

Министерство образования и науки Российской Федерации



СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

Сибирский государственный  
индустриальный университет



Научно-образовательный  
центр «МашиноСтроение»

Новокузнецкий филиал-институт  
Кемеровского государственного университета

Кыргызский государственный технический университет  
им. И. Раззакова

Кузбасский научный центр Сибирского отделения Международной  
Академии Наук Высшей школы

Институт промышленного проектирования угольных предприятий

ISSN 2307-342X

# **СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ МАШИН:**

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

Новокузнецк, 2014

УДК 621.01 : 531.8

ББК 34.41

C56

C56      Современные проблемы теории машин: Материалы II международной заочной научно-практической конференции / НОЦ «МС». – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2014. – 183 с.

Представлены Материалы II международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин». Научно-практическая конференция посвящена обмену опытом и новыми научными достижениями в области исследования и проектирования машин и механизмов различного назначения. Направления работы конференции: 1) Фундаментальные исследования в области машиностроения; 2) Наука и образование в области машиностроения; 3) Теория механизмов и машин; 4) Современная методология проектирования машин и механизмов; 5) Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры; 6) Механика деформируемого твердого тела.

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

**Редакционная коллегия:**

Дворников Л.Т. – главный редактор,

Жуков И.А. – заместитель главного редактора,

Андреева Я.А. – ответственный секретарь.

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

Сборник трудов имеет статус периодического издания (Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2), включен в следующие базы данных цитирования: РИНЦ, Ulrich's International Periodicals Directory; проходит регистрацию в Index Copernicus, Google Scholar, Scopus.

ISSN 2307-342X

© Авторы, 2014

© СибГИУ, 2014

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Жуков И.А., Молчанов В.В., Андреева Я.А.</b> К проблеме учёта и встраивания сложных форм бойков ударных систем .....	6
<b>Федосеева М.А.</b> Уравновешенность современных судовых двигателей .....	10
<b>Андреева Я.А., Пономарева А.В.</b> Уравновешенная двухсателлитная планетарная передача .....	12
<b>Гараников В.В.</b> Экспериментальное исследование стали 9Х2 при циклическом изменении напряжений.....	15
<b>Степанов А.В.</b> О реализации и повышении эффективности поиска целочисленных решений универсальной структурной системы профессора Л.Т. Дворникова .....	18
<b>Бородин А.В., Иванова Ю.А.</b> Шаровый подпятник буксы грузового вагона ..	31
<b>Куклин С.А.</b> Контактные задачи при качении.....	33
<b>Зеньков С.А., Товмасын Э.С.</b> Математическая модель для определения параметров оборудования высокочастотного действия при проектировании ковшей экскаваторов .....	41
<b>Максимова Е.Н.</b> Особенности строения и кинематического исследования механизмов перекатывающихся рычагов.....	45
<b>Козелков О.А.</b> Модели оценивания характеристик машиностроительного производства в условиях технологических инноваций .....	50
<b>Манжосов В.К., Петрова Т.Е.</b> Зоны существования и бифуркации кривошипно-коромыслового механизма.....	53
<b>Попугаев М.Г.</b> К вопросу о классификации трехзвенных механизмов .....	56
<b>Бурдейная В.М.</b> Системы с направлением режущего инструмента при обработке отверстий малого диаметра .....	59
<b>Денисенко А.Ф., Назаров Н.С.</b> Влияние условий контакта на теплопроводность плоских соединений металлорежущих станков.....	61
<b>Карнаухов И.С., Радионова И.Н., Шемяков А.С.</b> Применение функционально-стоимостного анализа при лезвийной обработке технологического процесса .....	65
<b>Давыдов А.П., Левин В.Д., Стрыгин С.В., Цуцков М.В.</b> Вибродвижитель поступательного движения .....	68
<b>Саруев Л.А., Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Цыганкова М.В.</b> Повышение эффективности разрушения горных пород применением безбойковой гидроимпульсной системы.....	73
<b>Давыдов А.П., Ермошин Д.М., Стрыгин С.В.</b> Разработка привода на базе поршневой и двухроторной машин .....	79
<b>Фидровская Н.Н., Краснокутская Т.Б.</b> Проблемы крановых колес .....	88

<b>Масягин В.Б.</b> Применение кромочной модели детали при размерном анализе осесимметричных конструкций .....	90
<b>Павлюк А.С., Шенкнехт Ю.И.</b> Повышение устойчивости движения шарнирно соединенных машин в условиях агропромышленного комплекса.....	97
<b>Аксютин В.А., Зонов В.Н., Петренко Ю.В., Лаппи Ф.Э.</b> Проектирование асинхронных электродвигателей малой мощности с составными магнитопроводами .....	107
<b>Нейман Л.А., Нейман В.Ю.</b> Исследование двухкатушечной синхронной электромагнитной машины с инерционным реверсом бойка .....	109
<b>Шапошников И.-И.Д.</b> Продольный удар. Бурение скважин, влияние стыков става штанг .....	111
<b>Зонов В.Н, Петренко Ю.В., Аксютин В.А., Лаппи Ф.Э.</b> Торцевой асинхронный электродвигатель для мотор-колес подвижных транспортных средств .....	122
<b>Скотников А.А., Аксютин В.А., Зонов В.Н., Лаппи Ф.Э., Петренко Ю.В.</b> Энергия в линейном электромагнитном двигателе ударного действия.....	124
<b>Петров Н.И.</b> Полиномиальное решение линеаризированных задач осесимметричного состояния в теории малых упругопластических деформаций .....	126
<b>Скотников А.А., Аксютин В.А., Зонов В.Н., Лаппи Ф.Э., Петренко Ю.В., Хуан А.П.</b> Исследование перегрева электромагнитного двигателя на динамику его работы .....	128
<b>Афанасенков М.А.</b> Комплексный подход к поэтапной разработке условий и методов формирования рабочих слоев на поверхности режущего инструмента.....	130
<b>Ткачева Т.А.</b> Новый прецизионный метод исследования изменчивости динамики измерительных механизмов приборов .....	133
<b>Надеждин И.В.</b> Определение мгновенного КПД шестизвенных кривошипно-ползунных механизмов III класса .....	135
<b>Волкова М.Ю., Егорычева Е.В.</b> Влияние качества обработки поверхности деталей на продление срока службы промышленных изделий .....	138
<b>Рахматов Р.И.</b> Тенденции развития систем обработки отработавших газов для дизельного двигателя.....	141
<b>Крашмалев О.Н., Петрешин Д.И.</b> Определение оптимальных областей рабочего пространства манипуляционных роботов соответствующих минимуму их инерционных параметров .....	146
<b>Белюсова Е.В., Некалин З.Е., Лагуткин М.Г.</b> Особенности расчета и проектирования цилиндрических обечаек с кольцами жесткости .....	150

<b>Мартынов В.Г.</b> Математическое моделирование как прогрессивный метод исследования технологических процессов .....	152
<b>Наумкин Н.И., Купряшкин В.Ф., Фирстов А.Ф., Уланов А.С.</b> Практическое обучение студентов технических вузов инновационной деятельности в научных школах .....	154
<b>Цхай Э.Б., Клопотов А.А., Волокитин Г.Г.</b> Применение сплавов с эффектами памяти формы для усиления затяжки резьбового соединения	157
<b>Галевко В.В.</b> Расчетный способ определения конструктивных решений по снижению звукового излучения от наружных поверхностей ненагруженных деталей ДВС .....	162
<b>Цвигун В.Н., Куклин С.А., Козлов Н.В.</b> Установки для изучения износо- и трещиностойкости материалов на миниобразцах .....	171
<b>Петров Н.И.</b> О потере устойчивости толстостенной трубы из идеального упругопластического материала под действием внутреннего давления ....	178

## К ПРОБЛЕМЕ УЧЁТА И ВСТРАИВАНИЯ СЛОЖНЫХ ФОРМ БОЙКОВ УДАРНЫХ СИСТЕМ

*Жуков И.А., Молчанов В.В., Андреева Я.А.*

*Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк*

Специфической особенностью работы ударных систем технологического назначения является процесс передачи энергии от бойка к штанге-волноводу, продвижения ударного импульса по волноводу, прохождения его через инструмент и превращения его энергии в полезную энергию разрушения среды и частичного отражения ударной волны. Решение проблемы эффективности работы ударных машин требует обеспечения максимума полезной энергии при прочных равных параметрах сравниваемых систем.

В 1964г. одним из известных ученых-исследователей теории удара Александровым Е.В. было сделано открытие [1], заключающееся в том, что коэффициент передачи энергии ударного импульса зависит не только от массы бойка и его предударной скорости, но и от форм соударяющихся тел. В монографии Кольского Г. [2] записано: «если поперечное сечение не постоянно по длине стержня, форма импульса и его амплитуда изменяются в процессе распространения». Таким образом, на форму ударного импульса оказывает значительное влияние кривизна образующей боковой поверхности ударника, а, следовательно, и распределение объема в бойке по мере продвижения от ударного торца к неударному при условии равенства объемов сравниваемых бойков. Для сравнительной оценки применения бойков различных форм необходимо знание условий и законов формирования ими ударных импульсов в штангах. Закон изменения амплитуды импульса по его длине при разрушении ударом играет основную, определяющую роль.

Решить задачу об определении формы упругой волны деформации, возникающей в штанге-волноводу при соударении с бойком сложной формы, можно двумя различными путями [3]. Первый путь состоит в подборе какой-либо формы бойка по конструктивным или идейным соображениям, основанным на практическом опыте исследований и эксплуатации машин ударного действия. Затем выбранная форма бойка исследуется аналитически с применением волновых дифференциальных уравнений теории удара [4], графоаналитического метода [5] и соответствующего программного обеспечения [6] и экспериментально. На основании анализа и сопоставления полученных теоретических и экспериментальных данных делается заключение о рациональности предлагаемой формы бойка и о пригодности её применения в современной практике машиностроения. Посредством таких действий разработан и исследован целый ряд различных форм бойков [7].

Второй путь, являющийся по мнению авторов наиболее рациональным, состоит в синтезировании геометрии ударяющего тела, применение которого в машинах ударного действия будет способствовать генерированию в штанге-

волноводе упругой волны деформации, являющейся оптимальной для разрушения какой-либо конкретной среды. Сущность методики заключается в следующем.

По результатам оценки физико-механических свойств среды, которую предстоит разрушать, создается математическая модель зависимости «сила – внедрение», по которой в дальнейшем необходимо определить форму ударного импульса, генерируемого в стержне при ударе по нему бойком. Ударный импульс определяется из условия обеспечения минимума энергии отраженного импульса с целью повышения значения коэффициента передачи энергии.

В дальнейшем по форме первой волны падающего ударного импульса, синтезируется форма бойка. Решение данной задачи достигается посредством применения графоаналитического метода [8, 9]. Синтезируемая форма бойка будет представлять собой многоступенчатый цилиндр, образующая боковой поверхности которого – ступенчатая функция, аппроксимируется некоторой гладкой кривой.

Однако синтезируемые в форме тел вращения бойки оказываются весьма сложными телами с точки зрения встраивания в реальную конструкцию машины, т.к. не содержат поршневой ступени, способной обеспечить необходимый запас продольной устойчивости. На этом основании предлагается несколько вариантов практической реализации бойков, позволяющих не только их встроить, но и учесть форму при генерировании упругих волн деформации.

Первый вариант – это биметаллический ударник [10] (рисунок 1), в котором выполнена внутренняя полость, заполняемая материалом, отличным по своим свойствам основного материала бойка. При этом форма внутренней полости такова, что приведенная форма бойка и биметаллического будут идентичны по величине энергии удара.

Второй вариант – триплекс-боёк [11] (рисунок 2), представляющий собой композицию трех материалов. Подбираемые особым образом формы составных частей бойка и свойства материалов обеспечивают идентичность не только энергии удара, но и волновых свойств триплекс-бойка и синтезированного в виде одноступенчатого тела вращения бойка.

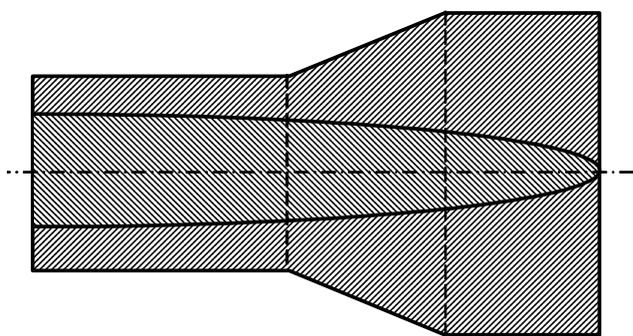


Рисунок 1 – Биметаллический боёк

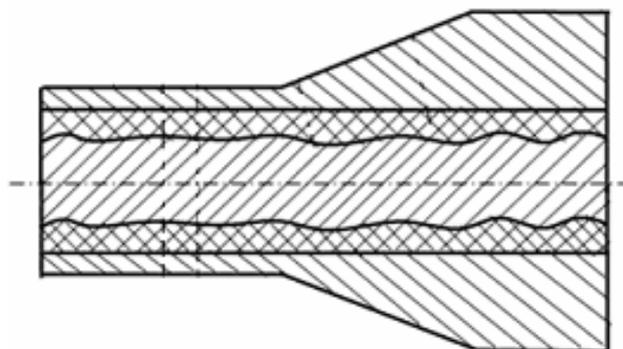


Рисунок 2 – Триплекс-боёк

Однако изготовление бойков, представляющих собой композицию нескольких различных по свойствам материалов, с технологической точки зрения ведет к существенному возрастанию себестоимости таких деталей.

Наиболее простым вариантом решения проблемы является реализация бойков в виде двухступенчатых [12] (рисунок 3), поршневая ступень которых выполняется цилиндрической с целью обеспечения им устойчивого положения в корпусе механизма, а ударная задается из условия обеспечения необходимой формы ударного импульса, причем длины ударной и цилиндрической поршневой частей которых подбираются по правилу «золотого сечения». Однако выполнение бойков в виде двухступенчатых целесообразно лишь для некоторых геометрических форм ударных частей в силу уменьшения максимального значения амплитуды импульса.

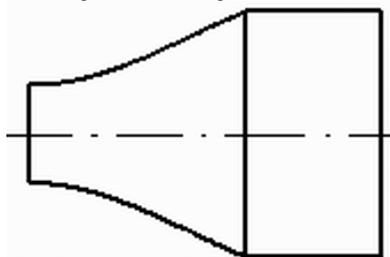


Рисунок 3 – Боёк двухступенчатый

Четвертый вариант – боёк, состоящий из жестко соединенных между собой цилиндра и коаксиально расположенного в нем штока, боковая поверхность которого выбирается из условия обеспечения необходимой формы ударного импульса. Одним из примеров такого вида бойков является цилиндро-псевдосферический [13], уникальная особенность которого заключается в том, что он генерирует ударный импульс с непрерывно возрастающей по линейному закону амплитудой, что позволяет повысить эффективность передачи энергии обрабатываемой среде.

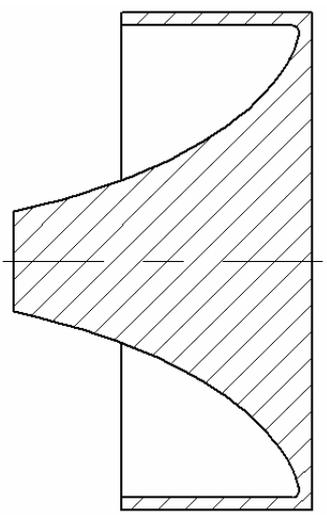


Рисунок 4 – цилиндро-псевдосферический

Представленные пути поиска и обоснования рациональных форм бойков позволяют определить действующие нагрузки в системе и произвести расчеты на прочность, а также раскрыть проблему повышения производительности машин ударного действия.

Работа выполнена при государственной поддержке гранта Президента Российской Федерации МК-854.2014.1.

### Список литературы

1. Открытие 13 СССР. / Александров Е.В.. – Приоритет от 30.10.1957, опубл. 19.03.1964, Бюл. №7.
2. Кольский Г. Волны напряжения в твердых телах. – М.: Изд-во INSTR. лит-ры, 1955. – 192 с. (Oxford, 1953).
3. Жуков И.А. Обобщенная методика и инструментальные средства создания машин ударного действия для разрушения хрупких сред // Современные проблемы машиностроения: сборник научных трудов VII Международной научно-технической конференции; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во ТПУ, 2013. – С. 230-233.
4. Кошляков Н.С. Основные дифференциальные уравнения математической физики. Изд. 4-е, испр. и доп. – М.-Л.: ОНТИ НКТП СССР, 1936. – 505 с.
5. 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.
6. Свидетельство №2007613024. Анализ форм бойков ударных механизмов / Дворников Л.Т., Жуков И.А. (РФ) – №2007611961; поступление 18.05.2007; зарегистр. 11.07.2007.
7. Свидетельство №2013620699. Справочник аналитических решений ударных импульсов бойков, выполненных в форме тел вращения / Жуков И.А., Андреева Я.А. (РФ) – №2013620381; поступление 16.04.2013; зарегистр. 13.06.2013.
8. Дворников Л.Т. Синтез геометрии бойков ударных механизмов посредством графоаналитического метода / Л.Т. Дворников, И.А. Жуков // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Материалы III Международного научного симпозиума. – Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 35-41.
9. Свидетельство №2012611835. Синтез ударного импульса по зависимости «сила-внедрение» для разрушения горной породы ударом / Жуков И.А., Сараханова Е.В. (РФ) – №2011660043; поступление 26.12.2011; зарегистр. 17.02.2012.
10. Патент №2234583 РФ, МПК 7 E21B1/38, B25D17/02. Боёк ударного механизма / Дворников Л.Т., Жуков И.А. – № 2003109114/03; приоритет от 31.03.2003; опубл. 20.08.2004; Бюл. №23.
11. Патент №2395383 РФ, МПК B25D 17/02. Боёк ударного механизма – триплекс-боёк / Жуков И.А., Сараханова Е.В., Бурда А.Е. – №2008145864; приоритет от 20.11.2008; опубл. 27.07.2010; Бюл. №21.
12. Жуков И.А. К разработке двухступенчатых бойков ударных механизмов на основании правила «золотого сечения» / И.А. Жуков, В.В. Молчанов // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 1258-1264.
13. Патент №2486049 РФ, МПК B25D 17/02. Боёк цилиндро-псевдосферический / Дворников Л.Т., Жуков И.А. – №2012101093; приоритет от 11.01.2012; опубл. 27.06.2013, Бюл. №18.

## УРАВНОВЕШЕННОСТЬ СОВРЕМЕННЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Федосеева М.А.*

*Новосибирская государственная академия водного транспорта, Новосибирск*

Существующая точка зрения на уравновешенность рядного шестицилиндрового двигателя не учитывает моментов сил инерции шатунов. Считается, что указанная неуравновешенность незначительна. Современная тенденция использования высокооборотных многоцилиндровых двигателей значительно изменила данную точку зрения. Небольшие моменты сил инерции шатунов имеют первый порядок, а с учётом большого числа цилиндров и квадратичной зависимости от частоты вращения переводят проблему из области виброизоляции в шумовой диапазон. Кинематика кривошипно-ползунного механизма может быть исследована аналитически (формула 1). Расстояние от оси поршневого пальца до оси рамовой шейки выражается зависимостью от угла поворота (рисунок 1)

$$x_C = L_1 \cos \varphi + \sqrt{L_2^2 + L_1^2 \sin^2 \varphi}. \quad (1)$$

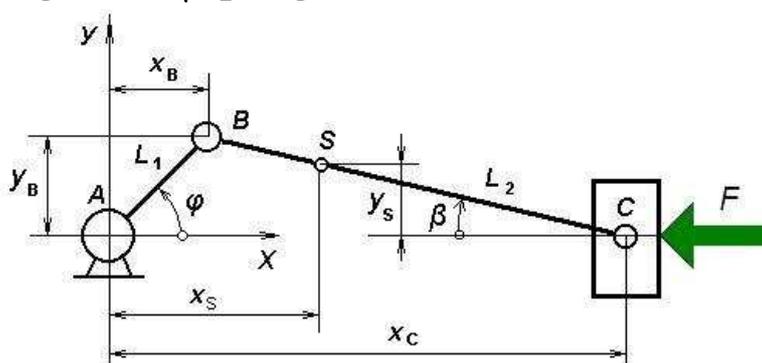


Рисунок 1 – Схема кривошипно-ползунного механизма

После двукратного дифференцирования получаются аналоги линейных и угловых ускорений любых звеньев. Для определения неуравновешенности многоцилиндровых двигателей аргумент выражения меняется на угол заклинки колен вала и производится суммирование моментов или сил. В результате проведенного исследования установлено, что в рядном однородном шестицилиндровом двигателе поперечные силы инерции шестого порядка шатунов полностью уравновешены, а суммарная сила инерции вдоль осей цилиндров незначительна. В целом следует признать уравновешенность такого двигателя хорошей, но проблема моментов сил инерции шатунов остается нерешенной. Диаграммы углового ускорения в зависимости от угла поворота кривошипа для каждого шатуна и суммарная диаграмма (рисунок 2) показывают существенное значение.

Влияние момента сил инерции шатунов на поворотные вибрации дизеля показало уровень ускорения 40...71дБ. Эту величину следует учитывать при расчете виброизоляции на частотах шестого порядка.

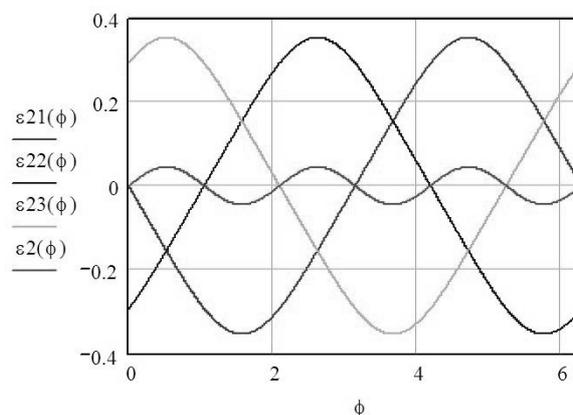


Рисунок 2 – Угловые ускорения трёх шатунов

Сопоставим инерционные моменты и шестую гармонику в разложении момента среднего судового дизеля (ЯМ3238). Вынуждающие моменты от газовых сил четырехтактного двигателя по правилам РРР представлены в виде суммы гармоник от 0,5 до 12 порядка. В шестицилиндровом двигателе момент шестого порядка от шатунов накладывается на шестую гармонику момента газовых сил и составляет существенное значение, превышающее указанную гармонику (рисунок 3).

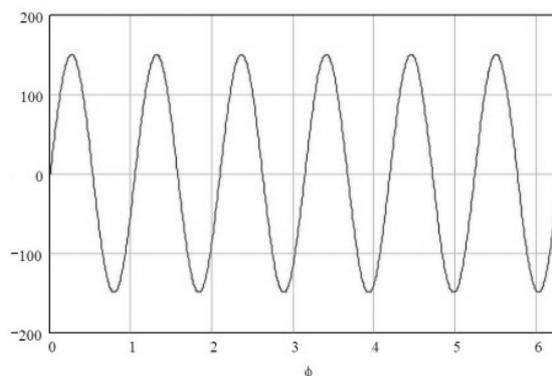


Рисунок 3 – Момент сил инерции шатунов судового двигателя

Оценка вибрации рядного двигателя должна учитывать квадратичную зависимость моментов сил инерции шатунов от частоты вращения. Оценка такой вибрации по ускорению показывает рост уровня  $12\text{дБ}$  на октаву. При числе цилиндров от 8 до 12 и частоте вращения  $1500\text{об/мин}$  частота вибрации будет равна  $200\dots300\text{Гц}$ . Известно, что эти частоты весьма неблагоприятно действуют на экипаж.

### Список литературы

1. Совершенствование технической эксплуатации судовых дизельных энергетических установок: учеб. пособие / О.П. Лебедев и др.; под ред. С.А. Калашникова. – Новосибирск: НИИВТ, 1993. – 356 с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: учеб. для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.
3. Барановский А.М. Теоретические основы эффективной виброизоляции: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.08.05. – Новосибирск, 2000. – 316 с.

## УРАВНОВЕШЕННАЯ ДВУХСАТЕЛЛИТНАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА

*Андреева Я.А., Пономарева А.В.*

*Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк*

Благодаря своей компактности, долговечности, высокому КПД, постоянному передаточному отношению зубчатые механизмы широко используются в горнодобывающей, автомобильной, машиностроительной отраслях промышленности. В частности в редукторостроении применяются планетарные зубчатые механизмы, в которых оси некоторых колес подвижны.

Использование многосателлитных планетарных передач позволяет повысить технико-экономические показатели работы машин, однако, основные преимущества планетарных механизмов могут быть полностью проявлены только тогда, когда решена проблема равномерного распределения мощности между сателлитами.

Решению этого вопроса посвящены классические работы [1-3].

Рассмотрим структуру простейшей планетарной передачи, в которой с целью уравнивания инерционных сил установлены два сателлита (рисунок 1). Она состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, неподвижного центрального (корончатого) колеса 4 с внутренними зубьями и водила  $H$ , на котором закреплены оси сателлитов 2 и 3. При неподвижном колесе 4 движение передается от колеса 1 к водилу  $H$  или наоборот.

В основе структурного анализа механических систем лежит формула П.Л. Чебышёва [4], позволяющая определять степень подвижности кинематической цепи:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев механизма;  $p_5$  – число кинематических пар пятого класса – шарниров;  $p_4$  – число высших кинематических пар четвертого класса – точечных пар.

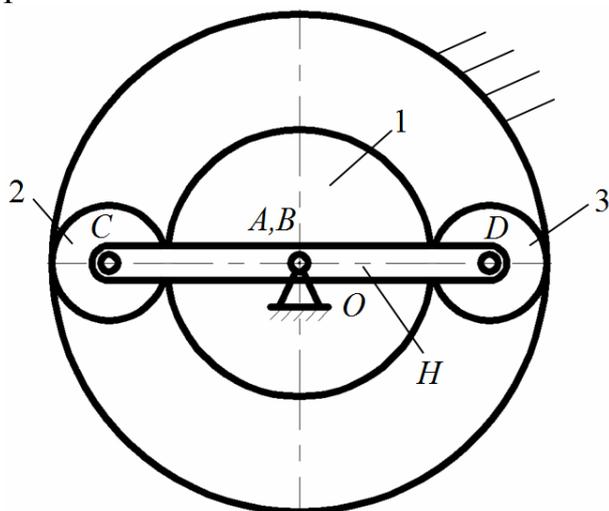


Рисунок 1 – Двухсателлитный планетарный механизм

В механизме, изображенном на рисунке 1, подвижных звеньев  $n=4$ : центральное колесо 1, сателлиты 2 и 3, водило  $H$ ; кинематических пар пятого класса  $p_5=4$ : соединения центрального колеса со стойкой  $A$ , водила со стойкой  $B$ , водила с сателлитом  $C$  и  $D$ ; кинематических пар четвертого класса  $p_4=4$ : соединения зубчатых колес 1 и 2, 1 и 3, а также сателлитов 2, 3 и неподвижного венца 4.

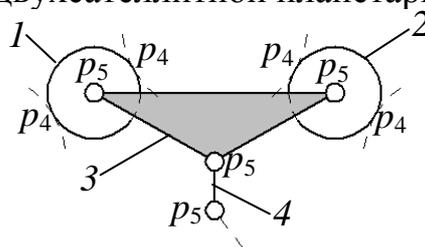
Тогда согласно формуле (1) степень подвижности двухсателлитного механизма равна:

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 4 = 0,$$

и в этом случае механизм является статически неопределимой системой. В теории машин [5] такой результат объясняют наличием избыточных связей.

Работа механизма с принуждением неизбежно приводит к чрезмерному износу зубьев колес, что является причиной потери отдельными сателлитами зацепления с центральными колесами и, следовательно, к неравномерности распределения нагрузки между сателлитами, уменьшению КПД, снижению надежности и срока службы механизмов.

Для синтеза уравновешенных многосателлитных планетарных передач [6] к ведущему звену необходимо добавлять группы звеньев, обладающих нулевой подвижностью, где одно или несколько звеньев, из которых будут представлять собой дополнительные сателлиты [7]. На рисунке 2 представлена четырехзвенная группа нулевой подвижности, которая может быть использована для синтеза двухсателлитной планетарной передачи.



1, 2 – сателлиты; 3 – трехпарное звено, 4 – шатун

Рисунок 2 – Четырехзвенная группа нулевой подвижности

Однако применение такой группы звеньев влечет к появлению задач обеспечения равномерности работы передачи, уравновешивания инерционных сил от сателлитов и динамического уравновешивания рычажных звеньев.

В качестве решения этой проблемы предложена новая конструкция двухсателлитного планетарного механизма [8], включающего центральное подвижное колесо с внешним зацеплением, неподвижное колесо с внутренним зацеплением, водило, два сателлита, соединенные в шарниры с трехпарным промежуточным звеном, которое соединяется с водилом в шарнир (рисунок 3). Уравновешивание сил инерций от двух сателлитов достигается путем их диаметрально противоположной установки в механизме. Уравновешивание силы инерции от трехпарного промежуточного звена достигается за счет его исполнения в форме кольца, причем радиус средней линии кольца принимается равным межосевому расстоянию механизма. Уравновешивание силы инерции от водила достигается путем выполнения водила в форме стержня, длина которого равна двум межосевым расстояниям.

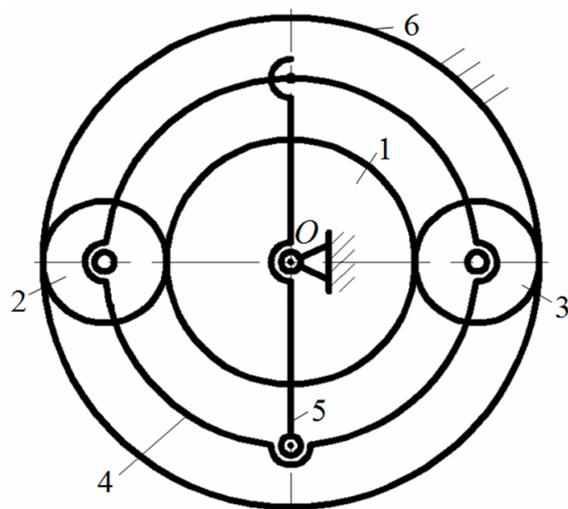


Рисунок 3 – Уравновешенный двухспутеллитный планетарный механизм

В предлагаемом механизме число подвижных звеньев  $n=5$ : колеса 1, 2, 3, трехпарное промежуточное звено 4 и водила 5; число шарниров  $p_5=5$  – это соединения с опорой колеса 1 и водила 5, соединение колес 2 и 3 с трехпарным промежуточным звеном 4, соединение водила 5 с трехпарным промежуточным звеном 4; число кинематических пар  $p_4=4$ : контакты сателлитов 2 и 3 соответственно с колесами 1 и 6. По формуле (1) подвижность такого планетарного механизма  $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1$ , что доказывает работоспособность и самоустанавливаемость уравновешенного двухспутеллитного планетарного механизма.

Таким образом, предложенный механизм обеспечивает помимо собственно уравновешивания механизма, передачу мощности через два сателлита.

#### Список литературы:

1. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – М.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
2. Руденко Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчет и проектирование. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Машгиз, 1947. – 756 с.
3. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
4. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
5. Андреева Я.А. Решение проблемы создания планетарных редукторов с равномерным распределением нагрузки по сателлитам / Я.А. Андреева, Л.Т. Дворников, И.А. Жуков // Машиностроение и инженерное образование. – 2013. – №4. – С. 2-8.
6. Герасимов С.П., Дворников Л.Т. О группах Ассура применительно к планетарным зубчатым механизмам / С.П. Герасимов, Л.Т. Дворников // Успехи современного естествознания. – 2012. – №6. – С. 150.
7. Решение о выдаче патента от 05.06.2014 по заявке на полезную модель №2014118251. Уравновешенный двухспутеллитный планетарный механизм / Л.Т. Дворников, Я.А. Андреева, И.А. Жуков. – Приоритет от 06.05.2014.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАЛИ 9Х2 ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ ИЗМЕНЕНИИ НАПРЯЖЕНИЙ

*Гараников В.В.*

*Тверской государственный технический университет, Тверь*

При эксплуатации реальных тонкостенных конструкций, таких как трубы и сосуды высокого давления, в процессе циклического нагружения может наблюдаться явление накопления односторонних деформаций. Эффект получил название "циклической ползучести" или "ратчеттинга" и отмечается в экспериментах с контролем по напряжениям при нагружении циклически анизотропных материалов либо при ассимметричном нагружении изотропных материалов. Испытания, в которых круговые тонкостенные цилиндрические оболочки подвергали воздействию осевой силы и крутящего момента, проведены на автоматизированном расчетно-экспериментальном комплексе СМ-ЭВМ [1]. Программа испытаний в пространстве напряжений состояла в следующем (рисунок 1).

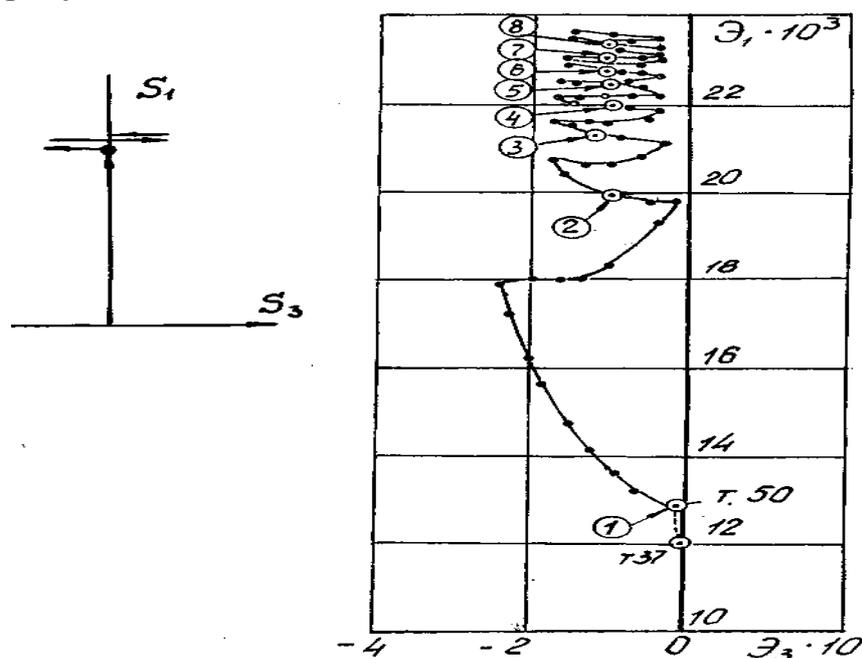


Рисунок 1 – Программа испытаний и траектория деформаций

После предварительного растяжения ( $S_1=300\text{МПа}$ ), полной разгрузки и последующего нагружения до уровня  $S_1=318\text{МПа}$  осуществлялась полная выборка ползучести. После выборки ползучести при условии поддержания  $S_1=\text{const}$  осуществлялось сложное нагружение циклически (с постоянной скоростью) изменяющимся напряжением  $-150 < S_3 < 150(\text{МПа})$ . Отклик на данную программу нагружения представлен в виде траектории деформаций, изображенной на рисунке 1. Точки, отмеченные номерами 37, 50, отвечают соответственно началу и окончанию процесса выборки ползучести. Точки,

обозначенные цифрами в кружках, соответствуют началу циклов сложного нагружения. Как видно из рисунка 1, циклическое закручивание оболочки при  $S_1 = \text{const}$  приводит к существенному увеличению компоненты  $\mathcal{E}_1$  вектора деформаций  $\mathcal{E}$ , причем наибольший рост характерен для первого цикла сложного нагружения и составляет более 50% от значения  $\mathcal{E}_1$  в точке начала реализации сложного процесса. После пятого цикла степень прироста модуля вектора деформаций практически стабилизируется.

Всего было выполнено 10 полных циклов нагружения по  $S_3$ . Диаграмма деформирования представлена на рисунке 2. Треугольники отвечают предварительной полной разгрузке, кружки с внешними крестиками соответствуют повторному простому нагружению до  $S_1 = 318 \text{ МПа}$ .

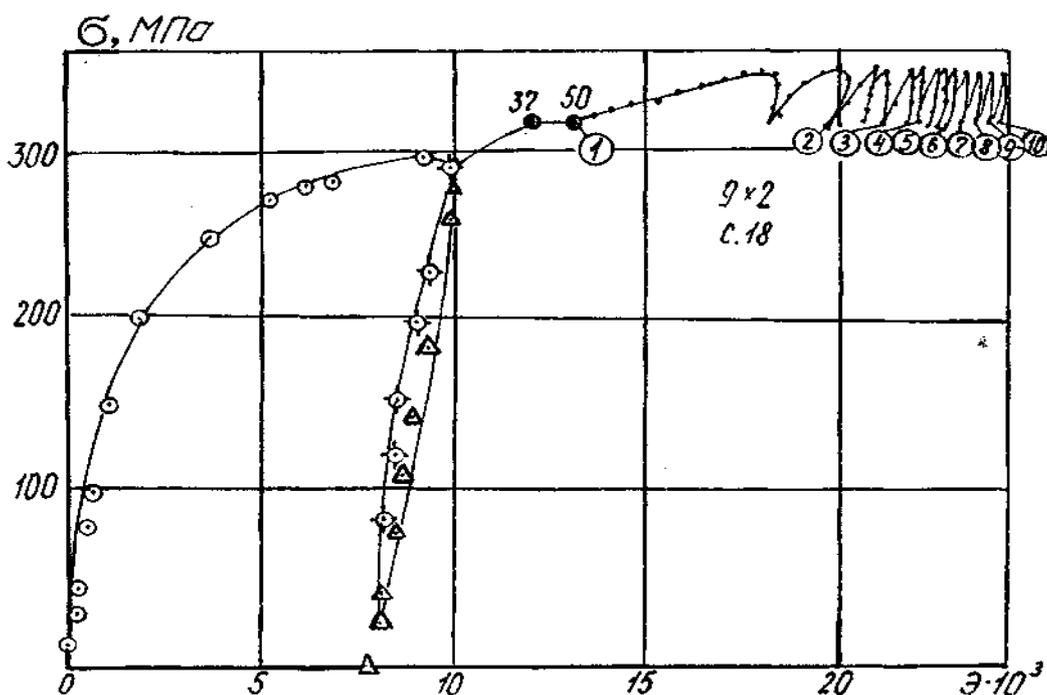


Рисунок 2 – Диаграмма деформирования

После реализации 10 циклов сложного нагружения по  $S_3$  образец был дополнительно растянут до  $S_1 = 406 \text{ МПа}$  ( $S_3 = 0$ ). По окончании процесса выборки ползучести повторно реализовано сложное шестнадцатичиковое закручивание оболочки в диапазоне  $-25 < S_3 < 25 (\text{МПа})$ , после чего амплитуда изменения компоненты  $S_3$  в пределах цикла была увеличена до  $|S_3| = 50 \text{ МПа}$ . Результаты данного этапа эксперимента приведены на рисунке 3 в виде графика зависимости компоненты  $\mathcal{E}_1$  вектора деформаций  $\mathcal{E}$  от числа циклов сложного нагружения  $n$ .

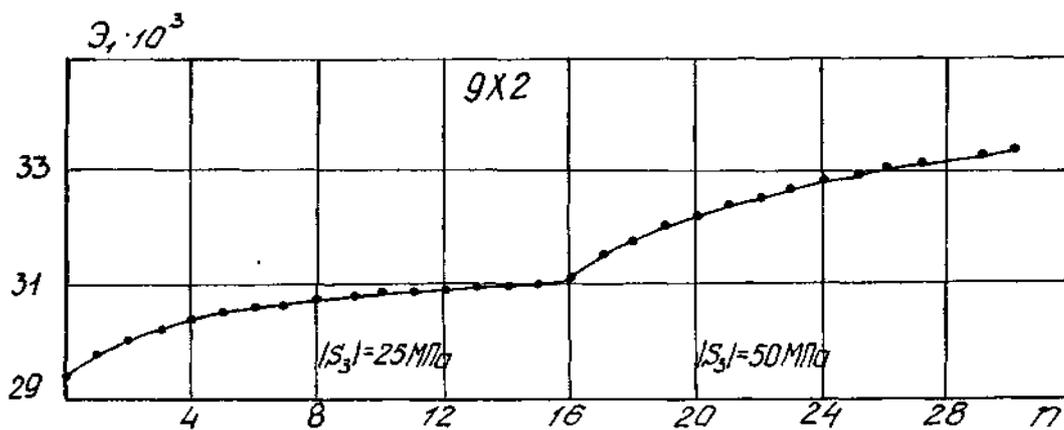


Рисунок 3 – Зависимость изменения компоненты  $\Delta_1$  от числа циклов

Сопоставление данных рисунков 1-3 показывает, что для всех реализованных процессов сложного нагружения после пяти первых циклов скорость изменения компоненты  $\Delta_1 = \Delta_1(n)$  практически стабилизируется и возрастает с увеличением диапазона изменения  $S_3$  в пределах цикла нагружения.

### Список литературы

1. Решение о выдаче свидетельства на полезную модель по заявке №97108023/20(008702). Автоматизированный комплекс для исследования упруговязкопластических свойств материалов при сложном нагружении / Зубчанинов В.Г., Акимов А.В., Охлопков Н.Л. – М., ВНИИГПЭ, 1997.
2. Гараников В.В. Экспериментальная пластичность: Монография. Книга 1: Процессы сложного деформирования / В.В. Гараников, В.Г. Зубчанинов, Н.Л. Охлопков. – Тверь: ТГТУ, 2003. – 172 с.
3. Гараников В.В. Экспериментальная пластичность: Монография. Книга 2: Процессы сложного нагружения / В.В. Гараников, В.Г. Зубчанинов, Н.Л. Охлопков. – Тверь: ТГТУ, 2004. – 184 с.

## О РЕАЛИЗАЦИИ И ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОИСКА ЦЕЛОЧИСЛЕННЫХ РЕШЕНИЙ УНИВЕРСАЛЬНОЙ СТРУКТУРНОЙ СИСТЕМЫ ПРОФЕССОРА Л.Т. ДВОРНИКОВА

**Степанов А.В.**

*Новокузнецкий институт (филиал) Кемеровского государственного  
университета, Новокузнецк*

Многие аспиранты, конструкторы, студенты и другого рода исследователи при создании новых механических систем решают задачи поиска различных топологий структурных групп нулевой подвижности (групп Ассура), статически определимых шарнирных ферм (ферм Баранова), замкнутых кинематических цепей Грюблера, плоских рычажных механизмов.

По мнению профессора Э.Е. Пейсаха, «центральной задачей в данной области является структурный синтез четырёх указанных объектов. Цель структурного синтеза – получение всех принципиально возможных структурных схем групп Ассура, ферм Баранова, цепей Грюблера, плоских шарнирных механизмов для заданных значений числа их звеньев» [1].

Современное состояние дел в этой области он иллюстрирует приведенной ниже таблицей.

Структура	Число звеньев				
	2,4,6	8	10,12	14,16	-
Группы Ассура					
Цепи Грюблера					
Шарнирные механизмы					
Фермы Баранова					
<input checked="" type="checkbox"/> твердо установленные, достоверные и общепризнанные результаты			<input checked="" type="checkbox"/> твердо установленные и достоверные результаты (по мнению автора)		
<input type="checkbox"/> результаты получены, но требуют дополнительной проверки			<input type="checkbox"/> до настоящего времени не получены решения		

Из приведенной таблицы следует, что твердо установленные, достоверные и общепризнанные результаты получены, практически, для шести-семизвенных структур. Как отмечает далее профессор Э.Е. Пейсах, по мере

увеличения числа звеньев резко возрастает число соответствующих структур, и исследователь не в состоянии рассмотреть все возможные варианты при их анализе "вручную". Структурный синтез должен быть полностью автоматизирован. В связи с этим необходимо создавать такие математические модели, которые корректно отображали бы все условия – в форме уравнений и неравенств, логические условия, а также трудно формализуемые условия, которые в структурной теории механизмов обычно выражаются в словесной форме [1].

К сожалению, таких математических моделей до настоящего времени не существует, да и вряд ли они могут быть созданы на основе процедурно-ориентированной парадигмы.

Задача получения перечисленных ранее структур должна представляться в виде двух относительно самостоятельных подзадач-этапов. На первом этапе определяется состав полного многообразия кинематических цепей, под которым понимают количества звеньев различной сложности, необходимых для создания кинематической цепи с заданными параметрами. И лишь после того, как определен состав цепи, можно приступать к созданию топологически разных структур путем анализа различных вариантов соединения звеньев имеющейся номенклатуры между собой кинематическими парами. Таким образом, для одного и того же набора звеньев может быть получено несколько различных структурных схем (различной топологии), количество которых резко возрастает при увеличении общего числа звеньев кинематической цепи.

Следует отметить тот факт, что приведенные выше рассуждения относились к плоским структурам с неподвижными кинематическими парами. Если же в кинематической цепи могут быть использованы кинематические пары всех классов, то каждый из вариантов конкретной топологии может, в свою очередь, теоретически породить дополнительно большое (даже огромное) количество вариантов, определяемое по формулам комбинаторики:

$$N = \frac{(\sum_{i=1}^5 p_i)!}{p_1! \times p_2! \times p_3! \times p_4! \times p_5!},$$

где  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  – число одно-, двух-, ... , пяти-подвижных кинематических пар.

Все это подтверждает нетривиальность задачи структурного синтеза и объясняет тот факт, что до сих пор её деликатно "обходят" специалисты, подчеркивая её первостепенность и важность.

На сегодняшний день для реализации первого этапа структурного синтеза – определения состава кинематической цепи - имеется лишь единственный математический аппарат, так называемая универсальная структурная система профессора Л.Т. Дворникова, известная большинству специалистов по теории механизмов и машин [2]. Практически все докторанты, аспиранты и соискатели, защищающие диссертационные работы по теории механизмов и машин, для определения состава кинематических цепей используют именно её.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{k=m+1}^5 p_k = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + i n_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1, \\ W = (6 - m)n - \sum_{k=m+1}^5 (k - m) p_k. \end{array} \right.$$

Исходными данными являются подвижность цепи  $-W$ , число общих связей, наложенных на систему  $-m$ , максимально допустимая сложность звеньев  $-\tau$  и общее их число  $-n$ . Результатом – числа звеньев различной сложности и числа кинематических пар различных классов. Сложность звена в этой системе отождествляется с числом кинематических пар, привносимых этим звеном в кинематическую цепь. Такое исходное положение обуславливает то, что целочисленные решения системы определяют количества, так называемых, виртуальных звеньев. В реальные звенья они превращаются в процессе конструирования (сборки) структурной схемы. Сложность реального звена определяется числом его геометрических элементов. Количество геометрических элементов реального звена определяется как сумма выходов, построенного ранее фрагмента цепи, к которым присоединяется это звено, и числа кинематических пар, привносимых этим звеном в цепь. Это – одна из особенностей универсальной структурной системы. Эта особенность приводит к тому, что несколько вариантов целочисленного решения системы могут породить при сборке одну и ту же структурную схему.

При небольшом количестве звеньев цепи и их относительно невысокой сложности целочисленные решения системы могут быть получены вручную путем несложных математических преобразований. При увеличении количества звеньев и максимально допустимой их сложности ручные расчеты становятся невозможными.

Для автоматизации процесса поиска целочисленных решений системы был разработан метод, алгоритм и компьютерные программы, позволяющие определять состав структурных схем любых механических систем [3]. Основой метода является поисковая процедура, осуществляющая направленное движение по узлам двух дискретных пространств (пространства звеньев и пространства кинематических пар). Первое из пространств имеет размерность, на единицу меньшую максимально допустимой сложности звеньев. Размерность второго пространства равна числу разрешенных к применению классов кинематических пар. Структура поискового алгоритма была получена на основе объектно-ориентированного подхода и представлена на рисунке 1.

Генератор наборов звеньев осуществляет направленное движение по узлам первого из дискретных пространств, выдавая варианты различных составов звеньев, общее число которых равно  $n$ , в соответствии со вторым уравнением универсальной структурной системы. Для каждого из вариантов набора звеньев подсчитывается число кинематических пар, используя первое уравнение системы.

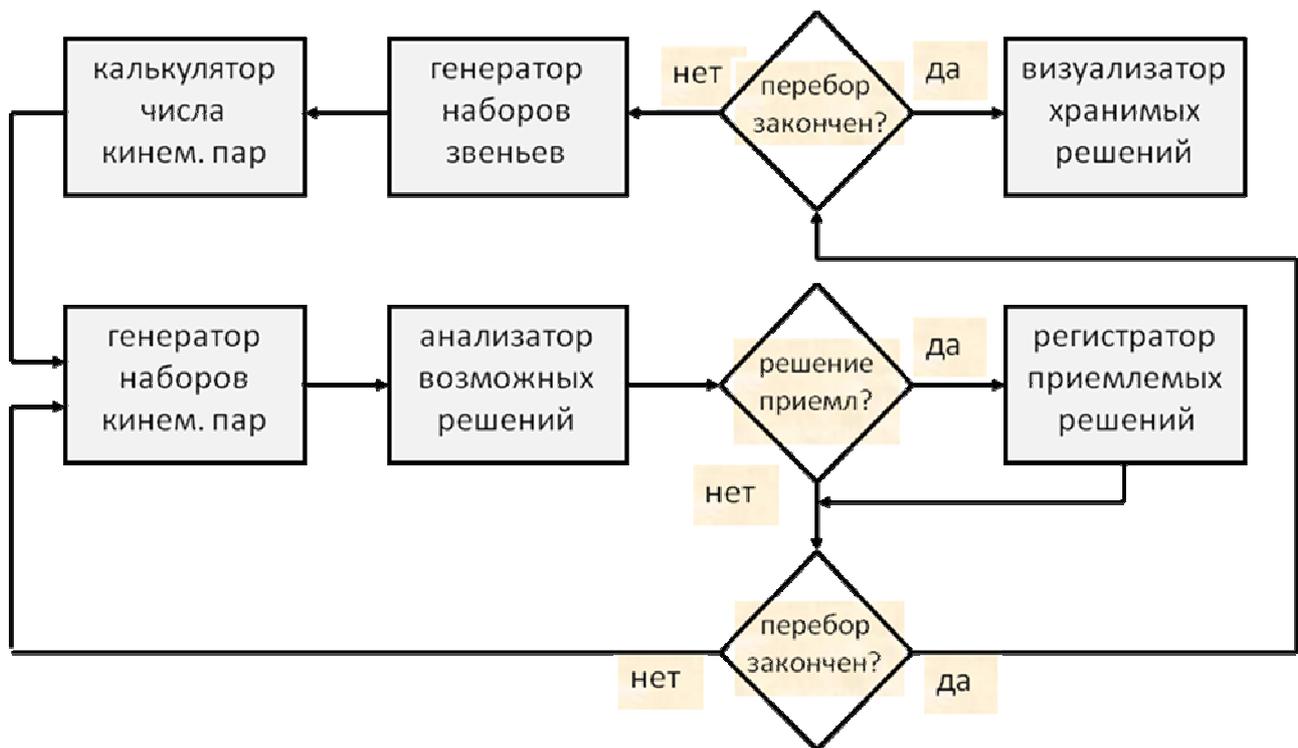


Рисунок 1 – Структура поисковой процедуры

Во втором дискретном пространстве, размерность которого определяется числом классов кинематических пар, разрешенных к применению, осуществляется движение по узлам, в которых общее число кинематических пар равно значению, полученному по первому уравнению. Получаемые наборы кинематических пар передаются в блок анализа, который проверяет, обеспечивается ли заданная подвижность, используя третье уравнение системы.

Тестирование компьютерных программ на различных задачах подтвердило работоспособность предложенного метода. Однако реальные расчеты показали, что при имеющейся структурной классификации кинематических цепей пространство получаемых решений может быть достаточно велико. Это обстоятельство связано с особенностью определения сложности звеньев, о которой говорилось ранее, а также с тем, что кинематическая цепь с заданными параметрами может быть создана различными наборами кинематических пар. Для пяти звеньев, к примеру, в нулевом семействе получается 187 различных наборов звеньев и кинематических пар, с помощью которых могут быть созданы цепи с заданными параметрами. Стало ясно, что необходимо осуществлять локализацию решаемых задач путем развития существующей классификации механизмов.

Еще академик И.И. Артоболевский высказывал мысль о том, что структурная классификация кинематических цепей не должна заканчиваться делением их на семейства и “представляет собой первый этап структурной классификации современных механизмов”. Деление на семейства оказывается достаточно грубым, особенно это касается механизмов нулевого, первого и второго семейств.

Профессором Л.Т. Дворниковым было предложено делить семейства на подсемейства, принимая в качестве отличительного признака подсемейства совокупность классов используемых кинематических пар [4]. При определении состава кинематических цепей с учетом подсемейств осуществляется адаптация формулы подвижности (третье уравнение) в соответствии с выбранным подсемейством.

Поскольку цель настоящей публикации состоит в том, чтобы дать возможность использовать студентам, аспирантам, докторантам и энтузиастам разработанное программное обеспечение и совершенствовать его, далее приведен исходный код программы поиска состава кинематических цепей с разбиением их на семейства и подсемейства. Программа подготовлена в среде Microsoft Visual Studio 2010 с использованием языка C#. На рисунке 2 представлено окно работающей программы.

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.ComponentModel;
using System.Data;
using System.Drawing;
using System.Linq;
using System.Text;
using System.Windows.Forms;
namespace подсемVS
{
    public partial class Form1 : Form
    {
        public Form1()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void выходToolStripMenuItem_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            Close();
        }
        class op
        {
            public static sbyte[] ksf = new sbyte[7];
            public static byte[] mkp = new byte[6];
            public static byte[] ni = new byte[12];
            public static byte [] pk = new byte[7];
            public static byte m,W,tau,n,sumpar;
            public static byte flagzv,flagp,flaga,flags;
            public static byte genazv()
            {
                flagzv = 0;
            }
        }
    }
}
```

```

for (; ; )
{
    ni[1] += 1; for (byte i = 1; i < tau; i++) if (ni[i] == n + 1)
        { // переносы в генераторе звеньев
            ni[i] = 0; ni[i + 1] += 1;
        } // переносы в генераторе звеньев
    if (ni[tau] > 0) flagzv = 1;
    else
    {
        byte sumzv = 1;
        for (byte i = 1; i < tau; i++) sumzv += ni[i];
        if (sumzv == n) break;
    }
}
return flagzv;
}
public static byte calcPar()
{
    sumpar = tau;
    for (byte i = 1; i < tau; i++) sumpar = (byte)(sumpar + ni[i]*i);
    return sumpar;
}
public static byte geNaPar()
{
    flagp = 0;
    for (; ; )
    {
        pk[5] += 1;
        for (byte i = 5; i > m; i--)
        {
            if (pk[i] > sumpar)
            { // переносы в генераторе пар
                pk[i] = 0; pk[i - 1] += 1;
            } // переносы в генераторе пар
        }
        if (pk[m] > 0) { flagp = 1; break; };
        byte sp = 0;
        for (byte i = 5; i > m; i--) sp = (byte)(sp + pk[i]);
        if (sp == sumpar) break;
    }
    return flagp;
}
public static byte analiz()
{
    flaga = 0; byte sa = 0;

```

```

        for (byte i = 5; i > m; i--)
            sa = (byte)(sa + pk[i] * ksf[i]);
        if (((6 - m) * n - sa) == W) flaga = 1;
        return flaga;
    }
    public static byte filtr()
    {
        for (byte i = 5; i > m; i--)
if (((mkp[i] > 0) && (pk[i] == 0)) || ((mkp[i] == 0) && (pk[i] > 0))) flags = 1;
            return flags;
        }
    }
    private void comboBox2_DropDown(object sender, EventArgs e)
    {
        button1.Visible = true; button2.Visible = true;
        button3.Visible = true; button4.Visible = true;
        button5.Visible = true;
        for (byte i = 1; i < 7; i++) op.ksf[i] =(sbyte)i;
        for (byte i = 1; i < 6; i++) op.mkp[i] =1;
        comboBox2.Text = "";
    }
    private void comboBox2_TextChanged(object sender, EventArgs e)
    {
        if (comboBox2.Text == "") return;
        op.m = Convert.ToByte(comboBox2.Text);
        for (byte i = 1; i < 7; i++) { op.ksf[i] - =(sbyte)op.m;
            if (op.ksf[i] < 0) op.ksf[i] = 0; }
        for (byte i = 1; i < 6; i++)
        {
            if (op.ksf[i] == 0)
            {
                switch (i)
                {
                    case 1: button1.Visible = false; break;
                    case 2: button2.Visible = false; break;
                    case 3: button3.Visible = false; break;
                    case 4: button4.Visible = false; break;
                    case 5: button5.Visible = false; break;
                }
                op.mkp[i] = 0;
            }
        }
    }
    private void button6_Click(object sender, EventArgs e)
    {

```

```

byte kolvar = 0; label9.Visible=false;
if ((comboBox1.Text == "") || (comboBox2.Text == "") ||
(comboBox3.Text == ""))
    || (textBox1.Text == "")) { label9.Visible = true; return; }
listBox1.Items.Clear();
op.tau = Convert.ToByte(comboBox3.Text);
op.W = Convert.ToByte(comboBox1.Text);
op.n = Convert.ToByte(textBox1.Text);
for (byte i = 0; i < 11; i++) op.ni[i] = 0;
for (; ; ) // цикл по наборам звеньев
{
    op.genazv();
    if (op.flagzv == 1) break; // конец работы
    op.calcPar();
    for (byte i = 0; i < 7; i++) op.pk[i] = 0;
    op.pk[5] = (byte)(op.sumpar-1);
    for (; ; )
    { // цикл по наборам пар
        op.geNaPar();
        if (op.flagp == 1) break; // закончил работу генератор пар
        // анализ на возможное решение
        op.analiz();
        if (op.flaga == 1)
        { // возможное решение
            op.flags = 0;
            if (checkBox1.Checked==false) op.filtr();
            if (op.flags == 0)
            { // запись решения
                kolvar += 1; string stroka = "";
                listBox1.Items.Add("вариант" + Convert.ToString(kolvar));
                listBox1.Items.Add("n=" + Convert.ToString(op.n));
                for (byte j = 1; j < op.tau; j++)
                    stroka = stroka + "n[" + j + "]=" + op.ni[j] + " ";
                listBox1.Items.Add(stroka);
                stroka = "";
                for (byte j = 5; j > op.m; j--)
                    stroka = stroka + "p[" + j + "]=" + op.pk[j] + " ";
                listBox1.Items.Add(stroka);
                listBox1.Items.Add("");
            } // запись решения
        } // возможное решение
    } // цикл по наборам пар*/
}
if (kolvar == 0)
{

```

```

        label10.Visible = false; label12.Visible = false; label13.Visible = false;
        label14.Visible = false; label15.Visible = false; label16.Visible = false;
        label17.Visible = false; label11.Visible = true;
    }
    if (kolvar > 0)
    {
        label10.Visible = true; label12.Visible = true; label13.Visible = true;
        label14.Visible = true; label15.Visible = true;
        label16.Visible = false; label17.Visible = false;
        label15.Text = Convert.ToString(kolvar); label11.Visible = false;
        byte zif1 = (byte)(kolvar % 10); byte zif2=(byte)((kolvar/10)%10);
        if (((zif2 == 0)||(zif2>1)) && (zif1 > 1) && (zif1 <= 5))
        { label17.Visible = true; label16.Visible = false; }
        if ((zif1==0)||(zif1>=5))
        {label16.Visible = true; label17.Visible = false;}
    }
}
private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
{
    button1.Visible = false; op.mkp[1] = 0;
}
private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
{
    button2.Visible = false; op.mkp[2] = 0;
}
private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
{
    button3.Visible = false; op.mkp[3] = 0;
}
private void button4_Click(object sender, EventArgs e)
{
    button4.Visible = false; op.mkp[4] = 0;
}
private void button5_Click(object sender, EventArgs e)
{
    button5.Visible = false; op.mkp[5] = 0;
}
private void Form1_Activated(object sender, EventArgs e)
{
    label10.Visible = false; label12.Visible = false; label13.Visible = false;
    label14.Visible = false; label15.Visible = false; label16.Visible = false;
    label17.Visible = false; label11.Visible = false;
}
}
}

```

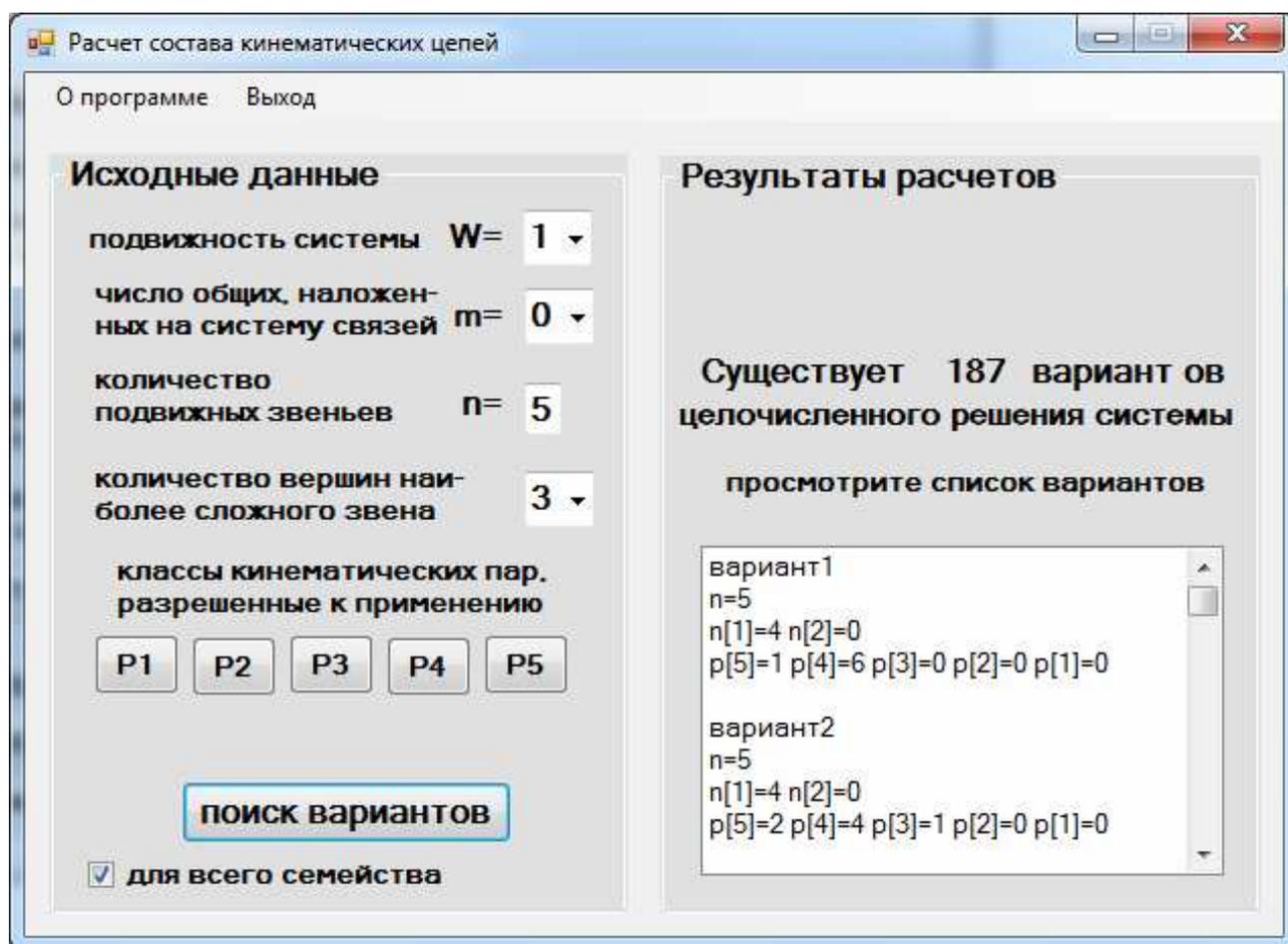


Рисунок 2 – Рабочее окно программы

В качестве генераторов наборов звеньев и кинематических пар применены счетчики с изменяемым числом разрядов и основанием системы счисления. Счетчиком называют техническое устройство, предназначенное для подсчета числа механических или электрических импульсов, подаваемых на его вход. С точки зрения элементной базы они могут быть механическими и электронными. Конструктивно счетчик состоит из набора однотипных элементов, называемых разрядами. Количество разрядов определяет максимальное число, до которого может производиться подсчет. Каждый из разрядов счетчика может находиться в различных состояниях. Количество таких состояний соответствует основанию системы счисления. Основание системы счисления, в которой работает счетчик, и количество разрядов определено его конструкцией и не может изменяться в процессе его эксплуатации. Принципиальным отличием программных счетчиков от технических устройств является то, что основание системы счисления и количество разрядов может оперативно изменяться в соответствии с предъявляемыми требованиями, а его “конструкция” остается неизменной.

Количество разрядов счетчика генератора наборов звеньев устанавливается на единицу меньше количества геометрических элементов самого сложного звена, а основание системы счисления принимается равным общему числу звеньев. В младшем разряде счетчика записывается число звеньев, привносящих в цепь по одной кинематической паре, в разряде

“постарше” – привносящих по две пары и т.д. Принцип работы генератора наборов звеньев основан на формировании отрезка натурального ряда чисел, из которого для дальнейшей работы отбираются те из них, сумма разрядов которых равна  $n - 1$ . Количество разрядов счетчика генератора кинематических пар равно пяти – общему числу их классов. В каждом из его разрядов записывается число кинематических пар соответствующего класса.

Оригинальным решением в этой программе, по мнению автора, является способ адаптации третьего уравнения системы в соответствии с номерами семейства и подсемейства и соответствующие вычисления. Компьютерная реализация требует его (уравнения) представления в развернутом виде для каждого из семейств:

$$\begin{aligned} \text{для нулевого семейства } m = 0 & \quad W = 6n - p_1 - 2p_2 - 3p_3 - 4p_4 - 5p_5; \\ \text{для первого семейства } m = 1 & \quad W = 5n - p_2 - 2p_3 - 3p_4 - 4p_5; \\ \text{для второго семейства } m = 2 & \quad W = 4n - p_3 - 2p_4 - 3p_5; \\ \text{для третьего семейства } m = 3 & \quad W = 3n - p_4 - 2p_5; \\ \text{для четвертого семейства } m = 4 & \quad W = 2n - p_5. \end{aligned}$$

Коэффициенты структурной формулы (формулы Добровольского) хранятся в одномерном массиве  $ksf$ , состоящим из шести элементов. При активизации компонента, служащего для ввода значения  $m$ , в этот массив записываются числа от единицы до шести (коэффициенты структурной формулы нулевого семейства). При вводе значения  $m$  они уменьшаются на эту величину, при этом получаемые отрицательные значения заменяются нулями. Элементы этого массива после ввода числа общих связей, наложенных на систему, будут:

при $m = 1$	0	1	2	3	4	5		при $m = 2$	0	0	1	2	3	4
при $m = 3$	0	0	0	1	2	3		при $m = 4$	0	0	0	0	1	2

Последний элемент этого массива представляет собой коэффициент при  $n$ , а предшествующие элементы – коэффициенты при числах кинематических пар различных классов. Одновременно с этим удаляются соответствующие графические элементы (кнопки) с линейки выбора классов кинематических пар.

При работе с подсемействами пользователь может запретить использование определенных классов кинематических пар. Для учета этого при вычислении подвижности кинематической цепи существует маска, представляющая собой массив из пяти элементов, значения которых инициализируются единицами. При запрете использования кинематических пар конкретного класса обнуляется соответствующий элемент этого массива. Значения одночленов правой части структурной формулы представляют собой произведение числа кинематических пар на коэффициент структурной формулы, выбираемый из массива  $ksf$ , умноженное на соответствующий коэффициент маски. Таким образом и осуществляется учет семейств и подсемейств.

Нетрудно заметить, что независимо от числа классов применяемых кинематических пар, все разряды счетчика задействованы в формировании отрезка натурального ряда чисел. Это, естественно, увеличивает время получения решения. Для его сокращения и повышения эффективности работы

программы можно использовать счетчики с выключаемыми разрядами и “сквозным” переносом.

Для организации выборочного синтеза, при котором, кроме подсемейства можно выбирать вид и подвид механизма, необходимо для генератора наборов звеньев также использовать счетчики с выключаемыми разрядами. В этом случае можно осуществлять выборочный расчет состава кинематических цепей любых механизмов в соответствии с универсальной структурной классификацией, разработанной профессором Л.Т. Дворниковым [5, 6].

Для реализации ускоренного переноса используется маска, состоящая из нулей и единиц. При изменении состояния разряда со старшей цифрой набора на первую, анализируются разряды маски. Единица переноса добавляется в ближайший разряд, маска которого содержит ноль. На рисунке 3 представлен один из вариантов основного рабочего окна программы для выборочного синтеза кинематических цепей. Результаты работы программы отображаются в другом окне, появляющемся по окончании процесса поиска решений.

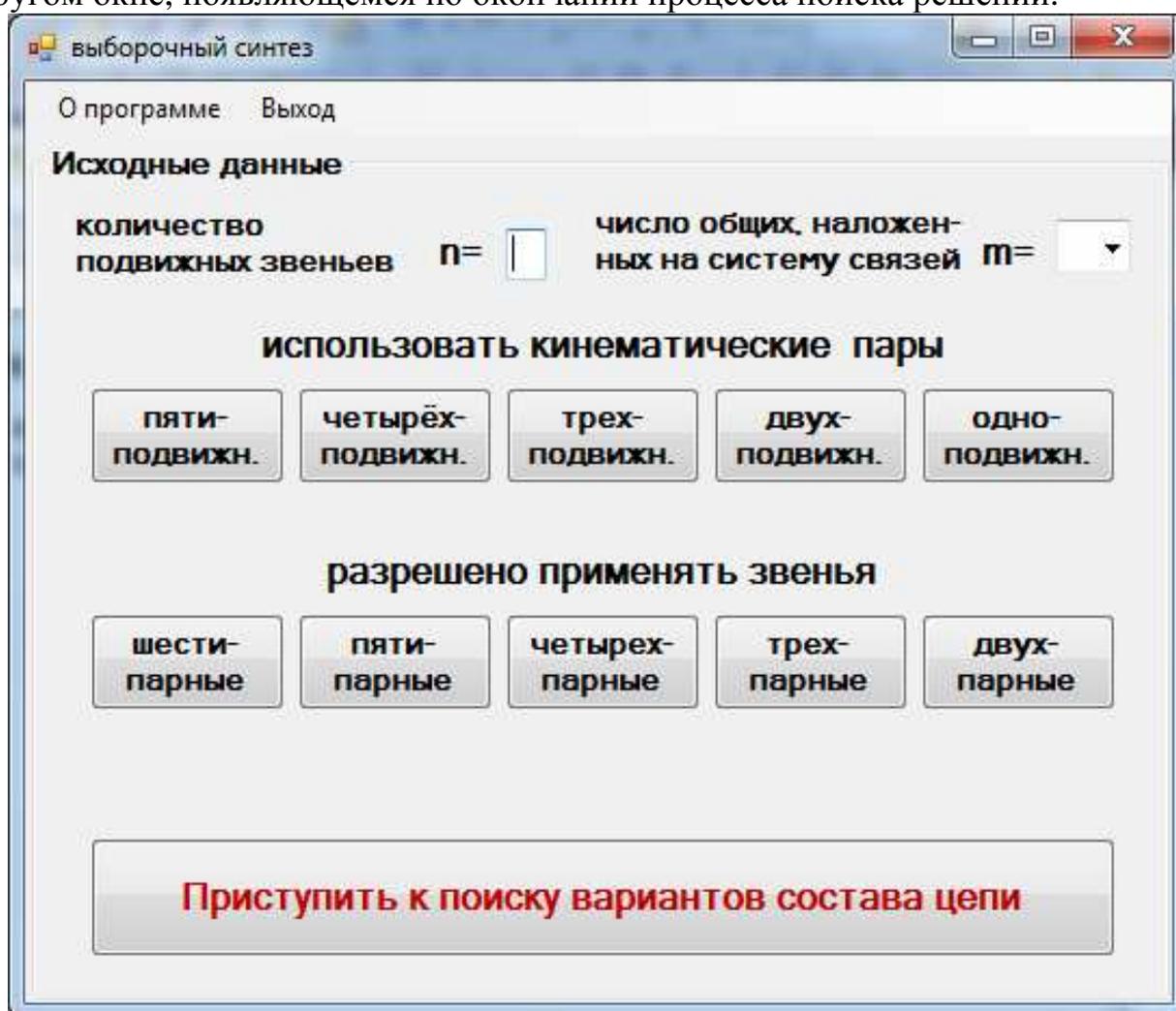


Рисунок 3 – Основное окно программы выборочного синтеза

В заключение необходимо отметить, что в данной публикации описан только первый этап структурного синтеза – определение состава кинематической цепи. Один из вариантов реализации второго этапа, –

компьютерное конструирование вариантов структурных схем для имеющейся номенклатуры звеньев и кинематических пар на примере плоских цепей с одноподвижными вращательными парами приведен в [3]. Кроме того, хотелось бы обратиться к аспирантам, соискателям и молодым ученым с призывом продолжить работы по совершенствованию компьютерных программ для структурного синтеза механических систем. Дел здесь – “непочатый край”.

Первая из проблем связана с разработкой алгоритмов и программ для получения состава кинематических цепей с числом так называемых “реальных” звеньев, поскольку концепция виртуального звена увеличивает пространство получаемых решений и неоднозначно воспринимается специалистами в области теории механизмов и машин.

Попытка реализации второго этапа структурного синтеза плоских кинематических цепей должна быть продолжена для пространственных структур, что потребует применения 3D – технологий. Уверен, что использование объектно-ориентированной парадигмы, современных достижений в области машинной графики и энтузиазм соискателей, позволят решить задачу компьютерного синтеза структур механических систем.

### **Список литературы**

1. Пейсах Э.Е. О группах Ассура, фермах Баранова, цепях Грюблера, плоских шарнирных механизмах и об их структурном синтезе // Электронный журнал «Наука и образование», <http://technomag.edu.ru/doc/65274.html>
2. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: учеб. пособие. – Новокузнецк: СибГГМА. – 1994. – 102 с.
3. Степанов А.В. О современном уровне компьютерного решения задач структурного синтеза механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы международной научно-практ. конференции, Санкт-Петербург, – 2011. – С. 360-369.
4. Дворников Л.Т. К вопросу о классификации механизмов / Л.Т. Дворников, А.В. Степанов // Известия Томского политехнического университета. Математика и механика. Физика. – Томск, 2009. – Т.314. – №2. – С.31-34.
5. Дворников Л.Т. Универсальная структурная классификация механизмов // МашиноСтроение. – 2011. – № 21. – С. 4-37.
6. Дворников Л.Т. Некоторые дополнения к универсальной структурной классификации механизмов // Основы проектирования машин: Материалы Седьмой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ 2013, – С. 4-12.

## ШАРОВЫЙ ПОДПЯТНИК БУКСЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

*Бородин А.В., Иванова Ю.А.*

*Омский государственный университет путей сообщения, Омск*

Введение шарового подпятника в буксу грузового вагона представляет собой результат построения опоры комбинированного нагружения с раздельным восприятием радиальной и горизонтальной поперечной нагрузки, принципиальная схема представлена на рис. 1, а. Комбинированная опора оси 3 содержит корпус 1, подшипники 2, шаровый подпятник 4 и упругий элемент 5. Шаровый подпятник буксы грузового вагона [1] представлен на рисунке 1, б.

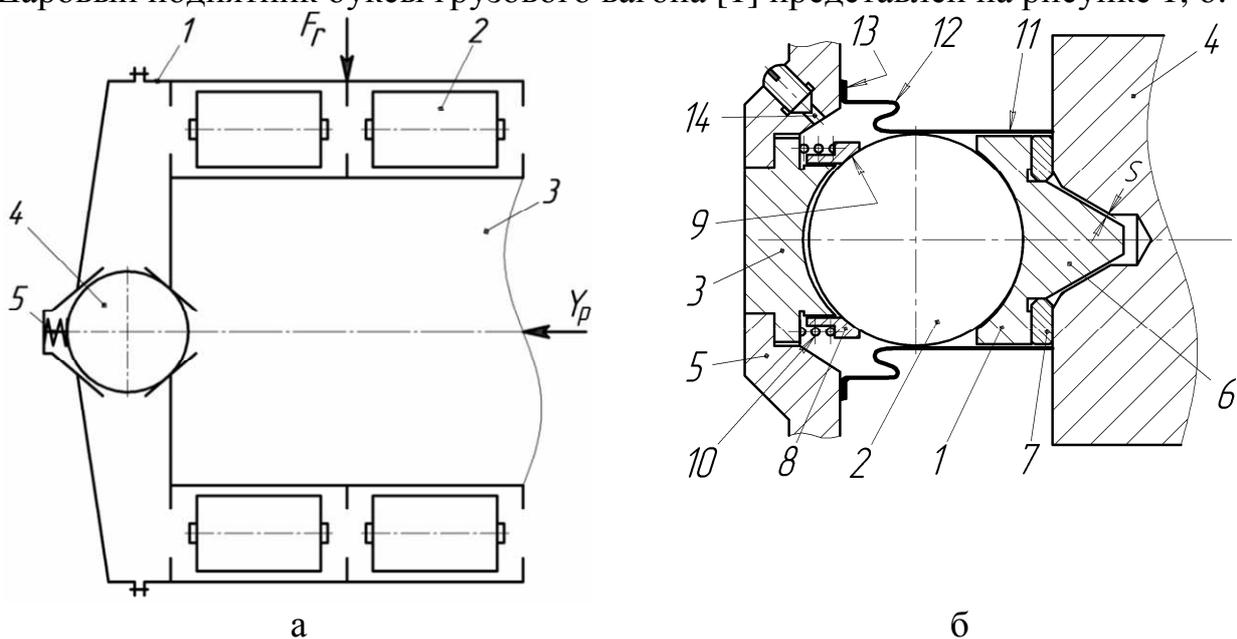


Рисунок 1: а – принципиальная схема буксы с шаровым подпятником;  
б – шаровый подпятник

Разработанная конструкция содержит пяту 1 с вогнутой сферической поверхностью, собственно подпятник в виде шара 2, осевую опору 3 с вогнутой сферической поверхностью, ось 4, корпус 5 осевой опоры 3. Пята 1 выполнена с конусом 6, между торцовыми поверхностями пяты 1 и оси 4 размещена регулировочная шайба 7. Осевая опора 3 установлена с гарантированным натягом в корпусе 5. На цилиндрической поверхности опоры 3 с зазором установлен упор 8 с конической поверхностью 9.

Упор 8 посредством упругого элемента 10 отжимает подпятник 2 от вогнутой сферической поверхности опоры 3. На подпятник 2 установлена герметизирующая втулка 11 с упругим элементом 12, обеспечивающим постоянный контакт фланца 13 втулки 11 с корпусом 5 осевой опоры 3. Для заполнения рабочей полости подшипника смазочным материалом в корпусе 5 выполнено отверстие 14.

При сборке подшипника требуемый зазор  $s$  между коническими поверхностями пяты 1 и центрального отверстия оси 4 устанавливаются с помощью регулировочной шайбы 7 путем изменения ее толщины. Равенство диаметров втулки 11 и подпятника 2 обеспечивает предварительное центрирование и удержание подпятника 2 во втулке 11 перед установкой корпуса 5 с осевой опорой 3, упором 8 и упругим элементом 10.

Шаровый подпятник представляет собой кинематическое соединение первого класса с пятью подвижностями для передачи горизонтальной поперечной нагрузки от торца шейки оси к опоре. Соединение состоит из последовательно соединенных кинематических пар «шайба-пята», «пята-шар» и «шар-опора». Нагрузка в кинематическом соединении первого класса воспринимается поверхностями звеньев, что обеспечивает меньшие значения контактных напряжений в сравнении с кинематическими парами первого класса с точечным или линейным контактом. Плоскостная кинематическая пара «шайба-пята» обладает тремя подвижностями в пределах зазора. Две поступательные подвижности служат для компенсации радиальных смещений шейки оси, вращательная подвижность является местной, безвредной для соединения. Сферическая кинематическая пара «пята-шар» обладает тремя вращательными подвижностями для компенсации угловых смещений шейки оси. Сферическая кинематическая пара «шар-опора» также обладает тремя вращательными подвижностями, которые являются местными и обеспечивают равномерный износ кинематических пар.

### **Список литературы**

1. Патент №82011 РФ, МПК F16C 17/04. Подшипник со сферическими упорными поверхностями / А.В. Бородин, Ю.А. Иванова. – №2008145684/22; приоритет 19.11.2008; опубл. 10.04.2009, Бюл. № 10. – 2 с.

## КОНТАКТНЫЕ ЗАДАЧИ ПРИ КАЧЕНИИ

*Куклин С.А.*

*Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк*

### Постановка задачи

При простом перекачивании цилиндра (индентора) по плоской поверхности контактные задачи можно и должно рассматривать, пользуясь формулами Герца.

Гораздо более сложной и менее изученной является ситуация, когда цилиндр попадает в лунку (рисунок 1), близкую по радиусу с радиусом цилиндра  $r$ . Глубину лунки достаточно взять небольшого размера  $\Delta \approx 0,02r$  (пояснено далее).

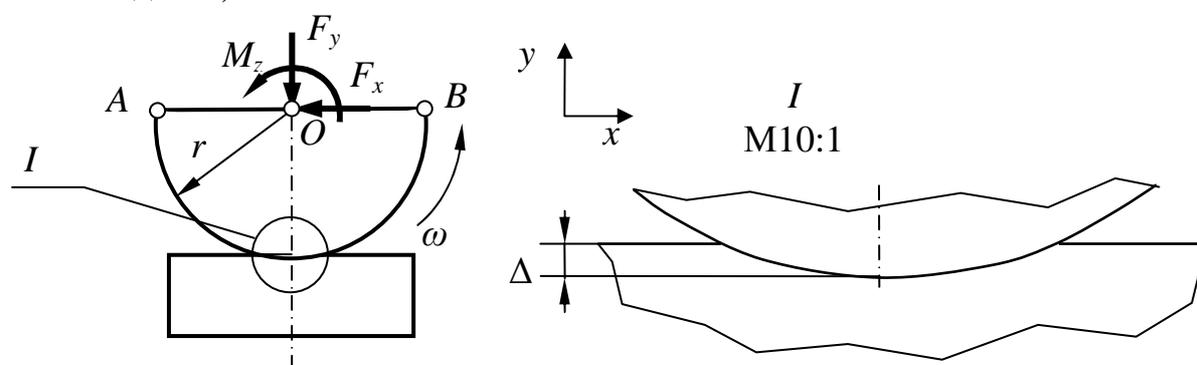


Рисунок 1 – Цилиндр в лунке

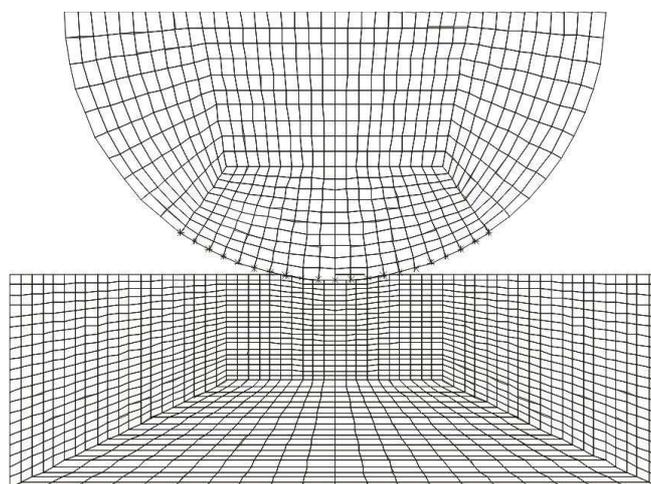


Рисунок 1 – Конечно-элементная сетка

Подобные задачи проще всего анализировать методами граничных или конечных элементов. В данной работе использовался метод конечных элементов (рисунок 2). Рассматривается плоская деформация.

К оси цилиндра к точке  $O$  будем прикладывать сосредоточенные силы  $F_y$ ,  $F_x$ , сосредоточенный момент  $M_z$ , цилиндр имеет возможность поворачиваться со скоростью  $\omega$ . Узлы на верхней части полуцилиндра, на линии  $AB$  скреплены в единое целое, т.е. при повороте узла  $O$  поворачиваются также точки  $A$  и  $B$ .

Поскольку в случае плоской деформации по всей длине цилиндра напряжения распределяются одинаково, то достаточно рассмотреть любой срез цилиндра условной толщиной 1мм. Нагрузку  $F_y$ , для лучшей ориентировки в результатах, выбираем таким образом, чтобы ее относительная величина, при распределении ее по верхней части полуцилиндра составила  $p_{cp} = F_y / (l_{AB} \cdot 1\text{мм}) = 1$  МПа.

Анализировать будем напряжения Мизеса, которые важны при оценке прочности пластичных материалов и главные максимальные (растягивающие) напряжения имеющие существенное значение при оценке прочности хрупких материалов.

### Внедрение цилиндра в плоскую поверхность

Рассмотрим сначала, что происходит при внедрении индентора в плоскую поверхность в отсутствии качения (рисунок 2).

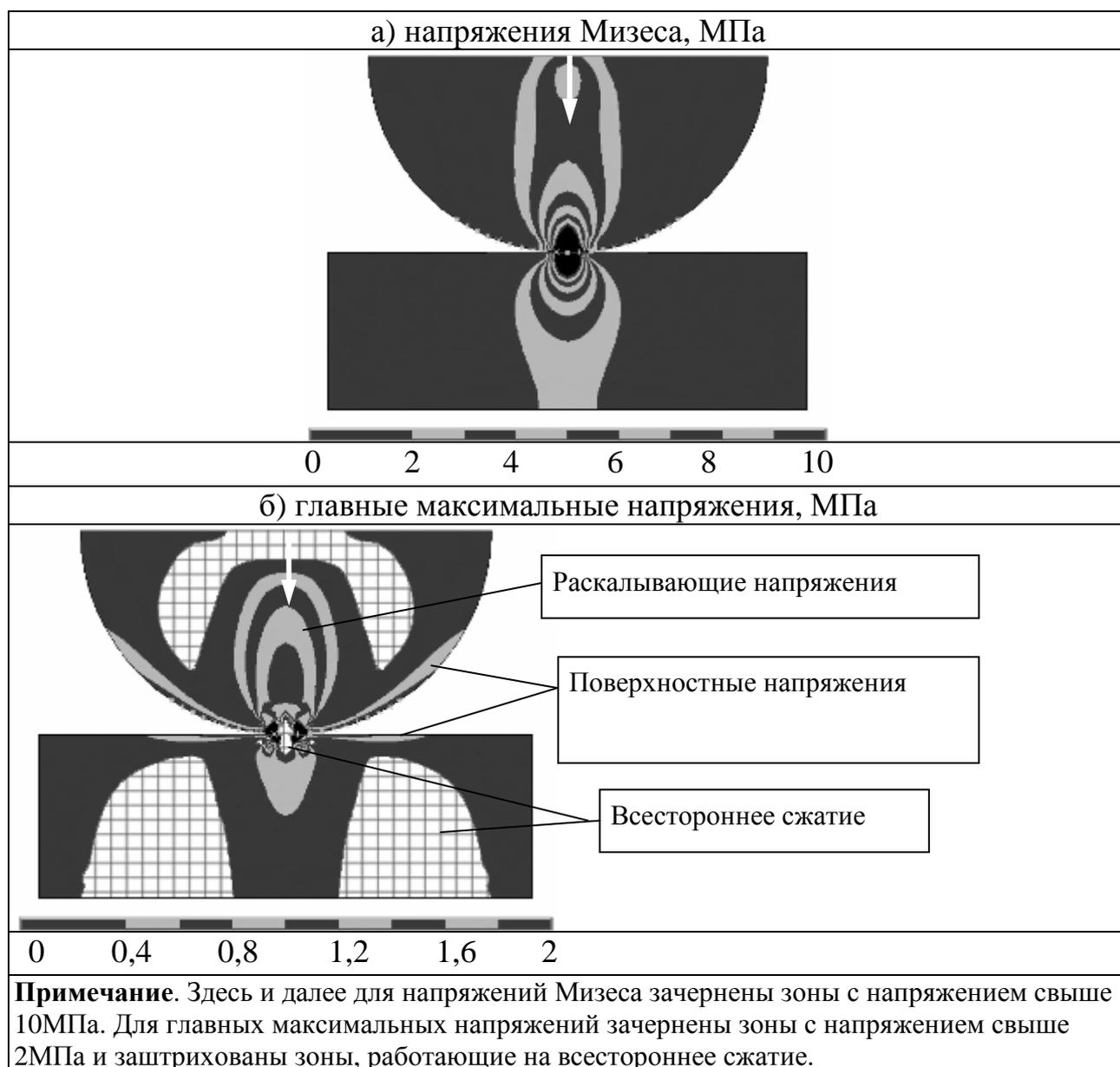


Рисунок 2 – Напряженное состояние при внедрении цилиндрического индентора в плоскую поверхность

Можно отметить, что напряжения Мизеса ( $>10p_{cp}$ ) примерно в 5 раз превышают главные максимальные напряжения ( $>2p_{cp}$ ). Касательные напряжения<sup>1</sup> сосредотачиваются на небольшой глубине по оси индентора. Главные максимальные напряжения, распределенные по поверхности, создают растягивающие напряжения ( $0,4...0,8p_{cp}$ ) и по оси индентора раскалывающие напряжения.

Поверхностные напряжения растяжения, если убрать индентор перейдут в напряжения сжатия, например как при обкатке роликами, обдувке дробью.

Области всестороннего сжатия возникают непосредственно под индентором – малая область, но с большими напряжениями ( $>5p_{cp}$ ) и две симметрично расположенные области размера сопоставимого с размерами индентора, но с небольшими напряжениями ( $<0,5p_{cp}$ ).

Интересно заметить, что вокруг точки контакта, вблизи от нее, главные площадки ориентированы почти по окружности (рисунок 3) и на поверхности возникают отслаивающие напряжения, играющие решающую роль при выкрашивании.

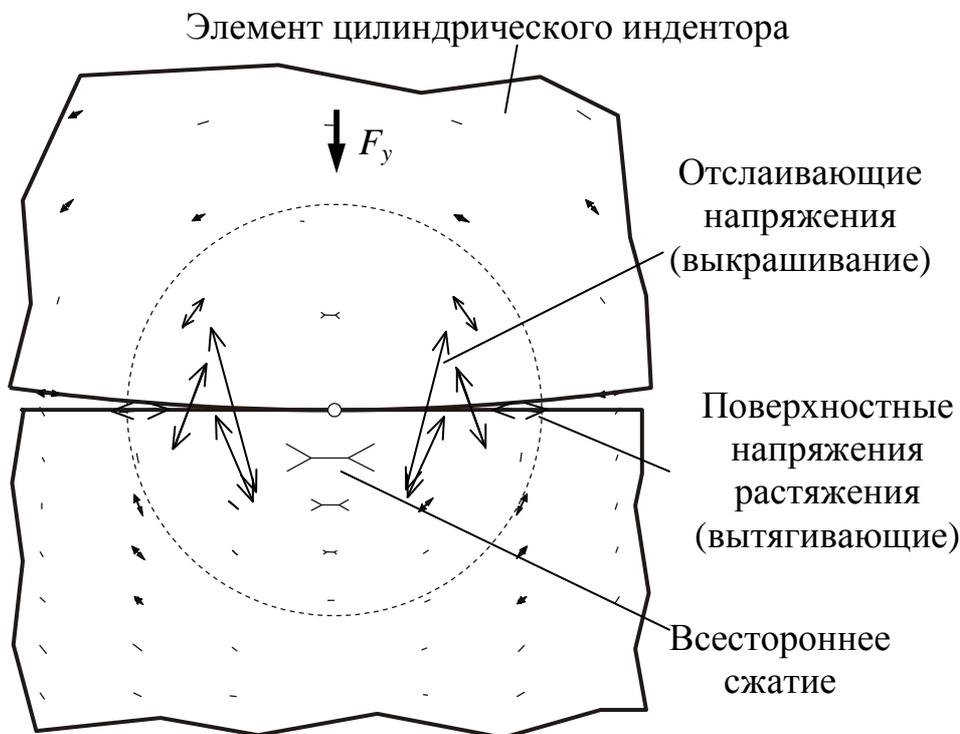


Рисунок 3 – Ориентация главных площадок при внедрении цилиндрического индентора в плоскую поверхность. Для ориентировки показана окружность вокруг точки контакта

При попадании в лунку картина напряжений меняется. Появляются две точки контакта по краям лунки. Для напряжений Мизеса поля напряжений от каждой точки постепенно сливаются в общую зону. Непосредственно под индентором увеличивается область всестороннего сжатия (рисунок 4).

<sup>1</sup> Напряжения Мизеса примерно в 2 раза превышают максимальные касательные напряжения. Картины распределения максимальных касательных напряжений и напряжений Мизеса почти идентичны.

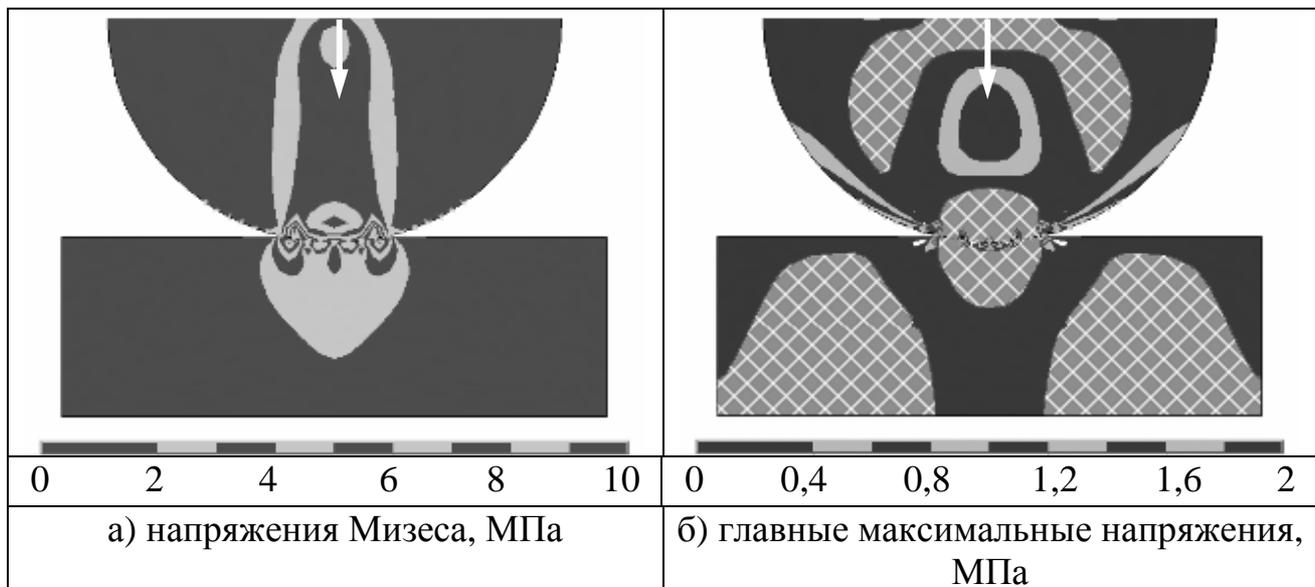


Рисунок 4 – Напряженное состояние при внедрении цилиндрического индентора в лунку

При качении цилиндра возможны следующие ситуации:

- 1)  $\omega > 0, \Delta x \neq 0, F_x = 0, M_z = 0$  – простое перекатывание (движение по инерции);
- 2)  $\omega = 0 \dots max, \Delta x = 0, F_x = 0, M_z > 0$  – пробуксовка;
- 3)  $\omega = 0, \Delta x \neq 0, F_x > 0, M_z = 0$  – движение юзом;
- 4) комбинации первых трех случаев.

### Перекатывание

При перекатывании цилиндра, ситуацию можно рассматривать как последовательное внедрение цилиндра в поверхность сложной формы (рисунок 5).

Здесь можно отметить, что уже при незначительном повороте картина напряжений резко меняется: вместо двух точек контакта остается только одна точка. Можно увидеть аналогию с воздействием индентора на плоскую поверхность, однако видно, что возрастает нагрузка на ось цилиндра (возросло число изолиний). Зоны вытягивания становятся несимметричными – впереди индентора больше чем позади. Область сжатия впереди приближается к оси цилиндра, вытягивается, позади – удаляется от оси и уменьшается. При дальнейшем выкатывании цилиндра напряженное состояние постепенно приближаются к напряженному состоянию для плоской поверхности.

### Пробуксовка

В случае пробуксовки лунку можно рассматривать как вращательную кинематическую пару (рисунок 6).

Максимальная глубина лунки  $\Delta$  и максимальный момент  $M$  ограничиваются углом трения  $\varphi$  [1, с. 227].

Из рисунка видно, что максимальный радиус лунки

$$\rho = r \cdot \sin \varphi,$$

максимальная глубина

$$\Delta = r(1 - \cos \varphi),$$

максимальный момент, создаваемой парой сил  $F$  и  $F'$

$$M = F_{\tau} \cdot r = F \cdot \rho = F \cdot r \cdot \sin \varphi \approx F \cdot r \cdot \operatorname{tg} \varphi \approx F \cdot r \cdot f.$$

Коэффициент трения во вращательной паре лежит в диапазоне  $f^* = 1,3 \dots 1,5f$ , где  $f = \text{tg } f$  – коэффициент трения в поступательной паре.

Для стальных деталей обычно принимают  $f = 0,15$ , тогда примем  $f^* = 0,22$ ;  $\varphi = \text{arctg } f^* = 12,4^\circ$ ;  $\rho = 0,21r$ ;  $\Delta = 0,023r$ ;  $M = 0,22 F \cdot r$ .

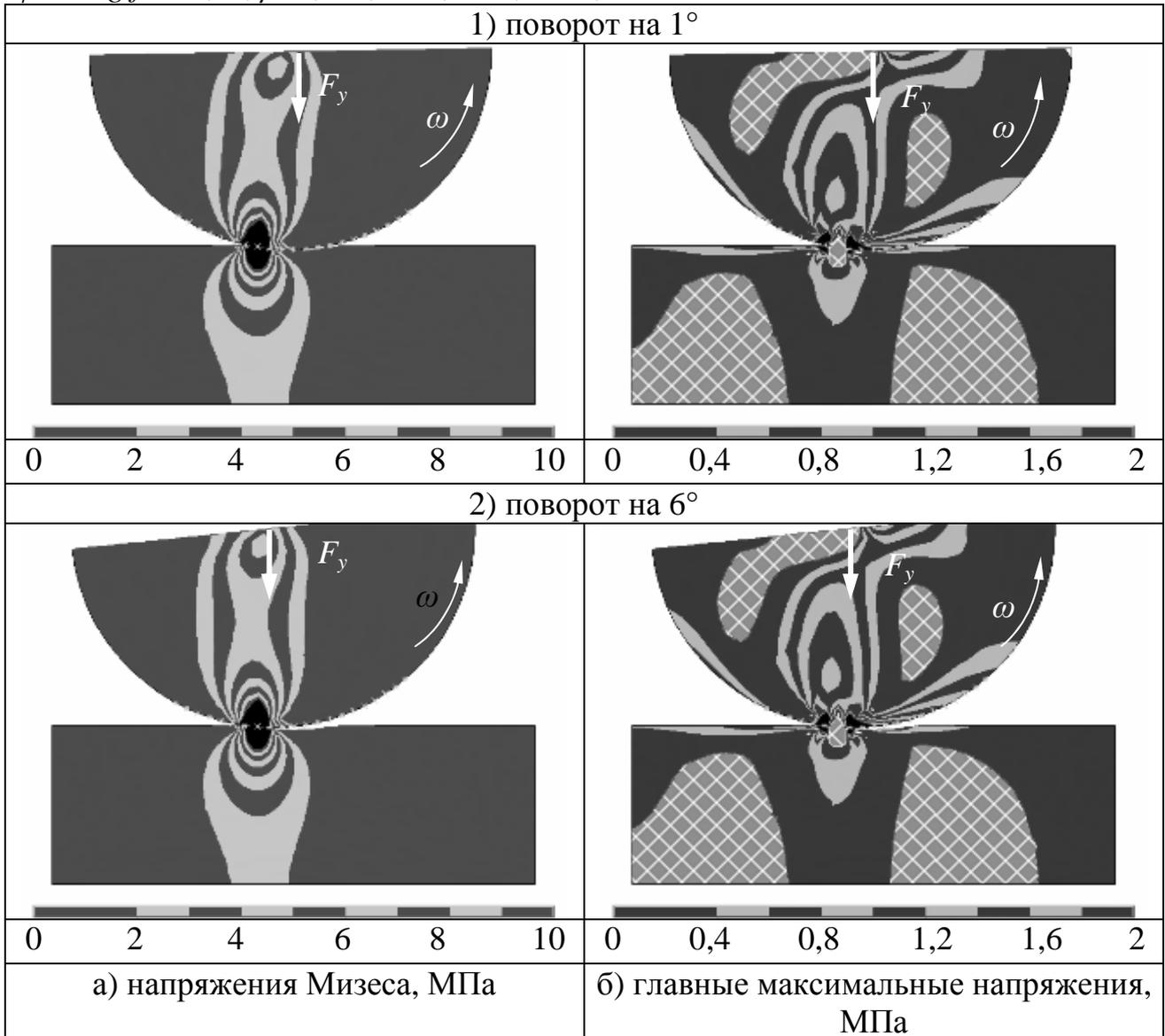


Рисунок 5 – Перекатывание,  $\omega > 0$ ,  $\Delta x \neq 0$ ,  $F_x = 0$ ,  $M_z =$

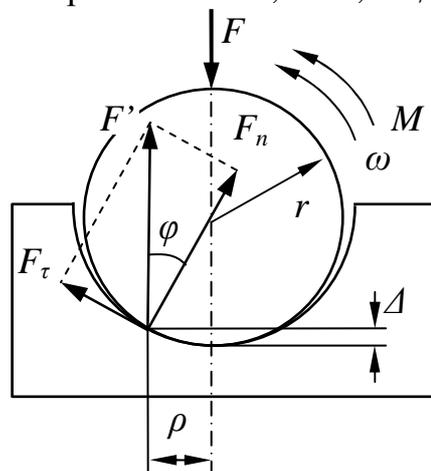


Рисунок 6 – Вал в подшипнике

В действительности, если учитывать деформации, возникающие вследствие сжатия, данные числа являются завышенными.

При пробуксовке можно выделить две различные ситуации:

1) индентор неподвижен момент возрастает до максимума ( $\approx F \cdot r \cdot f$ );

2) скорость вращения возрастает до максимума, момент падает до нуля.

В первой ситуации, как и при перекатывании, появляется асимметричность полей напряжений, но переход от двухточечного контакта к одноточечному, происходит более плавно. Когда давление сосредотачивается в одной точке, то поля напряжений в случае пробуксовки и в случае перекатывания идентичны. Например, можно сравнить рисунок 5.2 (поворот на  $6^\circ$ ) и рисунок 7.2 ( $M_z = 0,9 F_y \cdot f \cdot r$ ) – большой разницы здесь не видно (разница заметна только непосредственно возле точки контакта). Другими словами при пробуксовке тоже зоны вытягивания впереди индентора больше чем позади, область сжатия впереди приближается к оси цилиндра, вытягивается, позади – удаляется от оси и уменьшается.

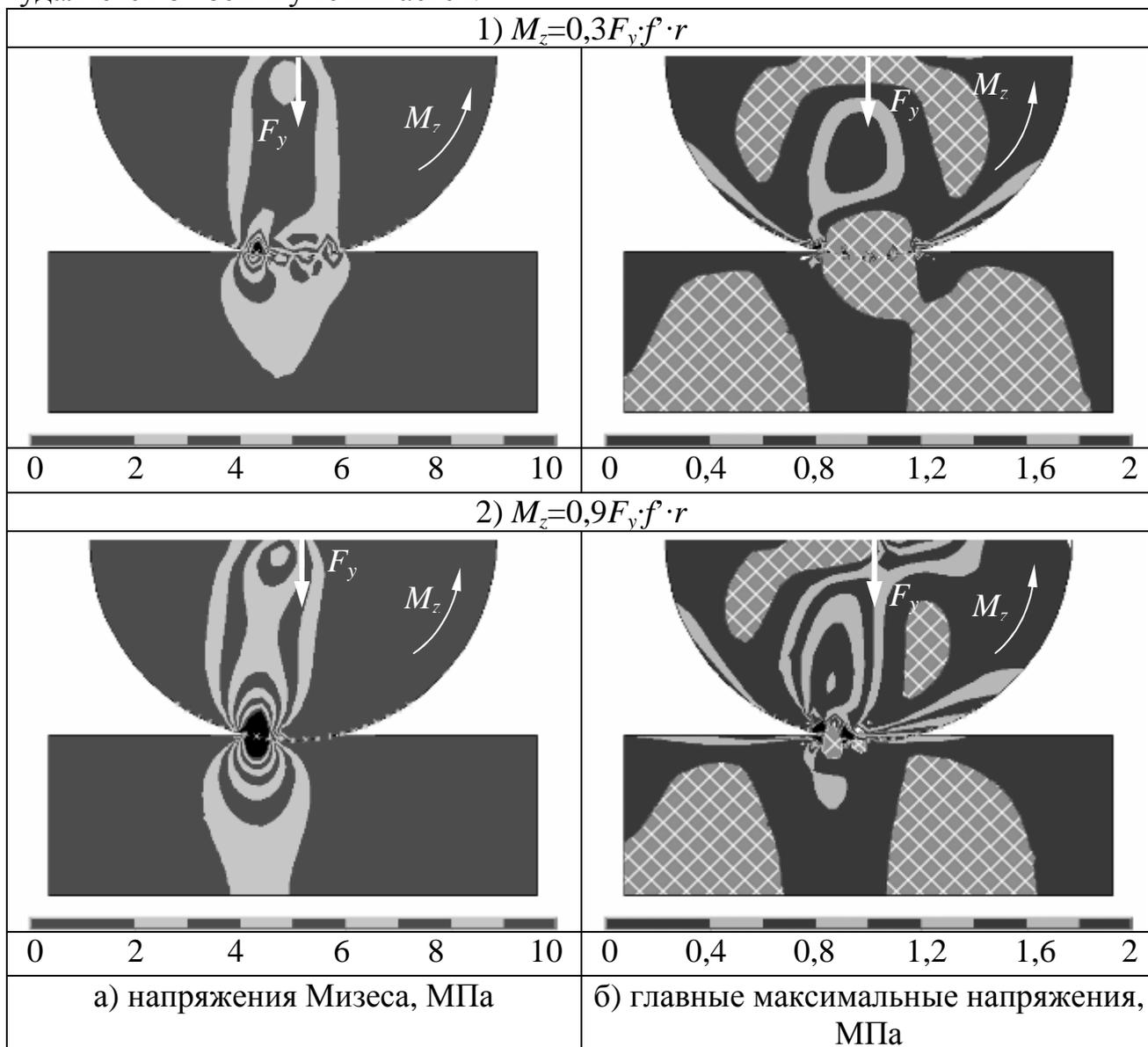


Рисунок 7 – Пробуксовка,  $\omega=0$ ,  $\Delta x=0$ ,  $F_x=0$

Главные площадки вокруг точки контакта при пробуксовке, ориентированы уже не по окружности, а по эллипсу (рисунок 8).

Когда напряжения в точке контакта превысят предельные значения, материал разрушится, произойдет срыв и индентор резко ускорится.

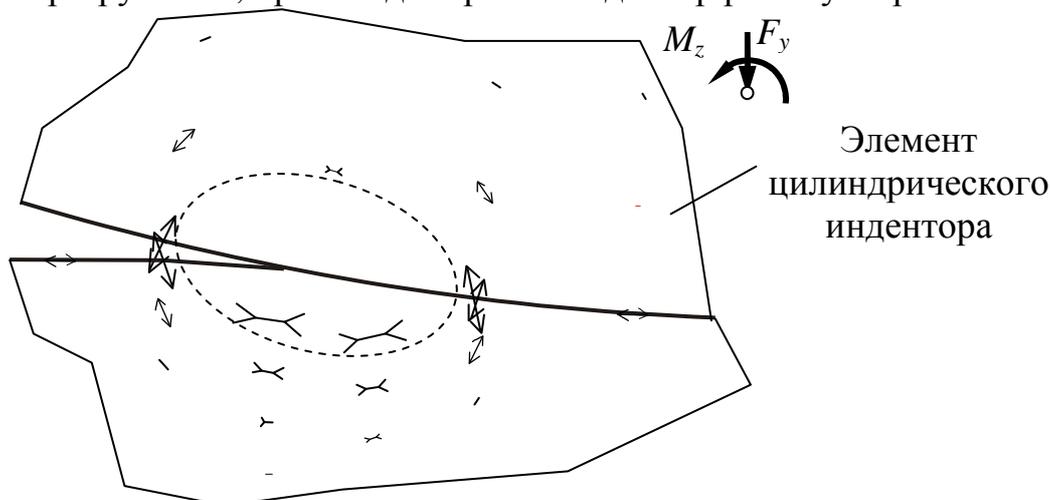
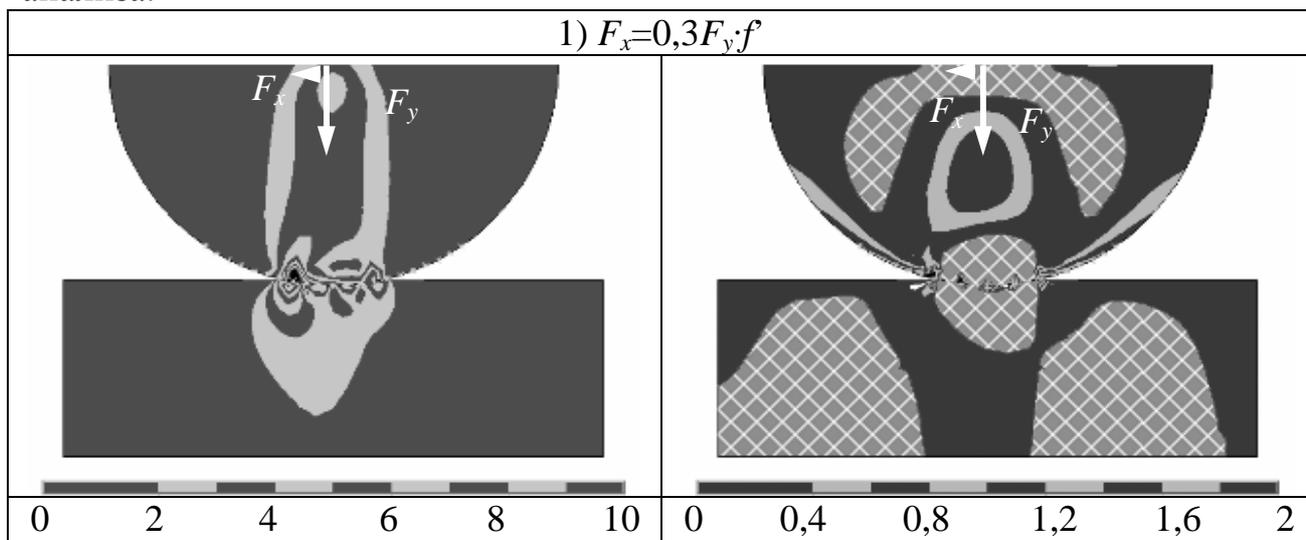


Рисунок 8 – Ориентация главных площадок при выкатывании цилиндрического индентора из лунки (пробуксовка). Для ориентировки показан эллипс вокруг точки контакта

### Движение юзом

Главным отличием при движении юзом является возрастание зоны поверхностных напряжений растяжения не перед индентором, а позади него (рисунок 9). Область всестороннего сжатия в инденторе больше сзади, а в обрабатываемой поверхности, наоборот, больше спереди индентора.

Картины напряженных состояний будут меняться при изменении геометрии индентора и лунки, в частности от сочетания их радиусов. Будут различаться при разных характерах приложения нагрузки (точки приложения, величина, направление), но основные особенности видны из проведенного анализа.



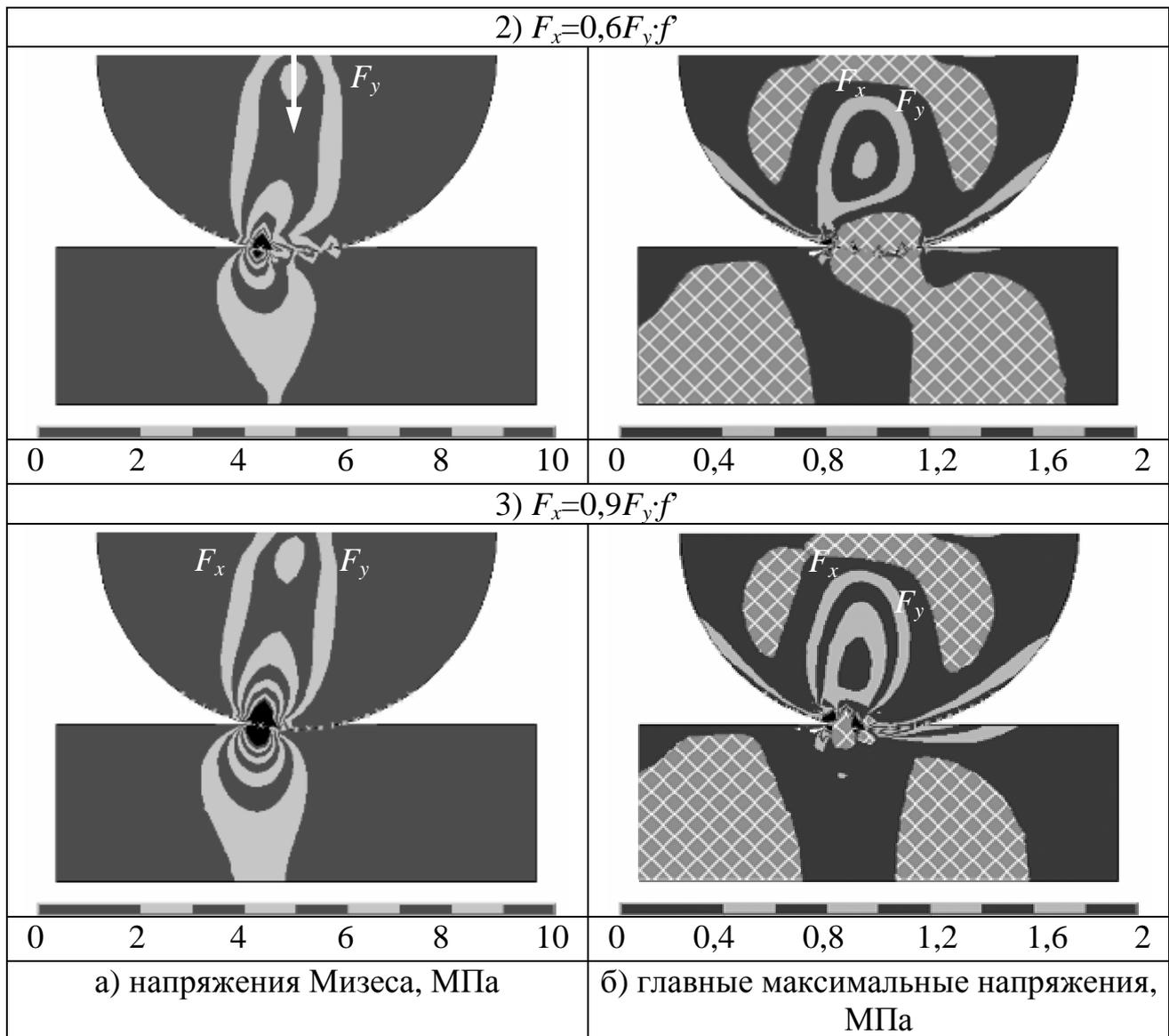


Рисунок 9 – Движение юзом,  $\omega=0$ ,  $\Delta x \neq 0$ ,  $F_x > 0$ ,  $M_z = 0$

Ситуации, рассмотренные в статье, можно встретить в технике повсюду: при прокатке, обкатке роликами, в соединениях с натягом, в клеммовых соединениях, колодочных тормозах, в подшипниках, обработке резанием и др.

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ДЕЙСТВИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОВШЕЙ ЭКСКАВАТОРОВ

*Зеньков С.А., Товмасын Э.С.*

*Братский государственный университет, Братск*

Применение оборудования с высокочастотным воздействием к ковшам экскаваторов позволяет уменьшить адгезию грунтов к ковшам и повысить эффективность работы экскаваторов при разработке влажных связных грунтов при отрицательной температуре [1-11].

Модель выбора геометрических параметров криволинейных концентраторов построена на основе дифференциальных уравнений распространения продольных и поперечных волн в криволинейном брусе [12,13].

Резонансная длина концентратора:

$$l_{0\varepsilon} = \sqrt{\frac{\pi^2 + \frac{1}{4} \ln\left(\frac{Hl_{0\varepsilon}}{H_0}\right)^2}{K^2 - \frac{1}{r_0^2}}}, \quad (1)$$

где  $H_0$  – начальная высота поперечного сечения концентратора;

$Hl_{0\varepsilon}$  – высота сечения концентратора при  $S = l_{0\varepsilon}$  (рисунок 1).

Константа и коэффициенты:

$$\alpha = \frac{\beta}{2}; \quad \beta = \sqrt{K^2 - \frac{1}{r_0^2} - \frac{B^2}{4}}; \quad B = \frac{\ln \frac{Hl_{0\varepsilon}}{H_0}}{l_{0\varepsilon}}. \quad (2)$$

Выражение для величины продольных амплитуд концентратора на резонансной длине имеет вид:

$$\varepsilon_{l_{0\varepsilon}} = \varepsilon_{\text{Вибр}} \cdot e^{-\frac{B}{2}l_{0\varepsilon}} \left( \cos \beta l_{0\varepsilon} + \frac{B}{2\beta} \cdot \sin \beta \cdot l_{0\varepsilon} \right). \quad (3)$$

Выражение для величины амплитуды поперечных колебаний имеет вид:

$$\eta = \varepsilon_{\text{Вибр}} \cdot \frac{e^{-\frac{B}{2} l_0 \varepsilon} \cdot (B^2 + 4\beta^2) \sin \beta l_0 \varepsilon}{r_0 \left[ \frac{2\pi f}{V} - \frac{1}{r_0^2} \right] \cdot 4\beta}, \quad (4)$$

где  $\varepsilon_{\text{Вибр}}$  – смещение на конце вибровозбудителя:

$$\varepsilon_{\text{Вибр}} = \lambda_S \frac{V}{2f}, \quad (5)$$

где  $\lambda_S$  – константа магнитострикции материала.

Расчетная схема оборудования представлена на рисунке 2. Оборудование монтируется на задней стенке ковша. Расчет проводится в следующей последовательности: задаются главным параметром экскаватора – вместимостью ковша  $q$ . Тогда ширина ковша определится выражением [12,13]:

$$B_K = 1,2^3 \sqrt{q} \quad (6)$$

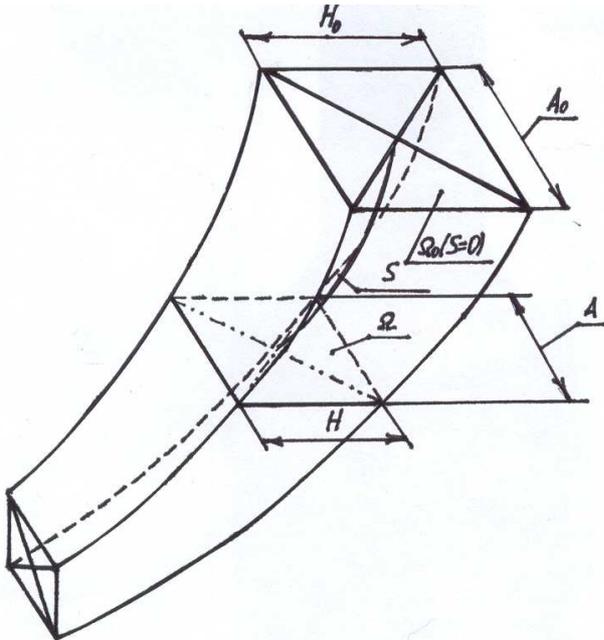


Рисунок 1 – Расчетная схема определения геометрических параметров экспоненциального концентратора

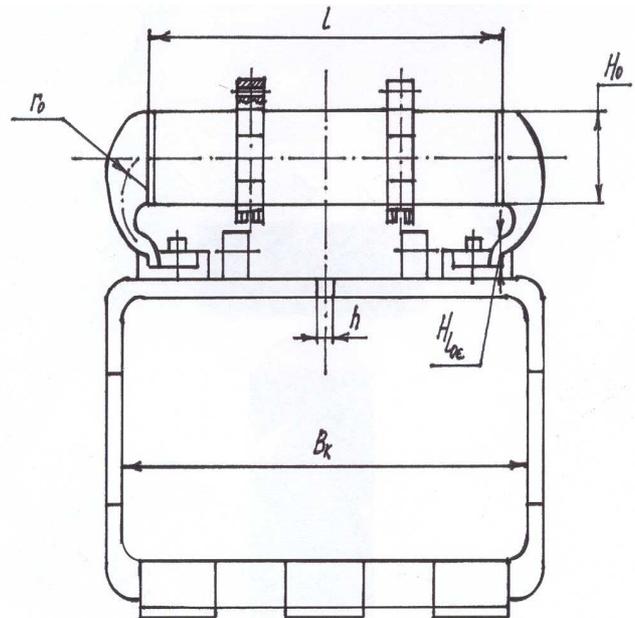


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения рациональных значений геометрических параметров оборудования акустического действия

Принимаем длину вибровозбудителя равной:

$$l = 0,8B_K.$$

С другой стороны, длина вибровозбудителя  $l$  равна [13]:

$$l = n \frac{\lambda}{2} = n \frac{V}{2f}, \quad (7)$$

где  $n$  – номер гармоники;  $V$  – скорость распространения продольной волны в материале;  $f$  – частота колебаний.

Из (7) определяем частоту колебаний вибровозбудителя:

$$f = n \frac{V}{2l} = n \frac{\sqrt{\frac{E}{\rho}}}{2l} \quad (8)$$

Начальную высоту поперечного концентратора с учетом ограничений принимаем равной  $H_0 = 0,05l$ . Радиус кривизны (оси) концентратора  $r_0 = 0,5H_0$ .

Вычисляем резонансную длину концентратора по формуле (1):

$$l_{0\varepsilon} = \sqrt{\frac{\pi^2 + \frac{1}{4} \left( \ln \frac{Hl_{0\varepsilon}}{H_0} \right)}{4\pi^2 f \frac{\rho}{E} - \frac{1}{r_0^2}}}$$

Определяем продольную амплитуду концентратора на резонансной длине по формуле (3) с учетом (5):

$$\varepsilon_{l_{0\varepsilon}} = \lambda_s \frac{V}{2f} e^{-\frac{B}{2}l_{0\varepsilon}} \left( \cos \beta \cdot l_{0\varepsilon} + \frac{B}{2\beta} \sin \beta \cdot l_{0\varepsilon} \right) \quad (9)$$

Определяем величину амплитуды поперечных колебаний по формуле (4) с учетом (5):

$$\eta = \lambda_s \cdot \frac{V}{2f} \cdot \frac{e^{-\frac{B}{2}l_{0\varepsilon}} (B^2 + 4\beta^2) \sin \beta l_{0\varepsilon}}{r_0 \left[ \frac{2\pi f}{V} - \frac{1}{r_0^2} \right] \cdot 4\beta} \quad (10)$$

Устанавливаем ширину зазора задней стенки из условия несмыкания ее частей:  $h \geq 2\varepsilon_{l_{0\varepsilon}}$ .

Остальные параметры ковша определяются по известной методике [12,13].

### Список литературы

1. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатъев К.А. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Вестник МГСУ. 2014. № 2. С. 98-104.
2. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С. Применение пьезокерамических трансдюсеров для снижения адгезии при разработке

- связных грунтов // Вестник Таджикского технического университета. 2013. № 4 (24). С. 17-22.
3. Зеньков С.А., Игнатъев К.А. Влияние ультразвукового воздействия на адгезию грунтов к рабочим органам землеройных машин // Системы. Методы. Технологии. 2012. № 2. С. 43-45.
  4. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Красавин О.Ю. Анализ повышения производительности экскаваторов при использовании пьезокерамических трансдюсеров // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 4. С. 38-41.
  5. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Устранение налипания грунта на рабочие органы землеройных машин с использованием пьезокерамических излучателей // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2013. Т. 1. С. 64-72.
  6. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С. Планирование эксперимента по применению пьезокерамических излучателей для борьбы с адгезией грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2012. № 11. С. 399-402.
  7. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Снижение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи высокочастотного воздействия // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2011. Т. 2. С. 88-92.
  8. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А., Зеньков А.С. Устранение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи ультразвукового воздействия // Механики XXI века. 2011. № 10. С. 146-148.
  9. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137-140.
  10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Елохин А.В., Дэлэг Д. Перспективы применения пьезокерамических излучателей для борьбы с налипанием грунтов // Механики XXI века. 2008. № 7. С. 292-297.
  11. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Применение пьезокерамических излучателей для борьбы с налипанием грунтов на ковшовые рабочие органы // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2007. № 2. С. 170-173.
  12. Зеньков С.А. Методика расчета оборудования с акустическим воздействием для снижения адгезии грунтов к ковшам экскаваторов // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2006. Т. 26. № 2-1. С. 67-72.
  13. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение параметров вибрационного оборудования к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2009. Т. 2. № 89. С. 90-94.

## ОСОБЕННОСТИ СТРОЕНИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕКАТЫВАЮЩИХСЯ РЫЧАГОВ

*Максимова Е.Н.*

*Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк*

**Ключевые слова:** перекатывание, высшая кинематическая пара, рычаг, кинематический анализ.

В статье приводится кинематический анализ пятизвенного механизма с перекатывающимся рычагом.

Важной особенностью механизмов перекатывающихся рычагов является использование в них двухподвижных кинематических пар (пар четвертого класса  $p_4$ ). Такие пары могут обеспечивать либо чистое качение, либо качение с проскальзыванием.

На рисунке 1 представлен простейший из таких механизмов – пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом [1]. Он состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3 и перекатывающегося относительно неподвижной стойки 5 рычага 4.

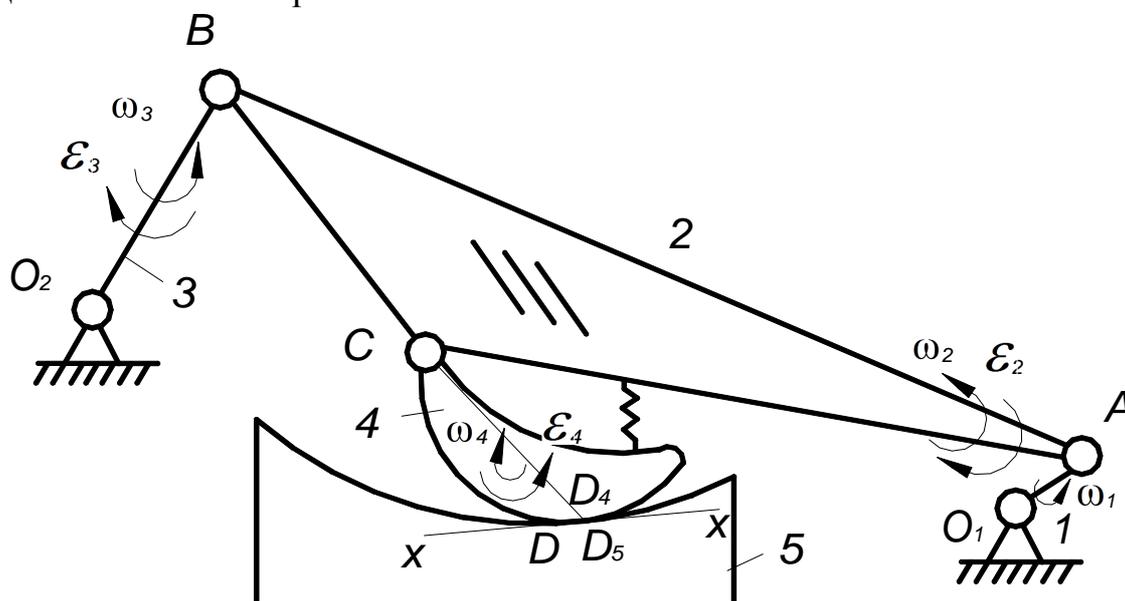


Рисунок 1 – Пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом

Обратимся к строению (структуре) механизма. Подвижность механизма по формуле Чебышева П.Л. [2]

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

равна единице, т.к. число его подвижных звеньев  $n=4$ , число пар пятого класса  $p_5=5$  и одна пара четвертого класса  $p_4=1$ . Выделяем в механизме структурные группы Ассур, начиная от выходного звена 4. Подвижность

перекатывающегося рычага 4 по формуле (1) равна нулю, т.к. число подвижных звеньев  $n=1$ , одна пара пятого класса (шарнир  $C$ )  $p_5=1$  и одна пара четвертого класса (соединение перекатывающегося рычага 4 с опорой 5 – точка  $D$ )  $p_4=1$ . Подвижность второй группы (звенья 2 и 3) по формуле (1) так же равна нулю, т.к. число подвижных звеньев  $n=2$ , число пар пятого класса (шарниры  $A, B, O_2$ )  $p_5=3$ , что определяет кинематическую разрешимость рассматриваемых структурных групп.

Обратимся к кинематическому исследованию представленного механизма с использованием графо-аналитического метода. Построение плана скоростей механизма (рисунок 2) начнем со скорости точки  $A$  ( $\bar{V}_A$ ), которая известна по величине и направлению

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A}, \quad \bar{V}_A \perp O_1A.$$

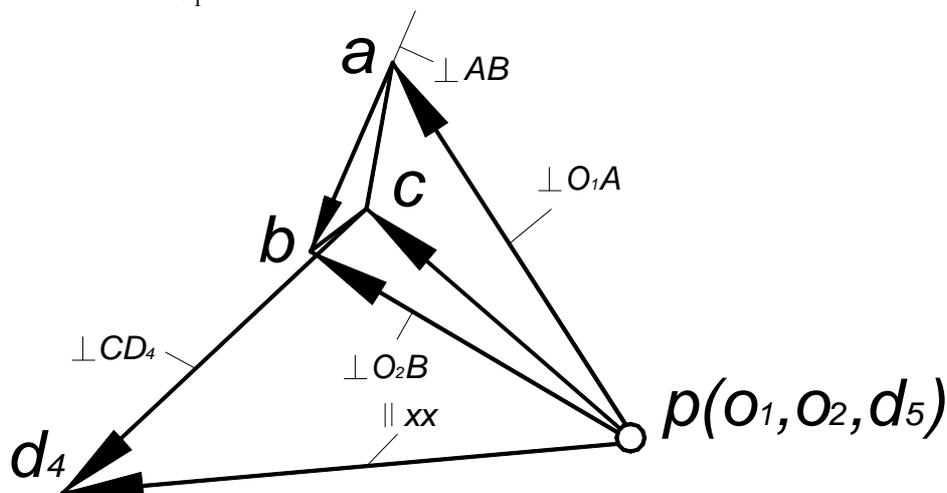


Рисунок 2 – План скоростей пятизвенного механизма с перекатывающимся рычагом

Линейную скорость точки  $B$  определим с помощью системы векторных уравнений

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}, & \bar{V}_{BA} \perp AB, \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{BO_2}, & \bar{V}_{BO_2} \perp O_2B. \end{cases}$$

Скорость точки  $C$  определим, используя свойство подобия треугольников  $ABC$  (кинематическая схема, рисунок 1) и  $abc$  (план скоростей механизма, рисунок 2).

После нахождения скорости точки  $C$  становится возможным определить скорость точки  $D_4$  звена 4 по векторным уравнениям

$$\begin{cases} \bar{V}_{D_4} = \bar{V}_C + \bar{V}_{D_4C}, & \bar{V}_{D_4C} \perp CD_4, \\ \bar{V}_{D_4} = \bar{V}_{D_5} + \bar{V}_{D_4D_5}, & \bar{V}_{D_4D_5} \parallel xx. \end{cases}$$

В точке  $D$  имеет место проскальзывание, величина которого определится по формуле

$$V_{D_4D_5} = \overline{pd} \cdot \mu_v,$$

где  $\mu_v$  – масштабный коэффициент построенного плана.

Рассматриваемый механизм в состоянии перемещать тело (ленту) посредством сил трения между опорой 5 и звеном с высшей кинематической парой 4.

Отрезок  $\overline{ab}$  на плане определяет скорость точки  $B$  относительно  $A$ , что позволяет определить угловую скорость звена 2

$$\omega_2 = \frac{\overline{ab} \cdot \mu_V}{l_{AB}}.$$

Направление вектора  $\overline{ab}$  определит направление угловой скорости звена 2 – против часовой стрелки (рисунок 1).

Отрезок  $\overline{pb}$  на плане определяет скорость точки  $B$  относительно  $O_2$ , что позволяет определить угловую скорость звена 3

$$\omega_3 = \frac{\overline{pb} \cdot \mu_V}{l_{O_2B}}.$$

Направление вектора  $\overline{pb}$  определит направление угловой скорости звена 3 – против часовой стрелки.

Отрезок  $\overline{cd_4}$  на плане определит скорость точки  $D_4$  относительно  $C$ , что позволяет определить угловую скорость звена 4

$$\omega_4 = \frac{\overline{cd_4} \cdot \mu_V}{l_{CD_4}}.$$

Направление вектора  $\overline{cd_4}$  определит направление угловой скорости звена 4 – по часовой стрелке.

Перейдем к определению линейных ускорений точек и угловых ускорений звеньев механизма. Ускорение точки  $A$  найдем из уравнения  $\overline{a_A} = \overline{a_{AO_1}^n} + \overline{a_{AO_1}^t}$ , при этом  $a_{AO_1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A}$ ,  $a_{AO_1}^n \parallel O_1A$  и направлено от  $A$  к  $O_1$ ,  $a_{AO_1}^t = 0$ , т. к.  $\omega_1 = const$ . План ускорений механизма представлен на рисунке 3.

Ускорение точки  $B$  может быть определено из системы следующих векторных уравнений

$$\begin{cases} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t}, \\ \overline{a_B} = \overline{a_{O_2}} + \overline{a_{BO_2}^n} + \overline{a_{BO_2}^t}, \end{cases}$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}, a_{BA}^n \parallel AB, a_{BA}^t \perp AB,$$

$$a_{O_2} = 0, a_{BO_2}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BO_2}, a_{BO_2}^n \parallel O_2B, a_{BO_2}^t \perp O_2B.$$

Из свойства подобия треугольников определим линейное ускорение точки  $C$ .

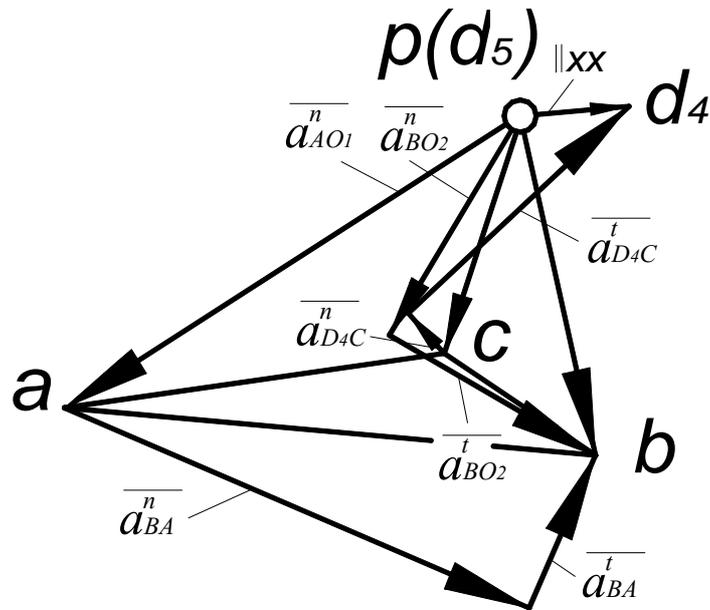


Рисунок 3 – План ускорений пятизвенного механизма с перекатывающимся рычагом

Ускорение точки  $D_4$  определим с помощью следующих векторных уравнений

$$\begin{cases} \overline{a_{D_4}} = \overline{a_C} + \overline{a_{D_4C}^n} + \overline{a_{D_4C}^t}, \\ \overline{a_{D_4}} = \overline{a_{D_4D_5}}, \\ \overline{a_{D_4C}^n} = \omega_4^2 \cdot l_{D_4C}, \overline{a_{D_4C}^n} \parallel \overline{CD_4}, \overline{a_{D_4C}^t} \perp \overline{CD_4}, \\ \overline{a_{D_4D_5}} \parallel \overline{xx}. \end{cases}$$

Тангенциальная составляющая ускорения  $\overline{a_{BA}^t}$  определит угловое ускорение звена 2

$$\varepsilon_2 = \frac{\overline{a_{BA}^t}}{l_{AB}}$$

направление вектора  $\overline{a_{BA}^t}$  определяет направление углового ускорения звена 2, направление  $\varepsilon_2$  не совпадает с направлением  $\omega_2$  (по часовой стрелке, рисунок 1), следовательно, звено 2 движется замедленно.

Тангенциальная составляющая ускорения  $\overline{a_{BO_2}^t}$  определит угловое ускорение звена 3

$$\varepsilon_3 = \frac{\overline{a_{BO_2}^t}}{l_{O_2B}}$$

направление вектора  $\overline{a_{BO_2}^t}$  определяет направление углового ускорения звена 3, направление  $\varepsilon_3$  не совпадает с направлением  $\omega_3$  (по часовой стрелке), следовательно, звено 3 движется замедленно.

Тангенциальная составляющая ускорения  $\overline{a^t_{D_4C}}$  определит угловое ускорение звена 4

$$\varepsilon_4 = \frac{\overline{a^t_{D_4C}}}{l_{CD_4}},$$

направление вектора  $\overline{a^t_{D_4C}}$  определяет направление углового ускорения звена 4, направление  $\varepsilon_4$  не совпадает с направлением  $\omega_4$  (против часовой стрелки), следовательно, звено 4 движется замедленно. Таким образом, рассмотренный механизм с перекатывающимся рычагом имеет полную кинематическую разрешимость.

### Список литературы

1. Заявка №2013150605. Пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом / Дворников Л.Т., Максимова Е.Н., Баклушин А.А. – приоритет от 13.11.2013.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. – М.: Наука, 1975. – 640 с.

## МОДЕЛИ ОЦЕНИВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА В УСЛОВИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ИННОВАЦИЙ

*Козелков О.А.*

*ОАО «Научно-производственное предприятие «Кант», Москва*

Планирование производственных процессов в условиях внедрения инновационных технологий требует их детального представления в виде последовательности технологических операций с закреплением каждой из них соответствующего оборудования. При этом следует учитывать факторы случайности, неизбежно присутствующие в промышленном производстве, что обусловлено новыми условиями применения технологий, в том числе возможными сбоями оборудования, наличием брака, качеством заготовок и др. причинами.

Моделирование производственного процесса позволяет оценить его функционирование по технико-экономическим критериям, таким как: объем выпуска, объем незавершенного производства, количество оборудования и т.п. При решении этой задачи эффективно применение теории массового обслуживания [1, 2].

Для системы массового обслуживания (СМО) определим следующие характеристики:

- среднее значение времени задержки заявок (обработки изделий);
- функция распределения длительности задержки заявок.

Пусть параметр  $g$  определяет общее число заявок в системе обслуживания (количество ресурсов на складе). Рассмотрим одноканальную многофазную СМО. В этой системе входной поток - интенсивность поступления деталей на обработку, обозначим  $\mu_2$ . Параллельно с постоянной интенсивностью  $\mu_1$  функционирует производство, и готовые изделия поступают на склад. Если ограничить среднее число заявок в системе нормативной константой  $\bar{g}_c$ , то

$$\rho = \frac{\bar{g}_c}{1 + \bar{g}_c}.$$

Предельная интенсивность работы агрегата-источника потока заявок, если она может выбираться, ограничена пропускной способностью агрегата-устройства обслуживания и нормативом  $\bar{g}_c$  так, что

$$\mu_2 \leq \frac{\bar{g}_c}{1 + \bar{g}_c} \mu_1.$$

Предполагая стационарный режим СМО [3], можно найти для каждого узла среднее число заявок  $L_i$  или для всей сети  $(L_1, L_2, \dots, L_i, \dots, L_n)$ ,  $i = \overline{1, M}$ .

Вероятности состояний сети определяются по формуле:

$$P_j = \prod_{i=1}^M P_{ij},$$

где  $P_j$  – вероятность того, что в обработке находится  $j$  изделий;  
 $P_{ij}$  – вероятность того, что на  $i$ -м участке обрабатывается  $j$  изделий.

Интегральные характеристики производства следующие:

1. Средний объем незавершенного производства:

$$L = \sum_{i=1}^M L_i .$$

2. Среднее время производственного цикла:

$$T = \sum_{i=1}^M T_{c_i} .$$

Для несбалансированной сети пропускная способность определяется узким местом

$$\rho^* = \max(\rho_i, i = \overline{1, M}) .$$

Необходимо оценить инновационные варианты технологического процесса по стоимостным характеристикам. Стоимостные модели массового обслуживания направлены на определение такого уровня функционирования производственной системы, при котором достигается "компромисс" между следующими показателями:

а) прибылью, получаемой за счет производства (и реализации) изделий;  
 б) потерями прибыли, обусловленными задержками в производственном процессе.

1. Задача определения состава оборудования для обеспечения заданной производительности.

Для принятия решения издержки следует сопоставить с доходом. Рассмотрим одноканальную модель массового обслуживания со средней частотой поступления требований (соответствует планируемому объему производства), равной  $\lambda$ , и со средней скоростью обслуживания (соответствует производительности оборудования), равной  $\mu$ . Введем следующие обозначения:  $C_1$  – выраженный в стоимостной форме выигрыш за счет увеличения на единицу значения  $\mu$  в течение единичного интервала времени;  $C_2$  – "цена" ожидания (т.е. обусловленные простоем оборудования, и как следствие – уменьшением объема производства экономические потери) в единицу времени и в расчете на одно изделие;  $ТС(\mu)$  – стоимостный показатель, определяемый формулой

$$ТС(\mu) = C_1\mu - C_2L_s ,$$

где  $L_s$  – среднее число обрабатываемых изделий.

Для одноканальной системы с неограниченным буфером (что соответствует неограниченной мощности производства)

$$ТС(\mu) = C_1\mu - C_2 \frac{\lambda}{\mu - \lambda} ,$$

и, следовательно, для оптимального значения  $\mu$  имеем

$$\mu = \lambda + \sqrt{\lambda \frac{C_2}{C_1}} .$$

В ситуации, когда объем незавершенного производства не может составлять более  $N$  изделий, стоимостную модель можно видоизменить, с тем,

чтобы за счет увеличения значения  $N$  снизить издержки производства. В данном случае величина  $N$  рассматривается как управляющая переменная, оптимальное значение которой (вместе с  $\mu$ ) определяется путем минимизации

$$TC(\mu, N) = C_1\mu - C_2L_s - C_3N - C_4\lambda P_N,$$

где  $C_3$  – "стоимость" увеличения (на единицу времени) объема незавершенного производства;  $C_4$  – экономические потери, связанные с невозможностью увеличить объем незавершенного производства на одну единицу;  $P_N$  – вероятность того, что в обработке находится  $N$  изделий.

2. Задача определения необходимого количества однотипного оборудования.

Эта задача связана с получением компромиссного решения, с учетом того, что увеличение количества оборудования влечет рост затрат на их содержание (эксплуатацию, обслуживание и амортизацию), но при этом одновременно возникает экономия вследствие уменьшения простоев другого оборудования в технологической цепи, возникает возможность увеличить объем производства.

Рассмотрим многоканальную модель. Стоимостная модель массового обслуживания в данном случае ориентирована на определение оптимального количества оборудования. Предполагается, что значения  $\lambda$  и  $\mu$  фиксированы. Интегральная стоимость показателей задается формулой

$$TC(c) = C_1c - C_2L_s(c),$$

где  $C_1$  – отнесенные к единице времени затраты на обеспечение функционирования одной дополнительной единицы оборудования;  $L_s(c)$  – среднее число находящихся в обработке изделий на  $c$  единицах оборудования.

Оптимальное значение  $c$  находим из условий

$$TC(c-1) \geq TC(c) \text{ и } TC(c+1) \leq TC(c),$$

что эквивалентно неравенству

$$L_s(c) - L_s(c+1) \leq \frac{C_2}{C_1} \leq L_s(c-1) - L_s(c).$$

Результаты работы могут применяться при разработке информационных технологий и средств автоматизации для планирования и управления машиностроительным производством в условиях технологических инноваций.

### Список литературы

1. Билик Р.В., Мясоедова З.П., Петухова Н.В., Фархадов М.П. Инженерные методы расчета сетей при проектировании распределенных автоматизированных систем массового обслуживания. М.: МАКС Пресс. 2010. – 256 с.
2. Иванов А.А. Моделирование объектов автоматизированного производства на основе теории массового обслуживания // Труды НГТУ. 2013. № 1. С. 88 – 93.
3. Клейнрок Л. Теория массового обслуживания. М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.

## ЗОНЫ СУЩЕСТВОВАНИЯ И БИФУРКАЦИИ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА

*Манжосов В.К., Петрова Т.Е.*

*Ульяновский государственный технический университет, Ульяновск*

Рассмотрена модель движения плоского кривошипно-коромыслового механизма, схема которого представлена на рисунке 1. Вращательное движение кривошипа  $AB$  преобразуется в возвратно-вращательное движение коромысла  $CD$ . Механизм имеет одну степень свободы. Предполагается, что закон движения кривошипа задан:  $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ .

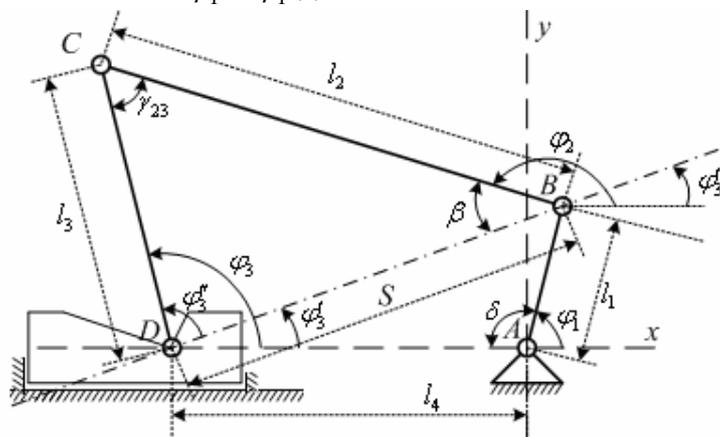


Рисунок 1 – Положение звеньев и углы механизма

Длина кривошипа  $l_1$ , длина шатуна  $l_2$ , длина коромысла  $l_3$ . Расстояние  $AD$  между опорами кривошипа и коромысла равно  $l_4$ . Обозначим  $\varphi_2$  – угол, определяющий положение шатуна  $BC$ ;  $\varphi_3$  – угол, определяющий положение коромысла  $DC$  ( $\varphi_3 = \varphi_3' + \varphi_3''$ ); угол  $DCB$  как  $\gamma_{23}$ .

Анализ движения данного класса механизмов можно найти в работах [1, 2]. Соотношение между размерами  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  и  $l_4$  должно обеспечивать условие существования кривошипа, определяемое теоремой Грасгофа:

$$l_4 + l_1 < l_3 + l_2, \quad l_1 + l_2 < l_3 + l_4. \quad (1)$$

Из неравенств (1) следует, что линейный размер  $l_4$  находится в диапазоне

$$(\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3 < \tilde{l}_4 < (\tilde{l}_2 - 1) + \tilde{l}_3, \quad (2)$$

где  $\tilde{l}_1 = l_1 / l_1 = 1$ ,  $\tilde{l}_2 = l_2 / l_1$ ,  $\tilde{l}_3 = l_3 / l_1$ ,  $\tilde{l}_4 = l_4 / l_1$ .

Для относительной длины коромысла ограничение снизу определяется неравенством  $\tilde{l}_3 > 1$  [3]. Для определения ограничения сверху обратимся к неравенству (2), преобразовав его к виду

$$\tilde{l}_2 - \tilde{l}_3 < \tilde{l}_4 - 1 < (\tilde{l}_2 - 2) + \tilde{l}_3. \quad (3)$$

Так как  $\tilde{l}_4 > 1$  [3], то  $\tilde{l}_4 - 1 > 0$  и левую часть неравенства (3) сверху

ограничим значением  $\tilde{l}_2 - \tilde{l}_3 > 0$ . В этом случае величина  $\tilde{l}_3$  будет находиться в диапазоне  $1 < \tilde{l}_3 < \tilde{l}_2$ .

Из равенства (3) можно найти минимальное или максимальное значения  $\tilde{l}_4$ , при которых обеспечивается функционирование кривошипно-коромыслового механизма.

$$(\tilde{l}_4)_{\min} = (\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3 + \Delta\tilde{l}_4, \quad (\tilde{l}_4)_{\max} = (\tilde{l}_2 - 1) + \tilde{l}_3 - \Delta\tilde{l}_4,$$

где  $\Delta\tilde{l}_4$  – величина, определяющая то, насколько значение  $(\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3$  может быть меньше  $(\tilde{l}_4)_{\min}$  или больше  $(\tilde{l}_4)_{\max}$ .

На рисунке 2 приведены диаграммы, определяющие значения  $(\tilde{l}_4)_{\min}$  и  $(\tilde{l}_4)_{\max}$  ( $\tilde{l}_2 = 4$ ,  $\Delta\tilde{l}_4 = 0,05$ ) при изменении длины коромысла  $\tilde{l}_3$  в диапазоне  $1,05 \leq \tilde{l}_3 \leq \tilde{l}_2$ .

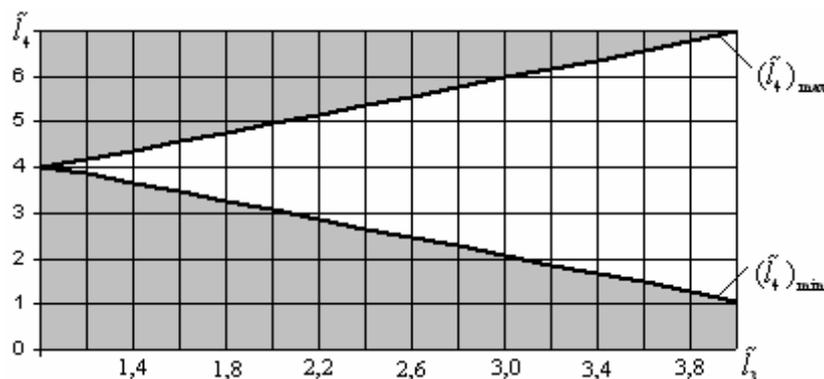


Рисунок 2 – Диаграммы, определяющие значения  $(\tilde{l}_4)_{\min}$  и  $(\tilde{l}_4)_{\max}$  при изменении длины  $\tilde{l}_3$

Осветленная область на рисунке 2 – это область существования кривошипно-коромыслового механизма при принятых параметрах ( $\tilde{l}_2 = 4$ ,  $\Delta\tilde{l}_4 = 0,05$ ), а разница ординат  $(\tilde{l}_4)_{\max}$  и  $(\tilde{l}_4)_{\min}$  определяет возможный диапазон изменения расстояния между опорами кривошипа и коромысла для фиксированного значения  $\tilde{l}_3$ .

При параметрах механизма, принадлежащих затененной области на рис. 2, функционирование кривошипно-коромыслового механизма невозможно. Это зоны бифуркации, когда возможен переход от структуры кривошипно-коромыслового механизма к структуре кривошипно-ползунного механизма [2, 4-7], если опору коромысла выполнить в виде ползуна и обеспечить возможность перемещения этого звена.

На рисунке 3 представлены последовательные положения звеньев кривошипно-коромыслового механизма, полученные в результате моделирования его движения при параметрах ( $\tilde{l}_2 = 1$ ,  $\tilde{l}_2 = 4$ ,  $\tilde{l}_3 = 2$ ,  $\tilde{l}_4 = 3$ ).

Параметры механизма обеспечивают возможность попадания в зону бифуркации. В результате положения (рисунок 3, а, б) соответствуют функционированию кривошипно-коромыслового механизма, положения

(рисунок 3, в, г) – кривошипно-ползунного механизма, положения (рисунок 3, д, е) – кривошипно-коромыслового механизма с подвижной опорой механизма.

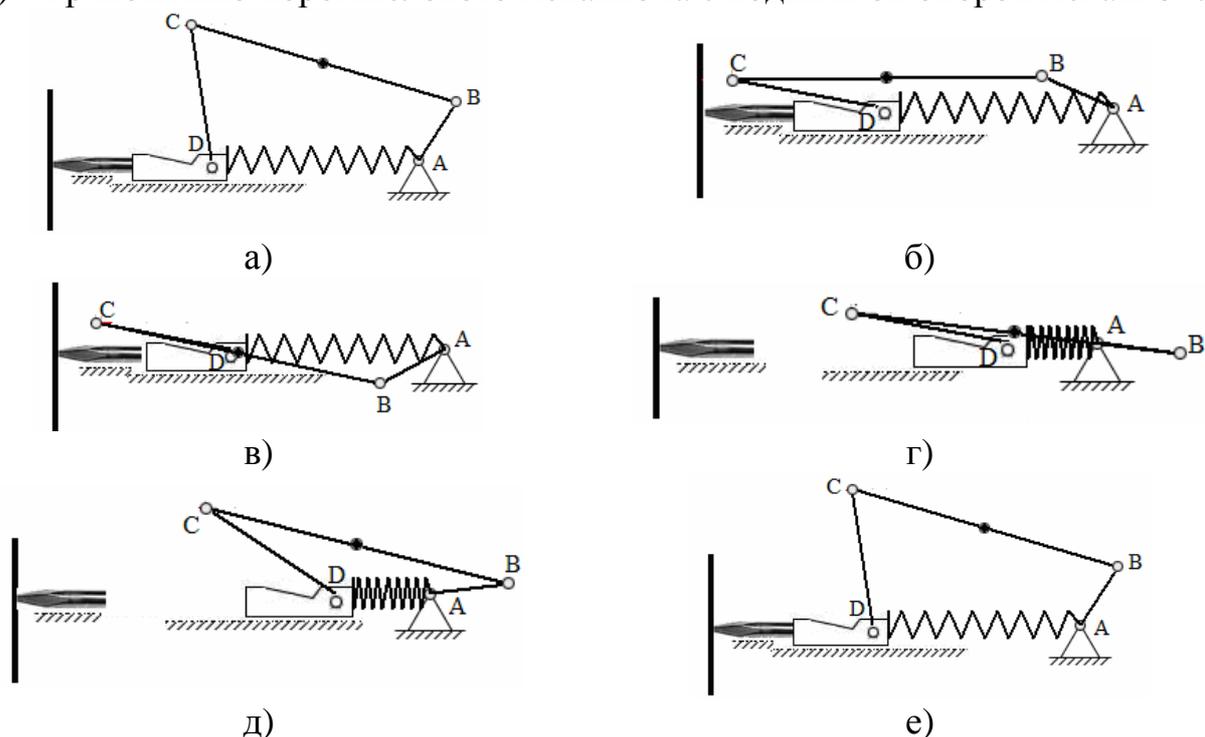


Рисунок 3 – Последовательные положения звеньев кривошипно-коромыслового механизма

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.– М.: Наука, 1988.– 640 с.
2. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Филипповский В.П. Механические импульсные генераторы с шарнирно-рычажным захватывающим устройством. – Фрунзе : Илим, 1975. – 148 с.
3. Манжосов В.К., Петрова Т.Е. Ограничения на параметры кривошипно-коромыслового механизма // Современная наука и практический взгляд. Сборник статей Международной научно-практической конференции. – Уфа : РИЦ БашГУ, 2013. – С. 116 – 120.
4. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Филипповский В.П., Рябов В.А., Макуров Е.В., Ударный механизм. Авторское свидетельство № 560975. Зарегистр. в Государственном реестре изобретений СССР 23.07.1977 г.
5. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Абдраимов С., Парышкура М.И. Механический пресс. Авторское свидетельство № 994303. Зарегистр. в Государственном реестре изобретений СССР 08.10.1982 г.
6. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Абдраимов С., Парышкура М.И., Алмааматов М. 3. Механический пресс. Авторское свидетельство № 1139051. Зарегистр. в Государственном реестре изобретений СССР 08.10.1984 г.
7. Манжосов В.К., Шишенин С.В., Сабиров Х.А., Парышкура М.И., Аванесов Г.И. Механический безмуфтовый пресс. Авторское свидетельство №1279846. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 01.09.1986 г.

## К ВОПРОСУ О КЛАССИФИКАЦИИ ТРЕХЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

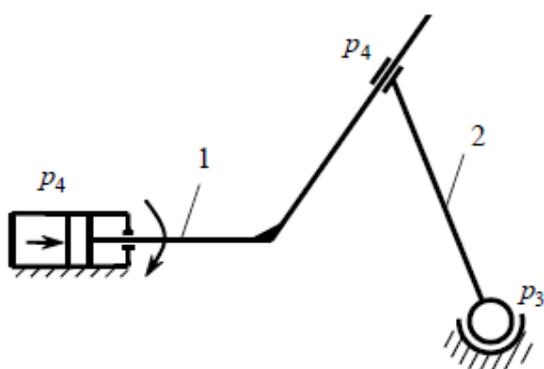
*Попугаев М.Г.*

*Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк*

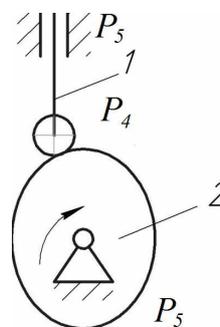
Все механизмы независимо от их назначения, сложности и размеров образуются лишь из звеньев (твердых тел) и соединений звеньев, которые в теории механизмов называют кинематическими парами. Если число звеньев обозначить параметром  $n$ , а число кинематических пар параметром  $p$ , то именно эти два параметра определяют структуру механизма. Однако полностью описать механизм, используя только эти два параметра невозможно. Наиболее простыми являются трехзвенные механизмы, в которых используются всего два подвижных звена. Имея в виду, что трехзвенные механизмы, как наиболее простые по структуре, могут находить широкое применение в практике машиностроения, можно утверждать, что задача их классификации является, актуальной не только по отношению к собственно трехзвенным механизмам, но и ко всем другим – более сложным системам, как методологическая основа исследования механизмов во всем их разнообразии.

Предпримем попытку классифицировать все многообразие трехзвенных механизмов. В работе Л.Т. Дворникова [1] «Основы всеобщей (универсальной) классификации механизмов», опубликованной в 2011г., приводятся аналитические зависимости, определяющие уровни классификации механизмов. По Ассуру все механизмы создаются от так называемого «простого кривошипа», т. е. от звена, соединенного со стойкой в одноподвижную кинематическую пару, такие механизмы называются ассуровы.

Однако, возможно создание неассуровых механизмов, т.е. таких в которых ведущие звенья (привода) [2] связываются со стойкой в пары более высоких классов –  $p_4$ ,  $p_3$ ,  $p_2$ , т.е. четырех, трех, двух подвижные кинематические пары. Трехзвенные механизмы могут быть как ассуровы (МА) (рисунок 1, а) и как неассуровы (МнА) (рисунок 1,б).



а) пространственный неассуровый



б) ассуровый

Рисунок 1 – Трехзвенные механизмы

Второй уровень классификации – семейства и подсемейства. Л.Т. Дворниковым было предложено разделить пять семейств, в зависимости от состава используемых кинематических пар на подсемейства.

В зависимости от числа общих связей  $m$  различают семейства

нулевое	$(m=0), W_0 = 6n - p_1 - 2p_2 - 3p_3 - 4p_4 - 5p_5,$
первое	$(m=1), W_1 = 5n - p_2 - 2p_3 - 3p_4 - 4p_5,$
второе	$(m=2), W_2 = 4n - p_3 - 2p_4 - 3p_5,$
третье	$(m=3), W_3 = 3n - p_4 - 2p_5$
и четвертое	$(m=4), W_4 = 2n - p_5.$

Так, например, в плоских механизмах (третье семейство) можно выделить три подсемейства[3]

нулевое	$W_{3(0)} = 3n - 2p_5 - p_4,$
первое	$W_{3(1)} = 3n - 2p_5$
и второе	$W_{3(2)} = 3n - p_4.$

В нулевом семействе оказываются отличающимися 31 подсемейство, в первом семействе – 15 подсемейств, во втором – семь, в третьем – три, в четвертом одно, а всего 57.

В работе [4] показано, что трехзвенные неассуровы механизмы существуют в третьем семействе (рисунок 2), в нулевом и втором подсемействах, в нулевом подсемействе в 5, 6, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 16, 17, 18, 19, 20, 22, 24, 25, 26, 28, 30 подсемействах, т.е. в девятнадцати из тридцати одного.

Третий уровень классификации – по сложности базисного звена. Внутри семейств и подсемейств механизмы могут различаться по сложности используемых в них звеньев и прежде всего по сложности наиболее сложного – базисного звена. Будем разделять по этому параметру все механизмы на виды[1].

Механизмы могут содержать в своем составе базисные звенья различной сложности, двухпарные, трехпарные, и т.д., что определяется параметром  $\tau$  универсальной структурной системы. Трехзвенные механизмы бывают второго, третьего, четвертого и т.д. до десятого вида ( $\tau$  от 2 до 10). На рисунке 2 показаны трехзвенные механизмы третьего семейства, второго ( $\tau=2$ ), третьего ( $\tau=3$ ) и четвертого ( $\tau=4$ ) классов.

Следующим параметром механизма является понятие класс механизмов, определяющий сложности используемых замкнутых изменяемых контуров.

За первый класс механизмов принимаются такие, которые были отнесены к первому классу Ассуром, т.е. механизмы без изменяемых замкнутых контуров. Учитывая идею Артоболевского, ко второму классу отнесем такие цепи, в которых наличествует двухсторонний изменяемый контур, к третьему классу – цепи с трехсторонним (треугольным) изменяемым контуром и т.д.

Замкнутые изменяемые контуры в трехзвенных механизмах могут существовать только в неассуровых механизмах [4].

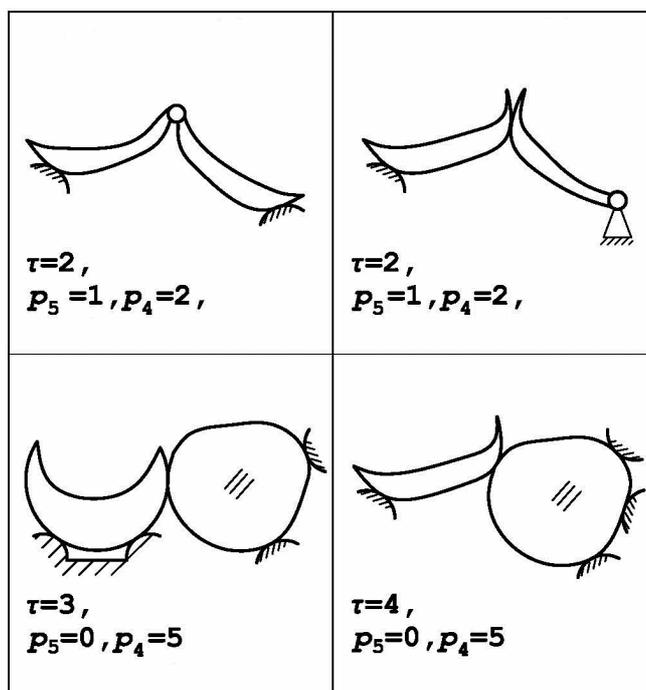


Рисунок 2 – Неассуровы трехзвенные механизмы третьего семейства

Пятый уровень классификации механизмов – в зависимости от числа сторон звеньев между выходами – механизмы делятся на порядки.

В соответствии с приведенной классификацией могут быть разработаны методы кинематического и динамического исследования трехзвенных механизмов по семействам, видам, классам и порядкам. Данная классификация позволяет вполне однозначно идентифицировать трехзвенные механизмы.

### Список литературы

1. Дворников Л.Т. Основы всеобщей (универсальной) классификации механизмов // Теория Механизмов и Машин. 2011. №2 Том 9. С. 18–29.
2. Попугаев, М.Г. Приводы для неассуровых механизмов // Труды Всероссийской конференции студентов, аспирантов и молодых ученых / Под общей редакцией С.М. Кулакова; СибГИУ. – Новокузнецк, 2008. – Вып. 12. – Ч II. Технические науки. – С. 132-133.
3. Дворников Л.Т., Попугаев М.Г. Основы теории трехзвенных механизмов и соединений // МашиноСтроение. – 2011. – №21. – С. 38-60.
4. Попугаев М.Г. Разработка методов структурного синтеза трехзвенных механизмов: автореферат дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Попугаев М.Г.; Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2011. – 16 с.

## СИСТЕМЫ С НАПРАВЛЕНИЕМ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА

**Бурдейная В.М.**

*Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков*

Функциональная зависимость изменения полей рассеяния от размеров базы и позиционные отклонения осей отверстий при проведении экспериментального исследования могут быть представлены в виде:

$$\omega_{в;о} = f(d_{II}, HB, l_{вт}, l_x), \quad (1)$$

где  $\omega_{в;о}$  – поле рассеяния от размера базы или позиционного отклонения, мкм;

$d_{II}$  – диаметр инструмента;

$l_{вт}$  – длина направляющей части кондукторной втулки, мм;

$l_x$  – за вылета инструмента за торец кондукторной втулки, мм.

Планирование и проведение полного факторного эксперимента типа  $2^4$  позволяет получить математическую модель точности обработки координированных отверстий [1]. Каждая точка плана эксперимента представляет собой один опыт и определяется практическим полем рассеивания  $\omega_{в}$  и  $\omega_{о}$ . Гипотеза об однородности дисперсий полей рассеяния в каждой точке плана эксперимента проверялась по критерию Кохрена и показала их однородность [2,3]. По результатам экспериментов оценивались коэффициенты уравнения регрессии и находились искомые математические модели полей рассеяния размеров и отклонений. Пределы изменения варьируемых факторов при сверлении координированных отверстий сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Область изменения независимых факторов при сверлении отверстий силовой головкой с насадкой при направлении режущего инструмента

Уровень варьирования	Независимые фактор и их логарифмы							
	Длина кондукторной втулки		Вылет инструмента		Твердость обрабатываемого материала		Диаметр инструмента	
	$l_{вт},$ мм	$\lg l_{вт}$	$l_x,$ мм	$\lg l_x$	HB, МПа	$\lg HB$	$d_{и},$ мм	$\lg d_{и}$
Верхний (+1)	18	1,2553	3,5	0,5441	1930	3,2856	3,0	0,4771
Нулевой (0)	12,5	1,0969	2,5	0,3979	1240	3,0934	2,0	0,301
Нижний (-1)	7	0,8451	1,5	0,1761	550	2,7404	1,0	0
Интервал варьирования	-	0,2051	-	0,184	-	0,2726	-	0,2386

Увеличение диаметра  $d_{и}$  и длины направляющей втулки  $l_{вт}$  уменьшает величину полей рассеяния от размеров базы (В) и позиционных отклонений

(O), а увеличение вылета инструмента и повышения физико-механических свойств обрабатываемого материала увеличивают  $\omega_b$  и  $\omega_o$  [4].

$$\lg \omega_g = 1,9431 - 0,0018 \cdot \lg d_{\text{и}} + 0,337 \cdot \lg HB - 0,187 \cdot \lg l_{BT} + 0,196 \cdot \lg l_x, \quad (2)$$

$$\lg \omega_o = 3,066 - 0,04137 \cdot \lg d_{\text{и}} + 0,1531 \cdot \lg HB - 0,1165 \cdot \lg l_{BT} + 0,12 \cdot \lg l_x. \quad (3)$$

Потенцируя уравнения (2) и (3), получаем зависимости для расчета полей рассеяния при обработке с направлением режущего инструмента:

$$\omega_b = 19,6 \frac{l_x^{0,2} HB^{0,34}}{d_{\text{и}}^{0,02} \cdot l_{BT}^{0,19}}, \quad (4)$$

$$\omega_o = 19,6 \frac{l_x^{0,12} HB^{0,15}}{d_{\text{и}}^{0,04} \cdot l_{BT}^{0,12}} \cdot 10^3. \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) рекомендуются для расчета полей рассеяния при использовании кондукторных втулок, в которых диапазон длин направляющей части находится в пределах от 5 мм до 20 мм. Также вылеты инструмента за торец втулки должны изменяться в пределах от 1 мм до 5 мм, а пределы изменения диаметров  $-0,5 \text{ мм} \leq d_{\text{и}} \leq 3,5 \text{ мм}$  и твердость обрабатываемого материала  $500 \text{ МПа} \leq HB \leq 2500 \text{ МПа}$ .

Во всех случаях приращение полей рассеяния в зависимости от вылета инструмента за торец втулки более существенно (на 14 %) при образовании от размера базы, чем при образовании позиционного отклонения. При проектировании технологических систем с насадками и кондукторами на станках типа ХММ наиболее целесообразно для повышения точности обработки выбирать минимальные зазоры в пределах (10-15) мкм, высокие кондукторные втулки ( $l_{BT} = 18 \text{ мм}$ ) и малые вылеты ( $l_x = 1-2 \text{ мм}$ ).

#### **Список литературы:**

1. Михайлов А.В. Основы проектирования технологических процессов механосборочного производства / А.В. Михайлов, Д.А. Расторгуев, А.Г. Схиртладзе – Тольятти: ТГУ, 2004. – 201 с.
2. Соколовский А.П. Научные основы технологии машиностроения / А.П. Соколовский. – М.: Машгиз, 1955. – 515 с.
3. Исследование факторов, определяющих точность обработки деталей на агрегатных станках ХПО. Отчет о НИР. / Э.А. Пащенко, В.А. Чепела, Н.В. Латышев. – УЗПИ // Инв. № 02840041668. – Харьков, 1983. – 90 с.
4. Справочник технолога-машиностроителя / под ред. А.Г. Косиловой. Т.2 – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.

## **ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ КОНТАКТА НА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПЛОСКИХ СОЕДИНЕНИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

*Денисенко А.Ф., Назаров Н.С.*

*Самарский государственный технический университет, Самара*

На основе конечно-элементного моделирования рассматривается влияние размеров и расположения пятен фактического контакта плоского стыка, а также влияние конвекции на его теплопроводность.

Развитие современных металлорежущих станков сопровождается интенсивным повышением тепловых нагрузок их узлов и деталей. Все это ставит тепловые процессы в ряд решающих факторов, определяющих качество выпускаемой продукции.

Погрешности от температурных деформаций могут составлять от 40 до 70% в общем балансе погрешностей металлообработки резанием. Влияние тепловых отклонений особенно заметно при выполнении чистовых операций.

Использование расчётных моделей и методик, позволяющих уже на этапе проектирования как технологической системы, так и отдельных её компонентов определять требуемые параметры, обеспечивающие минимальные тепловые погрешности исполнительных органов станка, является одним из направлений совершенствования металлорежущих станков.

Любая технологическая система состоит из твердых тел, контактирующих между собой в соответствии с выбранной компоновкой и конструкцией, а также из жидкостей и газов, окружающих эти тела или циркулирующих внутри них.

Таким образом, при рассмотрении тепловых процессов в станках каждая поверхность любой детали станка может рассматриваться как контактная, взаимодействующая с твердой, жидкой или газообразной средой.

Наибольшие тепловые потоки наблюдается в «твердом» контакте, то есть в контакте деталей станка между собой. Каждое из твердых тел (деталь оборудования, заготовка, инструмент) имеет одну или несколько контактных поверхностей, число, форма и условия контакта которых определяются конструкцией и компоновкой станка. Поверхность твердого тела в общем случае представляет собой довольно сложную систему, структура и состояние которой зависят от физико-механических свойств исходного материала, технологии обработки поверхности, внешних воздействий (приложения нагрузки, наличия трения, влияния окружающей среды и др.) и изменяются во времени в процессе этих воздействий.

При взаимодействии твёрдых тел температуры на температуры на поверхностях контакта будут равны только в том случае, если соприкосновение происходит во всех точках поверхности, то есть контакт является идеальным.

Однако реальные поверхности контактируют в зонах, составляющих только незначительную часть номинальной площади стыка, в результате чего

линии теплового потока при подходе к границе раздела поверхностей искривляются, то есть имеет место стягивания линий теплового потока к местам фактического контакта, что создает дополнительное термическое сопротивление и приводит к температурному перепаду между соприкасающимися поверхностями.

Таким образом, контактное термическое сопротивление на границе раздела твердых тел обусловлено несовершенством их контакта.

Процесс контактной проводимости отличается большой сложностью, так как зависит от целого ряда различных по своему характеру факторов.

Накопленный к настоящему времени экспериментальный, и теоретический материал позволяет достаточно подробно ответить на вопросы о природе возникновения контактного термического сопротивления, влиянию материала, нагрузки, качества обработки, температуры и других факторов на его величину.

Вместе с тем, полученные рядом авторов, аналитические зависимости, для оценки контактного термического сопротивления либо не учитывают ряд факторов при контакте реальных поверхностей, в частности макроотклонения, зону упрочнения, либо являются неудобными в инженерной практике вследствие своей громоздкости и необходимости использования целого ряда экспериментально полученных данных.

Современные возможности вычислительной техники и программного обеспечения позволяют численными методами провести исследования по учету площади и расположения пятен фактического контакта в зоне стыка на общую теплопроводность соединения, а также проверить влияние конвекции с наружных поверхностей деталей участвующих в контакте: на теплопроводность плоского стыка и на количество отданного тепла в окружающую среду.

Для численного моделирования использовался пакет ANSYS. Модель представляла контакт двух тел цилиндрической формы, существенно отличающихся диаметром и толщиной (рисунок 1). Теплообмен в стыке осуществлялся по зонам фактического контакта, который моделировался в виде четырех пятен круговой формы диаметром  $d$ , центра которых расположены на одной окружности диаметра  $D$ . Температура окружающей среды принималась  $T=22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Конвекция прикладывалась на наружные поверхности тел 1 и 2, кроме номинальных поверхностей стыка, коэффициент конвективной теплоотдачи задавался  $\alpha = 6\text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot^{\circ}\text{C}$ , что соответствует естественной конвекции.

Тепловой поток был направлен на верхнюю поверхность тела 1 мощностью  $q = 100\text{ Вт}$ . Результат распространения теплового потока через тело 1, контакт тел 1 и 2 и тело 2 контролировался в точках I и II.

Моделировались следующие случаи осесимметричной задачи:

1) изменялось значение  $D$  при сохранении диаметра  $d$ , то есть  $\eta = const$ , где  $\eta = S_{\phi}/S_n$  – параметр относительной площади контакта, определяемый отношением фактической площади контакта  $S_{\phi}$  к номинальной  $S_n$ .

2) изменялось значение  $d$  при сохранении диаметра  $D = 50\text{ мм}$ ;

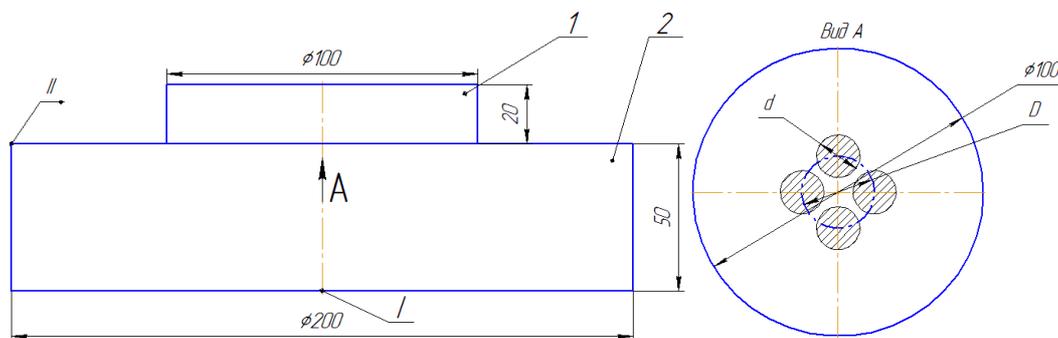


Рисунок 1 – Расчетная модель для исследования теплопроводности стыка

Поскольку при прохождении теплового потока через тела 1 и 2 стабилизация температуры в точках I и II происходила постепенно, а при отсутствии конвекции и вовсе не наблюдалась (рисунок 2), то дальнейшие эксперименты проводились для двух фиксированных временных точек: 30 и 60 мин.

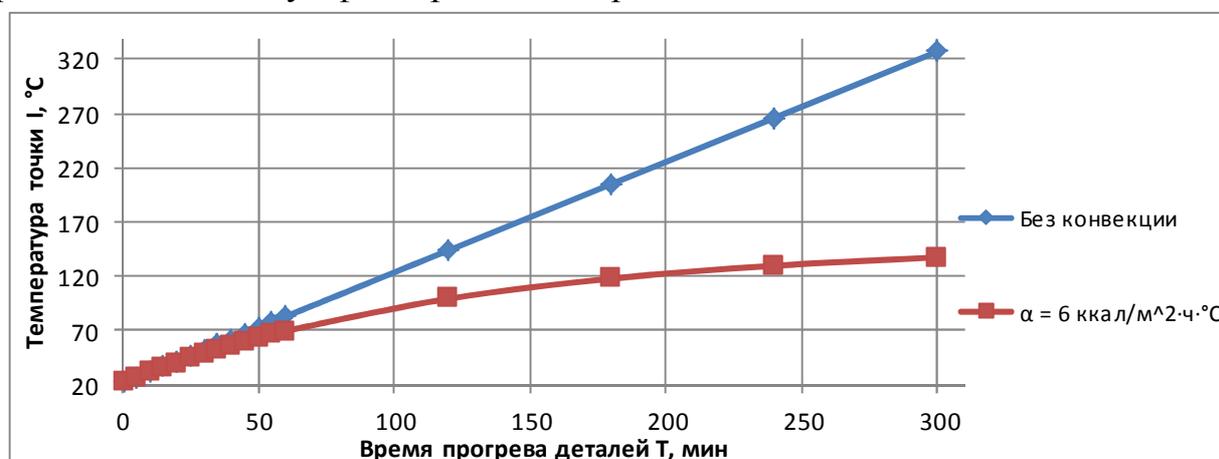
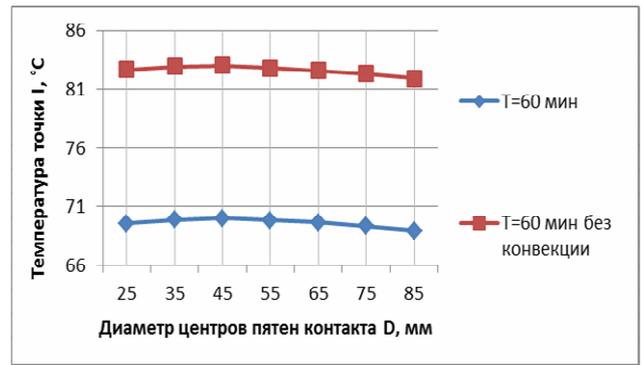
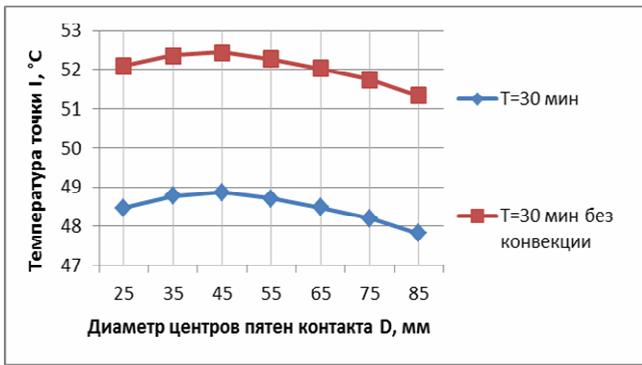


Рисунок 2 – Изменение температуры в точке I для  $d = 15$  мм и  $D = 25$  мм без учета конвекции и конвекцией с коэффициентом конвективного теплообмена  $\alpha = 6$  ккал/м<sup>2</sup>·ч·°C

Результаты численного эксперимента, представленные на рисунке 3, показывают, что изменение температуры в обоих точках (I и II) зависит от  $D$ : для точки I имеет место незначительный экстремум, а для точки II – постепенный рост, связанный с приближением пятен фактического контакта к точке II. Характер изменения температуры в точках I и II при учете конвекции практически не меняется, но ее значения существенно снижаются за счет рассеивания тепла с поверхностей деталей 1 и 2. Причем с увеличением времени количество отданного за счет конвекции тепла увеличивается: если при 30 мин оно составляет около 6%, то при 60 мин уже около 15%.

Проведенные численные эксперименты показывают, что увеличение площади фактического контакта приводит к незначительному увеличению температуры в точках I и II при изменении  $d=15...30$  мм, а при  $d=30...45$  мм происходит её стабилизация (рисунок 4). Учет конвекции при изменении фактической площади контакта не меняет качественную картину изменения температуры в точках I и II, однако уменьшает ее величину на 3...4° (при  $T=30$  мин) и 13...14° (при  $T=60$  мин).



а

б

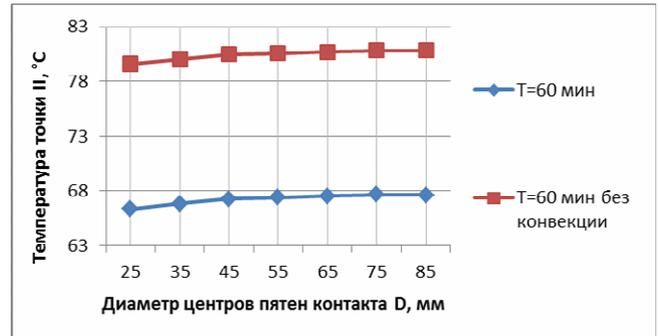
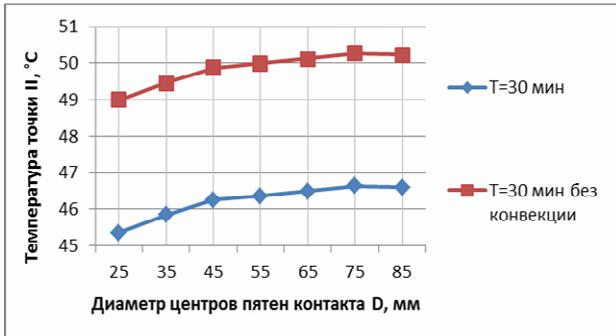
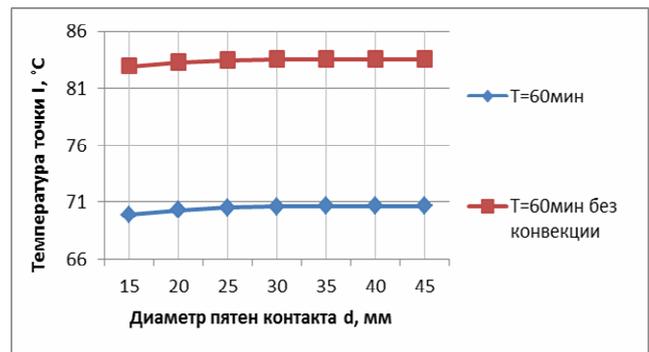
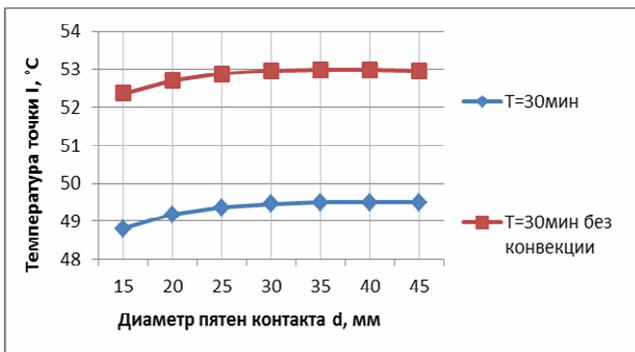


Рисунок 3 – Изменение температуры точки I(а, б) и точки II(в, г) с изменением местоположения пятен контакта ( $d = 15$  мм)



а

б

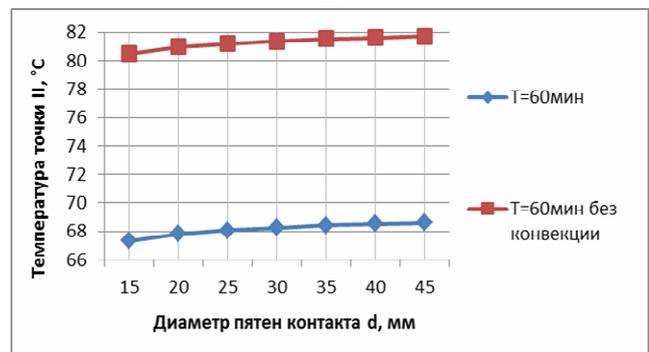
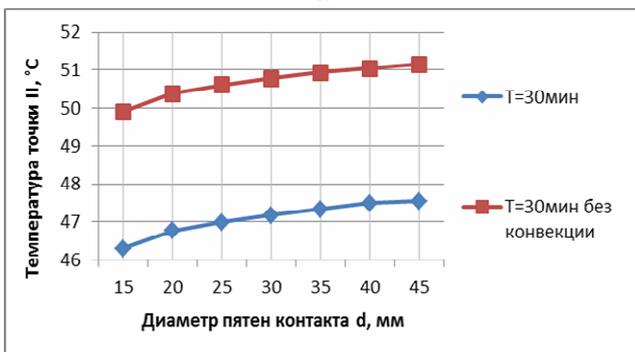


Рисунок 4 – Изменение температуры точки I(а, б) и точки II(в, г) с изменением размеров пятен

Таким образом, проведенные эксперименты подтвердили необходимость учёта условий контакта в соединении и явления конвекции со свободных поверхностей деталей на теплопроводность плоских стыков металлорежущих станков, особенно при больших интервалах работы станка.

## ПРИМЕНЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТОИМОСТНОГО АНАЛИЗА ПРИ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

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

В условиях рыночной экономики главным фактором повышения эффективности национальной экономики становятся уже не отдельные достижения науки и техники, а высокий научный и технологический уровень всего производства. Это уровень определяется в первую очередь состоянием машиностроения как отрасли, обеспечивающей потребности в технологическом оборудовании, которое должно обновляться непрерывно

Таким образом любую деталь, обрабатываемую лезвийным инструментом, можно описать комплексом признаков: формой и конструктивными особенностями обрабатываемых поверхностей, материалом и его физико-механическими свойствами, качеством и точностью обработки и др.

Обработка данных состояния заданной детали должна удовлетворять установленным для технологического процесса требованиям. Следовательно, для оценки проектируемого технологического процесса необходимо иметь соответствующие критерии качества разработки.

Технологические оценочные критерии (рисунок 1) выбираются исходя из цели исследования и характера протекания процесса. Наиболее характерные критерии: экономический (минимизация расходов на изготовление детали), технологический (качество, точность, производительность), статистический и др.



Рисунок 1 – Технологические оценочные критерии

Процессы лезвийной обработки характеризуются многофакторностью входных параметров и носят дискретный характер, поэтому любой из них должен рассматриваться как интеграция отдельных дискретных этапов технологических операций процесса. Известно, что в зависимости от конкретных производственных условий любая операция технологического процесса может быть реализована различными способами обработки.

В качестве примера рассмотрим способ обработки – фрезерование и на основе этого способа определим экономический критерий. Предположим, что в

традиционном технологическом процессе деталь обрабатывают цилиндрической фрезой имеем станкоёмкость  $T_{c1}$ , коэффициент часовых приведённых затрат используемого оборудования  $K_{мз1}$ , стоимость специального инструмента  $C_{uc1}$ , его стойкость  $N_{c1}$  коэффициент затрат на заточку и ремонт этого инструмента  $\epsilon_1$ . Пусть далее во втором варианте для того же объема производства соответствующие параметры –  $T_{c2}$ ,  $K_{мз2}$ ,  $C_{uc2}$ ,  $N_{c2}$ ,  $\epsilon_2$ . Используя известные (рисунок 2) зависимости для определения приведенных затрат  $Z_1$  и  $Z_2$  на изделие, получаем

$$Z_1 = T_{c1} K_{мз1} C_{мз}^{\delta n} + \epsilon_1 C_{uc1} / N_{c1} + E_n C_{uc1} / N;$$

$$Z_2 = T_{c2} K_{мз2} C_{мз}^{\delta n} + \epsilon_2 C_{uc2} / N_{c2} + E_n C_{uc2} / N.$$

На графике  $Z = f(N)$  в такой записи модели задачи будет представлять кривую, вычерчивание которой представляет некоторые трудности.

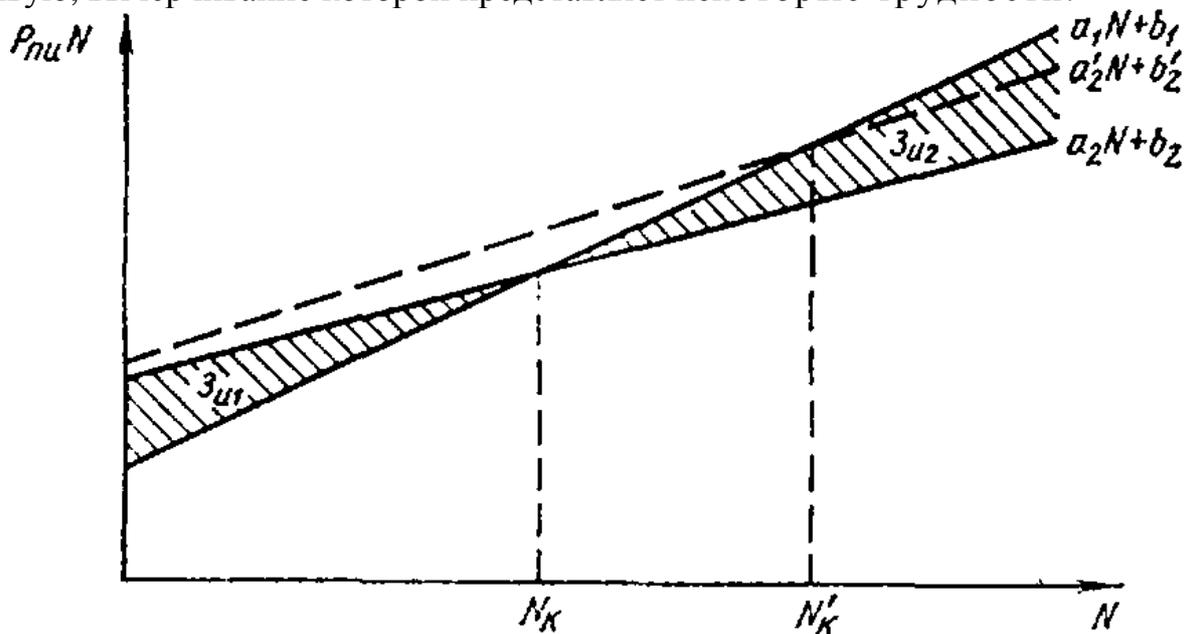


Рисунок 2 – Критический объем производства  $N_K$

Обойти их можно, умножив оба уравнения на объем производства  $N$ :

$$Z_1 N = (T_{c1} K_{мз1} C_{мз}^{\delta n} + \epsilon_1 C_{uc1} / N_{c1}) N + E_n C_{uc1} / N;$$

$$Z_2 N = (T_{c2} K_{мз2} C_{мз}^{\delta n} + \epsilon_2 C_{uc2} / N_{c2}) N + E_n C_{uc2} / N.$$

Нетрудно убедиться, что теперь имеем уравнение прямых типа

$$Z_1 N = a_1 N + b_1; \quad Z_2 N = a_2 N + b_2.$$

В точке пересечения прямых (рисунок 2) оба варианта равноценны, объем производства  $N_K$ , соответствующий этой точке, представляет собой критическое значение этого параметра, левее которого выгоден традиционный вариант, правее вариант с более дорогим и производительным специальным инструментом. Заштрихованные треугольники представляют собой функционально излишние затраты  $Z_{из1}$  при несвоевременном использовании прогрессивного варианта и  $Z_{из2}$  от продолжающегося применения традиционного варианта технологии.

Таким образом, функционально излишние затраты – величина переменная и при разных  $N$  они становятся присущим и различным вариантам технологии.

Что касается критического объема производства  $N_K$ , то он составит

$$N_K = \frac{E_N(C_{uz2} - C_{uz1})}{(T_{c1}^{K_{uz1}} - T_{c2}^{K_{uz2}})C_{uz2} + \frac{E_1 C_{uz1}}{N_{c1}} - \frac{E_2 C_{uz2}}{N_{c2}}}$$

Если  $N_{c1}$  и  $N_{c2}$  существенно больше  $N$ , то инструмент может быть списан до его полного износа. Тогда целесообразно считать стойкость инструмента, отвечающую двухгодичному объему производства.

Если фактические затраты на изготовление спецоснастки во втором, прогрессивном варианте оказались выше плановых, то увеличивается и постоянная часть  $b_2$  и переменная часть  $a_2$  приведенных затрат  $Z_2 N$ . В результате сдвигается – и в рассматриваемом примере (рисунок 2) существенно критический объем производства  $N_K$ . Соответственно меняется размер и положение функционально излишних затрат  $Z_{u1}$  и  $Z_{u2}$ .

Именно поэтому хотелось бы в нынешних экономических реалиях заострить внимание отечественных производителей на качество продукции.

### Список литературы

1. Гамрат-Курек Л.И. Экономика инженерных решений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1986. – 256с.
2. Данилов П.С., Лебедев В.Г., Маркелов Е.В. Экономический анализ деятельности промышленных предприятий и объединений. – М.: Изд-во «Мысль», 1980. – 324 с.
3. Скворцов Ю.В. Организационно-экономические вопросы в дипломном проектировании. – Чита: Изд-во «Студент», 2012. – 375 с.

## ВИБРОДВИЖИТЕЛЬ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

*Давыдов А.П., Левин В.Д., Стрыгин С.В., Цуцков М.В.  
Рязанский институт (филиал) Московского государственного  
машиностроительного университета, Рязань*

В статье [1] описано исследование вертикального перемещения машины с двумя неуравновешенными роторами, включая анализ условий, при которых высота может возрастать или оставаться постоянной. При этом приводится вывод уравнений движения устройства вертикального перемещения за счет сил инерции подвижных звеньев – двух неуравновешенных роторов, размещенных на корпусе устройства (объекта) с возможностью их встречного синхронного синфазного вращения, при котором возникающие продольные составляющие сил инерции суммируются, а поперечные – взаимно уравновешиваются. В работе [2] выполнен перевод и анализ этой статьи, а также был выполнен анализ полученных ранее результатов с помощью компьютерного моделирования. При этом разработанная методика динамического анализа двухроторного механизма основывается на его твердотельном моделировании с использованием российской системы трехмерного моделирования и параметрического проектирования «T-Flex Parametric CAD», входящей в программный комплекс «T-FLEX» ([www.tflex.ru](http://www.tflex.ru)) фирмы «Топ Системы» ([www.topsystems.ru](http://www.topsystems.ru)). Научно обосновано то обстоятельство, что без воздействия силы гравитации (например, в невесомости) возможно эффективное использование подобных устройств – в качестве движителей специализированных наземных, водных, воздушных или космических транспортных средств при продолжении соответствующих научно-исследовательских разработок.

Рассмотрим механическую систему, состоящую из платформы и связанного с ней пружиной груза, совершающего гармонические горизонтальные колебания (рисунок 1). Платформа движется по горизонтальной плоскости, испытывая от нее сопротивление сухого трения.

Для вывода дифференциальных уравнений движения груза и платформы воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-го рода [3]. В качестве обобщенных координат примем расстояние  $x_1$  и удлинение пружины  $\lambda$ . Тогда абсолютная координата груза  $x_2 = x_1 + \lambda$ , а его абсолютная скорость  $\dot{x}_2 = \dot{x}_1 + \dot{\lambda}$ .

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{m\dot{x}_1^2}{2} + \frac{M(\dot{x}_1 + \dot{\lambda})^2}{2}. \quad (1)$$

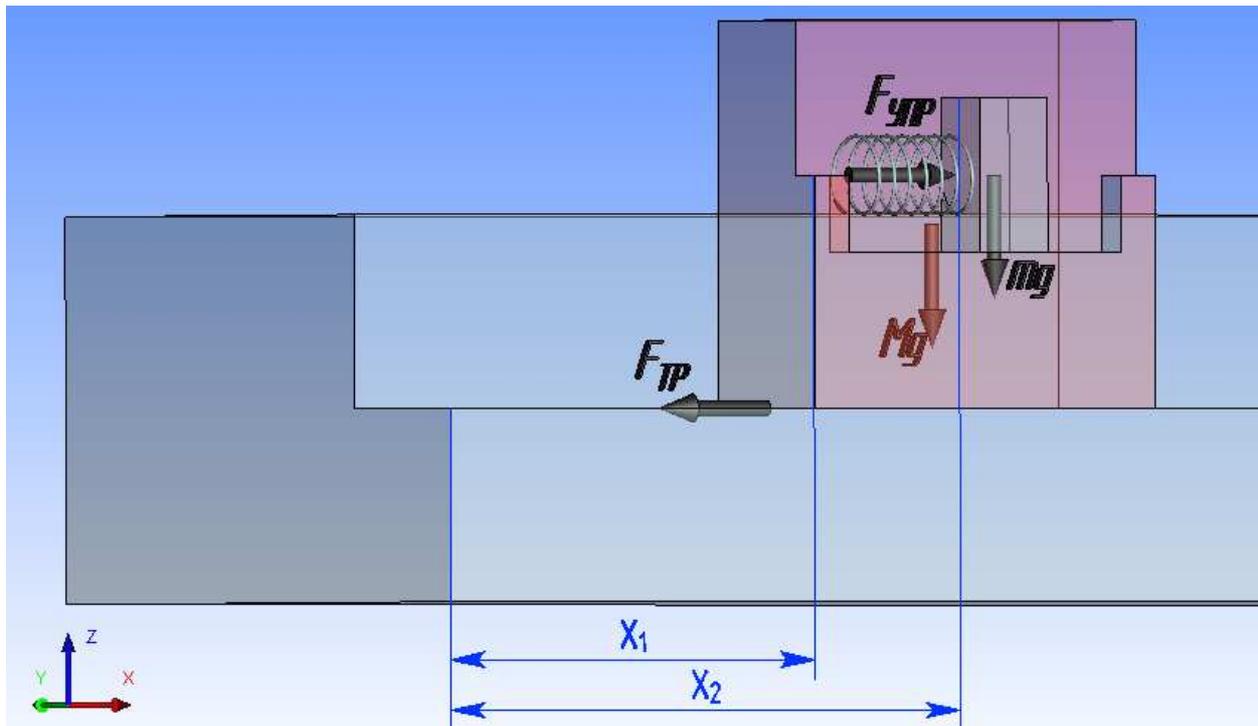


Рисунок 1 – Модель вибродвижителя поступательного движения

Вычислим производные от выражения (1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} &= m\dot{x}_1 + M(\dot{x}_1 + \dot{\lambda}), & \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} &= (m + M)\ddot{x}_1 + M\ddot{\lambda}, \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\lambda}} &= m_2(\dot{x}_1 + \dot{\lambda}), & \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\lambda}} &= m_2(\ddot{\lambda} + \ddot{x}_1) \end{aligned} \quad (2)$$

и элементарные работы сил на возможных перемещениях  $\delta x_1$  и  $\delta \lambda$ :

$$\delta A_{x_1} = -F_{TP} \cdot \delta x_1; \quad \delta A_{\lambda} = -F_Y \cdot \delta \lambda = -C\lambda \cdot \delta \lambda. \quad (3)$$

Подставляя (2) и (3) в уравнение Лагранжа 2-ого рода, получим систему дифференциальных уравнений движения груза и платформы

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_1 + m_2\ddot{\lambda} = -F_{TP}, & (4) \\ m_2\ddot{x}_1 + m_2\ddot{\lambda} = -C\lambda. & (5) \end{cases}$$

Разрешим систему уравнений (4) и (5) относительно старших производных. В результате получим дифференциальные уравнения движения груза и платформы

$$\ddot{\lambda} + k^2 \lambda = \frac{F_{TP}}{M}, \quad (4')$$

$$\ddot{x}_1 = (C\lambda - F_{TP}) \frac{1}{M}. \quad (5')$$

Рассмотрим движение системы, состоящее из двух этапов. На первом этапе платформа удерживается от движения, тогда уравнение (4') представляет собой уравнение свободных колебаний груза. При начальных условиях

$$\lambda(0) = \lambda_0 \text{ и } \dot{\lambda}(0) = 0$$

Оно имеет решение

$$\lambda = \lambda_0 \cos k_1 t ; \dot{\lambda} = -\lambda_0 k_1 \sin k_1 t , \quad (6)$$

где  $k_1 = \sqrt{\frac{c}{M}}$ .

На втором этапе в некоторый момент времени  $t_0$  происходит освобождение платформы и она начинает движение. При этом удлинение пружины и скорость груза равны

$$V_{t_0} = \lambda_0 \cdot \cos k_1 t_0, \quad V_{t_0} = -\lambda_0 \sin k_1 t_0. \quad (7)$$

Начальными условиями для платформы будут

$$x_1(0) = 0, \quad \dot{x}_1(0) = 0. \quad (8)$$

Решение системы уравнений (4') и (5') с начальными условиями (7) и (8) имеет вид:

$$\lambda(t) = A \cdot \cos kt + B \sin kt + \frac{F_{TP}}{m_1 k^2}, \quad (9)$$

где  $A = \lambda_{t_0} - \frac{F_{TP}}{m_1 k^2}; \quad B = \frac{V_{t_0}}{k}$  – для груза (10)

и  $x_1(t) = \frac{c}{km_1} \left( \frac{A}{k} (1 - \cos kt) + B \left( t - \frac{1}{k} \sin kt \right) \right) - \frac{m_2 F_{TP}}{m_1 (m_1 + m_2)} \cdot \frac{t^2}{2}$  (11)

– для платформы.

Уравнение движения (9) и (11) верны до момента времени  $t_1$ , когда платформа остановится и начнет движения в обратную сторону. При этом на каждом шаге (размахе) должно выполняться условие  $|C\lambda_i| > F_{TP}$ . В противном случае движение платформы прекратится.

Исследование движения платформы на основе решений (6) и (11) осуществлено в известном вычислительном комплексе «Mathcad». График движения платформы показан на рисунке 2.

КПД вибродвижителя можно определить следующим образом.

Силой, движущей платформу, согласно уравнению (5'), является упругая сила пружины, а силой сопротивления является сила сухого трения платформы о горизонтальную поверхность, тогда полезная работа

$$A_{\Pi} = \int_0^x c \lambda dx.$$

Работа силы трения

$$A_C = F_{TP} x.$$

Полезная мощность

$$N = \frac{dA_{\Pi}}{dt} = \frac{dA_{\Pi}}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = C\lambda V,$$

где  $V$  – скорость движения платформы.

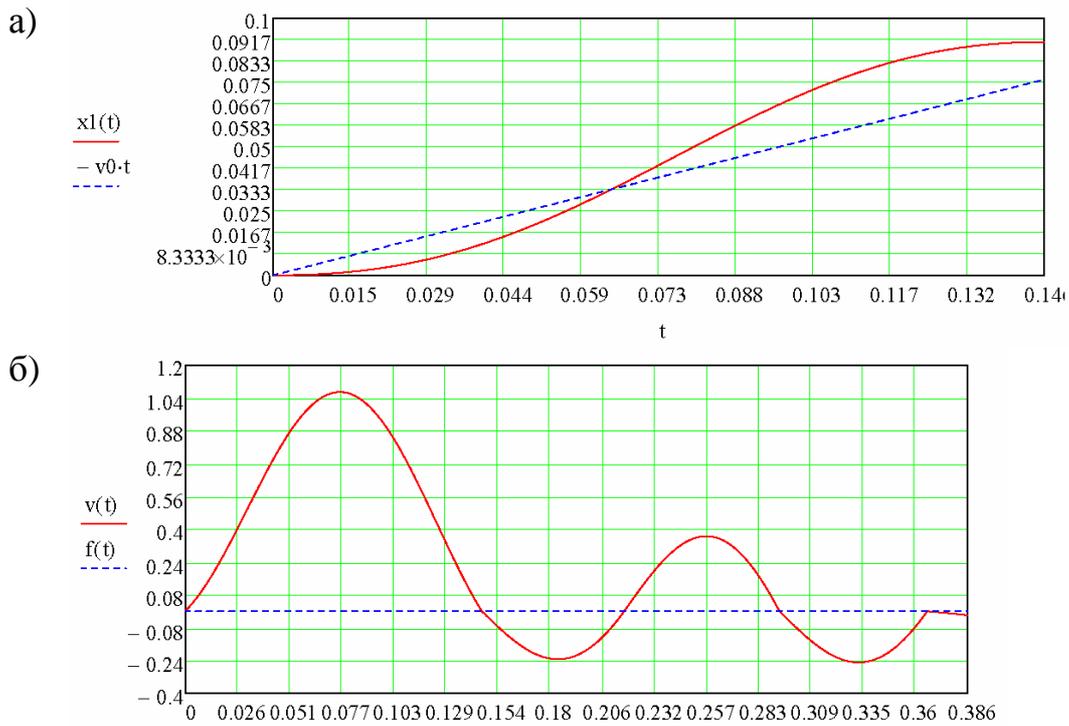


Рисунок 2 – Результаты, полученные с помощью математической модели «Mathcad» вибродвижителя поступательного движения: а) график движения платформы, б) график скорости платформы

Мощность сопротивления

$$N_C = \frac{dA_C}{dt} = F_{TP} V.$$

КПД

$$\eta = \frac{N}{N_{II} + N_C} = \frac{c\lambda}{c\lambda + F_{TP}}.$$

Как следует из (4) и (5)

$$c\lambda = M\ddot{x}_l + F_{TP}.$$

В результате имеем

$$\eta = \frac{M\ddot{x}_l + (m + M)gf}{M\ddot{x}_l + 2(M + m)gf}. \quad (12)$$

Графики функций аргумента  $\ddot{x}_l$  – числителя и знаменателя в (12) представляют собой две параллельные прямые как функции (рис. 3).

Их отношение при любом значении  $\ddot{x}_l$  равно 0,5. Следовательно, КПД вибродвижителя

$$\eta = 50\%.$$

Их отношение при любом значении  $\ddot{x}_l$  равно 0,5. Следовательно КПД движителя  $\eta = 50\%$ .

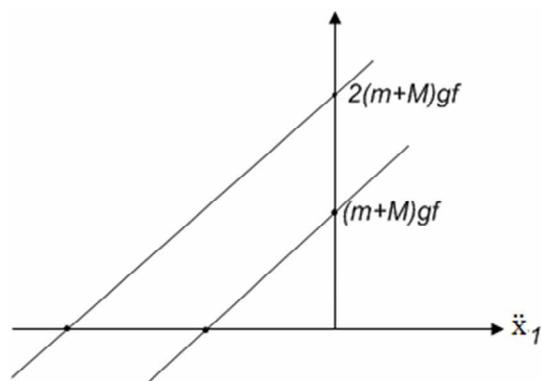


Рисунок 3 – К определению КПД вибродвижителя

Физическая сущность рассматриваемого движения состоит в том, что в системе происходит постоянный обмен кинетической и потенциальной энергиями между звеньями механизма, причем общая энергии системы остается постоянной [4] при условии отсутствии сил сопротивления. С учетом сил сухого трения происходит постепенное рассеяние энергии колебательного движения платформы в направлении, определяемом с учетом начальных условий каждого цикла колебаний. Без учета сухого трения за один цикл колебаний в аналогичном устройстве вибродвижителя с преобразованием вращательного движения в поступательное (дебалансного вибрационного механизма направленного действия) КПД движения его платформы – переменный: от 0 до 25%, в среднем составляет 12,5% [4].

Таким образом, при рассмотрении работы вибродвижителя поступательного движения в горизонтальной плоскости с сухим трением, установлено, что его КПД составляет 50 %. В отдельных областях применения вибродвижитель с таким КПД может быть востребован. Продолжением исследования является разработка конструкции экспериментального образца самоходной платформы с вибродвижителем.

### Список литературы

1. Provatidis C.G. Some issues on inertia propulsion mechanisms using two contra-rotating masses // Теория механизмов и машин. – 2010. – №1. Том 8. – С. 34-41.
2. Давыдов А.П., Калинкина Е.О., Левин В.Д., Стрыгин С.В. Перевод с английского языка статьи автора C.G. Provatidis о вопросах инерционного движения двухроторных механизмов, изданной в журнале «ТММ» в 2010 г., с анализом этих вопросов // Современные проблемы теории машин: Материалы I международной заочной научно-практической конференции / Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2013. – С. 153-158.
3. Курс теоретической механики: Учебник для вузов / В.И. Дронг, В.В. Дубинин, М.М. Ильин и др.; под общ. ред. К.С. Колесникова. 3-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 736 с.
4. Зиновьев В.А., Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИМЕНЕНИЕМ БЕЗБОЙКОВОЙ ГИДРОИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЫ

*Саруев Л.А., Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Цыганкова М.В.*

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
Томск*

**Аннотация.** Предложен новый тип безбойковых импульсных систем. Представлена физическая модель безбойкового гидроимпульсного механизма бурильных машин, которая может быть использована для станков ударного, вращательного, ударно-вращательного действия в качестве источника силовых импульсов, направленных на забой скважины. Получены дифференциальные уравнения, описывающие механические и гидравлические процессы, протекающие в механизме за весь цикл его работы. Так же получены численные решения данных уравнений, позволяющие оптимизировать проектируемую безбойковую гидроимпульсную систему.

**Ключевые слова:** гидроимпульсный механизм, гидропульсатор, безбойковый механизм, вынужденные колебания, собственная частота, резонанс.

Анализ эффективности применения различных способов бурения показывает, что в настоящее время и в горнодобывающей промышленности и во многих других областях промышленности большое место занимают ударные машины. Перспективы конструирования, экспериментальные и теоретические исследования принципиальных схем механизмов ударного действия свидетельствуют о возможности совершенствования существующих и разработки новых машин.

Современным вектором развития бурильных машин и механизмов ударного действия является создание силовых импульсных систем с гидравлическим приводом [1, 2]. В последнее время учеными Томского политехнического университета проводятся исследования в данном направлении [3-5].

На рисунке 1 представлена модель безбойкового гидроимпульсного силового механизма для повышения эффективности бурения шпуров и скважин малого диаметра при прохождении участков пород средней и высокой крепости.

Данная безбойковая модель, по сравнению с другими бурильными механизмами, обладает неоспоримыми преимуществами, такими как:

- отсутствие соударяющихся частей,
- малая шумность,
- искробезопасность,
- малое тепловыделение,
- высокий КПД.

Импульсы давления жидкости формируются следующим образом. При работе гидропульсатора, плунжер совершает возвратно-поступательное

движение, при этом создаются импульсы давления жидкости, которые передаются в гидроцилиндр. Так как гидроцилиндр поджат упругой силой, происходит его раскачка вместе с инерционной массой  $m$ . При этом происходит периодическое преобразование кинетической энергии массы  $m$  в потенциальную энергию деформированной системы жидкости и рукава – повышению давления в системе и обратно. При режиме работы системы близкого к резонансному, возникают импульсы давления значительной величины, которые через поршень и буровую штангу передаются на обрабатываемую среду.

В работах [6-9] получены дифференциальные уравнения механических и гидравлических процессов гидроимпульсного механизма. Но в данных работах рассматривался только установившийся режим работы. Для моделирования переходных процессов, проходящих при пуске и разгоне механизма до установившегося режима работы и определения величины приводного момента двигателя для привода плунжера, рассмотрим следующую модель (рисунок 1).

Для вывода уравнений, описывающих данную систему, полагаем, что между двумя следующими друг за другом силовыми импульсами, гидроцилиндр неподвижен. Вводим следующие обобщенные координаты:  $x_1$  – координата перемещения корпуса гидроцилиндра;  $\varphi$  – угол поворота приводного ротора.

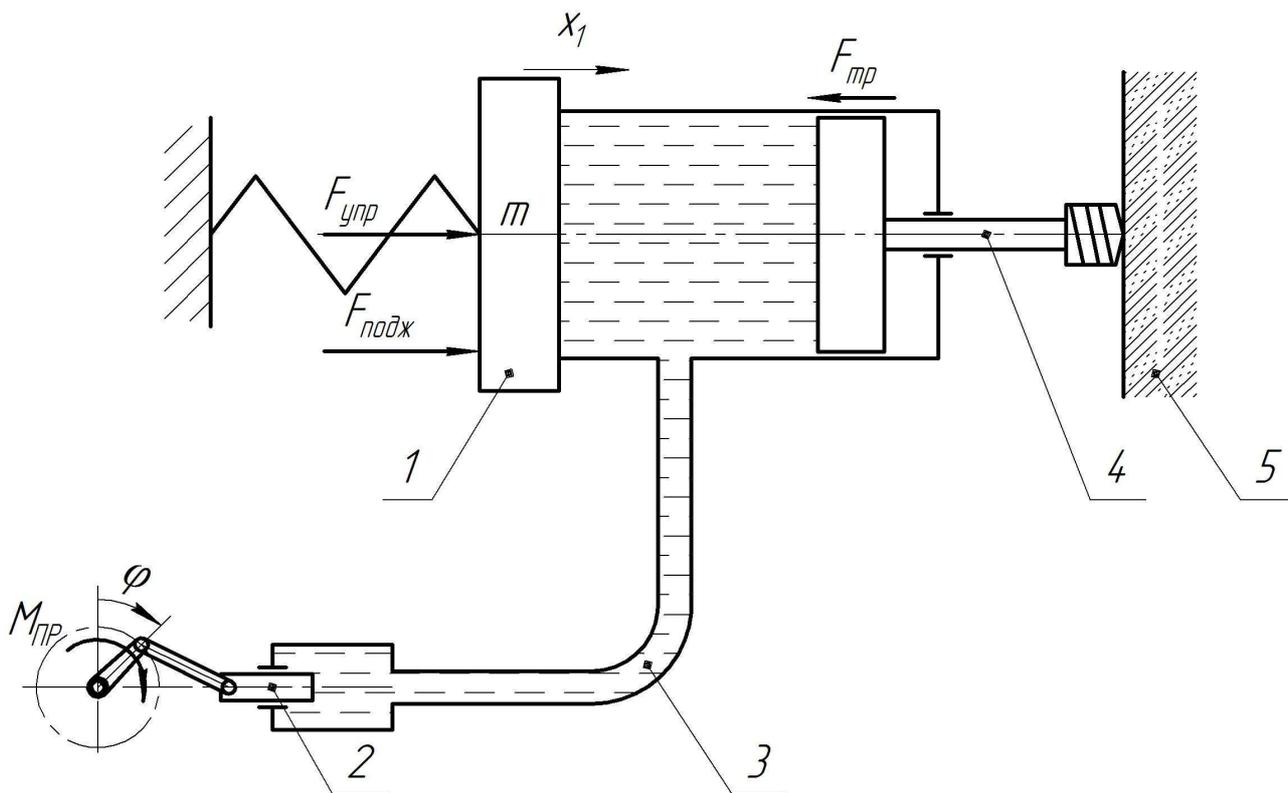


Рисунок 1 – Модель гидроимпульсного механизма:

1 – гидроцилиндр с активной массой; 2 – плунжер; 3 – рукав высокого давления (РВД); 4 – бурильный инструмент; 5 – разрушаемая порода

Учитывая принятые допущения, дифференциальное уравнение движения гидроцилиндра можно представить в виде:

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_{\text{тр}} \frac{dx_1}{dt} + c x_1 = F_{\text{подж}} - p S_{\text{гц}}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса, прикрепленная к корпусу гидроцилиндра;  $k_{\text{тр}}$  – коэффициент трения между поршнем и гидроцилиндром;  $c$  – жесткость пружины;  $p$  – давление в гидроцилиндре;  $F_{\text{подж}}$  – постоянное усилие поджима;  $S_{\text{гц}}$  – площадь поршня гидроцилиндра.

Уравнение движения приводного ротора:

$$J_p \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{\text{пр}} - \chi \frac{d\varphi}{dt} - p S_{\text{пл}} \cos \varphi r,$$

где  $J_p$  – приведенный момент инерции вращающихся деталей ротора,  $M_{\text{пр}}$  – приводной момент двигателя;  $\chi$  – коэффициент демпфирования;  $S_{\text{пл}}$  – площадь плунжера,  $r$  – радиус кривошипа (рисунок 2).

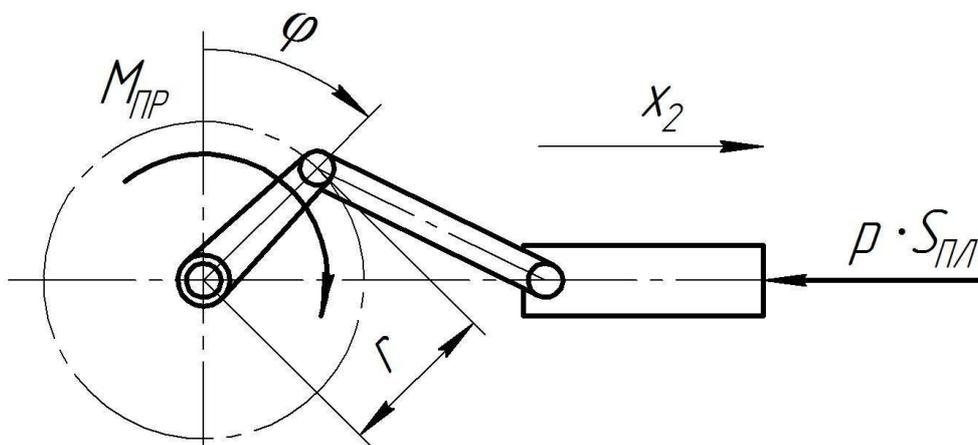


Рисунок 2 – Кинетическая схема привода плунжера

Уравнение расходов:

$$S_{\text{гц}} \frac{dx_1}{dt} + S_{\text{пл}} \frac{dx_2}{dt} = C_v \frac{dp}{dt}, \quad (2)$$

где  $x_2$  – координата перемещения плунжера;  $C_v$  – коэффициент упругости гидросистемы, определяющий расход на деформацию элементов гидросистемы и сжимаемость жидкости.

Основным деформируемым элементом, в данном случае, будет рукав высокого давления, деформациями гидроцилиндра и плунжера можно пренебречь. Коэффициент упругости для рукавов высокого давления рассчитывается по формуле:

$$C_v = \frac{V_{\text{РВД}}}{E_{\text{пр}}},$$

где  $V_{\text{РВД}}$  – объем рукавов высокого давления,  $E_{\text{пр}}$  – приведенный модуль упругости, учитывающий сжимаемость жидкости и деформацию рукавов.

Координата перемещения плунжера связана с обобщенной координатой  $\varphi$  уравнением

$$\frac{dx_2}{dt} = r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}.$$

После подстановки в уравнение (2) получим:

$$S_{\text{ГЦ}} \frac{dx_1}{dt} + S_{\text{ПЛ}} r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \frac{V_{\text{РВД}}}{E_{\text{ИР}}} \frac{dp}{dt}.$$

Таким образом, получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_{\text{ГР}} \frac{dx_1}{dt} + c x_1 = F_{\text{ПОДЖ}} - p S_{\text{ГЦ}}, \\ J_{\text{Р}} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{\text{ИР}} - \gamma \frac{d\varphi}{dt} - p S_{\text{ПЛ}} \cos \varphi r, \\ S_{\text{ГЦ}} \frac{dx_1}{dt} + S_{\text{ПЛ}} r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \frac{V_{\text{РВД}}}{E_{\text{ИР}}} \frac{dp}{dt}. \end{cases} \quad (3)$$

Используя полученную систему уравнений, можно исследовать процессы, происходящие при работе буровой машины с гидроимпульсным механизмом для получения максимальных величин силовых импульсов, что позволит в дальнейшем рассчитать требуемые параметры гидроимпульсного механизма.

Рассмотрим пример, задаваясь параметрами гидромеханической системы:

$$m=100 \text{ кг};$$

$$k_{\text{ГР}}=0,02;$$

$$c=18000;$$

$$F_{\text{ПОДЖ}}=2000 \text{ Н};$$

$$S_{\text{ГЦ}}=0,00785 \text{ м}^2;$$

$$S_{\text{ПЛ}}=0,0000785 \text{ м}^2;$$

$$r=0,025 \text{ м}^2;$$

$$C_{\text{V}}=3 \cdot 10^{-7};$$

$$M_{\text{ИР}}=100 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\gamma=0,017;$$

$$J_{\text{Р}}=0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

После численного решения системы уравнений (3), при помощи прикладного пакета программ Maple V, получим решения, показанные на рисунках 3, 4.

Из графиков видно, что при установившейся угловой скорости двигателя, амплитуда давления в гидросистеме значительно увеличилась вследствие чего можно сказать о том, что и импульс силы аналогично вырос. Следовательно, данная система способна формировать высокоэнергетические продольные колебания, которые при наложении на вращательное движение способны существенно повысить производительность бурильной техники. Также при помощи решения данных уравнений можно произвести оптимизацию донного механизма по определенным параметрам.

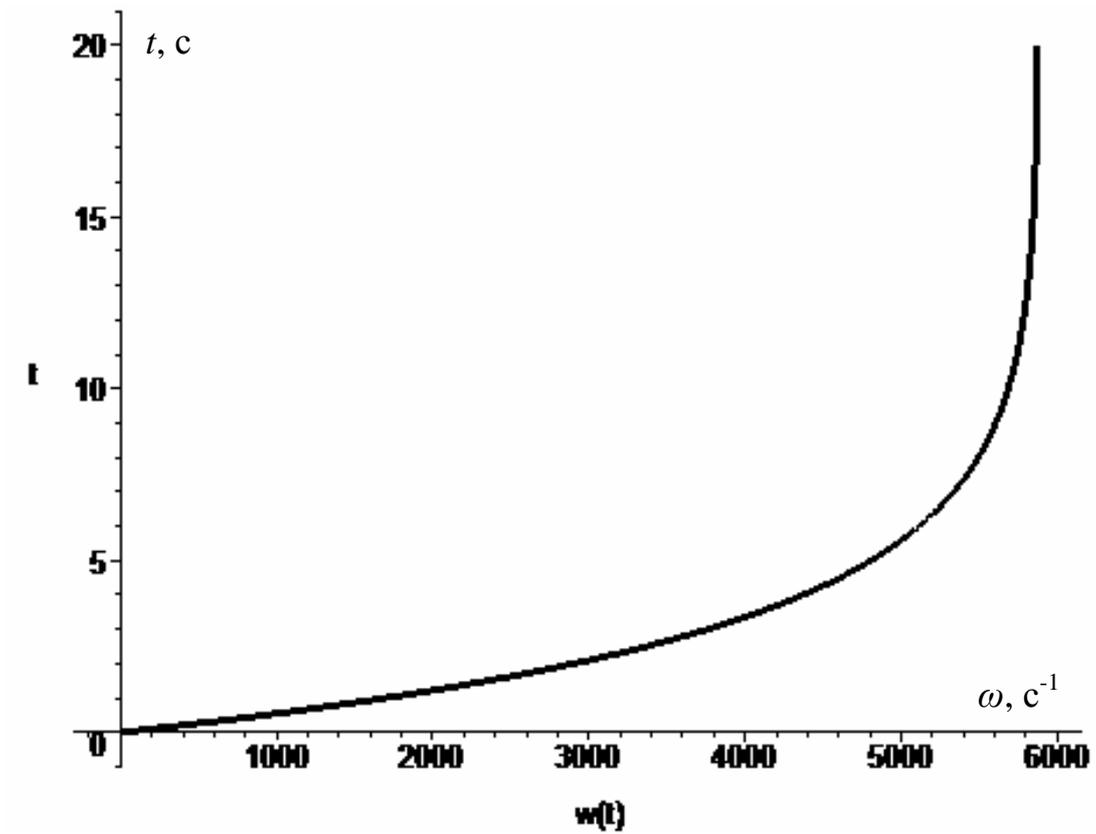


Рисунок 3 – График изменения угловой скорости привода плунжера от времени  $t$

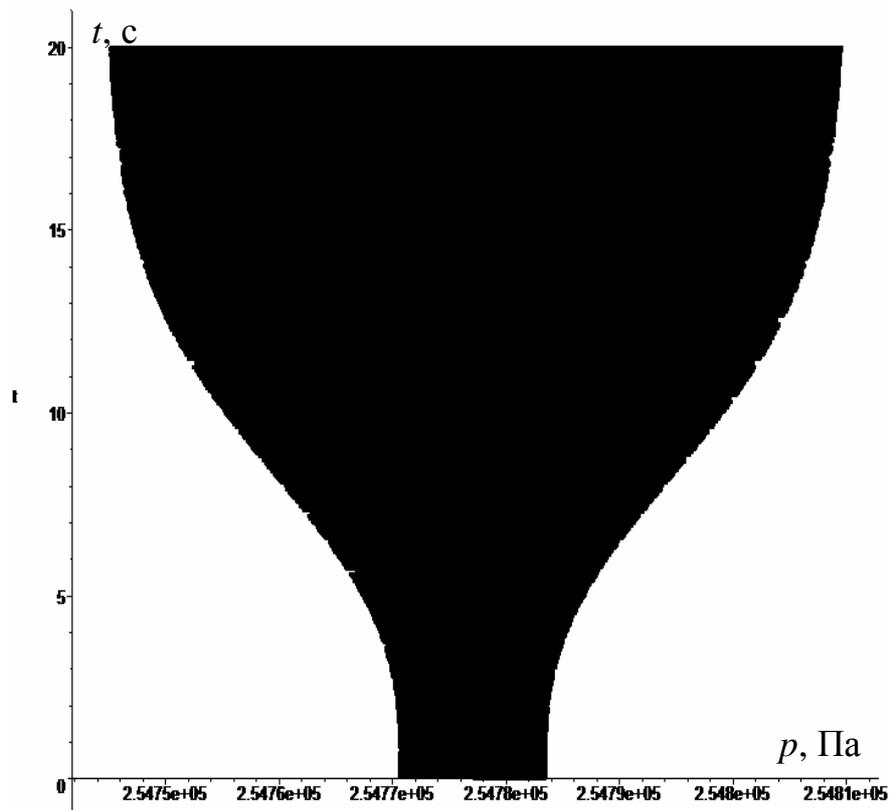


Рисунок – 4 График изменения давления от времени  $t$ .

Полученное решение не учитывает наличия нелинейной зависимости давления жидкости в замкнутой гидросистеме от изменения объема РВД при работе плунжера. В то же время, проведенные ранее эксперименты, показали работоспособность предложенной гидромеханической системы для формирования силовых импульсов [5].

### Список литературы

1. Липин А.А., Танайно А.С., Тимонин В.В. Современные погружные машины для бурения скважин. Горная техника: Каталог-справочник. – СПб.: ООО «Славутич», 2006. – С. 116-123.
2. Сидоренко А.К., Савельев М.С., Жуковский Ю.Э. Новый вибросиловой способ бурения горных пород // Горная электромеханика и автоматика. – 1965. – Вып. 3. – С. 34-38.
3. Цыганкова М.В. Система формирования силовых импульсов на буровых установках для разрушения пород различной крепости // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 12. Отдельные статьи (специальный выпуск). Актуальные проблемы машиностроения. – С. 32-36.
4. Патент № 133152 РФ. МПК7 E21B 6/02, B25D 16/00. Гидроимпульсная сваебойная машина / Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Юровский П.Г., Пономарев А.В. – Оpubл. 10.10.2013, Бюл. №28.
5. Шадрин А.В., Саруев Л.А., Саруев А.Л. Динамические процессы в колонне труб при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета. 2009. – 175 с.
6. Саруев Л.А., Зиякаев Г.Р., Пашков Е.Н. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) . 2011. – Т. 5. № 12. – С. 26-31.
7. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р. Уравнение движение ротора с многокамерным жидкостным автобалансирующим устройством // Известия вузов. Физика. – 2012. – Т. 55. – № 5/2. – С. 80-83.
8. Пашков Е.Н. Определение времени автоматической балансировки ротора при установившейся скорости // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 12. Отдельные статьи (специальный выпуск). Актуальные проблемы машиностроения. – С. 11-17.
9. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В. Дифференциальные уравнения процессов гидроимпульсного силового механизма бурильных машин // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 4 (20). – С. 32-36.

## **РАЗРАБОТКА ПРИВОДА НА БАЗЕ ПОРШНЕВОЙ И ДВУХРОТОРНОЙ МАШИН**

*Давыдов А.П., Ермошин Д.М., Стрыгин С.В.*

*Рязанский институт (филиал) Московского государственного  
машиностроительного университета, Рязань*

Разработка выполняется при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по программе «У.М.Н.И.К.». Тема разработки поршневой машины относится к машиностроению, в частности к механизмам поршневого привода пневмо- и гидродвигателей, приводных компрессоров, насосов и других поршневых машин. В течение первого этапа работы проводится опытная проверка теоретических изысканий, а также проверка средствами компьютерного моделирования. При этом производится разработка математических и твердотельных компьютерных моделей трех вариантов схем поршневой машины, формируется сводная таблица сравнительного анализа их технических характеристик.

Вариант совместного или раздельного использования двухроторной машины с поршневой машиной также относится к области машиностроения, и может быть использован в качестве двигателя, насоса, компрессора. На первом этапе разрабатываются математические и твердотельные компьютерные модели профильных роторов двухроторной машины, а также конструкция экспериментального образца двухроторной машины.

Цели этапа.

1. Научное обоснование путей повышения надежности, КПД и ресурса поршневых машин.

2. Разработка мер по упрощению конструкции, расширению функциональных возможностей, повышению мощности и КПД двухроторной машины, снижению ее себестоимости и повышению экологичности при ее производстве и эксплуатации.

Задачи.

Для достижения поставленных целей должны быть решены следующие задачи.

1. Разработка математических и компьютерных моделей поршневых машин со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма.

2. Проектирование трех исполнительных механизмов компрессора заданной производительности, сопоставление их технических характеристик, выбор базового варианта исполнительного механизма экспериментального образца компрессора.

3. Разработка математических и компьютерных моделей двухроторных машин.

4. Разработка конструкции экспериментального образца двухроторной машины.

В разработке [1, 2, 3, 4, 5, 6] предложен новый механизм (рисунок 1) поршневой машины с тремя вариантами исполнения – планетарным зубчатым (рисунок 1), планетарным цепным (рисунок 2), планетарным ременным (рисунок 3).

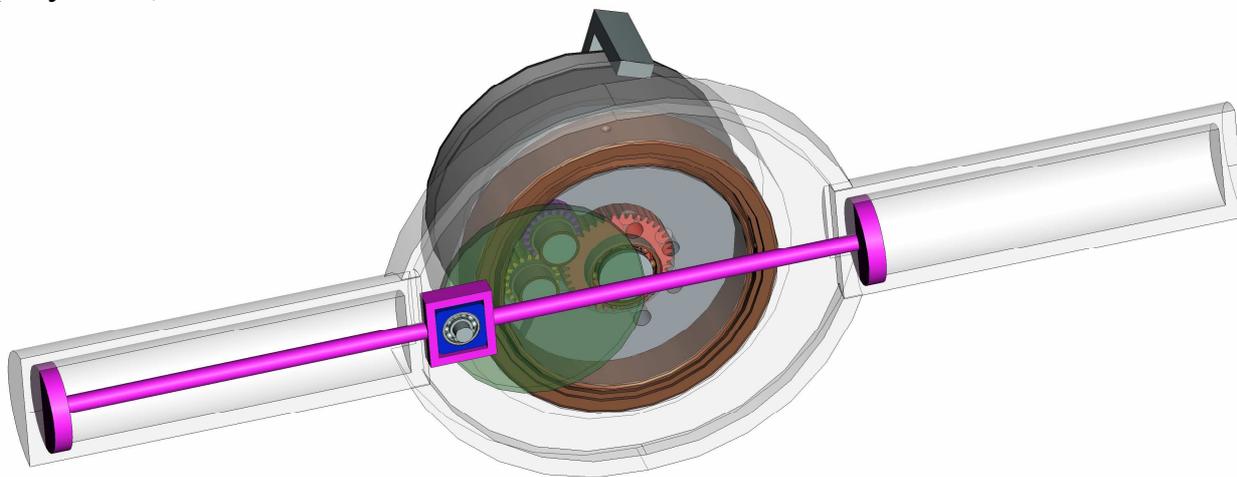


Рисунок 1 – Механизм поршневой машины со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма на базе зубчатого планетарного механизма

а)

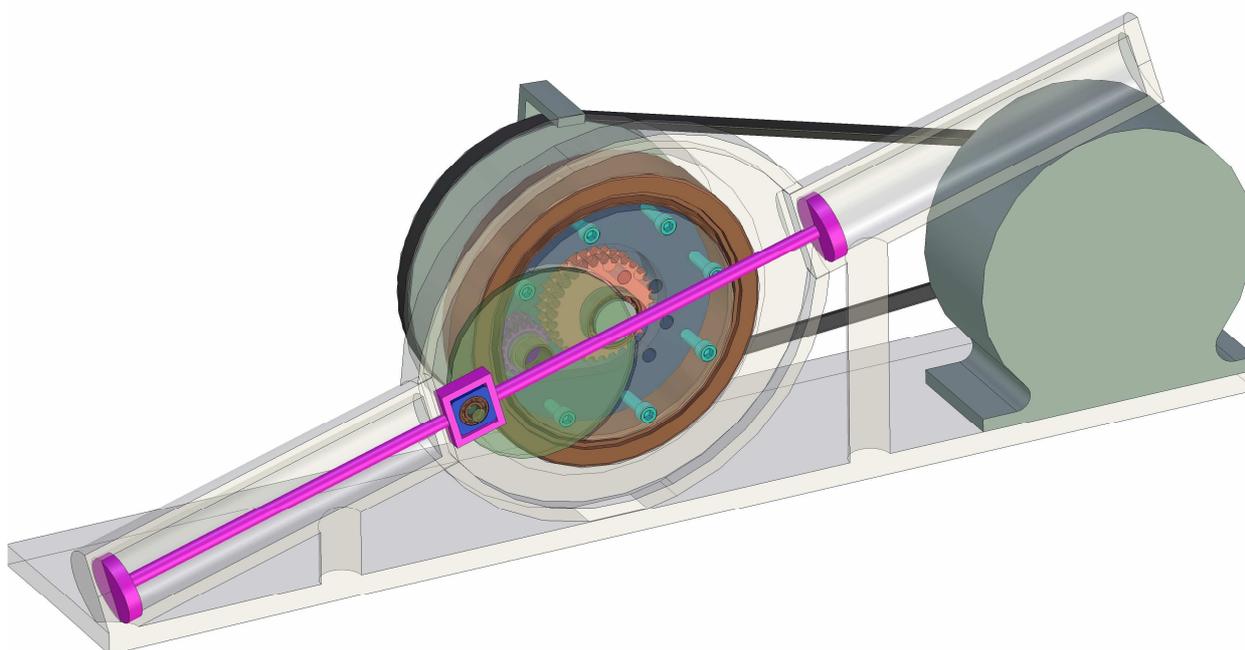


Рисунок 2 – Механизм поршневой машины со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма на базе планетарной цепной передачи (цепь условно не показана): а) трехмерная модель экспериментального образца поршневой машины

б)

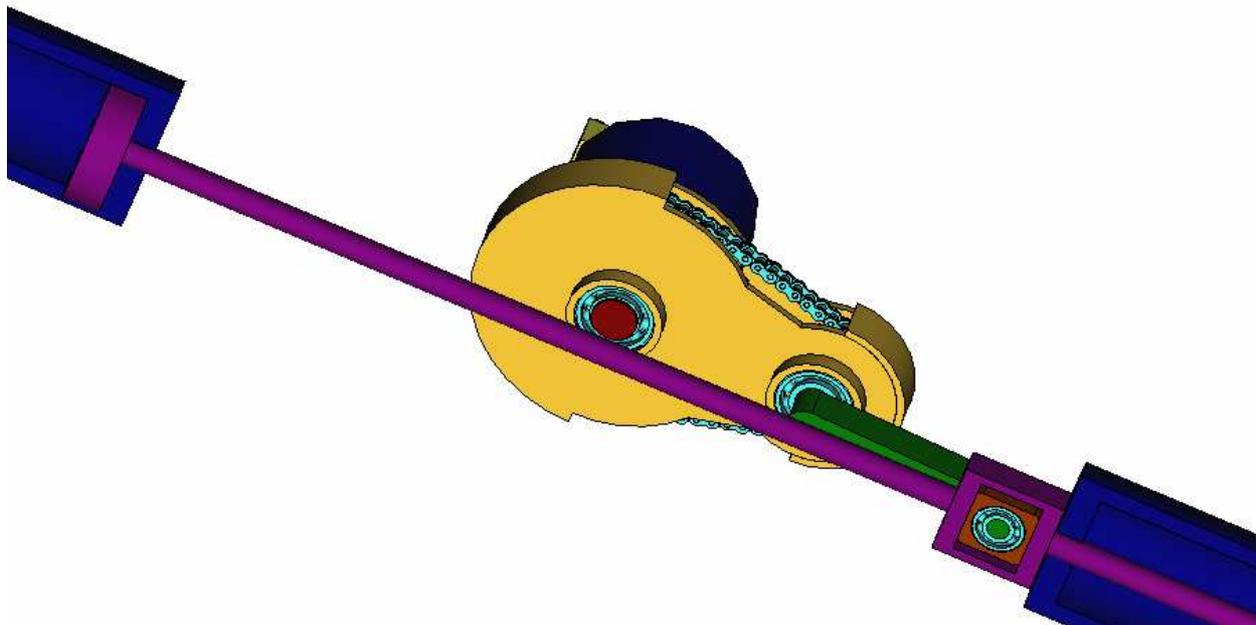


Рисунок (продолжение) 2 – Механизм поршневой машины со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма на базе планетарной цепной передачи: б) трехмерная модель исполнительного механизма поршневой машины

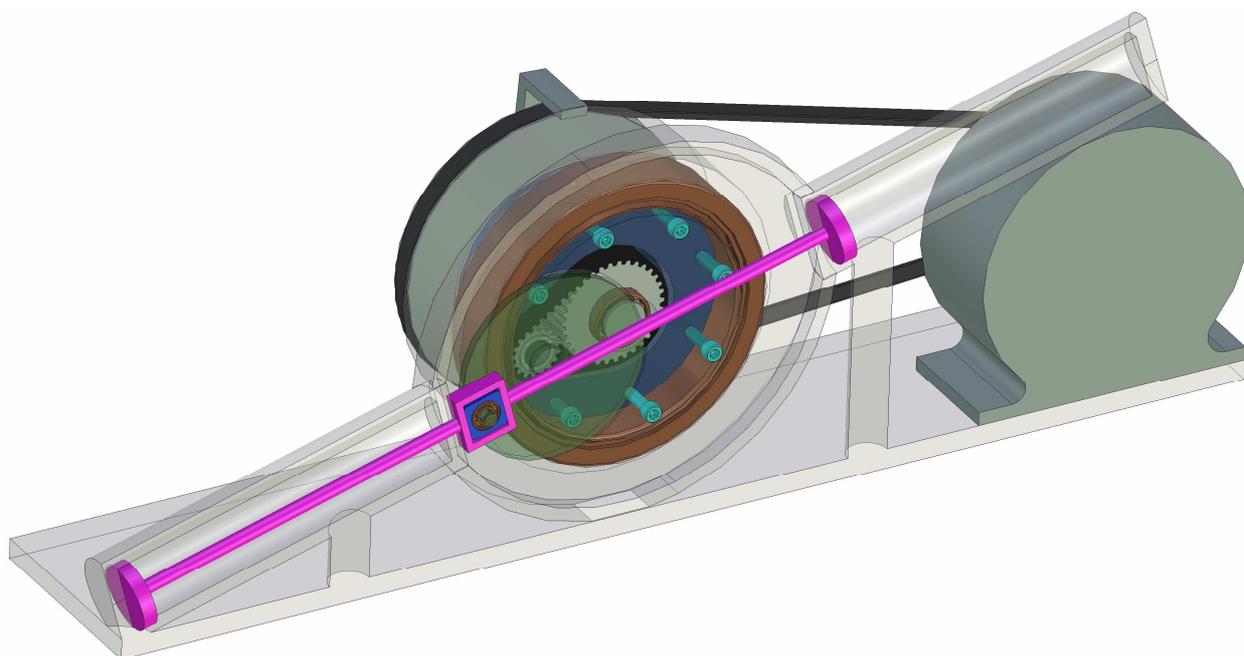


Рисунок 3 – Проходной кривошипно-ползунный механизм с механизмом синхронизации в виде планетарной ременной передачи: трехмерная модель экспериментального образца поршневой машины

Выполнено проектирование трех исполнительных механизмов компрессора заданной производительности, сопоставление их технических характеристик. Основные их параметры сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Проектные параметры трех исполнительных механизмов компрессора заданной производительности

	Расход, л/мин	Давление, атм	Частота входного вала, об/мин	Рабочий объем, см <sup>3</sup>
Зубчатая передача	3400	10	2250	1500
Цепная передача	3400	8	1800	1850
Ременная передача	3400	6	2000	1700

Поршневая машина со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма за счет увеличенного рабочего хода в 2 раза, отличается высокой нагрузочной способностью при малых габаритах. Экономия по габаритам составит от 50 до 300%, что уменьшает ее металлоемкость и себестоимость. За счет сведенной к минимуму нагрузки на стенки цилиндра получены оптимальные эксплуатационные характеристики, при этом предложенная конструкция поршневой группы позволяет уменьшить потери от трения на 50-40%, что увеличивает КПД, как минимум, на 12%.

В качестве базового варианта исполнительного механизма экспериментального образца компрессора выбран механизм поршневой машины со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма на базе зубчатого планетарного механизма по причине его способности передавать большие вращающие моменты при малых габаритах. Для компрессоров с большим расходом (большой производительностью) и малым давлением предпочтительнее использование механизмов поршневых машин со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма на базе планетарной цепной или ременной передачи – в силу их малошумности, простоты конструкции, более низкими требованиями к точности сборки, виброзащите, наличию смазки.

Развитие и совершенствование роторных машин связано с повышением их эффективности, оптимизацией их массово-габаритных параметров, увеличением удельной мощности при достаточной степени соответствия ужесточающимся требованиям по защите окружающей среды.

Например, существующие схемы использования ядерных силовых установок (ЯСУ), состоящих из ядерного реактора и паро- или газотурбинной установки, в которой тепловая энергия, выделяющаяся в реакторе, преобразуется в механическую или электрическую энергию, имеет КПД до 40% [7].

В работе рассматриваются варианты внедрения двухроторной машины для пневмо- и гидродвигателей, приводных компрессоров, насосов и других роторных машин. Достоинством такого механизма являются повышенные КПД и удельная мощность.

К известным недостаткам существующих аналогов относятся:

- КПД порядка 40%,
- сложность конструкции,

- большая металлоемкость,
- недостаточно высокая удельная мощность.

В настоящее время КПД наиболее распространенных типов паровых турбин составляет 40-45 %.

Известна [8] разработка – установка, включающая вертикально расположенные генератор и паровую турбину, выполненная при участии Массачусетского университета (USA). Установка состоит из парового входа, парового выхода, турбины, планетарной передачи, генератора, масляного насоса, маслоохладителя. Указанной турбиной был достигнут уровень КПД больше, чем 70 %.

Известны газотурбинные установки с постоянным давлением сгорания, содержащие компрессор, камеру сгорания, топливный насос, форсунку, газовую турбину, пусковой электродвигатель. К недостаткам газотурбинной установки с постоянным давлением сгорания можно отнести сложность турбокомпрессорной группы, большие затраты мощности на привод компрессора.

Достаточно распространены технологические двухроторные машины – компрессоры и др. (рисунок 4).

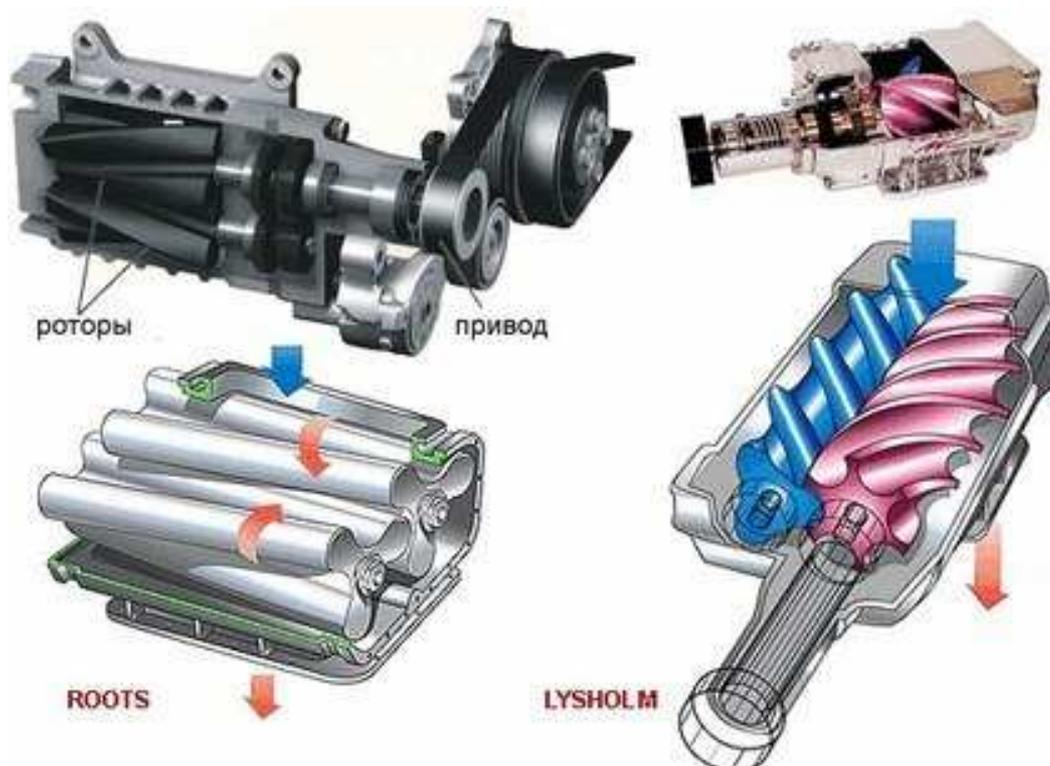


Рисунок 4 – Применение двухроторных машин в качестве компрессоров и др.

Разработано и обосновано наиболее простое техническое решение по устранению известных недостатков роторных машин. Технический результат предлагаемого проекта «Двухроторная машина» заключается в упрощении конструкции, расширении функциональных возможностей, повышении мощности и коэффициента полезного действия роторной машины, снижении ее

себестоимости и повышении экологичности. Новизна работы подтверждается патентом на полезную модель «Двухроторная машина» [9].

Теоретические исследования базируются на основных положениях структурного синтеза механизмов по методикам В.В. Добровольского, Н. И. Колчина, А. П. Малышева; известных способах уравнивания механизмов [10 и др.]; разработанных методиках компьютерной реализации известных графоаналитических методов кинематики и кинестатики [11], а также предложенного графоаналитического машинного метода синтеза механизмов на основе численного решения задач анализа и синтеза механизма [12]; теории установившегося движения машинного агрегата и переходных режимов работы машин; современных численных методах анализа и вычислительной техники в механике, математическом и твердотельном моделировании средствами универсального программного комплекса «Т-Flex».

Технический результат достигается тем, что двухроторная машина содержит корпус, впускной канал, валы с установленными на них синхронизирующими шестернями, выпускной канал. Причем рабочая камера образована корпусом и двумя идентичными роторами, установленными симметрично с минимальными зазорами между ними на параллельных валах, закрепленных на торцевых крышках внутри корпуса, с возможностью свободного синхронного вращения в противоположных направлениях. При этом каждый из роторов выполнен в виде диска с вырезами и жестко закреплен на валу с возможностью поочередного прохождения их лопаток через рабочую зону корпуса. Корпус оснащен вторым выпускным каналом. Причем выпускные каналы расположены на противоположных сторонах корпуса, симметрично относительно оси впускного канала. При этом каждый из роторов, выполненный в виде диска с вырезами, образует лопатки, например, в форме мальтийского креста.

В предлагаемой двухроторной машине трущиеся детали отсутствуют, кроме опор вала (подшипники качения), синхронизирующих вращение роторов зубчатых колес. Таким образом, в конструкции силовой установки на базе предлагаемой машины снижаются требования к системам смазки, охлаждения, к трансмиссии, так как сама двухроторная машина является газодинамической трансмиссией, обеспечивающей нужную величину крутящего момента на валу и частоту вращения вала.

Разработана трехмерная компьютерная модель (рисунок 5) двухроторной машины для ее изготовления с помощью метода быстрого прототипирования.

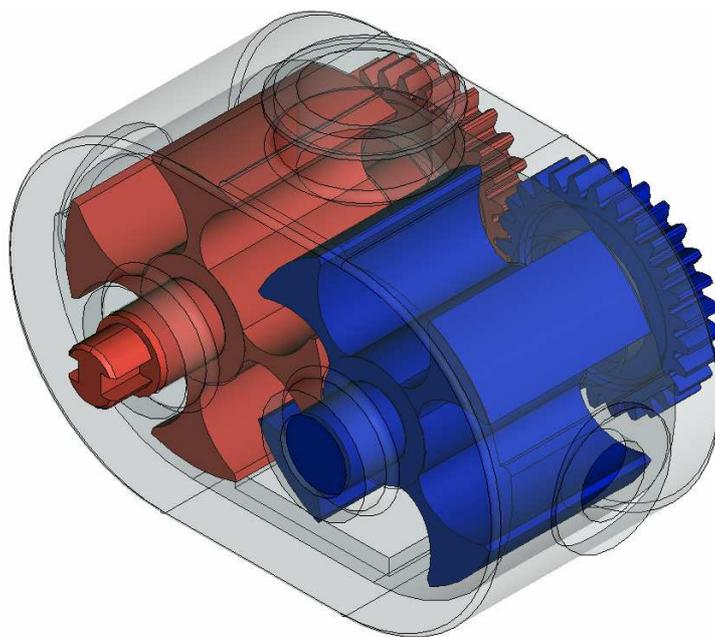


Рисунок 5 – Трехмерная компьютерная модель двухроторной машины для ее изготовления с помощью метода быстрого прототипирования

Расчетная форма ротора была определена с помощью метода обращения движения роторов двухроторной машины. При этом рассмотрены трехмерные модели роторов с эвольвентной (рисунок 6) и дуговой боковыми поверхностями впадин. Как наиболее технологичный в качестве базового выбран дуговой профиль впадин.

Также разработана конструкция экспериментального образца двухроторной машины для его изготовления из металлических деталей (рисунок 7). В качестве опор валов роторов при этом используются стандартные подшипники качения.

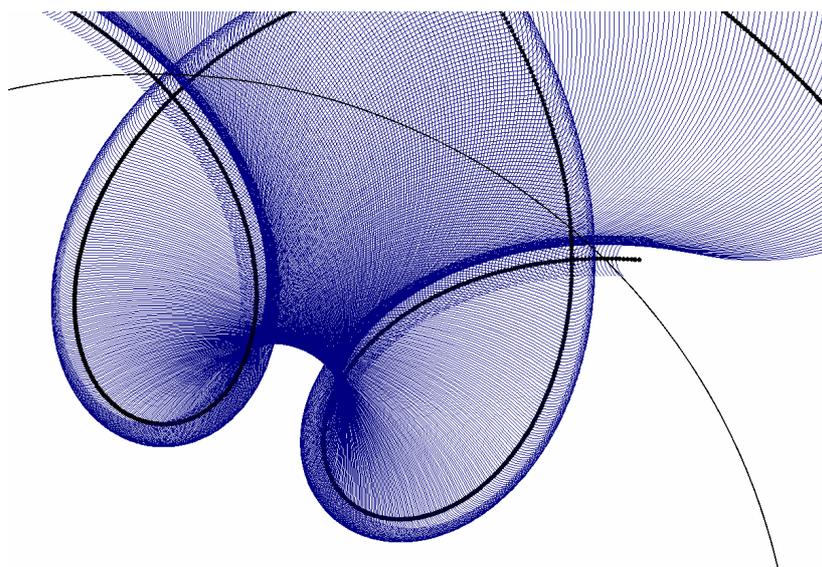


Рисунок 6 – Форма эвольвентного профиля впадины ротора двухроторной машины

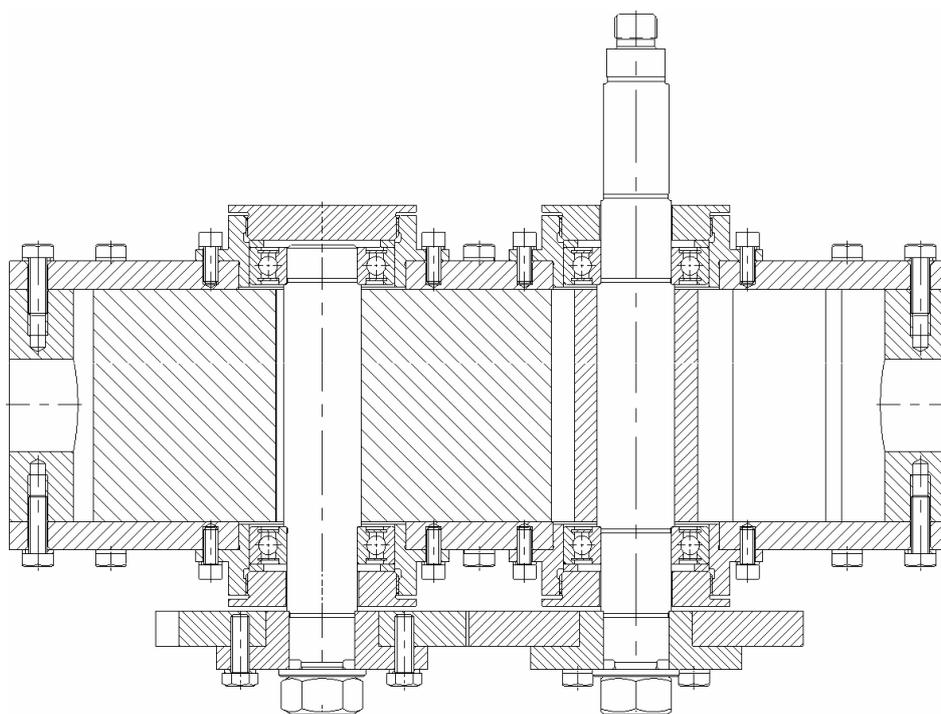


Рисунок 7 – Конструкция двухроторной машины

Дуговой профиль впадин роторов двухроторных машин планируется защитить, как интеллектуальную собственность посредством патента на полезную модель.

Таким образом разработаны математические и компьютерные модели поршневых машин со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма. Спроектированы три исполнительных механизма компрессора заданной производительности, сопоставлены их технические характеристики, в качестве базового варианта исполнительного механизма экспериментального образца компрессора выбран механизм поршневой машины со свойствами проходного кривошипно-ползунного механизма на базе зубчатого планетарного механизма. Разработаны математические и компьютерные модели двухроторных машин, а также конструкция экспериментального образца двухроторной машины. Разработана трехмерная компьютерная модель двухроторной машины для ее изготовления с помощью метода быстрого прототипирования. Также разработана конструкция экспериментального образца двухроторной машины для его изготовления из металлических деталей.

### Список литературы

1. Стрыгин С.В., Ермошин Д.М., Давыдов А.П. Динамический анализ проходного кривошипно-ползунного ползунного механизма и рекомендации по его использованию // Новые технологии в учебном процессе и производстве: материалы девятой межвузовской научно-технической конференции студентов, молодых ученых и специалистов: Материалы научно-технической конференции преподавателей РИ(ф)МГОУ. – Рязань: РИ (ф) МГОУ, 2011. – С. 72-74.
2. Стрыгин С.В., Ермошин Д.М. Разработка проходного кривошипно-

- ползунного ползунного механизма // Новые технологии в учебном процессе и производстве: материалы десятой межвузовской научно-технической конференции студентов, молодых ученых и специалистов: Материалы научно-технической конференции преподавателей РИ(ф)МГОУ. – Рязань: РИ (ф) МГОУ, 2012. – С. 138-140.
3. Ермошин Д.М., Стрыгин С.В. Разработка проходного кривошипно-ползунного механизма // Актуальні проблеми комп'ютерних технологій. Збірник наукових праць за матеріалами шостої міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми комп'ютерних технологій 2012» – Хмельницький: ХНУ, 2012. – С. 107-115.
  4. Заявка на патент на изобретение №2013120030. Поршневая машина / Ермошин Д.М., Давыдов А.П., Стрыгин С.В. – Приоритет от 30.04.2013.
  5. Ермошин Д.М. Разработка проходного кривошипно-ползунного механизма // Региональная конференция молодых ученых «Инновационные методы решения научных и технологических задач Рязанской области» 4 апреля 2013 г. Тезисы докладов. – Рязань: Рязанский государственный радиотехнический университет, 2013. – С. 61-65.
  6. Давыдов А.П., Ермошин Д.М., Стрыгин С.В. Разработка поршневой машины // Современные проблемы теории машин: Материалы I международной заочной научно-практической конференции / Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2013. – С. 149-152.
  7. Новый политехнический словарь / Гл. ред. А.Ю.Ишлинский. – М.: Большая Российская энциклопедия, 2000. – С. 653.
  8. Обзор современных паротурбинных установок малой мощности (до 1000кВт). URL – Режим доступа: [stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0004x.pdf](http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0004x.pdf) (1 645 130 байт).
  9. Патент №131813 РФ. Двухроторная машина / Иванов В.Н., Груздева В.В., Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Ермошин Д.М. – №2013106073; приоритет 12.02.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 24.
  10. Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин (Теория, примеры, графические работы). – Минск: «Вышэйш. школа», 1968. – 356 с.
  11. Плахтин В.Д.; Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Опыт использования компонентов программного комплекса T-FLEX при кинематическом и динамическом анализе механизмов // САПР и графика. – 2007. – №7. – С. 91-96.
  12. Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Анализ и синтез пространственного кулачкового механизма с использованием САПР T-FLEX CAD // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2010. – № 6. – С. 45-46.

## ПРОБЛЕМЫ КРАНОВЫХ КОЛЕС

*Фидровская Н.Н., Краснокутская Т.Б.*

*Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков*

Крановые колеса являются наиболее быстро изнашивающимися элементами крана. Уменьшение их долговечности приводит к повышению ремонтных затрат и увеличению простоев крана, которые достигают для мостовых кранов до 10-12% общего времени простоев. Поэтому повышение долговечности крановых колес является достаточно актуальной задачей современного краностроения.

Большой вклад в исследования крановых ходовых колес внесли такие ученые как Б.С.Ковальский, И.И.Абрамович, И.И.Ивашков, И.О.Спицына, М.М.Гохберг, Х.Ганновер, М.Шеффлер, Х.Марквардт и другие.

При этом более 90% крановых колес выходят из строя по причине износа реборд. Но вопросы, которые связаны с их износостойкостью, не нашли убедительного решения и до настоящего времени.

Низкая долговечность реборд объясняется недостаточными условиями их взаимодействия с рельсами. Боковые загрузки на реборды крановых колес достигают 25% от вертикальной загрузки, которая действует от колеса на рельс. Механизм взаимодействия реборды колеса с рельсом указывает на точечный контакт в результате того, что углы наклона профиля боковой площади головки рельса и реборды разные, и кривизна участка профиля рельса возле контакта с ребордою имеет небольшой радиус кривизны, в точке контакта появляется давление, близкое по величине к пределу текучести.

Нагрузка на некоторой полосе  $2b$  будет равна

$$q = 2pb, \quad (1)$$

где  $p$  – давление на поверхности пятна контакта.

Набольшее давление можно определить по формуле [1]

$$p = m^3 \sqrt{PA^2 E^2}, \text{ где } m = \frac{3\beta}{2} \sqrt{\frac{e^4}{36\pi(1-\nu^3)^2 (K-F)^2}},$$

$$A = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{21}} \quad B = \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{22}},$$

где  $R_{11}, R_{12}, R_{21}, R_{22}$  – радиусы кривизны колеса и рельса.

Контактная задача для случая перекошенного цилиндра на плоском рельсе может быть решена, но эффективность решения будет уменьшена за счет изменчивости условий контакта на разных участках пути и при разных нагрузках. При движении крана имеют место как продольные, так и поперечные силы скольжения. При скольжении заторможенных ходовых колес или при их буксовании на плоском рельсе эффективные напряжения будут определяться по формуле [2]

$$\sigma'_e = K_f \sigma_e, \text{ и } K_f = \sqrt{1 + 20f^2}$$

где  $f$  – коэффициент трения, принимается от 0,05 до 0,30.

Тогда можно записать для выпуклого рельса

$$\sigma_e = kK_f \sqrt[3]{\frac{P^2 E^2}{R_1^2}}, \quad (2)$$

Для плоского рельса

$$\sigma_e = 0,167K_f \sqrt{\frac{P^2 E}{BR}} \quad (3)$$

Приближенность в оценке  $K_f$  отвечает общему уровню расчетов ходовых колес. Б.С. Ковальский предложил изменить практику расчетов и рекомендовал переход к расчетам ходовых колес кранов по сроку службы, по износу. Граничные напряжения можно определить формуле

$$\sigma_{eo} = (0,25 - 0,30)H_b,$$

Эта граница остается неизменной до числа оборотов ходового колеса  $N = 10^4$ .

При большем числе оборотов граничные напряжения уменьшаются

$$\sigma_e = \sigma_{eo} \sqrt[m]{\frac{10^4}{N}} \quad (4)$$

Нагрузка на колесо переменная, поэтому под  $N$  надо понимать приведенное число оборотов ходового колеса, которое делает  $N_1$  оборотов под нагрузкой  $P_1 = P$   $N$  оборотов под нагрузкой  $P_2$

$$N = N_1 + N_2 \left( \frac{P_2}{P} \right)^3 + N_3 \left( \frac{P_3}{P} \right)^3 + \dots \quad (5)$$

Эта методика расчетов крановых ходовых колес не сложная, но может вызвать некоторые затруднения в оценке общего числа циклов нагружения за срок службы в оценке приведенного числа циклов, если условия и режим работы крана не могут быть заданы с достаточной точностью. Для предотвращения этого можно объединить ходовые колеса в группы так, чтобы первая группа охватывала колеса крана с легким режимом работы, последняя – колеса крана с весьма тяжелым режимом.

При разбивке ходовых колес по группам необходимо учитывать такие признаки, как скорость передвижения, ограничение ускорения и торможения, число включений двигателя за час и т. д.

### Список литературы

1. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967. – 224 с.
2. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов. – Луганск: Изво Восточн. гос. ун-та, 1998, – 39 с.

## ПРИМЕНЕНИЕ КРОМОЧНОЙ МОДЕЛИ ДЕТАЛИ ПРИ РАЗМЕРНОМ АНАЛИЗЕ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

*Масягин В.Б.*

*Омский государственный технический университет, Омск*

Размерный анализ конструкций основывается на понятии точности деталей и машин, и на аппарате размерных цепей. Понятие точности деталей и машин связано с параметрами точности, определяемыми в процессе измерений. Данные параметры можно разделить на две группы – комплексные и аналитические. Комплексные параметры характеризуют точность детали с помощью одного значения и допуска на это значение. Аналитические параметры входят в аналитические уравнения поверхности детали. Проблема построения математических моделей машины является одной из составных частей проблемы исследования точности машины. Известны следующие принципы построения математических моделей машины: рассмотрение всех этапов изготовления машины; построение геометрических структур качественной модели по исходной информации, которой являются чертеж и технология; использование представления о координатных системах, связанных с деталями для количественной оценки положения соединенных между собой деталей. Метод размерных цепей разработан Балакшиным Б.С., и развит трудами таких ученых, как Пузанова В.П., Брук С.И., Лившиц Б.И., Базров Б.М., Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Иващенко И.А., Матвеев В.В., Мордвинов Б.С. и других. Ими указаны возможности, которые представляют метод размерных цепей при рассмотрении конструкции машин.

Практика размерного анализа конструкций из деталей типа тел вращения выявила следующую проблему: расчет точности сборки изделия выполняется раздельно для линейных и диаметральных размеров и различных видов отклонений расположения поверхностей деталей, не учитывается взаимное влияние различных видов отклонений расположения поверхностей.

Возникновение данной проблемы обусловлено ограничениями, которые накладывает использование теоретического представления о сборочной единице и детали, как совокупности поверхностей, осей, линий и точек, связанных размерными связями. Все методики размерного анализа конструкций в настоящее время основаны на принятии и описании поверхностей и осей в качестве основных взаимосвязанных элементов деталей. Данные представления позволяют учесть смещение параллельных осей (отклонение от соосности) как расстояние между осями, перекося поверхностей или осей (отклонение от параллельности, перпендикулярности) как угол между поверхностями или осями. Для этих двух видов отклонений могут быть составлены размерные цепи расстояний и углов, которые решаются отдельно. Однако не учитывается тот факт, что отклонение от параллельности поверхностей или перекося осей влияет на расстояние между поверхностями или осями в пределах детали, а смещение

оси, например, одной шейки, приводит к перекосу общей оси двух шеек. Кроме того, существуют проблемы при аналитическом математическом описании поверхностей и осей. Объекты – плоскость, цилиндрическая поверхность, ось могут быть достаточно просто описаны уравнением, но это будет уравнение бесконечной плоскости, цилиндрической поверхности или оси. Для размерного анализа важно описать участок поверхности (оси), являющийся элементом детали, причем необходимо учесть в математической модели детали погрешности изготовления, характерные для реальных деталей.

Для решения данной проблемы разработан и теоретически исследован математический аппарата кромок [1-3]. Определено, что наряду с поверхностями на детали типа тела вращения имеются еще другие элементы – линии пересечения поверхностей – кромки (рисунок 1). Существует связь кромок с поверхностями – каждую поверхность можно описать конечным числом кромок. При рассмотрении связи кромок с поверхностями следует учитывать, что каждой поверхности можно поставить в соответствие одну и более кромок.

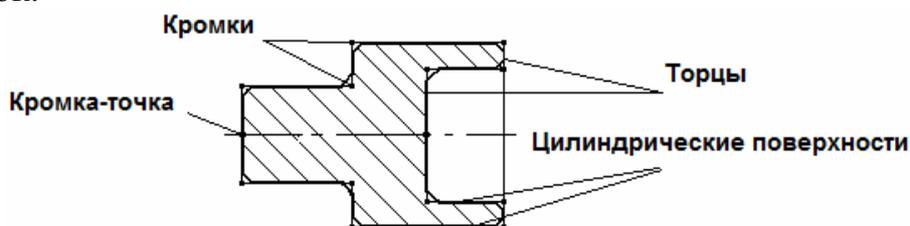


Рисунок 1 – Поверхности и кромки

В качестве объектов, у которых будут рассматриваться кромки, принимаем: а) собранную машину; б) узлы и детали машины в процессе сборки, или, другими словами, технологический процесс сборки; в) отдельные готовые детали машины. Указанные объекты различаются с точки зрения рассматриваемых кромок. Для собранной машины – это кромки, посредством которых детали контактируют друг с другом и кромки, взаимное расположение которых задано конструктором и необходимо для нормальной работы машины. На сборочном чертеже рассматриваются все кромки и соприкосновения кромок, хотя это могут быть не явные кромки, а окружности на цилиндрической или плоской поверхности. Для технологического процесса сборки к кромкам собранной машины добавляются кромки базовые, те, которыми детали контактируют со сборочными приспособлениями. Для отдельных готовых деталей рассматриваются все кромки этих деталей.

Кромки – идеальные, абстрактные элементы, поскольку реально на детали в местах пересечения поверхностей имеются фаски или радиусы. Несмотря на это, они отражают свойства реальных объектов. Важное свойство кромок в том, что кромка – теоретически применимый элемент с точки зрения обеспечения определенности положения детали в пространстве, то есть, с точки зрения лишения детали шести степеней свободы. При подходе, основывающемся на рассмотрении поверхностей, для этого необходимо сочетание, например, цилиндрической поверхности, которая лишает деталь

четырёх степеней свободы, и плоскости, которая лишает деталь одной степени свободы. Или сочетание двух шеек, которые лишают деталь каждая по две степени свободы, и торца, лишаящего деталь одной степени свободы. Или сочетание торца, который лишает деталь трёх степеней свободы, и одной шейки, лишаящей деталь двух степеней свободы. Вращательная степень лишается за счет трения или дополнительного крепления. При подходе, основывающемся на рассмотрении кромок, следует отметить, что кромка, с одной стороны, – часть цилиндрической поверхности, – с другой стороны – часть плоскости. Как элемент плоской поверхности кромка лишает деталь одной или трёх степеней свободы. Как элемент цилиндрической поверхности кромка лишает деталь двух или четырех степеней свободы; одна вращательная степень свободы лишается дополнительными средствами. Таким образом, кромка или сочетание кромок лишает деталь шести степеней свободы.

Отсюда следует, что если определить взаимное положение кромок детали математически строго точными соотношениями, то по известному положению в пространстве одной кромки детали однозначно определяется положение любой другой кромки. И не только кромки одной детали, но и любой кромки ряда деталей на любой операции сборки или в собранном узле, поскольку при установке базовая кромка лишает деталь шести степеней свободы, то есть фиксирует положение кромок присоединяемой детали относительно кромок деталей узла.

При количественном описании кромок, их взаимного положения и положения кромки относительно оси необходимо ввести теоретические параметры кромок: радиус  $R_i$ , расстояние между центрами кромок  $S_{ij}$ , эксцентриситет  $E_i$ , наклон  $\Phi_i$ , углы направления эксцентриситета  $\varphi_{ei}$  и наклона  $\varphi_{yi}$  [1,4]. На рисунке 2 показано, как определяются теоретические параметры кромок.

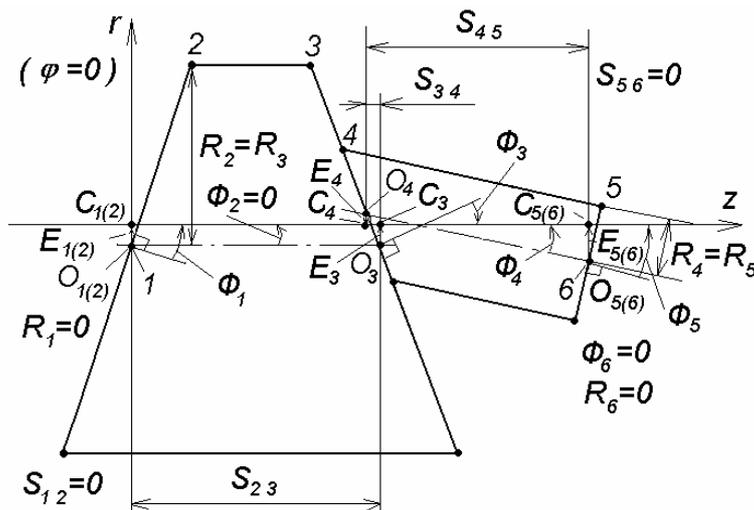


Рисунок 2 – Количественное описание кромок детали

Обозначения:  $O_1, O_2, O_3, O_4$  – центры кромок;  $C_1, C_2, C_3, C_4$  – точки пересечения плоскостей кромок с осью  $z$ ;  $E_i$  – эксцентриситет кромки  $i$  по отношению к оси  $z$ ;  $\varphi_{ei}$  – угловое положение эксцентриситета  $E_i$ , отсчитываемое против часовой стрелки, если смотреть со стороны, куда направлена ось  $z$ ;  $\Phi_i$  –

угол наклона плоскости кромки  $i$  к оси  $z$ ;  $\varphi_{yi}$  – угловое положение наклона  $\Phi_i$ , определяемое в том месте, где кромка  $i$  в наибольшей степени смещена в сторону, куда направлена ось  $z$ ; угол  $\varphi_{yi}$  отсчитывается против часовой стрелки, если смотреть со стороны, куда направлена ось  $z$ ;  $S_{ij}$  – расстояние между точками проекций центров кромок  $O_i, O_j$  на ось  $z$ ;  $R_1, R_2, R_3, R_4$  – радиусы кромок. Углы  $\varphi_{ei}, \varphi_{yi}$  отсчитываются от плоскости  $\varphi = 0$ , проходящей через ось  $z$  и принятой за начало отсчета углов. На рис. 2 все эксцентриситеты и наклоны лежат в плоскости рисунка, т.е. углы направления эксцентриситетов и наклонов равны либо 0, либо  $\pi$ . В общем случае эксцентриситеты и наклоны могут иметь произвольное направление.

Теоретические параметры определяются по результатам измерения линейных размеров и радиальных и торцовых биений поверхностей детали.

Для математического описания взаимного положения кромок всех деталей конструкции машины необходимо построить структурное изображение всех кромок машины [2,5]. На этом изображении показываются кромки в виде точек на сечении, проходящем через ось машины, детали.

На схеме машины (рисунок 3,а) проводятся линии, связанные с плоскими поверхностями (базовыми при сборке и входящими в сопряжения между деталями) – вертикальные; и горизонтальные линии, связанные с аналогичными цилиндрическими поверхностями. Нумерация этих линий производится отдельно. Горизонтальные линии должны иметь возрастающие номера снизу вверх, а вертикальные – слева направо (это требование не жесткое, а вводится только для определенности). Рядом с номерами линий ставится число, показывающее количество поверхностей, входящих в сопряжение, отмеченное линией.

Строится координатное поле изображения машины (рисунок 3,б). Пересечение вертикальной и горизонтальной линии дает кромку детали.

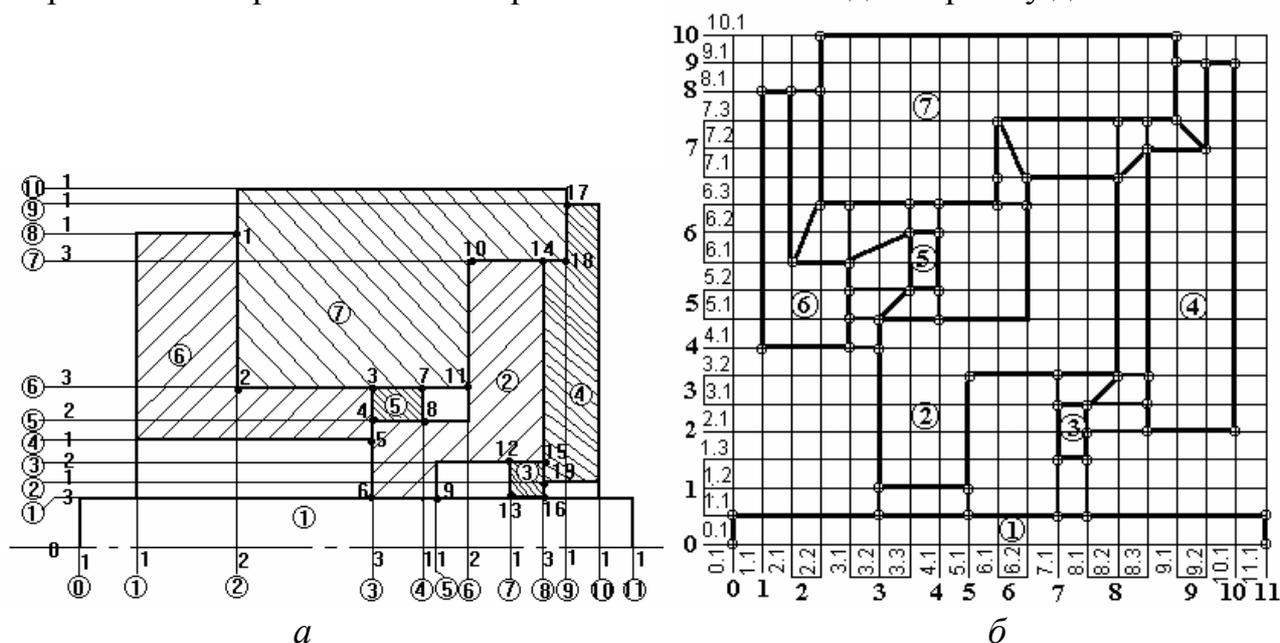


Рисунок 3– Схематичное изображение машины (а) и структурное изображение машины (б)

Полученное структурное изображение машины является аналогом размерных схем, отражающих положение объектов – поверхностей и осей при размерном анализе и позволяет связать между собой кромочную модель и модель на основе поверхностей. Математическая сущность структурного изображения машины заключается в том, что структурное изображение представляет собой граф – координатную решетку, т.е. является графом частного вида в рамках теории графов.

Основные задачи, связанные с размерным анализом конструкций и решаемые с помощью аппарата кромок, следующие.

1. Задача контроля деталей, сборочных единиц, машины.

Задача контроля связана с тем, что невозможно определить параметры всех кромок детали за одну установку при измерениях, и для некоторых кромок теоретические параметры будут определены относительно одной оси, а для других – относительно другой или даже третьей оси [3,5]. Для оценки же взаимного расположения всех кромок требуется, чтобы все их параметры были определены относительно одной оси, которая в дальнейшем будет принята за ось  $z$  цилиндрической системы координат. Следует отметить, что для приведения теоретических параметров кромок к одной оси необходимо, чтобы одна из кромок была измерена при двух различных установках. Только в этом случае возможен пересчет теоретических параметров. Ось, к которой будут приводиться теоретические параметры кромок, является главной, например, на 1 установке при измерениях. Для кромки  $i$  главной установки определены параметры  $E_i^1, \varphi_{ei}^1, \Phi_i^1, \varphi_{yi}^1$ . На  $k$ -ой установке были измерены параметры двух кромок  $i, j$  и определены параметры  $E_i^k, \varphi_{ei}^k, \Phi_i^k, \varphi_{yi}^k, E_j^k, \varphi_{ej}^k, \Phi_j^k, \varphi_{yj}^k, S_{ij}^k$ . Требуется найти величины  $E_j^1, \varphi_{ej}^1, \Phi_j^1, \varphi_{yj}^1, S_{ij}^1$ .

Общий подход к определению искомых величин следующий: нужно так мысленно двигать деталь в пространстве, чтобы сначала параметр  $E_i^k$  стал равным нулю, а затем равным  $E_i^1$  при  $\varphi_{ei}^1$  и неизменных  $\Phi_i^k, \varphi_{yi}^k$  (параллельный перенос детали, (рис. 4); затем, чтобы параметр  $\Phi_i^k$  стал равным нулю и, далее, стал равным  $\Phi_i^1$  при  $\varphi_{yi}^1$  и при неизменных  $E_i^1, \varphi_{ei}^1$  (поворот детали, рис. 5, 6). В процессе этих движений будут изменяться значения  $E_j^k, \varphi_{ej}^k, \Phi_j^k, \varphi_{yj}^k, S_{ij}^k$ , в результате получаются  $E_j^1, \varphi_{ej}^1, \Phi_j^1, \varphi_{yj}^1, S_{ij}^1$ . Предполагается совмещение плоскости  $\varphi=0$  для начального и конечного положений детали, то есть деталь не вращается вокруг оси.

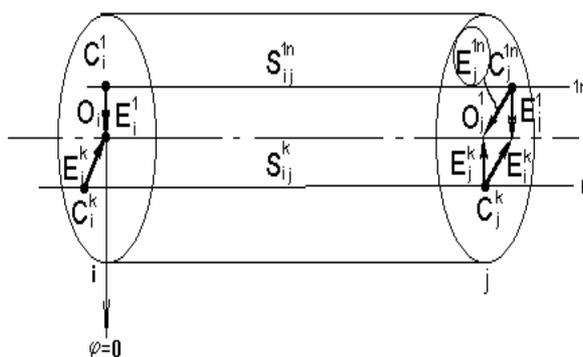


Рисунок 4 – Параллельный перенос детали

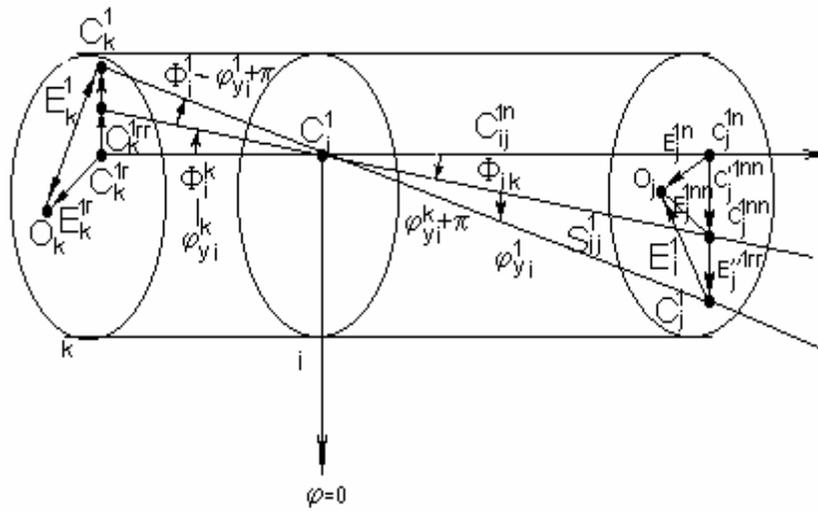


Рисунок 5 – Поворот детали

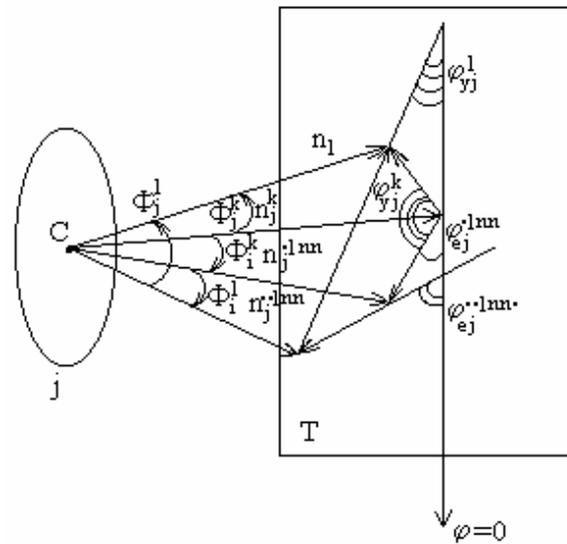


Рисунок 6 – Движение нормали к плоскости

Расчет параметров выполняется на основе векторных уравнений:

$$\vec{E}_j^{1n} = \vec{E}_j^k - \vec{E}_i^k + \vec{E}_i^1.$$

$$\vec{E}_j^{\bullet 1mn} = S_{ij}^k \cdot \Phi_i^k.$$

$$\vec{E}_j^{\bullet\bullet 1mn} = S_{ij}^k \cdot \Phi_i^1.$$

$$\varphi_{ej}^{\bullet 1mn} = \begin{cases} \varphi_{yi}^k, & \text{если кромка } j \text{ слева от } i, \\ \varphi_{yi}^k + \pi, & \text{если кромка } j \text{ справа от } i, \end{cases} \left( \begin{array}{l} \text{Деталь перемещается,} \\ \text{а ось чертит на плоскостях кромок} \end{array} \right)$$

$$\varphi_{ej}^{\bullet\bullet 1mn} = \begin{cases} \varphi_{yi}^1 + \pi, & \text{если кромка } j \text{ слева от } i, \\ \varphi_{yi}^1, & \text{если кромка } j \text{ справа от } i, \end{cases} \left( \begin{array}{l} \text{отрезки } E_j^{\bullet 1mn} \text{ и } E_j^{\bullet\bullet 1mn} \end{array} \right)$$

$$\vec{E}_j^1 = \vec{E}_j^{1n} - \vec{E}_j^{\bullet 1mn} - \vec{E}_j^{\bullet\bullet 1mn}.$$

$$\vec{\Phi}_j^1 = \vec{\Phi}_j^k - \vec{\Phi}_i^k - \vec{\Phi}_i^1.$$

2. Задача сборки – соединения деталей. Известны параметры деталей, которые соединяются. Необходимо найти новые теоретические параметры после соединения и найти положения точек контакта между кромками.

При соединении двух деталей предполагается, что теоретические параметры кромок деталей известны. Одна из деталей принимается за базовую и считается неподвижной, закрепленной в таком положении, что реализуются теоретические параметры кромок, известные ранее. Вторая деталь присоединяется к первой детали, при этом теоретические параметры кромок второй детали изменяются.

В результате получены следующие новые научные результаты:

– развитие теоретических основ размерного анализа объектов машиностроения путем введения в число объектов размерного анализа новых элементов формы деталей – кромок, и описания формы деталей типа тел вращения кромочной моделью, охватывающей большее число возможных отклонений взаимного расположения поверхностей за счет описания отклонений расположения кромок;

– математическая модель детали типа тела вращения на основе понятия кромки с соответствующим аппаратом теоретических и измеряемых параметров, структурным изображением машины в виде решетчатого графа, и аналитическими зависимостями на основе векторных уравнений, учитывающая взаимное влияние различных видов отклонений расположения поверхностей при размерном анализе конструкций.

### **Список литературы**

1. Масыгин В.Б. Размерный анализ конструкции машины (при осесимметричной форме деталей) и технологии ее изготовления / В.Б. Масыгин, В.Ф. Выговский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 3. – С. 102-106.
2. Масыгин В.Б. Структурное изображение конструкции машины (при осесимметричной форме деталей) и технологии ее изготовления / В.Б. Масыгин, В.Ф. Выговский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 1. – С. 146-148.
3. Масыгин В.Б. Преобразование теоретических параметров ребер осесимметричных деталей и заготовок при измерениях, выверке и сборке. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1988. 24 с.
4. Масыгин В.Б. Размерный анализ технологических процессов деталей типа тел вращения с учетом отклонений расположения на основе применения кромочной модели деталей // Справочник. Инженерный журнал. – 2009. – №2. – С. 20-25.
5. Масыгин В.Б. Развитие размерного анализа на основе применения кромочной модели деталей типа тел вращения // Омский научный вестник. Серия Приборы, машины и технологии. – 2009. – №3(83). – С. 52–56.

## **ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШАРНИРНО СОЕДИНЕННЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА**

*Павлюк А.С., Шенкнехт Ю.И.*

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

Развитие агропромышленного комплекса в условиях современного рынка во многом зависит от технического обеспечения машинно-тракторного парка хозяйства. В последнее время широкое применение в механизации сельскохозяйственных работ стали находить колесные мобильные машины высокой энергонасыщенности. Их применение позволяет использовать широкозахватные и комплексные сельскохозяйственные машины и агрегаты, шарнирно соединяемые с трактором и между собой.

Однако наличие шарнирных связей между трактором и агрегируемым комплексом, а также между отдельными звеньями комплексных агрегатов, необходимых для обеспечения маневренности, ограничивает эффективность применения комплексных и широкозахватных машинно-тракторных агрегатов (МТА). Данное обстоятельство вызвано, прежде всего, ухудшением показателей устойчивости и управляемости МТА в сравнении с одиночной машиной. Наличие шарнирных связей приводит к увеличению уровня колебаний звеньев в горизонтальной плоскости, к увеличению тягового сопротивления, возрастанию проходимого пути, увеличению психофизической нагрузки на водителя, ухудшению качества выполнения сельскохозяйственных работ.

Поэтому целью исследований являлось повышение устойчивости движения МТА за счет использования рациональных конструкций тягово-сцепных устройств (ТСУ).

Для МТА, работающих в составе с прицепными сельскохозяйственными машинами и агрегатами, применяются ТСУ типа "крюк - петля", "тяговая вилка - петля", устанавливаемые на прицепной скобе.

Анализ конструкций ТСУ трактора позволил классифицировать их по нескольким признакам.

По количеству шарниров с вертикальными осями вращения ТСУ разделяются на две группы. К первой группе можно отнести ТСУ с одним шарниром типа "крюк - петля", "тяговая вилка - петля" с жестко закрепленной на прицепной скобе вилкой, а также навесное устройство с двумя продольными нижними тягами, образующими шарнирный четырехзвенник. Передние концы нижних продольных тяг шарнирно соединены с трактором и жестко соединены с навесным агрегируемым орудием.

Ко второй группе относятся ТСУ, имеющие два шарнира с вертикальными осями вращения или две степени свободы в горизонтальной

плоскости. Прицепное звено с таким типом ТСУ образует относительно трактора двойной маятник. При использовании таких устройств колебания возможны относительно первого шарнира и относительно второго шарнира. К таким сцепным устройствам относятся ТСУ типа "тяговая вилка - петля" с шарнирным креплением тяговой вилки на прицепной скобе, маятниковое ТСУ с продольным тяговым брусом и ТСУ с дугообразным элементом и подвижной тяговой вилкой, к которой шарнирно присоединяется дышло.

По расположению центра вращения, относительно которого происходят угловые колебания прицепного звена, можно различать ТСУ с постоянным положением центра вращения и с переменным. К ТСУ с переменным положением центра вращения относят ТСУ с двумя продольными нижними тягами, шарнирно соединяемых с навесным агрегатируемым орудием. Положение центра вращения зависит от угла складывания звеньев агрегата и длины оси подвеса ТСУ. Остальные ТСУ имеют постоянное положение центра вращения.

Положение центра вращения относительно трактора является важным параметром ТСУ, однако четких рекомендаций по выбору наиболее эффективного значения этого параметра нет.

Большинство работ по изучению влияния ТСУ на устойчивость и управляемость шарнирно соединенных машин носят экспериментальный характер. В то же время, как показывают исследования, имеется возможность существенно улучшить указанные эксплуатационные свойства путем выбора рациональных конструктивных параметров ТСУ.

Для этого были выполнены теоретические и экспериментальные исследования влияния конструктивных параметров ТСУ на устойчивость движения шарнирно соединенных машин на примере МТА.

В ходе теоретических исследований была составлена математическая модель МТА. За основу математической модели была взята универсальная модель шарнирно соединенной машины, приведенная в работе [1].

Расчетная схема математической модели приведена на рисунке 1 и соответствует двухосному трактору с шарнирной рамой, соединенному с одноосным почвообрабатывающим прицепным агрегатом с двумя неуправляемыми колесами и шестью рабочими органами. При наличии другого количества колес и рабочих органов они могут быть приведены к базовой модели согласно методике, приведенной в [1].

Движение принято плоскопараллельным, скорость трактора - постоянной.

При движении МТА на звенья действуют следующие основные силы и моменты, приведенные в расчетной схеме и оказывающие непосредственное влияние на устойчивость и управляемость:

- силы тяги колес трактора ( $F_{0л}, F_{0н}, F_{1л}, F_{1н}$ );
- главные векторы сил упругости пневматических колес трактора, появляющиеся при качении с уводом ( $\bar{T}_{0л}, \bar{T}_{0н}, \bar{T}_{1л}, \bar{T}_{1н}$ );
- главные моменты сил упругости пневматических колес трактора, соответствующие стабилизирующим моментам шин при уводе ( $M_{0л}, M_{0н}, M_{1л}, M_{1н}$ );

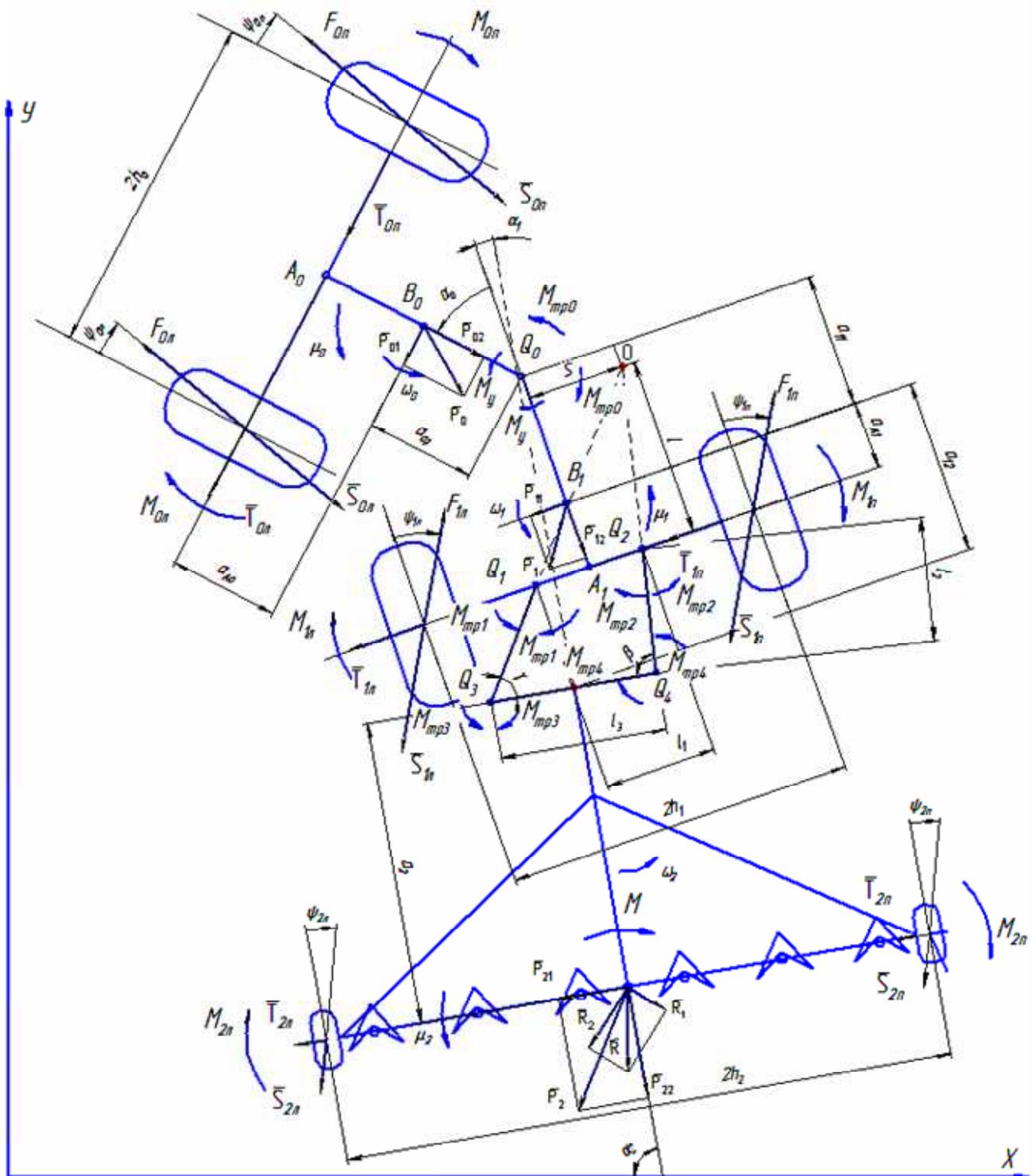


Рисунок 1 – Расчетная схема шарнирно соединенной машин

- силы сопротивления качению колес трактора ( $\bar{S}_{0л}, \bar{S}_{0н}, \bar{S}_{1л}, \bar{S}_{1н}$ );
- главные векторы сил упругости пневматических колес прицепного орудия, появляющиеся при качении с уводом ( $\bar{T}_{2л}, \bar{T}_{2н}$ );
- главные моменты сил упругости пневматических колес прицепного орудия, соответствующие стабилизирующим моментам шин при уводе ( $M_{2л}, M_{2н}$ );
- силы сопротивления качению колес прицепного орудия ( $\bar{S}_{2л}, \bar{S}_{2н}$ );

- главные векторы и главные моменты сил случайных воздействий со стороны микрорельефа опорной поверхности на колеса трактора, приведенные к центрам масс звеньев ( $\bar{P}_0, \bar{P}_1, \mu_0, \mu_1$ );

- главный вектор и главный момент сил случайных воздействий со стороны микрорельефа опорной поверхности на колеса прицепного орудия, приведенный к центру масс прицепного звена ( $\bar{P}_2, \mu_2$ );

- моменты трения в шарнирах соединяющие звенья ( $M_{mp0}, M_{mp1}, M_{mp2}, M_{mp3}, M_{mp4}$ ).

Индексами  $l$  и  $n$  указаны силы и моменты, действующие соответственно на левое и правое колеса одной оси.

Силовое взаимодействие рабочих органов сельскохозяйственной машины с почвой можно представить в виде главного вектора  $\bar{R}$  и главного момента  $M$  почвенных воздействий на рабочие органы, приведенных к середине оси.

Составляющие главных векторов обозначены на расчетной схеме как  $\bar{P}_{01}, \bar{P}_{02}, \bar{P}_{11}, \bar{P}_{12}, \bar{P}_{21}, \bar{P}_{22}, \bar{R}_1, \bar{R}_2$ . Кроме того, для реализации задаваемого закона складывания рамы трактора в расчетной схеме учитываются пары сил с моментом  $M_y$ .

Увод пневматических шин колес трактора и прицепного звена в расчетной схеме заданы углами увода  $\psi_{0l}, \psi_{0n}, \psi_{1l}, \psi_{1n}, \psi_{2l}, \psi_{2n}$ .

Угловые скорости звеньев обозначены как  $\omega_0, \omega_1, \omega_2$ .

Отличительной особенностью рассматриваемой модели от модели, приведенной в работе [1], является использование промежуточного звена, образующего подвижный шарнирный четырехзвенник.

В этом случае, центр вращения агрегируемого орудия  $O$  относительно трактора, смещается на расстояние, определяемое соотношением параметров  $l_1$  и  $l_3$ , а также длиной нижних продольных тяг  $l_2$  (смотри рисунок 1) и меняется в процессе движения в зависимости от угла складывания  $\alpha_1$ .

Продольное смещение  $l$  и поперечное смещение  $S$  мгновенного центра поворота  $O$  определяются из выражений:

$$l = k \cdot \sin \gamma = \frac{l_3 \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma}{\sin(\gamma + \beta)}$$

$$S = \frac{l \cdot \cos(\beta - \alpha_1)}{\sin \beta} - l_2 \cdot \cos(\beta - \alpha_1) - \frac{l_1}{2}$$

Из соотношения параметров  $l_1, l_3$  и длины продольных тяг  $l_2$  можно выразить зависимость, позволяющую определить множитель  $k$ , углы  $\gamma$  и  $\beta$  между продольными и поперечной тягами ТСУ в функции от угла складывания  $\alpha_1$ .

Далее через обобщенные координаты определялись скорости центров масс звеньев, а также углы, составляемые векторами этих скоростей с продольными осями звеньев. Методика определения скоростей центров масс

звеньев через обобщенные координаты, а также углов, составляемых векторами этих скоростей с продольными осями звеньев, подробно описана в [1-3].

В процессе моделирования движения агрегата рассчитывались параметры, определяющие: координаты точек приложения сил, моментов; величины курсовых углов звеньев; величины поперечных ускорений; величины векторов и главных моментов сил сопротивления прицепного звена.

В качестве основных оценочных показателей, для характеристики уровня колебаний звеньев МГА, были взяты:

– дисперсии колебаний курсовых углов звеньев, определяемые по формуле [4]:

$$D = \left( \frac{\sum_{j=1}^n x_j^2 - \left( \sum_{j=1}^n x_j \right)^2 / n}{n-1} \right),$$

где  $D$  – дисперсия величины колебаний курсового угла звена;  $x_j$  –  $j$ -е значение курсового угла звена;  $n$  – количество измерений;

– спектральные плотности мощности колебаний курсовых углов звеньев, полученные при одномерном преобразовании Фурье;

– усредненные значения отдельных реализаций мощности колебаний курсового угла, определяемых по формуле [5]:

$$P_{cp} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \left( \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j^2 \right)_i,$$

где  $P_{cp}$  – усредненные значения отдельных реализаций мощности колебаний курсового угла;  $x_j$  –  $j$ -е значение курсового угла;  $n$  – количество вычислений(испытаний) в одной реализации;  $m$  – количество реализаций (замеров).

Расчет велся для вариантов ТСУ с постоянным и переменным положением центра вращения прицепного звена относительно трактора.

Постоянное положение центра вращения прицепного звена соответствовало положению при использовании штатного ТСУ, т.е. в точке шарнирного присоединения прицепного звена к трактору, а переменное рассматривалось в диапазоне изменения расстояния от центра масс прицепного звена до центра вращения от 6 до 20 метров за счет изменения длины оси подвеса  $l_3$  (рисунок 1).

Результаты теоретических исследований показали, что длина оси подвеса и соответственно расстояние от центра масс прицепного звена до центра вращения оказывают влияние на уровень колебаний звеньев в горизонтальной плоскости. При этом было выявлено, что наибольшее снижение получается в диапазоне изменения расстояния от центра масс прицепного звена до центра вращения от 10 до 11 метров.

Для проверки полученных при теоретических исследованиях данных были выполнены сравнительные испытания штатного навесного устройства трактора К 700А [6] с различными вариантами прицепных скоб, устанавливаемых в шарниры нижних продольных тяг и образующих ТСУ трактора (см. таблицу 1).

ТСУ №1 представляет собой навесное устройство с прицепной скобой с закрепленной на ней при помощи соединительных пальцев вилкой [6].

Варианты №2 - №4 представляют собой ТСУ, выполненные по патенту АлтГТУ [7]. ТСУ изображено на рисунке 2 и состоит из нижних продольных тяг 1, соединенных при помощи шарниров 2 с головками 3, установленными на нижней оси 4, закрепленной на кронштейнах 5, связанных с рамой трактора. Нижние продольные тяги 1 через свои задние шаровые шарниры 6 соединены с цапфами прицепной скобы 7. В средней части прицепной скобы 7 при помощи болтов 9 жестко закреплено соединительное устройство 8, связанное с дышлом прицепного агрегируемого орудия.  $L$  – расстояние от центра масс прицепного сельскохозяйственного агрегата до центра поворота  $O$  относительно трактора.

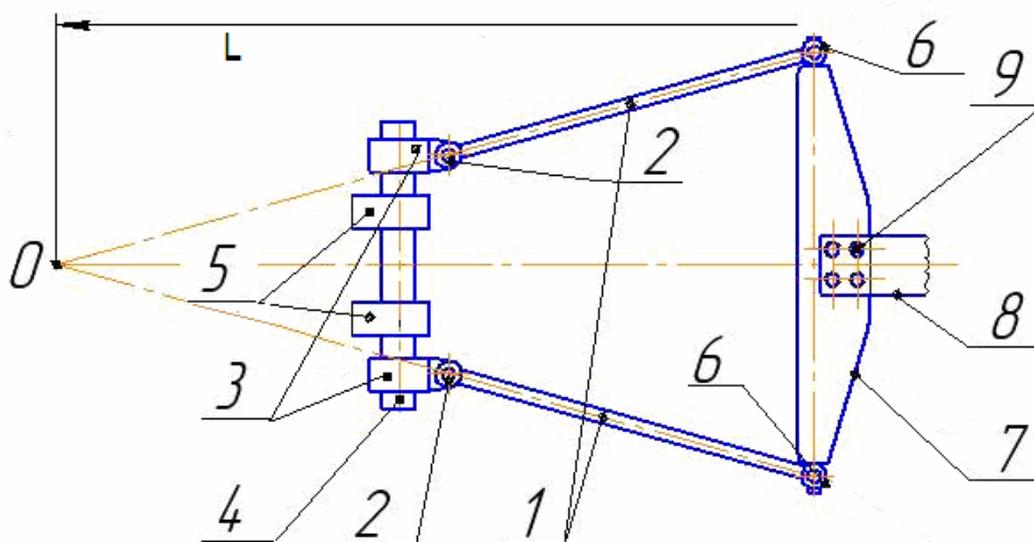


Рисунок 2 – Тягово-сцепное устройство

В варианте №1 со штатным ТСУ центр поворота прицепного сельскохозяйственного агрегата  $O$  находится непосредственно в точке присоединения дышла прицепного орудия к вилке, жестко закрепленной на прицепной скобе.

В вариантах №2 - 4 положение центра поворота прицепного сельскохозяйственного агрегата  $O$  смещено вперед и зависит от длины подвеса прицепной скобы и от угла складывания агрегата в процессе движения (см. таблицу 1).

Таблица 1 – Характеристики вариантов ТСУ

Номер варианта	Длина оси подвеса, мм	Расстояние $L$ до центра поворота прицепного агрегата с учетом длины сцепки СЗР-02000, мм
№1	1200	5955
№2	900	28255
№3	1000	14614
№4	1200	10700

В качестве прицепного агрегата при испытаниях использовался широкозахватный многосеялочный шеренговый агрегат, состоящий из трех соединенных между собой с помощью сцепки СЗР-02000 сеялок-культиваторов СЗС-2,1, применяемый для посева и культивации с одновременным подрезанием стерни, сорняков и прикатыванием почвы [8].

Исследования проводились при сплошной культивации паров на полях ИП Говриленко А.В. в с. Волчно-Бурлинское, Крутихинского района, Алтайского края.

Тип почвы – черноземы обыкновенные и выщелоченные малогумусные средне- и легкосуглинистые [9].

Испытания проводились при температуре воздуха +18 - + 20°C. Сила ветра не превышала 2 м/с. Влажность почвы замерялась лабораторией Литвинова и составляла в слое 5-10 см 16-18%, твердость почвы замерялась при помощи плотномера ППИ конструкции ВИСХОМ и в том же слое составляла 0,06 МПа.

В качестве измерительной аппаратуры для оценки устойчивости МТА были использованы: авиационные гироскопические приборы Г-3М, датчик «пятое колесо», пульт управления и персональный компьютер с установленной в нем системой сбора данных (платой АЦП L - 780M – D) и программным комплексом LGraph1, производства ООО "Л Кард".

Гироскопические приборы Г-3М были установлены в центральной части задней секции трактора и в центре рамы средней сеялки шеренгового агрегата. Датчик «пятое колесо» устанавливался на агрегируемое орудие. Рабочие органы сеялки-культиватора были отрегулированы на заглубление 8 -10 см.

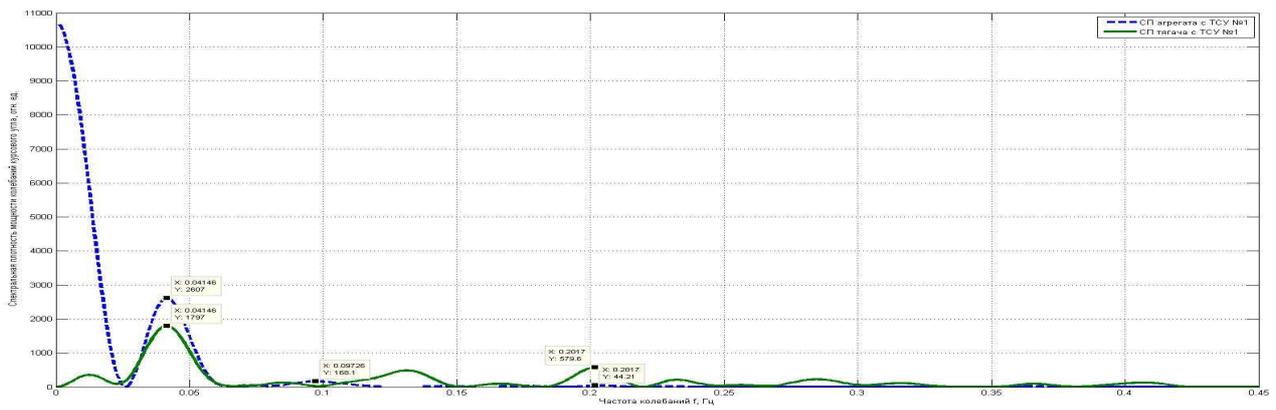
В число регистрируемых параметров при экспериментальных исследованиях входили: курсовые углы трактора и почвообрабатывающего агрегата; путь, проходимый МТА; время движения.

Запись параметров осуществлялась при установившемся движении МТА на скорости 7-9 км/ч в течение одной минуты, по пять заездов на каждом режиме.

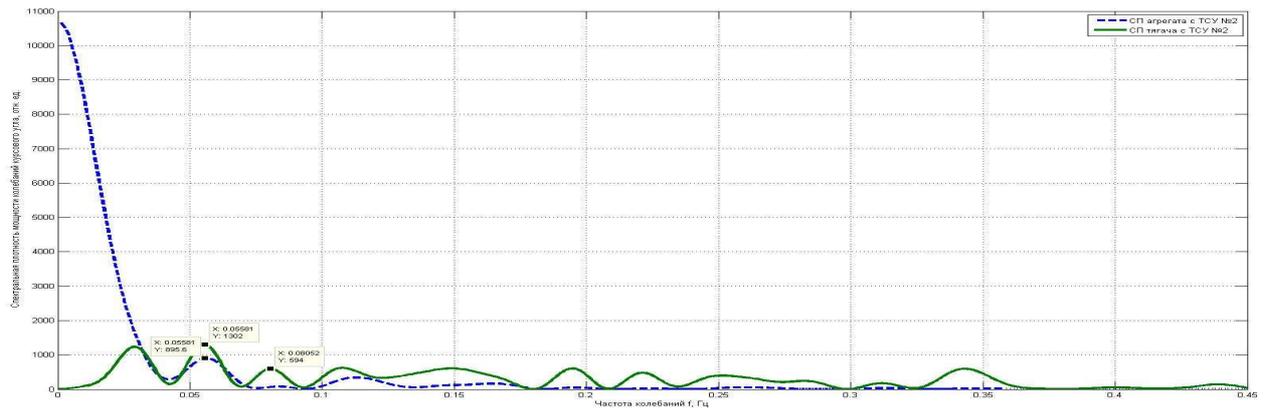
В качестве критерия устойчивости были использованы относительные коэффициенты устойчивости по дисперсии и по мощности колебаний курсового угла звена. Относительный коэффициент устойчивости по дисперсии определялся как отношение дисперсии курсового угла агрегируемого орудия к дисперсии курсового угла трактора. Относительный коэффициент устойчивости по мощности колебаний определялся как отношение усредненного значения отдельных реализаций мощности колебаний курсового угла агрегируемого орудия к усредненному значению отдельных реализаций мощности колебаний курсового угла трактора.

Так как на курсовое движение мобильной машины влияет только низкочастотная составляющая, а высокочастотные составляющие гасятся ее инерцией, то, согласно [4], был выполнен предварительный анализ графиков спектральных плотностей в диапазоне частот от 0 до 20 Гц.

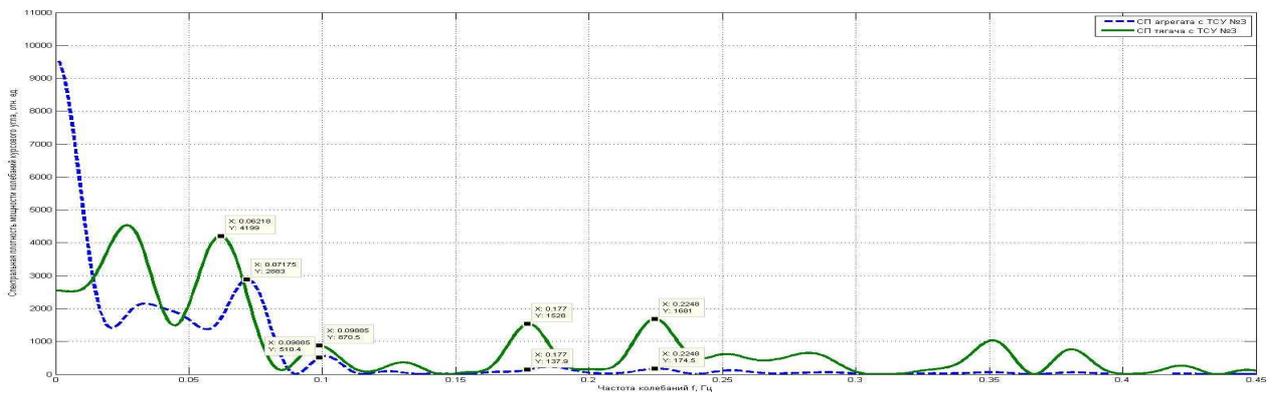
В результате анализа был уточнен диапазон частот для испытываемого МТА, который находится в диапазоне частот от 0 до 0,45 Гц. На рисунках 4 - 7 приведены графики спектральных плотностей колебаний курсовых углов трактора и прицепного агрегата в указанном диапазоне частот для разных вариантов ТСУ.



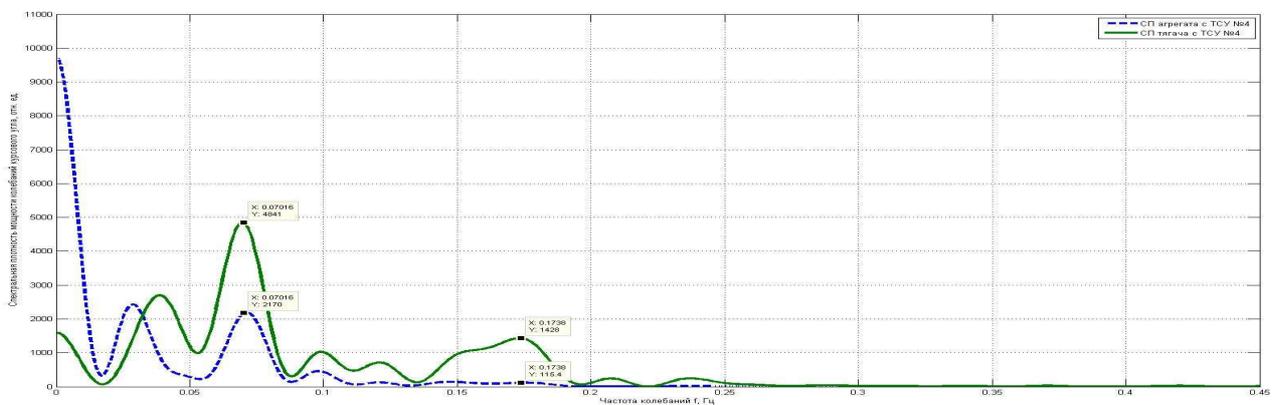
а



б



в



г

Рисунок 7 – График спектральной плотности колебаний курсовых углов МТА: трактора - сплошная линия; агрегатируемого орудия - штриховая линия. а - с ТСУ №1; б - с ТСУ №2; в - с ТСУ №3; г - с ТСУ №4

Как видно из графиков, для всех вариантов ТСУ спектральные плотности колебаний курсового угла агрегируемого орудия находятся примерно в одном уровне, в области низкочастотных составляющих колебаний с частотой до 0,025 Гц, вызванных в основном внешними возмущениями однородных факторов (влияние микропрофиля поверхности поля, боковой увод шин, сопротивление на рабочих органах и т.д.).

В области частот 0,025 – 0,2 Гц с выраженным воздействием колебаний трактора на колебания прицепного агрегируемого орудия наблюдаются заметные отличия в графиках спектральных плотностей. При использовании ТСУ вариант №1 спектральная плотность колебаний курсового угла агрегируемого орудия находится выше спектральной плотности колебаний курсового угла трактора. При использовании ТСУ вариантов №2 - №4 спектральные плотности колебания курсового угла агрегируемого орудия находятся ниже спектральной плотности колебаний курсового угла трактора.

Следовательно, при использовании ТСУ с переменным положением центра вращения прицепного звена относительно трактора, варианты №2 - №4, наблюдается более устойчивое движение агрегируемого орудия, чем при использовании штатного ТСУ варианта №1.

Данное следствие подтверждается и анализом данных таблицы 2.

Таблица 2 – Оценочные показатели колебаний курсовых углов трактора и агрегируемого орудия.

№ варианта	$D_{т.}$	$D_{аг.}$	$P_{ср. т.}$	$P_{ср. аг.}$	$K_{уст. D}$	$K_{уст. Рср}$
№1	1,2633	1,3387	2,0618	3,1003	1,0597	1,5037
№2	2,0765	1,8888	8,6332	4,9276	0,9096	0,5708
№3	5,5420	2,3935	6,7304	3,7179	0,4319	0,5524
№4	3,6401	1,2218	4,0477	1,5438	0,3357	0,3814

Оценивая значения относительных коэффициентов устойчивости для вариантов ТСУ, можно сделать вывод о том, что наибольший эффект получен при использовании ТСУ №4 с положением центра масс прицепного агрегата от центра вращения на расстоянии 10 м. Это подтверждают результаты математического моделирования.

Однако, как показали результаты экспериментальных исследований, при использовании вариантов ТСУ с переменным положением центра вращения прицепного агрегата наблюдается ухудшение показателей маневренности МТА при малых величинах радиуса поворота. Для обеспечения необходимой маневренности, которая ухудшается вследствие отсутствия возможности отклонения нижних продольных тяг на значительные углы, необходимо использование следующих мероприятий:

- смещение назад точки крепления продольных тяг к трактору;
- изменение конструкцию нижних продольных тяг.

На основе проведенных исследований установлено, что применение ТСУ с переменным положением точки вращения прицепного агрегата относительно трактора повышает устойчивость движения прицепного агрегата в сравнении

с использованием штатного ТСУ. Повышение устойчивости движения прицепного агрегата за счет снижения уровня колебаний позволит повысить качество и производительность выполняемых работ, а также снизить удельный расход топлива МТА.

### **Список литературы**

1. Павлюк А.С. Устойчивость и управляемость шарнирно соединенных машин. Машинно-тракторные агрегаты, автомобильные и транспортные поезда / А.С. Павлюк, С.Н. Бизяев. – Барнаул: Алт. кн. изд-во, 1987. – 132 с.
2. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
3. Павлюк А.С. Кинематика навесного устройства машинно-тракторного агрегата, образующего шарнирный четырехзвенник / А.С. Павлюк, Ю.И. Шенкнехт // Ползуновский вестник. – 2012. – № 1/3. – С. 204-206.
4. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. Прикладной анализ случайных процессов / под ред. Прохорова С.А. – Самара: СНЦ РАН, 2007. – 582 с.
6. Тракторы Кировец К-701 и К-700А. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: В/О «Тракторэкспорт», 1986. – 232 с.
7. Патент №2503552 РФ, МПК<sub>8</sub> В60D 1/00, В60D 1/14, В62D 13/00, В62D 53/00. Сцепное устройство тягача / Павлюк А.С., Шенкнехт Ю.И. – №2012123263; приоритет 05.06.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. №1.
8. Сборник нормативных материалов на работы, выполняемые машинно-технологическими станциями (мтс). – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2001. – 190 с.
9. Основы агролесомелиорации: учебное пособие / Е.Г. Парамонов, А.П. Симоненко. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2007. – 224 с.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ С СОСТАВНЫМИ МАГНИТОПРОВОДАМИ

*Аксютин В.А., Зонов В.Н., Петренко Ю.В., Лаппи Ф.Э.*

*Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

Разработка и промышленное освоение новых типов электрических машин с улучшенными технико-экономическими показателями требует создания надежных методов их расчета и оптимального проектирования.

В докладе изложены принципы построения поисковой методики и программы электромагнитного расчета трехфазных асинхронных электродвигателей (АД) малой мощности с составным магнитопроводом, содержащий отдельно изготовленные ярма и зубцово-пазовые структуры. Программа позволяет рассчитывать также АД классической конструкции.

Методика построена на базе каскадных  $E-H$  звеньев и учитывает конструктивно-технологические особенности АД с составным магнитопроводом [1, 2].

На базе разработанной методики электромагнитного расчета АД создана программа оптимизационного проектирования на языке программирования FORTRAN в студии разработчика *Microsoft Developer Studio*. Программа может быть использована на любом персональном компьютере в системе WINDOWS.

В поисковой программе реализованы следующие режимы работы:

- направленный поиск экстремума функции по заданному критерию многих переменных [3];
- методы перебора исходных переменных и выбор лучшего варианта по заданному критерию;
- поверочный расчет.

В поисковом режиме предусмотрена возможность расчета на следующие критерии оптимизации: максимальные – КПД, коэффициент мощности, энергетический КПД, значения кратности пускового момента, кратности максимального момента и допустимой мощности; минимальные – вес обмоточной меди, значение кратности пускового тока, тока в фазе, значение активной длины, вес активных материалов двигателя.

В качестве ограничивающих факторов при расчете на определенный критерий в программе применяются КПД, коэффициент мощности, пускового момента, кратности теплового потока с единицы поверхности, вес активных материалов двигателя, коэффициент заполнения паза статора обмоткой [4-7].

При вычислении целевой функции часть переменных является гладкими (внешний диаметр, диаметр расточки, высота зубца и т.п.), а часть дискретными (число зубцов на полюс и фазу, толщина электротехнической стали, формирование зубцов из пластин электротехнической стали, и т.п.). Это приводит к определенной тактике проведения оптимального проектирования АД.

Опыт эксплуатации разработанной программы показал, что процесс проектирования должен осуществляться в несколько этапов.

На первом этапе путем «укрупненного» упорядоченного перебора находится область изменения независимых переменных, оценка положения локальных оптимумов и определяется начальная точка поиска.

На втором этапе осуществляется поисковый расчет с использованием оптимизирующих программ. После чего производится уточнение расчета путем перебора вариантов в узком диапазоне изменения переменных. В большинстве случаев, второй этап расчетов можно не проводить.

Использование идеи упорядоченного перебора в том или ином ее виде является обязательным и практически единственным надежным способом решения данной задачи. Созданные методики и программы использованы в конкретных разработках трехфазных и однофазных АД бытового и общепромышленного назначения различных конструкций (витой магнитопровод, активный распределенный слой, гофрированная зубцово-пазовая зона и др.) мощностью 0,12...5,5 кВт. Выработаны практические рекомендации к расчету и проектированию АД различных конструкций.

### **Список литературы**

1. Аксютин В.А., Бойко Е.П., Бухгольц Ю.Г. Кремешный Ю.А, Тропин В.А. Влияния конструктивно-технологических факторов на характеристики АД с малоотходным магнитопроводом // Электротехника. – 1985. – №2. – С. 17-19.
2. Инкин А.И., Аксютин В.А., Бойко Е.П. Анализ и расчет потерь в гофрированных зубцово-пазовых зонах АД // Электротехника. – 1985. – №2. – С. 20-22.
3. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М., 1975. – 534 с.
4. Мошкин В.И., Нейман В.Ю., Угаров Г.Г. Импульсные линейные электромагнитные двигатели. – Курган: Изд-во КГУ, 2010. – 220 с.
5. Угаров Г.Г., Нейман В.Ю. Тенденции развития и применения ручных ударных машин с электромеханическим преобразованием энергии // Известия вузов. Электромеханика. 2002. – № 2. – С. 37-43.
6. Нейман Л.А., Скотников А.А., Нейман В.Ю. Исследование нагрева электромагнитных двигателей в переходных режимах // Известия вузов. Электромеханика. 2012. – № 6. – С. 50-54.
7. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий // Электротехника. – 2003. – №9. – С. 25-30.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКАТУШЕЧНОЙ СИНХРОННОЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ МАШИНЫ С ИНЕРЦИОННЫМ РЕВЕРСОМ БОЙКА**

*Нейман Л.А., Нейман В.Ю.*

*Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

При разработке новых виброударных технологий широкое практическое применение получили синхронные электромагнитные машины ударного действия, для которых частота механических колебаний бойка равна или кратна частоте питающей сети [1-8].

Среди данного класса машин, как обладающих более высокими энергетическими показателями, наибольшее распространение получили двухкатушечные синхронные электромагнитные машины с инерционным реверсом бойка [5-7]. В качестве реверсирующего устройства используется массивный буфер, с помощью которого изменение направления движения бойка осуществляется за счет его соударения с большей массой, движущейся ему навстречу. Синхронизация возвратно-поступательного движения ударной массы – бойка с питающим напряжением источника, поочередно подаваемым на катушки, осуществляется при постоянном воздействии на боек электромагнитных сил. Реализация рабочих циклов с постоянным воздействием на боек электромагнитных сил позволяет получать устойчивые режимы работы в широком диапазоне коэффициента отскока бойка от рабочего инструмента за счет перекрытия времени действия электромагнитного усилия, создаваемого катушками рабочего и обратного хода.

По собственным рабочему циклу динамическим режимам и идентичности повторяющихся процессов, используя уравнения баланса энергии электромеханической системы и его отдельных составляющих за полный цикл работы, выполнен анализ процессов энергопреобразования в двухкатушечной синхронной электромагнитной машине с инерционным реверсом бойка [9].

Реализация рабочих циклов с использованием магнитной системы из двух катушек и инерционного реверса бойка, обеспечивает разгон ударной массы электромагнитными силами в прямом и обратном направлениях за два импульса напряжения питающего источника.

Использование известного способа управления позволяет уменьшить влияние работы электропривода на питающую сеть и обеспечивает устойчивый режим работы электропривода в широком диапазоне коэффициента отскока бойка от рабочего инструмента. На основании выполненного анализа энергопреобразования предложен новый способ управления электромагнитной машиной, который, в отличие от известного способа отличается подачей за рабочий цикл трех импульсов напряжения источника промышленной частоты. Использование нового способа управления обеспечивает увеличение энергии

удара и уменьшение влияния работы электропривода на питающую сеть. Применение двухкатушечной системы с инерционным преобразователем для реверса бойка позволяет получать ударную мощность за цикл, превосходящую импульсную мощность источника.

### Список литературы

1. Мошкин В.И., Нейман В.Ю., Угаров Г.Г. Импульсные линейные электромагнитные двигатели. – Курган: Изд-во КГУ, 2010. – 220 с.
2. Малинин Л.И., Нейман В.Ю. Предельные силовые характеристики электромагнитных двигателей постоянного тока // Электротехника. – 2009. – №12. – С. 61-66.
3. Нейман В.Ю., Евреинов Д.М., Нейман Л.А., Скотников А.А., Смирнова Ю.Б. Способы повышения энергетических показателей однообмоточных импульсных устройств с электромагнитным возбуждением // Транспорт: Наука, техника, управление: Научный информационный сборник. – М.: Изд-во ВИНТИ, – 2010. – №8. – С. 29-31.
4. Патент РФ № 2405237, H02K33/02 Линейный электромагнитный двигатель / Д.М.Евреинов, В.Ю.Нейман, А.А.Петрова, Ю.Б.Смирнова; НГТУ – № 2009120231; заяв. 27.05.09; опуб. 27.11.10. – 1 с. Дополнительно: приоритет от 27.05.09, выдавшая страна: Россия, сведения об издании: Бюллетень №33 – 1 с.
5. Нейман В.Ю., Нейман Л.А., Скотников А.А. Структурный анализ синхронных электромагнитных машин ударного действия // Автоматизированные электромеханические системы: Сб. науч. тр. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – С. 106-121.
6. Нейман В.Ю. К вопросу о рационализации рабочих процессов и выбора конструктивных схем электромагнитных ударных машин // Автоматизированные электромеханические системы: Коллективная монография / Новосиб. гос. техн. ун-т; Под ред. В.Н. Аносова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. – С. 155-170.
7. Нейман В.Ю., Нейман Л.А., Скотников А.А. Тенденции в развитии конструкций синхронных двухобмоточных электромагнитных машин для импульсных технологий // Актуальные проблемы энергетики АПК: Материалы II Междунар. научн.-практ. конф. – Саратов: Изд-во СГАУ, 2011. – С. 271-277.
8. Нейман Л.А. Анализ процессов энергопреобразования в однокатушечной синхронной электромагнитной машины с двухсторонним выбегом бойка / Л.А. Нейман // Известия Томского политехнического университета. – Томск. Изд-во ТПУ, 2013. – № 4 Т323. – С. 112-116.
9. Патент РФ № 2472243 H01F 7/06, H01F 7/08, H02K 33/12, H02K 33/18,. Способ управления двухкатушечным электромагнитным двигателем ударного действия / Л.А. Нейман, А.А. Скотников, В.Ю. Нейман, Ю.Б. Смирнова. НГТУ. – Заявка № 2011123809/07; завл. 10.06.2011; опубл. 10.01.2013, Бюлл. № 1. Дополнительно: приоритет от 10.06.2011. – 5 с.

## ПРОДОЛЬНЫЙ УДАР. БУРЕНИЕ СКВАЖИН, ВЛИЯНИЕ СТЫКОВ СТАВА ШТАНГ

*Шапошников И.-И.Д.*

*Германия, Эльмсхорн*

**Аннотация.** Приведены новые результаты аналитического исследования бурения скважин продольным ударом с помощью става бурильных штанг. Стыки секций штанг представлены микроупругостями. По мере преодоления стыков исходная форма волны деформаций изменяется, её энергия уменьшается и оба эти фактора влияют на глубину внедрения лезвия. Рассмотрены три исходные волны деформаций: прямоугольная, экспоненциальная и  $\sin$ , равных энергий от ударов бойков равных масс и скоростей.

Результат может быть интересен и полезен студентам, инженерам, аспирантам, коллегам-исследователям эффективности бурения продольным ударом, и конструкторам ударных бурильных машин.

**Ключевые слова:** продольный удар; став бурильных штанг; волна смещений и деформаций; лезвие инструмента; горная порода.

### 1. Введение

Автор полагает, что исследуемый процесс достаточно точно для инженерной практики описывается одномерным волновым уравнением, что микронеровности и погрешности изготовления торцов секций штанг проявляют себя в виде сосредоточенных линейных упругостей, отражённые волны не возвращаются к забою и, что функция «сила-внедрения» также линейная.

Для исследования приняты три формы волн деформаций равных энергий, названия которых соответствуют их графикам «деформация-время», или удобнее  $\rightarrow \varepsilon - \tau$  « $\varepsilon$ , деформация -  $\tau$ , длина штанги, пройденная волной».

( $\tau = at$ ,  $a$  – скорость волны деформаций,  $t$  – время.)

Далее, везде форма волны деформаций представлена в виде функции  $\varepsilon(\tau)$ .

1. «Прямоугольная» - от бойка, длиной  $L_0$ , равного сечения со штангой:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0[1 \cdot H(\tau) - 1 \cdot H(\tau - 2L_0)]; \quad \leftarrow \text{Энегия волны } A_{уд} = A_{уд0}.$$

2. «Экспоненциальная» - от абсолютно жёсткого бойка:

$$\varepsilon(\tau) = -2\varepsilon_0 e^{-\omega\tau} \cdot H(\tau); \quad \omega = 1/L_0; \quad \leftarrow \text{Из условия } A_{уд} = A_{уд0}.$$

3. «Sinus», искусственная, согласно осциллограммам близкая к реальным:

$$\varepsilon(\tau) = -1,5\varepsilon_0[\sin\alpha\tau \cdot H(\tau) + \sin\alpha(\tau - L) \cdot H(\tau - L)];$$

$$L = 2 \cdot 2L_0/2,25; \quad \alpha = \pi/L; \quad \leftarrow \text{Из условия } A_{уд} = A_{уд0}.$$

Изображения этих импульсов в операционном исчислении, согласно преобразованию Лапласа-Карсона, [1]: 1.  $\varepsilon(p) = -\varepsilon_0(1 - e^{-p2L_0})$ ;

$$2. \varepsilon(p) = -2\varepsilon_0 \frac{p}{p+\omega}; \quad 3. \varepsilon(p) = -1,5\varepsilon_0 \left( \frac{\alpha p}{p^2+\alpha^2} + \frac{\alpha p}{p^2+\alpha^2} e^{-p2L} \right);$$

### 2. Движение волны деформаций через микроупругость

Задача из [5] - повтор с изменениями, для настоящего исследования.

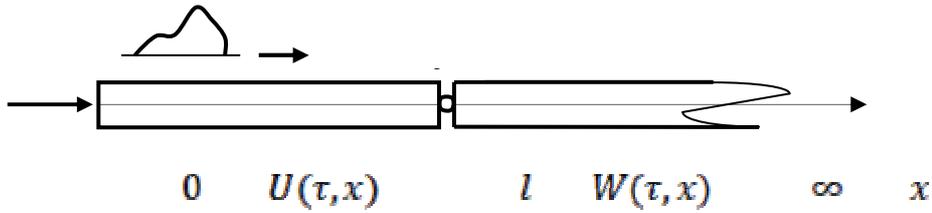


Рисунок 2.1 – Схема задачи перехода волны через микроупругость

$\delta$  - "упругий зазор" от неровностей стыков секций става штанг.

$\beta = k_{\square} / (EA)$  – параметр жёсткости при сжатии стыка, (1/м).

$k_{\square}$  – коэффициент жёсткости микроупругости, (Н/м).

Волновые уравнения, начальные и граничные условия.

$$U_{xx}(\tau, x) - U_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; \quad W_{xx}(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0;$$

$$U(0, x) = 0; \quad U_{\tau}(0, x) = 0; \quad W(0, x) = 0; \quad W_{\tau}(0, x) = 0;$$

$$1) U_x(\tau, 0) = \varepsilon(\tau);$$

$$2) W_x(\tau, l) + \beta(U(\tau, l) - W(\tau, l)) = 0;$$

$$3) U_x(\tau, l) = W_x(\tau, l);$$

$$4) W_x(\tau, \infty) = 0;$$

Уравнения и их решения в изображениях:

$$U_{xx}(p, x) - p^2 U(p, x) = 0; \Rightarrow$$

$$U(p, x) = C_1 e^{-px} + C_2 e^{px}; \Rightarrow U_x(p, x) = -pC_1 e^{-px} + pC_2 e^{px};$$

$$W_{xx}(p, x) - p^2 W(p, x) = 0; \Rightarrow$$

$$W(p, x) = C_3 e^{-px} + C_4 e^{px}; \Rightarrow W_x(p, x) = -pC_3 e^{-px} + pC_4 e^{px};$$

$$1) U_x(p, 0) = \varepsilon(p);$$

$$2) W_x(p, l) + \beta(U(p, l) - W(p, l)) = 0;$$

$$3) U_x(p, l) = W_x(p, l);$$

$$4) W_x(p, \infty) = 0;$$

Система уравнений по граничным условиям.

$$1) -pC_1 + pC_2 = \varepsilon(p);$$

$$2) -pC_3 e^{-pl} + pC_4 e^{pl} + \beta C_1 e^{-pl} + \beta C_2 e^{pl} - \beta C_3 e^{-pl} - \beta C_4 e^{pl} = 0;$$

$$3) -pC_1 e^{-pl} + pC_2 e^{pl} = -pC_3 e^{-pl} + pC_4 e^{pl};$$

$$4) -pC_3 e^{-p\infty} + pC_4 e^{p\infty} = 0; \Rightarrow C_4 = 0;$$

Результат решения системы уравнений.

$$C_3 = -\varepsilon(p) \frac{2\beta}{p(p+2\beta)} \left(1 - \frac{p}{p+\beta} e^{-p2l}\right)^{-1} = -\varepsilon(p) \frac{2\beta}{p(p+2\beta)} \sum_{i=0}^{\infty} \left(\frac{p}{p+\beta} e^{-p2l}\right)^i;$$

При  $i=0$  – движется одна волна, которая может прийти до лезвия на забое.

При  $i=1, i=2$  и т.д. – к стыку подходят волны, отразившиеся назад к сечению  $x=0$  и, отразившись от него – к стыку. Они не помогут внедрению лезвия.

Тогда, волна смещений-изображение, согласно  $W(p, x) = C_3 e^{-px}$ :

$$W(p, x) = -\varepsilon(p) \frac{2\beta}{p(p+2\beta)} e^{-px};$$

Тогда, **искомая волна деформаций**, в общем виде, в изображении:

$$W_x(p, x) = \varepsilon(p) \frac{2\beta}{p+2\beta} e^{-px}; \quad (2.1)$$

Аналогично определяется отражённая от стыка волна деформации, бесполезная, но интересная в общем и интересная с точки зрения дополнительной знакопеременной нагрузки на штангу:

$$U_x(p, x) = \varepsilon(p) \left( -\frac{p}{p+2\beta} e^{p(x-2l)} \right); \quad (2.2)$$

### 3. Движение волны деформаций в стае от секции к секции

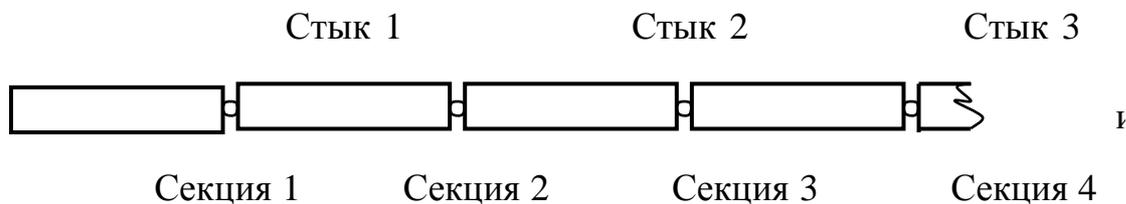


Рисунок 3.1 – Схема бурильного става

Исследование проведено на примере волны деформации **Sinus**,  
 $\varepsilon(\tau) = -1,5\varepsilon_0 [\sin \alpha\tau \cdot H(\tau) + \sin \alpha(\tau - L) \cdot H(\tau - L)];$

$$\varepsilon(p) = -1,5\varepsilon_0 \left( \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2} + \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2} e^{-pL} \right);$$

3.1. По секции 1 сначала движется исходная волна деформации:

$$\varepsilon(\tau) = -1,5\varepsilon_0 [\sin \alpha\tau \cdot H(\tau) + \sin \alpha(\tau - L) \cdot H(\tau - L)];$$

Затем по этой секции движется обратная волна, отразившаяся от стыка 1.

Использована формула (2.2):

$$U_x(p, x) = -1,5\varepsilon_0 \left( \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2} + \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2} e^{-pL} \right) \left( -\frac{p}{p+2\beta} e^{p(x-2l)} \right) =$$

$$= 1,5\alpha\varepsilon_0 \left( \frac{p^2}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} e^{p(x-2l)} + \frac{p^2}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} e^{p(x-2l-L)} \right).$$

С помощью справочника [1] и дифференцирования по  $\tau$  найден оригинал  
 $\frac{p^2}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} \rightarrow \frac{2\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \left( \cos \alpha\tau - e^{-2\beta\tau} + \frac{\alpha}{2\beta} \sin \alpha\tau \right);$

Обратную волну уже можно записать в виде

$$U_x(\tau, x) = \frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \left( \cos \alpha\tau \boxminus - e^{-2\beta\tau \boxminus} + \frac{\alpha}{2\beta} \sin \alpha\tau \boxminus \right) \cdot H(\tau + x - 2l) + \right.$$

$$\left. + \left( \cos \alpha\tau \boxminus - e^{-2\beta\tau \boxminus} + \frac{\alpha}{2\beta} \sin \alpha\tau \boxminus \right) \cdot H(\tau + x - 2l - L) \right].$$

**Внимание!** Аргумент  $\tau \boxminus$  равен аргументу единичной функции.

Например:  $\cos \alpha\tau \boxminus \cdot H(\tau + x - L) = \cos(\alpha(\tau + x - L)) \cdot H(\tau + x - L).$

В дальнейшем эта и другие искомые волны деформаций записаны в виде:

$$\varepsilon(\tau) = \frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \left( \cos \alpha\tau - e^{-2\beta\tau} + \frac{\alpha}{2\beta} \sin \alpha\tau \right) \cdot H(\tau) + (\dots \tau \boxminus) \cdot H(\tau - L) \right];$$

(Приняты  $x = 0$ ,  $l = 0$  и сокращены записи, используя идентичность вида слагаемых, содержащихся во вторых скобках, с первыми.)

Примечание! В справочнике [1] оригинал 21.73 преобразован автором в более «прозрачный» с помощью формул

$$\cos(\arctg x) = \frac{1}{\sqrt{1+x^2}} \quad \text{и} \quad \sin(\arctg x) = \frac{x}{\sqrt{1+x^2}} ;$$

3.2. По секции 2 движется прямая волна, прошедшая через стык 1.

Использована формула (2.1):

$$U_x(p, x) = -1,5\varepsilon_0 \left( \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2} + \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2} e^{-pL} \right) \left( \frac{2\beta}{p+2\beta} e^{-px} \right) =$$

$$= -3\alpha\beta\varepsilon_0 \left( \frac{p}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} e^{-px} + \frac{p}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} e^{-p(x+L)} \right).$$

С помощью справочника [1] найден оригинал  $\frac{p}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} \rightarrow \frac{1}{4\beta^2 + \alpha^2} \left( e^{-2\beta\tau} - \cos\alpha\tau + \frac{2\beta}{\alpha} \sin\alpha\tau \right)$ ;

Эту волну уже также можно записать в виде  $\varepsilon(\tau) = -\frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \left( e^{-2\beta\tau} - \cos\alpha\tau + \frac{2\beta}{\alpha} \sin\alpha\tau \right) \cdot H(\tau) + (\dots \tau \boxminus) \cdot H(\tau - L) \right]$ ;

3.3. Далее, эта волна, (из 3.2.), записана в изображении, «подведена» к стыку 2 и с помощью формулы (2.2) «создана» обратная для секции 2.

$$\varepsilon(p) = -\frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{p}{p+2\beta} - \frac{p^2}{p^2 + \alpha^2} + 2\beta \frac{p}{p^2 + \alpha^2} + \left( \frac{p}{p+2\beta} - \frac{p^2}{p^2 + \alpha^2} + 2\beta \frac{p}{p^2 + \alpha^2} \right) e^{-pL} \right] \cdot \left( -\frac{p}{p+2\beta} e^{p(x-2l)} \right).$$

Далее, можно изучать первую часть этого выражения, не учитывая  $-2l$ .

$$\varepsilon(p) = \frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{p^2}{(p+2\beta)^2} - \frac{p^2}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} + 2\beta \frac{p^2}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} \right] e^{px}.$$

Здесь:  $\frac{p^2}{(p+2\beta)^2} \rightarrow \frac{d}{d\tau} (\tau e^{-2\beta\tau}) = e^{-2\beta\tau} - 2\beta\tau e^{-2\beta\tau}$ .

Остальные оригиналы найдены, дифференцированием выше расположенных «старых». Окончательно, - обратная волна по секции 2:

$$\varepsilon(\tau) = \frac{3\alpha\beta(4\beta^2 - \alpha^2)}{(4\beta^2 + \alpha^2)^2} \varepsilon_0 \left[ \left( \cos\alpha\tau - e^{-2\beta\tau} + \frac{4\alpha\beta}{4\beta^2 - \alpha^2} \sin\alpha\tau - \frac{4\beta^2 + \alpha^2}{4\beta^2 - \alpha^2} 2\beta\tau e^{-2\beta\tau} \right) \cdot H(\tau) + (\dots \tau \boxminus) \cdot H(\tau - L) \right]$$
;

3.4. По секции 3 движется прямая волна, прошедшая через стык 2.

Использована формула (2.1):

$$U_x(p, x) = -\frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{p}{p+2\beta} - \frac{p^2}{p^2 + \alpha^2} + 2\beta \frac{p}{p^2 + \alpha^2} + \left( \frac{p}{p+2\beta} - \frac{p^2}{p^2 + \alpha^2} + 2\beta \frac{p}{p^2 + \alpha^2} \right) e^{-pL} \right] \cdot \left( \frac{2\beta}{p+2\beta} e^{-px} \right).$$

Также, далее можно изучать только первую часть этого выражения.

$$U_x^{\boxminus}(p, x) = -\frac{3\alpha\beta^2}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{p}{(p+2\beta)^2} - \frac{p^2}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} + 2\beta \frac{p}{(p+2\beta)(p^2 + \alpha^2)} \right] e^{-px}.$$

$\frac{p}{(p+2\beta)^2} \rightarrow \tau e^{-2\beta\tau}$ . Остальные оригиналы уже известны.

Окончательно, - прямая волна по секции 3:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{24\alpha\beta^3}{(4\beta^2 + \alpha^2)^2} \varepsilon_0 \left[ \left( e^{-2\beta\tau} - \cos\alpha\tau + \frac{4\beta^2 - \alpha^2}{4\alpha\beta} \sin\alpha\tau + \frac{4\beta^2 + \alpha^2}{4\beta} \tau e^{-2\beta\tau} \right) \cdot H(\tau) + (\dots \tau \boxminus) \cdot H(\tau - L) \right]$$
.

#### 4. Волны деформаций в секциях става бурильных штанг

В параграфах 2. и 3. показана методика исследования.

Ниже приведены все формулы, по которым выполнены расчёты примера.

##### 4.1. Исходная «Прямоугольная».

Секция 1. Прямая волна, и обратная:  $\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 [1 \cdot H(\tau) - 1 \cdot H(\tau - 2L_0)]$ ;

$$\varepsilon(\tau) = \varepsilon_0 [e^{-2\beta\tau} \cdot H(\tau) - e^{-2\beta\tau\bar{\tau}} \cdot H(\tau - 2L_0)];$$

Секция 2. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 [(1 - e^{-2\beta\tau}) \cdot H(\tau) - (1 - e^{-2\beta\tau\bar{\tau}}) \cdot H(\tau - 2L_0)];$$

$$\varepsilon(\tau) = \varepsilon_0 [2\beta\tau e^{-2\beta\tau} \cdot H(\tau) - 2\beta\tau\bar{\tau} e^{-2\beta\tau\bar{\tau}} \cdot H(\tau - 2L_0)];$$

Секция 3. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 \{ [1 - (1 + 2\beta\tau)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) - [1 - (1 + 2\beta\tau\bar{\tau})e^{-2\beta\tau\bar{\tau}}] \cdot H(\tau - 2L_0) \};$$

$$\varepsilon(\tau) = \varepsilon_0 [2\beta^2\tau^2 e^{-2\beta\tau} \cdot H(\tau) - 2\beta^2\tau\bar{\tau}^2 e^{-2\beta\tau\bar{\tau}} \cdot H(\tau - 2L_0)];$$

Секция 4. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 \{ [1 - (1 + 2\beta\tau + 2\beta^2\tau^2)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) - [\dots \tau\bar{\tau}] \cdot H(\tau - L) \};$$

$$\varepsilon(\tau) = \varepsilon_0 \left[ \frac{4}{3}\beta^3\tau^3 e^{-2\beta\tau} \cdot H(\tau) - \frac{4}{3}\beta^3\tau\bar{\tau}^3 e^{-2\beta\tau\bar{\tau}} \cdot H(\tau - 2L_0) \right];$$

Секция 5. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 \{ [1 - (1 + 2\beta\tau + 2\beta^2\tau^2 + \frac{4}{3}\beta^3\tau^3)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) - [\dots \tau\bar{\tau}] \cdot H(\tau - L) \};$$

$$\varepsilon(\tau) = \varepsilon_0 \left[ \frac{2}{3}\beta^4\tau^4 e^{-2\beta\tau} \cdot H(\tau) - \frac{2}{3}\beta^4\tau\bar{\tau}^4 e^{-2\beta\tau\bar{\tau}} \cdot H(\tau - 2L_0) \right];$$

Секция 6. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 \{ [1 - (1 + 2\beta\tau + 2\beta^2\tau^2 + \frac{4}{3}\beta^3\tau^3 + \frac{2}{3}\beta^4\tau^4)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) - [\dots \tau\bar{\tau}] \cdot H(\tau - L) \};$$

$$\varepsilon(\tau) = \varepsilon_0 \left[ \frac{4}{15}\beta^5\tau^5 e^{-2\beta\tau} \cdot H(\tau) - \frac{4}{15}\beta^5\tau\bar{\tau}^5 e^{-2\beta\tau\bar{\tau}} \cdot H(\tau - 2L_0) \right];$$

Секция 7. Прямая волна:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 \{ [1 - (1 + 2\beta\tau + 2\beta^2\tau^2 + \frac{4}{3}\beta^3\tau^3 + \frac{2}{3}\beta^4\tau^4 + \frac{4}{15}\beta^5\tau^5)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) - [\dots \tau\bar{\tau}] \cdot H(\tau - L) \}; \quad \text{Для секции 8 добавится } \frac{4}{45}\beta^6\tau^6, \text{ для 9 } \rightarrow \frac{8}{315}\beta^7\tau^7, \dots$$

4.2. Исходная «Экспоненциальная».

Секция 1. Прямая волна, и обратная:  $\varepsilon(\tau) = -2\varepsilon_0 e^{-\omega\tau} \cdot H(\tau);$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{2\omega}{2\beta - \omega} \varepsilon_0 \left( \frac{2\beta}{\omega} e^{-2\beta\tau} - e^{-\omega\tau} \right) \cdot H(\tau);$$

Секция 2. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{4\beta}{2\beta - \omega} \varepsilon_0 (e^{-\omega\tau} - e^{-2\beta\tau}) \cdot H(\tau);$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{4\beta\omega}{(2\beta - \omega)^2} \varepsilon_0 \{ [1 + \frac{2\beta}{\omega}(2\beta - \omega)\tau] e^{-2\beta\tau} - e^{-\omega\tau} \} \cdot H(\tau);$$

Секция 3. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{8\beta^2}{(2\beta - \omega)^2} \varepsilon_0 \{ e^{-\omega\tau} - [1 + (2\beta - \omega)\tau] e^{-2\beta\tau} \} \cdot H(\tau);$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{2\beta^2\omega}{(2\beta - \omega)^3} \varepsilon_0 \{ [1 + \frac{2\beta}{\omega}(2\beta - \omega)\tau + \frac{\beta}{\omega}(2\beta - \omega)^2\tau^2] e^{-2\beta\tau} - e^{-\omega\tau} \} \cdot H(\tau);$$

Секция 4. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{16\beta^3}{(2\beta - \omega)^3} \varepsilon_0 \{ e^{-\omega\tau} - [1 + (2\beta - \omega)\tau + \frac{1}{2}(2\beta - \omega)^2\tau^2] e^{-2\beta\tau} \} \cdot H(\tau);$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{16\beta^3\omega}{(2\beta - \omega)^4} \varepsilon_0 \{ [1 + (2\beta - \omega)\tau + \frac{1}{2}(2\beta - \omega)^2\tau^2 + \frac{\beta}{3\omega}(2\beta - \omega)^3\tau^3] e^{-2\beta\tau} - e^{-\omega\tau} \} \cdot H(\tau);$$

$$-e^{-\omega\tau} \cdot H(\tau);$$

Секция 5. Прямая волна:  $\varepsilon(\tau) = -\frac{32\beta^4}{(2\beta-\omega)^4} \varepsilon_0 \{e^{-\omega\tau} - [1 + (2\beta - \omega)\tau + \frac{1}{2}(2\beta - \omega)^2\tau^2 + \frac{1}{6}(2\beta - \omega)^3\tau^3]e^{-2\beta\tau}\} \cdot H(\tau);$

4.3. Исходная «Sinus».

Секция 1. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -1,5\varepsilon_0 [\sin \alpha\tau \cdot H(\tau) + \sin \alpha\tau \cdot H(\tau - L)];$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ (\cos \alpha\tau - e^{-2\beta\tau} + \frac{\alpha}{2\beta} \sin \alpha\tau) \cdot H(\tau) + (\dots \tau) \cdot H(\tau - L) \right];$$

Секция 2. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{3\alpha\beta}{4\beta^2 + \alpha^2} \varepsilon_0 \left[ (e^{-2\beta\tau} - \cos \alpha\tau + \frac{2\beta}{\alpha} \sin \alpha\tau) \cdot H(\tau) + (\dots \tau) \cdot H(\tau - L) \right];$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{3\alpha\beta}{(4\beta^2 + \alpha^2)^2} \varepsilon_0 \left\{ [(4\beta^2 - \alpha^2)(\cos \alpha\tau - e^{-2\beta\tau}) + 4\alpha\beta \sin \alpha\tau - (4\beta^2 + \alpha^2)2\beta\tau e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) + [\dots \tau] \cdot H(\tau - L) \right\};$$

Секция 3. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{24\alpha\beta^3}{(4\beta^2 + \alpha^2)^2} \varepsilon_0 \left\{ [e^{-2\beta\tau} - \cos \alpha\tau + \frac{4\beta^2 - \alpha^2}{4\alpha\beta} \sin \alpha\tau + \frac{4\beta^2 + \alpha^2}{4\beta} \tau e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) + [\dots \tau] \cdot H(\tau - L) \right\};$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{12\alpha\beta^3(4\beta^2 - 3\alpha^2)}{(4\beta^2 + \alpha^2)^3} \varepsilon_0 \left\{ [\cos \alpha\tau - e^{-2\beta\tau} + \frac{\alpha(12\beta^2 - \alpha^2)}{2\beta(4\beta^2 - 3\alpha^2)} \sin \alpha\tau - \frac{16\beta^4 - \alpha^4}{2\beta(4\beta^2 - 3\alpha^2)} (\tau + \beta\tau^2)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) + [\dots \tau] \cdot H(\tau - L) \right\};$$

Секция 4. Прямая волна, и обратная:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{12\alpha\beta^3(12\beta^2 - \alpha^2)}{(4\beta^2 + \alpha^2)^3} \varepsilon_0 \left\{ [e^{-2\beta\tau} - \cos \alpha\tau + \frac{2\beta(4\beta^2 - 3\alpha^2)}{\alpha(12\beta^2 - \alpha^2)} \sin \alpha\tau + \frac{4\beta(4\beta^2 + \alpha^2)}{12\beta^2 - \alpha^2} (\tau e^{-2\beta\tau} + 8\beta(4\beta^2 + \alpha^2)\tau^2)e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) + [\dots \tau] \cdot H(\tau - L) \right\};$$

$$\varepsilon(\tau) = \frac{12\alpha\beta^3(16\beta^4 - 24\alpha^2\beta^2 + \alpha^4)}{(4\beta^2 + \alpha^2)^4} \varepsilon_0 \left\{ [\cos \alpha\tau - e^{-2\beta\tau} + \frac{8\alpha\beta(4\beta^2 - \alpha^2)}{(16\beta^4 - 24\alpha^2\beta^2 + \alpha^4)} \sin \alpha\tau - \frac{4\beta^2 + \alpha^2}{(16\beta^4 - 24\alpha^2\beta^2 + \alpha^4)} \left( 2\beta(4\beta^2 - 3\alpha^2)\tau + \frac{1}{2}(16\beta^4 - \alpha^4)\tau^2 - \frac{1}{3}(4\beta^2 + \alpha^2)^2\tau^3 \right) e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) + [\dots \tau] \cdot H(\tau - L) \right\};$$

Секция 5. Прямая волна:

$$\varepsilon(\tau) = -\frac{192\alpha\beta^5}{(4\beta^2 + \alpha^2)^4} \varepsilon_0 \left\{ [e^{-2\beta\tau} - \cos \alpha\tau + \frac{16\beta^4 - 24\beta^2\alpha^2 + \alpha^4}{8\alpha\beta(4\beta^2 - \alpha^2)} \sin \alpha\tau + \frac{4\beta^2 + \alpha^2}{48\beta(4\beta^2 - \alpha^2)} (6(12\beta^2 - \alpha^2)\tau + 12\beta(4\beta^2 + \alpha^2)\tau^2 + (4\beta^2 + \alpha^2)^2\tau^3) e^{-2\beta\tau}] \cdot H(\tau) + [\dots \tau] \cdot H(\tau - L) \right\};$$

## 5. Подбор параметров для примера

Реальная ситуация в соединениях секций штанг автору неизвестна. Сомнений нет только в наличии неровностей на торцах штанг, которые обуславливают их упругое сближение при проходе волны деформаций сжатия.

Для оценки параметра  $\beta$  предлагается вариант следующего представления о механизме возникновения микроупругости между стыками секций штанг и соответствующая методика его расчёта.

5.1. В результате многократного ударного соприкосновения и в связи со свободной боковой поверхностью образуется прогрессивный наклёп участков по мере удалённости их от оси и, - соответствующая приближённо сферическая поверхность торцов штанг. Показанная на схеме величина  $\delta$  названа зазором, так как в процессе сжатия стыки сближаются и его величина уменьшается.

$$0,5\delta = R - \sqrt{R^2 - d^2/4}; \Rightarrow R = \frac{\delta^2 + d^2}{4\delta} \sim \frac{d^2}{4\delta};$$

Для штанги  $\varnothing 32$  мм:  $\delta$ , мм 0,3    0,2    0,1    0,05  
R, мм 850    1300    2600    5100

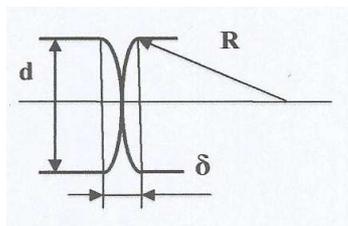


Рисунок 5.1 – Схема торцов.

5.2. Параметры ударной смстемы, принятые.

Штанга  $\varnothing 32 - \varnothing 9 \Rightarrow A \sim 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $V = 10 \text{ м/с}$ ;  $E \sim 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ , (Н/м<sup>2</sup>);

$a \sim 5000 \text{ м/с}$ ;  $\varepsilon = V/(2a) = 0,001$ ;  $P = EA\varepsilon \sim 150000 \text{ Н}$ ; (150 кН~15 тс).

5.3. Коэффициент жёсткости стыка определён с помощью известной формулы Герца о силе сближения упругих сферических тел.  $P = K_R U^{1,5}$ ;

$$K_R = \frac{2E}{3(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}; \text{ или, при } R_1 = R_2 = R: K_R = \frac{E\sqrt{2R}}{3(1-\mu^2)} \sim 1 \cdot 10^{11} \sqrt{R};$$

$$\text{Из } P \sim 150000 \text{ Н} = K_R U^{1,5} \Rightarrow U = \sqrt[3]{(P/K_R)^2} = 1 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{2,25/R};$$

Приняв линейным коэффициент жёсткости стыка, **оценён** параметр  $\beta$ .

$$K_A = P/U = 1,5 \cdot 10^9 \cdot \sqrt[3]{R/2,25}; \quad \beta = K_A/(EA) = 10 \cdot \sqrt[3]{R/2,25};$$

$\delta$ , мм 0,3    0,2    0,1    0,05

$\beta$ , 1/м 7    8    12    14

$U$ , мм 0,14    0,12    0,09    0,08 ← (сближение, просто интересно).

С целью большей наглядности влияния стыков на изменения волны деформаций принято для примера  $\beta = 5 \text{ 1/м}$ .

Сравнивая параметры  $\beta = 5 \text{ 1/м}$  и наибольшую величину  $b = 1,5 \text{ 1/м}$ ,

полученную автором для долотчатой коронки диаметром 42 мм при внедрении в горную породу высшей крепости, [2], можно судить о реальности оценки.

## 6. Пример. Результаты вычислений

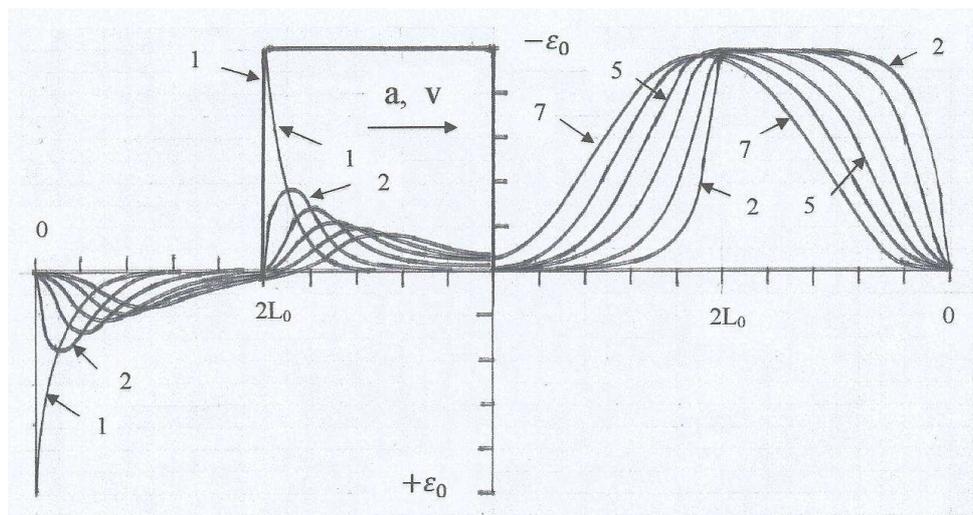


Рисунок 6.1 – Изменение «прямоугольной» формы волны деформаций

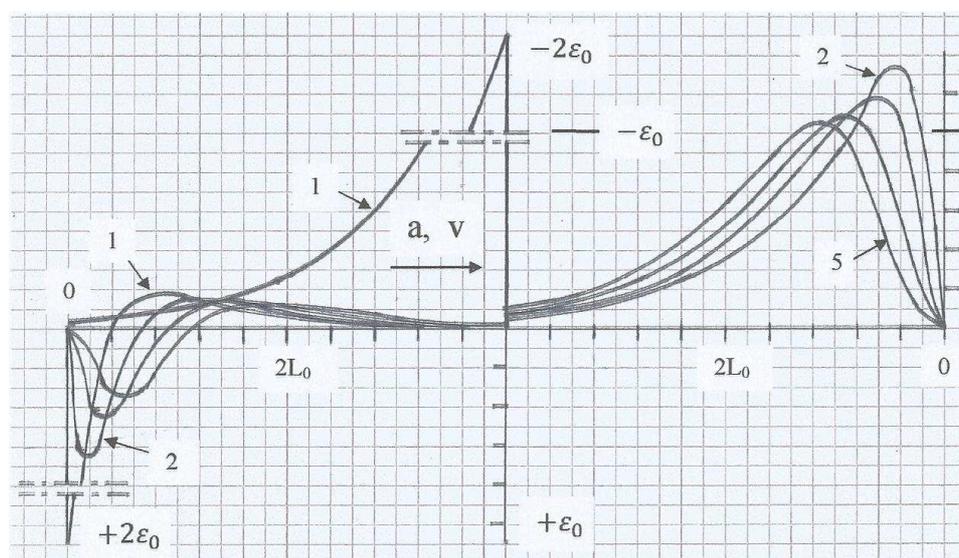


Рисунок 6.2. – Изменение «экспоненциальной» формы волны деформаций

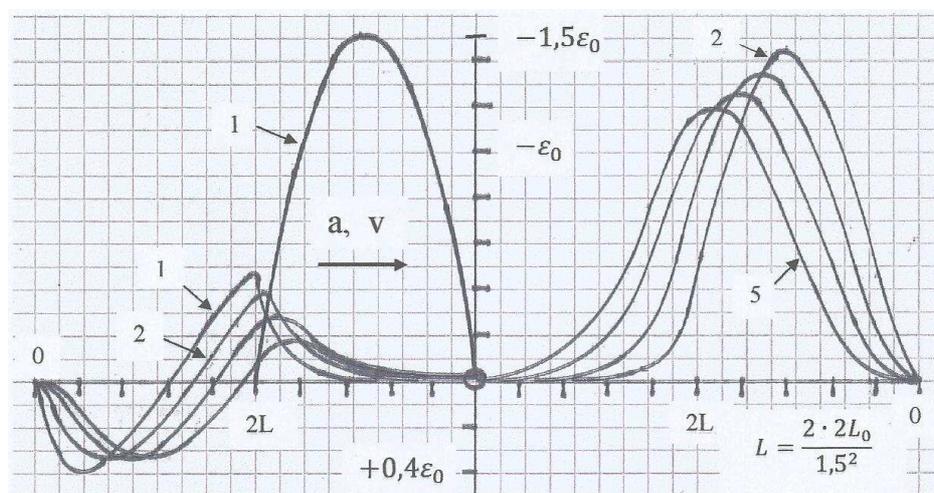


Рисунок 6.3 – Изменение формы «sinus» волны деформаций

Краткое пояснение к Рисункам 6.

В исходной волне:  $a$  – скорость волны;  $v$  – скорость сечений.

Слева от оси « $\varepsilon$ » - исходная волна, движущаяся по секции 1, и обратные волны, движущиеся, соответственно, по секциям 1, 2, 3 ... .

Справа от оси « $\varepsilon$ » - прямые волны, движущиеся по секциям 2, 3, 4 ... , (в сторону забоя).

Параметры волн деформаций и стыков в вычислениях:

«прямоугольной»  $\rightarrow 2L_0 = 1$  м; «экспоненциальной»  $\rightarrow \omega = 2$  1/м;

«sinus»  $\rightarrow L = 0,888... \text{ м}$ ;  $\alpha = 3,534... \text{ 1/м}$ ;  $\beta = 5 \text{ 1/м}$ .

## 7. Пример. Внедрение лезвия в горную породу

Для сравнения рассмотрены величины внедрения лезвия в горную породу от исходных волн деформаций и от прямых, прошедших в секцию 3, (достаточных для анализа влияния микроупругостей стыков).

Общее выражение в изображениях, описывающее волновой процесс внедрения лезвия в горную породу, [2, 3]:

$$W(p, x) = -\varepsilon(p) \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

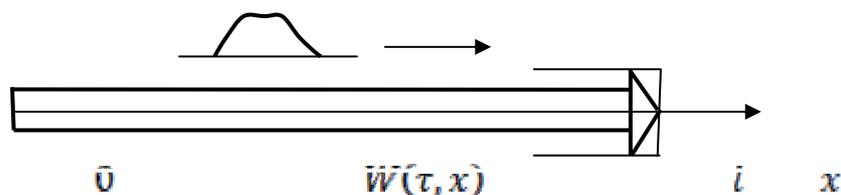


Рисунок 7.1 – Схема к внедрению лезвия инструмента в горную породу (Варианты: секция 1 или секция 3, упёртые лезвием в горную породу)

Волновой процесс внедрения лезвия в горную породу для исходных и прошедших в секцию 3 волн деформаций в изображениях  $W(p, x)$  и формулы глубины внедрения  $W(\tau, l)$ :

«прямоугольная»

$$W(p, x) = \varepsilon_0 (1 - e^{-p2L_0}) \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

$$W(p, x) = \varepsilon_0 \left\{ \left[ 1 - \frac{p}{p+2\beta} - 2\beta \frac{p}{(p+2\beta)^2} \right] - \left[ 1 - \frac{p}{p+2\beta} - 2\beta \frac{p}{(p+2\beta)^2} \right] e^{-p2L_0} \right\} \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

$$W(\tau, l) = \frac{2}{b} \varepsilon_0 \left[ (1 - e^{-b\tau} \cdot H(\tau) - (1 - e^{-b\tau}) \cdot H(\tau - 2L_0)); \tau = 0 \dots 2L_0 \dots 4L_0 \right]$$

$$W(\tau, l) = \frac{2}{b} \varepsilon_0 \left\{ \left[ 1 - \frac{4\beta^2}{(2\beta-b)^2} e^{-b\tau} + \frac{b(4\beta-b)}{(2\beta-b)^2} e^{-2\beta\tau} + \frac{2\beta b}{2\beta-b} \tau e^{-2\beta\tau} \right] \cdot H(\tau) - \left[ \dots \tau \right] \cdot H(\tau - 2L_0) \right\}; \tau = 0 \dots 2L_0 \dots 4L_0.$$

«экспоненциальная»

$$W(p, x) = 2\varepsilon_0 \frac{p}{p+\omega} \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

$$W(p, x) = \frac{8\beta^2}{(2\beta-\omega)^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{p}{p+\omega} - \frac{p}{p+2\beta} - (2\beta-\omega) \frac{p}{(p+2\beta)^2} \right] \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

$$W(\tau, l) = \frac{4}{\omega-b} \varepsilon_0 (e^{-b\tau} - e^{-\omega\tau}) \cdot H(\tau); \quad \tau \geq 0.$$

$$W(\tau, l) = \frac{16\beta^2}{(2\beta-\omega)^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{(2\beta-\omega)^2}{(\omega-b)(2\beta-b)^2} e^{-b\tau} + \frac{4\beta-b-\omega}{(2\beta-b)^2} e^{-2\beta\tau} - \frac{1}{(\omega-b)} e^{-\omega\tau} + \frac{6\beta-\omega}{4\beta} \tau e^{-2\beta\tau} \right] \cdot H(\tau); \quad \tau \geq 0.$$

«sinus»

$$W(p, x) = 1,5 \varepsilon_0 \left( \frac{\alpha p}{p^2+\alpha^2} + \frac{\alpha p}{p^2+\alpha^2} e^{-pL} \right) \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

$$W(p, x) = \frac{24\alpha\beta^2}{(4\beta^2+\alpha^2)^2} \varepsilon_0 \left[ \frac{p}{p+2\beta} - \frac{p^2}{p^2+\alpha^2} + \frac{4\beta^2+\alpha^2}{4\beta} \frac{p}{(p+2\beta)^2} + \frac{4\beta^2-\alpha^2}{4\beta} \frac{p}{p^2+\alpha^2} \right] \cdot \left[ \frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right];$$

$$W(\tau, l) = \frac{3\alpha}{\alpha^2+b^2} \varepsilon_0 \left[ (e^{-b\tau} - \cos\alpha\tau + \frac{b}{\alpha} \sin\alpha\tau) \cdot H(\tau) + (\dots \tau \boxtimes) \cdot H(\tau-L) \right];$$

$$\tau = 0 \dots L \dots 2L.$$

$$W(\tau, l) = \frac{12\alpha\beta^2}{(4\beta^2+\alpha^2)^2} \varepsilon_0 \left\{ \left[ \frac{(4\beta^2+\alpha^2)^2}{(2\beta-b)^2(\alpha^2+b^2)} e^{-b\tau} - \frac{4\beta^2+4\beta b-\alpha^2}{\alpha^2+b^2} \cos\alpha\tau - \frac{4\beta^2+\alpha^2}{2\beta-b} \tau e^{-2\beta\tau} - \frac{12\beta^2-4\beta b+\alpha^2}{(2\beta-b)^2} e^{-2\beta\tau} + \frac{4\beta^2 b-4\beta\alpha^2-b\alpha^2}{\alpha(\alpha^2+b^2)} \sin\alpha\tau \right] \cdot H(\tau) + (\dots \tau \boxtimes) \cdot H(\tau-L) \right\};$$

$$\tau = 0 \dots L \dots 2L.$$

Результаты вычислений. ( $\beta = 5$  1/м.)

«прямоугольная»      «экспоненциальная»      «sinus»

Волна деформации, начальная → в забой из секции 1

b=0,3 1/м	$\tau$ м	...0,9	<b>1</b>	1,1	...1	<b>1,1</b>	1,2	...0,8	<b>0,9</b>	1
	$W$ мм	...1,58	<b>1,73</b>	1,68	...1,42	<b>1,43</b>	1,43	...1,40	<b>1,49</b>	1,49
b=1,5 1/м	$\tau$ м	...0,9	<b>1</b>	1,1	...0,4	<b>0,5</b>	0,6	...0,7	<b>0,8</b>	0,9
	$W$ мм	...0,99	<b>1,04</b>	0,89	...0,80	<b>0,84</b>	0,84	...0,95	<b>1,01</b>	1,00

Волна деформации → в забой из секции 3

b=0,3 1/м	$\tau$ м	... 1,2	<b>1,3</b>	1,4	...1,3	<b>1,4</b>	1,5	...1,1	<b>1,2</b>	1,3
	$W$ мм	...1,62	<b>1,63</b>	1,61	...1,42	<b>1,42</b>	1,41	...1,39	<b>1,42</b>	1,42
b=1,5 1/м	$\tau$ м	...1	<b>1,1</b>	1,2	...0,7	<b>0,8</b>	0,9	...0,9	<b>1</b>	1,1
	$W$ мм	0,92	<b>0,96</b>	0,93	...0,80	<b>0,81</b>	0,81	...0,91	<b>0,93</b>	0,93

## 8. Комментарий

Волна деформаций, пройдя через стык, частично изменяется по форме графика «деформация-время»: удлиняется и наклоняется передний фронт, образуется хвост и уменьшается амплитуда.

Без вычислений – обратные волны свидетельствуют об уменьшении энергии волны деформаций, движущихся по очередным секциям. Соответственно, уменьшается глубина внедрения лезвия по мере увеличения количества секций.

Понимание этих явлений было и раньше, но благодаря полученным формулам волновой процес можно вычислять и исследовать количественно.

### 9. Обозначения и параметры, не указанные в тексте

$W(\tau, x)$  - волна смещений, м;

$W_x(\tau, x) = \partial W(\tau, x) / \partial x$  - частная производная, (волна деформаций), б.р..

$p$  – параметр преобразования в операционном исчислении, (1/м).

$H(z)$  - единичная функция Хевисайда.  $H(z) = 1$  при  $z \geq 0$ ,  $H(z) = 0$ , при  $z < 0$ ;

$W(p, x)$ , – изображение функции смещений, м.

$b = k / (EA)$  – параметр жёсткости «штанга -лезвие- порода» , 1/м;

$E$  - модуль упругости стали,  $\text{Н/м}^2 = \text{Па}$ ;  $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$  ;

$A$  - площадь поперечного сечения штанги. Штанга  $\text{Ø}32$ ,  $A \sim 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

$k$  – коэффициент жёсткости «сила / внедрение», (лезвие-порода),  $\text{Н/м}$ ;

$k = 4 \cdot 10^6 f \text{ Н/м} \sim$  для лезвия длиной 40 мм с углом приострения  $90^\circ$ ,

$k_{110} = 7 \cdot 10^6 f \text{ Н/м} \sim$  для лезвия длиной 40 мм с углом приострения  $110^\circ$ .

$f$  - крепость горной породы, б.р.. Приняты  $f=7$  - для  $k$ , и  $f=21$  - для  $k_{110}$ . Для них:

$b_7 = 0,3 \text{ 1/м}$ ; и  $b_{110} = 1,5 \text{ 1/м}$ .

$L_0$  - длина бойка с равной площадью поперечного сечения штанги.  $L_0=0,5 \text{ м}$ .

$A_{уд} = 0,5MV^2$  - энергия бойка и первой прямой волны, Дж;  $A_{уд}=150 \text{ Дж}$ .

$M$  – масса бойка, кг.  $M = \rho AL_0=3 \text{ кг}$ .  $V=10 \text{ м/с}$ ;

### Список литературы

1. Диткин В.А., Прудников А.П. Справочник по операционному исчислению. – М.: Высшая школа, 1965. – 467 с.
2. Шапошников И.-И.Д. Внедрение продольным ударом. Т/О “Неформат”, Издат-во Accent Graphics Communications, Montreal, 2013. – 72 с. Электронное издание. ISBN: 978-1-927752-48-7.
3. Шапошников И.-И.Д. Продольный удар. Три внедрения // НПЖ "Отраслевые аспекты технических наук". – 2013. – №12(36). – С. 29-33.

## ТОРЦЕВОЙ АСИНХРОННЫЙ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ ДЛЯ МОТОР-КОЛЕС ПОДВИЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*Зонон В.Н., Петренко Ю.В., Аксютин В.А., Лаппи Ф.Э.*

*Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

В последнее время вновь появился интерес к мотор колесному электроприводу малогабаритных транспортных средств. Кроме электромобилей предполагается широкое использование мотор-колес при организации торговли (доставка продукции), наземных служб авиации (транспортировка грузов в ангарах, перевозка пассажиров и т.д.), в подъемно – транспортных подвижных средств.

Представляется перспективным электропривод в котором используются асинхронные двигатели, которые могут работать в тяжелых условиях (загазованность, взрывоопасность, стесненные объемы помещений). Вследствие отсутствия подвижных контактов, исключаются искрение и появление меднографитовой пыли.

В НГТУ совместно с объединением Волжский автомобильный завод на основании совместного авторского изобретения СССР А.с. № 808340 спроектировали и изготовили торцевые асинхронные двигатели, габариты которых позволили разместить их в ступице колеса автомобиля ВА32102. Два таких электромобиля успешно прошли испытания о Автовазе.

При проектировании асинхронных электродвигателей для мотор колес использовалась разработанная в НГТУ специальная методика расчета плоских (торцевых электродвигателей) которая пригодна для проектирования мотор колес любых габаритов при заданных массогабаритных показателях.

Методика расчета базируется на теории  $E-H$  схемной аппроксимации сплошных сред звеном в виде  $E-H$  четырехполюсника. Если среда активна, она аппроксимируется активным четырехполюсником, в противном случае пассивным. Параметры получаемых  $E-H$  звеньев являются функциями геометрических параметров зон электрических машин. При расчетах считается, что магнитная проницаемость всех зон электродвигателя считается конечной, определяемой соответствующими кривыми намагничивания. При синтезе  $E-H$  четырехполюсников, среды, в которых распространяется электромагнитное поле считаются сплошными, что не учитывает неравномерности распределения электромагнитного поля в зубцовом слое, обусловленном конструктивными особенностями машины.

Для учета этих особенностей была решена специальная задача с использованием собственных кусочно-непрерывных функций.

Таким образом, в методике расчета торцевых асинхронных двигателей предложена машинно-математическая модель, в основу которой положена интегральная схема замещения, представляющая собой нелинейную электрическую цепь [1-10].

Расчет этой цепи проводится с использованием нелинейных вольтамперных и фазоамперных характеристик. Реализованная модель позволяет производить оптимизационные расчеты торцевых электродвигателей, учитывая критерии оптимальности и ограничения, определяемые системой управления.

### Список литературы

1. Петренко Ю.В., Литвинов Б.В. Влияние конечной величины магнитной проницаемости магнитопровода трехфазной торцевой электрической машины на ее интегральные характеристики. – Новосибирск: Электрические беспазовые машины переменного тока. – 1973. – С. 63- 68.
2. Инкин А.И., Аксютин В.А., Зайцев А.М., Петренко Ю.В., Магнитные поля в локальных областях дискретно-неоднородных зубцово-пазовых структур электрических машин. – Владимир: тезисы доклада 6-ой всесоюзной конференции. – 1982. – С. 16-18.
3. Казанский В.М., Инкин А.И., Зонов В.Н., Бухгольц Ю.Г., Петренко Ю.В. Встраиваемый торцевой асинхронный электродвигатель мотор-колеса легкового автомобиля. – Владимир, тезисы доклада 5-ой Всесоюзной научно-технической конференции. 1980. – С. 114-116.
4. Нейман В.Ю., Евреинов Д.М., Нейман Л.А., Скотников А.А., Смирнова Ю.Б. Способы повышения энергетических показателей однообмоточных импульсных устройств с электромагнитным возбуждением // Транспорт: Наука, техника, управление: Научный информационный сборник. – М.: Изд-во ВИНТИ, – 2010. – №8. – С. 29-31.
5. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий // Электротехника. – 2003. – №9. – С. 25-30.
6. Neyman V. Yu., Neyman L. A., Petrova A. A. Comparison of geometrically similar electromagnet systems by means of the constancy condition of heat criterion // Russian Electrical Engineering. – 2011. – Vol. 82, iss. 12. – P. 651-652.
7. Neyman V. Yu., Neyman L. A., Petrova A. A., Skotnikov A. A., Rogova O. V. On the question of taking into account the main dimensions when selecting type of electromagnet according to value of constructive factor // Russian Electrical Engineering. – 2011. – Vol. 82, iss. 6. – P. 328-331.
8. Нейман В.Ю. Анализ процессов энергопреобразования линейных электромагнитных машин с аккумулярованием магнитной энергии в динамических процессах // Электротехника. – 2003. – № 2. – С. 30-36.
9. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий// Электротехника. – 2003. – № 9. – С. 25-30.
10. Нейман В.Ю., Нейман Л.А., Петрова А.А. О методике к выбору типа электромагнита по значениям конструктивного фактора // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. № 2. – С. 310-313.

## ЭНЕРГИЯ В ЛИНЕЙНОМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ДВИГАТЕЛЕ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

*Скотников А.А., Аксютин В.А., Зонов В.Н., Лаппи Ф.Э., Петренко Ю.В.  
Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

В процессе преобразования электрической энергии в механическую энергию помимо полезной энергии возникают потери, которые сопровождаются выделением тепла. В силу специфики рабочего режима ЛЭМД [1-3] и большого числа постоянно изменяющихся параметров [4] точно рассчитать потери аналитическими методами невозможно. Поэтому для их определения использовались результаты экспериментального исследования [5-9]. Сопоставление полученных результатов и позволит решить поставленную задачу.

Основной характеристикой двигателей такого типа, в большей степени отражающей протекающие внутренние процессы, является магнитная характеристика  $\psi(i)$  (рисунок 1). Площадь, ограниченная кривой магнитной характеристики определяет энергию, затраченную на перемещение якоря и увеличение его кинетической энергии. Площадь между расчетной 1 и экспериментальной 2 характеристикой определяет потери магнитной и механической систем двигателя. Заштрихованная область на рис. 1, определяет величину энергии, которую ЛЭМД может возратить обратно в сеть во время бестоковой паузы. Ее величина может быть определена по формуле:

$$W = \int_{\psi_{\max}}^0 id\psi.$$

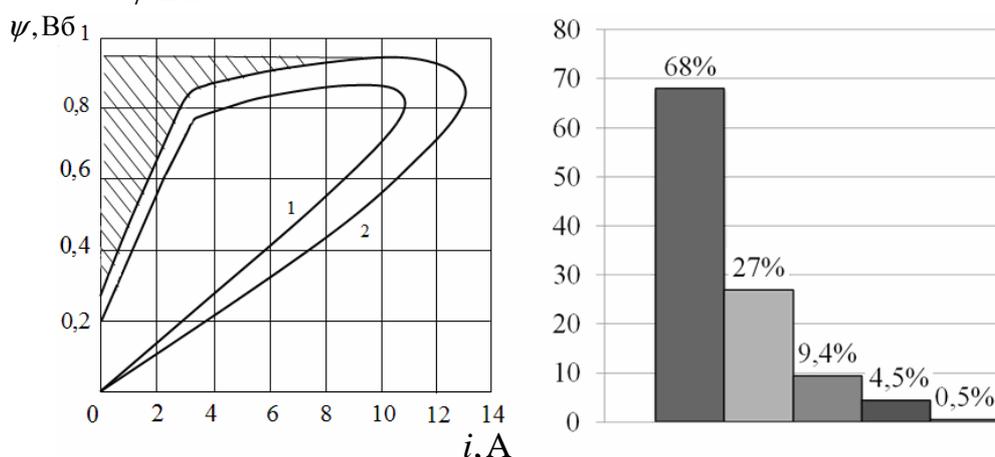


Рисунок 1 – Магнитные характеристики и распределение энергии в ЛЭМД

На рисунке 1 также представлена диаграмма распределения энергии в ЛЭМД ударного действия. Анализируя работу двигателей такого типа, можно сказать, что энергия, затраченная на перемещение якоря полностью соответствует энергии магнитного поля и составляет 27%. Магнитные и

механические потери не превышают 5% и могут быть полностью скомпенсированы энергией, возвращенной в сеть в период бестокой паузы (9%). Максимум энергии – 68% выделяется в катушке в виде тепла.

Снижение активных потерь в проводнике катушки не только повысит энергетические характеристики, но и снизит тепловую нагрузку на двигатель.

### Список литературы

1. Нейман Л.А. Приближенный расчет повторно-кратковременного режима работы циклического электромагнитного привода / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман // Актуальные проблемы энергосберегающих электротехнологий (АПЭЭТ–2014): сб. науч. тр. 3 междунар. конф., Екатеринбург, 17-20 марта 2014 г. – Екатеринбург, 2014. – С. 211-213.
2. 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.
3. Нейман Л.А. Исследование зависимости температуры нагрева электромагнитного двигателя в переходных режимах / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман, А.А. Скотников // Электромеханика, электротехнологии, электрические материалы и компоненты (МКЭЭЭ–2012): тр. 14 междунар. конф., Крым, Алушта, 23-29 сент. 2012 г. – С. 159-161.
4. Нейман В.Ю. К вопросу учета главных размеров при выборе типа электромагнита по значению конструктивного фактора / А.А. Петрова, Л.А. Нейман, А.А. Скотников, В.Ю. Нейман, О.В. Рогова // Электротехника. – 2011. – № 6. – С. 50-53.
5. Скотников А.А. Исследование линейной электромагнитной машины виброударного действия для привода прессового оборудования / А.А. Скотников // Актуальные проблемы в машиностроении: материалы 1-ой междунар. науч.-практ. конф., Новосибирск, 26 марта 2014 г. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2014. – С. 275-278.
6. Угаров Г.Г., Нейман В.Ю. К оценке режимов работы электромагнитных ударных машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1996. – № 4. – С. 7280.
7. Угаров Г.Г., Нейман В.Ю. Тенденция развития и применения ручных ударных машин с электромеханическим преобразованием энергии // Известия вузов. Электромеханика. – 2002. – № 2. – С. 37-43.
8. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий // Электротехника. – 2003. – №9. – С. 25-30.
9. Мошкин В.И., Нейман В.Ю., Угаров Г.Г. Импульсные линейные электромагнитные двигатели. – Курган: Изд-во КГУ, 2010. – 220 с.

**ПОЛИНОМИАЛЬНОЕ РЕШЕНИЕ ЛИНЕАРИЗИРОВАННЫХ ЗАДАЧ  
ОСЕСИММЕТРИЧНОГО СОСТОЯНИЯ В ТЕОРИИ МАЛЫХ  
УПРОГОПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ**

*Петров Н.И.*

*Чувашский государственный университет им. И.Н.Ульянова, Чебоксары*

Уравнение для определения функции напряжений имеет вид [2]

$$\frac{\partial^4 \Phi}{\partial r^4} - \frac{2}{r} \frac{\partial^3 \Phi}{\partial r^3} + \frac{3}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} - \frac{3}{r^3} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{3A-B}{B} \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left( \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial z^4} = 0. \quad (1)$$

Решение будем искать в виде разложений по четным и нечетным степеням  $z$ . Положим

$$\Phi = R_4 z^4 + R_2 z^2 + R_0. \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1), получим

$$(\nabla_1 R_4) z^4 + (\nabla_1 R_2) z^2 + (\nabla_1 R_0) + 12\beta (\nabla_2 R_4) z^2 + 2\beta (\nabla_2 R_2) + 24R_4 = 0, \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} \nabla_1 &= \frac{\partial^4}{\partial r^4} - \frac{2}{r} \frac{\partial^3}{\partial r^3} + \frac{3}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{3}{r^3} \frac{\partial}{\partial r}, \\ \nabla_2 &= \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}, \quad \beta = \frac{3A-B}{B}. \end{aligned} \quad (4)$$

Из (3) следует

$$\begin{aligned} \nabla_1 R_4 &= 0, \\ \nabla_1 R_2 + 12\beta \nabla_2 R_4 &= 0, \\ \nabla_1 R_0 + 2\beta \nabla_2 R_2 + 24R_4 &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Решение уравнений (5) имеет вид

$$\begin{aligned} R_4 &= \frac{1}{4} C_{11} r^4 + \frac{1}{2} \left[ \left( C_{12} - \frac{C_{13}}{2} \right) + C_{13} \ln r \right] r^2 + C_{14}, \\ R_2 &= -\frac{1}{8} \beta C_{11} r^6 + \frac{1}{4} \left[ \left( C_{31} + \frac{3}{4} \beta C_{13} \right) - 3\beta C_{13} \ln r \right] r^4 + \frac{1}{2} \left[ \left( C_{32} - \frac{1}{2} C_{33} \right) + C_{33} \ln r \right] r^2 + C_{34}, \\ R_0 &= \frac{1}{192} (\beta^2 - 1) C_{11} r^8 + \frac{1}{48} \left( -\beta C_{31} + 3C_{12} + (2\beta^2 - 5) C_{13} \right) + 3(\beta^2 - 1) C_{13} \ln r r^6 + \\ &+ \frac{1}{4} \left[ \left( C_{51} + \frac{1}{8} (\beta C_{33} + 12C_{14}) \right) - \frac{1}{2} (\beta C_{33} + 12C_{14}) \ln r \right] r^4 + \frac{1}{2} \left[ \left( C_{52} - \frac{1}{2} C_{53} \right) + C_{53} \ln r \right] r^2 + C_{54}. \end{aligned} \quad (6)$$

Далее положим

$$\Phi = R_3 z^3 + R_1 z \quad (7)$$

Подставив (7) в (1), получим уравнение

$$(\nabla_1 R_3) z^3 + (\nabla_1 R_1) z + 6\beta (\nabla_2 R_3) z = 0 \quad (8)$$

Из (8) следует

$$\nabla_1 R_3 = 0,$$

$$\nabla_1 R_1 + 6\beta \nabla_2 R_3 = 0. \quad (9)$$

Решение уравнений (9) имеет вид

$$R_1 = -\frac{1}{16}\beta C_{21}r^6 + \frac{1}{4}\left[\left(C_{41} + \frac{3}{8}\beta C_{23}\right) - \frac{3}{2}\beta C_{23} \ln r\right]r^4 + \frac{1}{2}\left[\left(C_{42} - \frac{1}{2}C_{43}\right) + C_{43} \ln r\right]r^2 + C_{44},$$

$$R_3 = \frac{1}{4}C_{21}r^4 + \frac{1}{2}\left[\left(C_{22} - \frac{C_{23}}{2}\right) + C_{23} \ln r\right]r^2 + C_{24}. \quad (10)$$

Очевидно, разложения (2) и (7) по четным и нечетным по четным нечетным степеням независимы. Из определенных выражений (6) и (10) очевиден алгоритм построения решения в случае высших степеней  $z$ . Соотношения (2), (6), (7) и (10) могут быть использованы для определения компонент напряжений и деформаций.

### Список литературы

1. Ильюшин А.А. Пластичность. – М.: Гостехиздат, 1948. – 376 с.
2. Ивлев Д.Д., Ершов Л.В. Метод возмущений в теории упругопластического тела. – М.: Наука, 1978. – 208 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕГРЕВА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ДИНАМИКУ ЕГО РАБОТЫ

*Скотников А.А., Аксютин В.А., Зонов В.Н., Лаппи Ф.Э., Петренко Ю.В.,  
Хуан А.П.*

*Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

Повторно кратковременный режим работы в низкочастотных линейных электромагнитных двигателях (ЛЭМД) ударного действия является основным рабочим режимом [1-7]. Увеличение числа срабатываний ведет к увеличению перегрева [8], что может сказаться на его силовых характеристиках.

В данной работе приведены результаты исследования, в котором получена зависимость изменения КПД ЛЭМД при его перегреве в диапазоне значений от 0 до 70 градусов. В исследовании используется ряд допущений: увеличение температуры ЛЭМД влияет только на удельное сопротивление медного проводника в катушке; механическая энергия удара якоря равна энергии магнитного поля, затраченной на его перемещение за вычетом магнитных потерь ЛЭМД.

Расчет КПД производился по формуле:

$$\eta = \frac{E_{\text{мех}}}{E_{\text{ист}}} \cdot 100$$

где  $E_{\text{ист}}$  – энергия затраченная из сети;  $E_{\text{мех}}$  – энергия удара якоря.

Расчет  $E_{\text{мех}}$  производился с учетом динамического режима работы, по методике [9]. Зависимость удельного сопротивления медного проводника  $\rho(\tau)$  от величины перегрева получена из [10].

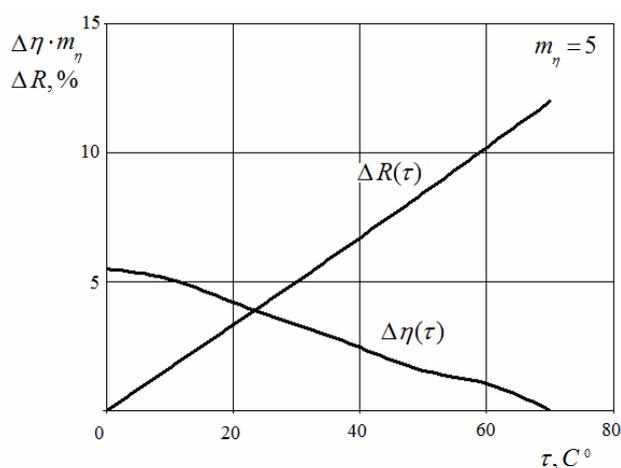


Рисунок 1 – Влияние перегрева двигателя на активное сопротивление и КПД

На рисунке 1 представлены зависимости изменения КПД и активного сопротивления  $R$  от величины перегрева  $\tau$  в указанном диапазоне. Из графика

видно, что при увеличении температуры на 70 градусов активное сопротивление катушки может увеличиться чуть более чем на 10%, КПД при этом снизится только на 1 %.

**Выводы.** Увеличение температуры ЛЭМД приводит к изменению активного сопротивления проводника катушки, однако его изменение незначительно и снижает КПД двигателя только на 1%. В соответствии с этим, при расчете вновь проектируемого низкочастотного ЛЭМД ударного действия изменением активного сопротивления проводника, связанного с перегревом, можно пренебречь

### Список литературы

1. 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.
2. Мошкин В.И., Нейман В.Ю., Угаров Г.Г. Импульсные линейные электромагнитные двигатели. – Курган: Изд-во КГУ, 2010. – 220 с.
3. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий // Электротехника. – 2003. – №9. – С. 25-30.
4. Нейман В.Ю. Анализ процессов энергопреобразования линейных электромагнитных машин с аккумулярованием магнитной энергии в динамических процессах // Электротехника. – 2003. – № 2. – С. 30-36.
5. Нейман В.Ю. Интегрированные линейные электромагнитные двигатели для импульсных технологий // Электротехника. – 2003. – №9. – С. 25-30.
6. Угаров Г.Г., Нейман В.Ю. К оценке режимов работы электромагнитных ударных машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1996. – №4. – С. 7280.
7. Угаров Г.Г., Нейман В.Ю. Тенденция развития и применения ручных ударных машин с электромеханическим преобразованием энергии // Известия вузов. Электромеханика. – 2002. – № 2. – С. 37-43.
8. Нейман Л.А. Приближенный расчет повторно-кратковременного режима работы циклического электромагнитного привода / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман // Актуальные проблемы энергосберегающих электротехнологий (АПЭЭТ–2014): сб. науч. тр. 3 междунар. конф., Екатеринбург, 17-20 марта 2014 г. – Екатеринбург, 2014. – С. 211-213.
9. Скотников А.А. Методика расчета динамических характеристик линейной электромагнитной машины // Научный потенциал студентов и молодых ученых Новосибирской области: сб. науч. тр. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2014. – С. 100-101.
10. Справочник по электротехническим материалам: в 3-х томах / Под ред. Ю.В. Корицкого, В.В. Пасынкова, Б.М. Тареева. – Л.: Энергоатомиздат, 1988. – 726 с.

## **КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПОЭТАПНОЙ РАЗРАБОТКЕ УСЛОВИЙ И МЕТОДОВ ФОРМИРОВАНИЯ РАБОЧИХ СЛОЕВ НА ПОВЕРХНОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

*Афанасенков М.А.*

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

Одной из основных тенденций современного машиностроения является повышение производительности механообработки при сохранении требуемых качества и точности деталей машин. Эффективность лезвийной обработки на современном этапе развития машиностроения в немалой степени зависит от работоспособности режущего инструмента, которая, в первую очередь, определяется сочетанием физико-механических свойств инструментального материала – твердостью, прочностью, износостойкостью и т.п. Однако, получение оптимального сочетания таких свойств в объеме материала режущего инструмента представляет значительные трудности.

Улучшение эксплуатационных характеристик инструментов является одним из основных направлений повышения ресурса и надежности их работы. Основные и наиболее важные эксплуатационные показатели работоспособности инструментов в значительной степени определяются качеством поверхностных слоев, потому формирование высококачественных поверхностных слоев – одно из наиболее эффективных средств повышения работоспособности инструментов.

В современном автоматизированном машиностроительном производстве важную роль играет внедрение инновационных технологий, позволяющих в значительной мере увеличивать производительность обработки резанием, обеспечивать высокую гибкость производственных процессов. Так же, тенденция увеличения объема механической обработки резанием и рост расходов на её осуществление предъявляют высокие требования к экономическим показателям эффективности машиностроительных производств и, как следствие, возникает необходимость узкого специализированного использования различного режущего инструмента и режимов резания для обработки различных материалов с определенным химическим составом и свойствами.

Однако до настоящего времени отсутствует общепризнанный комплексный подход к исследованию закономерностей построения технологических процессов формирования высококачественных поверхностных рабочих слоев инструментов. Без учета данных, в полной мере объясняющих механизмы явлений, возникающих как при эксплуатации режущих инструментов, так и при реализации способов невозможно научно обоснованно спроектировать технологические процессы нанесения покрытий.

За последние годы накоплено большое число экспериментальных работ, свидетельствующих о значительном интересе к обработке, использующей

потоки высокоэнергетических частиц. На данный момент возникла необходимость в разработке системного подхода к подбору имплантируемых элементов и элементов покрытия, обеспечивающих физико-химические свойства наносимых слоев. Так же необходимы методические указания и алгоритмы действий для подбора методов нанесения покрытий, разработке поэтапного технологического процесса и выбора установки, для реализации метода, с учетом особенностей и требований производств.

Предложенный ниже алгоритм поэтапной разработки условий и методов формирования на поверхности инструмента функциональных слоев позволит систематизировать подход к разработке типового технологического процесса для проектирования узкоспециализированного режущего инструмента. В данном алгоритме охвачена целиком область очередности действий, включающая в себя оценку всех параметров обрабатываемого изделия, разработку технологического процесса нанесения рабочего слоя, выбор химических элементов для модификации, материала основы инструмента и заканчивая выбором установки и метода нанесения износостойкого покрытий.

Одним из первых этапов, необходимых для формирования на поверхности режущего инструмента правильного функционального слоя, является анализ условий эксплуатации изделия, изучение закономерности процессов, происходящих на контактных поверхностях и технических требований, предъявляемых к изделию. При оценке технических требований к изделию необходимо учитывать его назначение, особенности геометрической формы, физико-механические свойства материала, требуемые параметры качества поверхности и пр.

Тщательное изучение технических требований к изделию позволяет сформировать технологический процесс для его обработки и произвести анализ режимов резания, необходимых для изготовления будущего изделия. Данные по типу и числу технологических переходов, полученные в результате анализа режимов обработки, позволяют определить режимы резания, которые будут использоваться для обработки изделия.

Полученные расчетные данные о режимах резания позволяют определить действительные условия эксплуатации инструмента с нанесенным функциональным покрытием, а значит учесть температурные режимы обработки, нагрузку в зоне резания и пр.

Однако не менее важной для выбора наносимого покрытия на режущий инструмент является и оценка химического состава обрабатываемого изделия. Взаимная химическая инертность элементов, входящих в состав обрабатываемой заготовки и покрытия режущего инструмента позволяет дополнительно снизить износ инструмента и повысить качество обрабатываемой поверхности.

Имея резюмированные данные о химическом составе материала заготовки и условиях работы будущего инструмента с функциональным покрытием, возможно формирование технологического процесса нанесения покрытия на режущий инструмент. Типовой технологический процесс модификации поверхностного слоя режущего инструмента состоит из нескольких технологических переходов:

- 1) распыление дефектного поверхностного слоя;
- 2) создание переходного модифицированного слоя между основой и последующими подслоями покрытия;
- 3) формирование композитного покрытия;

Исходя из имеющихся данных по условиям работы режущего инструмента и разработанный технологический процесс нанесения функционального покрытия на его поверхность, а так же принимая во внимание химический состав материала обрабатываемой заготовки, возможен выбор соответствующих материалов из базы данных для нанесения покрытия на рабочую часть режущего инструмента.

С учетом химического состава наносимого на поверхность режущего инструмента материала объективен выбор наиболее оптимального материала основы инструмента, который в процессе обработки будет обеспечивать наиболее эффективную адгезию наносимого рабочего слоя, тем самым обеспечивая максимально возможный уровень повышения всех эксплуатационных характеристик инструмента.

На заключительном этапе разработки метода формирования на поверхности режущего инструмента износостойкого функционального слоя, целесообразен выбор наиболее эффективного способа его нанесения, а так же, соответственно, установки и условий обработки. Необходимо принимать во внимание особенности технологического процесса, размеры заготовки, объемы партии обрабатываемых инструментов и пр.

Предлагаемый алгоритм, по нашему мнению, обеспечит более структурированный подход к разработке режущего инструмента, позволяя делать наиболее целесообразный выбор всех необходимых частей составляющих процесс его разработки. То есть алгоритм позволит систематизировать и наиболее эффективно применять накопленные знания в области модификации поверхностного слоя режущего инструмента.

### **Список литературы**

1. Зубарев Ю.М. Современные инструментальные материалы. – С-Пб.: Изд-во Лань, 2008. – 224 с.
2. Зубарев Ю.М., Ревин Н.Н. Повышение работоспособности деталей машин и инструментов. – С-Пб.: Изд-во С-Пб ГПУ, 2013. – 125 с.
3. Сенчило И.А., Зубарев Ю.М., Бабошкин А.Ф. и др. Технология обработки с использованием потоков высокоэнергетических частиц. – СПб., Изд-во ПИМаш, 2004. – 116с.
4. Григорьев С.Н. Методы повышения стойкости режущего инструмента. – М.: Изд-во Машиностроение, 2011. – 368 с.
5. Зубарев Ю.М, Круглов А.И., Семейкин Д.В. Системный подход к подбору имплантирующих элементов при ИВМ путем создания алгоритма // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия «Прогрессивные технологии в машиностроении». – 2013. – Вып. 9, №7 (110). – С. 22-25.

## НОВЫЙ ПРЕЦИЗИОННЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЧИВОСТИ ДИНАМИКИ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

*Ткачева Т.А.*

*Московский государственный машиностроительный университет, Москва*

Один из аспектов инновационности машиностроения связан с возможностью проведения высоко точных время-пространственных исследований любых механизмов и машин, в т.ч. и наноразмерном диапазоне. Каждый механизм индивидуален по своим свойствам, показателям и характеристикам. Известно, что в процессе работы любых измерительных механизмов (ИМ) приборов (в частности, аналоговых электромеханических) происходит износ деталей и узлов, изменяется геометрия и т.д. ввиду отклонения от нормированных условий их эксплуатации. Поэтому особенности текущей динамики этих ИМ определяются изменчивостью при функционировании угла поворота в процессе их работы, которую можно описать следующими соотношениями (например, для магнитоэлектрического измерительного механизма, имеющего чувствительность в наноразмерном диапазоне). Вращающий момент может быть определён как

$$M_{\text{вр}} = I \cdot S \cdot \omega \cdot \alpha, \quad (1)$$

где  $M_{\text{вр}}$  – вращающий момент;  $I$  – измеряемый ток;  $S$  – площадь рамки измерительного механизма;  $\omega$  – число витков;  $\alpha$  – угол поворота рамки ИМ.

ИМ работает в различных режимах в зависимости от схемы включения, нагрузочной характеристики, влияния внешних факторов и многого другого. Для детального аналитического высокоточного исследования динамики ИМ в данном случае используется классический математический аппарат частных производных, подробно разработанный замечательным русским учёным, выдающимся математиком Софьей Васильевной Ковалевской.

Т.е. изменения  $M_{\text{вр}}$  запишем в виде полного дифференциала

$$d(M_{\text{вр}}) = \frac{\partial M_{\text{вр}}(I, S, \omega, \alpha)}{\partial I} dI + \frac{\partial M_{\text{вр}}(I, S, \omega, \alpha)}{\partial \omega} d\omega + \frac{\partial M_{\text{вр}}(I, S, \omega, \alpha)}{\partial S} dS + \frac{\partial M_{\text{вр}}(I, S, \omega, \alpha)}{\partial \alpha} d\alpha. \quad (2)$$

После преобразований получаем выражение

$$d(M_{\text{вр}}) = (I, S, \omega, \alpha) dI + (I, S, \omega, \alpha) dS + (I, S, \omega, \alpha) d\alpha. \quad (3)$$

При аналитическом исследовании изменчивости  $M_{\text{вр}}$  ИМ функционально представляемой моделью в виде сложной функции многих переменных и её полным дифференциалом (1), при решении задач определения изменчивости динамических характеристик и точности удобно переходить от полных дифференциалов к приращениям. А значит, затем иметь возможность точно рассчитывать и относительные погрешности параметров –  $\gamma(I)$ ,  $\gamma(S)$ ,  $\gamma(\alpha)$  [1].

Далее, имея в виду, что

$$d(I) \approx \Delta(I), \quad d(S) \approx \Delta(S), \quad d(\alpha) \approx \Delta(\alpha), \quad (4)$$

получаем выражение для приращения  $\Delta M_{\text{вр}}$

$$\Delta(M_{\text{вр}}) = (I, S, \omega, \alpha) \Delta I + (I, S, \omega, \alpha) \Delta S + (I, S, \omega, \alpha) \Delta \alpha. \quad (5)$$

Относительные погрешности параметров –  $\gamma(I)$ ,  $\gamma(S)$ ,  $\gamma(\alpha)$  определяем из

$$\frac{\Delta M_{ep}}{M_{ep}} = \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta S}{S} + \frac{\Delta \alpha}{\alpha}. \quad (6)$$

Получаем  $\gamma_{M_{ep}} = \gamma_I + \gamma_S + \gamma_\alpha$ . (7)

Как видим из (6)  $\frac{\Delta M_{ep}}{M_{ep}}$ ,  $\frac{\Delta I}{I}$ ,  $\frac{\Delta S}{S}$  и  $\frac{\Delta \alpha}{\alpha}$  – это гиперболические функции.

Заметим, что при износе ИМ изменяется два показателя: положение центра тяжести ИМ; число степеней свободы, что влечёт за собой снижение надёжности ИМ.

Для учёта изменчивости  $M_{ep}$  введём поправочные коэффициенты

$$\gamma_{M_{ep}} = \gamma_I + \gamma_S \cdot K_S + \gamma_\alpha \cdot K_\alpha. \quad (8)$$

где  $K_S$ ,  $K_\alpha$  – коэффициенты, характеризующие изменение: положения центра тяжести и числа степеней свободы ИМ, соответственно.

Число переменных для исследования истинной динамики ИМ приборов может быть бесконечно велико. И детальное (процессное) исследование означает увеличение полноты и достоверности получаемых расчётных данных.

Этот метод для конкретных компьютерных расчётов может быть реализован в свободных алгоритмическом и программном обеспечениях. Кроме того, он применим для любых типов устройств (механики, электрики, электроники (силовых, например, для горной техники (карьерного автотранспорта, экскаваторов и т.д.) и прецизионных (например, бортовой измерительной техники)) и любых их сочетаний) [2-4].

### Список литературы

1. Ткачева Т.А. Методология прецизионности оценки метрологических показателей ЦИИС наноразмерного диапазона, обеспечивающих надёжность АИМ // МК и выставка «ЦИФРОВАЯ ОБРАБОТКА СИГНАЛОВ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ». Март 2009. – М: НТО РЭС им. А.С. Попова, 2009. – Выпуск: IX-2. – С. 550-553.
2. Ткачева Т.А. Необходимость и методология оценки точности нанодинамических процессов при управляемом частотном мостовом измерительном RC- преобразовании на горно-промышленных объектах // Труды первой Российско-Белорусской НТК «Элементная база отечественной радиоэлектроники». – Нижний Новгород: Нижегородское региональное отделение РНТО РЭС им. А.С. Попова, 2013. – С. 221-225.
3. Ткачева Т.А. Системы процессного технологического наблюдения нового поколения для горно-добывающего производства // Сб. трудов XV Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасность России: новые подходы к развитию угольной промышленности». – Кемерово, 2013. – С.72-75.
4. Ткачева Т.А. Возможности мостовых RC-преобразователей в механизмах горного оборудования // Труды LVI научной сессии, посвящённой Дню радио. Том 1. – М.: НТО РЭС им. А.С. Попова, 2011. – С. 195-196.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МГНОВЕННОГО К.П.Д. ШЕСТИЗВЕННЫХ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫХ МЕХАНИЗМОВ III КЛАССА

*Надеждин И.В.*

*Рыбинский государственный авиационный технический университет  
им. П.А. Соловьева, Рыбинск*

При кинестатическом анализе шестизвенных кривошипно-ползунных механизмов III класса для более объективной оценки действующих нагрузок следует учитывать влияние сил трения в кинематических парах путем введения мгновенного к.п.д., который учитывает потери в цепи звеньев от ведущего звена до рассматриваемого.

Рассмотрим методику определения мгновенного к.п.д. применительно к шестизвенным кривошипно-ползунным рычажным механизмам III класса (рисунок 1). В данном механизме мощность, подводимая от двигателя через шатун 2, посредством базисного звена  $DCF$  разветвляется к ползуну 5 и коромыслу 4, причем к последнему поступает лишь диссипативная мощность, рассеиваемая за счет сил трения в шарнирах  $C$  и  $D$ .

Мгновенный к.п.д. рассматриваемых механизмов определяют по формуле

$$\eta_{\varphi} = \eta_A \cdot \eta_B \cdot \eta_3 \cdot \eta_5, \quad (1)$$

где  $\eta_A$  и  $\eta_B$  – к.п.д. вращательных кинематических пар  $A$  и  $B$ ,

$\eta_3$  и  $\eta_5$  – к.п.д. базисного звена 3 с учетом потерь во вращательных парах  $D, C, F, E$  и ведомого ползуна 5 соответственно.

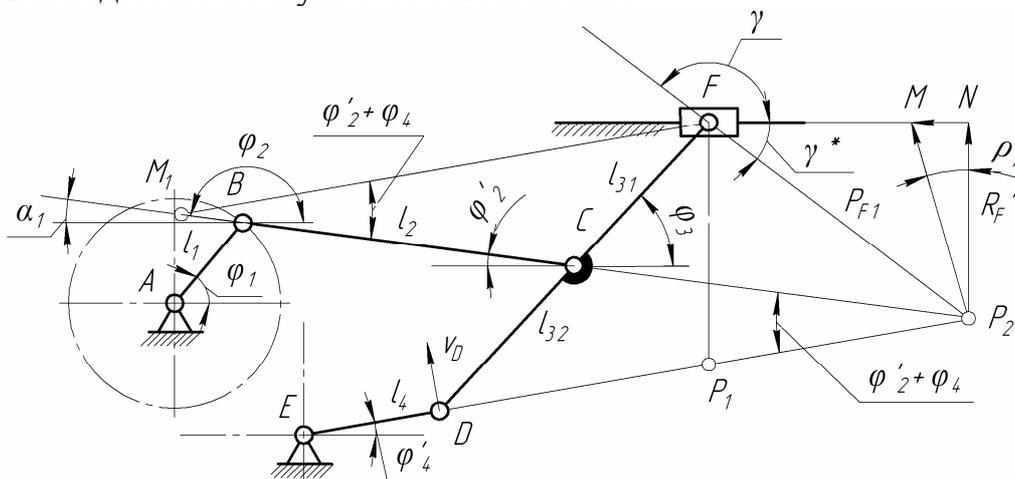


Рисунок 1 – Расчетная схема кривошипно-ползунного механизма III класса для определения мгновенного к.п.д. базисного звена

Расчет мгновенных к.п.д.  $\eta_A$ ,  $\eta_B$  и  $\eta_5$  подробно изложен в [1-4]. Рассмотрим более подробно методику определения к.п.д.  $\eta_3$  базисного звена, исходя из условия сохранения мощности.

На расчетной схеме механизма (рисунок 1) точка Ассура  $P_1$  является мгновенным центром вращения базисного звена  $DCF$ ; точка  $P_2$  – полюс повернутого плана сил механизма:

$$\overline{F_n} = \frac{P_H}{\eta_{FO} \cos \gamma} \mu_p; \quad \overline{FM} = P_H \mu_p; \quad \overline{FP_2} = P_F \mu_p, \quad (2)$$

где  $P_H$  – нагрузка на ведомое звено в рассматриваемой фазе кинематического цикла;  $P_F$  – нагрузка, передаваемая базисным звеном  $DCF$  ползуну 5;  $\mu_p$  – переменный масштаб плана сил;  $\gamma$  – угол давления для ведомого ползуна 5.

Из уравнения баланса мощности следует

$$\frac{P_H}{\eta_{FO}} v_F + P_F \omega_3 f_F r_F + P_H [f_{02} r_{02} \omega_4 + f_D r_D (\omega_4 \pm \omega_3)] + P_2 f_C r_C (\omega_2 \pm \omega_3) = \\ = P_2 v_C \cos \alpha_C,$$

где  $f_C, f_D, f_{02}, f_F$  – коэффициенты трения в соответствующих шарнирах механизма и направляющей ползуна 5;  $r_C, r_D, r_{02}, r_F$  – радиусы цапф соответствующих шарниров, откуда находим усилие в шарнире  $P_2$ .

$$P_2 = \frac{P_H (1 - f_F \operatorname{tg} \gamma^*) - \frac{P_F \omega_3 f_F r_F}{P_H v_3} + \frac{P_H}{P_H} [f_{02} r_{02} \omega_1 v_C^{-1} + f_D r_D (\omega_4 \pm \omega_3) v_C^{-1}]}{\cos \alpha_C - f_C r_C (\omega_2 \pm \omega_5)}. \quad (3)$$

Из плана сил (рисунок 1) находим искомые величины сил в кинематических парах кривошипно-ползунного механизма:

$$P_F = \frac{P_H}{\eta_{FO} \cos \gamma_1}; \\ P_2 = P_F \frac{\sin(\varphi_2 - \gamma^*)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_y)} = \frac{P_H \sin(\varphi_2 - \gamma^2)}{\eta_{FO} \sin(\varphi_2 + \varphi_y) \cos \gamma^*}; \\ P_4 = P_F \frac{\sin(\gamma^* - \varphi_2)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_4)} = \frac{P_H \sin(\gamma - \varphi_2)}{\eta_{FO} \sin(\varphi_2 - \varphi_4) \cos \gamma^*}.$$

Подставив найденные силы  $P_2, P_4, P_F$  в формулу (3), после преобразования получим

$$P_2 = P_4 \frac{1 + P_{FHO} v_{Fi}^{-1} \omega_{3i} f_F r_F + P_{4HO} [f_{02} r_{02} \omega_{4i} v_{Ci}^{-1} + f_D r_D (\omega_{4i} + \omega_{3i}) v_C^{-1}]}{\eta_{FO} \cos \alpha_C - \eta_{Fi} f_C r_{CO} (\omega_{2i} \pm \omega_{3i}) v_{Ci}^{-1}}.$$

При отсутствии трения в кинематических парах  $P_2^0 = P_H \cos^{-1} \alpha_C$ . Тогда общий мгновенный к.п.д. базового звена  $DCF$  будет иметь вид

$$\eta_\varphi = \frac{P_{2H}}{P_2} = \frac{\eta_{FO} - f_C r_{CO} \frac{(\omega_{2i} \pm \omega_{3i}) \eta_{FO}}{v_{FO} \cos \alpha} + P_H / P_H}{1 + P_{FHO} \frac{\omega_{3i}}{v_{Ci}} f_F r_{FO} + P_{4HO} [f_{02} r_{02} \omega_{4i} v_{Ci}^{-1} + f_D r_D (\omega_{4i} + \omega_{3i}) v_C^{-1}]}. \quad (4)$$

При отсутствии трения в шарнирах  $E, D, C, F$  мгновенный к.п.д. рассматриваемого механизма будет равен

$$\eta_{\varphi 1} = 1 - f_{FO} \operatorname{tg} \gamma. \quad (5)$$

При наличии дополнительного трения в шарнире  $F$  ползуна

$$\eta_{\varphi 2} = \frac{\eta_{FO} \eta_C}{1 + \eta_F v_{Ci}^{-1} P_{4HO} f_{02} r_{02} \omega_{4i}} = \eta_{FO} \eta_F \eta_{02},$$

где  $\eta_{02} = \left[ 1 - \frac{\eta_0 P_{4H0} f_{02} r_{02} \omega_{4i}}{v_{Ci}} \right]^{-1}$ .

При наличии трения только в кинематических парах  $F$  и  $D$

$$\eta_{\varphi 3} = \frac{\eta_{F0} \eta_F \eta_2}{1 + P_{4H0} f_D r_{D0} \eta_F \eta_{02} (\omega_{4i} \pm \omega_{3i}) / v_{Ci}} = \eta_{F0} \eta_F \eta_2 \eta_D,$$

где  $\eta_D = \left[ 1 + \frac{P_{4H0} f_D r_D (\omega_{4i} \pm \omega_{3i}) \eta_F \eta_{02}}{v_{Ci}} \right]^{-1}$ .

При наличии трения в кинематических парах  $C$ ,  $F$  и  $D$

$$\eta_{\varphi 4} = \eta_{F0} \eta_F \eta_{02} \eta_D \left| 1 - f_C r_{C0} \frac{(\omega_{2i} \pm \omega_{3i}) \eta_{C0}}{v_{Ci} \cos \alpha_C} \right| = \eta_{C0} \eta_F \eta_{02} \eta_D \eta_C,$$

где  $\eta_C = 1 - f_C r_{C0} \frac{(\omega_{2i} \pm \omega_{3i}) \eta_{C0}}{v_{Ci} \cos \alpha_C}$ .

После определения к.п.д. шарниров  $C$ ,  $F$  и  $D$  следует найти к.п.д. шарнира  $B$  и вращающий момент на ведущем звене 1.

Усилие, передаваемое шатуном 2

$$P_2 = P_H P_{2H0} \eta_{\varphi 4}^{-1} = \frac{P_H P_{2H0}}{\eta_F \eta_{F0} \eta_{02} \eta_C \eta_D}.$$

Из уравнения вращающих моментов на ведущем валу находим к.п.д. в шарнире  $B$

$$\eta_B = T_1^0 / T_1 = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_1 + r_{B0} f_B (\omega_1 \pm \omega_2)} = \frac{1}{a(1 \pm \omega_{2i})},$$

где  $T_1^0 = P_2 r \cos \alpha_1$ ;  $T_1 \omega_1 = P_2 r \cos \alpha_1 + P_2 r_B f_B (\omega_1 \pm \omega_2)$ ;  $a = 1 + r_B f_B (\cos \alpha_1)^{-1}$ .

Таким образом, вращающий момент  $T_1$  в шарнире  $B$  с учетом к.п.д. определяется по формуле

$$T_1 = \frac{P_2}{\eta_B} r \cos \alpha_1 \left( 1 - \frac{r_{01} f_{01}}{\cos \alpha_1} \right); \quad T_1^0 = \frac{P_2 r \cos \alpha}{\eta_B}$$

или

$$T_1 = \frac{P_H P_{2H0}}{\eta_F \eta_{F0} \eta_{02} \eta_C \eta_D \eta_E}.$$

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Тир К.В. Метод инвариантов подобия в механике машин. – Львов, 1974. – 101 с.
3. Дуб Я.И. Шестизвенные кривошипно-ползунные механизмы III класса. – Львов, 1974. – 70 с.
4. Надеждин И.В. Проектирование рычажных механизмов цикловых машин-автоматов. – М.: Машиностроение, 2010. – 232 с.

## **ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОДЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ**

*Волкова М.Ю., Егорычева Е.В.*

*Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина,  
Иваново*

В процессе исследований рассматривались вопросы повышения качества окончательной обработки поверхности металла с точки зрения защиты промышленных изделий от коррозии и увеличения их срока службы.

В результате взаимодействия с внешней средой резко ухудшается качество поверхности деталей, которая в значительной степени определяет не только эстетическую ценность промышленного изделия, но и срок службы. Атмосферная коррозия разрушает металл, при этом нередко фронт реакции продвигается вглубь твердого тела, что приводит к изменению объемных свойств металла. При этом влага является основным, стимулирующим коррозию фактором.

Решая задачи, касающиеся повышения срока службы промышленных изделий, важное место следует отдавать совершенствованию и развитию финишных методов обработки: шлифованию, полированию, в процессе которых окончательно формируется поверхностный слой деталей, определяющий их эксплуатационные свойства. За счет уплотнения и выглаживания верхних слоев металла (полирования) появляется не только блеск на поверхности изделия, но и увеличивается его коррозионная стойкость.

Процессы финишной абразивной обработки, относящиеся к низкотемпературным и малоотходным, позволяют при минимальном съеме материала заготовки управлять микрометрическими и физическими показателями поверхностных слоев деталей. К таким методам относятся методы обработки свободными абразивами, например вибрационная обработка (ВиО), центробежно-ротационная обработка (ЦРО), струйно-абразивная обработка (САО), турбоабразивная обработка (ТАО), магнитно-абразивное полирование (МАО) и т.п.

Многочисленными исследованиями установлено, что определяющую роль в обеспечении эксплуатационных характеристик играет состояние поверхностного слоя, который окончательно формируется при финишных операциях. При этом микрогеометрия поверхностей является одним из важнейших эксплуатационных параметров, определяющих надежность и долговечность изделий.

Были исследованы технологические операции отделочной обработки свободными абразивами изделий из цветных металлов, проведенные в следующей последовательности:

- 1) магнитно-абразивное полирование
- 2) центробежно-ротационная обработка;

3) галтовка.

Замеры шероховатости поверхности (рисунок 1) выявили, что, несмотря на появление на поверхности большого количества рисок при ЦРО, шероховатость ее меньше, чем после МАП.

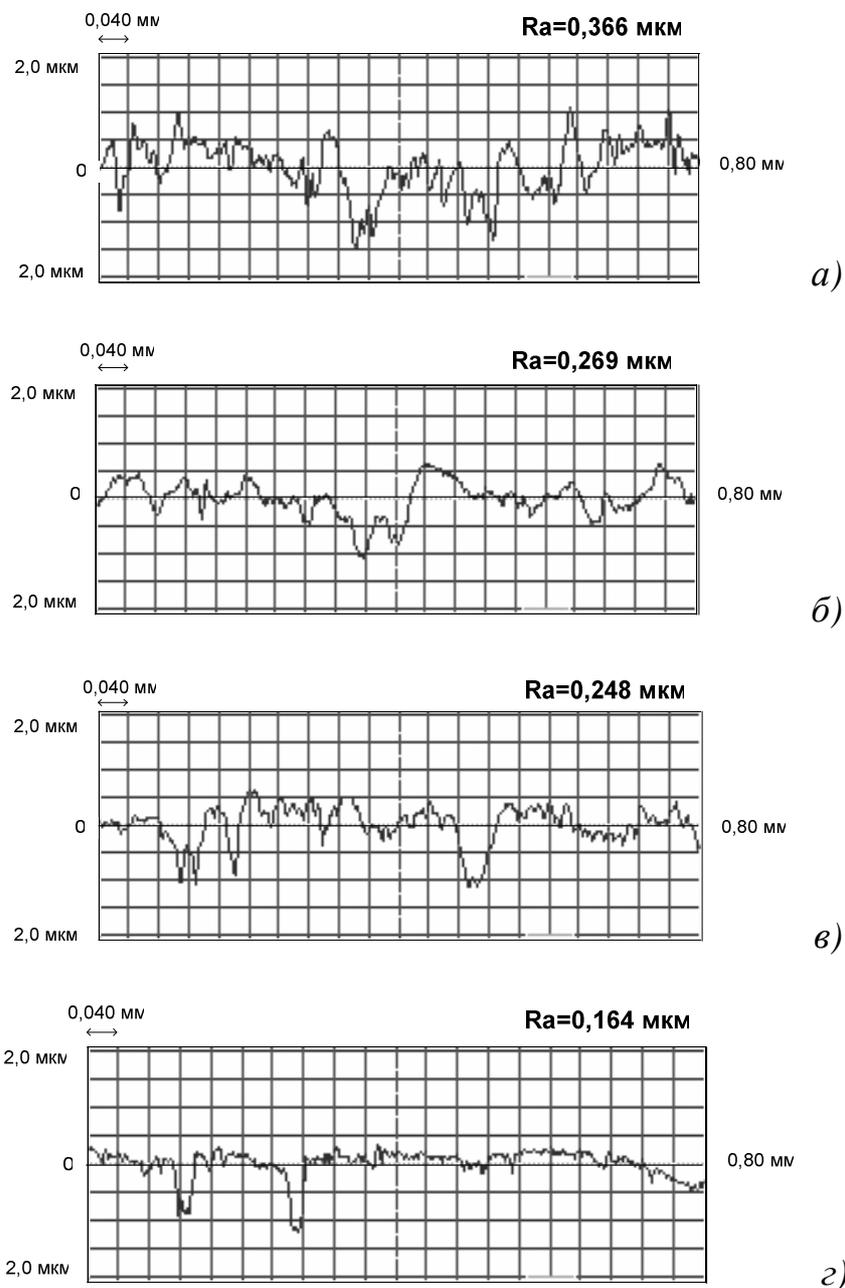


Рисунок 1 – Профилограммы поверхности МНЦ 15-20 после различных способов обработки свободными абразивами: а – до обработки; б – после МАП; в – после ЦРО; г – после галтовки

Наименьшая шероховатость поверхности достигается после галтовки. Результаты исследований аналогичны для всех типов материалов.

Отмечено, что за счет большого съема металла при ЦРО ликвидируются результаты, достигнутые после МАП, что приводит к ухудшению показателей качества поверхности после ЦРО (в частности уменьшение показателя отражательной способности поверхности).

Анализ полученных результатов показывает, что отражательная способность поверхности увеличивается на этапе – МАП и наибольшего значения достигает после галтовки. Отмечено снижение достигнутых значений отражательной способности поверхностей после ЦРО. Причем, масса снимаемого металла минимальна на операциях МАП и галтовки, максимальна на операции ЦРО.

Выявлено, что полирование без съема металла в конце обработки уменьшает шероховатость и увеличивает микротвердость поверхности детали. Для получения перехода от активного резания к полированию, смятию без съема металла, целесообразно выполнять, в первую очередь, центробежно-ротационную обработку, а затем магнитно-абразивное полирование и галтовку. При шлифовке образца необходим последовательный переход от грубой бумаги к тонкой, чтобы не допустить так называемой ложной шлифовки.

Безусловно, что полировка производится только на тех частях изделия, куда может проникнуть средство для полировки. Например, крупные средства не могут проникнуть в мелкие или глубокие впадины. Поэтому форма и размеры средств, для полировки имеют важность. Неправильное шлифование сильно искажает структуру металла и может привести к уменьшению срока службы изделия в целом.

### **Список литературы**

1. Волкова М.Ю. Определение оптимальных режимов магнитно-абразивного полирования // Надежность и долговечность машин и механизмов. Сборник материалов V Всероссийской научно-практической конференции – ФГБОУ ВПО Ивановский институт ГПС МЧС России. – Иваново, 2014. – С. 49-51.
2. Егорычева Е.В. Изменение фазового состава инструмента в процессе резания с применением СОТС / Е.В. Егорычева, М.Ю. Волкова // Потенциал современной науки, Международная конференция, 14 февраля 2014 г., Липецк: Материалы конференции. – Липецк: ООО "Максимал информационные технологии". – 2014. – №1. – С.10-14.
3. Егорычева Е.В. Повышение стойкости режущего инструмента методом комбинированного упрочнения / Е.В. Егорычева, А.А. Гудухина // TECHNICAL SCIENCES: MODERN ISSUES AND DEVELOPMENT PROSPECTS, Международная конференция, 10 декабря 2013 г., SHEFFIELD, S YORKSHIRE, UK: Материалы конференции. – Score Academic House. – 2014. – С.26-29.

## ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДЛЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Рахматов Р.И.*

*Московский автомобильно-дорожный государственный технический  
университет, Москва*

**Ключевые слова и фразы:** система обработки отработавших газов (СООГ); каталитический блок; сажевый фильтр; дизельный двигатель, EGR, SCR.

**Аннотация:** Представлен анализ тенденций развития систем обработки отработавших газов с учетом экологических стандартов, регулирующих содержание вредных веществ выпускных систем дизельных двигателей.

В связи с ужесточением экологических стандартов в США, Японии, Европе и в России разрабатываются новые системы обработки отработавших газов (СООГ) для удовлетворения этих норм. Начиная с 1992 года для перехода в более высокий экологический класс достаточно было внесения изменений в конструкцию двигателя (до евро-3 включительно), но теперь этого не достаточно и очистка продуктов сгорания происходит в системе выпуска. В таблице 1 приведены различные экологические стандарты.

Как мы уже знаем, из общего количества вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу крупных городов на автомобильный транспорт приходится около 60%. Изначально для перехода на другой экологический класс достаточно было усовершенствовать систему управления двигателем, топливную систему и т.д., для удовлетворения этих норм. Но с внедрением Евро-3 стало очевидным, что снижение содержания NOx и других токсичных веществ в отработавших газах без применения дополнительных устройств невозможно. Поэтому, начиная с 2000 годов на автомобилях, начали широко применять систему рециркуляции отработавших газов (EGR), схема исполнения которой предоставлена на рисунке 2.

Таблица 1 – Экологические стандарты

Экологический стандарт	Оксид углерода (II)(CO)	Оксид азота (NOx)	HC+NOx	Взвешенные частицы (PM)
Евро-1	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	0.14 (0.18)
Евро-2	1.0	-	0.7	0.08
Евро-3	0.64	0.50	0.56	0.05
Евро-4	0.50	0.25	0.30	0.025
Евро-5	0.500	0.180	0.230	0.005
Евро-6	0.500	0.080	0.170	0.005

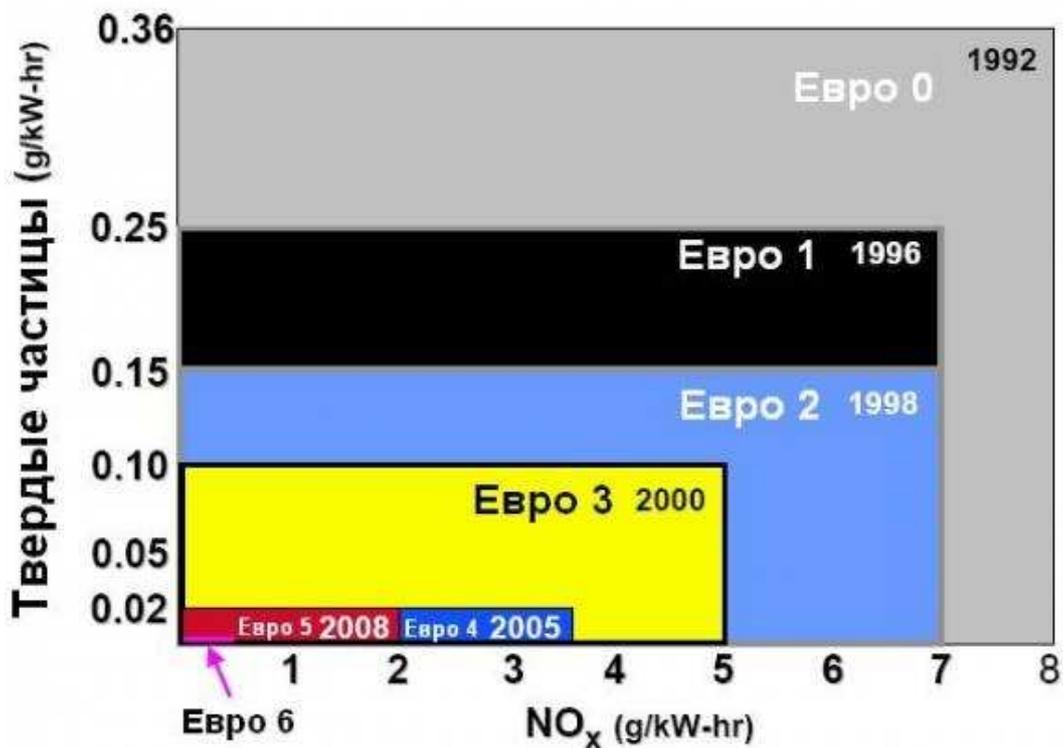


Рисунок 1 – Иллюстрация таблицы 1

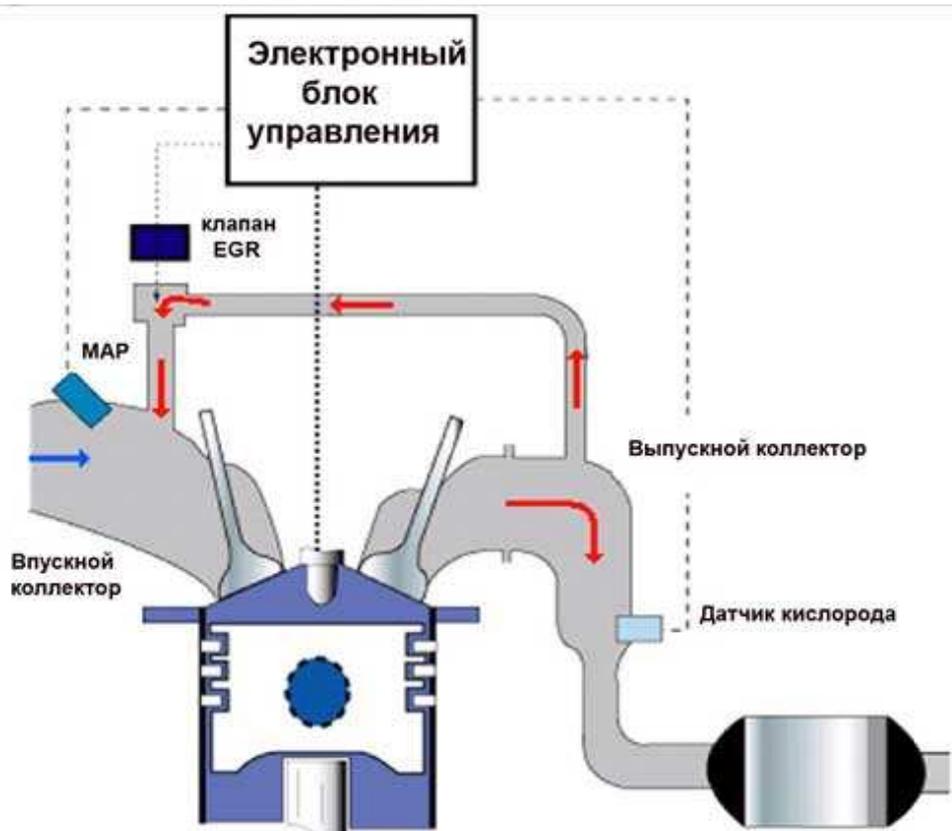


Рисунок 2 – Система рециркуляции отработавших газов (EGR)

Система рециркуляции отработавших газов (EGR) предназначена для снижения токсичности отработавших газов (содержания оксидов азота NO и NO<sub>2</sub>) в режиме частичных нагрузок.

Часть отработавших газов из выпускного коллектора попадает во впускной коллектор как балласт, что вызывает снижение максимальной температуры горения, как следствие, уменьшение выбросов оксидов азота, образующихся при высоких температурах и являющихся одним из самых токсичных веществ. Работа системы EGR вызывает снижение эффективной мощности двигателя. На рисунке 2 показана система рециркуляции отработавших газов с электронным управлением. Система состоит из клапана, соединяющего впускной и выпускной коллекторы, который открывается под действием сигнала, подаваемого электронным блоком управления двигателем (ЭБУ), который формируется по данным о разрежении во впускном коллекторе и содержании кислорода в выпускном тракте. Для стабильной работы двигателя в режиме холостого хода система отключается.

Начало 2005 года ознаменовалось внедрением Евро-4 и системы обработки отработавших газов претерпели множество конструктивных изменений, в том числе был внедрен каталитический нейтрализатор, датчики кислорода и др.

При создании систем обработки отработавших газов стало необходимым, кроме выполнения жестких норм по токсичности, обеспечить требования по шумоглушению и противодействию. При этом каталитический нейтрализатор является основой химических преобразований в системах обработки отработавших газов и оказывает значительное влияние на газодинамические и виброакустические процессы в СООГ. Поэтому при проектировании СООГ на основе конечно-элементного моделирования необходимо использовать параметры каталитических и диссипативных материалов элементов систем обработки отработавших газов, полученные расчетно-экспериментальными методами [1,2].

Конструкция каталитического блока представлена на рисунке 3.

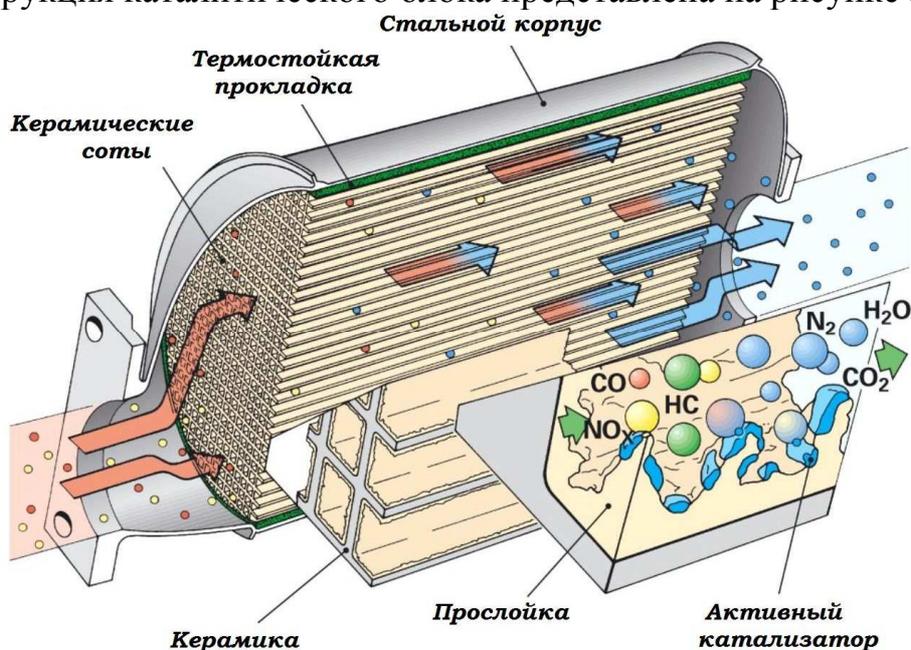


Рисунок 3 – Конструкция каталитического блока

Из опыта проектирования современных систем обработки отработавших газов можно сделать вывод, что, чем меньше размеры сот нейтрализатора, тем больше противодействие и меньше шума они создают.

С 2008 года – Евро 5 заставило разработчиков дизельных систем питания задуматься и о реконструкции системы обработки отработавших газов. В результате в ней появился дополнительный сажевый фильтр. Конструкция сажевого фильтра представлена на рисунке 4. Сажевые фильтры при засорении меняются через каждые 100 тысяч километров, либо чистятся путем сжигания в них сажи. Режим «сжигания» сажи активизируется блоком управления двигателем после получения от специальных датчиков давления в системе обработки отработавших газов информацию о заполнении фильтра. Особенность режима сгорания состоит в том, что в цилиндры на повторное сжигание подается большее количество отработавших газов, впрыскивается больше топлива и снижается подача свежего воздуха. Это значительно увеличивает температуру выхлопа, чем и обеспечивается выгорание сажи.

Керамический или металлокерамический рабочий элемент фильтра чаще всего имеет особую конструкцию, которая обеспечивает равномерное накапливание сажи на всех поверхностях, сохраняя пропускную способность фильтра почти неизменной.

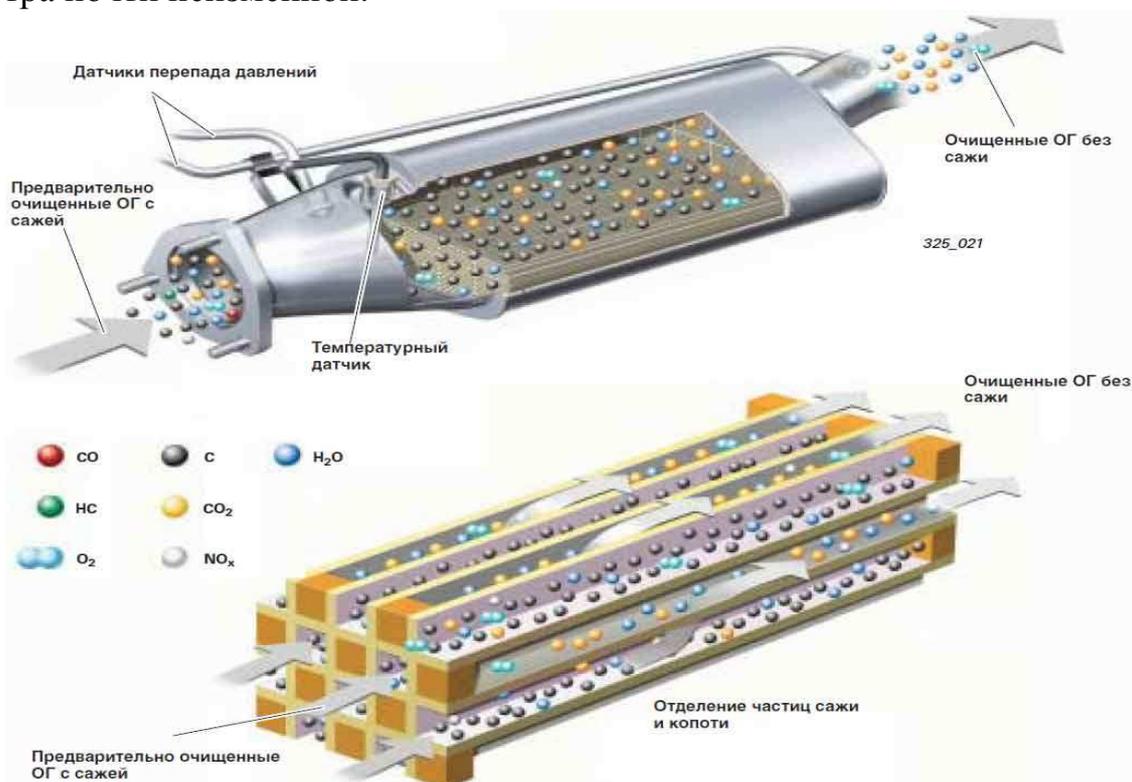


Рисунок 4 – Конструкция сажевого фильтра

С января 2015 года будет введен экологический стандарт Евро-6. В связи с этим большинство западных автопроизводителей внедряют технологию Selective Catalytic Reduction (SCR) + сажевый фильтр, потому что данная технология позволяет в два раза уменьшить количества твердых частиц и почти втрое снизить содержание NOx относительно предыдущего экологического класса. Система обработки отработавших газов с SCR (Selective Catalytic Reduction), основана на применении реагента AdBlue. Selective Catalytic Reduction (SCR) и была создана специалистами DaimlerChrysler (принципиальная схема представлена на рисунке 5).

Принцип действия системы обработки отработавших газов с SCR заключается в химической реакции аммиака с окисью азота, в результате образуются безвредный азот и вода. Компания Total разработала аммиак на водной основе, который соответствует стандартом DIN 70070, он не токсичен, без запаха и цвета. Для автомобильной промышленности создали аммиак под названием AdBlue.

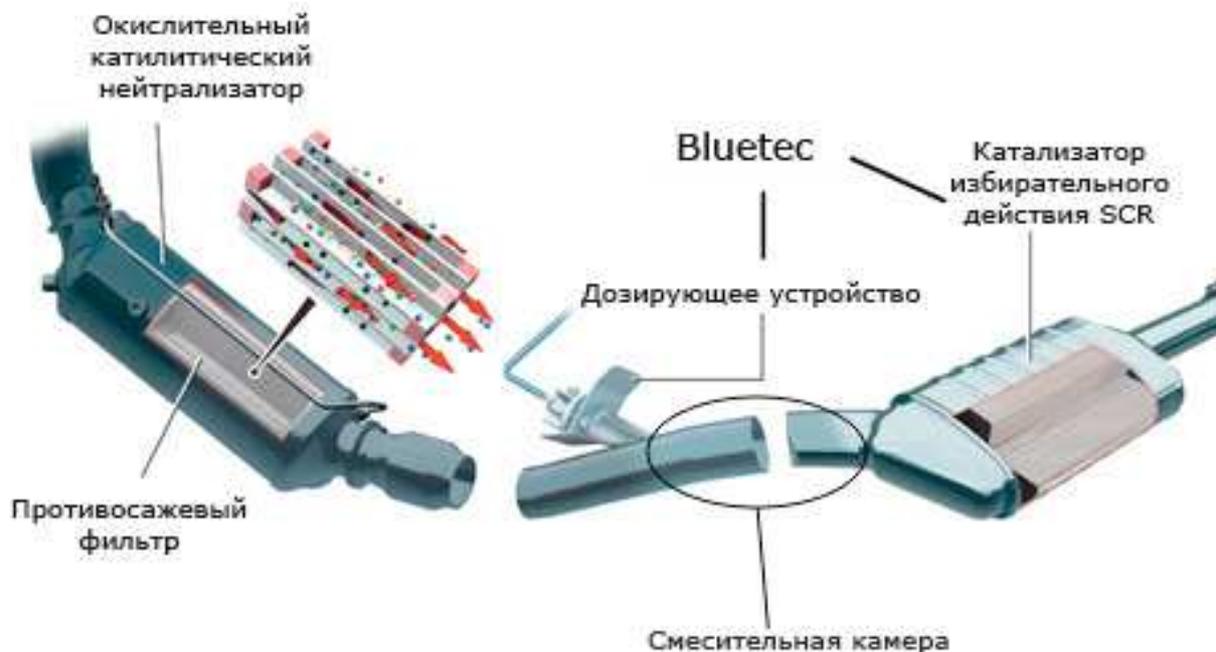


Рисунок 5 – Принципиальная схема СООГ с SCR

Предварительный расход данной жидкости составляет 6% от потребляемого дизельного топлива. Например, для внедорожника он составляет около 1 л на 100 км. В Европе создали множество сетей автозаправочных станций, на которых можно будет заправляться топливом AdBlue.

Таким образом, система обработки отработавших газов за последнее время претерпела множество конструктивных изменений. Использование этих систем связано не только с удовлетворением норм по токсичности, газодинамике и виброакустике, но и с экономической целесообразностью.

### Список литературы

1. Галевко В.В., Надарейшвили Г.Г., Юдин С.И. Определение параметров диссипативных и каталитических материалов элементов систем обработки отработавших газов, необходимых для их проектирования методом конечно-элементного моделирования // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. №2(24). С. 117-122.
2. Галевко В.В., Надарейшвили Г.Г., Юдин С.И. Расчетно-экспериментальные исследования акустического импеданса выпускного тракта турбонадувного дизельного двигателя // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. №2(24). С. 123-127.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ОБЛАСТЕЙ РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ СООТВЕТСТВУЮЩИХ МИНИМУМУ ИХ ИНЕРЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ

*Крахмалев О.Н., Петрешин Д.И.*

*Брянский государственный технический университет, Брянск*

Предлагаемый подход основывается на методе Лагранжа – Эйлера, реализованного с применением аппарата матриц преобразования однородных координат, и методики анализа влияния сил инерции на динамику манипуляционных систем роботов [1]. Такой подход позволил получить аналитические выражения в виде удобном для использования в системах управления и автоматизированного проектирования [2]. Для исследования динамики манипуляционных систем роботов рассмотрим математическую модель, основанную на матричном уравнении [3]

$$[M]\{\ddot{q}\} + [S]\{\dot{q}^2\} + 2[K]\left\{\dot{q}_i \dot{q}_j\right\}_{i \neq j} = \{Q\}, \quad (1)$$

$n$  – число степеней свободы манипуляционной системы,

$\{\ddot{q}\} = [\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dots, \ddot{q}_n]^T$  – вектор ускорений обобщённых координат,

$\{\dot{q}^2\} = [\dot{q}_1^2, \dot{q}_2^2, \dots, \dot{q}_n^2]^T$  – вектор квадратов скоростей обобщённых координат,

$\left\{\dot{q}_i \dot{q}_j\right\}_{i \neq j} = [\dot{q}_1 \dot{q}_2, \dot{q}_1 \dot{q}_3, \dots, \dot{q}_1 \dot{q}_n, \dot{q}_2 \dot{q}_3, \dots, \dot{q}_2 \dot{q}_n, \dot{q}_3 \dot{q}_4, \dots, \dot{q}_{n-1} \dot{q}_n]^T$  – вектор по

парного произведения обобщённых скоростей, имеющий размерность  $(C_n^2 \times 1)$ ,

$C_n^2$  – число сочетаний из  $n$  по 2,

$\{Q\}$  – вектор  $(n \times 1)$  обобщённых сил [4].

$[M]$  – положительно определенная матрица размерности  $(n \times n)$ , отражающая влияние даламберовых сил инерции, действующих на звенья манипуляционной системы робота. Матрицу  $[M]$  можно представить суммой матриц:

$$[M] = [m_{ij}], \quad m_{ij} = \sum_{k=1}^n \text{tr} \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial A_{0,k}^T}{\partial q_j} \right), \quad (i, j = (1, \dots, n)). \quad (2)$$

$[S]$  – матрица размерности  $(n \times n)$ , отражающая влияние центробежных сил инерции, действующих на звенья манипуляционной системы робота. Матрицу  $[S]$  можно представить суммой матриц:

$$[S] = [s_{ij}], \quad s_{ij} = \sum_{k=1}^n \text{tr} \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_j^2} \right), \quad (i, j = (1, \dots, n)). \quad (3)$$

$[K]$  – матрица размерности  $(n \times C_n^2)$ , отражающая влияние кориолисовых сил инерции, действующих на звенья манипуляционной системы робота. Матрицу  $[K]$  также можно представить суммой матриц:

$$[K] = [k_{ij}], \quad k_{ij} = \sum_{k=2}^n \text{tr} \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_j} \right), \quad (i, j = (1, \dots, n)). \quad (4)$$

$H_k$  – матрица  $(4 \times 4)$  инерции  $k$ -го звена манипуляционной системы, рассматриваемого как твёрдое тело.  $A_{0,k}$  – матрица  $(4 \times 4)$  преобразования однородных координат из системы координат, связанной с  $k$ -м звеном, в неподвижную систему координат, связанную с основанием робота.

Элементы матричных коэффициентов  $[M]$ ,  $[S]$  и  $[K]$  представляют собой параметры инерции манипуляционного робота и являются функциями обобщённых координат, поэтому анализ инерционных свойств манипуляционных роботов в пространстве их обобщённых координат может быть проведен путём анализа ненулевых элементов этих матричных коэффициентов.

По теореме о необходимых условиях экстремума функции многих переменных для элементов матричных коэффициентов  $m_{ij}$ ,  $s_{ij}$  и  $k_{ih}$  в точках экстремума  $q_i = q_i^*$ ,  $i = (1, \dots, n)$  должны выполняться условия:

$$\frac{\partial m_{ij}(q_1^*, \dots, q_n^*)}{\partial q_s} = 0, \quad \frac{\partial s_{ij}(q_1^*, \dots, q_n^*)}{\partial q_s} = 0, \quad \frac{\partial k_{ih}(q_1^*, \dots, q_n^*)}{\partial q_s} = 0, \quad s = (1, \dots, n). \quad (5)$$

Аналитические выражения для частных производных матричных коэффициентов составляющих уравнения (5) имеют вид:

$$\frac{\partial m_{ij}}{\partial q_s} = \sum_{k=1}^n \text{tr} \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_j \partial q_s} + \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_j} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_s} \right), \quad (6)$$

$$\frac{\partial s_{ij}}{\partial q_s} = \sum_{k=1}^n \text{tr} \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_j^2 \partial q_s} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_j^2} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_s} \right), \quad (7)$$

$$\frac{\partial k_{ih}}{\partial q_s} = \sum_{k=2}^n \text{tr} \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_l \partial q_t \partial q_s} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_l \partial q_t} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_s} \right). \quad (8)$$

Для поиска экстремумов могут быть использованы численные методы, например метод Ньютона для безусловной минимизации функции многих переменных. Пологая, что функция  $f(x_1, \dots, x_n)$  дважды дифференцируема в некоторой окрестности своего минимума  $f_{min} = f(x_1^*, \dots, x_n^*)$  алгоритм поиска экстремумов на  $k$ -м шаге итерации может иметь вид:

$$\left[ \frac{\partial^2 f(x_1^{(k)}, \dots, x_n^{(k)})}{\partial x^2} \right] \{ \Delta x^{(k)} \} = - \left\{ \frac{\partial f(x_1^{(k)}, \dots, x_n^{(k)})}{\partial x} \right\}, \quad \{ x^{(k+1)} \} = \{ x^{(k)} \} + \{ \Delta x^{(k)} \},$$

где  $\{ \Delta x^{(k)} \}$  – вектор  $(n \times 1)$  разности промежуточных решений,

$$\left[ \frac{\partial^2 f(x_1^{(k)}, \dots, x_n^{(k)})}{\partial x^2} \right] – \text{матрица Гессе } (n \times n), \quad \left\{ \frac{\partial f(x_1^{(k)}, \dots, x_n^{(k)})}{\partial x} \right\} – \text{градиент } (n \times 1).$$

Если матрица Гессе в точке экстремума является положительно определенной, то данная точка соответствует локальному минимуму, если отрицательно определенной, то локальному максимуму.

Для составления матрицы Гессе и проверки знакоопределенности этой матрицы в точках экстремума  $(q_1^*, \dots, q_n^*)$  используются квадратуры соответствующих функций:  $m_{ij}$ ,  $s_{ij}$  и  $k_{ih}$ ,  $i, j = (1, \dots, n)$ ,  $h = (1, \dots, C_n^2)$ , которые могут быть получены из выражений (6)–(8). В нашем случае будем иметь:

$$\frac{\partial^2 m_{ij}(q_1, \dots, q_n)}{\partial q_p \partial q_q} = \sum_{k=1}^n tr \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_j \partial q_p \partial q_q} + \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_j} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_p \partial q_q} + \right. \\ \left. + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_i \partial q_p} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_j \partial q_q} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_i \partial q_q} H_k \frac{\partial^2 A_{0,k}^T}{\partial q_j \partial q_p} \right), \quad (9)$$

$$\frac{\partial^2 s_{ij}(q_1, \dots, q_n)}{\partial q_p \partial q_q} = \sum_{k=1}^n tr \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^4 A_{0,k}^T}{\partial q_j^2 \partial q_p \partial q_q} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_j^2} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_p \partial q_q} + \right. \\ \left. + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_i \partial q_p} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_j^2 \partial q_q} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_i \partial q_q} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_j^2 \partial q_p} \right), \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 k_{ih}(q_1, \dots, q_n)}{\partial q_p \partial q_q} = \sum_{k=2}^n tr \left( \frac{\partial A_{0,k}}{\partial q_i} H_k \frac{\partial^4 A_{0,k}^T}{\partial q_l \partial q_i \partial q_p \partial q_q} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_l \partial q_i} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_i \partial q_p \partial q_q} + \right. \\ \left. + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_i \partial q_p} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_l \partial q_i \partial q_q} + \frac{\partial^2 A_{0,k}}{\partial q_i \partial q_q} H_k \frac{\partial^3 A_{0,k}^T}{\partial q_l \partial q_i \partial q_p} \right), \quad (11)$$

Для исследования движения робота в его рабочей зоне, построенной в пространстве обобщенных координат, удобно использовать не экстремумы функций  $m_{ij}(q_1, \dots, q_n)$ ,  $s_{ij}(q_1, \dots, q_n)$  и  $k_{ih}(q_1, \dots, q_n)$ , а их модули. Связь между экстремумами этих функций и экстремумами их модулей может быть однозначно определена по правилу

$$u = (m_{ij}, s_{ij}, k_{ij}), \quad v = (|m_{ij}|, |s_{ij}|, |k_{ij}|),$$

$$\text{if } \max(u) > 0 \text{ \_ and \_ } \min(u) > 0 \text{ \_ then \_ } \max(v) = \max(u), \min(v) = \min(u),$$

$$\text{if } \max(u) > 0 \text{ \_ and \_ } \min(u) < 0 \text{ \_ then \_ } \max(v) = \max(\max(u), |\min(u)|), \min(v) = 0,$$

$$\text{if } \max(u) < 0 \text{ \_ and \_ } \min(u) < 0 \text{ \_ then \_ } \max(v) = \min(u), \min(v) = \max(v).$$

В пространстве обобщенных координат на основе точек, соответствующих экстремумам (минимумам) модулей ненулевых элементов матричных коэффициентов математической модели (1)–(4), определяется область рабочей зоны манипуляционного робота, внутри которой выбирается траектория его движения. Построенная таким образом траектория движения может считаться оптимальной с точки зрения влияния инерционных параметров, определяемых матричными коэффициентами (2)–(4). Применение рассмотренного метода оптимизации при проектировании робототехнологических комплексов будет способствовать повышению производительности труда в роботизируемом производстве, за счёт повышения

быстродействия роботов и снижения энергоёмкости процессов манипулирования [5] – [10].

### **Список литературы**

1. Крахмалев О.Н. Методика анализа влияния сил инерции на динамику манипуляционных роботов // Теория механизмов и машин, 2012. – №20. – Т. 10. – С. 41-53.
2. Крахмалев О.Н. Оптимизация законов движения при моделировании динамики манипуляционных роботов / О.Н. Крахмалев, Д.М. Медведев, Д.И. Петрешин // Вестник Брянского государственного технического университета, 2014. – №1. – С. 27-30.
3. Крахмалев О.Н. Математическое моделирование динамики манипуляционных систем промышленных роботов и кранов-манипуляторов: монография. – Брянск: БГТУ, 2012. – 200 с.
4. Крахмалев О.Н. Моделирование обобщенных сил, действующих на звенья манипуляционных систем / О.Н. Крахмалев, А.П. Болдырев // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. – №1. – С.115-121.
5. Федонин О.Н. Научное обоснование выбора режимов обработки при поверхностном пластическом деформировании / О.Н. Федонин, С.В. Степошина // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. – №1. – С. 4-8.
6. Федонин О.Н. Учет погрешностей системы управления в балансе точности токарного станка с ЧПУ / О.Н. Федонин, Д.И. Петрешин, А.В. Хандожко, А.В. Агеенко // Вестник Брянского государственного технического университета, 2013. – №3. – С.55-57.
7. Финатов Д.Н. Механосборочный робототехнологический комплекс / Д.Н. Финатов, Д.И. Петрешин, Г.В. Горячев // Обработка металлов: технология, оборудование, инструменты, 2003. – №1. – С. 4-6.
8. Петрешин Д.И. Расширение функциональных возможностей металлорежущих станков с ЧПУ путем организации связи между ПЭВМ и УЧПУ при построении адаптивной системы управления / Д.И. Петрешин, О.Н. Федонин, В.П. Федоров, А.В. Хандожко, В.А. Хандожко // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. – №4. – С.4-9.
9. Петрешин Д.И. Применение лазерного оптического датчика для измерения высотных параметров шероховатости поверхности деталей машин в самообучающейся адаптивной технологической системе // Контроль. Диагностика, 2009. – №11. – С. 53-57.
10. Суслов А.Г. Определение закона управления для адаптивной технологической системы при обеспечении заданных параметров качества поверхностного слоя деталей машин при механической обработке / А.Г. Суслов, Д.И. Петрешин // СТИН, 2010. – №1. – С. 30-36.

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК С КОЛЬЦАМИ ЖЕСТКОСТИ

*Белоусова Е.В., Некалин З.Е., Лагуткин М.Г.*

*Московский государственный машиностроительный университет, Москва*

Целью работы является определение рациональных конструктивных размеров тонкостенных цилиндрических обечаек, укрепленных кольцами жесткости, при которых будет происходить минимизация капитальных затрат на их производство, при выполнении условий прочности и устойчивости.

На основе ГОСТ Р 52857.-2007 [1], в котором приведены зависимости для проведения поверочного расчета обечаек, укрепленных кольцами жесткости, был проведен анализ целесообразности установки колец жесткости на цилиндрических обечайках, работающих при различных случаях нагружения: внутренним избыточным давлением, наружным давлением, осевой сжимающей силой, изгибающим моментом, поперечным усилием.

При работе обечайки под действием внутреннего избыточного давления установка колец жесткости не целесообразна, так как не приводит к снижению материалоемкости [2].

Если возможна не только потеря прочности обечайки, но и устойчивости, в первую очередь это касается аппаратов работающих под разрежением (наружном давлении), действием поперечной силы, установка колец жесткости может существенно снизить металлоемкость обечайки [2].

Для выявления рациональной конструкции цилиндрических обечаек, обеспечивающей минимальные капитальные затраты, потребовалось провести многочисленные расчеты при изменяющихся геометрических параметрах корпусов без колец жесткости, а также с кольцами жесткости, выполненными из различных стандартных профилей [3,4].

Для полноты расчетов и выводов были рассмотрены обечайки, изготовленные из различных сталей (углеродистых и коррозионностойких) на примере стали марки ВСт3, у которой допускаемое напряжение  $[\sigma] = 154$  МПа, и стали марки 12Х18Н10Т,  $[\sigma] = 184$  МПа.

Расчеты и анализ показали, что укрепление цилиндрических обечаек диаметром до 3600 мм, работающих под наружным давлением (разрежением) до 0,08 МПа, кольцами жесткости с прямоугольным профилем поперечного сечения является наиболее рациональным с точки зрения экономии металла. Объединив расчетные значения, были получены рациональные геометрические параметры для обечаек, подкрепленных прямоугольными ребрами жесткости: отношение толщины стенки корпуса к толщине укрепляющего кольца  $s/t=1$ ; отношение высоты укрепляющего кольца к его толщине  $h/t=8.5$ ; межкольцевое расстояние  $b=1500$  мм для легированных сталей и 2000 мм для углеродистых сталей.

Масса колец жесткости составляет порядка  $1,7 \div 4,1$  % от общей массы укрепляемой обечайки, поэтому также в качестве колец жесткости могут применяться неравнополочные и равнополочные уголки. При данном укреплении металлоёмкость колец жесткости, по сравнению с кольцами жесткости с прямоугольным профилем поперечного сечения, в среднем увеличивается в 1,5 раза, соответственно металлоёмкость укрепляемой конструкции возрастет на  $0,8 \div 2,0$  %.

Габаритные цилиндрические обечайки из углеродистых сталей диаметром более 3000 мм, работающие под наружным давлением (разрежением) свыше 0,06 МПа, также рационально укреплять кольцами жесткости из швеллера. Это связано с тем, что при данном укреплении металлоёмкость этих колец приближается к металлоёмкости колец жесткости с прямоугольным профилем поперечного сечения.

Анализ выбора места установки колец жесткости относительно укрепляемой стенки обечайки, снаружи или же внутри (там, где это возможно, учитывая коррозионные свойства среды и режимные параметры работы), осуществлялся с помощью программного комплекса Solidworks.

В результате проведенного анализа цилиндрических обечаек с различными вариантами укрепления стенки выявили, что при внутреннем размещении колец жесткости коэффициент нагрузки на  $(15 \div 17)$ % больше, по сравнению с наружным расположением колец, при меньшей материалоемкости. Другими словами, данные конструкции более устойчивы к воздействию наружного давления.

### **Список литературы**

1. ГОСТ Р 52857.2-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек; Введ. 27.12.2007. – М.: Стандартинформ, 2009.
2. Лагуткин М.Г., Некалин З.Е., Селезнев Г.М. Анализ целесообразности установки колец жесткости на цилиндрических обечайках // Безопасность труда в промышленности. – 2010. – №1. – С. 26-31.
3. Лагуткин М.Г., Некалин З.Е., Селезнев Г.М. Определение рациональных геометрических размеров цилиндрических аппаратов с кольцами жесткости, нагруженных наружным давлением // Безопасность труда в промышленности. – 2011. – №7. – С. 36-41.
4. Лагуткин М.Г., Некалин З.Е., Селезнев Г.М. Анализ влияния профиля и места расположения колец жесткости на металлоёмкость цилиндрических обечаек // Безопасность труда в промышленности. – 2012. – №8. – С. 69-72.

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАК ПРОГРЕССИВНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

*Мартынов В.Г.*

*Омский государственный технический университет, Омск*

Математическим моделированием называется процесс построения и изучения математической модели изучаемого объекта или явления. Основная цель моделирования – исследование этого объекта или явления.

Метод математического моделирования (и связанного с ним компьютерного эксперимента) как способ исследования стал широко применяться с середины XX в. в самых различных сферах человеческой деятельности – от лингвистики до химии. Особенно популярным этот метод является для тех объектов, исследование которых натуральным образом затруднено. Например, моделирование ударной волны ядерного взрыва при проектировании убежищ, исследование сложных экономических систем без вмешательства в их функционирование и т.д. Возникли, соответственно, и новые дисциплины, изучающие математические модели соответствующих объектов и явлений, а также методы исследования этих моделей – «математическая химия», «математическая лингвистика» и т.д.

Метод математического моделирования подразумевает создание математической модели, отражающей, в зависимости от поставленных задач, те или иные ключевые свойства исследуемого объекта.

Математическая модель – это приближенное описание какого-либо класса явлений или объектов реального мира на языке математики, с помощью формул и уравнений.

Моделирование любого объекта выполняется разнообразными методами, подразделяющимися, в общем, на два класса: аналитическое и имитационное моделирование. При этом имитационные модели являются более оптимальными, так как имитационное моделирование позволяет работать с более сложными моделями большей размерности с учетом большего количества влияющих на функционирование объекта изменяющихся факторов.

Применение метода математического моделирования часто применяется для исследования сложных многокомпонентных систем, так как позволяет оптимизировать функционирование системы без вмешательства в ее функционирование. Один из примеров – применение методов математического моделирования для исследования производственных процессов современных машиностроительных предприятий. Проведение натуральных экспериментов в данном случае, очевидно, представляется нерациональным, так как требуется остановка производства для внедрения экспериментального технологического процесса (ТП). Гораздо эффективнее будет просчитать эффективность нового ТП, не вмешиваясь в текущий ход производства.

В технологии машиностроения математическое моделирование начало внедряться в 1960-х [1], при этом объектами моделирования выступали как процесс создания ТП (различные комбинации готовых решений при изготовлении деталей типовых групп), так и производственный процесс в целом (например, транспортные грузопотоки деталей и готовых изделий в цехе) или его части (процесс накопления погрешностей размеров детали при механообработке).

К сожалению, комплекс средств автоматизации труда, используемых современным инженером – технологом пока ограничивается только САД-пакетами для работы с чертежами, разного рода автоматизированными справочниками и примитивными текстовыми редакторами для заполнения форм карт технологических процессов.

Создание комплекса специфичных компьютерных программ для помощи в анализе принятия того или иного технологического решения - одна из научных проблем ближайшего будущего.

### **Список литературы**

1. Бурцев В.М. Технология машиностроения. В 2 т. Т.1. Основы технологии машиностроения: учеб. для вузов / В.М. Бурцев, А.С. Васильев, А.М. Дальский и др.; под ред. А.М. Дальского – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 564 с.
2. Степаненко Е.В. Методы и средства имитационного моделирования систем управления материальными ресурсами дискретного машиностроительного производства на основе сетей Петри : автореф. дис. канд. тех. Наук / Е.В. Степаненко. – Комсомольск-на-Амуре, 2013. – 20 с.
3. Мартынов В.Г., Масыгин В.Б. Применение сетей Петри при моделировании управления технологическими процессами сборочного производства // Омский научный вестник. – 2014.– № 1 – С. 134-137.

## **ПРАКТИЧЕСКОЕ ОБУЧЕНИЕ СТУДЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ВУЗОВ ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В НАУЧНЫХ ШКОЛАХ**

*Наумкин Н.И., Купряшкин В.Ф., Фирстов А.Ф., Уланов А.С.  
Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева, Саранск*

Авторами разработана и успешно внедряется, начиная с 2006 года, в учебный процесс ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарева, методическая система формирования у студентов технических вузов компетентности в инновационной инженерной деятельности (КИИД) [1-3]. Она включает как теоретическое обучение интегрированной дисциплине «Основы инновационной инженерной деятельности», так и практическое обучение на основе погружения студентов в инновационную среду (НИРС, высокотехнологичные научно-исследовательские лаборатории, малые инновационные предприятия, научные кружки, СКБ и др.). В предлагаемой статье раскрывается содержание и технология такого обучения в условиях летних научных студенческих школ.

Выездные летние научные школы студентов, аспирантов и молодых ученых идеально подходят для формирования КИИД. Режим её работы построен таким образом, чтобы максимально вовлечь, заинтересовать студентов инновационной инженерной деятельностью (ИИД) и сформировать как можно большее количество необходимых компетенций, выделенных нами ранее [3]. В условиях таких школ, успешно сочетаются обучение и активный отдых.

Проведение лекций является одним из основных мероприятий в таких школах. Эти лекции отличаются от тех, что читаются в стенах университета. Этому способствуют непринужденная обстановка, возможность неформального общения студентов с преподавательским составом, атмосфера культурного отдыха и творческой работы. Перед лекцией необходима небольшая разминка в виде разгадки головоломки или решения ситуационной задачи, это помогает вызвать интерес у слушателей и настроиться на работу. Все лекции в летней научной школе проводятся с применением мультимедийных технологий, презентации позволяют максимально приблизить слушателей к пониманию темы, а также представить новейшую информацию по каждой конкретной теме, эта даёт преимущество перед информацией в учебниках. Как правило, на лекциях у слушателей возникает много вопросов, и лекция может трансформироваться в пресс-конференцию, где отсутствует грань между преподавателем и студентом. Участники демонстрируют свое понимание того или иного вопроса, а преподаватель, с научной точки зрения дополняет эти знания, что в итоге дает каждому точное представление по теме.

*Практические занятия* в летней школе также отличаются от традиционных, и прежде всего тем, что там появляется возможность полномасштабной, индивидуальной работы преподавателей со слушателями, во-первых, и возможностью непосредственного участия студентов в изготовлении инновационных продуктов (ИП), во-вторых. Наиболее успешно формирование КИИД у студентов в рамках летней научной школы будет

осуществляться, если организовать обучение таким образом, чтобы студенты прошли все этапы практической работы в условиях моделирования ИИД с получением ИП в виде промышленного образца. На наш взгляд, такое обучение можно реализовать на основе использования цифровых технологий изготовления ИП [3], которые начали интенсивно развиваться примерно с 80-х годов прошлого века и находят все большее применение во всем мире. Их основное отличие от существовавших до этого технологий формирования трёхмерных объектов состоит не путём удаления материала (точение, фрезерование, электроэрозионная обработка и др.) или изменения формы заготовки (ковка, штамповка, прессовка), а путём постепенного наращивания (добавления) материала или изменения фазового состояния вещества в заданной области пространства. Для летней научной школы нами был выбран принтер VFB 3000 представляющий уникальную современную модель 3D-принтера от компании Bits From Bytes . При своих рабочих характеристиках и функциональных возможностях, не отличающихся от полногабаритных принтеров, он выгодно отличается легкостью и компактными размерами, благодаря чему может быть установлен в обычном офисе, любой аудитории и помещении, и может работать по 24 часа в сутки.

Наряду с традиционными формами обучения в школе использовалась разработанная авторами [3] и модернизированная деловая игра «Фирма-2». Также как и в условиях университета из группы студентов (6-7 человек) самостоятельно организовывалась «фирма», которая работала на протяжении всей школы, однако, в отличие от традиционной, командная работа осуществлялась не только во время учебы, но и во время участия во всех творческих конкурсах, спортивных и других мероприятиях. Группа выбирает лидера, который, используя свои способности и методы решения изобретательских задач, проводит совещание группы, посвященное выбору рода деятельности вновь организуемой «фирмы». Основным этапом такой игры, выполняемой на протяжении школы является разработка охраноспособного результата интеллектуальной деятельности (изобретение, полезную модель, промышленный образец). Самостоятельно выделить проблему в выбранной сфере деятельности, сформулировать задачу для ее разрешения (например: увеличить износостойкость какой-то детали автомобиля, усовершенствовать узел, устройство, конструкцию, разработать систему обслуживания клиентов автосервиса; изменить форму, дизайн приборной доски, салона или любое другое направление). Разработав техническое или художественно-конструкторское решение «фирма» должна оформить заявительские документы на выдачу патента РФ на полученное решение. Параллельно перед каждой командой слушателей школы была поставлена задача для предложенного ей технического решения разработать 3D модель одной из основных ее деталей и распечатать ее самостоятельно на вышеописанном 3D принтере, а при защите проекта продемонстрировать ее. Это обеспечивает эффективное формирование у студентов умения синтезировать и проектировать изделия, использовать знания по компьютерному проектированию и хранению информации, способствует развитию воображения. Получение готового изделия, в свою очередь, формирует умения коммерциализовать решение и владение

технологиями производства изделий, умение доводить решение до конечного результата. Все это вместе формирует положительную мотивацию в получении конечного результата – готового инновационного продукта. Защита проекта проходит в форме презентации каждой «фирмы» перед группой экспертов и участниками других команд. По результатам защиты эксперты принимают окончательное решение (оформление заявки на патент, опубликование научной статьи, рекомендация к внедрению).

На всем протяжении работы команд действовала накопительная система баллов (индивидуальная и командная), при этом, каждый член команды нес ответственность за свои действия перед коллективом и за команду в целом, в условиях необходимости обязательного принятия решения в экстремальных условиях (стрессовая ситуация, ограниченность времени, ответственность в принятии решения и т.п.). Для освещения количества накопленных баллов постоянно заполнялся настенная ведомость учета активности слушателей школы и команд. Это также являлось одним из основных мотивов активной, ответственной и результативной работы.

В результате проведения нами летних научных школ был отмечен рост количественных и качественных показателей у студентов научной активности: 1) с их участием осуществлено свыше 50-ти публикаций, в том числе в рецензируемых изданиях; 2) получено 10 патентов на полезные модели, изобретения и сделаны рационализаторские предложения; 3) два студента МГУ им. Н. П. Огарева стали лауреатами премии Президента Российской Федерации; 4) победы студентов в международных и всероссийских студенческих олимпиадах по направлению «Агроинженерии». Высокая эффективность работы летних школ достигается за счет правильной организации её режима, грамотного сочетания обучения и активного отдыха, время их занятий распределено рационально и направлено на плодотворную творческую работу.

### **Список литературы**

1. Наумкин Н.И. Подготовка студентов национальных исследовательских университетов к инновационной деятельности в процессе обучения техническому творчеству / Н.И. Наумкин, Е.П. Грошева, В.Ф. Купряшкин. – Моск. пед. гос. ун-т. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. – 120 с.
2. Naumkin N.I. Integrated Technology of Competence Staged Formation in Innovation Through Pedagogy of Cooperation / N.I. Naumkin, V.F. Kuprjashkin, E.P. Grosheva, N.N. Shekshaeva, E.N. Panjushkina // World Applied Sciences Journal. Date Views 16.12.13. pp. 935-938. URL: [http://www.idosi.org/wasj/wasj27\(7\)13/21.pdf](http://www.idosi.org/wasj/wasj27(7)13/21.pdf)
3. Наумкин Н.И. Использование инновационных технологий быстрого прототипирования и вакуумного литья для сокращения времени на проектирование ИП / Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин, А.С. Князьков, С.А. Цыганкин // Современные проблемы теории машин: Материалы I международной заочной научно-практической конференции / Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2013. – С. 125-127.

## **ПРИМЕНЕНИЕ СПЛАВОВ С ЭФФЕКТАМИ ПАМЯТИ ФОРМЫ ДЛЯ УСИЛЕНИЯ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ**

*Цхай Э.Б., Клопотов А.А., Волокитин Г.Г.*

*Томский государственный архитектурно-строительный университет, Томск*

### **Введение**

Материалы, проявляющие эффекты памяти формы (ЭПФ), в настоящее время широко используются для решения многочисленных практических задач в технике и медицине [1,2]. Необычные физико-механические свойства сплавов с ЭПФ позволяют применять эти материалы в самых разнообразных технических устройствах.

В данной работе представлен подход для применения сплавов с ЭПФ для создания надежных резьбовых соединений, которые могут быть востребованы в ответственных изделиях в машиностроительной, автомобильной, авиационной промышленности и других отраслях. Именно в тех изделиях, в которых требуется сохранять усилие затяжки. Особенно это относится при затяжке резьбовых соединений с большими номинальными диаметрами, например, стяжных болтов и шпилек мощных прессов, аппаратов высокого давления, гидроагрегатов ГЭС, когда крутящий момент при завинчивании гайки достигает значительной величины и требует для этого специальных затяжных приспособлений.

Традиционный подход при решении этой задачи в уменьшении момента завинчивания осуществляют путем предварительного растяжения болта или шпильки путем их подогрева [3,4]. По указанному способу затяжку проводят при помощи стержневых электронагревателей, вставляемых в отверстия болтов [3, 4], или разъемных муфт, охватывающих болт снаружи [3]. При нагреве контролируют удлинение болта. Далее на нагретый болт навинчивают гайку обычным ключом. После охлаждения болта в результате температурных деформаций в соединении возникает «усилие затяжки».

Этот метод обладает рядом недостатков. Во-первых, его трудоёмкость, поскольку требует сверления отверстия в болтах или разъемных муфтах для нагрева болта или шпильки, а также доступа к замеру удлинения болта. Во-вторых, из-за неравномерности нагрева болта невозможно обеспечить после охлаждения необходимое усилие затяжки.

Оригинальное решение этой задачи предложено в [5]. Описанный метод используют при сборке трубопроводов в нефтяной и газовой промышленности, основанный на перепаде температур между соединяемыми деталями и деталями резьбового соединения. По предложенному методу между соединяемыми деталями устанавливают промежуточную деталь затяжки, которую предварительно перед сборкой резьбового соединения охлаждают в жидком азоте до температуры значительно ниже соединяемых деталей, затем промежуточную деталь устанавливают между соединяемыми деталями.

Окончательная затяжка соединения производится силами температурного расширения по мере повышения температуры промежуточной детали под действием окружающей среды, когда ее линейные размеры увеличиваются. Этот способ упрощает сборку резьбового соединения и повышает производительность труда при сборке трубопроводов. Недостатком его является то, что он предназначен только для монтажа трубопроводов с наличием фланцевого соединения, что ограничивает область его применения.

Цель работы разработать техническое решение по снижению трудоемкости сборочных работ ответственных крупных резьбовых соединений с одновременным расширением области применения предлагаемого способа затяжки, обеспечить гарантированное усилие затяжки и снизить крутящий момент завинчивания за счет изменения (после сборки) осевых размеров

резьбового соединения в результате на основе применения сплавов с эффектом памяти формы.

### Множественный эффект памяти формы

На рисунке 1 приведено проявление пластической деформации в сплавах на основе никелида титана с эффектом памяти формы с разными составами. Здесь наглядно видно, что степень восстановления формы при многократном эффекте памяти формы зависит от химического состава. Из приведенных зависимостей 100% возвратом после деформации на 7,75% обладает сплав Ti + 51 ат.% Ni (рисунок 1, б).

Опишем проявление эффекта памяти формы при растяжении образца в модернизированной испытательной машине типа «Инстрон» [1]. На рисунке 1 номера точек на графиках отражают последовательность этапов проведения испытаний на сплавах с ЭПФ. Исходное состояние на графике отражено точкой 1. В состояние 2 образец переводим при помощи приложения внешней растягивающей нагрузки после которой образец деформируется на величину порядка 0,5%. В состояние 3 образец переводим в результате охлаждения до низких температур под нагрузкой. Затем в

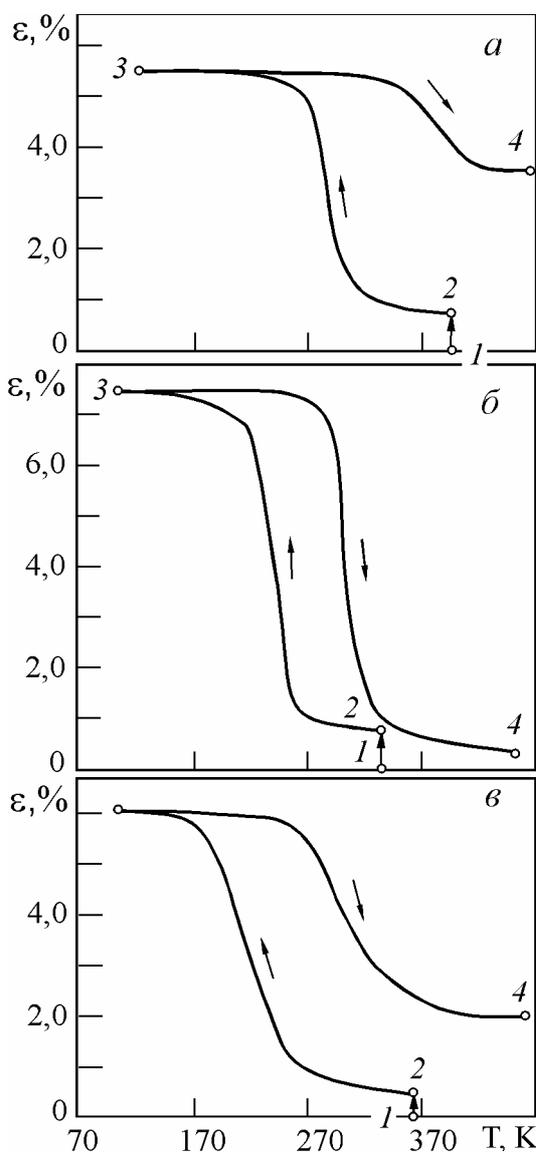


Рисунок 1 – Накопление и возврат деформации при многократном эффекте памяти формы в сплавах: а – Ti + 49 ат.% Ni; б – Ti + 51 ат.% Ni; в – TiNi + 1 ат.% Mo [1]

состояние 4 образец переводим при помощи нагрева до высоких температур.

Сплавы, проявляющие ЭПФ, не относятся к классу линейно-упругих материалов, поскольку им свойственна псевдоупругость [7], и у них может отсутствовать линейный участок деформированию. Это явление находит отражение на температурных зависимостях модулей Юнга в сплавах на основе никелида титана (рисунок 2).

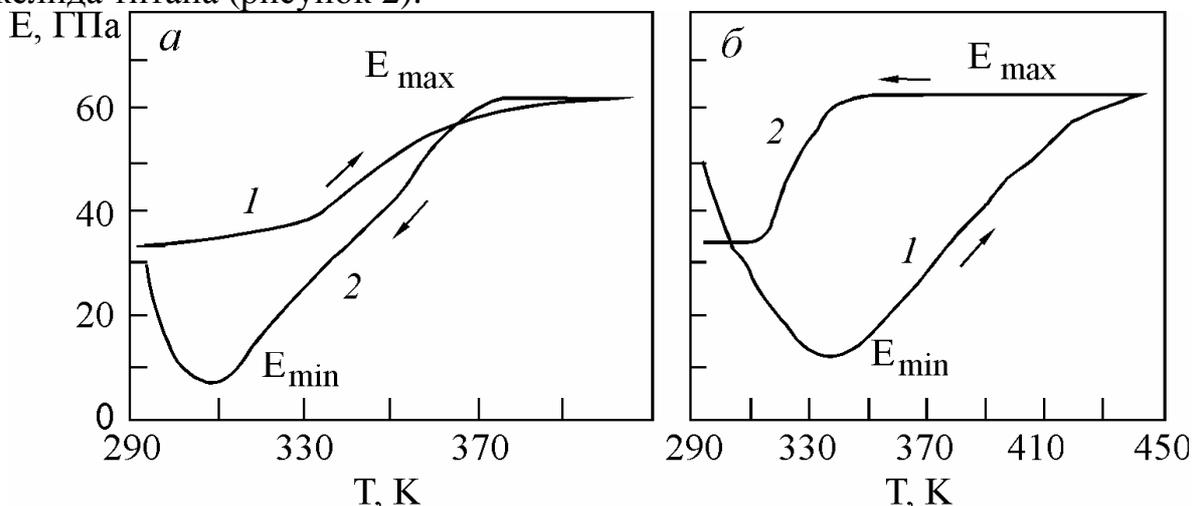


Рисунок 2 – Зависимости модуля Юнга, определяемого нагрузке от температуры в полном интервале МП: *a* – при нагрузке; *б* – разгрузке [8]

### Тарельчатая пружина (ГОСТ 3057-90)

В качестве промежуточной детали в резьбовом соединении была выбрана тарельчатая пружина по исполнению с параллельными кромками по наружному и внутреннему диаметрам (ГОСТ 3057-90), выполненная из сплавов на основе никелида титана с характерными размерами для тарельчатых пружин (рисунок 1).

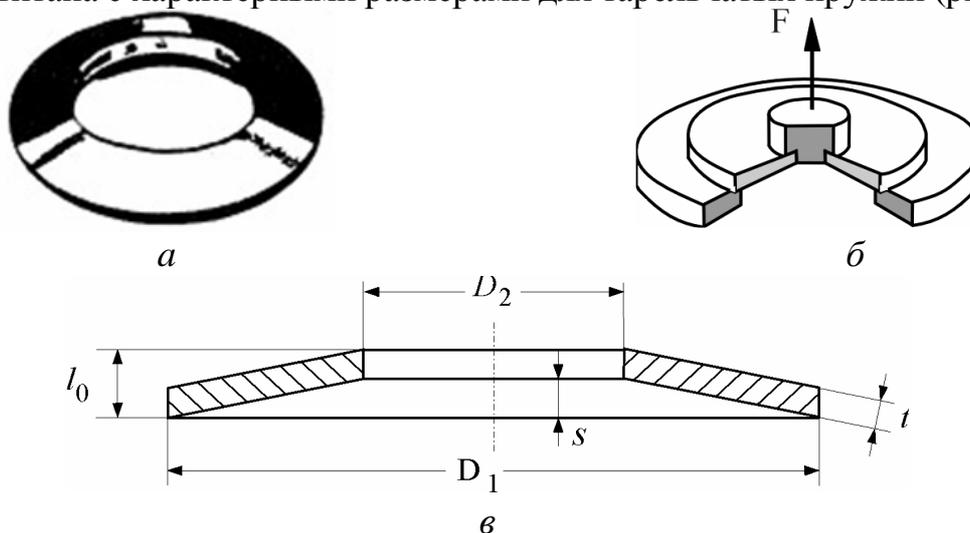


Рисунок 3 – Тарельчатая пружина по исполнению с параллельными кромками по наружному и внутреннему диаметрам: *a* – внешний вид; *б* – схема, показывающая реакцию пружины на внешнее воздействие; *в* – сечение пружины и ее параметры:  $l_0$  – высота пружины;  $D_1$  и  $D_2$  – наружный и внутренний диаметр пружины соответственно;  $s$  – деформация пружины;  $t$  – толщина пружины

На рис. 4 представлено схематически этапы изменения формы тарельчатой пружины из никелида титана после цикла охлаждения→деформация→нагрев.

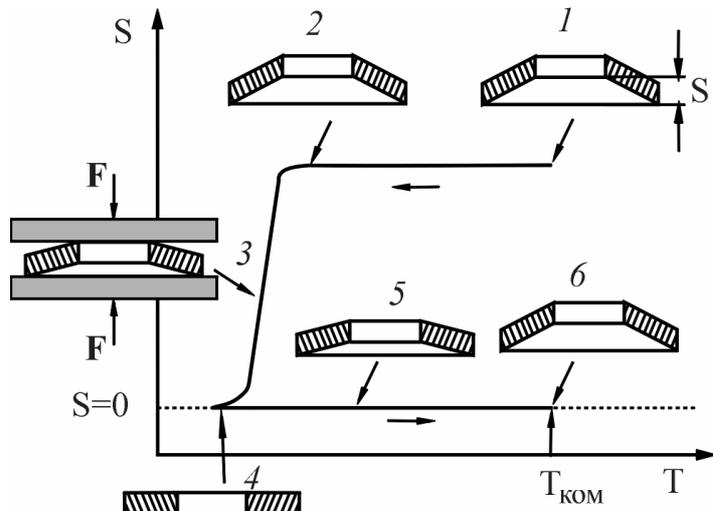


Рисунок 4 – Температурная зависимость деформации пружины  $S$  в цикле: охлаждение→деформация→нагрев.

Схематическое представление проявления ЭПФ на тарельчатой пружине: 1 – исходное состояние при комнатной температуре; 2 – пружина в области низких температур; 3 – изменение формы пружины в области низких температур в результате внешних механических воздействий; 4 – конечная формы пружины после деформации; 5 – промежуточная формы пружины при нагреве к  $T_{ком}$ ; 6 – форма пружины после цикла охлаждения→деформация→нагрев

Согласно приведенной на рисунке 4 схеме в эксперименте по использованию ЭПФ для усиления затяжки при помощи тарельчатой пружины проводили по следующей схеме. Тарельчатую пружину устанавливали по месту и при помощи паров жидкого азота охлаждали до температур порядка  $-120$  °С. Затем устанавливали гайку и проводили ее затяжку до тех пор, пока тарельчатая пружина не приняла вид плоской шайбы.

Снижение крутящего момента на динамометрическом ключе достигали за счет эффекта ЭПФ. Гайку достаточно завернуть лишь до контакта с соединяемой деталью. В данном резьбовом соединении при

завинчивании гайки, охлажденная до температур порядка  $-120$  °С тарельчатая пружина, деформируется в плоскую шайбу (рисунок 4), а когда резьбовое соединение принимает температуру окружающей среды, плоская шайба пытается вернуться в свое первоначальное исходное состояние создает необходимое и достаточное усилие затяжки резьбового соединения.

В случае разборки резьбового соединения тарельчатую пружину необходимо вновь охладить парами жидкого азота. Свинчивание гайки после охлаждения не вызывает затруднений.

Эксперимент показал, что способ затяжки прост в исполнении, промышленно применим и позволяет при монтаже крупных резьбовых соединений в неудобных для монтажа условиях отказаться от сложных механизмов и приспособлений для затяжки резьбовых соединений.

Испытания показали, что усилие затяжки по предложенному способу зависит от параметров шероховатости поверхности опорных торцов,

шероховатости поверхности витков, допускаемых отклонений средних диаметров резьбы болта и гайки, наличия смазки и размеров тарельчатой пружины. Поэтому для каждой партии резьбовых соединений целесообразно предварительно опытным путем определить величину крутящего момента для динамометрического ключа

### **Список литературы**

1. Гюнтер В.Э., Ходоренко В.Н., и др. Медицинские материалы с памятью формы. Медицинские материалы и имплантаты с памятью формы. – Томск: ООО «НПП «МИЦ», 2011. – Т.1. – 534 с.
2. Беляев С.П., Волков А.Е., Ермолаев В.А. и др. Материалы с эффектами памяти формы. – СПб.: НИИХ СПбГУ. – 1998. – Т.4. – 268 с.
3. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 63.
4. А.с. СССР № 219333. Способ затяжки гаек / Г.А. Беляев, Т.В. Вашкевич, И.М. Малинин. – №1149616; приоритет от 21.04.1967; опубл. 30.05. 1968, Бюл. №17.
5. Патент №2105620 РФ. Способ затяжки разъемных резьбовых соединений / Берман А.Ф., Остроменская В.А. – №951203244; приоритет от 27.02.1998; опубл. 27.02.1998.
6. Лихачев В.А., Кузьмин С.Л., Каменцева З.П. Эффект памяти формы. – Л.: ЛГУ. – 1987. – 216 с.
7. Андронов И.Н., Богданов Н.П., Тарсин А.В. Влияние фактора термоциклирования и знака нагружения на величину фазовых модулей никелида титана //З аводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009. – Т.75, №4. – С. 42-44.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Под ред. Жестковой И.Н. – М.: Машиностроение. – 2006. – 928 с.

## РАСЧЕТНЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ЗВУКОВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ОТ НАРУЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НЕНАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС

*Галевко В.В.*

*Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, Москва*

На формирование структурного шума ДВС существенное влияние оказывают ненагруженные детали (масляный картер, клапанная крышка, крышка ГРМ и др.). Поэтому необходимы расчетные методы, позволяющие разрабатывать конструктивные решения и производить их оптимизацию по критериям излучения шума.

Звуковая мощность, излучаемая отдельной наружной поверхностью, может быть выражена через колебательную скорость и коэффициент излучения следующим образом [1]:

$$W = \sigma \cdot \rho \cdot c \cdot S \cdot \tilde{V}^2,$$

где  $\sigma$  – коэффициент излучения источника,  $(\rho \cdot c)$  – акустическое сопротивление среды,  $S$  – площадь излучателя,  $\tilde{V}^2$  – квадрат среднего значения виброскорости излучающей поверхности. Из выражения следует, что для уменьшения акустического излучения от отдельной наружной поверхности необходимо уменьшить значения квадрата виброскорости в рассматриваемом частотном диапазоне.

Таким образом, снижения акустического излучения от ненагруженных деталей двигателя можно достичь уменьшением уровней звуковой вибрации их наружных поверхностей путем изменения их геометрической формы, жесткостных, массовых или демпфирующих характеристик.

Из экспериментальных исследований [2] следует, что отдельные наружные поверхности конструкции ДВС, имеющие границы резкого изменения формы, жесткостных, массовых или демпфирующих характеристик, на частотах выше 400 Гц обладают присущими им собственными и вынужденными частотами и формами колебаний. Поэтому при разработке мероприятий по снижению акустического излучения от ненагруженных деталей ДВС необходимо исследовать собственные и вынужденные частоты и формы колебаний отдельных поверхностей, имеющих границы резкого изменения геометрической формы, жесткостных, массовых или демпфирующих характеристик и для них искать свои решения по уменьшению, излучаемого ими шума. Оценку эффективности решений на первом этапе целесообразно проводить по результатам уменьшения среднего значения квадрата виброскорости по отдельной рассматриваемой поверхности.

Расчет и сравнение большого числа решений по снижению шума от отдельных поверхностей необходимо проводить на основании конечно-элементного моделирования. Это позволяет сравнить большое число

конструктивных решений по результатам расчета собственных и вынужденных частот и форм колебаний и средних значений квадрата виброскорости по отдельным поверхностям и отобрать наиболее эффективные мероприятия.

Специфичностью ненагруженных деталей является их крепление к нагруженным динамическими силами деталям через фланцевые поверхности. В этом случае граничные условия целесообразно задавать в виде распределенной по фланцевой поверхности динамической нагрузки с целью возбуждения максимального числа форм колебаний или по результатам экспериментальных измерений нагрузок и вибродемпфирующих характеристик элементов крепления.

В качестве примера рассматривается поиск мероприятий по снижению шума от крышки цепи ГРМ четырехцилиндрового рядного двигателя.

На рисунке 1 приведена трехмерная модель исходной конструкции крышки цепи ГРМ (рисунок 1а), на которой выделены три отдельные поверхности (зоны), ограниченные резким изменением геометрической формы и жесткости. Показан вариант разбиения трехмерной модели на конечные элементы (рисунок 1б). Производился расчет тридцати форм колебаний крышки цепи ГРМ, две из которых для исходной конструкции показаны на рисунке 2. Расчет производился для всех вариантов крышки цепи ГРМ при приложении одинаковой распределенной по фланцевой поверхности гармонической силы. Первая форма колебаний на частоте 1766 Гц присуща поверхности I., вторая форма колебаний крышки на частоте 2995 Гц состоит из 1-ой формы колебаний поверхностей I и II.

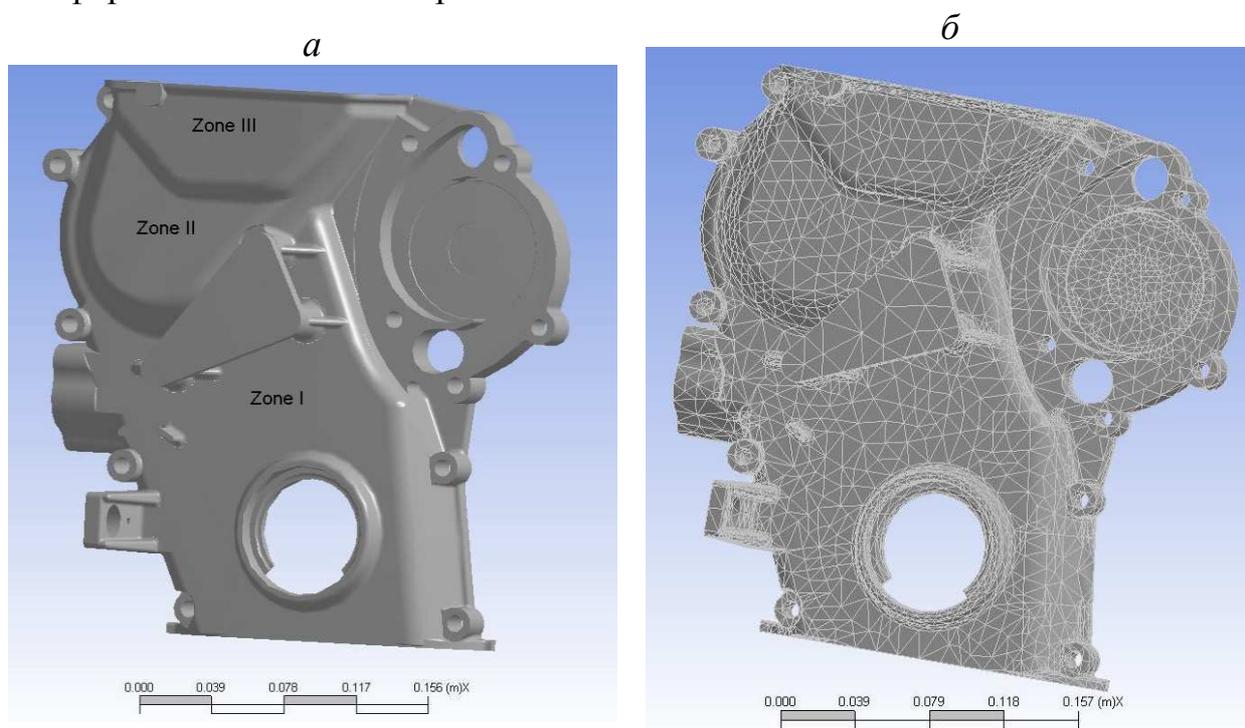


Рисунок 1 – Трехмерная модель исходной конструкции крышки цепи ГРМ:  
*а* – с выделенными на ней тремя отдельными поверхностями (Zone I, Zone II, Zone III);

*б* – пример разбиения трехмерной модели на конечные элементы

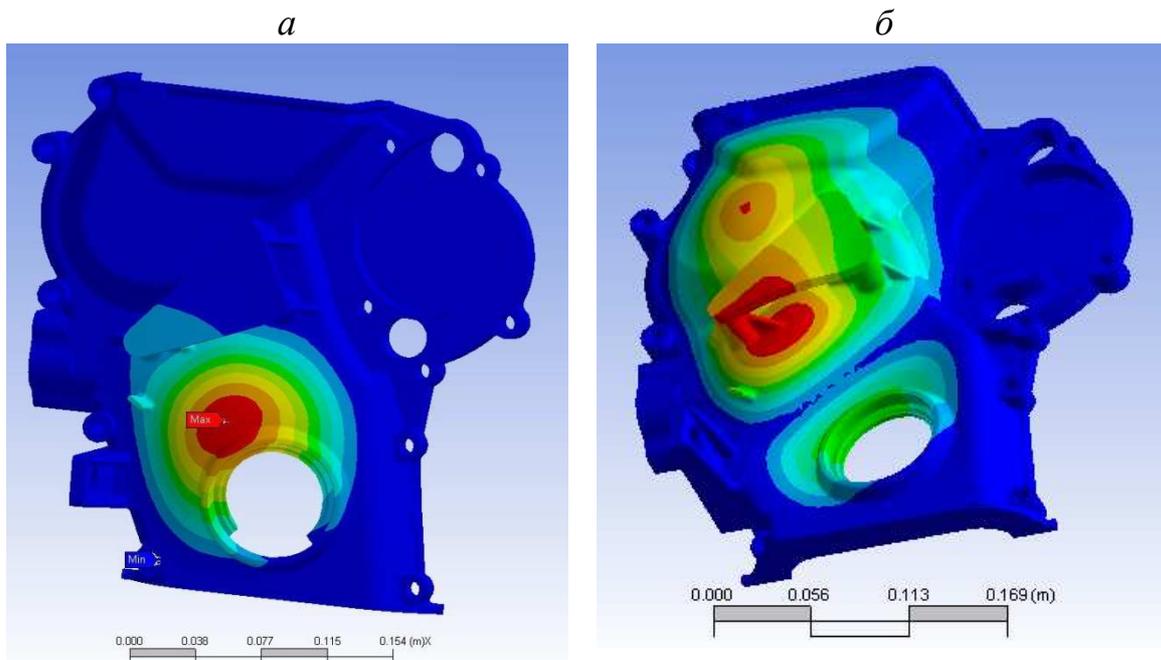


Рисунок 2 – Первая (а) на частоте 1766 Гц и вторая (б) на частоте 2995 Гц формы колебаний исходной конструкции крышки цепи ГРМ

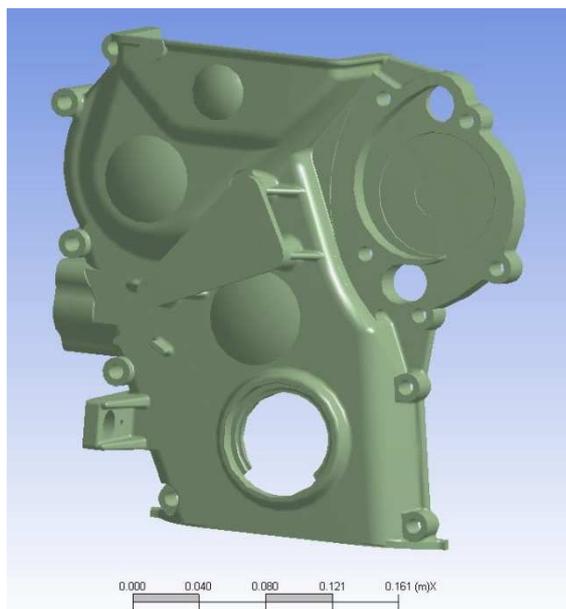


Рисунок 3 – Трехмерная модель крышки цепи ГРМ при введении изменений в конструкцию в виде сферических выпуклостей.

Далее были введены изменения в конструкцию крышки цепи ГРМ в виде сферических выпуклостей на выделенных поверхностях (рисунок 3). Из приведенных на рисунке 4 первой и второй форм колебаний крышки цепи ГРМ видно, что первая форма на частоте 1852 Гц полностью определяется формой колебаний поверхности I. Вторая форма колебаний на частоте 3016 Гц имеет форму колебаний поверхности I со смещенной пучностью по сравнению с формой колебаний на частоте 1766 Гц и нечетко выраженную форму колебаний поверхности II. С увеличением порядка формы колебаний становятся более сложными. При этом четко просматривается тенденция к снижению числа пучностей на выделенных поверхностях при введении сферических выпуклостей.

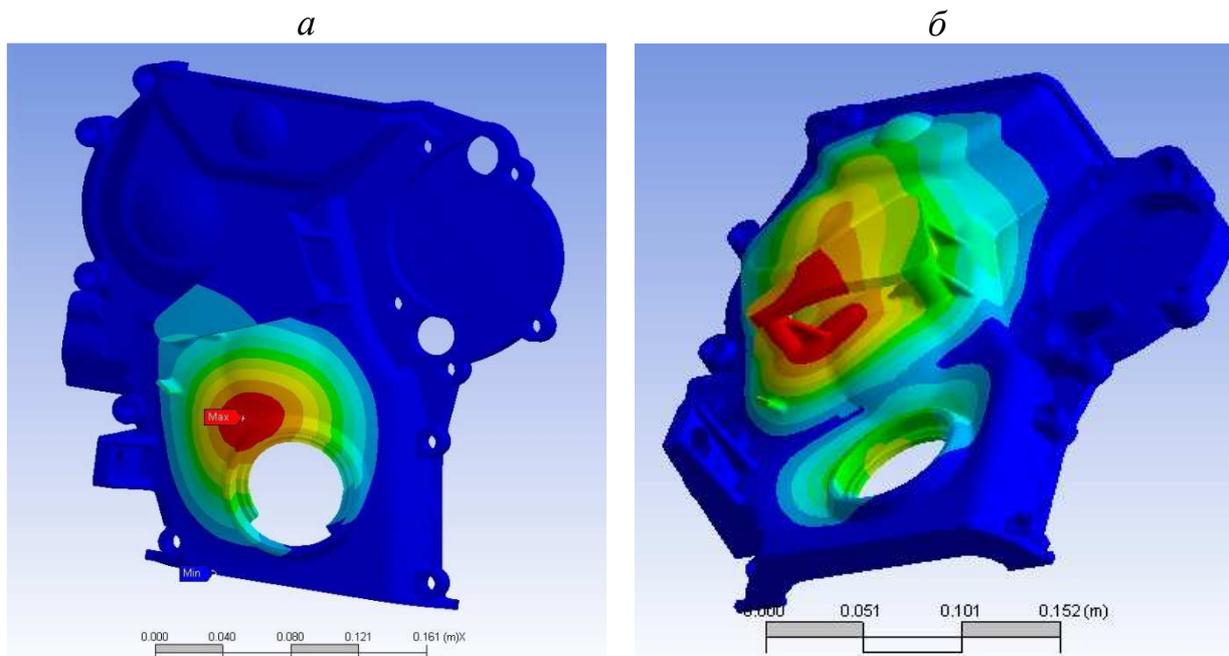


Рисунок 4 – Формы колебаний крышки цепи ГРМ при введении изменений в конструкцию в виде сферических выпуклостей:

- а* – 1-я форма на частоте 1852 Гц, принадлежащая Zone I;
- б* – 1-я форма на частоте 3016 Гц, принадлежащая Zone II

С целью повышения жесткости выделенных поверхностей на наружной поверхности были введены ребра жесткости, примыкающие к сферическим выпуклостям (рисунок 5). Частоты 1-й и 2-й форм колебаний крышки цепи ГРМ увеличились и составили 2071 Гц и 3049 Гц соответственно. 1-я форма колебаний на частоте 2071 Гц по характеру не изменилась, а формы более высоких порядков сильно изменилась по характеру.

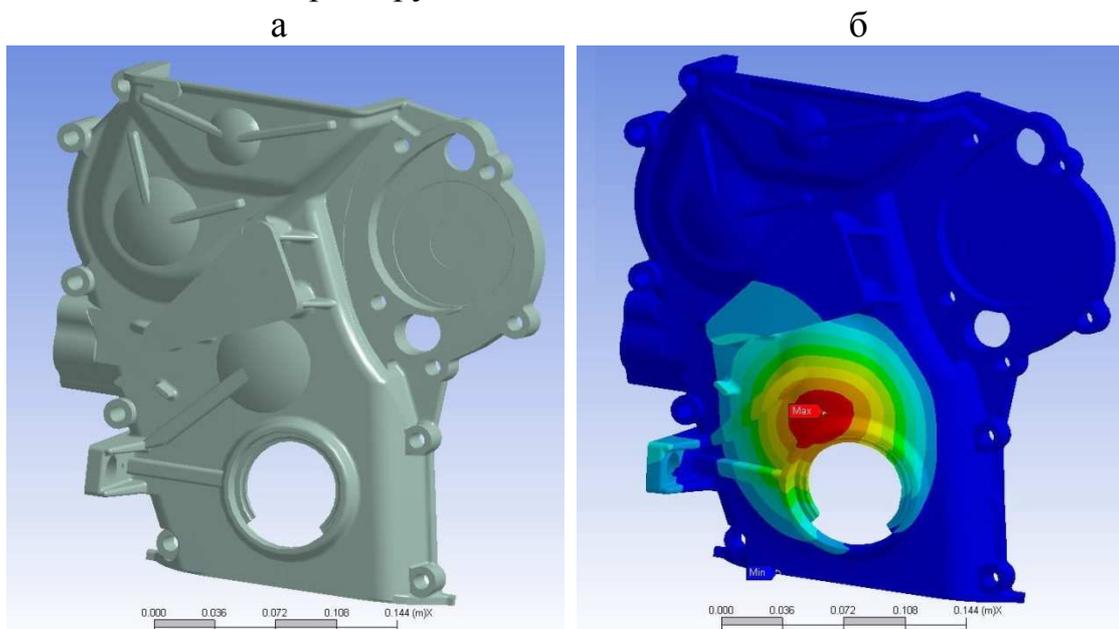


Рисунок 5 – Трехмерная модель крышки цепи ГРМ со сферическими выпуклостями и ребрами жесткости на наружных поверхностях. 1-я форма колебаний на частоте 2071Гц

Для повышения жесткости сферических выпуклостей в них с внутренней стороны были введены ребра (рисунок б). При этом частоты форм колебаний крышки сместились в сторону более высоких значений. Частота 1-й формы составила 2108 Гц, 2-й формы – 3071 Гц.

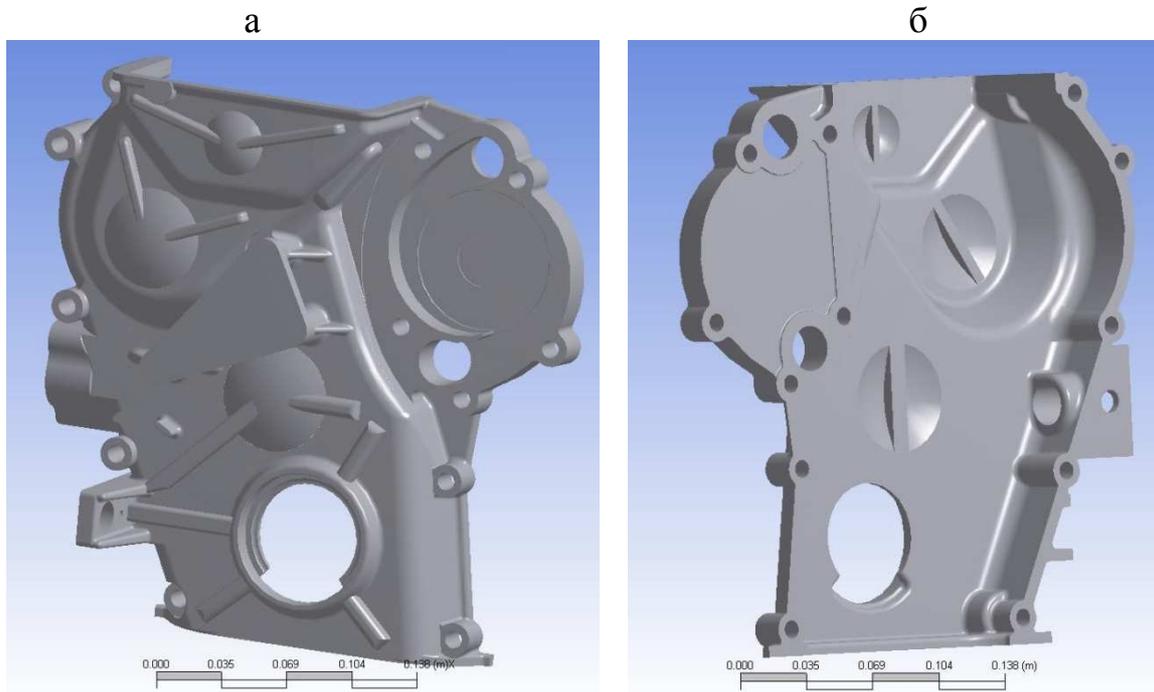


Рисунок 6 – Трехмерная модель крышки цепи МГР с ребрами жесткости на внутренней стороне сферических выпуклостей

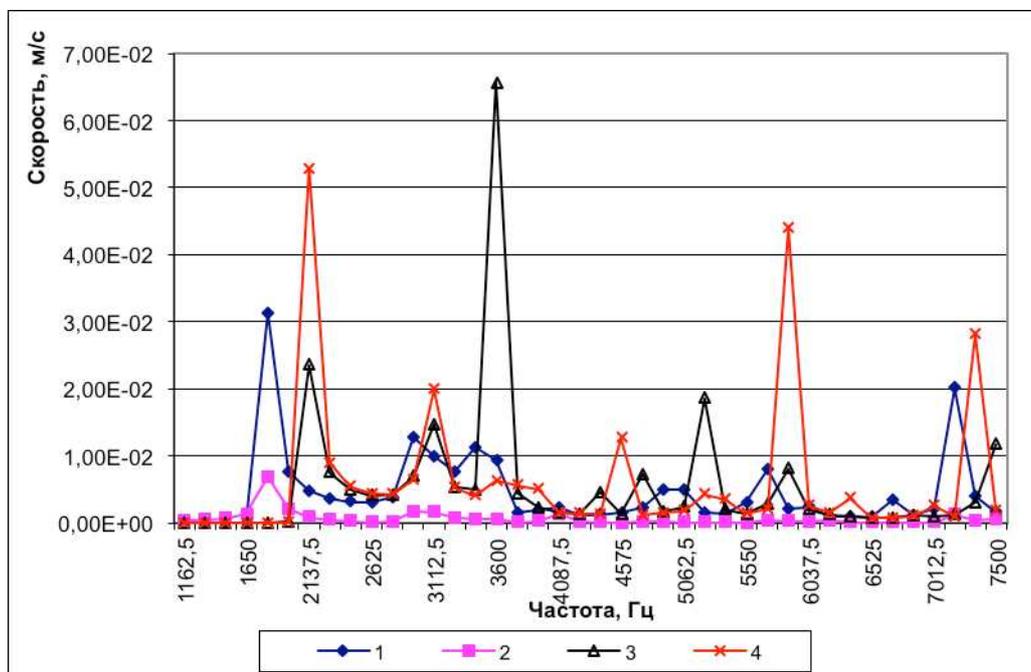


Рисунок 7 – Спектры среднеквадратичных значений виброскорости для различных форм колебаний, осредненные по поверхности I:

1 – исходный вариант; 2 – со сферическими выпуклостями; 3 – со сферическими выпуклостями и ребрами жесткости с наружной стороны; 4 – со сферическими выпуклостями, ребрами жесткости с наружной и внутренней сторон

С целью оценки эффективности рассматриваемых предложений, направленных на снижение звуковой вибрации крышки цепи ГРМ, рассчитывались спектры среднеквадратичных значений виброскорости для различных форм колебаний и усреднялись по поверхностям (Zone I и Zone II). Результаты расчетов приведены на рисунках 7 и 8.

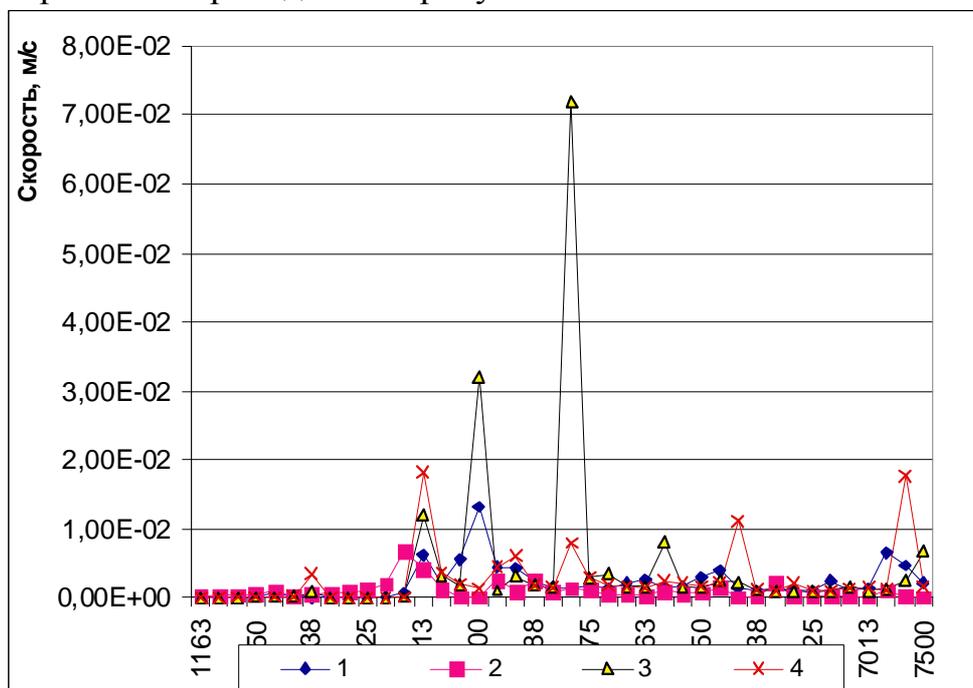


Рисунок 8 – Спектры среднеквадратичных значений виброскорости для различных форм колебаний, осредненные по поверхности II:

1 – исходный вариант; 2 – со сферическими выпуклостями ; 3 – со сферическими выпуклостями и ребрами жесткости с наружной стороны; 4 – со сферическими выпуклостями, ребрами жесткости с наружной и внутренней сторон

Наибольшее количество форм колебаний имеет поверхность I (рисунок 7) в диапазоне частот 1600-7500 Гц. Максимальное снижение амплитуд достигается при введении в конструкцию крышки цепи ГРМ сферических выпуклостей (рисунок 7, спектр 2). Увеличение жесткости крышки за счет введения ребер жесткости сдвигает частоты форм колебаний в область более высоких значений и увеличивает амплитуды виброскорости (рисунок 7, спектры 3, 4).

Поверхность II имеет значительно меньше форм колебаний, частоты которых находятся в диапазоне 2600-6000 Гц (рисунок 8). Наименьшие уровни виброскорости при введении в конструкцию крышки сферических выпуклостей. Аналогичные результаты получены для поверхности III. Введение ребер жесткости увеличивает число форм колебаний поверхности III в области более высоких частот.

Таким образом, анализ результатов расчета частот и форм колебаний и распределения среднеквадратичных значений виброскорости по трем отдельным поверхностям показывает, что с целью снижения шума от крышки цепи ГРМ можно рекомендовать введение в ее конструкцию сферических выпуклостей.

По аналогичной методике проведен поиск конструктивных решений для масляного поддона дизеля.

На рисунке 9 приведена трехмерная модель исходной конструкции масляного поддона дизеля (рисунок 9а), на которой выделены четыре отдельные поверхности (зоны), ограниченные резким изменением геометрической формы и жесткости. Показан вариант разбиения трехмерной модели на конечные элементы (рисунок 9б). Производился расчет двадцати пяти форм колебаний масляного поддона, две из которых для исходной конструкции показаны на рисунке 10.

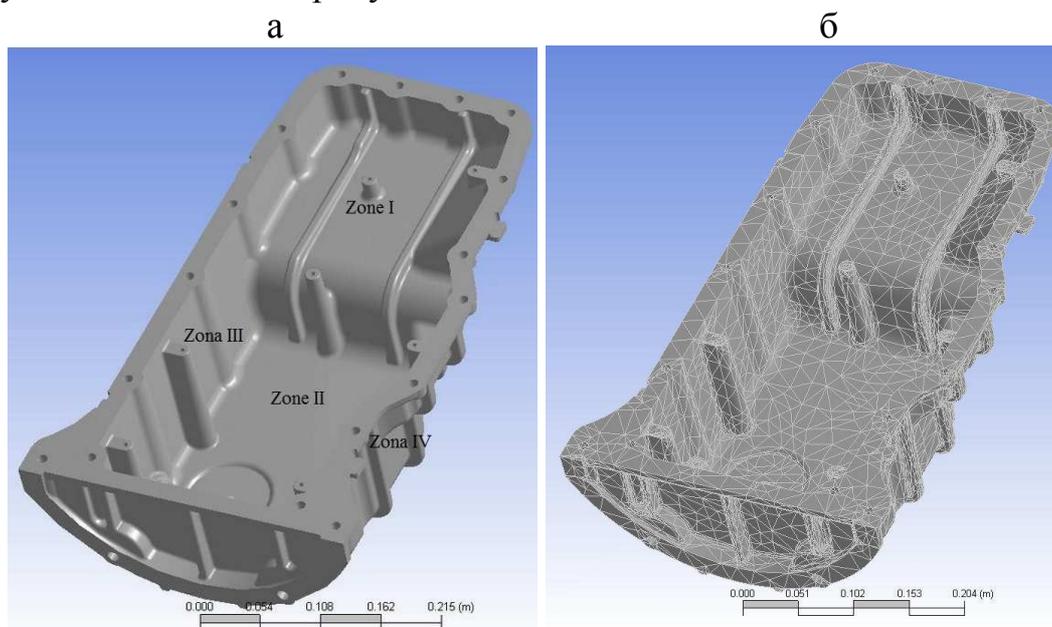


Рисунок 9 – Трехмерная модель исходной конструкции масляного поддона дизеля: *а* – с выделенными на ней тремя отдельными поверхностями (Zone I, Zone II, Zone III, Zone IV);

*б* – пример разбиения трехмерной модели на конечные элементы

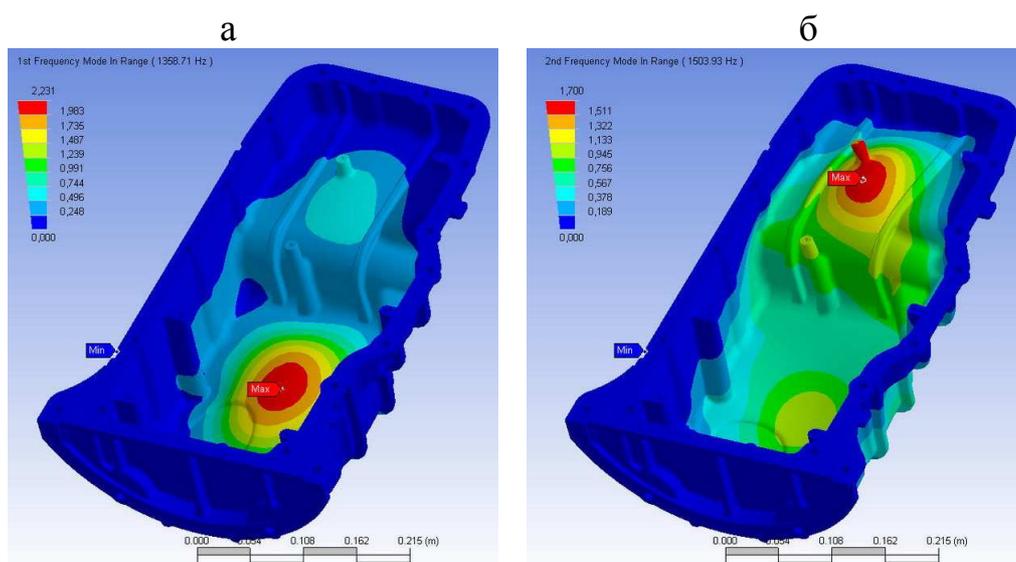


Рисунок 10 – Первая (а) на частоте 1358 Гц и вторая (б) на частоте 1503 Гц формы колебаний исходной конструкции масляного поддона

Первая форма колебаний на частоте 1766 Гц присуща поверхности I., вторая форма колебаний крышки на частоте 2995 Гц состоит из 1-ой формы колебаний поверхностей I и II.

Далее были введены изменения в конструкцию масляного поддона в виде сферических выпуклостей на поверхностях I и II (рисунок 11а). Первая форма на частоте 1431 Гц полностью определяется формой колебаний поверхностей I и II. С увеличением порядка формы колебаний становятся более сложными. При этом четко просматривается тенденция к увеличению числа пучностей на выделенных поверхностях при введении сферических выпуклостей.

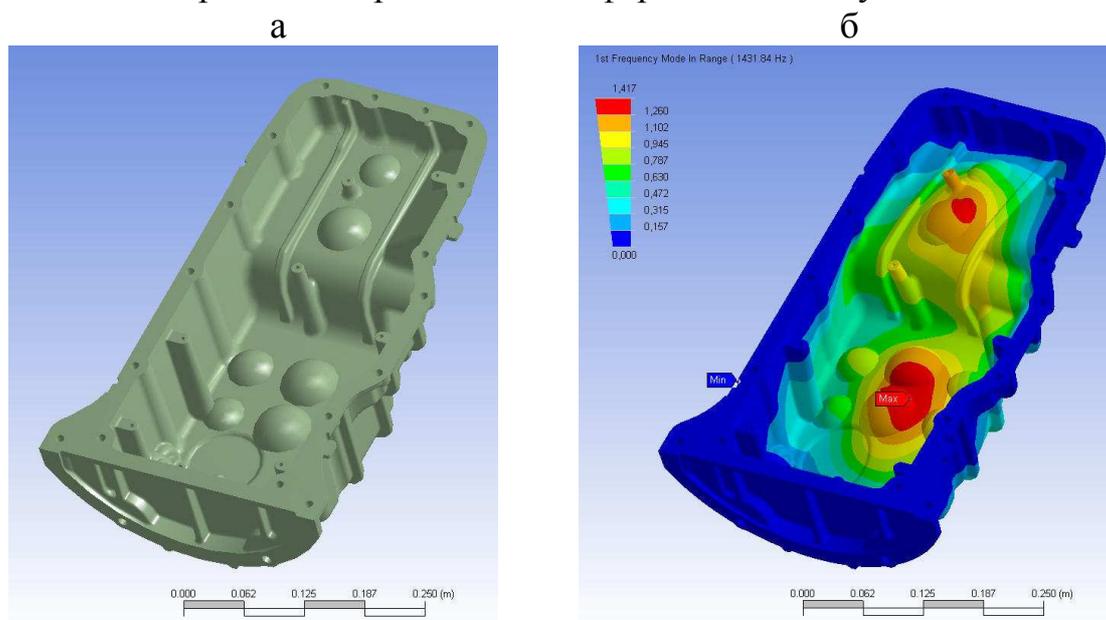


Рисунок 11 – Трехмерная модель крышки цепи ГРМ при введении изменений в конструкцию в виде сферических выпуклостей

Далее были введены конструктивные изменения в зонах I и II показанные на рисунке 12. На рисунке 13 приведено в качестве примера сравнение значений квадрата виброскорости в частотном диапазоне для зоны 1.

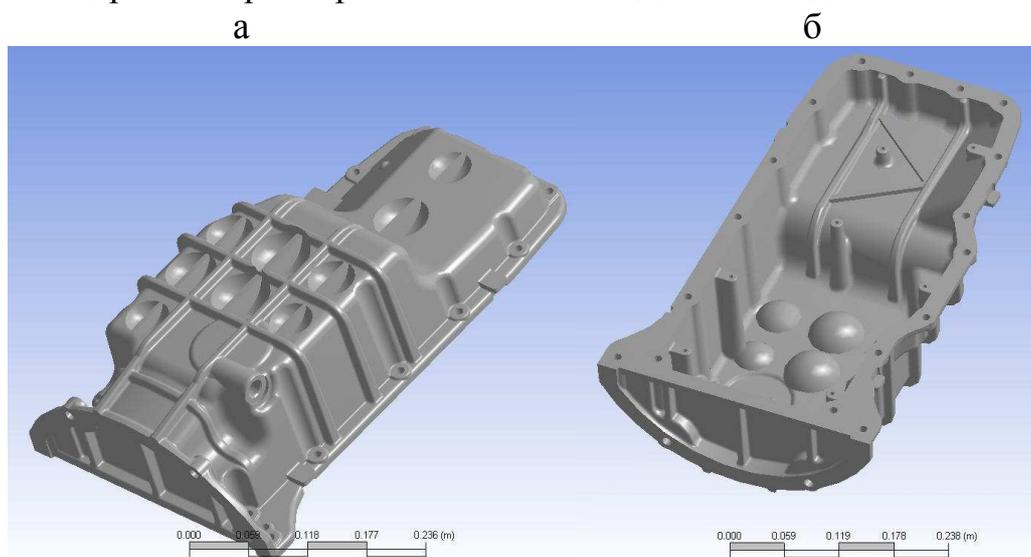


Рисунок 12 – Трехмерная модель крышки цепи ГРМ при введении изменений в конструкцию в виде сферических выпуклостей

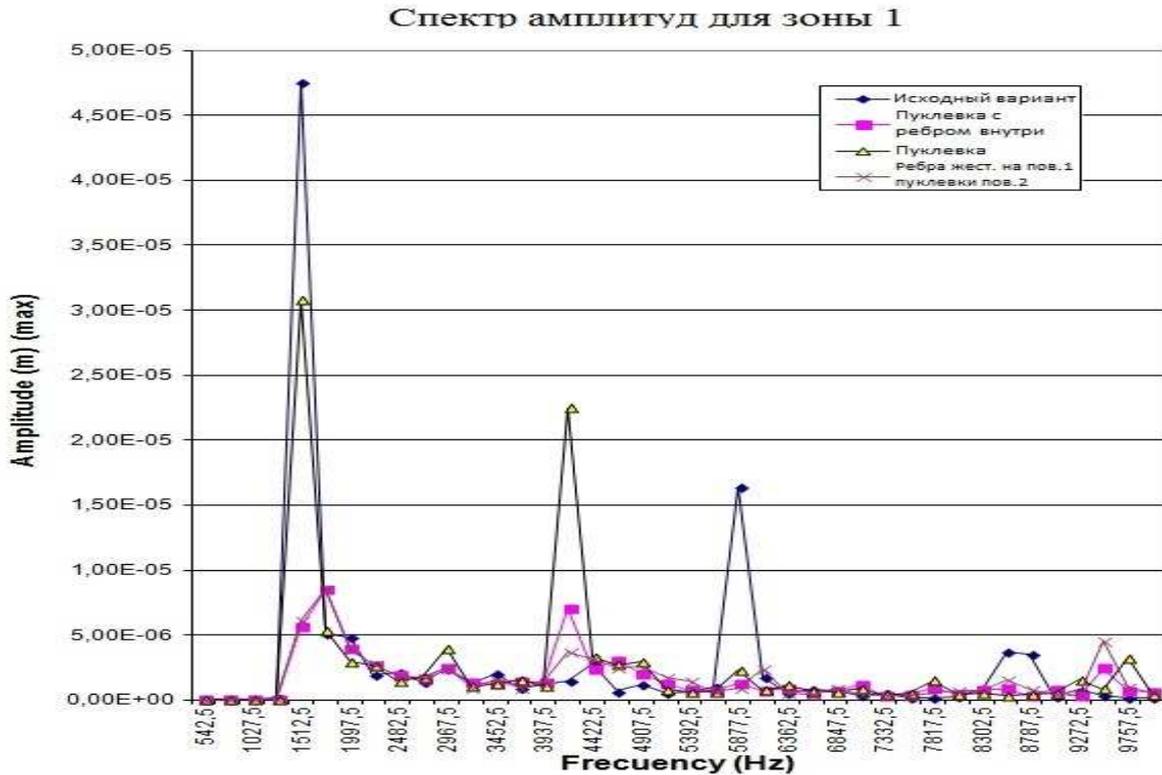


Рисунок 13 – Спектры среднеквадратичных значений виброскорости для различных форм колебаний, осредненные по поверхности I

Из анализа результатов приведенных на рисунке 13 следует, что максимальное снижение среднего значения виброскорости зоны 1, а следовательно и снижение шума, достигается при конструктивных решениях приведенных на рисунке 12б. Такой же результат получен и для других наружных поверхностей масляного поддона.

На основании проведенных исследований можно заключить, что данный метод позволяет расчетным способом осуществить оптимизацию ненагруженных деталей по параметрам акустического излучения с целью уменьшения излучаемого ими шума.

### Список литературы

1. Галевко В.В., Надарейшвили Г.Г. Методика и результаты исследования основных источников шума рядного четырехцилиндрового дизеля на моторном стенде // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2011. № 2. С. 104-108.
2. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Галевко В.В., Исаев В.В., Платов А.В. Методика и результаты исследования шума от отдельных наружных поверхностей дизеля ЗИЛ-645 // Конструирование, технология и экономика производства автомобиля: Сб. научн. тр. / ЗИЛ-НИИНавтопром. – М., 1984, вып.13. – 15 с.

## УСТАНОВКИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ИЗНОСО- И ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ МАТЕРИАЛОВ НА МИНИОБРАЗЦАХ

*Цвигун В.Н., Куклин С.А., Козлов Н.В.*

*Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк*

Трещиностойкость и износостойкость – очень важные и сложные свойства материалов, но исследования по их оценке, качественной и количественной, часто связаны с изучением монокристаллов, тонких образцов, покрытий, поверхностных обработок, коррозионной тематики (тем более, что у вершины усталостной трещины быстро формируются слои гидроксильных групп), необходимостью послойной вырезки образцов из больших изделий, типа рельс и т.д.

Миниобразцы, размером  $25 \times 6 \times 3$  мм мы приняли в соответствии с геометрией британского стандарта на трёхточечный изгиб с одной боковой трещиной длиной от 1,2 до 3 мм. Такие образцы легко и быстро готовить, испытывать и изучать методами оптической и растровой микроскопии (РЭМ).

Дополнительно, становится возможным исследование фрактографических особенностей поверхностей разрушения двух половинок одного излома, когда они установлены рядом в камере РЭМ, а также прямое изучение растрескивания, текстур в зоне вытяжки (перед разрушением) прямо в камере РЭМ.

На рисунке 1 изображен общий вид микропульсатора Ц75 для испытания образцов, схема крепления, и нагружения образца. Микропульсатор Ц75 (создан в 1975 году) состоит из основания (размером  $300 \times 380$  мм), на котором установлен двигатель постоянного тока; (400 Вт, 24 В), на валу двигателя закреплён фланец диаметром 40 мм, по которому может плавно перемещаться и фиксироваться пластина кривошипа 3, имеющая четыре прорези под болты М5 (перемещением кривошипа устанавливается размах нагрузки, прикладываемой к образцу). На кривошипе установлен подшипниковый узел 4, нагружающий рычаг 5 (на нем размещён тензодатчик 13) поворачивается вокруг подшипникового узла 6. Через упор 7 рычаг связан с образцом 8. Образец установлен в захвате 9 таким образом, что выполняется схема трёхточечного изгиба (расстояние между опорами 24 мм). Нагрузка на образец создаётся нажимным винтом 10 при повороте держателя образца вокруг оси 11. В точке 12 на основании 1 установлен штатив микроскопа Цейсс с проекционной насадкой МНП-1 с экраном диаметром 150 мм (увеличение до 150 раз). Измерение длины трещины выполняется линейкой – по экрану, отсчётом от реперных линий, нанесённых на образце через 0,2 мм. Линии наносятся алмазной иглой от профилографа, когда образец установлен для разметки горизонтально (запрессовка прессиком на пластилин).

Микропульсатор Ц75 работает следующим образом. В паз держателя 9 устанавливаем образец 8, и фиксируем симметрично относительно

цилиндрической опоры 14, и поджимаем механизмом статического нагружения 10 на необходимую величину нагрузки. При включении двигателя 2 сначала на частоте 3 Гц точно устанавливаем размах нагрузки и затем увеличиваем частоту до 30 Гц. Число циклов подсчитывается счётчиком СЭД-2.

Надрез на образце предварительно создаётся с помощью электролобзика. Установленная на нём молибденовая проволока диаметром 0,1 мм и длиной 150 мм (абразивом служит алмазная паста) за несколько минут создаёт идеальный надрез глубиной 0,8 мм и радиусом 0,05 мм. Образец перед испытанием промывается от алмазной пасты в ультразвуковой ванне.

Периодически измеряя длину усталостной трещины, зная размах  $\Delta P$ , строится график зависимости длина трещины – число циклов, далее вычисляем уравнение Пэриса.

Когда вершина усталостной трещины достигает последней реперной линии (зона долома будет 3 мм), образец устанавливают на стенд для окончательного разрушения с записью диаграммы раскрытия трещины - усилие. На боковую грань образца, вблизи надреза, устанавливаем скобу с тензодатчиками для регистрации раскрытия и выполняется плавное нагружение образца с записью сигналов на двухкоординатный самописец.

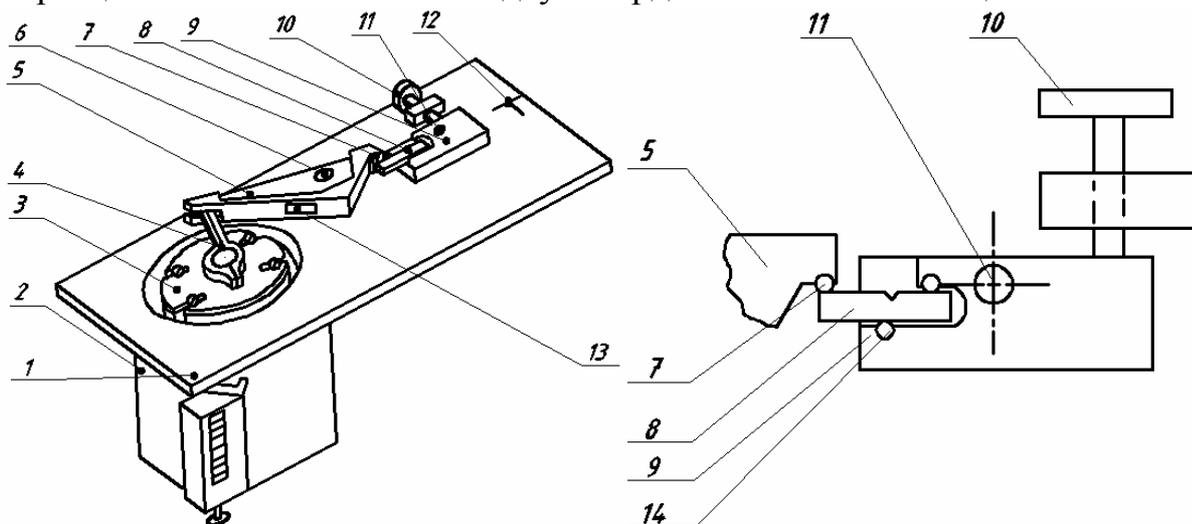


Рисунок 1 – Микропульсатор Ц75:

- 1 – основание; 2 – двигатель; 3 – пластина кривошипа; 4 – подшипниковый узел; 5 – нагружающий рычаг; 6 – подшипниковый узел; 7 – упор; 8 – образец; 9 – захват; 10 – нажимной винт; 11 – ось; 12 – штатив микроскопа; 13 – тензодатчик; 14 – цилиндрическая опора

Можно также разрушать образец и статическим нагружением на пульсаторе Ц75 (винтом 10), значения  $K_c$  при этом определяются менее точно, но, наблюдая в микроскоп, хорошо видно образование ступеньки в вершине трещины и полос скольжения из углов этой ступеньки, сначала небольшого количества микротрещин, а потом сотен, которые при разрушении веером вскрываются внутри 120-градусного треугольника, образованного полосами скольжения. После разрушения эти трещины, в основном, уже не видны, т.к. быстро прошли реверсивные упруго-пластические сдвиги и развороты микрообъемов.

На микропульсаторе Ц75 было проведено в 1977 году исследование по прямому наблюдению механики образования усталостных бороздок и проверка известных моделей Смита-Лэйерда, Риппан, Томкинса, Ноймана, Виртмана, Херцберга, Якоби и других. Что мы видели на прозрачных образцах из ПММА, ПК и эпоксидной смолы, а также сталях 0,2-1,2% углерода и других материалах? Это реверсивные сдвиги, развороты в полосах скольжения, деформации в микрообъёмах и их исчерпание, далее вскрытие трещин, их соединение в цепочки.

Очень важны роли «насосов реверсивной накачки» деформаций в усах из вершины трещины и трёхмерных остаточных напряжений растяжения после захлопывания трещины, что теоретические работы пока не описывают. При небольших увеличениях это можно видеть снаружи и внутри прозрачного образца. На пульсаторе Ц75 можно в деталях напрямую рассмотреть ранее непонятную фрактографию: как перегрузки, траковые следы, ветвление и взаимодействие трещин - всё это хорошо поддаётся изучению.

Для изучения влияния небольших перегрузок на образование характерных усталостных бороздок (рисунок 2а), нагрузили образец по специальной программе (рисунок 2б). Прямое наблюдение образования бороздок с помощью стереомикроскопа (сбоку) выявило, что при очень низких циклических напряжениях усталостные бороздки выглядят как непрерывная череда мелких волн (рисунок 2в), поскольку у вершины трещины идет затупление трещины в момент старта трещины (рисунок 2в, точка С) и соседняя и новая бороздка соединяются без квазискола. При больших напряжениях этот радиус разрыва становится больше и появляется прямой участок квазискола (рисунок 2г) по трещине – лоцману (т.л.); трещина квазискола может начаться как в вершине зоны вытяжки, так и немного в стороне, на одном из усов деформации.

На склоне бороздки всегда есть вторичные трещины (рисунок 2г, д), которые образуются в момент затупления трещины перед ее рывком по трещине – лоцману. Это происходит на левом склоне пилы напряжений, чуть выше точки (С). Трещина – лоцман растет до тех пор, пока идет наращивание напряжений цикла, а при переходе через максимальное значение трещина – лоцман начинает закрываться.

При очень высоких напряжениях гладкие участки трещины могут быть длинными (как у эпоксидной смолы 0,5-0,8 мм), т.е. длина квазискола определяется пластической деформацией цикла. Нельзя забывать и то, что материал у вершины усталостной трещины охрупчен циклическим изгибом на определенный угол (например стальная пластина при угле изгиба 90° выдерживает 2 изгиба, при угле 10° – 60 изгибов до разрушения).

На микропульсаторе Ц75 удобно изучать стабильный рост усталостных трещин на очень хрупких материалах, как мартенсит стали, НРС 64 или на пластинах эпоксидной смолы толщиной 1-4 мм. На больших образцах это сделать почти невозможно. Причём в поляризованном свете хорошо видно взаимодействие вершины трещины с встречающимися дефектами и включениями. На рисунке 3 показано образование трёхмерной усталостной трещины из-за образования поперечной трещины (её длина 0,06 мм), которая

образовалась от включения и исказила рост плоских усталостных бороздок (шаг бороздок 0,016 мм).

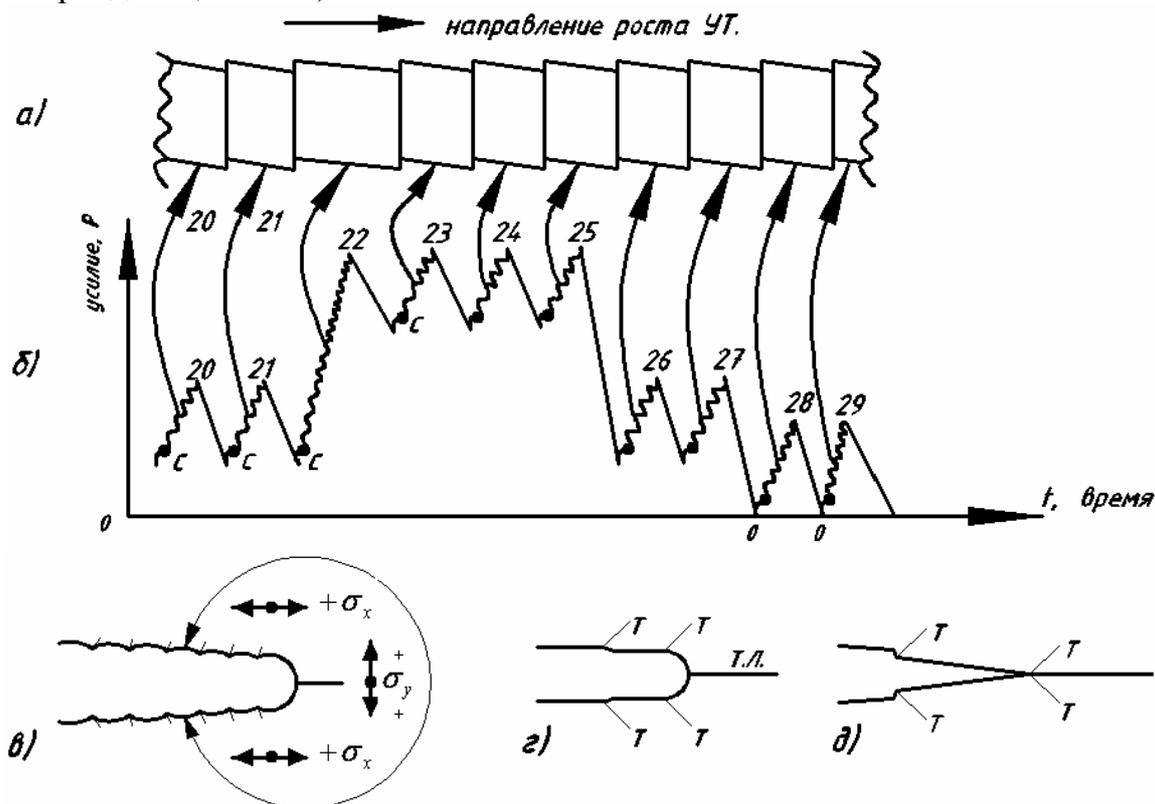


Рисунок 2 – Длина усталостных бороздок (а) в зависимости от величины циклических напряжений (б). Длина усталостной бороздки пропорциональна величине левого ската цикла нагружения; б) график циклическое усилие – время. Трещина растет только на участках :  $C \div 20$ ,  $C \div 21$ ,  $C \div 22$  и т.д. Вид усталостных бороздок при низких (в), средних (г) и высоких (д) напряжениях. (образец – материал ПММА)

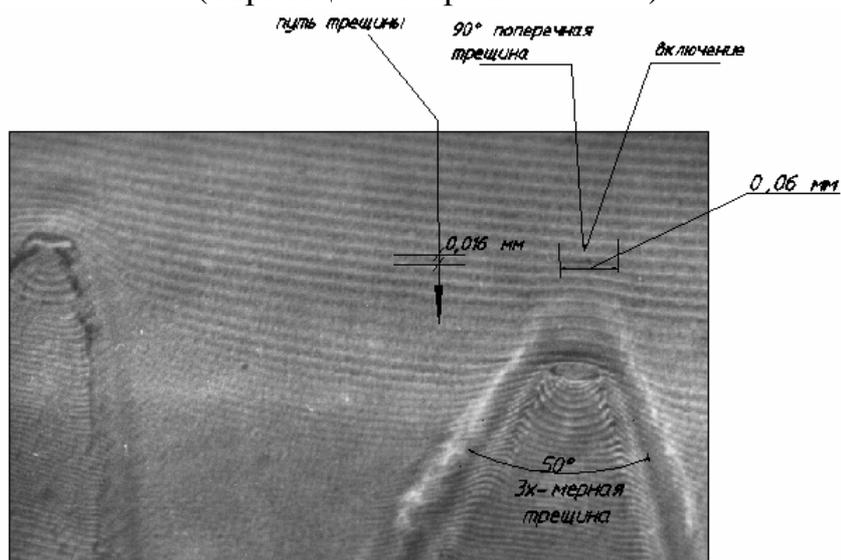


Рисунок 3 – Образование трёхмерной усталостной трещины при встрече с включением, которое зародило 90 – градусную трещину длиной 0,06 мм, которая привела к увеличению площади усталостной трещины; усталостные бороздки (материал ПММА) образуют сложный узор, углом расширения 50 градусов

Для малоциклового усталостного нагружения миниобразцов, с ранее наведённой на пульсаторе Ц75 усталостной трещиной был изготовлен пульсатор Ц82 (рисунок 4), размером 110×80×30 мм, максимальное усилие 200 кг, частота нагружения 2Гц, этот пульсатор можно устанавливать в 2-х положениях (когда трещина изучается на образцах 25×6×3 мм в фас и в профиль):

а) на рентгеновском дифрактометре (измерения макро, микронапряжений в зоне вытяжки, текстур деформации, так на дюралевых образцах текстурные рефлексы хорошо видны в электронографе ЭР-100)

б) в камере РЭМ, когда образец можно нагружать и разгружать при наблюдении и останавливаться в любой точке цикла, что на пульсаторе Ц75 невозможно.

Пульсатор Ц82 состоит из двигателя постоянного тока 1 (27 в, 2 а), червячного редуктора 2, рычага 3, винтового механизма статического нагружения 4, нагружающего элемента 5, образца 6, держателя образца 7.

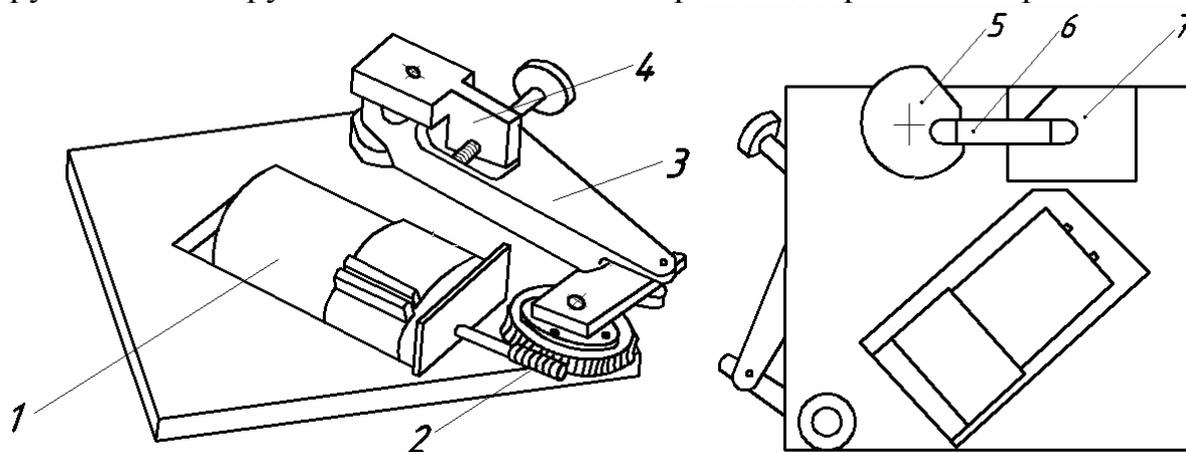


Рисунок 4 – Микропульсатор Ц82 для изучения усталостных трещин в камере РЭМ и методами рентгеновских микропучков:

1 – двигатель постоянного тока; 2 – червячный редуктор; 3 – рычаг; 4 – винтовой механизм статического нагружения; 5 – нагружающий элемент; 6 – образец; 7 – держатель

Образцы после испытания на трещиностойкость можно испытывать на износ (истиранием) на специально созданной машине Ц83 (рисунок 5). Она создана после длительного поиска разных вариантов (17 схем) испытаний, позволяет быстро, легко и с высокой точностью 5÷10% (от 20 до 10 измерений), оценивать материалы разной твёрдости (менее 45HRC), в том числе и тонкие покрытия (от 10 мкм), сверхтвёрдые гальванические и полученные методами импульсной, плазмы (оксидов гафния, циркония, ...).

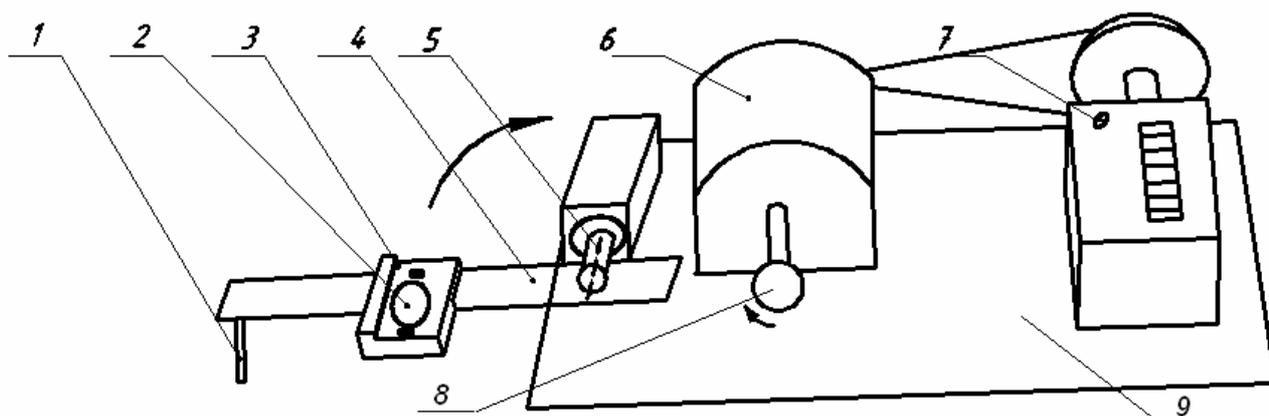


Рисунок 5 – Машина Ц83 для испытания миниобразцов на истирание: 1 – устройство для размещения грузов; 2 – образец; 3 – устройство для горизонтального и вертикального перемещения образца; 4 – рычаг; 5 – плунжерная пара; 6 – привод постоянного тока; 8 – вращающийся стальной закаленный шарик; 9 – основание

Машина на износ состоит из основания 9 (размером 210×340 мм), на котором установлены: привод постоянного тока 6 (12в, 3а, 2 об/с) с плавным регулированием числа оборотов, вращающий стальной закалённый шарик 8 (диаметром 14 мм), устройство для вертикального и горизонтального перемещения образца 3, устройство для размещения грузов 1, счётчик числа оборотов электродвигателя 7 и микроскоп МБС-9. Узел 5 поворота рычага 4 выполнен как плунжерная пара, позволяющая точно опускать образец на вращающийся шарик и через 500 оборотов шара переводить образец в левое положение (поворот на 180 градусов), чтобы надвинуть микроскоп на образец, и измерить лунку износа. Обычно для одного образца делаем четыре измерения через 500 оборотов шара. По зависимости (рисунок 6) можно сравнить износостойкость двух материалов.

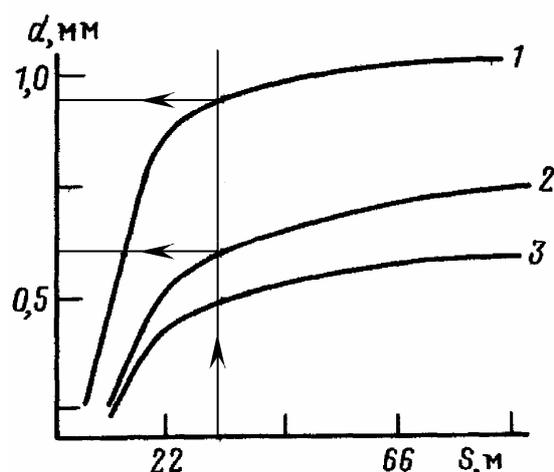


Рисунок 6 – Зависимость диаметра вытираемой на образце лунки от пути трения вращающегося шарика: 1 – нетермообработанная поверхность Ti, 2 – после легирования алюминием, 3 – после легирования никелем

Образцы из титанового сплава ВТ-20 поверхностно легировали (слой до 80мкм) гетерогенной импульсной плазмой. К образцу под постоянной нагрузкой 0,8Н прикладывали вращающийся со скоростью 2 об/с шарик из закалённой стали ШХ-15, который истирал на нём лунку. При такой схеме испытаний постоянно увеличивается площадь контакта шарика с образцом и меняется удельное давление на изнашиваемую поверхность. Исходя из рис.6 , заключаем: материал № 2 лучше чем №1 в:  $D_1^2/D_2^2 = 0,9^2/0,6^2 = 2,25$  раза кроме того, по току, потребляемому двигателем, можно оценивать коэффициент трения пары шар – плоскость, а также изучать влияние смазок, ингибиторов коррозии и т.д. Рядом с лункой износа на образце образуется небольшое количество микростружки и округлых оксидов, по анализу которых можно изучать условия сдирания оксидных плёнок с поверхности износа.

По прямым наблюдениям механизмов роста усталостных трещин отметим следующее:

1. Расхождение берегов трещины у её вершины можно использовать как датчик деформации,  $\Delta K$ ,  $K$ , т.е. на коротких трещинах, когда линейная механика разрушения даёт ошибки, можно считать угол  $\Delta\alpha$  – раскрытия усталостной трещины пропорциональным  $\Delta K$ , и мерять его по катету, например, на расстоянии 1 мм от вершины трещины (с поправкой на ступеньку, если она есть).

2. Две прямые, проведенные по берегам усталостной трещины, в сторону вершины дадут угол  $\alpha$  и точку вращения материала (шарнир), внутри этого шарнира идут деформации предразрушения и объединения трещин, но когда образуется ступенька, точка вращения передвигается вглубь материала!

3. Разрушения материала вблизи вершины усталостной трещины идёт по своим механизмам (слабо напоминаям то, что видно на макрообразцах), это: сложные процессы локального перегрева, вспучивания, кислотной коррозии, разрыхления, увеличения пор, трещин и тут же разгрузка плющит этот микрообъём, создаёт остаточные растягивающие напряжения и, вновь, нагрузка цикла усталости растягивает очень ограниченный пластически передеформированный микрообъём, который с пяти сторон зажат упруго-деформированным объёмом.

## О ПОТЕРЕ УСТОЙЧИВОСТИ ТОЛСТОСТЕННОЙ ТРУБЫ ИЗ ИДЕАЛЬНОГО УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

*Петров Н.И.*

*Чувашский государственный университет им. И.Н.Ульянова, Чебоксары*

В постановке Лейбензона-Ишлинского [1-3] рассмотрена потеря устойчивости упругопластической толстостенной трубы под действием внутреннего давления.

Осесимметричное состояние трубы радиусов  $a, b$  ( $a < b$ ), находящейся под действием внутреннего давления  $p$ , определяется согласно [4]

$$\sigma_r^{0p} = -p - 2 \ln \alpha / \rho, \quad \sigma_\theta^{0p} = -p - 2 (\ln \alpha / \rho - 1), \quad \tau_{r\theta}^{0p} \equiv 0;$$

$$\sigma_r^{0e} = \beta_0^2 \left( 1 - 1/\rho^2 \right), \quad \sigma_\theta^{0e} = \beta_0^2 \left( 1 + 1/\rho^2 \right), \quad \tau_{r\theta}^{0e} \equiv 0; \quad (1)$$

$$1 - p = \beta_0^2 + 2 \ln \alpha / \beta_0. \quad (2)$$

Здесь и в дальнейшем величины, имеющие размерность напряжения, отнесем к пределу текучести  $k$ , величины, имеющие размерность длины – к внешнему радиусу трубы  $b$ :

$$\sigma_r = \sigma_r / k, \quad \tau_{r\theta} = \tau_{r\theta} / k, \quad \sigma_\theta = \sigma_\theta / k, \quad p = p / k, \quad G = G / k,$$

$$\rho = \rho / b, \quad \alpha = a / b, \quad \beta = r_s / b, \quad u = u_p / b, \quad v = u_\theta / b, \quad (3)$$

где  $r_s$  – радиус пластической зоны.

При потере устойчивости уравнения внешней и внутренней границ трубы примут вид

$$\rho = 1 + \delta u'_{\eta} \quad \text{и} \quad \rho = \alpha + \delta u', \quad (4)$$

где решение  $\delta \ll 1$ ; решение задачи имеется в виде

$$\sigma_{ij} = \sigma'_{ij} + \delta \sigma'_{ij}, \quad u = u^0 + \delta u', \quad v = v^0 + \delta v'. \quad (5)$$

Линеаризованные граничные условия согласно [4] имеют вид

$$\sigma'_\rho + \frac{\partial \sigma'_\rho}{\partial \rho} u'^e = 0, \quad \tau'_{\rho\theta} - (\sigma_\theta^{0e} - \sigma_\rho^{0e}) \frac{\partial u'^e}{\partial \theta} = 0, \quad \rho = 1; \quad (6)$$

$$\sigma'_\rho + \frac{\partial \sigma'_\rho}{\partial \rho} u'^p = 0, \quad \tau'_{\rho\theta} - \frac{1}{\alpha} (\sigma_\theta^{0p} - \sigma_\rho^{0p}) \frac{\partial u'^p}{\partial \theta} = 0, \quad \rho = \alpha. \quad (7)$$

Уравнения равновесия в полярной системе координат имеют вид

$$\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{\rho\theta}}{\partial \theta} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_\theta}{\rho} = 0,$$

$$\frac{\partial \tau_{\rho\theta}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{2\tau_{\rho\theta}}{\rho} = 0. \quad (8)$$

Условие несжимаемости примет вид

$$\frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u}{\rho} = 0, \quad (9)$$

закон Гука запишем в виде

$$\sigma_\rho = \sigma + G(\varepsilon_\rho - \varepsilon_0), \quad \sigma_\theta = \sigma - G(\varepsilon_\rho - \varepsilon_0), \quad \tau_{\rho\theta} = 2G\varepsilon_{\rho\theta}, \quad (10)$$

где  $\sigma = (\sigma_\rho + \sigma_\theta)/2$ , а условие пластичности

$$(\sigma_\rho - \sigma_\theta)^2 + 4\tau_{\rho\theta}^2 = 4. \quad (11)$$

Удовлетворим линеаризированному уравнению несжимаемости (9), положив

$$u' = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}, \quad v' = \frac{\partial \psi}{\partial \rho}, \quad (12)$$

тогда, применяя формулы Коши, получим

$$\varepsilon'_\rho = \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho \partial \theta}, \quad \varepsilon'_\theta = \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho \partial \theta},$$

$$\varepsilon_{\rho\theta} = \frac{1}{2} \left[ -\frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial \rho^2} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial \rho} \right]. \quad (13)$$

Определим напряженно-деформированное состояние в упругой зоне. Поставляя (13) в (10), находим

$$\sigma'_\rho = \sigma'^e + 2G \left( \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho \partial \theta} \right),$$

$$\sigma'_\theta = \sigma'^e - 2G \left( \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho \partial \theta} \right),$$

$$\tau'_{\rho\theta} = G \left( -\frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho^2} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \Psi}{\partial \rho} \right) \quad (14)$$

Подставим (14) в линеаризированные соотношения (8). Тогда, исключив  $\sigma'^e$ , получим уравнение для определения функции  $\Psi(\rho, \theta)$

$$\rho^4 \frac{\partial^4 \Psi}{\partial \rho^4} + 2\rho^3 \frac{\partial^3 \Psi}{\partial \rho^3} + \rho^2 \left( 2 \frac{\partial^4 \Psi}{\partial \rho^2 \partial \theta^2} - \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho^2} \right) + \rho \left( \frac{\partial \Psi}{\partial \rho} - 2 \frac{\partial^3 \Psi}{\partial \rho \partial \theta^2} \right) + \left( \frac{\partial^4 \Psi}{\partial \theta^4} + 4 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \theta^2} \right) = 0. \quad (15)$$

В силу эксцентricности трубы, решение уравнения (15) будем искать в виде

$$\Psi(\rho, \theta) = R(\rho) \cos \theta, \quad (16)$$

тогда уравнение (15) примет вид

$$\rho^4 R^{IV} + 2\rho^3 R''' - 3\rho^2 R'' + 3\rho R' - 3R = 0,$$

решение которого имеет вид

$$R(\rho) = \frac{C_1}{\rho} + C_2 \rho + C_3 \rho \ln \rho + C_4 \rho^3. \quad (17)$$

Таким образом, из соотношений (17), (16), (12), (14) и (8) находим

$$\begin{aligned}
u'^e &= \left( \frac{C_1}{\rho^2} + C_2 + C_3 \ln \rho + C_4 \rho^2 \right) \sin \theta, \\
v'^e &= \left( -\frac{C_1}{\rho^2} + C_2 + C_3 + C_3 \ln \rho + C_4 \rho^2 \right) \cos \theta, \\
\sigma_{\rho}^{'e} &= 4G \left( -\frac{C_1}{\rho^3} + \frac{C_3}{\rho} - C_4 \rho \right) \sin \theta, \\
\sigma_{\theta}^{'e} &= 4G \left( \frac{C_1}{\rho^3} - 3C_4 \rho \right) \sin \theta, \\
\tau_{\rho\theta}^{'e} &= 4G \left( \frac{C_1}{\rho^3} + C_4 \rho \right) \cos \theta.
\end{aligned} \tag{18}$$

Теперь определим напряженно-деформированное состояние трубы в пластической зоне. Линеаризуя условие пластичности (14), получаем

$$\sigma_{\rho}^{'p} = \sigma_{\theta}^{'p} = \sigma^{'p}, \tag{19}$$

тогда линеаризированные уравнения равновесия, в силу (9), представляют систему двух уравнений относительно двух неизвестных  $\sigma^{'p}$  и  $\tau_{\rho\theta}^{'p}$ .

Удовлетворим первому из этих уравнений, полагая

$$\sigma^{'p} = -\frac{\partial \Phi}{\partial \theta}, \quad \tau_{\rho\theta}^{'p} = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial \rho}, \tag{20}$$

тогда второе имеет вид

$$\rho^2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \rho^2} + 3\rho \frac{\partial \Phi}{\partial \rho} - \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} = 0, \tag{21}$$

решение которого запишем в виде

$$\Phi(\rho, \theta) = R(\rho) \cos \theta, \tag{22}$$

в результате (21) примет вид

$$\rho^2 R'' + 3\rho R' + R = 0,$$

решением которого является функция

$$R(\rho) = \frac{D_1 \ln \rho + D_2}{\rho}. \tag{23}$$

Таким образом, из (23), (22) и (20) находим

$$\sigma^{'p} = \left( \frac{D_1 \ln \rho + D_2}{\rho} \right) \sin \theta, \quad \tau_{\rho\theta}^{'p} = \left( \frac{D_1 - D_2 - D_1 \ln \rho}{\rho} \right) \cos \theta. \tag{24}$$

Применяя ассоциированный закон пластического течения к (11) и линеаризуя полученные соотношения, получаем

$$\varepsilon_{\rho\theta}^{'p} = \frac{\varepsilon_{\rho}^{0p} - \varepsilon_{\theta}^{0p}}{\sigma_{\rho}^{0p} - \sigma_{\theta}^{0p}} \tau_{\rho\theta}^{'p}$$

или

$$\varepsilon_{\rho\theta}^{'p} = \frac{\beta_0^2}{2G\rho^2} \tau_{\rho\theta}^{'p}. \tag{25}$$

Тогда из соотношений (25) и (13) получаем неоднородное уравнение для определения функции  $\Psi(\rho, \theta)$

$$\rho^2 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \rho^2} - \rho \frac{\partial \Psi}{\partial \rho} - \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \theta^2} = \frac{\beta_0^2}{G} \tau_{\rho\theta}^{\prime p}. \quad (26)$$

Учитывая соотношения (24) и полагая

$$\Psi(\rho, \theta) = R(\rho) \cos \theta, \quad (27)$$

получаем уравнение

$$\rho^2 R'' - \rho R' + R = \frac{\beta_0^2}{2G} \frac{D_1 - D_2 - D_1 \ln \rho}{\rho},$$

решение которого имеет вид

$$R(\rho) = \rho(D_3 \ln \rho + D_4) - \frac{\beta_0^2}{4G\rho} (D_1 \ln \rho + D_2). \quad (28)$$

Тогда из (28), (27) и (12) находим

$$\begin{aligned} u^{\prime p} &= \left( D_3 \ln \rho + D_4 - \frac{\beta_0^2}{4G\rho} (D_1 \ln \rho + D_2) \right) \sin \theta, \\ v^{\prime p} &= \left( D_3 \ln \rho + D_4 + \frac{\beta_0^2}{4G\rho} (D_1 \ln \rho + D_2 - D_1) \right) \cos \theta. \end{aligned} \quad (29)$$

Удовлетворим полученные соотношения (29), (24), (18) граничным условиям (6) и (7). Из соотношений (18) очевидно, что  $C_2 = 0$ , так как ему не соответствуют напряжения, поэтому граничные условия и условия сопряжения  $[u'] = [v'] = [\sigma_\rho'] = [\tau_{\rho\theta}'] = 0$  примут вид

$$\begin{aligned} 4G \left( -\frac{C_1}{\beta_0^3} + \frac{C_3}{\beta_0} - C_4 \beta_0 \right) - \frac{1}{\beta_0} (D_1 \ln \beta_0 + D_2) &= 0; \\ 4G \left( \frac{C_1}{\beta_0^3} + C_4 \beta_0 \right) - \frac{1}{\beta_0} (D_1 - D_1 \ln \beta_0 - D_2) &= 0; \\ \left( \frac{C_1}{\beta_0^2} + C_3 \ln \beta_0 + C_4 \beta_0^2 - D_3 \ln \beta_0 - D_4 + \frac{1}{4G} (D_1 \ln \beta_0 + D_2) = 0 \right); \\ -\frac{C_1}{\beta_0^2} + C_3 + C_3 \ln \beta_0 + 3C_4 \beta_0^2 - D_3 \ln \beta_0 - D_4 - D_3 - \frac{1}{4G} (D_1 \ln \beta_0 + D_2 - D_1) &= 0; \quad (30) \\ \frac{1}{\alpha} (D_1 \ln \alpha + D_2) + \frac{2}{\alpha} \left( D_3 \ln \alpha + D_4 - \frac{\beta_0^2}{4G\alpha^2} (D_1 \ln \alpha + D_2) \right); \\ \frac{1}{\alpha} (D_1 - D_1 \ln \alpha - D_2) - \frac{2}{\alpha} \left( D_3 \ln \alpha + D_4 - \frac{\beta_0^2}{4G\alpha^2} (D_1 \ln \alpha + D_2) \right); \\ 4G(-C_1 + C_3 + C_4) + 2\beta_0^2(C_1 + C_4) &= 0; \\ 4G(C_1 + C_4) - 2\beta_0^2(C_1 + C_4) &= 0 \end{aligned}$$

Из соотношений (30) получаем, что  $C_3 = D_1 = 0$ . Так как контурные нагрузки должны находиться в равновесии, то должно выполняться условие  $4GC_3 = D_1\alpha$ , что при  $C_3 = D_1 = 0$  справедливо. В результате получаем пять уравнений

$$4G \left( \frac{C_1}{\beta_0^2} + C_4 \beta_0^2 \right) + D_2 = 0,$$

$$D_2 + 2 \left( D_3 \ln \alpha + D_4 - \frac{\beta_0^2}{4G\alpha^2} D_2 \right) = 0, \quad (31)$$

$$C_1 + C_4 = 0,$$

$$4G_4\beta_0^2 - D_3(2\ln \beta_0 + 1) - 2D_4 = 0;$$

$$\frac{2C_1}{\beta_0^2} - 2C_4\beta_0^2 + D_3 + \frac{1}{2G} D_2 = 0.$$

Условие существования нетривиального решения системы (31) приводит к уравнению

$$(\beta_0^4 - 1)(2G - \beta_0^2/\alpha^2) - 4\beta_0^4 \ln \alpha / \beta_0 = 0, \quad (32)$$

которое позволяет определить критические значения для  $\beta_0$  при заданных  $G$  и  $\alpha$ . Подставляя полученное значение в (2), определяем критическое давление

$$p_{кр} = 1 - \beta_0^2 - 2\ln \alpha / \beta_0. \quad (33)$$

Уравнение (33) позволяет определить величину критического давления, при котором происходит потеря устойчивости.

Положим

$$\alpha = 1 - \alpha_1, \quad \beta_0 = 1 - \beta_1. \quad (34)$$

Подставляя соотношения (34) в (32), полагая величины  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$  достаточно малыми, линеаризируя (32), получим

$$\beta_1 \approx \frac{\alpha_1}{2G} \quad (35)$$

или

$$r_s^0 = b - \frac{k(b-a)}{2G}. \quad (36)$$

Согласно (36) имеет место  $r_s^0 < b$ , следовательно, потеря устойчивости происходит до исчерпания несущей способности ( $r_s^0 = b$ ).

Величина критического давления согласно (33), (36) может быть определена по формуле

$$p_{кр} = p_{нес} + \frac{k(1-\alpha)}{G}, \quad p_{нес} = -2k \ln \alpha, \quad |p_{кр}| < |p_{нес}|. \quad (37)$$

### Список литературы

1. Лейбензон Л.С. Собрание трудов. М.: Изд-во АН СССР, 1951. Т.1 Теория упругости. С. 81-85.
2. Ишлинский А.Ю. Рассмотрение вопросов об устойчивости равновесия упругих тел с точки зрения математической теории упругости. Укр. мат. журнал, 1954, т. 6, № 2, С. 140-146.
3. Михайлова М.В., Петрова Н.И. Устойчивость упругопластической трубы под действием внутреннего давления. Известия ИТА ЧР. – 1996 – 1997. – № 3(4) – 2(7). – С. 80-85.
4. Ивлев Д.Д., Ершов Л.В. Метод возмущений в теории упругопластического тела. – М.: Наука, 1978. – 208 с.

Научное периодическое издание

# **Современные проблемы теории машин:**

**Материалы второй международной заочной  
научно-практической конференции**

Верстка и корректура: Жуков И.А.  
Разметка и обработка форматов: Андреева Я.А.

Подписано в печать 09.06.14г.  
Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 10,84. Уч.-изд. л. 11,61. Тираж 300 экз. Заказ №496.

Сибирский государственный индустриальный университет  
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.  
Издательский центр СибГИУ