

Казахский национальный университет им. аль-Фараби  
Институт механики и машиноведения имени академика У.А. Джолдасбекова

УДК 621-027.31; 658.512

На правах рукописи

**КУАТОВА МОЛДИР ЖАНГЕЛДИЕВНА**

**Разработка и моделирование кривошипного пресса  
на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II**

6D060300 – Механика

Диссертация на соискание степени доктора философии (PhD)

Отечественный научный консультант  
Джомартов Асылбек Абдразакович,  
д.т.н., член-корр. НИИ РК,  
Институт механики и машиноведения  
имени академика У.А.Джолдасбекова

Зарубежный научный консультант  
Ресер Halicioglu,  
PhD, ассоциированный профессор,  
Турецкая ассоциация теории машин  
(Турция)

Республика Казахстан  
Алматы, 2021

## СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ .....	4
ВВЕДЕНИЕ .....	5
1 КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ.....	12
1.1 Классификация кривошипных прессов .....	12
1.2 Главные рабочие механизмы кривошипных прессов .....	14
1.3 Обоснование выбора кинематической схемы главного рабочего механизма (ГРМ) кривошипного пресса .....	16
1.4 Шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II .....	19
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ГЛАВНОГО РАБОЧЕГО МЕХАНИЗМА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА .....	20
2.1 Кинематический анализ шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.....	20
2.2 Кинематический синтез шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.....	22
2.3 Разработка ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	24
3 КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГРМ КРИВОШИПНОГО ПРЕССА .....	28
3.1 Векторный метод кинетостатического анализа рычажного механизма .....	28
3.2 Кинетостатический анализ ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	31
3.3 Кинетостатический анализ ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	36
4 ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С ГРМ НА БАЗЕ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕФЕНСОна II НА ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SIMULATIONX .....	42
4.1 Динамическая модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX .....	42
4.2 Моделирование функции положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX .....	44
4.3 Моделирование технологической нагрузки на ГРМ кривошипного пресса на SimulationX .....	45
4.4 Результаты моделирования кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX .....	47
5 РАЗРАБОТКА ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С ГРМ НА БАЗЕ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕФЕНСОна II .....	50

5.1	Модель 3D кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	50
5.2	Проектно-конструкторская документация (ПКД) опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	52
5.3	Опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	53
6	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С ГРМ НА БАЗЕ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕФЕНСОНА II .....	55
6.1	Система измерения (СИ) тензометрия .....	55
6.2	Экспериментальное исследование кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма 2-го класса .....	58
6.3	Экспериментальное исследование опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II .....	62
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	67
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	70
ПРИЛОЖЕНИЕ А	ПРОГРАММЫ В ИНТЕГРИРОВАННОЙ СРЕДЕ MAPLE .....	74
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ НА SIMULATIONX .....	87
ПРИЛОЖЕНИЕ В	ПРОЕКТНО - КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА .....	113

## **НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ**

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты:  
ГОСО РК 5.04.034-2011: государственный общеобязательный стандарт образования Республики Казахстан. Послевузовское образование. Докторантура. Основные положения (изменения от 23 августа 2012 г. №1080);

ГОСТ 7.32-2001. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления;

ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** В машиностроении штамповочные прессы и, в частности, кривошипные прессы занимают важное место в области формообразования металлов, сплавов путем обработки давлением. Основными характеристиками кривошипных прессов, по которым производят их сравнение являются: номинальное усилие, общая масса, энергопотребление, скорость рабочего ползуна и экологическая безопасность [1]. Для процесса штамповки металла основным критерием является закон движения рабочего ползуна кривошипного пресса [1-3]. Согласно данному критерию, штамповочное оборудование, в зависимости от максимальной скорости рабочего органа, делится на восемь групп. Кривошипные прессы принадлежат второй группе.

Принцип действия кривошипных прессов зависит от структуры исполнительного механизма (рычажный, кулачковый, кулачково-рычажный зубчато-рычажный), который работает в окрестности крайних положений и предопределяет функциональные возможности кривошипных прессов, их достоинства и недостатки [1-4]. Основным преимуществом кривошипных прессов среди штамповочного оборудования является наличие таких характеристик как высокая производительность, возможность проведения практически всех видов штамповки, высокая точность штампования в крайнем положении рабочего органа, возможность автоматизации из-за циклового движения рабочего органа. Для увеличения эффективности работы кривошипных прессов (повышение производительности и точности штамповки) и для распространения области применения в мелкосерийном производстве, возникает необходимость разработки усовершенствованных исполнительных механизмов и предохранительных устройств, которые позволяют увеличить надежность штамповки и уменьшить возможные перегрузки. Это достигается в основном за счет функциональной особенности конструкции исполнительных механизмов. Подтверждением вышесказанного являются результаты ранее проведенных исследований [3,4,5,9].

Увеличение точности, надежности и долговечности кривошипных прессов с учетом снижения расходов на их проектирование позволят повысить их производительность. Это дает толчок переходу к совершенно новым системам проектирования, с использованием математического моделирования происходящих процессов при штамповании во время технологического цикла [3,7] и широким применением современных САПР [18]. Известные системы для моделирования машин не приспособлены к моделированию динамики кривошипных прессов [7, 10-13]. Вместе с тем, производство кривошипных прессов достигается устойчивого прогресса, с различными изменениями и улучшениями для удовлетворения разнообразных требований, таких как совершенствование конструкции, автоматизация и энергосбережение, развитие систем мелкосерийного производства и улучшение условий труда [10-13]. Так, например, высокоскоростное прессование [12], показанное Bruderer по случаю Euroblech 2008, достигло скорости хода в диапазоне средних усилий от 100 до 500 ударов в минуту. Концепция привода разработана для обеспечения максимальной энергии на высоких скоростях для всех приложений быстрого

пресса. В работах [6,7,14,15] для моделирования механических систем применяют топологические методы для создания математических моделей путем объединения начальных элементов, подобных к физической модели. Таким образом созданы программные комплексы [15-17], по заданной структуре автоматически создающие модель высшего уровня, которая в свою очередь состоит из набора моделей нижнего уровня. Кривошипные прессы на основе новых исполнительных механизмов [3], требуют разработки новых программных средств. В работах [3,18-23], для моделирования механических систем используются многоструктурные динамические модели с специализированными методиками и программными средствами, и предназначенными на использование их конструктором. В диссертационной работе последняя задача решается на основе грамотного использования современной системы виртуального моделирования и инженерного анализа технических систем (САПР) со стыковкой их с математическими моделями и программным продуктом, учитывающим функциональные и динамические особенности предлагаемой конструкции кривошипного прессы.

В машиностроительных предприятиях более 50% производственного процесса выполняются на кривошипных прессах, предназначенных для формоизменения и резки металлов, сплавов и неметаллических материалов под действием давления [24]. Кривошипные прессы в Казахстане используются во всех малых, средних и крупных машиностроительных предприятиях (АЗТМ, ПЗТМ и др., более 1588 предприятий), выпуском (сборкой) кривошипных прессов занимается только ТОО «Пресс-автомат» в г. Шымкенте, которое реализует кривошипные пресс-автоматы (КД2126, КД2128 и др.).

Исследованием пространственных рычажных механизмов и параллельных манипуляторов, совершенствованием кривошипных прессов на основе рычажных механизмов занимаются российские, немецкие, японские и ученые других стран. Теория механизмов и машин является одним из развитых научных направлений в Казахстане, достижения которого признается во всем мире. Особенно развита теория плоских и пространственных рычажных механизмов, параллельных манипуляторов, на основе которой была создана множество оригинальных и востребованных конструкции (схемы) исполнительных механизмов роботов и машин агрегатов. Главным препятствием практического применения этих конструкции является отсутствие готового инструмента для конструктора-проектировщика. Создание инструментария по проектированию функциональных рычажных конструкций на основе современной цифровой технологии (освоение и развитие цифровых технологий казахстанскими учеными) и внедрения их в производство позволит вывести на новый этап развития теории плоских и пространственных рычажных механизмов, параллельных манипуляторов, и машиностроения в целом. Кроме того, будут расширены техническая и технологическая база штамповочного оборудования за счет использования новых исполнительных механизмов в зависимости от технологического процесса. Поэтому разработка задачи по совершенствованию кривошипных прессов в данной постановке

является актуальной в мире и имеет большую значимость для развития науки в этом направлении.

**Целью диссертационной работы** является повышение эффективности работы кривошипных прессов на основе разработки кривошипного пресса с ГРМ (Главным Рабочим Механизмом) на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II с использованием программных комплексов для моделирования механических систем.

**Объектом исследования** является кривошипный пресс.

**Предметом исследования** является проектирование главного рабочего механизма кривошипного пресса.

В соответствии с поставленной целью были поставлены следующие **задачи исследования**:

- обоснование выбора кинематической схемы рычажного механизма Стефенсона II для главного рабочего механизма (ГРМ) кривошипного пресса;
- разработка методов кинематического анализа и синтеза рычажного механизма Стефенсона II;
- кинематический анализ и синтез ГРМ кривошипного пресса;
- кинетостатический анализ ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;
- разработка и анализ имитационной модели движения кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на программном комплексе SimulationX;
- разработка 3D модели кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;
- составление проектно-конструкторской документации (ПКД) опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;
- разработка методики экспериментального исследования опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

**Методы исследования:** для теоретического исследования в диссертации использованы методы математического моделирования сложных механических систем. Разработка математических моделей сложных механических систем проводилась с использованием пакета аналитических вычислений Maple. Составление имитационной и 3D динамических моделей сложных механических систем проведено на программных комплексах SimulationX и Autodesk Inventor. Экспериментальные исследования проведены с использованием современных методов тензометрии с использованием интеллектуальных датчиков и модулей измерения механических параметров.

**Научная новизна работы** состоит:

- в разработке нового кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;
- в разработке методов по кинематическому, кинетостатическому анализу и синтезу рычажных механизмов Стефенсона II;

– в составлении имитационной и 3D динамических моделей кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;

– в методике экспериментального исследования опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

**Теоретическая и практическая значимость исследования.** Разработанные численно-аналитические методы исследования кинематики и динамики кривошипных прессов с учетом конструктивных особенностей главных рабочих механизмов (ГРМ) на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II могут быть использованы при проведении теоретических исследований для широкого класса механизмов, машин и роботов, содержащих в своем составе рычажные механизмы. Практическая значимость исследований состоит в методике разработки опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II и методике проведения его экспериментальных исследований, которые будут полезны для проектирования и разработки различных механизмов, машин и роботов. Проведенные пуско-наладочные работы опытного образца кривошипного пресса и проведенные его экспериментальные исследования, показали хорошую работоспособность и практическое отсутствие заклинивания при различных режимах прессования, что дает предпосылки для дальнейшего его внедрения в производство.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

– обоснование выбора кинематической схемы рычажного механизма Стефенсона II для главного рабочего механизма (ГРМ) кривошипного пресса;

– методы по кинематическому, кинетостатическому анализу и синтезу рычажных механизмов Стефенсона II;

– имитационная и 3D динамические модели кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;

– опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II;

– методика экспериментального исследования опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

**Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и результатов диссертации** подтверждается применением апробированных методов механики и теории механизмов и машин, применением проверенных программных комплексов Maple, SimulationX и Autodesk Inventor. Достоверность результатов подтверждается разработкой и изготовлением опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, испытания которого показали хорошие совпадения с теоретическими результатами при различных режимах прессования.

**Связь диссертационной работы с другими научно-исследовательскими работами.** Данная диссертационная работа выполнялась в рамках научного проекта, по грантовому финансированию фундаментальных и прикладных научных исследований по научным и (или) научно-техническим проектам на 2018-2020 годы МОН РК «Разработка методов и технологии проектирования силовых пресс-автоматов на базе новых кривошипных исполнительных механизмов» (№ ГР 0118РК0077, ИРН проекта: АР05134959).

**Апробация работы.** Основные результаты и положения диссертации докладывались и обсуждались на следующих научных мероприятиях:

– на Международной конференции «XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам прикладной и теоретической механики (2019, Уфа, Россия);

– на Международной конференции «6th IFToMM International Symposium on Robotics and Mechatronics» (ISRM 2019, Taipei, Taiwan);

– на Международной конференции «The 15th IFToMM World Congress» (2019, Krakow, Poland);

– на Международной конференции «23rd CISM IFToMM Symposium on Robot Design, Dynamics and Control» (2020, Sapporo, Japan);

– на семинарах РГП «Институт механики и машиноведения им. У.А. Джолдасбекова» КН МОН РК и в КазНУ им. аль-Фараби на кафедре механики (Алматы 2018-2020)

**Публикации.** Автором по теме диссертации опубликовано 10 работ, из них 2 публикации в научных изданиях, рекомендованных Комитетом по контролю в сфере образования и науки МОН РК для опубликования основных результатов научной деятельности [52, 54]; 5 публикаций в зарубежных научных журналах с ненулевым импакт-фактором (IF) и трудах международных конференций, входящих в базу данных Scopus и Web of Science [36, 38, 53, 54, 59], 1 публикация в трудах XII всероссийского съезда по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики [55]; 1 публикация в рецензируемом журнале, индексируемый базой РИНЦ [35]; 1 монография [57]; 1 патент Республики Казахстан на изобретение [58].

**Личный вклад автора.** Основные научные результаты и выводы в диссертации получены автором самостоятельно. В работах, опубликованных в соавторстве [35, 38, 55, 57] соискатель выполнил численный анализ кинематики рычажного механизма ГРМ. В работах [52, 53, 54] численные расчеты математических моделей кривошипного пресса. В работе [58] соискатель участвовал в разработке схемы нового рычажного механизма пресса. В работе [36] соискатель внес вклад в кинематический анализ ГРМ кривошипного пресса, а соавтор Каимов А.Т. провел анализ полученных результатов. В работе [59] соискатель провел численные расчеты динамической модели ГРМ кривошипного пресса, а соавтор Каимов А.Т. внес вклад в построении модели.

**Структура диссертации и объем.** Диссертация имеет титульный лист, содержание, перечень обозначений и сокращений, введение, шесть разделов,

заключение, список использованных источников и приложений. Общий объем диссертации 122 страниц, включая 65 иллюстраций и 3 таблиц.

**Основное содержание диссертации.** В введении работы приведена актуальность диссертационной работы, обозначена постановка задачи и этапы их решения.

Первый раздел посвящен современному состоянию методов исследований исследования кривошипных прессов. Приведено обоснование выбора кинематической схемы главного рабочего механизма кривошипного пресса.

Во втором разделе рассматриваются методы кинематического анализа и синтеза ГРМ кривошипного пресса. Проведен кинематический анализ и синтез шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Приводится разработка ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

В третьем разделе проводится кинетостатический анализ ГРМ кривошипного пресса. Разработан векторный метод кинетостатического анализа рычажного механизма Стефенсона II. Проведен кинетостатический анализ ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Показан кинетостатический анализ ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

Четвертый раздел посвящен разработке имитационной модели движения кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на программном комплексе SimulationX. Разработана динамическая модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX. Приведены результаты моделирования кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX.

В пятом рассматривается разработка опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Разработана 3D модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. На основе 3D модели получена проектно-конструкторская документация (ПКД) опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Показано изготовление опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

В шестом разделе приводится экспериментальное исследование опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Показан метод по тензометрическому исследованию. Проведены экспериментальные исследования опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

В заключении приведены полученные в работе основные результаты и выводы по диссертационному исследованию.

#### **Благодарность**

Автор выражает благодарность своим научным консультантам доктору Джомартову Асылбек Абразаковичу и PhD Recer Halicioğlu за их руководство,

ценные советы, критику, поддержку и понимание на протяжении всего исследования.

Особую благодарность автор выражает профессору Тулешову Амандык Куатовичу, генеральному директору Института механики и машиноведения имени У.А. Джолдасбекова за поддержку и предоставление экспериментальной базы для проведения опытно-экспериментальных работ.

Автор также хотел бы поблагодарить профессоров Ибраева Саят Муратовича, Джамалова Нутпулла Камаловича, Сейдахмет Аскар Жунисовича за их предложения, полезные рекомендации и комментарии в течение всего периода подготовки диссертационной работы.

# 1 КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ

Кривошипный пресс — это технологическая машина с исполнительным механизмом (обычно кривошипно-ползунный рычажный механизм), для проведения операций штамповки различных деталей из металла и их сплавов [1-3]. Ввиду своей высокой производительности и точности, экономичности штамповки и хорошему управлению, кривошипные прессы находят широкое применение на производстве. На кривошипных прессах проводятся работы по штамповке деталей, такие как: горячее штампование и выдавливание различных размеров поковок деталей; горячая и холодная обрезка заусениц готовых отштампованных поковок деталей; выполнение различных технологических операций: резка, гибка, вытяжка, пробивка отверстий, и т. д.

Кривошипные прессы в отличие от гидравлических прессов и молотов более точны и бесшумны, быстроходные, легко монтируются на различные фундаменты и хорошо автоматизируются. По назначению кривошипные прессы делятся на следующие виды: универсальные кривошипные прессы; автоматические листоштамповочные прессы; прессы для вытяжки; кривошипные прессы для горячей штамповки; кривошипно-коленные прессы для чеканки; горизонтально-ковочные прессы; кривошипные прессы для гибки и правки; кривошипные ножницы [1-3].

## 1.1 Классификация кривошипных прессов

В настоящее время классификация кривошипных прессов проводится по особенностям выполняемого технологического процесса. Конструкция прессы напрямую зависит от технологического процесса и подразделяется на три группы — листовая штамповка, объемная штамповка и штампование металлических порошков [3] (рисунок 1.1).

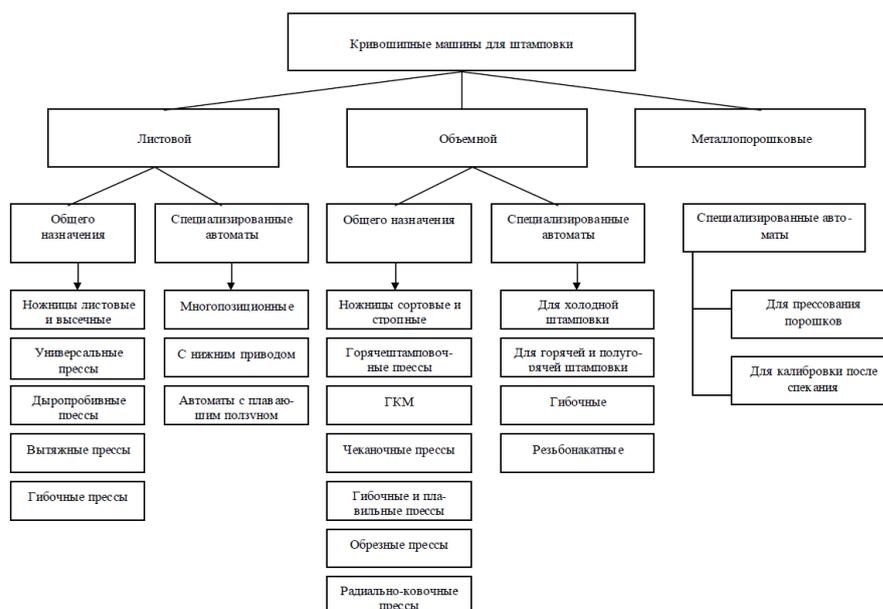


Рисунок 1.1 - Классификация кривошипных прессов по особенностям технологического назначения

Кривошипные прессы для листовой штамповки обладают большим штамповочным пространством и величиной хода ползуна в силу технологического процесса. Ход и размеры штампового пространства прессов для объемной штамповки меньше, в силу технологии, где имеются большие величины деформации деталей. Необходимо увеличение жесткости звеньев и конструкции прессов для повышения точности объемной штамповки. Кривошипные прессы общего назначения применяют для выполнения операций обрезки, пробивки, гибки обычно для холодной штамповки. Кривошипные прессы общего назначения составляют 90 % всего штамповочного оборудования.

Кривошипные прессы разделяются на открытые и закрытые, в зависимости от конструкции станины (рисунок 1.2).

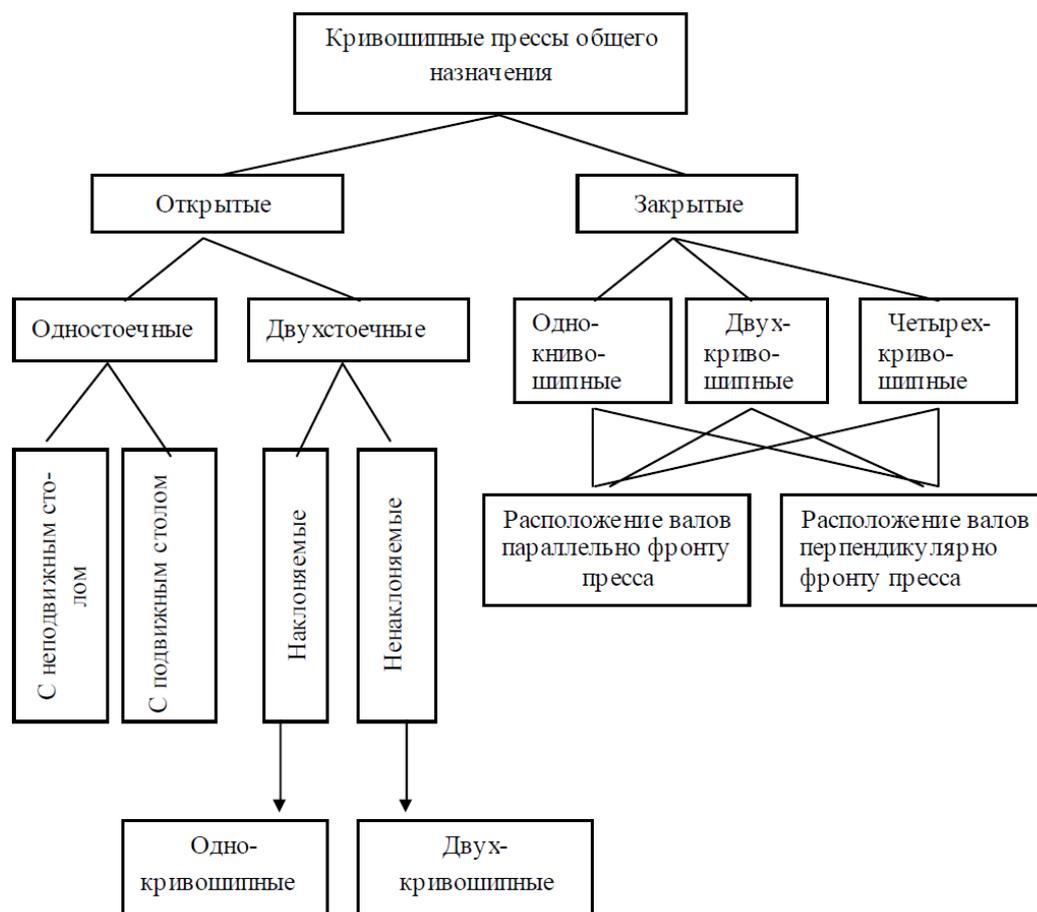


Рисунок 1.2 - Классификация конструкций кривошипных прессов общего назначения

Открытые кривошипные прессы имеют С-образную станину, доступ к штамповому пространству имеется с трех сторон, что очень удобно для работы. Недостатком С-образной станины является перекосы и деформации, вследствие несимметричных нагружающих сил. Станины закрытых прессов выполняются в виде симметричной рамы и подвергаются малым деформациям. Они имеют большое распространение в производстве штамповки мелких и средних деталей и составляют 85-89 % от количества кривошипных прессов. Двухстоечные кривошипные прессы благодаря отсутствию консольного эксцентрика, в

настоящее время более предпочтительны. При номинальных усилиях 63-400 тс. ( $0.63 \div 4$  МН) часто применяют не наклоняемые открытые прессы. При номинальных усилиях 10-160 тс. (0.63-1.6 МН) и крупногабаритных штампов используют двухстоечные прессы с подвижным столом. Наибольшее распространение в промышленности нашли кривошипные прессы с двухстоечной, наклоняемой станиной вследствие простоты в обслуживании с номинальным усилием 63-160 тс. Одностоечные и двухстоечные кривошипные не наклоняемые прессы монтируются станиной непосредственно на фундамент. Регулировка хода ползуна в открытых однокривошипных прессах производится посредством эксцентриковой втулки на кривошипном валу.

Закрытые двухстоечные прессы имеют повышенную жесткость для проведения штамповки с усилиями 40-3500 тс (0.4-35 МН).

В системе привода однокривошипные прессы имеют две или три ступени зубчатых передач вследствие малых чисел ходов.

Перпендикулярное расположение валов привода применяют в двухкривошипных и четырехкривошипных прессах. Кривошипно-шатунные механизмы одинаковые, и кривошипы вращаются обычно в разные стороны.

Вследствие того, что кривошипы вращаются в разные стороны горизонтальные составляющие реакции от шатуна практически гасят друг друга, что благоприятно для направляющих. Для уменьшения размеров прессов применяют нижнее расположение приводов.

## **1.2 Главные рабочие механизмы кривошипных прессов**

Рабочим органом в кривошипном прессе является ползун, на который крепится штамп в качестве обрабатывающего инструмента. Главный рабочий механизм (ГРМ) включает в себя ползун как рабочий орган.

В качестве ведущего звена в кривошипном прессе обычно применяют кривошип, но иногда используют кулачок [3].

Ползун в кривошипных штамповочных машинах, совершает возвратно-поступательное движение при работе кривошипно-ползунного механизма. Кривошипно-ползунный механизм в штамповочном оборудовании, перемещает возвратно-поступательно ползун со штампом для совершения работы. Движение ползуна и следовательно его скорость изменяет по заданному закону и не зависит от технологической операции, если не учитывать податливость звеньев прессы и характеристики электропривода, и в целом зависит от ГРМ. За цикл работы прессы ГРМ совершает одно возвратно-поступательное движение за определенное время. Движение ГРМ подвергается переменным инерционным силам вследствие того, что в крайних положениях скорость ползуна равна нулю. Выбор типа применяемого ГРМ в прессах зависит от требований технологии. Закон движения рабочего ползуна можно изменить за счет структурной схемы и размеров звеньев ГРМ или за счет размеров кривошипа. В кривошипных прессах в качестве ГРМ используют кривошипно-рычажные или кулачково-рычажные механизмы.

В настоящее время ГРМ кривошипных прессов подразделяются на четыре группы (1-4) показанных на рисунке 1.3 [3], в зависимости от определенного технологического процесса.

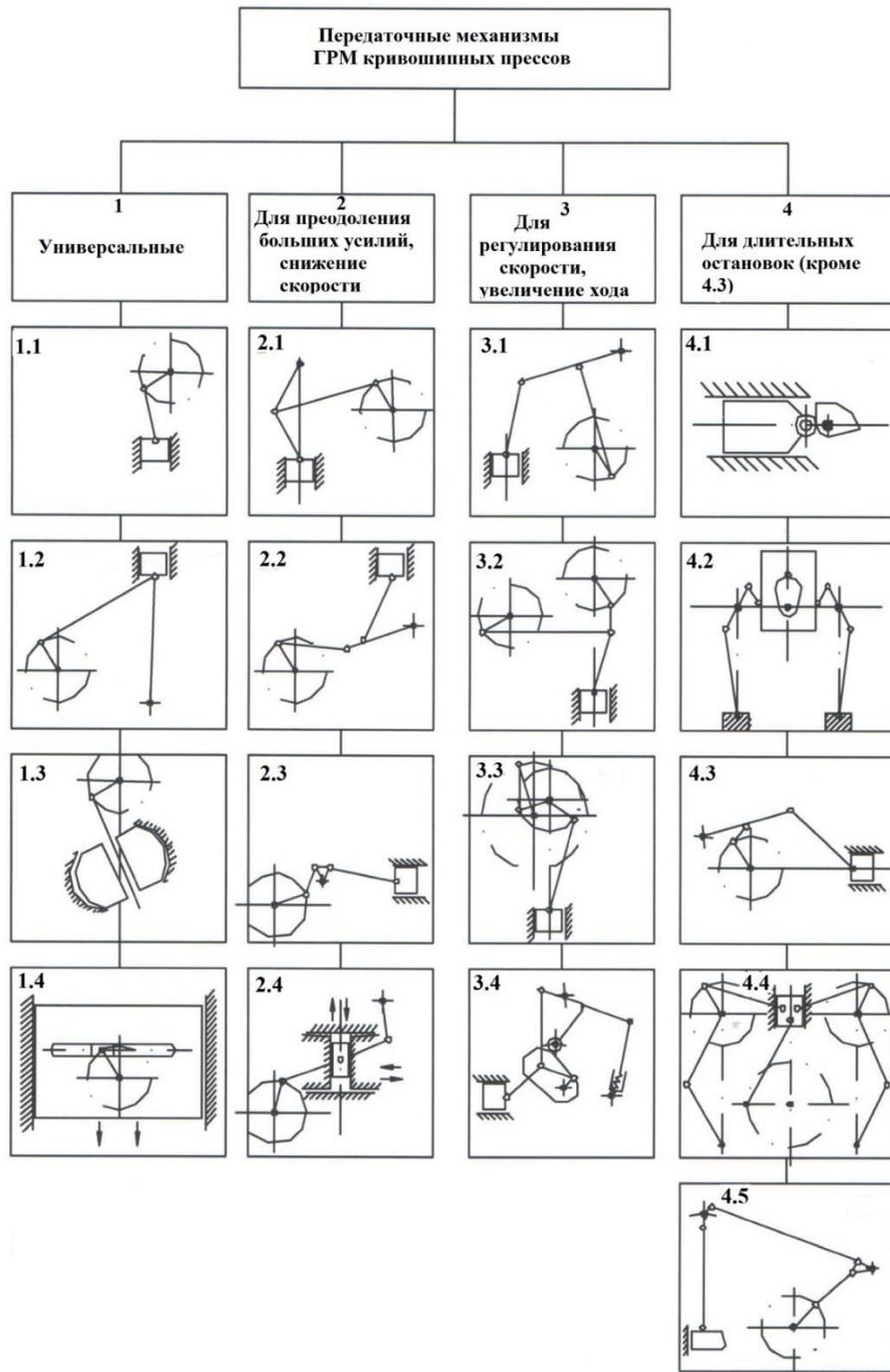


Рисунок 1.3 – Передаточные механизмы ГРМ кривошипных прессов

В группу 1 входят четырехзвенные рычажные механизмы, применяемые для обеспечения заданной длины хода. Данные механизмы обладают компактностью и простотой исполнения. Кривошипно-шатунный механизм 1.1 показанный на рисунке 1.3 в центральном и дезаксиальном вариантах получил самое широкое распространение. Шарнирный кривошипно-коромысловый четырехзвенник 1.2 показанный на рисунке 1.3 нашел применение в качестве ГРМ листовых и сортовых ножниц небольших размеров и мощности. Кулисные механизмы 1.3 и 1.4 показанные на рисунке 1.3 используются в ГРМ радиально-ковочных и радиально-обжимных машинах, и в прессах горячей штамповки.

Передаточные механизмы ГРМ группы 2 (рисунок 1.3) используют в случае необходимости преодоления больших номинальных усилий на малом перемещении, данная группа характерна малой скоростью в конце хода движения. Рычажные механизмы 2.1 и 2.2 показанные на рисунке 1.3, из-за небольшой скорости используют для чеканки. Рычажный механизм 2.3 используется в ГРМ обрезающего кривошипного пресса. Рычажный механизм 2.4 используется в ГРМ кривошипного пресса с подвижным ползуном.

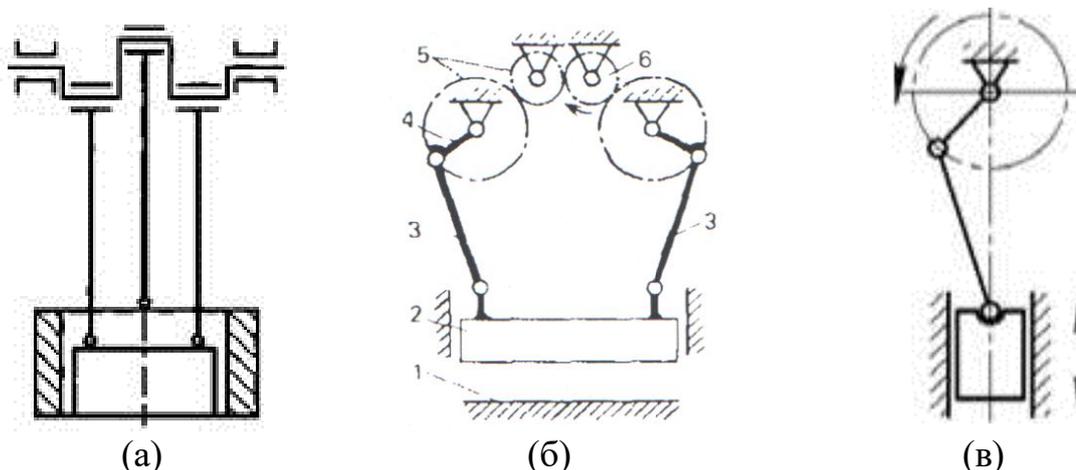
Для обеспечения равномерного перемещения рабочего ползуна кривошипного применяют более сложные механизмы, объединенные в группу 3 показанные на рисунке 1.3. В вытяжных и правильных прессах применяют в качестве ГРМ кривошипно-рычажный механизм 3.1. В специализированных прессах, глубокой вытяжки полых деталей из-за особенностей (два кривошипа) в качестве ГРМ используют рычажные механизмы 3.2 и 3.3. Для ГРМ прессов-автоматов холодного выдавливания применяют механизм 3.4. В данном механизме движение ползуна совершается за счет вращения кулачка и рычажно-коленного механизма.

Для ГРМ горизонтально-ковочных прессов для штамповки листа с двойным и тройным действием используют механизмы группы 4, показанные на рисунке 1.3. Основная характеристика механизмов группы 4 является наличие больших по циклу работы остановок. ГРМ на базе кулачкового механизма (4.1) и кулачково-рычажного (4.2) применяют при малых номинальных нагрузках. При больших номинальных усилиях более 1.0 МН в качестве ГРМ применяют шестизвенный механизм 4.3. Если необходимо получить ГРМ с еще с большей длительностью выстоя, то применяют восьмизвенные механизмы 4.4 и 4.5. показанные на рисунке 1.3.

### **1.3 Обоснование выбора кинематической схемы главного рабочего механизма (ГРМ) кривошипного пресса**

При штамповке деталей точность является одним из важных характеристик кривошипного пресса. Перекос ползуна вследствие нецентрального приложения упругой силы и деформации звеньев и конструкции пресса под нагрузкой, это главные факторы, влияющие на точность штампования на кривошипных прессах [1-3]. Перекос ползуна создает отклонение горизонтальной поверхности и вызывает неперпендикулярность торцов деталей, а недостаточная жесткость увеличивает погрешности на допуски по высоте детали.

Кривошипные прессы с двухшатунными ГРМ показанные на рисунке 1.4 (а, б), имеют меньшие перекосы при нецентральном приложении нагрузки благодаря тому, что горизонтальные составляющие реакции от шатунов практически гасят друг друга, что благоприятно для направляющих, в отличии от кривошипных прессов с ГРМ с одним шатуном показанного на рисунке 1.4 в.



а), б) с двумя кривошипами и двумя шатунами; в) с одним кривошипом и одним шатуном

Рисунок 1.4 - Кинематические схемы ГРМ кривошипных прессов

Предполагается, что при штамповке номинальная сила совпадает с центром ползуна кривошипного пресса. В реальных производственных условиях, из-за формы изделия или технологии формования, сила штампования не проходит по центру ползуна. Особенно это заметно при использовании штампов последовательного формования, где получается заметное смещение нагрузки от центров штампов. При использовании таких штампов в кривошипном прессе, будет возникать существенная нецентральная нагрузка, в силу смещения центра нагрузки и центра штампования.

В кривошипном прессе с одношатунным ГРМ, ползун при смещении нагрузки имеет отклонения при действии нецентральной нагрузки (рисунок 1.5). В данном случае нарушается параллельность между направляющими и ползуном и возникает перекося, значение которого пропорционально величине нагрузки. Для уменьшения значения перекося ползуна, необходимо уменьшение эксцентриситета прилагаемой нагрузки или просто увеличение мощности кривошипного пресса.

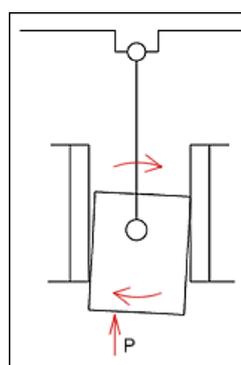


Рисунок 1.5 - Кривошипный пресс с одношатунным ГРМ

Двухшатунные кривошипные прессы более предпочтительны для использования в реальных производственных условиях, при нецентральной номинальной нагрузке, так как с двухшатунным ГРМ, воздействие от смещения нагрузки от центра будет меньше по сравнению с одношатунным ГРМ. Кривошипные прессы с двухшатунными ГРМ благодаря структуре имеют лучшее

распределению сил на ползуне, что благоприятно отражается на реакциях на направляющих ползуна. Недостатками кривошипных прессов с двухшатунными ГРМ являются повышенная цена, размеры и металлоемкость сложность конструкции и т.д.

Расчет допустимой нецентральной нагрузки кривошипного пресса с двухшатунным ГРМ приведено на рисунке 1.6.

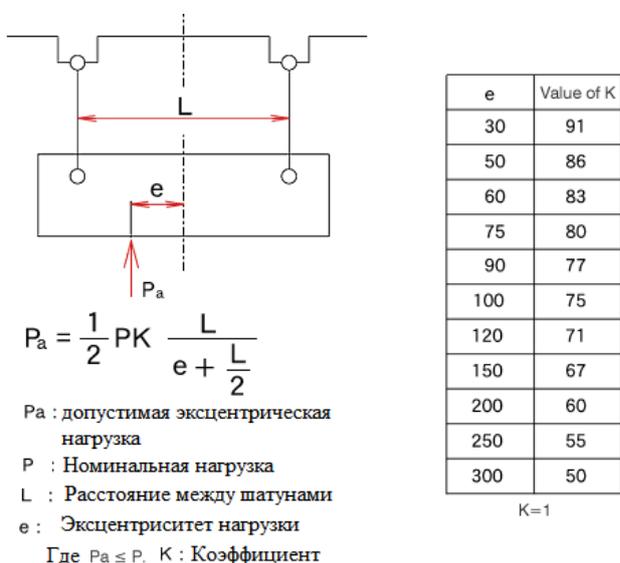


Рисунок 1.6 - Расчет допустимой нецентральной нагрузки кривошипного пресса с двухшатунным ГРМ

В таблице 1.1 показаны значения упругой деформации узлов и звеньев конструкции кривошипного пресса [25]. Измерения проводились на схожих по конструкции кривошипных прессов при одинаковой номинальной нагрузке. За 100% принято значение суммарной упругой деформации звеньев и узлов одношатунного кривошипного пресса.

Таблица 1.1 - Значения упругой деформации узлов и звеньев конструкции кривошипного пресса

Узлы и звенья конструкции	Упругая деформация, %	
	Одношатунный кривошипный пресс	Двухшатунный кривошипный пресс
Ползун и шатун(ы) пресса	30	21
Станина пресса	33	31
Главный вал	37	33
Деформация	100	85

В связи с вышеизложенным, выбор структурной схемы рычажного механизма для проектирования двухшатунного ГРМ кривошипного пресса, является актуальной задачей.

#### 1.4 Шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II

В 1846 году Роберт Стефенсон сконструировал реверсивный механизм звена для управления движением паровой машины. В то время этот механизм повсеместно использовался в качестве клапанного механизма для паровозов. Кинематическая шестизвенная рычажная цепь, состоящая из четырех двухшарнирных звеньев, двух отдельных трехшарнирных звеньев и семи шарниров была названа в честь Стефенсона (рисунок 1.7) [26].

Для выбора структурной схемы рычажного механизма для проектирования ГРМ кривошипного пресса с одним кривошипом и двумя шатунами используем шестизвенную рычажную цепь Стефенсона [27]. Из шестизвенной рычажной цепи Стефенсона, последовательно выбирая звенья в качестве неподвижного основания, можно получить три вида рычажных механизмов Стефенсона (рисунок 1.8).

При выборе звена 6 (рисунок 1.7) в качестве неподвижной стойки, звена 5 в качестве входного кривошипа и звена 1 в качестве выходного звена, то получаем шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II [27-34]. Если длину выходного звена 1 увеличить до бесконечности, то выходное звено будет в виде ползуна.

Полученный шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II (рисунок 1.9) будем использовать для разработки ГРМ кривошипного пресса [35, 36].

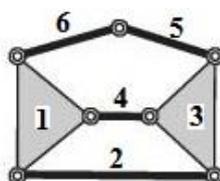


Рисунок 1.7 - Шестизвенная рычажная цепь Стефенсона

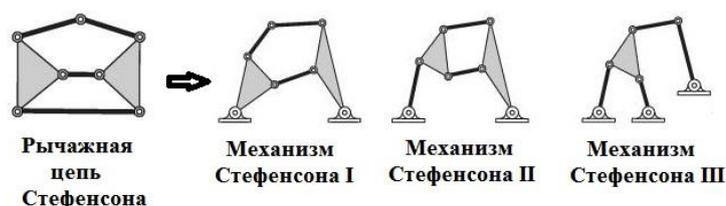


Рисунок 1.8 – Виды рычажных механизмов Стефенсона

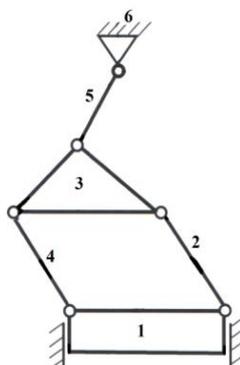


Рисунок 1.9 - Шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II для ГРМ кривошипного пресса

## 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ГЛАВНОГО РАБОЧЕГО МЕХАНИЗМА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА

### 2.1 Кинематический анализ шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Кинематический анализ шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II в общем виде сводится к определению корней полинома 6-го порядка и поэтому задача о положениях не может быть решена в классе элементарных функций [37]. В этом случае приходится решать систему трансцендентных уравнений с заданным начальным положением механизма, согласно найденным корням. Рассмотрим частный случай рычажного механизма Стефенсона II (рисунок 2.1), где изменяемый контур  $BB'C'C$  является параллелограммом. Решение задачи кинематического анализа рычажного механизма Стефенсона II может быть получена через элементарные функции [38].

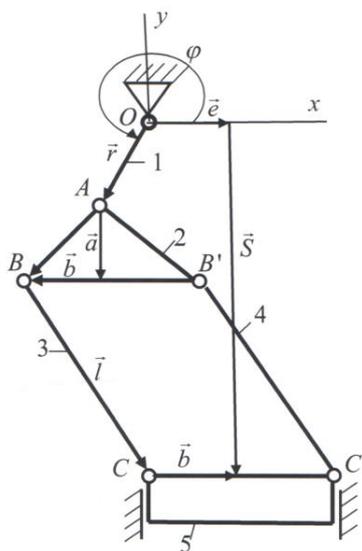


Рисунок 2.1 - Шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II

Составим векторные уравнения замкнутости контура шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II (рисунок 2.1)

$$\vec{r} + \vec{a} + \vec{b} + \vec{l} - \vec{b} = \vec{S} + \vec{e} \quad (2.1)$$

Проектируя (2.1) на оси  $x, y$  получим

$$\begin{cases} r \cos \varphi + l \cos \psi = e \\ r \sin \varphi - a + l \sin \psi = -S \end{cases} \quad (2.2)$$

Из (2.2) определяем законы движения  $S = S(\varphi), \psi = \psi(\varphi)$

$$\begin{cases} S = a - r \sin \varphi - l \sin \psi \\ \cos \psi = -\frac{1}{l}(e - r \cos \varphi) \end{cases} \quad (2.3)$$

Выражение (2.3) можно записать в виде

$$\begin{cases} S = a - r \sin \varphi \pm \sqrt{l^2 - (e - r \cos \varphi)^2} \\ \psi = \pm \arccos \left[ \frac{1}{l} (e - r \cos \varphi) \right] \end{cases} \quad (2.4)$$

В уравнении (2.4)  $\pm$  определяют сборки механизма.

Продифференцируем (2.3) по обобщенной координате  $\varphi$  и определим аналоги скоростей и ускорений

$$\begin{cases} S' = -r \cos \varphi - l \cos \psi \cdot \psi' \\ \psi' \sin \psi = -\frac{r}{l} \sin \varphi \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\begin{cases} S'' = r \sin \varphi + l \sin \psi \cdot \psi'^2 - l \cos \psi \cdot \psi'' \\ \psi'' \sin \psi + \cos \psi \cdot \psi'^2 = -\frac{r}{l} \cos \varphi \end{cases} \quad (2.6)$$

В случае центрального механизма  $e = 0$  и формулы (2.4) упрощаются

$$\begin{cases} S = a - r \sin \varphi \pm \sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \varphi} \\ \psi = \pm \arccos \left[ \frac{r \cos \varphi}{l} \right] \end{cases} \quad (2.7)$$

Формулы (2.3) и (2.7) содержат параметр  $a$ , чем отличаются формул, описывающих кинематику обычного кривошипно-ползунного механизма.

Аналоги скоростей в явном виде, выглядят следующим образом

$$\begin{cases} S' = -r \cos \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r^2 \sin \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \varphi}} \\ \psi' = \mp \frac{r \sin \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \varphi}} \end{cases} \quad (2.8)$$

Продифференцируем (2.7) по  $\varphi$  и получим аналоги ускорений

$$\begin{cases} S'' = r \sin \varphi \pm r^2 \left( \frac{\cos \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \varphi}} - \frac{r^2 \sin^2 \varphi \cos \varphi}{2(l^2 - r^2 \cos^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} \right) \\ \psi'' = \pm r \left( \frac{\cos \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \varphi}} - \frac{r^2 \sin^2 \varphi \cos \varphi}{2(l^2 - r^2 \cos^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} \right) \end{cases} \quad (2.9)$$

Линейная скорость ползуна определяется по формуле:

$$\dot{S} = \frac{dS}{dt} = S' \cdot \omega \quad (2.10)$$

где  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  - угловая скорость кривошипного вала

Линейное ускорение ползуна определяется по формуле:

$$\ddot{S} = \frac{d^2 S}{dt^2} = S'' \cdot \omega^2 + S' \varepsilon \quad (2.11)$$

где  $\varepsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2}$  - угловое ускорение кривошипного вала

## 2.2 Кинематический синтез шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Требуется провести синтез передаточного шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II воспроизводящего заданный закон движения  $S = S(\varphi)$ , на участке  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ .

Запишем (2.2) в следующей форме

$$\begin{cases} l \sin \psi = a - S - r \sin \varphi \\ l \cos \psi = l - r \cos \varphi \end{cases} \quad (2.12)$$

Исключим угол  $\psi$ , для этого возведем (2.12) в квадрат и сложим

$$l^2 = a^2 + S^2 + e^2 + r^2 - 2aS - 2ar \cdot \sin \varphi + 2Sr \cdot \sin \varphi - 2re \cdot \cos \varphi \quad (2.13)$$

Заменим в (2.13)  $S$  на  $S_i + S_0$  и  $\varphi$  на  $\varphi_i + \varphi_0$ , для учета начала отсчета  $S_i$  и  $\varphi_i, i = 1, 2, \dots, N$

$$l^2 = a^2 + (S_i + S_0)^2 + e^2 + r^2 - 2a(S_i + S_0) - 2ar \cdot \sin(\varphi_i + \varphi_0) + 2(S_i + S_0)r \cdot \sin(\varphi_i + \varphi_0) - 2re \cdot \cos(\varphi_i + \varphi_0) \quad (2.14)$$

Определим функцию отклонений, которая выражает степень близости движения рабочего звена – заданного и воспроизводимого механизмом, в виде [39]

$$\Delta_i = \Delta_i(\varphi_i, S_i), i = 1, 2, \dots, N \quad (2.15)$$

где  $\Delta_i(\varphi_i, S_i) = a^2 + (S_i + S_0)^2 + e^2 + r^2 - l^2 - 2a(S_i + S_0) - 2ar \cdot \sin(\varphi_i + \varphi_0) + 2(S_i + S_0)r \cdot \sin(\varphi_i + \varphi_0) - 2re \cdot \cos(\varphi_i + \varphi_0)$ .

После преобразований последнего выражения получим, полагая  $S_0 = 0$

$$\Delta_i = P_0 f_{0i} + P_1 f_{1i} + P_2 f_{2i} + P_3 f_{3i} + P_4 f_{4i} + P_5 f_{5i} - F_i \quad (2.16)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\begin{aligned} f_{0i} &= 1; f_{1i} = S_i; f_{2i} = \sin \varphi_i; f_{3i} = \cos \varphi_i; \\ f_{4i} &= S_i \sin \varphi_i; f_{5i} = S_i \cos \varphi_i; \\ P_0 &= a^2 + e^2 + r^2 - l^2; P_1 = -2a; \\ P_2 &= 2re \cdot \sin \varphi_0 - 2ra \cdot \cos \varphi_0; P_3 = -2re \cdot \cos \varphi_0 - 2ra \cdot \sin \varphi_0; \\ P_4 &= 2r \cdot \cos \varphi_0; P_5 = 2r \cdot \sin \varphi_0; F_i = S_i^2 \end{aligned} \quad (2.17)$$

Таким образом, 5 искомым параметра рычажного механизма Стефенсона II  $r, a, l, e, \varphi_0$  определяются с помощью 6 параметров  $P_0, \dots, P_5$ . Для условия совместности решения, необходимо добавить уравнения связи, которые получаются из соотношений для  $P_2$  и  $P_3$

$$P_2 = eP_5 + \frac{P_0P_4}{2}; P_3 = -eP_4 + \frac{P_4P_5}{2} \quad (2.18)$$

Отсюда можно найти величину эксцентриситета  $e$  и записать уравнение связи

$$e = \frac{P_2}{P_5} - \frac{P_1P_4}{2P_5}$$

$$P_1(P_4^2 + P_5^2) = 2(P_2P_4 + P_3P_5) \quad (2.19)$$

Остальные искомые параметры можно найти из соотношений (2.17)

$$a = -\frac{1}{2}P_1; r = \frac{1}{2}\sqrt{P_4^2 + P_5^2}; tg\varphi_0 = \frac{P_4}{P_5}; l = \sqrt{a^2 + e^2 + r^2 - P_0} \quad (2.20)$$

Для определения  $P_0, P_2, P_3, P_4, P_5$ , используем метод квадратического приближения [39], где в качестве целевой функции берется сумма квадратов отклонений для  $N$  положений механизма

$$C = \sum_{i=1}^N \Delta_i^2 \rightarrow \min \quad (2.21)$$

Продифференцируем  $C$  по  $P_j$  для получения условий для минимума

$$\frac{\partial C}{\partial P_j} = 2 \sum_{i=1}^N \Delta_i \frac{\partial \Delta_i}{\partial P_j} = 0, j = 0, \dots, 5 \quad (2.22)$$

Уравнения (2.22) можно записать как систему линейных уравнений относительно параметров

$$\begin{cases} P_0 \sum f_{0i}^2 + P_1 \sum f_{1i}f_{0i} + P_2 \sum f_{2i}f_{0i} + P_3 \sum f_{3i}f_{0i} + P_4 \sum f_{4i}f_{0i} + P_5 \sum f_{5i}f_{0i} = \sum F_i f_{0i} \\ P_0 \sum f_{01}f_{1i} + P_1 \sum f_{1i}^2 + P_2 \sum f_{2i}f_{1i} + P_3 \sum f_{3i}f_{1i} + P_4 \sum f_{4i}f_{1i} + P_5 \sum f_{5i}f_{1i} = \sum F_i f_{1i} \\ P_0 \sum f_{01}f_{2i} + P_1 \sum f_{1i}f_{2i} + P_2 \sum f_{2i}^2 + P_3 \sum f_{3i}f_{2i} + P_4 \sum f_{4i}f_{2i} + P_5 \sum f_{5i}f_{2i} = \sum F_i f_{2i} \\ P_0 \sum f_{01}f_{3i} + P_1 \sum f_{1i}f_{3i} + P_2 \sum f_{2i}f_{3i} + P_3 \sum f_{3i}^2 + P_4 \sum f_{4i}f_{3i} + P_5 \sum f_{5i}f_{3i} = \sum F_i f_{3i} \\ P_0 \sum f_{01}f_{4i} + P_1 \sum f_{1i}f_{4i} + P_2 \sum f_{2i}f_{4i} + P_3 \sum f_{3i}f_{4i} + P_4 \sum f_{4i}^2 + P_5 \sum f_{5i}f_{4i} = \sum F_i f_{4i} \\ P_0 \sum f_{01}f_{5i} + P_1 \sum f_{1i}f_{5i} + P_2 \sum f_{2i}f_{5i} + P_3 \sum f_{3i}f_{5i} + P_4 \sum f_{4i}f_{5i} + P_5 \sum f_{5i}^2 = \sum F_i f_{5i} \end{cases} \quad (2.23)$$

Найдем из (2.23) первых 5 уравнений коэффициенты  $P_i$  выраженные через  $P_1$

$$P_i = c_i + d_i P_1, i = 0, 2, \dots, 5 \quad (2.24)$$

Подставим (2.24) в уравнения связи (2.19), и получим одно уравнение относительно  $P_1$

$$P_1[(c_4 + d_4P_1)^2 + (c_5 + d_5P_1)^2] = 2[(c_2 + d_2P_1)(c_4 + d_4P_1) + (c_3 + d_3P_1)(c_5 + d_5P_1)] \quad (2.25)$$

Уравнение (2.25) преобразуем в уравнение третьей степени

$$P_1^3(d_4^2 + d_5^2) + P_1^2(2c_4d_4 + 2c_5d_5 - 2d_2d_4 - 2d_3d_5) + P_1(c_4^2 + c_5^2 - 2c_2d_4 - 2d_2c_4 - 2c_3d_5) = 2(c_2c_4 + c_3c_5) \quad (2.26)$$

Решим кубическое уравнение (2.26) и найдем  $P_1$ , после этого из формулы (2.24) определим коэффициенты  $P_0, P_2, P_3, P_4, P_5$ . Таким образом задача синтеза шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II методом квадратического приближения решена.

Составлены программы для решения задач анализа и синтеза шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

В системе Maple построена анимационная картинка согласованного движения входного и выходного звеньев рычажного механизма Стефенсона II (рисунок 2.2).

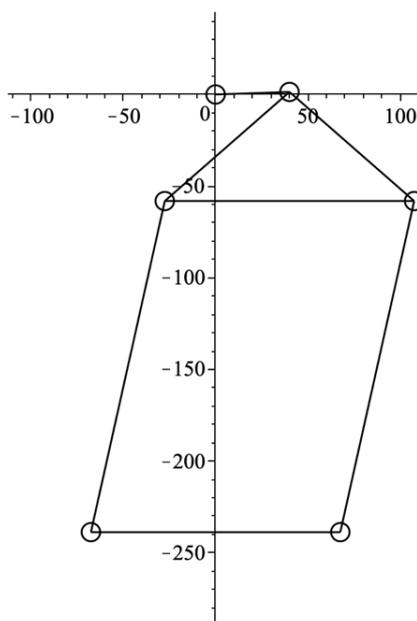


Рисунок 2.2 - Фрагмент анимационной картинке рычажного механизма Стефенсона II

### 2.3 Разработка ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Для разработки ГРМ опытного образца кривошипного пресса с одним кривошипом и двумя шатунами синтезируем шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II (рисунок 2.1).

Синтез шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II для ГРМ опытного образца кривошипного пресса будем проводить при следующих

начальных данных: закон движения ползуна  $S = S(\varphi)$  показан на рисунке 2.3, угол вращения кривошипа находится в пределах  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ . Здесь отчет угла кривошипа  $\varphi$  будем проводить от оси  $y$ , тогда начало движения кривошипа  $\varphi = 0$ , а в нижнее положение ползун приходит при  $\varphi = \pi$ . Ход ползуна равен  $S_{max} = 80$  мм. Постоянная угловая скорость кривошипа  $\omega = \dot{\varphi} = 10 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ .

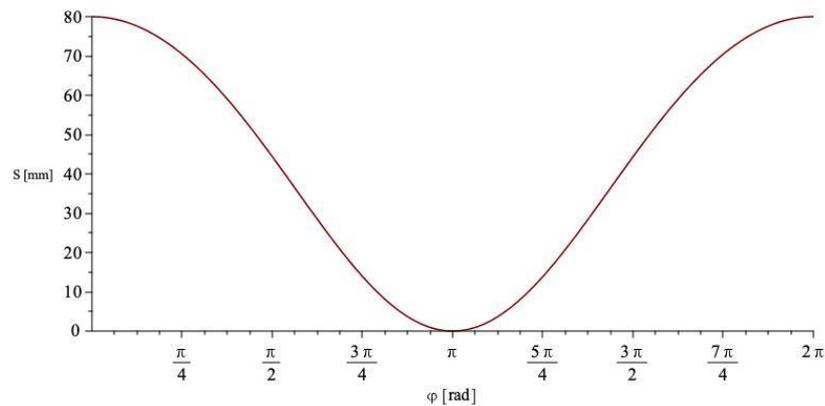


Рисунок 2.3 - Закон движения ползуна механизма

На рисунке 2.4 показан синтезированный шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II для ГРМ опытного образца кривошипного пресса, где указаны обозначения  $L12$  - расстояние между точками 1 и 2 в мм,  $L23$  - расстояние между точками 2 и 3 в [мм], и т.д.

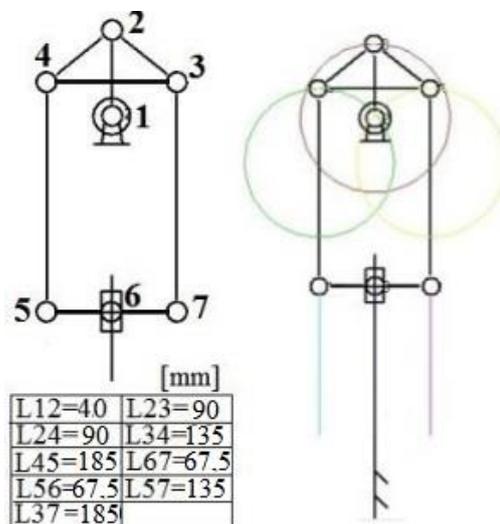
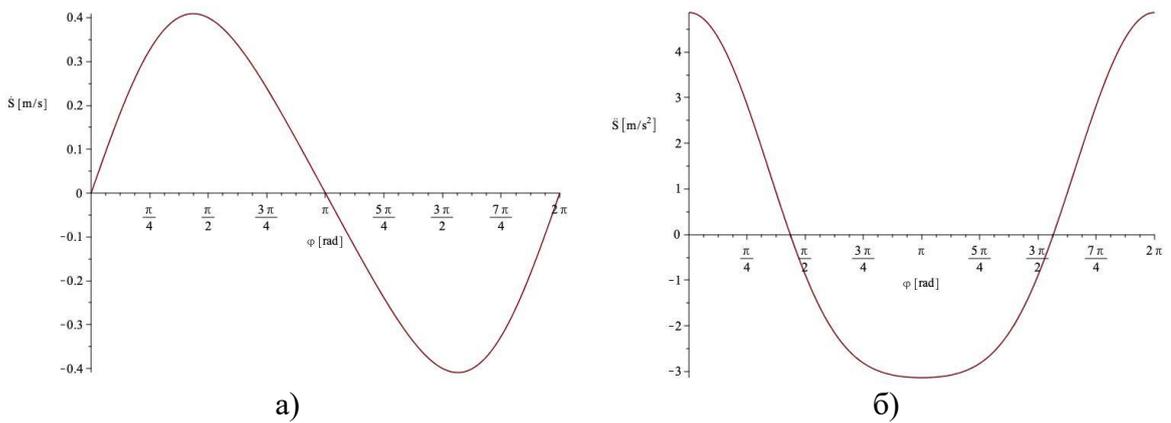


Рисунок 2.4 - Синтезированный шестизвенный рычажный механизм Стефенсона II для ГРМ опытного образца кривошипного пресса

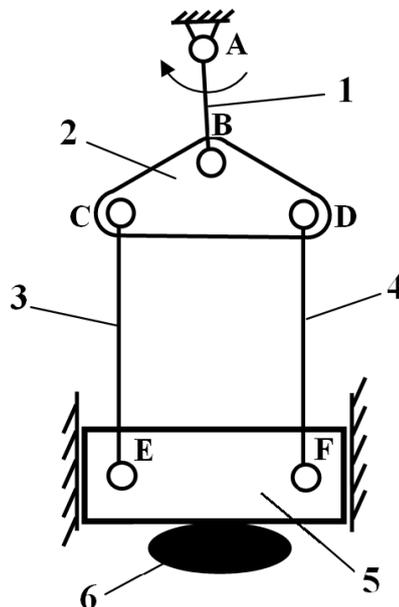
На рисунке 2.5 а и б показаны аналог скорости ползуна  $\dot{S}(\varphi)$  и аналог ускорения  $\ddot{S}(\varphi)$  ползуна синтезированного шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II для ГРМ опытного образца кривошипного пресса.



а) - аналог скорости ползуна  $\dot{S}(\varphi)$  и б) – аналог ускорения ползуна  $\ddot{S}(\varphi)$

Рисунок 2.5 - Аналоги скорости и ускорения ползуна ГРМ

На рисунке 2.6 показана схема ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Ползун 5 через две вращательные пары E, F соединен с шатунами 3 и 4. Замкнутый четырехугольный изменяемый контур CDEF состоит ползуна 5, шатунов 3, 4 и трехпарного звена 2. ГРМ опытного образца кривошипного пресса при полном обороте кривошипа 1, посредством трехпарного звена 2 через шатуны 3 и 4 сообщает движение ползуну 5, который через штамп воздействует на деталь 6. При штамповке ползуном 5 детали 6 шатуны 3 и 4 обеспечивают равномерное распределение нагрузок между звеньями пресса, так как находятся параллельно друг другу.



1- кривошип; 2 – трехпарное звено с тремя вращательными парами B, C, D;  
3 и 4 – шатуны; 5 – ползун; 6 – деталь

Рисунок 2.6 - Схема ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

На рисунке 2.7 изображена схема кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

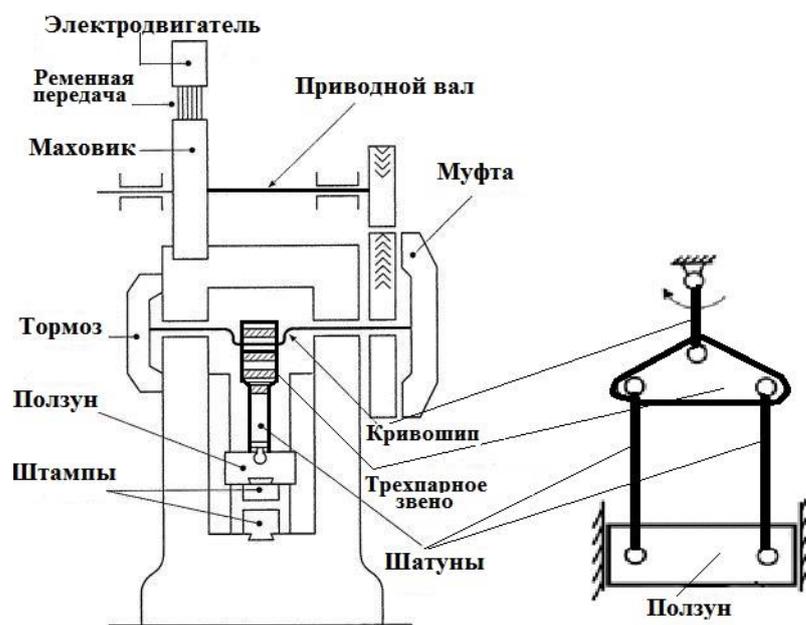


Рисунок 2.7 - Схема кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

### 3 КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГРМ КРИВОШИПНОГО ПРЕССА

#### 3.1 Векторный метод кинетостатического анализа рычажного механизма

Рассмотрим векторный метод кинетостатического анализа рычажного механизма. Кинетостатический анализ — это важная часть динамического анализа механизмов для определения реакций в кинематических парах звеньев и уравновешивающего момента (силы) на ведущем звене. Эта задача имеет большое практическое значение при выборе электродвигателя и расчете подшипников в кинематических парах. Так, например, задавшись постоянной угловой скоростью ведущего звена  $\omega_1 = const$  можно провести кинематический и кинетостатический анализ механизма и определить для всего участка движения  $0 \leq \varphi_1 \leq 2\pi$  уравновешивающий момент и реакции в кинематических парах. По среднему значению уравновешивающего момента определяют параметры электродвигателя, а по экстремальным значениям реакций производят расчет и подбор подшипников, которые будут установлены в шарнирах. Кроме того, знание аналитических выражений реакций позволит наиболее наглядно решать задачи динамики механизмов с учетом сил трения в кинематических парах.

Рассмотрим векторный метод кинетостатического анализа рычажного механизма [40] (рисунок 3.1)

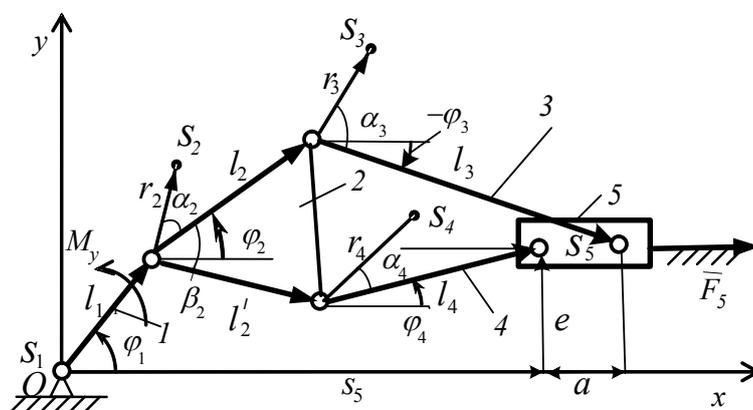


Рисунок 3.1 - Рычажный механизм

Обозначим через  $\vec{R}_{ij} = -\vec{R}_{ji}$ ,  $i, j = 0, 1, \dots, 5$  (реакции со стороны  $i$  на  $j$  звено) искомые реакции в кинематических парах и  $M_y$  неизвестный уравновешивающий момент на ведущем звене 1. Пусть заданы массы звеньев  $m_i$ , моменты инерции звеньев относительно центров масс  $J_{S_i}$ , а также силы тяжести звеньев  $\vec{G}_i$  (на рисунке 3.1 не указаны) и сила сопротивления на выходном звене  $\vec{F}_5$ . Пусть известен закон движения ведущего звена  $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ . Из решения задачи кинематического анализа можно определить законы движения остальных звеньев механизма. После чего можно найти силы инерции центров масс  $-m_i \vec{W}_{S_i}$  и моменты сил инерции звеньев  $-J_{S_i} \varepsilon_i$ .

Уравнения равновесия пяти подвижных звеньев механизма по принципу Даламбера можно записать  $\sum_j \vec{F}_{j,i} - m_i \vec{W}_{S_i} = 0, \sum_j M_{S_i}(\vec{F}_{j,i}) - J_{S_i} \varepsilon_i \vec{k} = 0, i = 1, \dots, 5$ , здесь  $\vec{F}_{j,i}$ - активные и реактивные силы, действующие на  $i$  звено.

Распишем все это для каждого звена, считая статически уравновешенным ведущее звено 1.

$$\begin{aligned} \vec{R}_{01} + \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 &= 0, \\ \vec{l}_1 \times \vec{R}_{21} + M_y \vec{k} - J_{S_1} \varepsilon_1 \vec{k} &= 0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} + \vec{R}_{42} + \vec{G}_2 - m_2 \vec{W}_{S_2} &= 0, \\ (\vec{l}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{R}_{32} + (\vec{l}'_2 - \vec{r}_2) \times \vec{R}_{42} - \vec{r}_2 \times \vec{R}_{12} - J_{S_2} \varepsilon_2 \vec{k} &= 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_{23} + \vec{R}_{53} + \vec{G}_3 - m_3 \vec{W}_{S_3} &= 0, \\ (\vec{l}_3 - \vec{r}_3) \times \vec{R}_{53} - \vec{r}_3 \times \vec{R}_{23} - J_{S_3} \varepsilon_3 \vec{k} &= 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_{24} + \vec{R}_{54} + \vec{G}_4 - m_4 \vec{W}_{S_4} &= 0, \\ (\vec{l}_4 - \vec{r}_4) \times \vec{R}_{54} - \vec{r}_4 \times \vec{R}_{24} - J_{S_4} \varepsilon_4 \vec{k} &= 0 \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_{35} + \vec{R}_{45} + \vec{R}_{05} + \vec{G}_5 - m_5 \vec{W}_{S_5} + \vec{F}_5 &= 0, \\ \sum_i M_{S_5}(\vec{F}_i) &= 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

В этих уравнениях через  $\vec{k}$  обозначен орт координатной оси  $Oz$ . Последнее уравнение (3.5) в форме моментов используется только для определения точки приложения реакции  $\vec{R}_{05}$ . Из уравнений (3.1) при известном векторе  $\vec{R}_{12}$  можно найти реакцию со стороны стойки (звено с номером 0) на ведущее звено и уравновешивающий момент

$$\vec{R}_{01} = \vec{R}_{12} - \vec{G}_1, \quad M_y = (\vec{k}, \vec{l}_1, \vec{R}_{12}) + J_{S_1} \varepsilon_1 \quad (3.6)$$

Для простоты введем обозначения  $\vec{P}_i = \vec{G}_i - m_i \vec{W}_{S_i}, \vec{J}_i = J_{S_i} \varepsilon_i \vec{k}, i = 2, 3, 4, 5$ .

За искомые реакции примем  $\vec{R}_{35}$  и  $\vec{R}_{45}$ , и чтобы отличить от остальных, обозначим их соответственно через  $\vec{Z}_1$  и  $\vec{Z}_2$ , тогда можно записать уравнения (3.2) – (3.5) в виде

$$\begin{aligned} \vec{R}_{05} &= -\vec{Z}_1 - \vec{Z}_2 - \vec{P}_5 - \vec{F}_5, \quad \vec{R}_{24} = \vec{Z}_2 - \vec{P}_4, \\ \vec{R}_{23} &= \vec{Z}_1 - \vec{P}_3, \quad \vec{R}_{12} = \vec{R}_{23} + \vec{R}_{24} - \vec{P}_2 = \vec{Z}_1 + \vec{Z}_2 - \vec{P}_2 - \vec{P}_3 - \vec{P}_4, \\ (\vec{l}_2 - \vec{r}_2) \times (\vec{Z}_1 - \vec{P}_3) + (\vec{l}'_2 - \vec{r}_2) \times (\vec{Z}_2 - \vec{P}_4) + \vec{r}_2 \times (\vec{Z}_1 + \vec{Z}_2 - \vec{P}_2 - \vec{P}_3 - \vec{P}_4) + \vec{J}_2 &= 0 \quad (3.7) \\ (\vec{l}_3 - \vec{r}_3) \times \vec{Z}_1 + \vec{r}_3 \times (\vec{Z}_1 - \vec{P}_3) + \vec{J}_3 &= 0 \\ (\vec{l}_4 - \vec{r}_4) \times \vec{Z}_2 + \vec{r}_4 \times (\vec{Z}_2 - \vec{P}_4) + \vec{J}_4 &= 0 \\ \vec{i} \cdot \vec{Z}_1 + \vec{i} \cdot \vec{Z}_2 + \vec{i} \cdot (\vec{P}_5 + \vec{F}_5) &= 0 \end{aligned}$$

Последнее уравнение в (3.7) получено из первого уравнения в силу перпендикулярности реакции  $\vec{R}_{05}$  направляющей, т.е. в нашем случае оси  $Ox$  (орт этой оси равен  $\vec{i}$ ).

Обозначим для упрощения через  $\vec{p}_i$  правые части четырех последних уравнений системы (3.7), тогда для искомых векторов можно записать

$$\begin{cases} \vec{l}_2 \times \vec{Z}_1 + \vec{l}'_2 \times \vec{Z}_2 = \vec{p}_2 = \vec{l}_2 \times \vec{P}_3 + \vec{l}'_2 \times \vec{P}_4 + \vec{r}_2 \times \vec{P}_2 - \vec{J}_2 \\ \vec{l}_3 \times \vec{Z}_1 = \vec{p}_3 = \vec{r}_3 \times \vec{P}_3 - \vec{J}_3 \\ \vec{l}_4 \times \vec{Z}_2 = \vec{p}_4 = \vec{r}_4 \times \vec{P}_4 - \vec{J}_4 \\ \vec{i} \cdot (\vec{Z}_1 + \vec{Z}_2) = p_5 = -\vec{i} \cdot (\vec{P}_5 + \vec{F}_5) \end{cases} \quad (3.8)$$

Решение системы (3.8) ищем в виде линейной комбинации векторов  $\vec{l}_3$  и  $\vec{l}_4$

$$\vec{R}_{35} = \vec{Z}_1 = a_1 \vec{l}_3 + b_1 \vec{l}_4, \quad \vec{R}_{45} = \vec{Z}_2 = a_2 \vec{l}_3 + b_2 \vec{l}_4, \quad (3.9)$$

Здесь скалярные параметры  $a_1, b_1, a_2, b_2$  определяются по формулам

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{(\vec{k} \cdot \vec{q}_2) \cdot (\vec{i}, \vec{l}_4) - q_5(\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4)}{\Delta}, & b_1 &= \frac{\vec{k} \cdot \vec{p}_3}{(\vec{k}, \vec{l}_3, \vec{l}_4)}, \\ b_2 &= -\frac{(\vec{k} \cdot \vec{q}_2) \cdot (\vec{i}, \vec{l}_3) - q_5(\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3)}{\Delta}, & a_2 &= -\frac{\vec{k} \cdot \vec{p}_4}{(\vec{k}, \vec{l}_3, \vec{l}_4)} \end{aligned} \quad (3.10)$$

где введены обозначения

$$\begin{aligned} \vec{q}_2 &= \vec{p}_2 - b_1 \vec{l}_2 \times \vec{l}_4 - a_2 \vec{l}'_2 \times \vec{l}_3, \quad q_5 = p_5 - b_1 \vec{i} \cdot \vec{l}_4 - a_2 \vec{i} \cdot \vec{l}_3, \\ \Delta &= (\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3) \cdot (\vec{i}, \vec{l}_4) - (\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4) \cdot (\vec{i}, \vec{l}_3) \end{aligned}$$

После подстановки (3.9) в четыре первых уравнений системы (3.7) определяем реакции в кинематических парах  $\vec{R}_{12}, \vec{R}_{23}, \vec{R}_{24}, \vec{R}_{05}$ , а затем из уравнений (3.1) найдем  $\vec{R}_{01}$  и  $M_y$ . Таким образом, задача кинетостатического анализа полностью решена, и результаты решения получены в векторной форме.

Рассмотрим частный случай этой задачи. Довольно часто приходится решать задачу статики, т.е. без учета сил инерции и даже сил тяжести звеньев механизма. Такая же задача возникает при определении безразмерных критериев передачи движения механизма. Если пренебречь инерционными составляющими и весами звеньев, т.е.  $\vec{P}_i = 0, \vec{J}_i = 0$ , то решение задачи значительно упростится

$$\begin{cases} \vec{l}_2 \times \vec{Z}_1 + \vec{l}'_2 \times \vec{Z}_2 = 0, \quad \vec{s}_5 \cdot (\vec{Z}_1 + \vec{Z}_2) = -\vec{i} \cdot \vec{F}_5, \\ \vec{l}_3 \times \vec{Z}_1 = 0, \quad \vec{l}_4 \times \vec{Z}_2 = 0 \end{cases}$$

$$b_1 = 0, \quad a_2 = 0, \quad \vec{q}_2 = 0, \quad q_5 = -\vec{i} \cdot \vec{F}_5 = -F_5, \quad a_1 = -\frac{q_5(\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4)}{\Delta}, \quad b_2 = \frac{q_5(\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3)}{\Delta}$$

$$\vec{R}_{23} = \vec{R}_{35} = \vec{Z}_1 = a_1 \vec{l}_3 = F_5 \frac{(\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4)}{\Delta} \vec{l}_3, \quad \vec{R}_{24} = \vec{R}_{45} = \vec{Z}_2 = b_2 \vec{l}_4 = -F_5 \frac{(\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3)}{\Delta} \vec{l}_4$$

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{01} = -\vec{R}_{05} - \vec{F}_5 = F_5 \frac{(\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3)}{\Delta} \vec{l}_4 - F_5 \frac{(\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4)}{\Delta} \vec{l}_3, \quad M_y = \vec{R}_{12} \cdot (\vec{k} \times \vec{l}_1)$$

Для критериев передачи движения  $K_1$  и  $K_2$  можно записать следующие выражения

$$K_1 = \left| \frac{M_y}{F_5 l_1} \right| = \left| \frac{s'_5}{l_1} \right| = \frac{1}{l_1} \left| \frac{(\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3) \cdot (\vec{k}, \vec{l}_1, \vec{l}_4) - (\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4) \cdot (\vec{k}, \vec{l}_1, \vec{l}_3)}{(\vec{k}, \vec{l}_2, \vec{l}_3) \cdot (\vec{i}, \vec{l}_4) - (\vec{k}, \vec{l}'_2, \vec{l}_4) \cdot (\vec{i}, \vec{l}_3)} \right|,$$

$$K_2 = \left| \frac{R_{max}}{F_5} \right| = \left| \frac{\max(|R_{12}|, |R_{24}|, |R_{23}|)}{F_5} \right|$$

Критерий  $K_1$  характеризует соотношение между моментами на входе и выходе механизма или отношение движущего момента к моменту сил сопротивления. Чем меньше этот параметр – тем меньше приходится затрачивать энергии на привод в движение данного механизма.

Критерий  $K_2$  отражает уровень реакций в совокупности кинематических пар механизма. Как мы видим, оба критерия качества зависят только от геометрических размеров самого механизма и не зависят от сил и моментов, приложенных к механизму, что позволяет включить эти критерии в решение задачи оптимального кинематического синтеза.

### 3.2 Кинетостатический анализ ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Рассмотрим кинетостатический анализ ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II (рисунок 3.2), по методу предложенному в п.3.1.

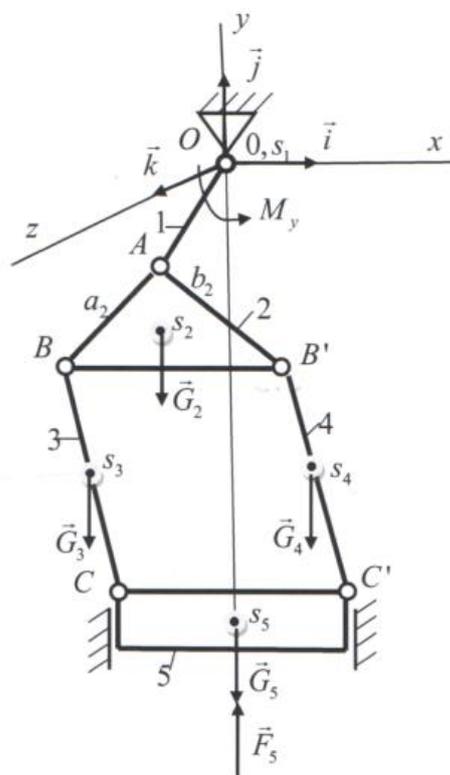


Рисунок 3.2 - ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Обозначим через  $\vec{R}_{ij} = -\vec{R}_{ji}$   $i, j = 1, \dots, 5$  (реакции со стороны  $i$  на  $j$  звено) искомые реакции в кинематических парах и  $M_y$  неизвестный уравнивающий момент на ведущем звене 1. Пусть заданы массы звеньев  $m_j$ , моменты инерции звеньев относительно центров масс  $J_{S_j}$ , а также силы тяжести звеньев  $\vec{G}_i$  (на рисунке не указаны) и сила сопротивления на выходном звене  $\vec{F}_5$ . Пусть известен закон движения ведущего звена  $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ . Из решения задачи кинематического анализа можно определить законы движения остальных звеньев механизма. После чего можно найти силы инерции центров масс  $-m_j\vec{W}_{S_j}$  и моменты сил инерции звеньев  $-J_{S_j}\varepsilon_j$ .

Уравнения равновесия пяти подвижных звеньев механизма (рисунок 3.2) по принципу Даламбера можно записать

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_{i,j} - m_j\vec{W}_{S_j} = 0, \\ \sum M_{S_j}(\vec{F}_{i,j}) - J_{S_j}\varepsilon_j\vec{k} = 0, \quad j = 1, \dots, 5 \end{cases} \quad (3.11)$$

здесь  $\vec{F}_{i,j}$ - активные и реактивные силы, действующие на  $j$  звено, причем.

$$\vec{F}_{ij} = -\vec{F}_{ji} \quad (3.12)$$

Распишем уравнения (3.11) для каждого звена. Для ведущего звена 1, считая его статически уравновешенным, запишем (рисунок 3.3 а)

$$\begin{cases} \vec{R}_{01} + \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 = 0, \\ \vec{r} \times \vec{R}_{21} + M_y\vec{k} - J_{S_1}\varepsilon_1\vec{k} = 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

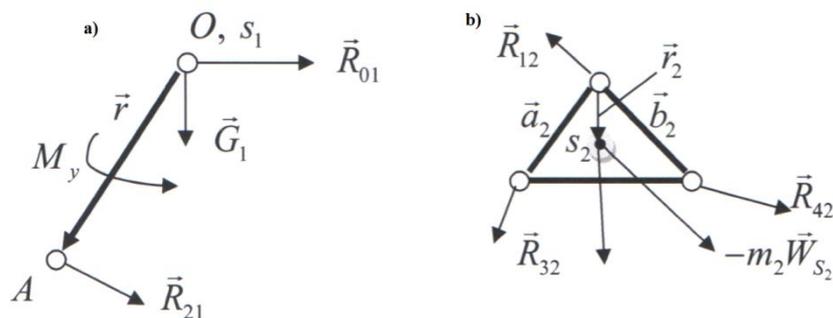


Рисунок 3.3 – Звено 1 и звено 2

Для звена 2 (рисунок 3.3б) можно записать

$$\begin{cases} \vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} + \vec{R}_{42} + \vec{G}_2 - m_2\vec{W}_{S_2} = 0, \\ -\vec{r}_2 \times \vec{R}_{12} + (\vec{a}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{R}_{42} + (\vec{b}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{R}_{42} - J_{S_2}\varepsilon_2\vec{k} = 0 \end{cases} \quad (3.14)$$

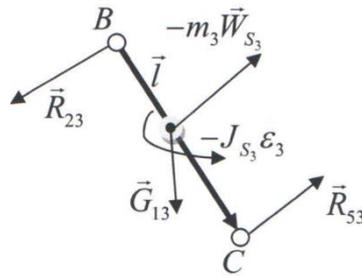


Рисунок 3.4 – Звено 3

Для звеньев 3 и 4 (рисунок 3.4) можно аналогично записать

$$\begin{cases} \vec{R}_{23} + \vec{R}_{53} + \vec{G}_3 - m_3 \vec{W}_{S_3} = 0, \\ -\vec{r}_3 \times \vec{R}_{23} + (\vec{l} - \vec{r}_3) \times \vec{R}_{53} - J_{S_3} \epsilon_3 \vec{k} = 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

$$\begin{cases} \vec{R}_{24} + \vec{R}_{54} + \vec{G}_4 - m_4 \vec{W}_{S_4} = 0, \\ -\vec{r}_4 \times \vec{R}_{24} + (\vec{l} - \vec{r}_4) \times \vec{R}_{54} - J_{S_4} \epsilon_4 \vec{k} = 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

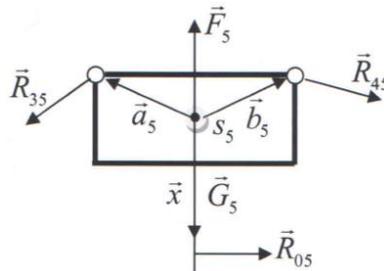


Рисунок 3.5 – Ползун

И наконец для ползуна 5 можно записать условия равновесия (рисунок 3.5)

$$\begin{cases} \vec{R}_{35} + \vec{R}_{45} + \vec{G}_5 + \vec{F}_5 + \vec{R}_{05} - m_5 \vec{W}_{S_5} = 0, \\ \vec{x} \times \vec{R}_{05} + \vec{a}_5 \times \vec{R}_{35} + \vec{b}_5 \times \vec{R}_{45} = 0 \end{cases} \quad (3.17)$$

В этих уравнениях через  $\vec{k}$  обозначен орт координатной оси  $Oz$ .  
Для простоты введем обозначения

$$\vec{Q}_i = \vec{G}_i - m_i \vec{W}_{S_i}, \quad \vec{J}_i = J_{S_i} \epsilon_i \vec{k}, \quad i = 1, 2, \dots, 5 \quad (3.18)$$

С учетом этого уравнения равновесия механизма можно записать в виде

$$\begin{cases}
\vec{R}_{01} + \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 = 0 \\
\vec{r} \times \vec{R}_{21} + M_y \cdot \vec{k} - \vec{J}_1 \\
\vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} + \vec{R}_{42} + \vec{Q}_2 = 0 \\
-\vec{r}_2 \times \vec{R}_{12} + (\vec{a}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{R}_{32} + (\vec{b}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{R}_{42} - \vec{J}_2 \\
\vec{R}_{23} + \vec{R}_{53} + \vec{Q}_3 = 0 \\
-\vec{r}_3 \times \vec{R}_{23} + (\vec{l} - \vec{r}_3) \times \vec{R}_{53} - \vec{J}_3 = 0 \\
\vec{R}_{24} + \vec{R}_{54} + \vec{Q}_4 = 0 \\
-\vec{r}_4 \times \vec{R}_{24} + (\vec{l} - \vec{r}_4) \times \vec{R}_{54} - \vec{J}_4 = 0 \\
\vec{R}_{05} + \vec{R}_{35} + \vec{R}_{45} + \vec{F}_5 + \vec{Q}_5 = 0 \\
-\vec{x} \times \vec{R}_{05} + \vec{a}_5 \times \vec{R}_{35} + \vec{b}_5 \times \vec{R}_{45} = 0
\end{cases} \quad (3.19)$$

Если найдем  $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}$ , то из первых двух уравнений системы (3.19) можно определить  $\vec{R}_{01}, M_y$

$$\vec{R}_{01} = \vec{G}_1 - \vec{R}_{21}, \quad M_y = (\vec{k}, \vec{J}_1) - (\vec{k}, \vec{r}, \vec{R}_{21}) \quad (3.20)$$

Умножим третье уравнение системы (3.19) слева векторно на  $\vec{r}_2$  и сложим с четвертым уравнением

$$\vec{a}_2 \times \vec{R}_{32} + \vec{b}_2 \times \vec{R}_{42} = \vec{J}_2 - \vec{r}_2 \times \vec{Q}_2 \quad (3.21)$$

Аналогично можно проделать те же действия для уравнений 5,4 и 7,8 системы (3.19)

$$\vec{l} \times \vec{R}_{53} = \vec{J}_3 - \vec{r}_3 \times \vec{Q}_3 \quad (3.22)$$

$$\vec{l} \times \vec{R}_{54} = \vec{J}_4 - \vec{r}_4 \times \vec{Q}_4 \quad (3.23)$$

Введем обозначение

$$\vec{P}_i = \vec{J}_i - \vec{r}_i \times \vec{Q}_i, \quad i = 2,3,4 \quad (3.24)$$

Тогда уравнения (3.21) - (3.23) можно записать в виде

$$\begin{cases}
\vec{a}_2 \times \vec{R}_{32} + \vec{b}_2 \times \vec{R}_{42} = \vec{P}_2, \\
\vec{l} \times \vec{R}_{53} = \vec{P}_3, \\
\vec{l} \times \vec{R}_{54} = \vec{P}_4.
\end{cases} \quad (3.25)$$

Из системы (3.19) также можно найти  $\vec{R}_{32}$  и  $\vec{R}_{42}$

$$\vec{R}_{32} = \vec{R}_{53} + \vec{Q}_3, \quad \vec{R}_{42} = \vec{R}_{54} + \vec{Q}_4 \quad (3.26)$$

Подставив (3.26) в первое уравнение системы (3.25)

$$\vec{a}_2 \times \vec{R}_{53} + \vec{b}_2 \times \vec{R}_{54} = \vec{P}_2 - \vec{a}_2 \times \vec{Q}_3 - \vec{b}_2 \times \vec{Q}_4 \quad (3.27)$$

Используя формулу для решения векторных уравнений, последние два уравнения системы (3.25) можно записать в виде

$$\begin{cases} \vec{R}_{53} = \lambda_3 \cdot \vec{l} + \frac{1}{l^2} \cdot \vec{P}_3 \times \vec{l} \\ \vec{R}_{54} = \lambda_4 \cdot \vec{l} + \frac{1}{l^2} \cdot \vec{P}_4 \times \vec{l} \end{cases} \quad (3.28)$$

Подставим (3.28) в уравнение (3.27)

$$\vec{a}_2 \times \vec{l} \cdot \lambda_3 + \vec{b}_2 \times \vec{l} \cdot \lambda_4 = \vec{\sigma}_2 \quad (3.29)$$

где

$$\vec{\sigma}_2 = \vec{P}_2 - \vec{a}_2 \times \vec{Q}_3 - \vec{b}_2 \times \vec{Q}_4 - \frac{1}{l^2} \cdot (\vec{a}_3 \times \vec{P}_3 \times \vec{l}) - \frac{1}{l^2} \cdot (\vec{b}_2 \times \vec{P}_4 \times \vec{l})$$

Из предпоследнего уравнения системы (3.19) после умножения на  $\vec{j}$  скалярно имеем

$$\vec{R}_{53} \cdot \vec{j} + \vec{R}_{54} \cdot \vec{j} = \vec{F}_5 \cdot \vec{j} + \vec{Q}_5 \cdot \vec{j} \quad (3.30)$$

Или учитывая (3.28) получим

$$\lambda_3 + \lambda_4 = \sigma_5 \quad (3.31)$$

здесь

$$\sigma_5 = \frac{\vec{F}_{5j} + \vec{Q}_5 \cdot \vec{j}}{\vec{l} \cdot \vec{j}}$$

Решая систему уравнений (3.29) и (3.31), найдем  $\lambda_3, \lambda_4$ .

По формулам (3.28) находим  $\vec{R}_{53}$  и  $\vec{R}_{54}$  а из (3.19) находим  $\vec{R}_{05}$  и  $\vec{x}$

$$\vec{R}_{05} = \vec{R}_{53} + \vec{R}_{54} - \vec{F}_5 - \vec{Q}_5 \quad (3.32)$$

$$x = \frac{(\vec{a}_5 \times \vec{R}_{53} + \vec{b}_5 \times \vec{R}_{54}) \cdot \vec{k}}{(\vec{j} \times \vec{R}_{05}) \cdot \vec{k}} \quad (3.33)$$

Затем определяем  $\vec{R}_{24}, \vec{R}_{23}, \vec{R}_{12}$

$$\begin{cases} \vec{R}_{24} = -\vec{R}_{54} - \vec{Q}_4 \\ \vec{R}_{23} = -\vec{R}_{53} - \vec{Q}_3 \\ \vec{R}_{12} = \vec{R}_{23} + \vec{R}_{24} - \vec{Q}_2 \end{cases} \quad (3.34)$$

Таким образом задача кинетостатического анализа решена векторным методом. Для решения задачи кинетостатического анализа ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II была разработана программа в интегрированной среде Maple (см. Приложение А).

### 3.3 Кинетостатический анализ ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Тестовые вычисления выполнены при следующих размерах звеньев ГРМ опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II (см. рисунок 2.1):  $r = 0.04$  м,  $l = 0.185$  м,  $a = 0.06$  м,  $b = 0.065$  м. Массы и моменты инерции звеньев опытного образца кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II имеют значения:  $m_1 = 0.164$  кг,  $J_1 = 100.915 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup>,  $m_2 = 0.777$  кг,  $J_2 = 1864.63 \cdot 10^{-6}$ ,  $m_3 = m_4 = 0.608$  кг,  $J_3 = J_4 = 7125.8 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup>,  $m_5 = 3.8$  кг.

Закон движения ползуна  $S = S(\varphi)$  показан на рисунке 2.3, угол вращения кривошипа находится в пределах  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ . Здесь отчет угла кривошипа  $\varphi$  будем проводить от оси  $y$ , тогда начало движения кривошипа  $\varphi = 0$ , а в нижнее положение ползун приходит при  $\varphi = \pi$ , Ход ползуна равен  $S_{max} = 80$  мм. задается постоянная угловая скорость кривошипа  $\omega = \dot{\varphi} = 10 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ . Аналоги скорости и ускорения ползуна приведены на рисунке 2.5.

Сила технологической нагрузки  $F_5$  на ползуне была взята из работы [3], для операции вырубki стального листа, график приведен на рисунке 3.6а. Сила  $F_5$  направлена противоположно движению ползуна и имеет максимальное значение  $F_5 = 50000$ Н.

Сила технологической нагрузки  $F_5$ [Н] на ползуне (рисунок 3.6а) определяется в виде следующей функции:

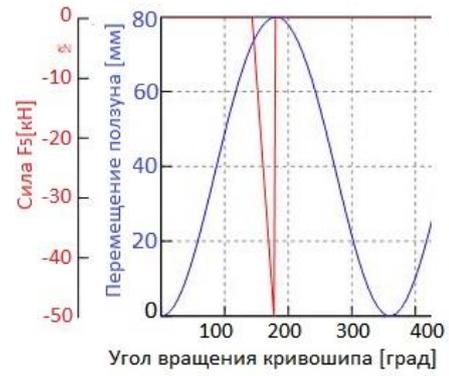
$$\begin{cases} F_5 = 0, & 0 \leq \varphi_1 < 145^\circ \\ F_5 = -81967 \cdot \left( \varphi_1 - \frac{145 \cdot \pi}{180} \right), & 145^\circ \leq \varphi_1 \leq 180^\circ \\ F_5 = 0, & 180^\circ < \varphi_1 \leq 360^\circ \\ F_5^{\max} = 50 \text{ кН} \end{cases} \quad (3.35)$$

Для наглядности на рисунке 3.6б приведен совмещенный график перемещения ползуна и технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса.

В таблице 3.1 приведены, полученные в результате расчета, абсолютные значения реакций  $R_{01}, R_{05}, R_{12}, R_{23}, R_{24}, R_{54}, R_{53}$  [Н] и крутящего момента  $M_y$  [Нм], в таблице 3.2 – проекции этих реакций на оси  $x$  и  $y$ . Все значения для удобства приведены на участке  $145^\circ \leq \varphi_1 \leq 180^\circ$ , вне данного участка все значения равны нулю.



(а)



(б)

Рисунок 3.6 - Сила технологической нагрузки  $F_5$  на ползуне (а) и совмещенный график перемещения ползуна и технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса (б)

Таблица 3.1- Абсолютные значения реакций  $R_{01}, R_{05}, R_{12}, R_{23}, R_{24}, R_{54}, R_{53}$  [Н] и крутящего момента  $M_y$  [Н\*м]

$\varphi_1$ , град	$R_{53}$	$R_{54}$	$R_{05}$	$R_{24}$	$R_{23}$	$R_{12}$	$R_{01}$	$M_y$
146	620	777	163	752	595	1335	1331	35
147	1262	1573	328	1548	1238	2773	2769	71
148	1908	2363	484	2338	1884	4209	4205	105
149	2559	3149	630	3124	2534	5645	5641	137
150	3213	3929	767	3904	3188	7079	7075	167
151	3871	4705	894	4680	3846	8513	8509	196
152	4533	5476	1011	5450	4508	9945	9941	222
153	5199	6241	1118	6216	5174	11377	11373	246
154	5870	7001	1215	6976	5845	12808	12804	267
155	6545	7757	1302	7731	6520	14238	14234	287
156	7225	8507	1379	8481	7199	15667	15663	304
157	7909	9251	1446	9226	7883	17095	17091	320
158	8597	9991	1502	9965	8571	18523	18519	332
159	9290	10726	1547	10700	9264	19951	19947	343
160	9988	11455	1582	11429	9961	21377	21373	351
161	10690	12179	1606	12153	10664	22804	22800	357
162	11397	12898	1620	12872	11371	24229	24225	361
163	12108	13612	1623	13586	12082	25655	25651	362
164	12825	14321	1615	14295	12799	27080	27076	360
165	13546	15024	1596	14998	13520	28505	28501	356
166	14273	15723	1566	15696	14246	29929	29925	350
167	15004	16416	1526	16390	14977	31354	31350	341
168	15740	17104	1474	17078	15714	32778	32774	330
169	16482	17788	1412	17761	16455	34202	34198	316
170	17228	18466	1338	18439	17201	35627	35623	300
171	17979	19139	1254	19112	17953	37051	37047	281
172	18736	19807	1158	19780	18709	38476	38472	260
173	19498	20470	1052	20443	19471	39901	39897	236
174	20265	21128	934	21102	20238	41326	41322	210
175	21037	21782	806	21755	21010	42751	42747	181
176	21814	22430	667	22403	21787	44177	44173	150
177	22597	23074	516	23047	22570	45604	45600	116
178	23385	23713	355	23686	23358	47031	47027	80
179	24178	24347	183	24320	24151	48458	48454	41
180	24977	24977	0	24950	24950	49886	49882	0

Таблица 3.2 - Проекция реакций  $R_{01}, R_{05}, R_{12}, R_{23}, R_{24}, R_{54}, R_{53}$  [Н]

$\varphi_1$ , град	$R_{53}^x$	$R_{53}^y$	$R_{54}^x$	$R_{54}^y$	$R_{05}^x$	$R_{05}^y$	$R_{24}^x$	$R_{24}^y$	$R_{23}^x$	$R_{23}^y$	$R_{12}^x$	$R_{12}^y$	$R_{01}^x$	$R_{01}^y$
146	-72	-91	0	772	-163	1	93	-747	74	-591	170	-1324	170	-1320
147	-146	-182	0	1562	-328	1	184	-1537	148	-1229	334	-2753	334	-2749
148	-216	-268	0	2348	-484	1	270	-2323	218	-1871	490	-4181	490	-4177
149	-282	-348	0	3129	-630	1	350	-3104	284	-2518	636	-5609	636	-5605
150	-345	-422	0	3907	-767	1	424	-3881	347	-3169	773	-7037	773	-7033
151	-403	-491	0	4679	-894	1	492	-4654	405	-3824	899	-8465	899	-8461
152	-458	-553	0	5447	-1011	1	555	-5422	459	-4484	1016	-9893	1016	-9889
153	-508	-610	0	6211	-1118	1	612	-6185	510	-5149	1123	-11321	1123	-11317
154	-554	-661	0	6970	-1215	1	663	-6944	556	-5818	1220	-12749	1220	-12745
155	-596	-707	0	7724	-1302	1	708	-7698	597	-6492	1307	-14177	1307	-14173
156	-633	-746	0	8474	-1379	1	747	-8448	635	-7171	1384	-15606	1384	-15602
157	-666	-780	0	9219	-1446	1	781	-9193	668	-7854	1450	-17034	1450	-17030
158	-694	-807	0	9959	-1502	1	809	-9932	696	-8543	1506	-18462	1506	-18458
159	-718	-829	0	10694	-1547	1	831	-10667	719	-9236	1551	-19890	1551	-19886
160	-737	-845	0	11424	-1582	1	847	-11398	738	-9934	1586	-21318	1586	-21314
161	-751	-856	0	12149	-1606	0	857	-12123	752	-10637	1610	-22747	1610	-22743
162	-760	-860	0	12870	-1620	0	861	-12843	761	-11345	1623	-24175	1623	-24171
163	-764	-859	0	13585	-1623	0	860	-13559	765	-12058	1626	-25603	1626	-25599
164	-763	-852	0	14296	-1615	0	853	-14269	764	-12776	1618	-27031	1618	-27027
165	-757	-839	0	15001	-1596	0	840	-14974	758	-13499	1599	-28460	1599	-28456
166	-745	-821	0	15701	-1566	0	822	-15675	746	-14227	1569	-29888	1569	-29884
167	-729	-797	0	16397	-1526	0	798	-16370	729	-14960	1528	-31316	1528	-31312
168	-706	-768	0	17087	-1474	0	769	-17061	707	-15698	1477	-32745	1477	-32741
169	-679	-733	0	17772	-1412	0	734	-17746	680	-16441	1414	-34173	1414	-34169
170	-646	-692	0	18453	-1338	0	693	-18426	647	-17189	1340	-35602	1340	-35598
171	-607	-646	0	19128	-1254	0	647	-19101	608	-17942	1256	-37030	1256	-37026
172	-563	-595	0	19798	-1158	0	596	-19771	564	-18701	1160	-38458	1160	-38454
173	-513	-539	0	20463	-1052	0	539	-20436	514	-19464	1053	-39887	1053	-39883
174	-457	-477	0	21123	-934	0	477	-21096	458	-20233	936	-41315	936	-41311
175	-396	-410	0	21778	-806	0	410	-21751	396	-21006	807	-42744	807	-42740
176	-329	-338	0	22428	-667	0	338	-22401	329	-21785	667	-44172	667	-44168
177	-255	-261	0	23073	-516	0	261	-23046	256	-22569	517	-45601	517	-45597
178	-176	-179	0	23712	-355	0	179	-23685	176	-23357	355	-47029	355	-47025
179	-91	-92	0	24347	-183	0	92	-24320	91	-24151	183	-48458	183	-48454
180	0	0	0	24977	0	0	0	-24950	0	-24950	0	-49886	0	-49882

Согласно полученным экспериментальным данным, были построены графики. На рисунке 3.7 показан график крутящего момента на валу кривошипа. На рисунке 3.8 показан график реакции  $R_{01}$  на опоре кривошипного вала. Из рисунка 3.8 видно, что реакция  $R_{01}$  на опору кривошипного вала растет линейно и достигает максимума 50000 Н при угле вращения кривошипа  $180^\circ$ .

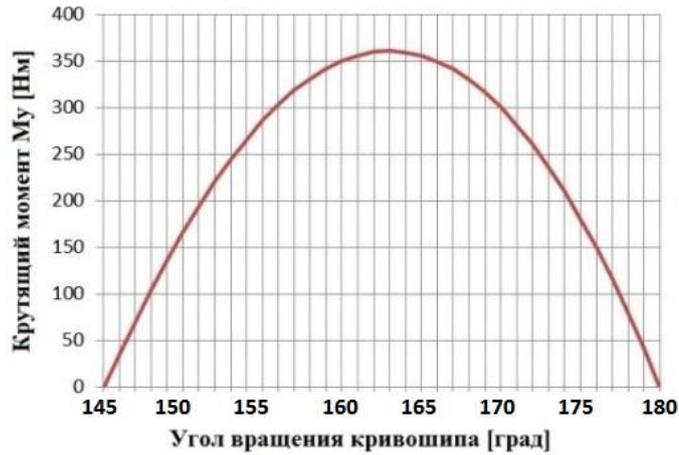


Рисунок 3.7 - Крутящий момент  $M_y$  на валу кривошипа

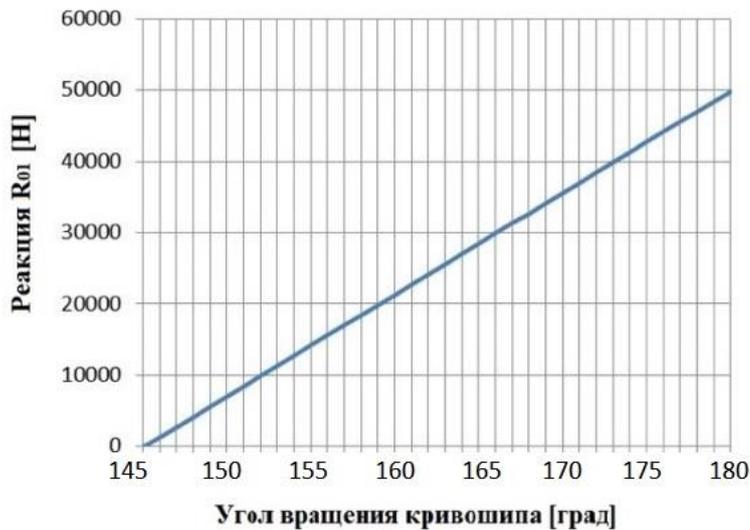


Рисунок 3.8- График реакции  $R_{01}$  на опоре кривошипного вала

На рисунке 3.9 показан график  $R_{05}^x$  - проекции реакции на направляющую ползуна на ось  $x$ . Из рисунка 3.9 видно, что максимальное значение  $R_{05}^x$  составляет 1620 Н при угле кривошипа  $\varphi_1 = 163^\circ$ . При заданной технологической нагрузке на ползуне  $F_5 = 50000$  Н, значение  $R_{05}^x$  - составляет всего 3.24% от данной нагрузки. Тогда как в кривошипных прессах с одним шатуном проекция реакции на направляющие ползуна на ось  $x$  может достичь 30% и выше от технологической нагрузки.

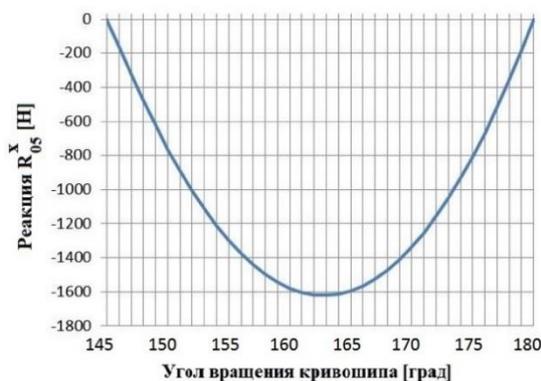


Рисунок 3.8 - График  $R_{05}^x$ - проекции реакции на направляющую ползуна на ось x

Полученные результаты доказывают, что двухшатунные кривошипные прессы более предпочтительны для использования в реальных производственных условиях в отличие от одношатунных прессов, за счет наличия лучшего распределения сил на ползуне, и соответственно обладают меньшими реакциями на направляющих ползуна.

Далее рассчитаем номинальную мощность двигателя для опытного образца кривошипного прессы на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Максимальный уравнивающий момент на ведущем звене равен  $M_{ymax}$ . Расчет номинальной мощности электродвигателя определим по формуле [3]:

$$N_H = [k_z(n_b + A_p + A_x)]/t_c \quad (3.36)$$

где  $k_z$ - коэффициент запаса;  $n_b$ - число включений муфты за цикл (на одиночных ходах  $n_b = 1$ , на автоматических ходах  $n_b = 0$ );  $A_x$ - работа затрачиваемая на холостой ход;  $t_c$  – время технологического цикла  $t_c = 2\pi/\omega$ .

Значение работы  $A_p$  затраченной приводом на ведущем валу определяем по формуле

$$A_p = \sum_{\varphi_{к.р}}^{\varphi_{н.р}} M_y(\varphi) \Delta\varphi \quad (3.37)$$

Согласно значениям номинальной мощности  $N_H$ , максимального момента  $M_{ymax}$ , номинальному значению угловой скорости  $\omega_H$  выбирается двигатель среди выбранной марки двигателей. Максимальный уравнивающий момент на ведущем звене равен  $M_y = 362$  Нм. Подставляя значения  $M_y = 362$  Нм; в формулу (3.37) определим  $A_p = 288$  Дж. Подставляя значения  $k_z = 1.5$  [3];  $n_b = 1$ ;  $t_c = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6.28}{10} = 0.628$  с;  $A_x = 0$ ;  $A_p = 288$  Дж определим мощность электродвигателя кривошипного прессы по формуле (3.36):

$$N_H = \frac{[1.5(1+288+0)]}{0.628} = 690 \text{ Вт.}$$

## 4 ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С ГРМ НА БАЗЕ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕФЕНСОНА II НА ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SIMULATIONX

Для моделирования динамики кривошипного пресса применяются различные программные комплексы [41-52]. Для моделирования и анализа движения кривошипного пресса, в данной работе используется программный комплекс: SimulationX [51].

Динамика кривошипного пресса хорошо может быть смоделирована на программном комплексе SimulationX. SimulationX – это междисциплинарный программный комплекс для моделирования физико-технических объектов, разработанный фирмой IPT GmbH [51]. SimulationX используют для, моделирования, анализа и виртуального тестирования сложных механических систем. SimulationX моделирует 1D и 3D объекты механики, электродвигатели, трансмиссии, гидравлику, пневматику, термодинамику, магнетизм и системы управления. SimulationX позволяет достаточно быстро построить модели сложных механических систем из простых объектов механики: масса, сила, момент, пружина, демпфер, пневмоцилиндр, клапан, дроссель, моторы, муфты, сцепления, редукторы, карданный вал, и т.д. и элементов систем управления.

### 4.1 Динамическая модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвеного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX

Составим динамическую модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвеного рычажного механизма Стефенсона II на программном комплексе SimulationX. На рисунке 4.1 приведена схема кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвеного рычажного механизма Стефенсона II [52-55].

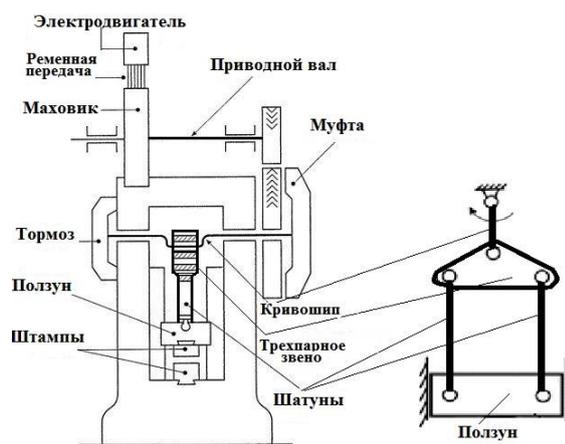


Рисунок 4.1 - Схема кривошипного пресса с ГРМ на базе рычажного механизма Стефенсона II

На рисунке 4.2 показана динамическая модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвеного рычажного механизма Стефенсона II на программном комплексе SimulationX.

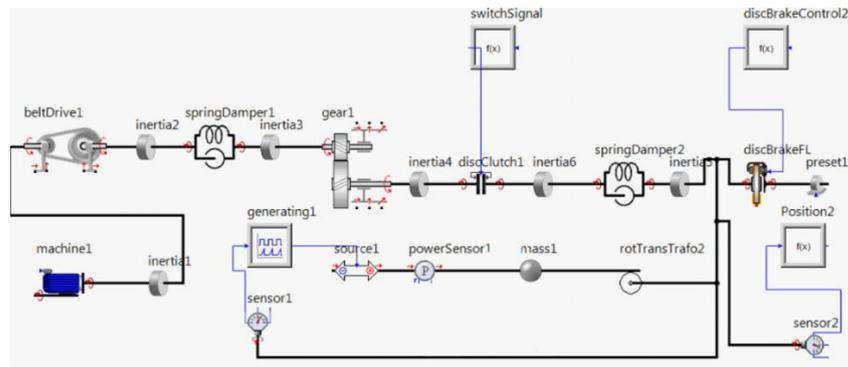


Рисунок 4.2 - Динамическая модель кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX

На рисунке 4.3 изображены элементы библиотеки SimulationX, для составления модели кривошипного пресса.

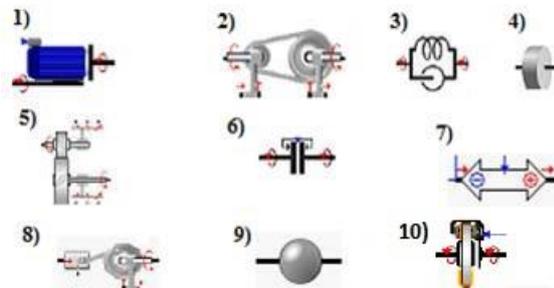


Рисунок 4.3 - Элементы библиотеки SimulationX

Описание элементов библиотеки SimulationX:

**1-Асинхронный электродвигатель.** Модель асинхронного электродвигателя. Данный элемент моделирует асинхронный двигатель с достаточной точностью при моделировании привода машины. Здесь моделируются запуск двигателя, переходные и установившиеся процессы, в зависимости от нагрузки и скорости вращения вала.

**2-Ременная передача.** Этот элемент моделирует работу ременной передачи с учетом упруго-диссипативных характеристик. Модель учитывает реакции и перемещения в подшипниках опор шкивов ременной передачи, что позволяет моделировать взаимодействие передачи с основанием.

**3-Пружина – Демпфер –Зазор.** Модель представляет упругое и / или демпфируемое поведение между вращательными звеньями, с возможностью учета зазоров. Пружины действует всегда параллельно с демпферами.

**4-Инерция.** Этот элемент моделирует момент инерции вращательного звена. Также имеется возможность моделирования переменного момента инерции.

**5-Передача.** Элемент Передача — это идеальный преобразователь вращательных движений и сил, действующих между двумя узлами во вращающейся механической системе. Это идеальный преобразователь без учета диссипации с заданным передаточным отношением.

**6-Дисковое сцепление.** Элемент дисковое сцепление это узел для включения или прерывания крутящего момента между узлами привода. Модель может быть

использована для моделирования многодискового сцепления машин или коробки передач. Кроме того, можно моделировать трение тормозов (например, автоматической коробки передач). Упругость, демпфирование и параметры трения сцепления могут быть рассмотрены. В трансмиссии моделей, сцепление может быть включено сигналом с переключателя.

*7-Внешняя сила.* Данный элемент моделирует силы между двумя узлами, либо только на одном узле механической модели. Он моделирует передачу сил в механической модели.

*8-Кривошипный механизм.* Элемент предназначен для моделирования движения кривошипно-ползунного механизма, с учетом, упруго-диссипативных свойств шатуна и зазоров в шарнирах

*9-Масса.* Элемент для моделирования массы звена постоянной и переменной.

*10-Дисковый тормоз.* Модель Дисковый тормоз представляет собой узел для торможения между подвижным и неподвижным частями привода. Модель может быть использована для моделирования многодискового тормоза машин или коробки передач. Кроме того, можно моделировать трение тормозов (например, автоматической коробки передач). Могут быть рассмотрены упругость, демпфирование и параметры трения при торможении.

#### 4.2 Моделирование функции положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX

Функция положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II в случае, когда  $e = 0$  (рисунок 2.1) определяется по формуле:

$$S(\varphi) = a - r \sin \varphi \pm \sqrt{l^2 - r^2 \cos^2 \varphi}, \quad (4.1)$$

где  $r$  - радиус кривошипа,  $a$  - высота трехпарного звена,  $l$  - длина шатуна,  $\varphi$  - угол вращения кривошипа

На рисунке 4.4 показана модель функции положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II составленная на программном комплексе SimulationX.

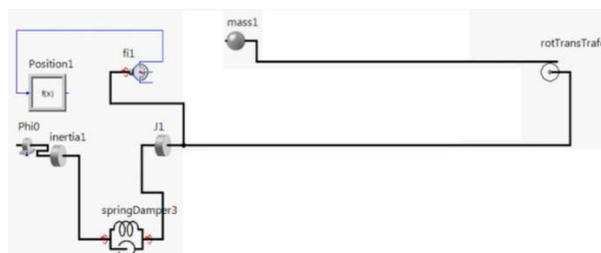


Рисунок 4.4 - Модель функции положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на программном комплексе SimulationX

Для моделирования функций положения механизмов  $S = S(\varphi)$ , использовался элемент библиотеки SimulationX: *Rotational-Linear Transformation*. Элемент библиотеки *Rotational-Linear Transformation* представляет собой идеальный передаточный элемент для передачи момента вращения и углового перемещения входного звена линейной силе и линейному перемещению выходного звена. Идеальный передаточный элемент *Rotational-Linear Transformation* выполняет заданное ограничение с соблюдением равенства мощностей на входе и выходе.

Проведен расчет для функции положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, при  $r = 0.033$  м,  $l = 0.198$  м,  $a = 0.099$  м. Значение функции положения вводится при помощи элемента библиотеки SimulationX: *Position* т.е. вводится следующее выражение:

$$F = - (0.099 - 0.033 * \sin(\text{self}.x - 4.71) - \sqrt{0.039204 - 0.001089 * (\cos(\text{self}.x - 4.71))^2} + 0.132) \quad (4.2)$$

На рисунке 4.5 показан график функции положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II полученный при моделировании.

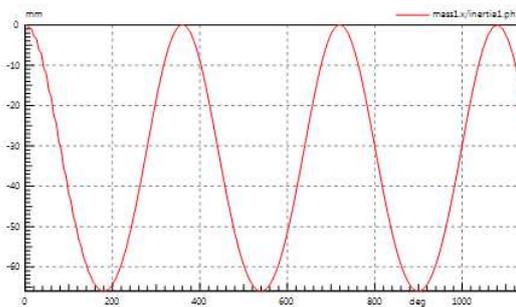


Рисунок 4.5 - Функция положения ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

### 4.3 Моделирование технологической нагрузки на ГРМ кривошипного пресса на SimulationX

Составлена следующая модель технологической нагрузки ГРМ кривошипного пресса на программном комплексе SimulationX (рисунок 4.6).

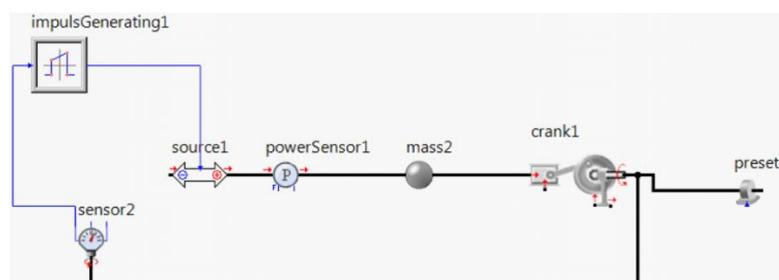


Рисунок 4.6 - Модель технологической нагрузки ГРМ кривошипного пресса на программном комплексе SimulationX

Для моделирования технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса  $F = F(\varphi)$ , использовался элемент библиотеки SimulationX: *Pulse Generator Block*, который генерирует сигнал для моделирования технологической нагрузки в зависимости от угла вращения кривошипа (рисунок 4.7), который поступает на элемент линейной силы *Source1* (рисунок 4.6).

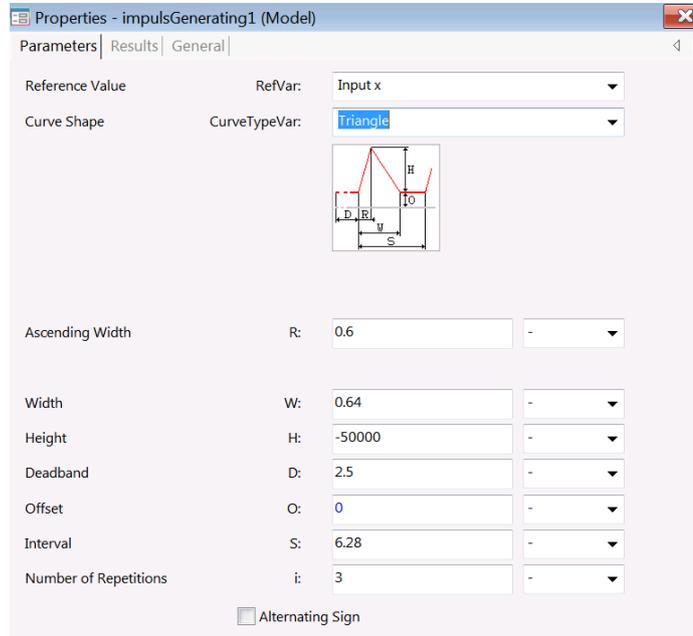


Рисунок 4.7 - Моделирования сигнала для технологической нагрузки в зависимости от угла вращения кривошипа

На рисунке 4.8 показан график технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса с максимальным значением 50 кН.

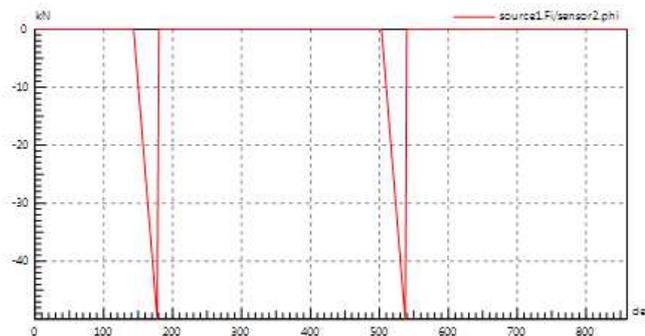


Рисунок 4.8 - График технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса с максимальным значением 50 кН

На рисунке 4.9 показан совмещенный график перемещения ползуна и технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса.

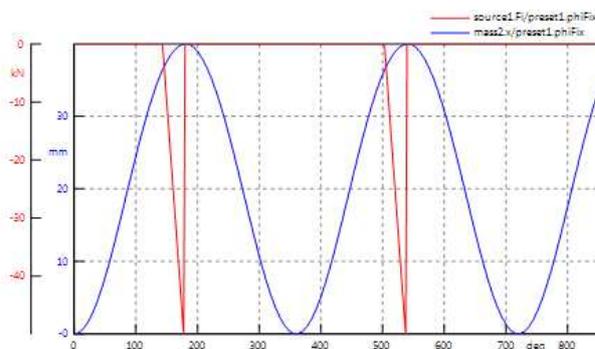


Рисунок 4.9 - Совмещенный график перемещения ползуна и технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса

#### 4.4 Результаты моделирования кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX

Моделирование проводилось при следующих начальных данных: электродвигатель кривошипного пресса мощностью  $W=1.8$  кВт с номинальной частотой вращения  $n = 950$  оборотов в минуту. Начальные численные значения размеров звеньев, моментов инерции узлов кривошипного пресса, жесткости и коэффициенты диссипации, параметры муфты включения и тормоза кривошипного пресса, и т.д. приведены в Приложении Б. График технологической нагрузки на ползун кривошипного пресса с максимальным значением 50 кН показан на рисунке 4.9. Максимальное значение силы достигается в нижней точке хода ползуна и равно 50 кН.

*Результаты моделирования:* В кривошипном прессе через муфту включения на 5 секунде подключается движущийся маховик к ГРМ. Далее на 11 секунде включается тормоз кривошипного вала и выключается муфта.

На рисунке 4.10 приведен график момента, передаваемый муфтой включения. На рисунке 4.11 приведен график момента на тормозе при его включении. На рисунках 4.12, а, б, в, г показаны перемещение, скорость, ускорение и нагрузка ползуна пресса.

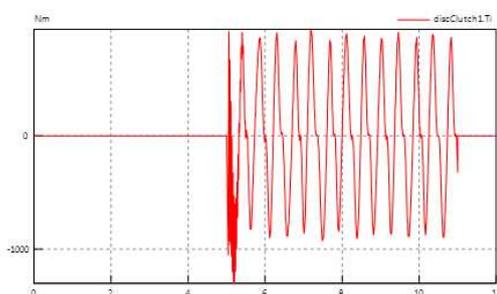


Рисунок 4.10 - Момент передаваемый муфтой включения

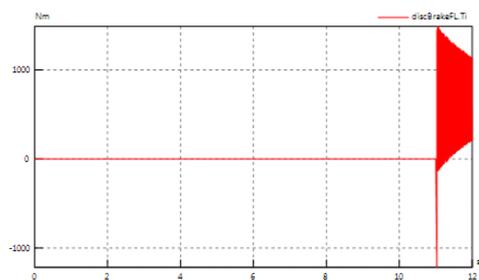
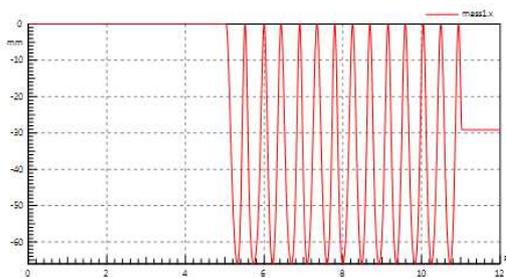
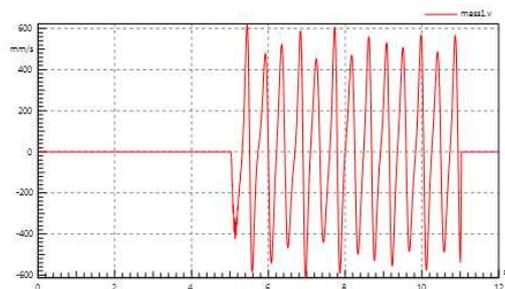


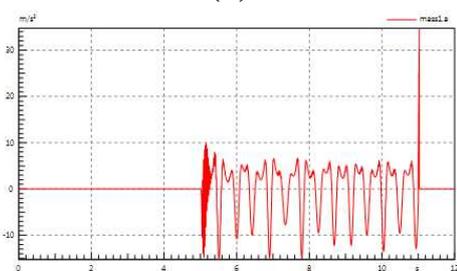
Рисунок 4.11 - Момент на тормозе при включении



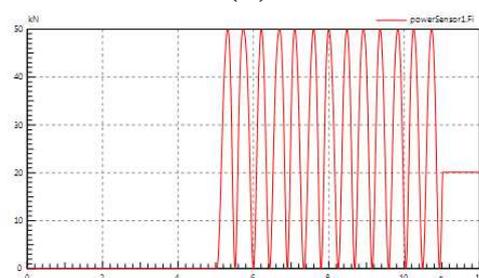
(а)



(б)



(в)

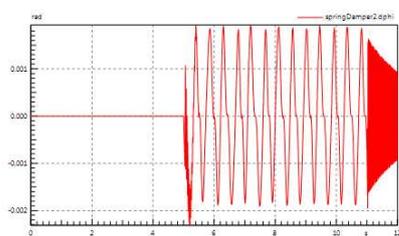


(г)

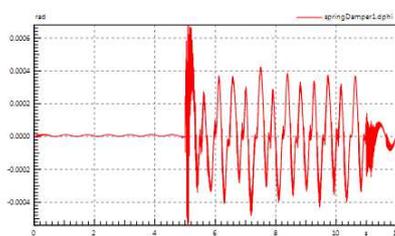
а) перемещение; б) скорость; в) ускорение г) нагрузка

Рисунок 4.12 - Расчетные данные ползуна прессы

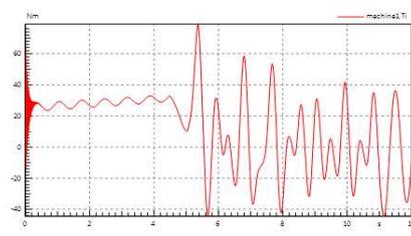
На рисунках 4.13 показаны колебания кривошипного вала, приводного вала и момент электродвигателя. На рисунке 4.14 показаны собственные частоты кривошипного прессы.



(а)



(б)



(в)

а) колебания кривошипного вала, б) приводного вала, в) момент электродвигателя

Рисунок 4.13 – Графики колебаний

No.	Value	f [Hz] (undampe...)	f [Hz] (damped)	D [-]	Time Constant [s]
T1	-1.7372				0.57564
f1	-0.29987±19.88...	3.1652	3.1648	0.015078	3.3347
f2	-0.5±707.11 i	112.54	112.54	0.00070711	2
f3	-5.6725±882.19 i	140.41	140.4	0.0064299	0.17629
f4	-10.156±1438.1 i	228.89	228.88	0.0070617	0.098467
T2	-3533.4				0.00028301
T3	-3.1623E+05				3.1623E-06
T4	-3.1623E+05				3.1623E-06
T5	-3.1623E+05				3.1623E-06

Рисунок 4.14 - Собственные частоты кривошипного пресса

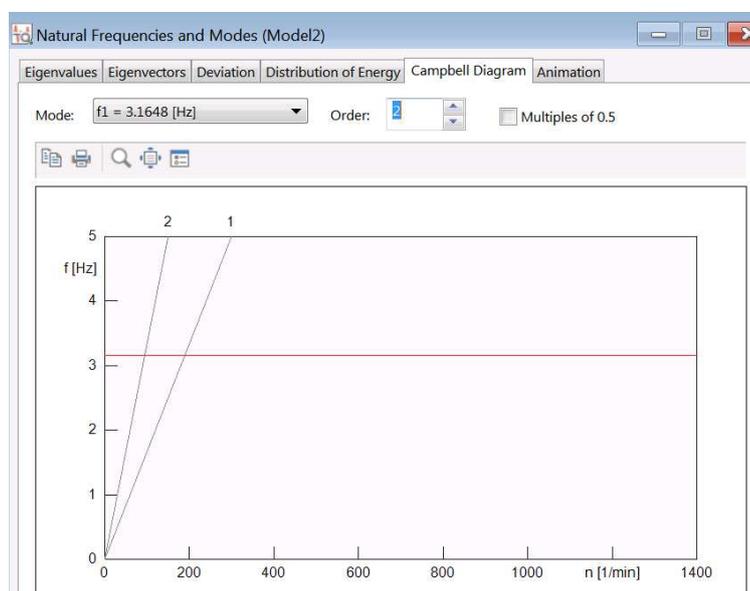


Рисунок 4.15 - Диаграмма Кемпбелла

На рисунке 4.15 показана диаграмма Кемпбелла. Как видно из диаграммы Кемпбелла основной резонанс возможен при достижении оборотов главного вала 190 об/мин. Данный резонанс возможен из-за малой жесткости ременной передачи. Для устранения данного резонанса необходимо увеличить жесткость ременной передачи при увеличении скорости кривошипного пресса.

## 5 РАЗРАБОТКА ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С ГРМ НА БАЗЕ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕФЕНСОНА II

### 5.1 Модель 3D кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвального рычажного механизма Стефенсона II

Для проектирования пресса с кривошипно-ползунным механизмом использовалась система Autodesk Inventor [56]. Для этого построены 3D модели звеньев рычажного механизма и деталей станины кривошипного пресса. Процесс создания 3D-модели детали выполнялся в следующей последовательности: вначале создавался эскиз проектируемой детали. Затем, выдавливая все эскизы деталей кривошипного пресса на требуемую толщину получали 3D-модель деталей. Далее осуществляется сборка полученных всех деталей со вставкой, имеющейся в системе Autodesk Inventor стандартных деталей для получения полной 3D-модели кривошипного пресса.

На рисунке 5.1 показана 3D модель верхней части станины кривошипного пресса. При проектировании частей станины применялся швеллер 100x46. На основе швеллера 100x46 было сконструировано основание станины кривошипного пресса (рисунок 5.2).

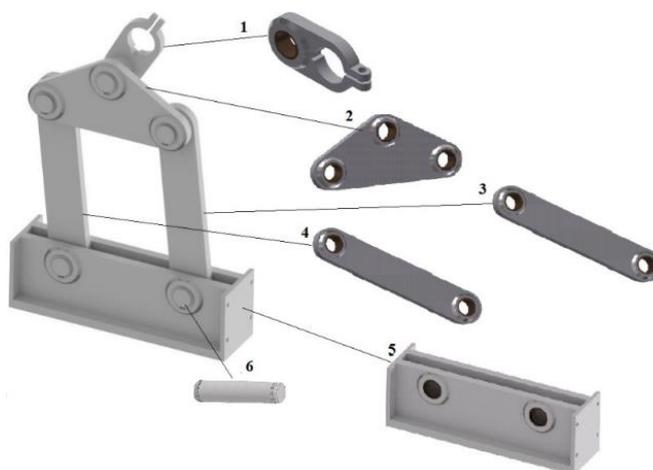


Рисунок 5.1 – 3D модель конструкции верхней части станины кривошипного пресса



Рисунок 5.2 – 3D модель конструкции основания станины кривошипного пресса

На рисунке 5.3 показана разработанная 3D модель конструкции ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Ползун концами закрепляется к двум направляющим, показанным на рисунке 5.4 а). На рисунке 5.4б показана ее 3D модель в системе Autodesk Inventor. На рисунке 5.5 показаны 3D модели деталей привода пресса. Полный вид всей 3D модели конструкции кривошипного пресса с ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II в системе Autodesk Inventor, показан на рисунке 5.6.

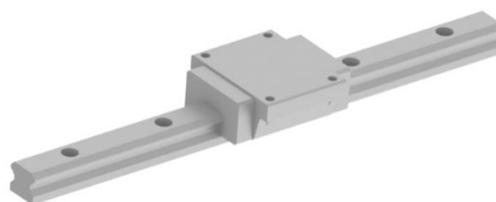


1-кривошип, 2- трехпарное звено, 3,4 – шатуны, 5- ползун, 6 – соединительный палец

Рисунок 5.3 – 3D модель конструкции ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

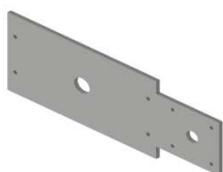


а)



б)

Рисунок 5.4 – Конструкция и 3D модель направляющих используемых в прессе



а)



б)



в)



г)



д)

а) пластина крепления для ведомого вала и электродвигателя б) ведомый вал пресса в) электродвигатель г) ведомый шкив д) ведущий шкив

Рисунок 5.5 – 3D модели конструкция привода кривошипного пресса

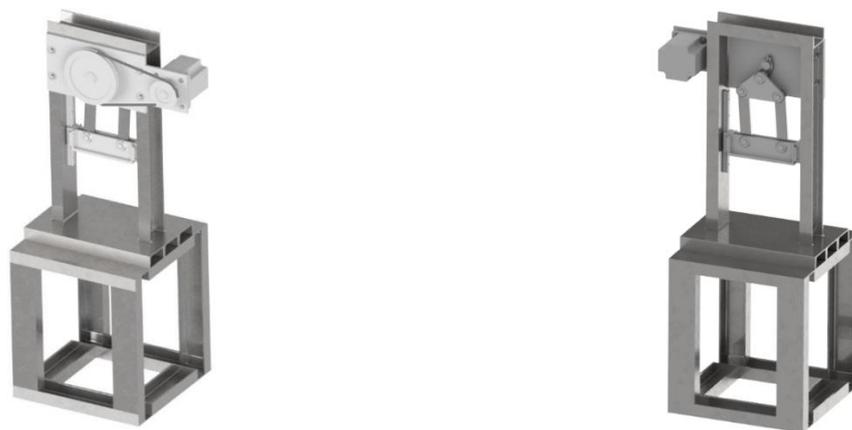


Рисунок 5.6 – 3D модель всей конструкция кривошипного пресса с ГРМ кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, в системе Autodesk Inventor

## **5.2 Проектно-конструкторская документация (ПКД) опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II**

Для изготовления опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, необходимо разработать проектно-конструкторскую документацию (ПКД). Проектная конструкторская документация (ПКД) – это конструкторские документы, выполненные для проектирования изделия согласно техническому заданию с разработкой рабочей конструкторской документации.

В Autodesk Inventor существует поддержка ГОСТ и все чертежи оформляются по правилам ЕСКД. Благодаря 3-х мерным построениям время на проектирование уменьшается, ошибки могут быть выявлены на стадии проектирования, изготовители теперь могут выводить изделия на рынок быстрее. Инструменты Autodesk Inventor предназначены для проектирования и создания конструкторской документации: для создания 2D/3D моделей; для динамического моделирования; для расчета напряженно-деформированного состояния узлов и деталей; визуализация узлов и деталей; получение и оформление по ЕСКД конструкторской документации. Для построения детали необходимо создание двумерного эскиза с учетом параллельности, перпендикулярности. После получения эскиза закончен, применяются стандартные инструменты выдавливания или вращения. При этом можно динамически изменять расстояние, в диалоговом окне. Если имеются несколько эскизов детали, то используются инструменты протягивания по нескольким сечениям. Имеется возможность для предварительного просмотра динамически отображать на проектируемой детали отверстий, фасок и других вспомогательных узлов. В Autodesk Inventor имеется набор инструментов для сопряжения постоянного и переменного радиуса. Для лучшего позиционирования, на любом этапе разработки детали можно разворачивать ее, менять масштаб и т.д.

На основе полученной 3D модели кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II при помощи Autodesk Inventor, разработана проектно-конструкторская документация (ПКД) опытного

образца. На рисунке 5.7 показан сборочный чертеж опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, чертежи остальных деталей приведены в Приложении В.

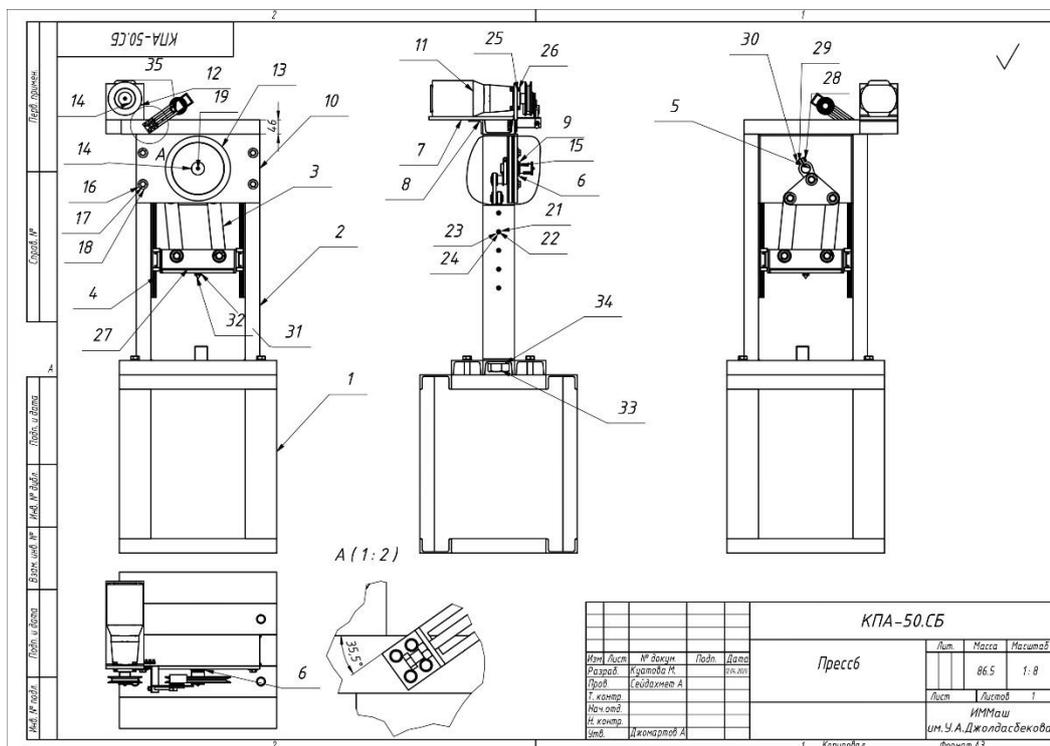


Рисунок 5.7 - Сборочный чертеж опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

### 5.3 Опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

На основе полученной ПКД изготовлен опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II [57, 58, 59]. На рисунке 5.8 а, б показаны верхний и нижний каркасы рамы кривошипного пресса. На рисунке 5.9 показаны детали ГРМ кривошипного пресса: шкив, кривошипный вал, четыреххвостая группа с сборе. На рисунке 5.10 показан общий вид изготовленного опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.



а)



б)

а) верхний каркас, б) нижний каркас

Рисунок 5.8 - Рама кривошипного пресса



Рисунок 5.9 - Детали ГРМ кривошипного пресса



Рисунок 5.10 - Опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

## 6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С ГРМ НА БАЗЕ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕФЕНСОНА II

### 6.1 Система измерения (СИ) тензометрия

Система измерения (СИ) тензометрия – предназначена для экспериментального исследования механизмов, машин, роботов и построена на базе цифровых устройств серии ZETSENSOR с интерфейсом CAN [60]. Система позволяет осуществить замеры следующих параметров: перемещение, силы, деформации и напряжения в звеньях механизмов, машин и роботов.

Измерение силы проводится через цифровой датчик силы. Датчик силы содержит первичный тензодатчик UU. Для измерения деформаций и напряжений в звеньях механизмов, машин, роботов, применяются фольговые тензорезисторы.

Датчик перемещения и датчик силы устанавливаются непосредственно на звенья механизмов, машин, роботов и передают сигналы, пропорциональные относительно перемещению и усилию, создаваемому звеном. Тензорезисторы наклеиваются на звенья механизмов, машин, роботов, в которых необходимо определить напряжения возникающие в процессе работы. Эти сигналы обрабатываются измерительными модулями ZET 7111, которые передают измеренные значения через шину CAN 2.0 преобразователю интерфейса ZET 7174 и далее к компьютеру по интерфейсу USB 2.0.

*Цифровой измерительный модуль ZET 7111.* Цифровой модуль ZET 7111 [60] используется для измерения относительных деформаций посредством первичных преобразователей на тензорезисторах (руководство по эксплуатации ZET 7111 приведено в Приложении Г). К цифровому измерительному модулю ZET 7111 имеют возможность подключаться тензодатчики, датчики измерения силы, датчики измерения крутящего момента, или можно подключать по полумостовой либо мостовой схеме тензорезисторы.

Для динамических измерений с помощью ZET 7111 используется напряжение переменного тока.

Цифровой измерительный модуль ZET 7111 использует алгоритм обработки информации, и подпрограммы «Вольтметр постоянного тока», «Многоканальный самописец» и др., из программного обеспечения ZETLAB SENSOR [60]. Кроме того, имеется программа «Многоканальная измерительная система» для визуализации различных измерительных каналов, результатами измерений которой, может быть сила, перемещение, крутящий момент и другие параметры.

Цифровой тензодатчик состоит из измерительного модуля ZET 7111 к которому подсоединяется тензомост. Тензомост выдает на выходе напряжение, пропорциональное силе измеряемой величины. Измерительный модуль преобразует напряжение в цифровой вид. Все необходимые настройки сохраняются в памяти модуля ZET 7111 и измерения производятся посредством процессора. Выбор первичного преобразователя определяется решаемой задачей.

На рисунок 6.1а показана схема измерения значения относительной деформации с использованием тензомоста, который подключается к измерительному модулю ZET 7111. На рисунке 6.1б показана схема измерения силы с использованием датчика силы (крутящего момента, давления, и т.д.), который подключается к измерительному модулю ZET 7111.



а) с использованием тензомостов; б) с использованием тензодатчика

Рисунок 6.1 - Цифровые датчики с модулем ZET 7111

На рисунке 6.2 показаны различные варианты подключения измерительной сети к цифровым модулям через USB (ZET 7174), Ethernet/Wi-Fi (ZET 7176) и GSM (ZET 7177). В программном обеспечении ZETLAB допускается подключение к одному компьютеру не более 200 цифровых модулей.

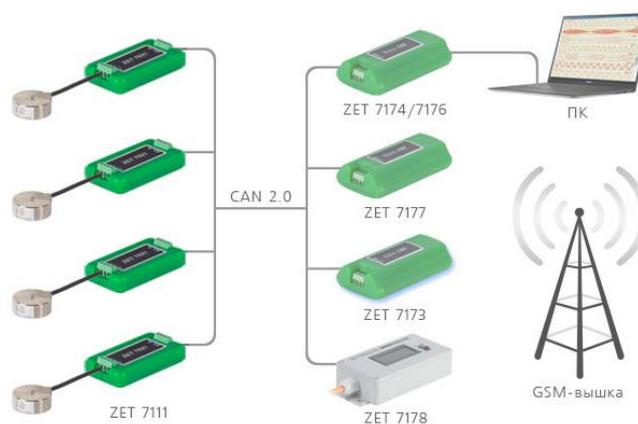


Рисунок 6.2 – Схема подключения измерительной сети к цифровым модулям

*Преобразователь интерфейса ZET 7174.* Преобразователь интерфейса ZET 7174 используется для интерфейса USB↔CAN 2.0. для обмена данными с ПК.

На рисунке 6.3 показан общий вид преобразователя интерфейса ZET 7174 в лабораторном исполнении (руководство по эксплуатации ZET 7174 приведено в Приложении Г). В комплект преобразователя включен: блок питания 220В → +24В, 2 соединителя измерительной линии ZET 7001, установленные на DIN-рейку 300 мм; кабель USB 2.0 A→B длиной 1.8 метра; сопротивление, терминирующее на 120 Ом; флешка доступа ZETKEY; USB-флешка накопитель

с лицензией ПО ZETLAB SENSOR, рассчитанной на подключение до 32 цифровых датчиков; комплект эксплуатационной документации.



Рисунок 6.3 - Внешний вид преобразователя интерфейса в лабораторном исполнении

Цифровые датчики с интерфейсом CAN 2.0 подключаются последовательно. При помощи интерфейса ZET 7174 измерительная цепочка из цифровых датчиков, подключается к компьютеру. На рисунке 6.4 показан преобразователь интерфейса ZET 7174 с измерительной сетью, построенной на его базе.

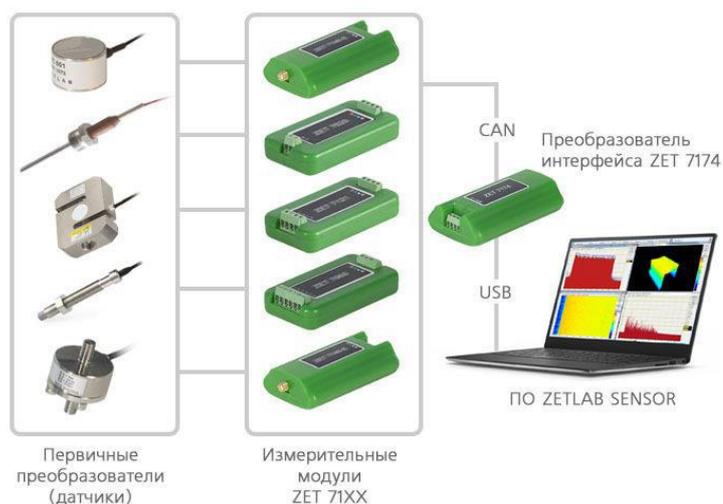


Рисунок 6.4 - Измерительная сеть, построенная на базе преобразователя интерфейса ZET 7174

*Тензодатчик силы и растяжения и сжатия UU.* Тензодатчик силы и растяжения и сжатия UU показан на рисунке 6.5, отличается точностью и компактностью, диапазон измерений от 2 кгс до 10 тс. В датчике происходит преобразование механической силы (растяжение/сжатие) пропорционально в электрический сигнал вдоль оси симметрии датчика.

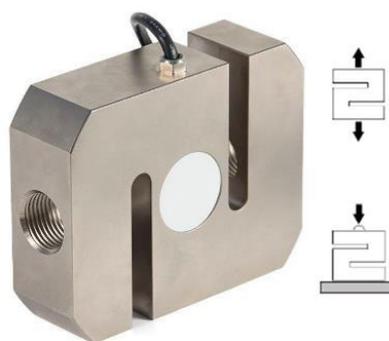


Рисунок 6.4 – Тензодатчик силы и растяжения и сжатия UU

На рисунке 6.5 показана схема подключения тензодатчика силы растяжения и сжатия UU к измерительному модулю ZET 7111.

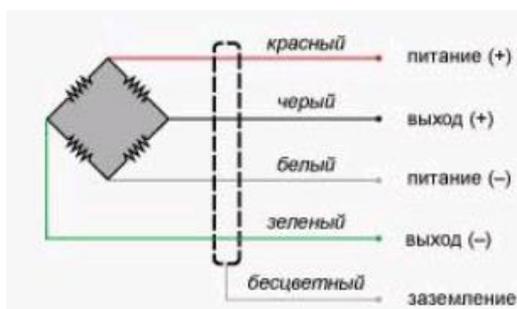


Рисунок 6.5 - Схема подключения тензодатчика силы растяжения и сжатия UU

## 6.2 Экспериментальное исследование кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма 2-го класса

Проведем экспериментальное исследование кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма 2-го класса. Испытания проведены на кривошипном прессе JB23-10T со следующими характеристиками: номинальное усилие - 100 кН; ход под номинальным усилием – 4 мм; ход ползуна 50 мм; количество ходов -  $1 \div 145 \text{ мин}^{-1}$ ; скорость электродвигателя – 960 об/мин; мощность электродвигателя - 1.8 кВт.

На рисунке 6.1 изображена система для экспериментального исследования кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма 2-го класса построена на базе цифровых устройств серии ZETSENSOR с интерфейсом CAN. Система позволяет осуществить замеры напряжений в шатуне и ползуне кривошипного пресса. Для измерения напряжений в шатуне и ползуне кривошипного пресса применяются фольговые тензорезисторы.

Тензорезисторы наклеиваются на шатун и ползун ГРМ кривошипного пресса, в которых необходимо определить напряжения возникающие в процессе работы. Эти сигналы обрабатываются измерительными модулями ZET 7111, которые передают измеренные значения через шину CAN 2.0 преобразователю интерфейса ZET 7174 и далее к компьютеру по интерфейсу USB 2.0.



Компьютер    Преобразователь  
интерфейса  
ZET 7174    Измерительный  
модуль  
ZET 7111    Тензорезисторы

Рисунок 6.6 - Система для экспериментального исследования кривошипного прессы с ГРМ на базе плоского рычажного механизма 2-го класса

*Результаты экспериментальных исследований.* Экспериментальные исследование проводились на кривошипном прессе при следующих параметрах: мощность двигателя 1.8 кВт, скорость вращения кривошипа 150 об/мин. Осуществлялась вырубка штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм и 1.6 мм. Операция вырубki проводилась на одиночном ходе кривошипного прессы. Для измерения скорости вращения кривошипа использовался датчик измерения оборотов UT372 (рисунок 6.7)

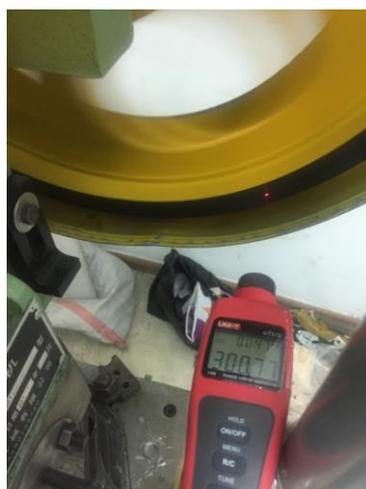


Рисунок 6.7 - Датчик измерения оборотов UT372

1) Для определения напряжения в шатуне кривошипного прессы на него был наклеен тензорезистор (рисунок 6.6). Размер сечения шатуна в месте наклейки тензорезистора 6.5x6.5 см.

На рисунке 6.8 показан экспериментальный график напряжения в сечении шатуна при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм. Максимальное напряжение при вырубке равно  $P = 4.95$  МПа. Площадь сечения шатуна в месте измерения равна  $4.225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , тогда сила в данном сечении равна  $F_{\text{ш}}^{\text{max}} = 20914$  Н. Вырубка отверстия в стальном листе происходит в окрестности нижней мертвой точки и максимальная сила на ползуне  $F_n^{\text{max}}$  приближенно равна максимальной силе в сечении шатуна  $F_{\text{ш}}^{\text{max}}$  т.е.  $F_n^{\text{max}} \approx F_{\text{ш}}^{\text{max}} = 20914$  Н.

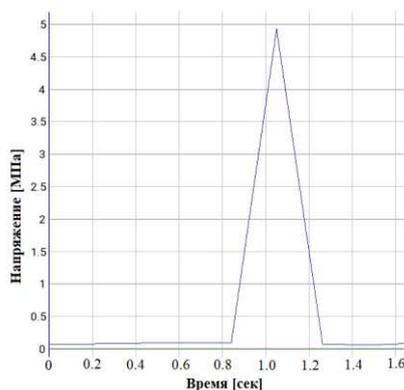


Рисунок 6.8 - Экспериментальный график напряжения в сечении шатуна, при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм

На рисунке 6.9 показан экспериментальный график напряжения в сечении шатуна при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 1.6 мм. Максимальное напряжение при вырубке равно  $P = 12.75$  МПа. Площадь сечения шатуна в месте измерения равна  $4.225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , тогда сила в данном сечении равна  $F_{\text{ш}}^{\text{max}} = 53869$  Н. Вырубка отверстия в стальном листе происходит в окрестности нижней мертвой точки и максимальная сила на ползуне  $F_n^{\text{max}}$  приближенно равна максимальной силе в сечении шатуна  $F_{\text{ш}}^{\text{max}}$  т.е.  $F_n^{\text{max}} \approx F_{\text{ш}}^{\text{max}} = 53869$  Н.

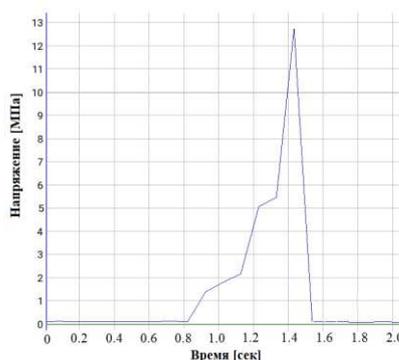


Рисунок 6.9 - Экспериментальный график напряжения в сечении шатуна, при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 1.6 мм

При увеличении толщины стального листа с 0.8 мм до 1.6 мм, сила необходимая для вырубке штампом кривошипного пресса отверстия диаметром 11 увеличивается в 2.58 раза.

2) Для определения реакции в направляющих ползуна кривошипного пресса, на ползун перпендикулярно был наклеен тензорезистор (рисунок 6.6) перпендикулярно направлению его движения. Размер сечения ползуна в месте наклейки тензорезистора 14.5x14.5 см.

На рисунке 6.10 показан экспериментальный график напряжения в направляющих ползуна кривошипного пресса при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм. Максимальное напряжение при вырубке равно  $P = 0.141$  МПа. Площадь сечения ползуна в месте измерения равна  $0.021 \text{ м}^2$ , тогда сила в данном сечении равна  $F_t^{max} = 2961 \text{ Н}$ . Считается, что данная сила равна максимальной реакции  $R_t^{max}$  со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса. По сравнению с максимальной силой на ползуне  $F_n^{max} = 20914 \text{ Н}$  необходимой для вырубке отверстия в стальном листе диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм, максимальная реакция  $R_t^{max} = 2961 \text{ Н}$  со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса меньше в 7.06 раз.

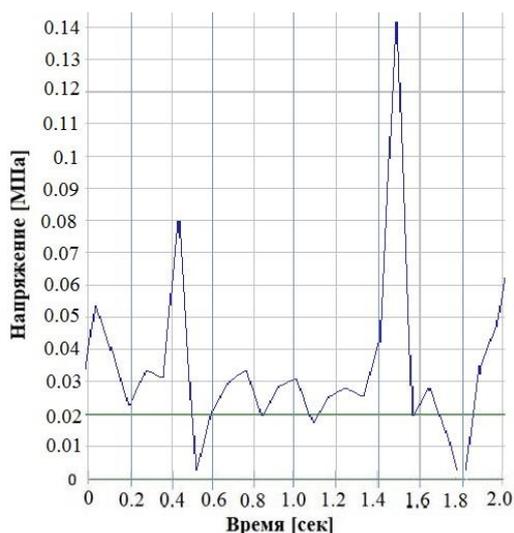


Рисунок 6.10 - Экспериментальный график напряжения в направляющих ползуна кривошипного пресса при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм

На рисунке 6.11 показан экспериментальный график напряжения в направляющих ползуна кривошипного пресса при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 1.6 мм. Максимальное напряжение при вырубке равно  $P = 0.305$  МПа. Площадь сечения ползуна в месте измерения равна  $0.021 \text{ м}^2$ , тогда сила в данном сечении равна  $F_t^{max} = 6405 \text{ Н}$ . Считается, что данная сила равна максимальной реакции  $R_t^{max}$  со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса. По сравнению с максимальной силой на ползуне  $F_n^{max} = 53869 \text{ Н}$  необходимой для вырубке отверстия в стальном листе диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм, максимальная реакция

$R_t^{max} = 6405 \text{ Н}$  со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса меньше в 8.41 раз.

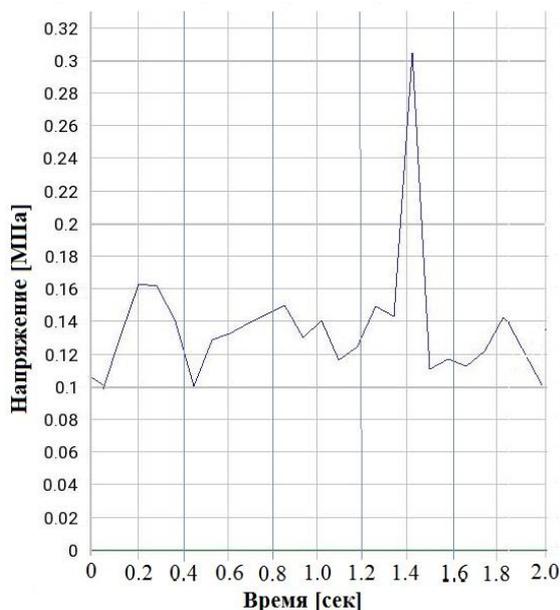


Рисунок 6.11 - Экспериментальный график напряжения в направляющих ползуна кривошипного пресса при вырубке штампом отверстия диаметром 11 мм в стальном листе толщиной 1.6 мм

При увеличении толщины стального листа с 0.8 мм до 1.6 мм, максимальная реакция  $R_t^{max}$  со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса, при вырубке штампом кривошипного пресса отверстия диаметром 11, увеличивается в 2.16 раз.

### 6.3 Экспериментальное исследование опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Система для экспериментального исследования опытно-промышленного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II (рисунок 6.12) построена на базе цифровых устройств серии ZETSENSOR [60] с интерфейсом CAN (Приложение Г). Система позволяет осуществить замеры следующих параметров: перемещение ползуна, силу действующую на ползун и напряжения в звеньях ГРМ пресса.

Для измерения силы кривошипного пресса применяется цифровой датчик силы. Цифровой датчик силы содержит тензодатчик UU и измерительный модуль ZET 7111. Линейное перемещение ползуна определяется через цифровой датчик перемещений. Цифровой датчик перемещений состоит из индуктивного датчика RL и измерительного модуля ZET 7111-L. Для измерения деформаций и напряжений в звеньях ГРМ кривошипного пресса, применяются фольговые тензорезисторы.

Датчик перемещения и датчик силы устанавливаются непосредственно на ползун пресса и передают сигналы, пропорциональные относительному

перемещению ползуна и усилию, создаваемому ползуном на штамп. Тензорезисторы наклеиваются на звенья ГРМ кривошипного пресса, в которых необходимо определить напряжения возникающие в процессе работы. Эти сигналы обрабатываются измерительными модулями ZET 7111, которые передают измеренные значения через шину CAN 2.0 преобразователю интерфейса ZET 7174 и далее к компьютеру по интерфейсу USB 2.0.



Рисунок 6.12 - Система для экспериментального исследования кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

*Результаты экспериментального исследования.* Экспериментальное исследование проводилось на опытном образце кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, при следующих параметрах: мощность двигателя 1.8 кВт, скорость вращения кривошипа 150 об/мин. (см. рисунок 6.13).

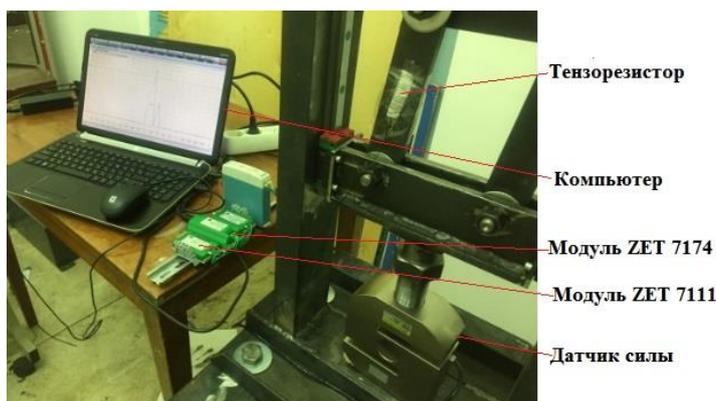


Рисунок 6.13 - Опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

В ходе экспериментальных исследований осуществлялась вырубка штампом отверстия диаметром 5 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм и 1.6 мм. Операция вырубки проводилась на одиночном ходе кривошипного пресса.

1) На рисунке 6.14 показан шатун кривошипного пресса с наклеенным тензорезистором для определения напряжения в сечении. Размер сечения шатуна в месте наклейки тензорезистора 4.2x1.0 см.

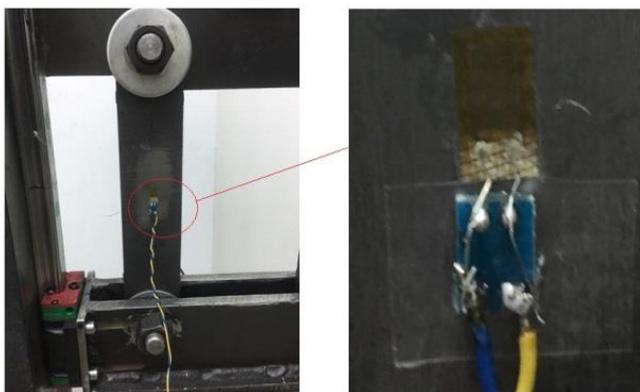
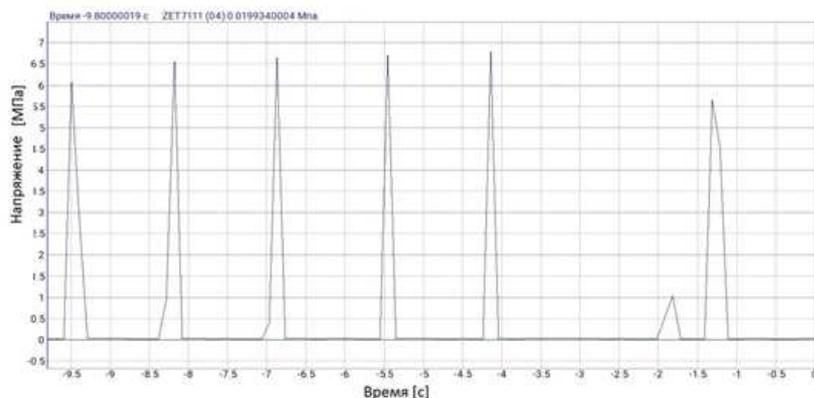


Рисунок 6.14 - Фрагмент наклейки тензорезистора на шатуна

На рисунке 6.15 показан экспериментальный график напряжения в сечении шатуна при вырубке штампом отверстия диаметром 5 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм и показана статистика по эксперименту. Максимальное напряжение при вырубке равно  $P = 6.795764$  МПа. Площадь сечения шатуна в месте измерения равна  $0.42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , тогда сила в данном сечении равна  $F_{\text{ш}}^{\text{max}} \approx 2854$  Н. Вырубка отверстия в стальном листе происходит в окрестности нижней мертвой точки и максимальная сила на ползуне равна удвоенной силе на шатуне (в следствии наличия двух шатунов)  $F_{\text{п}}^{\text{max}} \approx 5708$  Н. Максимальная сила на ползуне определялась при помощи цифрового датчика силы UU и равна  $F_n^{\text{max}} = 5205$  Н.



	X	Y1
	Время	ZET7111 (04)
	с	Mpa
По всем данным		
Мин. значение	-9.800000	0.016049
Макс. значение	-0.000000	6.795764
Ср. арифм. значение	-4.900000	0.511558
Ср. кв. значение	5.672448	1.678955
Ср. кв. отклонение	2.872281	1.607262
Основная частота	0.005051	0.070707
По видимой части		
Мин. значение	-9.800000	0.016049
Макс. значение	-0.200000	6.795764
Ср. арифм. значение	-5.000000	0.521683
Ср. кв. значение	5.730619	1.696173
Ср. кв. отклонение	2.814546	1.622339
Основная частота	0.005155	0.072165

Рисунок 6.15 - Экспериментальный график напряжения в сечении шатуна, при вырубке штампом отверстия диаметром 5 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм и статистика по эксперименту

В результате экспериментальных исследований установлено, что при отсутствии эксцентриситета номинальная сила вырубки штампом равномерно распределяется по шатунам.

2) Для определения реакции в направляющих ползуна кривошипного пресса, на ползун был наклеен тензорезистор (рисунок 6.16), перпендикулярно направлению его движения. Размер сечения ползуна в месте измерения равна  $1.95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,

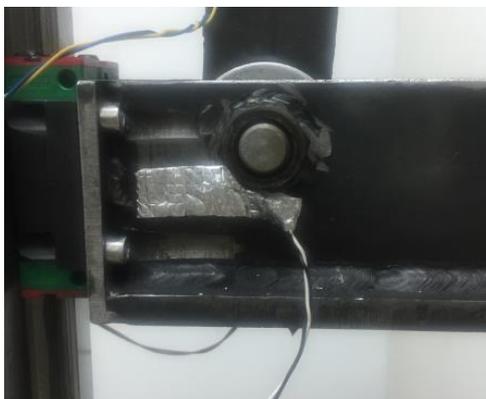
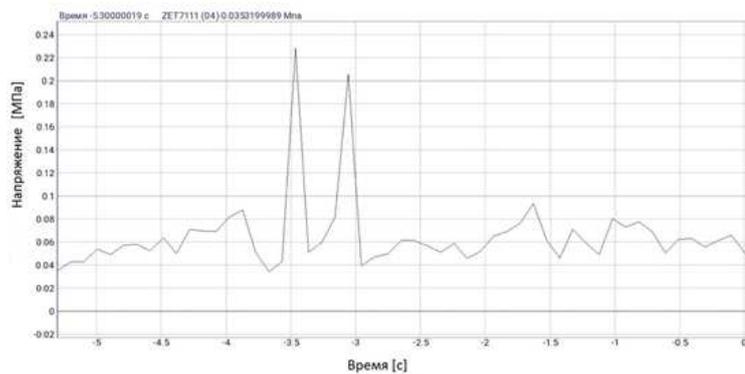


Рисунок 6.16 - Фрагмент наклейки тензорезистора на ползун

На рисунке 6.17 показан экспериментальный график напряжения в ползуне, перпендикулярно направлению его движения, кривошипного пресса при вырубки штампом отверстия диаметром 5 мм в стальном листе толщиной 0.8мм и показана статистика по эксперименту. Максимальное напряжение при вырубки равно  $P = 0.228394$  МПа. Площадь сечения ползуна в месте измерения равна  $1.05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , тогда сила в данном сечении равна  $F_t^{max} = 239.81$  Н. Считается, что данная сила равна максимальной реакции  $R_t^{max}$  со стороны, направляющей ползуна кривошипного пресса, т. е  $R_t^{max} = F_t^{max} = 239.81$  Н.

По сравнению с максимальной силой на ползуне  $F_n^{max} = 5205$  Н необходимой для вырубки отверстия в стальном листе диаметром 5 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм, максимальная реакция  $R_t^{max} = 239.81$  Н со стороны, направляющей ползуна кривошипного пресса, составляет 4.6% от максимальной силы на ползуне.



	X	Y1
	Время	ZET7111 (04)
	с	Мпа
По всем данным		
Мин. значение	-5.300000	0.034380
Макс. значение	-0.000000	0.228394
Ср. арифм. значение	-2.650000	0.065031
Ср. кв. значение	3.074356	0.072727
Ср. кв. отклонение	1.573213	0.032865
Основная частота	0.009259	0.129630
По видимой части		
Мин. значение	-5.300000	0.034380
Макс. значение	-0.200000	0.228394
Ср. арифм. значение	-2.750000	0.065691
Ср. кв. значение	3.132890	0.073513
Ср. кв. отклонение	1.515476	0.033320
Основная частота	0.009615	0.125000

Рисунок 6.17 - Экспериментальный график напряжения в ползуне кривошипного пресса при вырубке штампом отверстия диаметром 5 мм в стальном листе толщиной 0.8 мм и статистика по эксперименту

Экспериментальное исследование опытно-промышленного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II показали, что максимальная реакция со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса составляет 4.6% от максимальной силы на ползуне. Ранее проведенные теоретические расчеты кинестатики кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II показали, что максимальное значение реакции на направляющих ползуна составляет 3.24% от максимальной силы на ползуне. Тогда как в кривошипных прессах с одним шатуном проекция реакции на направляющие ползуна на ось x может достигать более 30% от технологической нагрузки на ползуне.

Экспериментальные исследования подтвердили, что кривошипный пресс с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II имеет лучшие характеристики по сравнению с прессами с ГРМ на базе плоского рычажного механизма 2-го класса, вследствие благоприятного распределения сил на ползуне и соответственно меньшими реакциями на направляющие ползуна.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны численно-аналитические методы исследования кинематики и динамики кривошипного пресса с учетом конструктивных особенностей главного рабочего механизма (ГРМ) на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II.

Проведено обоснование выбора кинематической схемы рычажного механизма Стефенсона II для главного рабочего механизма (ГРМ) кривошипного пресса.

Для проектирования ГРМ кривошипных прессов, разработаны следующие методы: кинематического анализа рычажного механизма Стефенсона II; кинематического синтеза рычажного механизма Стефенсона II; векторного кинетостатического анализа рычажного механизма Стефенсона II. По всем вышеуказанным методам были разработаны программы в интегрированной среде Maple.

Разработана программная продукция имитационного моделирования движения кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX.

В результате имитационного моделирования кривошипного пресса определены: момент на муфте включения пресса, относительное угловое перемещение дисков муфты, относительная угловая скорость дисков муфты, изменение потенциальной энергии муфты, мощность при включении и выключении муфты.

Определены в момент включения муфты кривошипного пресса: перемещение, скорость, ускорение и нагрузка ползуна. Установлено, что в момент включения муфты, динамические нагрузки в узлах кривошипного пресса резко возрастают

Был проведен кинематический и кинетостатический анализ ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II кривошипного пресса. Найдены скорости и ускорения звеньев. Определена мощность электродвигателя кривошипного пресса. Найдены реакции в шарнирах, которые в дальнейшем использованы для подбора сечений звеньев в системе Autodesk Inventor.

Из имитационной модели движения кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на SimulationX получены исходные численные значения размеров звеньев, моментов инерции узлов кривошипного пресса, жесткости и коэффициенты диссипации, параметры муфты включения и тормоза кривошипного пресса, и.т.д. Полученные исходные численные значения параметров использованы для проектирования опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II в среде Autodesk Inventor.

Разработана 3D модель опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на Autodesk Inventor. На основе 3-D модели кривошипного пресса на Autodesk Inventor, для создания его опытного образца, разработана проектно-конструкторская документация (ПКД).

Разработан и изготовлен опытный образец кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Проведены пуско-

наладочные работы пресса, которые показали хорошую работоспособность и практическое отсутствие заклинивания при различных режимах прессования.

Разработана методика для экспериментального исследования опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, которая построена на базе цифровых устройств серии ZETSENSOR с интерфейсом CAN. Алгоритм обработки информации, и визуализация измеренных сигналов осуществлялся при помощи программного обеспечения ZETLAB SENSOR и входящих в его состав подпрограмм «Вольтметр постоянного тока», «Многоканальный самописец» и др.

Экспериментальное исследование опытно-промышленного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II показали, что максимальная реакция со стороны направляющих ползуна кривошипного пресса составляет 8.56% от максимальной силы на ползуне. Ранее проведенные теоретические расчеты кинестатики кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II показали, что максимальное значение реакции на направляющих ползуна составляет 3.24% от максимальной силы на ползуне. Тогда как в кривошипных прессах с одним шатуном проекция реакции на направляющие ползуна может достигать более 30% от технологической нагрузки на ползуне.

Экспериментальные исследования подтвердили, что кривошипный пресс с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II имеет лучшие характеристики по сравнению с прессами с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма 2-го класса, благодаря лучшему распределению сил на ползуне и соответственно меньшими реакциями на направляющие ползуна.

**Оценка полноты решений поставленных задач.** Разработанные в диссертации численно-аналитические методы исследования кинематики и динамики кривошипных прессов с учетом конструктивных особенностей главных рабочих механизмов на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II, которые были использованы при проектировании и изготовлении опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II. Проведенные пуско-наладочные работы опытного образца кривошипного пресса и проведенные его экспериментальные исследования, показали хорошую работоспособность, что свидетельствует о выполнении всех поставленных перед соискателем задач и достижения цели исследования.

**Рекомендации по конкретному использованию полученных результатов.** Разработанные в диссертации численно-аналитические методы исследования кинематики и динамики кривошипного пресса с учетом конструктивных особенностей главного рабочего механизма (ГРМ) на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II и полученные результаты могут быть использованы для проектирования и разработки новых кривошипных прессов в научно-исследовательских институтах, конструкторских бюро, и заводов изготовителей пресс-автоматов.

**Оценка научного уровня выполненной работы в сравнении с лучшими достижениями в данной области.** В настоящее время на мировом рынке

представлено множество моделей кривошипных прессов с двухшатунными ГРМ. Однако они обладают высокой стоимостью, что ограничивает их применение. В проекте впервые в Казахстане разработана и изготовлена надежная конструкция нового двухшатунного кривошипного пресса, которая позволит Республике Казахстан перейти на более высокий технологический уровень при штамповке изделий. В связи с этим методы и результаты, полученные в диссертации, являются конкурентно-способными, выполненными на современном научном уровне и готовыми для практического применения в задачах модернизации кузнечно-штамповочного оборудования в Республике Казахстан.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Зимин А.И. Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства. - М.: Машгиз, 1953. – 454 с.
- 2 Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы: учебное пособие. - М.: МГИУ, 2008. – 704 с.
- 3 Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование. - М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.
- 4 Тулешов Е.А. Динамический анализ и проектирование пресс-автоматов на базе кривошипных машин: дис. ... канд. техн. наук. - Алматы, 2010. – 123 с.
- 5 Матвеев А.Г. Совершенствование способов предохранения кривошипных прессов от перегрузок при штамповке: дис. ... канд. техн. наук. - Москва, 2013. – 163 с.
- 6 Крук А.Т. Разработка конструкции и методики проектирования тяжелых кривошипных горячештамповочных прессов: дис. ... канд. техн. наук. - Воронеж, 2000. - 299 с.
- 7 Власов А.В. Разработка метода функционального проектирования кузнечно-штамповочного оборудования на основе анализа его работоспособности по динамическим нагрузкам технологического цикла: дис. ... канд. техн. наук. - Москва, 2001. – 442 с.
- 8 Дракунов Ю.М., Тулешов Е.А. Диалоговая система вывода и анализа уравнений динамики механизма пресс-автомата // Матер. междунар. конф. «Актуальные проблемы механики и машиностроения». – Алматы: КазНТУ, 2009. - С. 132-137.
- 9 Кенжебаева Д., Сейдилдаева А.К., Тулешов Е.А. Кинетостатический анализ шестизвенного механизма четвертого класса в относительных координатах // Вестник КазНУ им. аль-Фараби. Серия «Математика, механика и информатика». – Алматы, 2010. - №4 (67). - С. 189-194.
- 10 Schumann K. Methode zur rechnerischen Untersuchung der technologischen Stobbeanspruchung mechanischer Pressen // Umformtechnik. – 1985. – № 2 (16). - P. 29 - 35.
- 11 Hiraishi Kenji, Kagawa Toshiaki. Sumitomo jukikaigihō // Sumitomo Heavy Ind. Techn. Rev. – 2007. - № 16. – 9 p.
- 12 Schnellauer Press produziert Platinen // Maschinenmarkt. – 2008. - № 41. - P. 36.
- 13 Stanzautomat selbst ergänzen // Blesh InForm. – 2008. - № 4. - P. 87
- 14 Складчиков Е.Н. Разработка методических основ и программных средств автоматизации проектирования кривошипных прессов // Кузнечно-штамповочное производство. - 1995. -№5. - С. 23-25.
- 15 Гольник Э.Р., Радченко И.Г., Лейкин М.А. и др. Программный комплекс МАКС и опыт его применения в САПР тяжелых кривошипных прессов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1995. - №3. - С. 19-22.
- 16 Golnik E., Radchenko I., Balagansky V., et al. System Methods of Computer Mechanics and their Using in Computer Aided Design of Heavy Technological Machines // Proc. of the Int. Conference on CAD/CAM. – Paris. - 1991. -P. 367-387.

17 Racz G., Oleksik V. The modal analysis of PAI6.3 press frame using finite element method // Proc. of National Conference on Technologies and Machine Tools for Cold Metal Forming. - Cluj-Napoca. - 2000. - P. 185-190.

18 MSC Software: Комплексные технологии виртуального моделирования и инженерного анализа: Брошюра. – Москва. - 2016. - 65 с.

19 Tuleshov A.K., Drakunov Y.M., Tuleshov E.A. Computer dynamics of the internal-combustion engine considering elastic properties of links // Conference on Engineering and Technology Education, World Engineering Congress. - Kuching, Saravak, Malaysia, 2010. - P. 92 -96.

20 Tuleshov A., Ozhikenov K., Utebayev R., Tuleshov E. Modeling the dynamics of robot motor drive control system // Applied Mechanics and Materials. - 2014. – Vol. 467. - P. 510-515.

21 Kenes, K., Ongarbayev, Y., Tulepov, M., Kabdoldina, A., Tuleshov, Y. Scanning electron microscopic studies of carbonized rice husk and apricot stone // Advanced Materials Research. - 2014. – Vol. 893. – P.478-482.

22 Тулешов А.К., Тулешов Е.А. Исследование двигателя внутреннего сгорания с учетом динамики давления в камере сгорания и упругих свойств шатуна и вала // Профессиональное образование и общество. - 2014. - № 1 (9). - С. 106-110.

23 Машиностроение: в 40 т.: Раздел 4: Расчет и конструирование машин: энциклопедия/гл. ред. К. В. Фролов. -М.: Машиностроение. - Т.4-4: Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства/ ред. Ю. А. Бочаров, И. В. Матвеев; отв. ред. И. Н. Жесткова. - 2005. - 925 с.

24 Власов В.И., Борзыкин А.Я., Букин-Батырев И.К. и др. Кривошипные кузнечно-прессовые машины: теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1982. - 424 с.

25 Altan T. Metal Forming. Fundamentals and Applications. - American Society for Metals, Metals Park, OH. - 1983. — 353 p.

26 Burmester L. Lehrbuch der Kinematik // Leipzig. – 1888. – 42 p.

27 Sandor G. N., Erdman A. G. Advanced mechanism Design: Analysis and Synthesis. - New Jersey: Prentice-Hall, 1984. – 688 p.

28 Norton R.L. Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines. - 2004. – 832 p.

29 Jianguo Hu, Yousong Sun, Yongqi Cheng and Weiping Ruan. Numerical Analysis on Transmission Characteristics of Stephenson’s Six-bar Punching Mechanism with Servo Input // Applied Mechanics and Materials. – 2011. - Vol. 86. – P. 623-628.

30 Jianguo Hu, Yousong Sun and Yongqi Cheng. High mechanical advantage design of six-bar Stephenson mechanism for servo mechanical presses // Advances in Mechanical Engineering. – 2016. - Vol. 8(7). - P. 1–12.

31 Yan H. S., Chen W. R. Optimized kinematics properties for Stephenson-type presses with variable input speed approach // Journal of Mechanical Design. – 2002. - Vol. 124. - P. 350-360.

32 Hsieh W. H., Tsai C. H. On a novel press system with six links for precision deep drawing // Mechanism and Machine Theory. – 2011. - Vol. 46. - P. 239-251.

- 33 Soong R. Ch. A new design for single DOF mechanical presses with variable speeds and length adjustable driving links // Mechanism and Machine Theory. – 2010. -Vol. 45. - P. 496-511.
- 34 Yossifon S., Shivpuri R. Analysis and comparison of selected rotary linkage drives for mechanical presses // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 1993. - Vol. 33. - P. 175-185.
- 35 Джомартов А.А., Тулешов А.К. Куатова М.Ж. Выбор структуры главного рабочего механизма кривошипного прессы // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2020. - №7. – С. 43-48.
- 36 Jomartov, A., Tuleshov, A., Jamalov, N., Kaimov, A., Kuatova M.Z. Designing of the Stephenson II six-link linkage actuator for servo mechanical press // International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. - 2020. - № 10(2). - P. 501-512.
- 37 Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с.
- 38 Jomartov A., Tuleshov A., Kuatova M.Z. Designing of a crank press on the basis of high class planar linkages // Mechanisms and Machine Science. – 2019. - Vol.73. – P. 3027-3036.
- 39 Kolovsky M. Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. Advanced theory of mechanisms and machines. - Berlin Heidelberg: Springer, 2000. – 396 p.
- 40 Jomartov A.A., Tuleshov A.K. Vector method for kinetostatic analysis of planar linkages // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. - 2018. - № 40 (56). – 9 p.
- 41 Teerawat Issariyakul, Ekram Hossain. Introduction to Network Simulator NS2. – US: Springer Science + Business Media, LLC, 2009. - 435 p.
- 42 Васильев В.А., Калмыкова М.А. О классификации компьютерных программ // Современные научные исследования и инновации [Электронный ресурс]. - 2013. - № 2. - URL: <http://web.snauka.ru/issues/2013/02/20478> (дата обращения: 13.09.2020)
- 43 Программный пакет OPNET Technologic [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.opnet.com> (дата обращения: 15.07.2020)
- 44 Программный пакет Simulink - Simulation and Model-Based Design [Электронный ресурс]. - URL: [www.mathworks.com/products/simulink](http://www.mathworks.com/products/simulink) (дата обращения: 18.01.2020)
- 45 Программный пакет The Network Simulator-NS-2 [Электронный ресурс]. - URL: [www.isi.edu/nsnam/ns](http://www.isi.edu/nsnam/ns) (дата обращения: 18.01.2020)
- 46 Программный пакет SaVi [Электронный ресурс]. - URL: <http://savi.sf.net> (дата обращения: 10.05.2020)
- 47 Computer-aided engineering (CAE) [Электронный ресурс]. - URL: [http://ru.wikipedia.org/wiki/Computer-aided\\_engineering](http://ru.wikipedia.org/wiki/Computer-aided_engineering) (дата обращения: 18.06.2020)
- 48 Сайт компании «Топ Системы» [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.tflex.ru/> (дата обращения: 18.06.2020)
- 49 Сайт компании ANSYS [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.ansys.com/> (дата обращения: 18.06.2020)

50 Сайт компании MSC. Software Inc. [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.mssoftware.ru/> (дата обращения: 18.01.2020)

51 Сайт компании ITI GmbH. [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.simulationx.com/>(дата обращения: 18.01.2020)

52 Jomartov A.A., Tuleshov A.K., Haliciouglu R., Kumatova M.Z. Simulation of the crank press dynamics by SimulationX software // Journal of Mathematics, Mechanics, Computer Science. - 2019. - №.2 (102). - P. 22-33.

53 Jomartov A., Tuleshov A., Kumatova M.Z. Dynamic Model of a Crank Press in the Process of Braking // Mechanisms and Machine Science. - 2020. - №78. - P.141-150.

54 Tuleshov A.K., Jomartov A.A., Kumatova M.Z., Haliciouglu R. Dynamic analyses of a clutch of crank press // News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan. Series of Geology and Technical Sciences. - 2019. - Vol. 5. - P. 114-123.

55 Джомартов А.А., Тулешов А.К. Куатова М.Ж. Модель движения кривошипного пресса на базе шестизвенного рычажного механизма 4-го класса // Аннотации докладов XII Всероссийского съезда по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики / г. Уфа (19-24 августа, 2019 г.). – С. 56.

56 Дэниэл Т. Банах, Трэвис Джонс, Алан Дж. Каламейя. Autodesk Inventor. – М.: Лори, 2006. – 714 с.

57 Тулешов А.К., Дракунов Ю.М., Джомартов А.А., Сейдахмет А.Ж., Джамалов Н.К., Тулешов Е.А., Куатова М.Ж. Кривошипные рычажные прессы на основе механизма Стефенсона II: монография. – Алматы, 2020. – 240 с.

58 KZ34678 B30B, 13.11.2020 г.

59 Jomartov A., Tuleshov A., Jamalov N., Seydakhmet A., Ibrayev S., Kumatova M., Kaimov A. Dynamic Model of Servo Mechanical Press // CISM International Centre for Mechanical Sciences. Courses and Lectures. - 2021. - Vol. 601. - P. 170-178.

60 Компания ZETLAB [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.zetlab.com> (дата обращения 04.09.2020).

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Программы в интегрированной среде MAPLE

#### Кинематический анализ шестизвенного рычажного механизма Стефенсон II

```

> restart
> with(RealDomain) :
> with(ExcelTools) :
> with(plottools) :
> r := 0.040; a :=  $\frac{\sqrt{90^2 - 67.5^2}}{1000}$ ; l := 0.185; pm := 1; e1 := 0; ω := 10;
      r := 0.040
      a := 0.05952940450
      l := 0.185
      pm := 1
      e1 := 0
      ω := 10
(1.1)

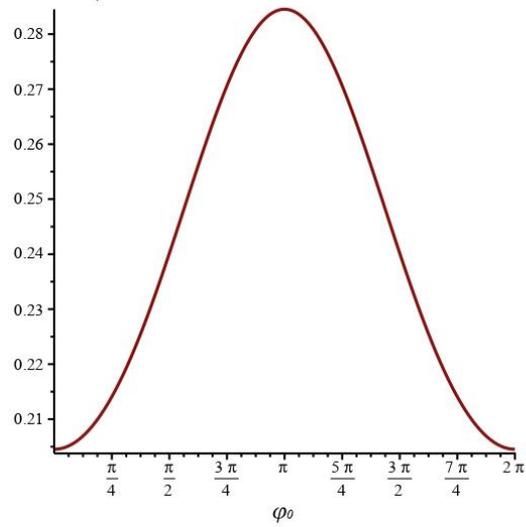
>
> φ := φ0 +  $\frac{\pi}{2}$ 
      φ := φ0 +  $\frac{\pi}{2}$ 
(1.2)

> S := a - r·sin(φ) + pm·sqrt(l2 - (e1 - r·cos(φ))2) :
> ψ := pm·arccos( $\frac{1}{l}(e1 - r·\cos(\phi))$ ) :
> Stroke := (r + a + l - S)·1000 : #изменение положения ползуна
> ψ1 := - $\frac{r \sin(\phi)}{l \sin(\psi)}$  :
> S1 := -r cos(φ) - l ψ1 cos(ψ) : #аналог скорости
> ψ2 := - $\frac{r \cos(\phi)}{l \sin(\psi)} - \frac{\psi l^2 \cos(\psi)}{\sin(\psi)}$  :
> S2 := r sin(φ) - l ψ2 cos(ψ) + l ψ12 sin(ψ) : #аналог ускорения
> S11 := -r·cos(φ) + pm· $\frac{1}{2} \cdot \frac{r^2 \cdot \sin(\phi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \cos^2(\phi)}}$  : #аналог скорости в явном виде
> S22 := r·sin(φ) + pm·r2· $\left( \frac{\cos(\phi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \cos^2(\phi)}} - \frac{r^2 \cdot \sin(\phi)^2 \cdot \cos(\phi)}{2(l^2 - r^2 \cdot \cos^2(\phi))^{\frac{3}{2}}} \right)$  :
      #аналог ускорения в явном виде
> Vel := S1·ω :
> Acc := S2·ω2 :

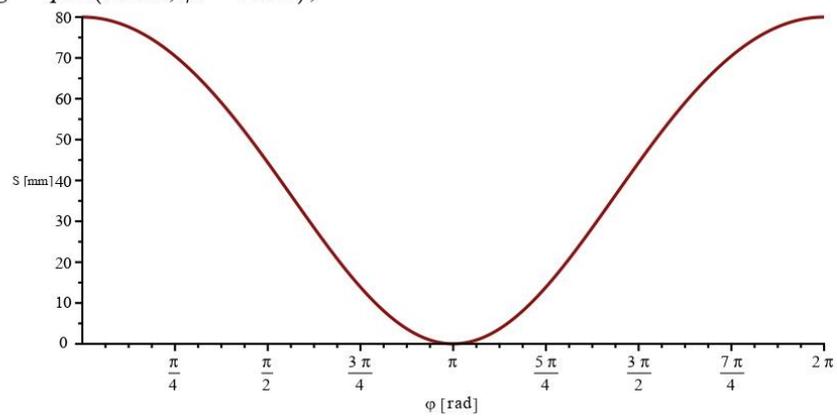
```

## Графики

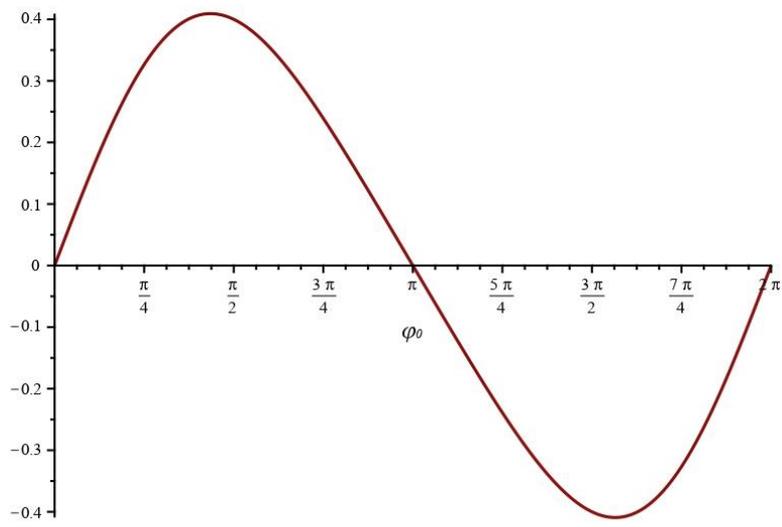
>  $S_s := \text{plot}(S, \varphi_0 = 0 \dots 2\pi);$



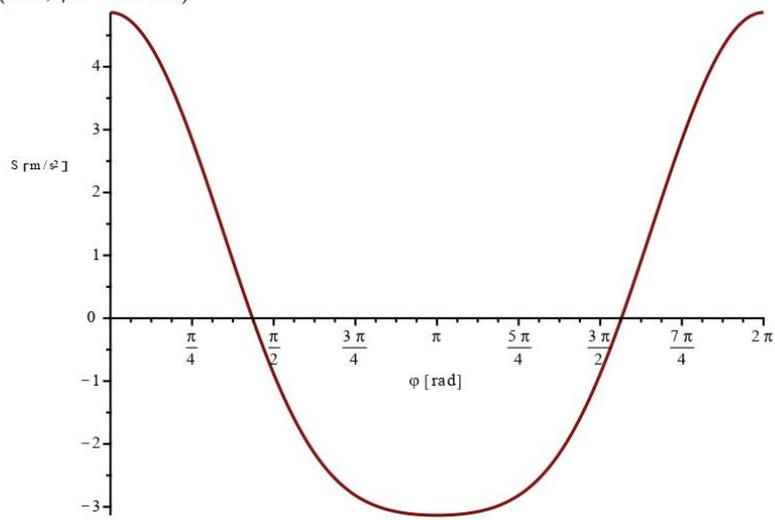
>  $gg := \text{plot}(Stroke, \varphi_0 = 0 \dots 2\pi);$



>  $\text{plot}(Vel, \varphi_0 = 0 \dots 2\pi)$



> `plot(Acc, phi0 = 0..2pi)`



## Кинестатистический анализ шестизвеного рычажного механизма Стефенсон II

```

> restart
> with(ExcelTools) :
> with(linalg) : with(LinearAlgebra) :
> with(plots) :
> with(plottools) :

> phi := omega*t;
                                 $\phi := \omega t$  (1)
> G[1] := <0, -g[1], 0>;
                                 $G_1 := \begin{bmatrix} 0 \\ -g_1 \\ 0 \end{bmatrix}$  (2)
> b := 0.065 : l := 0.185 : r := 0.04 : e := 0 : h := 0.05 : a := 0.06 :
> G[1]
                                 $\begin{bmatrix} 0 \\ -g_1 \\ 0 \end{bmatrix}$  (3)
> rho[1] := rho[3] : rho[2] :=  $\frac{30}{0.058 \cdot 0.210}$  : rho[3] :=  $\frac{25}{0.25}$  : rho[4] :=  $\frac{25}{0.25}$  : rho[5] :=
     $\frac{100}{0.210}$  :
> g[1] := rho[1]·r : g[2] := rho[2]·a·b : g[3] := rho[3]·l : g[4] := rho[4]·l : g[5] := rho[5]
    ·b :
> omega := 10 : ii := <1, 0, 0> : j := <0, 1, 0> : k := <0, 0, 1> : #f5 := 0 :
> F5 := <0, f5, 0> : G[2] := <0, -g[2], 0> : G[3] := <0, -g[3], 0> : G[4] := <0, -g[4], 0> :
    G[5] := <0, -g[5], 0> :
> f5 :=  $\frac{50000}{\frac{3 \cdot \text{Pi}}{2} - \frac{235 \cdot \text{Pi}}{180}} \cdot \left( \text{phi} - \frac{235 \cdot \text{Pi}}{180} \right)$ ;
                                 $f5 := \frac{1800000 \left( 10 t - \frac{47 \pi}{36} \right)}{7 \pi}$  (4)
> psi := -arccos  $\left( \frac{1}{l} \cdot (e - r \cdot \cos(\text{phi})) \right)$ ;
                                 $\psi := -\pi + \arccos(0.2162162162 \cos(10 t))$  (5)
> S[5] := -(a - r·sin(phi) - l·sin(psi));

```

$$S_5 := -0.06 + 0.04 \sin(10 t) - 0.185 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \quad (6)$$

>  $t := 't'$ ;  $\text{phi} := \text{omega} \cdot t$ ;

$$t := t$$

$$\phi := 10 t \quad (7)$$

>  $W_s[1] := \langle -r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\text{omega} \cdot t), -r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\text{omega} \cdot t), 0 \rangle$ ;  $W_s[2] := \langle -r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\text{omega} \cdot t), -r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\text{omega} \cdot t), 0 \rangle$ ;

$$W_{S_1} := \begin{bmatrix} -4.00 \cos(10 t) \\ -4.00 \sin(10 t) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$W_{S_2} := \begin{bmatrix} -4.00 \cos(10 t) \\ -4.00 \sin(10 t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

>  $S[3] := \langle r \cdot \cos(\text{phi}) - b + \frac{1}{2} \cdot l \cdot \cos(\text{psi}), r \cdot \sin(\text{phi}) - a + \frac{1}{2} \cdot l \cdot \sin(\text{psi}), 0 \rangle$ ;  $W_s[3] := \langle \text{diff}(S[3][1], t, t), \text{diff}(S[3][2], t, t), \text{diff}(S[3][3], t, t) \rangle$ ;

$$S_3 := \begin{bmatrix} 0.02000000000 \cos(10 t) - 0.065 \\ 0.04 \sin(10 t) - 0.06 - 0.09250000000 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$W_{S_3} := \begin{bmatrix} -2.000000000 \cos(10 t) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} -4.00 \sin(10 t) + \frac{0.02021597931 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} \\ + \frac{0.4324324324 \sin(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} - \frac{0.4324324324 \cos(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} \\ 0 \end{bmatrix}$$

>  $W_s[4] := W_s[3]$ ;

$$W_{S_4} := \begin{bmatrix} -2.000000000 \cos(10 t) \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} -4.00 \sin(10 t) + \frac{0.02021597931 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{0.4324324324 \sin(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} - \frac{0.4324324324 \cos(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} \Bigg], \\
& \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \\
> W_S[5] := \langle 0, \text{diff}(S[5], t, t), 0 \rangle; \\
W_{S_5} := \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix}, \tag{11}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} -4.00 \sin(10 t) + \frac{0.04043195861 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} \\ + \frac{0.8648648648 \sin(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} - \frac{0.8648648648 \cos(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} \end{bmatrix}, \\
& \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \\
> ddpsi := -r \cdot \left( \frac{\cos(\text{phi})}{\text{sqrt}(l^2 - r^2 \cdot \cos^2(\text{phi}))} - \frac{(r^2 \cdot \sin^2(\text{phi}) \cdot \cos(\text{phi}))}{2 \cdot (l^2 - r^2 \cdot \cos^2(\text{phi}))^{3/2}} \right); \\
ddpsi := -\frac{0.04 \cos(10 t)}{\sqrt{0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2}} + \frac{0.00003200000000 \sin(10 t)^2 \cos(10 t)}{(0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2)^{2/3}} \tag{12}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
> \text{epsilon}[3] := ddpsi \cdot \omega^2; J_S[3] := \frac{1}{12} \cdot m[3] \cdot l^2; r3 := \left\langle \frac{l}{2} \cdot \cos(\text{psi}), \frac{l}{2} \cdot \sin(\text{psi}), 0 \right\rangle; \\
\epsilon_3 := -\frac{4.00 \cos(10 t)}{\sqrt{0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2}} + \frac{0.003200000000 \sin(10 t)^2 \cos(10 t)}{(0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2)^{2/3}} \\
J_{S_3} := 0.002852083333 m_3 \\
r3 := \begin{bmatrix} -0.02000000000 \cos(10 t) \\ -0.09250000000 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{13}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
> f5; W_S[1]; \\
\frac{1800000 \left( 10 t - \frac{47 \pi}{36} \right)}{7 \pi} \\
\begin{bmatrix} -4.00 \cos(10 t) \\ -4.00 \sin(10 t) \\ 0 \end{bmatrix} \tag{14}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \text{for } i \text{ from } 2 \text{ to } 5 \text{ do } m[i] := \frac{g[i]}{9.8} : Ws[i]; Q[i] := G[i] - m[i] \cdot Ws[i]; \text{od:} \\
& r2 := \left\langle 0, -\frac{2 \cdot a}{3}, 0 \right\rangle : J[2] := \langle 0, 0, 0 \rangle : \\
& P[2] := J[2] - r2 \times Q[2] : \\
& J[3] := Js[3] \cdot \text{epsilon}[3] \cdot k : \\
& P[3] := J[3] - r3 \times Q[3] : \\
& P[4] := P[3] : \\
& \text{epsilon}[3] : \\
& L := \langle l \cdot \cos(\text{psi}), l \cdot \sin(\text{psi}), 0 \rangle; \sigma5 := \frac{1}{L[2]} \cdot \left( F5 + Q[5] + \frac{((P[3] + P[4]) \times L)}{r^2} \right) \cdot \langle 0, 1, \\
& \quad 0 \rangle; \\
& \quad L := \begin{bmatrix} -0.040000000000 \cos(10 t) \\ -0.185 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \\ 0 \end{bmatrix} \\
& \sigma5 := -5.405405405 \\
& \left( \frac{1800000 \left( 10 t - \frac{47 \pi}{36} \right)}{7 \pi} + 12.63362488 \sin(10 t) - \frac{0.1277005495 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} - \frac{2}{\sqrt{1 -}} \right) \\
& a2 := \langle -b, -a, 0 \rangle : b2 := \langle b, -a, 0 \rangle : \sigma := P[2] - a2 \times Q[3] - b2 \times Q[4] - \frac{1}{r^2} \cdot (a2 \times P[3] \\
& \quad \times L) - \frac{1}{r^2} \cdot (b2 \times P[4] \times L); \\
& \sigma := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -0.6098924297 \cos(10 t) + 10.81081081 \left( \frac{0.001292168367 \cos(10 t)}{\sqrt{0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2}} \right) \\ - \frac{1.033734694 \cdot 10^{-6} \sin(10 t)^2 \cos(10 t)}{(0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2)^{2/3}} \\ - 0.001200000000 \cos(10 t) \left( 7.551020408 \sin(10 t) \right) \end{bmatrix} \tag{16}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{0.03816281808 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} - \frac{0.8163265305 \sin(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} \\
& + \frac{0.8163265305 \cos(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} - 18.50000000 \Big) \\
& + 0.02095408163 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \cos(10 t) \Big) \\
& \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} - 1.168736304 \left( - \frac{0.001399849064 \cos(10 t)}{\sqrt{0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2}} \right. \\
& + \frac{1.119879251 \cdot 10^{-6} \sin(10 t)^2 \cos(10 t)}{(0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2)^{2/3}} \\
& + 0.001300000000 \cos(10 t) \left( 7.551020408 \sin(10 t) \right. \\
& - \frac{0.03816281808 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} - \frac{0.8163265305 \sin(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} \\
& + \frac{0.8163265305 \cos(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} - 18.50000000 \Big) \\
& - 0.02270025510 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \cos(10 t) \Big) \cos(10 t) \\
& - 1.168736304 \left( \frac{0.001399849064 \cos(10 t)}{\sqrt{0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2}} \right. \\
& - \frac{1.119879251 \cdot 10^{-6} \sin(10 t)^2 \cos(10 t)}{(0.034225 - 0.0016 \cos(10 t)^2)^{2/3}} \\
& - 0.001300000000 \cos(10 t) \left( 7.551020408 \sin(10 t) \right. \\
& - \frac{0.03816281808 \cos(10 t)^2 \sin(10 t)^2}{(1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2)^{3/2}} - \frac{0.8163265305 \sin(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} \\
& + \frac{0.8163265305 \cos(10 t)^2}{\sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2}} - 18.50000000 \Big) \\
& + 0.02270025510 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} \cos(10 t) \Big) \cos(10 t) \Big] \Big]
\end{aligned}$$

> eq := a2&xL·λ3 + b2&x L·λ4;

$$eq := \begin{bmatrix} 0. \\ \end{bmatrix}, \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} 0. \\ \lambda_3 \left( 0.012025 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} - 0.002400000000 \cos(10 t) \right) + \lambda_4 \left( -0.012025 \sqrt{1 - 0.04674945215 \cos(10 t)^2} - 0.002400000000 \cos(10 t) \right) \end{bmatrix}$$

$$> a5 := \langle -b, h, 0 \rangle : b5 := \langle b, h, 0 \rangle;$$

$$b5 := \begin{bmatrix} 0.065 \\ 0.05 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$> FF1 := Matrix(36, 10) : FF2 := Matrix(36, 15) :$$

>

> for tt from 0 to 35 do

$$t := evalf\left(\frac{(235 + tt) \cdot \text{Pi}}{180 \cdot \text{omega}}\right) :$$

$$s := fsolve(\{\lambda_3 + \lambda_4 = \sigma_5, eq[3] = \text{sigma}[3]\}, \{\lambda_3, \lambda_4\}); assign(s);$$

$$R53 := \left( \lambda_3 \cdot L + \frac{1}{l^2} \cdot P[3] \&x L \right) :$$

$$R54 := \left( \lambda_4 \cdot L + \frac{1}{l^2} \cdot P[4] \&x L \right) :$$

$$R05 := (R53 + R54 - F5 - Q[5]) :$$

$$x := \frac{((a5 \&x R53 + b5 \&x R54) \cdot (0, 0, 1))}{(j \&x R05) \cdot (0, 0, 1)} :$$

$$R24 := -R54 - Q[4] :$$

$$R23 := -R53 - Q[3] :$$

$$R12 := R23 + R24 - Q[2] :$$

$$R01 := -G[1] + R12 :$$

$$M := (r \cdot \cos(\text{phi}), r \cdot \sin(\text{phi}), 0) \&x R12 : FF1[tt + 1, 1] := evalf(\text{sqrt}((R53[1])^2 + (R53[2])^2)) :$$

$$FF1[tt + 1, 1] := evalf(\text{sqrt}((R53[1])^2 + (R53[2])^2)) :$$

$$FF1[tt + 1, 2] := \text{sqrt}((R54[1])^2 + (R54[2])^2) :$$

$$FF1[tt + 1, 3] := \text{sqrt}((R05[1])^2 + (R05[2])^2) :$$

$$FF1[tt + 1, 4] := \text{sqrt}((R24[1])^2 + (R24[2])^2) :$$

$$FF1[tt + 1, 5] := \text{sqrt}((R23[1])^2 + (R23[2])^2) :$$

$$FF1[tt + 1, 6] := \text{sqrt}((R12[1])^2 + (R12[2])^2) :$$

$$FF1[tt + 1, 7] := \text{sqrt}((R01[1])^2 + (R01[2])^2) :$$

$$FF1[tt + 1, 8] := ((0, x, 0) \&x R05)[3] :$$

$$FF1[tt + 1, 9] := M[3] :$$

$$FF1[tt + 1, 10] := evalf\left(\frac{\text{phi} \cdot 180}{\text{Pi}}\right) : FF2[tt + 1, 1] := R53[1] :$$

$$FF2[tt + 1, 2] := R53[2] :$$

$$FF2[tt + 1, 2] := R54[1] :$$

```

FF2[tt + 1, 4] := R54[2]:
FF2[tt + 1, 5] := R05[1]:
FF2[tt + 1, 6] := R05[2]:
FF2[tt + 1, 7] := R24[1]:
FF2[tt + 1, 8] := R24[2]:
FF2[tt + 1, 9] := R23[1]:
FF2[tt + 1, 10] := R23[2]:
FF2[tt + 1, 11] := R12[1]:
FF2[tt + 1, 12] := R12[2]:
FF2[tt + 1, 13] := R01[1]:
FF2[tt + 1, 14] := R01[2]:
FF2[tt + 1, 15] := evalf( $\frac{\text{phi} \cdot 180}{\text{Pi}}$ ):

```

```

λ3 := 'λ3': λ4 := 'λ4':

```

```

od:

```

```

>

```

```

> evalf(FF1), evalf(FF2);

```

18.7076836865537	23.5760559297286	11.2157100708734	47.9534661067059	43.0411835418298	103
620.042684878636	777.010465941481	163.124406107073	752.370932634207	595.402619984651	133
1262.32608906598	1572.52409134988	328.176887172825	1547.76502687713	1237.56676807277	277
1908.46822037381	2363.11913708741	483.910337659727	2338.24240462644	1883.59132820672	420
2558.53898213671	3148.75272603613	630.187420315594	3123.76084465768	2533.54698998777	564
3212.60780453525	3929.38648611479	766.877841060373	3904.28217187071	3187.50340882616	707
3870.74343118009	4704.98677192753	893.857396869570	4679.77285857518	3845.52945572342	851
4533.01261296439	5475.52310363399	1011.00758401872	5450.20251871188	4507.69197956850	994
5199.48111702448	6240.96932737482	1118.21576426370	6215.54508191919	5174.05683312321	113
5870.21286302996	7001.30254282005	1215.37500161228	6975.77772579235	5844.68801517301	128
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	

```

5.25373717339099   5.86369638839099   0.  -22.8352244978336   11.1174335617820   1.481
-72.0698487445901  -91.0484530345901   0.   771.657594651025   -163.118301779180   1.411
-145.822609283911  -182.351535783911   0.   1561.91546995124   -328.174145067822   1.341
-215.908009366534  -268.000654766534   0.   2347.87301724635   -483.908664133067   1.271
-282.230141237542  -347.956127737542   0.   3129.46804791004   -630.186268975084   1.201
-344.693694439376  -422.183302939376   0.   3906.64042573420   -766.876997378753   1.131
-403.204132012796  -490.652622612796   0.   4679.33334225467   -893.856754625591   1.071
-457.667657283512  -553.339425583512   0.   5447.49196773382   -1011.00708286703   1.001
-507.991381204777  -610.223985404777   0.   6211.06471008555   -1118.21536660955   0.943
-554.083329276152  -661.291353176152   0.   6970.00222685136   -1215.37468245230   0.880
      ⋮                ⋮                ⋮                ⋮                ⋮
> evalf(((0, x, 0)&&xR05)[3])
-9.81958237406685 10-7

```

**(20)**

## Анимация шестизвенного рычажного механизма Стефенсон II

```

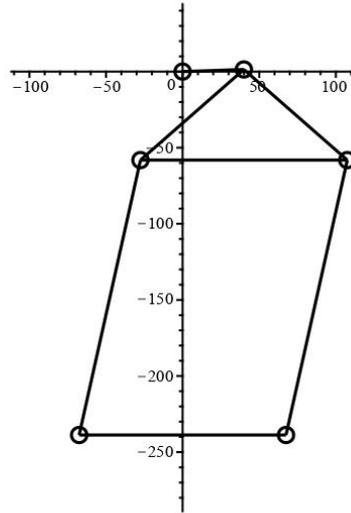
> restart
> with(RealDomain) :
> with(ExcelTools) :
> with(plottools) :
> with(plots) :
> r := 40; a := sqrt(90^2 - 67.5^2); l := 185; pm := 1; e1 := 0; ω := 10; b := 67.5
      r := 40
      a := 59.52940450
      l := 185
      pm := 1
      e1 := 0
      ω := 10
      b := 67.5
(1.1)

>
> S := a - r·sin(φ) + pm·sqrt(l^2 - (e1 - r·cos(φ))^2) :
> ψ := pm·arccos(1/l (e1 - r·cos(φ))) :
> Stroke := (r + a + l - S)·1000 : #изменение положения ползуна
> A := [r·cos(p), r·sin(p)]; B := A - [b, a]; C := B + l·[ -r/l ·cos(p), -1/l ·sqrt(l^2 - r^2
      ·cos^2(p)) ]; o := [0, 0]; B1 := A + [b, -a]; C1 := C + [2·b, 0];
      A := [40 cos(p), 40 sin(p)]
      B := [-67.5 + 40 cos(p), -59.52940450 + 40 sin(p)]
      C := [-67.5, -5√1369 - 64 cos(p)^2 - 59.52940450 + 40 sin(p)]
      o := [0, 0]
      B1 := [67.5 + 40 cos(p), -59.52940450 + 40 sin(p)]
      C1 := [67.5, -5√1369 - 64 cos(p)^2 - 59.52940450 + 40 sin(p)]
(1.2)

>
> for i from 1 to 180 do
      p := 2·i·Pi/180;
      d[i] := display(circle(o, 5), circle(A, 5), circle(B, 5), circle(C, 5), circle(B1, 5),
        circle(C1, 5), line(o, A), line(A, B), line(B, C), line(A, B1), line(B, B1), line(B1, C1),
        line(C, C1), scaling = constrained);
od:

```

```
> display([seq(d[i], i = 1 ..180)], insequence = true, scaling = constrained)
```



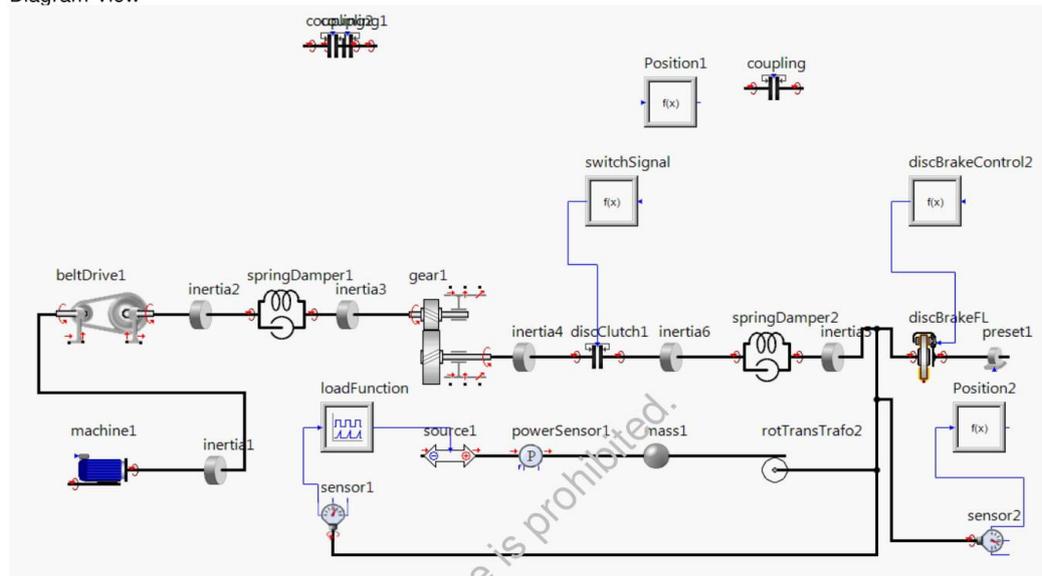
## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Имитационная модель движения кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II на программном комплексе SIMULATIONX



1/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Diagram View



Global Parameters and Results  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Start Time	tStart	0	[s]
Stop Time	tStop	30	[s]
Terminate Simulation when	termCond	false	[-]
Gravity Acceleration	gravity	9.80665	[m/s <sup>2</sup> ]
Gravity Acceleration (3D)	gravity3D	{0,0,-gravity}	[m/s <sup>2</sup> ]
Atmosphere Pressure	pAtm	1.01325	[bar]
Atmosphere Temperature	TAtm	20	[°C]
Recording of Results	protKind	At least after dtProtMin	
Active Recording of Results	protOn	true	[-]
Active Tracing	traceOn	true	[-]
Simulation Run Number	iSim	100	[-]
Simulation Run Name	nSim		
File for initialization of equation system Initialization file (*.isi) *.isi	userInitFile		

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Time	time	30	s
Current Step Size	dt	0.00017280817	s
Solver Debug Info	solverInfo	{5,2,0,0,0,1.78985482351757,434628,2-595,15163,5201,1}	-
Variable used by Homotopy Operator	lambdaHomotopy	1	-
Variable used for Equilibrium Operator	lambdaSteadyState	0	-

2/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Asynchronous Motor machine1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Switching Signal	sw	1	[-]
Nominal Power	Pn	1.8	[kW]
Nominal Speed	omn	650	[rpm]
Nominal Frequency	fn	fp	[Hz]
Power Supply Frequency	fp	50	[Hz]
Rel. Locked-Rotor Torque	Trl	2	[-]
Rel. Breakdown Torque	Trb	2.5	[-]
Inertia	J	0.6	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Motor Torque	Ti	3.38099865669223	Nm
Excitation Torque	Te	0.179710839576349	Nm
Angular Difference	dphi	-2163.39313391535	rad
Speed Difference	dom	-78.4686503718075	rad/s
Acceleration Torque	Ta	-3.20128781711588	Nm
Angle	phi	2163.39313391535	rad
Rotational Speed	om	78.4686503718075	rad/s
Angular Acceleration	alp	-5.33547969519314	rad/s <sup>2</sup>
External Power	Pe	0.0141016670387405	kW
Change of Kinetic Energy	Pk	-0.251200734460793	kW

Belt Drive beltDrive1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Belt Type	BeltT	Other Belt	
Diameter Pulley 1	d1	200	[mm]
Diameter Pulley 2	d2	500	[mm]
Center Distance	a	1000	[mm]
Compute Stiffness from	StiffT	Free Definition	
Stiffness of one Strand	kS	10000	[N/m]
Compute Damping from	DampT	Damping = B*sqrt(ki)	
Damping Factor	B	0.1	[-]
Preset of Damping	kindDamping	Viscous Damping	

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Spectral Power, Upper Strand	PSpecu	-0.00265944023668796	kW
Spectral Power, Lower Strand	PSpecl	0	kW
Force in Upper Strand	Fu	-87.1647835188537	N
Force in Lower Strand	Fl	0	N
Upper Displacement Difference	dxu	0.00874698884166492	m
Lower Displacement Difference	dxl	-0.00874698884166492	m
Upper Velocity Difference	dvu	-0.0305104897795418	m/s
Lower Velocity Difference	dvl	0.0305104897795418	m/s
Change of Potential Energy	Pp	-0.00266874913655384	kW
Power Loss	Pl	9.30889986587528e-06	kW
Total Belt Stiffness	ki	10000	N/m
Total Belt Length (unloaded)	IB	3122.09990391795	mm
Length of one unloaded free Strand	IS	988.68599666426	mm

Inertia inertia1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Moment of Inertia	J	1	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle of Rotation	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Rotational Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Acceleration Torque	Ta	-5.33547969519314	Nm
Angle	phi	2163.39313391535	rad
Rotational Speed	om	78.4686503718075	rad/s
Angular Acceleration	alp	-5.33547969519314	rad/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	-0.418667890767989	kW

Inertia inertia2  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Moment of Inertia	J	10	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle of Rotation	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Rotational Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Acceleration Torque	Ta	11.2972338764886	Nm
Angle	phi	865.322265610772	rad
Rotational Speed	om	31.5095021078412	rad/s
Angular Acceleration	alp	1.12972338767158	rad/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	0.355970214643992	kW

Spring-Damper-Backlash springDamper1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Properties	kind	Spring-Damper-Backlash	
Stiffness of Contact	k	1000000	[Nm/rad]
Damping of Contact	b	19	[Nms/rad]
Stiffness of Backlash	kL	0	[Nm/rad]
Damping of Backlash	bL	0	[Nms/rad]
Backlash	L	0	[rad]
Rigid	rigid	false	
Damping	kindDamping	Steady State: Viscous Damping, Transient: Parameter Page	
Initial Preload of Spring	kindPS	No Preload or Preload from Environment	
Initial Preload of Damper	kindPD	No Preload or Preload from Environment	

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Internal Torque	Ti	10.4939620032248	Nm
Spring Torque	Ts	10.4494455399617	Nm
Damping Torque	Td	0.044516463263097	Nm
Angular Difference	dphi	1.04494455399617e-05	rad
Speed Difference	dom	0.00234297175068932	rad/s
Change of Potential Energy	Ep	2.44827557104968e-05	kW
Power Loss	Pl	1.04300815866035e-07	kW
Spectral Power	PSpec	2.45870565263629e-05	kW

Gear gear1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Normal Modulus	mn	3	[mm]
Helix Angle	beta	0	[deg]
Common Face Width	bw	15	[mm]
Transverse Circular Backlash	jt	0.02	[mm]
No. of Teeth (Gear 1)	z1	23	[-]
No. of Teeth (Gear 2)	z2	57	[-]
Normal Pressure Angle	alphan	20	[deg]
Rigid	rigid	false	
Consideration of Stiffness Change	StiffChange	false	
Preset of Stiffness (specific, related to common face width, in transverse (face cut))	stiff	false	
Preset of Damping	damp	false	
Consideration of Modified Profiles	modProf	false	
Input of Addendum Modification	undercut	false	
Total Contact Ratio	kindC	Internal Calculation	
Description	kindL	No Losses	
Description for Bearing 1	kindLB1	No Losses	
Description for Bearing 2	kindLB2	No Losses	
Preset of Damping	kindDamping	Viscous Damping	

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Spectral Power, Left Flank	PSpecL	0	kW
Spectral Power, Right Flank	PSpecR	0	kW
Total Meshing Stiffness	kbt	0	N/m
Normal Force, Right Flanks	Fbnr	0	N
Normal Force, Left Flanks	Fbnl	0	N
Tangential Force, Right Flanks	Ftr	0	N
Tangential Force, Left Flanks	Ftl	0	N
Radial Force	Fr	0	N
Axial Force	Fa	0	N
Displacement Diff., Right Flanks	dxbnr	7.7834271390773e-06	m
Displacement Diff., Left Flanks	dxbnl	-7.7834271390773e-06	m
Velocity Difference, Right	dvbnr	0.000203348015192065	m/s
Velocity Difference, Left	dvbnl	-0.000203348015192065	m/s
Change of Potential Energy	Pp	0	kW
Power Loss	PI	0	kW

Inertia inertia3

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Moment of Inertia	J	1	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle of Rotation	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Rotational Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Acceleration Torque	Ta	10.4939620032248	Nm
Angle	phi	865.322255161327	rad
Rotational Speed	om	31.5071591360905	rad/s
Angular Acceleration	alp	10.4939620029977	rad/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	0.330634930803692	kW

Inertia inertia4

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Moment of Inertia	J	1	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle of Rotation	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Rotational Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Acceleration Torque	Ta	0	Nm
Angle	phi	-349.165023627083	rad
Rotational Speed	om	-12.7108841141202	rad/s
Angular Acceleration	alp	0	rad/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	0	kW

6/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Inertia inertia5  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Moment of Inertia	J	1	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle of Rotation	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Rotational Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Acceleration Torque	Ta	1.88959437021171e-59	Nm
Angle	phi	-336.878735018258	rad
Rotational Speed	om	-1.43009056273834e-63	rad/s
Angular Acceleration	alp	1.88959437021171e-59	rad/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	-2.70229107624327e-125	kW

Mass mass1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Mass	m	10	[kg]
Initial Displacement	x0	0 (Fixed)	[m]
Initial Velocity	v0	0 (Fixed)	[m/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Inertia Force	Fa	-3.62028185565202e-60	N
Displacement	x	-0.0588956575501856	m
Velocity	v	2.7399165650778e-65	m/s
Acceleration	a	-3.62028185565202e-61	m/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	-9.91927022655155e-128	kW

Disc Clutch coupling  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Clutch Control by	kindCon	Switch Signal and Max. Press-On Force	
Switching Signal	sw	in1	[-]
Max. Press-On Force	FpMax	5000	[N]
Force Build-Up Time	tu	1	[s]
Friction Surface Outer Dia.	do	300	[mm]
Friction Surface Inner Dia.	di	100	[mm]
No. of Friction Surfaces	ns	6	[-]
Friction Materials	kindM	Steel - Sintered Bronze	
Sticking Friction Coefficient	mu0	0.12	[-]
Slipping Friction Coefficient	mu	0.12	[-]
Rigid	rigid	false	
Preset of Stiffness	stiff	true	
Stiffness	k	1e9	[Nm/rad]
Preset of Damping	damp	true	
Damping	b	0.1*sqrt(self.k)	[Nms/rad]
Preset of Friction Behavior	fric	false	
Use ...	kindTF	Internal Approach (dep. on No. Friction Surfaces)	
Preset of Damping (Steady State)	kindDamping	Viscous Damping	
Friction Model with	kindFM	Stick and Slipping	
Advanced Settings	adv	false	
Relative Minimum Difference of the Friction Torques	dTfrel	1e-005	[Nm]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Spectral Power	PSpec	0	kW
Internal Torque	Ti	0	Nm
Angular Difference	dphi	0	rad
Speed Difference	dom	0	rad/s
Time after Actuation	ta	0	s
State of Friction	sf	0	-
Change of Potential Energy	Pp	0	kW
Power Loss	PI	0	kW

Disc Clutch coupling1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Clutch Control by	kindCon	Switch Signal and Max. Press-On Force	
Switching Signal	sw	in1	[-]
Max. Press-On Force	FpMax	5000	[N]
Force Build-Up Time	tu	1	[s]
Friction Surface Outer Dia.	do	300	[mm]
Friction Surface Inner Dia.	di	100	[mm]
No. of Friction Surfaces	ns	6	[-]
Friction Materials	kindM	Steel - Sintered Bronze	
Sticking Friction Coefficient	mu0	0.12	[-]
Slipping Friction Coefficient	mu	0.12	[-]
Rigid	rigid	false	
Preset of Stiffness	stiff	true	
Stiffness	k	1e9	[Nm/rad]
Preset of Damping	damp	true	
Damping	b	0.1*sqrt(self.k)	[Nms/rad]
Preset of Friction Behavior	fric	false	
Use ...	kindTF	Internal Approach (dep. on No. Friction Surfaces)	
Preset of Damping (Steady State)	kindDamping	Viscous Damping	
Friction Model with	kindFM	Stick and Slipping	
Advanced Settings	adv	false	
Relative Minimum Difference of the Friction Torques	dTfrel	1e-005	[Nm]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Spectral Power	PSpec	0	kW
Internal Torque	Ti	0	Nm
Angular Difference	dphi	0	rad
Speed Difference	dom	0	rad/s
Time after Actuation	ta	0	s
State of Friction	sf	0	-
Change of Potential Energy	Pp	0	kW
Power Loss	PI	0	kW

Disc Clutch coupling2  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Clutch Control by	kindCon	Switch Signal and Max. Press-On Force	
Switching Signal	sw	in1	[-]
Max. Press-On Force	FpMax	5000	[N]
Force Build-Up Time	tu	1	[s]
Friction Surface Outer Dia.	do	300	[mm]
Friction Surface Inner Dia.	di	100	[mm]
No. of Friction Surfaces	ns	6	[-]
Friction Materials	kindM	Steel - Sintered Bronze	
Sticking Friction Coefficient	mu0	0.12	[-]
Slipping Friction Coefficient	mu	0.12	[-]
Rigid	rigid	false	
Preset of Stiffness	stiff	true	
Stiffness	k	1e9	[Nm/rad]
Preset of Damping	damp	true	
Damping	b	0.1*sqrt(self.k)	[Nms/rad]
Preset of Friction Behavior	fric	false	
Use ...	kindTF	Internal Approach (dep. on No. Friction Surfaces)	
Preset of Damping (Steady State)	kindDamping	Viscous Damping	
Friction Model with	kindFM	Stick and Slipping	
Advanced Settings	adv	false	
Relative Minimum Difference of the Friction Torques	dTfrel	1e-005	[Nm]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Spectral Power	PSpec	0	kW
Internal Torque	Ti	0	Nm
Angular Difference	dphi	0	rad
Speed Difference	dom	0	rad/s
Time after Actuation	ta	0	s
State of Friction	sf	0	-
Change of Potential Energy	Pp	0	kW
Power Loss	PI	0	kW

10/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Disc Clutch discClutch1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Clutch Control by	kindCon	Switch Signal and Max. Press-On Force	
Switching Signal	sw	in1	[-]
Max. Press-On Force	FpMax	7200	[N]
Force Build-Up Time	tu	0.2	[s]
Friction Surface Outer Dia.	do	116	[mm]
Friction Surface Inner Dia.	di	88	[mm]
Disk Thickness	tD	2	[mm]
No. of Friction Surfaces	ns	6	[-]
Friction Materials	kindM	Steel - Sintered Bronze	
Sticking Friction Coefficient	mu0	0.12	[-]
Slipping Friction Coefficient	mu	0.08	[-]
Rigid	rigid	false	
Preset of Stiffness	stiff	false	
Preset of Damping	damp	false	
Preset of Friction Behavior	fric	false	
Use ...	kindTF	Internal Approach (dep. on No. Friction Surfaces)	
Preset of Damping (Steady State)	kindDamping	Viscous Damping	
Friction Model with	kindFM	Stick and Slipping	
Advanced Settings	adv	false	
Relative Minimum Difference of the Friction Torques	dTfrel	1e-005	[Nm]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Spectral Power	PSpec	0	kW
Internal Torque	Ti	0	Nm
Angular Difference	dphi	-12.2864160099832	rad
Speed Difference	dom	-12.5881729367643	rad/s
Time after Actuation	ta	0	s
State of Friction	sf	-1	-
Change of Potential Energy	Pp	0	kW
Power Loss	PI	0	kW

Inertia inertia6  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Moment of Inertia	J	1	[kgm?]
Initial Angle of Rotation	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Rotational Speed	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Acceleration Torque	Ta	-63.57786794173	Nm
Angle	phi	-336.8786076171	rad
Rotational Speed	om	-0.122711177355891	rad/s
Angular Acceleration	alp	-63.5778679417574	rad/s?
Change of Kinetic Energy	Pk	0.00780171502890707	kW

11/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

f(x) switchSignal  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Function f(x)	F	if time <28.96 then 1 else 0	[-]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Signal Output	y	0	-

External Force source1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Force	F	self.in1	[N]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Internal Force	Fi	-3492.58593917135	N
Displacement Difference	dx	0.0588956575501856	m
Velocity Difference	dv	-2.7399165650778e-65	m/s
External Power	Pe	-9.56939406969338e-65	kW

Signal Generator loadFunction  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Reference Value	RefVar	Input (Angle [rad])	
Curve Shape	CurveTyp	Sine	
Amplitude	y_a	-2000	[Nm]
Offset	y0	-2000	[Nm]
Phase Shift	phi0	pi/2	[rad]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Signal Output	y	-3492.58593917135	Nm
Phase	phi	-336.878735018258	rad

Sensor sensor1

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle	phi	-336.878735018258	rad
Rotational Speed	om	-1.43009056273834e-63	rad/s
Angular Acceleration	alp	1.88959437021171e-59	rad/s <sup>2</sup>

Power and Force Sensor powerSensor1

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Internal Force	Fi	-3492.58593917135	N
Mechanical Power	Pmech	-9.56939406969338e-65	kW

f(x) discBrakeControl2

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Function f(x)	F	if time > 28.96 then 1 else 0	[-]

12/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Signal Output	y	1	-

Disc Brake discBrakeFL  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Brake Control by	kindCon	Switch Signal and Max. Actuation Force	
Switch Signal	sw	in1	[-]
Max. Actuation Force	FActMax	7200	[N]
Force Build-Up Time	tu	0.2	[s]
Friction Surface Outer Dia.	da	256	[mm]
Friction Surface Inner Dia.	di	125	[mm]
Sticking Friction Coefficient	mu0	0.4	[-]
Slipping Friction Coefficient	mu	0.3	[-]
Inertia (Disc)	J1	0.025	[kgm <sup>2</sup> ]
Initial Angle (Disc)	phi10	0 (Fixed)	[rad]
Initial Speed (Disc)	om10	0 (Fixed)	[rad/s]
Kind of Pads Preload	kindP	Preload Force	
Preload Force	Fpre	-10	[N]
Consideration of Thermic Effects	thermics	false	
Rigid Brake	rigid	true	
Advanced Settings	adv	false	
Relative Minimum Difference of the Friction Torques	dTfrel	1e-005	[Nm]
Minimum Separation Speed Difference	eps_domsl	5e-006	[rad/s]
Minimum Separation Momentum	eps_dl	1e-008	[Nms]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Brake Torque	Ti	130.492469848995	Nm
Angular Difference	dphi	-336.878735018258	rad
Speed Difference	dom	-1.43009056273834e-63	rad/s
State of Friction	sf	0	-
Resulting Actuation Force	FActi	7199.99998666364	N
Acceleration Torque	Ta1	-2.73416844720487e-11	Nm
Angle	phi1	-336.878735018258	rad
Rotational Speed	om1	-1.43009056273834e-63	rad/s
Angular Acceleration	alp1	1.88959437021171e-59	rad/s <sup>2</sup>
Change of Kinetic Energy	Pk	3.91010849328463e-77	kW
Power Loss	PI	-1.86616049639466e-64	kW

Preset preset1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Kind	kind	Fixing	

13/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle	phiFix	0	rad
Rotational Speed	omFix	0	rad/s
Angular Acceleration	alpFix	0	rad/s?
Torque	T	130.492469848995	Nm
External Power	Pe	0	kW

Spring-Damper-Backlash springDamper2  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Properties	kind	Spring-Damper-Backlash	
Stiffness of Contact	k	500000	[Nm/rad]
Damping of Contact	b	1	[Nms/rad]
Stiffness of Backlash	kL	0	[Nm/rad]
Damping of Backlash	bL	0	[Nms/rad]
Backlash	L	0	[rad]
Rigid	rigid	false	
Damping	kindDamping	Steady State: Viscous Damping, Transient: Parameter Page	
Initial Preload of Spring	kindPS	No Preload or Preload from Environment	
Initial Preload of Damper	kindPD	No Preload or Preload from Environment	

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Internal Torque	Ti	63.57786794173	Nm
Spring Torque	Ts	63.7005791190859	Nm
Damping Torque	Td	-0.122711177355891	Nm
Angular Difference	dphi	0.000127401158238172	rad
Speed Difference	dom	-0.122711177355891	rad/s
Change of Potential Energy	Pp	-0.00781677306195514	kW
Power Loss	PI	1.5058033048069e-05	kW
Spectral Power	PSpec	-0.00780171502890707	kW

f(x) Position1  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Function f(x)	F	$-(0.099-0.033*\sin(\text{self.x}-4.71)-\sqrt{0.039204-0.001089*(\cos(\text{self.x}-4.71))^2}+0.132)$	[-]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Signal Output	y	-1.09864051106578e-07	-

f(x) Position2  
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Function f(x)	F	$-(0.099-0.033*\sin(\text{self.x}-4.71)-\sqrt{0.039204-0.001089*(\cos(\text{self.x}-4.71))^2}+0.132)$	[-]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Signal Output	y	-0.0588956575501856	-

Динамическая модель прессы с ГМ 4 класс

14/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Sensor sensor2

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle	phi	-336.878735018258	rad
Rotational Speed	om	-1.43009056273834e-63	rad/s
Angular Acceleration	alp	1.88959437021171e-59	rad/s?

Rotational-Linear Transformation rotTransTrafo2

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Advanced Settings	adv	true	
Kind	kind	Constraint x = f(phi)	
Constraint x = f(phi)	f_phi	Position2.y	[m]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Force at ctr1	F1	3492.58593917135	N
Torque at ctr2	T2	66.9146019072377	Nm

Mechanical Connection (rotational) connection2

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Velocity	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	865.322265610772	rad
Rotational Speed	om	31.5095021078412	rad/s
Angular Acceleration	alp	1.12972338767158	rad/s?

Mechanical Connection (rotational) connection3

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Velocity	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	865.322255161327	rad
Rotational Speed	om	31.5071591360905	rad/s
Angular Acceleration	alp	10.4939620029977	rad/s?

Mechanical Connection (linear) connection7

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Displacement	x0		[m]
Initial Velocity	v0		[m/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Displacement	x	-0.0588956575501856	m
Velocity	v	2.7399165650778e-65	m/s
Acceleration	a	-3.62028185565202e-61	m/s?

Äèì àì è-àñéàÿ ì î àäèü ì ðàññà ñ Äì 4 èèàññ

Mechanical Connection (rotational) connection6

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	0	rad
Rotational Speed	om	0	rad/s
Angular Acceleration	alp	0	rad/s?

Mechanical Connection (linear) connection9

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Displacement	x0	0 (Fixed)	[m]
Initial Velocity	v0	0 (Fixed)	[m/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Displacement	x	-0.0588956575501856	m
Velocity	v	2.7399165650778e-65	m/s
Acceleration	a	-3.62028185565202e-61	m/s?

Mechanical Connection (rotational) connection12

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Velocity	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	-336.8786076171	rad
Rotational Speed	om	-0.122711177355891	rad/s
Angular Acceleration	alp	-63.5778679417574	rad/s?

Mechanical Connection (rotational) connection4

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Velocity	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	-349.165023627083	rad
Rotational Speed	om	-12.7108841141202	rad/s
Angular Acceleration	alp	0	rad/s?

Mechanical Connection (rotational) connection5

Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Velocity	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	-336.878735018258	rad
Rotational Speed	om	-1.43009056273834e-63	rad/s
Angular Acceleration	alp	1.88959437021171e-59	rad/s?

16/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

Mechanical Connection (rotational) connection1

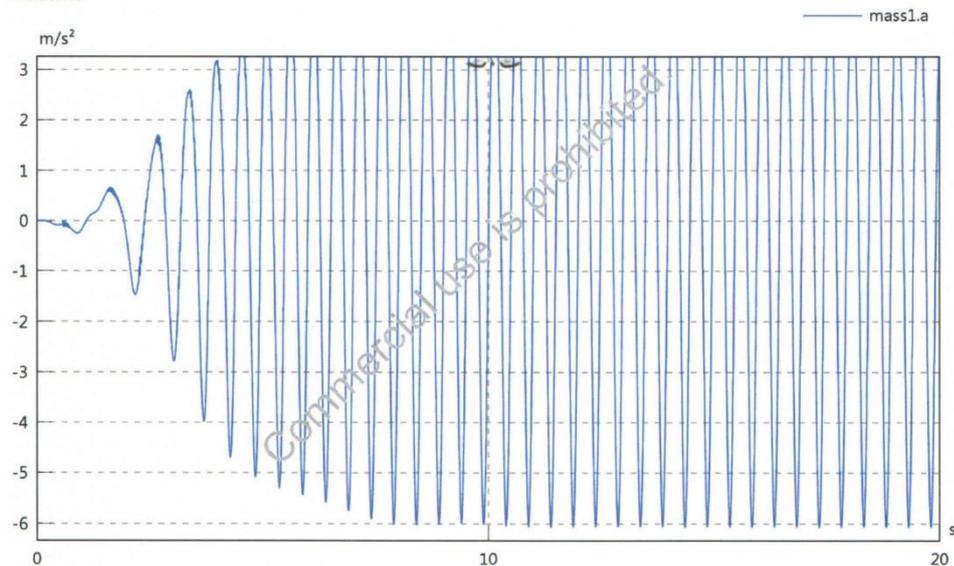
Parameters

Comment	Name	Current Value	Unit
Initial Angle	phi0	0 (Fixed)	[rad]
Initial Velocity	om0	0 (Fixed)	[rad/s]

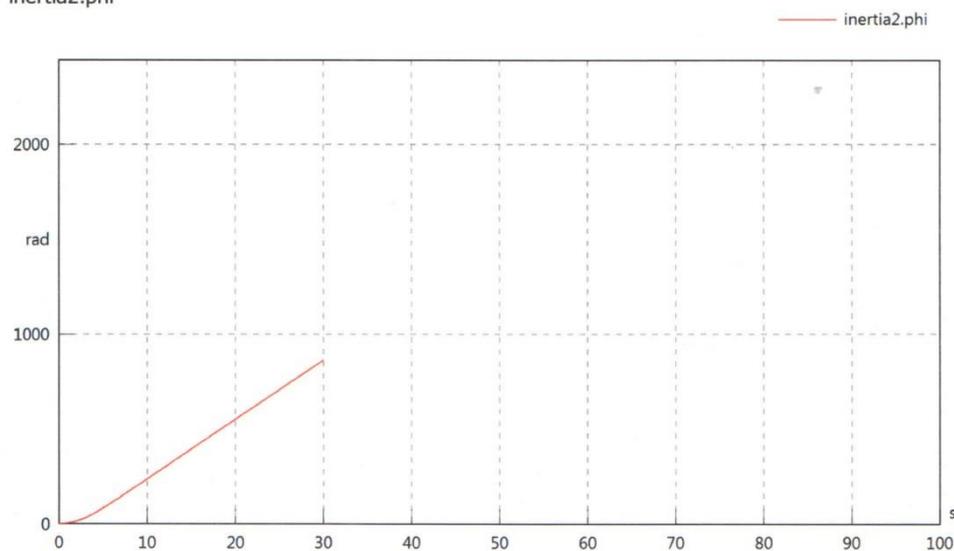
Results

Comment	Name	Current Value	Unit
Angle of Rotation	phi	2163.39313391535	rad
Rotational Speed	om	78.4686503718075	rad/s
Angular Acceleration	alp	-5.33547969519314	rad/s <sup>2</sup>

mass1.a



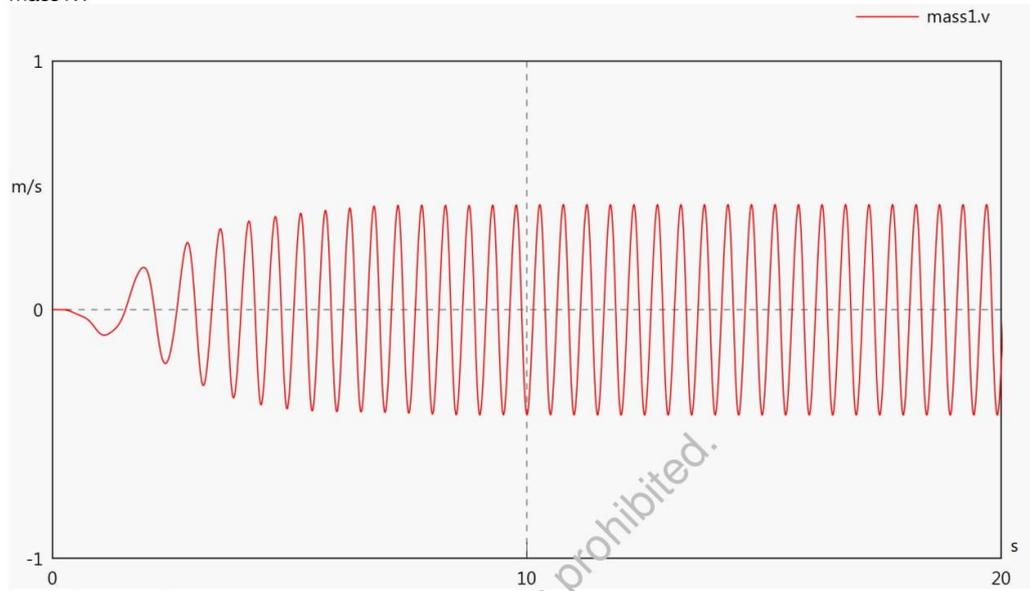
inertia2.phi



Динамическая модель прессы с ГМ 4 класс

17/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

mass1.v



powerSensor1.Fi, ...

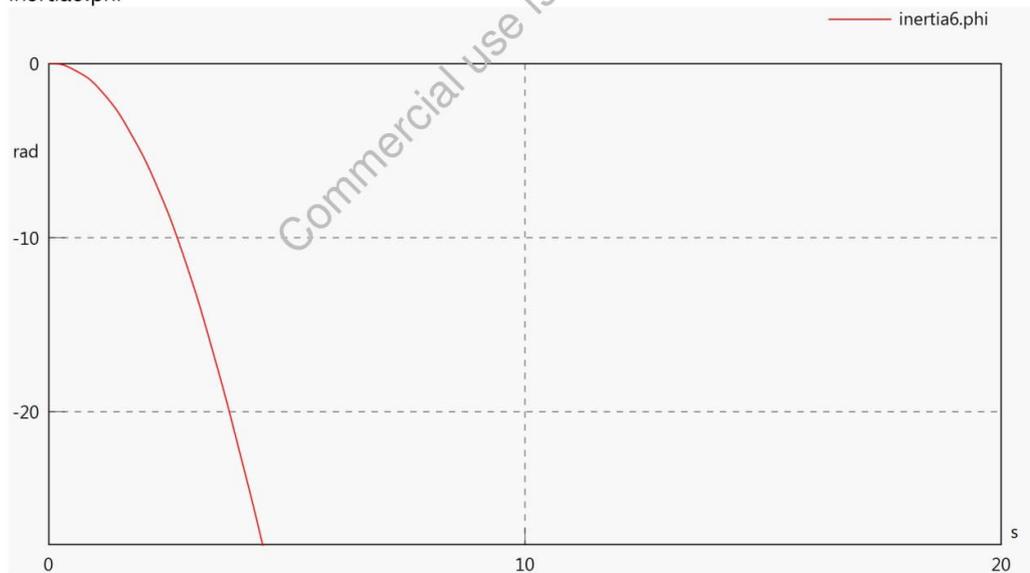


18/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

mass1.x

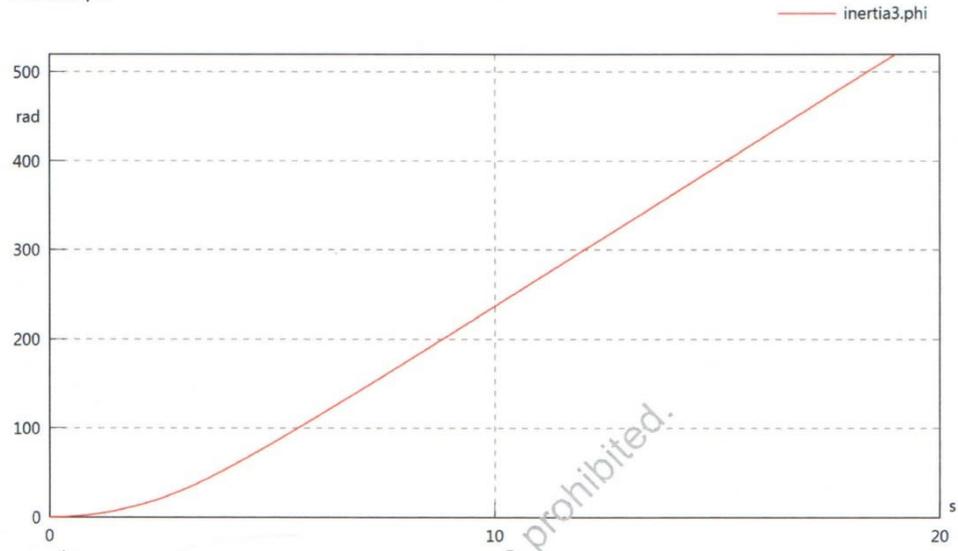


inertia6.phi

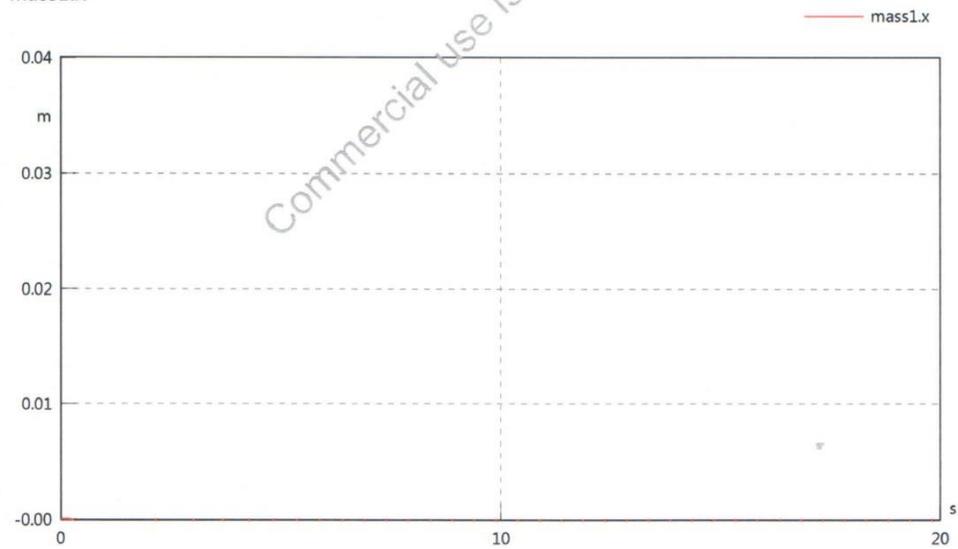


19/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

inertia3.phi



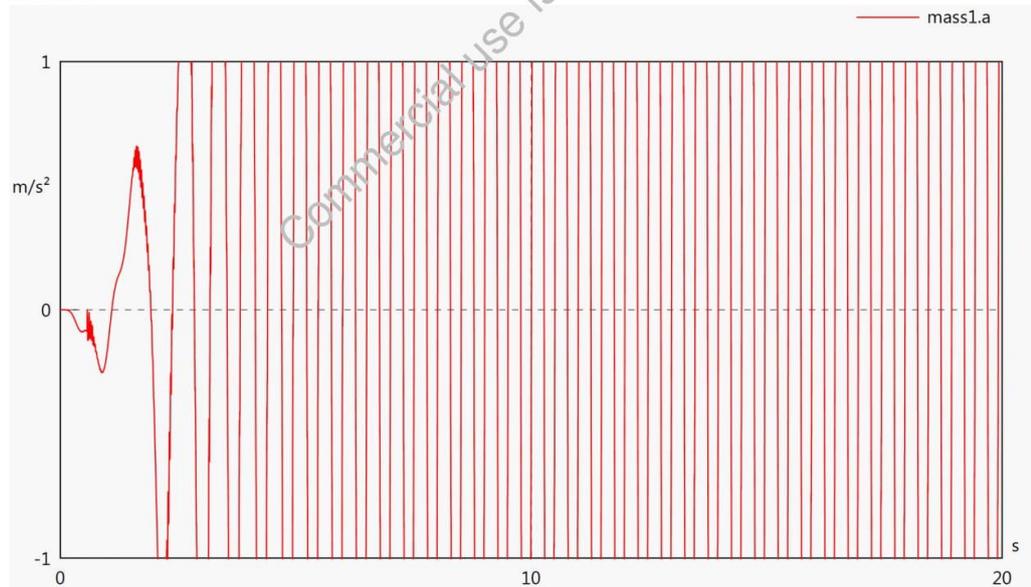
mass1.x



mass1.x, ...

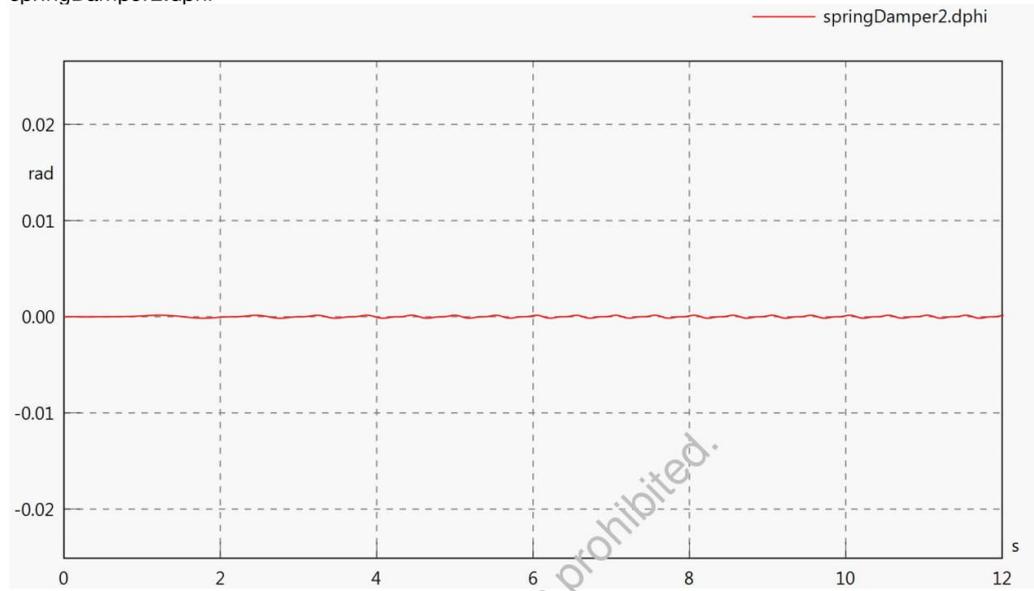


mass1.a

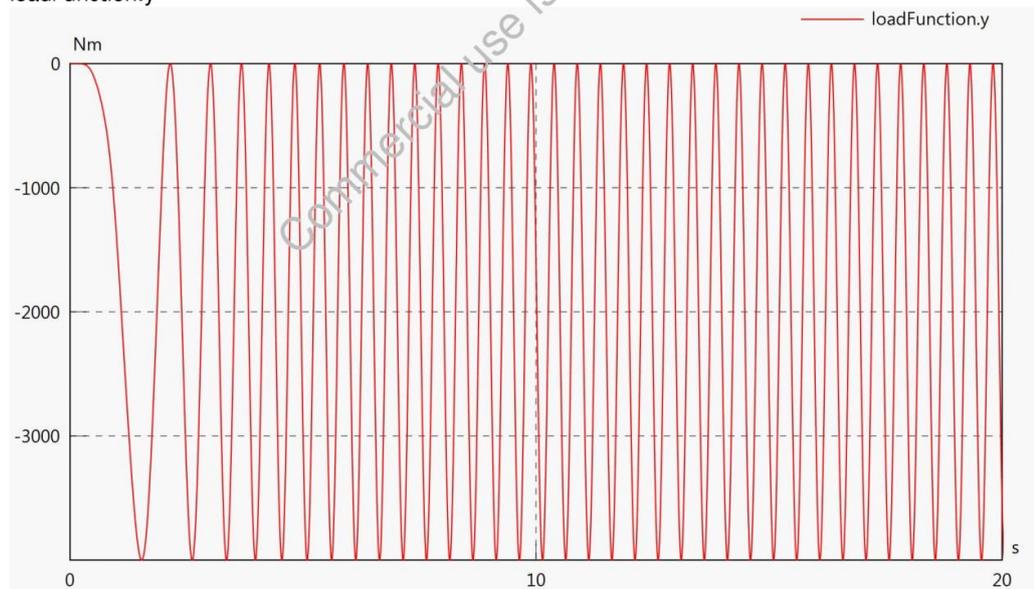


21/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

springDamper2.dphi

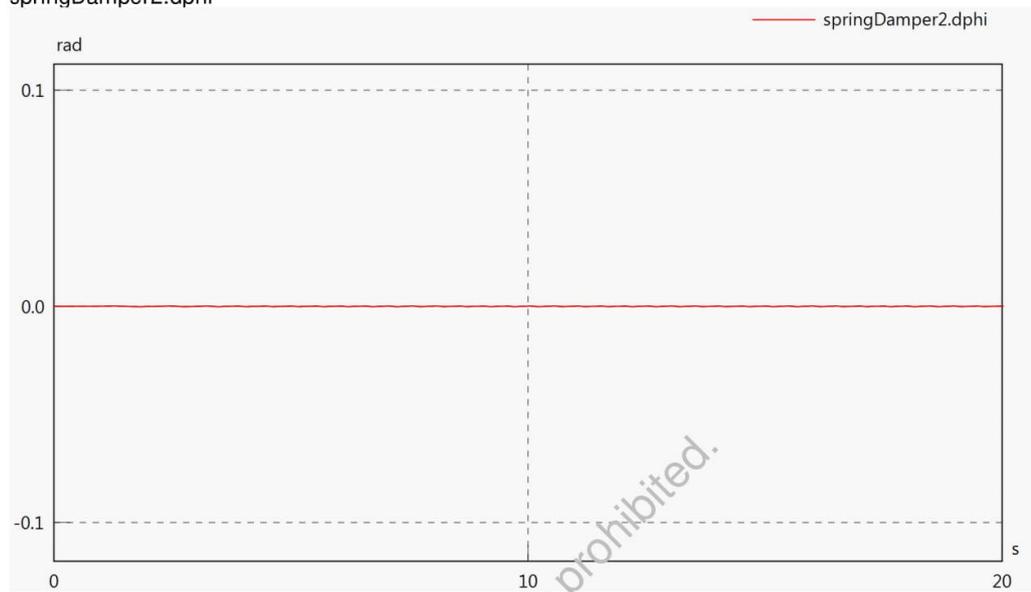


loadFunction.y



22/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

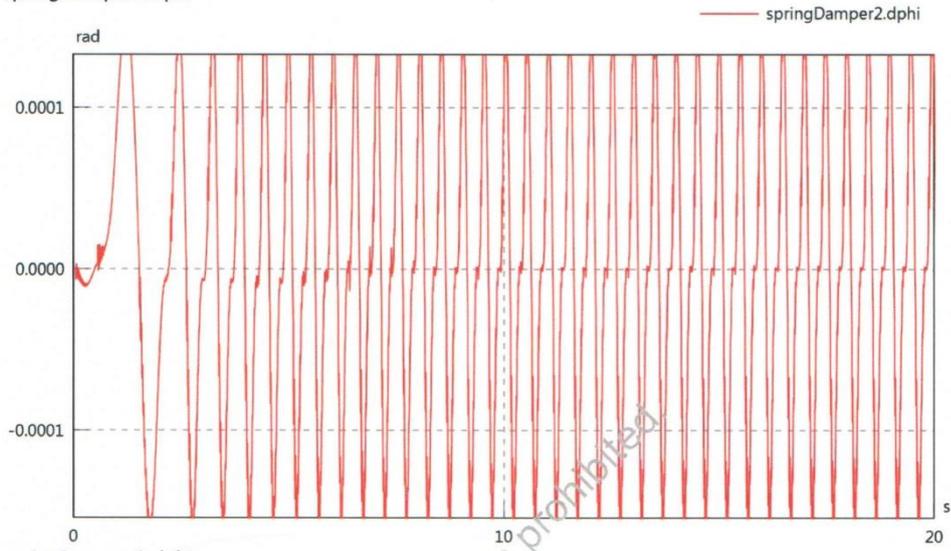
springDamper2.dphi



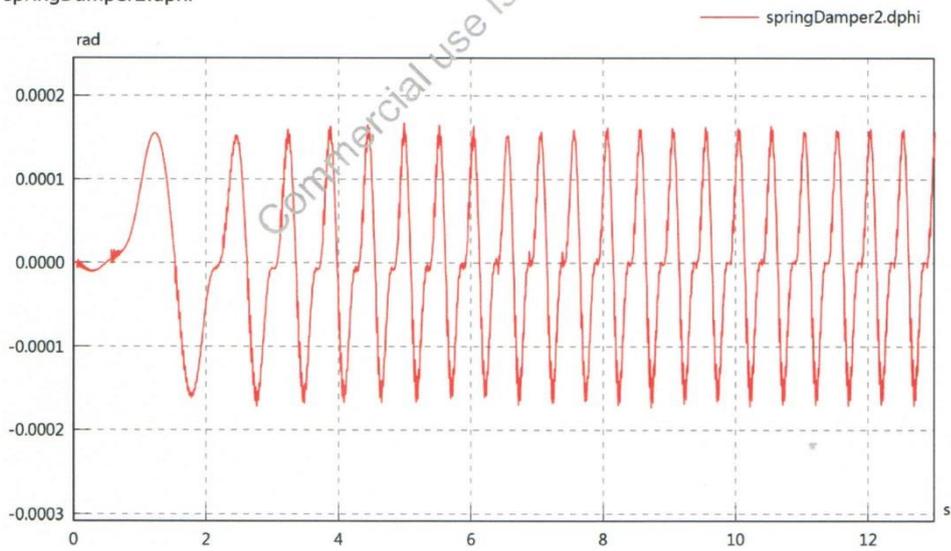
switchSignal.y



springDamper2.dphi

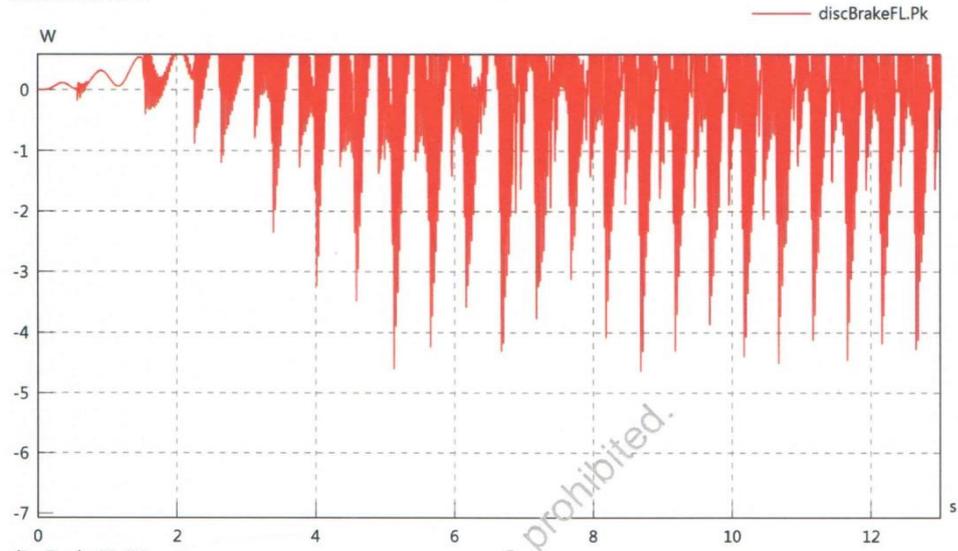


springDamper2.dphi

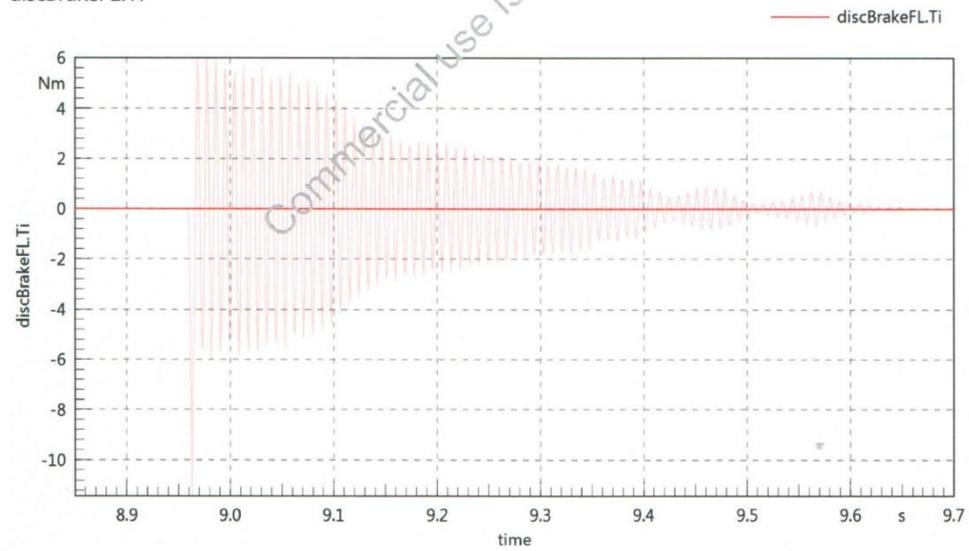


24/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

discBrakeFL.Pk

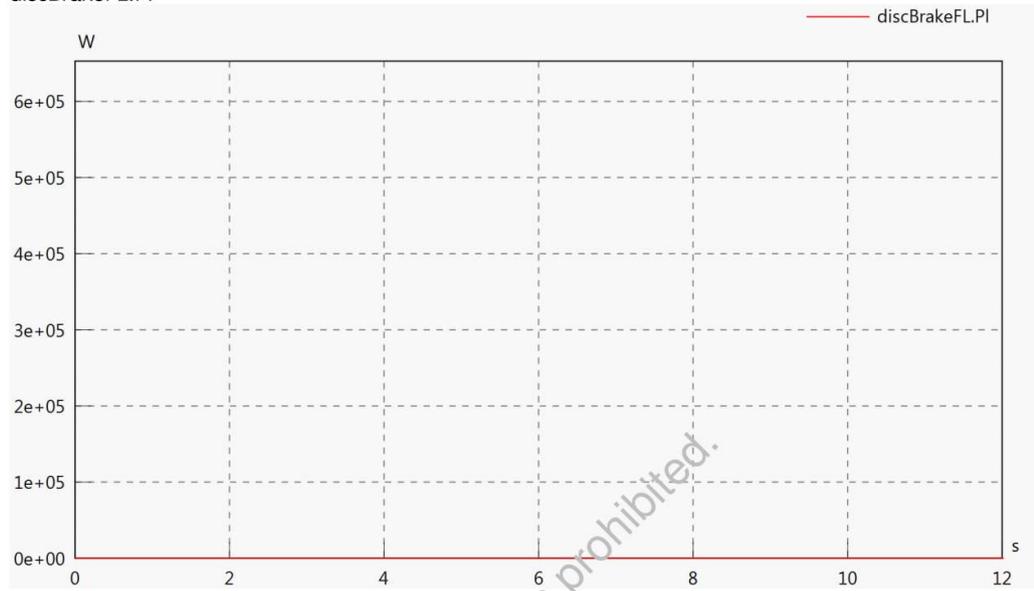


discBrakeFL.Ti

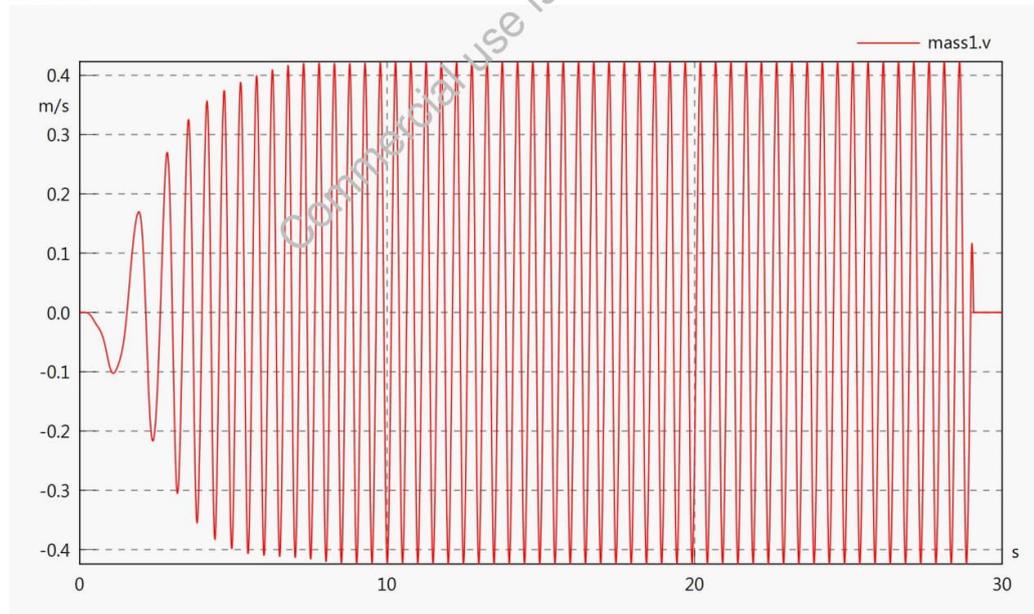


25/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

discBrakeFL.PI

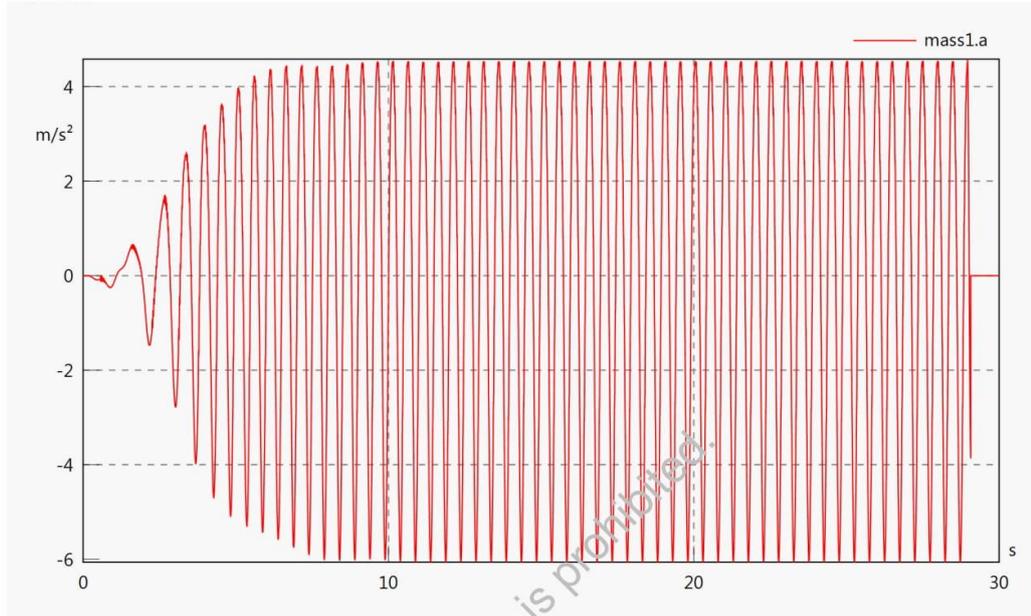


mass1.v



26/26  
3.8.1.44662 x64  
SimulationX

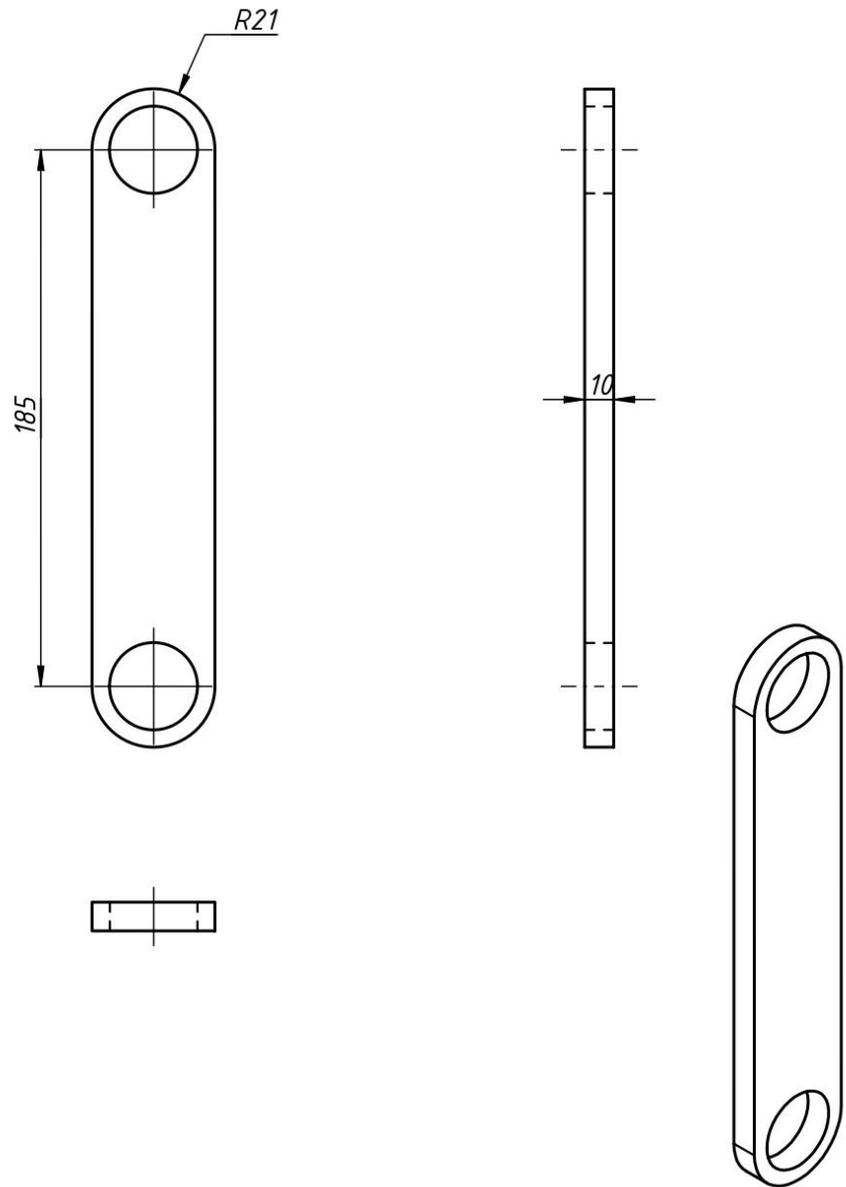
mass1.a



Commercial use is prohibited.

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Проектно-конструкторская документация (ПКД) опытного образца кривошипного пресса с ГРМ на базе шестизвенного рычажного механизма Стефенсона II

Перв. примен.	КПА-50.03.02.01				✓
Справ. №					
Подп. и дата	Инв. № дробл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	КПА-50.03.02.01	
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Утв.	Разраб.	Пров.	Т. контр.	Нач. отд.	Н. контр.
Утв.	Джомартов А	Сейдахмет А			04.11.2019
				Шатун	Лист
				Масса	
				Масштаб	
				0.6	1:2
				Лист	Листов
				1	
				ИММаш им. У.А.Джолдасбекова	
				Копировал	Формат А4

КПА-50.03.02.СБ



Перв. примен.

Справ. №

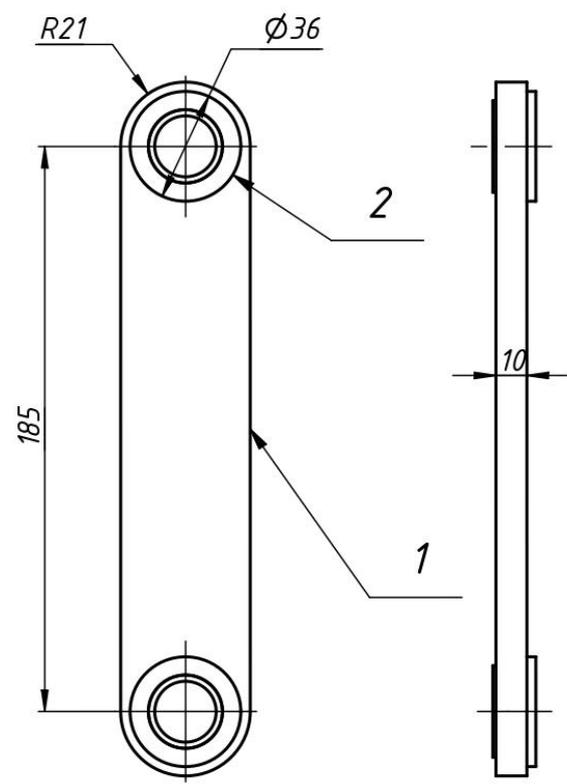
Подп. и дата

Инв. № дц/дл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Куцова М.		04.11.2019
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.03.02.СБ

Шатун сборка

Лист	Масса	Масштаб
	0.7	1:2
Лист	Листов	1

ИММаш им.  
У.А.Джолдасбекова

Копировал

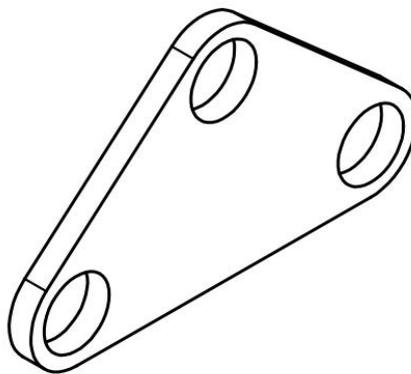
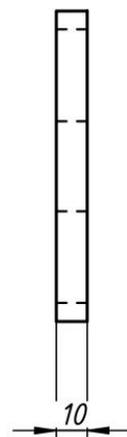
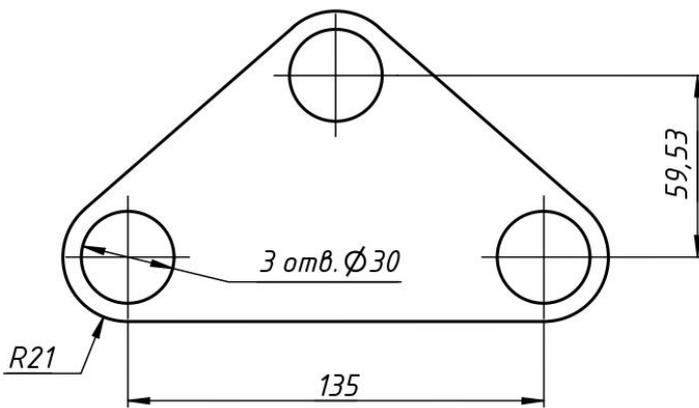
Формат А4

КПА-50.03.02.01



Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Кутатова М.		04.11.2019
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.03.02.01

Трехплечий рычаг

Лист	Масса	Масштаб
	0.1	1:2
Лист	Листов	1

ИММаш им.  
У.А.Джолдасбекова

Копировал

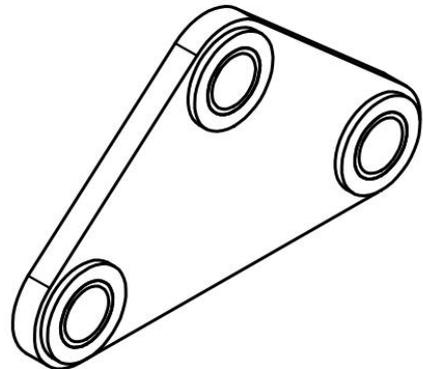
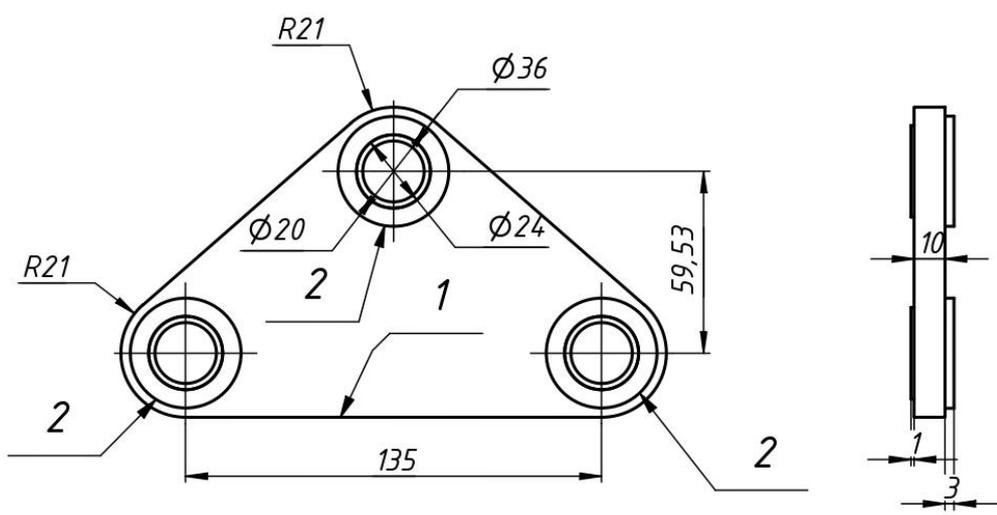
Формат А4

КПА-50.03.02.СБ



Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Кутатова М.		04.11.2019
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.03.02.СБ

Трехплечий рычаг

Лист	Масса	Масштаб
	0.2	1:2
Лист	Листов	1

ИММаш им.  
У.А.Джолдасбекова

Копировал

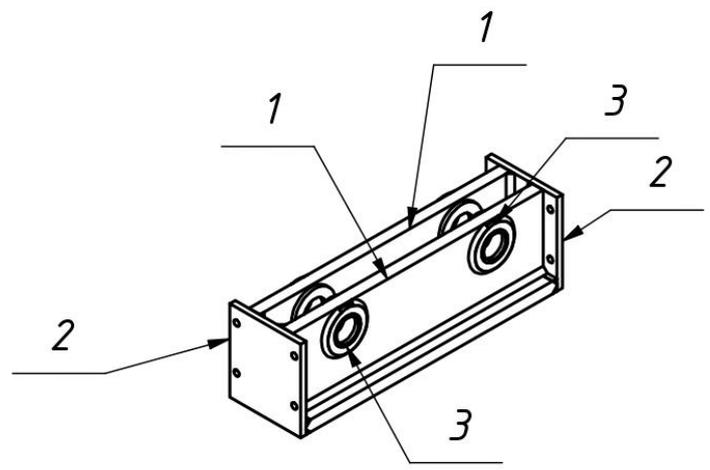
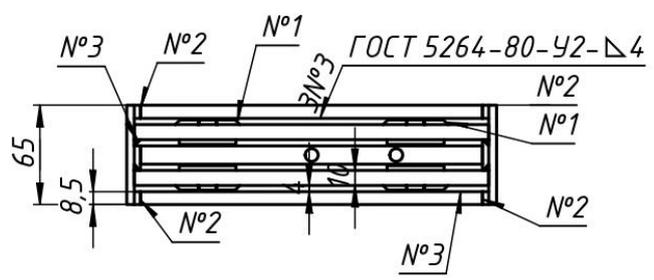
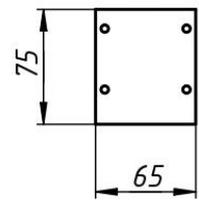
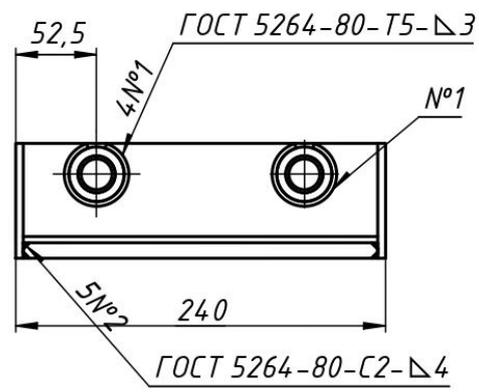
Формат А4

КПА-50.03.06.СБ



Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Куатова М.		06.11.2019
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.03.06.СБ

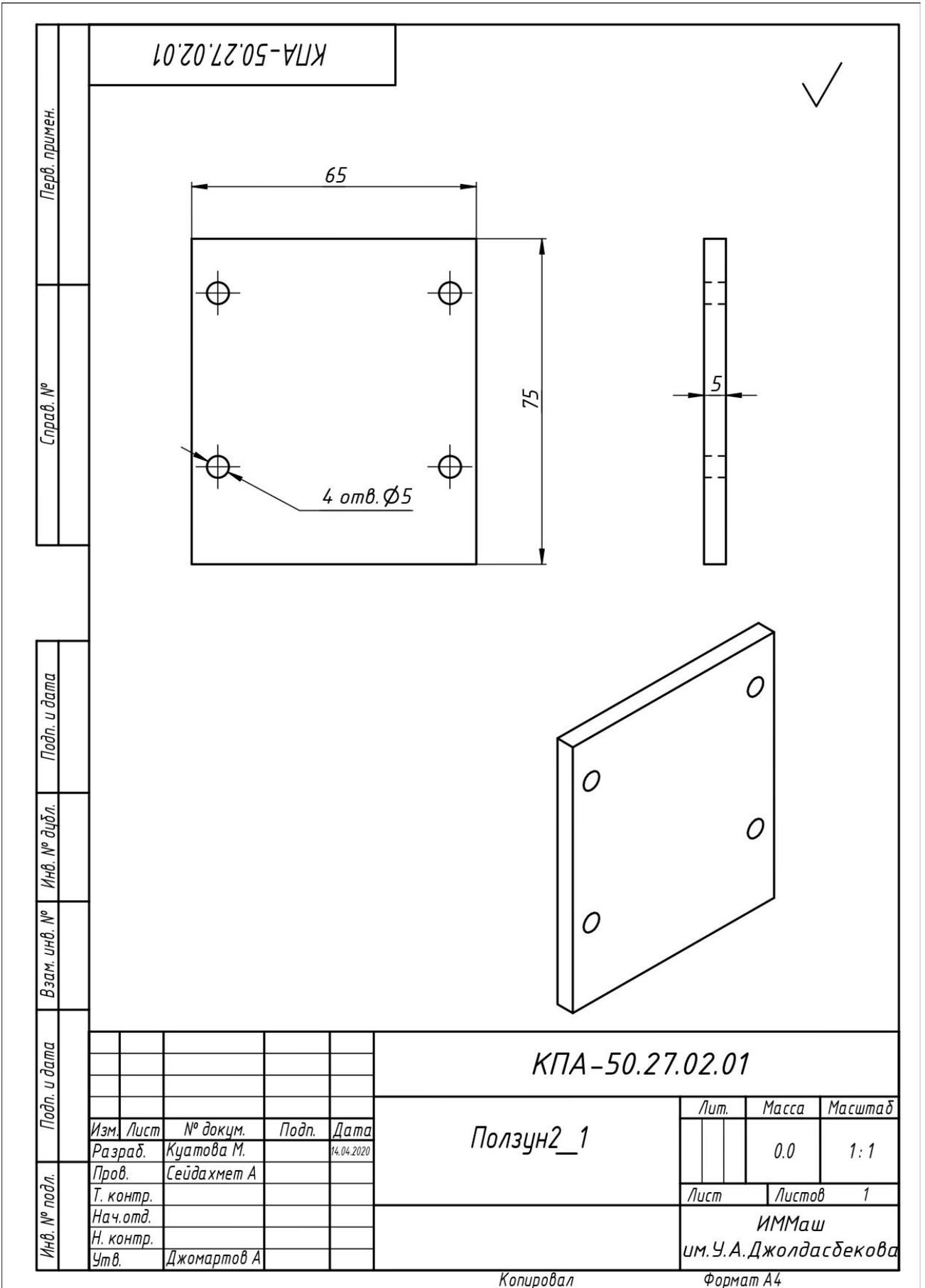
Ползун

Лист	Масса	Масштаб
	0.7	1:4
Лист	Листов	1

ИММаш им.  
У.А.Джолдасбекова

Копировал

Формат А4



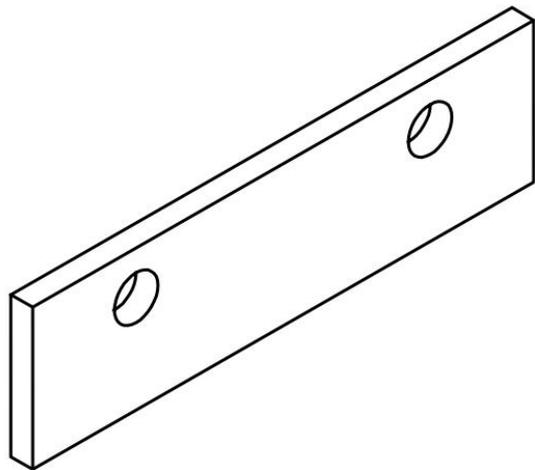
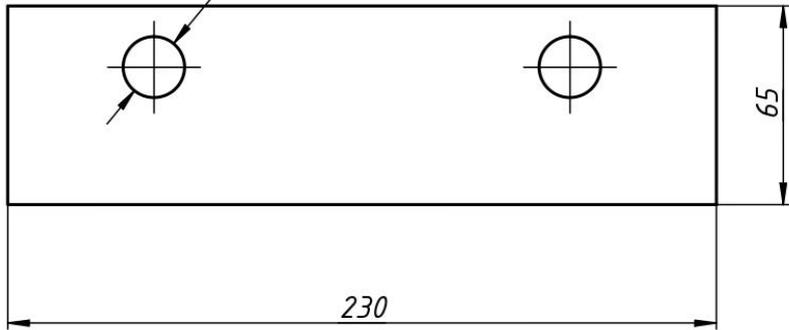
КПА-50.27.01



Перв. примен.

Справ. №

2 отв.  $\Phi 20$



Подп. и дата

Инв. № дц/дл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Кутатова М.		06.11.2019
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.27.01

Ползун1

Лист	Масса	Масштаб
	0.1	1:2
Лист	Листов	1

ИММаш им. У.А.  
Джолдасбекова

Копировал

Формат А4

КПА-50-03.СБ



Перв. примен.

Справ. №

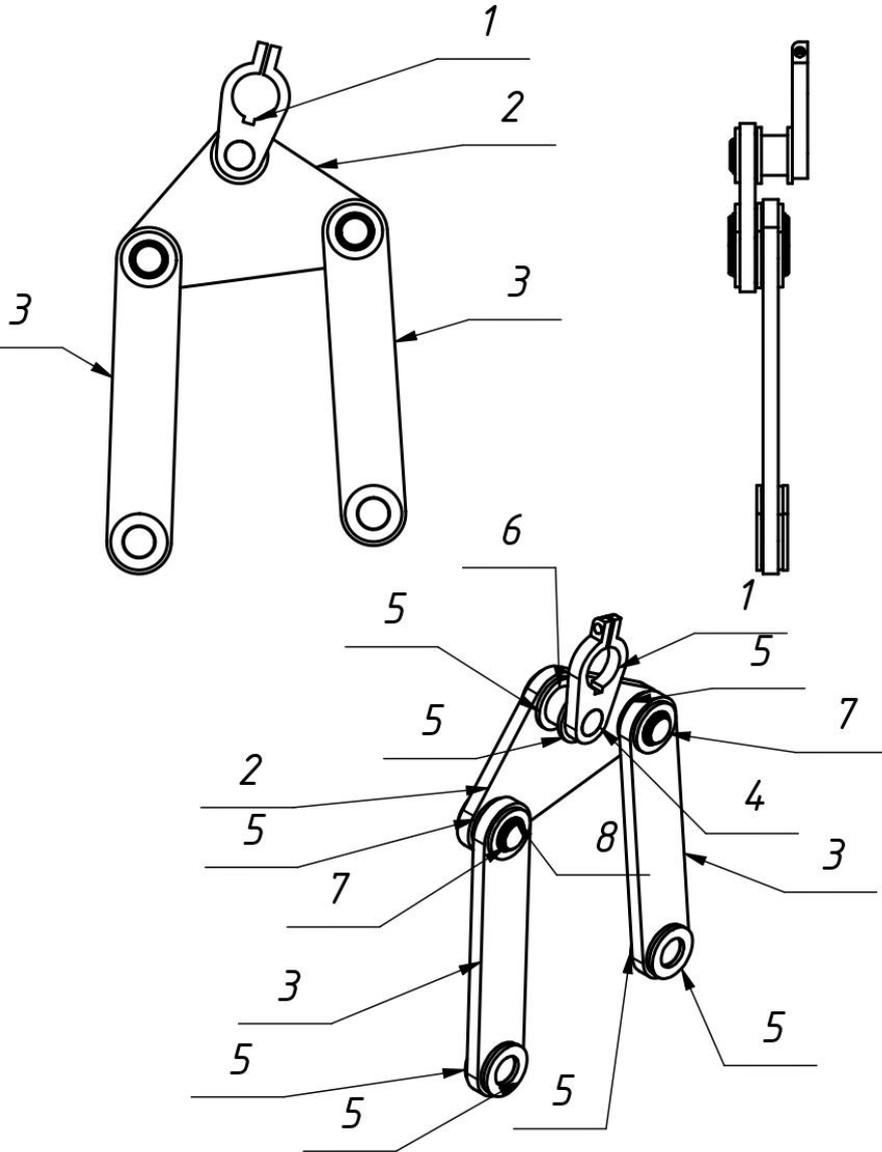
Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



КПА-50-03.СБ

Механизмб

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Кутатова М		13.04.2020
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

Лист	Масса	Масштаб
	1.8	1:4
Лист	Листов	1

ИММаш  
им. У. А. Джолдасбекова

Копировал

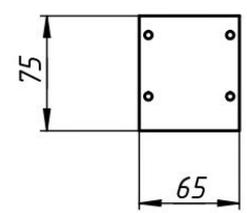
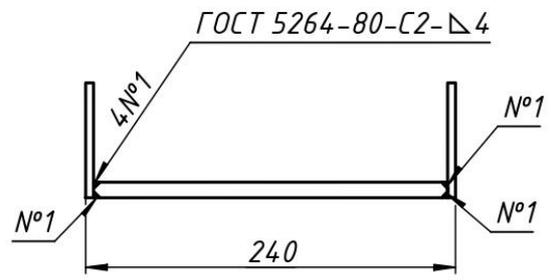
Формат А4

КПА-50.27.02.СБ



Перв. примен.

Справ. №



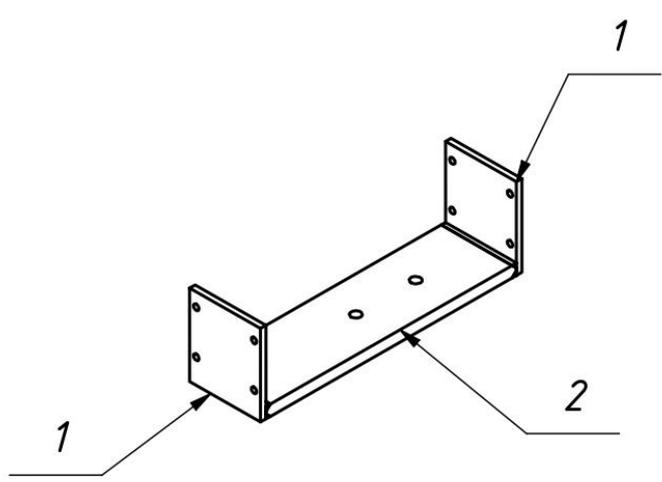
Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Куатова М.		14.04.2020
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.27.02.СБ			
Ползун2	Лист	Масса	Масштаб
		0.2	1:4
	Лист	Листов	1
ИММаш им. У. А. Джолдасбекова			

Копировал

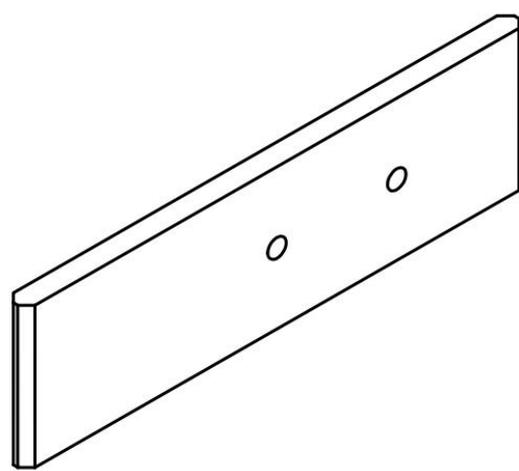
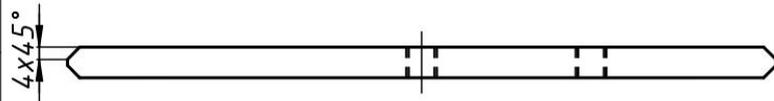
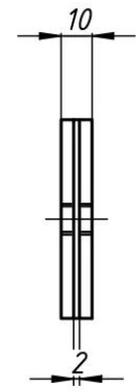
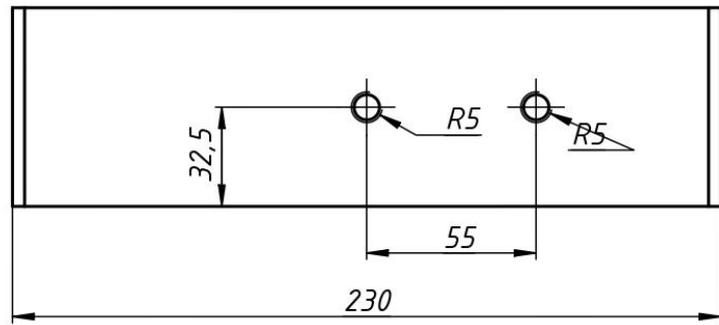
Формат А4

КПА-50.27.02.02



Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Куатова М.		06.11.2019
Пров.		Сейдахмет А		
Т. контр.				
Нач. отд.				
Н. контр.				
Утв.		Джомартов А		

КПА-50.27.02.02

Ползун2\_2

Лист	Масса	Масштаб
	0.1	1:2
Лист	Листов 1	
ИММаш им. У.А. Джолдасбекова		

Копировал

Формат А4