеры и припуски, нормы времени, формируются полностью оформленные операционные эскизы, составляются программы обработки. Из двух стадий первая – проектирование маршрута – в настоящее время наименее автоматизирована. Это связано с творческим характером задачи и с качественным и количественным разнообразием как объектов технологического проектирования – деталей машин, так и условий производства. Поэтому рационально начать решение общей задачи полной автоматизации проектирования технологических процессов механической обработки с рассмотрения частной задачи полной автоматизации одного этапа

проектирования – проектирования маршрута – для упрощенной модели детали определенного типа – тела вращения [3], включающей только основные поверхности – торцы и цилиндрические поверхности.

В математическом и алгоритмическом виде проектирование плана технологического процесса сводится к тому, что деталь и заготовка заменяются геометрическими моделями в виде эскизов с цифровым описанием в виде таблиц кодированных сведений (ТКС) [3], а творческий процесс проектирования маршрута технологического процесса заменяется алгоритмом преобразования цифровой информации на основе применения конструкторско-технологического кода (КТК) [4, 5]. Исходные данные автоматически кодируются [6] и алгоритмически непрерывно связываются [5, 7-9] с модулем показа изображений в виде геометрических моделей операционных эскизов [10].

Предварительным этапом автоматизированного технологического проектирования является ручное формирование и ввод в компьютер информации о геометрических моделях детали (ГМД) и геометрической модели заготовки (ГМЗ) в виде ТКС. Конкретным примером ТКС является геометрическая модель детали типа тела вращения [3], включающая описание детали и заготовки в виде набора таблиц: участков контура детали, шероховатости поверхностей детали, линейных конструкторских размеров, диаметральных конструкторских размеров, требований отклонений расположения, номеров поверхностей заготовки, их шероховатости и точности размеров.

Далее, на первом этапе автоматизированного технологического проектирования, с помощью программы-препроцессора, выполняется автоматическое преобразование информации ТКС о моделях детали и заготовки в КТК или, другими словами, автоматическое кодирование конструкторско-технологической информации. Конкретным примером КТК является проблемно ориентированный язык [4], содержащий 14 конструкторско-технологических признаков: номер поверхности, вид поверхности, количество ступеней обработки поверхности, номер сектора детали, ранг поверхности, номер совокупности, локальный номер поверхности в совокупности, количество поверхностей в совокупности, количество совокупностей одного ранга внутри сектора, а также четыре признака поверхности, на которой вырезана описываемая поверхность. Решение задачи автоматизации кодирования базируется на выявлении и информационной связи между элементами ТКС и КТК. При этом необходимо, для обеспечения алгоритмизации, предъявить к контуру модели детали дополнительное требование – он должен состоять из совокупностей поверхностей трех видов: изолированных поверхностей, объединений из двух поверхностей – «ступенек» – и объединений из трех поверхностей – «канавок» [6].

На втором этапе автоматизированного технологического проектирования, с помощью программы-процессора, на основе КТК формируется цифровая модель маршрута технологического процесса механической обработки [8]. Предварительно, на основе положений технологии машиностроения и информации о существующих технологических процессах, формулируются в табличном виде обобщенные правила проектирования маршрута технологического процесса в терминах КТК, связанные с определением

последовательности обработки поверхностей детали и назначением базовых поверхностей [5, 7]. Необходимыми составляющими системы обобщенных правил определения последовательности обработки и базовых поверхностей детали являются: 1) правила последовательности обработки поверхностей в зависимости от различных сочетаний признаков (степень обработки и ранг поверхности, обрабатываемые сектора детали, совокупности, поверхности), связанные с заданием последовательности сочетаний признаков, в соответствии с которой происходит упорядочивание обработки поверхностей заготовки; 2) правила назначения базовых поверхностей, устанавливающие порядок выбора обобщенных базовых поверхностей на всех этапах обработки. Основой для разработки алгоритма моделирования плана технологического процесса механической обработки является структура используемых данных, которые представляются в виде матриц. Алгоритм формального синтеза модели маршрута механической обработки включает следующие действия [8]: 1) перенос данных из матрицы поверхностей геометрической модели детали в матрицу обрабатываемых поверхностей с одновременным расширением переносимых данных за счет промежуточных ступеней обработки; 2) упорядочение матрицы обрабатываемых поверхностей в соответствии с обобщенными правилами определения последовательности обработки поверхностей с одновременным заполнением матрицы базовых поверхностей в соответствии с правилами назначения обобщенных базовых поверхностей. Полученный маршрут разбивается на операции, которые характеризуются постоянством схемы базирования, поэтому совокупность поверхностей в матрице, которым соответствуют одинаковые описания базовых поверхностей, будут составлять одну операцию.

На завершающем этапе автоматизированного технологического проектирования по полученной цифровой модели маршрута технологического процесса программой-постпроцессором формируется конечная цифровая модель [9], по которой визуализируются [10] геометрические модели операционных эскизов спроектированного маршрута. Данная задача решается на основе разработки промежуточной цифровой модели маршрута технологического процесса и алгоритмов, связывающих исходные данные и конечные результаты. Конечные результаты содержат цифровое описание маршрута. В них представлена информация по каждой операции маршрута – о количестве и номерах базовых поверхностей, количестве и номерах обрабатываемых поверхностей, числе линейных технологических размеров, а также о границах линейных технологических размеров. Цифровое описание маршрута технологического процесса совместимо с программой размерного анализа технологических процессов механической обработки, что обеспечивает возможность оперативного проведения размерного анализа разработанного технологического маршрута.

Таким образом, на основе применения конструкторско-технологического кода осуществлена полная и сквозная формализация и алгоритмизация процесса автоматизированного проектирования технологического маршрута механической обработки для определенного типа моделей деталей – тел вращения.

Список литературы

1. Кондаков А.И. САПР технологических процессов: учебник для вузов. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 272 с.
2. Челищев Б.Е. Автоматизация проектирования технологии в машиностроении / Б.Е. Челищев, И.В. Боброва, А. Гонсалес-Сабатер. – М.: Машиностроение, 1987. – 264 с.
3. Масыгин В.Б. Применение геометрической модели детали и модели технологического процесса при расчете технологических размеров // Динамика систем, механизмов и машин: матер. IV междунар науч.-техн. конф. – Омск: ОмГТУ, 2002. – С. 84-87.
4. Масыгин В.Б. Формализованный язык описания деталей по конструкторским и технологическим признакам // Анализ и синтез механических систем. – Омск: ОмГТУ, 1998. – С.17-21.
5. Масыгин В.Б. Синтез модели плана механической обработки детали типа втулка-диск // Динамика систем, механизмов и машин: Тез. докл. III междунар. науч.-техн. конф. 26-28 октября 1999г. Секция «Производство авиационно-космической техники и изделий на основе ее технологии», «Производство изделий общего машиностроения». – Омск: ОмГТУ, 1999. – С. 70-71.
6. Масыгин В.Б. Автоматизация кодирования конструкторско-технологической информации / В.Б. Масыгин, Н.В. Волгина, Р.И. Стефаненко // Динамика систем, механизмов и машин: Материалы VII междунар науч.-техн. конф. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. – Кн.2. – С. 262–265.
7. Масыгин В.Б. Математическое моделирование плана технологического процесса механической обработки деталей типа тел вращения // Совершенствование технологических процессов ремонта и эксплуатации подвижного состава: Межвуз. темат. сб. науч. тр. Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск: ОмГУПС, 2003. – С. 27-31.
8. Масыгин В.Б. Проектирование маршрута технологического процесса механической обработки на основе формализации преобразования конструкторско-технологической информации / В.Б. Масыгин, Н.В. Волгина // Россия молодая: передовые технологии – в промышленность: матер. III Всерос. молодежн. науч.-техн. конф. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – Кн. 1. – С. 11-15.
9. Масыгин В.Б. Автоматическое проектирование геометрической модели технологического процесса механической обработки / В.Б. Масыгин, Д.Д. Примак // Россия молодая: передовые технологии – в промышленность: материалы V Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием (Омск, 12-14 ноябрь 2013 г.): в 3 кн. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2013. – Кн. 1. – С. 82–84.
10. Масыгин В.Б. Применение информационно связанных моделей детали, заготовки и технологического процесса механической обработки при визуализации исходных данных технологических размерных расчетов / В.Б. Масыгин, О.В. Сенченко // Омский научный вестник. Серия Приборы, машины и технологии. – 2007. – №2(56). – С. 118-121.

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ СВАРКИ

Анциборов А.Н., Комиренко А.В.

Тольяттинский государственный университет, Тольятти

При проектировании систем автоматического управления контактной сваркой в процессе отработки управляющих алгоритмов необходимо проведение натурных испытаний, в которых проверяется возможность компенсации различных возмущений. К таким возмущениям, в первую очередь, необходимо отнести колебание напряжения питающей сети, изменение активного и индуктивного сопротивлений вторичного контура вследствие нагрева, износа и внесения в него ферромагнитных масс, колебание сопротивления участка «электрод-электрод» [1, 2]. На реальной сварочной машине отслеживание этих возмущений, их количественная оценка и коррекция является трудновыполнимой задачей.

Для реализации алгоритмов управления контактной сваркой использовалась физическая модель сварочной машины, реализующая электрическую схему замещения [3, 4], включающую в себя (рисунок 1): источник переменного напряжения U_{20} , активное $R_{2к}$ и индуктивное $X_{2к}$ сопротивления вторичного контура в режим короткого замыкания, активное сопротивление $R_{ээ}$ участка «электрод-электрод» и тиристорный контактор KT .

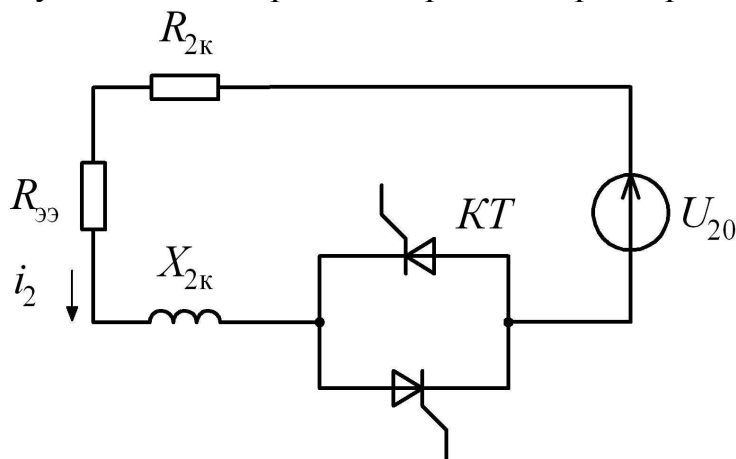


Рисунок 1 – Электрическая схема замещения контактной сварочной машины

К физической модели предъявляются следующие требования:

1) безопасность работы, измерений и перенастройки;

2) возможность изменения величины активного $R_{2к}$ и индуктивного $X_{2к}$ сопротивлений, что позволяет моделировать поведение контактных машин с различными характеристиками вторичных контуров, а так же влияние таких факторов, как нагрев и износ вторичного контура, внесение в него ферромагнитных масс;

3) возможность изменения величины переменного напряжения U_{20} , что позволит моделировать поведение контактных машин на различных ступенях сварочного трансформатора и колебание напряжения питающей сети;

4) возможность изменения величины активного сопротивления $R_{эз}$, что позволяет моделировать изменение сопротивления участка «электрод-электрод»;

5) простота измерения основных параметров процесса (ток сварки, падение напряжения на электродах, тепловыделение на участке «электрод-электрод»).

Физическая модель (рисунок 2) включает в себя лабораторный автотрансформатор $T1$ (TDGC2-0.5B), оптронный ключ $V1$, понижающий трансформатор $T2$, последовательно соединённые резисторы $R4$ – $R6$, индуктивность $L1$, светодиоды $VD1$ и $VD2$, токоограничивающие резисторы $R1$ – $R3$, кнопку включения $SB1$ без фиксации.

Состояние клапанов усилия сжатия и проковки контролируются с помощью светодиодов $VD1$ и $VD2$ с токоограничительными резисторами $R1$ и $R2$. Педаль запуска сварки моделируется с помощью кнопки-выключателя $SB1$ без фиксации.

Ключ $V1$ играет роль тиристорного контактора и представлен микросхемой из двух встречно-параллельно включенных тириستоров, управляемых оптически, гальванически развязанной по управлению. Эта микросхема коммутирует токи порядка десятков мА и напряжение до 600В.

Резисторы $R4$ и $R5$, индуктивность $L1$ имитируют сопротивление вторичного контура, которое можно изменять, внося тем самым возмущение – износ вторичного контура, переменным резистором $R6$ можно представить изменение сопротивления на участке «электрод-электрод». Номиналы сопротивлений вторичного контура выбирались таким образом, чтобы в первичном контуре протекал ток, достаточный для надежного открытия тиристоров (ток удержания). С учётом этого условия было определено сопротивление $R5$ номиналом в 4,7Ом, являющееся постоянным резистором рассеиваемой мощностью 5Вт, который так же может быть использован для снятия формы и значений сварочного тока. Переменные резисторы $R4$ для изменения сопротивления сварочного контура и $R6$ для изменения сопротивления участка «электрод-электрод» заменены магазинами сопротивлений номиналом 2,5Ом, 5Ом и 10Ом рассеиваемой мощностью 5Вт, что позволяет варьировать значения сопротивлений $R4$ и $R6$ в пределах от 2,5...17,5Ом с дискретностью 2,5Ом. В качестве индуктивности $L1$ используется 2 последовательно соединенных дросселя номиналом в 20мГн, которые позволяют получить значение индуктивного сопротивления $X_{2к}$ вторичного контура в 6,28 и 12,56Ом.

При помощи автотрансформатора $T1$ производится изменение действующего значения напряжения питающей сети, которое контролируется стрелочным вольтметром, встроенным в автотрансформатор и цифровым мультиметром с точностью до 0,1В. Далее сетевое напряжение через ключ $V1$ поступает на понижающий трансформатор $T2$, после которого напряжение

порядка 6В подается на последовательно соединенные резисторы $R4-R6$ и индуктивность $L1$, представляющие собой аналог вторичного контура контактной сварочной машины.

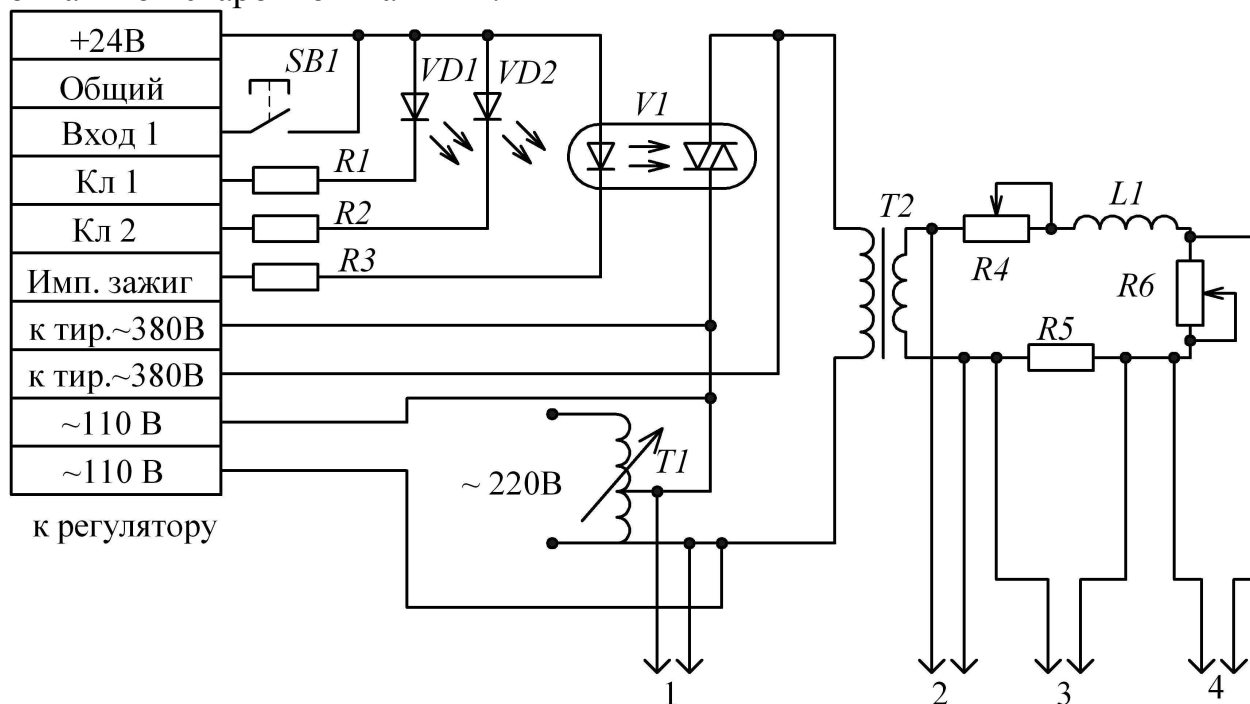


Рисунок 2 – Физическая модель контактной сварочной машины

При установке значений сопротивлений $R4=2,5\text{Ом}$ и $X_{2к}=12,56\text{Ом}$ коэффициент мощности модели в режиме короткого замыкания ($R6 = 0$) составляет:

$$\cos \varphi_k = \frac{R4 + R5}{\sqrt{(R4 + R5)^2 + X_{2к}^2}} = \frac{2,5 + 4,7}{\sqrt{(2,5 + 4,7)^2 + 12,56^2}} = 0,49,$$

а коэффициент мощности в режиме сварки ($R6=5,0\text{ Ом}$):

$$\cos \varphi_k = \frac{R4 + R5 + R6}{\sqrt{(R4 + R5 + R6)^2 + X_{2к}^2}} = \frac{2,5 + 4,7 + 5,0}{\sqrt{(2,5 + 4,7 + 5,0)^2 + 12,56^2}} = 0,69,$$

что может быть использовано при моделировании состояния универсальной машины контактной точечной сварки (например, МТ-1409). Для моделирования поведения специализированных сварочных машин, в которых коэффициент мощности в режиме короткого замыкания имеет значение более 0,5, предусмотрена возможность увеличения значения сопротивления $R4$.

Для снятия параметров электрических процессов в физической модели предусмотрено четыре канала.

Канал 1: напряжение после автотрансформатора $T1$ (в реальной сварочной машине после понижающего трансформатора 380/110В), которое поступает на систему управления и используется для измерения сетевого напряжения.

Канал 2: напряжение после понижающего трансформатора $T2$, при помощи которого осуществляют контроль формы напряжения сети, обрезанного тиристорами, и величины вторичного напряжения.

Канал 3: падение напряжения на сопротивлении R_5 , которое используется для получения осциллограммы и измерения действующего значения сварочного тока.

Канал 4: падение напряжения на сопротивлении R_6 , которое используется для измерения падения напряжения на участке «электрод-электрод».

Подключение физической модели производится аналогично сварочной машине: к питающей сети через лабораторный автотрансформатор, к регулятору в соответствии с каналами управления через стандартный разъём. Работа регулятора по управлению физической моделью происходит так же, как и на контактных сварочных машинах, посредством управляющих сигналов: открытия тиристорov, включения пневматических клапанов привода сжатия и проковки, чтение состояния педали включения.

Основным методом исследования является анализ осциллограмм, снятых с соответствующих каналов регистрации. Сначала производится пробная сварка без воздействия возмущений и получение эталонных осциллограмм. Далее вводят возмущающие воздействия, отмечают изменение осциллограмм и делают вывод о качестве компенсации возмущений регулятором. Таким образом, использование предложенной физической модели упрощает апробацию регуляторов сварки и алгоритмов управления на машинах контактной сварки с различными характеристиками в условиях действия возмущений.

Список литературы

1. Tang, H. Influence of Welding Machine Mechanical Characteristics on the Resistance Spot Welding Process and Weld Quality / Tang, H., Hou, W., Hu, S. J., [et al.] // Weld. J. – 2003. – №82(5). – P. 116-124.
2. Климов А.С. Контактная сварка. Вопросы управления и повышения стабильности качества. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 216 с.
3. Рыськова З.А. Трансформаторы для электрической контактной сварки. – Л.: «Энергоатомиздат», 1990. – 424 с.
4. Климов А.С. Продолжительность включенного состояния тиристорov как параметр обратной связи в системах автоматического управления контактной точечной сваркой / А.С. Климов, А.К. Кудинов, А.А. Герасимов, А.Н. Анциборов // Сварочное производство. – 2009. – №2. – С. 17–22.

ПРАВКА ПРЯМЫХ ВАЛОВ ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

Емельянов В.Н., Васильев П.Г., Олисов В.Н.

*Новгородский государственный университет им. Ярослава Мудрого,
Великий Новгород*

В настоящее время наиболее широкое применение нашла холодная правка валов на прессах (ХПП). Однако она имеет серьезные недостатки:

1. Геометрическая форма деталей после ХПП нестабильна и даже при обычном вылеживании без внешних нагрузок имеет тенденцию к самопроизвольному частичному или полному возврату вала к исходной (до правки) форме из-за проявления *обратного упругого последействия*.

2. ХПП закаленных деталей на прессах практически невозможна из-за их повышенной упругости и хрупкости.

3. ХПП часто приводит к снижению сопротивления усталости валов на 10-30% и более. Если же валы подвергнуты обработке ППД с целью повышения сопротивления усталости, то ХПП может частично или полностью снять эффект от обработки ППД. Иногда во время ХПП происходят поломки валов, особенно чугунных.

Поэтому для ответственных деталей холодная правка на прессах категорически запрещается, о чем делается соответствующая запись в технических условиях на деталь.

В качестве альтернативы в настоящее время разработан достаточно большой спектр способов и устройств (более 20 отечественных и зарубежных авторских свидетельств и патентов) для правки прямых валов с помощью поверхностного пластического деформирования (ППД). На рисунке 1 приведена их классификация. Рассмотрим некоторые из них.

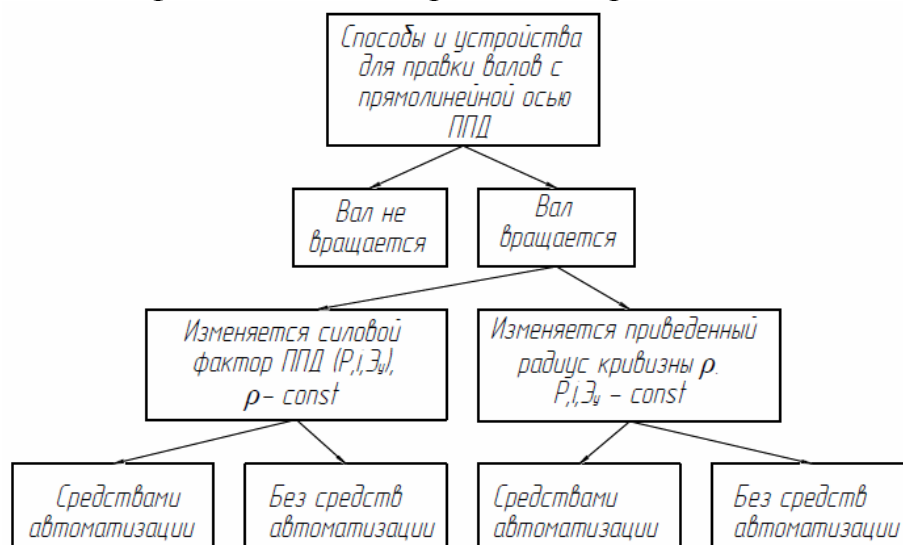


Рисунок 1 – Классификация способов и устройств для правки прямых валов с помощью ППД

Способ правки путем неравномерного упрочнения галтелей ППД разработан в Ульяновском политехническом институте. В описании этого изобретения, видимо, впервые был *сформулирован основной принцип правки деталей с помощью ППД: обработку детали следует производить с переменным силовым фактором (усилием накатывания, натягом или энергией удара), прилагая максимум воздействия со стороны вогнутости вала и минимум – со стороны выпуклости, либо производить обработку с постоянным силовым фактором, обрабатывая только вогнутую поверхность* [2,4].

Валу 1 (рисунок 2) сообщают вращение, подводят к обрабатываемой галтели 2 инструмент 3 (ролик, шарик, боек-чекан и т.п.). Процесс ППД осуществляют с переменной силой (или энергией удара бойка-чекана). Когда инструмент 3 находится со стороны вогнутости вала 1 (сектор 135° – 180° – 225°) силу накатывания увеличивают до максимума, в секторе 315° – 0° – 45° ее минимизируют.

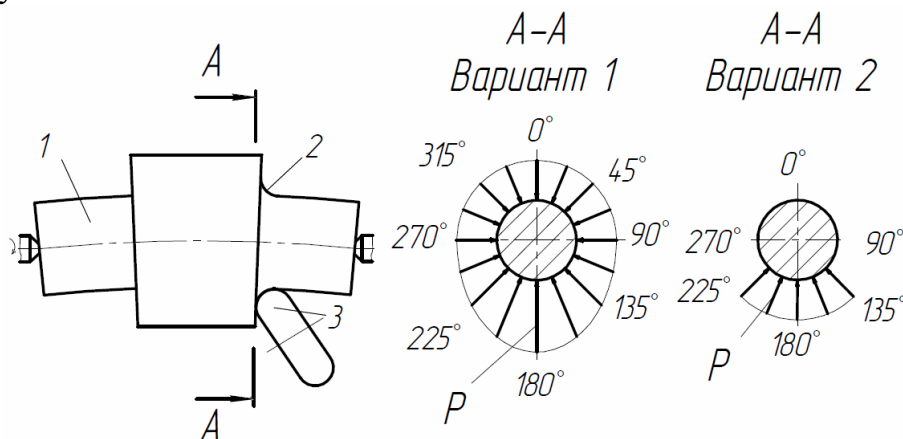


Рисунок 2 – Схема правки валов путем неравномерного (секториального) упрочнения галтелей ППД

Таким образом, в секторе галтели, расположенной на вогнутой стороне вала, протекает более интенсивная пластическая деформация, создаются остаточные напряжения сжатия большей величины, с большей глубиной их залегания. В связи с этим одновременно с ППД протекает процесс правки вала в плоскости его первоначального прогиба. Вектор правки расположен в плоскости 0° – 180° и направлен в сторону 180° .

Разницу в режимах ППД с вогнутой и выпуклой сторон вала подбирают таким образом, чтобы соответствующая разница в степени пластической деформации обеспечивала необходимую величину правки вала.

В частном случае можно обработать галтель не по всей окружности, а частично – тот сектор галтели, который расположен со стороны вогнутости вала 1 (сектор 90° – 180° – 270° или 135° – 180° – 225°). В этом случае обработку ведут с постоянным режимом (силой накатывания или энергией удара бойка). Часть галтели остается необработанной ППД. Однако это не имеет значения, так как галтель является свободной поверхностью, не соприкасающейся с поверхностью сопряженной детали.

Экспериментальное исследование этого способа правки прямых и коленчатых валов производилось на распределительных валах двигателей ВАЗ-2101, ГАЗ-24, ГАЗ-53 и других, а также плоских и пространственных коленчатых валах различных двигателей. В качестве примера на рисунке 3 приведен график зависимости величины правки распредвала двигателя ЗМЗ-511 в сечениях А-А и В-В от расстояний пластических отпечатков до опор вала. Несовпадение расчетных и фактических величин прогиба (правки) валов составляет не более 20-25%.

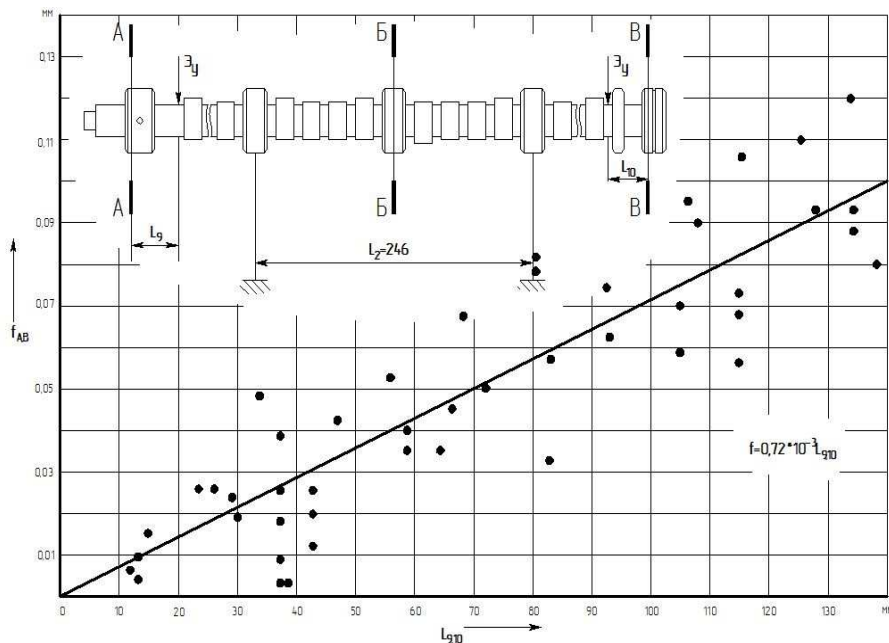


Рисунок 3 – Зависимость величины правки распредвала ЗМЗ-511 от местоположения пластических отпечатков

Этот способ является универсальным. С его помощью можно осуществлять *прецизионную правку* как валов с прямолинейной осью, так и коленчатых валов с точностью до 0,01-0,03 мм. При этом предел выносливости в сечении обработанных галтелей возрастает минимум на 10-20%. Для реализации способа используются простые по конструкции и недорогие устройства.

В Новгородском государственном университете им. Ярослава Мудрого (НовГУ) разработаны устройства для правки валов в автоматизированном производстве. Ввилке 1 установлен накатной ролик 2 с двумя рабочими профилями с радиусами r_1 и R_1 [5] (рисунок 4). Обрабатываемый вал 3 установлен в центрах токарного станка. С ним контактирует щуп датчика 4, соединенного с блоком управления шаговым двигателем (БУШД) 5. Последний соединен с шаговым двигателем (ШД) 6. На выходном валу ШД смонтирована шестерня, находящаяся в зацеплении с шестерней накатной головки. Датчик 4, БУШД 5 и ШД 6 в совокупности представляют собой контур обратной связи углового положения вилки 1 с положением плоскости изгиба обрабатываемого вала 3.

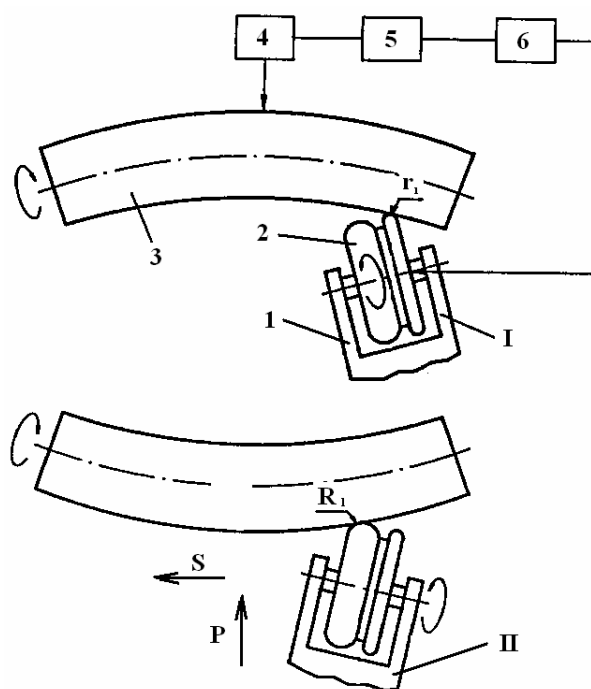


Рисунок 4 – Схемы правки вала с помощью накатной головки и накатного ролика с двумя рабочими профилями

Валу 3 сообщают вращение. Подводят накатную головку до соприкосновения ролика 2 с валом 3, нагружают постоянной силой P и сообщают головке подачу вдоль образующей вала 3. Датчик 4 вырабатывает сигнал и подает его на БУШД 5, который в зависимости от величины и знака сигнала датчика 4 вырабатывает соответствующую команду и передает ее на ШД 6. Последний поворачивает через шестерню вилку 1 вместе с роликом 2 в положение I (рисунок 4) или II. Когда вал 3 поворачивается к ролику 2 своей вогнутой поверхностью, ШД 6 поворачивает вилку 1 с роликом 2 в положение I. Когда вал 3 поворачивается к ролику выпуклой стороной – в положение II. Таким образом, с вогнутой поверхностью вала 3 будет контактировать ролик с малым радиусом профиля r_1 , а с выпуклой – ролик с большим радиусом профиля R_1 . Поэтому на вогнутой поверхности вала 3 будет протекать более интенсивная пластическая деформация, с большей глубиной наклепанного слоя, с большей величиной и глубиной залегания остаточных напряжений сжатия, чем на выпуклой стороне вала. Поэтому одновременно с накатыванием будет протекать процесс правки вала в плоскости его первоначального прогиба. Если в процессе накатывания вал 3 полностью выправлен, датчик 4 вырабатывает сигнал на отсутствие биения, и ШД 6 при непрекращающемся вращении вала 3 зафиксирует одно из двух положений вилки 1 с роликом 2 (I или II) в зависимости от требуемой глубины наклепа. Поэтому далее осуществляется обычное равномерное накатывание вала по всей его поверхности. При этом достигнутая ранее прямолинейность его оси не нарушается. (Понятно, что если ось вала изначально окажется прямолинейной, то идет обычное накатывание вала при постоянном положении ролика – I или II). Разработаны различные конструкции роликов, которые можно использовать

в описанной головке (рисунок 5). Ролик по рисунку 5, а – это диск с торцами, закругленными различными радиусами R_1 и r_1 [6].

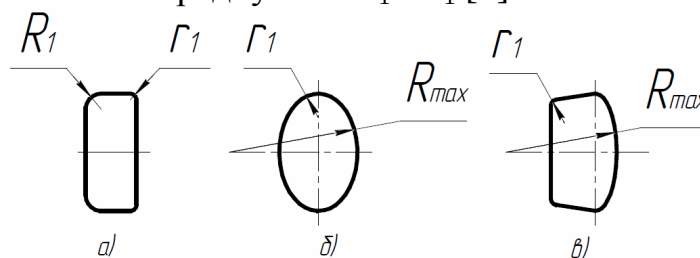


Рисунок 5 – Варианты конструкций накатных роликов

Ролик по рисунку 5, б представляет из себя эллипс, поэтому радиус его профиля плавно изменяется от минимального r_1 до максимального R_{max} [7]. Ролик по рисунку 5, в – композиция полуэллипса с конусом [8]. Таким образом, с помощью описанных выше накатной головки и накатных роликов можно осуществлять накатывание валов с одновременной их правкой в автоматизированном производстве. Этими роликами можно осуществлять и обычное накатывание без правки, для чего следует зафиксировать одно из их возможных положений относительно обрабатываемого вала. Способ применим для гладких валов.

В США разработаны способ и устройство для накатывания (с одновременной правкой) валов большого диаметра [9]. Обрабатываемый вал устанавливают в центрах токарного станка, на суппорте которого установлены два диаметрально противоположных гидроцилиндра с накатным и опорным роликами. Предусмотрены насосы низкого и высокого давлений. Валу сообщают вращение. Суппорту сообщают движение осевой подачи. При этом насос высокого давления должен включаться в тот период вращения вала, когда накатной ролик находится со стороны вогнутости вала. Опорный ролик вследствие большой площади контакта с валом пластической деформации не осуществляет, а служит лишь для уравнивания силы накатывания со стороны накатного ролика.

Авторы изобретения осуществили обработку гребного вала диаметром 406 мм и длиной 11 938 мм, который вращался с частотой 2 об/мин (величина высокого и низкого давления масла и соответствующие силы на ролике 3 в описании изобретения не указаны). До правки эксцентриситет вала составлял 0,44 мм, после правки – 0,076 мм (при допуске 0,2 мм). Впечатляют размеры вала и достигнутый результат. Достоинство изобретения заключается в том, что при накатывании и выпуклой, и вогнутой поверхностей вала вместе с эффектом правки достигается повышение предела его выносливости. Недостатки: сложная и дорогая конструкция установки, низкая производительность. Кроме того, абсолютно гладкие валы в машиностроении встречаются не часто, а для ступенчатых валов способ не применим.

Как видим, в описанной установке реализована та же идея, что и на рисунке 2. Однако отметим, что заявка на американский патент [9] была подана на четыре месяца позднее заявки на российское изобретение [4]. Таким

образом, приоритет на способ правки валов путем неравномерного упрочнения поверхностей валов с помощью ППД принадлежит РФ.

Таким образом, подавляющее большинство способов правки прямых валов ППД можно использовать только для гладких валов. Единственный способ, с помощью которого можно править ступенчатые валы – это способ правки с помощью секториальной чеканки галтелей [4]. Он прост и удобен в реализации, обеспечивает значительный технико-экономический эффект [1] и поэтому в настоящее время широко используется в промышленности, как при ремонте, так и при изготовлении прямых и коленчатых валов [3]. Он внедрен на многих предприятиях России и ближнего зарубежья: ОАО «Алтайдизель», ОАО «АлСЭН» (Алтайский край), Тутаевском опытно-экспериментальном заводе по ремонту двигателей (Ярославская обл.), Атбасарском РМЗ (Акмолинская обл., Казахстан), Витебском ремонтном заводе (Беларусь), Волгоградском ОРЗ, Алтайском моторостроительном производственном объединении и др., а также включен в «Технические требования на капитальный ремонт двигателей ЯМЗ-240Б, ЯМЗ-238НБ, А-41», разработанные Государственным всесоюзным ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательским технологическим институтом ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГОСНИТИ).

Статья подготовлена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания.

Список литературы

1. Емельянов В.Н. Методика расчета экономической эффективности правки валов с помощью секториальной чеканки галтелей / В.Н. Емельянов, С.А. Ефремов // Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – №4. – С. 31-34.
2. Емельянов В.Н. Способы правки стальных коленчатых валов повышенной жесткости чеканкой щек и галтелей // Вестник машиностроения. – 1977. – №3. – С. 75-77.
3. Обработка деталей поверхностным пластическим деформированием: монография / под ред. С.А. Зайдеса. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. – 560с. – С. 384-438.
4. А.с. №494413 СССР. Кл. В21d 3/16. Способ упрочнения галтелей валов / В.Н. Емельянов и др. – Заявл. 05.06.72; опубл. 05.12.75, Бюл. №45.
5. А.с. №1816668 А1 СССР. В24В 39/04, В21D 3/02. Накатная головка / В.Н. Емельянов и др. – Оpubл. 23.05.93, Бюл. №19.
6. А.с. №1816669 А1 СССР. В24В 39/04, В21D 3/02. Накатной ролик / В.Н. Емельянов и др. – Оpubл. 23.05.93, Бюл. №19.
7. А.с. №1816670 А1 СССР. В24В 35/04, В21D 3/02. Накатной ролик / В.Н. Емельянов и др. – Оpubл. 23.05.93, Бюл. №19.
8. А.с. №1816671 А1 СССР. В24В 39/04, В21D 3/02. Накатной ролик / В.Н. Емельянов и др. – Оpubл. 23.05.93, Бюл. №19.
9. Патент №3823588 США, В21d 3/02. Method and system for strengthening large diameter shafts by selective cold rolling / J. Ancarrow, R. Harrington. – Заявл. 19.10.72; опубл.16.07.74.

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СЛИВНОЙ И НАПОРНОЙ МАГИСТРАЛИ НА РАБОТУ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО УЗЛА

Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Томск*

Ключевые слова: ударный импульс, ударный узел, золотник, математическое моделирование, пневмогидравлический ударный узел, формирователь импульса.

Аннотация: В данной статье представлен золотник, позволяющий переключать напорную и сливную магистраль в пневмогидравлическом ударном узле (ПГУУ) с формирователем. Исследовано влияние времени переключения окон слива/напора на работу ПГУУ. Представлены результаты математического моделирования.

Пневмогидравлический ударный узел (ПГУУ) включает в себя: поршень-боек, внутри которого расположен формирователь ударного импульса, промежуточный боек, через который ударный импульс передается инструменту, а далее обрабатываемой среде. Внутри корпуса установлен золотник переключения напорной и сливной магистрали. А разгон поршня-бойка осуществляется за счет пневматического аккумулятора [1,3].

Работа (ПГУУ) состоит из следующих циклов [1-3]:

- *разгон*, в начальном положении x_0 открываются окна слива и поршень-боек начинает разгоняться;

- *удар*, при достижении поршня-бойка координаты x_{10} происходит столкновение промежуточного бойка с обрабатываемой средой через наголовник. В формирователе начинает образовываться ударный импульс;

- *торможение*, за счет силы ударного импульса поршень-боек начинает тормозиться. При достижении поршня-бойка координаты x_{20} происходит переключение сливной магистрали на напорную и за счет давления напорной магистрали торможение увеличивается. Если ударного импульса не достаточно чтобы остановить поршень-боек, то при пересечении координаты x_{00} поршень-боек попадает в буферную полость и останавливается;

- *возврат*, за счет давления в буферной полости поршень-боек не только останавливается, но и возвращается в начальное положение. При пересечении координаты x_0 , происходит переключение напорной магистрали на сливную и цикл повторяется.

Таким образом, переключение окон слива на окна напорной магистрали происходит в координате x_{20} , а обратно в координате x_0 .

На рисунке 1 представлена схема золотника ПГУУ. На ней изображен упругий формирователь 1 (полиуретановая камера с сжатым воздухом), установленный в поршень-боек 2. Между внутренним кольцом золотника 3 и поршень-бойком 2 зазор, площадь которого немного меньше площади окон

слива/напора. Внешнее кольцо золотника 4 содержит штифт, соединяющийся с механизмом переключения, расположенного на платформе 6 (на рисунке 1 механизм переключения снят). Золотник установлен в корпусе 5, к которому подключаются сливная магистраль 7 и напорная 8. При повороте внешнего кольца золотника 4 происходит переключение сливной и напорной магистрали. Математическая модель ПГУУ подробно представлена в работах [1-3] и учитывает колебания корпуса и свойства обрабатываемой среды.

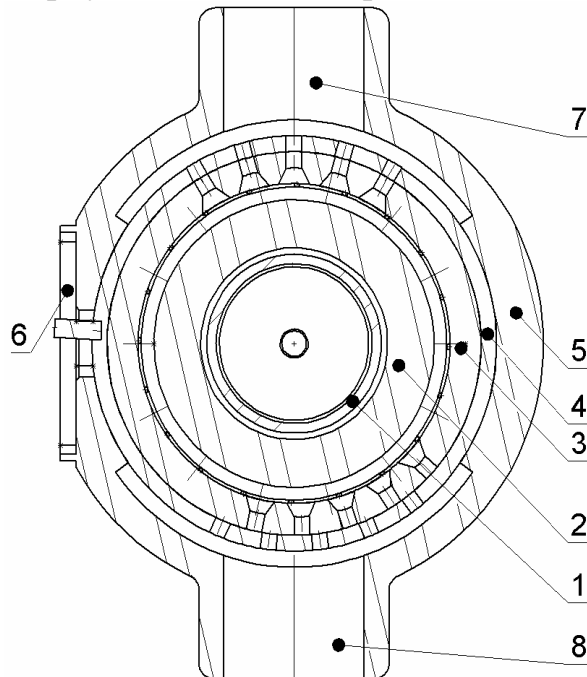


Рисунок 1 – Схема переключения золотника ПГУУ

При моделировании не была рассмотрена динамика самого золотника, а сделано допущение, что при различных параметра золотника время переключения окон слива/напора может изменяться. А также, что потери на окнах золотника интегральные, т.е. зависят от текущей площади окна.

На рисунке 2. представлены результаты математического моделирования ПГУУ с временем переключения окон слива $t_{ok}=0,001$ с (рисунок 2,а) и $t_{ok}=0,003$ с (рисунок 2,б).

Результаты моделирования показали, что при увеличении времени переключения золотника увеличивается координата перемещения поршня-бойка в обратном направлении. Так при времени открытия окон слива $t_{ok}=0,001$ с максимальное перемещение при обратном движении составляет – 2 см, а при времени открытии $t_{ok}=0,003$ с – 2,8см. Помимо этого увеличивается максимальная скорость поршня-бойка, а следовательно и энергия удара. В первом случае энергия удара составляет 264,5 Дж, а во втором – 286 Дж. А частота ударов с увеличением времени открытия окон золотника падает.

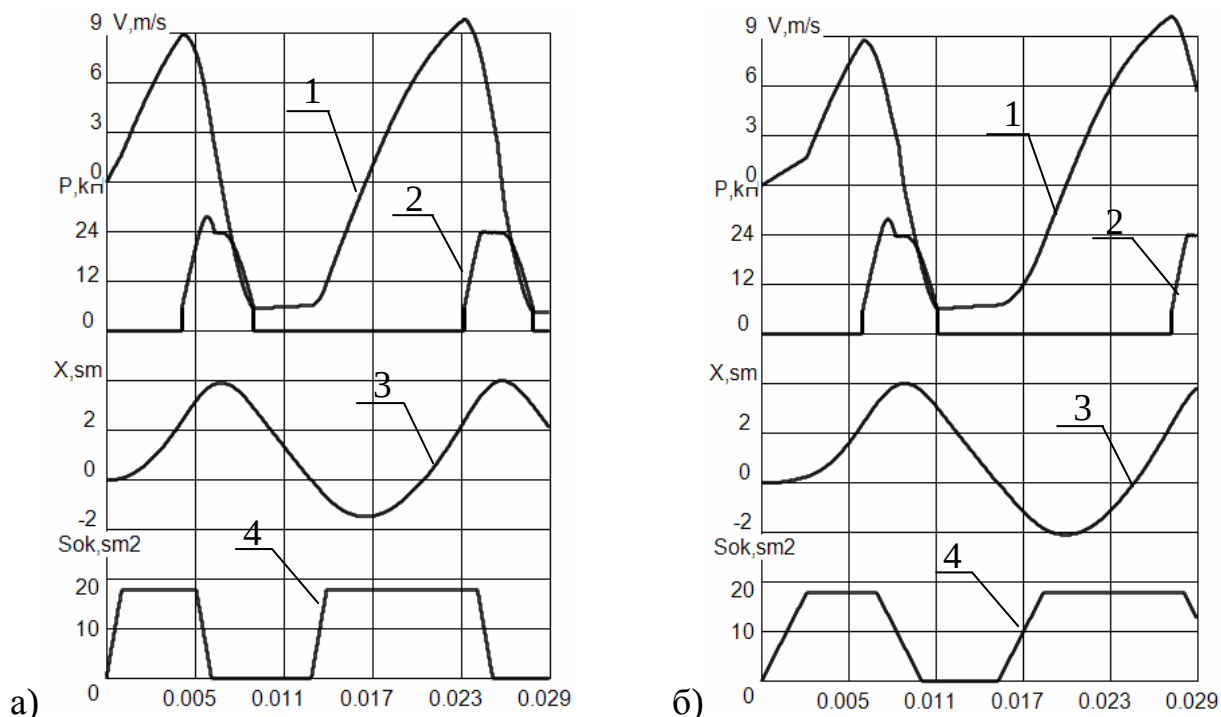


Рисунок 2 – Графики скорости 1 и перемещения 3 поршня бойка, сила ударного импульса 2 и изменение площади окон слива 4

а) время открытия окон слива $t_{ок}=0,001с$;

б) время открытия окон слива $t_{ок}=0,003с$.

При исследовании математической модели было определено, что после третьего удара ПГУУ переходит в установившейся режим и далее работает стабильно.

Таким образом, было выяснено, что время переключения золотника (напорной и сливной магистрали) влияет на работу ПГУУ, так при его увеличении происходит раскачивание поршня-бойка и он разгоняется с большей скоростью.

Список литературы

1. Дерюшева В.Н. Моделирование пневмогидравлического ударного узла. Современная техника и технологии / В.Н. Дерюшева, П.Я. Крауиньш // Сборник трудов XIV Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск: Изд. ТПУ, 2008. – Т. III. – С. 273-275.
2. Дерюшева В.Н. Формирование ударного импульса в зависимости от исполнения промежуточной полости пневмогидравлического ударного узла / В.Н. Дерюшева, П.Я. Крауиньш // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 315. – №2. – С. 178-182.
3. Дерюшева В.Н. Пневмогидравлический ударный узел с формирователем. Математическое моделирование с учетом свойств обрабатываемой среды / В.Н. Дерюшева, П.Я. Крауиньш. – LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co KG. Germany, Saarbrücken 2011 – 179 с.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ КЛЕПАННЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ

Малкина И.В.

Самарский государственный технический университет, Самара

Повышение требований к уровню автоматизации процессов сборки в машиностроении приводят к необходимости создания принципиально новых технологий и оборудования для их реализации.

Переоснащение предприятий новыми средствами производства – процесс сложный и длительный. Поэтому создавать автоматизированные системы, а также отдельные виды оборудования и устройства для изготовления конкретного вида продукции приходится каждому предприятию самому – и сейчас, и в будущем.

По конструкции и условиям эксплуатации соединения деталей подразделяются на неподвижные разъёмные (резьбовые, пазовые); неподвижные неразъёмные (запрессовкой, заклепочные); подвижные разъёмные (валы – подшипники скольжения); подвижные неразъёмные (запорные клапаны). При автоматизации сборочных процессов возможно применение автоматизированно-ручных, автоматизированных и автоматических устройств [1].

В данной работе представлено автоматизированное устройство для предварительного прижима склепываемых деталей и формирования сферической замыкающей головки заклепки.

Заклепочные соединения применяются в конструкциях, работающих под действием вибрационной и ударной нагрузки. Являются основными деталями соединений в облегченных ферменных и тонколистовых оболочковых конструкциях из легких сплавов. Применяются в соединениях, где необходимо исключить сопутствующее сварке термическое воздействие, в соединениях деталей из металлов, плохо поддающихся сварке, а также в соединениях из разнородных металлов [2].

Процессу непосредственного склепывания предшествуют этапы подготовки отверстия и прижима соединяемых деталей.

Для уменьшения смещения отверстий в соединяемых деталях целесообразно заклепки располагать не последовательно, а вразброс.

Сила, необходимая для формирования замыкающей головки, определяется формулой:

$$P = kd^{1.75} \sigma_B^{0.75},$$

где k – коэффициент формы замыкающей головки (28,6 – для сферической формы; 26,2 – потайной; 15,2 – плоской; 4,33 – для трубчатых и полутрубчатых заклепок);

d – диаметр стержня заклепки, мм;

σ_B – предел прочности при растяжении материала заклепки, кГ/мм².

Усилие предварительного сжатия составляет 10÷15 % от P . Тоннаж прессующего устройства должен быть на 30÷50 % больше величины P [3].

На рисунке 1 представлена структурная схема автоматизированного комплекса, представляющая собой набор взаимосвязанных исполнительных механизмов, обеспечивающих выполнение основных и вспомогательных переходов технологического процесса в автоматическом режиме.

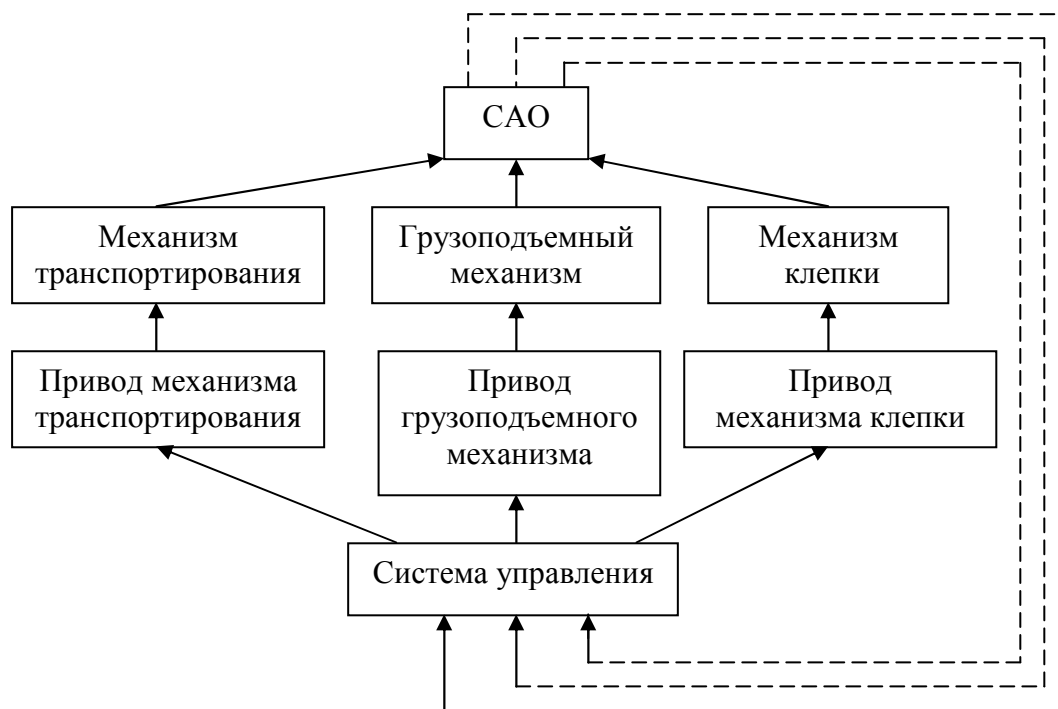


Рисунок 1 – Структурная система автоматизированного комплекса для соединения деталей клепками

Автоматизированный комплекс состоит из исполнительных и вспомогательных механизмов, таких как:

- механизм транспортирования, осуществляющий доставку и отвод деталей на позицию клепки;
- грузоподъемный механизм, доставляющий заклепываемые детали на транспортное устройство;
- механизм клепки, обеспечивающий предварительный прижим заклепываемых деталей и сам процесс клепки.

Каждый механизм имеет свой привод. Система автоматического оборудования (САО) имеет обратную связь через систему управления.

Модуль клепки, изображенный на рисунке 2, представлен прижимным механизмом и механизмом клепки. Исполнительными поверхностями прижимного механизма являются внутренняя поверхность гильзы, шток гидроцилиндра и прижимная планка. Исполнительными поверхностями механизма клепки являются внутренняя поверхность гильзы и шток гидроцилиндра. Исполнительные поверхности связаны кинематическими, динамическими и размерными связями.

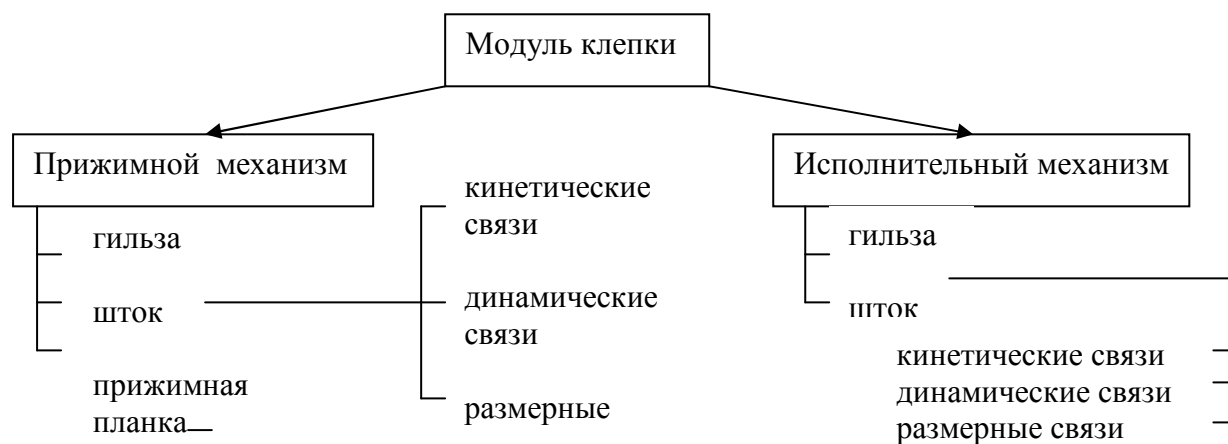


Рисунок 2 – Структурная схема модуля клепки

Гидравлическая схема модуля клепки состоит из двух распределителей, датчиков положения штоков гидроцилиндров, датчика наличия заклепываемой детали на позиции клепки, логических элементов, насоса, клапана, фильтра и магистралей.

На шток гидроцилиндра действует рабочее усилие, которое обеспечивает формирование замыкающей головки заклепки. Распределители переключаются в зависимости от срабатывания датчиков положения.

Для данного модуля клепки рассчитана скорость перемещения поршня гидроцилиндров $V_{\max} = 0,2$ м/с, расчётное давление в гидросети $P_{\text{расч}} = 1,75$ МПа, по заданному фактическому усилию и расчётному давлению возможен расчёт диаметров цилиндров.

Коэффициент полезного действия гидроцилиндра, срок его службы и надёжность работы напрямую зависят от качества уплотнений. Для данной модели в качестве уплотнений целесообразна манжета. Достоинством является свободная посадка манжеты на поршень, в результате чего упрощается сборка уплотнения. При увеличении давления торцы манжеты расширяются и плотно прижимаются к поверхности поршня цилиндра, увеличивая прижатие к уплотняемой полости. Такие уплотнения предпочтительно применять при давлениях до 32 МПа.

Возможность применения разработанной конструкции позволяет избежать сдвига, вызываемого плохой фиксацией стержня заклепки в отверстиях сопрягаемых деталей, и следственно, повысить качество сборки соединений.

Список литературы

1. Базров Б.М. Основы технологии машиностроения. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.
2. Ковальчук Е.Р. Основы автоматизации машиностроительного производства / Е.Р. Ковальчук, М.Г. Косов, В.Г. Митрофанов и др. – М.: Высшая школа, 2001. – 312 с.
3. Береснев Ю.Л. Автоматизация технологических процессов. Учебное пособие / Ю.Л. Береснев, Б.Л. Штриков, В.В. Танаев. – Самара: СамГТУ, 1998. – 119 с.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВОЛОЧЕНИЯ ТРУБ С ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНОЙ СТЕНКИ

Паришина А.А., Баранов Г.Л.

Уральский федеральный университет им. Б.Н. Ельцина, Екатеринбург

В технике известны трубы, имеющие переменную по периметру поперечного сечения толщину стенки. К этому типу относятся трубы с наружным шестигранным и круглым внутренним профилем. Они находят применение в атомном и теплотехническом машиностроении, метизном производстве [1]. Особенности области использования этого вида труб приводят к появлению специфических требований к точности профиля поперечного сечения трубы – малым радиусам скругления на ребрах профиля, высокой прямолинейности граней.

Трубы этого типа могут быть получены волочением в профильной волоке шестигранного профиля на цилиндрической (например, неподвижной) оправке. Процесс волочения сопровождается значительным уровнем пластических деформаций, что обусловлено наличием течения металла из зон с малой толщиной стенки (середины граней профиля) в зоны с ее большой толщиной (ребра профиля). Сложность процесса требует использования для анализа формоизменения современной компьютерной реализации метода конечных элементов – пакета ANSYS [2].

Наличие пластическое течения в объеме стенки трубы потребовало задания такой плотности конечно-элементной сетки, при которой по толщине стенки трубы имеется несколько конечных элементов. Вследствие относительно тонкой стенки, общее количество конечных элементов модели составляет несколько десятков тысяч, что при использовании нелинейной модели приводит к значительному времени решения. С целью снижения этого времени была построена модель с использованием принципов плоскостной симметрии 6 порядка.

Модель включала три конечно-элементных модели – профильной волоки, трубной заготовки и оправки. Свойства материала (сталь 12X18H10T) были заданы в виде мультилинейной кинематической зависимости. Решение задачи позволило определить форму получаемой трубы, которая соответствует таковой для натурной трубы (рисунок 1).

Таким образом, конечно-элементное моделирование процесса волочения труб позволяет предсказать формоизменение для конкретных типоразмеров исходной заготовки и инструмента, что позволяет подобрать их для получения требуемых параметров (размеров, точности) готовой продукции.

Важной особенностью используемого метода является возможность анализа деформированного и напряженного состояния трубной заготовки, определения давления на инструмент, значений поврежденности материала

трубы. Это позволяет предсказать факторы надежности готовых труб, выбрать рациональный профиль инструмента, снизить энергоемкость процесса.

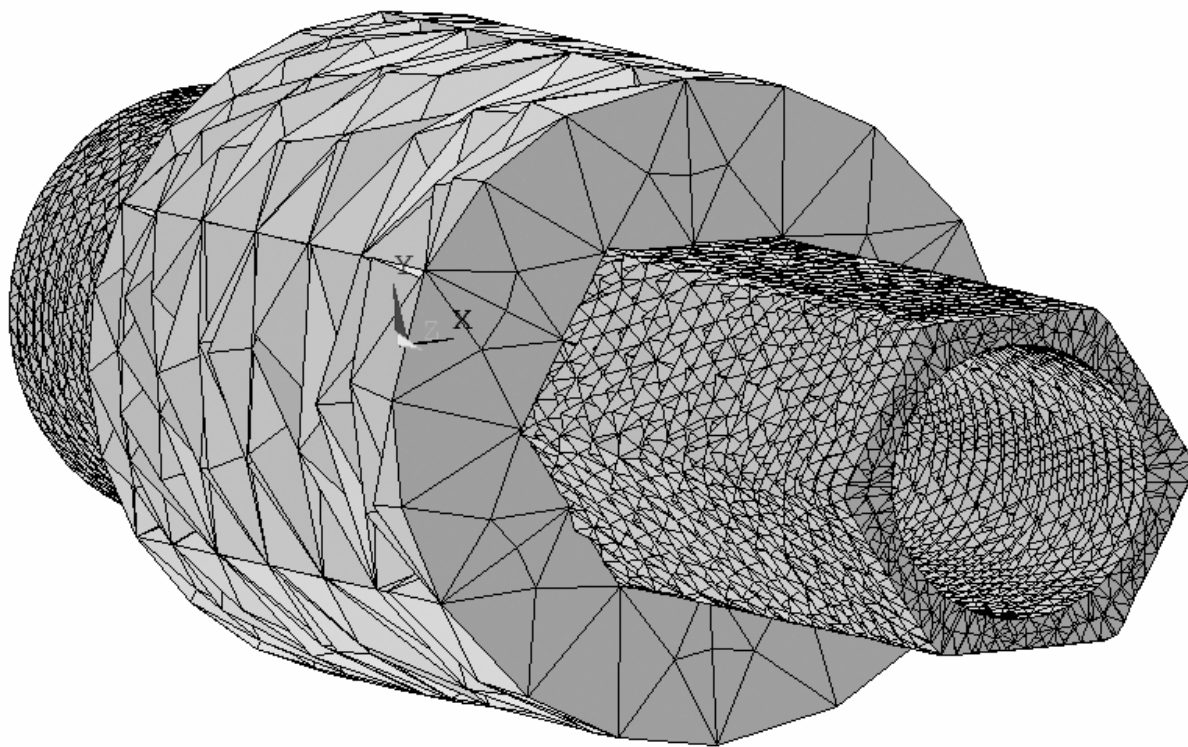


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель процесса волочения

Представляется возможным также установить формоизменение для конкретного материала трубной заготовки, для чего в качестве исходных параметров, используемых при решении задачи, возможно использовать реально полученные (например, на испытательной машине) пластические свойства материала.

Следует отметить, что задача отыскания параметров очага деформации при получении труб с переменной толщиной стенки решена впервые, а об актуальности ее говорит широкая применимость данного типа труб, повышение качества которых позволит в значительной степени повысить конкурентоспособность этой продукции на рынке.

Список литературы

1. Данченко В.Н. Производство профильных труб / В.Н. Данченко, В.В. Сергеев, Э.В. Никулин. – М.: Интермет инжиниринг, 2003. – 224 с.
2. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / под общ.ред. Д.Г. Красковского. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.

УЧЁТ ИНЕРЦИОННЫХ НАГРУЗОК В АППАРАТАХ С ПРЕЦЕССИОННЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВАЛОВ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Сташевская О.В., Марицуневич Н.А., Федотов В.В.

*Санкт-Петербургский государственный технологический институт
(технический университет), Санкт-Петербург*

При перемешивании суспензий в аппаратах большого диаметра широко применяются механические перемешивающие устройства с прецессионным движением валов мешалок. В процессе работы перемешивающего устройства лопасти мешалок испытывают воздействие не только гидродинамических сил со стороны обрабатываемой рабочей среды, но и значительных по величине сил инерции, обусловленных сложным характером движения лопастей.

Каждая лопасть прецессирующей мешалки совершает сложное движение, состоящее из переносного движения вместе с центром мешалки O_m и относительного движения, представляющего собой вращение лопасти относительно центра мешалки. Абсолютное ускорение центра масс лопасти мешалки $\bar{W}$ может быть записано в виде векторной суммы переносного $\bar{W}^e$, относительного $\bar{W}^r$ и Кориолисова $\bar{W}^k$ ускорений [1]:

$$\bar{W} = \bar{W}^e + \bar{W}^r + \bar{W}^k. \quad (1)$$

Каждое из ускорений в правой части равенства (1) может быть выражено через соответствующие угловые скорости

$$\begin{aligned} \bar{W}^e &= -\Omega^2 \bar{R}; & \bar{W}^r &= -\omega^2 \bar{r}; \\ \bar{W}^k &= 2\bar{\Omega} \times \bar{V}_r = 2\bar{\Omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}), \end{aligned} \quad (2)$$

где Ω – угловая скорость прецессионного движения вала; ω – угловая скорость вращения мешалки относительно оси вала; $\bar{R}$ – радиус-вектор центра мешалки в неподвижной системе координат; $\bar{r}$ – радиус-вектор центра масс лопасти в подвижной системе координат, жестко связанной с мешалкой, и имеющей начало в центре мешалки. Знак « $\times$ » означает операцию векторного умножения.

Несложный анализ приведенных зависимостей (1) и (2) показывает, что абсолютное ускорение $\bar{W}$ достигает наибольшего значения $\bar{W}^{\max}$ при максимальном удалении центра масс лопасти C от оси аппарата, как это показано на рисунке 1.

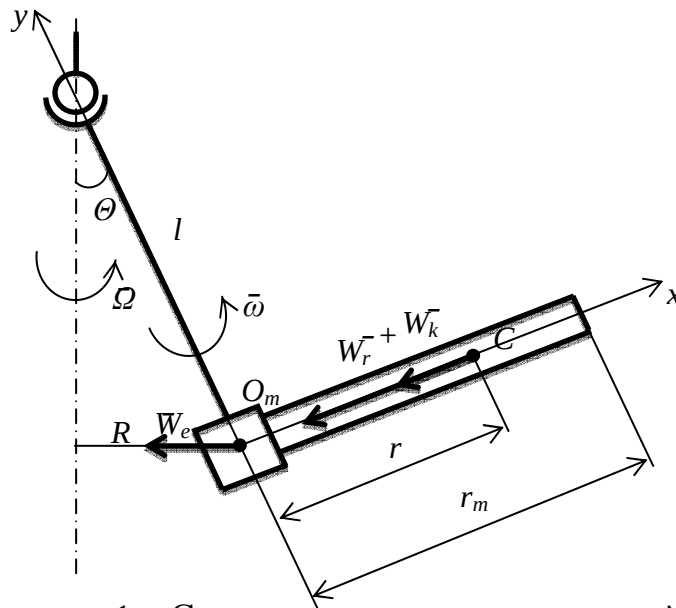


Рисунок 1 – Схема распределения скоростей и ускорений прецессирующей мешалки

Введем декартову систему координат, жестко связанную с лопастью мешалки. При этом начало отсчета поместим в центр мешалки O , ось y направим вдоль вала, а ось x направим вдоль лопасти мешалки. Тогда вектор максимального по величине абсолютного ускорения центра масс лопасти $\overline{W}^{\max}$ окажется под углом α к плоскости мешалки, а его величина может быть определена по формуле

$$W^{\max} = \left[\left(W_x^e + W^r + W^k \right)^2 + \left(W_y^e \right)^2 \right]^{1/2}, \alpha = \arctg \left(\frac{W_y^e}{W_x^e + W^r + W^k} \right), \quad (3)$$

где

$$W_x^e = \Omega^2 R \cos \theta = \Omega^2 l \sin \theta \cos \theta; W_y^e = \Omega^2 R \sin \theta = \Omega^2 l \sin^2 \theta; W^r = \omega^2 r; W^k = 2\Omega \omega r. \quad (4)$$

С учетом формул (4) окончательно имеем

$$W^{\max} = \left[\left(\Omega^2 l \sin \theta \cos \theta + \omega^2 r + 2\Omega \omega r \right)^2 + \left(\Omega^2 l \sin^2 \theta \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (5)$$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{\Omega^2 l \sin^2 \theta}{\Omega^2 l \sin \theta \cos \theta + \omega^2 r + 2\Omega \omega r} \right). \quad (6)$$

Вектор максимальной по величине силы инерции $\overline{F}^{\max}$, приложенной к центру масс C лопасти, будет направлен противоположно $\overline{W}^{\max}$ и равен по величине

$$F^{\max} = m W^{\max}. \quad (7)$$

В заключение отметим, во-первых, помимо гидродинамического взаимодействия с рабочей жидкофазной средой лопасти мешалки испытывают переменные во времени и значительные по величине силы инерции, обусловленные их сложным движением в рабочем объеме аппарата. Во-вторых, расчеты на прочность сварных швов мешалок должны проводиться с учетом сил Кориолиса, чего ранее никогда не делалось.

Полученные авторами расчетные зависимости являются составной частью разрабатываемой автоматизированной системы расчета и проектирования приводов аппаратов с механическими перемешивающими устройствами для химической и смежных отраслей промышленности.

Настоящая публикация является обобщением ранее полученных авторами результатов для прецессирующей мешалки без учета угла наклона вала θ [2].

Список литературы

1. Диевский В.А. Теоретическая механика: Учебное пособие. – СПб.: Изд-во «Лань», 2005. – 320 с.
2. Сташевская О.В. Оценка величины сил инерции при прецессионном движении механических перемешивающих устройств / О.В. Сташевская, В.В. Федотов, Н.А. Марцулевич // МНК, посвященной 185-й годовщине образования СПбГТИ(ТУ). – СПб.: Изд-во СПбГТИ(ТУ), 2013. – С. 293.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ДОРНА ДЛЯ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ТРУБ НЕФТЯНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Безукладников А.И., Паршин С.В.

Уральский федеральный университет им. Б.Н. Ельцина, Екатеринбург

При добыче нефти из скважин могут возникать различные виды осложнений, например, повреждение буровых колонн. Для их восстановления в настоящее время используют специальные профильные трубы (перекрыватели), которые заводят к месту повреждения скважины, после чего устанавливают, профилируя их внутри скважины.

На сегодняшний день существуют несколько способов профилирования перекрывателей внутри скважины: раскатка их профилирующими роликами, раздача труб жидкостью высокого давления и раздача волочением (при которой профилирование трубы происходит при помощи оправки проходящей внутри трубы).

При раздаче трубы жидкостью высокого давления в неё подается жидкость под давление порядка 140-160 МПа, что ведет к деформации трубы и прилеганию ее стенок к стенкам скважины, в которой она установлена.

Волочение раздачей осуществляют протягиванием оправки большого диаметра через неподвижную трубу [1]. В данной работе был рассмотрен именно этот процесс как перспективный и вместе с тем мало изученный.

Поиск рациональной геометрии раздающего дорна при профилировании труб выполнялся исходя из условия минимальной поврежденности материала перекрывателя после профилирования. Полная система дифференциальных уравнений теории пластичности позволяющая полностью описать поведение деформируемого перекрывателя объединяет множество уравнений (движения, неразрывности и т.д.). Вместе с тем, решение данной системы крайне затруднено из-за большого числа уравнений в частных производных [2]. По этой причине, для решения задач исследования был использован метод конечных элементов.

Исследование было выполнено на примере шестилучевых перекрывателей. Общая модель очага деформации включала в себя трубу и профилирующий дорн определенной формы. При процессе моделирования дорн движется внутри трубы, при этом изменяя форму трубы. При протекании процесса раздачи зона контакта неравномерно распределяется по диаметру дорна, в зависимости от положения «луча» трубы. На рисунке 1 представлена геометрическая модель процесса.

Моделирование очага деформации начато с построения твердотельных моделей в чертежном пакете КОМПАС-3D. Затем модели объединяются в сборку и позиционируются относительно друг друга. Следующим шагом являлось экспортирование сборки в формате, пригодном для использования в расчетном пакете DEFORM-3D.

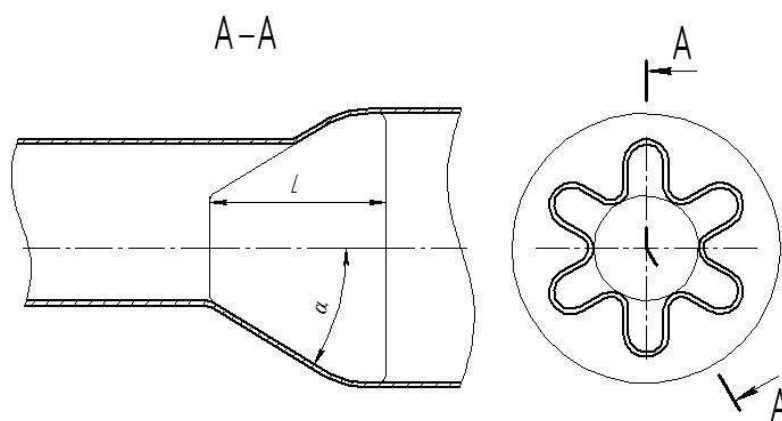


Рисунок 1 – Геометрическая модель процесса при профилировании трубы

Анализ полученных значений поврежденности материала для различных исследованных типов дорнов указанных на рисунке 2 показал, что наиболее высокие значения данного параметра достигаются при использовании дорна типа 2.1, а наименьшие – при использовании дорна типа 3.3.

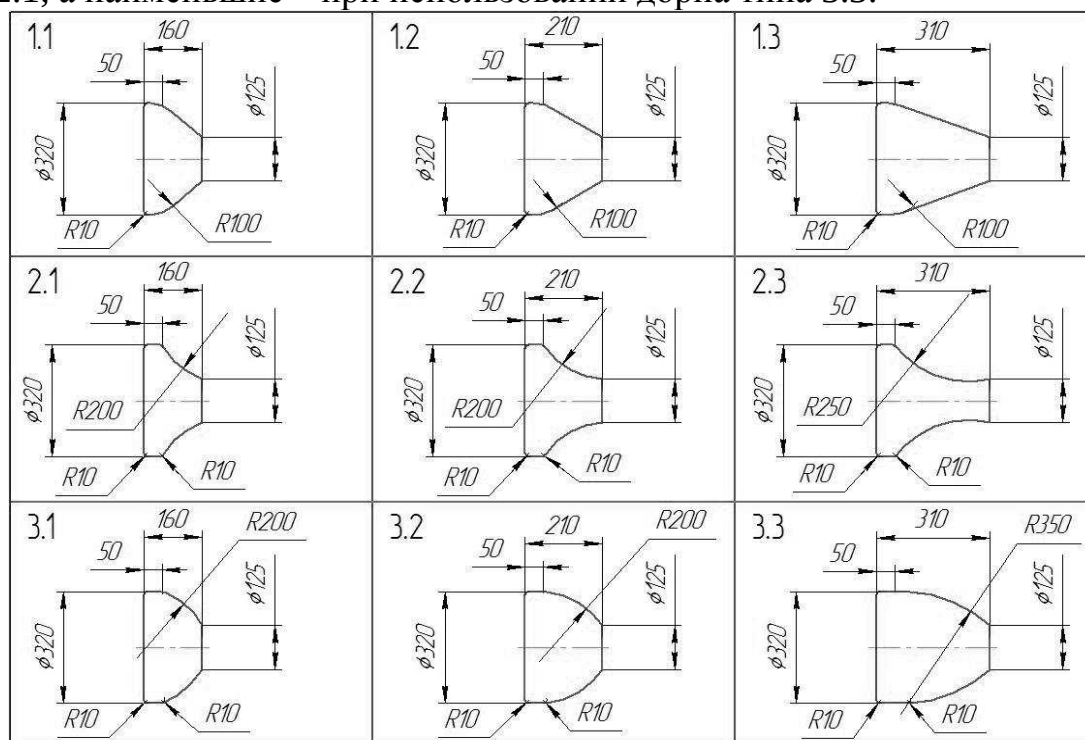


Рисунок 2 – Геометрические модели раздающих дорнов

Таким образом, установлено, что с использованием при профилировании дорна рационального профиля можно добиться значительного снижения поврежденности (снижение максимального уровня поврежденности трубы при, увеличении длины дорна и при использовании дорнов типа 3).

Список литературы

1. Обработка металлов давлением [Электронный ресурс] / URL: <http://profznanie.com/trubnoe/trubnoe16.html>
2. Паршин С.В. Процессы и машины для изготовления профильных труб: научно-практическое изд. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2006. – 356 с.

УДК 621.43

РАСЧЁТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В РАМКАХ МНОГОЗОННОГО ПРИБЛИЖЕНИЯ

Брютов А.А., Сеначин П.К.*Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
Барнаул*

Численное моделирование внутрицилиндровых процессов в поршневых двигателях с искровым зажиганием помощью математических моделей позволяет прогнозировать эффективные и экологические показатели для существующих и спрогнозировать их для проектируемых двигателей (рисунок 1) [1,2].

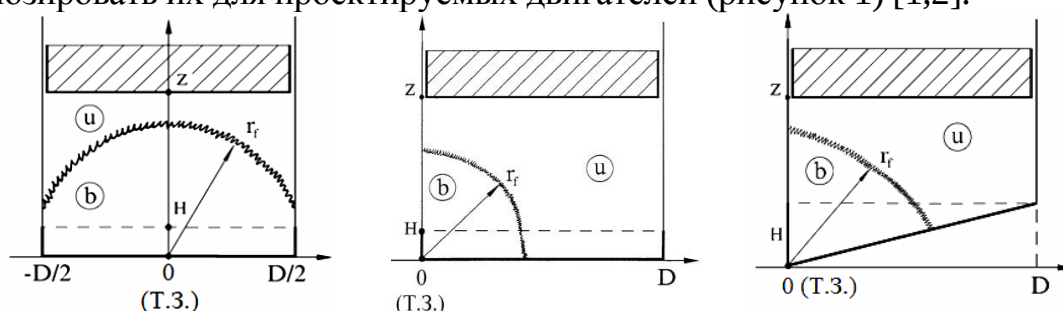


Рисунок 1 – Распространение волны горения в ДВС с искровым зажиганием при различном расположении точки зажигания (Т.З.): r_f – радиус фронта пламени; z – координата поршня; D – диаметр поршня; H – высота камеры сгорания

Математическая модель рабочего процесса двигателя включает следующие уравнения:

- динамики рабочего объема в функции угла φ поворота коленчатого вала

$$\dot{V} = V_c \frac{\varepsilon - 1}{2} \sin \varphi \left(1 + \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} \right), \quad (1)$$

здесь $\dot{V} = dV/d\varphi$ – производная объема по углу ПКВ; ε – геометрическая степень сжатия; $\lambda = r/l$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; V_c – объем камеры сгорания,

- сохранения массы заряда (массовой доли) свежей смеси x_u и продуктов сгорания в зонах x_k (для k зон)

$$x_u + x_b = x_u + \sum_{k=1}^N x_k = 1, \quad (2)$$

- состояния свежей смеси и продуктов сгорания в зонах

$$V_u = (m_a/M_u) x_u RT_u/p, \quad (3)$$

$$V_k = (m_a/M_k) x_k RT_k/p, \quad (4)$$

- баланса объема системы

$$V_b = \sum_{k=1}^N V_k = V - V_u, \quad (5)$$

- динамики горения топливной смеси (массовой доли)

$$\dot{x} = \frac{S_t F_f}{2\pi n} \cdot \frac{1-x}{V_u}, \quad (6)$$

здесь S_t – скорость турбулентного пламени; F_f – площадь «гладкой» поверхности сферического усеченного пламени с координатой r_f , определяемой при текущей координате поршня z ; n – частота вращения коленчатого вала,

- динамики давления в цилиндре двигателя

$$\begin{aligned} \dot{p} \left(V - V_u \frac{R}{C_{pu}} - \sum_k V_k \frac{R}{C_{pk}} \right) = & -p \dot{V} + \frac{R}{C_{pu}} \dot{Q}_u + \sum_k \frac{R}{C_{pk}} \dot{Q}_k - p \left(V_u \frac{\dot{x}}{1-x} - \sum_k V_k \frac{\dot{x}_k}{x_k} + \sum_k V_k \sum_j \dot{a}_{kj} \frac{M_j}{M_k} \right) + \\ & + m_a \sum_k \frac{R}{C_{pk}} \dot{x}_k \left(\frac{H_u}{M_u} - \frac{H_k}{M_k} \right) + m_a \sum_k \frac{R}{C_{pk}} x_k \sum_j \dot{a}_{kj} \frac{M_j}{M_k} \left(\frac{H_k}{M_k} - \frac{H_{kj}}{M_j} \right), \end{aligned} \quad (8)$$

здесь $\dot{Q}_u$ и $\dot{Q}_k$ – теплообмен со стенками камеры, цилиндра и поршня зон свежей смеси и продуктов сгорания соответственно; C_{pu} , C_{pk} и H_u , H_{uj} , H_k , H_{kj} – средние молярные теплоемкости и энтальпии свежей смеси и продуктов сгорания в зонах и индивидуальных компонентов в зонах,

- динамики температуры свежей смеси и продуктов сгорания

$$\frac{C_{pu}}{R} \cdot \frac{\dot{T}_u}{T_u} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{Q}_u}{pV_u} \quad (9), (10)$$

$$\frac{C_{pk}}{R} \cdot \frac{\dot{T}_k}{T_k} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{Q}_k}{pV_k} + \frac{\dot{x}_k}{x_k} \cdot \frac{M_k}{RT_k} \left(\frac{H_u}{M_u} - \frac{H_k}{M_k} \right) + \frac{1}{RT_k} \sum_j \dot{a}_{kj} M_j \left(\frac{H_k}{M_k} - \frac{H_{kj}}{M_j} \right) + \frac{1}{RT_k} \sum_j \dot{a}_{kj} M_j \left(\frac{H_k}{M_k} - \frac{H_{kj}}{M_j} \right).$$

Для нахождения состава продуктов сгорания необходимо задаться полным набором всех индивидуальных веществ в продуктах сгорания углеводородного топлива с химической формулой $C_c H_h N_n O_o$ в цилиндре двигателя. В качестве независимых выбираются реакции диссоциации молекул на составляющие их атомы и соответствующие этим реакциям уравнения для констант равновесия в каждой k -й зоне (уравнения закона действующих масс), а также уравнение закона Дальтона (выраженное через мольные доли компонентов) в зонах и уравнения материального баланса. Таким образом, по данной математической модели одновременно производится расчет индикаторной диаграммы и состава продуктов сгорания вплоть до момента открытия выпускного клапана.

Список литературы

1. Сеначин А.П. Моделирование образования токсичных веществ в двигателе внутреннего сгорания // Ползуновский вестник. – 2012. – №3-1. – С. 140-149.
2. Свидетельство о ГР программы для ЭВМ №2014660120. Моделирование рабочего процесса ДВС с учётом образования токсичных веществ в продуктах сгорания – Engine. Indication. Ecology (EIE) / А.А. Брютов, П.К. Сеначин. – №2014617070, заявл. от 22.07.2014., зарегситр. 01.10.2014.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗАКАЗОВ ПРЕДПРИЯТИЯ ПО НОМЕНКЛАТУРЕ МОДУЛЕЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Сахаров А.В.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва

На сегодняшний день существует два способа оценки возможности выполнения производственных заказов предприятия: разработка технологических процессов изготовления новых деталей и экспертная оценка. Первый вариант характеризуется большими затратами времени и труда, а второй вариант носит субъективный характер, поскольку зависит от опыта и квалификации экспертов.

В связи с этим задача по снижению затрат времени и повышению точности оценки возможностей производства по выпуску продукции представляется актуальной.

Эту задачу можно решить, если определить технологические возможности каждого станка из станочного парка предприятия.

Под технологическими возможностями станка понимается перечень изготавливаемых на нем конструкций модулей поверхностей (МП) [1] с определенными диапазонами значений размеров, точности и шероховатости поверхностей на деталях с определенными габаритными размерами [2].

Для определения технологических возможностей станка была разработана методика, подробно изложенная в работе [3].

Суть методики заключается в том, что сначала по методам обработки, реализуемым на станке, определяются изготавливаемые поверхности. Затем по изготавливаемым поверхностям с помощью номограммы определяются виды МП. Далее определяется соответствие положений поверхностей в конструкциях МП с их положениями в рабочем пространстве станка при изготовлении. После этого определяются диапазоны размеров МП, получаемых на станке. На заключительном этапе рассчитывают достижимую точность изготовления МП по каждому показателю.

В итоге к станку составляется технологическое сопровождение, в котором указывается перечень изготавливаемых на станке конструкций МП с размерами, максимальной точностью и шероховатостью поверхностей.

Исходными данными для оценки возможности выполнения производственных заказов являются технологические возможности станочного парка предприятия. Методика оценки будет состоять из следующих этапов:

1) Декомпозиция чертежей деталей производственного заказа на МП с составлением таблицы, отражающей номенклатуру МП деталей производственного заказа;

2) Сопоставление номенклатуры МП деталей производственного заказа с номенклатурой МП, изготавливаемых станочным парком предприятия.

Изложенную методику можно проиллюстрировать на следующем примере. Предположим, машиностроительное предприятие имеет станочный парк, технологические возможности которого представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Технологические возможности станков по изготовлению МП

Станки Вид МП	Токарно- винто- резный 16K40	Горизон- тально- фрезерный 6Т83	Радиально- сверлиль- ный 2С550	Кругло- шлифо- вальный ЗУ153	Σ МП _{с.п.}
Б11		+			+
Б12		+		+	+
Б211	+		+		+
Б212	+				+
Б221	+		+		+
Б222	+				+
Б311	+		+	+	+
Б312	+			+	+
Б321		+	+		+
Б322					
Б41	+		+	+	+
Б42	+			+	+
Б51	+				+
Б52	+				+
Р111	+	+			+
Р112	+	+		+	+
Р121	+		+		+
Р122	+			+	+
Р21					
Р22					
С111	+	+			+
С112	+	+		+	+
С121	+		+	+	+
С122	+			+	+
С21					
С22					

Плюсом отмечены МП, которые можно изготавливать на станке. Последний столбец матрицы отражает множество видов МП, изготавливаемых на станках предприятия, т.е. технологические возможности всего станочного парка на модульном уровне (Σ МП_{с.п.}).

Предположим, на завод поступил заказ на изготовление деталей гидроцилиндра четырех наименований: шток, поршень, проушина и гайка. После декомпозиции чертежей этих деталей на МП была составлена таблица 2, в которой плюсом отмечены виды МП, присутствующие в каждой детали.

Таблица 2 – Номенклатура МП деталей производственного заказа

Детали Вид МП	шток	поршень	проушина	гайка	Σ МП _{п.п.}
Б11				+	+
Б12					
Б211	+			+	+
Б212	+	+	+		+
Б221			+		+
Б222					
Б311		+	+		+
Б312	+	+		+	+
Б321					
Б322					
Б41					
Б42					
Б51					
Б52	+				+
Р111				+	+
Р112		+			+
Р121			+		+
Р122	+				+
Р21					
Р22	+				+
С111			+		+
С112	+	+	+	+	+
С121	+	+	+	+	+
С122	+	+	+	+	+
С21	+		+		+
С22			+		+

В последнем столбце таблицы отмечены виды МП, содержащиеся в деталях производственного заказа (Σ МП_{п.п.}).

Сопоставим в таблице 3 номенклатуру МП, изготавливаемых на станках (таблица 1) и номенклатуру МП деталей производственного заказа (таблица 2).

Сопоставление показывает (см. таблицу 3), что из восемнадцати видов МП, имеющих на деталях производственного заказа, на станочном парке предприятия нельзя изготовить три вида МП: МПС21, МПС22, МПР22.

Таблица 3 – Оценка выполнимости производственного заказа

Вид МП	$\Sigma \text{МП}_{\text{С.П.}}$	$\Sigma \text{МП}_{\text{П.П.}}$	$\Sigma \text{МП}_{\text{С.П.}} \leftrightarrow \Sigma \text{МП}_{\text{П.П.}}$
Б11	+	+	+
Б12	+		
Б211	+	+	+
Б212	+	+	+
Б221	+	+	+
Б222	+		
Б311	+	+	+
Б312	+	+	+
Б321	+		
Б322			
Б41	+		
Б42	+		
Б51	+		
Б52	+	+	+
Р111	+	+	+
Р112	+	+	+
Р121	+	+	+
Р122	+	+	+
Р21			
Р22		+	—
С111	+	+	+
С112	+	+	+
С121	+	+	+
С122	+	+	+
С21		+	—
С22		+	—

Таким образом, использование предложенной методики позволяет с минимальной трудоемкостью и с высокой точностью определять возможность выполнения производственных заказов по номенклатуре МП.

Список литературы

1. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: Машиностроение, 2001. – 368 с.
2. Сахаров А.В. Установление технологических возможностей станка / А.В. Сахаров, А.М. Арзыбаев // Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». – Донецк, 2014. – №2(48). – С. 88-92.
3. Сахаров А.В. Определение технологических возможностей токарного станка 16А20Ф3 / А.В. Сахаров, Э.З. Насиров // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2013. – №12(201). – С. 29-35.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Соловьёва Т.Ф., Костюк И.В., Зубова С.В.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва

Для получения программ, позволяющих в анимационном режиме проследить путь создания криволинейного профиля кулачка [1] необходимо последовательно решить следующие задачи.

1. Аналитическое описание начальной функции аналога ускорения толкателя (рисунок 1).

2. Двойное интегрирование исходной функции с определением констант интегрирования и переменных коэффициентов из начальных условий, и получение зависимостей для аналога скорости и для перемещения толкателя.

3. Вывод аналитической зависимости для построения профиля кулачка.

В качестве примера рассмотрим закон представленный на рисунок 1.

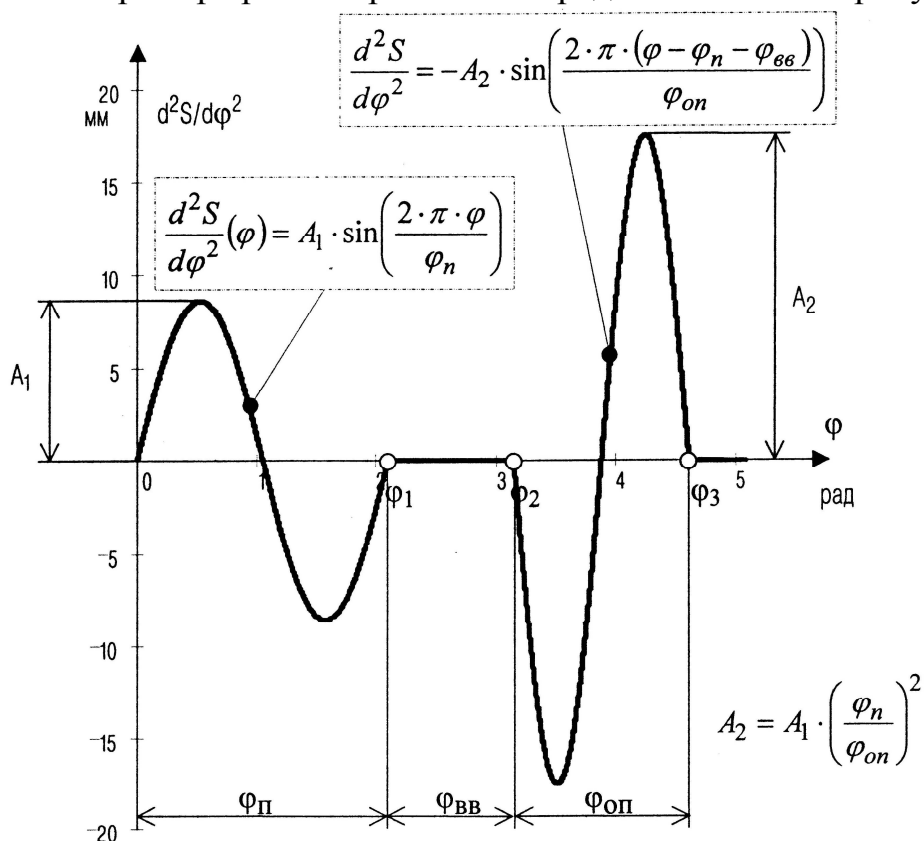


Рисунок 1 – Закон изменения ускорения толкателя

Введем обозначения, удобные для аналитического расчета:

$$\varphi_1 = \varphi_n$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_{вв}$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 + \varphi_{оп}$$

$$\varphi_4 = \gamma_n^{\text{доп}}$$

$$\varphi_5 = \gamma_{оп}^{\text{доп}}$$

$$H = h_{\text{max}}$$

где :

φ_n – угол подъёма,

$\varphi_{вв}$ – угол верхнего выстоя,

$\varphi_{оп}$ – угол опускания,

$\gamma_n^{\text{доп}}$ – угол передачи движения на подъёме,

$\gamma_{оп}^{\text{доп}}$ – угол передачи движения на опускании,

h_{max} – максимальный подъём толкателя

$$A_2 = \left(\frac{\varphi_n}{\varphi_{оп}} \right)^2 \cdot A_1 = \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_3 - \varphi_2} \right)^2 \cdot A_1 \quad (1)$$

$$x = 0 \dots \varphi_3$$

Используя формулы и график, данные в задании на проектирование кулачкового механизма, функцию аналога ускорения толкателя можно представить в следующем виде:

$$\frac{d^2S}{dx^2}(x) = \begin{cases} A_1 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot x}{\varphi_1} \right), & \text{при } 0 \leq x < \varphi_1 \\ 0, & \text{при } \varphi_1 \leq x \leq \varphi_2 \\ -A_2 \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot (x - \varphi_2)}{\varphi_3 - \varphi_2} \right), & \text{при } \varphi_2 \leq x \leq \varphi_3. \end{cases} \quad (2)$$

Интегрируя $\frac{d^2S}{dx^2}(x)$ по x , найдем $\frac{dS}{dx}$ (рисунок 2)

$$\frac{dS}{dx}(x) = \begin{cases} \cos\left(\frac{2\pi \cdot x}{\varphi_1} \right) - A_1 \cdot \frac{\cos\left(\frac{2\pi \cdot x}{\varphi_1} \right)}{2\pi} \cdot \varphi_1 + \beta_1, & \text{при } 0 \leq x < \varphi_1 \\ \beta_2, & \text{при } \varphi_1 \leq x \leq \varphi_2 \\ A_2 \cdot \frac{\cos\left(\frac{2\pi \cdot (x - \varphi_2)}{\varphi_3 - \varphi_2} \right)}{2\pi} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_3, & \text{при } \varphi_2 < x \leq \varphi_3, \end{cases} \quad (3)$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – константы интегрирования, которые можно найти, пользуясь тем, что в точках $x=0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, функция $dS/dx(x)$ обращается в нуль.

$$\frac{dS}{dx}(0) = A_1 \cdot \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{\varphi_1} \cdot 0\right)}{2\pi} \cdot \varphi_1 + \beta_1 = 0 \quad (4)$$

$$\beta_1 = \frac{A_1 \cdot \varphi_1}{2\pi}.$$

$$\frac{dS}{dx}(\varphi_3) = A_2 \cdot \frac{\cos\left(\frac{2\pi \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)}{\varphi_3 - \varphi_2} \cdot 0\right)}{2\pi} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_3 = 0 \quad (5)$$

$$\beta_3 = \frac{A_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)}{2\pi}.$$

На отрезке $x=[\varphi_1, \varphi_2]$ функция $dS/dx(x)$ равна константе β_2 и в крайних точках отрезка равна нулю, следовательно,

$$\beta_2 = 0. \quad (6)$$

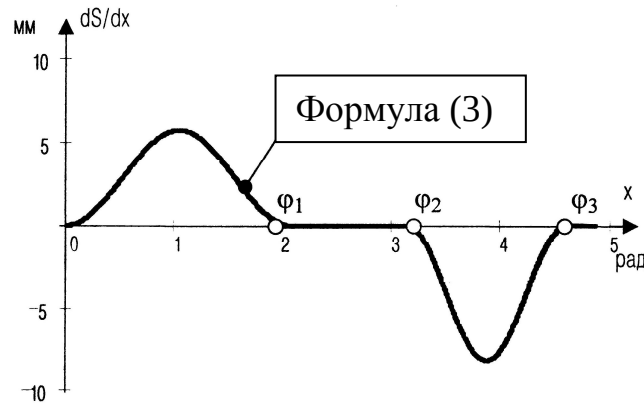


Рисунок 2 – Закон изменения скорости толкателя

Интегрируя $dS/dx(x)$ по x , найдем $S(x)$ (рисунок 3)

$$S(x) = \begin{cases} -A_1 \cdot \frac{\sin\left(\frac{2\pi \cdot x}{\varphi_1}\right)}{4\pi^2} \cdot \varphi_1^2 + \beta_1 \cdot x + \alpha_1, & \text{при } 0 \leq x < \varphi_1 \\ \alpha_2, & \text{при } \varphi_1 \leq x \leq \varphi_2 \\ A_2 \cdot \frac{\sin\left(\frac{2\pi \cdot (x - \varphi_2)}{\varphi_3 - \varphi_2}\right)}{4\pi^2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \beta_3 \cdot x + \alpha_3, & \text{при } \varphi_2 < x \leq \varphi_3, \end{cases} \quad (7)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – константы интегрирования, выражение которых можно найти, рассматривая функцию $S(x)$ в характерных точках аналогично вышеизложенному примеру для $\beta_1, \beta_2, \beta_3$.

$$\alpha_1 = 0; \quad (8)$$

$$\alpha_2 = H; \quad (9)$$

$$\alpha_3 = -\beta_3 \cdot \varphi_3. \quad (10)$$

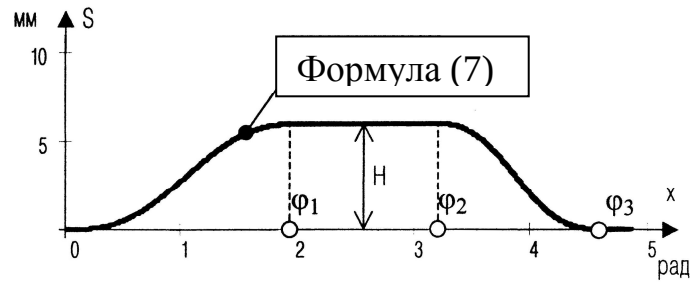


Рисунок 3 – Закон движения толкателя

Так как функция определена и монотонно непрерывна во всех точках отрезка $x=[0, \varphi_3]$, то

$$\begin{aligned}
 x \xrightarrow{\lim} \varphi_1 \left(-A_1 \cdot \frac{\sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_1} \cdot x\right)}{4\pi^2} \cdot \varphi_1^2 + \beta_1 \cdot x + \alpha_1 \right) &= \alpha_2, \\
 -A_1 \cdot \frac{\sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_1} \cdot \varphi_1\right)}{4\pi^2} \cdot \varphi_1^2 + \beta_1 \cdot \varphi_1 &= H, \\
 \beta_1 &= \frac{H}{\varphi_1}.
 \end{aligned} \tag{11}$$

Пользуясь ранее найденным выражением $\beta_1 = \frac{A_1 \cdot \varphi_1}{2\pi}$, подстановкой

$\beta_1 = \frac{H}{\varphi_1}$ найдем:

$$A_1 = 2\pi \cdot \frac{H}{\varphi_1^2}; \tag{12}$$

$$A_2 = \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_3 - \varphi_2} \right)^2 \cdot A_1 = \frac{2\pi \cdot H}{(\varphi_3 - \varphi_2)^2}; \tag{13}$$

$$\beta_3 = \frac{(\varphi_2 - \varphi_3)}{2\pi} \cdot A_2 = \frac{(\varphi_2 - \varphi_3)}{2\pi} \cdot \frac{2\pi \cdot H}{(\varphi_2 - \varphi_3)^2} = \frac{H}{\varphi_2 - \varphi_3}; \tag{14}$$

$$\alpha_3 = \beta_3 \cdot \varphi_3 = \frac{H}{\varphi_2 - \varphi_3}. \tag{15}$$

Определив функции $\frac{d^2S}{dx^2}(x)$ и $S(x)$, переходим к расчету координат центра вращения кулачка, как точки пересечения касательной к графику $S\left(\frac{d^2S}{dx^2}(x)\right)$, проведенной под углом $\alpha=45^\circ$ слева от оси $S(x)$ (рисунок 4).

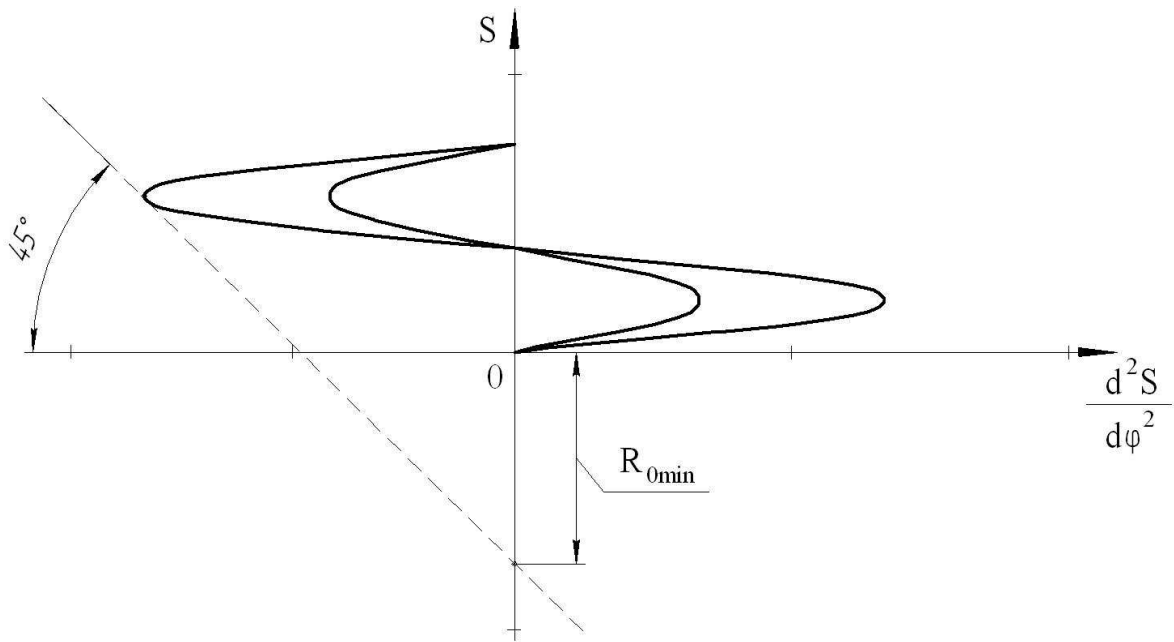


Рисунок 4 – Диаграмма $S\left(\frac{d^2S}{dx^2}(x)\right)$

Примем допущение, что касательная к функции $S(x)$ проходит через экстремум функции $\frac{d^2S}{dx^2}(x)$. Для сокращения записи обозначим $\frac{d^2S}{dx^2}(x)$ через A и $\frac{dS}{dx}(x)$ через W . Найдем экстремум A , в данном случае минимум, так как мы ищем экстремум в области отрицательных значений слева от оси S , пользуясь тем, что в точках экстремума производная функции обращается в нуль. Нулевые точки производной функции $\frac{d^2S}{dx^2}(x)$, это $1/4\varphi_1$, $3/4\varphi_1$, $\varphi_1 \dots \varphi_2$, $\varphi_2 + 1/4(\varphi_3 - \varphi_2)$, $\varphi_2 + 3/4(\varphi_3 - \varphi_2)$. Перебирая точки, приходим к выводу, что минимальное значение функция $\frac{d^2S}{dx^2}(x)$ принимает в точке $x_{\min} = \varphi_2 + 1/4(\varphi_3 - \varphi_2)$.

Уравнение касательной с угловым коэффициентом $\alpha = 45^\circ$ можно записать в виде:

$$S(A) = A \cdot \alpha + b, \quad (16)$$

где константу b можно найти из условия, что точка $A_{\max}$ принадлежит (в соответствии с принятым вначале допущением) данной прямой:

$$S(x_{\min}) = A(x_{\min}) \cdot \alpha + b, \quad (17)$$

$$b = S(x_{\min}) - A(x_{\min}) \cdot \alpha. \quad (18)$$

Окончательно получим:

$$S(A) = A \cdot \alpha + S(x_{\min}) - A(x_{\min}) \cdot \alpha. \quad (19)$$

Минимальный радиус кулачка равен расстоянию от начала координат до пересечения касательной с осью ординат:

$$R_{0 \text{ min}} = b = S(x_{\min}) - A(x_{\min}) \cdot \alpha. \quad (20)$$

Из условия работоспособности кулачкового механизма с тарельчатым толкателем ($\rho > 0$), необходимо к найденному значению R_{0min} добавить 10...20мм

$$R_0 = R_{0 \text{ min}} + 10. \quad (21)$$

Завершающим этапом аналитического способа проектирования после определения $S(x)$, $\frac{dS}{dx}(x)$ и R_0 является вывод зависимости для построения профиля кулачка в полярных координатах – $R(\lambda)$.

Примем в качестве начала радиуса-вектора R центр вращения кулачка (точку A), в качестве нулевого положения радиуса-вектора по углу поворота λ – положение при $x=0$.

Практический профиль кулачка с тарельчатым толкателем отличается от теоретического вследствие того, что тарелка касается кулачка не в своем центре, а на периферии. Найти расстояние от центра тарелки до точки касания можно, построив план скоростей на схеме механизма (рисунок 5), согласно векторному уравнению

$$V_{B2} = V_{B1} + V_{B2B1}, \quad (22)$$

где V_{B2} – скорость тарельчатого толкателя, направленная по оси Y , которая в точке касания тарелки и кулачка равна сумме линейной скорости в точке B кулачка $V_{B1}=\omega R$, направленной перпендикулярно AB , и относительной скорости скольжения тарелки по кулачку V_{B2B1} , которая направлена по оси X .

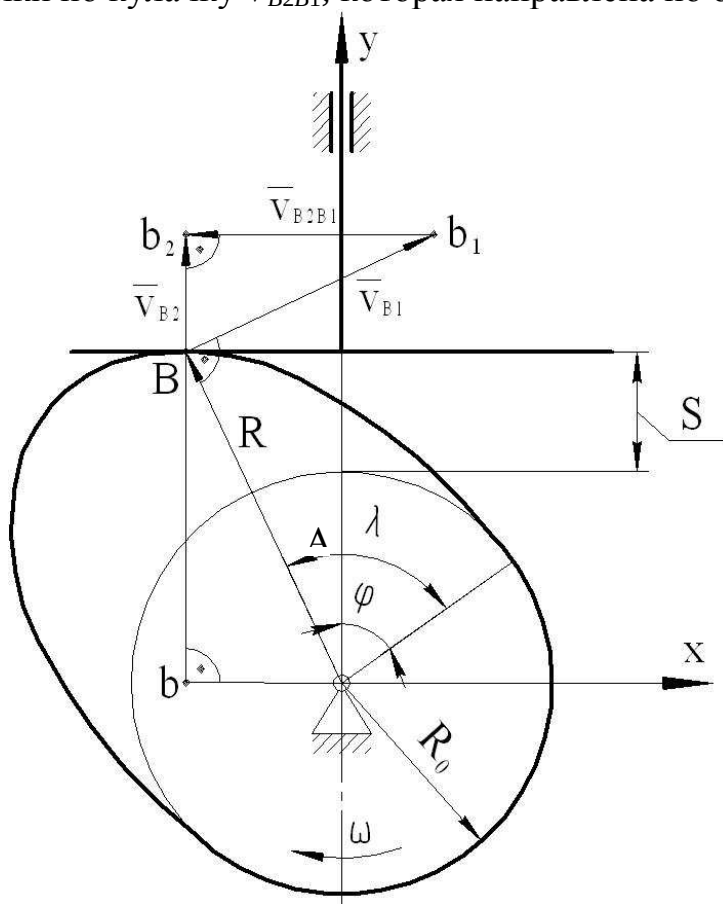


Рисунок 5 – Схема кулачкового механізму

Треугольник Bb_1b_2 , изображающий план скоростей, подобен полюсному треугольнику AbB , поскольку стороны этих треугольников взаимно перпендикулярны. Из условия подобия можно написать следующие соотношения для сторон треугольников:

$$\frac{V_{B1}}{R} = \frac{V_{B2}}{Ab} = \frac{V_{B2B1}}{Bb} , \quad (23)$$

откуда

$$Ab = \frac{V_{B2} \cdot R}{V_{B1}} = \frac{V_{B2}}{\omega} = \frac{\frac{dS}{dt}}{\frac{d\varphi}{dt}} = \frac{dS}{d\varphi} . \quad (24)$$

Эта величина есть расстояние от центра толкателя до точки касания тарелки с кулачком.

С учетом полученного результата, радиус-вектор профиля кулачка будет равен (рисунок 5)

$$R = \sqrt{(R_0 + S)^2 + \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)^2} . \quad (25)$$

Полярный угол при этом равен

$$\lambda = x + \arctan \left(\frac{\frac{dS}{d\varphi}}{R_0 + S} \right) , \quad (26)$$

где x – текущий угол φ .

Построением в полярных координатах функции $R(\lambda)$ получаем искомый профиль кулачка.

Список литературы

1. Соловьёва Т.Ф. Способы применения компьютера в образовательном процессе по теории механизмов и машин / Т.Ф. Соловьёва, С.В. Зубова // Современные проблемы теории машин. – 2013. – №1. – С. 61-63.

НОВЫЕ АСПЕКТЫ В ТЕОРИИ И ПРАКТИКЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БОЛЬШИХ ИНФОРМАЦИОЛОГО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ (БИИС) ГОРНЫХ КОМПЛЕКСОВ (ГК)

Ткачёва Т.А.

*Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ),
Москва*

В настоящее время ремонтные подразделения ГК должны быть оснащены самыми современными машиностроительными технологиями и техникой. Постоянное появление новой техники создаёт условия для более качественного, а именно, процессного проектирования и реализации информациологических, контрольно-измерительных, поверочных и управляющих технологий для ПК. Но при этом сейчас необходимо прорабатывать новые аспекты в теории и практике проектирования, изготовления и эксплуатации БИИС. Особенно это связано с совершенствованием его метрологического обеспечения [1-3]. Отметим, что, например, детальная проработка и аттестация ПЭВМ, входящих в БИИС практически отсутствует. Т.к. опять же в практике считается, что цифровая обработка технологической информации, получаемой с датчиков, и далее обрабатываемой в различных цифровых устройствах, не вносит существенных погрешностей. Обобщённая схема БИИС и их информациологические, контрольно-измерительные, поверочные и управляющие технологии для ПК представлена на рисунке 1. В этой системе измеряются и обрабатываются с различной, часто не согласованной точностью: температура; давление, влажность; линейные размеры; электрические величины (ток, напряжение, частота, мощность, электрическая энергия и др.); - вес и т.д.

Важнейшей современной задачей является полная аттестация структуры БИИС: ПЭВМ для обработки технологической информации; микропроцессорный интерфейс; измерительные преобразователи; датчики и т.д.

Изменчивость параметров и законы их распределения показывают сложность преобразования в различных зонах структуры – А – В– С– D– Е (рисунок 1) и разный характер и точность их нормирования.

Важнейшей современной задачей является полная, в т.ч. и возможно точная метрологическая аттестация всей структуры БИИС:

- ПЭВМ, используемой для обработки технологической информации;
- микропроцессорный интерфейс;
- измерительные преобразователи;
- датчики и т.д.

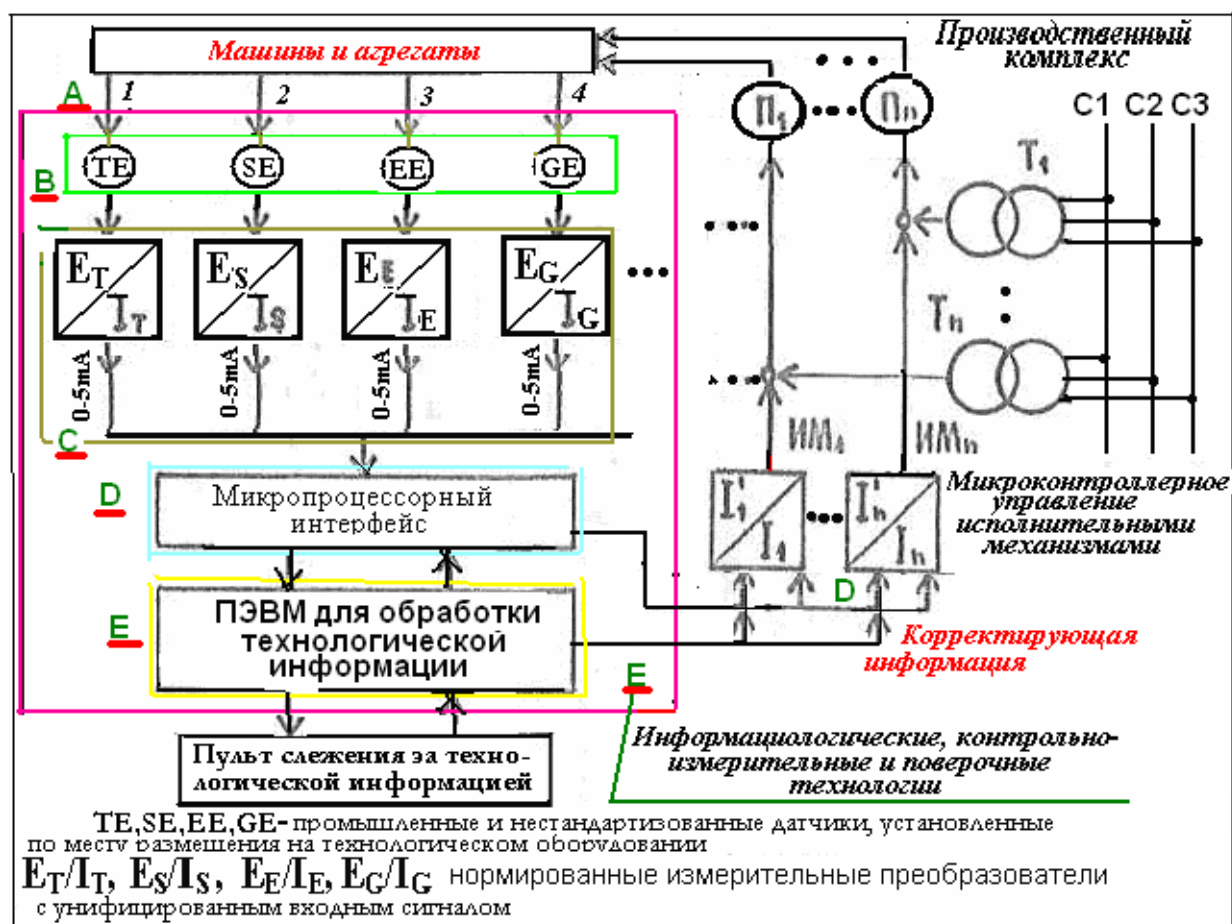


Рисунок 1 – ПК – как объект проектирования информациологических, контрольно-измерительных, поверочных и управляющих технологий

Только гармоничное развитие всех структурных уровней ПК (а это возможно только при высоком уровне его метрологического обеспечения) способствует повышению его эффективности и увеличению получаемой прибыли предприятий. Эффективность, в условиях масштабности процессов на структурных уровнях ПК определяется в т.ч. и их полнотой, достоверностью и точностью обработки технологической информации (ТИ), базирующихся на детализации, – рисунок 2.

Процесс детальной обработки ТИ

«...«ДАТЧИКИ–ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ» – Детальная обработка данных на ПЭВМ ...»»

Рисунок 2 – Обработка ТИ

Точная обработка технологических данных – всегда уникальный, комплексный процесс. Но если точность части структуры «ДАТЧИКИ – ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ», т.е. зоны «В–С» (рисунок 1) теоретически обоснована и достаточно строго нормирована, то обработка ТИ на ПЭВМ имеет свою специфику, в т.ч. и ограниченную точность. ПЭВМ – предельно сложный информациологический и мало изученный объект. И нормирование процессов

(электрических, механических, электронных, оптических и т.д.), которые в нём происходят, уникальны и сложны, дидактически не всегда правильно представлены. И как по конструктивным частям, так и по программному обеспечению, до сих пор не имеют соответствующего метрологического обеспечения (хотя сертификационные отметки в виде печатей внутри системных блоков имеются). А значит фактические производственные затраты на эксплуатацию ПЭВМ без соответствующего обоснования часто завышены, что существенно влияет на финансово-экономическое функционирование и показатели каждого ПК, где эксплуатируются сотни и более ПЭВМ различного назначения и конструкций. Они размещены в вычислительных центрах и во всех технических подразделениях ПК. А на многих ПК есть специальные подразделения для сервисного обслуживания, ремонта ПЭВМ с соответствующим уровнем квалификации персонала.

Выводы:

1. В настоящее время есть необходимость разработки проектов метрологической аттестации ПЭВМ, входящих в состав БИИС для горного производства на принципе процессности.

2. В процессе проектирования необходима дальнейшая проработка и развитие программного обеспечения (ПО) ПЭВМ, используемых для БИИС, применяемых в горном производстве:

– например, выделение всех элементов пускового периода включения ПЭВМ как отдельной системной процедуры (последовательность работы программ установочных систем компьютера и их обновлённая индикация на экране мониторов);

– значительное повышение уровня конструктивной и программной взаимозаменяемости и согласованности в устройствах ПЭВМ (например, при: подключении дополнительных жёстких дисков; замене жёстких дисков большего объёма и т.д.).

3. Изменить дидактику подготовки обслуживающего персонала для БИИС, включив проектное обучение, т.к. ПЭВМ требует от специалистов высокого уровня теоретической и практической подготовки по широкой совокупности направлений – механики, электротехники, электроники, программирования и др.

Список литературы

1. Ткачева Т.А. О теории и технологии поверки горно-добывающих производственных процессов (ГД ПП) // М.: Труды РНТО РЭС им. А.С. Попова. Выпуск LXI, 2006. – С. 207-210.
2. Ткачева Т.А. Информационно-логическая точность интеллектуализированного мониторинга управления надёжностью карьерного оборудования // М.: Труды РНТО РЭС им. А.С. Попова. Выпуск LXI, 2006. – С. 210-211.
3. Ткачева Т.А. Проблемы и решения активизации метрологического обеспечения цифровых технологий горного производства. // Информационно-измерительные и управляющие системы. – 2007. – Т. 5. – №2. – С. 57- 65.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО ВЛИЯНИЮ ИОННО-ВАКУУМНОЙ МОДИФИКАЦИИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ИНСТРУМЕНТА

Афанасенков М.А.

*Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
Санкт-Петербург*

При решении сложной задачи повышения качества и надежности режущего инструмента большое значение имеет широкое применение различного рода покрытий его режущей поверхности, позволяющих экономить дефицитные материалы и продлевать срок службы, значительно повысив эксплуатационные характеристики инструмента.

Разработка технологий поверхностной инженерии материалов и конструкций ведется во всех ведущих странах мира. Однако широкому внедрению в производство современных покрытий препятствует ограниченность и разобщенность имеющихся научно обоснованных рекомендаций по их выбору, технологическим условиям формирования, назначению требований к качеству поверхностей под нанесение покрытий, финишной механической обработки и т.д. Таким образом, до настоящего времени отсутствует общепризнанный комплексный подход к исследованию закономерностей построения технологических процессов формирования высококачественных поверхностных рабочих слоев инструментов.

К одним из способов повышения эксплуатационных свойств пластин из металлокерамических твердых сплавов относится обработка их в вакууме с использованием энергии пучков ускоренных ионов и атомов. Эти способы изменяют свойства пластин, то есть модифицируют их. Поэтому все они получили общее название – ионно-вакуумная модификация (ИВМ).

В технологической лаборатории ФГБОУ ВПО СПбГПУ были проведены экспериментальные исследования по влиянию различных покрытий режущей части инструмента на работоспособность и качество обрабатываемой поверхности при растачивании отверстий.

Обработка проводилась на токарно-расточном станке модели 1П756ДФЗ. Режимы обработки: глубина резания $t = 0,2$ мм; подача $S = 0,2$ мм/об; охлаждение – мыльный раствор.

В качестве инструмента использовались японские пластины Т9025; пластины из твердого сплава Т15К6 в состоянии поставки; Т15К6 после ИВМ [Cr-Cu-(Ti + N)] №1; Е15Л6 после ИВМ [Cr-Cu-([Ti + Mo] + N)] №2.

Технологический процесс ИВМ поверхностного слоя инструмента состоял из следующих технологических переходов:

1) В качестве первого перехода использовалось ионно-вакуумное распыление дефектного поверхностного слоя;

Назначение перехода – не только очистить поверхности от загрязнений и активировать их к последующему нанесению слоев покрытий, но и произвести максимально возможное удаление поверхностного слоя с дефектами (в основном в виде микротрещин), которые могут стать зародышами разрушения при эксплуатации инструмента с циклическими силовыми и тепловыми нагрузками. Для этого используется способ ионно-плазменного травления, как наиболее управляемый и позволяющий получить достаточно большие плотности ионного тока. При этом величина съема инструментального материала достигала от 2 до 4 микрон.

2) Вторым переходом в операции ионно-вакуумной модификации рабочих поверхностей инструментов является низкоэнергетическая имплантация хрома.

Назначение этого перехода – создание переходной зоны между многослойными покрытиями и инструментальной основой с относительно небольшими градиентами напряжений, а также частичное залечивание дефектов в поверхностном слое. Энергия имплантируемых ионов должна находиться в пределах 20...40 КэВ, доза облучения – $10^{15} \dots 10^{16}$ ион/см².

3) Третьим переходом в операции ионно-вакуумной модификации является нанесение теплоотводящего слоя из меди с помощью магнетронной распылительной системы.

Назначение этого перехода – формирование слоя, способного разгрузить режущие лезвия клина в тепловом отношении путем отвода тепла с учетом циклического воздействия в условиях прерывистого резания.

4) Четвертым и последним переходом является формирование внешнего износостойкого слоя покрытия из титана и титана с молибденом в атмосфере азота также с использованием магнетронной распылительной системы.

Результаты экспериментов приведены в таблицах.

Таблица 1 – Микротвердость пластин

Марка пластины	ГПа
T9025	20,05
T15K6; (исходное состояние)	14,37
T15K6; Cr-Cu-(Ti + N)	18,35
T15K6; Cr-Cu-([Ti + Mo]+ N)	20,85

Таблица 2 – Изменение стойкости пластин при растачивании отверстий диаметром 219,13 Н10 мм на длине 172 мм при различных скоростях резания

Марка пластины	Стойкость (мин) в зависимости от скорости резания		
	100 м/мин	110 м/мин	120 м/мин
T9025	120	98,7	85
T15K6 (исходное состояние)	54,5	43,6	36,5
T15K6 Cr-Cu-(Ti + N)	129,3	107,4	89,7
T15K6 Cr-Cu-([Ti + Mo]+ N)	115,7	43,6	36,5

Таблица 3 – Изменение стойкости пластин при растачивании отверстий диаметром 170,43 Н10 мм на длине 148 мм при различных скоростях резания

Марка пластины	Стойкость (мин) в зависимости от скорости резания		
	100м/мин	110 м/мин	120 м/мин
T9025	118,9	100,9	85,6
T15K6 (исходное состояние)	57,3	47,1	38,1
T15K6 Cr-Cu-(Ti + N)	123,2	105,4	87,5
T15K6 Cr-Cu-([Ti + Mo]+ N)	116,7	82,1	60,9

По результатам экспериментов можно сделать следующие выводы:

- испытания показали, что ионно-вакуумная модификация поверхности значительно уменьшает износ пластин, меняя в некоторых случаях его характер от усталостного выкрашивания к абразивному истиранию с элементами адгезионного схватывания;
- ИВМ в целом уменьшает величину износа металлокерамических пластин, а значит, увеличивает их стойкость;
- работоспособность твердосплавных пластин после ИВМ возрастает значительно, что ведет не только к повышению производительности обработки, но, что самое главное, к уменьшению потребности в количестве этих пластин, то есть к повышению эффективности металлообрабатывающего производства;
- предложенное покрытие обеспечивает повышение износостойкости и прочности инструментов при растачивании и может быть рекомендовано для широких промышленных испытаний и последующему внедрению в производство.

Список литературы

1. Верещака А.С. Работоспособность режущего инструмента с износостойким покрытием. – М.: Машиностроение 1993. – 336 с.
2. Зубарев Ю.М. Современные инструментальные материалы. – СПб.: Изд-во «Лань», 2008. – 224 с.
3. Сенчило И.А. Технология обработки с использованием высокоэнергетических частиц / И.А. Сенчило, Ю.М. Зубарев, А.Ф. Бабошкин и др. – СПб.: Изд-во ПИМаш, 2004. – 116 с.
4. Зубарев Ю.М. Повышение работоспособности твердосплавных инструментов, применяемых на операциях чистовой механической обработки / Ю.М. Зубарев, Д.В. Семейкин, А.И. Круглов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2009. – №3. – С. 92-97.
5. Зубарев Ю.М. Систематический подход к подбору имплантирующих элементов при ИВМ, пути создания алгоритма / Ю.М. Зубарев, А.И. Круглов, Д.В. Семейкин // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2013. – Т. 9. – №7(110). – С. 25-28.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Иванов В.А., Багрий Я.В.

Сумский государственный университет, Сумы, Украина

Стремительно развивающиеся технологии, ужесточение конкуренции в машиностроительной промышленности приводят к поиску и применению новых более эффективных методов автоматизации производства на предприятиях всего мира. Разнообразие номенклатуры производимых изделий и постоянное их увеличение требует все более сложных проектно-конструкторских работ при изготовлении технологической оснастки и, в частности, станочных приспособлений (СП), разнообразие конструкций которых бесконечно. Именно СП оказывают заметное влияние на выпуск конкурентоспособной продукции, что подтверждается следующими данными: СП составляют 70–80% общего объема технологической оснастки [1]; в общем объеме стоимости производственной системы на долю СП относится 10–20% [2]; 80–90% затрат времени на технологическую подготовку производства занимает проектирование и изготовление СП [3]; 40% бракованных деталей после механической обработки из-за несовершенства СП [4].

Основными требованиями при создании СП являются: обеспечение точности размеров, взаимного расположения и качества поверхностей; СП и заготовка должны быть устойчивыми при механической обработке, обеспечивая необходимую жесткость для минимизации деформаций и вибраций при обработке [5]. Правильное проектирование СП позволяет уменьшить затраты и время на проектирование и изготовление СП [6].

На сегодняшний день существует проблема выбора оптимальной компоновки СП из множества вариантов, которые соответствуют поставленной задаче, но могут отличаться по разным показателям (точность, гибкость, стоимость, надежность, производительность, металлоемкость и т.д.). Поэтому актуальной задачей является выбор оптимальной компоновки СП для заданных производственных условий. Учитывая трудоемкость анализа и расчета всех параметров, необходимых при проектировании СП, целесообразно данный процесс автоматизировать. Для этой цели предназначены САFD-системы (аббр. от Computer-Aided Fixture Design), которые позволяют в автоматизированном режиме реализовать процесс проектирования СП и разработки необходимой конструкторско-технологической документации. В отечественном машиностроении такие технологии принято называть САПР СП (аббр. от система автоматизированного проектирования станочных приспособлений)[7].

Анализ существующих систем показал, что типовая структура САПР СП [8] состоит из четырех модулей, которые обеспечивают поэтапное решение задачи формирования структуры технологической операции, определение

производственных условий, синтез станочного приспособления и инженерный анализ спроектированной компоновки СП (рисунок 1).

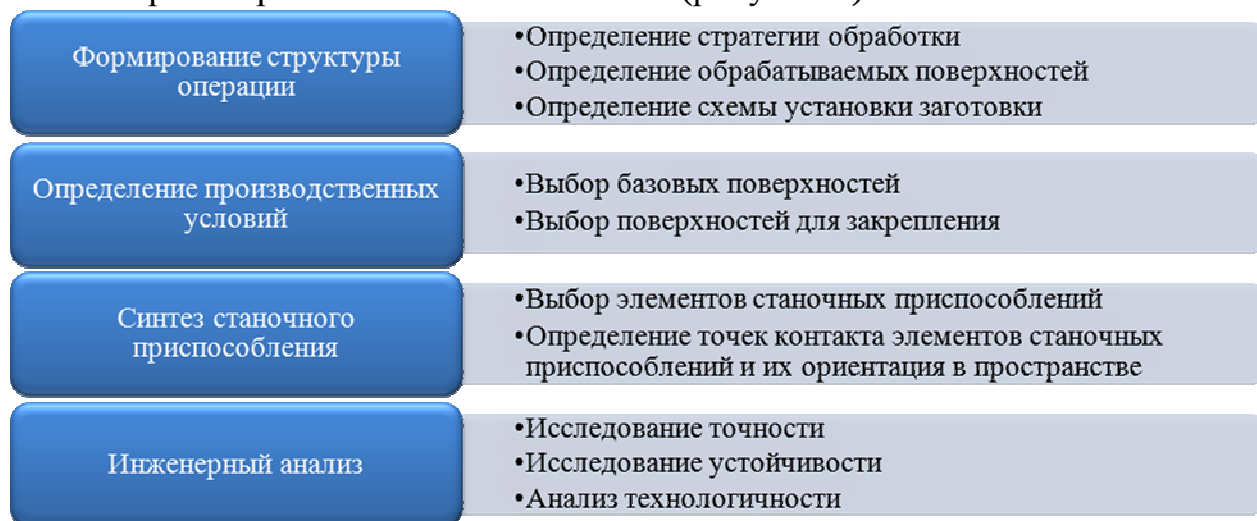


Рисунок 1 – Типовая структура САПР СП

Рассмотренные основные концепции технологической подготовки производства, методологии проектирования СП, а также структуры существующих САПР СП, указывают на целесообразность изменения типовой структуры автоматизированного проектирования.

Предложенная структура САПР СП (рисунок 2) представляет собой пять модулей, которые функционируют последовательно при помощи информационной системы поддержки проектирования СП, которая обеспечивает накопление и хранение нормативно-справочной, конструкторско-технологической и научно-методической информации. Основу информационной системы поддержки проектирования СП составляют библиотеки [9], информация в которых систематизирована по назначению, и разработанное взаимодействие между ними и модулями САПР СП (рисунок 3).



Рисунок 2 – Разработанная структура САПР СП

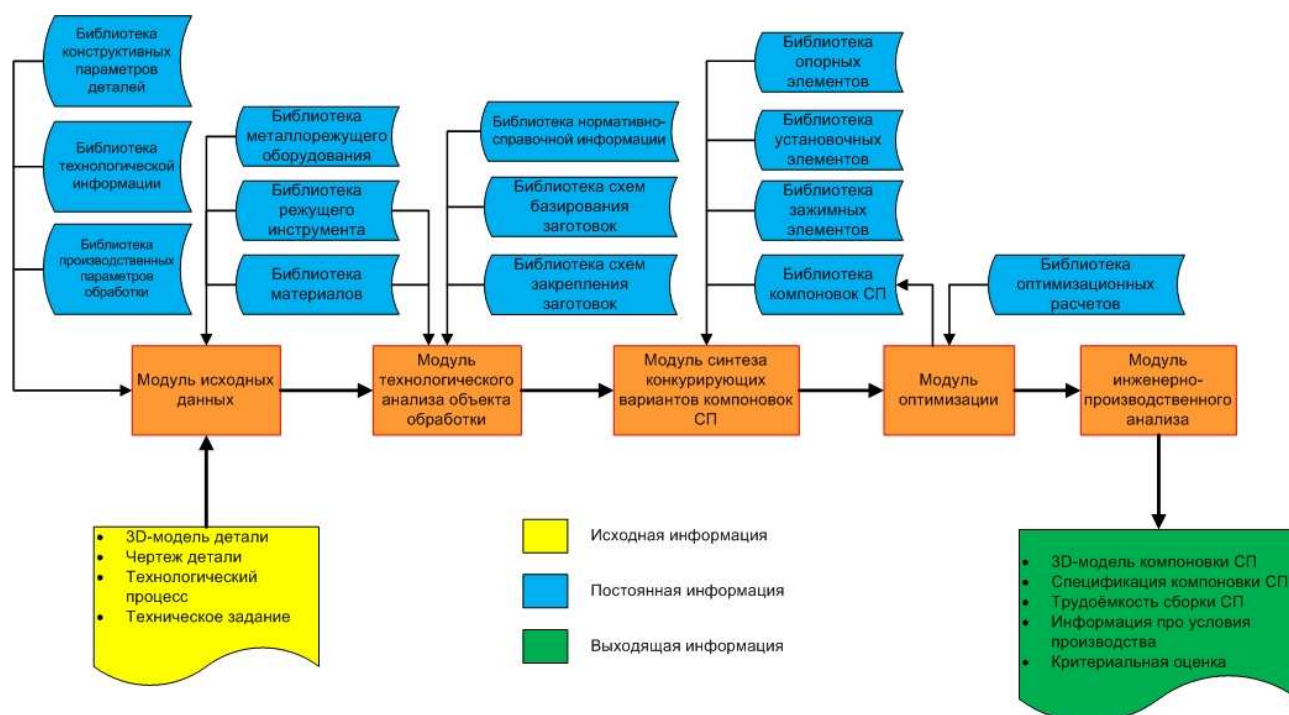


Рисунок 3 – Структура информационной системы поддержки проектирования СП

Разработанный алгоритм функционирования модулей обеспечивает возможность поэтапного выбора оптимальной компоновки СП для конкретных производственных условий. Исходные данные, полученные с 3D-модели и (или) чертежа, технологического процесса и технического задания анализируются и обрабатываются, что позволяет с каждым последующим модулем САПР СП накапливать информацию о требованиях, предъявляемых к СП. В модуле синтеза конкурирующих вариантов СП по разработанному алгоритму [10] осуществляется формирование конкурирующих вариантов опорных, установочных и зажимных элементов, которые удовлетворяют геометрическим и функциональным параметрам. После это генерируются конкурирующие варианты компоновок СП. Внедрение модуля оптимизации позволяет выбирать оптимальную компоновку СП для конкретных производственных условий на основе многокритериальной оптимизации. Крайне необходимо проведение инженерного анализа спроектированного СП, что позволит проконтролировать основные параметры СП, а также удовлетворение требований к СП, которые были сформированы в начале проектирования.

Компьютерная реализация информационной системы поддержки проектирования СП (рисунок 4) реализована с помощью системы управления базой данных MySQL, которая представляет набор таблиц, администрирование которых совершается с помощью веб-интерфейса phpMyAdmin портативной программной платформы OpenServer. На примере компьютерной реализации модуля исходных данных (рисунок 5) видно как задаются исходные параметры проектирования: конструктивные, технологические и производственные параметры.

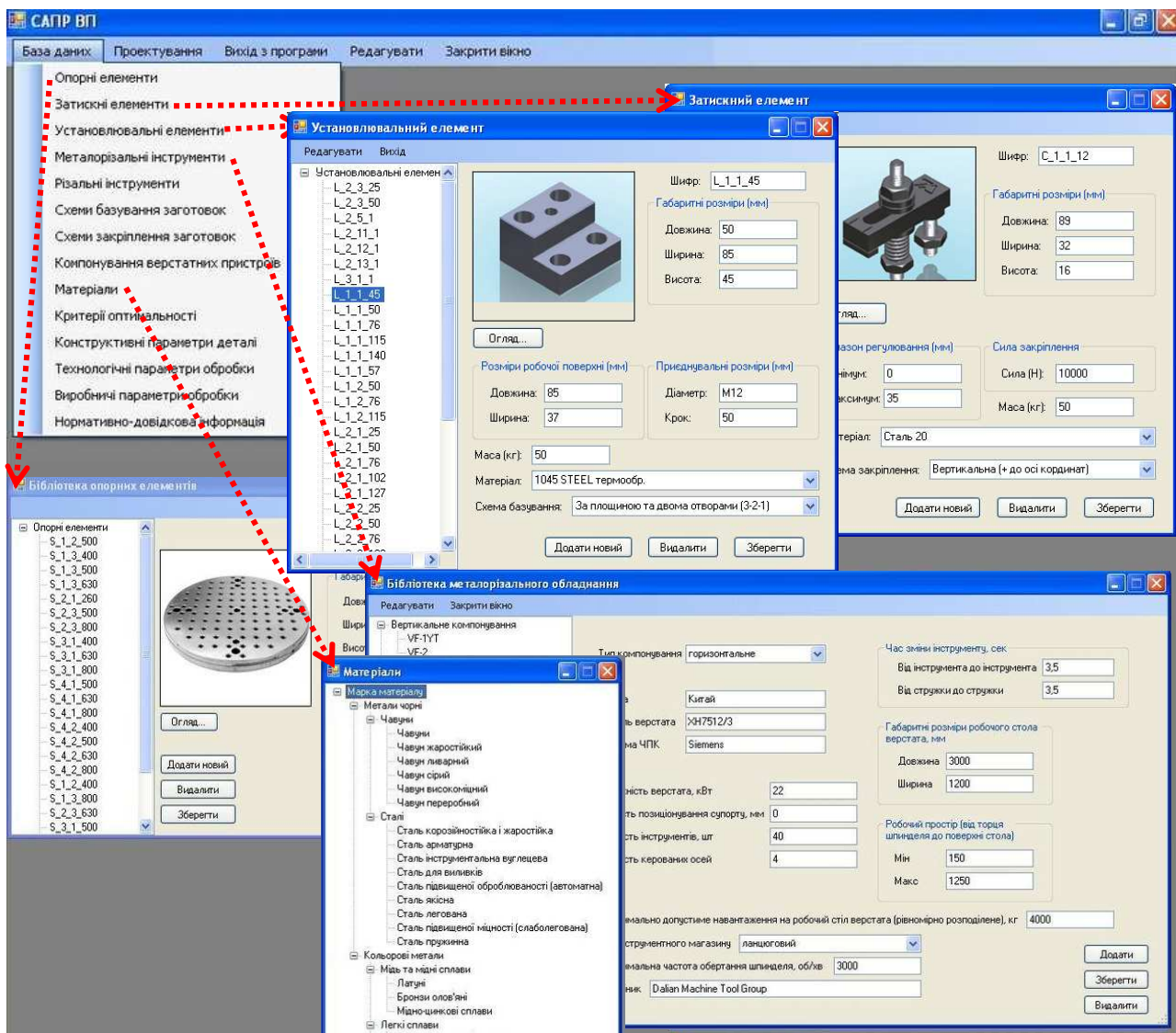


Рисунок 4 – Компьютерная реализация информационной системы поддержки проектирования станочных приспособлений

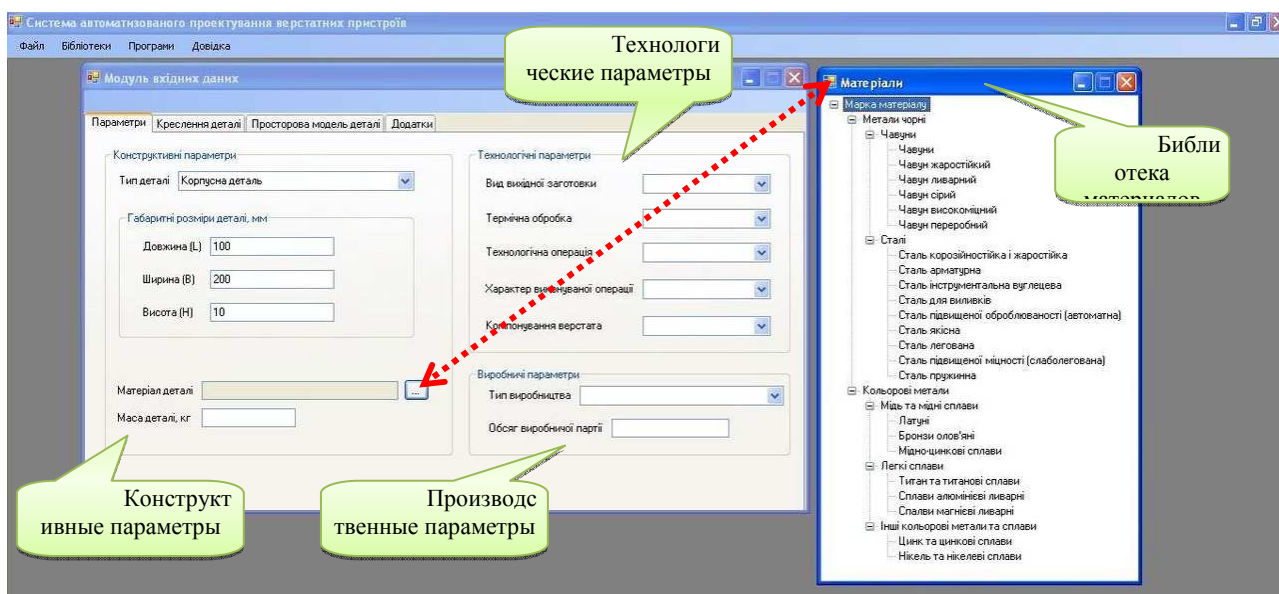


Рисунок 5 – Модуль исходных данных

Для обеспечения визуализации результатов проектирования, программное обеспечение информационной системы интегрировано с пакетом трехмерного твердотельного моделирования Autodesk Inventor, что позволяет работать с 3D-моделями основных элементов СП, которые содержатся в библиотеках.

Выводы:

1. Разработана структура САПР СП, которая состоит из пяти модулей и информационный системы поддержки проектирования СП, в основе которой прикладные библиотеки конструкторско-технологического, общинженерного, нормативно-справочного и оптимизационного характера.

2. Дальнейшая работа направлена на пополнение информационного фонда базы данных, упорядочивание и усовершенствование потоков информации при функционировании САПР СП, разработку алгоритмов и методов автоматизированного анализа объекта обработки, которые бы обеспечили эффективное взаимодействие с автоматизированными системами конструкторско-технологической направленности.

Список литературы:

1. Ряховский А.В. Разработка и внедрение комплекта унифицированной технологической оснастки для обработки корпусных деталей специзделий: дис. канд. техн. наук : 05.02.08 / Ряховский Алексей Владимирович. – Харків, 1996. – 135 с.
2. Bi Z.M., Zhang W.J. Flexible Fixture Design and Automation: Review, Issues and Future Directions // Int. Journal of Production Research, 2001, Vol. 39, No. 13, pp. 2867-2894.
3. Жолткевич Н.Д. Обратимая технологическая оснастка для ГПС / И.Я. Мовшович, А.С. Кобзев и др. – К.: Техника, 1992. – 216 с.
4. Nixon F. Managing to Achieve Quality // Maidenhead, McGraw Hill, 1971.
5. Boyle I. CAFixD – a Case-based Reasoning Method for Fixture Design // Ph.D. thesis, Worcester Polytechnic Institute, 2006.
6. Wan N., Wang Z., Mo R. An Intelligent Fixture Design Method Based on Smart Modular Fixture Unit // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013, Vol. 69, No. 9-12, pp. 2629-2649.
7. Іванов В.О. Сучасні CAFD-системи у машинобудуванні та перспективи розвитку / В.О. Іванов, В.Є. Карпусь // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези доповідей X всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. 26-30 жовтня 2010 р. – Суми: СумДУ, 2010. – С. 62-64.
8. Rong Y., Huang S.H., Hou Z. Advanced Computer-aided Fixture Design // Academic Press, 2005.
9. Иванов В.А. База данных – основа проектирования станочных приспособлений / В.А. Иванов, Я.В. Багрий // Прогрессивные технологии и процессы: сборник статей Междунар. молод. научно-техн. конф., 25-26 сентября 2014 г., Курск. – С. 243-247.
10. Karpus V.E., Ivanov V.A. Choice of Optimal Construction of Modular Reusable Fixtures // Russian Engineering Research, 2012, Vol. 32, No. 3, p. 213-219.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ШЛИЦЕВОГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Сметанников О.Ю., Шаяхметова Л.Р.

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
Пермь*

В современном машиностроении широко применяются шлицевые соединения, их можно встретить в различных областях, таких как газоперекачивающая и нефтедобывающая промышленности, так и в оборонно-промышленном комплексе.

К достоинствам шлицевых соединений можно отнести способность точно центрировать соединяемые детали, большую несущую способность вследствие большой суммарной площади контакта, взаимозаменяемость (нет необходимости в ручной пригонке). Главным недостатком является сложная технология изготовления, а, следовательно, и более высокая стоимость.

Опыт эксплуатации различных агрегатов показывает, что часть отказов в работе обусловлена поломкой валов в шлицевом соединении. Разрушение происходит либо по усталостному механизму при переменной нагрузке, либо по механизму пластического деформирования при превышении критического значения напряжения.

На данный момент при проектировании расчет работоспособности шлицевого соединения ведется инженерными методиками [1,2]. В ряде случаев необходимо подтверждение работоспособности соединения в условиях критического нагружения, поэтому в подобных случаях инженерные методы не применимы. В данной работе расчет прочности шлицевых соединений валов проводится на основе численного решения уравнений механики деформированного твердого тела.

1. Общая математическая постановка задачи

В общем случае математическая постановка задачи об контактном взаимодействии двух упругих тел включает в себя:

уравнения равновесия [3]:

$$\operatorname{div} \hat{\sigma} = 0, \quad \vec{x} \in V \quad (1)$$

геометрические соотношения:

$$\hat{\varepsilon} = \frac{1}{2} \left(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T \right), \quad \vec{x} \in V \quad (2)$$

физические соотношения:

$$\hat{\sigma} = \lambda I_1(\hat{\varepsilon}) \hat{I} + 2\mu \hat{\varepsilon}, \quad \vec{x} \in V \quad (3)$$

где λ и μ – параметры Ламе, $\hat{\sigma}$ – тензор напряжений, $\hat{\varepsilon}$ – тензор деформаций, $\vec{u}$ – вектор перемещений, $\vec{x}$ – радиус-вектор произвольной точки, $I_1(\hat{\varepsilon})$ –

первый инвариант тензора деформаций, $\hat{I}$ – единичный тензор, V_1 – область 1 тела, V_2 – область 2 тела, соответственно $V = V_1 \cup V_2$.

Система уравнений (1) – (3) дополнена условиями взаимодействия на поверхности контакта S_K , рассмотрен случай полного сцепления:

$$\vec{u}_c^1 = \vec{u}_c^2, \hat{\sigma}_n^1 = \hat{\sigma}_n^2, \hat{\sigma}_{n\tau_1}^1 = \hat{\sigma}_{n\tau_1}^2, \hat{\sigma}_{n\tau_2}^1 = \hat{\sigma}_{n\tau_2}^2, \quad (4)$$

где τ_1, τ_2 – условные обозначения координатных осей, лежащих в плоскости, касательной к поверхности контакта, $\vec{u}_c^1, \vec{u}_c^2$ – перемещения точек, вошедших в контакт, с момента сцепления, $\hat{\sigma}_n$ – напряжение по нормали к контактной границе, $\hat{\sigma}_{n\tau_1}, \hat{\sigma}_{n\tau_2}$ – касательные напряжения на контактной границе.

2. Проверка сходимости численного решения задачи о контактном взаимодействии двух упругих тел

В качестве тестовой задачи для исследования сходимости численного решения рассмотрена задача о вдавливании упругого шара на упругую плоскость

Данная задача имеет аналитическое решение [4]. Численное решение рассматривается в осесимметричной постановке. В качестве материала шара и упругого пространства выбрана сталь. На рисунке 1 приведена зависимость контактного давления от радиуса пятна контакта, полученные аналитически и численно.

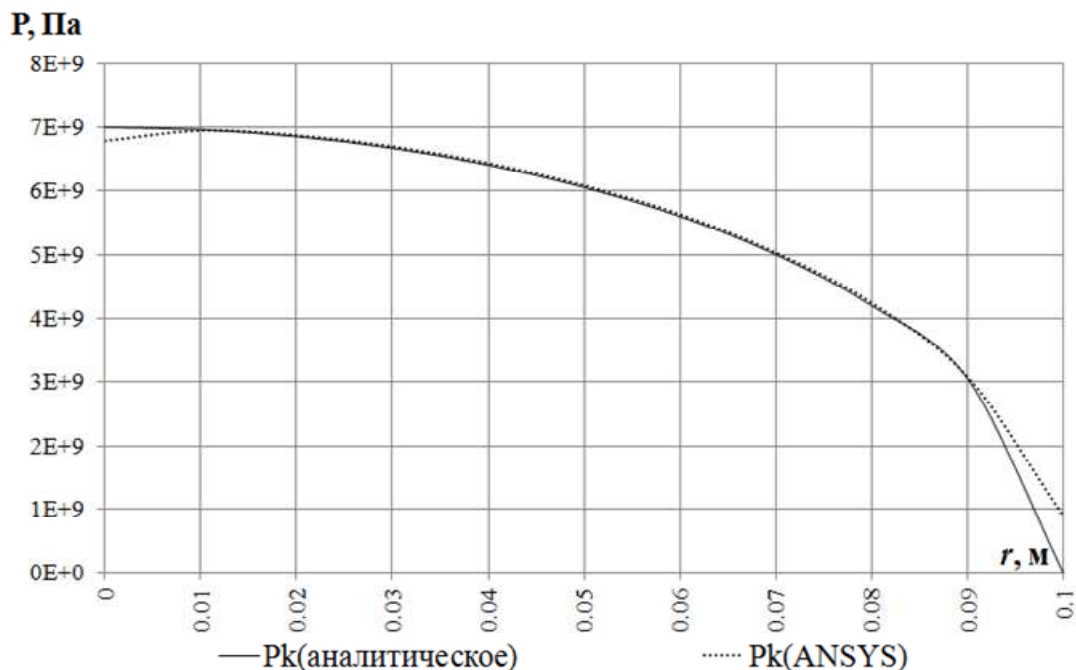


Рисунок 1 – Зависимость контактного давления от радиуса пятна контакта

При сравнении результатов численного и аналитического решения наблюдается сходимость контактного давления. При общем числе узловых неизвестных около 80 тыс. и 25 элементах в зоне контакта, погрешность контактного давления не превышает 3%, при дальнейшем измельчении сетки величина зоны контакта будет уточняться, а распределение контактного давления будет стремиться к аналитическому решению. Таким образом, в

рамках тестовой задачи показана сходимость численного алгоритма решения задачи контактного взаимодействия.

3. Исследование возможности рассмотрения сегмента периодичности

Для экономии вычислительных и временных ресурсов рассмотрена возможность перехода к рассмотрению сегмента периодичности соединения, состоящего из одного зуба и впадины. Для подтверждения данного перехода была рассмотрена упругая задача в рамках гипотез о плоско деформированном состоянии. Рассматривалось два расчетных случая. В первом случае смоделировано полное сечение шлицевого соединения, во втором случае рассмотрен сегмент периодичности.

Система уравнений (1) – (4) дополняется начальными условиями:

$$\begin{aligned}\vec{u}_\varphi &= \vec{u}_0, \quad \vec{x} \in S_\Gamma \\ \vec{u}_\varphi &= 0, \quad \vec{x} \in S_{\Gamma 1}\end{aligned}\quad (5)$$

где $\vec{u}_\varphi$ – угловые перемещения на внутреннем диаметре вала, $\vec{u}_0$ – начальные перемещения, заданные таким образом, чтобы обеспечивался крутящий момент равный $M=4кН\cdot м$. Внешний диаметр муфты закрепляется в направлении $\vec{u}_\varphi$.

В модели с сегментом периодичности начальные условия дополняются условиями периодичности.

Оценка сходимости решений проводится по интенсивности напряжений по Мизесу. Результаты расчета в виде распределения интенсивности напряжений вдоль образующей шлица представлены на рис. 2.

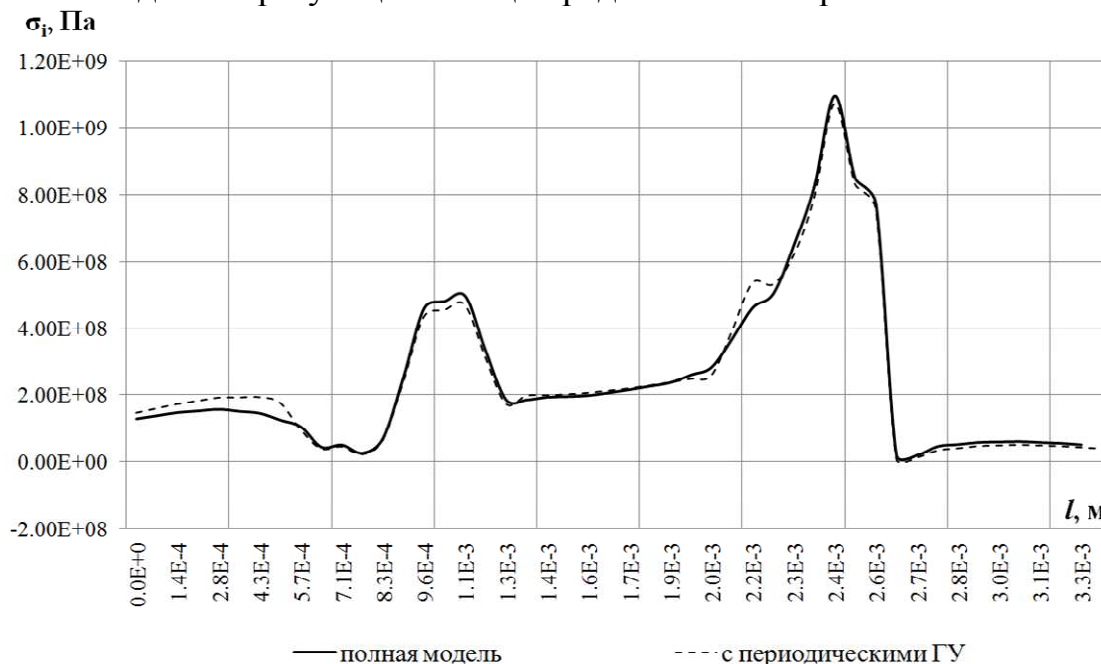


Рисунок 2 – Распределение интенсивности напряжений в поперечном направлении шлица (l – криволинейная координата поверхности зуба, см. рисунок 5)

Из анализа результатов видно, что рассмотрение сегмента периодичности дает полную сходимость решения (отклонения лежат в пределах 3%) с моделью с полным сечением.

Таким образом, для рационализации временных и вычислительных затрат, при численном определении НДС рекомендуется рассматривать сегмент периодичности.

4. Численное исследование НДС соединения

В итоге общая постановка задачи определения НДС шлицевого эвольвентного соединения включает соотношения (1)-(4), кроме того дополняется граничными условиями на торце вала S_1 и торце муфты S_2 :

$$\begin{aligned} \int_{S_1} p_y dS_1 &= F_y, \quad \vec{x} \in S_1 \\ \vec{u}_z &= 0, \quad \vec{x} \in S_1 \\ \vec{u} &= 0, \quad \vec{x} \in S_2 \end{aligned} \quad (6)$$

где S_1 – поверхность, к которой прикладывается сила, F_y – приложенные сдвигающие усилия.

$$F_y = \frac{M}{N_c n R_m} \quad (7)$$

где M – крутящий момент, N_c – количество узлов на торцевой поверхности, n – число зубьев, R_m – средний радиус.

На рисунке 3 представлена расчетная схема рассматриваемого шлицевого соединения.

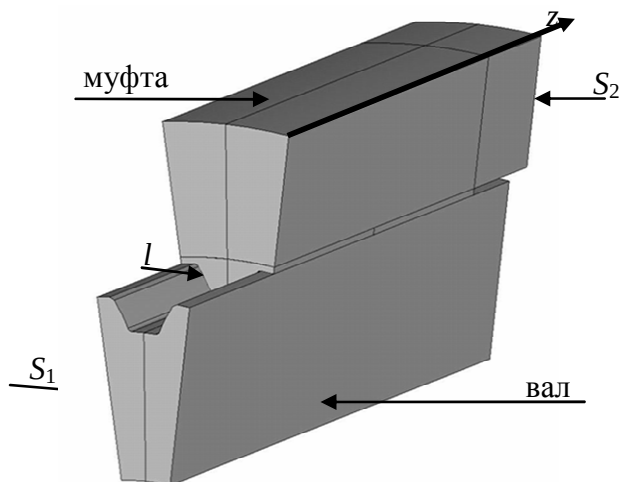


Рисунок 3 – Модель с граничными условиями

Для построения КЭ-аналога использовался 3-х мерный 20-ти узловый элемент Solid 186. Контактная пара реализована с использованием элементов Targe 170 и Conta 174.

На рисунке 4 представлена зависимость площади пятна контакта от крутящего момента, а так же зависимость контактного давления в разных точках взаимодействующих поверхностей.

Видно, что, начиная с $M = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, площадь пятна контакта не изменяется. Давление линейно возрастает, незначительные участки нелинейности, можно объяснить погрешностью численного расчета. Отсюда следует, что характер распределения нагрузки не изменяется и полученные

результаты линейно зависят от уровня внешнего нагружения. Поэтому для экономии времени, полагаясь на результаты расчета при одном моменте, можно путем линейной интерполяции получить решение задачи для любого крутящего момента из интервала 500 – 6000 Нм.

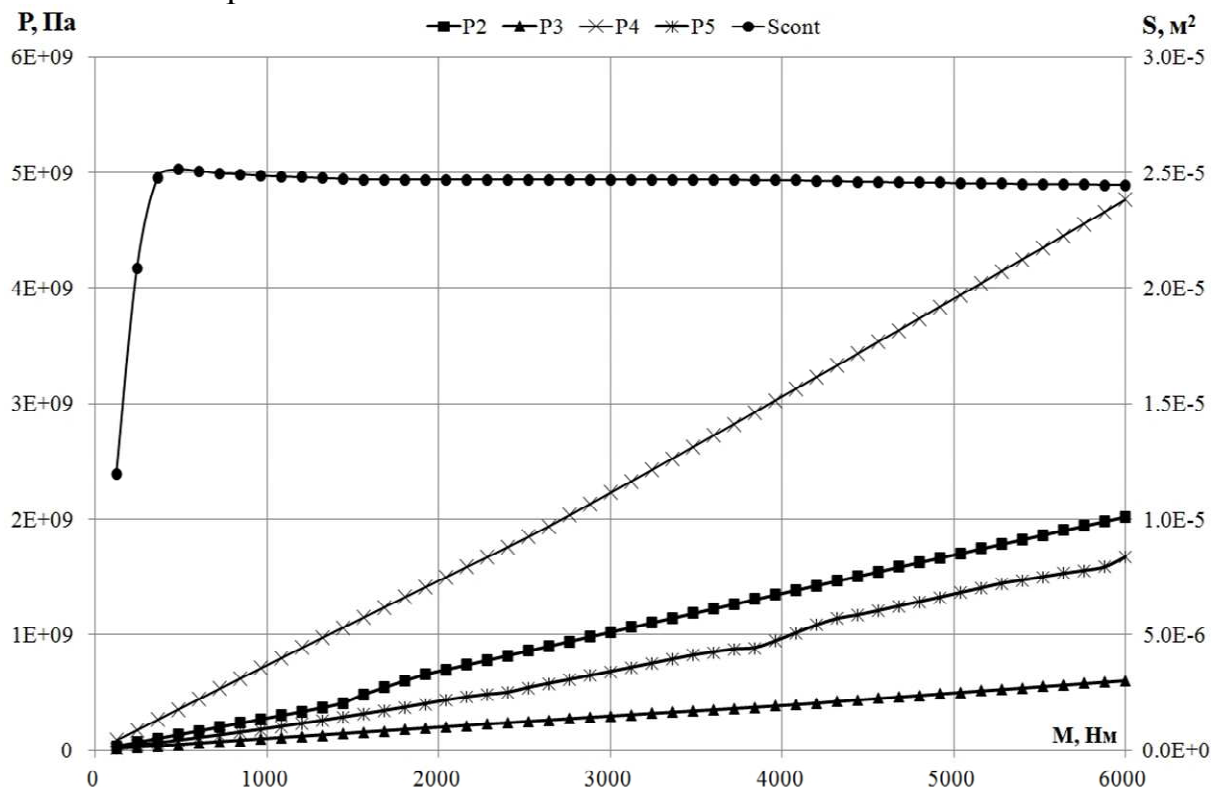


Рисунок 4 – Зависимость контактного давления и площади контактного пятна от крутящего момента

Выводы

В результате исследования приведена математическая постановка задачи о контактном взаимодействии двух упругих тел, приведены граничные условия. Осуществлена проверка сходимости принятых гипотез с аналитическим решением, на примере тестовой задачи. Исследована возможность перехода к рассмотрению сегмента периодичности (зуб и впадина), вместо полного сечения соединения. Кроме того, анализ результатов расчета показал, что результаты решения контактной задачи можно линейно интерполировать, тем самым уйти от необходимости решения отдельных контактных задач при различных уровнях нагрузки.

Список литературы

1. Рощин Г.И. Детали машин и основы конструирования. Учебник для вузов. – М.: Дрофа, 2006. – 415 с.
2. Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 574 с.
3. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДАТЧИКА ПО ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ ГАЗОВОЙ ХРОМАТОГРАФИИ НА ОСНОВЕ МЭМС-ТЕХНОЛОГИИ

Терёхин И.В., Погалов А.И.

Национальный исследовательский университет «МИЭТ», Москва

Хроматография – метод химического анализа, основанный на разделении смесей на компоненты. Одним из детекторов, применяемых при газовой хроматографии, является детектор по теплопроводности. Передовым направлением в разработках и применении чувствительных элементов сенсоров является микросистемная техника, которая является в настоящее время одним из наиболее развивающихся направлений микроэлектроники и предполагает изготовление в едином цикле не только интегральных схем обработки данных, но также интегральных устройств сбора информации. Конструктивно детектор по теплопроводности представляет собой газовую камеру малого объема с расположенными в ней нагревательными элементами. Определение компонента газовой смеси происходит по его теплопроводности, благодаря поддержанию постоянной температуры корпуса детектора. В качестве нагревательных элементов были использованы терморезисторы из платины, нанесенные на тонкую мембрану, расположенную на кристалле кремния, сформированные по МЭМС-технологии [1]. По изменению сопротивления терморезисторов определялись, в конечном итоге, объем и концентрация проходящего через детектор газа.

В процессе конструирования детектора теплового преобразования возникла необходимость смоделировать поведение МЭМС-датчика под влиянием различных факторов, таких как нагрев, давление газа [2]. Анализ позволил выбрать оптимальную конструкцию и режимы работы устройства.

Моделирование проводилось с использованием следующих коммерческих программных продуктов:

- SolidWorks – создание трехмерной геометрии расчетной области для расчета в программе COMSOL Multiphysics, расчет газодинамики;
- COMSOL Multiphysics – дискретизация геометрии расчетной области (построение расчетной конечно-элементной сетки) и расчет гидродинамики, теплообмена, деформаций.

Геометрическая модель датчика представляет собой тонкую мембрану 1х1,5 мм толщиной 2,5 мкм, сформированную из слоев оксида кремния и нитрида кремния. Размеры кристалла кремния 3х4 мм. Геометрическая модель импортировалась из программы SolidWorks в COMSOL Multiphysics.

Основными задачами при моделировании были: нахождение распределения температурного поля для определения температурных напряжений в мембране датчика, нахождение давления в камере теплообмена, моделирование деформации мембраны, влияние материала корпуса на эффективность теплообмена.

Сопряженное моделирование нескольких физических процессов довольно сложная задача, поэтому совместно моделировалось два различных процесса. После получения данных, они использовались для расчета различных параметров. При совместном моделировании нагрева и воздушного потока в камере определялась конфигурация температурного поля. Такой вид расчета дал данные для анализа напряженного состояния мембраны и кристалла при нагреве. При расчете механического напряжения мембраны рассматривался двумерный случай, когда расчетная плоскость представляла собой поперечное сечение мембраны. После моделирования температурного поля, была найдена приближительная формула, описывающая распределение температуры по сечению мембраны. Далее по известным формулам было рассчитано механическое напряжение на мембране.

Второй вид расчета – структурная деформация мембраны под действием газового потока. В виду тонкости мембраны, сильные завихрения потока при нестационарном характере движения газа могут повредить мембрану (рисунок 1). При проведении такого вида моделирования подбиралась начальная скорость потока, которая давала стабильный поток. Входное давление так же подбиралось исходя из соображений целостности мембраны.

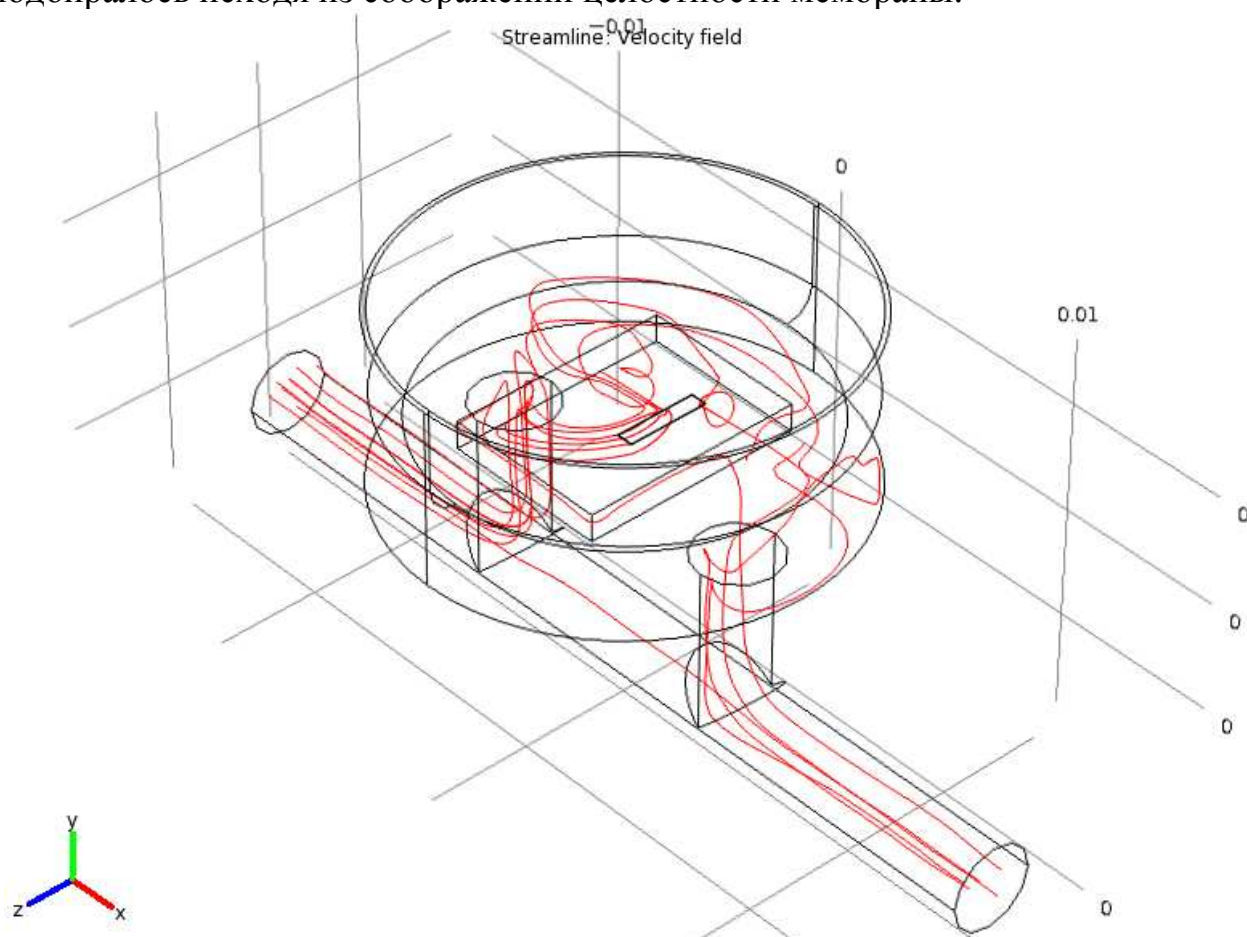


Рисунок 1 – Траектории потока газа в камере теплообмена

Еще одна задача, которая решалась путем компьютерного моделирования – выбор материала камеры теплообмена. Камера могла быть изготовлена из стали или фторопласта. При проведении моделирования было показано, что

наилучшие и стабильные результаты будут достигаться, когда теплопроводность корпуса камеры будет наибольшей. Исходя из результатов моделирования, в качестве материала теплообменной камеры была выбрана сталь. Правильность выбора подтвердили дальнейшие испытания детектора.

Таким образом, комбинируя различные виды анализа, можно смоделировать условия работы устройства и произвести необходимые расчеты на прочность, выбрать оптимальную конструкцию устройства. Полученные результаты подтвердились при экспериментальных исследованиях, что говорит о корректности моделирования и правильности построения компьютерной модели.

К сожалению, большинство современных компьютеров не может справиться с моделированием сразу трех физических процессов, поэтому для взаимного влияния всех факторов необходимо применять не только компьютерное моделирование, но и обычные расчеты. Применение более мощных вычислительных средств позволит в дальнейшем конструировать устройства быстрее и точнее.

Список литературы

1. Тимофеев В.Н. Детектор теплового преобразования на основе МЭМС-технологий / В.Н. Тимофеев, И.В. Терехин, С.В. Сажнев // Оборонный комплекс – научно-техническому прогрессу России. – 2011. – №1. – С. 20-24.
2. Терехин И.В. Исследование коэффициента теплоотдачи детектора по теплопроводности, разработанного на основе МЭМС-технологии / И.В. Терехин, А.И. Погалов, В.Н. Тимофеев // Оборонный комплекс – научно-техническому прогрессу России. – 2013. – №4. – С. 63-66.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НОЖНИЦ МНЛЗ

Ошовская Е.В., Сидоров В.А., Ерошенко А.В.

Донецкий национальный технический университет, Донецк, ДНР, Украина

Ключевые слова: МНЛЗ, летучие ножницы, гидропривод, температура, измерение, моделирование.

Аннотация. Приведены результаты измерения температуры и математического моделирования теплопередачи в корпусных элементах летучих гидравлических ножниц МНЛЗ.

На современных машинах непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) технологическая операция порезки заготовки на мерные длины выполняется летучими гидравлическими ножницами с шевронными ножами (рисунок 1) [1].

Качество реза и работоспособность ножниц зависят от безотказности гидравлического привода, эксплуатируемого в зоне высоких температур. В производственных условиях контроль за техническим состоянием гидропривода ножниц можно выполнить методом термометрии (рисунок 2).



Рисунок 1 – Летучие гидравлические ножницы с шевронными ножами



Рисунок 2 – Типовая термограмма на участке ножниц МНЛЗ

Измерения температуры на корпусе гидроцилиндра ножниц, выполненные на двух 6-тиручьевых МНЛЗ в течение года, позволили установить её диапазон изменения 70...415°C. Оценка парной корреляции между температурами заготовки и корпуса гидроцилиндра выявила отсутствие линейной зависимости между ними. Т.е. температура гидропривода обусловлена не только температурой заготовки, но и другими факторами, например, загрязнением рабочей жидкости или неисправностями гидроцилиндра.

Для выявления закономерностей распределения температуры в корпусных элементах ножниц для условий работоспособного состояния выполнено математическое моделирование в прикладном пакете ANSYS [2].

В ходе исследований была решена стационарная задача теплопередачи на двумерной модели ножниц (рисунок 3). В качестве граничных условий выступали тепловые потоки от непрерывнолитой заготовки за счёт излучения и конвекции.

В результате моделирования получены картины температурных полей для металлоконструкций ножниц (рисунок 4). Установлено, что температура на корпусе гидроцилиндра ножниц составляет 94...102°C при температуре заготовки 950..1100°C.

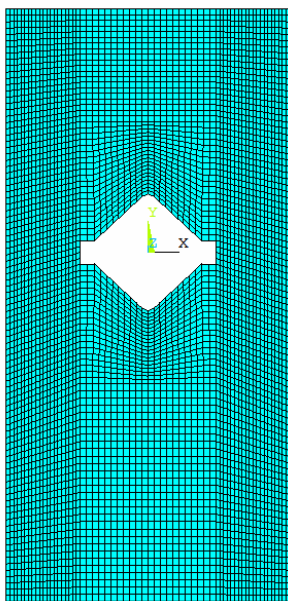


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель

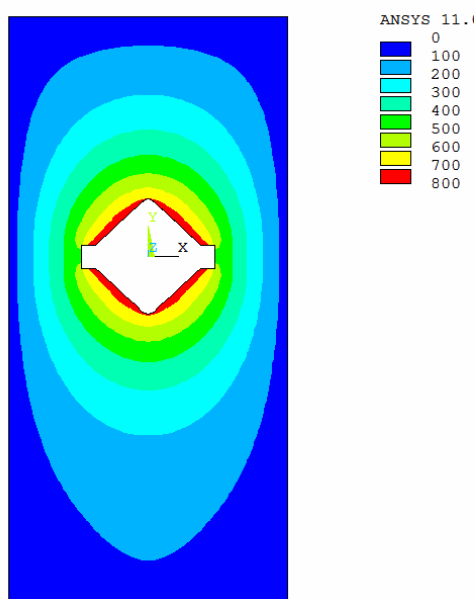


Рисунок 4 – Типовое распределение температуры в элементах ножниц

Таким образом, компьютерное моделирование позволило определить граничные значения температуры гидропривода ножниц, соответствующие работоспособному состоянию. В дальнейшем планируется выполнить решение описанной задачи на трехмерной модели ножниц, учитывающей все конструктивные особенности.

Полученная в результате моделирования информация будет использована при разработке решающих правил для распознавания технического состояния ножниц МНЛЗ.

Список литературы

1. Бойко Ю.П. Конструирование машин для металлургических процессов / Ю.П. Бойко, О.С. Ануфриенко, Н.Я. Подоляк. – Орск: ОГТИ (филиал ОГУ), 2007. – 261 с.
2. Чигарёв А.В. ANSYS для инженеров: Справ. Пособие / А.В. Чигарёв, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСТАНОВКИ ФОРМОВАНИЯ АРБОЛИТОВЫХ ПЛИТ

Никитина И.П., Уткин И.А., Поляков А.Н.

Оренбургский государственный университет, Оренбург

Арболит – это материал с универсальными свойствами для строительства несущих ограждений, утепления стен, фундаментов, столбов, заборов. Свойства арболита как строительного материала зарекомендовали его к использованию при возведении различных сооружений.

Арболит относится к группе легких бетонов. Он подразделяется по плотности на теплоизоляционный (плотность 500 кг/м³) и конструкционный (плотность выше 500 кг/м³).

Арболитовые блоки применяются (рисунок 1):

- 1) для несущих и ограждающих конструкций зданий, в постройках разного назначения;
- 2) для внутренних несущих стен и перегородок;
- 3) для теплоизоляции ограждений различных сооружений.

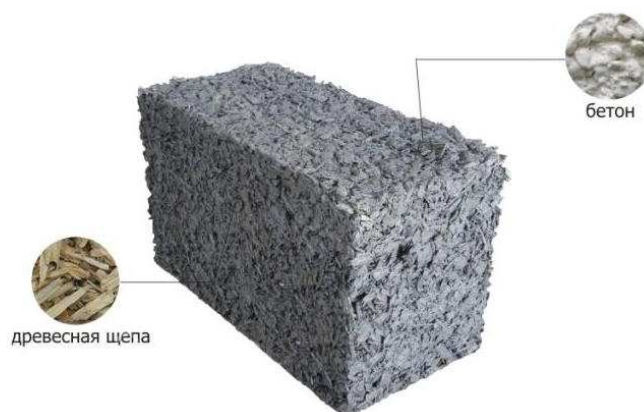


Рисунок 1 – Арболитовый блок

Арболит легко поддаётся обработке режущими инструментами, способен удерживать крепежные элементы. На поверхности арболита хорошо держится материал отделки. Арболитовые блоки качественно соединяются со штукатуркой или бетоном. По сравнению с кирпичом и керамзитобетонными блоками, в которых присутствуют минеральные заполнители, арболит обладает теплоизоляционными и звукоизоляционными свойствами и малым весом. Арболит – дышащий материал, не подвержен биологическому разрушению, низкая теплопроводность материала не требует дополнительного утепления; огнеупорен.

Многолетняя эксплуатация зданий и сооружений из этого материала позволяет судить о долговечности материала, его высоких экологических и энергосберегающих свойствах. Учитывая, что на сегодняшний день

экологические требования и нормы по теплопроводности стеновых строительных материалов ужесточены, в связи с высокими санитарно-гигиеническими требованиями к жилым домам и экономии энергоресурсов, арболит может и должен занять ведущее место среди кладочных материалов для малоэтажного строительства.

Все производство включает в себя шесть этапов изготовления арболитовых плит: производство древесной щепы; деминерализация сырья; смешивание с цементом; формовка; прессование; «созревание».

В данной работе представлен один из вариантов установки формирования арболитовых плит (УФАП), используемых в дальнейшем для малоэтажного строительства. Разработка проекта установки выполнялась в САД-системе «КОМПАС-3D».

Установка (рисунок 2) включает следующие узлы и агрегаты:

- подвижную раму, к стойкам которой прикручены колесные поворотные стойки, с помощью которых установка перемещается от одной опалубки до другой; перемещение рамы возможно в двух ортогональных направлениях; для этого предусмотрен поворот колесных стоек на 90 градусов;

- бункер, в который загружается готовая смесь бетона с деревянной щепой; шнек находящийся внутри бункера, вращаясь от электродвигателя через червячный редуктор подает смесь на конвейер;

- узел подачи материала в опалубку, состоящий из двух конвейеров расположенных друг относительно друга на поворотных опорах; переворот конвейеров осуществляется за счет пневматических цилиндров;

- опалубку для формования плит;

- трамбуемое устройство для уплотнения бетонной смеси после подачи ее на место укладки для удаления из нее воздушных пузырьков и придание ей максимальной плотности.

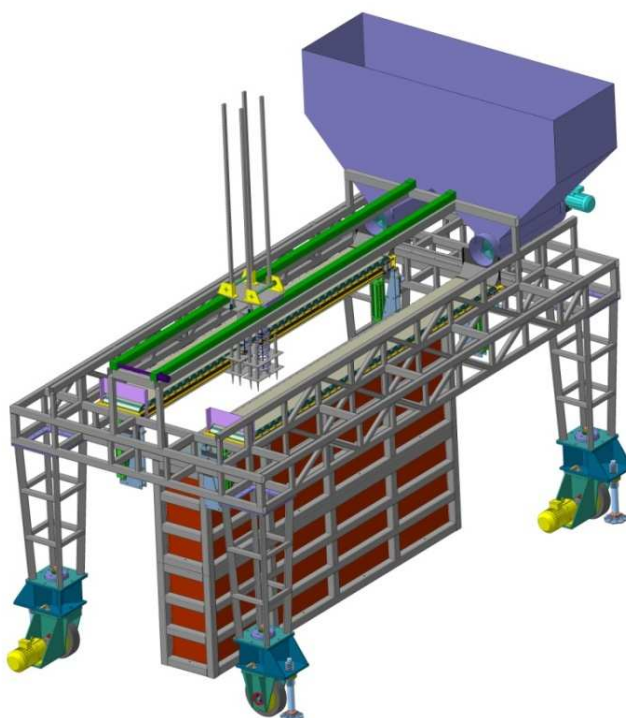


Рисунок 2 – Общий вид установки

Бункер – раздатчик, установленный на установке формирования плит, выполняет функцию накопления, хранения и дозирования уже готового раствора для формирования арболитовых плит (рисунок 3). Бункер оснащен двигателем с эксцентриком, закрепленным на задней стенке бункера. В данном случае двигатель выполняет роль вибратора. Вибратор нужен для того чтобы готовая смесь, состоящая из перемешанного с водой цемента и древесной щепы, не налипала на стенки бункера, а стекала вниз за счет вибрации.

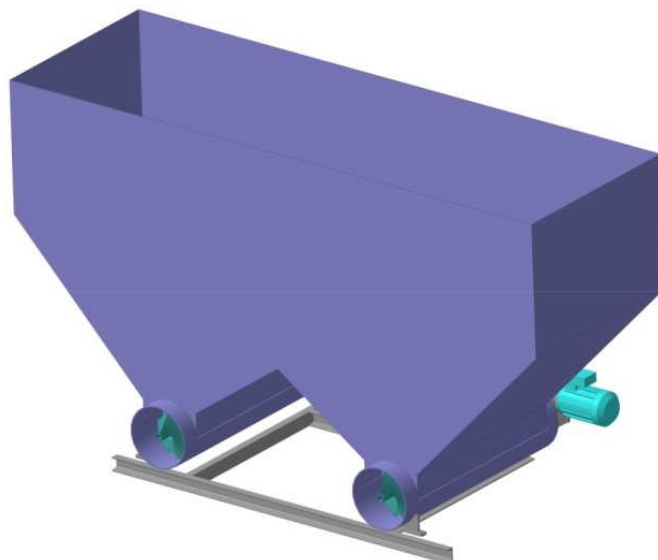


Рисунок 3 – Бункер-раздатчик

В нижней части бункера установлена два шнека, вращающиеся с фиксированной скоростью и тем самым выталкивают раствор через выходное отверстие на конвейер, где смесь распределяется по всей поверхности. Модель шнека вместе с двигателем и червячным редуктор приведена на рисунке 4.

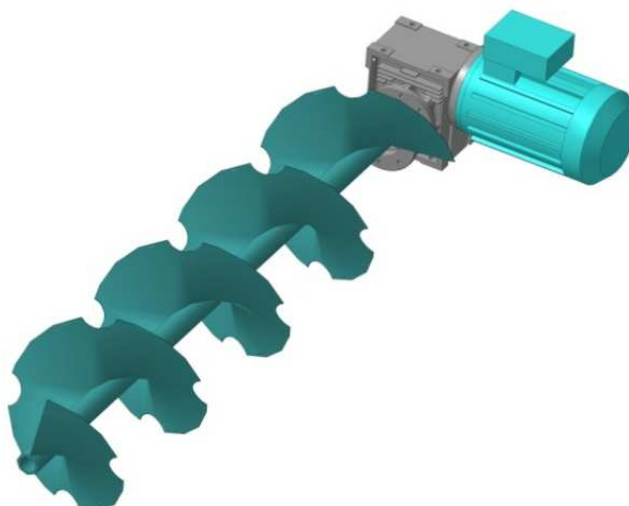


Рисунок 4 – Шнек с приводом

Рама бункера (рисунок 5) предназначена для закрепления бункера-раздатчика с помощью приваренных к ней кронштейнов. Рама бункера с закрепленным на ней бункером присоединяется с помощью болтов к основной раме установки формирования плит.

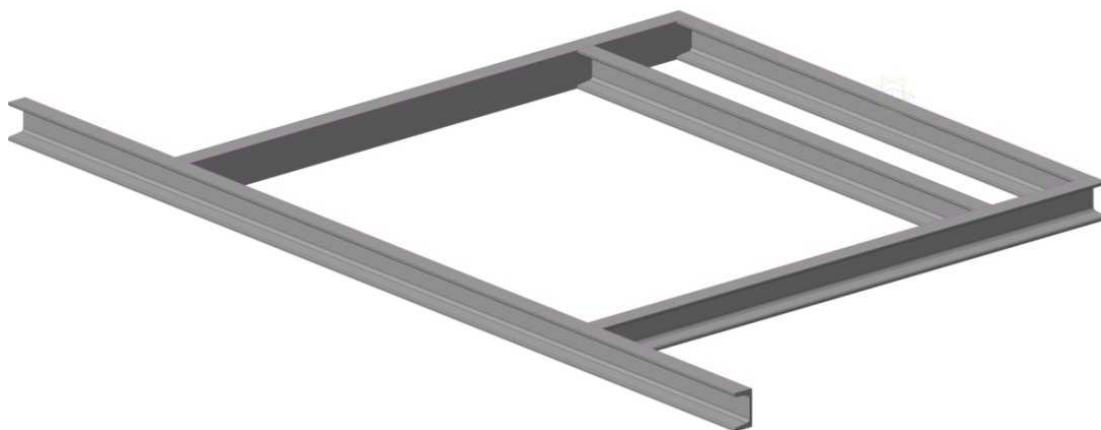


Рисунок 5 – Рама бункера

В данном варианте конструкции установки формирования плит используются два конвейера (рисунок 1). Эти конвейеры расположены вдоль рамы установки формирования плит зеркально друг к другу относительно середины установки УФП. Назначение данных конвейеров это распределение - накопление на поверхности конвейера готовой смеси для формирования арболитовых плит, поступающей из бункера дозатора за счет вращения приводных барабанов и перемещения ленты, и опрокидывания распределенной готовой массы в опалубку. Опрокидывание осуществляется за счет двух пневмоцилиндров, расположенных по краям конвейера. Переворот конвейера (рисунок 6) осуществляется за счет двух пневматических цилиндров. Привод конвейера выполнен в виде мотора-барабана (рисунок 7).

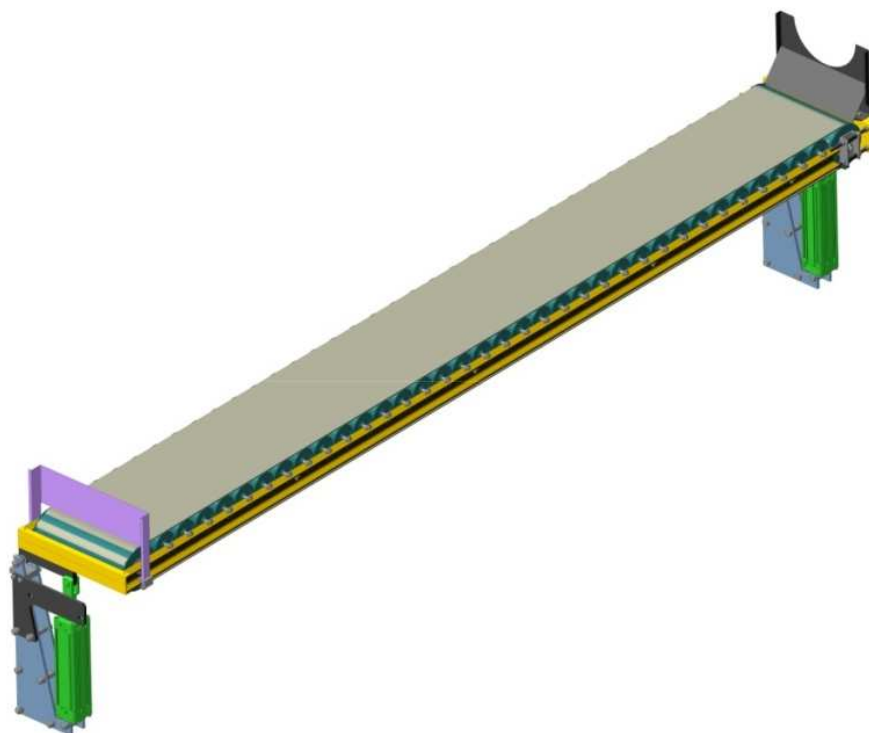


Рисунок 6 – Конвейер

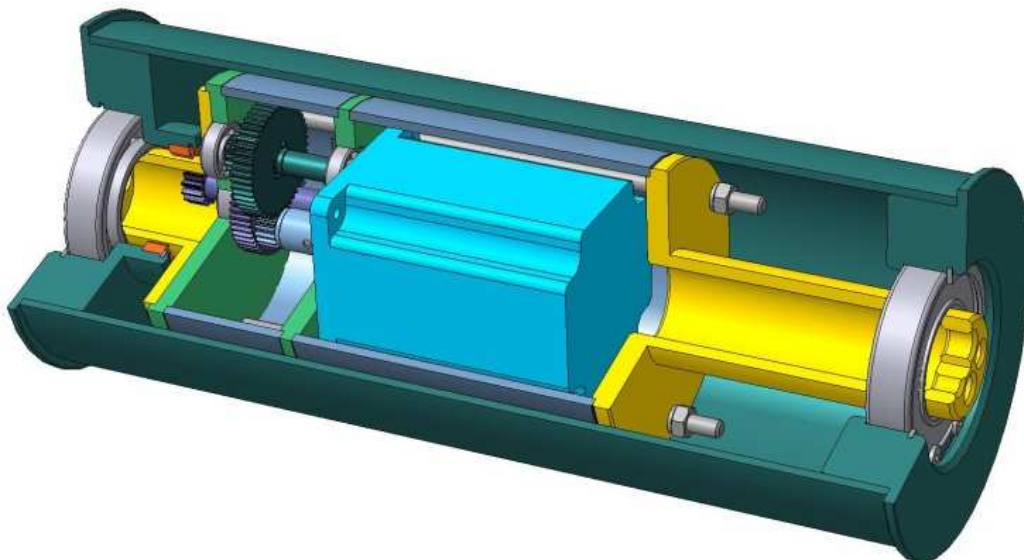


Рисунок 7 – Мотор-барабан

Рама конвейера (рисунок 8) имеет сварную конструкцию.

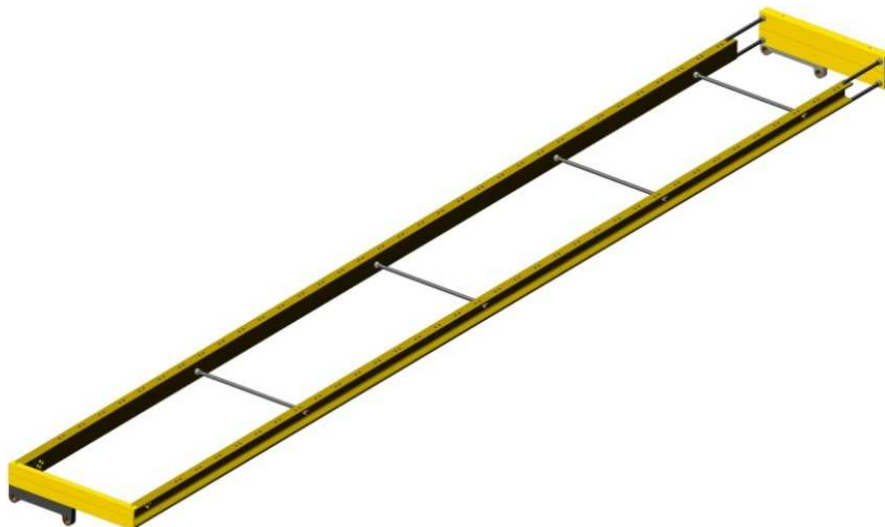


Рисунок 8 – Рама конвейера

Установка формирования плит оснащена двумя типами колесных стоек, предназначенными для передвижения установки: ведущими и ведомыми. Соответствующего типа колесные стойки расположены по диагонали - это хорошо видно из рисунка 1. Так ведущие колесные стойки (рисунок 9) оснащены мотор-редуктором, который через упругую муфту передает движение на колесо и приводит в движение всю установку формирования плит. Колесная стойка имеет поворотную часть, которая обеспечивает фиксированный поворот колеса на 90° , и тем самым, перемещение установки в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Соответственно, ведомые колесные стойки не имеют привода (рисунок 10).

Так как для проектируемой конструкции очень важно соотношение "масса/жесткость", то был выполнен инженерный анализ несущей системы УФАП.

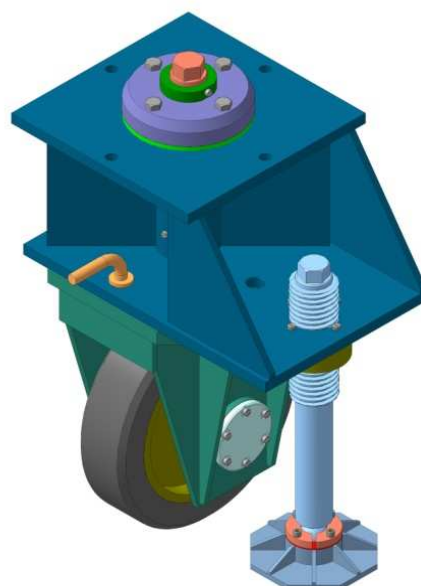
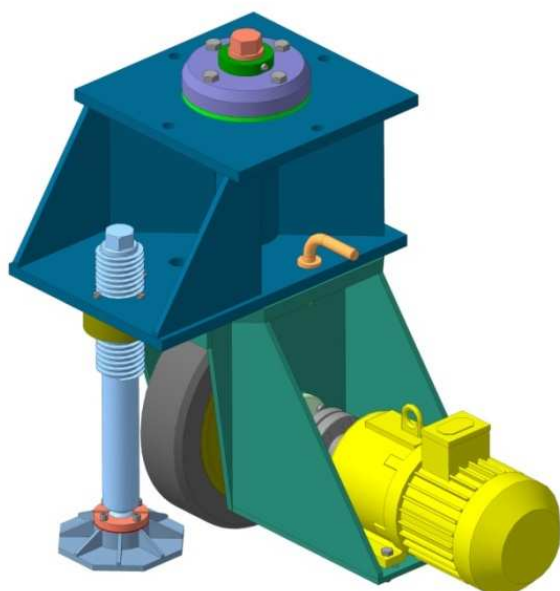


Рисунок 9 – Ведущая колесная стойка Рисунок 10 – Ведомая колесная стойка

Инженерный анализ установки проводился в универсальной САЕ-системе ANSYS. Инженерный анализ включал следующие виды расчетов: на жесткость с условиями жесткого и упругого закрепления в стойках; модальный анализ и динамический расчет. В качестве типового конечного элемента использовался стержневой двухузловой элемент BEAM188. Результаты выполненного инженерного анализа позволили выполнить многовариантные расчеты различных конструкторских решений и добиться оптимального соотношения "масса/(статическая и динамическая жесткость)" несущей системы УФАП.

На рисунках 11-13 представлено результаты проведенных расчетов рамы установки формования плит.

Статический расчет несущей системы УФАП показал, что максимальная величина статических смещений даже при упругих стойках находится вблизи 0,5 мм – эта небольшая деформация не влияющая на точность изготовления арболитовых плит и установку бункера дозатора относительно конвейеров.

Установка формования плит обязательно использует трамбующее устройство, являющееся источником вибраций. Поэтому УФАП для принятия окончательных конструкторских решений требовала определение собственных частот и выполнение динамического расчета в заданном рабочем диапазоне частот. Для этого в системе Ansys был проведен сначала модальный расчет "modal", а затем динамический "harmonic" [1, 2].

В качестве рабочего диапазона частот рассматривался интервал от 0 до 300 Гц. В этом диапазоне частот проявилось 20 частот. Минимальное значение частоты составило 14 Гц, максимальное – 280 Гц. Использование упругих опор обеспечило колебание несущей системы УФАП в области низких частот без искажения контура (рисунок 12).

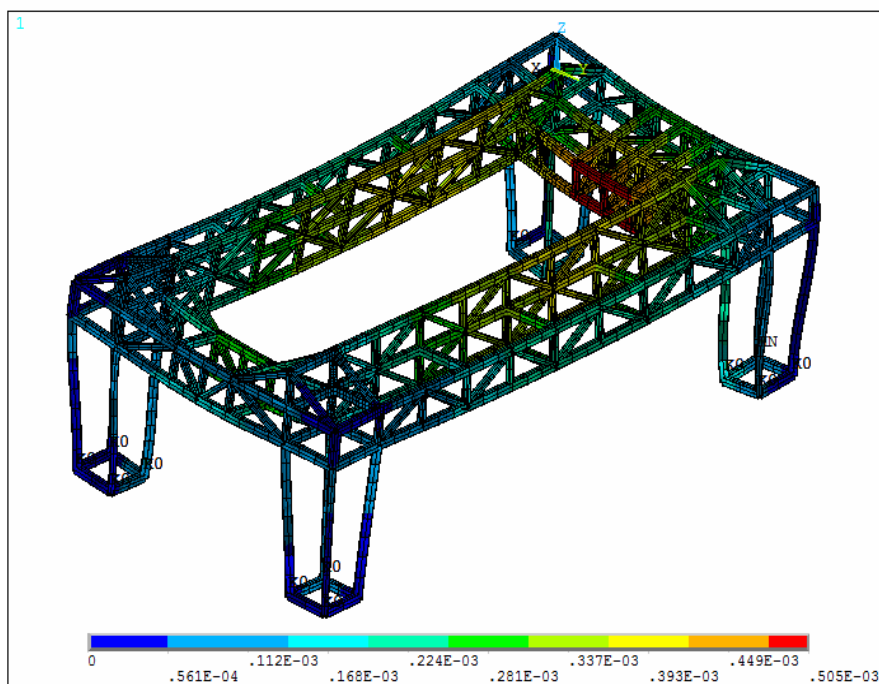


Рисунок 11 – Результат расчета рамы УФАП на жесткость

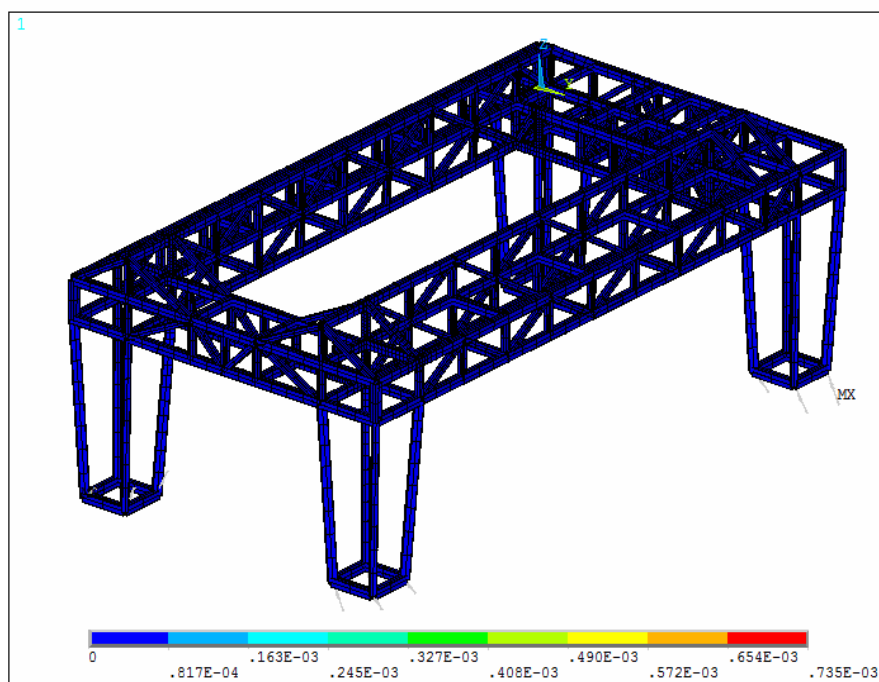


Рисунок 12 – Результат модального расчета рамы УФП на 1 частоте

На рисунках 13 и 14 в качестве примера приведены две амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), построенная на результатах динамического расчета несущей системы УФАП в САЕ-системе Ansys для двух осей: X и Y , соответственно. Ось X направлена вдоль конвейера, ось Y – поперек, а ось Z соответствует вертикальной оси.

Анализ АЧХ показывает, что вдоль разных осей проявляются различные формы колебаний, а одинаковым значимым собственным частотам соответствуют различающиеся по величине амплитуды.

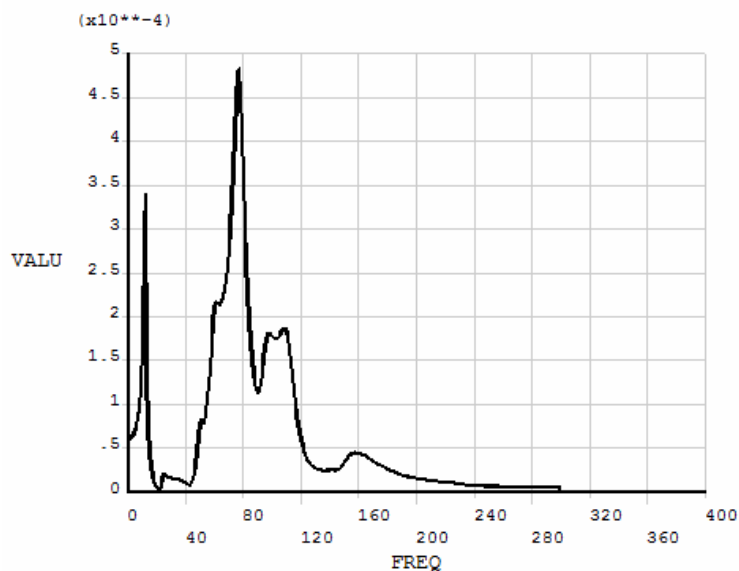


Рисунок 13 – Амплитудно-частотная характеристика (ось X)

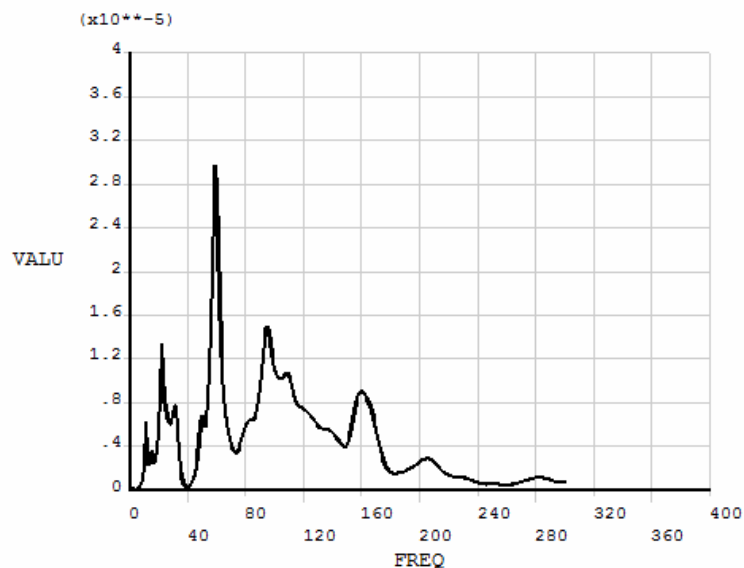


Рисунок 14 – Амплитудно-частотная характеристика (ось Y)

Таким образом, представленный в работе подход к созданию сложных механических систем, заключающийся в сочетании автоматизированных систем проектирования различного уровня - CAD/CAE – систем, - дает возможность не только создавать многовариантное проектирование с использованием CAD-систем, но и, используя возможности CAE-систему, добиваться оптимальности конструкторских решений по нескольким критериям одновременно, т.е. решать многокритериальную задачу.

Список литературы

1. Поляков А.Н. Расчет базовых деталей станков в системе ANSYS : учебное пособие / А.Н. Поляков, С.В. Каменев. – Оренбург: ОГУ, 2006. – 112 с.
2. Поляков А.Н. Расчет несущих систем станков в CAE – системе Ansys: учебное пособие / А.Н. Поляков, С.В. Каменев, К.С. Романенко. – Оренбург: Университет, 2013. – 191 с.

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ВИБРОДВИЖИТЕЛЯ

Давыдов А.П., Левин В.Д., Стрыгин С.В., Леванов И.В., Седых А.В.

*Рязанский институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ)», Рязань*

Рассмотрим относительно горизонтальной опорной плоскости движение механической системы, состоящей из тележки с жестко прикрепленной к ней вертикальной П-образной рамой, на верхнем конце которой с помощью невесомой нерастяжимой нити закреплен груз, совершающий вращательные колебательные движения. На рисунке 1 приведена схема указанной системы, при этом обозначено: M , m – массы тележки и груза соответственно, кг; l – длина нити, м; x – координата тележки относительно неподвижной системы координат Oxy , м; φ – координата угла отклонения нити с грузом относительно вертикали, рад; φ_0 – начальное значение координаты угла отклонения нити с грузом относительно вертикали, рад.

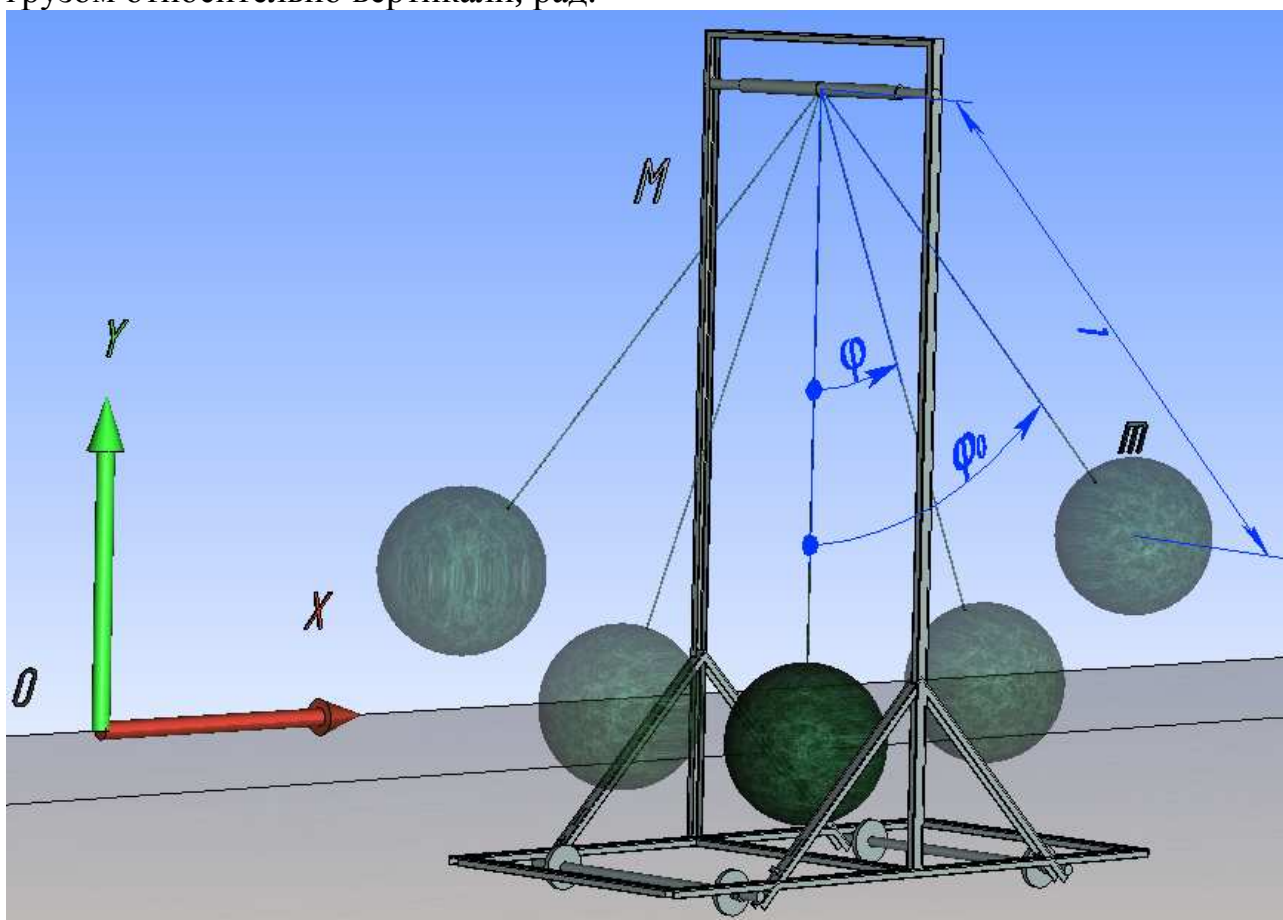


Рисунок 1 – Модель вибродвижителя в виде маятника на подвижном основании

Для вывода уравнений движения системы воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-ого рода.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \end{cases} \quad (1)$$

где x и φ – обобщенные координаты системы; T – кинетическая энергия системы; Q_x, Q_φ – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам x, φ .

Кинетическая энергия системы равна

$$T = \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m V_a^2,$$

где V_a – абсолютная скорость груза

$$V_{ax} = V_{rx} + V_{ex} = l \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + \dot{x}, \quad (2)$$

$$V_{ay} = V_{ry} = l \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi. \quad (3)$$

Квадрат модуля абсолютной скорости с учетом (3) равен

$$V_a^2 = V_{ax}^2 + V_{ay}^2 = \dot{x}^2 + 2l\dot{x}\dot{\varphi}\cos\varphi + \dot{\varphi}^2 l^2. \quad (4)$$

Подставим (4) в (2)

$$T = \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + 2l\dot{x}\dot{\varphi}\cos\varphi + \dot{\varphi}^2 l^2). \quad (5)$$

Вычислим производные

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} &= M\dot{x} + m(\dot{x} + l\dot{\varphi}\cos\varphi) = (M + m)\dot{x} + ml\dot{\varphi}\cos\varphi, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} &= (M + m)\ddot{x} + ml(\ddot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\varphi}^2 \sin\varphi), \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -ml\dot{x}\dot{\varphi}\sin\varphi, \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= m(l\dot{x}\cos\varphi + \dot{\varphi}l^2), \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= ml(\ddot{x}\cos\varphi - \dot{x}\dot{\varphi}\sin\varphi + \ddot{\varphi}l). \end{aligned} \quad (6)$$

Составим выражения обобщенных работ внешних сил на обобщенных перемещениях $\delta\varphi$ и δx .

$$\delta A_\varphi = mgl\delta\varphi \sin\varphi,$$

$$\delta A_x = -F_{mp} \cdot \delta x.$$

Отсюда следует, что

$$Q_\varphi = mgl \cdot \sin\varphi,$$

$$Q_x = -F_{mp}. \quad (7)$$

Подставим равенство (6) и (7) в уравнения (1).

$$\begin{cases} (M+m)\ddot{x} + ml(\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) = -F_{mp}, \\ ml(\ddot{x} \cos \varphi - \dot{x} \dot{\varphi} \sin \varphi + \ddot{\varphi} l) + ml\dot{x} \dot{\varphi} \sin \varphi = mgl \sin \varphi. \end{cases} \quad (8)$$

Приводя подобные члены в (8), получим

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{ml}{M+m}(\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) = -\frac{F_{mp}}{M+m}, \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi} l + g \sin \varphi = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Систему нелинейных дифференциальных уравнений (9) решить аналитически не представляется возможным. Для их решения воспользуемся приложением «Mathcad». Решим систему уравнений (9) относительно старших производных.

$$\begin{aligned} \frac{ml}{M+m}(\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) \cos \varphi &= -F_{mp} \cdot \cos \varphi, \\ \ddot{\varphi} \cos^2 \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \cos \varphi &= -\frac{F_{mp}(M+m)}{ml} \cos \varphi; \\ \begin{cases} \ddot{\varphi} = \dot{\varphi}^2 \operatorname{tg} \varphi - \frac{F_{mp}(M+m)}{ml \cos \varphi}, \\ \ddot{x} = -\frac{l^2}{\cos \varphi} \left(\dot{\varphi}^2 \operatorname{tg} \varphi - \frac{F_{mp}(M+m)}{ml \cos \varphi} \right) - g \operatorname{tg} \varphi. \end{cases} \end{aligned} \quad (10)$$

Первое уравнение (9) можно привести к виду:

$$\ddot{x} + \frac{ml}{M+m}(\dot{\varphi} \cos \varphi) = -\frac{F_{mp}}{M+m} \quad (11)$$

и проинтегрировать:

$$\begin{aligned} \dot{x} - \dot{x}_0 + \frac{ml}{M+m}(\dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0) &= -\frac{F_{mp}}{M+m} t, \\ x - x_0 - \dot{x}_0 t + \frac{ml}{M+m}(\sin \varphi - \sin \varphi_0 - \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 t) &= -\frac{F_{mp}}{M+m} \cdot \frac{t^2}{2}. \end{aligned}$$

Отсюда выразим:

$$\begin{aligned} x &= x_0 + \dot{x}_0 t - \frac{ml}{M+m}(\sin \varphi - \sin \varphi_0 - \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 t) - \frac{F_{mp}}{M+m} \cdot \frac{t^2}{2}, \\ \dot{x} &= \dot{x}_0 - \frac{ml}{M+m}(\dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0) - \frac{F_{mp} t}{M+m}. \end{aligned} \quad (12)$$

Подставим $\ddot{x}$ из (11) во второе уравнение (9), получим:

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{M+m(1-\cos \varphi)} \left[\frac{m}{2} \dot{\varphi}^2 \sin 2\varphi - \frac{g(M+m)}{l} \sin \varphi + \frac{F_{mp}}{l} \cos \varphi \right]. \quad (13)$$

Решив дифференциальное уравнение (13), найдем $\varphi(t)$, $\dot{\varphi}(t)$, после чего из (12) найдем $x(t)$ и $\dot{x}(t)$.

Очевидно, что если одновременно отпустить отклоненный маятник (груз, подвешенный на нити, закрепленной на вертикальном стержне тележки) и тележку, то тележка будет совершать периодическое движение относительно положения центра тяжести системы. Если же сначала раскачать маятник и при условии $\varphi \neq 0$, $\dot{\varphi} \neq 0$ отпустить тележку, то тележка будет иметь непериодическое движение.

При фиксированном положении тележки маятник будет совершать гармонические колебания согласно уравнению

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \sin \varphi = 0 \quad (14)$$

с начальными условиями

$$\varphi_0 \neq 0, \quad \dot{\varphi}_0 = 0. \quad (15)$$

Уравнение (14) с начальными условиями (15) приводим к уравнению

$$\dot{\varphi}^2 = \frac{4g}{l} \left(\sin^2 \frac{\varphi_0}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right), \quad (16)$$

интегрируя которое, получим,

$$t = -\sqrt{\frac{l}{4g}} \int_{\varphi_0}^{\varphi} \frac{d\varphi}{\sqrt{\sin^2 \frac{\varphi_0}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}}. \quad (17)$$

Из (16) следует, что наибольшую угловую скорость маятник будет иметь при $\varphi = 0$.

$$\max \dot{\varphi} = -\frac{4g}{l} \sin^2 \frac{\varphi_0}{2}. \quad (18)$$

Из (17) найдем момент времени при нижнем положении маятника:

$$t_0 = -\sqrt{\frac{l}{4g}} \int_{\varphi_0}^0 \frac{d\varphi}{\sqrt{\sin^2 \frac{\varphi_0}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}}. \quad (19)$$

Если в момент времени t_0 отпустить тележку, то ее движение и движение маятника будет описываться уравнениями (12), (13) с начальными условиями:

$$t = 0: x_0 = 0, \quad \dot{x}_0 = 0, \quad \varphi_0 = 0, \quad \dot{\varphi} = \max \dot{\varphi}.$$

Решив уравнение (13) найдем значение φ и $\dot{\varphi}$ при различных значениях t .

При малом угле отклонения маятника $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$ с точностью до φ^2 . При этом, как следует из (16),

$$\dot{\varphi}^2 \approx \varphi^2 \ll 1.$$

Поэтому уравнение (13) приводится к виду

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{M+m} \left[-\frac{g(M+m)}{l} \varphi + \frac{F_{mp}}{l} \right]$$

или

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \varphi = \frac{F_{mp}}{l(M+m)}. \quad (20)$$

При начальных условиях $\varphi_0 = 0$, $\dot{\varphi} = \omega_k$ уравнение (20) имеет решение

$$\varphi(t) = C(1 - \cos(kt)) + \frac{\omega_k}{k} \sin(kt), \quad (21)$$

где $C = \frac{F_{mp}}{l(M+m)}$, $k = \sqrt{\frac{g}{l}}$, $\omega_k = 2\sqrt{\frac{g}{l}} \sqrt{\sin^2 \frac{\varphi_0}{2} - \sin^2 \frac{\varphi_k}{2}}$.

Дифференцируя равенство (21), получим выражение угловой скорости маятника

$$\omega(t) = Ck \sin(kt) + \omega_k \cos(kt) \quad (22)$$

Учитывая малость φ и $\dot{\varphi}$, из (12) получим при $x_0 = 0$, $\dot{x}_0 = 0$

$$x = -a(\varphi(t) - \varphi_k) + a\omega_k t - b \frac{F_{mp} t^2}{2}, \quad (23)$$

$$\dot{x} = -a(\omega(t) - \omega_k) - bF_{mp} t, \quad (24)$$

где $a = \frac{ml}{M+m}$, $b = \frac{1}{M+m}$.

Согласно выражениям (21)-(24) графики скорости и движения платформы, построенные в приложении «Mathcad», приведены на рисунке 2.

$$l := 0.15 \quad m := 0.215 \quad M := 0.355 \quad g := 9.81 \quad k := \sqrt{\frac{g}{l}} \quad \varphi_0 := \frac{\pi}{4} \quad \varphi_k := 0 \quad b := \frac{1}{m+M}$$

$$a := m \cdot l \cdot b \quad F_{tr} := 0 \quad \omega_k := -2 \cdot k \cdot \left[\left(\sin\left(\frac{\varphi_0}{2}\right) \right)^2 - \left(\sin\left(\frac{\varphi_k}{2}\right) \right)^2 \right]^{0.5} \quad c := \frac{F_{tr} \cdot b}{g}$$

$$\varphi(t) := c \cdot (1 - \cos(k \cdot t)) + \frac{\omega_k}{k} \cdot \sin(k \cdot t) \quad \omega_k = -6.19$$

$$\omega(t) := c \cdot k \cdot \sin(k \cdot t) + \omega_k \cdot \cos(k \cdot t)$$

$$v(t) := -a \cdot (\omega(t) - \omega_k) - b \cdot F_{tr} \cdot t$$

$$x(t) := -a \cdot (\varphi(t) - \varphi_k) - b \cdot F_{tr} \cdot \frac{t^2}{2} + a \cdot \omega_k \cdot t$$

$$t := 0.71 \quad t1 := \text{root}(v(t), t) \quad t1 = 0.769$$

$$t := 0, 0 + 0.01 \dots t1 + 1.711 \quad f(t) := 0$$

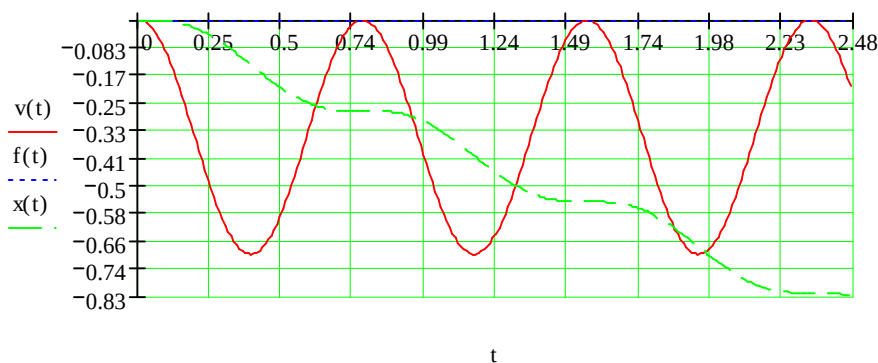


Рисунок 2 – Решение задачи динамики маятникового вибродвижителя средствами «Mathcad»: за время 2,48 с вибродвижитель переместился на 0,826 м

В связи с обеспечением наглядности, а также технологичности и надежности настольного экспериментального образца маятникового вибродвижителя предложено его конструктивное исполнение в виде консольно закрепленного маятника на подвижном основании в виде тележки от детской игрушечной автомашины на свободно вращающихся колесах с вертикальным Г-образным стержнем (рисунок 3).

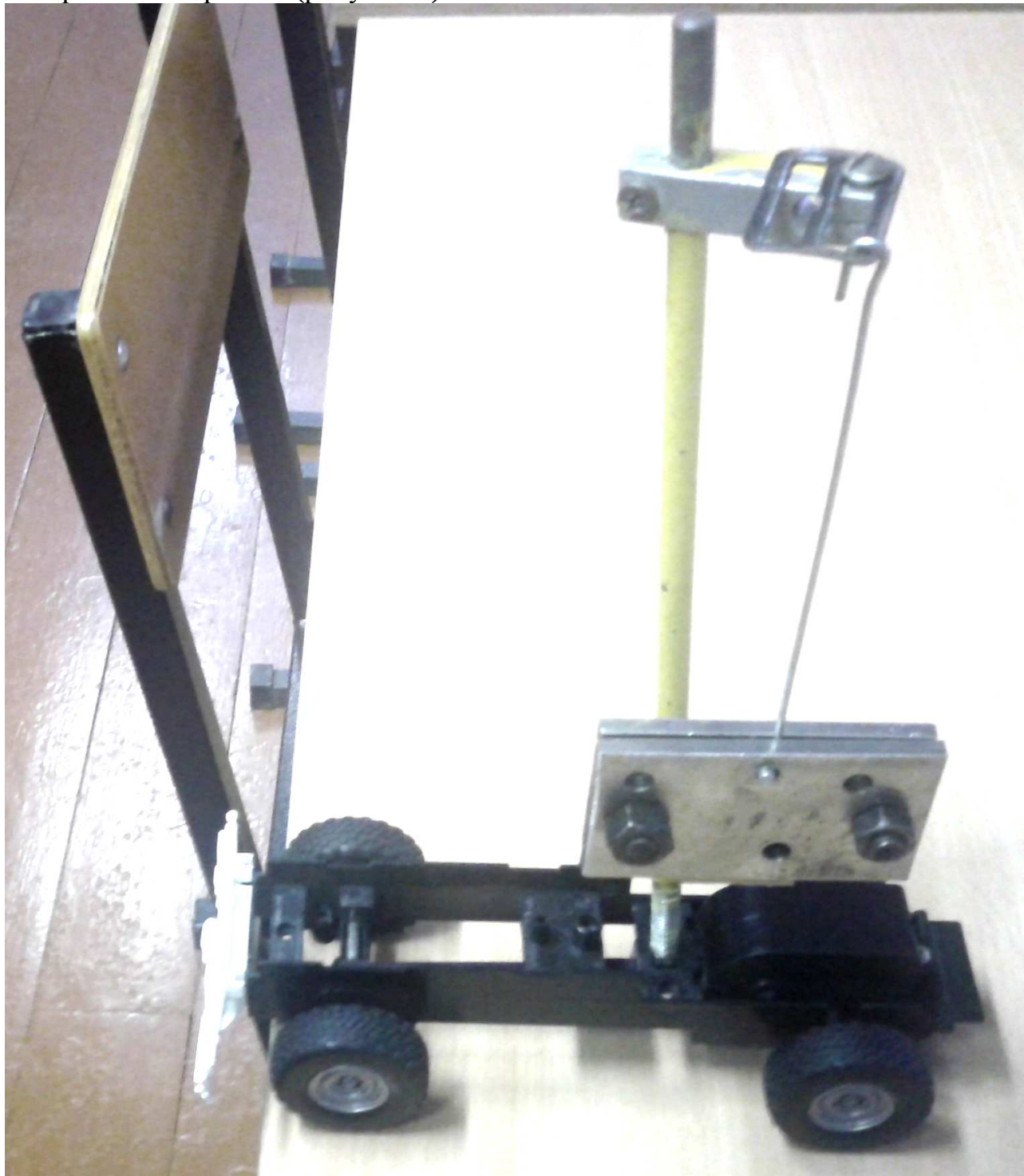
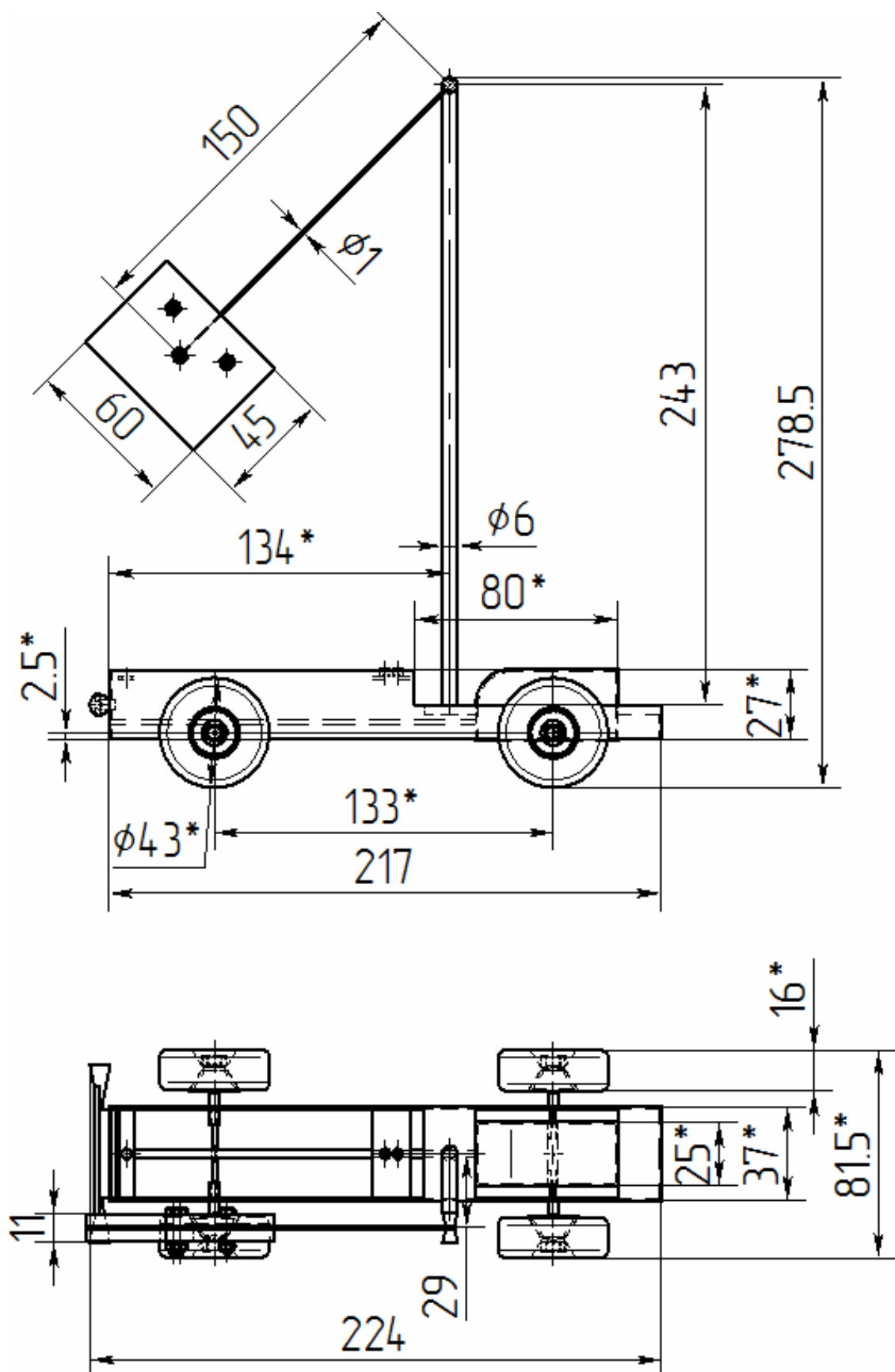


Рисунок 3 – Физическая модель настольного экспериментального образца маятникового вибродвижителя

Масса корпуса тележки со стержнем и колесами $M = 0.355$ кг; расстояние от центра шарнира маятника до его центра масс составляет 0,15 м; масса маятника составляет 0.215 кг; момент инерции маятника относительно оси вращения $J = 0.00491$ кгм²; начальный угол отклонения маятника от вертикальной плоскости равен 45°; отпускание корпуса маятникового вибродвигателя производится при вертикальном положении маятника после одной четверти цикла его свободных колебаний (рисунок 1). При этом наблюдается перемещение маятникового вибродвигателя с явно выраженными импульсами ускорения его тележки, соответствующими каждому колебанию маятника. Во время движения скорость тележки – постоянная по направлению, но переменная по величине, движение тележки – существенно неравномерное. Колебания затухают, поэтому каждый последующий отрезок перемещения тележки, соответствующий одному колебанию маятника, меньше предыдущего. Общий путь тележки до полного затухания колебаний маятника составляет приблизительно 0,5 м. После трех (четырех) импульсов тележка полностью останавливается и, спустя несколько секунд, также останавливается маятник.

Для дополнительно проверки было также выполнено твердотельное моделирование настольного экспериментального образца маятникового вибродвигателя (рисунок 4) с помощью программного комплекса «Т-Flex» (www.tfex.ru). При этом использовалась твердотельная сборочная модель с сопряжениями (рисунок 5) и приложение «Т-Flex. Динамика» (рисунок 6).

Твердотельная сборочная модель с сопряжениями состоит из фрагментов – «Корпус со стержнем», «Груз на подвесе (нити)», «Колеса задние», «Колеса передние», «Поверхность опорная». Для исключения влияния несовпадения плоскости вращения маятника на подвесе с плоскостью, в которой расположен центр масс экспериментального образца, одной степенью свободы (линейное перемещение вдоль горизонтальной плоскости) в сборочной модели обладает фрагмент «Корпус со стержнем». Также единичной подвижностью, но по координате углового перемещения, обладают фрагменты «Груз на подвесе (нити)», «Колеса задние», «Колеса передние». Зафиксировано положение фрагмента «Поверхность опорная». Сопряжения типа «Расстояние» с параметром «Больше или равно нулю» созданы между фрагментами «Колеса задние»-«Поверхность опорная», «Колеса передние»-«Поверхность опорная». Сопряжение типа «Угол» создано между фрагментами «Корпус со стержнем»-«Груз на подвесе (нити)» для установки фрагмента груза в начальное положение (отклонение на 45 градусов от вертикали). После соответствующей установки сопряжение «Угол» подавляется. Временная фиксация положения фрагмента корпуса обеспечивает режим запуска системы: при неподвижном корпусе отпускается отклоненный от вертикали груз на повесе (нити), который под действием гравитационной силы вращается относительно центра шарнира подвеса, а при достижении грузом своего вертикального положения – освобождается от фиксации корпус. Такой режим запуска обеспечивает импульсное перемещение экспериментального образца маятникового вибродвигателя в одном направлении при возможных незначительных перемещениях в обратном направлении за каждый цикл (импульс).



* – размер для справок

Рисунок 4 – Эскиз физической модели настольного экспериментального образца маятникового вибродвижителя

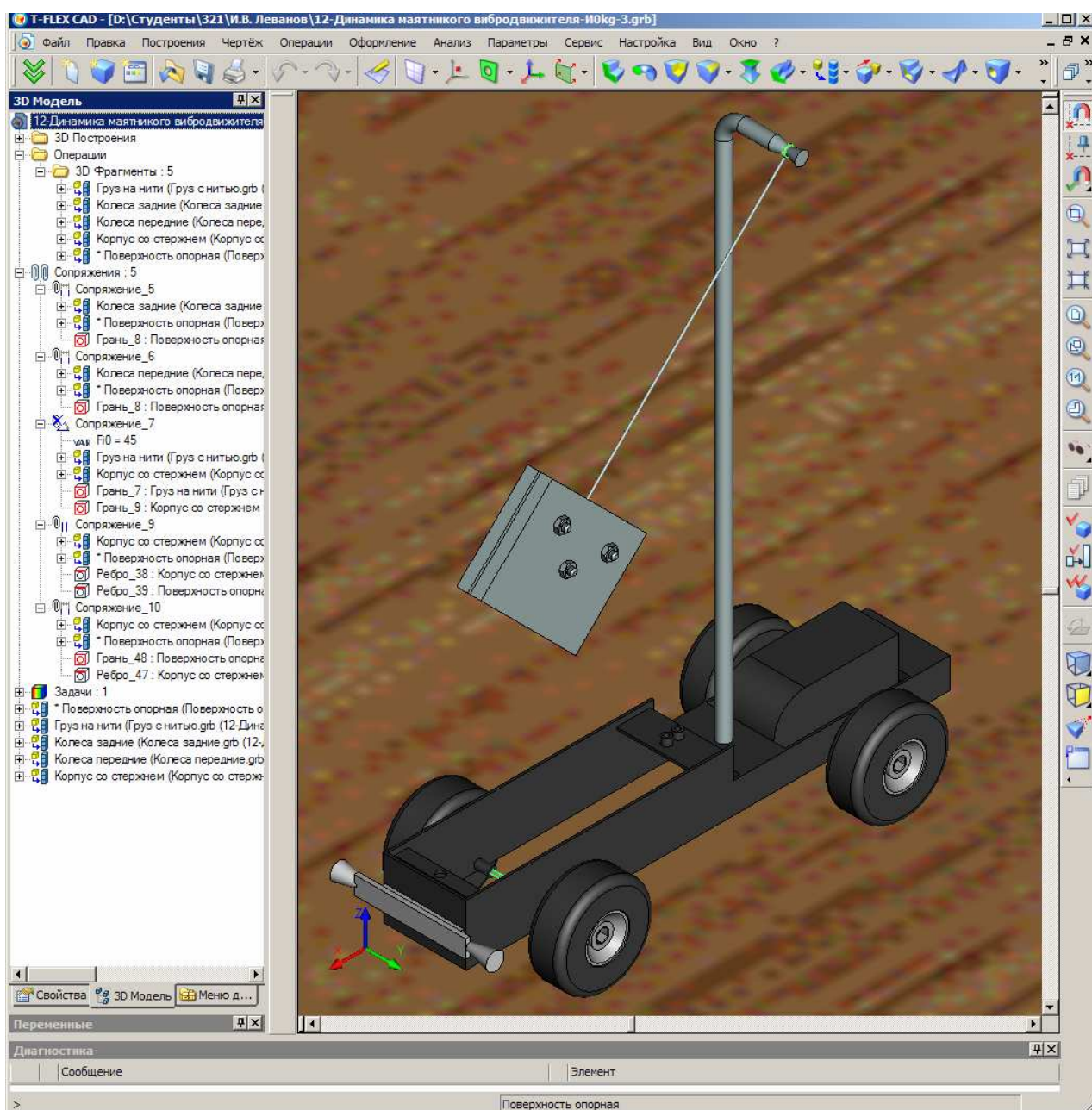


Рисунок 5 – Твёрдотельная сборочная модель с сопряжениями экспериментального образца маятникового вибродвижителя

Приложение «Т-Flex. Динамика» используется для расчета численным методом динамики механической системы экспериментального образца маятникового вибродвижителя. При этом после создания задачи динамического анализа и образованных автоматически шарниров, соответствующих конструктивным размерам соответствующих кинематических пар, в задачу вносится настройка, отключающая трение в шарнирах. Дальнейшее моделирование производится без учета трения. Для отображения численных значений результатов моделирования в задаче создаются датчики типа «Тело» для фрагментов «Груз на подвесе (нити)», «Корпус со стержнем». На основе датчиков создаются результаты – линейные перемещение, скорость и ускорение корпуса, а также угловая скорость груза. Затем расчет выполняется по описанному выше режиму запуска.

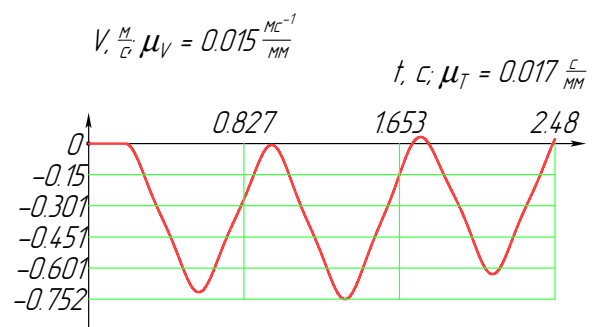
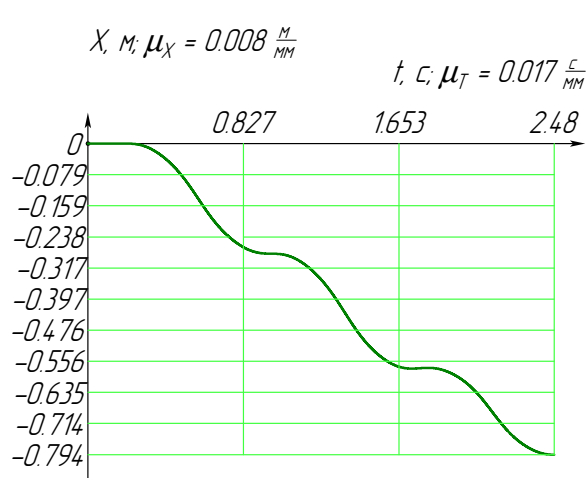
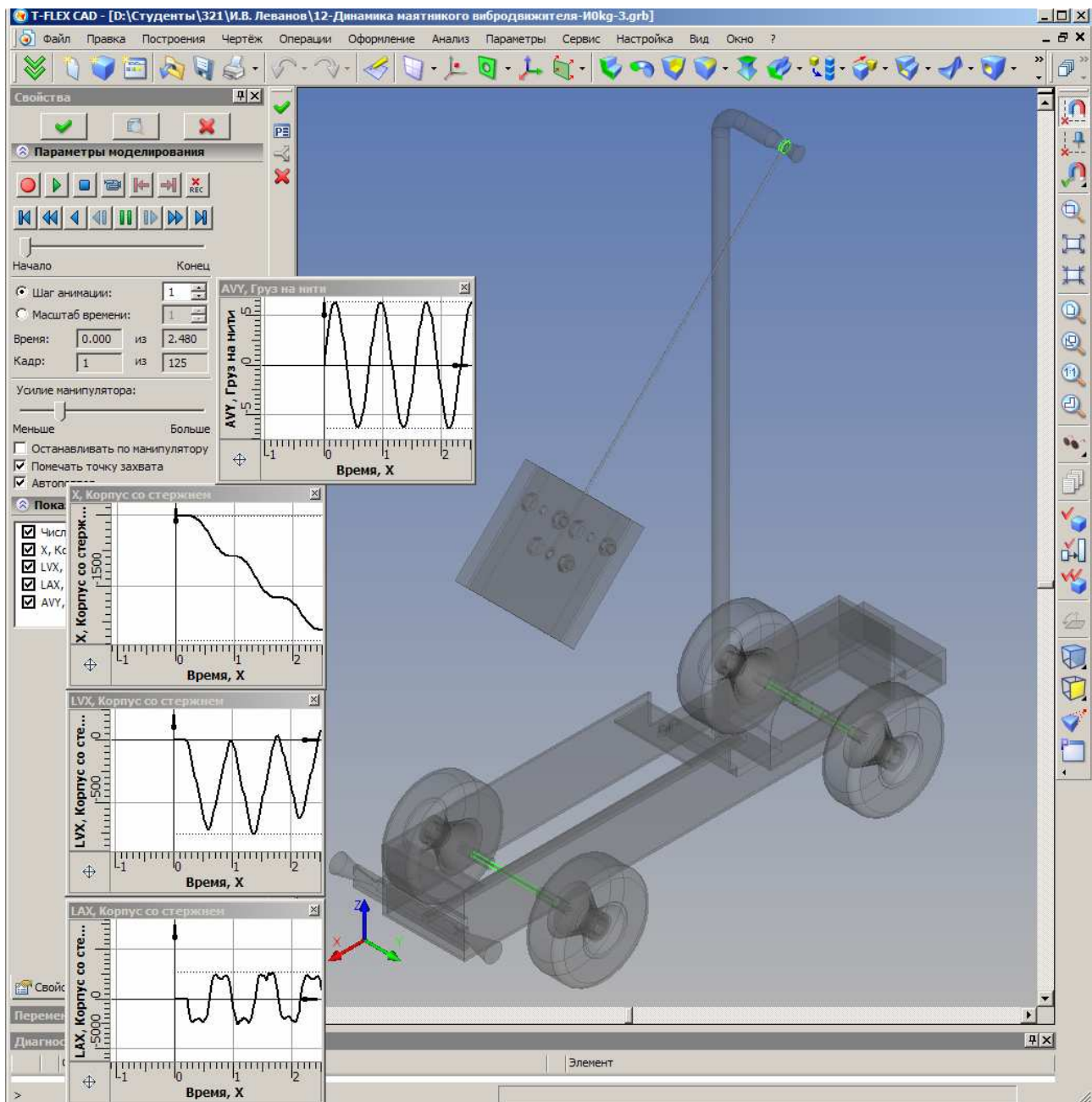


Рисунок 6 – Решение задачи динамики маятникового вибродвигателя средствами «Т-Flex. Динамика»: за время 2,48 с вибродвигатель переместился на 0,794 м

Сравнение результатов расчета, полученных с помощью приложений «Mathcad» и «Т-Flex. Динамика» показало достаточную достоверность – при анализе данных о перемещении корпуса экспериментального образца маятникового вибродвигателя оба результата соответствуют величине 0,826 м за время 2,48 с, а относительная погрешность составляет 3.87% ($0,826 - \text{перемещение, определенное с помощью «Mathcad»}, \text{ м}; 0,794 - \text{перемещение, определенное с помощью «Т-Flex. Динамика»}, \text{ м}; 100 \cdot (0,826 - 0,794) / 0,826 = 3,87 - \text{относительная погрешность, \%}$).

Таким образом, в качестве основы теории вибродвигателя, осуществлен физически, математически описан и смоделирован с использованием математических компьютерных программ опыт с маятником на подвижном основании. При этом наглядно демонстрируется идея виброперемещения – как на простой физической модели, так и на ее программных реализациях с помощью приложения «Mathcad» или параметрической 3D модели «Т-Flex» с численным моделированием движения в приложении «Т-Flex. Динамика». В программных реализациях моделирование производится без учета силы трения. В работе [1] обоснована достаточная энергоэффективность транспортных машин с вибродвигателями – показано, что КПД вибродвигателя поступательного движения составляет 50%. Для специальных областей применения, затрудняющих использование приводных колес и гусеничных движителей вибродвигатели являются альтернативным решением в деле обеспечения движения транспортных машин с любыми известными двигателями. Устройства с вибродвигателями, оснащенными электроприводом, например, по патенту [2], могут быть использованы в качестве самоходной платформы с вибродвигателем плужно-щеточного снегоочистителя для обслуживания крыш, элементов конструкций зданий и сооружений.

Список литературы

1. Давыдов А.П. Вибродвигатель поступательного движения / А.П. Давыдов, В.Д. Левин, С.В. Стрыгин, М.В. Цуцков // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 68-72.
2. Патент №2387567 РФ, МПК B62D57/00; F03G3/00. Вибродвигатель с преобразованием вращательного движения в поступательное / Панков И.Г., Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Акиньшина М.А. (РФ) – №2008148784; приоритет от 10.12.2008; опубл. 27.04.2010, Бюл. №12.

АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ДЕФОРМИРОВАНИЯ МЕТАЛЛА

Иванайский А.А., Поксеваткин М.И., Герман С.В., Басова Е.М.
*Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
Барнаул*

В известном способе получения составных деталей пластическим деформированием вначале прошивают глухое отверстие в одной из заготовок с одновременной сборкой ее со стержневой заготовкой, затем, посредством совместного их деформирования получают неразъемное соединение заготовок, например, при производстве поковок клапана ДВС [1].

Для получения качественных стержневых изделий в два перехода (рисунки 1 и 2) с одним нагревом заготовок необходимо обеспечить продольную устойчивость внедряемого в головную заготовку 1 участка 2 стержневой заготовки 3 (рисунок 1) и установить рациональные термомеханические параметры процесса. С этой целью осуществляют градиентный нагрев стержневой заготовки, учитывающий теплофизические и механические свойства деформируемого металла заготовок [2].

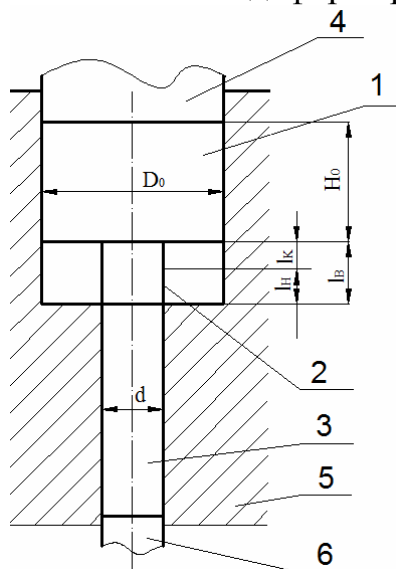


Рисунок 1 – Исходное положение штампа и заготовок перед сборкой: 1 – головная заготовка; 2 – внедряемый участок (l_b) стержневой заготовки; 3 – стержневая заготовка; 4 – пуансон; 5 – матрица; 6 – выталкиватель

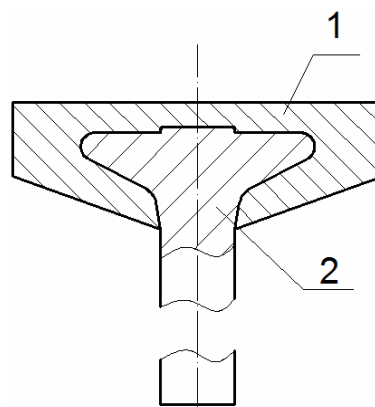


Рисунок 2 – Составная поковка клапана: 1 и 2 – элементы тарелки клапана, полученные соответственно из головной (1) и стержневой (2) заготовок (см. рисунок 1)

Процесс рационализации термомеханических параметров получения составных стержневых заготовок может быть представлен в виде иерархической модели, состоящей из двух модулей:

- первый модуль (М1) – параметрическая характеристика поковки и расчет ключевых параметров процесса;
- второй модуль (М2) – иерархическая подсистема технологических задач, реализующих минимизацию энергоемкости процесса штамповки.

Модель реализована двухмодульным оптимизационным алгоритмом, содержащим информационный (М1) и оптимизационный (М2) модули (рисунок 3).

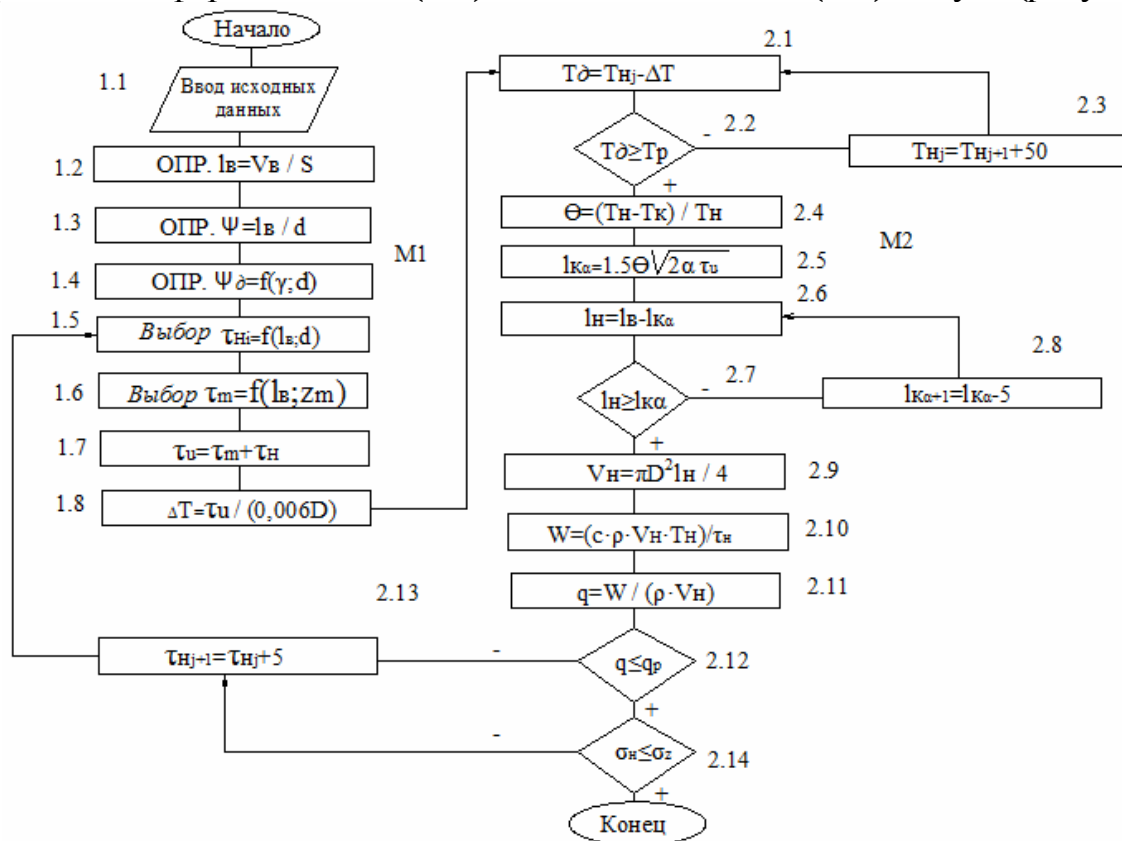


Рисунок 3 – Алгоритм рационализации термомеханических параметров штамповки составных стержневых поковок ($i=1, \dots, n$ – номера временных отрезков нагрева; $j=1, \dots, t$ – номера температур нагрева металла; $\alpha=1, \dots, k$ – номера концевых участков стержневой заготовки)

Выводы:

1. Разработана иерархическая модель процесса рационализации термомеханических параметров деформирования металла.
2. Модель представлена двухмодульным оптимизационным алгоритмом, минимизирующим энергоемкость процесса штамповки; алгоритм реализован компьютерной программой, которая успешно опробована.

Список литературы

1. Патент №2056209 РФ. МПК В 21 К1/22. Способ получения составных деталей / Поксеваткин М.И., Осколков А.И., Гуляев Ю.А., Кузнецов Л.П., Перетятыко В.Н. – №5042359; приоритет от 18.05.1992; опубл. 20.03.1996.
2. А.с. №1316740 СССР, МПК В21 К1/74, J1/04. Способ изготовления деталей с утолщениями на конце / Осколков А.И., Поксеваткин М.И., Пузырев Е.М. – №4017249; приоритет от 04.02.1986; опубл. 15.06.1987.

СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Белов К.А.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва

Ключевые слова: активная безопасность, электроника, EuroNCAP.

Аннотация. В статье описываются основные электронные системы, используемые для предотвращения аварии. Кроме того, анализируется их эффективность при движении по реальным дорогам. Рассматриваются испытания комитета EuroNCAP.

Производители электроники начали уделять внимание активной безопасности автомобиля в начале 1970-х гг., когда фирма Bosch представила первые рабочие образцы антиблокировочной системы тормозов (ABS). Уже в 1978-м году Mercedes-Benz 450 SEL 6.9 имел такую опцию в перечне дополнительного оборудования. После этого было создано множество других электронных систем: система распределения тормозных усилий, противобуксовочная система, система динамической стабилизации. Подобные разработки в первую очередь ориентированы на малоопытных водителей.

Дальнейшее развитие электроники в области активной безопасности привело к появлению систем автоматического торможения, автоматической парковки и так далее. Некоторые электронные помощники, безусловно, очень полезны на дороге. Но действительно ли они необходимы для обеспечения безопасности дорожного движения, или такие системы, наоборот, потенциально опасны?

Антиблокировочная система тормозов (АБС) – первый электронный помощник водителя. Вопреки распространенному мнению, в общем случае АБС не сокращает тормозной путь. Система предназначена для облегчения управления автомобилем при экстренном торможении. Благодаря предотвращению блокировки колес водитель сохраняет контроль над автомобилем в критической ситуации.

Для функционирования системы на каждом колесе автомобиля установлены датчики угловой скорости. При блокировке колеса датчик посылает сигнал электронному блоку управления, который преобразует этот сигнал в команду на снижение давления в тормозной системе. Таким образом, колесо снова начинает вращаться. Все вышеперечисленные этапы повторяются циклически.

В работе АБС случаются и сбои. Так, в 2012-м году «Фольксваген» после многочисленных жалоб владельцев и публикаций журналистов был вынужден обновить программное обеспечение АБС седанов «Поло». Система предотвращала блокировку колес, но после этого скорость автомобиля при нажатой педали тормоза почти не снижалась, что могло привести к аварии.

Как и многие электронные системы, АБС рассчитана прежде всего на не слишком опытного водителя. К несомненным преимуществам ее использования можно отнести возможность управления автомобилем при торможении. Кроме того, из-за отсутствия блокировок уменьшается износ покрышек. Но на рыхлом

покрытии картина иная: тормозной путь может значительно увеличиться. Более того, при торможении с АБС все колеса получают равное тормозное усилие. При этом колеса могут иметь совершенно разный уровень сцепления с покрытием, и торможение может привести к потере контроля над автомобилем. Таким образом, полезность системы в значительной степени зависит от водителя, но для большинства автолюбителей такой электронный помощник – благо.

Система распределения тормозных усилий (EBD) отчасти компенсирует недостатки АБС. При значительном изменении развесовки автомобиля из-за дополнительной нагрузки возникает проблема сцепления колес с дорогой. Это приводит к необходимости дополнительно тормозить разгруженную ось. Для работы EBD используются те же датчики и блок управления, что и для ABS. На основании данных о вращении колес электроника делает вывод об уровне сцепления с дорогой каждого колеса – и оптимальным образом распределяет тормозные усилия при замедлении автомобиля. Таким образом, система распределения тормозных усилий дополняет АБС и позволяет нивелировать некоторые недостатки последней. Но и здесь есть свои подводные камни. В случае кратковременной потери сцепления колеса с дорогой EBD может ошибочно подвести к колесу дополнительное тормозное усилие и заблокировать его.

Противобуксовочная система (ТС – Traction Control) служит для предотвращения пробуксовки ведущих колес при ускорении. Принципиальное отличие данной системы от ABS и EBD заключается в том, что она способна изменять скорость вращения колес не только с помощью тормозной системы автомобиля, но и посредством изменения скорости вращения ведущих колес. Противобуксовочная система использует датчики антиблокировочной системы, установленные на колесах и измеряющие скорость их вращения. Если ведущие колеса вращаются значительно быстрее ведомых – блок управления «понимает», что возникла пробуксовка. Для замедления вращения колес система может использовать и тормозные механизмы, и дифференциал, и даже регулировать подачу топлива.

Та же история и с системой стабилизации (ESP – Electronic Stability Program). Она управляет и тормозной системой, и системой подачи топлива. ESP предназначена для стабилизации автомобиля в повороте при потере курсовой устойчивости. При скольжении передней оси система притормаживает внутреннее (по отношению к центру поворота) заднее колесо, помогая водителю направить автомобиль в поворот. В случае срыва задней оси ESP тормозит внешнее переднее колесо. Параллельно система стабилизации снижает и обороты двигателя.

Mercedes-Benz в 1998-м стал оснащать все свои автомобили А-класса системой стабилизации в базовой комплектации. Этому предшествовала скандальная публикация в шведском журнале *Teknikens Varld*: журналист Роберт Коллин перевернул такой автомобиль при перестроении. В результате немецкий автопроизводитель был вынужден отозвать все выпущенные автомобили А-класса, изменить конструкцию подвески – и внедрить систему ESP в базовой комплектации.

Особняком стоит система аварийного торможения (ВА – Brake Assist). Анализируя скорость движения педали тормоза и перемещение штока,

тормозная система может сделать вывод об экстренном торможении. При этом водитель может не нажать на педаль тормоза с достаточным усилием – система сама поднимет давление в тормозной магистрали. Некоторые производители настраивают системы аварийного торможения таким образом, чтобы те могли обеспечивать полную остановку автомобиля. Но возможен и другой вариант, при котором Brake Assist замедляет автомобиль до определенной скорости.

В последнее время наблюдается интересная тенденция: комитет EuroNCAP при оценке безопасности автомобилей стал учитывать и электронные системы, обеспечивающие активную безопасность. Первые шаги в этом направлении были сделаны в 2003-м году, когда эксперты стали начислять баллы за сигнализацию о непристегнутых ремнях безопасности. В 2009-м методика EuroNCAP была ужесточена: в частности, оценка безопасности автомобиля снижалась при отсутствии системы стабилизации в базовой комплектации. А уже в 2014-м добавились и испытания систем автоматического торможения. Более того, теперь не ставятся баллы за одно лишь наличие системы стабилизации: ее эффективность проверяется на полигоне. При таком испытании водитель сидит за рулем лишь для страховки, а рулевое управление автомобиля подчиняется роботу со специальной программой.

Электронные системы, несомненно, играют важную роль в обеспечении активной безопасности автомобиля. Внесение испытаний электроники в программу EuroNCAP можно было бы считать прорывом в области активной безопасности. Но есть одно «но»: с 2009-го года, когда баланс пассивной и активной безопасности стал смещаться в сторону последней, снижение уровня смертности на дорогах Европы замедлилось. А в Германии, Великобритании и Швеции число жертв автомобильных аварий даже увеличилось. Зачастую водитель полагает, что электроника повернет руль и нажмет на педаль тормоза за него. Но электронные системы могут лишь ассистировать автолюбителю, который должен принимать решения самостоятельно.

Для европейцев очень важен рейтинг безопасности автомобиля. Пять звезд EuroNCAP могут стать решающими при выборе автомобиля. Без электроники такая оценка недостижима. Проблема в том, что большинство производителей затачивает системы своих автомобилей именно на прохождение стандартных испытаний. На реальных дорогах умная электроника может функционировать совсем по-другому. Таким образом, для реального повышения уровня активной безопасности, возможно, следует изменить методику испытаний автомобилей. С точки зрения безопасности нецелесообразно уделять столько внимания электронным системам. Кроме того, водитель должен понимать, что автомобилем управляет никак не вспомогательная электроника, а лишь он сам.

Список литературы

1. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции: Учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Изд. центр «Академия», 2008. – С. 411-461.
2. Ветров Ю. Кризис безопасности? // Авторевю. – 2014. – №3. – С. 58-59
3. Дентон Т. Автомобильная электроника. Самое полное описание электрических и электронных систем современных автомобилей / Перевод с англ. Александрова В.М. – NT Press, 2007. – С. 454-492.

УДК 62-514.5

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Жигунов И.В., Карелина М.Ю.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва

Ключевые слова: рулевое управление, электронный руль, адаптивное рулевое управление, беспилотный автомобиль.

Аннотация. В статье рассматриваются современные конструкции и основные направления модернизации в системе рулевого управления.

Сегодняшние автомобили оснащены многими электронными системами, и их интеграция растет с увеличением числа доступных технологий.

Ключевым элементом интегрированного управления транспортным средством является то, что поведение различных подсистем автомобиля должно быть скоординировано, то есть, подсистемы должны вести себя совместно, как это возможно при выполнении необходимых функций транспортного средства.

В наше время совершенствование, комбинирование и интеграцию современных технологий проводят почти все крупные автопроизводители.

Среди серийных автомобилей самой инновационной в разработке систем рулевого управления является компания Nissan.

Именно Nissan на Infiniti G37 в 2006 году впервые в мире соединил «активный руль» с задним подруливающим механизмом.

И вот теперь – очередная инновация. Infiniti Q50 первый построенный серийный автомобиль, лишенный связи между рулем и управляемыми колесами (рисунок 1).

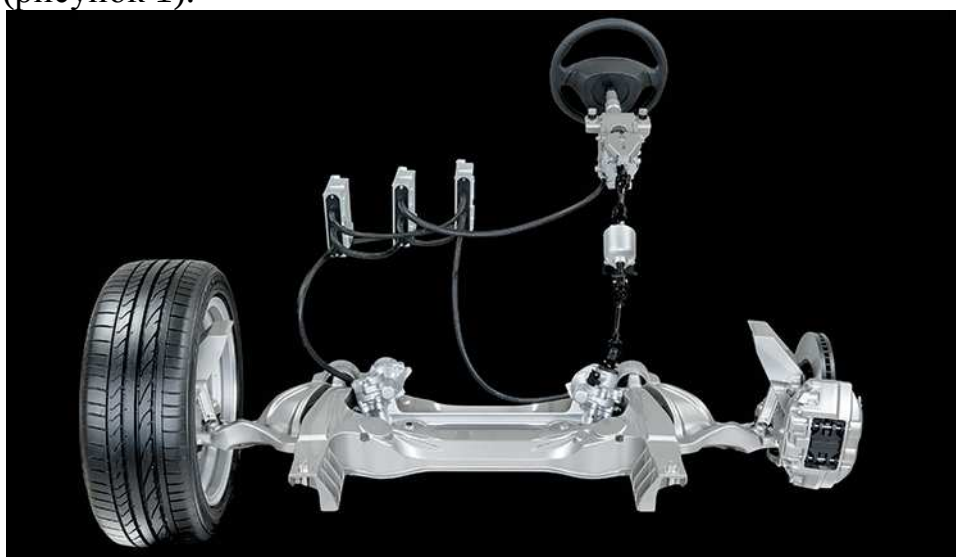


Рисунок 1 – Рулевое управление Infiniti Q50

Электронный руль DAS (Direct Adaptive Steering) – это три независимых блока управления: два исполнительных электромотора на реечном рулевом

механизме и один на рулевой колонке. Вал от баранки к механизму сохранен, но в него врезана кулачковая муфта, которая в штатном режиме разомкнута. В случае, если в системе возникнет какая-либо неисправность, муфта замкнется и Infiniti Q50 превратится в автомобиль с «обычным» рулевым управлением

Новая технология устраняет задержки, присущие традиционному рулевому управлению, т.е. водитель сможет управлять автомобилем более интуитивно.

Адаптивное рулевое управление (DAS) передает входные сигналы руля, преобразованные в электронные сигналы, в шину. Технология полезна на ухабистых дорогах или с плохим дорожным покрытием, где водитель вынужден плотно удерживать руль. Количество вибраций передающихся водителю через руль уменьшается, помогая водителю поддерживать прямую линию движения. Тем самым помогает защитить водителя от чрезмерных дорожных вибраций, давая более сильное чувство контроля за рулем и фильтрацию нежелательных вибраций.

Система взаимодействует с электронным блоком управления ECU (Electronic control unit). ECU преобразует информацию в управляющие сигналы для поворота колес, регулируя угол поворота. Информация одновременно передается от угла поворота рулевого привода к ECU, который затем возвращает информацию, необходимую для управления обратно к рулевому колесу.

Другой основной функцией Direct Adaptive Steering является система стабилизации прямолинейного движения. Во время движения по дорогам водители, как правило, делают постоянные корректировки, чтобы сохранить прямолинейное движение. ECU может передавать электронные сигналы быстрее, чем механические системы. Если транспортное средство отклоняется от прямой траектории, DAS помогает водителю держать прямую линию движения и снижает потребность в корректировке.

DAS использует несколько ECU, что бы контролировать рабочее состояние автомобиля. Если одно ECU вышло из строя, то другое ECU мгновенно возьмет управление под контроль. В случае нарушения или отключения питания, руль и колеса подключатся механически, замкнув муфту.

Появление таких автомобилей изменит в лучшую сторону статистику дорожно-транспортных происшествий и их количество со смертельным исходом, т.к. при аварии водитель не пострадает от удара об рулевое колесо, которое при фронтальном ударе стремится на встречу.

Но пока качество исполнения оставляет желать лучшего и требует доработок. В ходе расследования, проведенного американскими властями, выяснилось, что Infiniti Q50, напичканная сервоприводами и электроникой, может выйти из строя под воздействием низких температур, которые приводят к замерзанию отдельных частей приводов и некорректной работе программного обеспечения. Что, в свою очередь, может привести к ДТП.

Попытки «отвязать» колеса от руля и тормозные механизмы от педали тормоза делаются уже довольно долго. Одной из первых внедрить систему Drive by Wire пыталась Honda. Немецкий премиальный бренд Mercedes-Benz за

попытку установить тормозную систему Bosch Sensotronic, работающую по тому же принципу, на своих автомобилях Е-класса и CLS в 2003-2009 годах, поплатился отзывом 1,3 млн. машин и серьезными потерями в имидже надежной немецкой марки.

Еще одну новинку представила Компания Ford. Эта новая система адаптивного рулевого управления, которая будет серийно устанавливаться на автомобили марки в ближайшем будущем (рисунок 2).



Рисунок 2 – Рулевое управление Ford

Новинка позволяет изменять количество оборотов рулевого колеса в зависимости от скорости движения автомобиля. Отметим, что система работает совместно с основным усилителем руля, а не заменяет этот узел. Новая система уже прошла тестирования и начнет применяться на автомобилях Ford.

Эта система была разработана в сотрудничестве с компанией Takata, ведущим поставщиком автомобильных систем рулевого управления и безопасности, являющимся партнером Ford.

Система адаптивного рулевого управления использует исполнительное устройство, размещенное внутри рулевого колеса, благодаря чему не требуется внесения изменений в традиционную систему рулевого управления. Воздействие водителя передается на исполнительное устройство, включающее электрический мотор и механизм, изменяющий передаточное число. В результате поездка на любой скорости, вне зависимости от размера и класса автомобиля, становится более комфортной.

Система адаптивного рулевого управления изменяет передаточное число рулевого механизма, позволяя при равном количестве оборотов руля, увеличивать угол поворота передних колес. В обычных автомобилях это передаточное число рулевого механизма является неизменным. Благодаря новой системе адаптивного рулевого управления, передаточное число рулевого механизма постоянно изменяется в зависимости от скорости, оптимизируя отклик руля в любых условиях.

На более низких скоростях, например, при парковке или развороте в ограниченном пространстве, новая система делает автомобиль более маневренным, снижая количество оборотов рулевого колеса, что, в свою очередь, требует меньших усилий со стороны водителя.

На высоких скоростях система продолжает оптимизировать отклик руля, который наливается дополнительной тяжестью, позволяя автомобилю более плавно и точно реагировать на управляющее воздействие водителя. Система адаптивного рулевого управления делает управление автомобилем более комфортным для водителя, благодаря чему любая поездка приносит больше удовольствия.

Стремительное развитие электронных автомобильных систем делает реальной мысль о беспилотном автомобиле.

Дальше всех в этом направлении шагнула компания Google, которая не является автомобильным производителем, но все же проектирует и испытывает автомобили, движение которых возможно без участия водителя. Руководит проектом Себастиан Трун, один из авторов Google Street View, директор Стэнфордской лаборатории искусственного интеллекта.

За базу взяли Toyota Prius, но авторство системы автономного управления LiDAR принадлежит компании Google.

Для реализации функций автоматического управления система включает в себя следующие входные устройства: LiDAR, радары, видеокамера, датчик оценки положения, инерционный датчик движения, GPS приемник.

LiDAR представляет собой радар со световыми элементами. С помощью 64 вращающихся лазерных лучей она формирует более миллиона точек измерения в секунду. Из них создаётся 3D-модель окрестностей, которая комбинируется с уже известным картографическим материалом.

Радары помогают определить точное положение удаленных объектов. На автомобиле установлены четыре радара, три из которых расположены в передней части, а один радар – сзади.

Видеокамера определяет сигналы светофора и позволяет блоку управления распознавать движущиеся объекты, в т.ч. пешеходов и велосипедистов. Видеокамера располагается на лобовом стекле за зеркалом заднего вида.

Датчик оценки положения фиксирует движение автомобиля и помогает определить его точное местоположение на карте. Датчик оценки положения установлен на левом заднем колесе.

Инерционный датчик движения измеряет направление ускорения или замедления, продольный и поперечный крен кузова автомобиля при его движении. Еще используется датчик системы курсовой устойчивости.

Сигналы от входных устройств передаются в электронный блок управления, где производится их обработка в соответствии с заложенной программой и формирование управляющих воздействий на исполнительные устройства. В качестве исполнительных устройств используются конструктивные элементы рулевого управления, тормозной системы, системы курсовой устойчивости, системы управления двигателем.

В конце лета пилотная партия этих автомобилей успешно прошла испытания в реальных условиях на дорогах Северной Калифорнии. Автономные «гугломоби́ли», проехав более 500 000 км, не стали причиной ни

одной аварии. Google, намечает запуск автомобилей с полностью автономным управлением уже на 2018 год.

Все мы уверены, что за беспилотными автомобилями будущее. И оно не так далеко, как можно подумать. Но пока не решена главная задача для применения таких автомобилей. Ведь человек с легкостью отделяет важную информацию от неважной и гибко реагирует на нее, а вот для компьютера это по-прежнему нелегко, особенно если он сталкивается еще и с иррациональным поведением других участников дорожного движения.

Да, возможно большинство водителей возразит, потому что существует психологический барьер, как же так вместо прямой связи с управляемыми колесами ему придется довериться обрабатывающей электронике, которая будет сама просчитывать и управлять рулевым механизмом. Главное научиться доверять датчикам – за ситуацией на дороге электроника следит гораздо внимательнее и корректирует автомобиль более эффективно. Появление таких автомобилей изменит в лучшую сторону статистику дорожно-транспортных происшествий.

Ведь когда-то люди на заре расцвета автомобилестроения так же с опаской восприняли появление в тормозной системе гидравлического усилителя. Руль в любом случае никуда не денется. Просто будет переключатель: захотел – включил автомат, не захотел – ведешь сам.

Список литературы

1. Герд Рейман, Вольфганг Рейнелта Концепция и функциональность активного рулевого управления // ZF Рулевые системы. – GmbH, Швебиш-Гмюнд, Германия. – 2013.
2. Контроль давления в гидравлической системе рулевого управления. – Лю-Пресс Линчепинг, Швеция. – 2013.
3. Питер Е., Пфеффер Д., Найджел Джонстон, Матия Сокола. Потребление энергии в электро-гидравлических системах рулевого управления // SAE (Общество автомобильных инженеров). Техническое издание. – 2005-01-2389. – 2005.
4. Автомобильный журнал «Авторевю» // Изд-во: Авторевю. – 2014.

УДК 621

ВЗГЛЯД В БУДУЩЕЕ: СТАНЕТ ЛИ ГАЗ ПОЛНОЦЕННОЙ ЗАМЕНОЙ НЕФТЯНЫМ КОНКУРЕНТАМ В РФ? ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Овсянников Р.Е.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва

Ключевые слова: газовое топливо, бензин, дизель, газовые двигатели внутреннего сгорания, отечественная автомобильная промышленность.

Аннотация. В статье рассматривается перспективы развития газового топлива в отечественной автомобильной промышленности. Проанализированы данные и приведены количественные показатели, связанные с запасами, добычей и обработкой газового и нефтяного сырья.

Исторически сложилось так, что впервые в качестве топлива для двигателя был использован именно газ. В 1799 году французский инженер Филипп Лебон открыл светильный газ (смесь водорода, метана, угарного газа 50%, 34%, 8% соответственно и других газов). В этом же году он получил патент на его использование и получение с помощью сухой перегонки древесины и угля (сегодня светильный газ можно получить путем пиролиза каменного угля и нефти). Спустя 2 года, в 1801 году, Лебон получил патент на изготовление газового двигателя, однако в 1804 году погиб, не успев закончить проект. Его идею продолжили развивать другие инженеры, но никто в этом не преуспел, пока свои силы не попробовал бельгийский механик Жан Этьен Лемуар. Вскоре его работу превзошел немец Август Отто, создав двигатель с большим КПД (15%), нежели силовая установка бельгийца. Однако нашлась огромная проблема. Для получения светильного газа были необходимы заводы, число которых было немногочисленно даже в бурно развивающейся Европе. В России в конце XIX века насчитывалось лишь два таких завода – в Москве и в Петербурге.

Так зародилась новая страница истории в сфере энергетических ресурсов для двигателей. Начались разработки альтернативных топлив для двигателей. В 1872 году американский изобретатель Брайтон пытался сделать двигатель на основе керосина. Однако из-за плохого испарения керосин был заменен бензином (плотность керосина 800 кг/м³, бензина 700 кг/м³). Однако еще до этого в 1824 году французский физик и математик Сади Карно сформулировал цикл Карно. Согласно этому циклу нагревание рабочего тела до температуры горения максимально эффективно происходит при быстром сжатии, и именно на этом основан принцип действия дизельных двигателей.

Сегодня же в России пользуются популярностью, как дизельные двигатели, так и бензиновые [1]. Однако еще несколько лет назад подавляющее

большинство автомобилей было оборудовано бензиновыми силовыми агрегатами из-за существования некоторого устоявшегося мнения по поводу дизелей, которое заключается в том, что дизельные двигатели шумные, привередливые на морозе, да и качество российского дизельного топлива желает оставлять лучшего. Все эти причины и сомнения появились потому, что во времена существования СССР львиная доля легковых автомобилей имела бензиновые двигатели, в то время как сельскохозяйственная техника и грузовые автомобили оснащались дизельными силовыми установками, которые были шумными, маломощными и необоротистыми. Если же была необходимость увеличить мощность, то просто увеличивали литраж. Да, в то время не знали что такое дефицит нефти, и топливо, полученное на основе нефтепродуктов, не ценилось. Так, по словам доцента, кандидата технических наук Порватова Игоря Николаевича, никого не волновал расход, а, следовательно, цены на топливо, так как это был обыденный и посредственный дешевый товар. Сегодня же ценовая политика АЗС заставляет задуматься. Цены на нефтяные топлива растут с невероятной скоростью. И по данным на октябрь 2014 года цены на нефть падают, в то время как стоимость бензина и дизельного топлива растут. Возникает вопрос: почему бы не использовать газ как топливо для ТС?

По данным Статистического обзора мировой энергетики 2014 года (Statistical Review of World Energy 2014) на 2013 год мировые запасы природного газа в России составляют 48,81 трлн. м³, что в процентном соотношении означает, что РФ владеет почти четвертью мирового запаса газа, а именно 24,4%. После России идут Иран и Катар, располагающие 33,80 трлн. м³ и 24,68 трлн. м³ природного газа соответственно. Исходя из сведений о том, что суммарные запасы этого полезного ископаемого составляют около 200 трлн. м³ можно составить таблицу запасов природного газа первых трех стран-лидеров. Остальные государства имеют запасы, на порядок меньшие, так что их не будем рассматривать, за исключением Венесуэлы (анализ запасов этой страны потребует в дальнейшем).

Таблица 1 –Крупнейшие запасы природного газа в мире

Позиция	Страна	Объем запасов, трлн. м ³	Процент от мировой добычи, %
1	Россия	48,81	24,4
2	Иран	33,80	16,9
3	Катар	24,68	12,3
.....			
8	Венесуэла	5,58	2,8

Теперь обратимся к данным о добыче газа. По сводкам Международного энергетического агентства (International Energy Agency, IEA) на переходный период 2012-2013 годов можно увидеть, что лидером по добыче природного газа является США – 681 млн. м³, чуть меньше добывается на территории РФ – 656 млн. м³. Однако стоит отметить, что большая часть природного газа в США

получают прямым из сланцевых пород путем гидроудара, который сопровождается использованием более чем 500 химических реагентов, большая часть из которых крайне токсична. Значительно отличается добыча во всех других странах мира. В Иране и Катар, идущих на 3-м и 4-м местах соответственно, добыча составляет 160 млн. м³.

Таблица 2 – Объем добычи природного газа в мире

Позиция	Страна	Объем добычи газа, млн. м ³
1	США	681
2	Россия	656
3	Катар	160
-----	-----	-----
27	Венесуэла	28

Теперь перейдем к преобладающему сегодня в автопромышленности энергетическому сырью – нефти. Для начала снова обратимся к данным о добыче и запасах в различных странах мира и РФ на 2012 год. Рассмотрим численные показатели мировых запасов и добычи, введем коэффициент k , показывающий отношение запасов к объему производства и потребления нефти. Иными словами, этот коэффициент отображает благосостояние нефтяного сектора в той или иной стране при прочих не влияющих обстоятельствах. Чем выше коэффициент, тем больше по времени эта страна сможет использовать нефть.

Таблица 3 – Мировые запасы, объем производства и потребления нефти» (по данным экономического интернет-портала egerport.ru [2])

Страна	Запасы нефти, баррель	Объем производства и потребления нефти, баррель/день	Коэф. k
Саудовская Аравия	262 600 000 000	10 520 000	24962
Венесуэла	211 200 000 000	2 376 000	88889
Россия	60 000 000 000	10 270 000	5842
США	20 680 000 000	9 688 000	2135

Также стоит поговорить о себестоимости энергетических альтернатив. Добыча нефти обходится на территории РФ в \$35 за баррель. Если улучшить технологии добычи, то можно снизить эту цену до \$25-27 за баррель (данные рассчитаны на основе отчетов компании «Роснефть»). Что же касается себестоимости природного газа, то по финансовым отчетам «Газпрома» видно, что на 2012 год эта цифра составляет \$30 за тысячу кубометров. Однако стоит отметить, что резкий рост себестоимости связан с увеличенными почти в 2 раза налогами на добычу (по словам Михаила Корчемкина, East European Gas Analysis, Малверн, Пенсильвания, США).

Взглянем на приведенные выше таблицы. Очевидно, что в процентном соотношении нефтяных и газовых ресурсов, газовые запасы РФ очень велики. Несмотря на большую часть экспорта в страны СНГ, Евросоюз и другие государства, доля газовых ресурсов, которые имеются в распоряжении остается внушительной. Чего нельзя сказать о нефти. Из 10 млн. баррелей в день, которые добывает и использует Россия чуть более 50% идет на экспорт. Сравним введенный коэффициент k в России и Саудовской Аравии, Венесуэле и США. Венесуэла и Саудовская Аравия имеют огромные запасы нефти, что сказывается на ценах, в частности, на бензин. Так, в Венесуэле литр оценивается в \$0,01, а в Саудовской Аравии \$0,16. В сравнении с мировыми ценами на это топливо, приведенные суммы за литр малы, и наличие нефти и количество потребления прямо пропорционально влияет на эту стоимостную зависимость. Так почему же в России нет аналогичной ситуации с газовым топливом? Да, нельзя сравнивать страны с такими различиями размеров, масштабов производств, уровня развития, политической и экономической ситуации, проблем и т.д., но если исключить все взаимодополняющие факторы, то зависимость остается верной. Но для объективного ответа на вопрос сравним энергетическую составляющую США и России. Сравнение коснется только нефти, так как газ в США добывается преимущественно из сланца. Данные о сланцевых месторождениях в мире отображены на рисунке 1, основанном на отчете Управления энергетической информацией США (U.S. Energy Information Administration) [3].

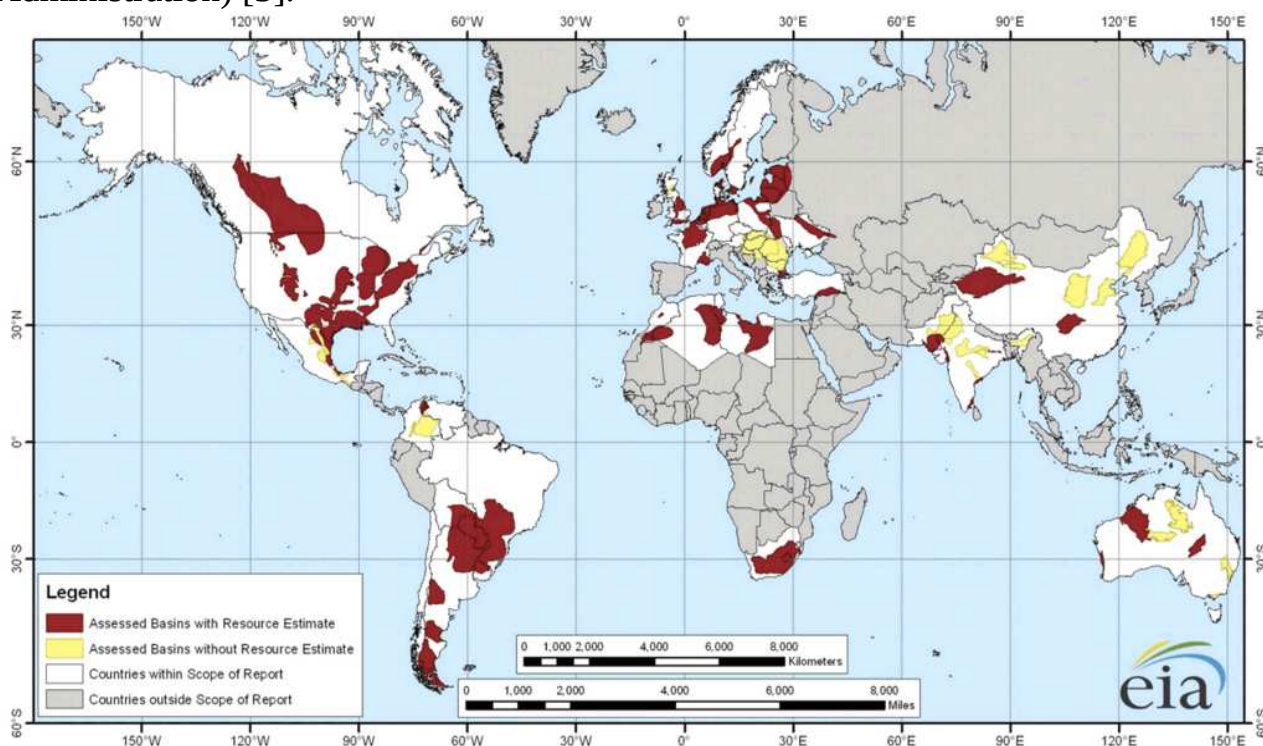


Рисунок 1 – Расположение сланцевых месторождений в мире (EIA World Shale Gas Map)

Итак, начнем сравнение с того, что цена топлива, основанного на нефти, одинакова в обеих странах и колеблется чуть ниже цены \$1. При этом среднее

потребление нефти в день тоже примерно равное: около 10 млн. баррелей в день. Однако на этом сходства заканчиваются, и находится самое большое отличие, а именно метод ведения энергетической политики. Россия вторая по величине страна – экспортер нефти – чуть более 5 млн. баррелей в день. США – первая страна – импортер нефти: около 10 млн. баррелей в день. И пока нефть в России стремительно сокращается, в США полным ходом идет запасаение ей. Следовательно, вырастает проблема, которая заключается в том, что в скором времени стоимость нефти в России на внутреннем рынке будет увеличиваться, но уменьшаться на биржах, а, следовательно, экспортная цена будет падать, что мы и наблюдаем сегодня. И снова встает вопрос: почему бы России не заменить автомобильное топливо с нефтяного на газовое?

Мы уже подробно рассмотрели экономический аспект вопроса. Теперь стоит затронуть и другие параметры газового топлива. Как и любого промышленного решения у газа как топлива есть и плюсы, и минусы. К преимуществам можно отнести: стоимость; экологичность; долгий срок службы двигателя; меньшие габариты двигателя; простота конструкции двигателя. К недостаткам относятся: малое количество АЗС (временно); снижение мощности (5-10%); проблемы использования при очень низких и очень высоких температурах; опасность утечки газа; стоимость самого газотурбинного двигателя.

Однако при более подробном анализе положительных и отрицательных факторов можно сказать, что все недостатки являются временными и устранимыми в том случае, если идея газового топлива будет реализована, ведь мощность можно повысить объемом двигателя. Опасный температурный режим в нашей стране есть, но незначителен, разработка конструкций двигателя уменьшит его стоимость. При всем этом выброс в окружающую среду окислов углерода и углеводорода сократится на 60% и более.

Опираясь на вышеперечисленные факторы и проанализировав данные о добыче и запасах энергетического сырья можно сказать, что Россия готова к шагу перехода от нефтяного топлива к газовому. Несмотря на исторические человеческие предрассудки, на территории РФ это топливо действительно способно заменить бензин и дизель в автомобильной промышленности. Проблема рассмотрена с разных сторон (экономической, технологической, экологической). Подводя итог всему вышеописанному, можно ответить на вопрос которым я задался в начале: почему бы не использовать газ как топливо для ТС? Можно однозначно ответить, что нужно использовать газ, и чем раньше, тем лучше.

Список литературы

1. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Изд. центр «Академия», 2008. – С. 411-461.
2. <http://ereport.ru/>
3. <http://www.globalpetrolprices.com/>

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ШНЕКОВОГО ЦИЛИНДРА

Семин М.И., Карелина М.Ю.

*Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ), Москва*

Аннотация. В статье приведены результаты прогнозирования разрушения слоистых композиционных материалов шнекового цилиндра. Рассмотрена трехслойная модель материала для цилиндра шнека и современные технологии упрочнения композитов пространственной формы. Предложена схема построения экспертной системы для разработки конструкции шнека амфибийной машины, предназначенной для проведения аварийно-спасательных работ в прибрежных зонах.

В целях обеспечения транспортных и технологических аварийных работ в прибрежных зонах с одновременным решением задачи облегчения конструкции транспортного средства предлагается применить для выполнения движителя шнеко-роторного типа амфибийной машины композиционные материалы. При прогнозировании разрушения слоистых композиционных материалов шнекового цилиндра авторами сделан ряд расчетных оценок, приведенных ниже.

Под разрушением полимерных композиционных материалов (ПКМ) понимается прекращение сопротивления внешним нагрузкам либо вследствие макроразрушения, когда образуются трещины и материал распадается на части, либо микроразрушения, при котором возникновение множества микротрещин преобразует структуру материала в менее прочную, либо фазовых переходов, понижающих сопротивляемость материала, либо деструкции полимеров, связанной с распадом молекул под действием тепла, кислорода, влаги, света, радиации, механических напряжений и прочих факторов.

Физически обоснованные теории разрушения полимерных и композиционных материалов при объемном напряженно-деформированном состоянии (НДС) еще не разработаны.

Прочность и механизм разрушения ПКМ существенно зависят от разнообразных микроэффектов на уровне структурных элементов материалов, хотя при построении их теорий разрушения довольно плодотворно используется прием замены ПКМ различных структур приведенной квазиизотропной средой.

Исторически в основу гипотез разрушения ПКМ были положены теории прочности, разработанные для традиционных конструкционных материалов. Каждой гипотезе прочности при этом соответствует определенная геометрическая поверхность – предельная поверхность [1-8].

Отметим, что большая часть критериев предельных состояний ПКМ основана на характеристиках прочности отдельных слоев материала. При этом соответствующая поверхность прочности строится на основе критериев

прочности каждого слоя. Внутренняя огибающая поверхностей прочности для пакета слоев представляет собой предельную поверхность материала. Нагрузки, воспринимаемые ПКМ, определяются на основании теории слоистых сред. При этом по мере разрушения отдельных слоев производится перерасчет распределения нагрузки между слоями [1].

Так на рисунке 1 представлены предельные кривые, соответствующие различным видам исчерпания несущей способности слоев углепластика, рассматриваемого как усиливающий слой в конструкции материала цилиндра шнека.

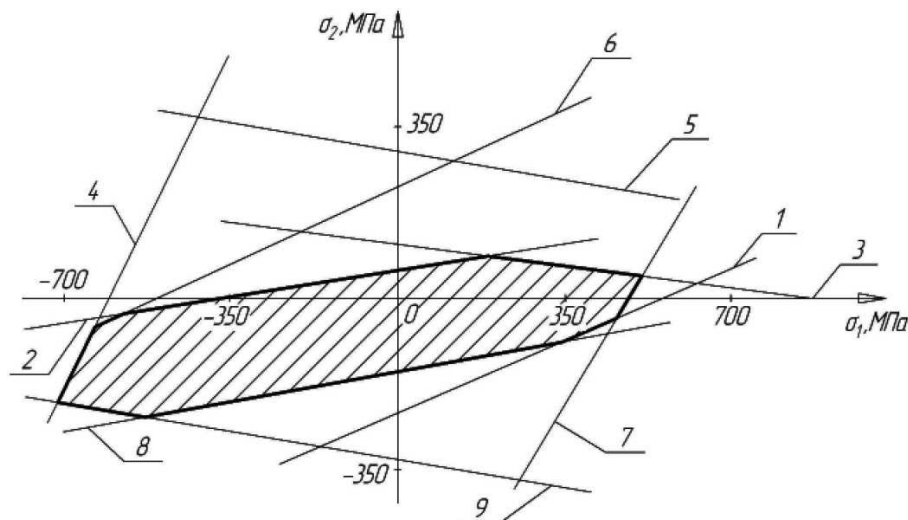


Рисунок 1 – Предельные кривые для слоев углепластика со структурой пакета $[0^\circ / +45^\circ / -45^\circ / 0^\circ]$:

- 1 – Сдвиг слоев с ориентацией 45° ;
- 2 – Растяжение поперек волокон слоев с ориентацией 0° ;
- 3 – Растяжение поперек волокон слоев с ориентацией 45° ;
- 4 – Сжатие вдоль волокон слоев с ориентацией 0° ;
- 5 – Растяжение вдоль волокон слоев с ориентацией 45° ;
- 6 – Сдвиг слоев с ориентацией 45° ;
- 7 – Растяжение вдоль волокон слоев с ориентацией 0° ;
- 8 – Сжатие поперек волокон слоев с ориентацией 0° ;
- 9 – Сжатие вдоль волокон слоев с ориентацией 45° .

Отметим, что окончательно выбор того или иного метода оценки прочности во многом определяется целями исследования, то есть, в основном, характером нагружения разрабатываемой конструкции и условиями ее эксплуатации, а также наличием зон концентрации напряжений, возможными технологическими либо эксплуатационными повреждениями материала и т.д.

В целом ряде работ [1-8] предложено обобщающее выражение критерия прочности ПКМ в тензорно-полиномиальной форме:

$$\sum F_i \sigma_i + \sum F_{ij} \sigma_i \sigma_j + \sum F_{ijk} \sigma_i \sigma_j \sigma_k + \dots = 1 \quad (1).$$

где F_i – тензоры прочности, симметричные по матричным индексам, а σ_i – компоненты тензора напряжений. На практике обычно ограничиваются линейными и квадратичными членами критерия.

Ниже приведены наши расчетные оценки прочности композиционного материала в зоне болтового соединения при использовании тензорно-полиномиального критерия прочности на основе конечно-элементного моделирования в два этапа.

На первом этапе за объект математического моделирования рассматривалась пластина из слоистого ортотропного ПКМ с крепежным отверстием, в который без зазора и натяга вставлен болт, затянутый определенным моментом. Усилия затяжки учитываются как силы давления, равномерно распределенные под поверхностью шайбы, сила трения при этом рассчитывается как внешняя нагрузка типа удельной силы, приложенной к срединному сечению пластины. Зона контакта уточняется в результате первого просчета, второй просчет проводится уже по скорректированным граничным условиям.

На втором этапе решения задачи расчетная область разбивается на два слоя объемных конечных элементов. Для моделирования анизотропии материала при этом по методике Ашкенази Е.К. рассматриваются ПКМ трех типов, различающиеся значениями модулей упругости и коэффициентов Пуассона (рисунок 2).

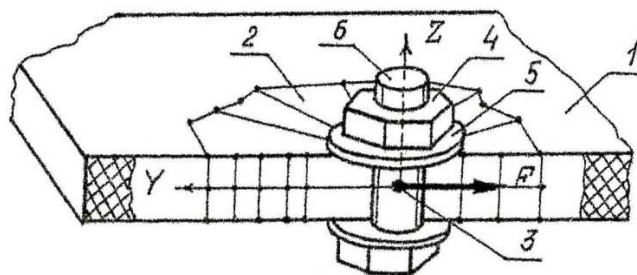


Рисунок 2 – Расчетная схема болтового соединения: 1 – зона двумерного конечно-элементного моделирования; 2 – зона трехмерного моделирования на втором этапе решения задачи; 3 - место приложения растягивающей силы; 4 – гайка; 5 – шайба; 6 – болт.

Расчеты показывают, что увеличение момента затяжки болта до 40 Нм приводит к заметному уменьшению (до 30%) максимальных контактных напряжениях в болтовых соединениях типовых углепластиков, которые планируется использовать в качестве краевых несущих слоев в конструкции материала цилиндра шнека, что соответствует экспериментальным исследованиям прочности соединений углепластиков.

Тензоры прочности при этом определяются по формулам [7, 8]:

$$F_{II} = \frac{1}{X_{II}} - \frac{1}{X_{II}'}; F_{III} = \frac{1}{X_{III} \cdot X_{III}'} \quad (2).$$

где X_{II} , X_{III}' – пределы прочности по соответствующему направлению при растяжении и сжатии, тензоры F_{II} находятся из соотношения:

$$(B^2 \cdot F_{ii} + 2B \cdot F_{ij} + F_{jj}) \cdot \sigma_i'^2 + (B \cdot F_i + F_j) \cdot \sigma_j' = 1 \quad (3).$$

Здесь σ_i' , σ_j' – напряжения, соответствующие разрушающим ($i, j = 1, \dots, 6$);

$$B = \frac{\sigma_i'}{\sigma_j'}.$$

На основании изложенного выше и, руководствуясь намерением оценить массу движителя, предлагается трехслойная модель материала для цилиндра шнека и современные технологии упрочнения композитов пространственной формы.

Анализ механики разрушения типовых стеклопластиков и углепластиков, нагруженности цилиндра шнека показывает, что применение в конструкции слоистого материала (несущие основную нагрузку слои углепластика и промежуточный соединительный слой стеклопластика) потребует учета специфики поведения каждого слоя конструкции слоистого материала и всей слоистой конструкции в целом.

Эскиз гибридной конструкции предлагаемого материала для цилиндра шнека приведен на рисунке 3.

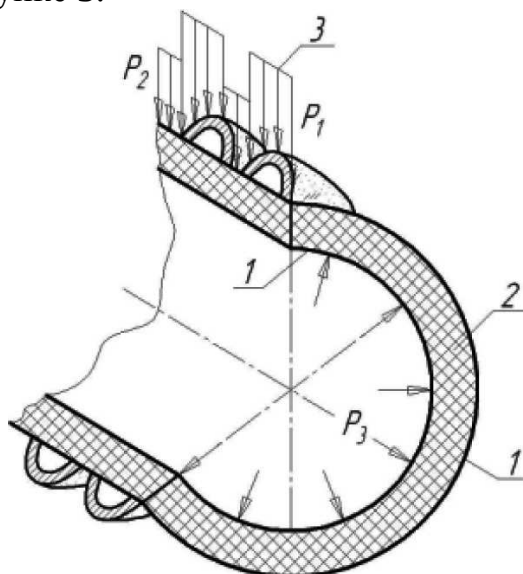


Рисунок 3 – Модель материала для цилиндра шнека: 1 – внешний и внутренний углепластиковые слои; 2 – срединный слой из стеклопластика; 3 – внешняя нагрузка от взаимодействия с поверхностью почвы (p_1 – в зоне спирали шнека, p_2 – вне зоны спирали); p_3 – нагрузка от внутреннего давления.

Для выполнения конструкторских работ необходимо, на наш взгляд, соблюдение траектории построения экспертной системы для разработки конструкции шнека.

Учет специфики механических свойств ПКМ, особенностей их поведения в соединениях элементов конструкций требуют обобщения всей имеющейся информации по прочностным характеристикам, технологиям изготовления материалов в особенности при применении гибридных ПКМ.

Для разработки рациональной конструкции цилиндра шнека необходимо создать компьютерную базу данных по свойствам используемых ПКМ, их

сертификации, по особенностям технологии изготовления и обоснованию для практического применения, по методам расчета и диагностики дефектов.

На рисунке 4 приведена структура типовой экспертной компьютерной системы для разработки клеевого соединения конструкции из ПКМ.



Рисунок 4 – Экспертная система для разработки клеевого соединения.

На первом этапе при задании технологических требований анализируются механические характеристики соединяемых материалов, условия эксплуатации, геометрические параметры соединения и характер нагружения.

Это позволяет на втором этапе обоснованно выбрать ряд клеевых композиций, пригодных для рассматриваемого соединительного узла.

Анализ технологических процессов (с учетом экономической целесообразности) позволяет на третьем этапе выбрать технологический процесс склеивания и тип (или типы) применяющихся при этом полимеров.

На следующем этапе по выбранной математической модели производится расчет соединения для оценки его прочности.

Такая схема позволяет систематизировать данные и предлагать рекомендации для конструкторов и технологов.

Если предложенный вариант соединения не полностью отвечает техническим требованиям, проводится его доработка путем изменения геометрических параметров (площадь склеивания, скос кромок и т.п.), либо изменения типа соединения (применение комбинированного клеомеханического соединения), либо внесение коррективов в технологию изготовления.

Решение об изготовлении цилиндра шнека в виде трехслойного углестеклопластикового материала потребует анализа современных методов проектирования конструкций из ПКМ с учетом возможности проведения трехмерного армирования конечного продукта. С этой целью следует оценить возможности задействования специального оборудования и оснастки, например:

- швейного оборудования для настрочивания углеродных нитей на ткань
- подложку, применение тафтинга – трехмерного армирования многослойных

преформ путем введения армирующей нити в трансверсальном направлении без образования челночного или цепного стежка;

- ткацкого оборудования для изготовления слоистых тканей, изготовления ортогональных тканей;

- плетельного оборудования для изготовления соответствующих преформ.

Приведенные выше данные являются результатом исследований, проведенных в рамках Программы стратегического развития МАДИ на 2012-2014 г.г. и положены в основу научно-исследовательского проектирования движителя шнеко-роторного типа амфибийного транспортного средства с применением слоистых композиционных материалов для аварийно-спасательных работ в прибрежных зонах.

Список литературы

1. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных пластин: прочность, устойчивость, колебания. – М.: Наука, 1987. – 360 с.
2. Ашкенази Е.К. Анизотропия конструкционных материалов / Е.К. Ашкенази, Э.В. Ганов. – Л.: Машиностроение, 1980. – 240 с.
3. Ванин Г.А. Механика композиционных материалов. – Киев: Наукова думка, 1985. – 302 с.
4. Малмейстер А.К. Сопротивление полимерных и композиционных материалов / А.К. Малмейстер, В.П. Тамуж, Г.А. Тетерс. – Рига: Зинатне, 1980. – 572 с.
5. Образцов И.Ф. Оптимальное армирование оболочек вращения из композиционных материалов / И.Ф. Образцов, В.В. Васильев, В.А. Бунаков. – М.: Высшая школа, 1985. – 392 с.
6. Работнов Ю.Н. Механика армируемого твердого тела. – М. Наука, 1988. – 712 с.
7. Семин М.И. Расчеты соединений элементов конструкций из композиционных материалов на прочность и долговечность / М.И. Семин, Д.В. Стреляев. – М.: Изд-во МГАТУ «ЛАТМЭС», 1996. – 288 с.
8. Черепанов Г.П. Механика разрушения композиционных материалов. – М.: Наука, 1983. – 294 с.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РЕАЛИЗАЦИИ МЕРОПРИЯТИЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРОДУКЦИИ РОССИЙСКОГО АВТОПРОМА НА ПРИМЕРЕ АВТОВАЗА

Яцков В.А.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва

Ключевые слова: российский автопром, концерн, развитие.

Аннотация. В настоящей статье анализу подверглось текущее положение предприятия автомобилестроительной области «АвтоВАЗ». Здесь рассматривается несколько вариантов развития завода, связанных с разными концепциями моделей.

Автомобильная промышленность страны – важная отрасль промышленности Российской Федерации. Она оказывает большое влияние на экономический и социальный уровень развития государства. Основной продукцией отрасли машиностроения являются легковые и грузовые автомобили.

Рассмотрим автомобильную промышленность на примере «АвтоВАЗа». Он выпускает такие модели как: Priora, Granta, Kalina, Largus, 4x4, которые относятся к классу В по европейской классификации. Эти автомобили пользуются большим спросом, но динамика отрицательная и доля на рынке сокращается. В связи с этим, чтобы осуществить оптимизацию расходов и создать новый автомобильный ряд, надо снять часть моделей с производства, чтобы освободить производственные мощности для выпуска других моделей.

Все модели «АвтоВАЗа» имеют близкие потребительские свойства. 10 лет назад, когда выпускались модели как ВАЗ-2104, 05, 06, 07, 08, 09, 10, 11, 12, 14, 15, были такого же класса и одной категории, уступали западным аналогам, с тех пор модели изменились, а ситуация осталась прежней.

В настоящее время российский автомобильный рынок переживает спад. На объемах продаж автомобилей сказалась общая экономическая депрессия в стране, снижение курса рубля по отношению к другим валютам и цен на нефть. В связи с этим падает индекс потребительской уверенности.

Одна из перспективных моделей «АвтоВАЗа» – Vesta, которая имеет много общих узлов и агрегатов с другими моделями собственной разработки. На Veste будет установлен тот же двигатель, что и на нынешних моделях «Лада» объемом 1,6 литра: восьмиклапанный мощностью 86 л.с. или шестнадцатиклапанный мощностью 106 л.с. По основным потребительским свойствам она будет превосходить другие модели «АвтоВАЗа».

Пользуется неплохим спросом Лада 4x4, она является основоположником легких внедорожников. Кроме этого, Chevrolet Niva так же собирают на «АвтоВАЗе», хорошо продаются.

"АвтоВАЗ" и Nissan заключили соглашение о совместной разработке автомобилей под брендом Datsun. В результате, японско-российский "первенец" будет построен на отечественной платформе 2190, на которой базируются Lada Granta и Kalina. Над внешним видом будет работать группа дизайнеров Nissan, а в создании кузова примут участие как японские конструкторы, так и специалисты "АвтоВАЗа".

Модель X-Ray разработана на базе Renault Logan, которая будет иметь много общих узлов и агрегатов. На выставках модель X-Ray была одобрена потенциальными покупателями.

Для развития отечественного автопрома была создана программа по утилизации старых автомобилей, направленная на стимулирование приобретения новых автотранспортных средств. Программа утилизации началась 8 марта 2010 года и должна была завершиться осенью того же года. Из бюджета выделили 11 миллиардов рублей: за каждую сданную в утиль машину старше десяти лет правительство фактически оплачивало скидку в 50 тысяч рублей при покупке нового автомобиля.

Оживился спрос, особенно на вазовскую продукцию, в связи с этим программу продлевали несколько раз (до конца 2011 года). Целью эксперимента была не только поддержка отечественного производителя, но и обновление автопарка. Цель благая, ведь по-прежнему основа этого парка — вазовская продукция.

Кроме этого, на поддержку отечественного производителя, государство закупает отечественные коммерческие автомобили через целевую закупку для МВД и Федерального медико-биологического агентства (ФМБА). Это связано с тем, что Минпромторг проводит политику поддержки отечественных автопроизводителей. С одной стороны, это ограничения на закупку госструктурами автомобилей, произведенных не на территории РФ, с другой - субсидии на приобретение ряда автомобильной техники.

Важным шагом, который мог бы повлиять на развитие отечественной промышленности, создание автомобиля-кроссовера. Этот проект должен привлечь большое количество потенциальных клиентов и укрепить позиции автопроизводителя на рынке. В скором будущем этим автомобилем может стать новая разработка АвтоВАЗа модель Лада XRAY. Эта разработка усилит модельный ряд производителя. Кроссовер Лада X RAY должен стать новой эпохой в развитии отечественного автопрома, показать новый путь развития Lada и занять свое место не только в России, но и на мировом рынке внедорожников и кроссоверов.

Еще одним аспектом, который мог повлиять на развитие отечественного производителя, это производство комплектующих. Собственный выпуск компонентов должен повысить конкурентоспособность АвтоВАЗа. Российский рынок автокомпонентов и комплектующих заслуживает особого внимания, поскольку российские производители автомобилей считают, что отставание отечественной продукции от зарубежной происходит в основном по вине их поставщиков, многие из которых производят некачественные комплектующие.

Также АвтоВАЗу необходимо обновление старого оборудования на более современное. Оно поможет повысить качество выпускаемой продукции, конкурентоспособность и внешний вид выпускаемых автомобилей. В наше время потребители страдают от нестабильного качества и от нестабильных характеристик. Но перспективней было бы установить новое оборудование и выпускать более модернизированные автомобили. В связи с этим можно привести пример про автомобиль ВАЗ 2106, который выпускался на протяжении 30 лет. Оборудование, благодаря которому собирался автомобиль ВАЗ 2106 на тольяттинском заводе незначительно отличалось от ижевского. По мнению владельцев этих автомобилей, существует мнение, что "шестёрки", собранные на "Ижмашавто", отличаются от собранных на ВАЗе худшим качеством сборки. И поэтому можно предположить, что старое оборудование сплавляли в Ижевск.

Мероприятия, которые выполняются для обеспечения конкурентоспособности российского автопрома, должны не только увеличить спрос на вазовскую продукцию, но и поддержать отечественного производителя. Все меры поддержки, которое оказывает государство АвтоВАЗу, по моему мнению, могут поспособствовать развитию отечественного производителя, если будут рационально расходованы средства.

Список литературы

1. Королева А. Автопром под ударом // Expert On-line. – 11.08.2014. <http://expert.ru/2014/08/11/avtoprom-pod-udarom/>
2. Владимирский И. Проценты // Авторевю. – 2014. – №3(545). – http://www.autoreview.ru/_archive/section/detail.php?ELEMENT_ID=137008&SECTION_ID=766
3. Родионов П. АВТОВАЗ перейдет к выпуску комплектующих // За рулем.пф. – 01.09.2014. – <http://www.zr.ru/content/news/701920-avtovaz-perejdet-k-vypusku-komplektuyushhix/>

АНАЛИЗ СЕБЕСТОИМОСТИ ПРОИЗВОДСТВА КОЛОТЫХ ИЗДЕЛИЙ ВИНТОВОГО КАМНЕКОЛЬНОГО ПРЕССА

Мамасаидов М.Т., Исаев И.Э.

*Кыргызско-Узбекский университет МОН КР, Институт природных ресурсов
Южного отделения НАН КР, Бишкек, Кыргызская Республика*

Аннотация. В настоящей статье изложены результаты исследований анализа себестоимости производства колотых изделий адаптивного камнекольного пресса с винтовым приводом. Выявлены зависимость себестоимости производства колотых изделий

В настоящее время наиболее распространенной продукцией таких камнеобрабатывающих предприятий являются так называемые бортовые и брусчатые камни для дорожного строительства. Они предназначены для отделения проезжей части улиц и проездов от тротуаров и газонов; проезжей части дорог от разделительных полос; мощения самих дорог и площадей и т.д. Весь ассортимент колотых изделий из камня достаточно велик [1-3], их применяют в благоустройствах городов и сел: аллей и водоемов, улиц и проспектов, бульваров и парков.

Один из общепринятых технологических нормативов совершенствования камнекольных прессов предусматривает снижение стоимости колотых изделий. Поэтому в данной работе рассмотрены анализ себестоимости производства колотых изделий винтовым камнекольным прессом.

Себестоимость получаемых колотых изделий винтовым прессом (C) выражает совокупность затраченных средств для производства 1 м² продукции

$$C = C_{AO} + C_{ЗП} + C_{ТТ} + C_{PM}, \text{ сом/м}^2, \quad (1)$$

где C_{AO} – удельные затраты на амортизацию пресса; $C_{ЗП}$ – удельные расходы на заработную плату рабочих; $C_{ТТ}$ – удельные расходы на техобслуживание и текущий ремонт пресса; C_{PM} – удельные затраты на раскалывающий инструмент и прочие материалы.

Удельные затраты C_{AO} представляем как

$$C_{AO} = \frac{H_{AO} \cdot C_K}{100 N_{CM} \cdot P_{CM}}, \text{ сом/м}^2, \quad (2)$$

где H_{AO} – норма амортизационных отчислений, %; C_K – балансовая стоимость камнекольного пресса, сом; N_{CM} – количество рабочих смен в году.

Удельные расходы $C_{ЗП}$ определяем по формуле

$$C_{ЗП} = \frac{\sum K_{ni} \cdot H_{ЗП.i}}{N_{CM} \cdot P_{CM}}, \text{ сом/м}^2, \quad (3)$$

где K_{ni} – количество персонала i -го разряда, обслуживающих винтовой камнекольный пресс; $H_{ЗП.i}$ – годовой фонд зарплаты персонала i -го разряда по тарифу, сом;

Удельные затраты C_{TT} также представим через нормы отчислений на техобслуживания, текущий ремонт (H_{TT}) и находим как

$$C_{TT} = \frac{H_{TT} \cdot \Pi_K}{100 \cdot N_{CM} \cdot \Pi_{CM}}, \text{ сом/м}^2, \quad (4)$$

Удельные расходы C_{PM} включает удельные затраты на раскалывающий инструмент (C_{PII}) и на прочие материалы ($C_{\Sigma M}$):

$$C_{PM} = C_{PII} + C_{\Sigma M}, \text{ сом/м}^2. \quad (5)$$

Стойкость раскалывающих инструментов (ξ_P) зависят от физико-механических свойств, форм и размеров заготовок камней, от числа расколов и иных факторов, что существенно влияют на их среднюю продолжительность эксплуатации. Влияние этих факторов особенно форму заготовок камня, очень трудно учесть. В нижеследующей формуле сделана попытка учета особенностей форм раскалываемых заготовок камней:

$$C_{PII} = \frac{\Pi_P \cdot \sum_{i=1}^n S_{pi}}{\xi_P \cdot S_1}, \text{ сом/м}^2, \quad (6)$$

где Π_P и ξ_P – цена и стойкость комплекта раскалывающих инструментов, сом и м^2 ; $\sum_{i=1}^n S_{pi}$ – суммарная площадь раскола, образуемая для получения одного колотого изделия; S_1 – лицевая площадь этого же изделия. Поскольку в реальном производстве исходная форма и размеры заготовки камня будут разные, а следовательно, величина суммарной площади раскола $\sum_{i=1}^n S_{pi}$ будет разной, то в инженерных расчетах C_{PII} можно будет упрощенно рассчитать по формуле

$$C_{PII} = \frac{\Pi_P \cdot K_P}{\xi_P}, \text{ сом/м}^2, \quad (7)$$

где K_P – среднее число расколов при получении колотых изделий.

Удельные затраты $C_{\Sigma M}$ определяем как

$$C_{\Sigma M} = \frac{H_{\Sigma M} \cdot \Pi_K}{100 \cdot N_{CM} \cdot \Pi_{CM}}, \text{ сом/м}^2, \quad (8)$$

где $H_{\Sigma M}$ – норма на прочие материалы (смазочные материалы, электроэнергию, спецодежду и др.), отнесенные на 1 м^2 готовой продукции.

Введя (2)-(5) с учетом (7)-(8) в (1) и принимая во внимание коэффициент выхода изделий (K_B), получим зависимость себестоимости колотых изделий в виде

$$C = \frac{1}{N_{CM} \cdot \Pi_{CM} \cdot K_B} \left[\Pi_K \left(\frac{H_{AO} + H_{TT} + H_{\Sigma M}}{100} \right) + \sum_{i=1}^n K_{\text{раб}} \cdot H_{3П} \right] + \frac{\Pi_P \cdot K_P}{\xi_P}, \text{ сом/м}^2. \quad (9)$$

Из (9) следует, что себестоимость производства колотых изделий зависит от производительности винтового камнекольного пресса (Π_{CM}) исходной формы

и вида обрабатываемого камня (K_p , K_B), конструктивно-технологических качеств (H_i , C_p , ξ_p) и балансовой стоимости (C_k) пресса.

Зависимости себестоимости производства колотых изделий (C) из природного камня от различных факторов построены (рисунок 1) при постоянных значениях других параметров, равных: цена камнекольного пресса $C_k=250\ 000$ сом; нормы на амортизационные отчисления, на затраты по техобслуживанию и текущего ремонта соответственно, $H_{ao}=15\%$, $H_{TT}=9\%$; нормы затрат на прочие материалы, $H_{\Sigma M}=6\%$; количество персонала и фонда их зарплаты $K_n=1$ и $H_{zn}=48000$ сом; цена и стойкость одного комплекта раскалывающих инструментов $C_p=10000$ сом и $\xi_p=200\ m^2$; среднее число расколов на одного колотого изделия $\Sigma K_p=4$; количество смен в году $N_{cm}=260$; объем и размеры колотых изделий ($D \times \Pi \times B$ или $Y \cdot X \cdot Z$) $V=24 \times 12 \times 12$ см и лицевая площадь изделия $S_1 = 24 \times 12\text{см} = 0,0288\ m^2$.

Себестоимость получаемых колотых изделий (C) зависит от множество факторов и прежде всего производительность винтового камнекольного пресса (P_{cm}). Падение производительности пресса P_{cm} от 6 до 1 m^2 (рис.3.6,а) пропорционально увеличивает себестоимость изделий C от 212 до 442 сом/ m^2 , т.е. приводит к удорожанию их стоимости более чем в 2 раза. Значение сменной производительности P_{cm} свыше 6 m^2 , как следует из предыдущего анализа, подтверждается и в этом случае оно является рациональным, т.к. при этом себестоимость колотых изделий могут быть менее 260 сом/ m^2 .

С увеличением цены пресса (C_k) от 250 до 400 тыс. сом величина себестоимости C возрастает пропорционально от 221 до 351 сом/ m^2 . Следовательно, перспективны винтовые камнекольные пресса со стоимостью до 250 тыс. сом (5 тыс. долл.), что является 4 раза дешевле по сравнению с гидравлическими прессами ПКА-400. Дорогие прессы могут оправдать себя, если они имеют производительность выше 15 m^2 . Следовательно, при создании новых камнекольных прессов и технологий нужно обеспечить большую производительность при приемлемой цене.

Итак, технические средства и технология раскола камня должны обеспечить высокую производительность, а камнекольное оборудование должно быть как можно дешевле, что может обеспечить минимизации себестоимости производства колотых изделий из природного камня.

На себестоимость колотых изделий (C) оказывают влияние число рабочих-персонала (K_n) и годовой фонд их зарплаты (H_{zn}). Если пресс обслуживается 1 персоналом (рисунок 1,б) то себестоимость изделий (C) при средних значениях других факторов, может составлять 247 сом/ m^2 , а рост K_n до 2 повышает C до 270 сом/ m^2 , т.е. на 9...10%. При росте фонда зарплаты H_{zn} до 70 тыс. сом величина C повышается до 295 сом/ m^2 (см. рисунок 1,б).

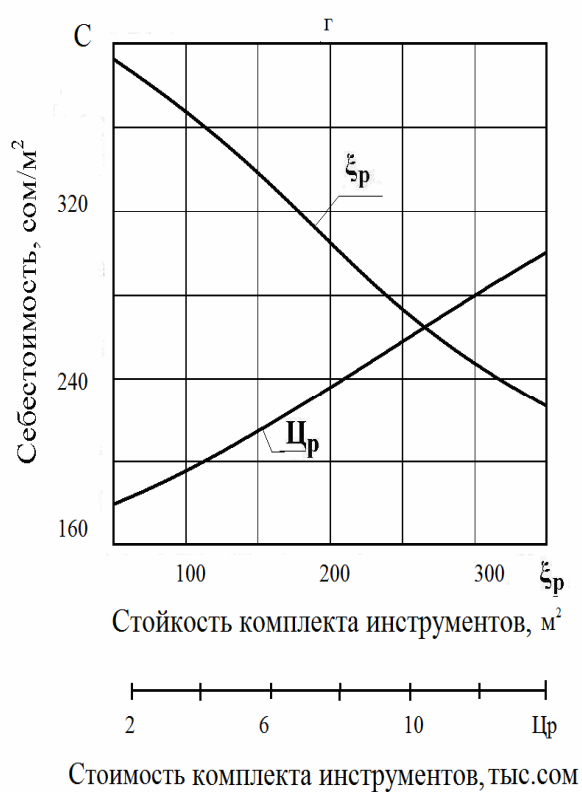
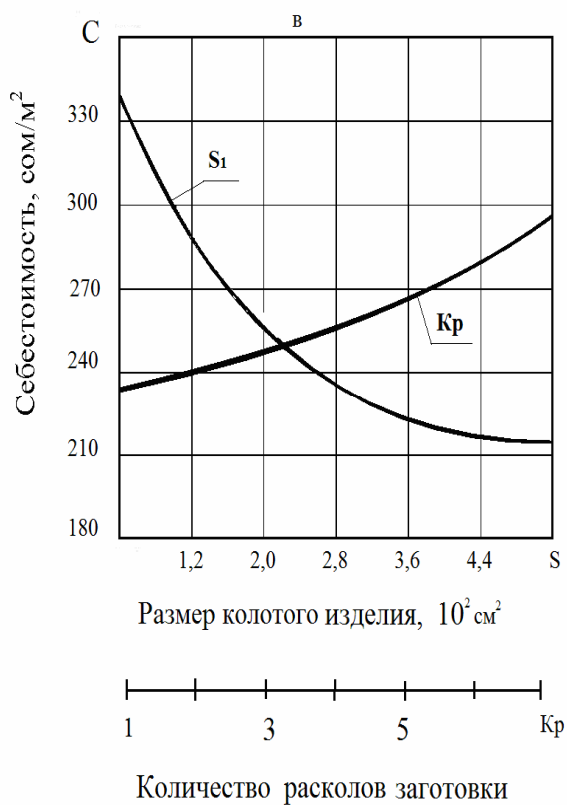
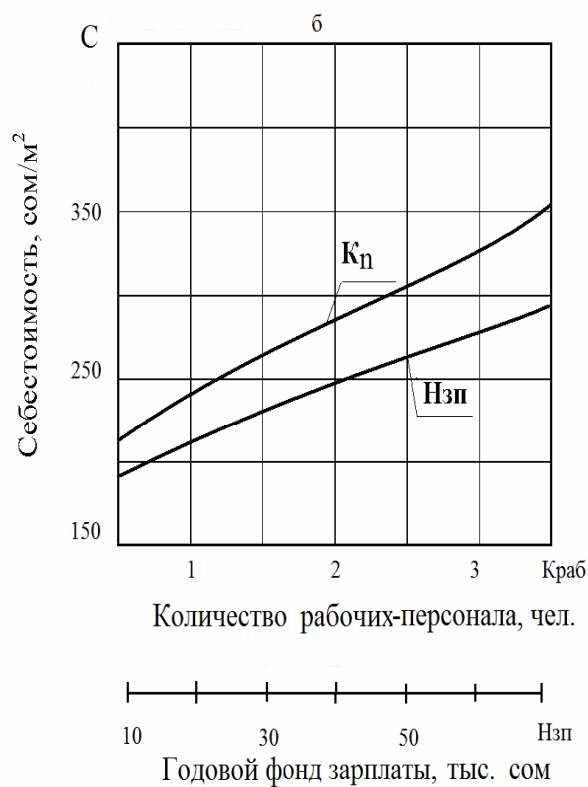
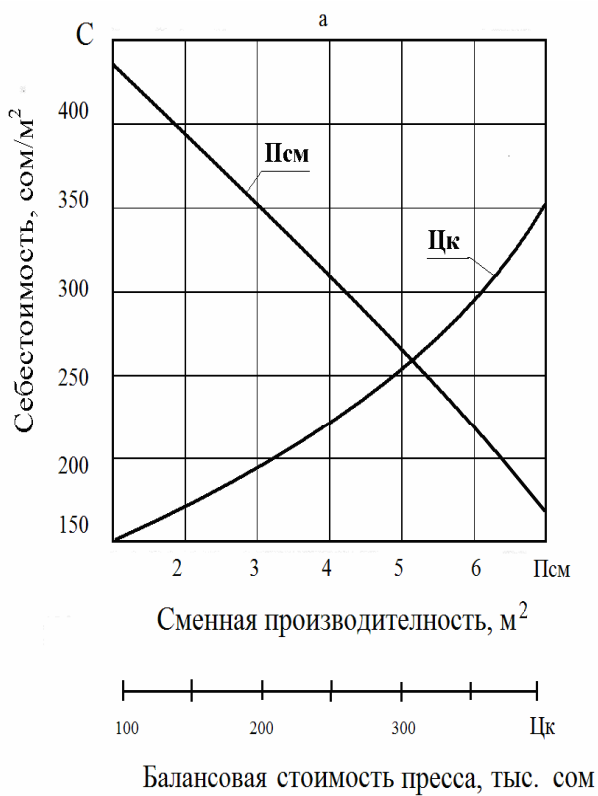


Рисунок 1 – Графики зависимости себестоимости производства колотых изделий

На себестоимость колотых изделий (C) оказывают форма и размеры заготовки камня, т.е. количество расколов заготовки (K_p) и лицевая площадь изделия (S_1). При увеличении S_1 (рисунок 1, в) от $1,2 \times 10^2 \text{ см}^2$ (размеры $12 \times 10 \times 10 \text{ см}$) до $4,8 \times 10^2 \text{ см}^2$ ($24 \times 20 \times 10 \text{ см}$) себестоимость снижается от 275 сом/м^2 до 215 сом/м^2 , т.е. на 28...30%. В пределах $S_1 \geq 20 \times 10^2 \text{ см}^2$ ($20 \times 10 \text{ см}$) себестоимость $C \leq 247 \text{ сом/м}^2$, т.е. могут быть приемлемы размеры, включая низких брусчаток типа БН ($200 \times 100 \times 100 \text{ мм}$). Крупногабаритные колотые изделия имеют тенденцию снижения себестоимости, а при производстве мелких изделий (например, брусчатки «кубико» $S=10 \times 10 \text{ см}$,) себестоимость также не превышает 286 сом/м^2 .

При сокращении числа расколов (K_p) от максимального $K_p=6$ до минимального $K_p=2$, (т.е. переход к плитообразному сырью) обеспечивает уменьшение себестоимости от 293 сом/м^2 до 240 сом/м^2 или почти на 22% (рисунок 1, в). Если изделие получается 4-мя расколами, то себестоимость будет 260 сом/м^2 , что является приемлемой. Это показывает целесообразность производства колотых изделий плитчатых и слоистых месторождений природного камня, а также особенно отходов распиловки и некондиционных блоков камнеобрабатывающих предприятий которые уже имеют какие-то плоские грани.

Влияние износостойкости (ζ_p) и цены (C_p) комплекта раскалывающих инструментов на себестоимость колотых изделий (C) приведено на рис.1, г. Рост цены комплекта инструментов от 6 до 15 тыс. сомов может увеличить C от 234 до 364 сом/м^2 . Увеличение стойкости инструмента от 100 до 350 м^2 , наоборот, снижает себестоимость изделий от 260 до 208 сом/м^2 . Рационально использовать комплект раскалывающих инструментов с ценой до 8...10 тыс. сомов и стойкостью не ниже 200 м^2 .

Таким образом, проведенный анализ зависимостей себестоимости производства колотых изделий позволил раскрыть наиболее существенные резервы совершенствования винтовых камнекольных прессов и позволили наметить целенаправленные пути для их реализации.

Список литературы

1. Алимов О.Д. Модели технологического процесса отделения блоков природного камня от массива / О.Д.Алимов, М.Т. Мамасаидов. – Фрунзе: Илим, 1988. – 84 с.
2. Алимов О.Д. Конструктивные особенности и результаты промышленных испытаний камнекольного пресса ПКА-800 с гидравлическим приводом / О.Д.Алимов, М.Т. Мамасаидов, А.Я. Хохлов и др. // Сб. науч. трудов Инст. Автоматики АН Кирг. ССР. – Фрунзе: Илим, 1988. – С. 169-178.
3. Алимов О.Д. Результаты экспериментального исследования процесса направленного раскола природного камня / О.Д.Алимов, М.Т. Мамасаидов, А.Я.Хохлов и др. // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1990. – №3. – С. 52-57.

ДЕФОРМАЦИЯ И ПЕРЕКОС УПРУГОЙ ВТУЛКИ «БЕЛИЧЬЕГО КОЛЕСА» С ИЗМЕНЕНИЕМ ДЛИНЫ УПРУГИХ БАЛОЧЕК

Астрелин М.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

Опоры современных авиационных двигателей, как правило, состоят из упругих элементов (УЭ), демпфера, подшипника и уплотнений. Под действием рабочих нагрузок ось вращения ротора меняет своё положение, что отражается на работе элементов опоры. В качестве упругих элементов наибольшее распространение получили беличьи колеса, конструкция которых была предложена в своё время П.Л. Капицей. Считается, что данные упругие элементы при деформировании обеспечивают только радиальное плоскопараллельное перемещение оси вращения ротора. Однако, в опорах роторов авиационных двигателей ввиду небольших габаритных размеров деформирование упругих элементов происходит с угловыми перекосами. Перекос колец подшипника приводит к преждевременному износу тел качения и дорожек качения, и соответственно к снижению ресурса, а также к нарушению нормальной работы демпфера и уплотнений. Поэтому, при работе двигателя очень важно обеспечить минимальные перекосы оси вращения ротора.

В данной работе оценивается влияние длины упругих балочек на деформацию и перекос оси УЭ с помощью ANSYS. Для этого была создана параметрическая модель УЭ (рисунок 1), которая подвергалась радиальному нагружению.

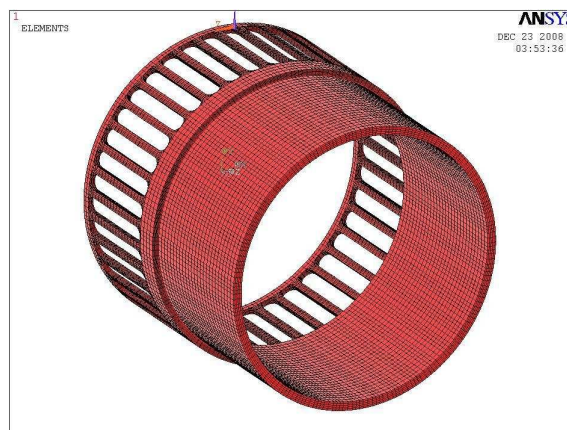


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель упруго элемента

Проведены численные расчёты для различных значений длины упругих балочек, на основании которых получены деформационные картины упругих элементов. На рисунке 2 приведены результаты расчёта при различных длинах балочек. Показано, что при приложении нагрузки на упругий элемент происходит неодинаковая деформация балочек. В результате

перераспределения напряжений в балочках, происходит перекос втулки. Отмечено, что перекос увеличивается с уменьшением длины балочек, что характеризуется увеличением числа зон деформации на сплошном цилиндрическом участке на конце втулки. Минимальное значение перекоса соответствует максимальным длинам балочек – всего 2 зоны деформации. При минимальной длине уже 8 зон деформаций.

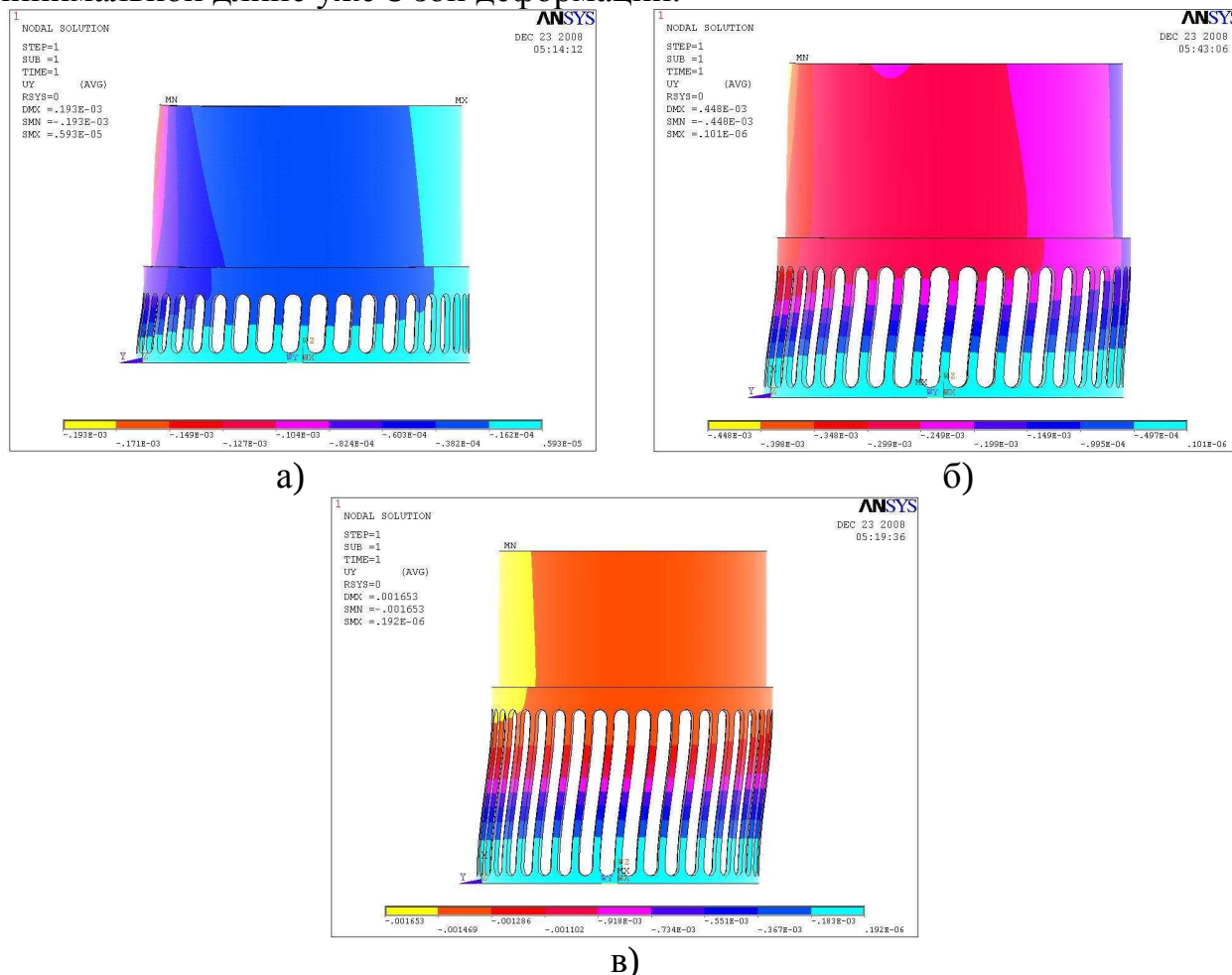


Рисунок 2 – Деформации упругого элемента при различной длине балочек:
а) минимальной; б) промежуточной; в) максимальной

Следовательно, при разработке конструкции упругого элемента желательно балочки иметь большей длины, насколько позволяют габаритные размеры опоры. Необходимую величину коэффициента жёсткости при этом обеспечивать соответствующим увеличением поперечных размеров балочек и их количеством.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Барманов И.С. Совершенствование методики и разработка программы расчёта жёсткости беличьего колеса / И.С. Барманов, Д.А. Черкашин, А.А. Якушев. – Самара: СГАУ, 2009. – 45 с. – деп. в ВИНТИ Рос. акад. наук 15.06.2009, № 360-B2009.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКА №126126 С КЕРАМИЧЕСКИМИ ШАРИКАМИ

Барманов И.С.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

В опорах современных авиационных ГТД могут действовать большие осевые силы, причём из-за погрешностей в изготовлении деталей проточной части ГТД и пульсаций давлений данные нагрузки переменны по величине. Это вызывает осевые колебания деталей проточной части, что отражается на работоспособности и долговечности двигателя. Для обеспечения надёжной работы необходимо определять осевую жёсткость опоры, которая зависит и от жёсткости подшипников качения.

В настоящее время находят широкое применение гибридные подшипники, кольца которых выполнены из подшипниковой стали, а тела качения – из нитрида кремния. Гибридные подшипники имеют довольно неплохие свойства при критических условиях эксплуатации, что увеличивает срок эксплуатации по сравнению со стальными подшипниками. Керамика обладает большей рабочей температурой и меньшей плотностью (приблизительно на 40% ниже стали), поэтому силы инерции и масса тел качения из керамики ниже, следовательно, меньше нагрузки на сепаратор и меньше сила трения.

В данной работе рассматривается влияние материала тел качения на коэффициент осевой жёсткости шарикового радиально-упорного подшипника № 126126. Для расчёта жёсткости подшипников использовалась численная методика [1], которая учитывает многие параметры подшипника: геометрию, свойства материалов, шероховатость, допуски, посадки и перекосы колец, температуру, центробежные силы, толщину слоя смазки и др. Данная методика представляет собой компьютерную программу, написанную на языке FORTRAN. Для проведения расчетов предварительно подготавливаются исходные данные, записанные в файлах DAN_POD.DAT и DAN_SMAS.DAT. В файле DAN_POD.DAT, содержащем конструктивные размеры подшипника и условия его работы. Значения осевой нагрузки задавались в диапазоне $F_a = 0 \dots 3000$ Н с шагом 250 Н, при постоянных радиальных нагрузках $F_r = 500, 1000, 2000, 3000, 4000$ Н и постоянной частоте вращения вала $n = 3000$ об/мин. Файл DAN_SMAS.DAT содержит зависимость вязкости смазки и пьезокоэффициента от температуры. При заданных исходных данных проводится расчёт деформаций, толщин слоя смазки и перемещений в подшипнике из условия равновесия шариков, запуская файлы SHAR001.EXE и SHAR002.EXE для стальных и гибридных подшипников соответственно. Результаты расчёта формируются в файле RESULT.DAT. На рис. 1

представлены графики зависимости осевых перемещений в подшипнике от осевой нагрузки при различных радиальных нагрузках.

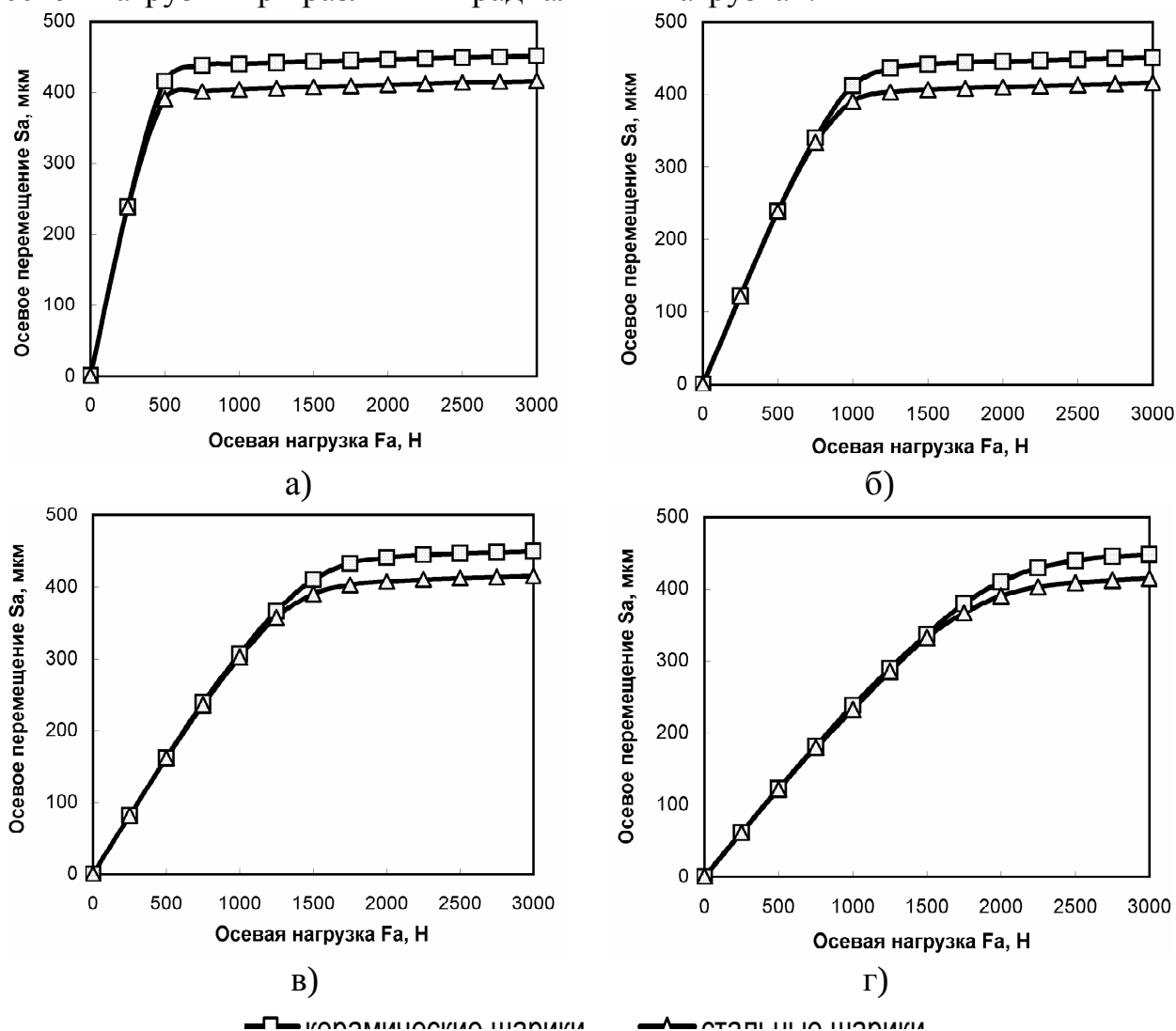


Рисунок 1 – Зависимости осевых перемещений от осевой нагрузки F_a при:
а) $F_r=1000$ Н; б) $F_r=2000$ Н; в) $F_r=3000$ Н; г) $F_r=4000$ Н

Как видно из графиков, значения осевых перемещений в подшипнике для разных материалов тел качения при малых осевых нагрузках ($F_a/F_r \approx 0,3...0,4$) практически не отличаются. При больших значениях осевых нагрузок осевые перемещения для гибридных подшипников оказываются больше в среднем на 10%, чем для стальных подшипников. Значения осевых жёсткостей при этом отличаются до 20%, а при определённых соотношениях осевых и радиальных нагрузок – до 50%. Такое отличие коэффициентов осевой жёсткости может существенно повлиять на динамические характеристики опор роторов двигателя и вибросостояние двигателя.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаrchук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

ЭМПИРИЧЕСКАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ РАЦИОНАЛЬНОЙ РАЗБИВКИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА ВЕРТОЛЁТА

Ефимова А.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням редуктора существенным образом влияет на параметры и характеристики авиационной техники. Наилучшее значение отдельных показателей может быть достигнуто при определенных соотношениях угловой скорости двигателя и рабочей машины, то есть при наличии редуктора с соответствующим передаточным числом. В связи с этим возникает необходимость определения зависимости для рациональной разбивки общего передаточного отношения.

Для некоторых схем двухступенчатых редукторов зависимости для рациональной разбивки передаточного отношения известны [1]. В данной работе предлагается новая схема двухступенчатого редуктора вертолёт (первая ступень цилиндрическая внешнего зацепления, вторая – внутреннего зацепления), для которой данная зависимость неизвестна (рисунок 1).

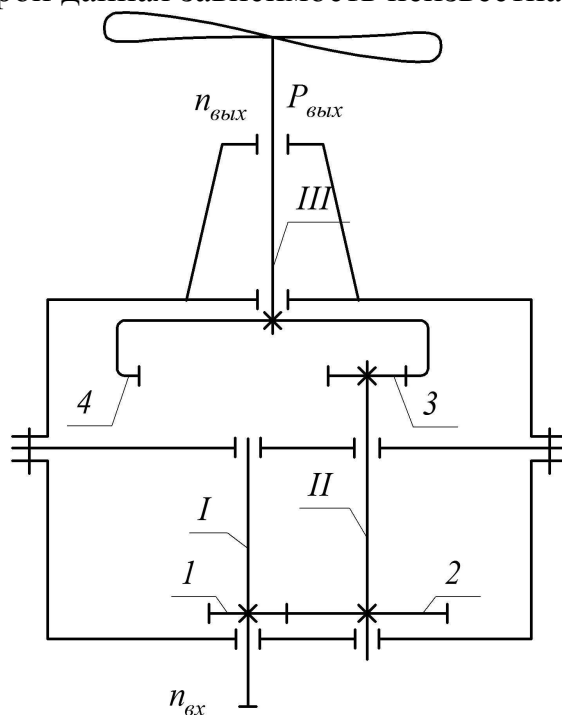


Рисунок 1 – Кинематическая схема редуктора

Целью данной работы является получение эмпирической зависимости в виде $U_1 = K\sqrt{U_P}$, где U_1 – передаточное отношение первой ступени, U_P – общее передаточное отношение редуктора, K – эмпирический коэффициент для рациональной разбивки передаточного отношения. В качестве исходных

данных были приняты: частота вращения входного вала $n_{\text{вх}} = 1650$ об/мин, частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}} = 190$ об/мин, мощность на выходном валу $P_{\text{вых}} = 133$ кВт, срок службы редуктора $t_h = 1300$ ч, режим работы – постоянный. Был проведён кинематический и энергетический расчёт редуктора. Для получения эмпирической зависимости были приняты передаточные отношения первой ступени редуктора для 5 вариантов – $U_1 = 2; 2,3; 2,6; 2,9; 3,2$. Исходя из общего передаточного отношения редуктора $U_p = n_{\text{вх}}/n_{\text{вых}}$, были определены передаточные отношения для второй ступени $U_2 = U_p/U_1 = 4,34; 3,77; 3,41; 2,99; 2,71$. Далее для каждого вала определялись следующие параметры:

– Частоты вращения – для первого вала $n_I = n_{\text{вх}}$, для второго вала $n_{II} = n_I/U_1$, для третьего вала $n_{III} = n_{II}/U_2$.

– Мощности – для третьего вала $P_{III} = P_{\text{вых}}$, для второго вала $P_{II} = P_{III}/\eta_{II}$, для первого вала $P_I = P_{II}/\eta_{II}$, где η_{II} – коэффициент полезного действия зубчатой передачи для 1 и 2 ступени.

– Крутящие моменты – для первого вала $T_I = 9,55 \cdot 10^6 P_I/n_I$, для второго вала $T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 P_{II}/n_{II}$, для третьего вала $T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 P_{III}/n_{III}$.

С использованием программы для расчёта цилиндрической передачи проведён расчёт первой и второй ступеней редуктора [2]. По результатам расчёта были построены эскизы редуктора и проведен их сравнительный анализ. Для каждого варианта проведена оценка по условному объёму редуктора. Получено, что минимальные массогабаритные характеристики редуктора получаются при 2 и 3 варианте расчёта. Эмпирические коэффициенты $K = U_1/\sqrt{U_p}$ для данных двух вариантов составили 0,88 и 0,78. Расширив данный диапазон значений коэффициента, окончательно получим зависимость в виде $U_1 = (0,7...0,9)\sqrt{U_p}$. С помощью данной зависимости рекомендуется распределять передаточное отношение по двум ступеням с целью получения наилучших массогабаритных характеристик двухступенчатого редуктора рассматриваемой схемы.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Силаев Б.М. Расчёт и конструирование деталей авиационных механических передач. – Самара: Изд-во СГАУ, 2008. – 150 с.
2. Жильников Е.П. Расчёт на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ / Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов. – Самара: Изд-во СГАУ, 1996. – 24 с.

ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАДИАЛЬНОЙ ЖЁСТКОСТИ ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УГЛОВ ПЕРЕКОСА ОБОЙМ

Железняк К.Е.

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика
С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара*

Срок службы деталей, агрегатов и узлов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и энергетических установок (ЭУ), их исправность, бесперебойность осуществляемых ими функций прямо зависят от вибрационного состояния двигателя. Уровень вибрации двигателя в свою очередь зависит от виброхарактеристик подшипников.

Шариковые подшипники являются наиболее распространенным типом подшипников, применяемых в узлах авиационных ГТД и ЭУ для восприятия осевых и радиальных нагрузок. Одной из важных характеристик подшипников является радиальная жесткость, от которой зависят критические частоты вращения ротора. Жесткость подшипника качения характеризуется в основном величиной упругих деформаций деталей подшипника под приложенной нагрузкой. Данные деформации способны оказывать существенное влияние на динамику роторов ГТД и ЭУ. Зачастую многие подшипники работают в условиях перекоса колец. Угловые перекосы вала относительно корпуса возникают при:

- отклонении от соосности посадочных поверхностей вала и корпуса;
- отклонении от перпендикулярности опорных торцов вала и корпуса;
- деформациях вала, корпуса и деталей подшипника в работающем узле.

Относительный перекос наружного и внутреннего колец подшипников приводит к перераспределению нагрузок между телами качения, и как следствие к изменению жёсткости, увеличению сопротивления вращению вала, снижению ресурса подшипников.

Целью данной работы являлось раскрытие и изучение влияния перекоса колец шарикового подшипника на коэффициент радиальной жесткости. Расчёт проводился для подшипника №126126, в качестве исходных данных были приняты следующие параметры: осевая нагрузка $F_a = 800$ Н, радиальный зазор $\delta = 0,1$ мм, частота вращения вала $n = 3000$ об/мин, радиальная нагрузка $F_r = 500, 600, 800, 1000, 2000, 4000$ Н, угол перекоса $\psi = -30 \dots 30$ минут.

Для определения радиальной жёсткости использовалась численная методика расчёта шариковых подшипников [1]. Значения относительного угла перекоса колец принимались положительными и отрицательными в зависимости от направления действия осевой силы. На рисунке 1 представлены графики зависимости коэффициента радиальной жёсткости от угла перекоса при радиальной нагрузке $F_r = 500$ Н.

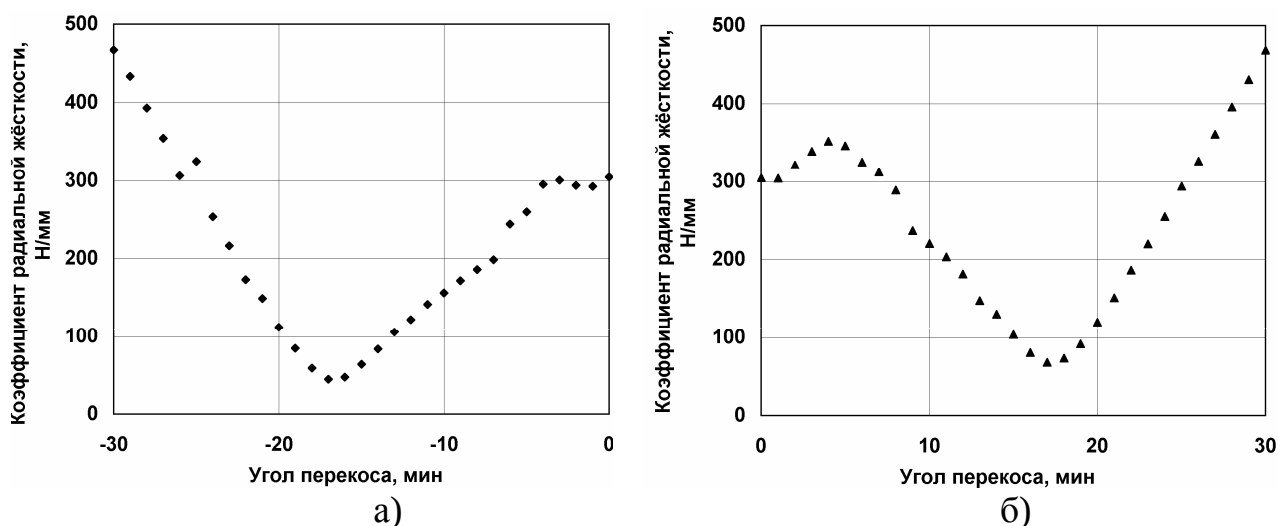


Рисунок 1 – Графики зависимости радиальной жёсткости от угла перекоса колец подшипника при $Fr=500$ Н: а) отрицательный перекос; б) положительный перекос

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 1, позволяет сказать, что коэффициенты радиальной жёсткости с увеличением относительного угла перекоса в положительную сторону могут существенно изменяться – при небольших углах перекоса возрастают или остаются примерно постоянными, затем достигают максимума и уменьшаются, достигая минимума, и далее вновь возрастают. При отрицательных углах перекоса коэффициенты радиальной жёсткости сначала уменьшаются, потом возрастают. Для остальных значений зависимости качественно близки к тем, которые приведены на рисунке 1. Такое сложное изменение коэффициентов жёсткости связано в первую очередь с перераспределением усилий в контактах и изменением соответствующих углов контакта. На самом деле угол перекоса, равный 30 минутам, является недопустимым, т.к. при больших углах перекоса резко снижается ресурс подшипника. Поэтому практический интерес представляют графики изменения коэффициентов радиальной жёсткости в пределах $-10...10$ минут; в указанной интервале коэффициент радиальной жёсткости может изменяться до 50% по сравнению со значением при нулевом угле перекоса обойм подшипника относительно друг друга.

Таким образом, выявлено существенное влияние угла перекоса колец шарикового подшипника на коэффициент радиальной жёсткости. Учитывая высокую точность изготовления деталей авиационных двигателей, можно заключить, что существенное влияние угла перекоса может проявляться только при определённых условиях работы шариковых подшипников.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАДИАЛЬНОЙ ЖЁСТКОСТИ ПОДШИПНИКА НА КОЭФФИЦИЕНТ ЖЁСТКОСТИ ОПОРЫ РОТОРА БЕЗ ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

Камбаров Д.К.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

Вибрационное состояние авиационных газотурбинных двигателей зависит от характеристик жёсткости и демпфирования в опорах роторов. В настоящее время широко используются упругодемпферные опоры, характеристики которых определяются конструкцией её структурных элементов: корпуса, упругого элемента, подшипника качения, уплотнений и гасителя колебаний (демпфера). Согласно [1] коэффициент жёсткости опоры определяется выражением:

$$c_{удо} = \frac{c_K c_{\Pi} (c_d + c_{уэ})}{c_K c_{\Pi} + c_K (c_d + c_{уэ}) + c_{\Pi} (c_d + c_{уэ})}, \quad (1)$$

где c_K – коэффициент жёсткости корпуса, c_{Π} – коэффициент жёсткости подшипника, c_d – коэффициент жёсткости демпфера, $c_{уэ}$ – коэффициент жёсткости упругого элемента.

Оценим влияние коэффициента жёсткости подшипника на коэффициент жёсткости опоры на примере передней опоры компрессора высокого давления двигателя Д-36 (рисунок 1).

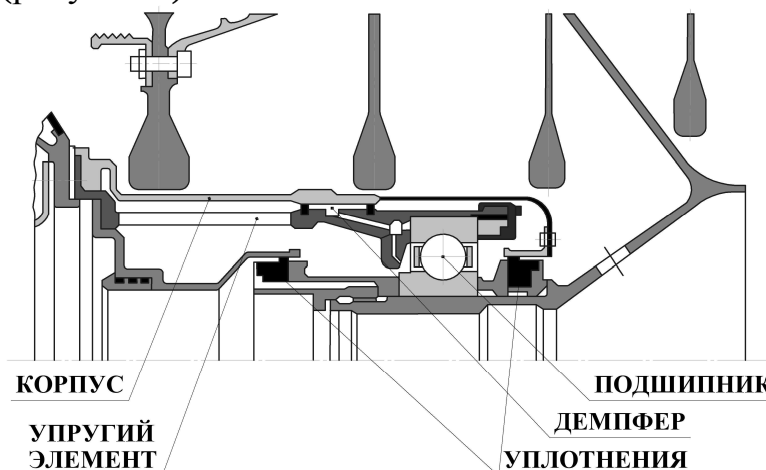


Рисунок 1 – Передняя опора компрессора высокого давления двигателя Д-36

Жёсткость корпуса принимается равной бесконечности $c_K = \infty$, а жёсткость демпфера равной нулю $c_d = 0$. Для данной опоры выражение (1) примет следующий вид $c_{удо} = \frac{c_{\Pi} c_{уэ}}{c_{\Pi} + c_{уэ}}$. Для оценки влияния радиальной жёсткости подшипника на жёсткость всей опоры ротора преобразуем данное

выражение, разделив левую и правую части на коэффициент жёсткости упругого элемента, далее в правой части разделим числитель и знаменатель на коэффициент жёсткости подшипника. Тогда получим $\frac{c_{удо}}{c_{уэ}} = \frac{1}{1 + \frac{c_{уэ}}{c_{п}}}$, график

зависимости представлен на рисунке 2.

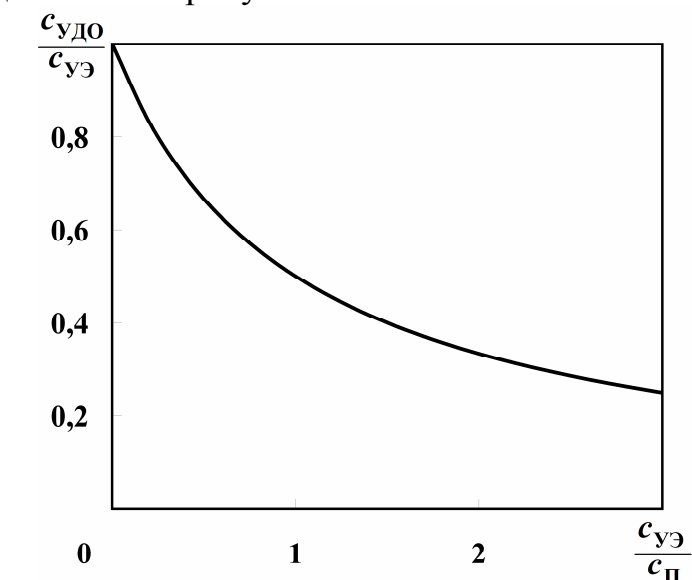


Рисунок 2 – Зависимость $c_{удо}/c_{уэ}$ от $c_{уэ}/c_{п}$

Обычно жёсткость подшипника больше или равна жёсткости упругого элемента. Рассмотрим два случая соотношения коэффициентов жёсткостей подшипника и упругого элемента: жёсткость подшипника равна жёсткости упругого элемента ($c_{пк} = c_{уэ}$); жёсткость подшипника на порядок больше жёсткости упругого элемента ($c_{пк} = 10c_{уэ}$). В первом случае жёсткость опоры будет отличаться от жёсткости упругого элемента на 50%, во втором – на 10%.

Таким образом, можно заключить, что жёсткость опоры существенно зависит от жёсткости подшипника в тех случаях, когда жёсткость подшипника соизмерима с жёсткостью упругого элемента. Если же жёсткость подшипника больше жёсткости упругого элемента на порядок и более, то ею можно пренебречь, и жёсткость опоры будет определяться только жёсткостью упругого элемента.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Обобщённая методика расчёта и проектирования упругодемпферных опор роторов авиационных газотурбинных двигателей / В.Б. Балякин, И.С. Барманов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2012. – Т. 14. – №4-1. – С. 282-287.

УДК 621.4

АНАЛИЗ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ И ИХ ДЕМПФИРОВАНИЕ СИЛАМИ ТРЕНИЯ

Коннов И.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

В деталях и узлах сложных технических устройств и машин, работающих в условиях полигармонических вибраций, происходят сложные колебательные процессы. В работе проводится анализ протекания таких процессов в резьбовых соединениях. Создано несколько моделей резьбовых соединений, при исследовании которых принят ряд следующих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Изделия условно возбуждались вибраторами в любом месте упругой системы в осевом направлении. Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями. С изменением нагрузки в контактах податливых витков резьбы за счет податливостей самих витков, а также тел стержня и гайки происходит взаимное проскальзывание витков между собой, вследствие чего в них возникают силы трения, направленные против взаимных скоростей скольжения. Зависимости сил трения от давлений и скоростей скольжения принимались по закону Кулона в режиме сухого трения. Силы трения в контактах витков принимают участие в определении движения и демпфировании колебаний упругих систем с резьбовыми соединениями.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений сил трения в контактах витков. Решения уравнений проводились численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка. Было принято стальное резьбовое соединение М10. На рисунке 1 показана не дискретная одномассовая модель с контактно податливыми витками и упругой шайбой.

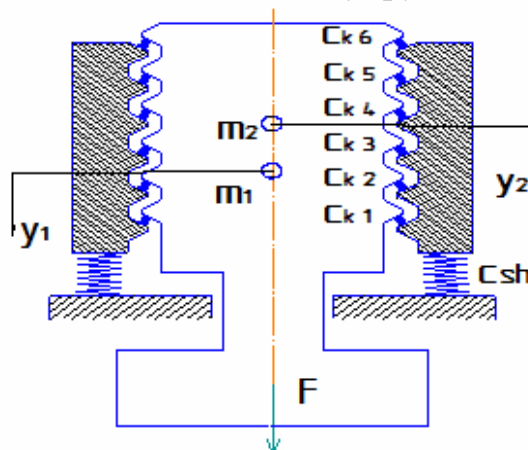


Рисунок 1 – Одномассовая упругая модель с упругой шайбой

При высоких частотах порядка нескольких тысяч и сотен тысяч герц, элементы резьбовых соединений колеблются отдельно друг от друга. В этом случае распределение усилий по виткам резьбы не соответствует статическому случаю (по Жуковскому). При высокочастотном возбуждении элементов упругой системы не в районе элементов резьбы, деформации их ничтожно малы, и демпфирование в системе мало. Если же высокочастотное возбуждение происходит в районе упругих элементов резьбы, то они легко возбуждаются, и возможны высокочастотные резонансы по высоким собственным формам с большим проскальзыванием между витками и, вследствие этого, интенсивным демпфированием высоких и низких форм всей упругой системы.

Также существенное значение имеет характер возбуждения колебаний в резьбовых соединениях, а именно то, как прикладывается нагрузка. До сброса нагрузки упругая система колеблется с вынужденными частотами, после сброса нагрузки упругая система колеблется с собственными частотами. Причём, если вынужденная частота была меньше чем собственная, то амплитуда собственных колебаний упругой системы после сброса нагрузки будет меньше вынужденной и интенсивность демпфирования в дальнейшем будет меньше. При больших коэффициентах трения, большой статической нагрузке или предварительной затяжке, а также небольшой внешней переменной нагрузке демпфирование в резьбе может совсем не быть, так как между витками не будет происходить проскальзывание.

Таким образом, на моделях резьбовых соединений подтверждается сложный характер протекания колебательных процессов. Демпфирование колебаний возможно силами трения в витках резьбовых соединениях, интенсивность которого зависит от условий возбуждения колебаний элементов резьбового соединения.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Курушин М.И. Демпфирование вибраций изделий силами трения в резьбовых соединениях / М.И. Курушин, А.М. Курушин, И.С. Барманов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы межд. науч.-техн. конф. – Самара: СГАУ, 2011. – Ч. 1. – С. 106-108.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАДИАЛЬНОЙ ЖЁСТКОСТИ ГИБРИДНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА

Кузнецов Ю.С.

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика
С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара*

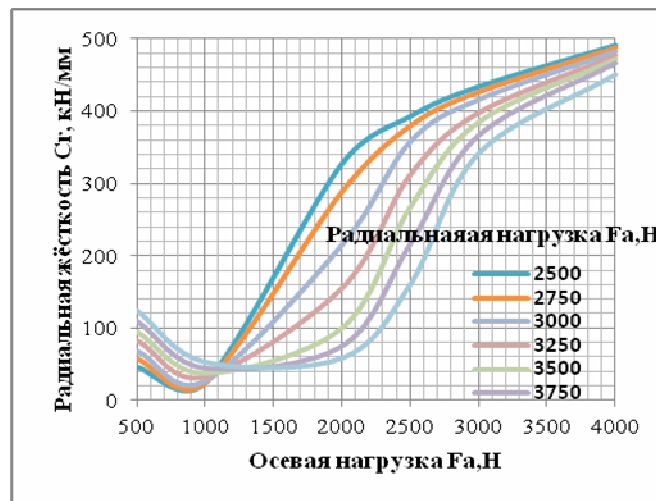
В опорах авиационных газотурбинных двигателей для восприятия осевых и радиальных нагрузок нашли применение шариковые подшипники. Величины нагрузок существенно зависят от режима работы двигателя. Величина радиальной нагрузки определяется весом ротора и величиной дисбаланса, а величина осевой – разностью газодинамических сил лопаточных венцов компрессора и турбины.

В настоящее время находят применение в подшипниках качения новые материалы – керамические. Керамические подшипники могут быть: гибридные (смешанные), в которых из керамики сделаны лишь тела качения, или полностью керамические, в которых и тела качения и кольца керамические. Наибольшее применение пока находят только подшипники с керамическими телами качения и стальными кольцами. Керамика по сравнению со сталью имеет меньшую плотность, больший модуль упругости, твёрдость и рабочую температуру.

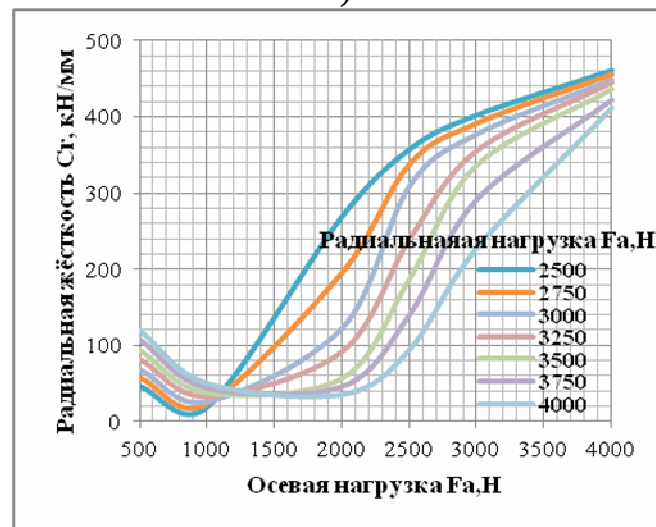
В данной работе рассматривается влияние материала тел качения на коэффициент радиальной жёсткости шарикового радиально-упорного подшипника № 126126. При расчётах принималось: частота вращения вала 3000 об/мин, осевая нагрузка $F_a = 500 \dots 4000$ Н, радиальная нагрузка $F_r = 0 \dots 4000$ Н.

Для расчёта жёсткости подшипников использовалась численная методика [1], которая учитывает многие параметры подшипника: геометрию, свойства материалов, шероховатость, посадки и перекосы колец, температуру, центробежные силы и толщину слоя смазки. Расчёт ведётся численным методом простой итерацией. При заданных исходных данных проводится расчёт деформаций, толщин слоя смазки и перемещений в подшипнике из условия равновесия тел качения. После определения перемещений рассчитывается жёсткость как производная перемещений от нагрузки.

Для сравнения значений радиальных жёсткостей при различных радиальных и осевых нагрузках, были построены графики зависимости радиальной жёсткости подшипника от осевой нагрузки для разных материалов шариков (рисунок 1). Отмечено, что при фиксированном значении радиальной нагрузки поведение графиков зависимостей радиальной жёсткости для металлических и керамических шариков практически одинаковое.



а)



б)

Рисунок 1 – Зависимости радиальной жёсткости подшипника от осевой нагрузки для шариков: а) металлических; б) керамических

Для количественной оценки отличия значений радиальной жёсткости были проведены расчёты относительной жёсткости. Эти расчёты заключались в том, что бралось отношение радиальной жёсткости подшипника со стальными шариками к жёсткости подшипника с керамическими шариками для одних и тех же значение осевой и радиальной нагрузки. Максимальные отличия радиальной жёсткости могут достигать 60 %, что соответствует соотношению осевых и радиальных сил в интервале $Fa/Fr \approx 0,4...1$. Таким образом, было выявлено существенное влияние керамического материала тел качения шарикового подшипника на коэффициент радиальной жёсткости.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ЖЁСТКОСТИ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Лукашенко А.

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика
С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара*

При исследованиях упругих элементов с помощью пакета ANSYS нагрузку можно прикладывать различными способами: в точке; по линии; в точках, распределённых по окружности; по линиям, распределённым по окружности. Более того, приложить нагрузку и измерять перемещения можно как с внешней, так и с внутренней стороны обода. При приложении силы в точке вносится погрешность, которая составляет около 15%. Это обусловлено тем, что в точке приложения силы возникает местная контактная деформация. Для уменьшения погрешности можно в точке приложения задавать такие свойства материала, которые будут способствовать снижению этой погрешности, например, увеличивать твёрдость поверхности.

Если толщина обода упругого элемента недостаточная, то приложение нагрузки, как с внешней, так и с внутренней стороны может вызвать погрешность до 10%. В этом случае деформация определяется не только перемещением балочек, но и деформациями самого обода – смятием и деформациями стенок. При малой толщине стенок происходит овализация втулки (рисунок 1).

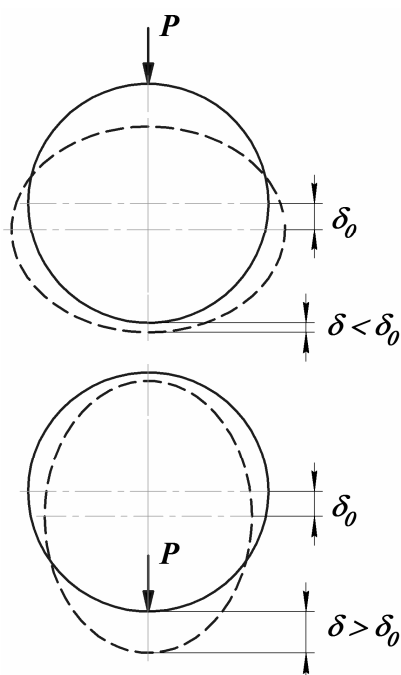


Рисунок 1 – Схема деформации обода упругого элемента при малой толщине стенки

В реальной конструкции нагрузка будет передаваться через тела качения подшипника. Нагрузка распределяется пропорционально количеству тел качения, их угловому шагу и прочим конструктивных параметров подшипника. В случае шарикового подшипника нагрузка распределяется по окружности с контактом в точке, а в случае роликового – по длине рабочей линии ролика (рисунок 2).

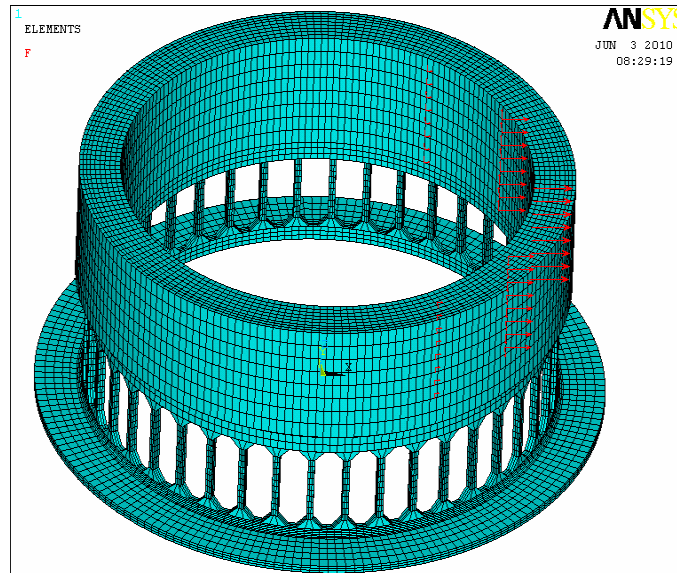


Рисунок 2 – Приложение нагрузки к упругому элементу через ролики подшипника

Исходя из полученных результатов, можно отметить, что способ приложения нагрузки может существенно повлиять на результат расчёта характеристик жёсткости упругого элемента. Из перечисленных способов рекомендуется использовать последний способ, т.к. он максимально приближен к реальному случаю нагружения упругого элемента, и соответственно имеет наибольшую достоверность вычисления.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Исследование влияния способа нагружения упругого элемента типа «беличьего колеса» на точность определения его жёсткости с помощью пакета «ANSYS» / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, И.С. Барманов, Р.Р. Бадыков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара, 2011. – Т. 13. – №4-1. – С. 213-216.

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА С ДОННЫМ ДОБЫЧНЫМ УСТРОЙСТВОМ В ПРОЦЕССЕ ДОБЫЧИ ЖЕЛЕЗОМАРГАНЦЕВЫХ КОНКРЕЦИЙ ШЕЛЬФОВОЙ ЗОНЫ

Королев И.А., Тимофеев И.П.

*Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»,
Санкт-Петербург*

Промышленная разработка морских и океанских месторождений минерального сырья показала свою состоятельность и перспективность уже в середине 20 столетия в связи с интенсивным истощением континентальных залежей основных полезных ископаемых [1, 2].

Многие области быстроразвивающейся промышленности нуждаются не только в железе, но и в марганце, который ввиду современного геополитического положения России, приходится закупать за рубежом. Тем не менее, подводные запасы железомарганцевых конкреций огромны и представляют стратегический интерес для промышленности – содержание марганца в таких рудах может достигать 50%.

Морфологические особенности конкреций ведут к образованию ценных рудных концентратов, содержащих в себе такие элементы как кобальт, никель, цинк и медь. Их количественный состав и классификация определяются марганцевым модулем (отношение Mn/Fe); таким образом, выделяют, например, марганцево-железистые конкреции ($Mn/Fe = 0,25 \div 1,0$), марганцевые ($Mn/Fe > 4$).

Перспективность разработки месторождений подводных железомарганцевых конкреций оценивается по продуктивности (подразумевается масса руды, приходящаяся на 1 м² поверхности дна), морфологическому составу и условиям залегания [1, 4]. Для России промышленный интерес представляют глубоководное месторождение Тихого океана (пояс Клиппертон-Кларион, залегание на глубине 4,8-5,4 км). Глубоководная добыча технологически не проста для освоения, разработка эффективной и безопасной технологии ведется до сих пор.

Между тем технологии шельфовой добычи конкреций за последние два десятилетия претерпели ряд изменений и усовершенствований. РФ обладает шельфовыми месторождениями ЖМК в Балтийском, Баренцевом, Карском и Белом морях. Залежи конкреций Балтийского моря сегодня рассматриваются как потенциальный сырьевой источник для металлургической промышленности Северо-Запада (глубина залегания – от 19 м).

На работах по добыче полезных ископаемых со дна Мирового океана используются технические средства, имеющие различные назначения, конструкции, принципы действия, достоинства и недостатки [3-5]. В большинстве добычных комплексов, ведущих разработку механическим

способом, присутствуют гибкие элементы, располагающиеся в толще воды согласно уравнению цепной линии:

$$Z = a \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{x}{a}\right) = a \cdot \frac{e^{\frac{x}{a}} + e^{-\frac{x}{a}}}{2} - a, \quad (1)$$

где Z и X – координаты цепной линии, м; a – параметр цепной линии, м.

Гибкие элементы оказывают существенное влияние на характер движения донного устройства и, как следствие, на эффективность его применения как с точки зрения производительности, так с точки зрения экологии.

Рассмотрим схему добычного комплекса [6], который состоит из ковшово-скреперного рабочего органа (донное устройство), перемещаемого по дну канатной системой, оборудованной лебедками, установленными на плавсредстве. Сознательно не рассмотрен случай изменения длины тягового элемента, движение ковша-скрепера осуществляется за счет удаления плавсредства. При транспортировке донного устройства его масса непостоянна и с течением времени увеличивается, поскольку емкость ковша-скрепера заполняется донными отложениями, тяговый элемент меняет свое положение в пространстве.

Задачей математического моделирования является нахождение зависимостей между основными силовыми (T – сила натяжения гибкого тягового элемента, T_x – горизонтальная составляющая силы натяжения гибкого элемента при транспортировании донного устройства, T_y – вертикальная составляющая силы натяжения гибкого элемента при транспортировании донного устройства, W – сила лобового сопротивления, $R_{PEЗ}$ – сила сопротивления резанию, $F_{ТР}$ – сила трения, Q – выталкивающая сила) и кинематическими (x – путь, V – скорость, a – ускорение) параметрами системы «донный агрегат – гибкий тяговый элемент».

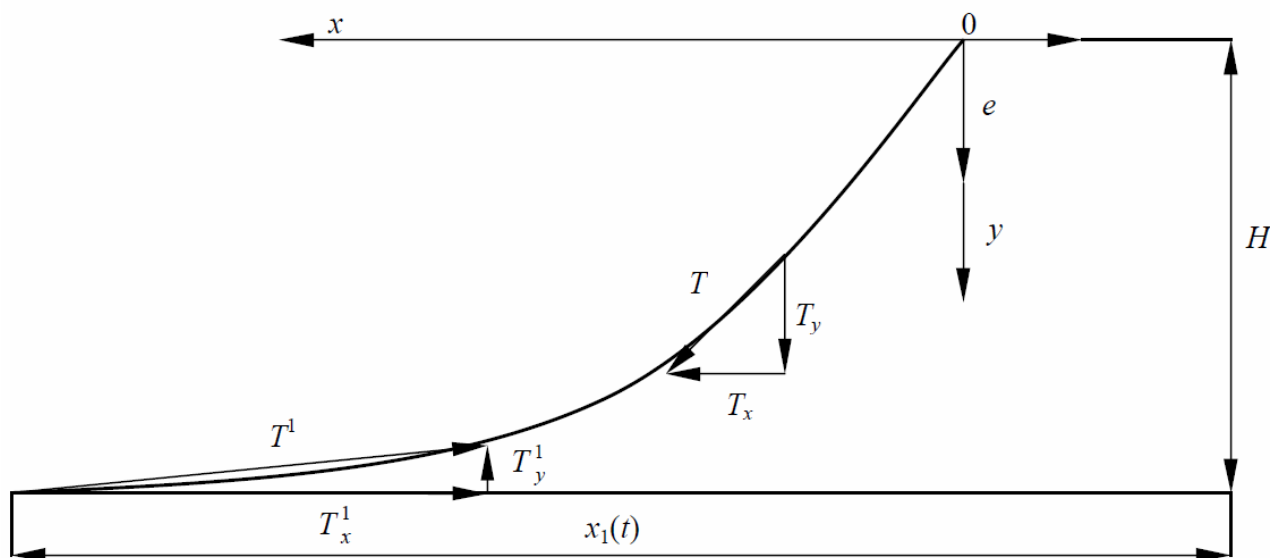


Рисунок 1 – Силовые характеристики гибкого тягового органа добычного комплекса

Для описания процесса движения донного устройства под действием сил натяжения канатной системы использовано уравнение Мещерского И.В. для движения частицы переменной массы.

В системе координат, связанной с верхней точкой цепи (рисунок 1), уравнения движения цепи имеют вид:

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \frac{\partial \vec{T}}{\partial l} + \rho_0 \vec{g}, \quad (2)$$

где ρ_0 – плотность материала цепи; $\vec{v}(l, t)$ – скорость точки цепи в момент времени t ; $\vec{T}(l, t) = \{T_X, T_Y\}(l, t)$ – натяжение цепи; $\vec{g}$ – ускорение свободного падения.

В уравнении (1) перейдем к безразмерным величинам, получая:

$$l = L \cdot l', \quad \vec{T} = \rho_0 L g \vec{T}', \quad t = \sqrt{L/g} \cdot t', \quad \vec{v} = v_0 \vec{v}', \quad \text{где } L - \text{длина цепи.}$$

Уравнение (1) примет вид (штрихи опущены):

$$\varepsilon \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \frac{\partial \vec{T}}{\partial l} + \vec{e} \quad (3)$$

где $\vec{e} = \{0, 1\}$ – орт оси координат, $\varepsilon = \frac{v_0}{\sqrt{Lg}}$.

В реальных условиях величина $\varepsilon \ll 1$, поэтому в (3) инерционным членом можно пренебречь. Таким образом, приходим к уравнению:

$$\frac{\partial \vec{T}}{\partial l} + \vec{e} = 0. \quad (4)$$

Интегрируя (3), находим:

$$\begin{aligned} T_X^1 &= T_X(H, t) = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{1-H^2}}{\text{sh}(c-\gamma)} \\ T_Y^1 &= T_Y(H, t) = -\frac{\sqrt{1-H^2}}{2} \cdot \frac{\text{sh}(c-2\gamma)}{\text{sh}(c-\gamma)}, \\ x^1 &= x(H, t) = \sqrt{1-H^2} \cdot \frac{c-\gamma}{\text{sh}(c-\gamma)} \end{aligned} \quad (5)$$

где H – глубина погружения агрегата, $\gamma = \text{arth} H = \frac{1}{2} \ln \frac{1+H}{1-H}$, $c = \text{Arsh}(\text{tg} \alpha_0(t))$ (см. рисунок 1).

Подсчет параметров системы заканчивается в момент полного заполнения донного агрегата железомарганцевыми конкрециями, т.е. на отметке равенства объемов агрегата и забранной извне донной массы.

Проведенные исследования позволяют построить зависимости скорости донного устройства и силовых характеристик в течение всего процесса движения агрегата по морскому дну.

Список литературы

1. Добрецов В.Б. Мировой океан и континентальные водоемы: минеральные ресурсы, освоение, экология / В.Б. Добрецов, В.А. Рогалев, Д.С. Опрышко. – СПб.: Международная академия наук экологии, безопасности человека и природы, 2007. – 796 с.
2. Быховский Л.З. Железомарганцевые образования Мирового океана и морского шельфа – минеральное сырье многоцелевого назначения / Л.З. Быховский, В.Б. Терентьев, Л.П. Тигунов // Минеральное сырье. Серия геолого-экономическая. – М.: ВИМС, 2010. – №31. – 108 с.
3. Ветюков М.М. Фрикционные автоколебания в системе с переменной массой / М.М. Ветюков, М.Ю. Платовских, И.П. Тимофеев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – №4 – С. 18-22.
4. Тимофеев И.П. Исследование комплекса добычи железомарганцевых конкреций при движении его гибким тяговым элементом / И.П. Тимофеев, И.А. Королев // Записки горного института. – 2012. – Т. 196. – С. 244-247.
5. Колтон Г.А. Математическое моделирование движения донного добычного устройства при транспортировании гибким тяговым элементом / Г.А. Колтон, И.А. Королев, И.П. Тимофеев // Записки горного института. – 2014. – Т. 209. – С. 55-58.
6. Патент №2466275 РФ, МПК E21C 50/02. Комплекс для добычи и обогащения твердых полезных ископаемых / Ю.Д. Тарасов, И.П. Тимофеев, А.В. Большунов, В.Н. Морус, И.А. Королев. – №2011118253; приоритет от 05.05.2011; опубл. 10.11.2012, Бюл. №31.

Научное периодическое издание

Автоматизированное проектирование в машиностроении:

**Материалы второй международной заочной
научно-практической конференции**

№2

Верстка и корректура: Жуков И.А.
Разметка и обработка форматов: Андреева Я.А.

Подписано в печать 18.11.14г.
Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 12,64. Уч.-изд. л. 13,44. Тираж 300 экз. Заказ №708.

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Издательский центр СибГИУ