

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, С. И. Русан

ЦЕПНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2025

УДК 621.9

Рекомендовано к изданию ученым советом Белорусско-Российского университета
«26» сентября 2025 г., протокол № 2

Р е ц е н з е н т ы :

проф., д-р техн. наук, проф. кафедры «Механическое оборудование»
Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова

С. И. Ханин;

д-р техн. наук, проф. кафедры «Машины и аппараты химических и силикатных
производств» Белорусского государственного технологического университета

П. Е. Вайтехович;

д-р техн. наук, директор Института технологии металлов
Национальной академии наук Беларуси

А. Н. Жигалов

Сиваченко, Л. А.

Цепные технологические агрегаты : [монография] / Л. А. Сиваченко,
В. А. Потапов, С. И. Русан. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2025. – 164 с.: ил.
ISBN 978-985-492-319-2.

В монографии представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований нового класса оборудования – цепных технологических агрегатов, а также рассмотрены области практического применения и проведена их апробация.

Будет полезна научно-техническим работникам, специалистам различных отраслей промышленности, аспирантам, магистрантам и студентам технических специальностей университетов.

УДК 621.9

ISBN 978-985-492-319-2

© Сиваченко Л. А., Потапов В. А.,
Русан С. И., 2025

© Межгосударственное образовательное
учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский
университет», 2025

Введение

Устойчивое развитие промышленности невозможно без инновационного обновления технологической сферы, создания высокоэффективных машин и оборудования. В современных условиях наибольшую практическую значимость имеют орудия труда для комплексной переработки сырья и получения продуктов, необходимых для удовлетворения жизненных потребностей человека. Особую группу машин здесь составляют рабочие или технологические машины, обеспечивающие переработку материалов с целью придания им нужных свойств или характеристик.

Множественность физико-механических и технологических свойств материалов, подвергаемых различным видам обработки, требует создания таких видов воздействия на перерабатываемое сырье, которые обеспечили бы максимально необходимую степень переработки и наивысшую эффективность при удовлетворении энергетических и эксплуатационных требований к механическому оборудованию. Все существующие методы воздействия на перерабатываемые материалы можно условно разделить на четыре основные группы:

- 1) метод переработки сырья жестко выполненными рабочими органами;
- 2) адаптивные методы, т. е. приспособляющиеся к свойствам перерабатываемой среды рабочими органами;
- 3) физические методы воздействия, например электромагнитные, ультразвуковые, лазерные и т. д.;
- 4) химические методы, основанные на механизмах химической кинетики.

Научные поиски и разработки авторов монографии относятся ко второй группе оборудования. Предлагаемая концепция ориентирована на новые виды технологических агрегатов, рабочее оборудование которых позволяет путем дополнительных кинематических, деформационных или логистических решений создавать более совершенные механизмы переработки материалов, способные существенно повышать эффективность технологических процессов.

Высшей формой адаптации является саморегуляция – автоматическое поддержание определенного состояния механической системы. В технике, как и в природе, наблюдается самосборка, проявляющаяся в упорядоченном объединении групп механизмов, приводящая к образованию более совершенных структур.

Выделим наиболее важные направления адаптации в технике:

- изменение линейных размеров звеньев в соответствии с внешними воздействиями;
- изменение объема или формы отдельной детали или механизма;
- изменение массы изделия в процессе движения;

- изменение поверхности, придание ей определенных защитных или технологических свойств;
- изменение реакционных свойств материалов;
- изменение структуры (рекомбинация или перегруппировка).

При совершении рабочим органом полезной работы адаптация может проявляться в виде:

- выбора траектории движения, например по пути наименьшего сопротивления;
- выбора положения в пространстве;
- выбора или подстройки под скорость движения;
- резонансной подстройки частоты колебаний или демпфирования этой частоты внешнего возбудителя колебаний;
- выбора рабочего усилия или силы сопротивления внешнему воздействию;
- подстройки по температуре, внешнему давлению, концентрации солей, кислотности среды, влажности, освещенности.

Чем большим диапазоном саморегуляции обладает рабочий орган или механизм, тем большей работоспособностью он характеризуется в действии при меньших затратах энергии.

В технологиях обращения с твердыми коммунальными отходами и переработки других образующихся в городском хозяйстве продуктов, подлежащих утилизации, изначально доминируют массоподготовительные операции. К ним относятся сортировка, измельчение, сушка, гранулирование, обогащение, смешивание, прессование и ряд других. Полномасштабно и основательно их реализовать невозможно. Возникает необходимость для комплексной переработки неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов, создания технологических машин нового поколения. Ими могут быть агрегаты и установки, использующие адаптивные механизмы воздействия на обрабатываемую среду. К ним относятся, в частности, цепные агрегаты. В качестве базового варианта выбран двухволновой агрегат, который и является объектом проведенных исследований.

В пяти разделах, составляющих содержание монографии, последовательно отражены вопросы обоснования целесообразности создания новых технологических агрегатов, основы разработки их базовых конструкций, результаты экспериментальных исследований, в том числе в производственных условиях, а также дана оценка основных направлений и путей их развития. В процессе испытаний цепного агрегата установлены его универсальные свойства. Снабженный комплектом цепных полотен и дополнительными элементами рабочей камеры он может использоваться для разделения материалов по крупности, для их измельчения, служить механо-

активатором, машиной для селективного измельчения, смесителем, галтовочной машиной, сушилкой кипящего слоя.

Основной частью монографии является комплекс теоретических исследований, который охватывает приводной механизм и рабочую камеру. Особые условия функционирования цепной рабочей камеры и сообщение ее цепным полотнам сложных пространственных движений потребовали проведения полномасштабного цикла исследований как нового технического объекта.

Авторами выполнен геометрический синтез, предложен и применен метод кинематического анализа. Проанализировано влияние изменений соотношений звеньев приводного механизма на его кинематические характеристики. Разработан метод силового анализа для определения динамических характеристик и поиска оптимальной конструкции приводного механизма без учета и с учетом сил трения в кинематических парах. Выполнены исследования агрегата, расположенного под углом к опорной поверхности. Методика силового анализа основана на сочетании принципа Даламбера – Лагранжа и метода кинетостатики. При исследовании приводного механизма с учетом сил трения в кинематических парах авторами применен оригинальный экспериментально-теоретический метод определения коэффициента трения с использованием датчика крутящего момента.

Для приближенного силового анализа механизма рабочей камеры принята стержневая модель, доступная для описания средствами теоретической механики. Определены кинематические характеристики звеньев механизма рабочей камеры и их силы взаимодействия. Исследовано наклонное положение модели рабочей камеры. Намечены пути усовершенствования расчетной модели. Полученные аналитические зависимости необходимы для последующего проектирования промышленных агрегатов.

1 Предпосылки и обоснование создания цепных технологических агрегатов многоцелевого назначения

1.1 Анализ существующих конструкций машин для разделения материалов по крупности

В мире существует большое разнообразие машин для механического разделения материалов по крупности. Сам процесс принято называть грохочением, а специализированные машины, предназначенные для его выполнения, – грохотами. В них основными частями, влияющими на показатели эффективности процесса, являются просеивающие поверхности и приводы, обеспечивающие им определенные виды движений.

Один из крупнейших классов таких машин – вибрационные [1, 2]. В основе их работы используются вынужденные колебания (вибрации), которые передаются просеивающим поверхностям и оказывают различные воздействия на грохотимый материал. В зависимости от конструкции устройства, вызывающего вибрации просеивающей поверхности, грохоты подразделяются на инерционные, самобалансные, ударные кулачковые, электровибрационные и резонансные [1–6]. В качестве просеивающих поверхностей применяются проволочные сетки, листовые решета и колосниковые решетки [1–4, 7].

В инерционном грохоте используется вибровозбудитель, выполненный в виде маховика с эксцентрично расположенным грузом (дебалансом). При его вращении возникает центробежная сила инерции, которая приводит в колебательные движения подвижную часть грохота (рисунок 1.1).

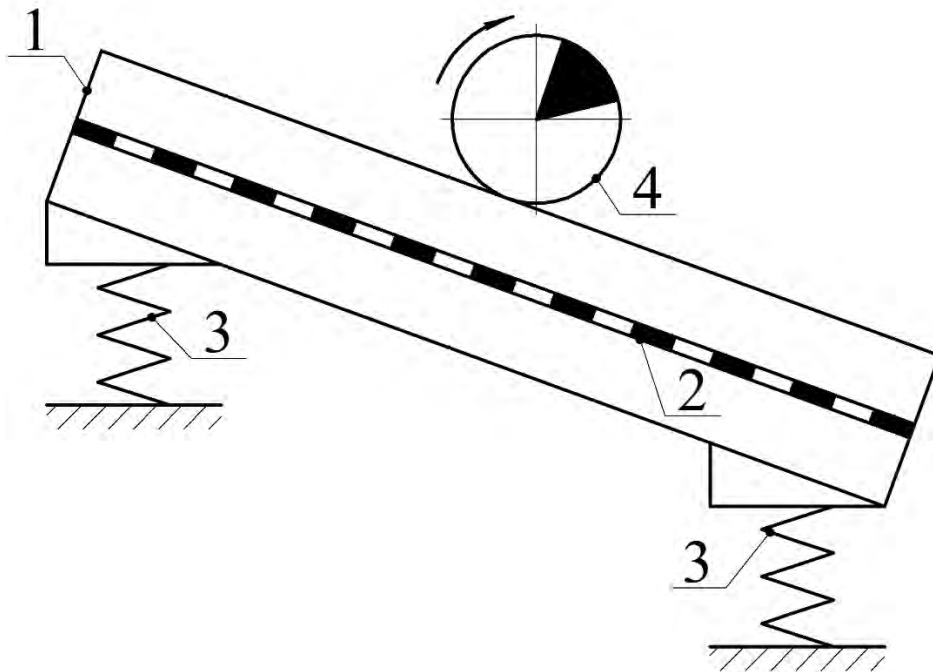
Амплитуда колебаний сита в инерционном грохоте регулируется путем варьирования массы дебаланса или его расстояния от оси вращения. При определенном расположении вибровозбудителя достигается заданный вид движения просеивающей поверхности: при размещении в центре короба – по круговым траекториям, а по краям – по овальным [6].

В самобалансном грохоте применяется вибратор с двумя вращающимися неуравновешенными массами (рисунок 1.2).

В отличие от инерционного грохота, в нем происходит прямолинейное движение просеивающей поверхности. Это достигается за счет применения самобалансного вибровозбудителя, включающего два дебаланса, вращающиеся на параллельных валах с одинаковой частотой в противоположных направлениях. Причем центробежные силы инерции взаимно уравновешиваются [1].

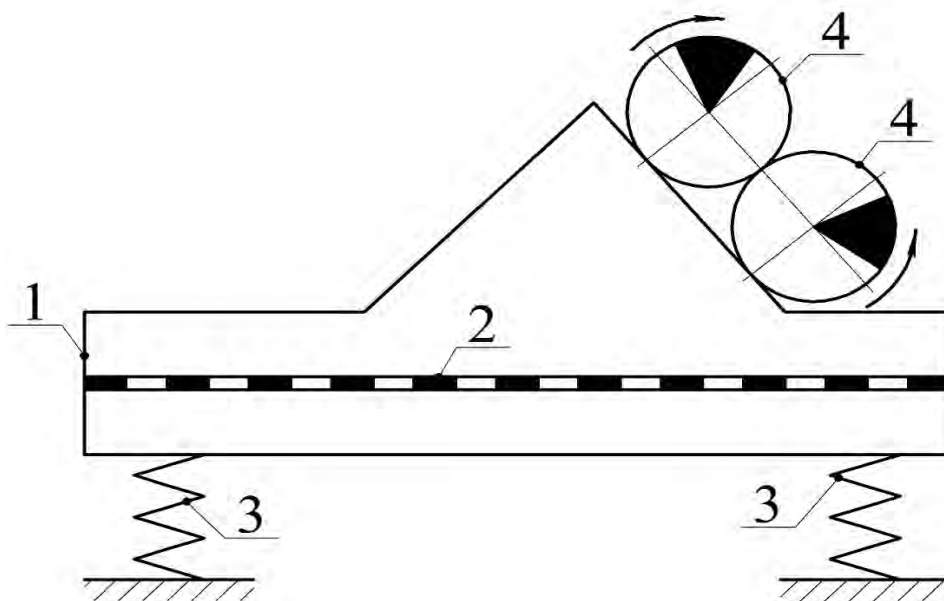
Ударные кулачковые грохоты оснащены механизмом, основным элементом которого является кулачок, имеющий определенный профиль, спо-

способный создавать резкие ударные колебания просеивающей поверхности. Такая особенность воздействия на просеивающую поверхность позволяет не допустить забивания сит материалом. Существенным недостатком конструкции является относительно быстрый износ кулачка и ответной части – сменного вкладыша [3].



1 – короб; 2 – просеивающая поверхность; 3 – пружины; 4 – вибровозбудитель

Рисунок 1.1 – Схема инерционного грохота



1 – короб; 2 – просеивающая поверхность; 3 – пружины; 4 – вибровозбудитель

Рисунок 1.2 – Схема самобалансного грохота

Электровибрационные грохоты оснащаются электромагнитными вибраторами для создания колебаний. Достоинство этих грохотов – отсутствие механического привода с трущимися элементами, относительно легкий пуск и регулировка амплитуды колебаний. К недостаткам относятся необходимость установки специального генератора, неравномерный и относительно быстрый износ сита и неодинаковая амплитуда колебаний сита [1, 3].

К классу вибрационных принадлежат и резонансные грохоты. Они приводятся в работу механическим приводом или электромагнитными вибровозбудителями [8]. В [8, 9] в резонансных грохотах отмечены следующие недостатки: низкая стабильность процесса, сложность конструкции и большая металлоемкость.

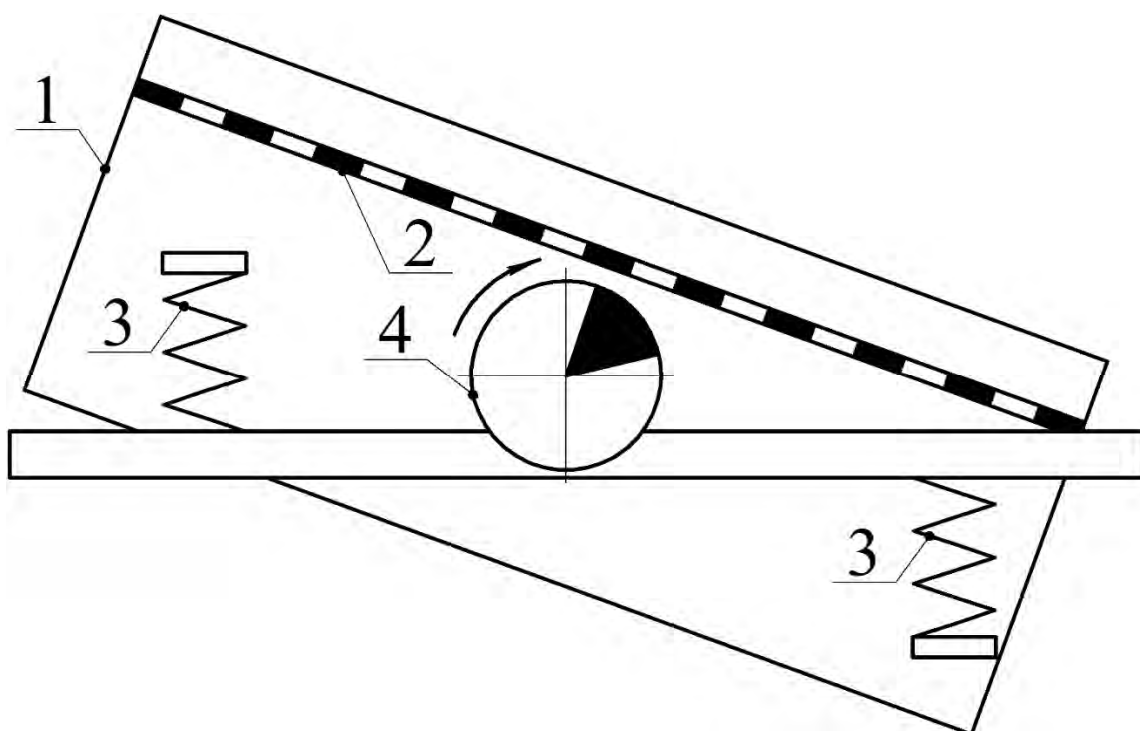
Для описанных конструкций вибрационных грохотов существует большое разнообразие просеивающих поверхностей. Выбор размера и формы отверстий, доли открытой площади, материала и гибкости просеивающей поверхности играет решающее значение в обеспечении производительности грохота. Такие поверхности обычно изготавливают из стали, резины или полиуретана [2, 10].

Во всех описанных конструкциях вибрационных грохотов происходит сложный процесс взаимодействия просеивающей поверхности с материалом, в основе которого лежит сочетание вибрационного и гравитационного воздействия. Вибрация обеспечивает ускорение частиц и их подбрасывание. Это снижает влияние трения, облегчает просеивание и способствует расслоению материала. Гравитационное действие заключается в прохождении частиц сквозь отверстия сита под действием сил тяжести.

Отдельно стоит выделить гирационные (полувибрационные) грохоты, которые занимают промежуточное положение между качающимися и вибрационными. Приводятся они в движение с помощью эксцентрикового вала (на рисунке не показан), при этом короб получает кинематически определенные движения в средней части, а характер движения его концов зависит от жесткости пружин, масс, участвующих в движении, и других параметров, как в вибрационных грохотах. В течение одного оборота вала сито грохота остается параллельным самому себе (рисунок 1.3) [5, 11].

Преимуществом гирационных грохотов является стабильность колебательных режимов, не зависящих от массы материала на сите [11, 12]. В литературных источниках отмечен основной недостаток таких грохотов – относительная сложность конструкции по сравнению с инерционными [12, 13].

Отдельным классом оборудования выступают плоские качающиеся грохоты. Их просеивающие поверхности совершают различное движение: возвратно-поступательное, круговое или их комбинацию, называемую сложным движением.



1 – корпус; 2 – просеивающая поверхность; 3 – пружины; 4 – вибровозбудитель

Рисунок 1.3 – Схема гирационного грохота

На рисунке 1.4 представлены схемы плоских качающихся грохотов с различными видами движения корпуса.

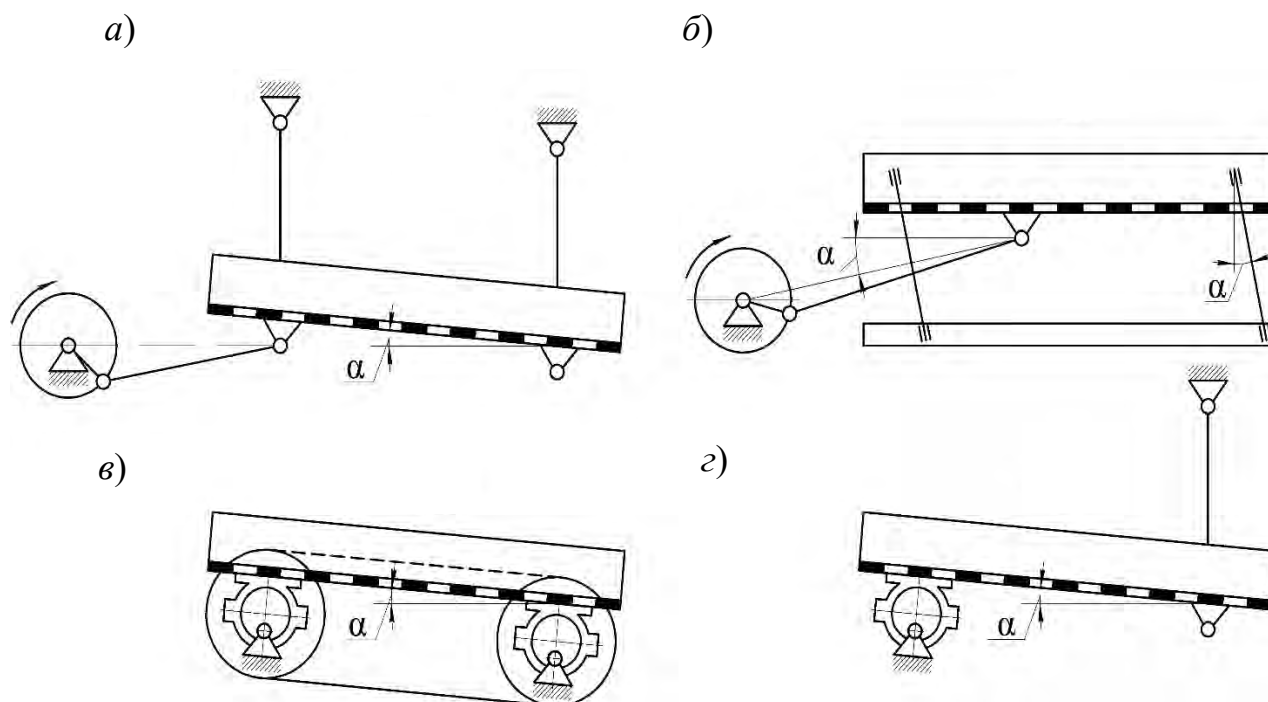


Рисунок 1.4 – Схемы плоских качающихся грохотов

Грохот с наклонным коробом на шарнирных подвесках с эксцентрик-овым приводным механизмом (см. рисунок 1.4, а) обеспечивает подбрасывание частиц, что улучшает процесс разделения материала по крупности.

Схема грохота с горизонтальным расположением короба (см. рисунок 1.4, б), установленного на наклонных пружинящих опорах под углом α , позволяет совершать дифференциальное движение, при котором характеристики движения в одну сторону отличаются от движения в другую сторону. Материал подбрасывается, благодаря чему осуществляется его продвижение вдоль сита.

Схема двухкривошипного грохота с наклонным коробом, совершающим круговые качания в вертикальной плоскости, представлена на рисунке 1.4, в.

Схема, изображенная на рисунке 1.4, г, обеспечивает сложное движение короба. При этом его левая часть совершает круговые, а правая, поддерживаемая шарнирными подвесками, – прямолинейные качания.

Плоские качающиеся грохоты относятся к быстроходным. При их движении возникают силы инерции качающихся масс, воздействующие на основание. Это главный их недостаток. В качестве преимуществ отмечаются сравнительно высокая эффективность грохочения, простота конструкции и обслуживания [4, 14].

Для разделения материала по крупности применяются валковые грохоты. Их рабочая поверхность формируется валками, роликами или дисками, установленными на параллельных осях с заданными зазорами и вращаемыми в направлении движения материала. На валках часто размещаются диски с эксцентриситетом, имеющие форму треугольника с закругленными углами или зубчатую [5, 15]. Их применение способствует разрыхлению материала, его продвижению по грохоту и постоянной переориентации частиц относительно просеивающей поверхности. На рисунке 1.5 представлена схема движения материала на валковом грохоте.

Его разделение происходит в основном под действием сил тяжести. Однако при взаимодействии с рабочими элементами возникают силы трения, взаимные соударения частиц и подбрасывание материала, что придает процессу свои особенности при работе с различными материалами. Применение валковых грохотов определяется конкретными технологическими задачами. Среди преимуществ выделяются: меньшее ударное воздействие на материал; сниженный уровень шума; способность эффективно работать с материалом, склонным к налипанию [10]. Недостатки: массивная конструкция; сложность устройства и технического обслуживания [16].

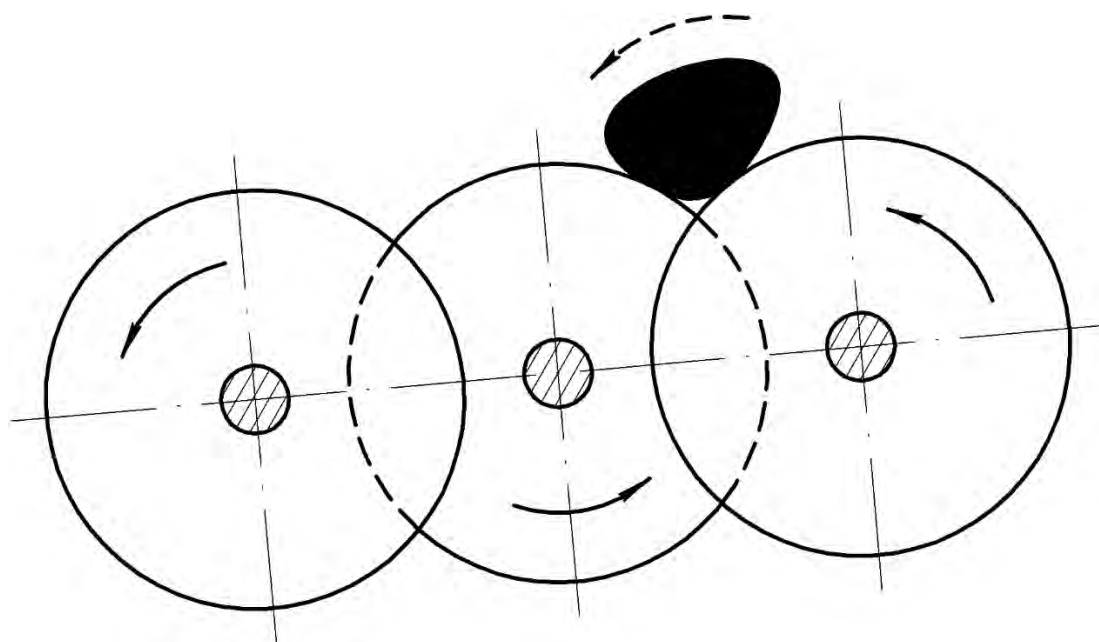


Рисунок 1.5 – Схема движения материала на валковом грохоте

Следующий класс машин – барабанные грохоты. Разделение материала в них происходит за счет комбинированного воздействия сил тяжести, инерции, сопровождаемого ударным взаимодействием частиц друг с другом и со стенками грохота. Этот процесс обеспечивается конструкцией барабана, который представляет собой вращающееся сито цилиндрической, многогранной или конической формы. Барабан располагается под определенным углом к опорной поверхности (рисунок 1.6).

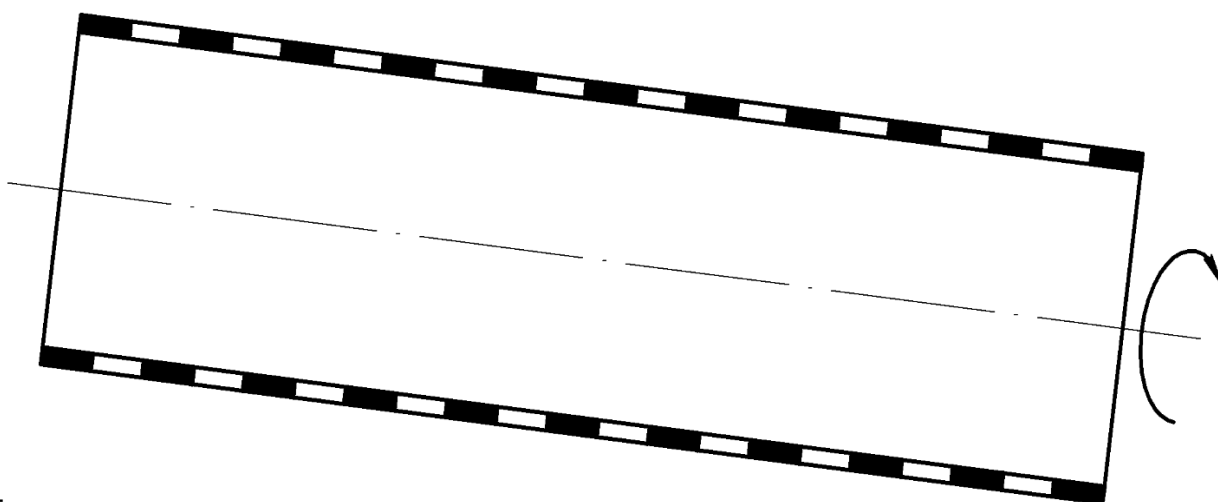


Рисунок 1.6 – Схема барабанного грохота

Для интенсификации процесса внутри барабана устанавливают спирали и перегородки, обеспечивающие перемешивание и направленное движение материала.

Передвижение материала по решетку барабанного грохота происходит почти без встряхивания и перемешивания, что отрицательно сказывается на качестве грохочения, т. к. значительная часть мелких частиц располагается в верхних слоях. При этом использование рабочей площади составляет 12 %...20 % от общей. По сравнению с плоскими подвижными грохотами барабанные, при одинаковой производительности, имеют значительно большие габариты и массу. Основное достоинство барабанных грохотов – медленное равномерное вращение, отсутствие толчков, что позволяет устанавливать их в верхних этажах зданий и на передвижных установках. К недостаткам следует отнести низкую эффективность грохочения [3, 14, 17, 18].

Для более полного анализа были изучены запатентованные конструкции грохотов. Большинство изобретений и полезных моделей позволяют повысить производительность и эффективность процесса. Их авторы предлагают, в частности, следующие способы усовершенствований: увеличение траекторий движения частиц и ликвидацию зон застоя материала [19]; интенсивное перемешивание материала со сложным вариантом его движения [20, 21]; различное взаимное расположение сит решета [22]; применение эластичной просеивающей поверхности, совершающей волнообразное движение [23]; применение гибких элементов, обеспечивающее подбрасывание материала с одновременным его перемещением [24]; изменение площади ячеек сита, способствующее самоочистке и устранению налипания грохотимого материала [25]; перемешивание просеиваемого материала [26]; увеличение скорости движения частиц и многократная переориентация их сторон по отношению к просеивающей поверхности [27]; применение различных форм отверстий просеивающей поверхности или их сочетаний [28, 29]; применение ударного воздействия на сито [30]; увеличение длительности грохочения за счет придания материалу определенного вида движения [31]; взаимное перемещение элементов сита для улучшения его очистки [32].

Другая часть изысканий посвящается решению таких, как повышение надежности узлов, упрощение конструкции и уменьшение мощности, затрачиваемой на привод просеивающей поверхности [33–35].

В целом, проведенный анализ позволяет сделать заключение: в существующих грохотах взаимодействия рабочих органов с материалом основаны не на одном явлении, а на их сочетании. В одних случаях это заложено, собственно, в рабочий процесс, в других – они сопутствующие. Анализ технических решений, представленный в патентах на изобретения и полезные модели, дал возможность установить, что пути повышения эффективности грохочения связаны с дополнительным воздействием на материал.

При разработке новой машины используется техническая гипотеза, основанная на комплексном сочетании разнообразных воздействий на обрабатываемый материал. Увеличение числа вариантов взаимодействия между рабочими органами и материалом обеспечивает более полную адаптацию к его свойствам. Такой адаптивный подход способствует повышению эффективности технологического процесса и расширению функциональных возможностей машины.

1.2 Разработка цепных агрегатов многоцелевого назначения и оценка областей их использования

Предпосылками к созданию новых машин являются: во-первых, необходимость повышения эффективности разделения материалов по крупности и снижение удельной энергоемкости процессов с одновременным обеспечением высокой надежности самих машин и снижением вредного воздействия на окружающую среду; во-вторых, потребность в компактных универсальных машинах, способных перерабатывать широкий спектр материалов.

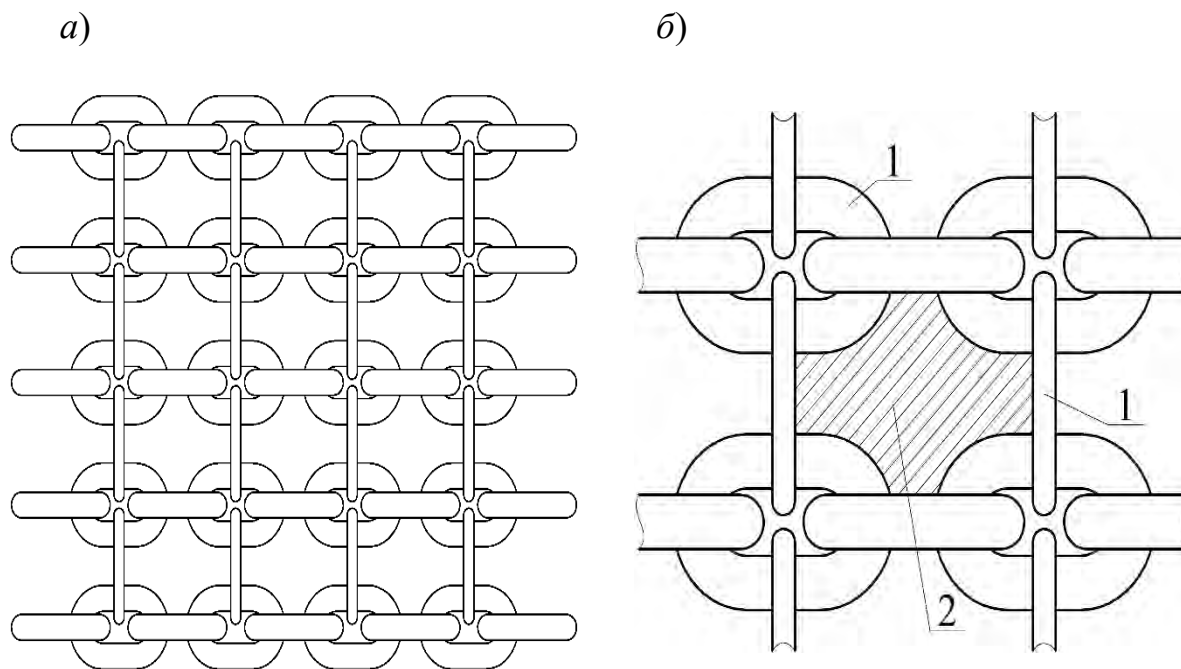
Технический и технологический прорыв в области создания новых машин для механической обработки материалов стал возможным благодаря внедрению адаптивного механизма воздействия на обрабатываемую среду [36, 37]. Этот механизм положен в основу создания цепных агрегатов и реализован в виде просеивающей поверхности, образованной цепями. На рисунке 1.7 представлен один из возможных вариантов такой поверхности.

Под адаптивностью подразумевается процесс, при котором просеивающая поверхность, изготовленная из цепей (см. рисунок 1.7), подстраивается под свойства материала и условия работы, что достигается за счет податливой структуры системы звеньев. Поверхность, образованную таким способом, назовем цепным полотном или цепным рабочим органом.

В представленной конструкции (см. рисунок 1.7) звенья цепей могут поворачиваться и смещаться друг относительно друга. Это приводит к изменению размеров отверстий (ячеек) в процессе заданного движения всей поверхности и при взаимодействии с материалом. Такая подвижность звеньев цепи способствует ее самоочистке, что особенно важно при работе с влажными и липкими материалами. Гибкость просеивающей поверхности и подвижность звеньев позволяют также подстраиваться под неоднородные материалы, амортизировать удары и равномерно распределять нагрузку по всей просеивающей поверхности.

Дополнительно отметим, что цепи образуют объемную поверхность с неровностями. Это при движении материала способствует постоянному

изменению траекторий движения частиц и их ориентации в пространстве. Такое взаимодействие повышает эффективность технологического процесса.



а – просеивающая поверхность; *б* – увеличенный фрагмент; 1 – звенья цепи; 2 – отверстие (ячейка)

Рисунок 1.7 – Просеивающая поверхность цепного агрегата, образованная круглозвенными цепями

Для изготовления описанной конструкции цепного полотна используется готовый ассортимент цепей с учетом требуемого размера ячеек и задаваемого диапазона подвижности звеньев. Возможно изготовление цепей под конкретные условия эксплуатации, например при работе с абразивными материалами из износостойких марок стали. Изготовленная таким образом конструкция просеивающей поверхности позволяет перерабатывать как сыпучие материалы, так и влажные, склонные к налипанию, в том числе неоднородные.

Для достижения необходимых адаптивных процессов просеивающей поверхности нужно задать определенную форму и вид движения. Отметим, что не при всех вариантах закрепления и формы просеивающей поверхности возможно достичь адаптивности в ходе разделения материалов на фракции. Несвойственна адаптивность при плоской форме просеивающей поверхности с жестко закрепленными краями (рисунок 1.8).

Наиболее полно адаптивные процессы реализуются в натурально изогнутой под действием сил тяжести поверхности цепного полотна с закрепленными прямолинейными краями (рисунок 1.9) [36, 38].

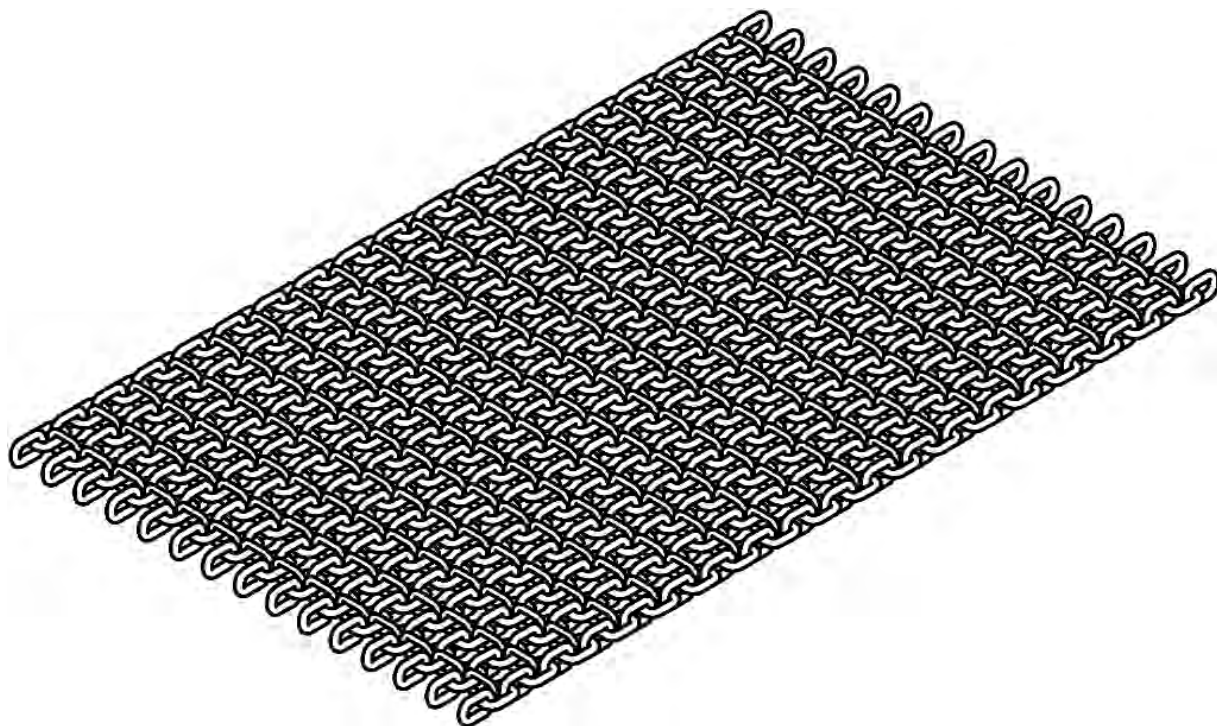


Рисунок 1.8 – Плоская форма просеивающей поверхности

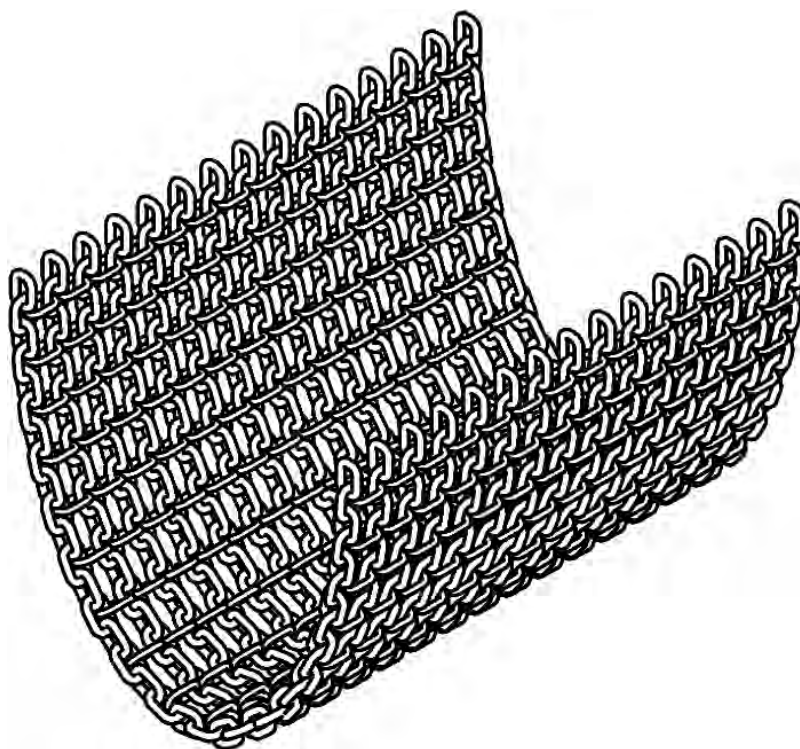


Рисунок 1.9 – Базовое исполнение просеивающей поверхности цепного агрегата

Сама поверхность может иметь различную кривизну (провисание) и приводиться в движение различными способами. Для целостного восприятия видов движения базового варианта просеивающей поверхности восполь-

зуюемся методами анализа структуры и кинематических связей, приводя их к условиям работы технологических агрегатов. На рисунке 1.10 представлены возможные варианты движения цепного полотна [36, 38].

Схема 1 (см. рисунок 1.10). Привод цепного полотна через штангу в его нижней части с помощью кривошипно-шатунного механизма. Такое решение отличается простотой реализации и обеспечивает значительные перемещения рабочих элементов, что очень важно для переработки материалов. Верхний способ закрепления цепного полотна позволяет проводить рабочий процесс в режиме маятника и создавать в обрабатываемой среде значительные динамические воздействия.

Схема 2 (см. рисунок 1.10). Качающиеся движения верхних концов цепного полотна относительно центральной оси его подвеса. Это исполнение не позволяет создать значительные перемещения рабочих элементов, однако обеспечивает необходимый характер движения для осуществления грохочения.

Схема 3 (см. рисунок 1.10). Точки подвеса цепного полотна совершают синхронные плоские перемещения друг относительно друга. В целом такой характер движения по своим технологическим характеристикам близок к схеме 2, поэтому ее можно использовать по аналогичному назначению.

Схема 4 (см. рисунок 1.10). Отличается от схемы 1 тем, что перемещение штанги в центральной части цепного полотна осуществляется в направляющих. Этим обеспечивается образование двухкамерной рабочей зоны и, как следствие, повышение интенсивности обработки материала за счет усложнения конструкции. Данная схема может быть использована для переработки материалов повышенной влажности и с меньшими нагрузками на приводной механизм.

Схема 5 (см. рисунок 1.10). Продольные периодические колебания цепного полотна с приводом на его нижнюю часть. При горизонтальной установке рабочего оборудования особых преимуществ не имеет, однако наклон цепного полотна превращает всю систему в своеобразный качающийся питатель, что в ряде случаев может оказаться положительным, например при работе с нерудными материалами.

Схема 6 (см. рисунок 1.10). Периодические подъемы в вертикальном направлении центральной части цепного полотна. По своей эффективности примерно соответствует схемам 2 и 3, но подъем цепного полотна с загруженным на него материалом может энергетически быть достаточно затратным, что ограничивает область применения подобного технического решения.

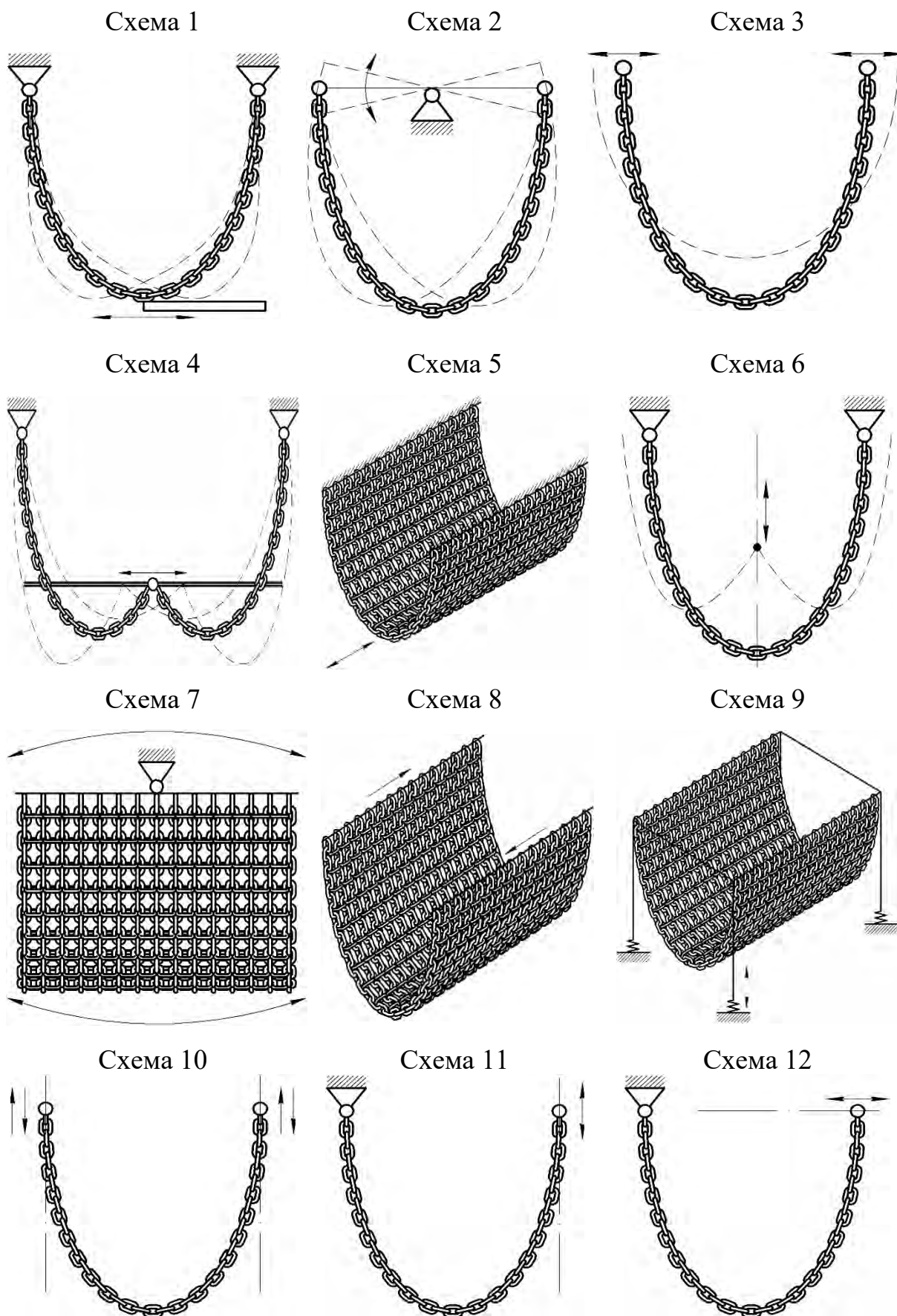


Рисунок 1.10 – Варианты движения просеивающей поверхности

Схема 7 (см. рисунок 1.10). Периодические повороты концов цепного полотна относительно его подвеса на оси перпендикулярно образующей нижних точек провисания отрезков цепей. Такое решение вряд ли найдет практическое применение, т. к. интенсивность процесса низкая, в центральной части рабочей камеры обширная застойная зона и отсутствует управляемый характер движения материала.

Схема 8 (см. рисунок 1.10). Периодические взаимные перемещения концов подвеса цепного полотна параллельно друг другу. Характеризуется аналогично схеме 7 и практической значимости не имеет.

Схема 9 (см. рисунок 1.10). Всей конструкции сообщаются вибрационные колебания. Использование агрегата подобным образом возможно только на зернистых средах. Примером может служить грохочение материалов в специальных условиях, например при загрузке его мелющими телами.

Схема 10 (см. рисунок 1.10). Концы цепного полотна движутся в вертикальном направлении в противоположные стороны. Такой способ движения может быть использован при необходимости перетирания материала до определенного размера частиц.

Схема 11 (см. рисунок 1.10). Один из концов цепного полотна зафиксирован, а второй совершает периодические вертикальные перемещения. По сути и назначению близка к схеме 10.

Схема 12 (см. рисунок 1.10). Один конец цепного полотна зафиксирован, а второй движется в горизонтальном направлении. Преимуществом такого способа является то, что при выпрямлении просеивающей поверхности (или близкому к этому положению) материал может подбрасываться и распределяться по поверхности, что повышает вероятность прохождения частиц через полотно.

Анализ описанных схем движения цепных рабочих органов (см. рисунок 1.10) позволяет заключить, что для реального практического использования в наибольшей степени подходят схемы 1 и 4, которые отличаются простотой, обеспечивают достаточно интенсивное воздействие на материал и дают возможность с минимальными конструктивными изменениями провести их технологическое опробование [36, 39].

Для испытаний был изготовлен цепной агрегат с вариантом движения рабочих органов, представленным на схеме 1 (см. рисунок 1.10), а также на его основе рассмотрены варианты выполнения агрегатов (рисунок 1.11), приведенные в [40, 41]. Предшественником этой разработки является устройство для измельчения сыпучих материалов [42].

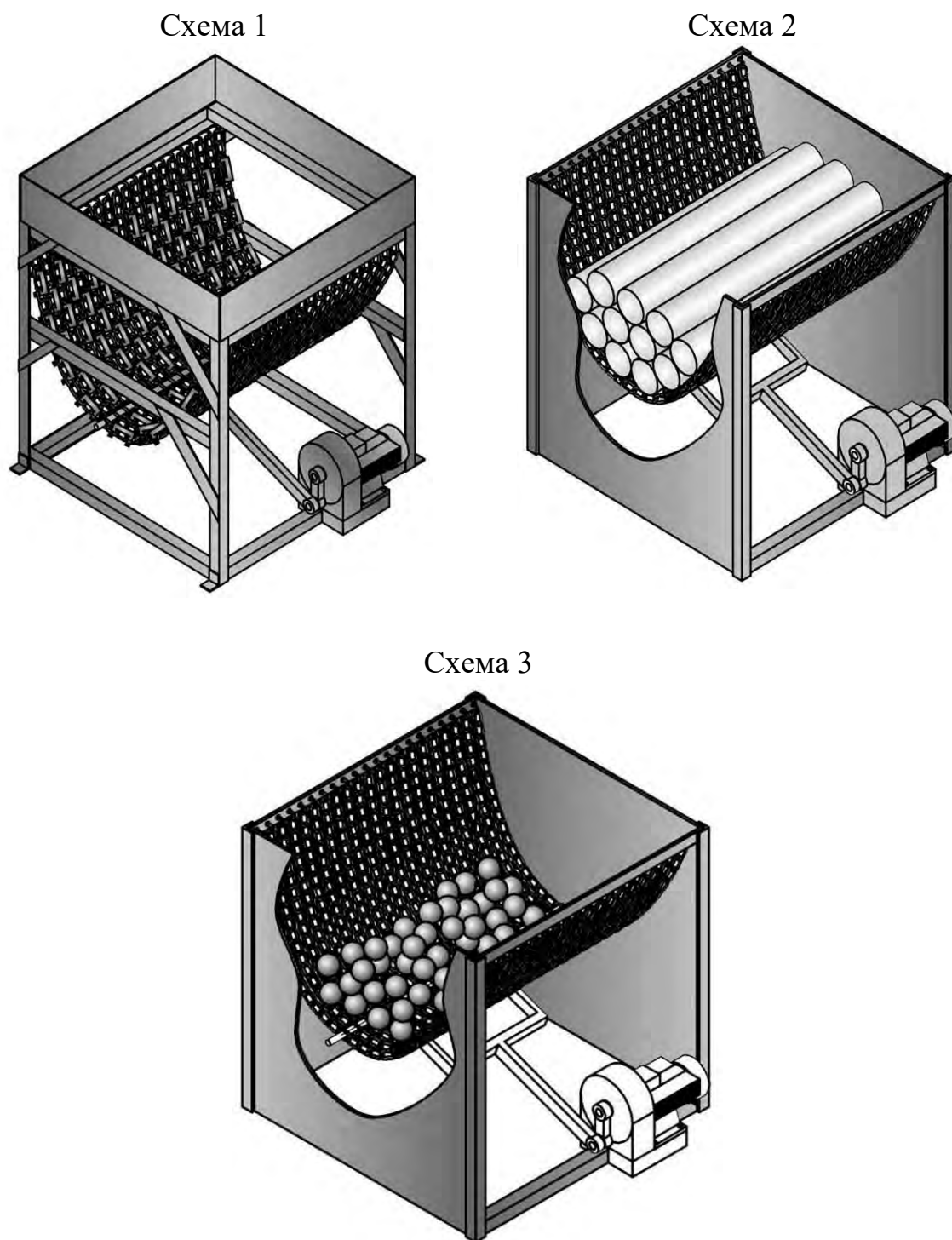


Рисунок 1.11 – Варианты цепных агрегатов [38]

В основу разрабатываемых конструкций положен принцип совмещения в одном агрегате нескольких технологических операций: разделение по крупности, измельчение, рыхление и удаление посторонних включений.

Измельчитель влажных материалов (см. рисунок 1.11, схема 1). Для эффективной переработки широкой гаммы таких влажных сырьевых

материалов, как мел, мергель, глина, трепел, торф, глинозем и многие другие, предложен агрегат в составе основного оборудования. Материал карьерной влажности подвергается интенсивному разрушению путем ударов, среза, истирания, мелких сколов и просыпается или продавливается через цепное полотно в виде мелкоизмельченного продукта. Крупные недробимые включения задерживаются на цепной поверхности и удаляются. Агрегат может работать на материалах с высокой влажностью и с любой исходной крупностью, соизмеримой с размерами приемного отверстия. При этом наличие большой массы материала в рабочей камере только способствует улучшению условий его разрушения и принудительного продавливания через элементы цепного полотна [36, 43].

Устройство для селективного измельчения (см. рисунок 1.11, схема 2). Применяется для измельчения минерального сырья и может быть использовано для селективного дробления различных материалов малой и средней прочности, например известняка, калийной руды, цеолита, туфа, мрамора, перед их последующим обогащением, сушкой или приготовлением суспензий и смесевых композиций. Рабочий процесс осуществляется следующим образом. Материал, попадая в зону действия рабочего оборудования, имеющего большое число зон активного воздействия и, по меньшей мере, один мелющий элемент, интенсивно измельчается за счет многочисленных ударов, истирания, сколов и срезов. Частицы, когда их размеры достигают определенной величины, позволяющей им проходить между звеньями цепей, просыпаются между ними в виде готового для последующего использования продукта [36, 44].

Механоактиватор для сырьевых смесей (см. рисунок 1.11, схема 3). Для механоактивации твердых материалов можно использовать агрегат с цепным оборудованием, в котором в качестве измельчающих элементов применяется множество металлических шаров. Это, по сути, есть шаровая мельница с приводом от кинематических деформируемых стенок помольной камеры с достаточно интенсивным процессом измельчения. При работе механоактиватора происходит не только избирательное измельчение, но и образование новой поверхности на подавляющем большинстве частиц исходной сырьевой массы. Его технологическая область применения – механоактивация компонентов бетонной смеси по раздельной технологии производства [36, 38].

Кроме описанных вариантов применения цепных агрегатов, при определенном изменении конструкции рабочей камеры и ее привода они могут быть смесителями [45], галтовочными машинами и сушилками кипящего слоя. Такое разнообразие применений цепного агрегата характеризует его широкий технологический потенциал.

С целью установления картины процессов, происходящих в рабочей камере цепного агрегата, был создан измельчитель влажных материалов и проведен анализ взаимодействия цепного полотна с материалом на основе сделанной кинограммы (рисунок 1.12).

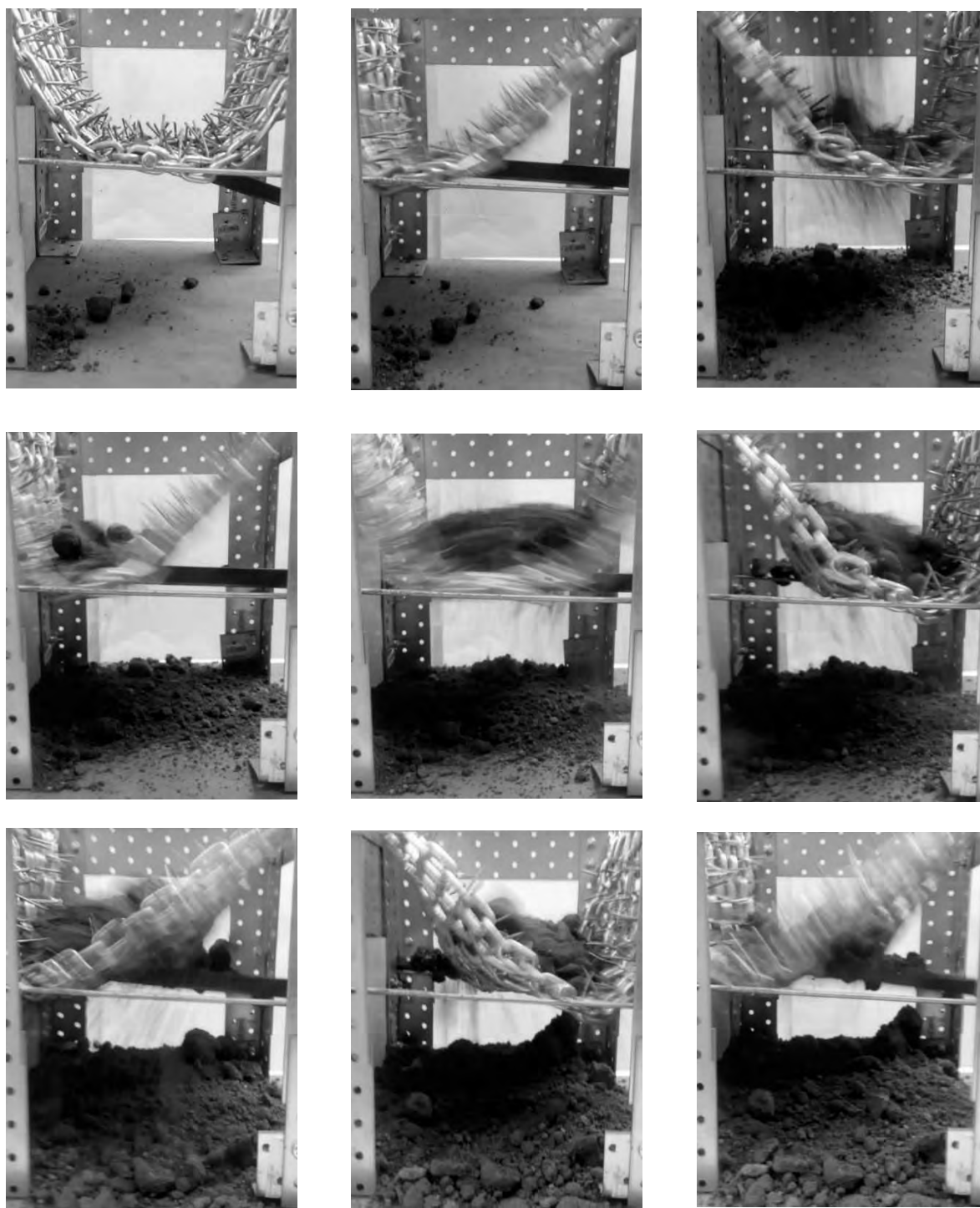


Рисунок 1.12 – Кинограмма процесса измельчения материала на опытном образце [36, 38]

Скорость частиц загруженного в рабочую камеру для измельчения материала непрерывно изменяется по величине и направлению. Вследствие их ударного взаимодействия между собой и со звеньями цепных полотен с установленными на них зубьями (в данном исполнении) происходит разрушение. Образовавшиеся частицы, меньшие зазоров в цепном полотне, просыпаются через него в виде готового для последующего использования продукта.

На основании кинограммы (см. рисунок 1.12) построена приближенная схема движения рабочего органа цепного агрегата (рисунок 1.13).

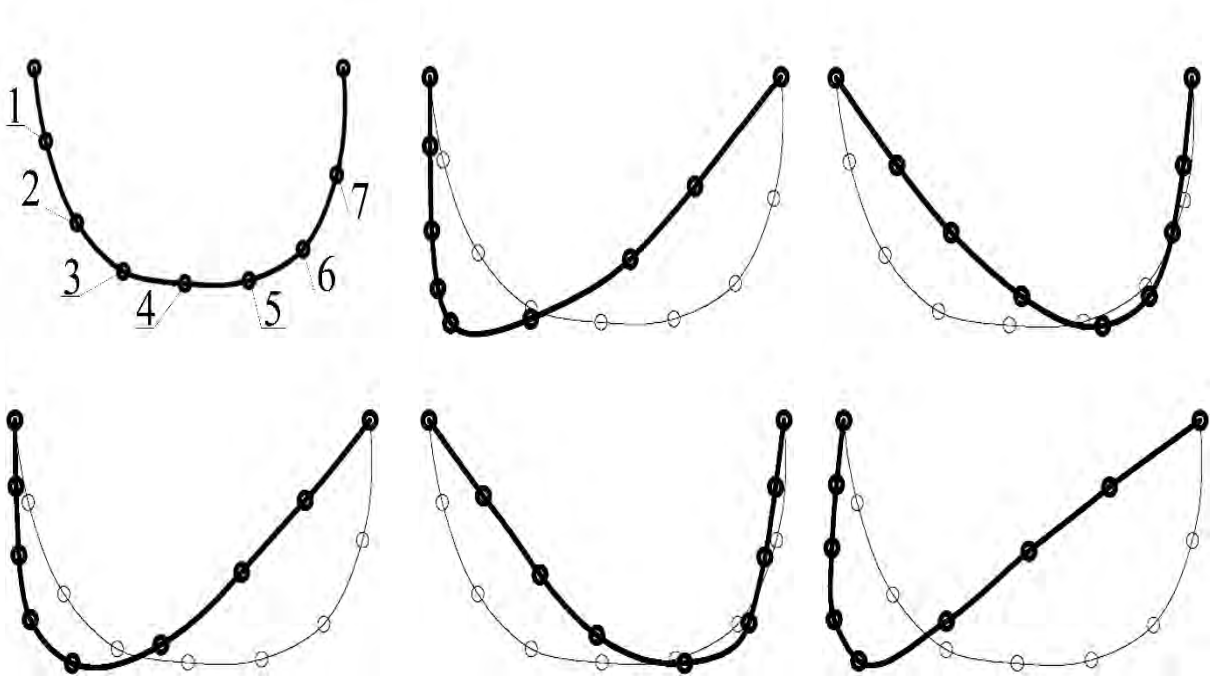
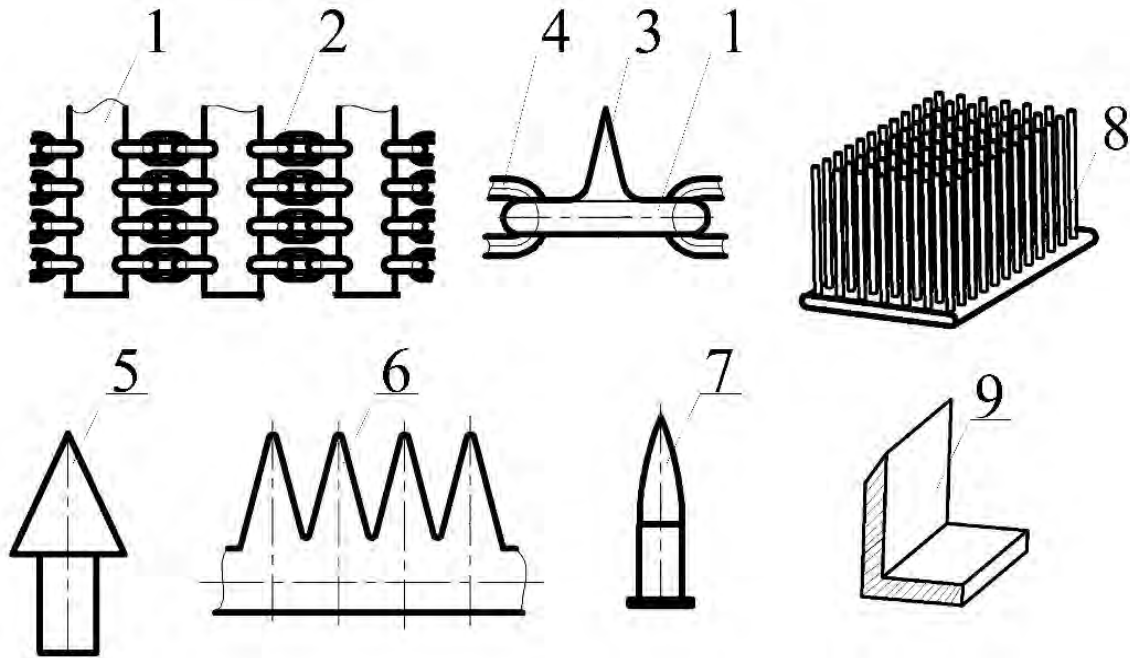


Рисунок 1.13 – Приближенная схема движения рабочего органа цепного агрегата [36]

Из ее анализа установлено, что максимальное перемещение совершает точка 4 (место соединения с приводным механизмом). От нее движение передается другим участкам цепного полотна. Часть цепного полотна возле точки 4 не выполняет ударного воздействия на материал, поэтому не оказывает на него разрушительного эффекта. Точки 2, 3, 5, 6 совершают максимальное перемещение, что предполагает наибольшую степень разрушения материала в их окрестности. В этих точках целесообразно располагать дополнительные интенсификаторы измельчения. Точки 1 и 7 выполняют наименьшие перемещения, а участки полотна возле них имеют наименьшую зону контакта с загруженным материалом [36, 46].

Как отмечено ранее, для интенсификации рабочего процесса камера может дополнительно оснащаться зубьями, гребенками, стержнями, металлическими щетками и ножами, а также фрезерным рабочим органом [47].

Применение подобных элементов способствует созданию раскалывающих, срезающих, истирающих и ударных воздействий на структуру исходного продукта. Возможные варианты интенсификаторов представлены на рисунке 1.14.



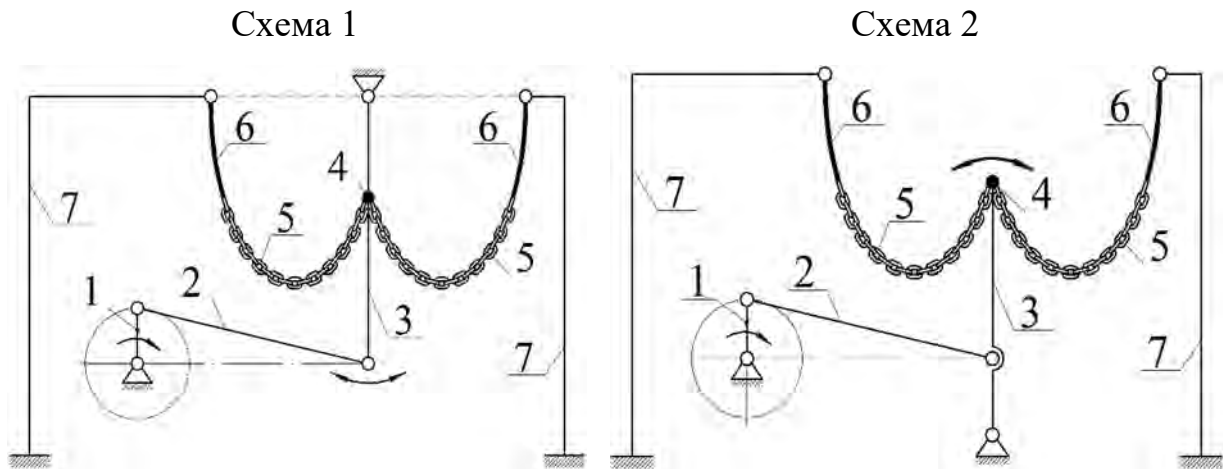
1 – планка; 2 – цепной элемент; 3 – нож; 4 – звено; 5 – зуб; 6 – гребенка; 7 – стержень; 8 – металлическая щетка; 9 – нож

Рисунок 1.14 – Варианты интенсификаторов цепного полотна [36, 48]

Проведенные испытания, исследования движения рабочего органа и структурный анализ конструкции цепных агрегатов показали, что они обладают целым рядом недостатков, к числу которых можно отнести: недостаточный уровень силового воздействия на обрабатываемые материалы из-за невозможности установки крупных зубьев и других интенсификаторов процесса, необходимых для разрушения крупного кускового материала; ограниченные размеры по ширине рабочей камеры; повышенные рабочие нагрузки на элементы конструкции, в частности на приводной механизм; наличие зон низкой интенсивности процесса в районе боковых стенок [49, 50].

С учетом перечисленных недостатков была обоснована и реализована конструкция цепного агрегата с двухкамерной рабочей зоной, который получил название «двухволновой». Предлагаемая конструкция, разработанная на основе анализа большого числа технических решений цепных агрегатов, в необходимой степени учитывает весь цикл выполненных ранее поисковых исследований и отражает потенциальные возможности по переработке различных материалов [38, 39, 42–44, 47, 51–53].

На рисунке 1.15 показаны схемы цепного агрегата с двухволновой рабочей камерой и различными вариантами приводного механизма.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – рабочая штанга; 5 – цепные полотна; 6 – гибкие стенки; 7 – рама

Рисунок 1.15 – Варианты схем цепного агрегата с двухволновой рабочей камерой

В качестве привода был выбран кривошипно-коромысловый механизм (см. рисунок 1.15, схемы 1 и 2). В нем входным звеном является кривошип 1, а выходным – коромысло 3, совершающее качательное движение в пределах определенного угла.

Отличительной особенностью приводного механизма такой конструкции является то, что все его звенья соединены шарнирами. Это не требует применения направляющих для обеспечения движения, как, например, в кривошипно-ползунном механизме, и, таким образом, ведет к минимизации трения, износа и энергетических потерь.

Применение описанного механизма для привода просеивающей поверхности обеспечивает равномерное и контролируемое движение выходного звена с возможностью регулирования его геометрических и кинематических параметров, в том числе симметричное и асимметричное движение. Данные изменения достигаются за счет варьирования геометрических соотношений звеньев механизма [54–58].

Разделение камеры на две части при реализации процесса позволяет создать дополнительное силовое воздействие на материал в виде ударов со стороны рабочей штанги 4, которая жестко связана с коромыслом 3 (см. рисунок 1.15), что делает процесс технологически управляемым. Для интенсификации

фикации процессов на ней, как отмечалось ранее, могут быть установлены ножи, зубья и другие элементы (см. рисунок 1.14).

Замена верхней части просеивающих поверхностей гибкими стенками 6 обоснована неэффективным взаимодействием материала с рабочими элементами [49, 50].

На первоначальной стадии проектирования цепного агрегата анализировались две его возможные кинематические схемы, представленные на рисунке 1.15. Конструктивное различие между ними заключается в расположении осей качания O_2 коромысла 3: на схеме 1 оно закреплено вверху, на схеме 2 – внизу. Каждый из вариантов имеет свои преимущества и недостатки. Верхнее расположение коромысла создает определенные ограничения для загрузки рабочей камеры материалом, тогда как его нижнее закрепление является препятствием для размещения под ней приемной емкости или транспортера. Траектория, описываемая рабочей штангой 4 на схеме 1, направлена своей выпуклостью вниз, а на схеме 2 – вверх. Это же направление выпуклостей траектории свойственно и частицам материала, находящимся на цепных полотнах. Возникающие при движении центробежные силы инерции частиц в первом случае направлены преимущественно вниз, во втором – вверх. В первом случае это приводит к увеличению сжимающих сил взаимодействия частиц между собой и со звеньями цепей, способствуя тем самым их разрушению и просыпанию сквозь полотна, во втором – эффект противоположный.

Сравнительный анализ структур приводных механизмов рабочих камер на схемах 1 и 2 показывает, что для достижения одинаковых характеристик движения во втором случае требуется более мощный двигатель.

Схемы 1 и 2 существенно отличаются и по виду деформации коромысла. Если в первом случае он подвержен растяжению и изгибу, то во втором – сжатию с изгибом. Последнее сочетание деформаций, как известно из механики материалов, опасно потерей устойчивости, приводящей к разрушению конструкции [59].

Поэтому в дальнейшем для проверки потенциальных возможностей цепного агрегата с двухволновой рабочей камерой был изготовлен и опробован лабораторный экспериментальный образец, выполненный по схеме 1 (см. рисунок 1.15), и проведены эксперименты по измельчению мела и глины. Полученные результаты позволили сделать заключение о его высокой технологической эффективности [36, 60].

В целом, на основании проведенного анализа и экспериментальных исследований можно констатировать, что конструкция цепного агрегата с двухволновой рабочей камерой имеет неоспоримую новизну и характеризуется широкими функциональными возможностями [36, 61].

Переход от лабораторного к опытно-промышленному образцу, а в дальнейшем к промышленной машине требует проведения углубленного теоретического анализа структурно-функциональной основы цепного агрегата – приводного механизма и рабочей камеры, а также полноценных технологических экспериментальных исследований в производственных условиях. Это может быть реализовано с применением научно обоснованных подходов, включающих теоретические исследования с их экспериментальным подтверждением.

Одной из основных задач при разработке цепных агрегатов является создание алгоритма проектирования приводного механизма, обеспечивающего заданное движение рабочей камеры с учетом их динамического взаимодействия. Это позволит оптимизировать параметры приводного механизма и рабочей камеры, а также подобрать двигатель, соответствующий требованиям по мощности, энергоэффективности и надежности, обеспечивая тем самым высокую производительность и долговечность агрегата в реальных условиях эксплуатации.

2 Теоретические исследования приводного механизма

2.1 Основные задачи теоретических исследований

В процессе исследования приводного механизма как структурно-функционального элемента нового объекта техники необходимо решить следующие задачи:

- исследовать влияние длин звеньев и их соотношений на геометрические характеристики движения выходного звена приводного механизма;
- определить область существования приводного механизма как кривошипно-коромыслового;
- установить геометрическую взаимосвязь углов поворота выходного и входного звеньев приводного механизма (найти уравнение движения коромысла);
- разработать метод кинематического анализа приводного механизма как структурного элемента цепного агрегата;
- установить взаимосвязь между геометрическими параметрами и кинематическими характеристиками звеньев приводного механизма;
- разработать метод силового анализа для определения силовых характеристик и поиска оптимальной конструкции приводного механизма, в том числе с учетом сил трения в кинематических парах и расположения его под углом к опорной поверхности.

2.2 Объект исследования

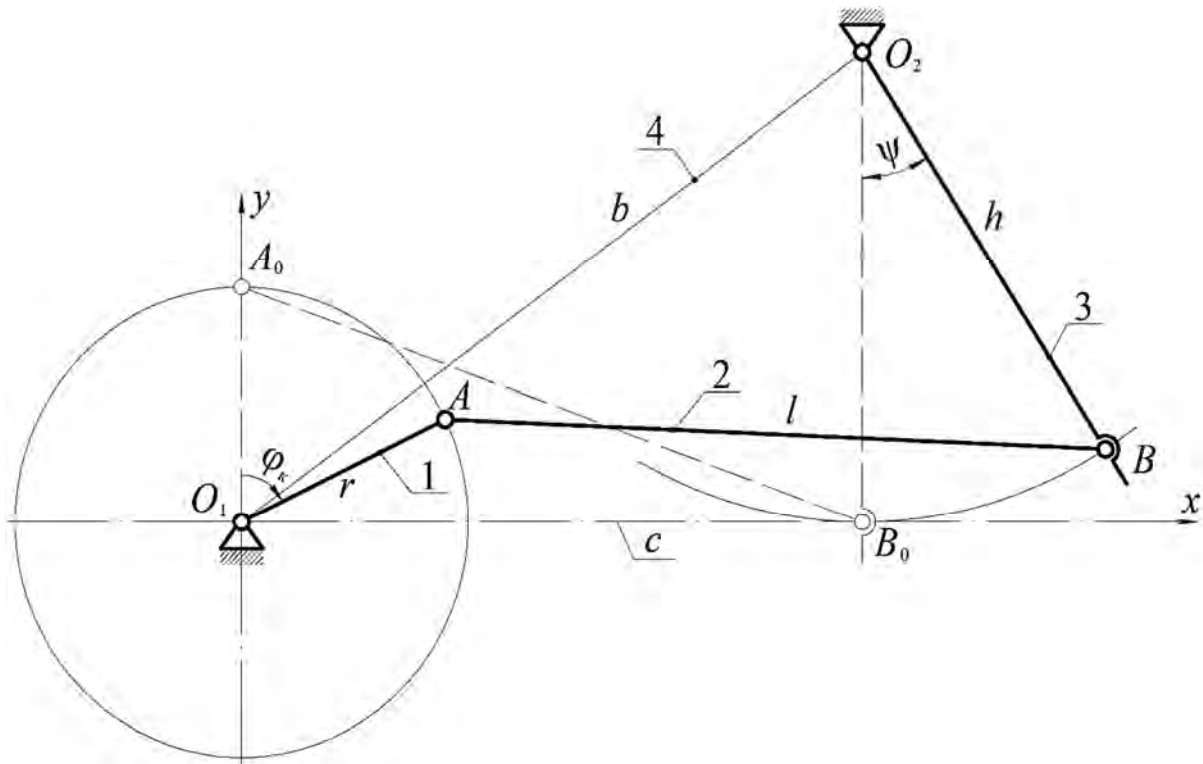
Объектом исследования является приводной механизм цепного агрегата, кинематическая схема которого представлена на рисунке 2.1.

Введем обозначения: O_1A – кривошип; AB – шатун; BO_2 – коромысло; O_1O_2 – стойка. Длины звеньев обозначим буквами: кривошип – r ; шатун – l ; коромысло – h ; стойка – b . Примем $O_1B_0 = c$.

В представленной на рисунке 2.1 схеме начало осей координат совмещаем с осью вращения кривошипа O_1 . Ось O_1x направляем по касательной к траектории, описываемой центром кинематической пары B . Предполагаем, что движение механизма начинается из положения $\varphi_k = 0^\circ$, $\psi = 0^\circ$. Звенья механизма в начальном положении показаны штриховой линией $O_1A_0B_0O_2$.

Функциональные свойства рабочей камеры агрегата в значительной степени определяются характером движения выходного звена 3, которое, в свою очередь, зависит от соотношения остальных звеньев. В процессе поиска приемлемого движения коромысла исследованы различные варианты

соотношений звеньев 1, 2 и 3 при неизменном взаимном расположении осей вращения кривошипа O_1 и коромысла O_2 .



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – стойка

Рисунок 2.1 – Кинематическая схема приводного механизма рабочей камеры цепного агрегата

При изменении длины только одного звена механизма условие, что при $\varphi_k = 0^\circ$ угол $\psi = 0^\circ$, не выполняется.

Поэтому в исследовании возможны только следующие варианты одновременного изменения длин двух звеньев приводного механизма:

- изменение длины кривошипа 1 и шатуна 2;
- изменение длины коромысла 3 и кривошипа 1;
- изменение длины коромысла 3 и шатуна 2.

В качестве базовой примем схему приводного механизма, изображенную на рисунке 2.1, и в дальнейших исследованиях будем считать, что в начальном положении механизма угол поворота кривошипа $\varphi_k = 0^\circ$ соответствует вертикальному положению коромысла ($\psi = 0^\circ$).

2.3 Исследование движения выходного звена приводного механизма

Одним из основных этапов проектирования приводного механизма цепного агрегата является исследование влияния геометрических параметров звеньев механизма на угол поворота выходного звена и асимметрию его движений. В основу исследований положен метод геометрического синтеза по двум положениям механизма [62–64]. В данном исследовании эти положения определены углами ψ_1 , ψ_2 поворота коромысла (рисунок 2.2) [54].

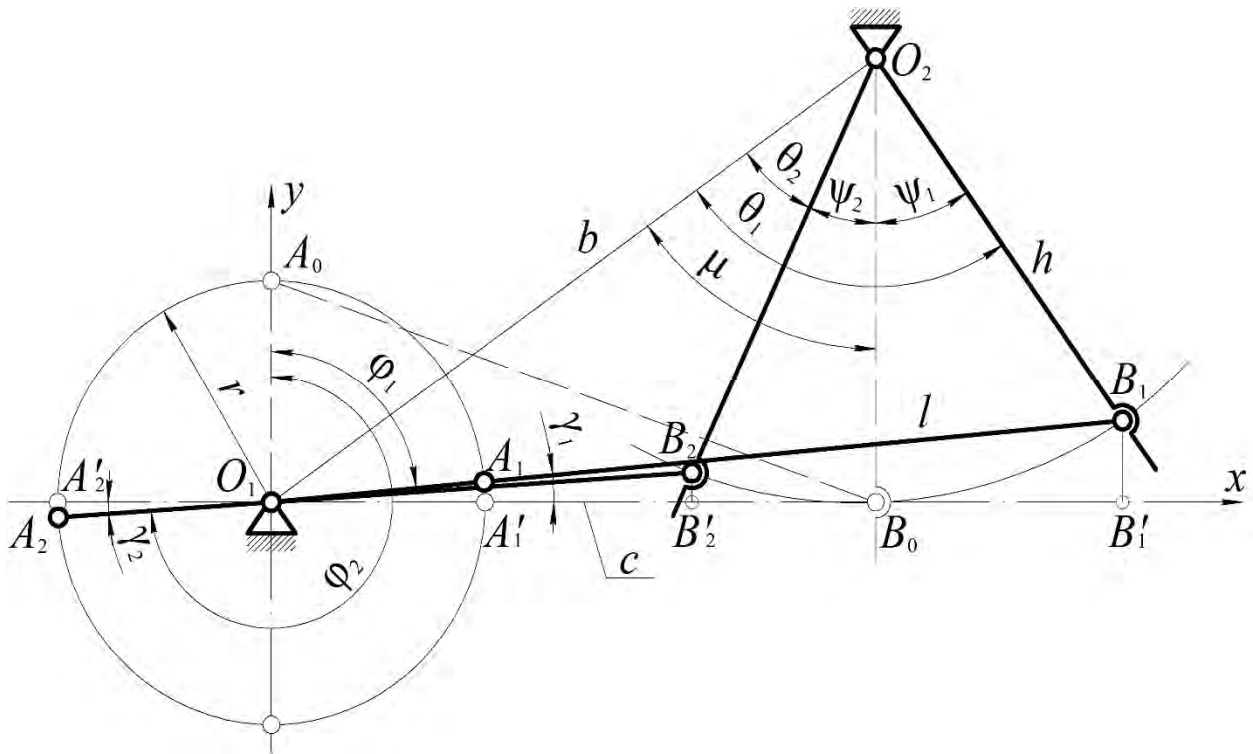


Рисунок 2.2 – Схема приводного механизма в крайних положениях коромысла

Звенья механизма обозначим буквами: O_1A_1 (O_1A_2) – кривошип; A_1B_1 (A_2B_2) – шатун; O_2B_1 (O_2B_2) – коромысло. Для изображения схемы приводного механизма в крайних положениях коромысла шатун показан с небольшим отклонением (в действительности кинематические пары A_2, O_1, A_1, B_2, B_1 находятся на одной прямой). Отрезок B_1B_2 равен $2r$.

При повороте кривошипа на угол ϕ_1 коромысло поворачивается в крайнее правое положение на амплитудный угол ψ_1 . Как видно из рисунка 2.2, $\psi_1 = \theta_1 - \mu$. Величину θ_1 найдем из треугольника $O_1O_2B_1$, в котором $O_1B_1 = l + r$, $B_1O_2 = h$, $O_1O_2 = b = \sqrt{(O_1B_0)^2 + h^2} = \sqrt{l^2 - r^2 + h^2}$. По теореме косинусов $(O_1B_1)^2 = (O_1O_2)^2 + (B_1O_2)^2 - 2(O_1O_2)(B_1O_2)\cos\theta_1$. Отсюда $\cos\theta_1 = \left[(O_1O_2)^2 + (B_1O_2)^2 - (O_1B_1)^2 \right] / 2(O_1O_2)(B_1O_2)$. Окончательно полу-

чаем $\cos \theta_1 = (h^2 - lr - r^2) / h\sqrt{h^2 + l^2 - r^2} = e_1$ и $\theta_1 = \arccos e_1$. Из треугольника $O_1B_0O_2$ находим $\operatorname{tg} \mu = O_1B_0 / B_0O_2 = (\sqrt{l^2 - r^2}) / h = k$. Отсюда $\mu = \operatorname{arctg} k$.

Таким образом, амплитудный угол

$$\psi_1 = \arccos e_1 - \operatorname{arctg} k. \quad (2.1)$$

Для определения угла ψ_2 снова обратимся к рисунку 2.2. Отметим, что $\psi_2 = \mu - \theta_2$. Угол μ уже определен, а угол θ_2 находим из треугольника $O_1O_2B_2$ по его стороне $O_1B_2 = l - r$. По той же теореме косинусов $(O_1B_2)^2 = (O_1O_2)^2 + (B_2O_2)^2 - 2(O_1O_2)(B_2O_2)\cos \theta_2$, откуда $\cos \theta_2 = [(O_1O_2)^2 + (B_2O_2)^2 - (O_1B_2)^2] / 2(O_1O_2)(B_2O_2)$ или $\cos \theta_2 = (h^2 + lr - r^2) / h \times \sqrt{l^2 - r^2 + h^2} = e_2$. Получаем $\theta_2 = \arccos e_2$ и

$$\psi_2 = \operatorname{arctg} k - \arccos e_2. \quad (2.2)$$

Определим углы поворота φ_1, φ_2 кривошипа, которым соответствуют углы ψ_1, ψ_2 . Из треугольника $O_1B_1B'_1$ записываем соотношение $B_1B'_1 / O_1B_1 = [h(1 - \cos \psi_1)] / (l + r) = \sin \gamma_1 = \cos \varphi_1$. Отсюда $\varphi_1 = \arccos p_1$, где $p_1 = [h(1 - \cos \psi_1)] / (l + r)$. Аналогично, рассматривая треугольники $O_1B_2B'_2$ и $O_1A_2A'_2$, получаем $A_2A'_2 / O_1A_2 = B_2B'_2 / O_1B_2 = [h(1 - \cos \psi_2)] / (l - r) = \sin \gamma_2 = \cos \varphi_2$. Отсюда $\varphi_2 = \arccos p_2$, где $p_2 = [h(1 - \cos \psi_2)] / (l - r)$. Окончательно угол $\varphi_2 = \arccos p_2 + (\pi)$.

Для исследования величин ψ_1, ψ_2 и их отношения $\eta = \psi_2 / \psi_1$ перейдем в формулах для $e_1 = \cos \theta_1, e_2 = \cos \theta_2$ и $k = \operatorname{tg} \mu$ к относительному безразмерному параметру $\rho = r/l$. Получаем $\cos \theta_1 = (\lambda^2 - \rho - \rho^2) / \lambda\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}$, $\cos \theta_2 = (\lambda^2 + \rho - \rho^2) / \lambda\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}$ и $\operatorname{tg} \mu = \sqrt{1 - \rho^2} / \lambda$. Здесь $\lambda = h/l$.

Используя формулы (2.1) и (2.2), установим зависимость величины амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра $\rho = 0,1 \dots 0,5$ при значениях $\lambda = 0,667; 1$ и $1,5$. Для наглядности представим их в виде графиков (рисунки 2.3–2.5).

Как видно из рисунков 2.3–2.5, при увеличении параметра ρ , это значит при сближении длин r и l , углы ψ_1, ψ_2 значительно возрастают, а при увеличении параметра λ их абсолютные значения уменьшаются.

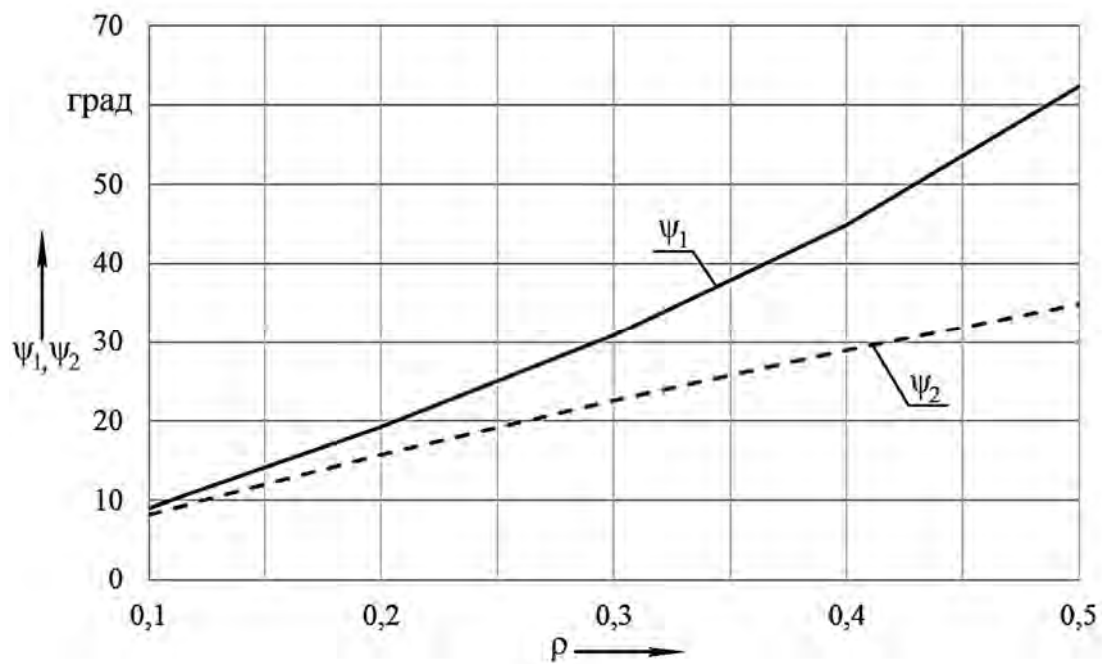


Рисунок 2.3 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 0,667$

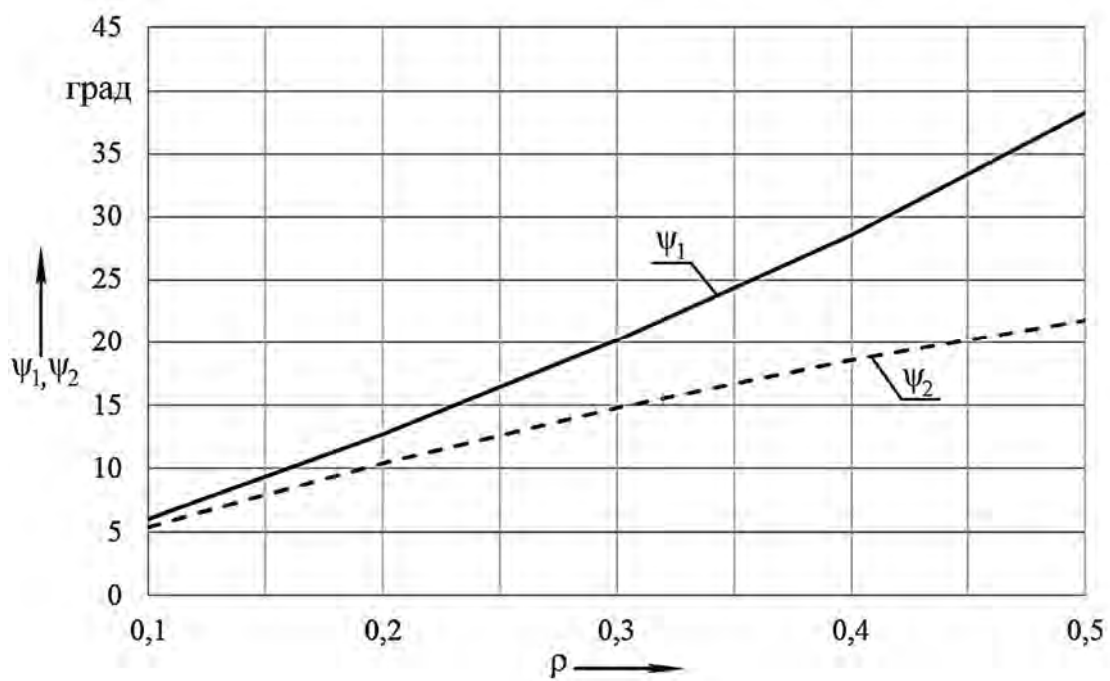


Рисунок 2.4 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 1$

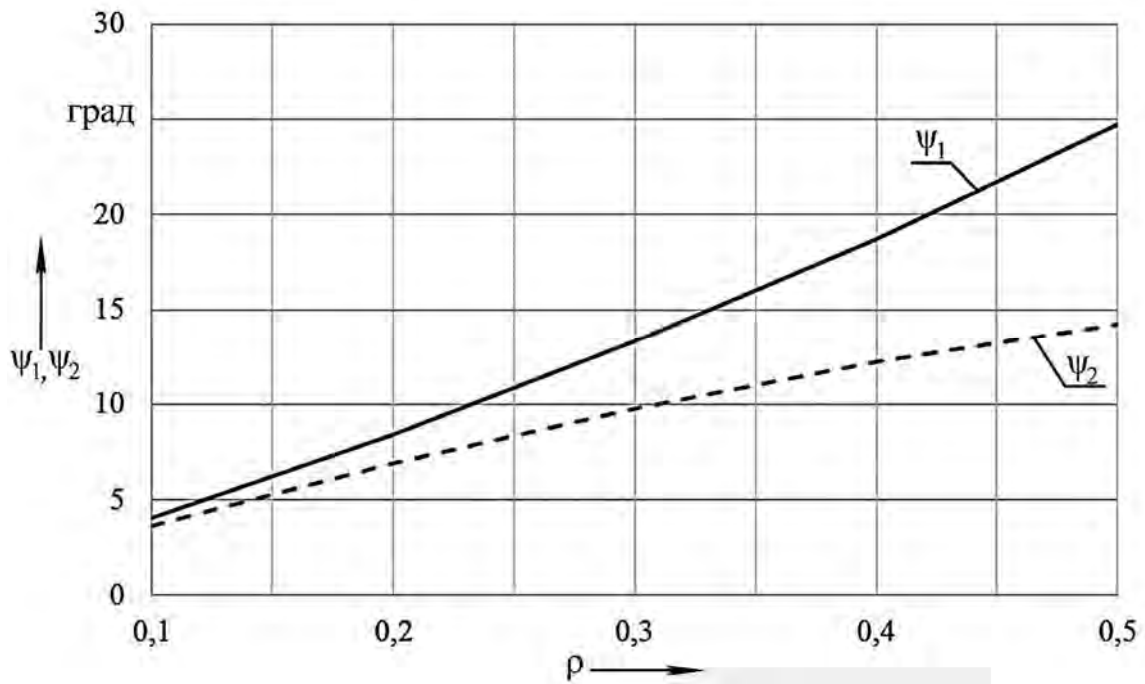


Рисунок 2.5 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 1,5$

На рисунке 2.6 представлена зависимость отношения амплитудных углов $\eta = \psi_2 / \psi_1$ от параметра ρ при конкретных значениях λ .

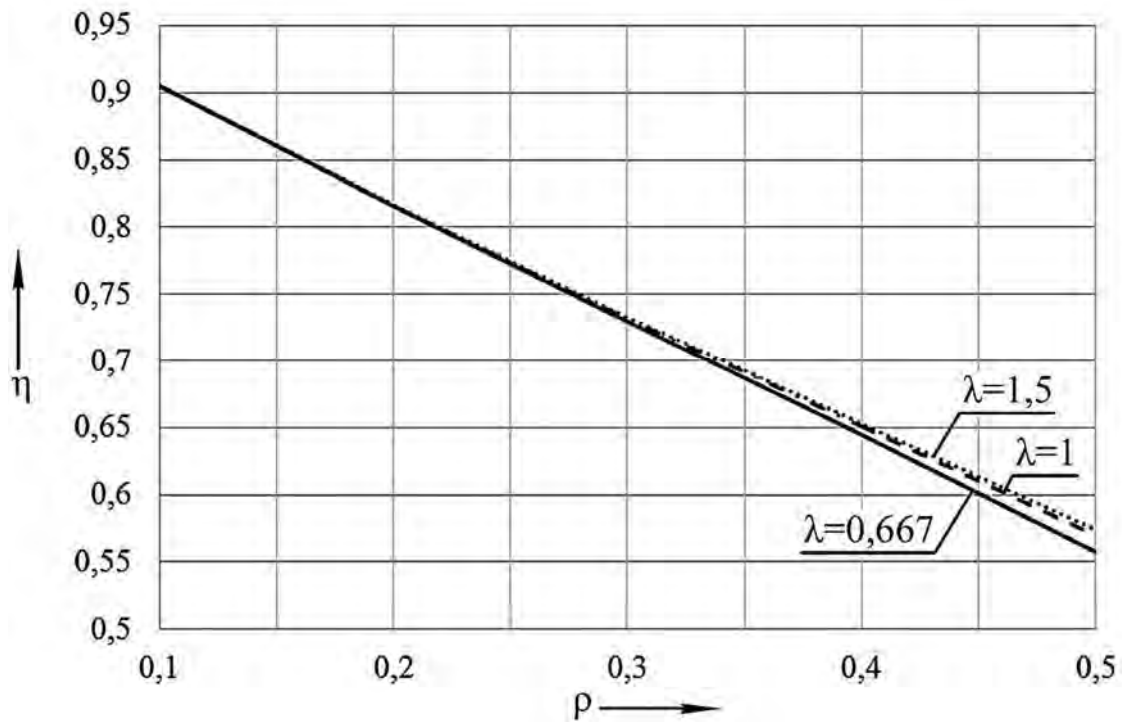


Рисунок 2.6 – Зависимость отношения $\eta = \psi_2 / \psi_1$ от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 0,667; 1; 1,5$

На рисунке 2.6 видно, что с увеличением параметра ρ отношение $\eta = \psi_2 / \psi_1$ уменьшается, т. е. возрастает асимметрия колебаний коромысла. При этом влияние параметра λ пренебрежительно мало.

Напомним, что изменение только длины кривошипа r или шатуна l приведет к нарушению условия начального положения механизма $O_1A_0B_0O_2$ (см. рисунок 2.2).

В процессе теоретических и экспериментальных поисков рационального функционирования цепного агрегата возникает необходимость в варьировании длинами звеньев механизма. Чтобы сохранить упомянутое условие, при изменении длины кривошипа r соответствующим образом изменяем и длину шатуна l . С той же целью расчет безразмерных геометрических параметров производим по следующим формулам: $\rho = r / \sqrt{r^2 + c^2}$ и $\lambda = h / \sqrt{r^2 + c^2}$, где $c = O_1B_0$ – проекция расстояния O_1O_2 на ось O_1x (см. рисунок 2.2).

Выполним варьирование, при котором изменяется только длина кривошипа r или шатуна l . Примем, что начальное положение механизма соответствует безразмерным геометрическим параметрам $\rho = 0,3$ и $\lambda = 0,667$; 1; 1,5 (см. рисунок 2.2).

Результаты влияния изменения только длины кривошипа r на значение амплитудных углов поворота коромысла ψ_1 , ψ_2 представим в виде функции безразмерного параметра ρ при значениях $\lambda = 0,667$; 1; 1,5 (рисунки 2.7–2.9).

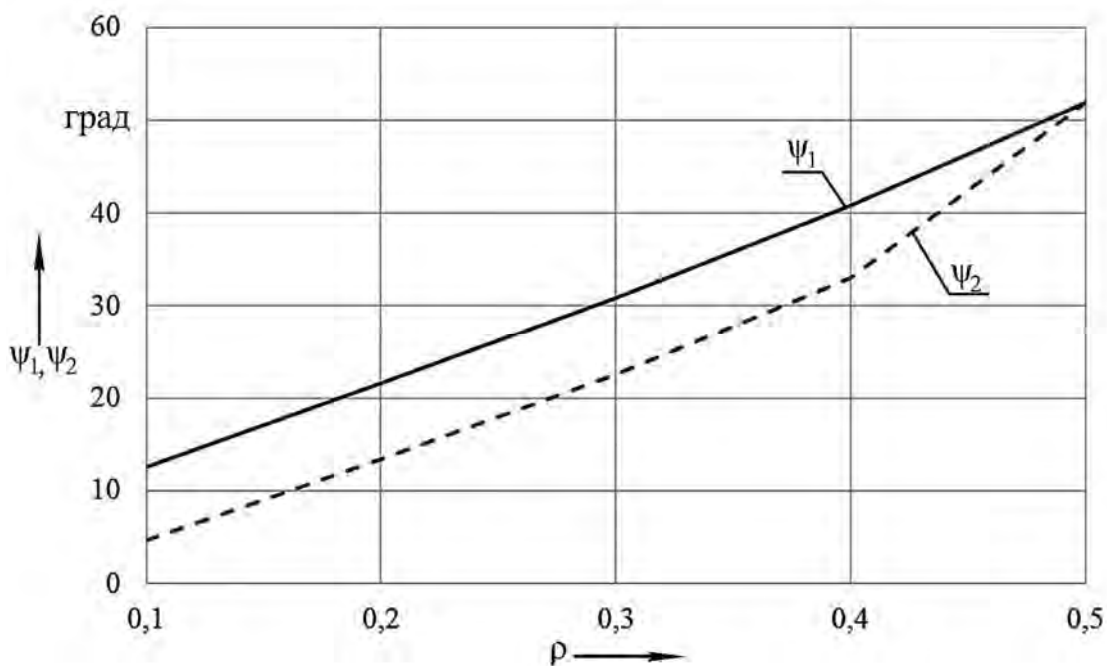


Рисунок 2.7 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 0,667$ (изменяется только длина кривошипа r)

На рисунках 2.7–2.9 видно, что с увеличением параметра ρ значения амплитудных углов, как и в предыдущем случае, возрастают, а увеличение параметра λ приводит к их уменьшению.

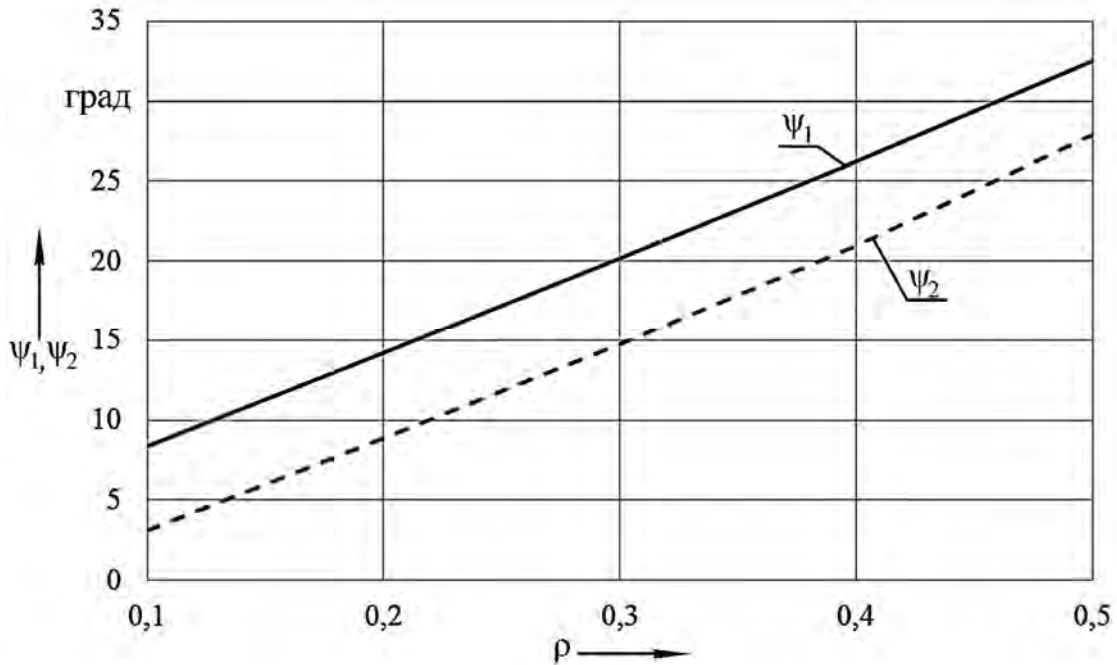


Рисунок 2.8 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 1$ (изменяется только длина кривошипа r)

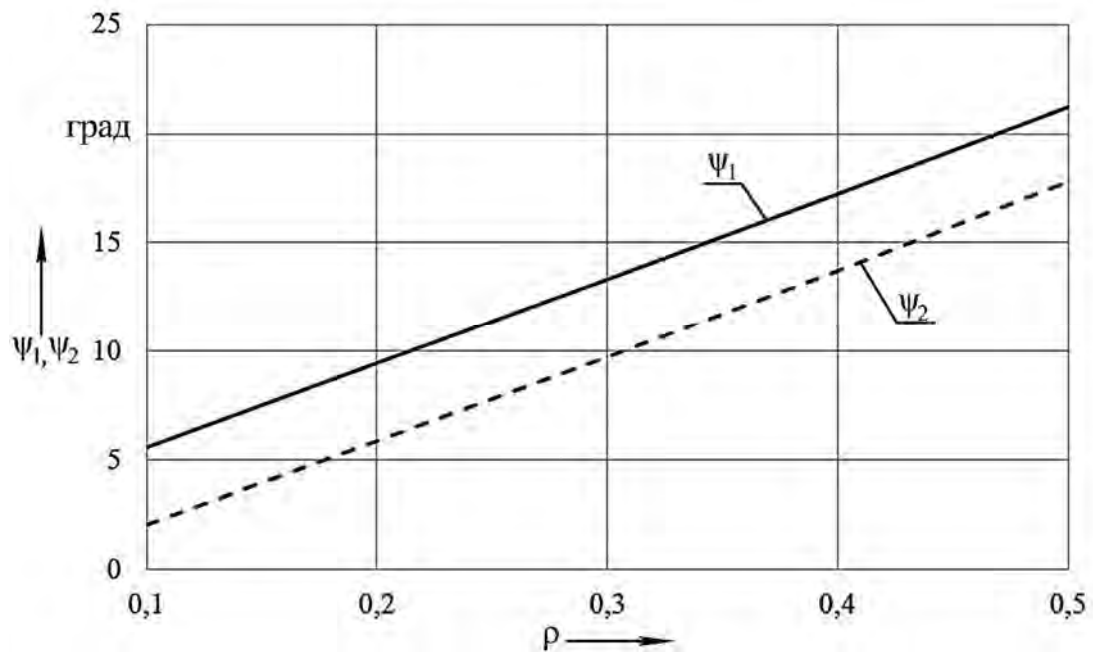


Рисунок 2.9 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 1,5$ (изменяется только длина кривошипа r)

На рисунке 2.10 представлена зависимость отношения амплитудных углов $\eta = \psi_2 / \psi_1$ от параметра ρ при конкретных значениях λ .

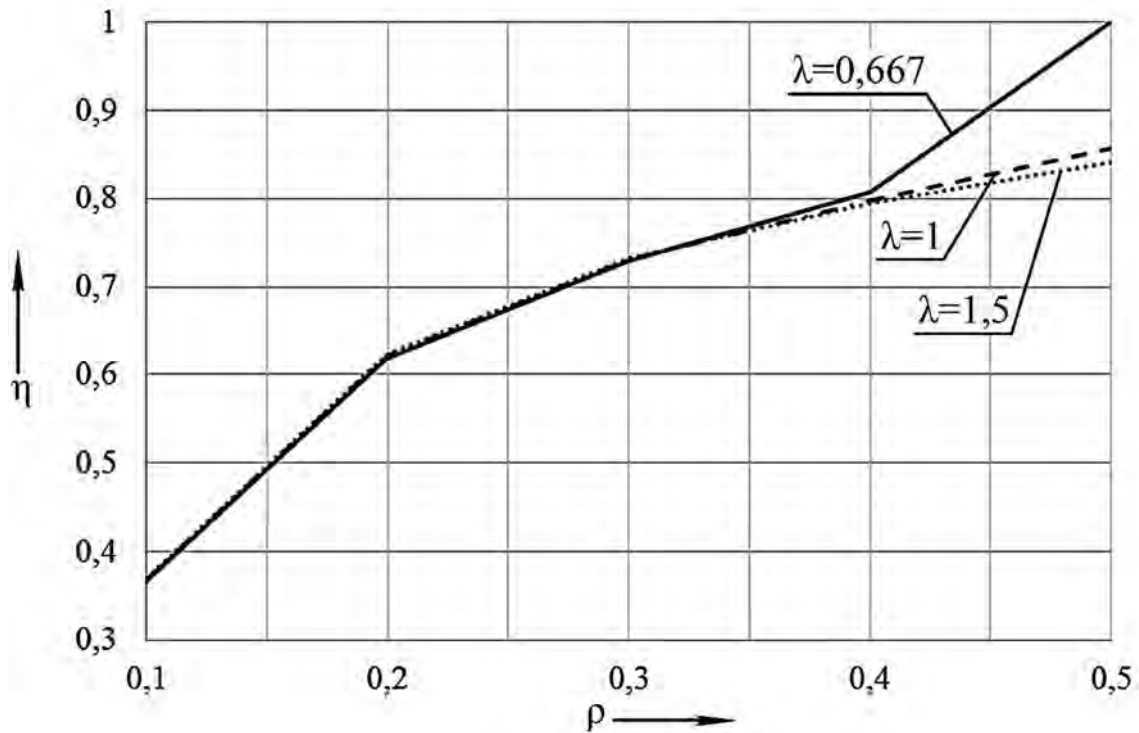


Рисунок 2.10 – Зависимость отношения $\eta = \psi_2 / \psi_1$ от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 0,667; 1; 1,5$ (изменяется только длина кривошипа r)

При увеличении только длины кривошипа r и сохранении остальных геометрических размеров звеньев отношение $\eta = \psi_2 / \psi_1$ увеличивается, что означает уменьшение асимметрии колебаний коромысла. Закономерность изменения η практически одинакова при рассматриваемых значениях λ в диапазоне $\rho = 0,1 \dots 0,4$.

Изменение только длины шатуна l приведет к тому, что одновременно будут изменяться параметры $\rho = r/l$ и $\lambda = h/l$. За начальное положение механизма примем следующие параметры: $\rho = 0,3$ и $\lambda = 1$ (см. рисунок 2.2, $O_1A_0B_0O_2$). Будем изменять только длину шатуна l . Результаты представим в виде графических зависимостей от параметров ρ и λ (рисунок 2.11).

Как видно из рисунка 2.11, изменение только длины шатуна l при принятом начальном положении механизма ($\rho = 0,3$ и $\lambda = 1$) приводит к относительно большой асимметрии колебаний выходного звена. Как и во всех ранее рассмотренных случаях изменения длин звеньев механизма, с увеличением параметра λ абсолютное значение амплитудных углов уменьшается.

Изменение длины коромысла приводит к смещению траектории движения кинематической пары B относительно оси O_1x . Это смещение обозначим буквой f (рисунок 2.12).

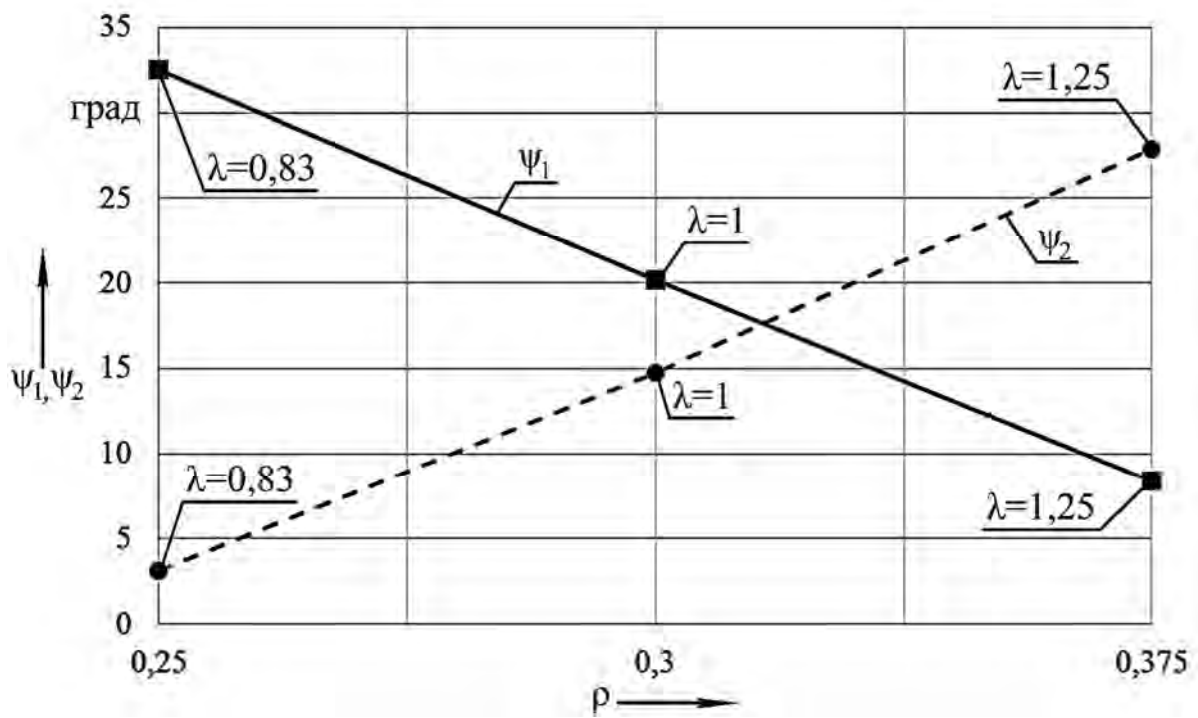


Рисунок 2.11 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра ρ ($\rho = r/l$) при $\lambda = 0.83; 1; 1.25$ (изменяется только длина шатуна l)

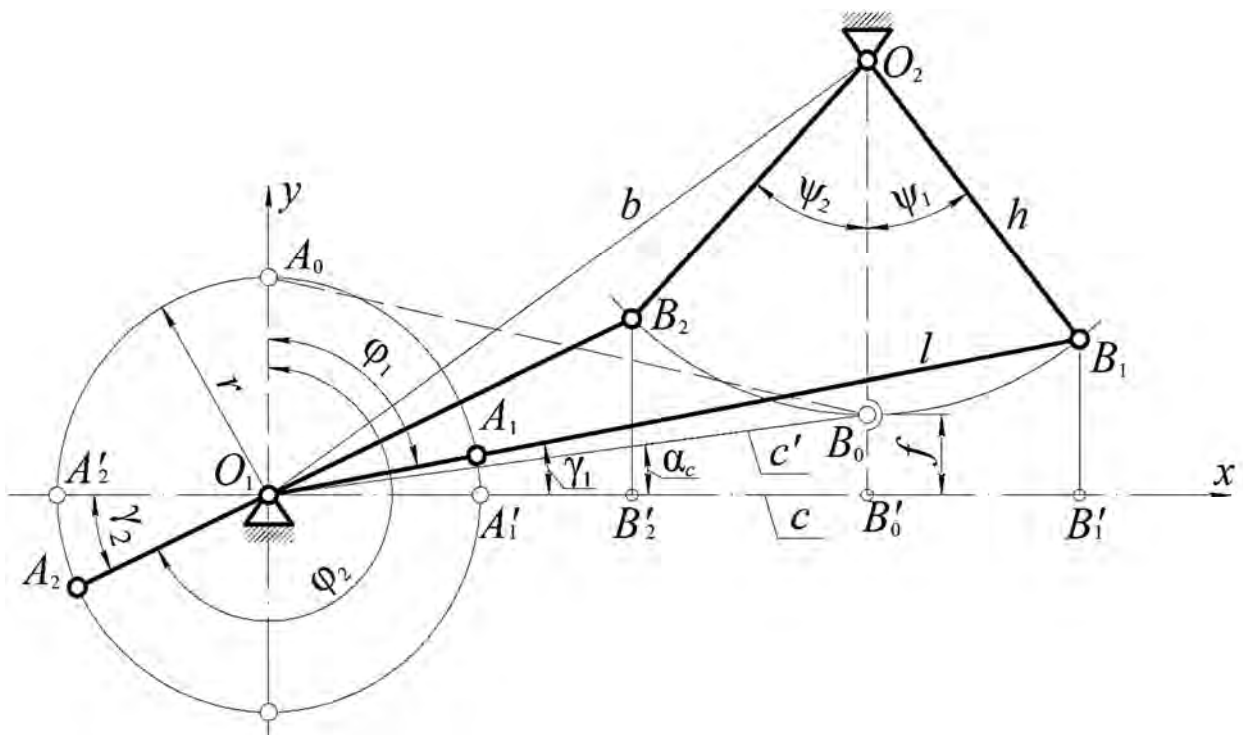


Рисунок 2.12 – Схема приводного механизма при наличии смещения f

Одновременно с изменением длины коромысла h необходимо изменять длину кривошипа r или шатуна l для выполнения условия, что при $\varphi_k = 0^\circ$ угол $\psi = 0^\circ$, т. к. при изменении только длины h это условие не выполняется.

Для анализа влияния величины f на угол поворота выходного звена и асимметрию движения введем безразмерный параметр

$$\chi = \frac{\pm f}{h},$$

где f – расстояние от оси O_1x до точки B_0 . Положительное значение f принимается, когда траектория движения кинематической пары B выше оси O_1x , в противном случае – отрицательное. При $\chi = 0$ точка B_0 находится на оси O_1x (см. рисунок 2.2).

Для определения углов ψ_1, ψ_2 воспользуемся ранее разработанным для их определения алгоритмом и формулами (2.1) и (2.2). Преобразуем эти формулы для случая, когда смещение f положительное. Получаем

$$\psi_1 = \arccos \left[\frac{b^2 + h^2 - (r + l)^2}{2bh} \right] - \arctg \left[\frac{c}{h + f} \right]; \quad (2.3)$$

$$\psi_2 = \arctg \left[\frac{c}{h + f} \right] - \arccos \left[\frac{b^2 + h^2 - (r - l)^2}{2bh} \right], \quad (2.4)$$

где b – длина стойки при положительном смещении f , $b = \sqrt{c^2 + (h + f)^2}$.

При значениях $h > O_2B'_0$ в формулах (2.3) и (2.4) значение f принимаем отрицательным.

При изменении длины коромысла h для сохранения условия, что при $\varphi_k = 0^\circ$ угол $\psi = 0^\circ$, необходимо длину шатуна l вычислить по формуле

$$l = \sqrt{r^2 + (c')^2 - 2rc' \cos(90 \pm \alpha_c)}.$$

Здесь $c' = c / \cos \alpha_c$, $\alpha_c = \arctg(f/c)$. Знаки угла α_c противоположны знакам смещения f .

Определим углы поворота φ_1, φ_2 кривошипа и углы отклонения шатуна γ_1, γ_2 от оси O_1x при наличии смещения f , которым соответствуют углы ψ_1, ψ_2 :

$$\frac{B_1 B'_1}{O_1 B_1} = \frac{h \left(1 + \left(\frac{f}{h} \right) \right) - \cos \psi_1}{l + r} = \sin \gamma_1 = \cos \varphi_1;$$

$$\frac{A_2 A'_2}{O_1 A_2} = \frac{B_2 B'_2}{O_1 B_2} = \frac{h \left(1 + \left(\frac{f}{h} \right) \right) - \cos \psi_2}{(l - r)} = \sin \gamma_2 = \cos \varphi_2.$$

При этом угол $\varphi_2 = \arccos \left\{ \left[h \left(1 + \left(\frac{f}{h} \right) \right) - \cos \psi_2 \right] / (l - r) \right\} + (\pi)$.

Рассмотрим случай, когда вместе с изменением длины коромысла h изменяются длина шатуна l (для сохранения условия начального положения), параметр $\chi = f/h$ и безразмерные величины ρ и λ . Изменения углов ψ_1 и ψ_2 представим в виде графических зависимостей от параметра χ при конкретных значениях ρ и λ (рисунок 2.13).

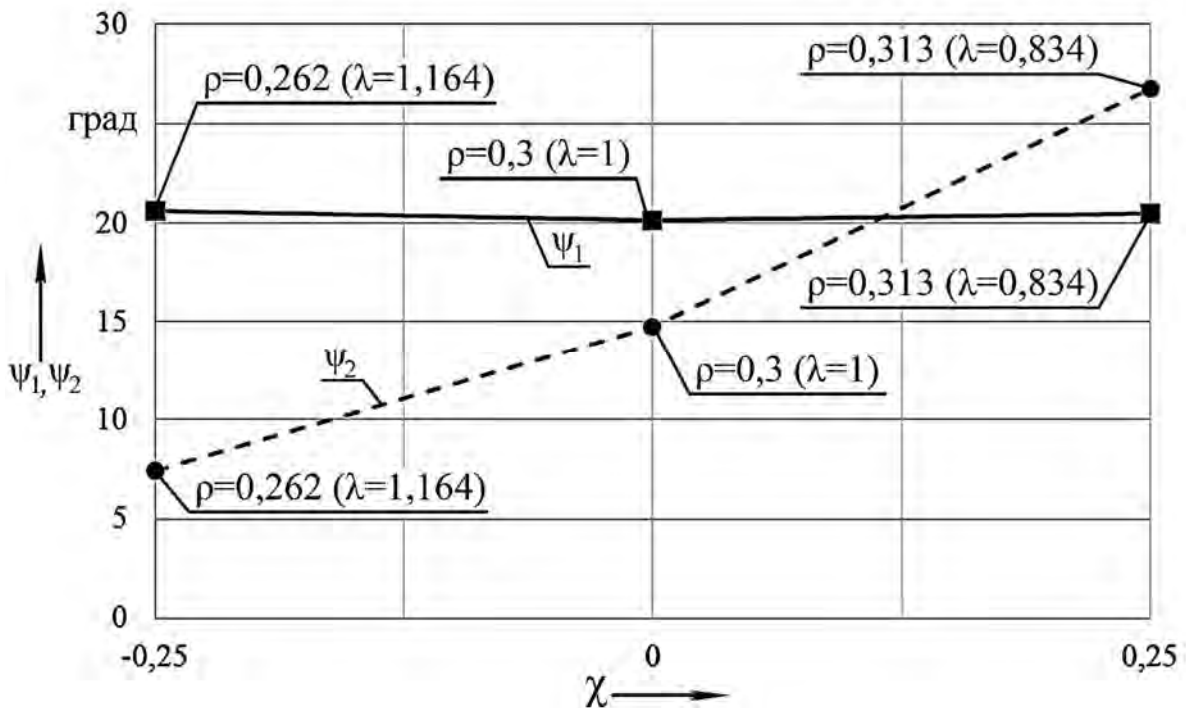


Рисунок 2.13 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра χ ($\chi = f/h$) при $\rho = 0,262; 0,3; 0,313$ и соответствующих значениях $\lambda = 1,164; 1; 0,834$ (при одновременном изменении длины коромысла h и шатуна l)

Анализ зависимостей (см. рисунок 2.13) показывает, что с уменьшением параметра χ максимальный угол поворота коромысла ψ_2 уменьшается, при этом значение асимметрии η увеличивается. При положительном f с уве-

личением параметра χ амплитудный угол ψ_2 поворота коромысла увеличивается. Угол ψ_1 в рассмотренном диапазоне изменения безразмерных параметров изменяется незначительно.

На рисунке 2.14 представлены графики изменения амплитудных углов поворота коромысла, когда варьируется только его длина h .

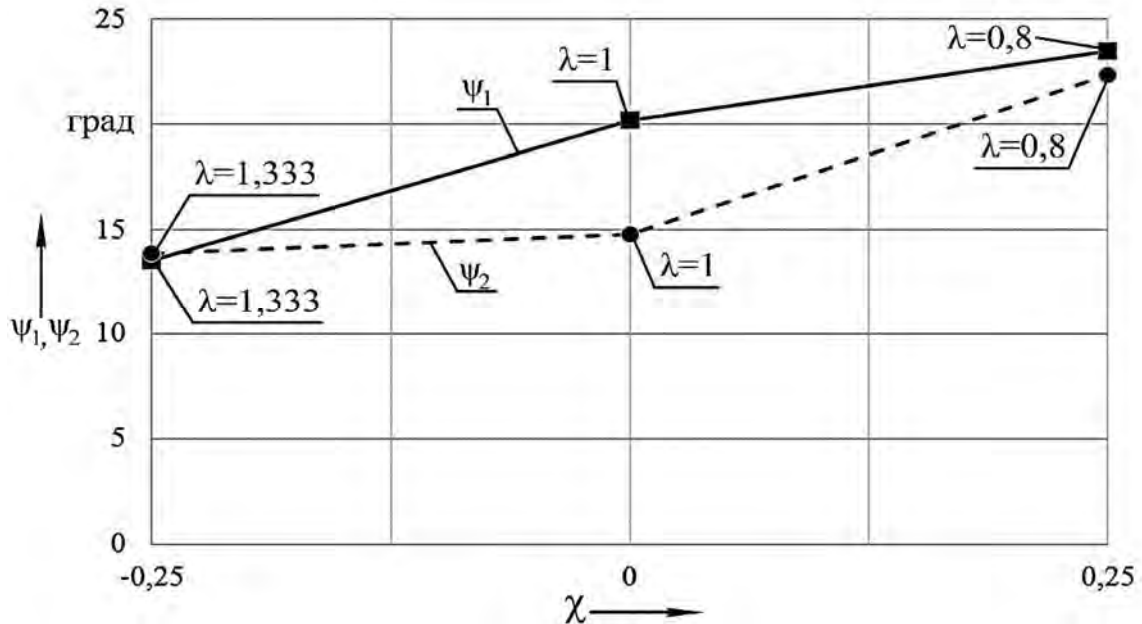


Рисунок 2.14 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра χ ($\chi = f/h$) при $\rho = 0,3$ и соответствующих значениях $\lambda = 1,333$; 1; 0,8 (изменяется только длина коромысла h)

В рассматриваемом диапазоне изменения безразмерных параметров χ и λ при постоянном значении $\rho = 0,3$ с уменьшением χ углы ψ_1 , ψ_2 и асимметрия поворота коромысла уменьшаются (см. рисунок 2.14). При увеличении параметра χ , а это значит уменьшении длины коромысла h , углы ψ_1 , ψ_2 увеличиваются с одновременным уменьшением асимметрии.

Отметим, что для изменения длины коромысла h на некоторую величину f с сохранением начального положения приводного механизма необходимо на столько же изменять и длину кривошипа r . При этом изменяются значения всех безразмерных параметров ρ , λ и χ . Постоянными остаются длина шатуна и отрезка O_1O_2 (см. рисунок 2.12).

Результаты описанных изменений длин звеньев приводного механизма представлены на рисунке 2.15 в виде графических зависимостей при конкретных значениях безразмерных параметров.

В рассматриваемом диапазоне безразмерных параметров ρ , λ и χ максимальные углы поворота коромысла ψ_1 и ψ_2 изменяются в относительно широком диапазоне в зависимости от параметра χ (см. рисунок 2.15). При этом

угол ψ_1 принимает значения от $1,04^\circ$ до $28,56^\circ$, а угол ψ_2 – от $1,98^\circ$ до $25,21^\circ$, что обусловлено изменением длины кривошипа r , а значит, и параметром ρ .

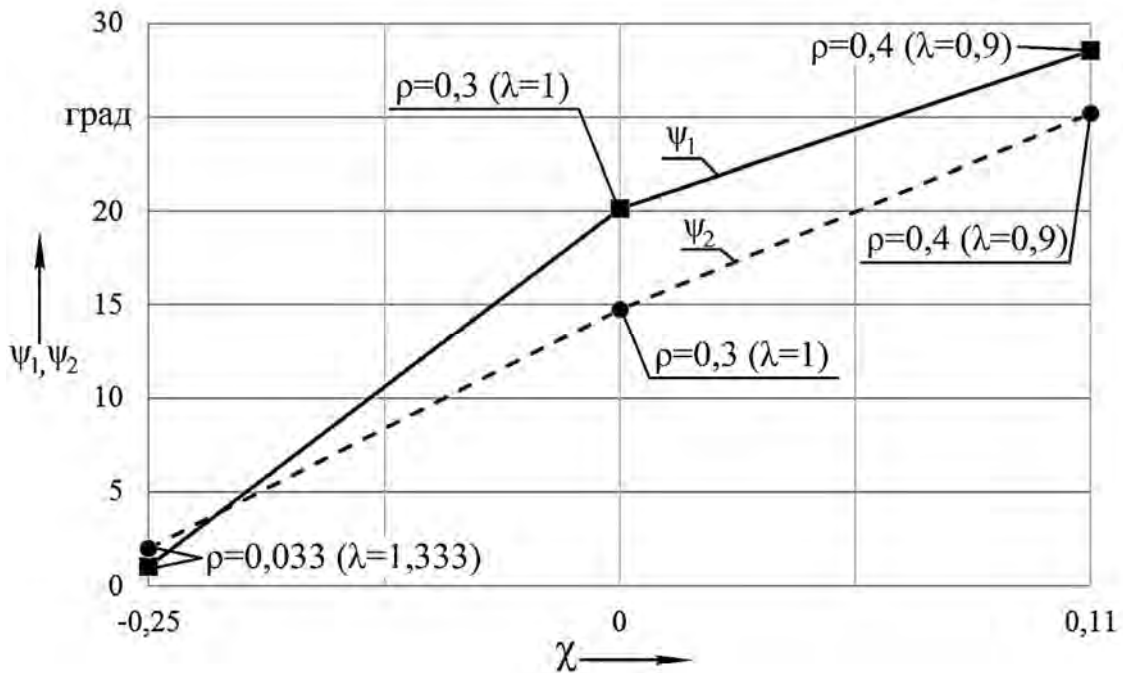


Рисунок 2.15 – Зависимость амплитудных углов ψ_1 и ψ_2 от параметра χ ($\chi = f/h$) при $\rho = 0,033; 0,3; 0,4$ и соответствующих значениях $\lambda = 1,333; 1; 0,9$ (при одновременном изменении длины коромысла h и кривошипа r)

Ранее был исследован механизм при асимметричном движении коромысла. Рассмотрим случай, когда необходимо обеспечение равенства амплитудных углов $\psi_1 = \psi_2 = \psi$. Цель достигается путем изменения длины шатуна. Из рисунка 2.2 видно, что $\psi_1 = \psi_2$ при равенстве катетов $B_1B'_1 = B_2B'_2$ в треугольниках $O_1B_1B'_1$ и $O_1B_2B'_2$. Их гипотенузы $O_1B_1 = l + r$, $O_1B_2 = l - r$, а горизонтальные катеты вычисляются по формулам $O_1B'_1 = O_1B_0 + B_0B'_1 = \sqrt{b^2 - h^2} + h \sin \psi$ и $O_1B'_2 = O_1B_0 - B_0B'_2 = \sqrt{b^2 - h^2} - h \sin \psi$, где $b = O_1O_2$. Равенство вертикальных катетов принимает вид $(l + r)^2 - (\sqrt{b^2 - h^2} + h \sin \psi)^2 = (l - r)^2 - (\sqrt{b^2 - h^2} - h \sin \psi)^2$. Откуда $lr - h \times \sqrt{b^2 - h^2} \sin \psi = 0$ и $l = (h/r) \sqrt{b^2 - h^2} \sin \psi$.

При конструировании приводного механизма с одинаковыми амплитудными углами поворота $\psi_1 = \psi_2 = \psi$ может быть полезен алгоритм решения следующей задачи: даны параметры $h = O_2B_0$ и $c = O_1B_0$ (рисунок 2.16); определить длину кривошипа r и шатуна l , необходимых для обеспечения равенства углов поворота ψ . Рассмотрим рисунок 2.16.

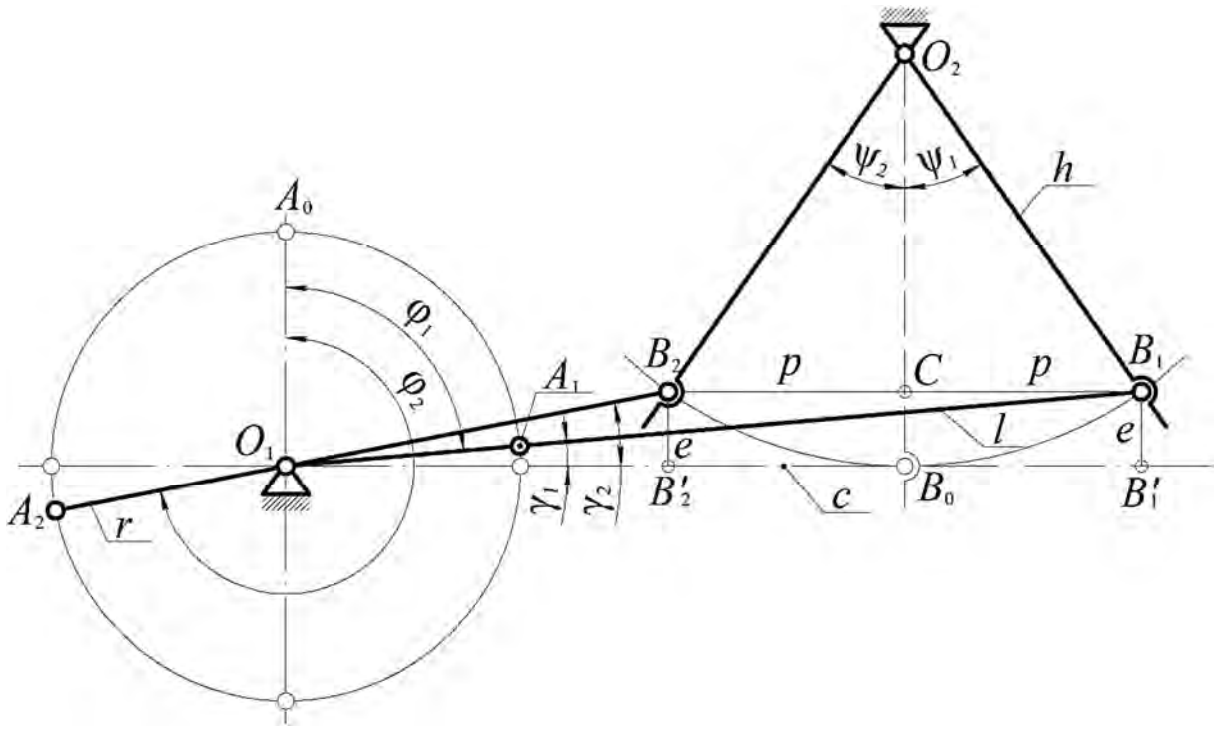


Рисунок 2.16 – Схема приводного механизма при равенстве амплитудных углов $\psi_1 = \psi_2$

Длины отрезков $B_1B'_1 = B_2B'_2$ обозначим буквой e . Как видно из треугольников $O_1B_1B'_1$ и $O_1B_2B'_2$, $e/(l+r) = \sin \gamma_1$, $e/(l-r) = \sin \gamma_2$. Складывая и отнимая последние равенства, получаем

$$l = \frac{e}{2} \left(\frac{1}{\sin \gamma_1} + \frac{1}{\sin \gamma_2} \right); \quad r = \frac{e}{2} \left(\frac{1}{\sin \gamma_1} - \frac{1}{\sin \gamma_2} \right). \quad (2.5)$$

Определим $\sin \gamma_1$, $\sin \gamma_2$. Горизонтальные катеты треугольников O_2B_1C и O_2B_2C обозначим через p : $B_1C = B_2C = p$. Отметим, что и отрезки $B_0B'_1 = B_0B'_2 = p$. Тогда в треугольниках $B_1B'_1O_1$ и $B_2B'_2O_1$ $\operatorname{tg} \gamma_1 = e/(c+p)$, $\operatorname{tg} \gamma_2 = e/(c-p)$. Как известно из тригонометрии, $\sin \gamma_1 = \operatorname{tg} \gamma_1 / \left(\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_1} \right) = e / \left[(c+p) \sqrt{1 + [e/(c+p)]^2} \right] = e / \left(\sqrt{(c+p)^2 + e^2} \right)$.

Аналогично $\sin \gamma_2 = e / \left(\sqrt{(c-p)^2 + e^2} \right)$.

Теперь формулы (2.5) запишем в следующем виде:

$$l = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(c+p)^2 + e^2} + \sqrt{(c-p)^2 + e^2} \right];$$

$$r = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(c+p)^2 + e^2} - \sqrt{(c-p)^2 + e^2} \right],$$

где $e = h(1 - \cos \psi)$;

$$p = h \sin \psi.$$

Как видно из рисунка 2.16, углы поворота φ_1, φ_2 кривошипа, при которых коромысло достигает крайних положений, определяются по формулам $\varphi_1 = (\pi/2) - \gamma_1$ и $\varphi_2 = (3\pi/2) - \gamma_2$.

Графические зависимости, представленные на рисунках 2.3–2.15, позволяют наглядно определить влияние изменения соотношений длин звеньев механизма на значения амплитудных углов и асимметрию выходного звена – коромысла, а также в дальнейшем на основе изложенной методики подобрать необходимые геометрические параметры приводного механизма.

2.4 Область существования приводного механизма

Известно, что не при всех геометрических соотношениях звеньев приводной механизм может существовать как кривошипно-коромысловый [65]. В связи с этим возникает необходимость в определении границ области существования данного механизма [56]. На рисунке 2.17 представлена схема приводного механизма в произвольном положении. Обозначения звеньев, их длин и соотношений оставлены без изменений.

В процессе проведения экспериментальных исследований установлено, что наиболее эффективное воздействие на перерабатываемый материал достигается за счет изменения соотношения $\rho = r/l$ и увеличения частоты вращения кривошипа [66].

Установим границы изменения величины ρ , в которых звено O_1A обладает свойствами кривошипа, т. е. может совершать полный оборот вокруг оси O_1 . На рисунке 2.17 окружности L_1, L_2 – возможные траектории концов звеньев O_1A, O_2B . Звено O_1A , как видно из рисунка, может сделать полный оборот при условии, что его конец A описывает замкнутую окружность L_1 , т. е. достигает крайнего правого $A_{\text{п}}$ и левого $A_{\text{л}}$ положений относительно O_1 на линии, заданной отрезком O_1O_2 . Чтобы конец A звена O_1A при повороте по стрелке 1 мог достичь точки $A_{\text{л}}$, конец B шатуна AB должен оставаться на траектории L_2 в положении, когда его конец A достигает точки $A_{\text{л}}$. Это возможно при

$$A_{\text{л}}B_1 = l \geq A_{\text{л}}B_{\text{л}}. \quad (2.6)$$

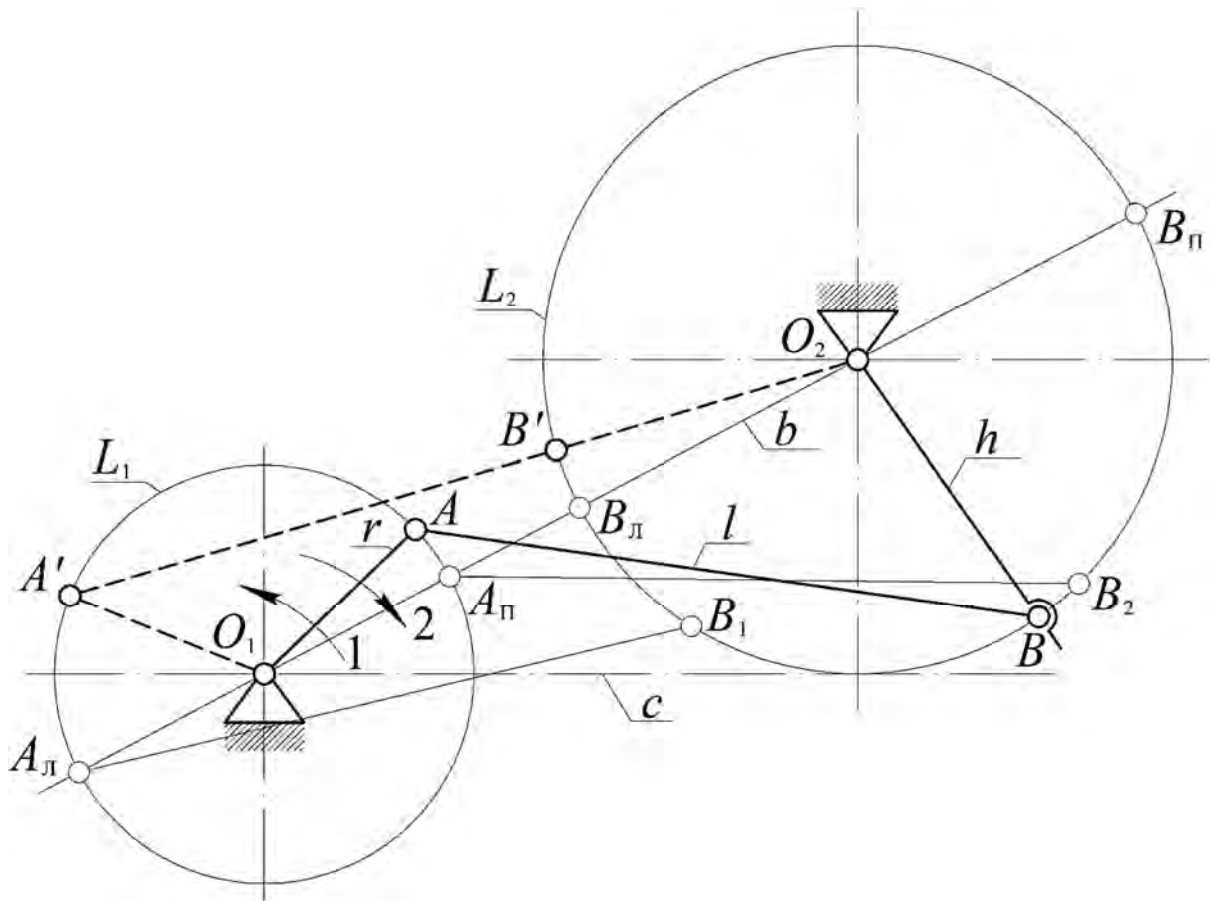


Рисунок 2.17 – Схема приводного механизма (иллюстрация для определения его области существования)

Рассмотрим условие $l < A_{\text{Л}}B_{\text{Л}}$. Такой вариант показан на рисунке 2.17 штриховой линией $A'B'$. Как видим, шатун AB , совместившись на одной прямой $A'O_2$ с коромыслом O_2B' , останавливается в положении $A'B'$, а вместе с ним одновременно и кривошип O_1A' , не достигнув проходного варианта $O_1A_{\text{Л}}$. Аналогично формулируется и условие достижения кривошипом O_1A положения $O_1A_{\text{П}}$ при его повороте по стрелке 2:

$$A_{\text{П}}B_2 = l \leq A_{\text{П}}B_{\text{П}}. \quad (2.7)$$

В формулах (2.6) и (2.7) $A_{\text{Л}}B_{\text{Л}} = r + O_1B_{\text{Л}} = b - h + r$, $A_{\text{П}}B_{\text{П}} = O_2A_{\text{П}} + h = b - r + h$. Поэтому вместо (2.6) и (2.7) получаем

$$b + r \leq l + h; \quad (2.8)$$

$$b - r \geq l - h. \quad (2.9)$$

Выполнение условий (2.8) и (2.9) обеспечивает звену O_1A функционирование в качестве кривошипа, а механической системе O_1ABO_2 – свойства механизма. Поделим неравенства (2.8) и (2.9) на l , а результат решим относительно $\rho = r / l$. Получим границы изменения параметра ρ

$$\rho \leq \left[\lambda - \left(\frac{b}{l} - 1 \right) \right]; \quad (2.10)$$

$$\rho \leq \left[\lambda + \left(\frac{b}{l} - 1 \right) \right]. \quad (2.11)$$

Как видим, условия (2.10) и (2.11) ограничивают только максимальное значение ρ . Обратим внимание, что при $l < b$ учитывается первое условие (2.10), при $l > b$ – второе (2.11). В случае $l = b$ оба условия примут вид $\rho \leq \lambda$. Формулы (2.10) и (2.11) при известных геометрических параметрах b и l и заданном параметре ρ позволяют установить минимально возможное значение λ .

Следует учитывать, что изменение только длины кривошипа O_1A приводит к нарушению условия начального положения механизма, которое принято в качестве базового (см. рисунок 2.1). Поэтому одновременно с изменением длины кривошипа O_1A необходимо изменять и длину шатуна AB . В этом случае расчет безразмерных геометрических параметров следует выполнять по формулам $\rho = r / \sqrt{r^2 + c^2}$ и $\lambda = h / \sqrt{r^2 + c^2}$, где $c = O_1B_0$.

2.5 Установление соотношения углов поворота выходного и входного звеньев приводного механизма

Входным звеном в приводном механизме, как отмечалось ранее, является кривошип, который в процессе движения совершает полный оборот вокруг своей оси, а угол его поворота определяет положение выходного звена – коромысла. На рисунке 2.18 кривошип и коромысло обозначены буквами O_1A и O_2B , а углы их поворота, отсчитываемые от начальных положений, – φ_k и ψ . Найдем уравнения движения коромысла, т. е. зависимость $\psi = \psi(\varphi_k)$. Схему приводного механизма моделируем абстрактной геометрической конфигурацией [67]. На рисунке 2.18 представлены две окружности 1 и 2 с центрами O_1 , O_2 , моделирующие траектории кинематических пар A и B . Их радиусы равны r и h .

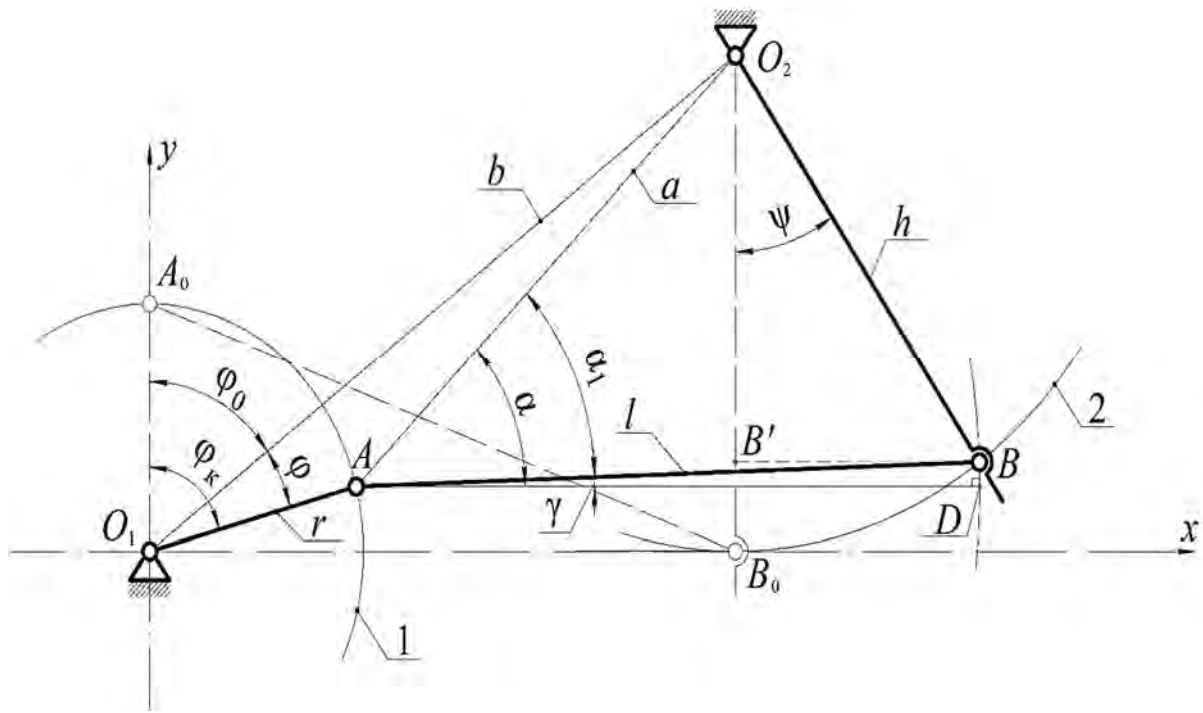


Рисунок 2.18 – Фрагменты окружностей 1 и 2, соединенных отрезком AB

Окружности соединены отрезком AB длиной l (шатун). Начало осей координат совмещено с центром O_1 окружности 1. При этом ось O_1x касается окружности 2. Положение точки A на окружности 1 задается углом φ_k , который отсчитывается от оси O_1y , а положение точки B на окружности 2 определяется углом ψ , который отсчитывается от нормали O_2B_0 к оси O_1x . Зная угол φ_k , радиусы окружностей r, h , длину отрезка $AB = l$ и координаты точки $O_2 (x_{O_2}, y_{O_2})$, определим координаты точки B и угол ψ .

Поскольку точка A , конец отрезка AB , находится на окружности 1, то ее координаты известны:

$$x_A = r \sin \varphi_k; \quad y_A = r \cos \varphi_k.$$

Находим необходимый в дальнейшем параметр – угол γ (см. рисунок 2.18). В треугольнике ABO_2 неизвестная сторона $a = AO_2$. Определим ее по теореме косинусов из треугольника AO_1O_2 : $a^2 = r^2 + b^2 - 2rb \cos \varphi$, где $b = \sqrt{(x_{O_2})^2 + h^2} = \sqrt{l^2 - r^2 + h^2}$. Угол φ находим как разность углов: $\varphi = \varphi_k - \varphi_0$, где φ_k – угол поворота кривошипа; $\varphi_0 = \arctg(x_{O_2} / y_{O_2})$. Далее определяем углы α и α_1 . Угол $\alpha = \arctg(\Delta y / \Delta x)$, где $\Delta x = x_{O_2} - x_A$; $\Delta y = y_{O_2} - y_A$. Угол $\alpha_1 = \arccos(a^2 + l^2 - h^2) / 2al$. Тогда угол γ (см. рисунок 2.18) $\gamma = \alpha - \alpha_1$.

Запишем уравнения окружностей в параметрической форме с центрами A и O_2 , пересекающимися в точке B :

$$x_B = x_A + l \cos \gamma; \quad y_B = y_A + l \sin \gamma; \quad (2.12)$$

$$x_B = x_{O_2} + h \sin \psi; \quad y_B = y_{O_2} - h \cos \psi. \quad (2.13)$$

В качестве параметров тут использованы углы γ и ψ . Равенства (2.12) и (2.13) позволяют определить координаты точки B . Исключаем из первых двух формул (2.12) и (2.13) координату x_B . Из полученного равенства находим синус необходимого угла:

$$\sin \psi = \frac{x_A - x_{O_2} + l \cos \gamma}{h}. \quad (2.14)$$

Таким же образом из вторых формул (2.12) и (2.13) определяем косинус:

$$\cos \psi = \frac{y_{O_2} - y_A - l \sin \gamma}{h}. \quad (2.15)$$

При известных координатах точки B для определения угла ψ также можно воспользоваться формулой

$$\sin \psi = \frac{BB'}{h}, \quad (2.16)$$

где BB' – катет прямоугольного треугольника $BB'O_2$ (см. рисунок 2.18), $BB' = x_B - x_{O_2}$.

Координаты x_B , y_B точки B можно найти аналитически – путем совместного решения уравнений двух окружностей. Запишем эти уравнения в координатной форме:

$$\left. \begin{aligned} (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 &= l^2; \\ (x_B - x_{O_2})^2 + (y_B - y_{O_2})^2 &= h^2. \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

Перепишем систему уравнений (2.17) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} y_B - y_A &= \sqrt{l^2 - (x_B - x_A)^2}; \\ y_B - y_{O_2} &= \sqrt{h^2 - (x_B - x_{O_2})^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

От первого уравнения системы (2.18) отнимаем второе. Получаем

$$\Delta y = \sqrt{l^2 - (x_B - x_A)^2} - \sqrt{h^2 - (x_B - x_{O_2})^2}, \quad (2.19)$$

где $\Delta y = y_{O_2} - y_A$.

Избавляемся от радикалов в (2.19):

$$\begin{aligned} & l^2 - (x_B - x_A)^2 + h^2 - (x_B - x_{O_2})^2 - \\ & - 2\sqrt{[l^2 - (x_B - x_A)^2][h^2 - (x_B - x_{O_2})^2]} = \Delta y^2 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} & \left[l^2 - (x_B - x_A)^2 + h^2 - (x_B - x_{O_2})^2 - \Delta y^2 \right]^2 = \\ & = 4[l^2 - (x_B - x_A)^2][h^2 - (x_B - x_{O_2})^2]. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Преобразуем правую часть равенства (2.20), выполнив необходимые операции – возведение в квадрат и умножение.

В сокращенном виде получим

$$a'_1 x_B^4 + a'_2 x_B^3 + a'_3 x_B^2 + a'_4 x_B + a'_5, \quad (2.21)$$

где $a'_1 = 4$;

$$a'_2 = -8(x_A + x_{O_2}) ;$$

$$a'_3 = -4(l^2 - x_A^2 - 4x_A x_{O_2} - x_{O_2}^2 + h^2) ;$$

$$a'_4 = 8(l^2 x_{O_2} - x_A^2 x_{O_2} - x_A x_{O_2}^2 + x_A h^2) ;$$

$$a'_5 = -4(x_{O_2}^2 - h^2)(l^2 - x_A^2) .$$

В левой части равенства (2.20) введем обозначение $l^2 + h^2 - \Delta y^2 = c_0^2$ и представим ее в виде

$$a''_1 x_B^4 + a''_2 x_B^3 + a''_3 x_B^2 + a''_4 x_B + a''_5 , \quad (2.22)$$

где $a''_1 = 4$;

$$a''_2 = -8(x_A + x_{O_2}) ;$$

$$a''_3 = -4(c_0^2 - 2x_A^2 - 2x_A x_{O_2} - 2x_{O_2}^2) ;$$

$$a''_4 = 4(x_A + x_{O_2})(c_0^2 - x_A^2 - x_{O_2}^2) ;$$

$$a''_5 = (c_0^2 - x_A^2 - x_{O_2}^2)^2 .$$

Переместим правую часть формулы (2.20) влево от знака равенства. Тогда, используя многочлены (2.21) и (2.22), получим следующую резольвенту системы (2.17) относительно координаты x_B :

$$a_1 x_B^4 + a_2 x_B^3 + a_3 x_B^2 + a_4 x_B + a_5 = 0 . \quad (2.23)$$

Ее коэффициенты a_i ($i = 1 \dots 5$) находим, объединив уже записанное ранее a'_i , a''_i : $a_i = a''_i - a'_i$. Окончательно имеем

$$a_1 = 0 ; \quad a_2 = 0 ;$$

$$a_3 = -4(c_0^2 - l^2 - x_A^2 + 2x_A x_{O_2} - x_{O_2}^2 - h^2) ;$$

$$a_4 = -8(l^2 x_{O_2} - x_A^2 x_{O_2} - x_A x_{O_2}^2 + x_A h^2) - (4x_A + 4x_{O_2})(x_A^2 + x_{O_2}^2 - c_0^2) ;$$

$$a_5 = (x_A^2 + x_{O_2}^2 - c_0^2)^2 + (4x_{O_2}^2 - 4h^2)(l^2 - x_A^2) .$$

Для определения координаты y_B перепишем систему уравнений (2.17) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} x_B - x_A &= \sqrt{l^2 - (y_B - y_A)^2}; \\ x_B - x_{O_2} &= \sqrt{h^2 - (y_B - y_{O_2})^2}. \end{aligned} \right\}$$

Повторяя все действия, выполненные при выводе уравнения (2.23), получаем

$$b_1 y_B^4 + b_2 y_B^3 + b_3 y_B^2 + b_4 y_B + b_5 = 0. \quad (2.24)$$

Коэффициенты уравнения (2.24) можно найти по формулам

$$b_1 = 0 ; \quad b_2 = 0 ;$$

$$b_3 = -4(b_0^2 - l^2 - y_A^2 + 2y_A y_{O_2} - y_{O_2}^2 - h^2);$$

$$b_4 = -8(l^2 y_{O_2} - y_A^2 y_{O_2} - y_A y_{O_2}^2 + y_A h^2) - (4y_A + 4y_{O_2})(y_A^2 + y_{O_2}^2 - b_0^2);$$

$$b_5 = (y_A^2 + y_{O_2}^2 - b_0^2)^2 + (4y_{O_2}^2 - 4h^2)(l^2 - y_A^2).$$

Здесь $b_0^2 = l^2 + r_2^2 - \Delta x^2$, $\Delta x = x_{O_2} - x_A$.

Полученные формулы (2.12), (2.13), (2.23) и (2.24) позволяют определить координаты точки B , а зависимости (2.14) и (2.15) – соотношение между углами φ_k и ψ . Если в найденных решениях (2.14)–(2.16) угол φ_k считать переменным – функцией времени t , то они будут являться уравнениями движения выходного звена механизма – коромысла O_2B .

2.6 Кинематический анализ приводного механизма

Проведенные эксперименты позволили установить, что изменение длин звеньев приводного механизма и частоты вращения кривошипа оказывает существенное влияние на технологические и энергетические показатели работы цепного агрегата [66]. Этот же вывод подтвержден и посредством

скоростной видеосъемки механизма рабочей камеры [68]. Отдельные ее кадры представлены на рисунке 2.19.

На рисунке коромысло показано в крайних положениях при различных значениях длины кривошипа и его частоты вращения. Остальные геометрические параметры в процессе видеосъемки не изменялись. Данное исследование не поддается количественной оценке, однако визуально заметна разница в характере движения ненагруженных элементов рабочей камеры в зависимости от геометрических и кинематических параметров приводного механизма.

Результаты технологических экспериментов и скоростной видеосъемки актуализируют углубленное изучение кинематических характеристик звеньев приводного механизма [55, 62–64, 69–72].

Для определения уравнений движения звеньев, а в последующем и их кинематических характеристик воспользуемся рисунком 2.20.

Подвижные звенья обозначены буквами: O_1A – кривошип; AB – шатун; O_2B – коромысло; неподвижное O_1O_2 – стойка. Как и в предыдущих схемах, их длины обозначаем теми же буквами: r , l , h и b . Положение кривошипа в произвольный момент времени t будем определять с помощью угла φ_k , который отсчитывается от оси O_1y по часовой стрелке, а его угол поворота относительно стойки O_1O_2 обозначим буквой φ .

Начальное положение механизма показано штриховой линией $O_1A_0B_0O_2$. Угловое перемещение коромысла относительно его начального положения обозначаем буквой ψ .

В дальнейших расчетах полагаем, что кривошип вращается с постоянной угловой скоростью ω_k . Задача кинематического анализа сводится к определению кинематических характеристик при известных геометрических параметрах звеньев приводного механизма и угловой скорости входного звена.

Уравнение движения кривошипа из положения O_1A_0 представим формулой

$$\varphi_k = \varphi_0 + \varphi,$$

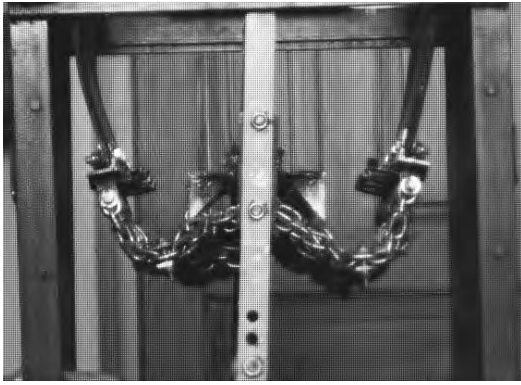
где $\varphi = \omega_k(t - t_0)$;

$$t_0 = \varphi_0 / \omega_k;$$

$$\varphi_0 = \text{arctg}(x_{O_2} / y_{O_2});$$

x_{O_2}, y_{O_2} – координаты оси O_2 .

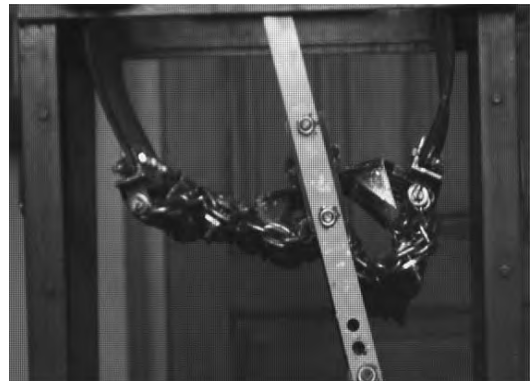
1



2



3



4



Рисунок 2.19 – Визуальные результаты скоростной видеосъемки при различных значениях длины кривошипа r и его частоты вращения n_k (первый ряд: $r = 30$ мм, $n_k = 300$ об/мин; второй ряд: $r = 30$ мм, $n_k = 600$ об/мин; третий ряд: $r = 75$ мм, $n_k = 300$ об/мин; четвертый ряд: $r = 75$ мм, $n_k = 600$ об/мин)

$$f_2 = \Delta y / \Delta x;$$

$$\Delta x = x_{O_2} - x_A;$$

$$\Delta y = y_{O_2} - y_A.$$

Уравнения (2.25) и (2.26) описывают плоскопараллельное движение шатуна.

Используя ранее полученные уравнения (2.12) и (2.13) для определения координат шарнира B и угла γ , вычисляемого по формуле (2.25), найдем угол поворота коромысла ψ :

$$\psi = \arcsin f_3; \quad \psi = \arccos f_4, \quad (2.27)$$

$$\text{где } f_3 = (l \cos \gamma - \Delta x) / h;$$

$$f_4 = (\Delta y - l \sin \gamma) / h.$$

Каждая из формул (2.27) описывает вращательное движение коромысла O_2B .

Для повышения достоверности исследования движения выходного звена продублируем его уравнения движения (2.27) в другом варианте. С помощью рисунка 2.20, рассмотрев углы при центре его вращения O_2 , получим

$$\psi = \operatorname{arctg} f_5 + \arccos f_6 - \operatorname{arctg} \left(\frac{x_{O_2}}{h} \right), \quad (2.28)$$

$$\text{где } f_5 = (r \sin \varphi) / (b - r \cos \varphi);$$

$$f_6 = (a^2 + h^2 - l^2) / 2ah.$$

Угловые скорости ω_{AB} , ω_h шатуна и коромысла приводного механизма находим как производные по времени их уравнений движения (2.25) и (2.28) [55]:

$$\omega_{AB} = \frac{d\gamma}{dt} = r\omega_K \left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{(x_{O_2} \sin \varphi_K + y_{O_2} \cos \varphi_K - r)}{a^2} \right] - \\ - \left[\frac{b \sin \varphi (q^2 - 2a^2)}{a^2 \sqrt{4a^2 l^2 - q^4}} \right] \end{array} \right\}; \quad (2.29)$$

$$\omega_h = \frac{d\psi}{dt} = r\omega_k \left\{ \left[\frac{b \cos \varphi - r}{a^2} \right] + \left[\frac{b \sin \varphi (q_1^2 - 2a^2)}{a^2 \sqrt{4a^2 h^2 - q_1^4}} \right] \right\}, \quad (2.30)$$

где $q^2 = a^2 + l^2 - h^2$;

$$q_1^2 = a^2 + h^2 - l^2.$$

Линейную скорость v_M любой точки M шатуна (см. рисунок 2.20) определяем по формуле $\vec{v}_M = \vec{v}_A + \vec{v}_{MA}$, где $v_A = \omega_k r$; $v_{MA} = \omega_{AB} \cdot AM$; $\vec{v}_{MA} \perp \overline{AM}$.

Скорость v_K произвольной точки K коромысла $v_K = \omega_h \cdot O_2 K$. Вектор $\vec{v}_K \perp \overline{O_2 K}$.

Угловое ускорение шатуна ε_{AB} и коромысла ε_h находим посредством дифференцирования (2.29) и (2.30) [55].

Имеем

$$\varepsilon_{AB} = r\omega_k^2 \left\{ \frac{kp'' - pk''}{k^2} - b \left\{ \frac{u(ws'' - w''s)}{vw^2} + \frac{s(vu'' - uv'')}{wv^2} \right\} \right\}; \quad (2.31)$$

$$\varepsilon_h = br\omega_k^2 \left\{ - \left\{ \frac{\sin \varphi [a^2 + 2r(b \cos \varphi - r)]}{a^4} \right\} + \left[\frac{u_1(w_1 s_1'' - w_1'' s_1)}{v_1 w_1^2} + \frac{s_1(v_1 u_1'' - u_1 v_1'')}{w_1 v_1^2} \right] \right\}, \quad (2.32)$$

где $k = a^2$;

$$p'' = x_{o_2} \cos \varphi_k - y_{o_2} \sin \varphi_k;$$

$$p = x_{o_2} \sin \varphi_k + y_{o_2} \cos \varphi_k - r;$$

$$k'' = 2rb \sin \varphi;$$

$$u = \sin \varphi;$$

$$w = \sqrt{4a^2 l^2 - q^4};$$

$$s'' = -2rb \sin \varphi;$$

$$w'' = 2rb \sin \varphi (2l^2 - q^2) / \sqrt{4a^2 l^2 - q^4};$$

$$s = q^2 - 2a^2;$$

$$v = a^2;$$

$$u'' = \cos \varphi;$$

$$u = \sin \varphi;$$

$$v'' = 2rb \sin \varphi;$$

$$u_1 = \sin \varphi;$$

$$w_1 = \sqrt{4a^2 h^2 - q_1^4};$$

$$s_1'' = -2rb \sin \varphi;$$

$$w_1'' = 2rb \sin \varphi (2h^2 - q_1^2) / \sqrt{4a^2 h^2 - q_1^4};$$

$$s_1 = q_1^2 - 2a^2;$$

$$v_1 = a^2;$$

$$u_1'' = \cos \varphi;$$

$$v_1'' = 2rb \sin \varphi.$$

Ускорение произвольной точки N шатуна (см. рисунок 2.20) определяем по формуле $\vec{a}_N = \vec{a}_A + \vec{a}_{NA}^n + \vec{a}_{NA}^\tau$, где $a_A = r\omega_K^2$; $a_{NA}^n = \omega_{AB}^2 \cdot AN$; $a_{NA}^\tau = \varepsilon_{AB} \cdot AN$; $\vec{a}_{NA}^n \parallel \overline{AN}$; $\vec{a}_{NA}^\tau \perp \overline{AN}$. Ускорение точки L коромысла $\vec{a}_L = \vec{a}_L^n + \vec{a}_L^\tau$, где $a_L^n = \omega_h^2 \cdot O_2 L$; $a_L^\tau = \varepsilon_h \cdot O_2 L$; $\vec{a}_L^n \parallel \overline{O_2 L}$; $\vec{a}_L^\tau \perp \overline{O_2 L}$.

Чтобы придать формулам для определения кинематических характеристик движения звеньев обобщенный вид, перейдем до относительных геометрических параметров $\rho = r/l$ и $\lambda = h/l$. Тогда формулы (2.29)–(2.32) примут следующий вид:

$$\omega_{AB} = \rho \omega_K \left[\begin{aligned} & \frac{\lambda \cos \varphi_K}{\lambda^2 - 2\eta + 1} - \frac{\rho}{\lambda^2 - 2\eta + 1} + \frac{\sin \varphi_K \sqrt{1 - \rho^2}}{\lambda^2 - 2\eta + 1} + \\ & + \frac{\lambda^2 \eta_1 \sin \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \eta^2} (\lambda^2 - 2\eta + 1)} - \frac{\eta \eta_1 \sin \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \eta^2} (\lambda^2 - 2\eta + 1)} \end{aligned} \right]; \quad (2.33)$$

$$\omega_h = -\rho\omega_K \left[\begin{aligned} & \frac{\rho}{\lambda^2 - 2\eta + 1} - \frac{\eta_1}{\lambda^2 - 2\eta + 1} + \frac{2\eta_1 \sin(\varphi/2)^2}{\lambda^2 - 2\eta + 1} + \\ & + \frac{\eta_1 \sin \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \eta^2} (\lambda^2 - 2\eta + 1)} - \frac{\eta\eta_1 \sin \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \eta^2} (\lambda^2 - 2\eta + 1)} \end{aligned} \right]; \quad (2.34)$$

$$\varepsilon_{AB} = \rho\omega_K^2 \left\{ \begin{aligned} & \frac{k_1 p'_1 - p_1 k_1}{k_1^2} - \\ & - b_1 \left\{ \frac{u_2 (w_2 s'_2 - w'_2 s_2)}{v_2 w_2^2} + \frac{s_2 (v_2 u'_2 - u_2 v'_2)}{w_2 v_2^2} \right\} \end{aligned} \right\}; \quad (2.35)$$

$$\varepsilon_h = \eta_1 \rho\omega_K^2 \left\{ \begin{aligned} & - \frac{\sin \varphi [a_1^2 + 2\rho(\eta_1 \cos \varphi - \rho)]}{a_1^4} + \\ & + \left[\frac{u_3 (w_3 s'_3 - w'_3 s_3)}{v_3 w_3^2} + \frac{s_3 (v_3 u'_3 - u_3 v'_3)}{w_3 v_3^2} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (2.36)$$

где $\eta = \eta_1 \rho \cos \varphi$;

$$\eta_1 = \sqrt{\lambda^2 - \rho^2 + 1};$$

$$k_1 = \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2;$$

$$p_1 = \sqrt{1 - \rho^2} \sin \varphi_K + \lambda \cos \varphi_K - \rho;$$

$$k'_1 = 2\rho\eta_1 \sin \varphi;$$

$$p'_1 = \sqrt{1 - \rho^2} \cos \varphi_K - \lambda \sin \varphi_K;$$

$$u_2 = \sin \varphi;$$

$$w_2 = \sqrt{4 \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2 - \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + 1 - \lambda^2} \right)^4};$$

$$s_2 = \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + 1 - \lambda^2} \right)^2 - 2 \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2;$$

$$v_2 = \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2;$$

$$w'_2 = \frac{2\rho\eta_1 \sin \varphi \left[2 - \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + 1 - \lambda^2} \right)^2 \right]}{\sqrt{4 \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2 - \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + 1 - \lambda^2} \right)^4}};$$

$$u'_2 = \cos \varphi;$$

$$s'_2 = -2\rho\eta_1 \sin \varphi;$$

$$v'_2 = 2\rho\eta_1 \sin \varphi;$$

$$a_1 = \sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta};$$

$$u_3 = \sin \varphi;$$

$$w_3 = \sqrt{4 \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2 \lambda^2 - \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + \lambda^2 - 1} \right)^4};$$

$$s_3 = \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + \lambda^2 - 1} \right)^2 - 2 \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2;$$

$$v_3 = \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2;$$

$$u'_3 = \cos \varphi;$$

$$w'_3 = \frac{2\rho\eta_1 \sin \varphi \left[2\lambda^2 - \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + \lambda^2 - 1} \right)^2 \right]}{\sqrt{4 \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta} \right)^2 \lambda^2 - \left(\sqrt{\rho^2 + \eta_1^2 - 2\eta + \lambda^2 - 1} \right)^4}};$$

$$s'_3 = -2\rho\eta_1 \sin \varphi;$$

$$v'_3 = 2\rho\eta_1 \sin \varphi.$$

Для анализа влияния геометрических параметров приводного механизма на кинематические построим графики относительных кинематических характеристик $\omega_{AB}^\xi = \omega_{AB} / \omega_K$, $\omega_h^\xi = \omega_h / \omega_K$, $\varepsilon_{AB}^\xi = \varepsilon_{AB} / \omega_K^2$, $\varepsilon_h^\xi = \varepsilon_h / \omega_K^2$ в функции угла поворота кривошипа φ_K при значениях $\rho = 0,1$ и $0,5$, $\lambda = 0,667$; 1 и $1,5$. Примем, что начальное положение кривошипа $\varphi_K = 0$ соответствует положению коромысла $\psi = 0$ (на рисунке 2.21 показано штриховой линией $O_1A_0B_0O_2$). Построим соответствующие графики.

Представленные на рисунках 2.21–2.28 графические зависимости позволяют оценить влияние безразмерных геометрических параметров ($\rho = r/l$ и $\lambda = h/l$) приводного механизма на относительные кинематические характеристики (ω_{AB}^ξ , ω_h^ξ , ε_{AB}^ξ , ε_h^ξ).

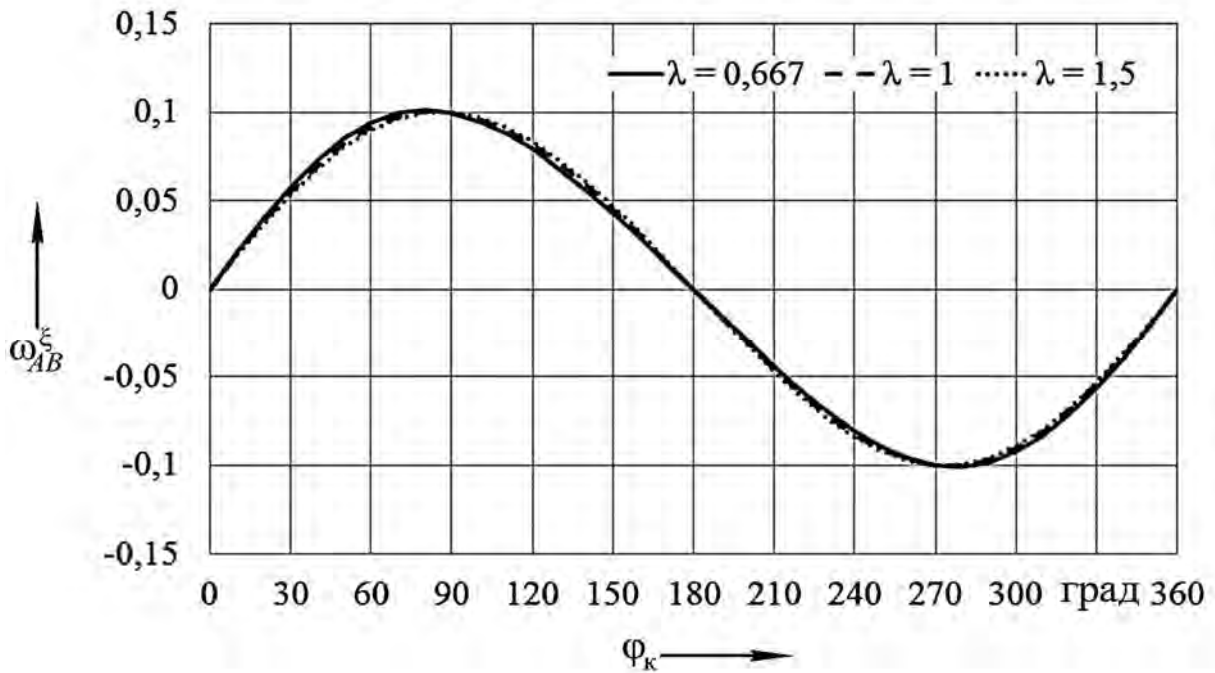


Рисунок 2.21 – График изменения относительной угловой скорости шатуна ω_{AB}^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа ϕ_k (при $\rho = 0,1$ и $\lambda = 0,667; 1$ и $1,5$)

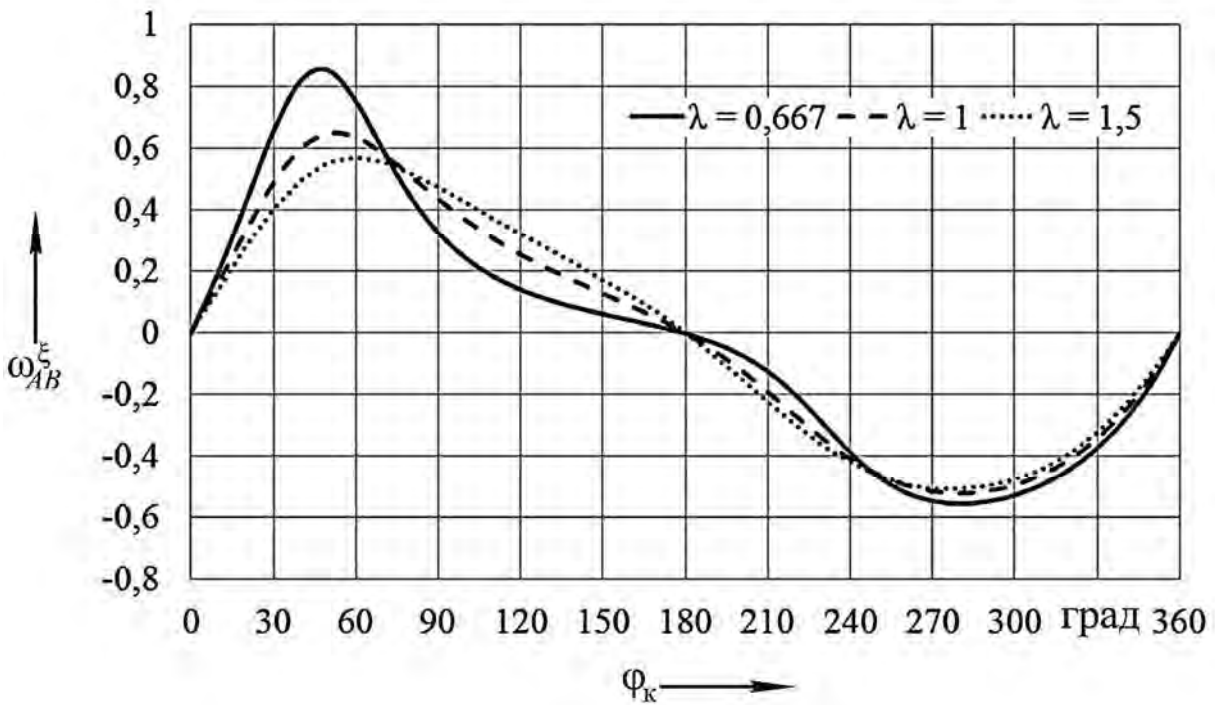


Рисунок 2.22 – График изменения относительной угловой скорости шатуна ω_{AB}^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа ϕ_k (при $\rho = 0,5$ и $\lambda = 0,667; 1$ и $1,5$)

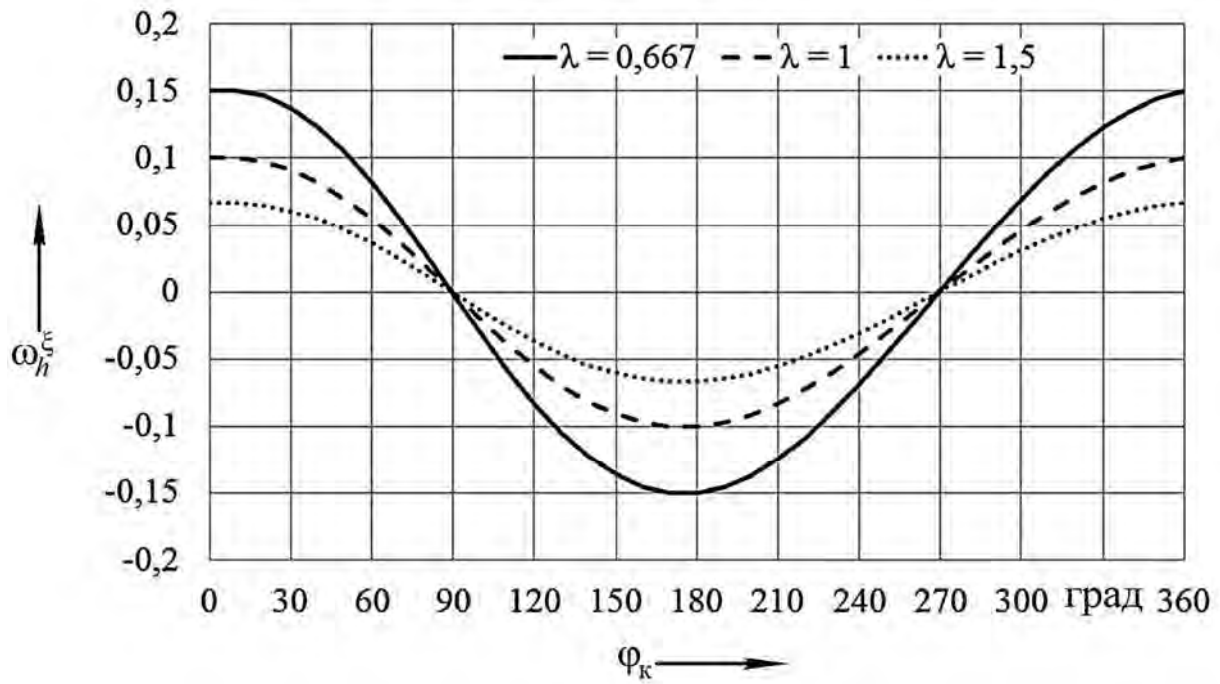


Рисунок 2.23 – График изменения относительной угловой скорости коромысла ω_h^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k (при $\rho = 0,1$ и $\lambda = 0,667; 1$ и $1,5$)

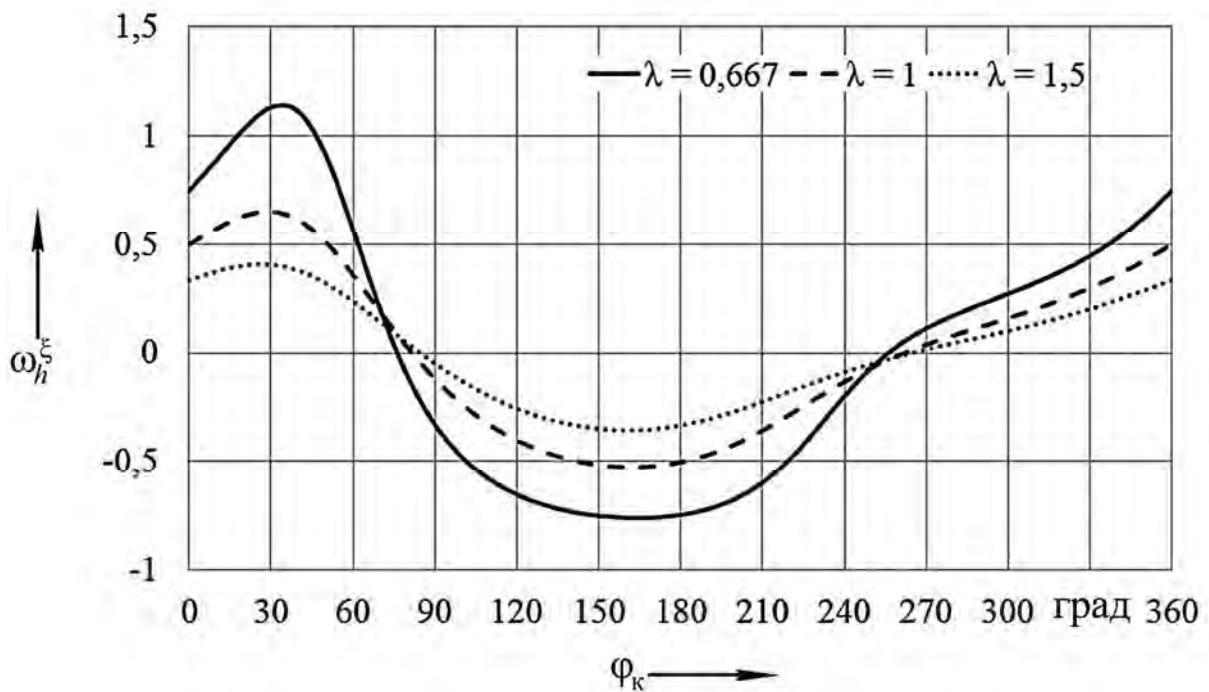


Рисунок 2.24 – График изменения относительной угловой скорости коромысла ω_h^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k (при $\rho = 0,5$ и $\lambda = 0,667; 1$ и $1,5$)

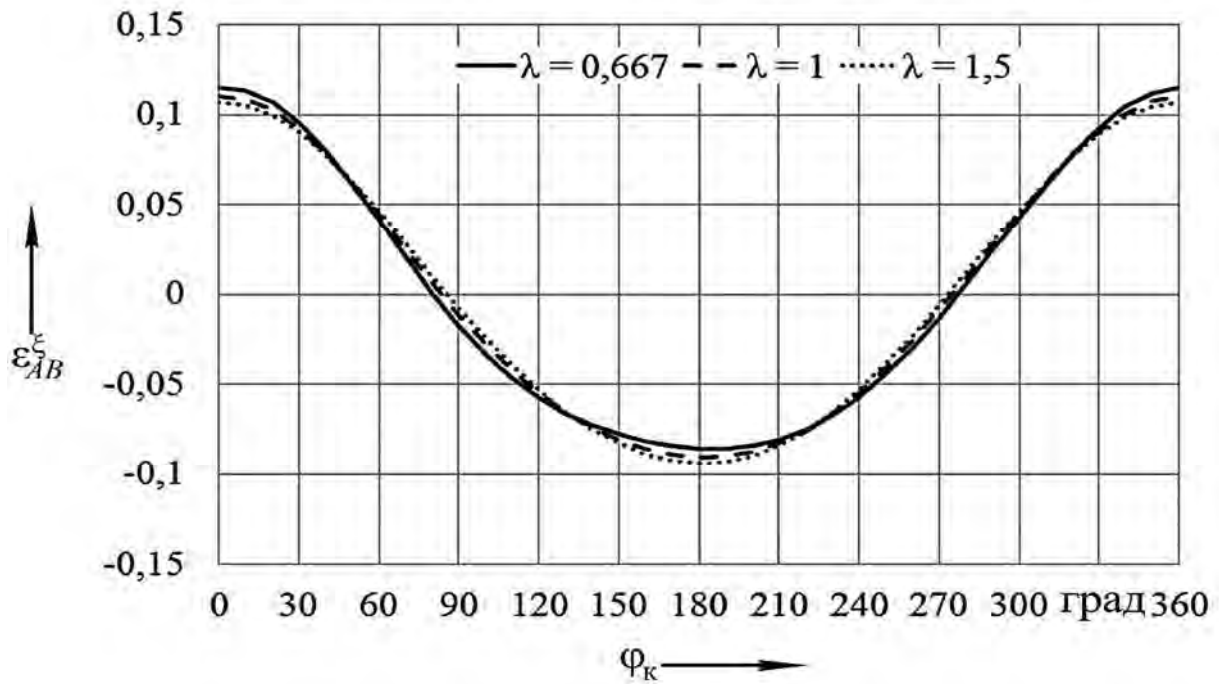


Рисунок 2.25 – График изменения относительного углового ускорения шатуна ε_{AB}^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_K (при $\rho = 0,1$ и $\lambda = 0,667$; 1 и 1,5)

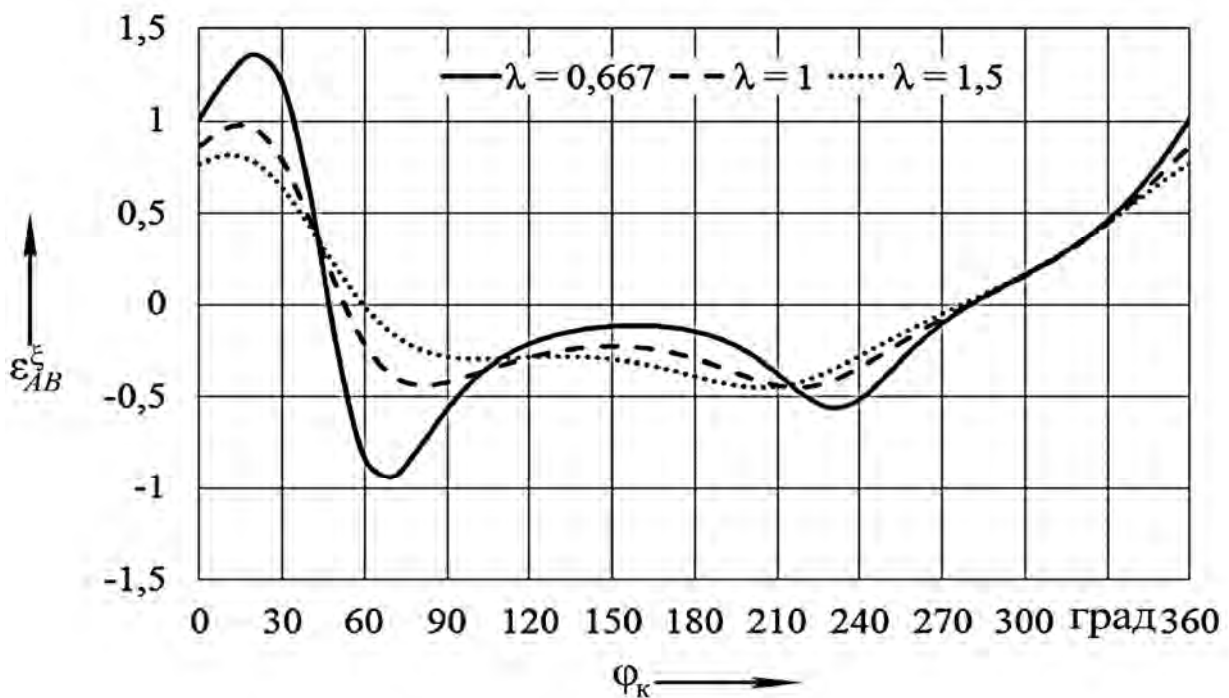


Рисунок 2.26 – График изменения относительного углового ускорения шатуна ε_{AB}^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_K (при $\rho = 0,5$ и $\lambda = 0,667$; 1 и 1,5)

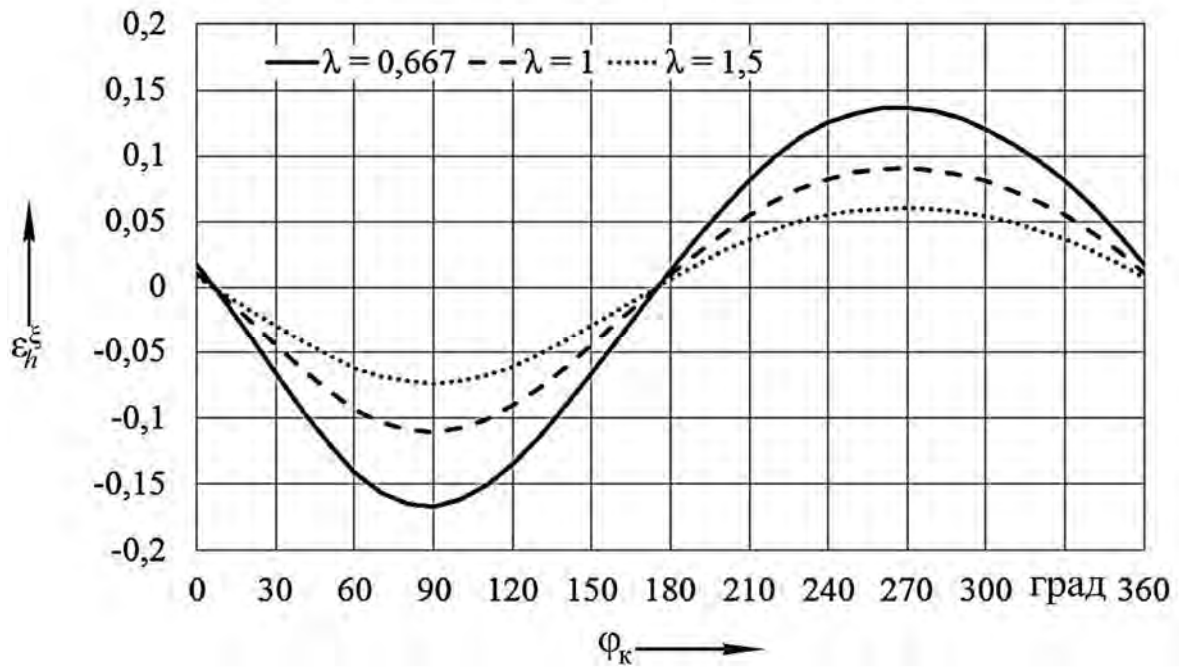


Рисунок 2.27 – График изменения относительного углового ускорения коромысла ε_h^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k (при $\rho = 0,1$ и $\lambda = 0,667$; 1 и 1,5)

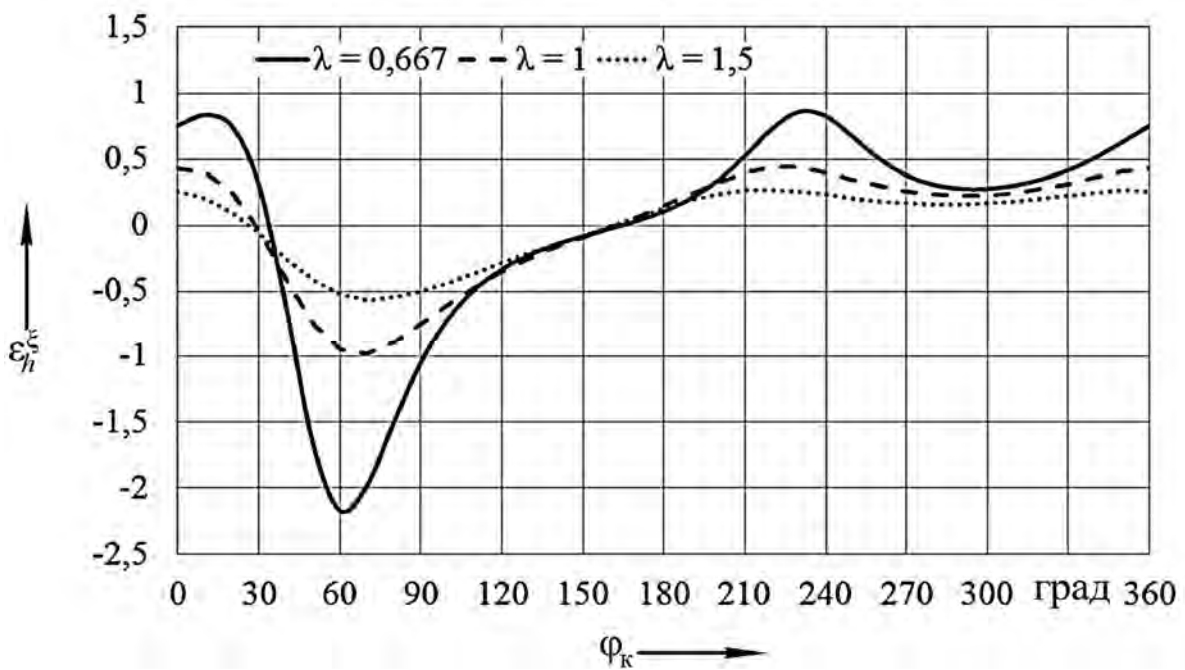


Рисунок 2.28 – График изменения относительного углового ускорения коромысла ε_h^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k (при $\rho = 0,5$ и $\lambda = 0,667$; 1 и 1,5)

В частности, отмечаем, что с увеличением параметра ρ асимметрия кинематических характеристик возрастает, а с увеличением параметра λ она уменьшается.

Для исследования движения механизма в переходном режиме (разгон и торможение) необходимо использовать алгоритм, позволяющий учитывать вращение кривошипа с переменной угловой скоростью ω_k . Для его изложения воспользуемся методом замкнутых векторных контуров [57, 62, 73–76].

На рисунке 2.29 звенья механизма дополнительно обозначаем цифрами: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло.

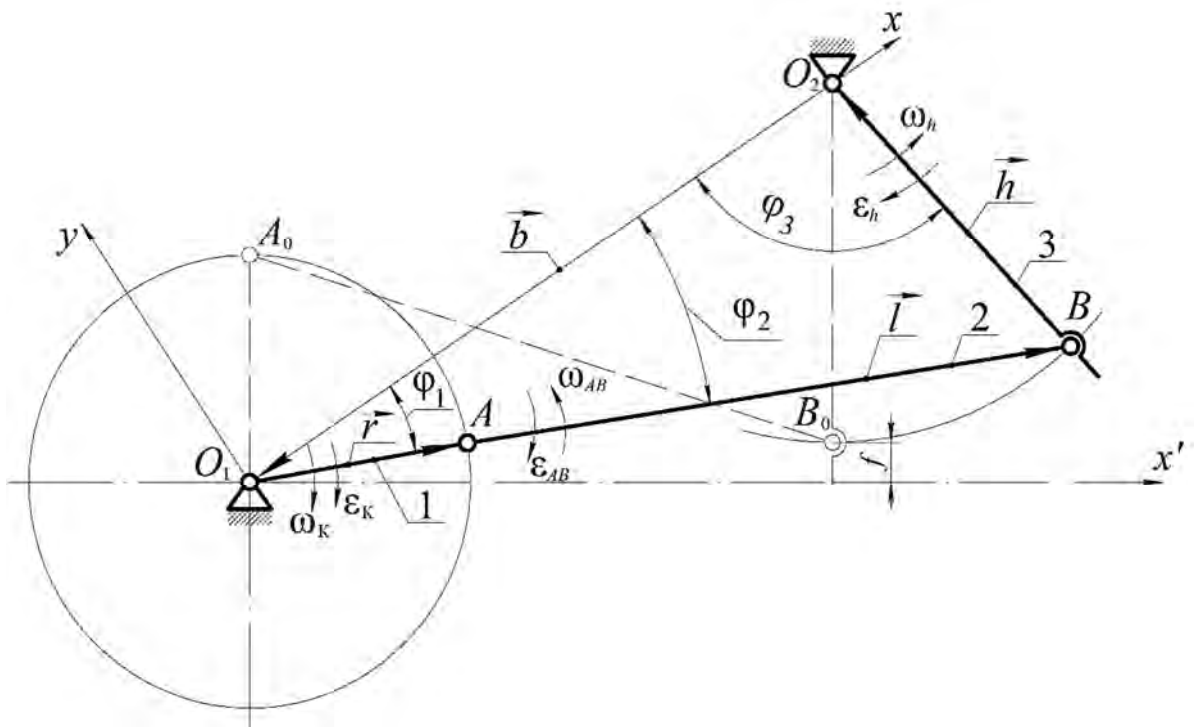


Рисунок 2.29 – Схема приводного механизма для определения кинематических характеристик движения звеньев методом замкнутых векторных контуров с учетом изменения длины коромысла h

Ось O_1x направляем вдоль стойки O_1O_2 , а ось O_1y – перпендикулярно ей. Углы поворота кривошипа, шатуна и коромысла относительно стойки обозначаем буквами φ_1 , φ_2 и φ_3 . На звеньях механизма строим замкнутый контур $O_1ABO_2O_1$. Ему соответствует векторное уравнение

$$\vec{r} + \vec{l} + \vec{h} + \vec{b} = 0. \quad (2.37)$$

Спроецируем (2.37) на оси координат:

$$r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 + h \cos \varphi_3 - b = 0; \quad (2.38)$$

$$-r \sin \varphi_1 - l \sin \varphi_2 + h \sin \varphi_3 = 0. \quad (2.39)$$

Неизвестные углы φ_2 , φ_3 определяются путем решения уравнений (2.38) и (2.39) методом последовательных приближений.

Переходим к вычислению угловых скоростей звеньев механизма. Вначале находим передаточные функции [74]:

$$u_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\omega_{AB}}{\omega_K}; \quad u_{31} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{\omega_h}{\omega_K},$$

где ω_K , ω_{AB} , ω_h – угловые скорости кривошипа, шатуна и коромысла соответственно.

Продифференцируем уравнения (2.38) и (2.39) по φ_1 . Получим

$$-r \sin \varphi_1 - l \sin \varphi_2 u_{21} - h \sin \varphi_3 u_{31} = 0; \quad (2.40)$$

$$-r \cos \varphi_1 - l \cos \varphi_2 u_{21} + h \cos \varphi_3 u_{31} = 0. \quad (2.41)$$

Для определения передаточной функции u_{21} умножаем уравнение (2.40) на $\cos \varphi_3$, а уравнение (2.41) – на $\sin \varphi_3$. Аналогично для определения u_{31} уравнение (2.40) умножаем на $\cos \varphi_2$, а уравнение (2.41) – на $(-\sin \varphi_2)$. Окончательно получаем

$$u_{21} = \frac{r \sin(\varphi_1 + \varphi_3)}{l \sin(\varphi_2 + \varphi_3)};$$

$$u_{31} = \frac{-r \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{h \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}.$$

Угловые скорости шатуна ω_{AB} и коромысла ω_h вычисляем по формулам

$$\omega_{AB} = u_{21} \omega_K; \quad \omega_h = u_{31} \omega_K. \quad (2.42)$$

Угловые ускорения звеньев находим дифференцированием соотношений (2.42) по времени:

$$\varepsilon_{AB} = u'_{21} \omega_K^2 + u_{21} \varepsilon_K; \quad (2.43)$$

$$\varepsilon_h = u'_{31} \omega_k^2 + u_{31} \varepsilon_k, \quad (2.44)$$

где ε_k – угловое ускорение кривошипа;

u'_{21}, u'_{31} – производные передаточных функций.

Имеем

$$u'_{21} = \frac{r}{l} \left[\frac{\cos(\varphi_1 + \varphi_3)(1 + u_{31})}{\sin(\varphi_2 + \varphi_3)} + \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_3) \cos(\varphi_2 + \varphi_3)(u_{21} - u_{31})}{\sin^2(\varphi_2 + \varphi_3)} \right];$$

$$u'_{31} = \frac{-r}{h} \left[\frac{\cos(\varphi_1 - \varphi_2)(1 + u_{21})}{\sin(\varphi_3 + \varphi_2)} - \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2) \cos(\varphi_3 + \varphi_2)(u_{31} - u_{21})}{\sin^2(\varphi_3 + \varphi_2)} \right].$$

При постоянной угловой скорости кривошипа ω_k в формулах (2.43) и (2.44) полагаем $\varepsilon_k = 0$.

Для изменения длины коромысла h (см. рисунок 2.29) с сохранением условия начального положения механизма (при $\varphi_k = 0^\circ$ угол $\psi = 0^\circ$) необходимо изменять и длину шатуна l . Такие действия проводят до одновременного изменения трех безразмерных параметров: ρ, λ и χ .

Далее за базовый вариант принят механизм со следующими геометрическими соотношениями: $\chi = 0, \lambda = 1, \rho = 0,1$. Рассмотрены два варианта геометрических соотношений: $\chi = 0,25, \lambda = 0,8, \rho = 0,1$ и $\chi = -0,25, \lambda = 1,228, \rho = 0,092$.

На рисунках 2.30–2.33 представлены полученные графики изменения относительных угловых скоростей и ускорений звеньев приводного механизма при различных соотношениях длин звеньев в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k .

Как видно (см. рисунки 2.30–2.33), изменение длины h практически не влияет на величину относительных кинематических характеристик ω_{AB}^ξ , ε_{AB}^ξ и чувствительно для характеристик $\omega_h^\xi, \varepsilon_h^\xi$. При этом уменьшение параметра h ведет к их увеличению.

Отметим, что от кинематических параметров звеньев механизма зависят характер движения элементов рабочей камеры, значение реакций в кинематических парах и величина уравновешивающего момента на кривошипе. При конструировании приводного механизма цепного агрегата необходимо учитывать, что асимметрия кинематических характеристик нежелательна, поскольку она приводит к увеличению нагрузки на двигатель и кинематические пары.

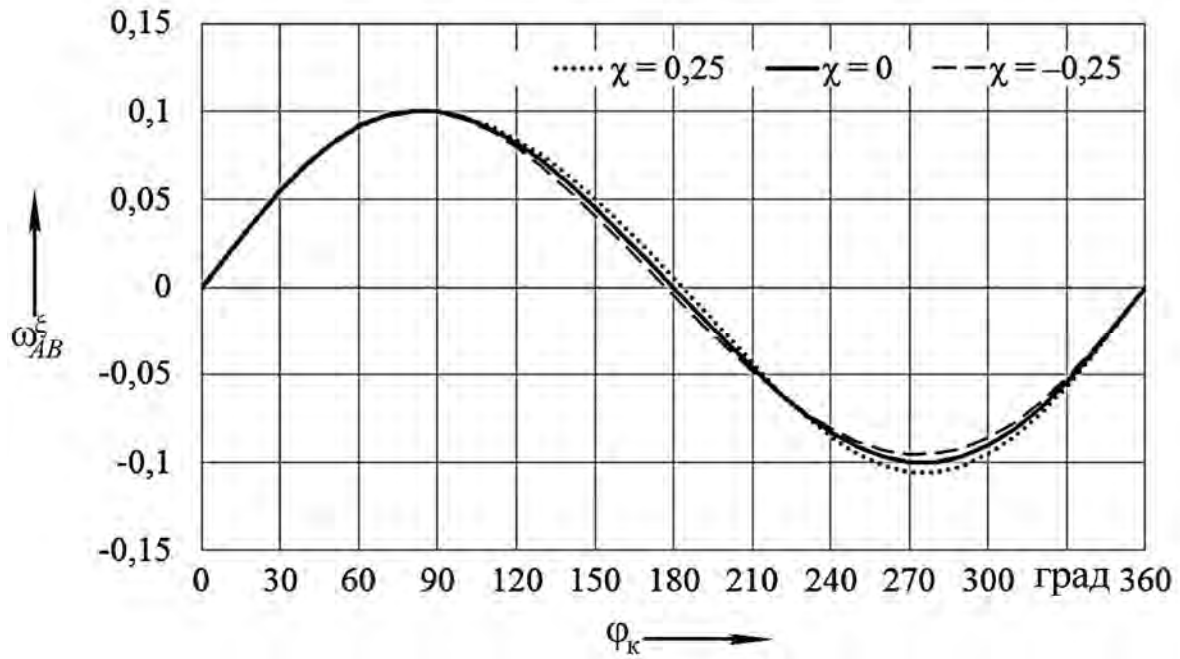


Рисунок 2.30 – График изменения относительной угловой скорости шатуна ω_{AB}^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа ϕ_k

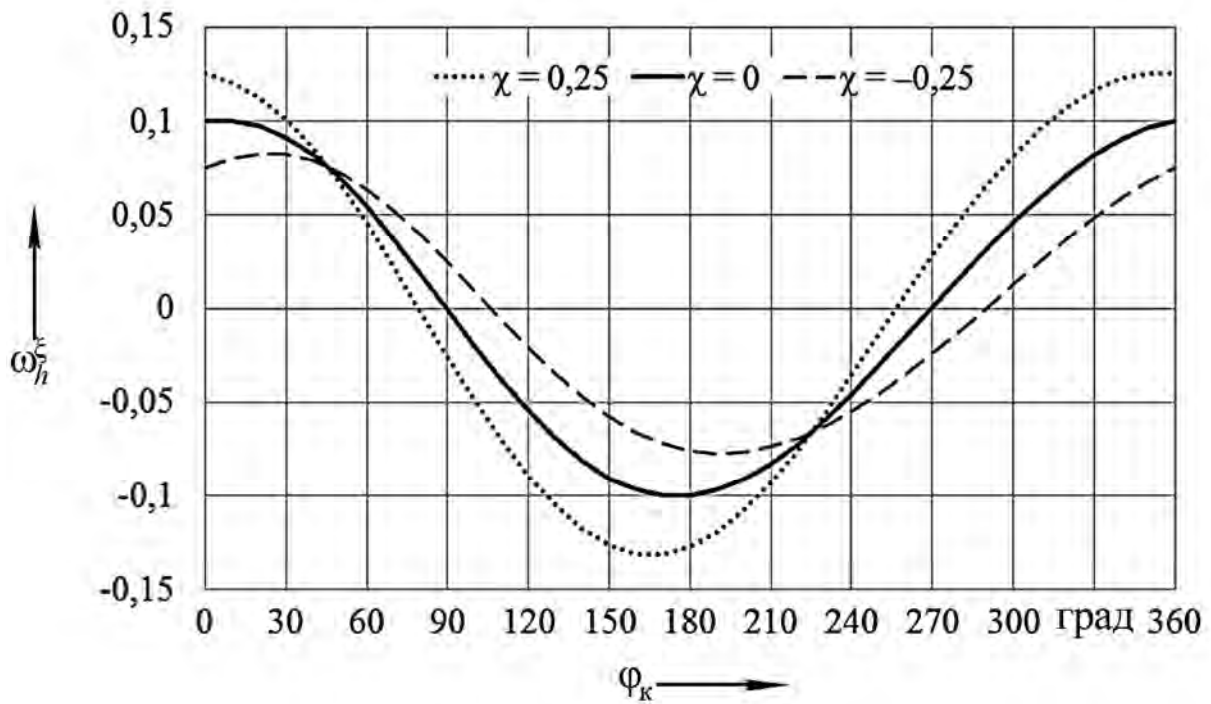


Рисунок 2.31 – График изменения относительной угловой скорости шатуна ω_h^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа ϕ_k

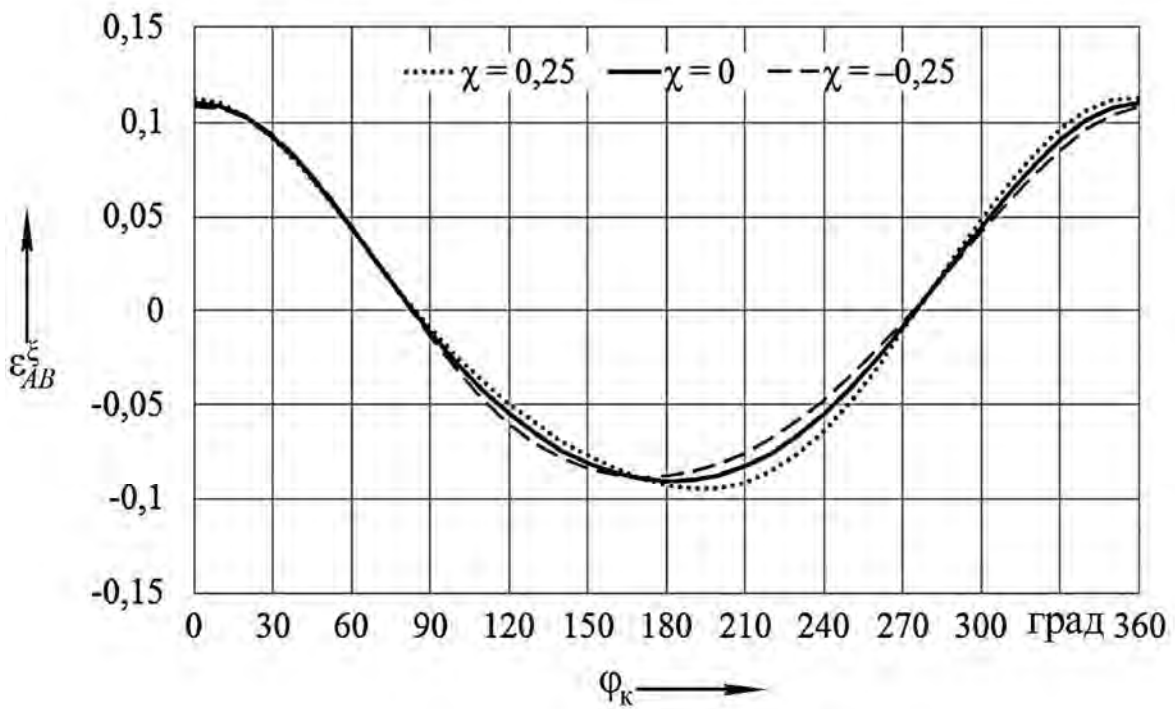


Рисунок 2.32 – График изменения относительной угловой скорости шатуна ε_{AB}^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k

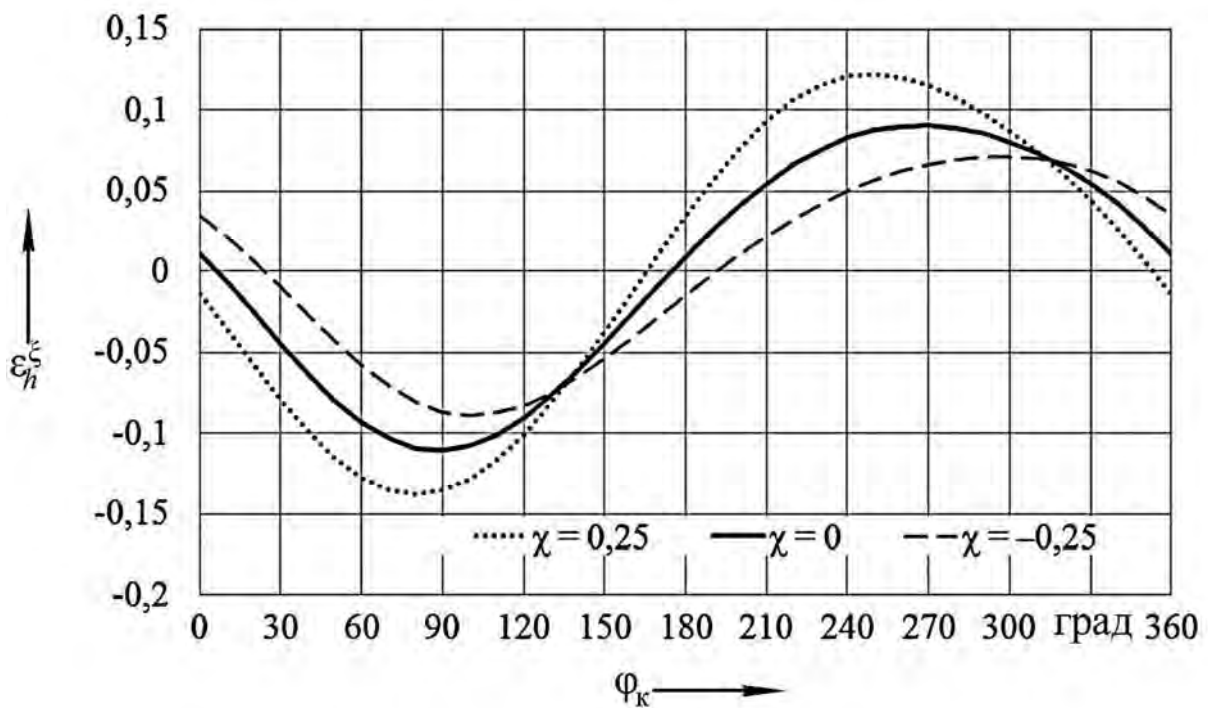


Рисунок 2.33 – График изменения относительной угловой скорости шатуна ε_h^{ξ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ_k

Ее минимизация, как установлено далее, достигается путем уменьшения параметра ρ и (или) увеличения параметра λ . Эту конструктивную задачу необходимо решать совместно с технологической. Как правило, вторая задача является доминирующей.

2.7 Силовой анализ приводного механизма

Целью силового анализа является определение сил взаимодействия в кинематических парах и величины уравнивающего момента на кривошипе. Применительно к приводному механизму цепного агрегата разработан комбинированный метод силового анализа, сочетающий принцип Даламбера – Лагранжа и метод кинетостатики [77, 78].

Силы взаимодействия во внутренних кинематических парах и уравнивающий момент на кривошипе определяем с помощью принципа Даламбера – Лагранжа.

Записываем общее уравнение динамики в сокращенном виде:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = 0, \quad (2.45)$$

где δA_i – возможная элементарная работа силы F_i (или момента M_i), приложенной к звену;

n – количество сил, действующих на звенья механизма или рассматриваемой его части.

Для составления уравнения (2.45) применяем методику принципа возможных перемещений [79–81].

На рисунках 2.34–2.40 представлены необходимые расчетные схемы для определения реакций во внутренних кинематических парах A , B и уравнивающего момента M_y и записаны уравнения работ, позволяющие находить составляющие реакции X_A , Y_A , X_B , Y_B и момент M_y .

Для определения компонента X_A (см. рисунок 2.34) реакции F_A запишем уравнение (2.45) в развернутом виде:

$$X_A \delta s_A + M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 + M_3 \delta \psi = 0, \quad (2.46)$$

где δs_A – возможное перемещение шарнира A ;

$$\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_1 \delta s_A;$$

$$\delta \psi = \delta s_B / h = (BP_2 / h \cdot AP_2) \delta s_A = c_2 \delta s_A;$$

Необходимые углы γ и ψ находим по формулам (2.25) и (2.28).

Подставляем в уравнение (2.46) возможные перемещения $\delta\varphi_2$, $\delta\psi$ и выносим за скобки δs_A . Учитывая, что $\delta s_A \neq 0$, получаем уравнение условного равновесия правой части механизма. Из него определяем горизонтальную составляющую силы взаимодействия (реакцию X_A) шатуна с кривошипом:

$$X_A = c_1 \left[M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) - M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) - M_2 \right] - c_2 M_3. \quad (2.47)$$

Внешнее силовое воздействие на шатун 2 приводится к силе F_2 , приложенной к его центру тяжести C_2 и моменту M_2 (см. рисунок 2.34). При этом $\vec{F}_2 = \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2$, где G_2 – сила тяжести шатуна; $\vec{\Phi}_2$ – главный вектор сил инерции, $\vec{\Phi}_2 = -m_2 \vec{a}_{C_2}$; m_2 – масса шатуна; a_{C_2} – ускорение его центра масс C_2 .

Чтобы найти силу F_2 , спроецируем главный вектор сил инерции $\vec{\Phi}_2$ на оси O_1x , O_1y :

$$\Phi_2^x = \Phi_2 \cos \alpha; \quad \Phi_2^y = \Phi_2 \sin \alpha,$$

где α – угол наклона вектора ускорения \vec{a}_{C_2} к оси O_1x , $\alpha = \arctg(a_{C_2}^y / a_{C_2}^x)$.

Сила тяжести G_2 суммируется с составляющей Φ_2^y главного вектора сил инерции $\vec{\Phi}_2$:

$$\vec{\Phi}_2^{y'} = \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2^y.$$

Окончательно получаем

$$F_2 = \sqrt{(\Phi_2^x)^2 + (\Phi_2^{y'})^2}.$$

Для определения ускорения a_{C_2} центра масс C_2 шатуна воспользуемся формулой

$$\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_A + \vec{a}_{C_2A}^n + \vec{a}_{C_2A}^{\tau}. \quad (2.48)$$

Проецируем формулу (2.48) на взаимно ортогональные оси O_1x , O_1y :

$$a_{C_2}^x = -a_A \sin \varphi_k - a_{C_2A}^n \cos \gamma - a_{C_2A}^\tau \sin \gamma;$$

$$a_{C_2}^y = -a_A \cos \varphi_k - a_{C_2A}^n \sin \gamma + a_{C_2A}^\tau \cos \gamma,$$

где $a_A = r\omega_k^2$;

$$a_{C_2A}^n = \omega_{AB}^2 AC_2;$$

$$a_{C_2A}^\tau = \varepsilon_{AB} AC_2;$$

ω_k – угловая скорость кривошипа, $\omega_k = \pi n_k / 30$;

AC_2 – расстояние от кинематической пары A до центра масс C_2 шатуна.

Находим полное ускорение точки C_2 :

$$a_{C_2} = \sqrt{(a_{C_2}^x)^2 + (a_{C_2}^y)^2}.$$

Величины ω_{AB} , ε_{AB} определены ранее в кинематическом анализе.

Момент M_2 , входящий в (2.47), направлен противоположно угловому ускорению шатуна ε_{AB} (см. рисунок 2.34). Его величина определяется по формуле

$$M_2 = -J_{C_2} \varepsilon_{AB},$$

где J_{C_2} – момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр масс C_2 перпендикулярно плоскости движения. Полагаем, что шатун представляет собой однородный стержень. Тогда $J_{C_2} = 1/12 m_2 l^2$. В реальной конструкции приводного механизма момент инерции шатуна может быть определен теоретически, экспериментально или с помощью компьютерной программы, например КОМПАС-3D.

Находим моменты $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$, $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$, входящие в формулу (2.47):

$$M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} \cdot C_2 H; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} \cdot P_2 H.$$

Здесь $F_{2x} = F_2 \cos \alpha_1$, $F_{2y} = F_2 \sin \alpha_1$, $\alpha_1 = \arctg(\Phi_2^{y'} / \Phi_2^x)$, $C_2 H = C_2 P_2 \cos \mu$, $P_2 H = C_2 P_2 \sin \mu$.

Для определения неизвестной стороны C_2P_2 треугольника AP_2C_2 воспользуемся теоремой косинусов:

$$C_2P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90 + \gamma)}.$$

Согласно той же теореме,

$$\mu = \arccos \left[\frac{(P_2C_2)^2 + (AP_2)^2 - (AC_2)^2}{2(P_2C_2)(AP_2)} \right].$$

Пользуясь рисунком 2.35, записываем уравнение работ для определения компонента Y_A :

$$Y_A \delta s_A - M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 - M_2 \delta \varphi_2 - M_3 \delta \psi = 0. \quad (2.49)$$

Здесь $\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_3 \delta s_A$, $\delta \psi = \delta s_B / h = (BP_2 / h \cdot AP_2) \delta s_A = c_4 \delta s_A$, $c_3 = 1 / AP_2$, $c_4 = BP_2 / h \cdot AP_2$.

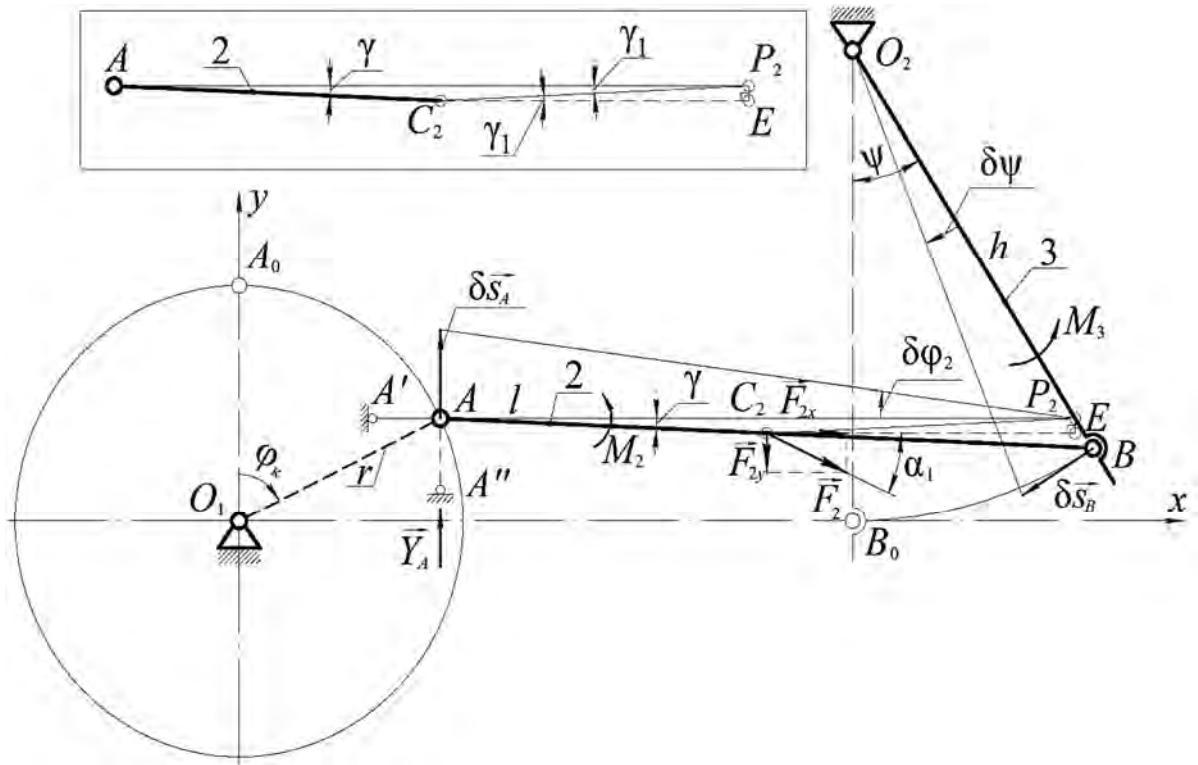


Рисунок 2.35 – Расчетная схема для определения составляющей Y_A реакции F_A

Из треугольника AP_2B определяем длины отрезков AP_2 , BP_2 :

$$AP_2 = \frac{\sin(90 - \psi - \gamma)l}{\sin(90 - \psi)};$$

$$BP_2 = \frac{l \sin \gamma}{\sin(90 + \psi)}.$$

Теперь, применяя предыдущий алгоритм, из уравнения (2.49) находим

$$Y_A = c_3 \left[M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) + M_2 \right] + c_4 M_3. \quad (2.50)$$

Определим моменты $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$, $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$. Для этого силу F_2 проецируем на оси O_1x , O_1y , а затем находим плечи EP_2 , C_2E сил F_{2x} , F_{2y} относительно подвижного центра поворота P_2 (см. рисунок 2.35). Для этого на рисунке отдельно изображены треугольники AP_2C_2 и C_2P_2E . Из треугольника AP_2C_2 по теоремам косинусов и синусов получаем

$$C_2P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos \gamma};$$

$$\gamma_1 = \arcsin \left[\frac{AC_2 \sin \gamma}{C_2P_2} \right].$$

Тогда

$$EP_2 = C_2P_2 \sin \gamma_1; \quad C_2E = C_2P_2 \cos \gamma_1.$$

Окончательно

$$M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} \cdot EP_2; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} \cdot C_2E.$$

По составляющим (2.47) и (2.50) определяем равнодействующую силу взаимодействия звеньев 1 и 2 в кинематической паре А и ее направление:

$$F_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}; \quad \varphi_A = \arctg \left(\frac{Y_A}{X_A} \right).$$

В рассмотренных случаях при нахождении составляющих реакции F_A в формулы (2.47) и (2.50) входит многокомпонентный момент внешних сил M_3 . Схема для его определения представлена на рисунке 2.36.

$$M_3 = -M_{O_2}(\vec{G}_3) - M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) - M_{O_2}(\vec{G}_{ш.р}) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_к^\tau) + \\ + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.с}^\tau) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.р}^\tau) - M_{O_2}(\vec{F}_р') - M_{O_2}(\vec{F}_р''), \quad (2.51)$$

где G_3 , $G_{ш.с}$, $G_{ш.р}$ – силы тяжести коромысла, соединительной и рабочей штанг;

Φ_k^τ , $\Phi_{ш.с}^\tau$, $\Phi_{ш.р}^\tau$ – равнодействующие распределенных по длине коромысла его тангенциальной силы инерции и тангенциальных сил инерции соединительной и рабочей штанг;

F_p' , F_p'' – силы взаимодействия коромысла с левой и правой частями рабочей камеры.

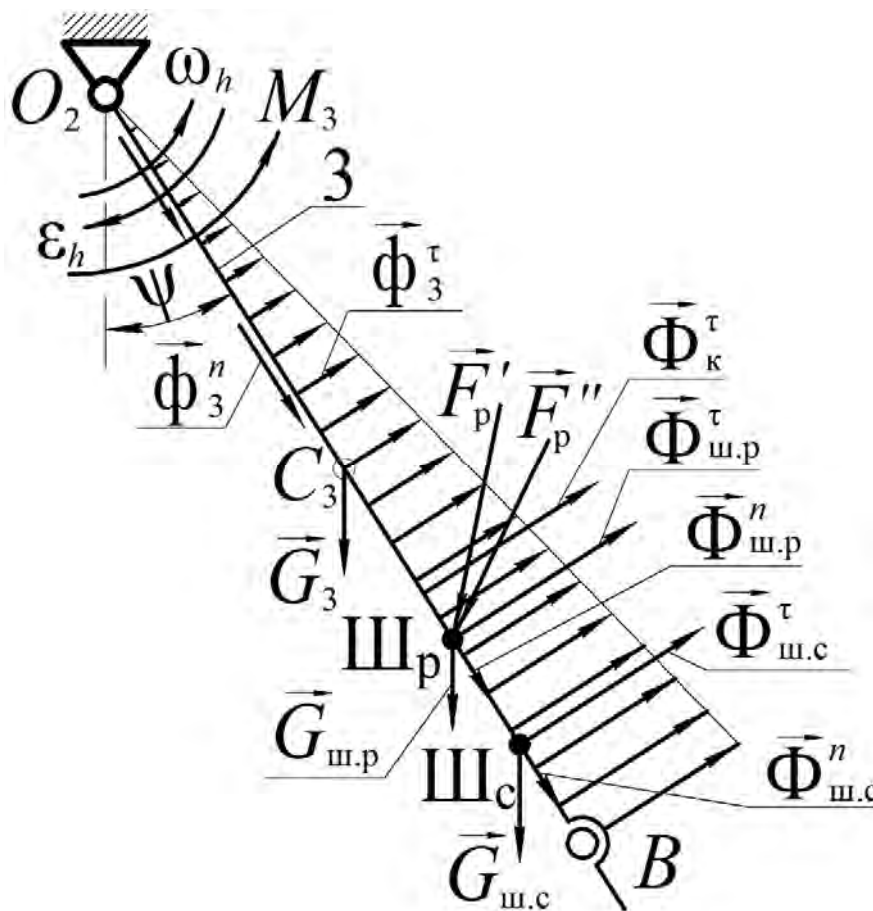


Рисунок 2.36 – Схема для определения момента M_3

В формуле (2.51) моменты сил тяжести коромысла G_3 , соединительной $G_{ш.с}$ и рабочей $G_{ш.р}$ штанг относительно оси O_2 поворота коромысла

$$M_{O_2}(\vec{G}_3) = m_3 g O_2 C_3 \sin \psi ;$$

$$M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) = m_{ш.с} g O_2 Ш_с \sin \psi ;$$

$$M_{O_2}(\vec{G}_{ш.р}) = m_{ш.р} g O_2 Ш_р \sin \psi ,$$

где ψ – угол поворота коромысла;

$O_2 C_3$ – расстояние от оси поворота коромысла O_2 до его центра масс C_3 ;

$O_2 Ш_с$, $O_2 Ш_р$ – расстояния от оси поворота коромысла O_2 до центров масс соединительной $Ш_с$ и рабочей $Ш_р$ штанг;

m_3 – масса коромысла;

$m_{ш.с}$, $m_{ш.р}$ – массы соединительной и рабочей штанг;

g – ускорение свободного падения.

Моменты равнодействующей тангенциальной силы инерции коромысла Φ_K^τ , тангенциальных сил соединительной $\Phi_{ш.с}^\tau$ и рабочей $\Phi_{ш.р}^\tau$ штанг относительно оси поворота коромысла O_2 вычисляются по формулам

$$M_{O_2}(\vec{\Phi}_K^\tau) = -J_{O_2} \varepsilon_h ; \quad M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.с}^\tau) = -m_{ш.с} h_{ш.с}^2 \varepsilon_h ;$$

$$M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.р}^\tau) = -m_{ш.р} h_{ш.р}^2 \varepsilon_h ,$$

где J_{O_2} – момент инерции коромысла, для однородного стержня

$$J_{O_2} = (1/3) m_3 h^2 ;$$

ε_h – угловое ускорение коромысла;

$h_{ш.с}$, $h_{ш.р}$ – расстояния от оси поворота коромысла O_2 до центра масс соединительной $Ш_с$ и рабочей $Ш_р$ штанг, $h_{ш.с} = O_2 Ш_с$, $h_{ш.р} = O_2 Ш_р$.

При исследовании приводного механизма без рабочей камеры из формулы (2.51) исключаются составляющие $G_{ш.р}$, $\Phi_{ш.р}^\tau$, F'_p , F''_p .

Переходим к определению сил взаимодействия звеньев F_B в кинематической паре B (рисунок 2.37).

Чтобы найти составляющую X_B , записываем уравнение работ сил, приложенных к части $O_1 AB$ механизма:

$$X_B \delta s_B - M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 - M_2 \delta \varphi_2 - M_y \delta \varphi_1 = 0. \quad (2.52)$$

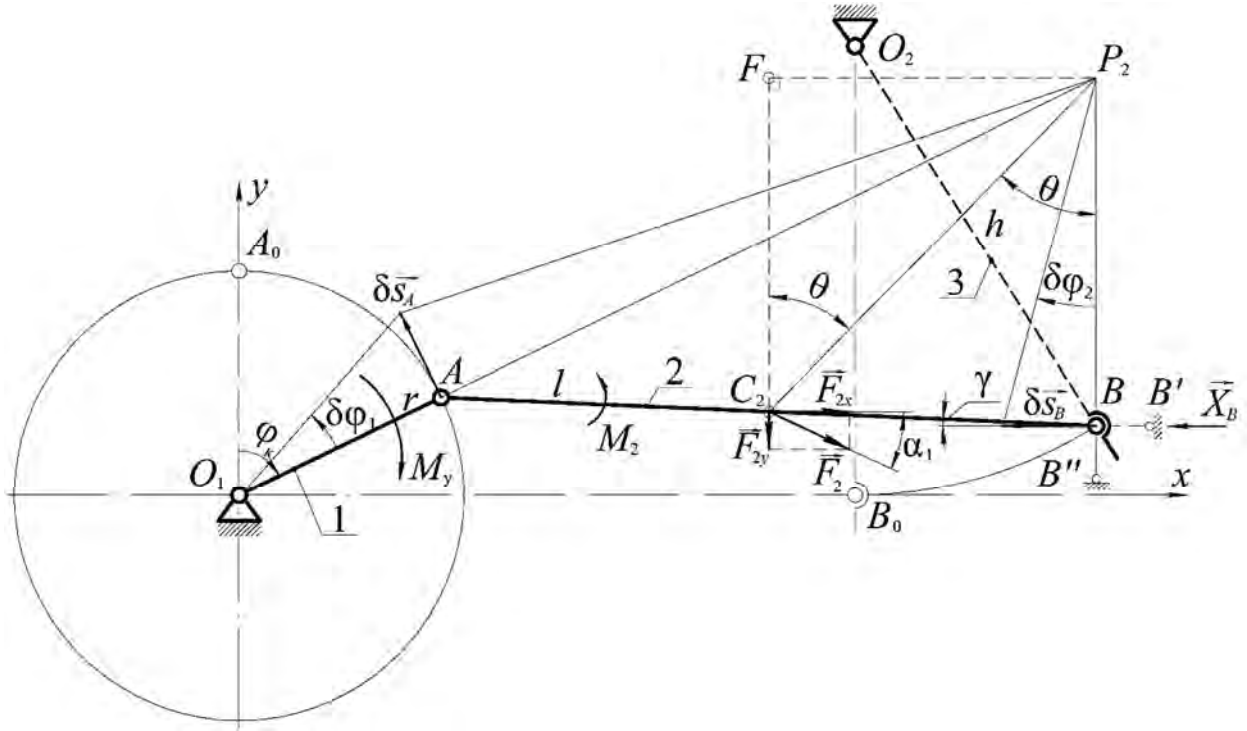


Рисунок 2.37 – Расчетная схема для определения составляющей X_B реакции F_B

Выражаем $\delta \varphi_1$, $\delta \varphi_2$ через δs_B . Получаем $\delta \varphi_1 = \delta s_A / r = (AP_2 / r \cdot BP_2) \delta s_B = c_5 \delta s_B$, $\delta \varphi_2 = \delta s_B / BP_2 = c_6 \delta s_B$, $c_5 = AP_2 / (r \cdot BP_2)$, $c_6 = 1 / BP_2$.

Согласно теореме синусов, в треугольнике AP_2B (см. рисунок 2.37) стороны

$$AP_2 = \frac{\sin(90 - \gamma)l}{\sin \varphi_k}; \quad BP_2 = \frac{\sin(90 - \varphi_k + \gamma)l}{\sin \varphi_k}.$$

Из преобразованного уравнения работ (2.52) получаем условие равновесия левой части механизма. Из него находим

$$X_B = c_6 \left[M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) + M_2 \right] + c_5 M_y. \quad (2.53)$$

Определим слагаемые $M_{P_2} (\vec{F}_{2x})$, $M_{P_2} (\vec{F}_{2y})$ формулы (2.53). Для этого силу F_2 спроецируем на оси O_1x , O_1y , а затем найдем плечи C_2F , FP_2 сил F_{2x} , F_{2y} относительно подвижного центра поворота P_2 (см. рисунок 2.37).

Для определения неизвестной стороны C_2P_2 треугольника AP_2C_2 воспользуемся теоремой косинусов. Получаем

$$C_2P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90 - \varphi_k + \gamma)}.$$

Из треугольника C_2P_2B находим необходимый в дальнейшем угол $\theta = \arccos\left[\left((BP_2)^2 + (C_2P_2)^2 - (BC_2)^2\right) / 2(C_2P_2)(BP_2)\right]$ и производим последовательное вычисление:

$$BC_2 = l - AC_2;$$

$$C_2F = C_2P_2 \cos \theta; \quad FP_2 = C_2P_2 \sin \theta;$$

$$M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x}C_2F; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y}FP_2.$$

Используя рисунок 2.38, составляем уравнение работ для определения Y_B :

$$Y_B \delta s_B - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 - M_y \delta \varphi_1 = 0, \quad (2.54)$$

где $\delta \varphi_1 = \delta s_A / r = c_7 \delta s_B$;

$\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_8 \delta s_B$;

$c_7 = AP_2 / (r \cdot BP_2)$;

$c_8 = 1 / BP_2$.

Воспользовавшись теоремой синусов, найдем AP_2 , BP_2 – стороны треугольника P_2AB :

$$AP_2 = \frac{l \sin \gamma}{\sin(90 - \varphi_k)}; \quad BP_2 = \frac{\sin(90 + \varphi_k - \gamma)l}{\sin(90 - \varphi_k)}.$$

Из уравнения работ (2.54) получаем условие равновесия рассматриваемой части механизма. Из него находим

$$Y_B = c_8 \left[M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) - M_2 \right] + c_7 M_y. \quad (2.55)$$

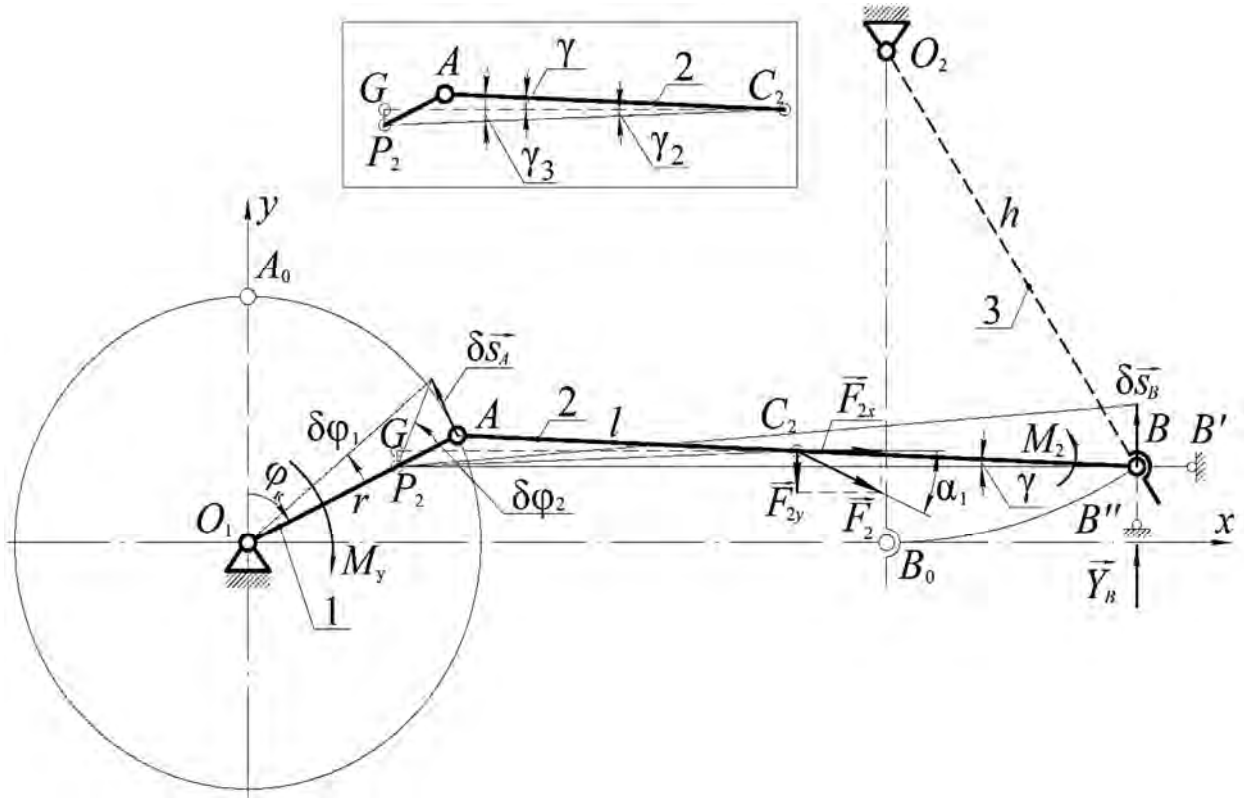


Рисунок 2.38 – Расчетная схема для определения составляющей Y_B реакции F_B

Используя рисунок 2.38 и в прежнюю последовательность действий, определяем слагаемые $M_{P_2}(\vec{F}_{2x})$, $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$ в формуле (2.55):

$$C_2 P_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90 + \varphi_k - \gamma)};$$

$$\gamma_2 = \gamma_3 - \gamma;$$

$$\gamma_3 = \arcsin \left[\frac{AP_2 \sin(90 + \varphi_k - \gamma)}{C_2 P_2} \right];$$

$$GP_2 = C_2 P_2 \sin \gamma_2; \quad C_2 G = C_2 P_2 \cos \gamma_2;$$

$$M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} \cdot GP_2; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} \cdot C_2 G.$$

По составляющим (2.53) и (2.55) находим равнодействующую силу F_B взаимодействия звеньев 2 и 3 и ее направление:

$$F_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}; \quad \varphi_B = \arctg\left(\frac{Y_B}{X_B}\right).$$

Переходим к определению пока неизвестного в формулах (2.53) и (2.55) уравновешивающего момента M_y .

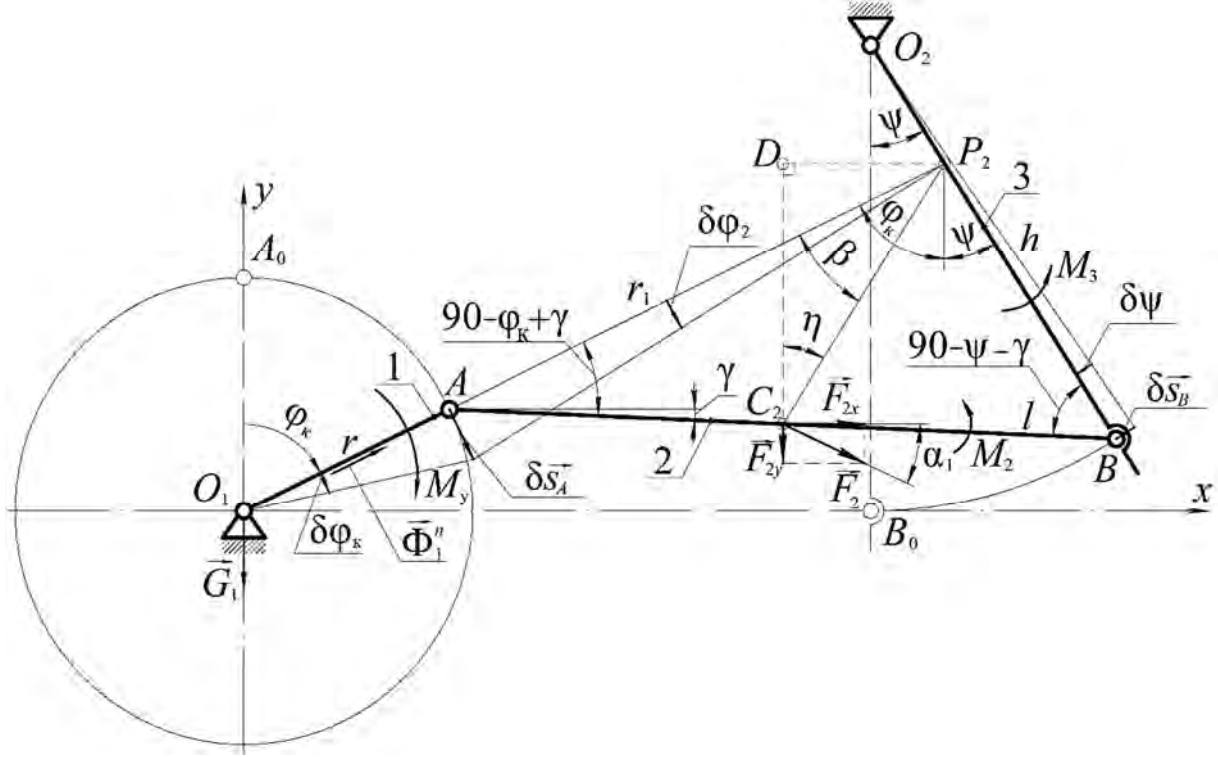


Рисунок 2.39 – Расчетная схема для определения величины уравновешивающего момента M_y

Предполагается, что кривошип 1 снабжен противовесом. Запишем уравнение работ для всего механизма (см. рисунок 2.39):

$$M_y \delta \varphi_k + M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 + M_3 \delta \psi = 0. \quad (2.56)$$

Здесь $\delta \varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = r \delta \varphi_k / r_1 = c_9 \delta \varphi_k$, $\delta \psi = \delta s_B / h = \delta \varphi_2 h_1 / h = h_1 r \delta \varphi_k / r_1 h = c_{10} \delta \varphi_k$, $c_9 = r / r_1$, $c_{10} = r h_1 / r_1 h$.

Далее, используя тот же алгоритм принципа Даламбера – Лагранжа, из уравнения (2.56) находим

$$M_y = -c_9 M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) - c_9 M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) - c_9 M_2 - c_{10} M_3. \quad (2.57)$$

Определяем неизвестные слагаемые формулы (2.57). Рассматривая треугольники AP_2B , AP_2C_2 (см. рисунок 2.39), получаем

$$r_1 = AP_2 = \frac{\sin(90^\circ - \psi - \gamma)l}{\sin(\varphi_k + \psi)};$$

$$h_1 = BP_2 = \frac{\sin(90^\circ - \varphi_k + \gamma)l}{\sin(\varphi_k + \psi)};$$

$$P_2C_2 = \sqrt{(AP_2)^2 + (AC_2)^2 - 2(AP_2)(AC_2)\cos(90^\circ - \varphi_k + \gamma)};$$

$$\eta = \varphi_k - \beta;$$

$$\beta = \arccos \left[\frac{(P_2C_2)^2 + (AP_2)^2 - (AC_2)^2}{2(P_2C_2)(AP_2)} \right];$$

$$C_2D = P_2C_2 \cos \eta; \quad DP_2 = P_2C_2 \sin \eta;$$

$$M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) = F_{2x} \cdot C_2D; \quad M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) = F_{2y} \cdot DP_2.$$

Для случая движения кривошипа с угловым ускорением ε_k в уравнение (2.56) необходимо добавить момент сил инерции $M_1 = -J_{O_1}\varepsilon_k$, где J_{O_1} – момент инерции кривошипа.

Переходим к определению реакций внешних кинематических пар O_1 , O_2 . Обозначим их буквами X_{O_1} , Y_{O_1} , X_{O_2} , Y_{O_2} . Воспользуемся методом кинестатики. Расчетная схема представлена на рисунке 2.40.

Рассматриваем отдельно условное равновесие кривошипа и коромысла. При этом к действующим внешним силам добавляем реактивные силы $X'_A = -X_A$, $Y'_A = -Y_A$, $X'_B = -X_B$, $Y'_B = -Y_B$, приложенные в кинематических парах A , B .

На рисунке 2.40 приняты следующие обозначения:

$$\vec{\Phi}_3^n = \vec{\Phi}_k^n + \vec{\Phi}_{ш.с}^n + \vec{\Phi}_{ш.р}^n; \quad \vec{\Phi}_3^\tau = \vec{\Phi}_k^\tau + \vec{\Phi}_{ш.с}^\tau + \vec{\Phi}_{ш.р}^\tau, \quad (2.58)$$

где Φ_k^n , $\Phi_{ш.с}^n$, $\Phi_{ш.р}^n$ – центробежные силы коромысла, соединительной и рабочей штанг, $\Phi_k^n = m_3 O_2 C_3 \omega_h^2$, $\Phi_{ш.с}^n = m_{ш.с} h_{ш.с} \omega_h^2$, $\Phi_{ш.р}^n = m_{ш.р} h_{ш.р} \omega_h^2$;

Φ_k^τ , $\Phi_{ш.с}^\tau$, $\Phi_{ш.р}^\tau$ – их тангенциальные силы инерции, $\Phi_k^\tau = m_3 O_2 C_3 \varepsilon_h$,
 $\Phi_{ш.с}^\tau = m_{ш.с} h_{ш.с} \varepsilon_h$, $\Phi_{ш.р}^\tau = m_{ш.р} h_{ш.р} \varepsilon_h$.

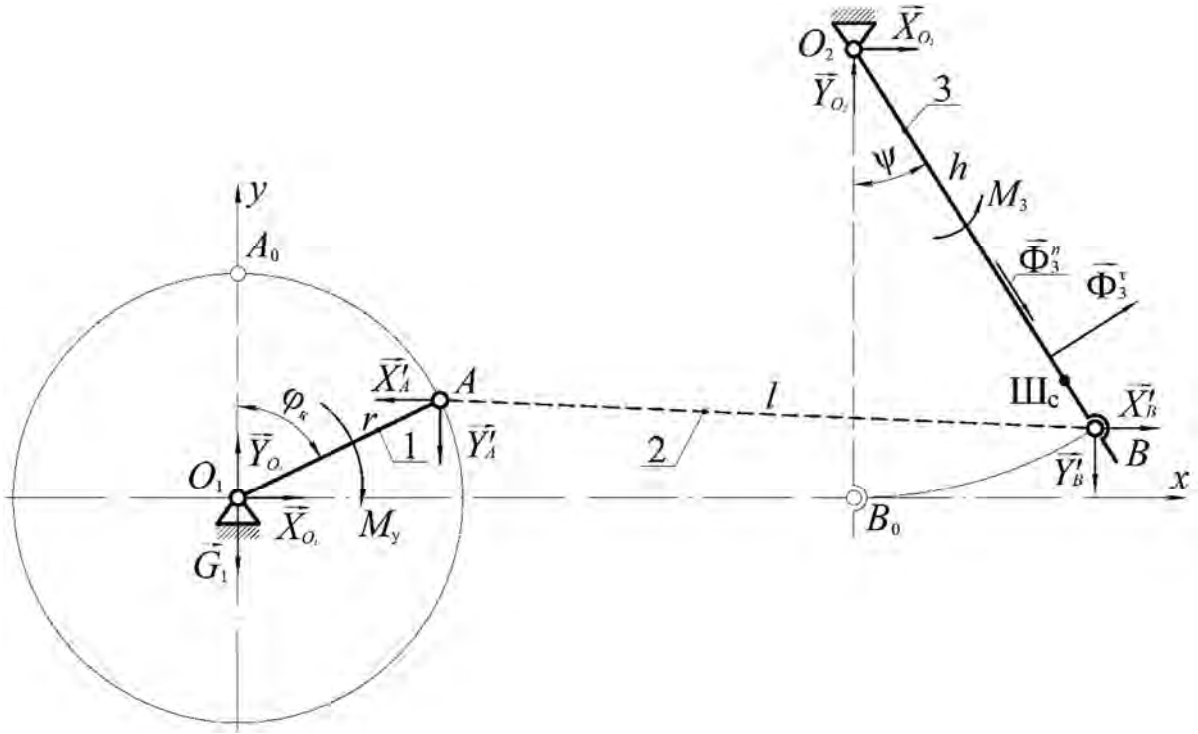


Рисунок 2.40 – Расчетная схема для определения реакций внешних кинематических пар O_1, O_2

Используя рисунки 2.36 и 2.40, записываем условия равновесия кривошипа и коромысла:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= X_{O_1} - X'_A = 0; \\ \sum Y_i &= Y_{O_1} - G_1 - Y'_A = 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.59)$$

где G_1 – сила тяжести кривошипа, $G_1 = m_1 g$;
 m_1 – его масса.

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= X_{O_2} + X'_B - F'_{px} - F''_{px} + \Phi_3'' \sin \psi + \Phi_3^\tau \cos \psi = 0; \\ \sum Y_i &= Y_{O_2} - Y'_B - G_3 - G_{ш.с} - G_{ш.р} - F'_{py} - F''_{py} - \\ &\quad - \Phi_3'' \cos \psi + \Phi_3^\tau \sin \psi = 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.60)$$

где F'_{px} , F''_{px} , F'_{py} , F''_{py} – проекция сил F'_p , F''_p на оси координат.

Из уравнений (2.59) и (2.60) определяем составляющие реакций. Получаем $X_{O_1} = X'_A$, $Y_{O_1} = Y'_A + G_1$, $X_{O_2} = -X'_B + F'_{px} + F''_{px} - \Phi_3^n \sin \psi - \Phi_3^r \cos \psi$, $Y_{O_2} = Y'_B + G_3 + G_{ш.с} + G_{ш.р} + F'_{py} + F''_{py} + \Phi_3^n \cos \psi - \Phi_3^r \sin \psi$.

Находим равнодействующие сил взаимодействия звеньев во внешних кинематических парах O_1 , O_2 и их направления:

$$F_{O_1} = \sqrt{X_{O_1}^2 + Y_{O_1}^2}; \quad \varphi_{O_1} = \arctg \left(\frac{Y_{O_1}}{X_{O_1}} \right);$$

$$F_{O_2} = \sqrt{X_{O_2}^2 + Y_{O_2}^2}; \quad \varphi_{O_2} = \arctg \left(\frac{Y_{O_2}}{X_{O_2}} \right).$$

При исследовании приводного механизма без рабочей камеры из формул (2.58) и уравнений (2.60) исключаются составляющие $\Phi_{ш.р}^n$, $\Phi_{ш.р}^r$, F'_{px} , F''_{px} , F'_{py} , F''_{py} , $G_{ш.р}$.

Учет дисбаланса кривошипа. В вышеописанном методе силового анализа предполагается, что кривошип уравновешен. В реальном механизме его равновесие может нарушаться. Рассмотрим случай, когда в кинематической паре А находится конструктивный элемент (палец), обладающий значительной массой m_A . Тогда кривошип следует рассматривать как неуравновешенный. Его центр масс сместится из положения O_1 в C_1 (рисунок 2.41).

Теперь общая сила тяжести кривошипа вычисляется по формуле $G'_1 = G_1 + G_A$, а смещение его центра масс $O_1C_1 = m_A r / (m_1 + m_A)$.

Запишем уравнение работ с учетом момента силы тяжести G'_1 :

$$\begin{aligned} M_y \delta \varphi_k + M_{O_1} (\vec{G}'_1) \delta \varphi_k + M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 + \\ + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 + M_3 \delta \psi = 0. \end{aligned}$$

После выполнения типовых преобразований получаем

$$M_y = -M_{O_1} (\vec{G}'_1) - c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) - c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) - c_1 M_2 - c_2 M_3.$$

Плечо O_1K силы G'_1 находим из треугольника O_1C_1K :

$$O_1K = O_1C_1 \sin \varphi_k.$$

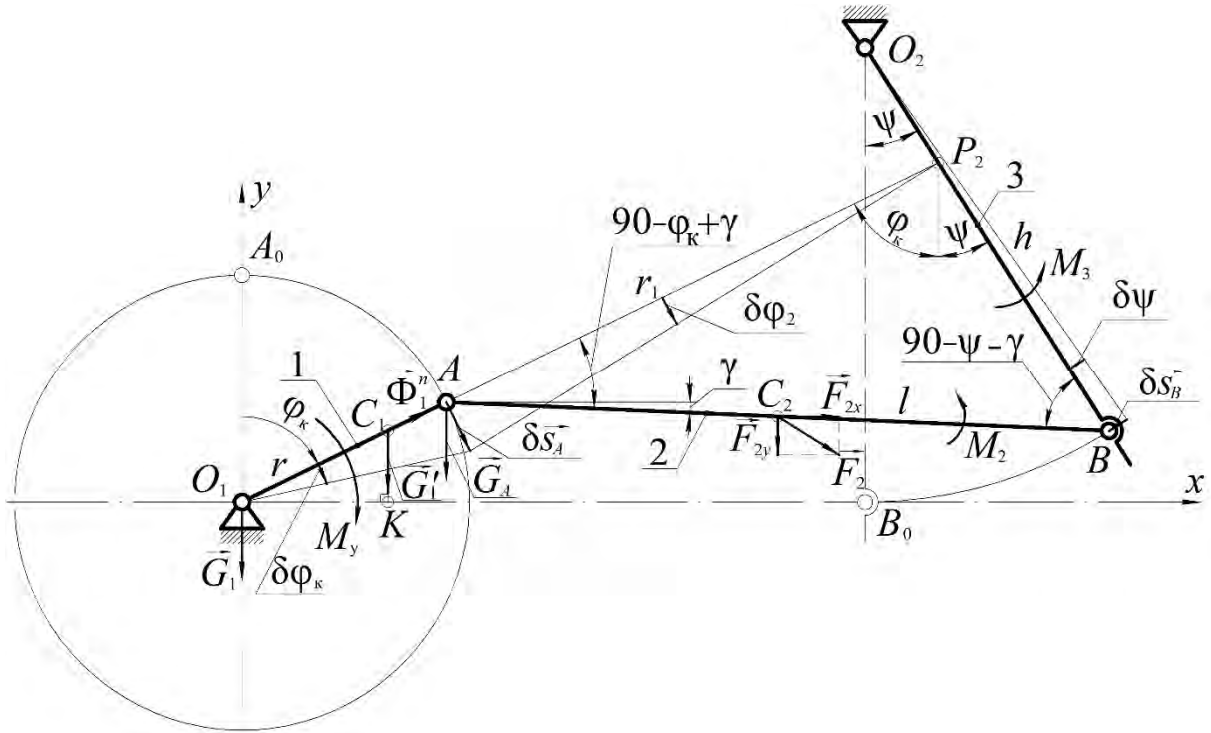


Рисунок 2.41 – Расчетная схема для определения величины момента M_y при неуровнешенном кривошипе

Следовательно,

$$M_{O_1}(\vec{G}'_1) = G'_1 \cdot O_1K.$$

Внесем изменения в уравнения (2.59) для механизма с неуровнешенным кривошипом:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= X_{O_1} - X'_A + \Phi_1^n \sin \varphi_k = 0; \\ \sum Y_i &= Y_{O_1} - G'_1 - Y'_A + \Phi_1^n \cos \varphi_k = 0, \end{aligned} \right\}$$

где Φ_1^n – центробежная сила инерции неуровнешенного кривошипа, $\Phi_1^n = (m_1 + m_A) O_1C_1 \omega_k^2 = m_A r \omega_k^2$.

Учет наклонного положения цепного агрегата в силовом анализе. Процессы дезинтеграции и грохочения в цепном агрегате осуществляются, как правило, при его расположении под углом к горизонтальной опорной поверхности (рисунок 2.42).

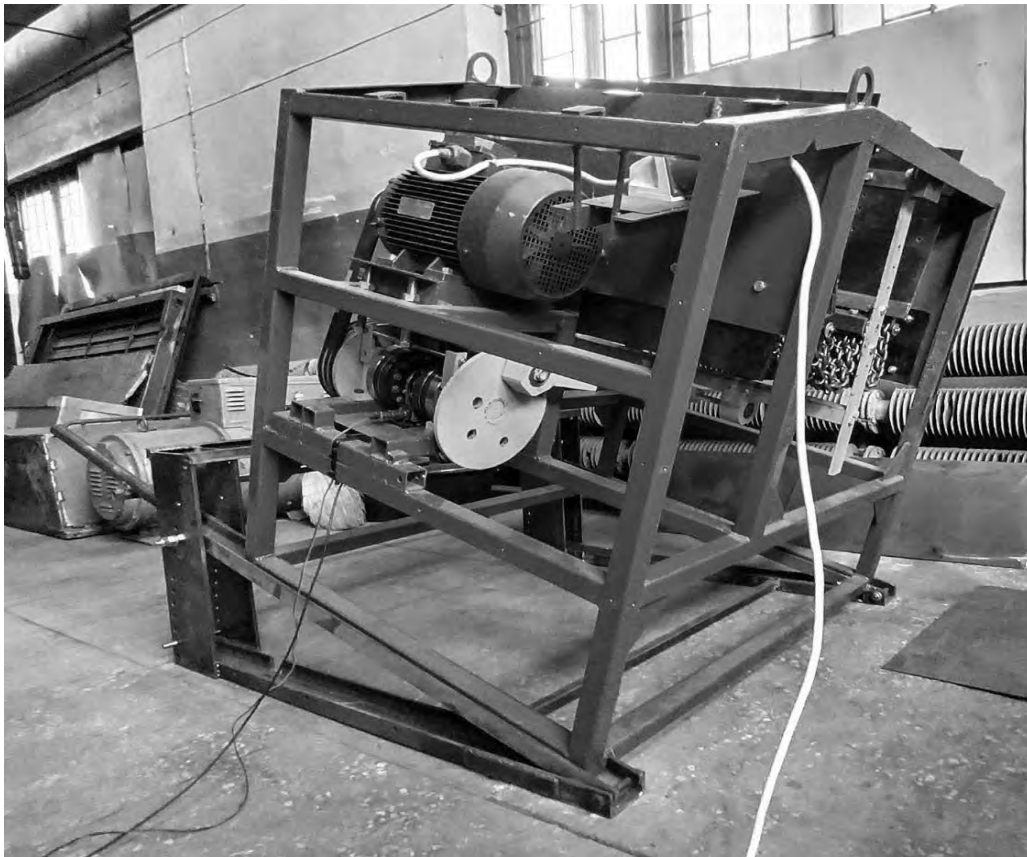


Рисунок 2.42 – Общий вид экспериментального образца цепного агрегата, расположенного под углом к опорной поверхности

Угол наклона посредством специального механизма изменяется в определенном диапазоне. Наклон агрегата оказывает влияние не только на осуществляемые технологические процессы, но и на силы взаимодействия звеньев и величину уравнивающего момента [82]. В связи с этим возникает необходимость корректировки алгоритма силового расчета приводного механизма с учетом угла наклона.

На рисунке 2.43, *а* представлена в исходном (горизонтальном) положении пространственная модель приводного механизма рабочей камеры вместе с двигателем *Д* и приводом кривошипа *Е*.

Цифрами 1, 2, 3 обозначены кривошип, шатун и раздвоенное коромысло, буквами G_1 , G_2 , G_3 – их силы тяжести, $G_{ш.с.}$, $G_{ш.р.}$ – силы тяжести соединительной и рабочей штанг. Как видно из рисунка, шатун 2 и ось O_1x образуют некоторую вертикальную плоскость. Назовем ее плоскостью движения приводного механизма рабочей камеры. Все звенья и кинематические пары механизма могут двигаться в плоскостях, параллельных плоскости движения, а все силы тяжести действуют в данных плоскостях. Рисунок 2.43, *б* – вид этой же модели (без двигателя) по стрелке *S*. На рас-

смаатриваемой проекции ось вала кривошипа совмещается с соединительной штангой, а плоскость движения – с осью O_1y .

Повернем агрегат на угол α_n в рабочее положение (см. рисунок 2.42). Соответствующая ему модель приводного механизма показана на рисунке 2.43, в. Плоскость движения на рисунке проецируется в линию, совмещенную с осью O_1y' . Каждая из сил тяжести образует с ней угол α_n и может быть разложена на составляющие (см. рисунок 2.43, в). Например, $\vec{G}'_3 = \vec{G}_3 = \vec{G}'_{3n} + \vec{G}'_{3\tau}$, где $\vec{G}'_{3n} = \vec{G}'_3 \sin \alpha_n$; $\vec{G}'_{3\tau} = \vec{G}'_3 \cos \alpha_n$. В уравнения кинестатики для приводного механизма войдут только составляющие сил тяжести типа $\vec{G}'_{3\tau}$, действующие в плоскости движения механизма. Дополнительная информация о влиянии наклона агрегата на силовое взаимодействие в его механизмах приведена в исследовании рабочей камеры.

Для упрощения силового расчета представленную на рисунке 2.43 схему рассматриваем в плоскости с учетом наклонного положения (рисунок 2.44).

Определим уравновешивающий момент M_y на кривошипе наклоненного механизма. Для этого воспользуемся формулой (2.57). Ее составляющие $M_{P_2}(\vec{F}_{2y})$ и M_3 пересчитываются с учетом угла наклона α_n .

Вместо силы тяжести шатуна G_2 принимаем ее проекцию на наклонную плоскость: $G'_2 = G_2 \cos \alpha_n$. При вычислении момента M_3 формула (2.51) примет следующий вид:

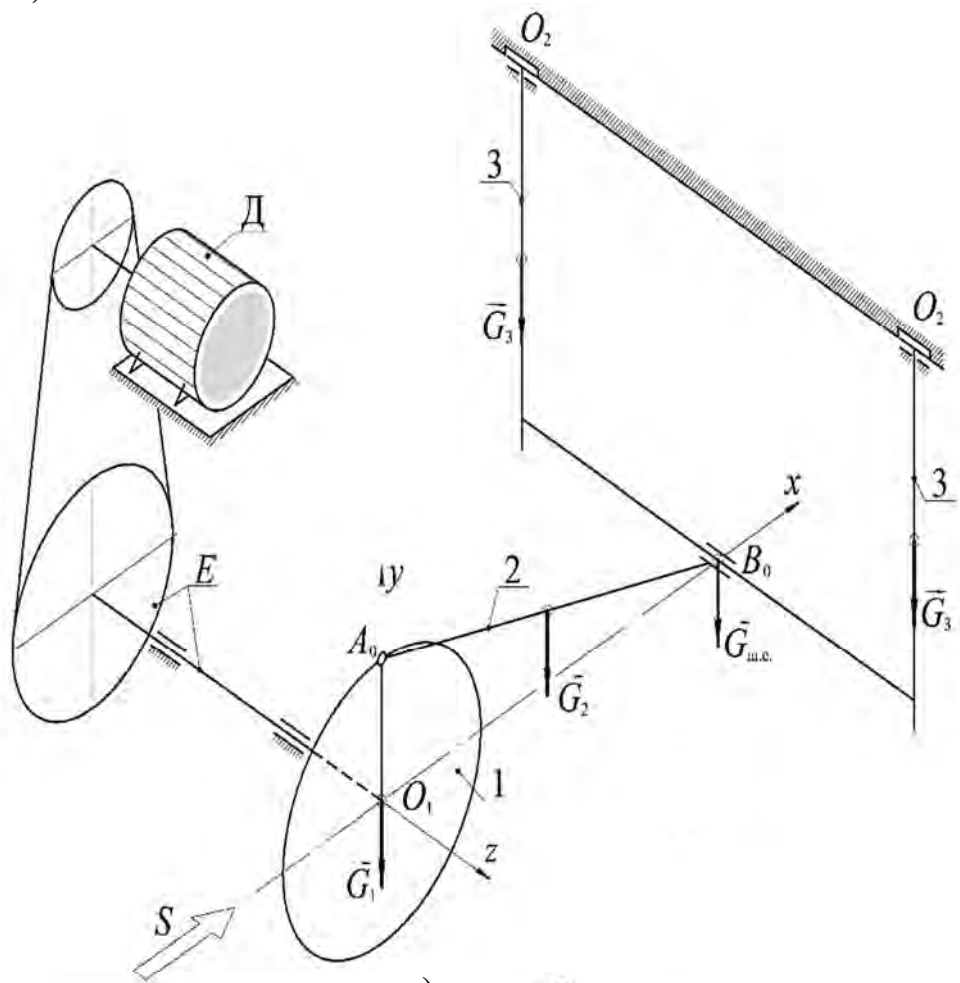
$$M_3 = -M_{O_2}(\vec{G}_3) \cos \alpha_n - M_{O_2}(\vec{G}_{ш.с}) \cos \alpha_n - M_{O_2}(\vec{G}_{ш.р}) \cos \alpha_n + \\ + M_{O_2}(\vec{\Phi}_к^\tau) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.с}^\tau) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш.р}^\tau) - M_{O_2}(\vec{F}'_p) - M_{O_2}(\vec{F}''_p),$$

где в $M_{O_2}(\vec{F}'_p)$, $M_{O_2}(\vec{F}''_p)$ уже учтено наклонное положение звеньев рабочей камеры.

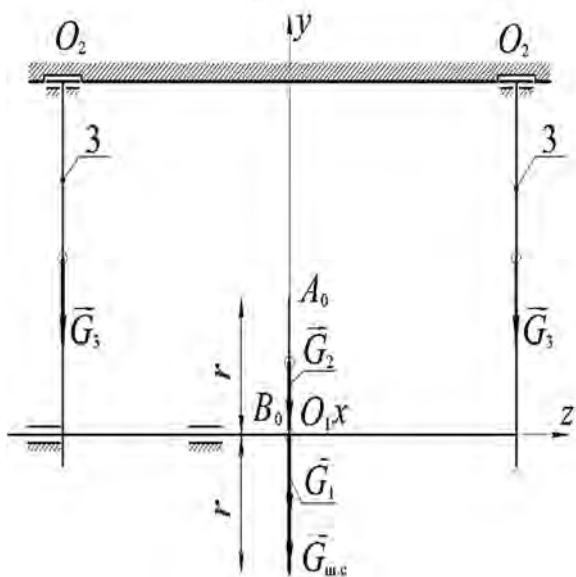
Как видим, наклон цепного агрегата, а именно его механизмов, приводит к тому, что плоская система сил трансформируется в пространственную. Это вызывает некоторое изменение сил взаимодействия в кинематических парах. Структура формул для определения составляющих X_{O_1} , X_A , X_B , X_{O_2} остается без изменений.

Учет сил трения в силовом анализе. Для определения мощности двигателя цепного агрегата и оценки износостойкости соединений звеньев необходимо выполнить исследование его механизма с учетом трения в кинематических парах [83]. Алгоритм такого исследования предложен, в частности, академиком И. И. Артоболевским [62, 63].

a)



б)



в)

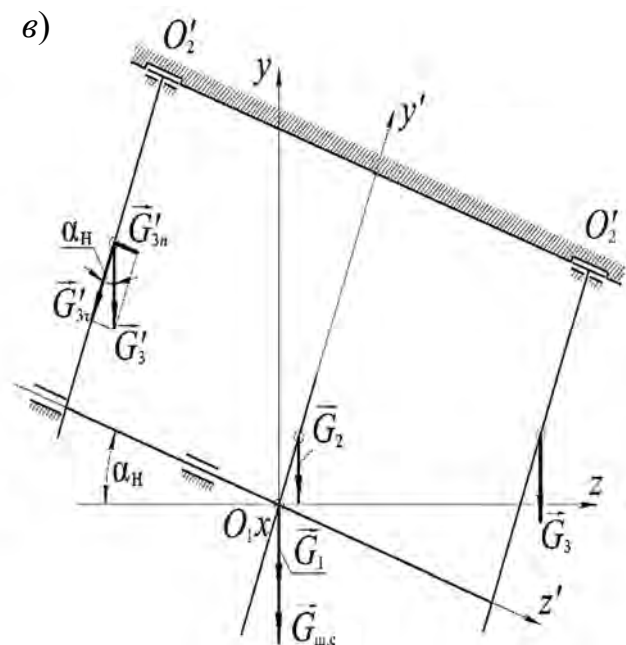


Рисунок 2.43 – Приводной механизм рабочей камеры цепного агрегата

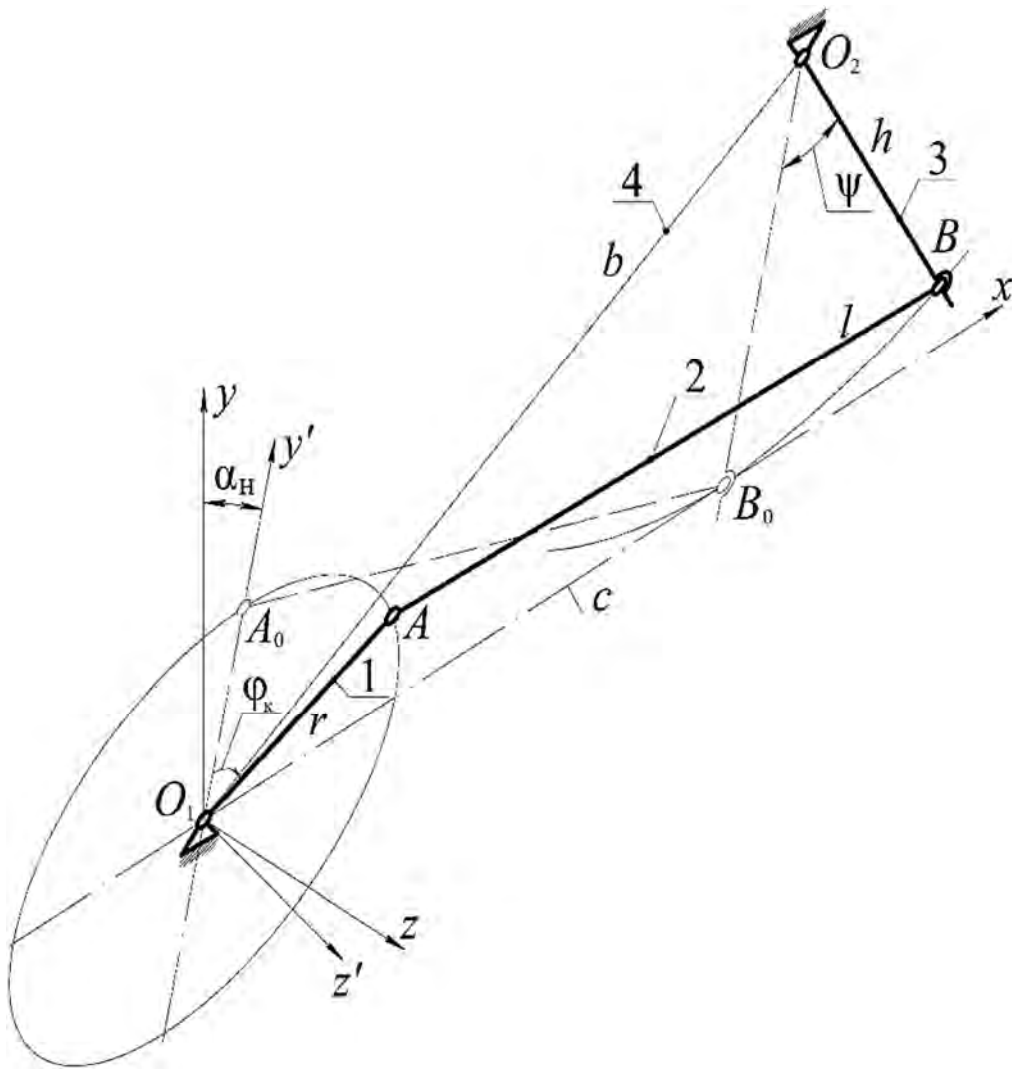


Рисунок 2.44 – Схема приводного механизма цепного агрегата, расположенного под углом α_H к опорной поверхности (аксонометрический вид)

Согласно ему, силовой анализ выполняется методом последовательных приближений. Вначале силы взаимодействия в кинематических парах определяются из уравнений кинетостатики без учета трения. По значениям реакций в кинематических парах вычисляются силы и моменты трения, которые вносятся в уравнения кинетостатики. В результате повторного решения этих уравнений получаются уточненные значения реакций. По ним снова определяются силы и моменты трения. Такой процесс вычислений продолжается до достижения стабильного результата.

Далее изложен вариант алгоритма учета трения в кинематических парах приводного механизма с использованием разработанного комбинированного метода силового анализа. С его помощью определяем равнодействующие сил взаимодействия F_{O_1} , F_A , F_B , F_{O_2} в кинематических парах O_1, A, B, O_2 [77, 78]. Значения моментов трения в них находим по формулам [84, 85]

$$M_{O_1}^{\text{тр}} = -F_{O_1} f_{O_1} \left(\frac{d_{O_1}}{2} \right) \text{sign}(\omega_k); \quad M_A^{\text{тр}} = -F_A f_A \left(\frac{d_A}{2} \right) \text{sign}(\omega_{21});$$

$$M_B^{\text{тр}} = -F_B f_B \left(\frac{d_B}{2} \right) \text{sign}(\omega_{23}); \quad M_{O_2}^{\text{тр}} = -F_{O_2} f_{O_2} \left(\frac{d_{O_2}}{2} \right) \text{sign}(\omega_h),$$

где f_{O_1} , f_A , f_B , f_{O_2} – приведенные коэффициенты трения в кинематических парах;

d_{O_1} , d_A , d_B , d_{O_2} – диаметры цилиндрических элементов вращательных кинематических пар;

ω_{21} , ω_{23} – относительные угловые скорости, $\omega_{21} = \omega_{AB} - \omega_k$, $\omega_{23} = \omega_{AB} - \omega_h$;

ω_k , ω_{AB} , ω_h – угловые скорости кривошипа, шатуна и коромысла соответственно;

sign – функция, определяющая знак числа. При $\text{sign}(\omega) = -1$ угловая скорость ω направлена по часовой стрелке, а при $\text{sign}(\omega) = 1$ – против. В общем виде направление относительной угловой скорости определяем по формуле

$$\text{sign}(\omega_{ji}) = \frac{\pm\omega_j - (\pm\omega_i)}{|\pm\omega_j - (\pm\omega_i)|},$$

где ω_{ji} – угловая скорость звена j относительно звена i .

Приведенные коэффициенты трения f обычно заимствуются из [85]. Они являются усредненными и могут использоваться на начальном этапе проектирования механизмов. При создании новых объектов техники возникает необходимость в проверке принятых величин f .

Далее для расчета f предлагается приближенный экспериментально-теоретический метод, основанный на определении работы, выполняемой приводным двигателем цепного агрегата. При этом работа, затрачиваемая на преодоление сил трения, находится экспериментально посредством датчика крутящего момента и теоретически, а силы трения в кинематических парах представляются формулами, приведенными в [62, 63, 84–87]. Как известно из курса теоретической механики, работа сил при относительных поворотах звеньев, имеющих место во вращательных кинематических парах, определяется по формуле вида

$$A = \int_{\varphi} M d\varphi, \quad (2.61)$$

где M – момент сил, вызывающих поворот звена (или препятствующих повороту);

φ – угол поворота.

На рисунке 2.45 представлена кинематическая схема приводного механизма.

Начальное положение механизма показано штриховой линией $O_1A_0B_0O_2$, а произвольное – сплошной O_1ABO_2 . Положения $O_1A_1B_1$ и $O_1A_2B_2$ звеньев 1 и 2 соответствуют максимальным (предельным) поворотам коромысла вправо и влево от исходного положения O_2B_0 .

На рисунке 2.45 буквами φ_{O_1} , φ_A , φ_B , φ_{O_2} обозначены углы взаимного поворота звеньев в соединениях O_1 , A , B , O_2 , соответствующие полному повороту кривошипа. Углы φ_A , φ_B , φ_{O_2} в дальнейшем будем представлять

в виде сумм: $\varphi_A = \sum_{i=1}^4 \varphi_{iA}$, $\varphi_B = \sum_{i=1}^4 \varphi_{iB}$, $\varphi_{O_2} = \sum_{i=1}^4 \varphi_{iO_2}$.

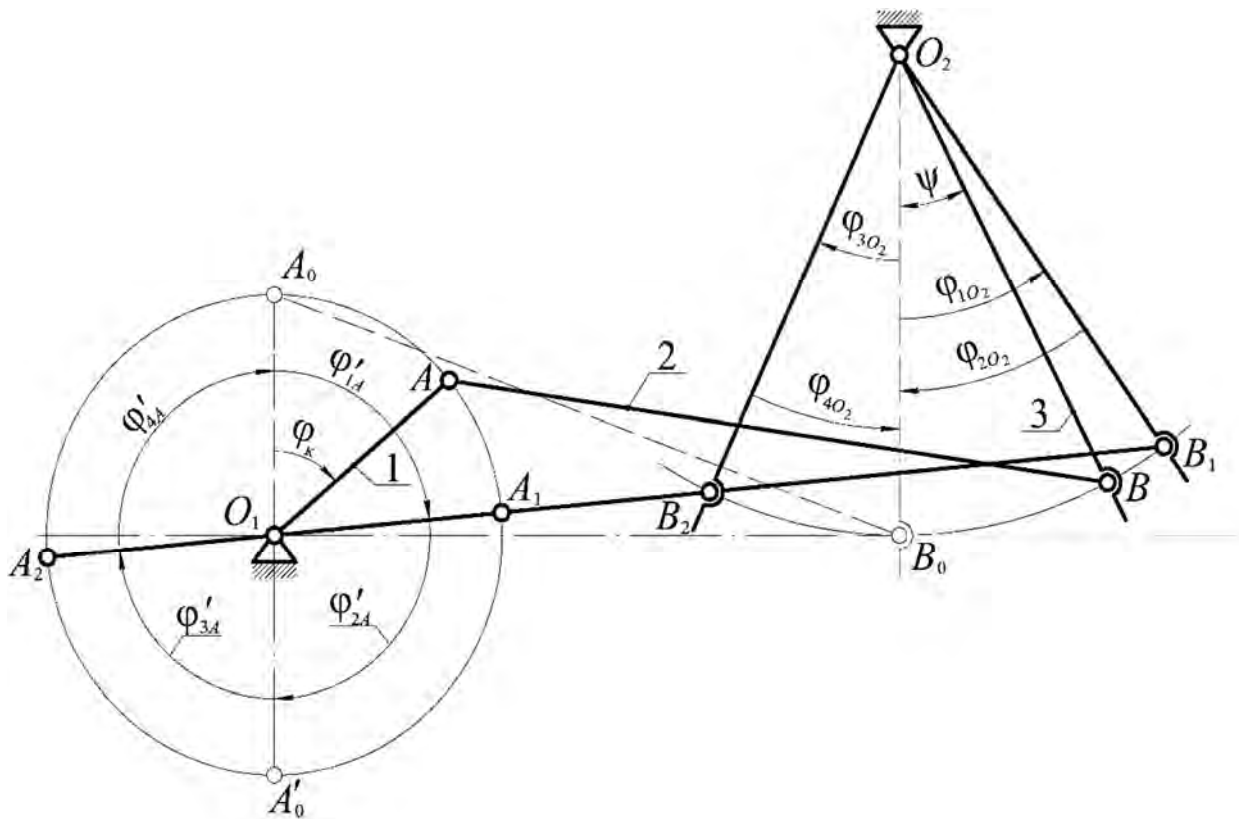


Рисунок 2.45 – Схема для определения приведенного коэффициента трения в кинематических парах приводного механизма

Углы взаимного поворота делятся на части таким образом, чтобы в пределах каждой из них они изменялись в одну сторону – либо возрастали, либо уменьшались. Пользуясь формулой (2.61) и предполагая, что работа сил трения за время одного полного поворота кривошипа равна разности полной работы A_3 , определяемой экспериментально, и теоретической A_T (без учета трения) за этот же промежуток времени, получим

$$\begin{aligned}
 & \int_{\varphi_K} M_{O_1}^{TP} d\varphi_K + \int_{\varphi_{1A}} M_A^{TP} d\varphi_{1A} + \int_{\varphi_{2A}} M_A^{TP} d\varphi_{2A} + \int_{\varphi_{3A}} M_A^{TP} d\varphi_{3A} + \\
 & + \int_{\varphi_{4A}} M_A^{TP} d\varphi_{4A} + \int_{\varphi_{1B}} M_B^{TP} d\varphi_{1B} + \int_{\varphi_{2B}} M_B^{TP} d\varphi_{2B} + \int_{\varphi_{3B}} M_B^{TP} d\varphi_{3B} + \\
 & + \int_{\varphi_{4B}} M_B^{TP} d\varphi_{4B} + \int_{\varphi_{1O_2}} M_{O_2}^{TP} d\varphi_{1O_2} + \int_{\varphi_{2O_2}} M_{O_2}^{TP} d\varphi_{2O_2} + \\
 & + \int_{\varphi_{3O_2}} M_{O_2}^{TP} d\varphi_{3O_2} + \int_{\varphi_{4O_2}} M_{O_2}^{TP} d\varphi_{4O_2} = A_3 - A_T.
 \end{aligned} \tag{2.62}$$

В равенстве (2.62) приняты следующие обозначения: φ_{1A} , φ_{2A} , φ_{3A} , φ_{4A} – изменения угла $O_1A_0B_0$ (на рисунке 2.45 не показаны) при повороте кривошипа 1 по часовой стрелке из положения O_1A_0 в положение O_1A_1 на угол φ'_{1A} , из O_1A_1 в $O_1A'_0$ на угол φ'_{2A} , из $O_1A'_0$ в O_1A_2 на угол φ'_{3A} и из O_1A_2 в O_1A_0 на угол φ'_{4A} ; φ_{1B} , φ_{2B} , φ_{3B} , φ_{4B} – изменение угла $A_0B_0O_2$ (на рисунке 2.45 не показано); φ_{1O_2} , φ_{2O_2} , φ_{3O_2} , φ_{4O_2} – изменения угла, соответствующего повороту ψ коромысла из положения O_2B_0 в O_2B_1 , из O_2B_1 в O_2B_0 , из O_2B_0 в O_2B_2 и из O_2B_2 в O_2B_0 .

Моменты трения в равенстве (2.62) определяются по формуле вида

$$M_i^{TP} = F_i f_i r_i, \tag{2.63}$$

где i – обозначение кинематической пары, здесь $i = O_1, A, B, O_2$;

F_i – реактивная сила взаимодействия звеньев, образующих кинематическую пару;

f_i – приведенный коэффициент трения;

r_i – радиус цилиндрического элемента вращательной кинематической пары.

В формуле (2.63) силы F_i – переменные, определяемые из динамического расчета, $F_i = F_i(\varphi_k)$. Они зависят от угла поворота φ_k кривошипа, а следовательно, и от угла φ_i взаимного поворота звеньев. При подстановке моментов (2.63) в равенство (2.62) силы F_i принимаются соответствующими пределами интегрирования в каждом слагаемом. В приближенном методе определения f предполагается, что $f_{O_1} = f_A = f_B = f_{O_2} = f$ и $F_i = \text{const}$. В частности, можно принять F_i равными их средним значениям в пределах каждого интеграла в равенстве (2.62). Принятые допущения позволяют представить равенство (2.62) в следующем виде: $\left(\sum_{k=1}^{13} \int_k \right) f = A_9 - A_T$.

Отсюда $f = (A_9 - A_T) / \left(\sum_{k=1}^{13} \int_k \right)$.

В качестве примера рассмотрим определение составляющей Y_A реакции F_A . Воспользуемся рисунком 2.46 и принципом Даламбера – Лагранжа.

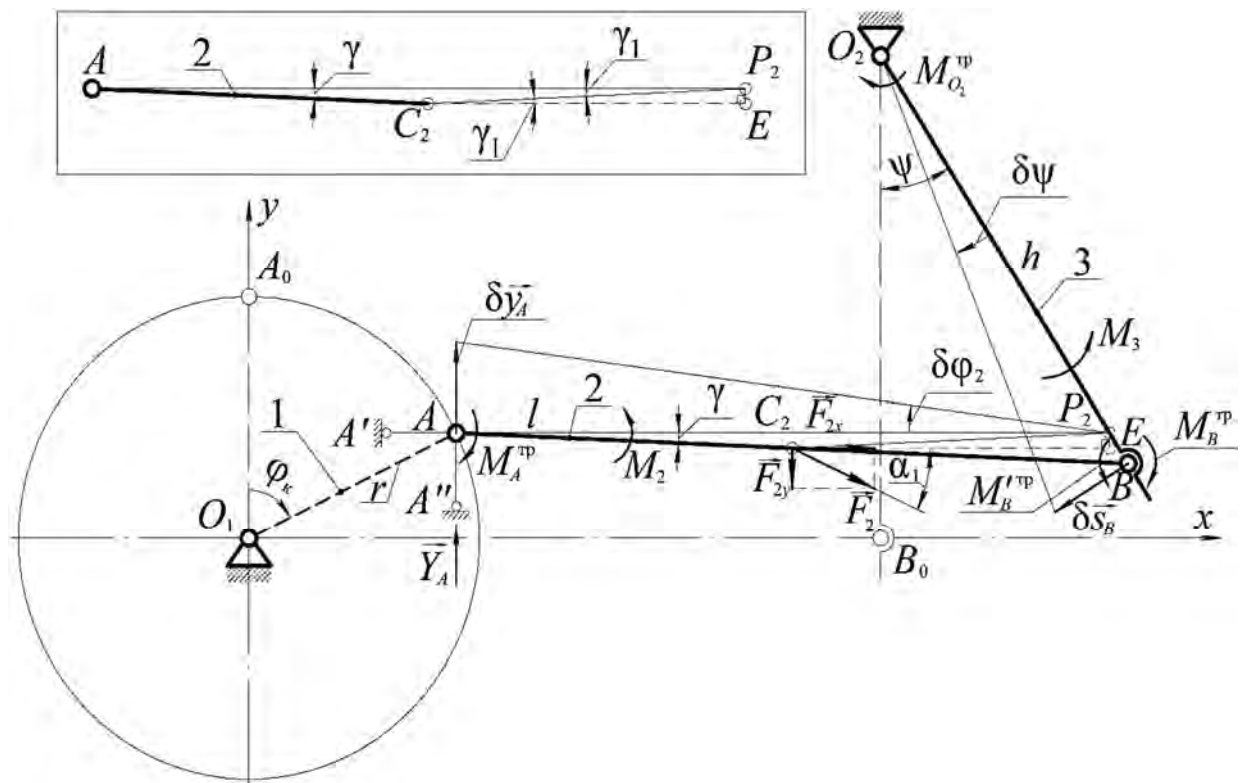


Рисунок 2.46 – Расчетная схема для определения составляющей Y_A реакции F_A с учетом трения

Записываем уравнение работ (2.61) в развернутом виде:

$$Y_A \delta s_A - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta \varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta \varphi_2 - M_2 \delta \varphi_2 + \\ + M_A^{\text{тр}} \delta \varphi_2 + M_B^{\text{тр}} \delta \varphi_2 - M_B'^{\text{тр}} \delta \psi + M_{O_2}^{\text{тр}} \delta \psi - M_3 \delta \psi = 0.$$

Из него находим составляющую Y_A реакции F_A с учетом трения:

$$Y_A = c_1 \left[M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) + M_2 - M_A^{\text{тр}} - M_B^{\text{тр}} \right] + \\ + c_2 \left(M_B'^{\text{тр}} - M_{O_2}^{\text{тр}} + M_3 \right),$$

где $M_B'^{\text{тр}} = -M_B^{\text{тр}}$.

Аналогично рассчитываются составляющие X_A , X_B , Y_B . Для определения реакций во внешних кинематических парах O_1 , O_2 с учетом трения используется метод кинетостатики [83].

При проведении расчетов с учетом трения в кинематических парах детализируется структура внешней кинематической пары O_1 . В экспериментальном образце цепного агрегата она образована кривошипом, его двухопорным приводом и стойкой.

На рисунке 2.47 представлена конструкция привода кривошипа экспериментального образца цепного агрегата совместно с установленным датчиком крутящего момента.

При движении вращение от электродвигателя 1 передается через клиноременную передачу 2 на ведомый шкив 3, который жестко закреплен на составном валу (на рисунке 2.47 его части не видны). Вал опирается на две опоры 5, 6, между которыми расположены соединительные муфты 4 и датчик крутящего момента 7. На правом конце составного вала закреплен кривошип 8.

Расчетная схема для определения реакций в опорах 5, 6 и уравновешивающего момента M_y описанной конструкции привода кривошипа и приводного механизма агрегата представлена на рисунке 2.48 (где опоры обозначены буквами O_1' , O_1'').

В ней учтено, что кривошип неуравновешен, как и в реальном экспериментальном образце цепного агрегата. Силы тяжести кривошипа, составного вала, соединительных муфт, датчика крутящего момента и ведомого шкива представлены векторами G_1' , G_2' , G_3' . Силы натяжения ремней приводим к

центру O . На рисунке 2.48 их равнодействующая представлена компонентами F_{px} , F_{py} . Точка приложения реакций X'_A , Y'_A , действующих со стороны кинематической пары A , в рассмотренной конструкции привода смещена влево по оси Oz относительно кривошипа на величину l_1 .

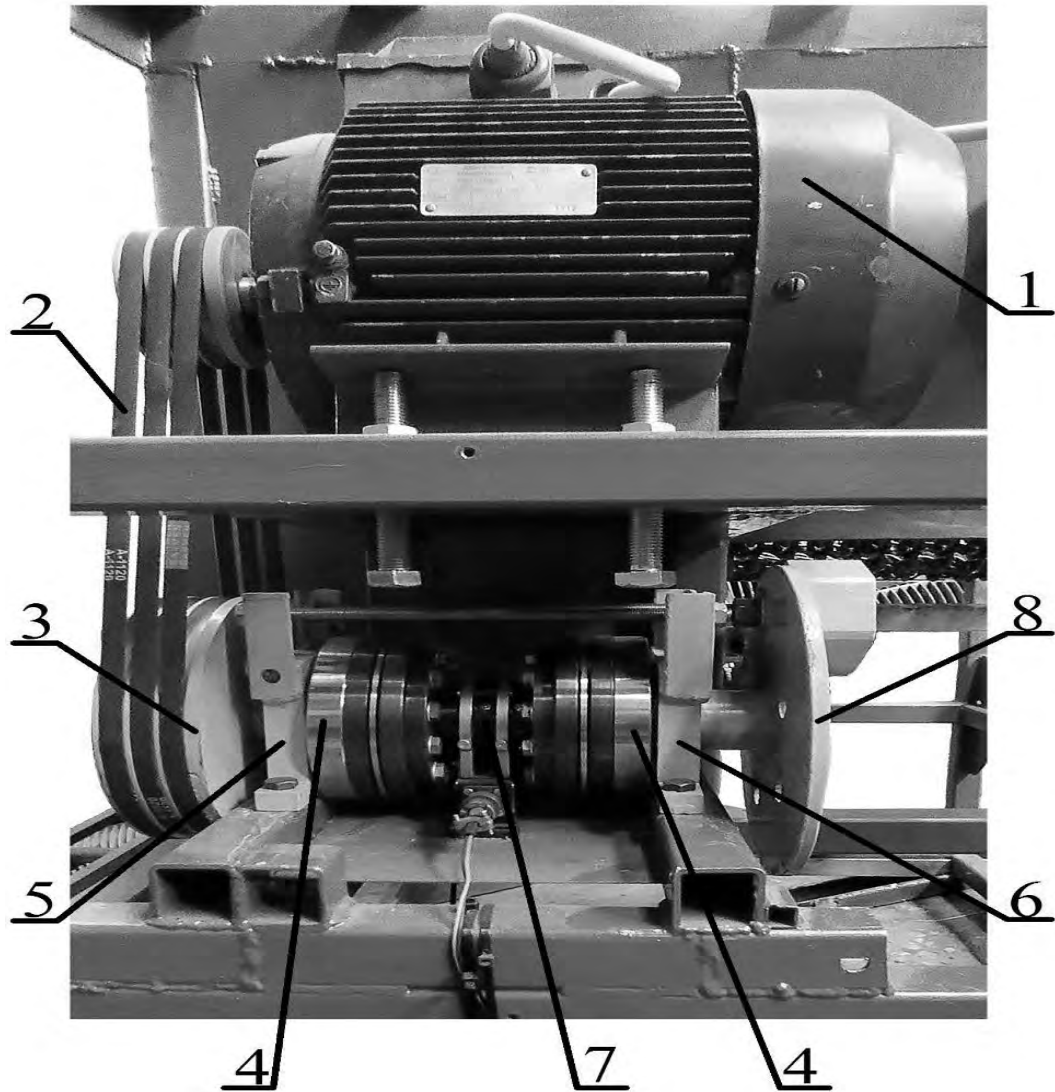


Рисунок 2.47 – Привод кривошипа

Воспользовавшись рисунком 2.48, составим уравнения для определения реакций $X_{O'_1}$, $Y_{O'_1}$, $X_{O''_1}$, $Y_{O''_1}$ в опорах O'_1 , O''_1 :

$$\begin{aligned} \sum M_{O''_1 Y''_1}(\vec{F}_i) = & X'_A(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + \Phi''_1 \sin \varphi_k(l_2 + l_3 + l_4) + \\ & + X_{O'_1}(l_3 + l_4) - F_{px}l_5 = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_{O_1''x_1''}(\vec{F}_i) &= G_1'(l_2 + l_3 + l_4) - Y_A'(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) - \\
&- \Phi_1^n \cos \varphi_k (l_2 + l_3 + l_4) - Y_{O_1'}(l_3 + l_4) + G_2'l_4 - G_3'l_5 + F_{py}l_5 = 0; \\
\sum M_{O_1'y_1'}(\vec{F}_i) &= X_A'(l_1 + l_2) + \Phi_1^n \sin \varphi_k l_2 - X_{O_1''}(l_3 + l_4) - \\
&- F_{px}(l_3 + l_4 + l_5) = 0; \\
\sum M_{O_1'x_1'}(\vec{F}_i) &= G_1'l_2 - Y_A'(l_1 + l_2) - \Phi_1^n \cos \varphi_k l_2 - G_2'l_3 + \\
&+ Y_{O_1''}(l_3 + l_4) - G_3'(l_3 + l_4 + l_5) + F_{py}(l_3 + l_4 + l_5) = 0,
\end{aligned}$$

где $l_1 \dots l_5$ – расстояния между точками приложения сил и реакций опор.

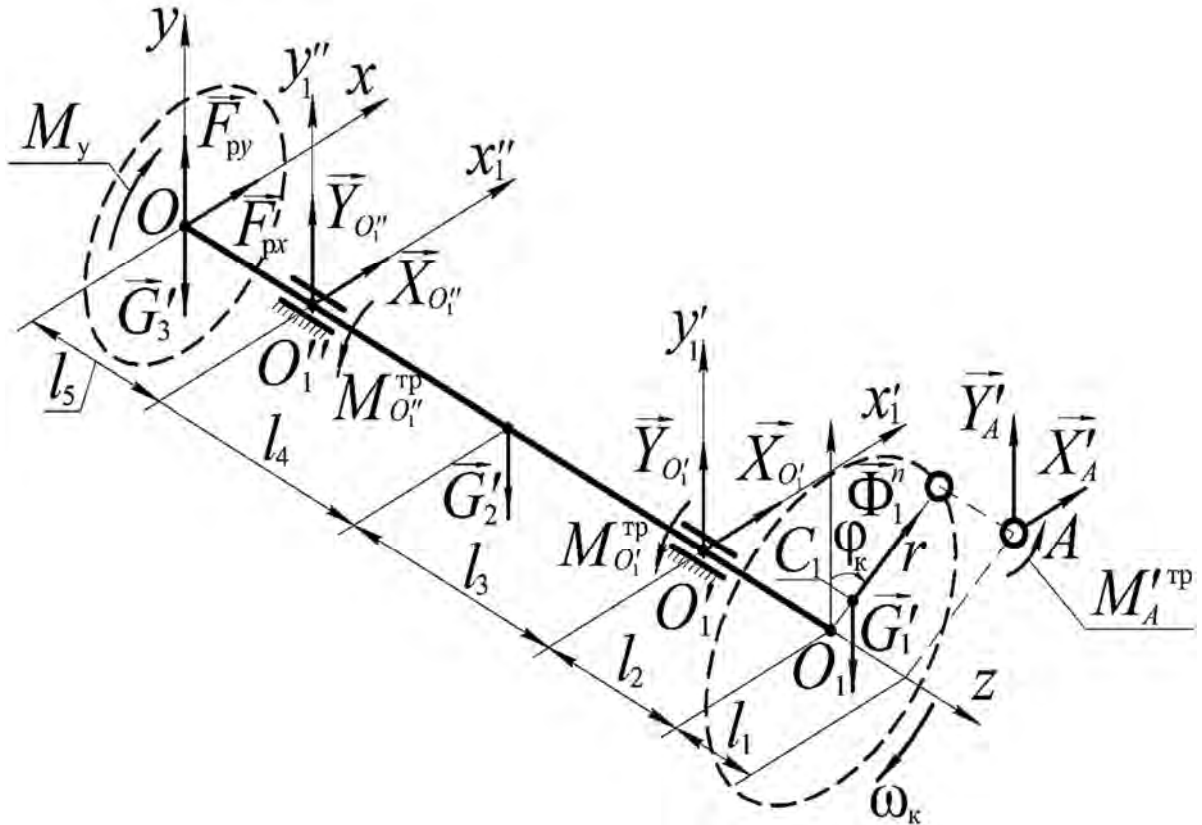


Рисунок 2.48 – Схема для определения реакций в опорах O_1', O_1'' привода кривошипа и момента M_y

Силы F_{rx} , F_{ry} можно найти с помощью известной методики расчета ременных передач [88–90].

Равнодействующие сил взаимодействия в опорах O_1' , O_1'' вычисляются по формулам

$$F_{O_1'} = \sqrt{X_{O_1'}^2 + Y_{O_1'}^2} ; \quad F_{O_1''} = \sqrt{X_{O_1''}^2 + Y_{O_1''}^2} .$$

Найденные величины $F_{O_1'}$, $F_{O_1''}$ при известном приведенном коэффициенте трения f позволяют по формуле (2.63) определить моменты трения $M_{O_1'}^{\text{тр}}$, $M_{O_1''}^{\text{тр}}$ и затем уточнить значение уравновешивающего момента M_y . Для этого составляется следующее уравнение моментов относительно оси Oz :

$$\begin{aligned} \sum M_{Oz}(\vec{F}_i) = & -M_y + M_{O_1''}^{\text{тр}} + M_{O_1'}^{\text{тр}} + M_A'^{\text{тр}} - M_{O_1}(\vec{G}_1') - \\ & - X_A'(y_A - y_{O_1}) + Y_A'(x_A - x_{O_1}) = 0, \end{aligned}$$

где $M_A'^{\text{тр}} = -M_A^{\text{тр}}$;

x_{O_1} , y_{O_1} , x_A , y_A – координаты кинематических пар O_1 и A .

При наклоне цепного агрегата на угол α_n , а это значит и привода кривошипа, силы тяжести G_1' , G_2' и G_3' необходимо умножить на $\cos \alpha_n$, что учитывается при составлении уравнений равновесия.

3 Теоретические исследования рабочей камеры

3.1 Основные задачи теоретических исследований

В процессе движения механизмов цепного агрегата возникают динамические силы взаимодействия механизмов рабочей камеры с коромыслом приводного механизма, величины которых зависят от геометрических, кинематических и массовых параметров этих механизмов и массы материала. Для проектирования приводного механизма цепного агрегата разработан метод силового анализа [77, 78, 83], позволяющий определять силовые характеристики приводного механизма: уравнивающий момент на кривошипе и реакции в кинематических парах. Они необходимы для подбора двигателя, расчетов на прочность подвижных соединений и звеньев механизма. Силовому расчету приводного механизма предшествует определение сил взаимодействия его звена – коромысла – со звеньями механизмов рабочей камеры.

Для исследования силового взаимодействия механизма рабочей камеры с ее приводным механизмом необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ конструкции и движения элементов рабочей камеры с целью выбора расчетной модели;
- на основании принятой модели разработать методику определения сил взаимодействия звеньев рабочей камеры с приводным механизмом;
- определить силы взаимодействия звеньев рабочей камеры с рамой цепного агрегата, необходимые для обеспечения прочности закрепления гибких стенок.

3.2 Объект исследования

Все технологические процессы, для которых предназначен цепной агрегат, реализуются в его рабочей камере. Ее модель представлена на рисунке 3.1.

В положении равновесия звеньев камера имеет две вертикальные плоскости симметрии: одна из них параллельна плоскости рисунка – в ней движется шатун 4 приводного механизма, вторая проходит перпендикулярно этой плоскости через раздвоенное коромысло 1 (его части на рисунке совмещаются). Цепные полотна 2 одной стороной с помощью рабочей штанги (расположена в точке A_2) соединены с коромыслом, второй – с гибкими стенками 3. В процессе работы агрегата коромысло, закрепленное на оси O_2 , совершает колебательное движение, которое передается цепным полотнам и стенкам.

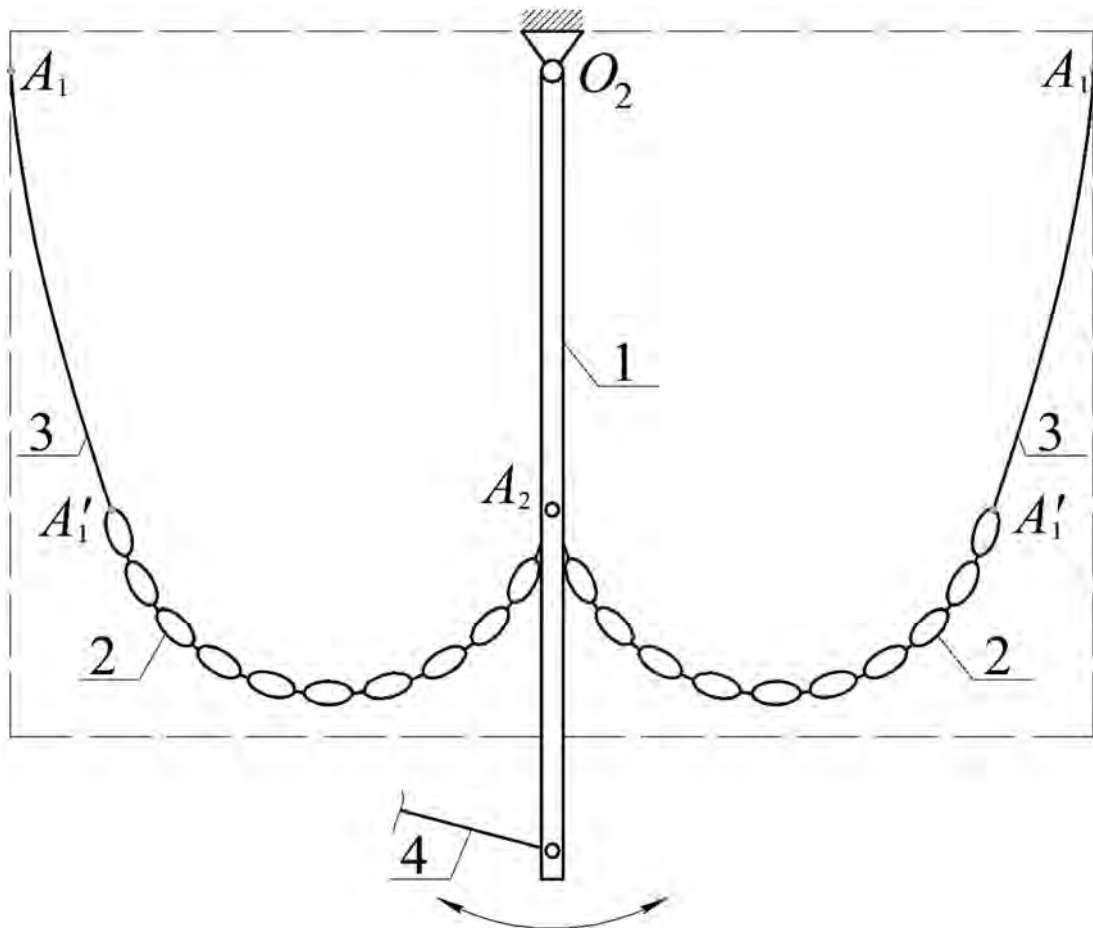


Рисунок 3.1 – Плоская схема рабочей камеры цепного агрегата

При проектировании цепного агрегата требуется определить силы взаимодействия цепных полотен с коромыслом в закреплении A_2 и гибких стенок с неподвижными опорами A_1 [91].

3.3 Стержневая модель рабочей камеры

Объектом исследования является механизм рабочей камеры – совокупность полотен 2 и стенок 3 (см. рисунок 3.1). Наличие симметрии камеры относительно вертикальной плоскости, проходящей через коромысло 1, позволяет рассматривать только одну ее левую половину. Форма объекта исследования даже под действием только собственной силы тяжести не имеет точного математического описания. Отсутствие идеальной гибкости и характер внешней нагрузки не позволяют моделировать объект цепной линией [92, 93]. Поэтому для приближенного силового анализа принимаем плоскую модель объекта в виде совокупности стержней A_1B , BA_2 , соединенных шарнирно между собой, со стойкой (опорой) A_1 , коромыслом 1, доступную для описания средствами теоретической механики (рисунок 3.2).

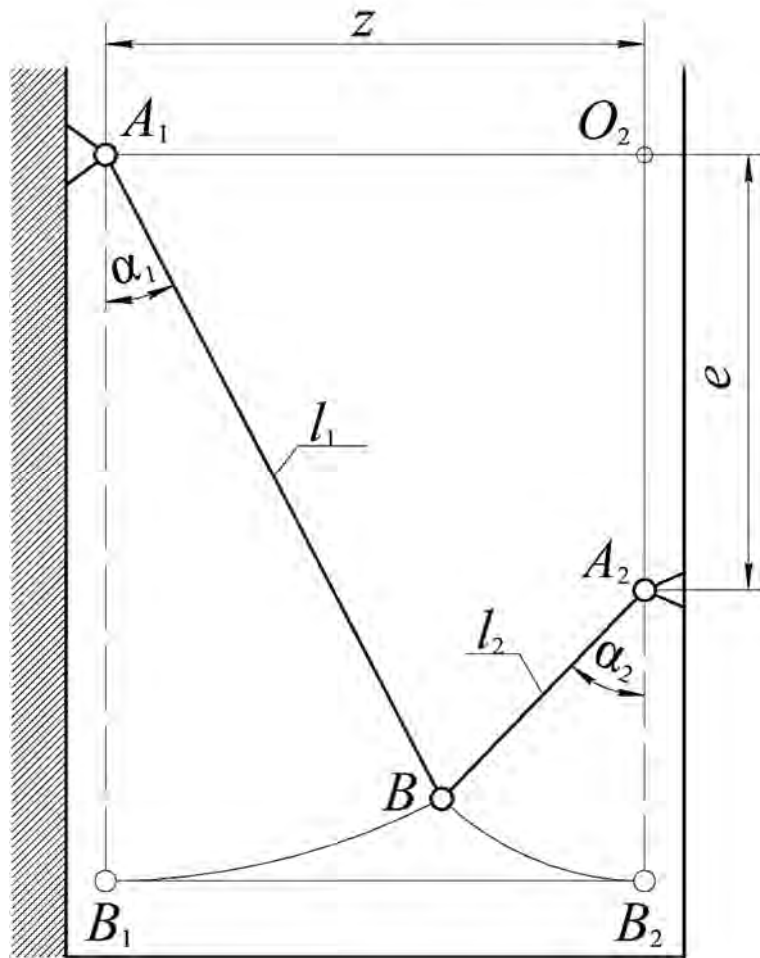


Рисунок 3.2 – Двухстержневая расчетная модель рабочей камеры (левая половина)

Длины стержней обозначим буквами l_1 , l_2 . Принимаем $l_1 + l_2 = L$, где L – суммарная длина линии $A_1 A_1' A_2$ (см. рисунок 3.1). Для того чтобы координата z могла принимать все значения, будем считать в расчетах $l_1 = l_2 + e$.

В принятой модели левая опора A_1 , как и в реальной рабочей камере, остается неподвижной, а правая A_2 может перемещаться вместе с коромыслом. При выводе системы с помощью шатуна 4 (см. рисунок 3.1) из положения равновесия опора A_2 движется по дуге окружности радиусом e . Ее положение будем определять углом поворота ψ стержня $O_2 B_2$ при $z = \text{const}$.

3.3.1 Определение положения механизма рабочей камеры.

Положение системы стержней l_1 , l_2 , которое соответствует неподвижному (вертикальному) коромыслу, будем задавать углами α_1 , α_2 (см. рисунок 3.2). Для этого устанавливаем соотношения

$$\left. \begin{aligned} l_1 \sin \alpha_1 + l_2 \sin \alpha_2 &= z; \\ l_1 \cos \alpha_1 - l_2 \cos \alpha_2 &= e. \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Перепишем систему (3.1) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} (l_2 \sin \alpha_2)^2 &= (z - l_1 \sin \alpha_1)^2; \\ (l_2 \cos \alpha_2)^2 &= (l_1 \cos \alpha_1 - e)^2. \end{aligned} \right\}$$

Складывая левые и правые части равенств по отдельности, получаем $2l_1 (z \sin \alpha_1 + e \cos \alpha_1) = z^2 + e^2 + l_1^2 - l_2^2$ или сокращенно

$$z \sin \alpha_1 + e \cos \alpha_1 = d, \quad (3.2)$$

где $d = (z^2 + e^2 + l_1^2 - l_2^2) / 2l_1$.

Учитывая, что в равенстве (3.2) $\cos \alpha_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1}$. Тогда, исключая в нем радикал, получаем $(e^2 + z^2) \sin^2 \alpha_1 - 2dz \sin \alpha_1 + (d^2 - e^2) = 0$. Отсюда

$$\sin \alpha_1 (\sin \alpha'_1) = \frac{dz \pm e \sqrt{z^2 + e^2 - d^2}}{e^2 + z^2}. \quad (3.3)$$

Из первого уравнения системы (3.1) находим

$$\sin \alpha_2 = \frac{z - l_1 \sin \alpha_1}{l_2}. \quad (3.4)$$

Если учесть, что в формуле (3.3) величина d , определяемая по формуле (3.2), представляет собой длину отрезка A_1E (рисунок 3.3), где E – основание перпендикуляра p , опущенного из точки A_2 на стержень A_1B , то ее можно переписать в следующем виде:

$$\sin \alpha_1 = \frac{dz - ep}{l^2}, \quad (3.5)$$

где переменная $l = \sqrt{z^2 + e^2} = A_1A_2$.

Здесь $x_{A'_2} = z + e \sin \psi$, $y_{A'_2} = e \cos \psi$.

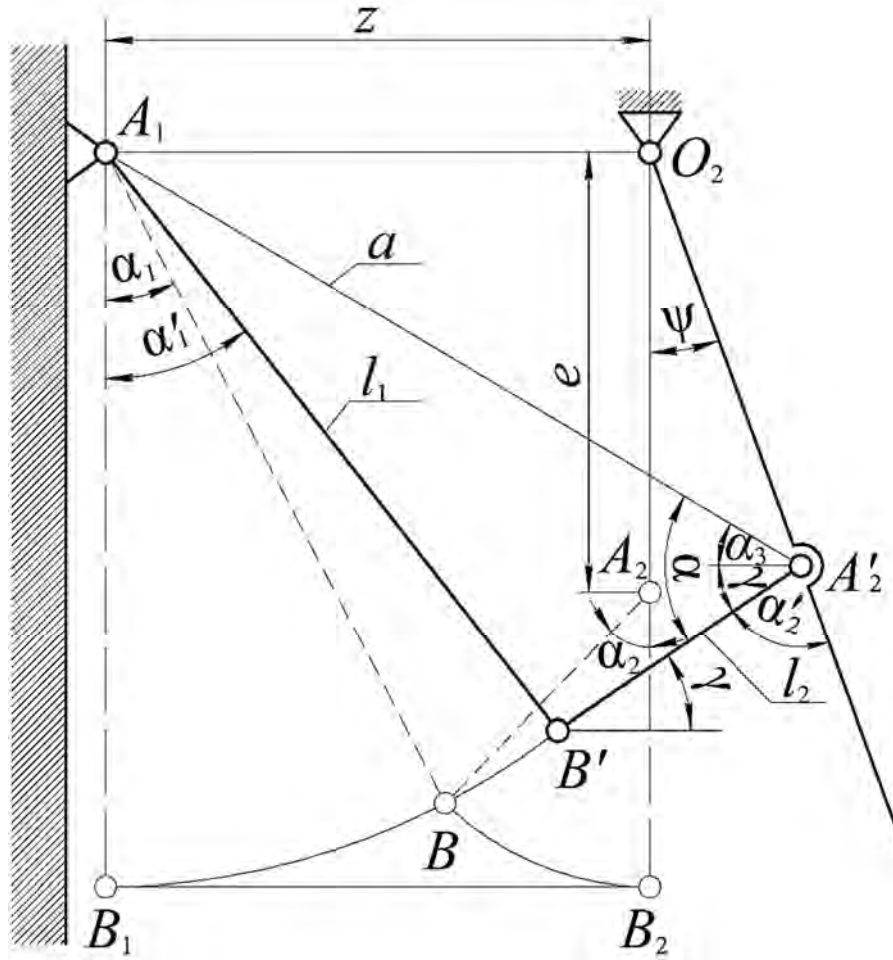


Рисунок 3.4 – Схема для определения геометрических параметров при отклоненном положении коромысла

В равенствах (3.6) неизвестен параметрический угол γ . Чтобы его найти, рассмотрим треугольник $A_1B'A'_2$. Обозначим его сторону $A_1A'_2$ буквой a и определим ее из треугольника $A_1A'_2O_2$. Согласно теореме косинусов, $a^2 = z^2 + e^2 - 2ze \cos(\pi/2 + \psi)$. Согласно той же теореме, $l_1^2 = a^2 + l_2^2 - 2al_2 \cos \alpha$, откуда $\cos \alpha = (a^2 + l_2^2 - l_1^2) / 2al_2 = t_1$ и $\alpha = \arccos t_1$. Как видно на рисунке 3.4, определяемый при вершине A'_2 угол $\gamma = \alpha - \alpha_3$, где $\alpha_3 = \arcsin(e \cos \psi / a)$. Таким образом,

$$\gamma = \arccos t_1 - \arcsin t_2,$$

где $t_2 = e \cos \psi / a$.

Из первых равенств (3.6) и (3.7) исключаем $x_{B'}$. Получаем $x_{A_2'} - l_2 \cos \gamma = l_1 \sin \alpha_1'$, $\sin \alpha_1' = (x_{A_2'} - l_2 \cos \gamma) / l_1 = t_3$ и

$$\alpha_1' = \arcsin t_3.$$

Анализируя углы с вершинами в точке A_2' , определяем следующее: $\pi/2 - \psi + \gamma + \alpha_2' = \pi$. Откуда

$$\alpha_2' = \frac{\pi}{2} + \psi - \gamma.$$

3.3.2 Определение кинематических характеристик звеньев механизма рабочей камеры.

Механическая система, образованная стержнями l_1 , l_2 и коромыслом, представляет собой четырехзвенный механизм. В нем ведущим звеном является коромысло. Таким образом, кинематическая схема всего цепного агрегата представляется тремя четырехзвенниками, соединенными в одну механическую систему посредством коромысла (рисунок 3.5).

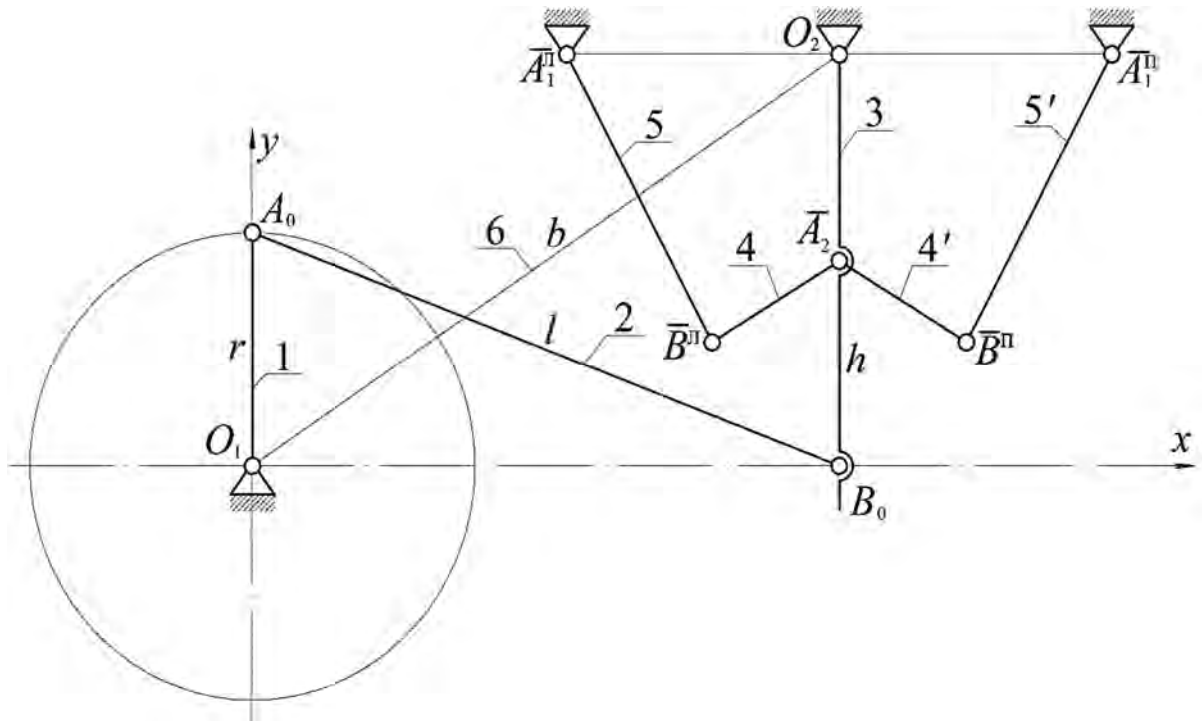


Рисунок 3.5 – Кинематическая схема цепного агрегата

На рисунке 3.5 верхними индексами «л» и «п» обозначены кинематические пары левой и правой половин рабочей камеры.

Звенья 1, 2, 3, 6 относятся к приводному механизму, а звеньями 4, 5, 4', 5' моделируется механизм рабочей камеры. Анализ структуры кинематической схемы показывает, что она представляет механическую систему с одной степенью свободы. Это упрощает ее аналитическое описание и исследование моделируемого механизма.

Переходим к кинематическому анализу модели рабочего органа камеры. Кинематические характеристики ω_h , ε_h звена $O_2 A'_2$, показанные на рисунке 3.6, определены в разд. 2.

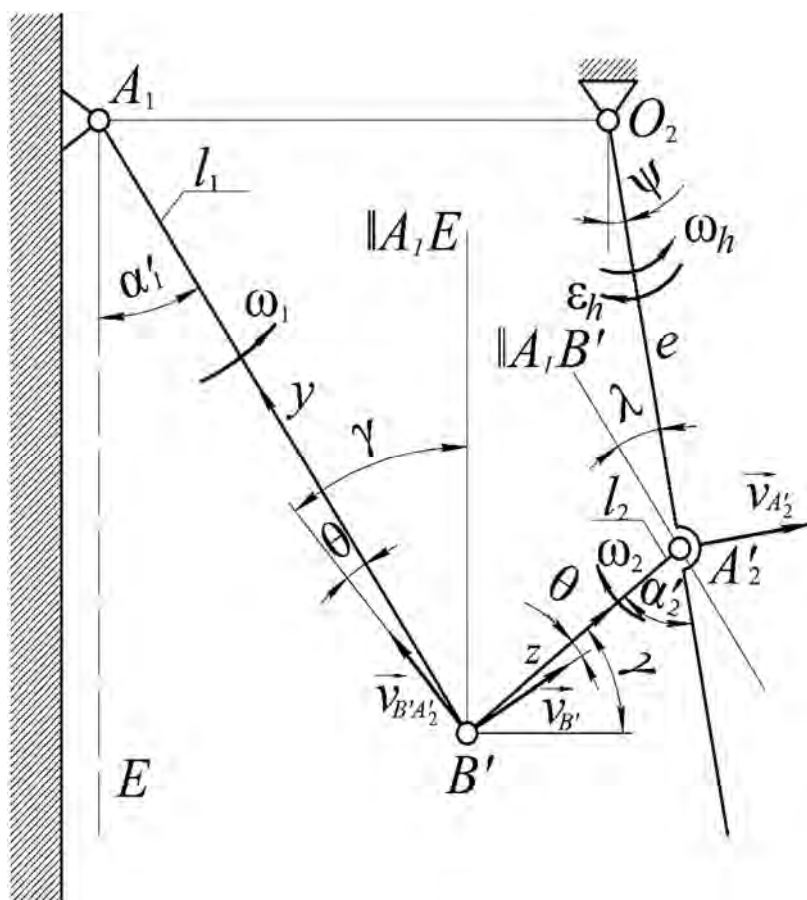


Рисунок 3.6 – Схема для определения скоростей точек и звеньев механизма рабочей камеры

Найдем скорости точек и звеньев механизма рабочей камеры. Для этого используем типовые формулы из курса теоретической механики. Скорость точки B'

$$\vec{v}_{B'} = \vec{v}_{A'_2} + \vec{v}_{B'A'_2}, \quad (3.8)$$

где $\vec{v}_{B'A'_2} \perp \overline{A'_2 B'}$.

Проецируем равенство (3.8) последовательно на оси $B'y$, $B'z$. Получаем $0 = -v_{A'_2} \sin \lambda + v_{B'A'_2} \cos \theta$ и $v_{B'} \cos \theta = v_{A'_2} \cos(\gamma - \psi) + 0$. Отсюда $v_{B'A'_2} = v_{A'_2} \sin \lambda / \cos \theta$ и $v_{B'} = \cos(\gamma - \psi) v_{A'_2} / \cos \theta$. Определяем угловые скорости звеньев l_1 , l_2 . Имеем $\omega_1 = v_{B'} / l_1$ и $\omega_2 = v_{B'A'_2} / l_2$. Углы λ и θ , как видно на рисунке 3.6, $\lambda = \alpha'_1 - \psi$ и $\theta = \gamma - \alpha'_1$.

Используя рисунок 3.7, определим ускорения точек и звеньев.

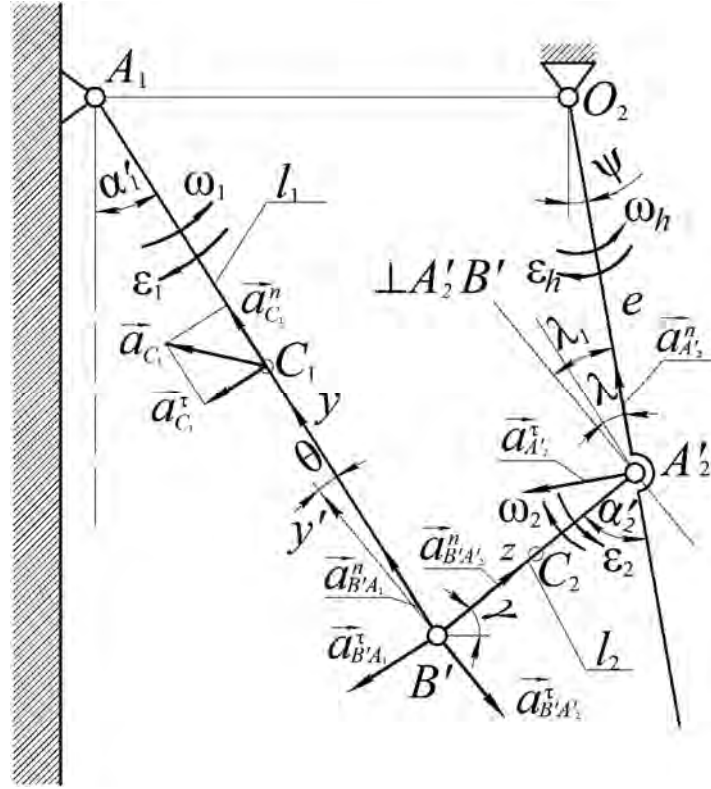


Рисунок 3.7 – Схема для определения ускорений точек и звеньев

В качестве полюсов принимаем точки A'_2 и A_1 . Тогда для точки B' получаем

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_{B'} &= \vec{a}_{A'_2}^n + \vec{a}_{A'_2}^\tau + \vec{a}_{B'A'_2}^n + \vec{a}_{B'A'_2}^\tau; \\ \vec{a}_{B'} &= \vec{a}_{B'A_1}^n + \vec{a}_{B'A_1}^\tau, \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

где $a_{A'_2}^n = \omega_h^2 e$;

$a_{A'_2}^\tau = \varepsilon_h e$;

$a_{B'A'_2}^n = \omega_2^2 l_2$;

$$a_{B'A_1}^n = \omega_1^2 l_1.$$

Исключаем из системы (3.9) ускорение $\vec{a}_{B'}$. Имеем равенство, необходимое для определения тангенциальных ускорений $a_{B'A_2}^\tau$, $a_{B'A_1}^\tau$,

$$\vec{a}_{A_2}^n + \vec{a}_{A_2}^\tau + \vec{a}_{B'A_2}^n + \vec{a}_{B'A_2}^\tau = \vec{a}_{B'A_1}^n + \vec{a}_{B'A_1}^\tau. \quad (3.10)$$

Проецируем (3.10) на оси $B'y$, $B'z$. Получаем $a_{A_2}^n \cos \lambda + a_{A_2}^\tau \sin \lambda + a_{B'A_2}^n \sin(\gamma - \alpha'_1) - a_{B'A_2}^\tau \cos(\gamma - \alpha'_1) = a_{B'A_1}^n + 0$ и $a_{A_2}^n \cos \alpha'_2 - a_{A_2}^\tau \sin \alpha'_2 + a_{B'A_2}^n + 0 = a_{B'A_1}^n \sin(\gamma - \alpha'_1) - a_{B'A_1}^\tau \cos(\gamma - \alpha'_1)$. Из этих равенств находим

$$a_{B'A_2}^\tau = \frac{a_{A_2}^n \cos \lambda + a_{A_2}^\tau \sin \lambda + a_{B'A_2}^n \sin(\gamma - \alpha'_1) - a_{B'A_1}^n}{\cos(\gamma - \alpha'_1)};$$

$$a_{B'A_1}^\tau = \frac{a_{A_2}^\tau \sin \alpha'_2 - a_{A_2}^n \cos \alpha'_2 - a_{B'A_2}^n + a_{B'A_1}^n \sin(\gamma - \alpha'_1)}{\cos(\gamma - \alpha'_1)}.$$

Ускорение точки B' теперь определяется по второй формуле системы (3.9). Находим угловые ускорения звеньев: $\varepsilon_1 = a_{B'A_1}^\tau / l_1$ и $\varepsilon_2 = a_{B'A_2}^\tau / l_2$. Для последующих динамических расчетов необходимы ускорения центров масс C_1 , C_2 звеньев l_1 , l_2 .

Определяем их по формулам

$$\vec{a}_{C_1} = \vec{a}_{C_1}^n + \vec{a}_{C_1}^\tau; \quad \vec{a}_{C_2} = \vec{a}_{A_2}^n + \vec{a}_{A_2}^\tau + \vec{a}_{C_2A_2}^n + \vec{a}_{C_2A_2}^\tau,$$

где $a_{C_1}^n = \omega_1^2 \cdot A_1 C_1$;

$$a_{C_1}^\tau = \varepsilon_1 \cdot A_1 C_1.$$

Проецируем ускорение \vec{a}_{C_2} на взаимно ортогональные оси $B'y'$, $B'z$:

$$a_{C_2}^{y'} = a_{A_2}^n \cos \lambda_1 + a_{A_2}^\tau \sin \lambda_1 + 0 - a_{C_2A_2}^\tau;$$

$$a_{C_2}^z = a_{A_2}^n \sin \lambda_1 - a_{A_2}^\tau \cos \lambda_1 + a_{C_2A_2}^n + 0,$$

где угол $\lambda_1 = \lambda + \theta$. Отсюда

$$a_{C_2} = \sqrt{(a_{C_2}^{y'})^2 + (a_{C_2}^z)^2}.$$

3.3.3 Определение динамических сил взаимодействия.

Для приближенного динамического анализа модели представим стержни l_1 , l_2 как материальные точки с массами $m_1 = G_1/g$, $m_2 = G_2/g$, расположенные в их центрах тяжести C_1 , C_2 (g – ускорение свободного падения). Составляющие сил инерции (рисунок 3.8) находим по формулам $\vec{\Phi}_{C_1}^{\tau} = -m_1 \vec{a}_{C_1}^{\tau}$, $\vec{\Phi}_{C_1}^n = -m_1 \vec{a}_{C_1}^n$, $\vec{\Phi}_{C_2}^{y'} = -m_2 \vec{a}_{C_2}^{y'}$ и $\vec{\Phi}_{C_2}^z = -m_2 \vec{a}_{C_2}^z$, где $\vec{a}_{C_2}^{y'}$, $\vec{a}_{C_2}^z$ – составляющие ускорения a_{C_2} по осям $B'y'$, $B'z$.

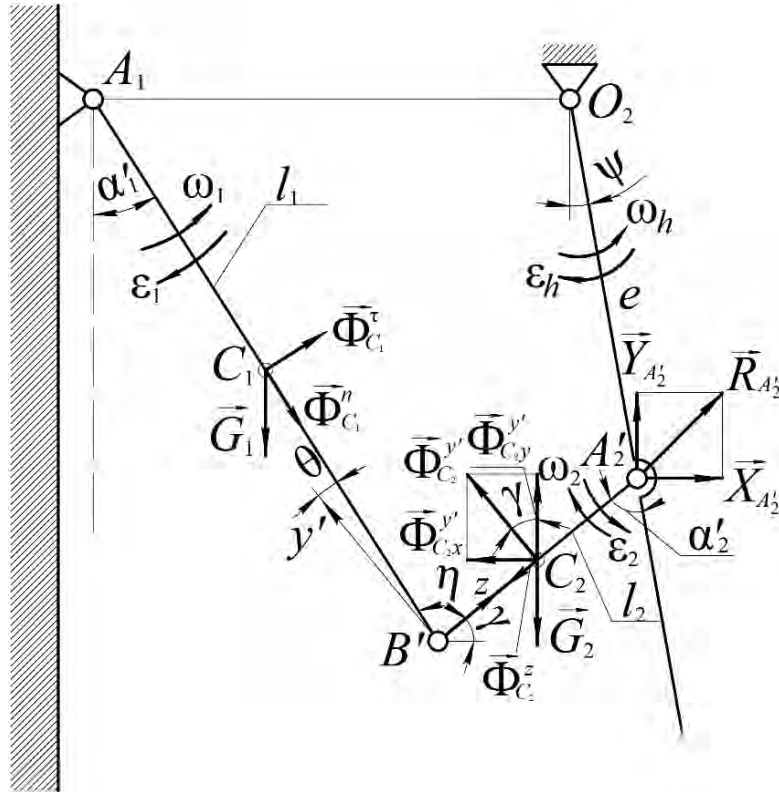


Рисунок 3.8 – Схема для определения составляющих динамических сил взаимодействия $X_{A_2'}$, $Y_{A_2'}$ и равнодействующей реакции $R_{A_2'}$

Для определения составляющих динамических сил взаимодействия $X_{A_2'}$, $Y_{A_2'}$ используем принцип Даламбера. Записываем кинетостатические условия равновесия стержня $B'A_2'$ и системы $A_1B'A_2'$ модели левого рабочего органа:

$$\left. \begin{aligned}
\sum M_{B'}(\vec{F}_i) &= -X_{A'_2} l_2 \sin \gamma + Y_{A'_2} l_2 \cos \gamma - G_2 B' C_2 \cos \gamma + \\
&+ \Phi_{C_2 x}^{y'} B' C_2 \sin \gamma + \Phi_{C_2 y}^{y'} B' C_2 \cos \gamma = 0; \\
\sum M_{A_1}(\vec{F}_i) &= X_{A'_2} e \cos \psi + Y_{A'_2} (l_1 \sin \alpha'_1 + l_2 \cos \gamma) - \\
&- G_2 (l_1 \sin \alpha'_1 + B' C_2 \cos \gamma) - \Phi_{C_2 x}^{y'} (l_1 \cos \alpha'_1 - B' C_2 \sin \gamma) + \\
&+ \Phi_{C_2 y}^{y'} (l_1 \sin \alpha'_1 + B' C_2 \cos \gamma) - \Phi_{C_2}^z l_1 \sin \eta + \\
&+ \Phi_{C_1}^z A_1 C_1 - G_1 A_1 C_1 \sin \alpha'_1 = 0,
\end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

где $\eta = \alpha'_1 + \alpha'_2 - \psi$;

$A_1 C_1$, $B' C_2$ – расстояния от концов A_1 , B' стержней l_1 , l_2 до их центров масс C_1 , C_2 .

Перепишем уравнения (3.11) в сокращенном виде:

$$\left. \begin{aligned}
-a_1 X_{A'_2} + b_1 Y_{A'_2} &= g_1; \\
a_2 X_{A'_2} + b_2 Y_{A'_2} &= g_2.
\end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Значения величин a_1 , a_2 , b_1 , b_2 , g_1 , g_2 находим путем сравнения уравнений систем (3.12) и (3.11). Для определения $X_{A'_2}$ умножаем первое уравнение системы (3.12) на b_2 , второе – на $(-b_1)$ и складываем итоговые уравнения. Имеем $-(a_1 b_2 + a_2 b_1) X_{A'_2} = g_1 b_2 - g_2 b_1$. Аналогично, после умножения тех же уравнений на a_1 , a_2 и сложения итоговых, получаем $(b_1 a_2 + b_2 a_1) Y_{A'_2} = g_1 a_2 + g_2 a_1$. Из последних равенств находим

$$X_{A'_2} = \frac{g_2 b_1 - g_1 b_2}{D}; \quad Y_{A'_2} = \frac{g_1 a_2 + g_2 a_1}{D};$$

$$R_{A'_2} = \sqrt{(X_{A'_2})^2 + (Y_{A'_2})^2}, \quad (3.13)$$

где $D = a_1 b_2 + a_2 b_1$.

Для определения составляющих динамических сил взаимодействия звеньев X_{A_1} , Y_{A_1} и равнодействующей R_{A_1} в кинематической паре A_1 воспользуемся рисунком 3.9.

$$\left. \begin{aligned} -c_1 X_{A_1} - d_1 Y_{A_1} &= e_1; \\ -c_2 X_{A_1} - d_2 Y_{A_1} &= e_2. \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Здесь $B'C_1$, A'_2C_2 – расстояния от концов B' , A'_2 стержней l_1 , l_2 до их центров масс C_1 , C_2 , $A'_2C_2 = l_2 - B'C_2$.

Для определения X_{A_1} умножаем первое уравнение системы (3.15) на d_2 , второе – на $(-d_1)$ и складываем полученные равенства. Имеем $(c_1d_2 - c_2d_1)X_{A_1} = d_1e_2 - d_2e_1$. Аналогично, путем умножения тех же уравнений на $(-c_1)$, c_2 , получаем $(c_1d_2 - c_2d_1)Y_{A_1} = -(c_1e_2 - c_2e_1)$. Из последних равенств находим

$$X_{A_1} = \frac{e_2d_1 - e_1d_2}{J}; \quad Y_{A_1} = \frac{-(c_1e_2 - c_2e_1)}{J};$$

$$R_{A_1} = \sqrt{(X_{A_1})^2 + (Y_{A_1})^2}, \quad (3.16)$$

где $J = c_1d_2 - c_2d_1$.

Для определения механических характеристик двигателя цепного агрегата и учета влияния сил взаимодействия рабочих органов камеры с коромыслом составляющие $X_{A'_2}$, $Y_{A'_2}$ реакции $R_{A'_2}$ представляем в виде нормального $R_{A'_2}^n$ и тангенциального $R_{A'_2}^\tau$ компонентов по формулам

$$R_{A'_2}^n = Y_{A'_2} \cos \psi - X_{A'_2} \sin \psi; \quad R_{A'_2}^\tau = X_{A'_2} \cos \psi + Y_{A'_2} \sin \psi.$$

Вектор $R_{A'_2}^n$ направлен к оси O_2 вращения коромысла, $R_{A'_2}^\tau$ – перпендикулярно ему (рисунок 3.10).

Отметим, что уравнения (3.11) и (3.14) могут быть использованы и для исследования статических сил взаимодействия. Для этого из них исключаются составляющие сил инерции: $\vec{\Phi}_{C_1}^\tau$, $\vec{\Phi}_{C_1}^n$, $\vec{\Phi}_{C_2}^{y'}$, $\vec{\Phi}_{C_2}^z$.

Для сравнительной оценки уровня динамического воздействия на кинематические пары (шарниры) может использоваться коэффициент динамичности

$$k_d = \frac{R_{\text{ш}_i}^{\text{д}}}{R_{\text{ш}_i}^{\text{ст}}},$$

где $R_{\text{ш}_i}^{\text{д}}$ – максимальная величина равнодействующей динамической реакции в кинематической паре ш_i ;

$R_{\text{ш}_i}^{\text{ст}}$ – статическая реакция (при неподвижных механизмах).

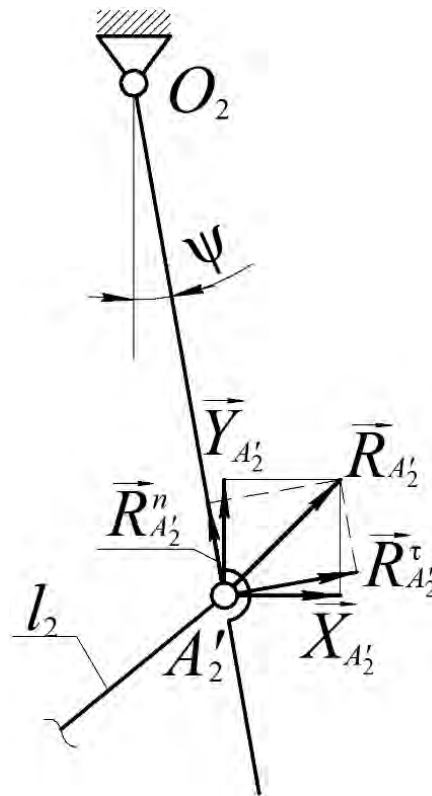


Рисунок 3.10 – Схема для определения нормального $R_{A'_2}^n$ и тангенциального $R_{A'_2}^{\tau}$ компонентов реакции $R_{A'_2}$

Ранее рассмотрен алгоритм исследования, позволяющий учитывать только одностороннее воздействие рабочих органов левой половины камеры на коромысло. Для учета двухстороннего воздействия необходимо одновременно рассматривать и ее правую половину.

3.3.4 Наклонное положение рабочей камеры.

Как уже отмечалось, функционирование цепного агрегата в наклонном положении сопровождается трансформацией совокупности действующих на него сил в произвольную пространственную систему. Для ее анализа

необходимо вместо плоской двухстержневой модели рабочего механизма камеры использовать пространственную двухплоскостную модель. На рисунке 3.11, *а* она показана в исходном (горизонтальном) положении агрегата.

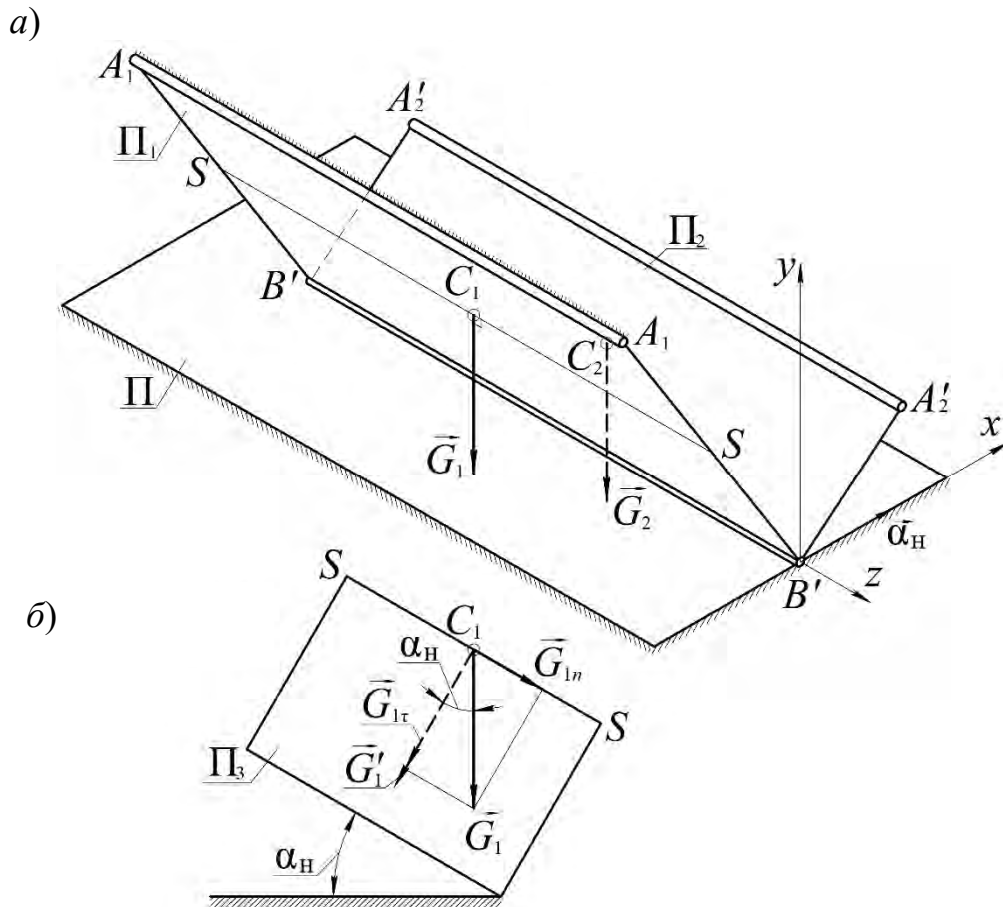


Рисунок 3.11 – К анализу особенностей воздействия сил тяжести на звенья механизма рабочей камеры в наклонном положении агрегата

На рисунке буквой Π обозначена горизонтальная плоскость, параллельная опорной; Π_1 , Π_2 – материальные плоскости-звенья механизма рабочей камеры; C_1 , C_2 – их центры масс; G_1 , G_2 – силы тяжести звеньев. Плоскость Π_1 стороной A_1A_1 шарнирно закреплена на раме агрегата, а плоскость Π_2 также шарнирно соединена стороной $A_2'A_2'$ с подвижной рабочей штангой и раздвоенным коромыслом.

Чтобы учесть особенность воздействия силы G_1 на звено Π_1 , проведем через центр C_1 линию SS , параллельную подвижному соединению звеньев BB . Она образует прямой угол с вектором \vec{G}_1 и задает вместе с ним некоторую вертикальную плоскость Π_3 . При повороте агрегата вокруг оси Bx на угол α_n эта плоскость поворачивается на такой же угол (рисунок 3.11, *б*), а сила тяжести отклоняется из положения \vec{G}_1 в положение \vec{G}_1' (пунктир). Пред-

ставим силу $G_1 = G'_1$ в виде суммы: $\vec{G}_1 = \vec{G}_{1n} + \vec{G}_{1\tau}$, где $\vec{G}_{1n} = \vec{G}_1 \sin \alpha_n$; $\vec{G}_{1\tau} = \vec{G}_1 \cos \alpha_n$. Как видно на рисунке 3.11, б, составляющая $\vec{G}_{1\tau}$ направлена так же, как и сила \vec{G}'_1 , т. е. действует в плоскости движения звеньев механизма рабочей камеры. Следовательно, алгоритм ее учета в динамическом анализе наклоненного на угол α_n механизма рабочей камеры тот же, что и для силы \vec{G}_1 в ее горизонтальном положении. Из соотношения $\vec{G}_{1\tau} < \vec{G}'_1$ следует, что наклон агрегата ведет к снижению уровня силового взаимодействия в его кинематических парах. Сила \vec{G}_{1n} перпендикулярна плоскости движения звеньев. Она уравнивается реакциями внешних связей. Учет влияния силы \vec{G}_2 аналогичен описанному для силы \vec{G}_1 .

3.3.5 К определению статических сил взаимодействия звеньев в механизмах наклонного цепного агрегата.

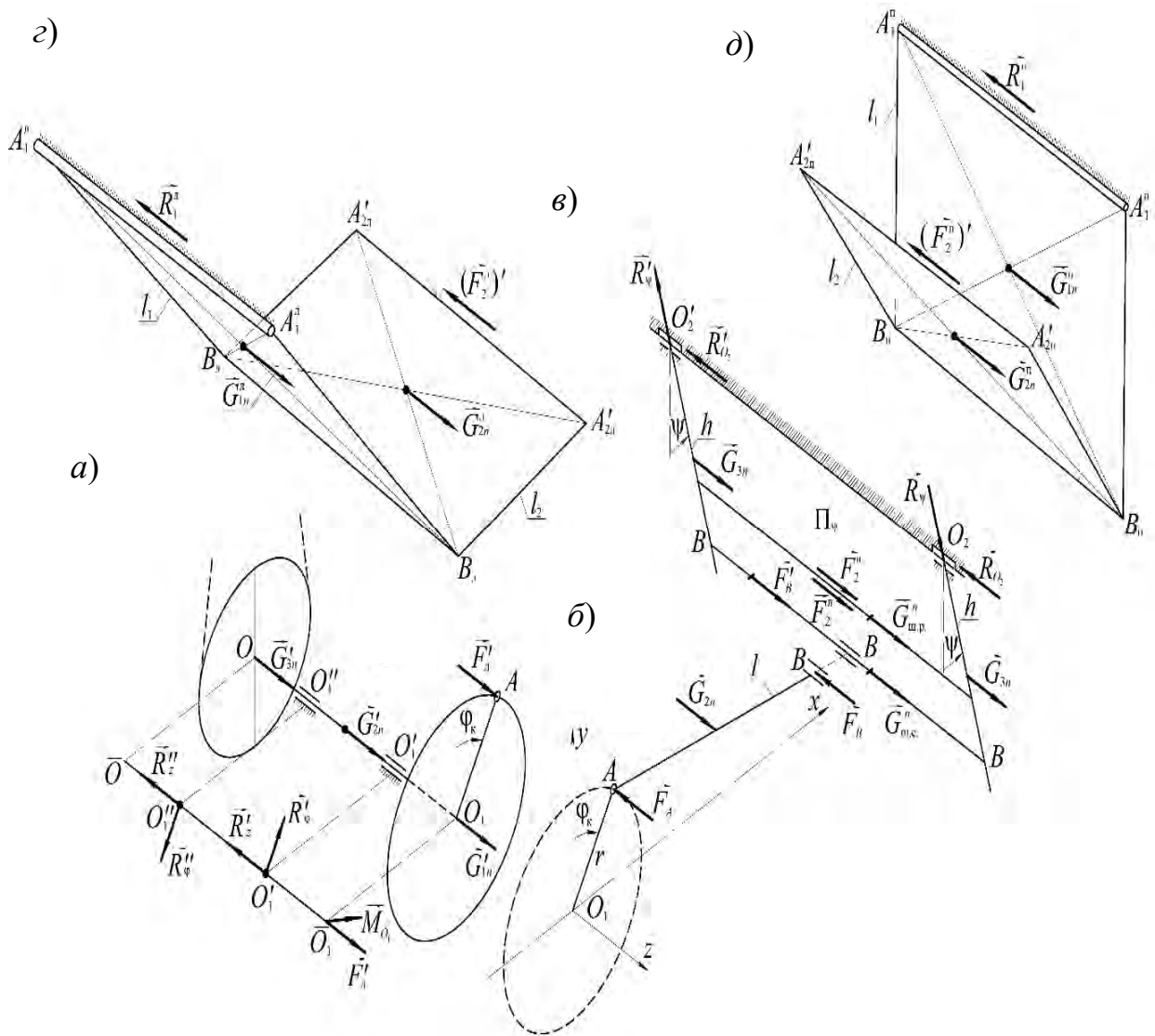
Наклонное положение рабочей камеры цепного агрегата рассмотрено в п. 3.3.4, а ее приводного механизма – в подразд. 2.7. Разложение силы тяжести показано на рисунках 2.43 и 3.11. Отмечено, что в описанном алгоритме динамического исследования механизмов наклонного агрегата каждая из сил тяжести \vec{G}_i заменяется ее составляющей $\vec{G}_{i\tau}$ без изменения самого алгоритма.

Остановимся более подробно на специфике воздействия нормальных к плоскости движения звеньев составляющих \vec{G}_{in} . Поскольку по направлению этих сил движения в механизмах, а значит, и силы инерции отсутствуют, то их силовой анализ выполняется по методике статики, изложенной в курсах теоретической механики [79, 80]. Повернутый на угол α_n относительно опорной плоскости механизм агрегата рассматривается как сложная механическая система.

Для определения сил взаимодействия в кинематических парах система делится на отдельные части. Звенья рассматриваются как абсолютно твердые тела. Для каждой части механизма записываются статические условия равновесия.

Выполняя силовой анализ, реакции внутренних связей (кинематических пар) будем обозначать буквой F , а внешних – R . Обратимся к рисунку 3.12, б. Шатун AB моделируем балкой, свободно лежащей на двух опорах A и B . Их реакции (силы взаимодействия) обозначаем буквами \vec{F}_A , \vec{F}_B . Записываем два условия равновесия: $\sum M_A(\vec{F}_i) = M_A(\vec{F}_B) - M_A(\vec{G}_{2n}) = 0$ и $\sum M_B(\vec{F}_i) = M_B(\vec{G}_{2n}) - M_B(\vec{F}_A) = 0$. Из них определяем неизвестные силы

взаимодействия. Если сила \vec{G}_{2n} приложена к середине шатуна, то получим $F_A = F_B = G_{2n}/2$.



a – кривошип с приводом; *б* – шатун; *в* – раздвоенное коромысло; *г* – модель механизма левой половины рабочей камеры; *д* – модель механизма правой половины рабочей камеры

Рисунок 3.12 – Схема демонтированного механизма цепного агрегата

Переходим к кривошипу с приводом. Будем рассматривать его в произвольном положении ($\varphi_k > 0$). Приложенная к нему сила $\vec{F}'_A = -\vec{F}_A$ на рисунке 3.12, *a* уже известна. Чтобы показать все силы, действующие на объект равновесия, ось OO_1 на рисунке 3.12, *a* продублирована путем параллельного переноса в положение $\bar{O}\bar{O}_1$. Силу \vec{F}'_A , действующую на

кривошип в точке A , заменяем системой сил $(\vec{F}'_A, \vec{M}_{O_1})$, приложенной к его центру O_1 (на рисунке она показана в дублирующей точке \bar{O}_1). Пара сил $M_{O_1} = F'_A r$ действует в плоскости Π_ϕ (на рисунке не показана), образованной линией вектора силы \vec{F}'_A и осью OO_1 , а соответствующий паре вектор \vec{M}_{O_1} направлен по нормали к этой плоскости в полупространство за ней. При движении кривошипа плоскость Π_ϕ поворачивается вместе с ним. На ось привода наложены связи O'_1, O''_1 . Рассматриваем их как вращательные кинематические пары. Реакции связей \vec{R}'_z, \vec{R}''_z и $\vec{R}'_\phi, \vec{R}''_\phi$ перенесены на ось $\bar{O}\bar{O}_1$. Чтобы сократить изложение алгоритма, на рисунке показаны действительные направления реакций, соответствующие внешним воздействиям. Реактивная пара сил $(\vec{R}'_\phi, \vec{R}''_\phi)$ действует в той же подвижной плоскости Π_ϕ , что и активная M_{O_1} . При этом вектор реактивной пары $\vec{M}_{O'_1}(\vec{R}_\phi) \parallel \vec{M}_{O_1}$, а его модуль $M_{O'_1}(\vec{R}_\phi) = R'_\phi L$, где $L = O'_1 O''_1$. Как видим (см. рисунок 3.12, а), на кривошип с приводом действует плоская система сил, все векторы которых расположены в плоскости Π_ϕ . Для определения реакций связей составляем условия равновесия:

$$\sum Z_i = G'_{1n} + G'_{2n} + G'_{3n} - R'_z - R''_z = 0;$$

$$\sum M_{O_1}(\vec{F}_i) = R'_\phi L - F'_A r = 0.$$

Отсюда получаем $R'_z + R''_z = G'_{1n} + G'_{2n} + G'_{3n}$ и $R'_\phi = R''_\phi = F'_A r / L$. В отношении неизвестных R'_z, R''_z задача статически неопределенная. Чтобы определить их по отдельности, необходимо учесть осевую деформацию вала.

Проанализируем силовое взаимодействие звеньев рабочей камеры со смежными частями механизма. На рисунке 3.12, в, д представлены модели ее левой и правой половин.

Своими сторонами $A'_{2л} A'_{2л}$ и $A'_{2п} A'_{2п}$, $A_1^л A_1^л$ и $A_1^п A_1^п$ они сопрягаются с рабочей штангой коромысла и с конструктивными элементами рамы. Равнодействующие распределенных по длинам сторон моделей силы взаимодействия с коромыслом и рамой, вызванные нормальными составляющими их сил тяжести, обозначены буквами $(\vec{F}_2^л)'$, $(\vec{F}_2^п)'$, $\vec{R}_1^л$, $\vec{R}_1^п$. Как видим на рисунках, на каждую модель действует пространственная система параллельных сил. Неизвестные силы определяются из уравнений моментов

относительно осей, совмещенных со сторонами $B_{\text{л}}A_1^{\text{л}}$, $B_{\text{л}}A_{2\text{л}}'$, $B_{\text{п}}A_{2\text{п}}'$, $B_{\text{п}}A_1^{\text{п}}$ звеньев моделей. Отметим, что описанный алгоритм определения сил взаимодействия рабочей камеры со смежными звеньями не может обеспечить точных результатов, поскольку ее модель принята для исследования сил взаимодействия в плоскости движения механизмов агрегата.

В заключение рассмотрим равновесие раздвоенного коромысла. На рисунке 3.12, в он показан в отклоненном от вертикальной плоскости на угол ψ положении. Все внешние нормальные силы и силы взаимодействия со смежными частями механизма расположены в его плоскости, обозначенной на рисунке буквой Π_{ψ} . Следовательно, и реакции опор O_2 , O_2' действуют в этой же плоскости. Опоры представляют собой вращательные кинематические пары. Их противодействие характеризуется двумя компонентами сил: \vec{R}_{O_2} , \vec{R}_{ψ} и \vec{R}_{O_2}' , \vec{R}_{ψ}' , для определения которых составляется три условия равновесия: $\sum Z_i = 0$, $\sum M_{O_2}(\vec{F}_i) = 0$, $\sum M_{O_2'}(\vec{F}_i) = 0$. Из первого условия можно найти сумму $R_{O_2} + R_{O_2}'$, из второго и третьего – значения R_{ψ} , R_{ψ}' . Как и в случае кривошипа с приводом, здесь осевые реакции абсолютно твердого тела отдельно не определяются.

Анализ найденных сил взаимодействия показывает, что в процессе поворота звеньев они остаются постоянными по величине, а некоторые изменяют лишь положения линий действия. При большом угле наклона α_n агрегата нормальные силы G_{in} могут оказывать на него опрокидывающее воздействие, что требует дополнительной проверки на устойчивость.

3.4 Возможные усовершенствования расчетной модели

Рассмотренная схема рабочего органа, которая вместе с коромыслом образует плоский четырехзвенный механизм, приближенно моделирует реальный рабочий орган. Предполагается, что в массы m_1 , m_2 стержней входит и масса материала, которая находится на цепном полотне. Принятая модель без значительного изменения описанного алгоритма исследования позволяет отдельно учитывать массу перерабатываемого материала. В этом варианте материал моделируется массой, сосредоточенной в точке B , или в виде нескольких материальных точек, закрепленных на стержнях l_1 , l_2 .

Существенного уточнения модели рабочего органа можно достичь путем замены гибкой стенки и цепного полотна тремя и более стержнями или моделированием цепного полотна так называемой цепной линией.

Разработаны комбинированная и трехстержневая расчетные модели [82, 94]. В комбинированной модели гибкая стенка рассматривается как

стержень, а цепное полотно моделируется невесомой нитью. В трехстержневой модели гибкая стенка моделируется одним стержнем, а цепное полотно – двумя. Совместно с коромыслом такая модель представляет механическую систему с двумя степенями свободы. Уточнения расчетной модели рабочей камеры актуальны для разработки теории взаимодействия звеньев рабочей камеры с перерабатываемым материалом с целью оптимизации процессов дезинтеграции и грохочения. Однако внедрение усовершенствованных моделей в процессе исследования рабочих механизмов агрегата сопряжено со значительными трудностями их математического описания.

4 Экспериментальные исследования механизмов цепного агрегата

4.1 Цель экспериментальных исследований и описание конструкции экспериментального образца цепного агрегата

Цель экспериментальных исследований заключается в определении влияния геометрических и кинематических параметров приводного механизма и рабочей камеры, а также изменения угла наклона цепного агрегата на механические характеристики. Результаты экспериментов необходимы также и для оценки степени адекватности теоретических моделей механизмов реальным объектам. Сами исследования были проведены на базе аккредитованной лаборатории испытательного центра железнодорожного транспорта учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта».

Общий вид экспериментального образца цепного агрегата с механизмом изменения угла наклона агрегата представлен на рисунке 4.1.

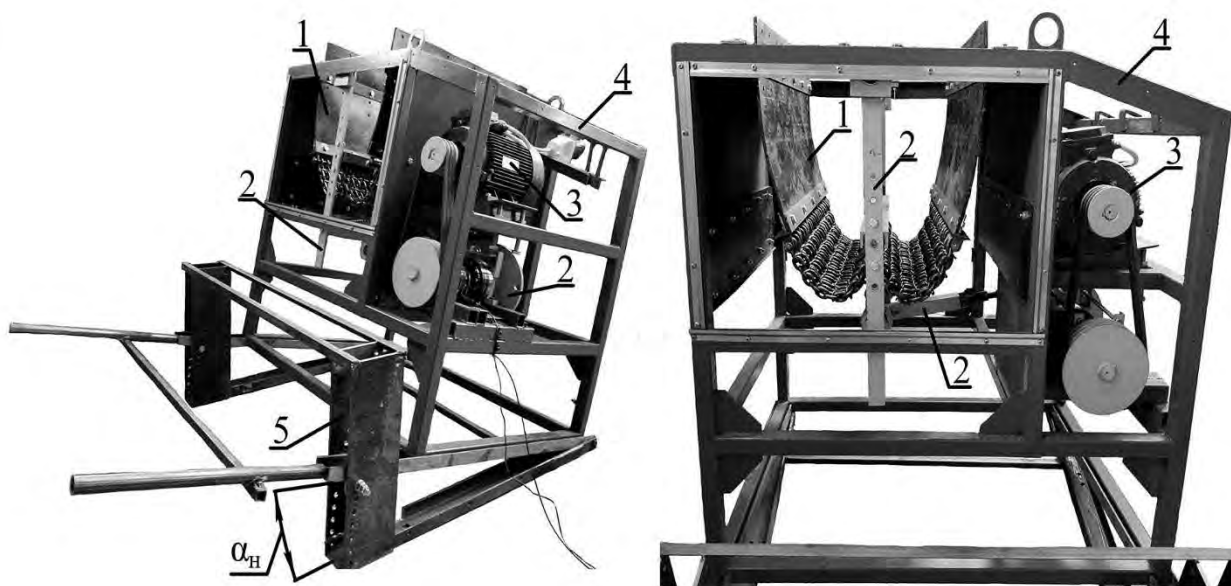
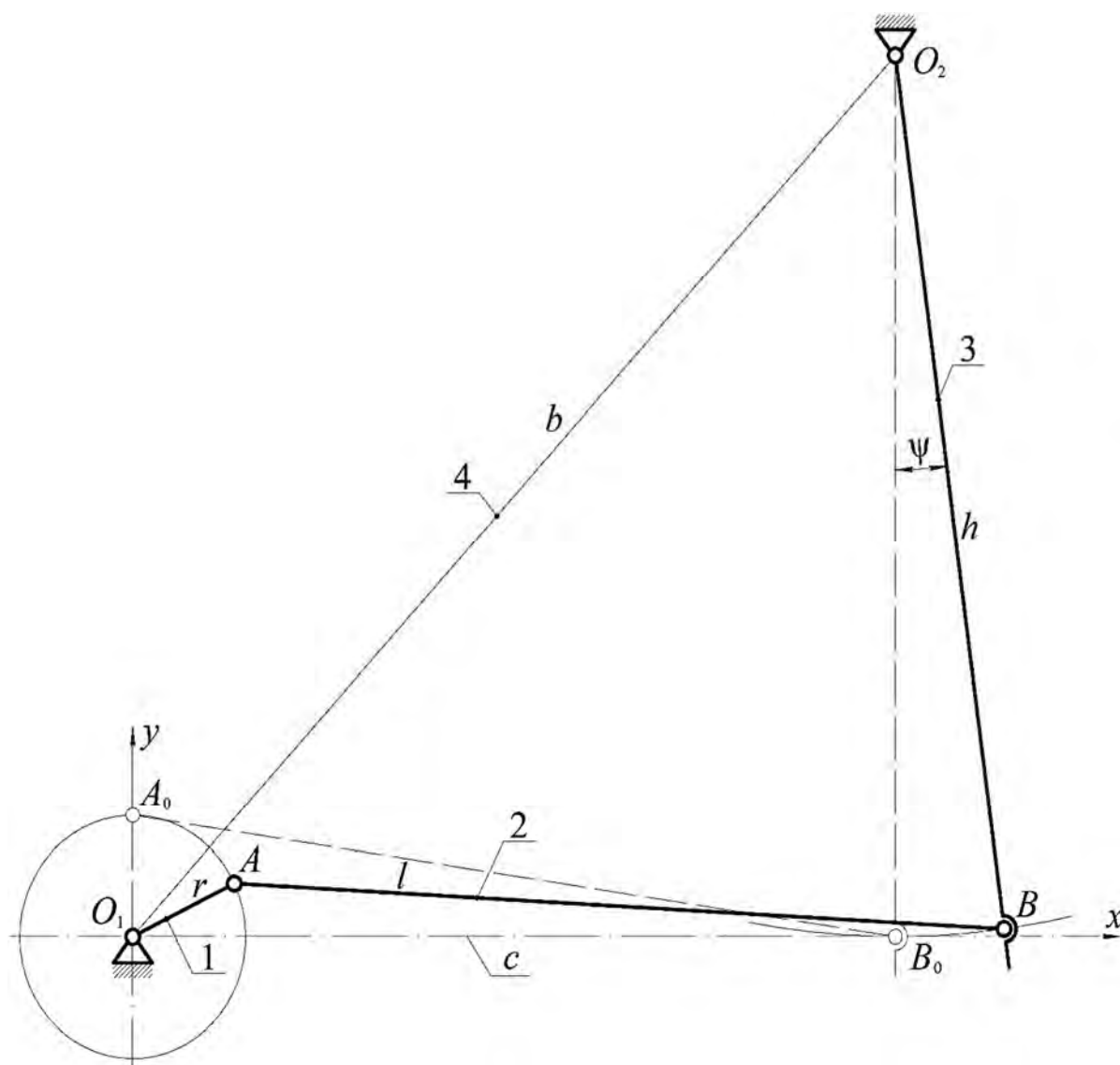


Рисунок 4.1 – Экспериментальный образец цепного агрегата в сборе с механизмом изменения угла наклона

В его состав входят рабочая камера 1, ее приводной механизм 2 и электродвигатель 3, смонтированные на раме 4 (см. рисунок 4.1). Раму 4 с помощью механизма изменения угла наклона 5 можно располагать под определенным углом к опорной поверхности ($\alpha_n = 4^\circ \dots 20^\circ$ с шагом 4°).

Конструкция рабочей камеры и ее приводного механизма. Приводной механизм рабочей камеры относится к кривошипно-коромысловым механизмам. Его плоская кинематическая схема представлена на рисунке 4.2.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – стойка

Рисунок 4.2 – Кинематическая схема приводного механизма рабочей камеры

Варьируемыми геометрическими параметрами в приводном механизме принимаем длины кривошипа r и шатуна l , которые могут иметь пять значений: $r = 50 \dots 110$ мм (шаг 15 мм); величины l находим по формуле $l = \sqrt{r^2 + c^2}$. Размеры остальных звеньев и отрезка c постоянны: $h = 585$ мм, $b = 796,1$ мм, $c = O_1B_0 = 540$ мм.

Конструкция приводного механизма показана на рисунке 4.3.

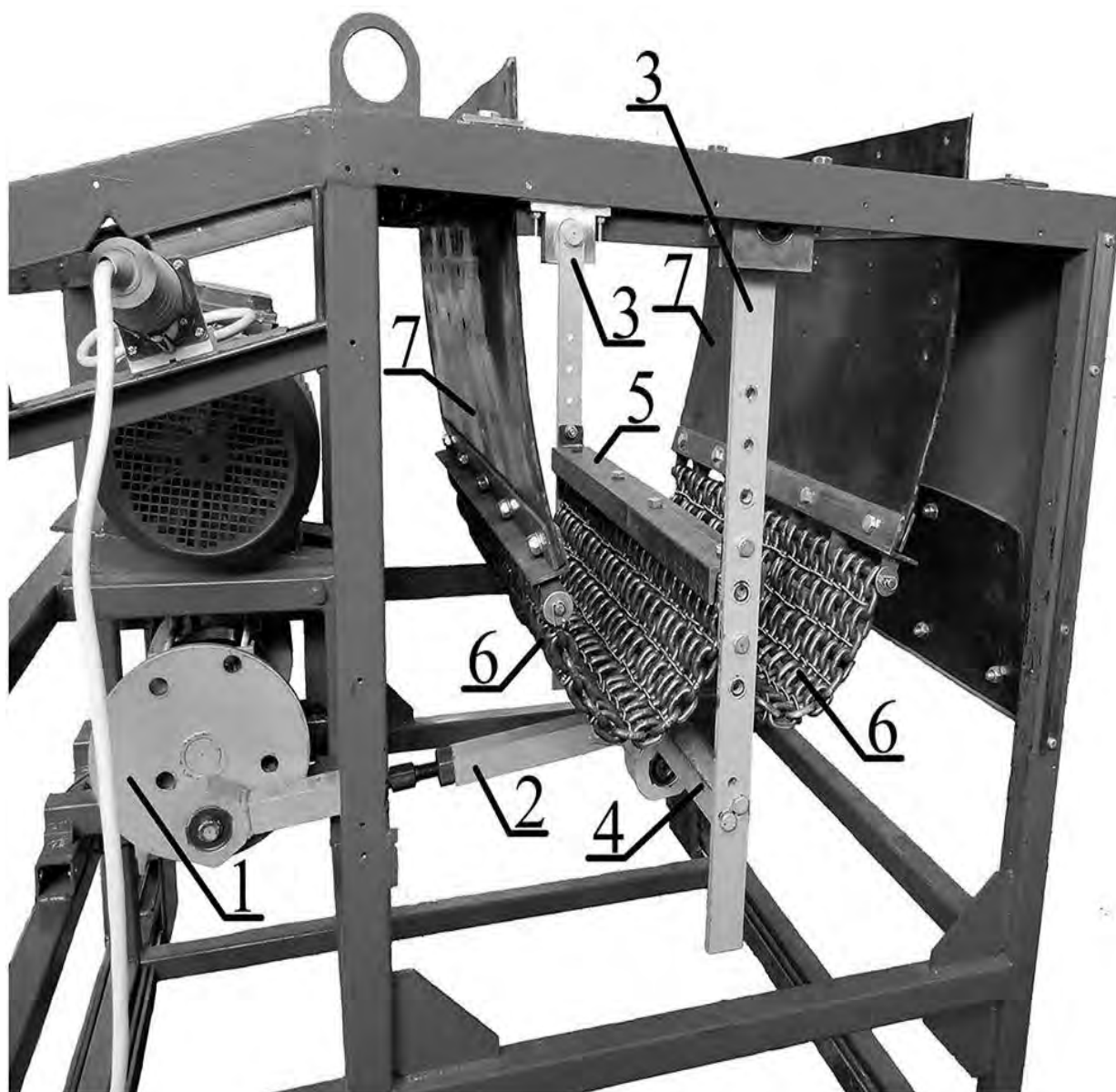


Рисунок 4.3 – Экспериментальный образец цепного агрегата

Его входным звеном является кривошип 1, представляющий собой диск с отверстиями, расположенными на разных расстояниях от оси вращения. Шатун 2 состоит из двух частей, соединение которых допускает возможность изменения его длины. Выходным звеном служит раздвоенное коромысло 3, состоящее из двух частей, скрепленных посредством соединительной штанги 4.

Рабочая камера цепного агрегата включает в себя рабочую штангу 5, цепные полотна 6 и гибкие стенки 7 (см. рисунок 4.3). Цепные полотна одними сторонами соединены посредством рабочей штанги с раздвоенным коромыслом, а другими – с гибкими стенками.

В экспериментальном образце также предусмотрено изменение геометрических параметров камеры: положения рабочей штанги, определяемого параметром $h_{ш.р.}$, и ширины рабочей камеры z (рисунок 4.4).

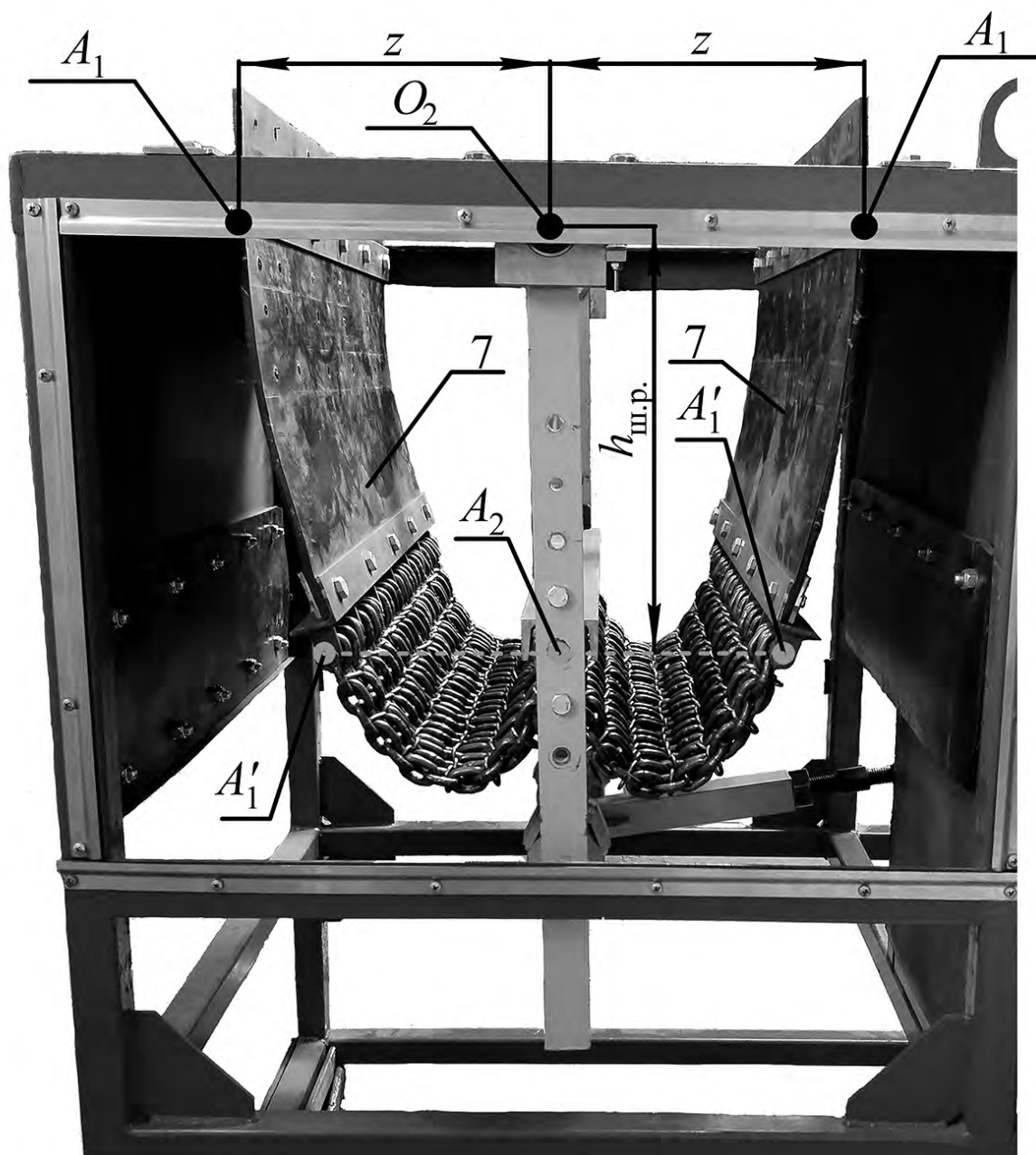
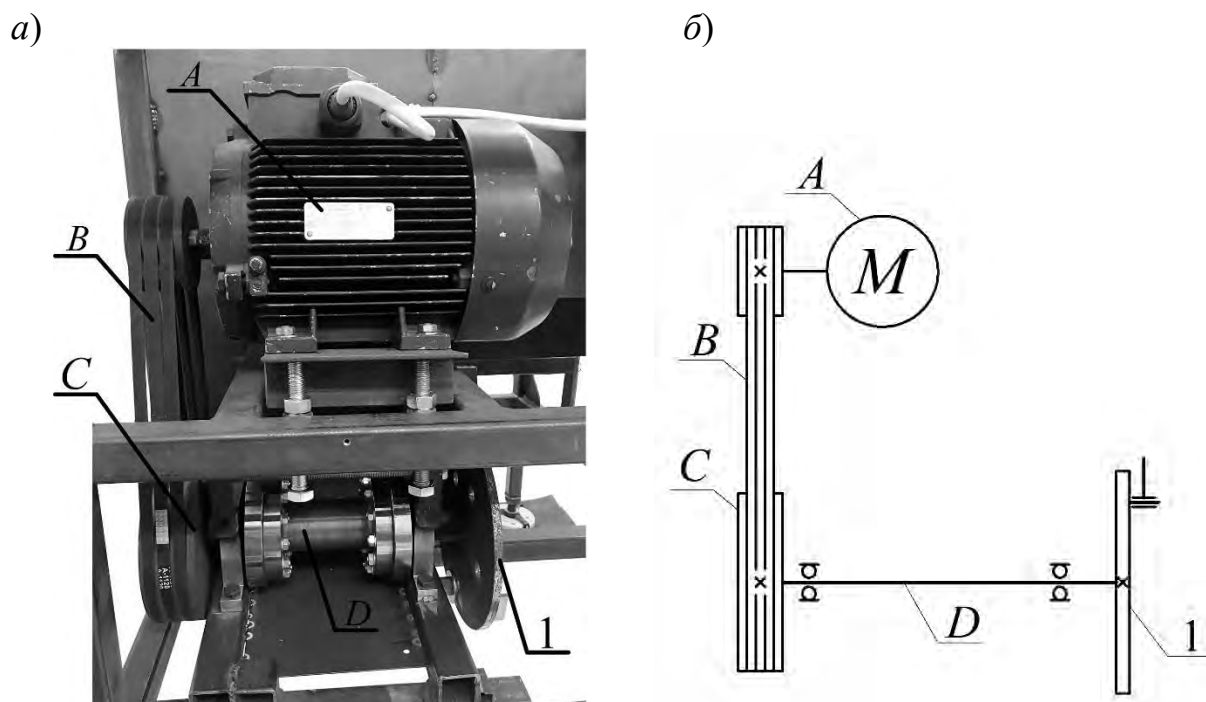


Рисунок 4.4 – Рабочая камера цепного агрегата

Варьирование шириной z рабочей камеры и положением $h_{ш.р.}$ рабочей штанги выполняется при сохранении симметрии камеры и положения соединений A'_1 , A_2 на одной горизонтали (штриховой отрезок на рисунке 4.4). Для экспериментальных исследований рабочей камеры предусмотрена конкретная градация параметров: $h_{ш.р.} = 190, 235, 280, 325, 370$ мм и $z = 155, 180, 205, 230, 255$ мм.

Конструкция привода кривошипа. Представлена на рисунке 4.5.



а – общий вид; б – схема привода

Рисунок 4.5 – Элементы привода кривошипа

Для привода кривошипа в экспериментальном образце цепного агрегата служит электродвигатель А (АИР 112МА6 У3), который приводится в действие с помощью частотного преобразователя HYUNDAI N700E-037HF (на рисунке не показан).

Через ременную передачу В вращение передается на ведомый шкив С, жестко закрепленный на составном валу D. На противоположном от шкива конце вала расположен кривошип 1.

4.2 Методика проведения экспериментальных исследований и обработка полученных результатов

Для определения влияния геометрических и кинематических параметров рабочей камеры и ее приводного механизма, а также изменения угла наклона цепного агрегата на механические характеристики использовался датчик крутящего момента серии М40 производства ООО «ТИЛКОМ» (Республика Беларусь).

Датчик 3 совместно с компенсационными муфтами 2 устанавливался между ведомым шкивом ременной передачи 4 и кривошипом 1 (рисунок 4.6).

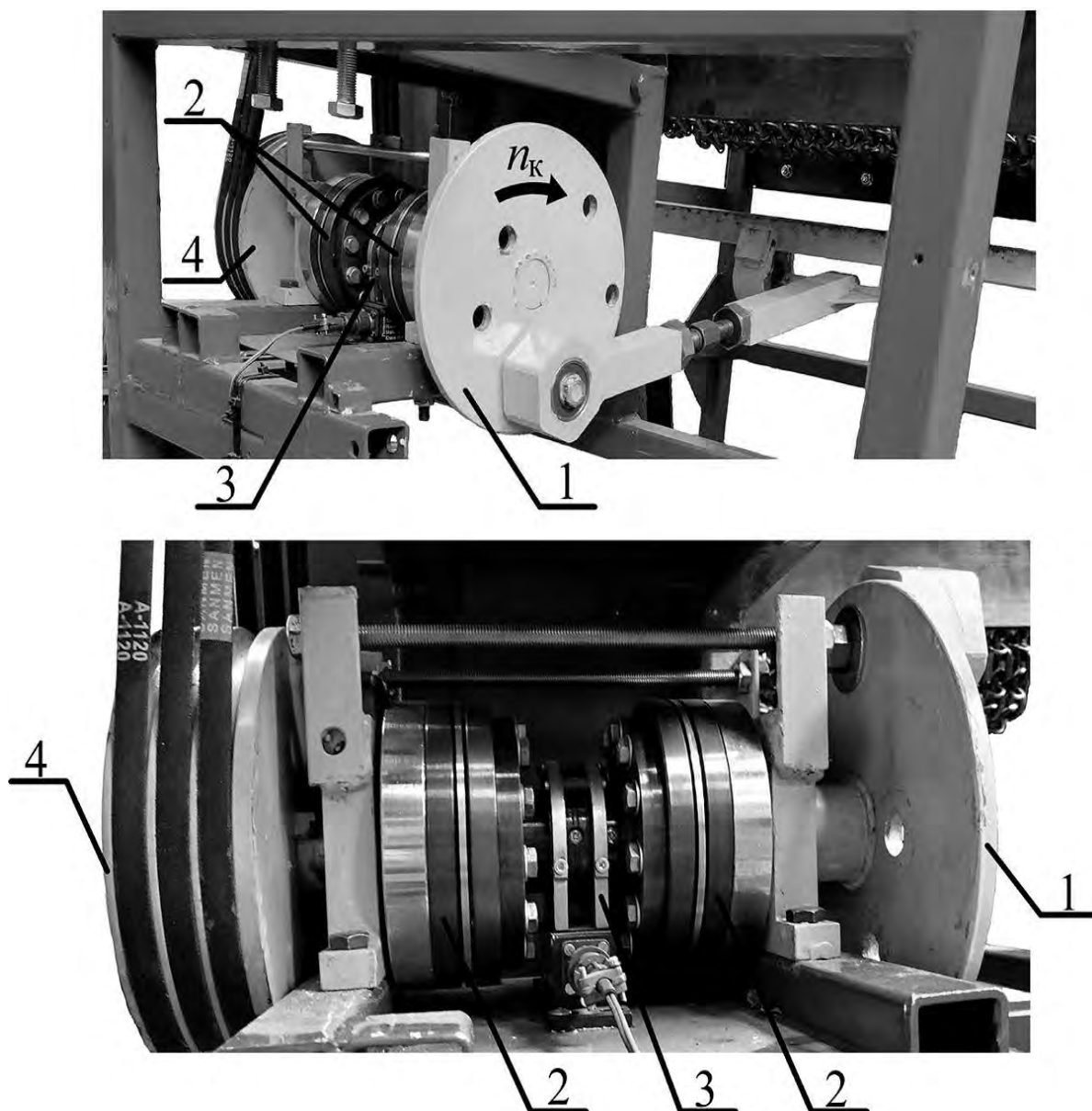


Рисунок 4.6 – Датчик крутящего момента

Датчик крутящего момента серии М40 позволяет определять величину момента M через каждые $0,0002$ с, частоту вращения кривошипа n_k и механическую мощность N .

Фрагмент результата измерений момента M с помощью датчика представлен графиком, приведенным на рисунке 4.7.

Из эксперимента определяется средняя выполненная работа A_{cp} за один оборот кривошипа, которая вычисляется через суммарную по формуле

$$A_{cp} = \frac{\sum A}{n},$$

где $\sum A$ – суммарная работа за период измерения;
 n – количество оборотов кривошипа.

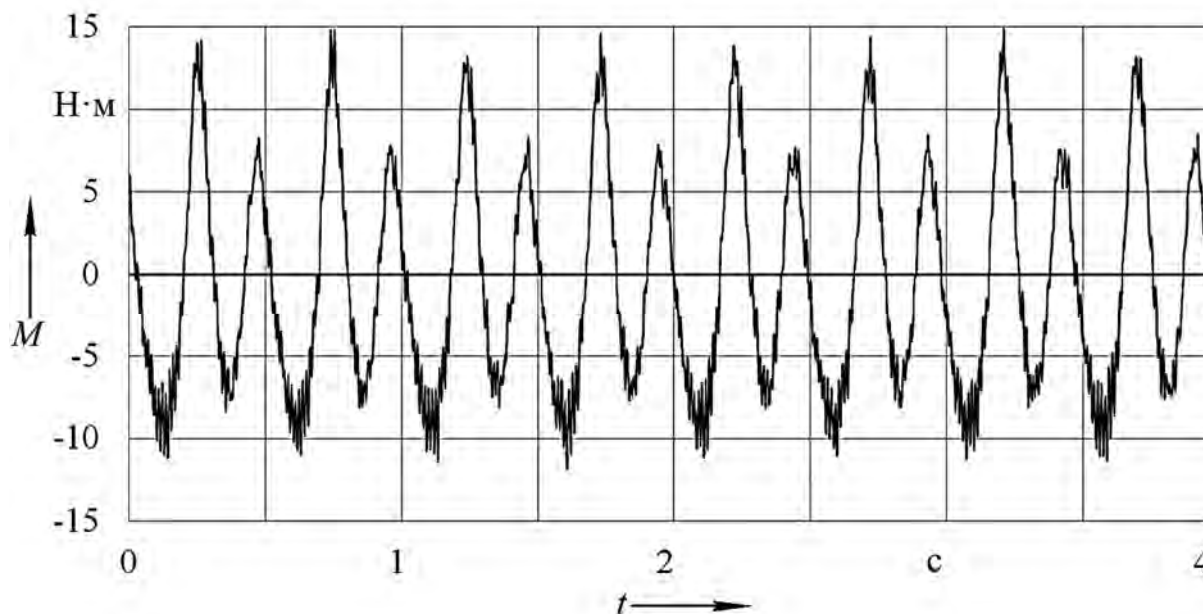


Рисунок 4.7 – Фрагмент результата измерения момента M с помощью датчика крутящего момента

Для вычисления суммарной работы $\sum A$ с помощью датчика крутящего момента определяются площади, ограниченные кривой положительных и отрицательных значений момента. Они и представляют искомую работу. Учитываем, что $\varphi_k = \omega_k t$.

Каждый опыт проводился не менее 30 с при установившемся режиме работы цепного агрегата, что соответствует 30...90 и более оборотам кривошипа.

Величина $A_{\text{ср}}$ включает в себя большое количество измерений момента M (5000 в секунду). Поэтому случайные (ошибочные) их значения несущественно влияют на ее величину. Это позволяет использовать $A_{\text{ср}}$ в качестве меры для оценки достоверности теоретических результатов.

Для оценки одновременного влияния геометрических и кинематических параметров приводного механизма и рабочей камеры, а также изменения угла наклона цепного агрегата на механические характеристики были применены методы планирования эксперимента – ротатбельные планы второго порядка [95–98].

Отдельно были проведены экспериментальные исследования с нагруженной рабочей камерой.

Экспериментальное исследование работы цепного агрегата. В процессе исследований рабочая камера цепного агрегата не была нагружена материалом. Эксперименты проведены при горизонтальном и наклонном положениях рамы цепного агрегата.

Варьируемые факторы: x_1 – длина кривошипа r ; x_2 – частота вращения кривошипа n_k ; x_3 – положение рабочей штанги $h_{ш.р}$; x_4 – ширина рабочей камеры z ; x_5 – угол наклона рамы цепного агрегата α_n . Уровни и интервалы варьирования факторов представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Уровни и интервалы варьирования факторов при переменном значении α_n

Фактор	Кодированное обозначение	Интервал варьирования	Уровень фактора				
			–2	–1	0	+1	+2
Длина кривошипа r , мм	x_1	15	50	65	80	95	110
Частота вращения кривошипа n_k , об / мин	x_2	30	60	90	120	150	180
Положение рабочей штанги $h_{ш.р}$, мм	x_3	45	190	235	280	325	370
Ширина рабочей камеры z , мм	x_4	25	155	180	205	230	255
Угол наклона цепного агрегата α_n , град	x_5	4	4	8	12	16	20

При проведении экспериментов в горизонтальном положении рамы из таблицы 4.1 исключается варьируемый фактор – угол наклона цепного агрегата α_n .

Экспериментальное исследование работы цепного агрегата с материалом. Исследование проведено при следующих геометрических и кинематических параметрах: угол наклона цепного агрегата $\alpha_n = 0$ град; длина кривошипа $r = 80$ мм; частота вращения кривошипа $n_k = 120$ об/мин; положение рабочей штанги $h_{ш.р} = 280$ мм; ширина рабочей камеры $z = 205$ мм.

В качестве материала использован щебень, который равномерно распределялся по длине цепных полотен. Размер фракции щебня превышал размеры просеивающих отверстий. Общая масса материала составляла 20 кг (по 10 кг на каждой стороне рабочей камеры).

4.3 Расчетная модель цепного агрегата

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования по изучению влияния геометрических и кинематических параметров приводного механизма (без рабочей камеры) на механические характеристики позволили одновременно оценить разработанный комбинированный метод силового анализа без учета и с учетом трения в кинематических парах [77, 78, 83, 99]. Переходим к изучению приводного механизма с рабочей камерой.

Для сравнения теоретических результатов с экспериментальными использовалась величина выполненной работы A за один оборот кривошипа. Для их сопоставления из эксперимента выбраны результаты, полученные в центре плана и «звездных» точках в горизонтальном и наклонном положениях цепного агрегата и ненагруженной рабочей камере. Это позволило исключить влияние переменных факторов и оценить достоверность теоретической модели при изменении геометрических и кинематических параметров приводного механизма и рабочей камеры. Полученные с помощью эксперимента значения величины $A_{\text{ср}}$ для горизонтального положения цепного агрегата представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Часть матрицы ротатабельного центрального композиционного плана второго порядка и результаты опытов при $\alpha_n = 0$

Содержание плана	Номер опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	Результат измерений
						$A_{\text{ср}}$, Дж
1	2	3	4	5	6	7
«Звездные» точки с плечом $\alpha = 2$	17	–2	0	0	0	17,20415
	18	+2	0	0	0	80,98189
	19	0	–2	0	0	14,94662
	20	0	+2	0	0	105,84057
	21	0	0	–2	0	37,84028
	22	0	0	+2	0	49,14602
	23	0	0	0	–2	42,44662
	24	0	0	0	+2	43,07248

Окончание таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6	7
Центр плана	25	0	0	0	0	41,95561
	26	0	0	0	0	41,97876
	27	0	0	0	0	42,10237
	28	0	0	0	0	41,98009
	29	0	0	0	0	42,17099
	30	0	0	0	0	42,05362
	31	0	0	0	0	42,08314

На первоначальном этапе рассматривался приводной механизм совместно с рабочей камерой без детализации привода кривошипа. Для описания структуры рабочей камерой использовалась ранее принятая двухстержневая модель. Кинематическая схема всего цепного агрегата представлена на рисунке 4.8.

Штриховой линией показано его исходное положение. Для качественной проверки принятой схемы определим степень подвижности механизма. Для этого воспользуемся формулой П. Л. Чебышева [62, 63] $W = 3k - 2p_1 - p_2$. Здесь k – число подвижных звеньев, p_1, p_2 – число одно- и двухподвижных пар. Согласно рисунку 4.8, $k = 7$, $p_1 = 10$, $p_2 = 0$. Получаем $W = 1$. Достоверность схемы подтверждается. Механизм приводится в движение посредством одного привода.

В приводном механизме рабочей камеры экспериментального образца цепного агрегата кривошип неуравновешен. Это обусловлено наличием конструктивной массы m_A пальца ($m_A = 0,23$ кг), который служит для соединения кривошипа с шатуном (кинематическая пара А).

В расчетах принимаем следующие варьируемые параметры приводного механизма: $n_k = 60, 120, 180$ об/мин и $r = 50, 80, 110$ мм. По формуле $l = \sqrt{r^2 + c^2}$ вычисляем соответствующие длины шатуна: $l = 542,3; 545,9; 551,1$ мм. С помощью компьютерного моделирования в программе КОМПАС-3D уточняем массы, расположение их центров и моменты инерции звеньев. Получаем следующие значения масс кривошипа (с пальцем), шатуна, коромысла, соединительной штанги: $m_1 + m_A = 3,864$ кг, $m_2 = 7,791$ кг, $m_3 = 4,696$ кг, $m_{ш.с} = 12,749$ кг. Положения центров масс звеньев и соединительной штанги определяются отрезками: $O_1C_1 = 2,976; 4,762;$

6,548 мм, $AC_2 = 254,5; 256,6; 259,3$ мм, $O_2C_3 = 330,5$ мм, $O_2Ш_c = 546,4$ мм. Моменты инерции шатуна и раздвоенного коромысла $J_{C_2} = 0,295; 0,299; 0,307$ кг·м² и $J_{O_2} = 0,736$ кг·м².

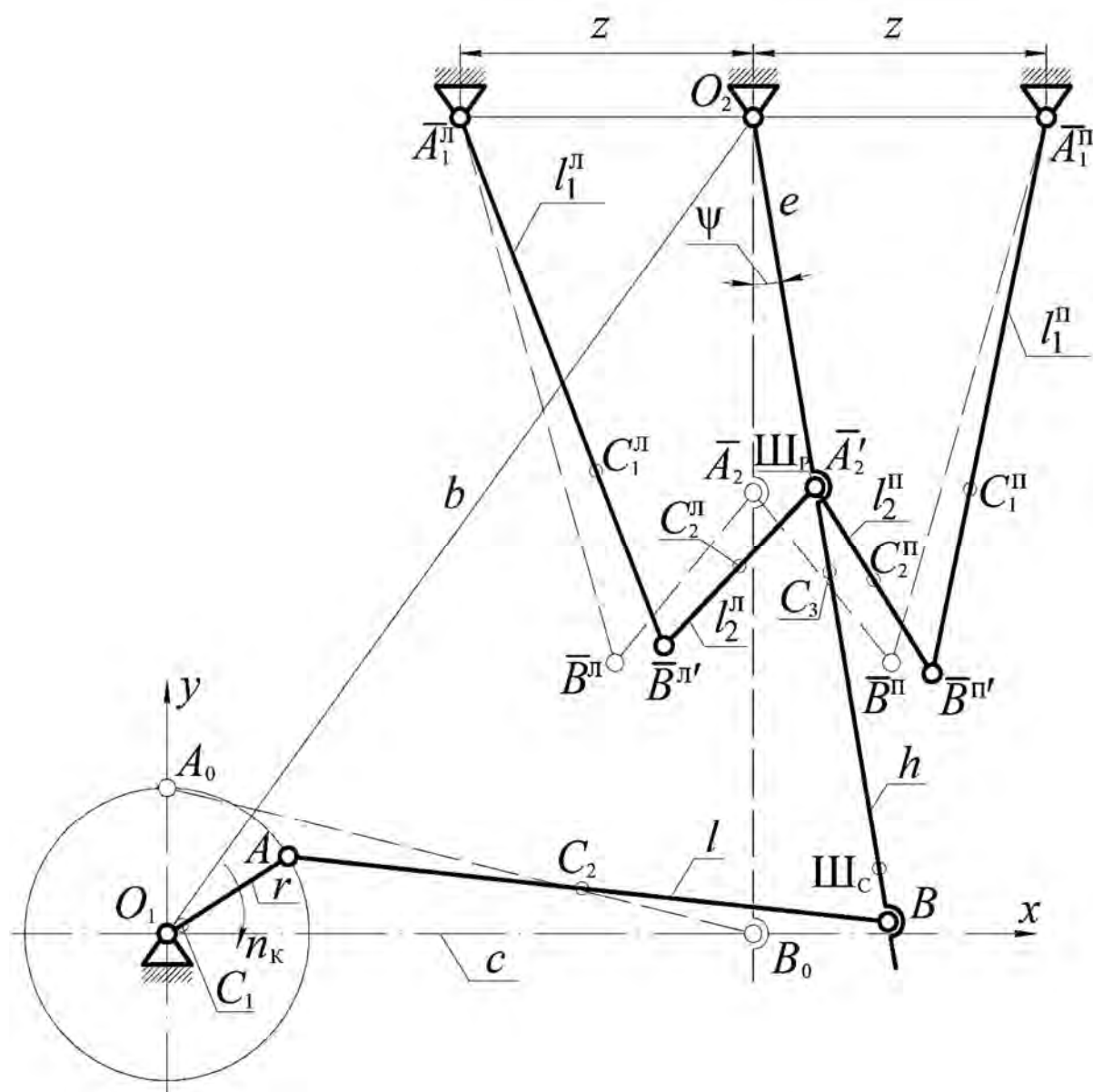


Рисунок 4.8 – Плоская кинематическая схема цепного агрегата

Переходим к описанию двухстержневой модели рабочей камеры цепного агрегата. Верхними индексами «л» и «п» будем обозначать ее характеристики, относящиеся к левой и правой половинам, и отличать постоянные и варьируемые. Постоянными приняты длина моделирующего стержня l_2 и сосредоточенные в центрах тяжести стержней $C_1^л, C_1^п, C_2^л, C_2^п$ массы m_1, m_2 и масса рабочей штанги $m_{ш.р}$: $l_2 = 175$ мм, $m_1^л = m_1^п = 11,622$ кг, $m_2^л = m_2^п = 6,168$ кг, $m_{ш.р} = 8,672$ кг. К переменным параметрам относятся

длина стержня l_1 , уровень $h_{ш.р}$ закрепления рабочей штанги и ширина рабочей камеры: $l_1^I = l_1^{II} = 365, 455, 545$ мм, $h_{ш.р} = e = 190, 280, 370$ мм, $z = 155, 205, 255$ мм. Положение центра масс рабочей штанги $O_{2Шр}$ совпадает с параметром $h_{ш.р} = e$.

Определим положение центров тяжести C_1, C_2 стержней l_1, l_2 . Рабочая камера, как отмечалось ранее, образована цепными полотнами и гибкими стенками, скрепленными между собой посредством соединителей, обладающих значительной массой. Изобразим реальный механизм рабочей камеры в виде развертки на горизонтальную плоскость (рисунок 4.9).

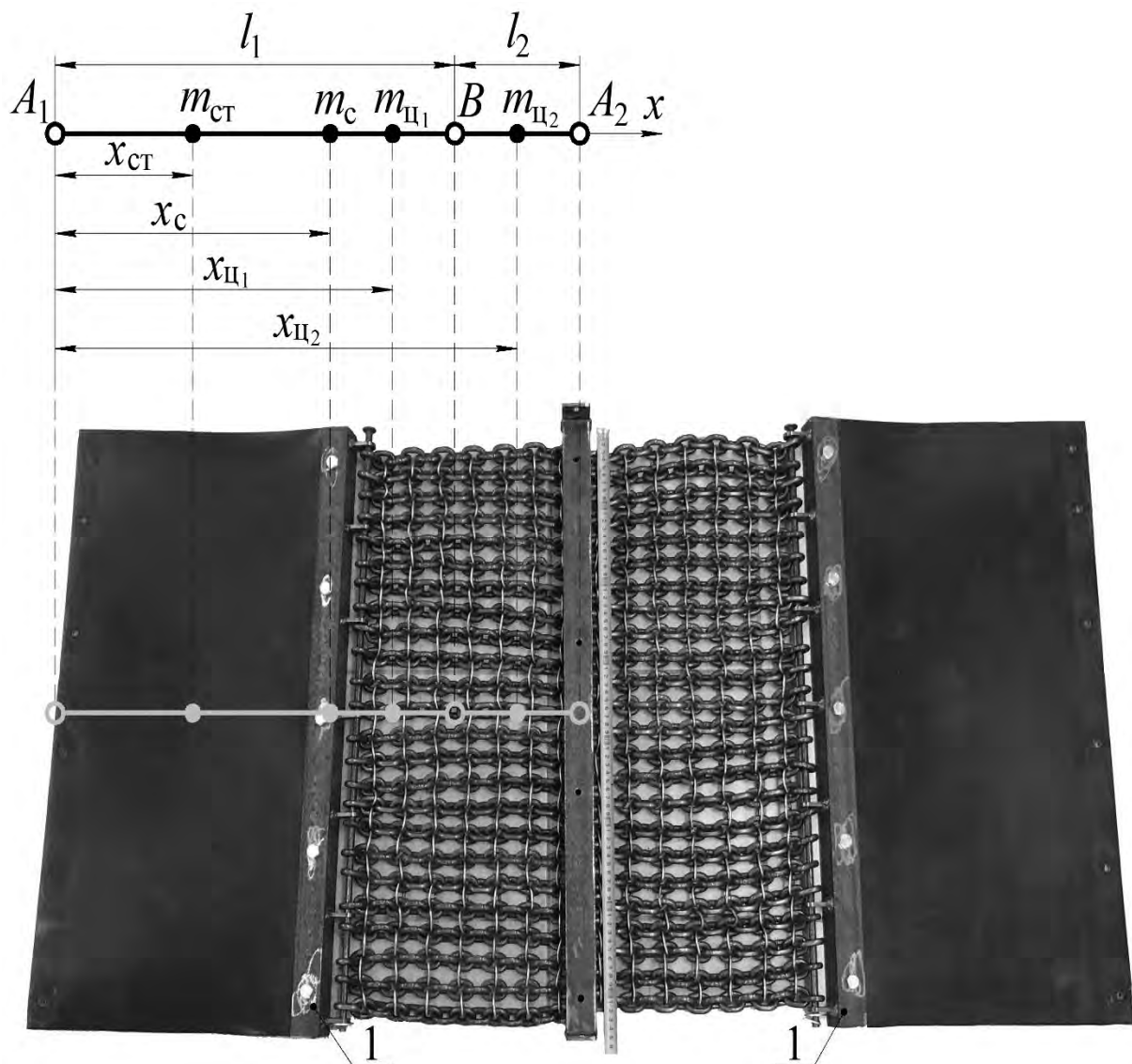


Рисунок 4.9 – Развертка рабочей камеры цепного агрегата на горизонтальную плоскость и схема (вверху) для определения положения центров тяжести C_1, C_2 , моделирующих их стержней l_1, l_2

Соединители на рисунке обозначим цифрой 1. Отрезком A_1A_2 вверху моделируется нормальное сечение левой половины развертки.

Используя рисунок 4.9, находим координаты x_{C_1} , x_{C_2} центров тяжести C_1 , C_2 стержней l_1 и l_2 для левой половины камеры:

$$x_{C_1} = \frac{m_{\text{ст}}x_{\text{ст}} + m_{\text{с}}x_{\text{с}} + m_{\text{ц}_1}x_{\text{ц}_1}}{m_{\text{ст}} + m_{\text{с}} + m_{\text{ц}_1}}; \quad x_{C_2} = \frac{m_{\text{ц}_2}x_{\text{ц}_2}}{m_{\text{ц}_2}},$$

где $m_{\text{ст}}$, $m_{\text{с}}$ – массы гибкой стенки и соединителя;

$m_{\text{ц}_1}$, $m_{\text{ц}_2}$ – массы частей цепного полотна, включенных в состав стержней l_1 , l_2 ;

$x_{\text{ст}}$, $x_{\text{с}}$, $x_{\text{ц}_1}$, $x_{\text{ц}_2}$ – координаты центров масс этих стержней.

Положение центров масс C_1 , C_2 стержней l_1 , l_2 , моделирующих механизм рабочей камеры, определяется отрезками $A_1C_1 = x_{C_1}$ и $A_2C_2 = l_1 - x_{C_2}$.

Масса гибкой стенки $m_{\text{ст}}$ является переменной величиной и зависит от ее длины. В экспериментах и теоретических исследованиях длина изменяется одновременно с варьированием параметра $h_{\text{ш.р}}$.

При изменении длины гибкой стенки, а значит, и длины стержня l_1 координаты центров тяжести C_1 и C_2 в расчетной модели смещаются и принимают значения $x_{C_1} = 227,8; 303,5; 376,0$ мм и $x_{C_2} = 452,5; 542,5; 632$ мм.

Центры тяжести правой стороны камеры располагаются симметрично.

Как ранее отмечалось, для сортировки некоторых материалов цепной агрегат необходимо устанавливать под углом α_n к опорной плоскости. Его кинематическая схема для этого случая приведена на рисунке 4.10. Ось поворота – O_1x .

Результаты экспериментальных исследований при различных углах наклона α_n представим в виде таблицы 4.3.

Ранее исследовалось движение цепного агрегата без обрабатываемого материала. Перейдем к изучению его функционирования с полезной нагрузкой на цепных полотнах. Массу материала будем моделировать материальными точками C_3^I , C_3^{II} , совмещенными с кинематическими парами $\bar{B}'_л$ ($\bar{B}_л$) и $\bar{B}'_п$ ($\bar{B}_п$) (рисунок 4.11).

В точках C_3^I , C_3^{II} массы составляют 10 кг, что соответствует проведенному эксперименту с материалом. Результаты экспериментальных исследований представлены в таблице 4.4.

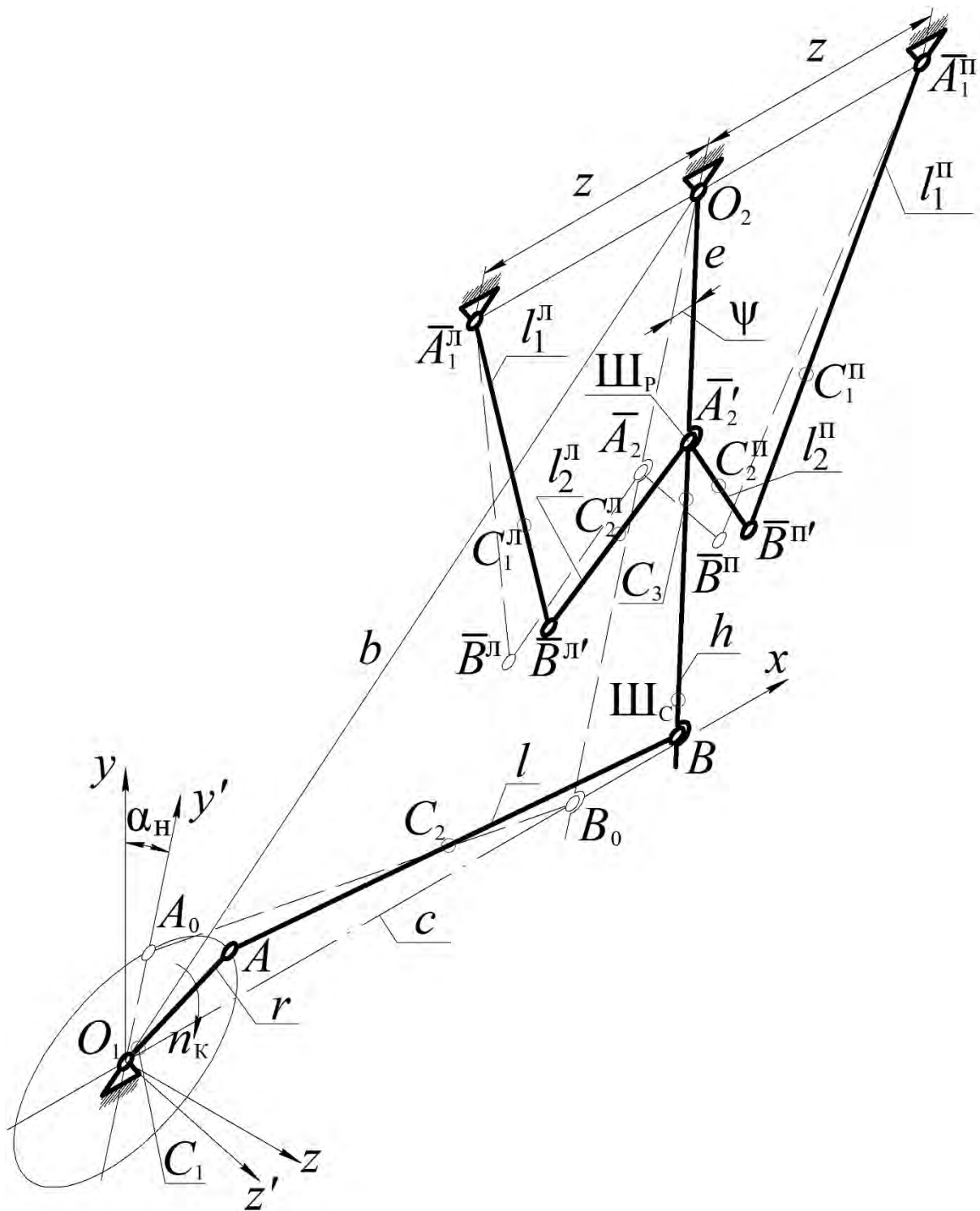


Рисунок 4.10 – Плоская кинематическая схема цепного агрегата (аксонометрический вариант), расположенного под углом α_H к опорной поверхности

Таблица 4.3 – Часть матрицы ротатабельного центрального композиционного плана второго порядка и результаты опытов при различных углах наклона α_n

Содержание плана	Номер опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Результат измерений
							$A_{ср}$, Дж
«Звездные» точки с плечом $\alpha = 2$	17	-2	0	0	0	0	16,63696
	18	+2	0	0	0	0	81,54152
	19	0	-2	0	0	0	13,92551
	20	0	+2	0	0	0	97,28285
	21	0	0	-2	0	0	36,45337
	22	0	0	+2	0	0	48,86903
	23	0	0	0	-2	0	42,15355
	24	0	0	0	+2	0	41,05221
	25	0	0	0	0	-2	41,57103
	26	0	0	0	0	+2	40,16692
Центр плана	27	0	0	0	0	0	41,25277
	28	0	0	0	0	0	41,24378
	29	0	0	0	0	0	41,2241
	30	0	0	0	0	0	41,29859
	31	0	0	0	0	0	41,38231
	32	0	0	0	0	0	41,37069

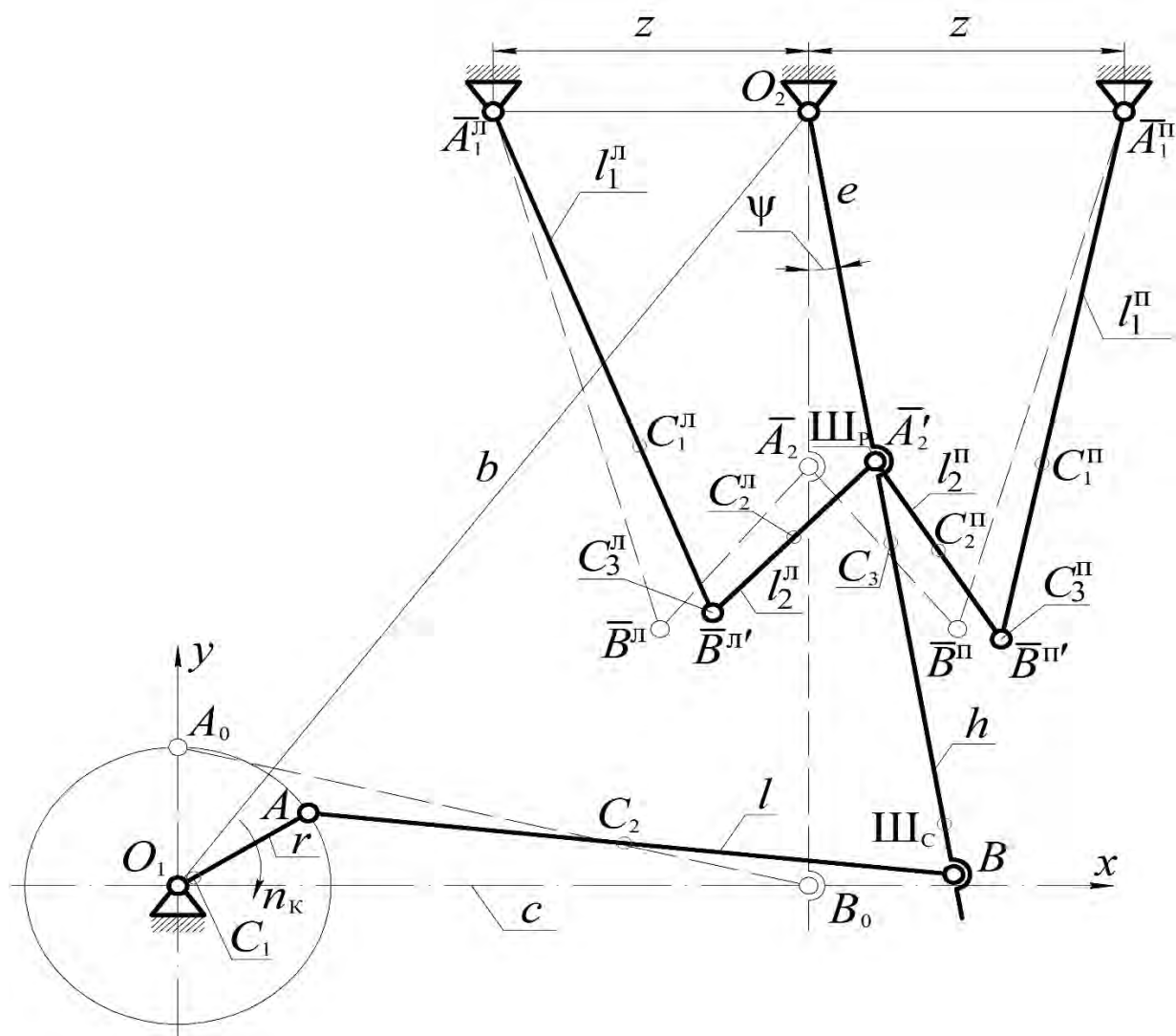


Рисунок 4.11 – Плоская кинематическая схема цепного агрегата с материалом в рабочей камере

Таблица 4.4 – Результаты экспериментальных исследований цепного агрегата с материалом

Номер опыта	$A_{\text{ср}}$, Дж
1	45,43074
2	45,0585
3	45,38116
4	45,33282
5	45,49271
6	45,59309

4.4 Сравнение теоретических и экспериментальных результатов

Для сравнения экспериментальной величины средней выполненной работы $A_{\text{ср}}^{\text{э}}$ и теоретической $A_{\text{т}}$ за один оборот кривошипа воспользуемся формулой относительной погрешности, выраженной в процентах,

$$\delta = \frac{|A_{\text{ср}}^{\text{э}} - A_{\text{т}}|}{A_{\text{ср}}^{\text{э}}} \cdot 100 \, \%.$$

Теоретическая величина работы $A_{\text{т}}$ для случая переменного момента M при известной зависимости $M = f(\varphi_{\text{к}})$ определяется по формуле

$$A_{\text{т}} = \int_0^{\varphi_{\text{к}}} M d\varphi_{\text{к}}.$$

При отсутствии зависимости $M = f(\varphi_{\text{к}})$ величина $A_{\text{т}}$ находится по аналогии с экспериментальной $A_{\text{ср}}^{\text{э}}$.

Для проведения сравнительного анализа в таблице 4.5 приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований цепного агрегата в горизонтальном положении ($\alpha_{\text{н}} = 0$ град).

Таблица 4.5 – Результаты экспериментальных исследований и теоретических расчетов в горизонтальном положении цепного агрегата

Номер опыта	$A_{\text{ср}}^{\text{э}}$, Дж	$A_{\text{т}}$, Дж	δ , %
1	2	3	4
17	17,20415	16,58349	3,61
18	80,98189	78,36276	3,23
19	14,94662	14,11217	5,58
20	105,84057	99,10991	6,36
21	37,84028	36,69156	3,04
22	49,14602	48,0591	2,21
23	42,44662	41,0396	3,31
24	43,07248	41,34854	4,00

Окончание таблицы 4.5

1	2	3	4
25	41,95561	41,17568	1,86
26	41,97876	41,17568	1,91
27	42,10237	41,17568	2,20
28	41,98009	41,17568	1,92
29	42,17099	41,17568	2,36
30	42,05362	41,17568	2,09
31	42,08314	41,17568	2,16

Результаты исследований цепного агрегата при различных углах наклона α_n представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Результаты исследований цепного агрегата при различных углах наклона ($\alpha_n \neq 0$)

Номер опыта	A_{cp}^3 , Дж	A_T , Дж	δ , %
1	2	3	4
17	16,63696	16,22171	2,50
18	81,54152	76,86608	5,73
19	13,92551	13,53151	2,83
20	97,28285	97,05846	0,23
21	36,45337	35,95026	1,38
22	48,86903	47,133	3,55
23	42,15355	40,23529	4,55
24	41,05221	40,53908	1,25
25	41,57103	41,08596	1,17
26	40,16692	38,93877	3,06

Окончание таблицы 4.6

1	2	3	4
27	41,25277	40,36881	2,14
28	41,24378	40,36881	2,12
29	41,2241	40,36881	2,07
30	41,29859	40,36881	2,25
31	41,38231	40,36881	2,45
32	41,37069	40,36881	2,42

Результаты экспериментальных и теоретических исследований при нагруженной камере приведены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Результаты экспериментальных и теоретических исследований при нагруженной камере

Номер опыта	$A_{cp}^э$, Дж	A_t , Дж	δ , %
1	45,43074	43,80989	3,57
2	45,0585	43,80989	2,77
3	45,38116	43,80989	3,46
4	45,33282	43,80989	3,36
5	45,49271	43,80989	3,70
6	45,59309	43,80989	3,91

Как видно из таблиц 4.6–4.8, относительная погрешность δ для опытов, соответствующих центру плана (см. таблицу 4.1, нулевой уровень), варьируется в относительно узком диапазоне (максимальное расхождение величины δ в этих опытах не превышает 1,14 %), что указывает на постоянство отклонений теоретической модели от полученных экспериментальных результатов и наличие погрешности измерений.

Наибольшее несоответствие теоретической величины A_T и экспериментальной $A_{ср}^э$ относится к опытам при максимальной длине кривошипа (см. таблицу 4.6, опыт № 18) и минимальной (или максимальной) частоте его вращения (см. таблицу 4.5, опыты № 19 и 20). Это обусловлено рядом факторов, которые не учтены в расчетных моделях цепного агрегата, а также погрешностью измерений.

Для повышения точности расчетных моделей цепного агрегата необходимо применять разработанную методику силового расчета приводного механизма с учетом трения в кинематических парах.

Исследованный реальный диапазон изменения частоты вращения n_k и геометрических соотношений звеньев механизма цепного агрегата позволяет использовать разработанные методики и расчетные модели для оптимизации его конструкции.

5 Области практического применения цепных технологических агрегатов

5.1 Сортировка твердых коммунальных отходов

Одной из областей применения цепного агрегата является сортировка твердых коммунальных отходов (далее – ТКО), в частности сортировка отсева мелких фракций ТКО (далее – отсев) с целью выделения органической части, что соответствует приоритетным направлениям научной, научно-технической и инновационной деятельности в Республике Беларусь на 2021–2025 и 2026–2030 годы [100, 101]. Целесообразность проведения испытаний цепного агрегата при сортировке отсева также подтверждена анализом действующих в Республике Беларусь законодательных, технических нормативных правовых актов и иных документов, определяющих деятельность физических и юридических лиц в вопросах обращения с отходами, изложенных в [102].

Совместно с государственным научным учреждением «Институт жилищно-коммунального хозяйства Национальной академии наук Беларуси» на базе КУМОП ЖКХ «Барановичское городское ЖКХ» были проведены технологические испытания, которые позволили:

- изучить функциональные возможности цепного агрегата и определить область его эффективного использования в технологии сортировки твердых коммунальных отходов;
- изучить особенности рабочего процесса при сортировке;
- установить влияние геометрических и кинематических параметров приводного механизма и рабочей камеры, а также изменения угла наклона цепного агрегата на производительность и эффективность процесса грохочения.

Общий вид экспериментального образца представлен на рисунке 5.1.

Его технические характеристики приведены в таблице 5.1.

Предварительно цепной агрегат был испытан на отсеве после барабанного грохота. Размеры отверстий в цепном полотне могли изменяться в процессе работы от 45 до 100 мм. Такой вариант испытаний был обусловлен наличием в отсеве достаточно крупных включений. Поступивший отсев на цепные полотна практически весь просыпался под них и процесса разделения материала не происходило.

Полученные собственные результаты и рекомендуемая верхняя граница (40 мм) при сортировке отсева (на основании исследований, выполненных в Институте ЖКХ НАН Беларуси) явились основанием для испытания

цепного агрегата с использованием цепных полотен, позволяющих отделять фракцию размером до 40 мм.

а)



б)



а – общий вид; б – вид спереди

Рисунок 5.1 – Экспериментальный образец цепного агрегата

Таблица 5.1 – Технические характеристики экспериментального образца цепного агрегата

Наименование параметра	Единица измерения	Значение
1	2	3
Размер просеивающей поверхности в плане (одна из половин рабочей камеры)	мм	750 × 350
Граница разделения материала	мм	40
Угол наклона цепного агрегата	град	0, 4, 8, 12, 16, 20
Мощность приводного электродвигателя	кВт	3,0
Напряжение питания	В	380
Частота вращения кривошипа	об/мин	0...487
Длина кривошипа	мм	50, 65, 80, 95, 110

Окончание таблицы 5.1

1	2	3
Положение рабочей штанги	мм	190, 235, 280, 325, 370
Ширина рабочей камеры	мм	155, 180, 205, 230, 255
Габаритные размеры: длина ширина высота	мм	1260 1160 1200
Масса	кг	340

В проведенных экспериментальных исследованиях цепного агрегата использовался отсев следующего морфологического и фракционного состава (таблицы 5.2 и 5.3) со средней влажностью органической части 45,6 %.

Таблица 5.2 – Морфологический состав отсева

Наименование отходов	Удельный вес, %
Органическая часть	80,1
Пластик	3,1
Стекло	6,1
Бумага	3,7
Текстиль	0,6
Металл	1,3
Строительные отходы	4,2
Кости	0,13
Итого	100

Таблица 5.3 – Фракционный состав отсева

Размер фракции, мм	0...10	10...20	20...30	30...40	40...70	70 и более	Итого
Удельный вес, %	11,0	11,2	23,7	19,2	34,2	0,7	100

Отсев ТКО представлен на рисунке 5.2.

Процесс грохочения отсева в цепном агрегате характеризуется двумя параметрами – производительностью Q и эффективностью грохочения E .

Производительность Q , кг/ч, вычисляется по формуле

$$Q = \frac{m_{\text{н}} + m_{\text{п}}}{t},$$

где $m_{\text{н}}$ – масса надрешетного продукта за пределами рабочей камеры, кг;

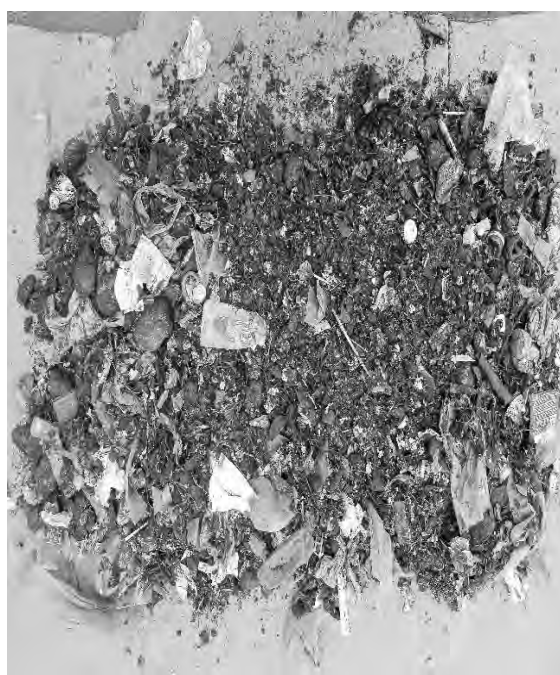
$m_{\text{п}}$ – масса подрешетного продукта, кг;

t – время грохочения, ч.

а)



б)



а – общий вид; б – исходный материал для проведения эксперимента

Рисунок 5.2 – Отсев ТК0

Эффективность грохочения E , %, определяется по формуле

$$E = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{исх}} \alpha} 10^4,$$

где $m_{\text{п}}$ – масса подрешетного продукта, кг;

$m_{\text{исх}}$ – масса исходного материала, кг;

α – содержание нижнего класса в исходном материале, %.

Оценка эффективности грохочения E производится после извлечения фракции крупностью 0...40 мм.

При проведении эксперимента цепные полотна рабочей камеры во всех опытах были загружены на 70 %...100 % по объему, что позволило определить параметры Q и E при неоптимальных условиях работы и установить предельные возможности цепного агрегата в рассматриваемом диапазоне изменения режимов работы, в том числе оценить склонность к налипанию и забиванию материалом цепных полотен.

Для оценки влияния геометрических и кинематических параметров приводного механизма и рабочей камеры, а также изменения угла наклона цепного агрегата на производительность Q и эффективность грохочения E было применено ротатбельное планирование второго порядка.

Уровни и интервалы варьирования факторов аналогичные приведенным в разд. 4 (см. подразд. 4.2, таблицу 4.1).

Результаты экспериментальных исследований работы цепного агрегата представлены в виде матрицы планирования эксперимента с результатами опытов (таблица 5.4).

Таблица 5.4 – Матрица ротатбельного центрального композиционного плана второго порядка и результаты опытов

Содержание плана	Номер опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Результат измерений	
							y_Q , кг/ч	y_E , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ядро плана – полуреплика 2^{5-1} ($1 = x_1x_2x_3x_4x_5$)	1	–	–	–	–	+	217,6	16,8
	2	+	–	–	–	–	420,9	38,3
	3	–	+	–	–	–	416,7	48,6
	4	+	+	–	–	+	725,9	49,6
	5	–	–	+	–	–	343,1	46,9
	6	+	–	+	–	+	663,6	45,1
	7	–	+	+	–	+	548,5	47,5
	8	+	+	+	–	–	795,1	76,8
	9	–	–	–	+	–	155,2	19,4
	10	+	–	–	+	+	745,6	40,9
	11	–	+	–	+	+	372,5	24,3
	12	+	+	–	+	–	823,7	70,7
	13	–	–	+	+	+	620,1	50,3
	14	+	–	+	+	–	745,1	76,3
	15	–	+	+	+	–	547,7	73,0
	16	+	+	+	+	+	1262,7	47,7

Окончание таблицы 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
«Звездные» точки с плечом $\alpha = 2$	17	+2	0	0	0	0	1359,4	50,7
	18	−2	0	0	0	0	483,3	29,7
	19	0	+2	0	0	0	650,6	51,5
	20	0	−2	0	0	0	98,7	17,6
	21	0	0	+2	0	0	754,9	68,5
	22	0	0	−2	0	0	427,7	35,9
	23	0	0	0	+2	0	600,3	51,9
	24	0	0	0	−2	0	505,9	44,6
	25	0	0	0	0	+2	623,7	33,6
	26	0	0	0	0	−2	510,3	67,4
Центр плана	27	0	0	0	0	0	434,4	28,7
	28	0	0	0	0	0	493,0	30,1
	29	0	0	0	0	0	491,5	32,9
	30	0	0	0	0	0	462,5	34,4
	31	0	0	0	0	0	470,5	32,8
	32	0	0	0	0	0	406,3	33,2

Согласно рекомендациям, изложенным в [96, 98], уравнения регрессии определялись поэтапно. Их адекватность проверялась с помощью критерия Фишера (F -критерия) при 5-процентном уровне значимости. Полученные уравнения принимаем, если расчетное значение критерия Фишера F_p меньше табличного F_T : $F_p < F_{T(\alpha; f_{\text{числ}}; f_{\text{знам}})}$.

В результате обработки результатов эксперимента, представленных в таблице 5.4, имеем следующие уравнения регрессии:

$$\begin{aligned}
 y_Q = & 483,05 + 196,3917x_1 + 111,8917x_2 + 95,925x_3 + 55,4167x_4 + \\
 & + 47,325x_5 + 30,175x_1x_2 + 50,125x_1x_4 + 31,8375x_3x_4 + 26,175x_3x_5 + \\
 & + 34,3375x_4x_5 + 105,2708x_1^2 - 31,4042x_2^2 + 22,7583x_3^2 + 16,6833x_5^2; \quad (5.1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
y_E = & 32,65 + 6,69167x_1 + 7,16667x_2 + 9,175x_3 + 1,98333x_4 - \\
& - 8,14167x_5 - 3,8875x_1x_3 - 1,8625x_1x_5 - 3,2125x_2x_3 - 2,9125x_2x_4 - \\
& - 4,5125x_2x_5 + 1,8125x_3x_4 - 2,3125x_3x_5 - 1,5375x_4x_5 + 1,96667x_1^2 + \\
& + 4,96667x_3^2 + 3,97917x_4^2 + 4,54167x_5^2.
\end{aligned} \tag{5.2}$$

Для уравнения (5.1) расчетное значение критерия Фишера $F_p = 4,518$, что меньше табличного $F_{T(0,05; 12; 5)} = 4,678$ [103]. Для уравнения (5.2) $F_p = 2,582$, что меньше табличного $F_{T(0,05; 9; 5)} = 4,772$ [103].

В натуральных переменных уравнение (5.1) имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
Q = & 7111,55474888 - 97,2147888r + 6,73973222n_k - 11,70848666h_{ш.п} - \\
& - 20,521165333z - 124,302241666\alpha_H + 0,0670555rn_k + 0,133666rz + \\
& + 0,14541666h_{ш.п}\alpha_H + 0,0283h_{ш.п}z + 0,343375\alpha_Hz + 0,467870222r^2 - \\
& - 0,034893555n_k^2 + 0,011238666h_{ш.п}^2 + 1,04270625\alpha_H^2.
\end{aligned} \tag{5.3}$$

Уравнение (5.2) в натуральных переменных

$$\begin{aligned}
E = & 178,5446 + 0,0393497r + 2,1525186n_k - 0,5994248h_{ш.п} - \\
& - 2,33161343111z + 2,413674222\alpha_H - 0,0023796n_kh_{ш.п} - \\
& - 0,0376041666n_k\alpha_H - 0,00388333n_kz - 0,0057593rh_{ш.п} - \\
& - 0,012847222h_{ш.п}\alpha_H + 0,0016111h_{ш.п}z - 0,015375\alpha_Hz + \\
& + 0,0087407555r^2 + 0,0024527h_{ш.п}^2 + 0,006366672z^2 + 0,283854375\alpha_H^2.
\end{aligned} \tag{5.4}$$

Подрешетный продукт, полученный в цепном агрегате, характеризуется рассыпчатой структурой (рисунок 5.3), что достигается просеиванием через цепные полотна в сочетании с ударным воздействием на материал со стороны элементов рабочей камеры.

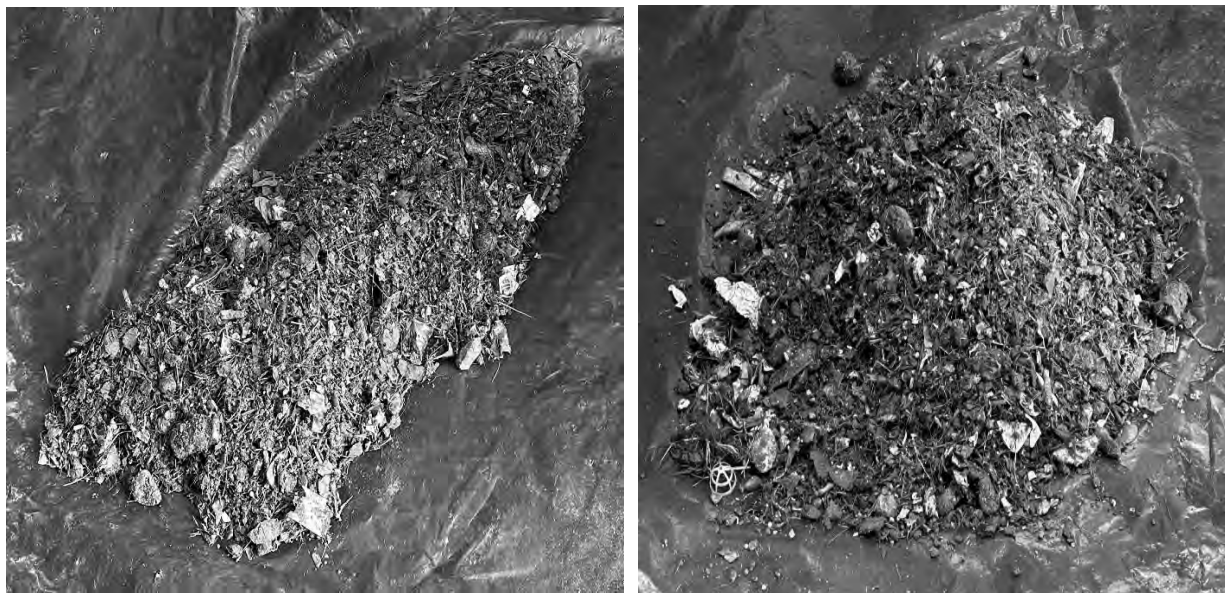
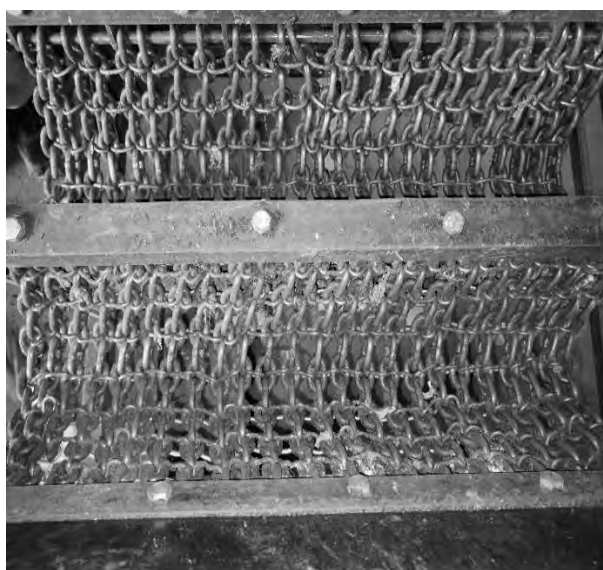


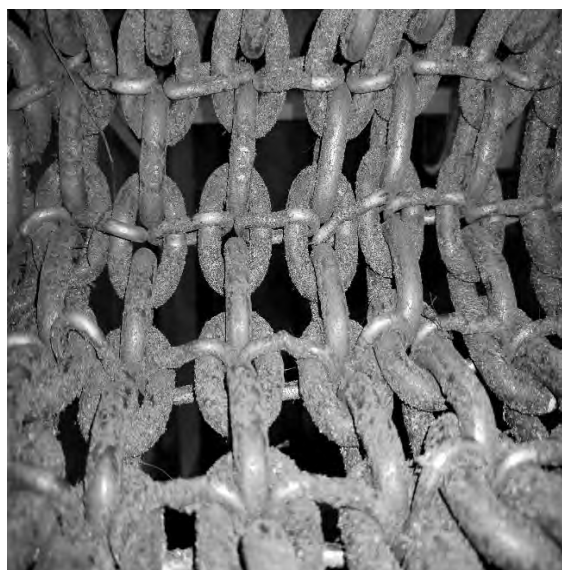
Рисунок 5.3 – Подрешетный продукт, полученный в цепном агрегате

В процессе работы пространство между звеньями цепных полотен не забивалось материалом, что объясняется подвижностью самих звеньев (рисунок 5.4).

а)



б)



а – общий вид; *б* – увеличенный фрагмент цепного полотна

Рисунок 5.4 – Цепные полотна после экспериментальных исследований

Полученные результаты и выводы.

1 Исследованы функциональные возможности цепного агрегата при сортировке отсева ТКО. Установлено, что конструктивное исполнение рабочей камеры позволяет достичь интенсивного перемещения материала по поверхности цепных полотен и создать ударное воздействие посредством рабочих элементов камеры, что способствует эффективному перемешиванию и разделению материала. При этом подвижность звеньев цепей дает им возможность самоочищаться и исключать забивание цепных полотен. Описанные процессы позволяют достичь эффективности грохочения $E = 70,7 \% \dots 76,8 \%$ с удельной производительностью $q = 1,95 \dots 2,94 \text{ т}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ при степени загрузки цепных полотен $70 \% \dots 100 \%$ по объему. Следует отметить, что режимы работы цепного агрегата с производительностью $Q > 1 \text{ т/ч}$ имеют эффективность грохочения E на уровне 50% . Это обусловлено быстрым прохождением материала по поверхности цепных полотен, из-за чего часть мелких фракций не успевает просеяться и уходит вместе с крупными частицами, что объясняется снижением интенсивности перемешивания материала в рабочей камере.

2 Проведены экспериментальные исследования в условиях производства, позволяющие установить влияние геометрических и кинематических параметров приводного механизма, а также изменения угла наклона цепного агрегата на производительность Q и эффективность грохочения E отсева ТКО. Полученные результаты, представленные в таблице 5.4 и уравнениями (5.1)–(5.4), могут быть использованы при проектировании опытно-промышленного образца цепного агрегата.

3 По результатам эксперимента цепной агрегат обладает диапазонами производительности $Q = 0,099 \dots 1,359 \text{ т/ч}$ ($q = 0,35 \dots 4,86 \text{ т}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ при площади живого сечения цепных полотен $0,28 \text{ м}^2$) и эффективности грохочения $E = 17,6 \% \dots 76,8 \%$. Изменение величин Q и E в относительно широком диапазоне и анализ уравнений регрессии (5.1) и (5.2) позволяют сделать вывод о значимости варьируемых параметров и оценить степень их влияния.

4 Следует отметить способность элементов рабочей камеры цепного агрегата производить отбивку с поверхности крупных включений ТКО мелких частиц, пыли, грязи, а также измельчать отходы пищевых продуктов, что дополнительно позволит увеличить выход органической части.

5 Цепной агрегат хорошо вписывается в состав сортировочной линии и может использоваться для выделения органической части ТКО в виде мелкой фракции крупностью $0 \dots 40 \text{ мм}$, из которой после соответствующего вида компостирования будет получаться продукт, так называемый технический компост или техногенный грунт, который можно применять для собственных потребностей предприятий жилищно-коммунального хозяйства и реализации

на рынке. Также установлено, что получаемый надрешетный продукт может быть использован для производства RDF-топлива [104].

Результаты технологических испытаний позволили сформировать следующие предложения при создании опытно-промышленного образца.

1 Используя методы масштабирования, полученные удельные показатели работы цепного агрегата (средний диапазон удельной производительности $q_{\text{ср}} = 2,0...2,5 \text{ т/(ч}\cdot\text{м}^2)$ и удельного энергопотребления $0,3...0,5 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}$) позволяют спрогнозировать, что опытно-промышленный образец цепного агрегата при производительности по питанию $6...8 \text{ т/ч}$ будет иметь размеры цепных полотен в плане $2,25 \times 0,7 \text{ м}$ (общая площадь просеивающей поверхности – $3,15 \text{ м}^2$), мощность приводного электродвигателя, равную $7,5 \text{ кВт}$, габаритные размеры $3 \times 1,75 \times 1,75 \text{ м}$ и массу около 750 кг .

2 При создании опытно-промышленного образца цепного агрегата целесообразно сохранить аналогичные варьируемые геометрические и кинематические параметры цепного агрегата, диапазон которых необходимо выбирать, учитывая полученные результаты. Это позволит провести полномасштабные производственные испытания цепного агрегата с учетом изменчивости морфологического и фракционного состава ТКО и установить оптимальные режимы работы.

3 В техническом задании на проектирование подобного цепного агрегата целесообразно предусмотреть возможность его оснащения цепной просеивающей поверхностью с размерами отверстий $70...120 \text{ мм}$ и одновременную установку двух просеивающих поверхностей для получения продуктов трех классов крупности, в частности 40 мм и менее, $40...70 (120) \text{ мм}$, $70 (120) \text{ мм}$ и более.

5.2 Технология производства извести

Одной из перспективных технологий производства извести является сухой способ. Его суть сводится к добыче мела, его дроблению и подаче на обжиг. При этом способе выбор технологической схемы и типа оборудования зависит от химического состава, влажности, механической прочности и других свойств сырья. Добычу мела производят в карьерах открытым способом. Далее кусковой мел без предварительной обработки доставляют на дробление, где под действием рабочих органов дробилки он измельчается. Учитывая, что мел достаточно неоднородный по свойствам материал и при его дроблении получают разнообразный фракционный состав, то необходимо произвести отсев на грохотах. Мел влажностью до 25% в виде фракций $5...25 \text{ мм}$ обжигают в длинных вращающихся печах.

Основное преимущество применения сухого способа перед мокрым – снижение энергоемкости процесса с сохранением качества производимой извести. На тонну производимой комовой извести при мокром способе затрачивается 310...320 кг условного топлива, а на производство той же извести по сухому способу – в среднем 240 кг условного топлива, что в конечном итоге делает его более перспективным [105, 106].

Главным образом качество производимой извести в данной технологии ее производства будут определять химический состав и физико-механические свойства сырья, его подготовка перед обжигом и сам процесс обжига мела.

Но как показали исследования по данному вопросу, одним из важнейших этапов является подготовка сырья перед обжигом [106]. На время разложения оказывает влияние форма кусков сырья. Время полного разложения куска сырья неправильной округлой формы в 1,5–2 раза меньше времени обжига равного ему по объему куска в виде плиты. Продолжительность полного разложения кусков известняка различного размера при данной температуре пропорциональна квадрату линейного размера куска. Поэтому для получения равномерно обожженной извести необходимо, чтобы исходное сырье имело близкие по размеру куски.

Для исследования потенциальных возможностей цепного агрегата в этой технологии изготовлен экспериментальный образец, оснащенный интенсификаторами процесса (рисунок 5.5).

Работа цепного агрегата происходит следующим образом. Электродвигатель приводит в действие кривошип 1, который вращается с заданной частотой вращения. Один конец шатуна 2 связан с кривошипом 1, а другой – с раздвоенным коромыслом 3. Шатун 2, совершая плоскопараллельное движение, приводит в действие коромысло 3, на котором жестко закреплена рабочая штанга 4, при этом движение сообщается цепным полотнам 6 (на которых могут быть установлены съемные планки 7) и гибким стенкам 5. Таким образом, все рабочее оборудование совершает вынужденные колебания с определенной частотой и амплитудой, величины которых можно изменять в требуемом диапазоне.

Спроектированный цепной агрегат имеет размеры приемного отверстия в плане 450×350 мм, объем рабочей камеры – $0,046 \text{ м}^3$, мощность приводного электродвигателя – 1,1 кВт. Частота вращения кривошипа n_k изменяется плавно в диапазоне 0...600 об/мин, а его длина r – ступенчато (30, 45, 60, 75 мм).

Технологические испытания двухволнового цепного агрегата проводились на различных кусковых материалах: мелоглинистом с размером исходной фракции 5...100 мм и влажностью 15 %...18 %, комовой глине влажностью 12 %...15 %, известковом материале крупностью 20...50 мм

и влажностью 2 %...5 %, сухих и увлажненных смесях перечисленных материалов, а также меле влажностью 21 %...26 % и крупностью 0...100 мм.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – раздвоенное коромысло; 4 – рабочая штанга; 5 – гибкие стенки; 6 – цепные полотна; 7 – съемные планки; r – длина кривошипа

Рисунок 5.5 – Общий вид экспериментального образца

Процесс измельчения перечисленных материалов заключался в сочетании нескольких способов силового воздействия на материал, а именно ударного, раскалывающего и истирающего. При этом просеивающие поверхности за счет перемещений коромысла изменяли свою форму и, таким образом, сообщали обрабатываемым материалам смежные движения с периодической подачей их на ударные элементы. Цепные полотна измельчение практически не производят, а выполняют функции грохота с границей

разделения, соответствующей зазорам между звеньями цепных элементов, которые в приведенном варианте составляли 25...28 мм.

На основании данных технологических испытаний установлено, что одной из перспективных областей использования цепного агрегата является его применение при переработке мела в технологии производства извести сухим способом [107, 108]. В качестве перерабатываемого материала использовался мел, применяемый в ОАО «Красносельскстройматериалы» при производстве извести.

С учетом представленных в [106, 109, 110] рекомендаций выбраны требования к условиям технологической подготовки мела к обжигу: фракционный состав сырья должен находиться в пределах 5...25 мм; сырье должно иметь близкие по размеру частицы; после измельчения частицы должны иметь неправильную округлую форму с многогранной рыхлой поверхностью. Руководствуясь данными условиями, были проведены исследования, направленные на получение материала, соответствующего этим требованиям.

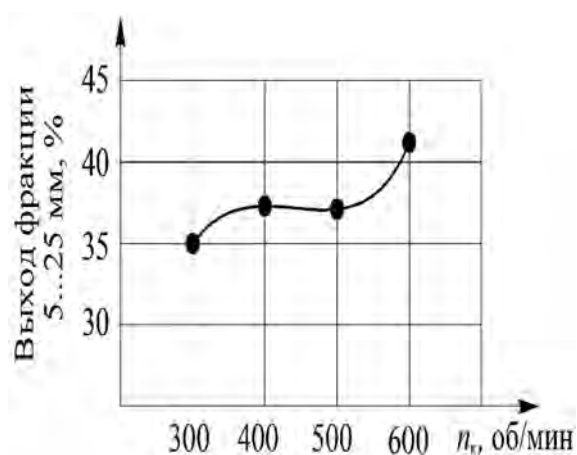
Поэтапно проведем анализ выполнения данных требований при использовании цепного агрегата в качестве машины для первичного измельчения сырья.

С учетом сформулированных требований следует определить выход фракции мела в предпочтительном диапазоне 5...25 мм. Эксперименты проводились при среднем размере исходной фракции 38 мм. Доля фракции 0...5 мм в исходном материале составляла 20 %. Варьируемые факторы – частота вращения кривошипа n_k и его длина r . Результаты экспериментальных исследований представлены на рисунке 5.6.

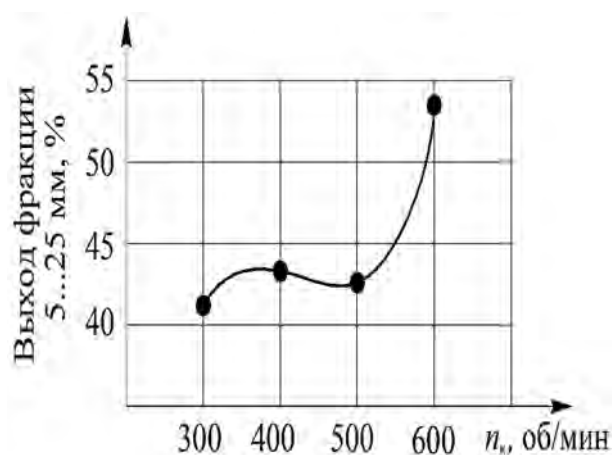
Анализируя полученные результаты, можно сделать заключение, что выход фракции мела в диапазоне 5...25 мм зависит от варьируемых факторов. При длине кривошипа $r = 30$ и 45 мм выход предпочтительной фракции находится на уровне 35 %...53,5 %, а при длине кривошипа $r = 60$ и 75 мм – 49,5 %...60 %. Следует отметить, что повышение частоты вращения n_k при больших значениях длины кривошипа r приводит к снижению выхода предпочтительной фракции. Это обусловлено многократным силовым воздействием на материал, который не успевает покинуть камеру цепного агрегата, что в конечном итоге приводит к переизмельчению сырья.

Выполнение второго условия было оценено по выходу предпочтительной фракции в виде двух групп 5...15 и 15...25 мм. Выход фракции 15...25 мм преобладал и в среднем изменялся в диапазоне 50 %...70 % в зависимости от варьируемых факторов. Таким образом, можно сделать заключение, что материал, достигший размера просеивающих отверстий, быстро удаляется из рабочей камеры, что является свидетельством высокой селективной способности такого оборудования.

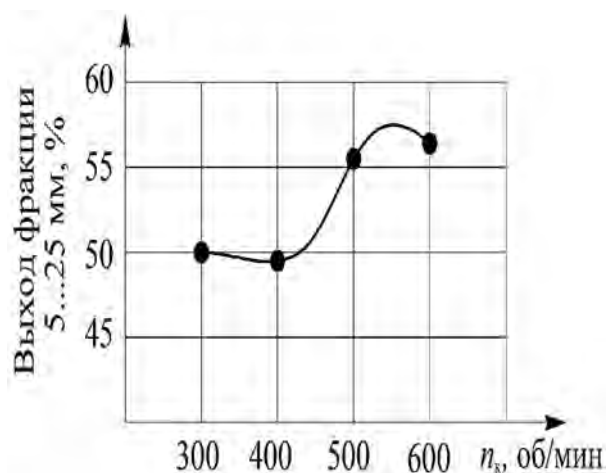
а)



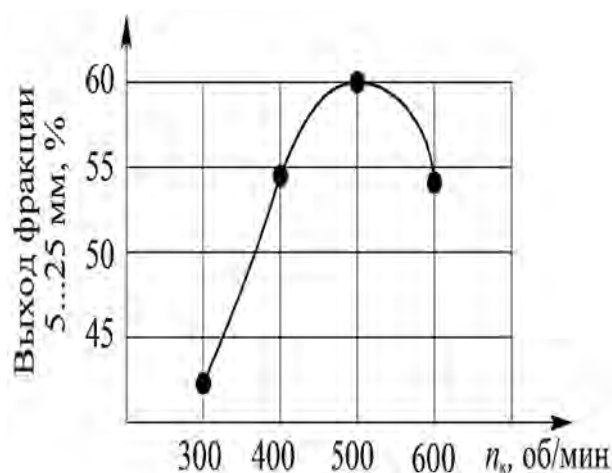
б)



в)



г)



а – длина кривошипа $r = 30$ мм; б – длина кривошипа $r = 45$ мм; в – длина кривошипа $r = 60$ мм; г – длина кривошипа $r = 75$ мм

Рисунок 5.6 – Влияние частоты вращения n_k и длины кривошипа r на процесс измельчения мела

После переработки частицы мела имеют многогранную рыхлую поверхность (рисунок 5.7), что соответствует изложенным требованиям подготовки сырья перед обжигом.

В целом, выполненные экспериментальные исследования свидетельствуют о возможности применения цепного агрегата при производстве извести сухим способом.



Рисунок 5.7 – Общий вид мела после измельчения в цепном агрегате

5.3 Очистка щебеночного балласта железнодорожного пути

На базе испытательного центра железнодорожного транспорта учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта» были проведены исследования по очистке щебеночного балласта железнодорожного пути. Установлено, что частицы щебня, имеющие дефекты, разрушаются в рабочей камере и отсеиваются на цепных полотнах. Кроме того, в процессе соударений частиц с цепными полотнами и между собой происходит очистка их поверхностей. Отмеченные особенности функционирования цепного агрегата способствуют повышению качества получаемого щебеночного балласта и могут в перспективе использоваться для его очистки.

В ходе исследования также установлено, что поддерживать стабильный фракционный состав в цепном агрегате затруднительно, что обусловлено изменяющимися размерами просеивающих отверстий. Следовательно, цепное полотно должно быть изготовлено с наиболее стабильными размерами просеивающих отверстий, при этом сохраняя подвижность самих звеньев.

На начальном этапе цепной агрегат следует рассмотреть как машину для предварительной очистки балласта. В целом, анализ использования цепного агрегата в этой области требует дополнительных экспериментальных исследований в лабораторных и производственных условиях.

Заключение

В монографии представлен анализ конструкций машин для механического разделения материалов по крупности, который показывает, что в каждой отдельно рассмотренной машине процесс обеспечивается за счет сочетания различных способов воздействия на материал. Модернизация этих машин продолжается и в настоящее время. Она сводится к совершенствованию конструкции отдельных их частей, таких как сита, приводные механизмы, и других составляющих. Проведенный анализ позволил установить, что увеличение числа способов воздействия на материал и придание ему всевозможных вариантов движения в процессе грохочения даст возможность повысить его эффективность и расширить технологические функции машины.

Для более полного удовлетворения отрасли требуется разработка универсальных конструкций машин, способных адаптироваться к различным типам материалов и условиям эксплуатации. Применение этого подхода взято за основу создания нового класса машин, называемых цепными технологическими агрегатами, которые обладают высокой адаптивностью и многофункциональностью.

В качестве просеивающей поверхности в этих машинах применяется поверхность, образованная цепями. В ней адаптивность достигается за счет подвижности каждого из звеньев и гибкости самой поверхности. Неоспоримое преимущество применения такой конструкции – ее активное взаимодействие с перерабатываемым материалом и самоочистка. Движение цепной поверхности осуществляется с использованием простого и надежного приводного механизма, такого как кривошипно-коромысловый, примененный в экспериментальном образце. Эти особенности делают цепные агрегаты перспективным решением для различных технологических процессов, включая грохочение, измельчение, смешивание, сушку и др.

Важным этапом создания цепных агрегатов является проектирование приводного механизма, обеспечивающего заданное движение рабочей камеры, который закладывает основу создания подобных машин. Разработанные и представленные в монографии теоретические методики, подтвержденные экспериментами, позволяют проектировать цепной агрегат в соответствии с общепринятыми подходами создания машин.

Эффективность цепных агрегатов была подтверждена серией экспериментов, проведенных в различных условиях.

1 Сортировка твердых коммунальных отходов. Исследования выполнялись совместно с государственным научным учреждением «Институт жилищно-коммунального хозяйства Национальной академии наук Беларуси»

на базе КУМОП ЖКХ «Барановичское городское ЖКХ». Результаты показали высокую эффективность агрегата при разделении отходов на фракции, что способствует повышению уровня переработки.

2 Эксперименты, проведенные на базе учреждения образования «Барановичский государственный университет», подтвердили способность цепных агрегатов измельчать мел до требуемой фракции, что свидетельствует о потенциале их использования в качестве измельчителя влажных материалов.

3 Испытания цепного агрегата и технология очистки щебеночного балласта железнодорожного пути. Исследования, выполненные в испытательном центре железнодорожного транспорта учреждения образования «Белорусский государственный университет транспорта», включали измерения с использованием датчика крутящего момента и исследования по очистке щебеночного балласта железнодорожного пути.

Таким образом, цепные технологические агрегаты представляют собой инновационное решение, преодолевающее ограничения традиционных грохотов благодаря своей универсальности, адаптивности и простоте конструкции. Дальнейшее развитие и масштабирование этих машин позволит значительно расширить их применение в различных отраслях промышленности.

Разработанные методики проектирования создают основу для дальнейшего развития цепных агрегатов, что обеспечит качественный переход к следующему этапу исследований, направленному на изучение взаимодействия рабочих элементов камеры с перерабатываемым материалом. Авторский коллектив монографии уже работает в этом направлении.

Список литературы

- 1 **Вайсберг, Л. А.** Проектирование и расчет вибрационных грохотов / Л. А. Вайсберг. – М. : Недра, 1986. – 144 с.
- 2 **Вайсберг, Л. А.** Просеивающие поверхности грохотов. Конструкции, материалы, опыт применения / Л. А. Вайсберг, А. Н. Картавый, А. Н. Коровников ; под ред. Л. А. Вайсберга. – СПб. : ВСЕГЕИ, 2005. – 252 с.
- 3 **Сапожников, М. Я.** Машины и аппараты силикатной промышленности : в 2 ч. / М. Я. Сапожников, И. А. Булавин. – М. : Промстройиздат, 1950. – Ч. 1. – 492 с.
- 4 **Лиандов, К. К.** Грохочение полезных ископаемых / К. К. Лиандов. – М. ; Л. : Metallurgizdat, 1948. – 158 с.
- 5 **Андреев, С. Е.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С. Е. Андреев, В. А. Перов, В. В. Зверевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1980. – 415 с.
- 6 **Серго, Е. Е.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых : учебник для вузов / Е. Е. Серго. – М. : Недра, 1985. – 285 с.
- 7 Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов : справочник / под ред. В. А. Баумана. – М. : Машиностроение, 1970. – 548 с.
- 8 Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы / под ред. О. С. Богданова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1982. – 367 с.
- 9 Вибрация в технике : справочник : в 6 т. / ред. совет: В. Н. Челомей (пред., гл. ред.) [и др.]. – М. : Машиностроение, 1978–1981. – Т. 4 : Вибрационные процессы и машины; под ред. Э. Э. Лавендела, 1981. – 509 с.
- 10 **Wills, B. A.** Mineral Processing Technology : An Introduction to the Practical Aspects of Ore Treatment and Mineral Recovery / B. A. Wills, T. Napier-Munn. – 7th ed. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. – 464 p.
- 11 **Куптель, Г. А.** Обогащение и переработка полезных ископаемых. Теоретические и методические основы лабораторных работ : учеб.-метод. пособие / Г. А. Куптель, А. И. Яцковец, А. А. Кологривко. – Мн. : БНТУ, 2010. – 193 с.
- 12 **Басов, А. И.** Справочник механика заводов цветной металлургии / А. И. Басов, Ф. П. Ельцев. – М. : Металлургия, 1981. – 496 с.
- 13 **Варсанофьев, В. Д.** Вибрационная техника в химической промышленности / В. Д. Варсанофьев, Э. Э. Кольман-Иванов. – М. : Химия, 1985. – 240 с.
- 14 Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет : учебник для вузов / Н. Я. Харкута, М. И. Капустин, В. П. Семенов, И. М. Эвентов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1976. – 472 с.

15 **Егоров, В. Л.** Обогащение полезных ископаемых : учебник для техникумов / В. Л. Егоров. – М. : Недра, 1986. – 421 с.

16 **Перов, В. А.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых : учеб. пособие для вузов / В. А. Перов, Е. Е. Андреев, Л. Ф. Биленко. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1990. – 301 с.

17 **Ульянов, В. М.** Грохоты : учеб. пособие / В. М. Ульянов. – Н. Новгород : НГТУ, 2011. – 86 с.

18 **Белов, В. Н.** Добыча и переработка калийных солей / В. Н. Белов, А. В. Соколов. – Л. : Химия, 1971. – 320 с.

19 Авторское свидетельство SU 1468604, МПК 4В07В1/06А. Винтовой грохот : заявлено 27.03.1987 : опубл. 30.03.1989 / Маслобоев В. Г., Лагуткин А. В., Маслобоева И. И., Фальк И. Н. – 4 с.

20 Патент RU 2368433, МПК В07В1/18 (2006.01). Вибрационный винтовой грохот : № 2007141242/03 : заявлено 06.11.2007 : опубл. 27.09.2009 / Серга Г. В., Марченко А. Ю. ; заявитель Кубан. гос. аграр. ун-т. – URL: https://searchplatform.rospatent.gov.ru/doc/RU2368433C2_20090927?q=&from=search_simple&hash=310020072 (дата обращения: 28.08.2025).

21 Патент RU 2481902, МПК В07В1/22 (2006.01). Барабанный грохот : № 2011136121/03 : заявлено 30.08.2011 : опубл. 20.05.2013 / Таратута В. Д., Серга Г. В. ; заявитель Кубан. гос. аграр. ун-т. – URL: https://searchplatform.rospatent.gov.ru/doc/RU2481902C1_20130520?q=&from=search_simple&hash=1287859982 (дата обращения: 28.08.2025).

22 Авторское свидетельство SU 453200, МПК В07В1/06. Грохот : заявлено 10.04.1973 : опубл. 15.12.1974 / Жук М. К. – 2 с.

23 Авторское свидетельство SU 630006, МПК В07В1/40. Грохот : заявлено 09.02.1977 : опубл. 30.10.1978 / Трубицын В. Г., Никитин Г. И., Малахов А. Г. – 2 с.

24 Авторское свидетельство SU 1799637, МПК В07В1/40. Грохот : заявлено 01.02.1991 : опубл. 07.03.1993 / Черных Г. В. – 3 с.

25 Авторское свидетельство SU 1405886, МПК В07В1/12. Сито грохота : заявлено 13.02.1985 : опубл. 30.06.1988 / Клименко С. В., Деменин С. Ф., Никитин Л. А., Шинкарев А. Г. – 3 с.

26 Авторское свидетельство SU 1405886, МПК В07В1/46. Просеивающая поверхность вибрационного грохота : заявлено 03.05.1989 : опубл. 07.05.1991 / Сальников И. М., Гузь Ю. Д., Ярышко Т. А., Клевцов О. М., Пазюк М. Ю. – 4 с.

27 Авторское свидетельство SU 1729616, МПК В07В1/46. Сито грохота : заявлено 09.11.1989 : опубл. 30.04.1992 / Поддубный И. К., Дятчин В. З., Финогеев В. И., Максименко Ф. Ф., Гончаренко В. А. – 4 с.

28 Авторское свидетельство SU 973190, МПК В07В1/46. Сито грохота : заявлено 27.03.1981 : опубл. 15.11.1982 / Улановский М. Л., Пивень Г. И., Хархардин П. П., Криштоп В. Ф., Демин О. И., Барыло И. И., Сытенко И. В. – 2 с.

29 Полезная модель RU 85371, МПК В07В1/00 (2006.01). Сито грохота : № 2009115203/22 : заявлено 22.04.2009 : опубл. 10.08.2009 / Никитин А. Ю., Шведов Н. О., Дмитриев Д. В., Шинкоренко С. Ф. ; заявитель ЗАО «СОМЭКС». – URL: https://searchplatform.rospatent.gov.ru/doc/RU85371U1_20090810?q=%D1%81%D0%B8%D1%82%D0%BE%20%D0%B3%D1%80%D0%BE%D1%85%D0%BE%D1%82%D0%B0&from=search_simple&hash=-1495383564 (дата обращения: 28.08.2025).

30 Авторское свидетельство SU 209959, МПК В07В1/54. Устройство для очистки ячеек сит качающихся грохотов : заявлено 01.10.1966 : опубл. 26.01.1968 / Рева А. С., Федулов В. П. – 2 с.

31 Патент RU 2687666, МПК В07В1/16 (2006.01). Валковый грохот : № 2018120882 : заявлено 06.06.2018 : опубл. 15.05.2019 / Варенов А. С., Красовский Н. М., Козлов С. Ю., Хилов Д. А. ; заявитель ЗАО «Дробмаш». – URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/0b/6c/f9/fbc8b50f0b64f0/RU2687666C1.pdf> (дата обращения: 28.08.2025).

32 Авторское свидетельство SU 1050755, МПК В07В1/46. Сито грохота : заявлено 08.01.1980 : опубл. 07.10.1981 / Толстых В. И., Жуков В. П., Бойко В. М. – 2 с.

33 Авторское свидетельство SU 1263369, МПК В07В1/14. Валковый грохот : заявлено 02.01.1985 : опубл. 15.10.1986 / Баранов Е. Г., Тарасенко Е. А., Дурнев В. Ф., Настоящий В. А., Тарасенко А. А., Чижик Е. Ф., Настоящая Т. Н. – 2 с.

34 Авторское свидетельство SU 659204, МПК В07В1/22. Грохот барабанный : заявлено 09.06.1975 : опубл. 30.04.1979 / Колотий В. Ф., Лукьяненко А. Ф., Терещенко В. К. – 2 с.

35 Авторское свидетельство SU 543433, МПК В07В1/28. Грохот : заявлено 05.03.1975 : опубл. 25.01.1977 / Трифан В. М., Берлин М. Я., Дьяков Г. И., Воронов М. Н., Денисов М. П. – 2 с.

36 **Сиваченко, Л. А.** Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия : монография / Л. А. Сиваченко. – Барановичи : БарГУ, 2020. – 359 с.

37 Машины и агрегаты адаптивного действия для селективной переработки природных и техногенных материалов : монография / В. С. Севостьянов, В. И. Уральский, Л. А. Сиваченко, А. М. Проценко. – Белгород : БГТУ, 2024. – 351 с.

38 Сиваченко, Л. А. Цепные технологические агрегаты многоцелевого назначения и их развитие / Л. А. Сиваченко, А. М. Ровский, И. А. Реутский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2016. – № 1 (50). – С. 78–86.

39 Проблемы переработки влажных сырьевых материалов и пути их решения / Л. А. Сиваченко, В. В. Кутузов, А. М. Ровский, И. А. Реутский // Инженер-механик. – 2015. – С. 16–20.

40 Ровский, А. М. Измельчитель сырьевых материалов с цепным рабочим органом / А. М. Ровский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, г. Могилев, 26–27 окт. 2017 г. / Бел.-Рос. ун-т. – Могилев, 2017. – С. 140.

41 Сиваченко, Л. А. Цепные агрегаты многоцелевого назначения для переработки влажных сырьевых материалов / Л. А. Сиваченко, И. А. Реутский, А. М. Ровский // Современные технологии и методы проектирования в строительстве : сб. науч. тр. / Луц. науч.-техн. ун-т. – Луцк, 2017. – Вып. 5. – С. 213–221.

42 Авторское свидетельство SU 1409326, МПК В02С19/16. Устройство для измельчения сыпучих материалов : заявлено 27.01.1986 : опубл. 15.07.1988 / Сиваченко Л. А., Моисеенко В. В., Аладьев И. И. – 2 с.

43 Полезная модель KZ 1598, МПК В02С19/16 (2006.01). Устройство для измельчения влажных материалов : № 2015/0260.2 : заявлено 12.08.2015 : опубл. 15.08.2016 / Сиваченко Л. А., Ровский А. М., Реутский И. А., Кусебаев У. К. ; заявитель Евразийский нац. ун-т им. Л. Н. Гумилева. – URL: <https://kz.patents.su/7-u1598-ustrojstvo-dlya-izmelcheniya-vlazhnyh-materialov.html> (дата обращения: 28.08.2025).

44 Полезная модель KZ 1658, МПК В02С19/16 (2006.01). Установка для селективного измельчения : № 2015/0284.2 : заявлено 03.09.2015 : опубл. 15.09.2016 / Сиваченко Л. А., Кусебаев У. К., Реутский И. А., Ровский А. М. ; заявитель Евразийский нац. ун-т им. Л. Н. Гумилева. – URL: <https://kz.patents.su/6-u1658-ustanovka-dlya-selektivnogo-izmelcheniya.html> (дата обращения: 28.08.2025).

45 Харитонов, Ю. М. Волновой смеситель непрерывного действия / Ю. М. Харитонов, Л. А. Сиваченко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: М. Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2024. – С. 223–224.

46 Сиваченко, Л. А. Разработка основных подходов к проектированию цепных агрегатов для переработки влажных материалов / Л. А. Сиваченко, А. М. Ровский, И. А. Реутский // Вибрационные технологии, мехатроника и

управляемые машины : сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф. : в 2 т. – Курск, 2016. – Т. 1. – С. 96–104.

47 **Ровский, А. М.** Измельчитель сырьевых материалов с цепным рабочим органом / А. М. Ровский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, г. Могилев, 26–27 окт. 2017 г. / Бел.-Рос. ун-т. – Могилев, 2017. – С. 140.

48 **Потапов, В. А.** Рабочее оборудование цепного агрегата для переработки сложных и неоднородных материалов / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, М. С. Кузьменкова // Энерго- и ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительных отраслях : материалы Междунар. науч.-практ. конф. / Белгород. гос. технолог. ун-т им. В. Г. Шухова. – Белгород, 2019. – С. 174–181.

49 **Сиваченко, Л. А.** К разработке базовой конструкции цепного технологического агрегата / Л. А. Сиваченко, А. Н. Хустенко, В. А. Потапов // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. / Белгород. гос. технолог. ун-т им. В. Г. Шухова. – Белгород, 2018. – С. 328–333.

50 **Потапов, В. А.** Цепной агрегат с волновой рабочей камерой и адаптивным механизмом силового воздействия для переработки влажных сырьевых материалов / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко // Вестник Барановичского государственного университета. Серия : Технические науки. – 2020. – Вып. 8. – С. 98–105.

51 Полезная модель KZ 1597, МПК В02С19/16 (2006.01). Агрегат для измельчения влажных материалов : № 2015/0258.2 : заявлено 12.08.2015 : опубл. 15.08.2016 / Сиваченко Л. А., Ровский А. М., Реутский И. А., Кусебаев У. К. ; заявитель Евразийский нац. ун-т им. Л. Н. Гумилева. – URL: <https://kz.patents.su/6-u1597-agregat-dlya-izmelcheniya-vlazhnyh-materialov.html> (дата обращения: 28.08.2025).

52 Патент KZ 32183, МПК В02С19/22 (2006.01). Измельчитель влажных материалов : № 2015/1246.1 : заявлено 27.10.2015 : опубл. 30.06.2017 / Сиваченко Л. А., Багитова С. Ж., Реутский И. А., Ровский А. М. ; заявитель Евразийский нац. ун-т им. Л. Н. Гумилева. – URL: <https://gosreestr.kazpatent.kz/Gosreestr/DownloadDescription?documentId=1612718> (дата обращения: 28.08.2025).

53 **Сиваченко, Л. А.** Многофункциональный технологический агрегат с цепным рабочим оборудованием / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, Т. Л. Сиваченко // Энерго- и ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительных отраслях : материалы Междунар. науч.-техн. конф.,

г. Белгород, 20–21 сент. 2018 г. / Белгород. гос. технолог. ун-т им. В. Г. Шухова. – Белгород, 2018. – С. 210–215.

54 **Патапаў, У. А.** Даследаванне асіметрыі ваганняў выхаднога звяна прываднага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Механика. Исследования и инновации. – 2021. – Вып. 14. – С. 167–173.

55 Распрацоўка алгарытму аналітычнага метаду кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка, С. У. Болатаў // Вестник Брестского государственного технического университета. Серия : Машиностроение. – 2022. – № 2. – С. 105–112.

56 **Потапов, В. А.** Определение некоторых конструктивных параметров приводного механизма цепного агрегата и их анализ / В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1. – С. 41–51.

57 Агляд аналітычных метадаў кінематычнага аналізу прываднага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. С. Сідор, Л. А. Сівачэнка // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В, Промышленность. Прикладные науки. – 2025. – № 2. – С. 8–17.

58 **Потапов, В. А.** Исследование геометрического параметра выходного звена приводного механизма цепного агрегата / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., г. Могилев, 20–21 апр. 2023 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: М. Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2023. – С. 227–228.

59 **Беляев, Н. М.** Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – М. : Наука, 1976. – 608 с.

60 Научно-практические основы создания иглофрезерных измельчителей многоцелевого назначения / В. С. Севостьянов, Т. Л. Сиваченко, М. В. Севостьянов, П. Ю. Горягин // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. – 2018. – № 3. – С. 107–116.

61 Евразийский патент № ЕА 038851, МПК В02С19/16 (2006.01). Агрегат для переработки неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов : № 202090391 : заявлено 26.02.2020 : опубл. 28.10.2021 / Сиваченко Л. А., Потапов В. А., Сиваченко Т. Л. ; заявитель Потапов В. А. – URL: <https://www.eapo.org/pubservices/info/registry/inventions/patents/038851?ip-Type=InventionPatentCase> (дата обращения: 28.08.2025).

62 **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – 4-е изд. – М. : Наука, 1988. – 640 с.

63 **Фролов, К. В.** Теория механизмов и машин : учебник для вузов / К. В. Фролов ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.

64 **Uicker, J. J.** Theory of Machines and Mechanisms / J. J. Uicker, G. R. Pennock, J. E. Shigley. – New York ; Oxford : Oxford Univ. Press, 2017. – 5rd. Edition. – 950 p.

65 **Баранов, Г. Г.** Курс теории механизмов и машин : учеб. пособие / Г. Г. Баранов. – 5-е изд. – М. : Машиностроение, 1975. – 494 с.

66 **Потапов, В. А.** Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. А. Дремук // Вестник Барановичского государственного университета. Серия : Технические науки. – 2021. – Вып. 9 – С. 37–43.

67 **Патапаў, У. А.** Методыка ўстанаўлення залежнасцей паміж каардынатамі і вугламі ў сістэме дзвюх акружнасцей, злучаных адрэзкам / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Механика. Исследования и инновации. – 2021. – Вып. 14. – С. 174–182.

68 **Сиваченко, Л. А.** Исследование характера холостого движения рабочего оборудования цепного агрегата / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, Л. Л. Сотник // Машины, агрегаты и процессы в строительной индустрии : сб. докл. нац. конф. – Белгород, 2021. – С. 130–134.

69 **Краснов, А. А.** Теория механизмов и машин. Кинематический анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами : учеб. пособие / А. А. Краснов. – Иваново : МИК, 2005. – 153 с.

70 **Лачуга, Ю. Ф.** Теория механизмов и машин. Кинематика, динамика и расчет : учеб. пособие для вузов / Ю. Ф. Лачуга, А. Н. Воскресенский, М. Ю. Чернов. – М. : КолосС, 2007. – 304 с.

71 **Тимофеев, Г. А.** Теория механизмов и машин : учебник и практикум для прикладного бакалавриата / Г. А. Тимофеев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Юрайт, 2019. – 368 с.

72 Fundamentals of Machine Theory and Mechanisms / A. S. Mata [et al.]. – Malaga : University of Malaga, 2016. – Vol. 40. – 409 p.

73 **Акулич, В. К.** Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / В. К. Акулич, П. П. Анципорович, Э. И. Астахов ; под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Мн. : Выш. шк., 1986. – 286 с.

74 **Вихренко, В. С.** Кинематика составного и плоскопараллельного движений : учеб. пособие / В. С. Вихренко, Я. Г. Грода. – Мн. : БГТУ, 2005. – 82 с.

75 **Борисенко, Л. А.** Теория механизмов, машин и манипуляторов : учеб. пособие / Л. А. Борисенко. – Мн. : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011. – 285 с.

76 **Озол, О. Г.** Теория механизмов и машин : пер. с латыш. / О. Г. Озол ; под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Наука, 1984. – 432 с.

77 **Патапаў, У. А.** Камбінаваны метады сілавых аналізаў прываднага механізму ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник Барановичского государственного университета. Серия : Технические науки. – 2022. – № 2. – С. 36–46.

78 **Потапов, В. А.** Исследование сил взаимодействия звеньев приводного механизма цепного агрегата / В. А. Потапов // Вестник Барановичского государственного университета. – 2024. – № 2. – С. 31–45.

79 **Тарг, С. М.** Краткий курс теоретической механики : учебник для вузов / С. М. Тарг. – 20-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2010. – 416 с.

80 **Никитин, Н. Н.** Курс теоретической механики : учебник для машиностроительных и приборостроительных спец. вузов / Н. Н. Никитин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1990. – 607 с.

81 **Хвясцько, Г. М.** Курс тэарэтычнай механікі : вучэб. дапаможнік для студэнтаў выш. техн. навуч. устаноў / Г. М. Хвясцько. – Мн. : БДТУ, 2000. – 354 с.

82 **Патапаў, У. А.** Даследаванне становішча раўнавагі механізмаў рабочай камеры ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В, Промышленность. Прикладные науки. – 2024. – № 1. – С. 45–53.

83 **Потапов, В. А.** Силовой расчет приводного механизма цепного агрегата с учетом трения в кинематических парах / В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко // Горная механика и машиностроение. – 2025. – № 2. – С. 65–78.

84 **Анципорович, П. П.** Учет трения при силовом расчете механизмов и составлении уравнений движения / П. П. Анципорович, В. К. Акулич, Е. М. Дубовская // Теоретическая и прикладная механика : Междунар. науч.-техн. сб. / под ред. А. В. Чигарева. – Мн. : БНТУ, 2012. – Вып. 27. – С. 334–337.

85 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.

86 **Спришевский, А. И.** Подшипники качения / А. И. Спришевский. – М. : Машиностроение, 1968. – 632 с.

87 **Чернавский, С. А.** Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М. : МАШГИЗ, 1963. – 243 с.

88 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 9-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 408 с.

89 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Теория и расчет : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Мн. : БГАТУ, 2014. – 372 с.

90 **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Е. И. Соболев ; под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2005. – 462 с.

91 **Патапаў, У. А.** Мадэліраванне і аналіз сілавога ўзаемадзеяння звянаў у рабочай камеры ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2023. – № 1. – С. 95–108.

92 **Смирнов, В. И.** Курс высшей математики : в 5 т. / В. И. Смирнов. – М. : Наука, 1974. – Т. 1. – 479 с.

93 **Корн, Г.** Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1974. – 832 с.

94 **Патапаў, У. А.** Камбінаваная і трохстрыжнявая мадэлі рабочых органаў камеры ланцужнага аграгата і іх даследаванне / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2023. – № 2. – С. 85–92.

95 **Адлер, Ю. П.** Введение в планирование эксперимента / Ю. П. Адлер. – М. : Металлургия, 1968. – 158 с.

96 **Зедгинидзе, И. Г.** Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / И. Г. Зедгинидзе. – М. : Наука, 1976. – 390 с.

97 **Саутин, С. Н.** Планирование эксперимента в химии и химической технологии / С. Н. Саутин. – Л. : Химия, 1975. – 48 с.

98 **Спиридонов, А. А.** Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

99 Теоретические и экспериментальные исследования механических характеристик приводного механизма цепного агрегата / В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко [и др.] // Вестник Барановичского государственного университета. – 2024. – № 2. – С. 46–61.

100 О приоритетных направлениях научной, научно-технической и инновационной деятельности на 2021–2025 годы : Указ Президента Респ. Беларусь от 7 мая 2020 г. № 156 // Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь. – URL: <https://pravo.by/document/?guid=12551&p0=P32000156> (дата обращения: 27.05.2025).

101 О приоритетных направлениях научной, научно-технической и инновационной деятельности на 2026–2030 годы : Указ Президента Респ. Беларусь от 1 апреля 2025 г. № 135 // Национальный правовой Интернет-

портал Республики Беларусь. – URL: <https://pravo.by/document/?guid=12551&p0=P32500135> (дата обращения: 27.05.2025).

102 **Китиков, В. О.** Ресурсный и экологический анализ технологий обращения с твердыми коммунальными отходами : монография / В. О. Китиков, И. В. Барановский, И. И. Вага ; под ред. В. О. Китикова. – Мн. : Бел. наука, 2023. – 196 с.

103 **Леонов, А. Н.** Основы научных исследований в примерах и задачах : учеб.-метод. пособие / А. Н. Леонов, М. М. Дечко, В. Б. Ловкис. – Мн. : БГАТУ, 2013. – 136 с.

104 Цепной агрегат в технологии сортировки твердых коммунальных отходов / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. О. Китиков, И. В. Барановский // Научно-технический прогресс в жилищно-коммунальном хозяйстве : сб. тр. / Ин-т жилищ.-коммун. хоз-ва НАН Беларуси ; под общ. ред. В. О. Китикова. – Мн., 2025. – С. 160–166.

105 **Кузьменков, М. И.** Химическая технология вяжущих веществ / М. И. Кузьменков, О. Е. Хотянович. – Мн. : БГТУ, 2008. – 263 с.

106 **Максименко, В. Л.** Совершенствование технологии производства строительной извести из переувлажненного сырья / В. Л. Максименко // Новейшие достижения в области инновационного развития в химической промышленности и производстве строительных материалов : материалы Междунар. науч.-техн. конф., г. Минск, 18–20 нояб. 2015 г. – Мн., 2015. – С. 66–69.

107 **Сиваченко, Л. А.** Использование цепного агрегата в технологии производства извести / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях : материалы Междунар. науч.-практ. конф., г. Белгород, 15–17 окт. 2020 г. – Белгород, 2020. – С. 366–369.

108 **Потапов, В. А.** Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. А. Дремук // Вестник Барановичского государственного университета. Серия : Технические науки. – 2021. – Вып. 9 – С. 37–43.

109 **Монастырев, А. В.** Пути снижения расхода топлива при обжиге мела с получением извести в длинных вращающихся печах / А. В. Монастырев // Строительные материалы. – 2010. – № 9. – С. 9–15.

110 **Богданов, В. С.** Процессы в производстве строительных материалов и изделий : учебник / В. С. Богданов, А. С. Ильин, И. А. Семикопенко. – Белгород : Везелица, 2007. – 512 с.

Оглавление

Введение.....	3
1 Предпосылки и обоснование создания цепных технологических агрегатов многоцелевого назначения.....	6
1.1 Анализ существующих конструкций машин для разделения материалов по крупности.....	6
1.2 Разработка цепных агрегатов многоцелевого назначения и оценка областей их использования.....	13
2 Теоретические исследования приводного механизма.....	27
2.1 Основные задачи теоретических исследований.....	27
2.2 Объект исследования.....	27
2.3 Исследование движения выходного звена приводного механизма.....	29
2.4 Область существования приводного механизма.....	42
2.5 Установление соотношения углов поворота выходного и входного звеньев приводного механизма.....	44
2.6 Кинематический анализ приводного механизма.....	49
2.7 Силовой анализ приводного механизма.....	67
3 Теоретические исследования рабочей камеры.....	95
3.1 Основные задачи теоретических исследований.....	95
3.2 Объект исследования.....	95
3.3 Стержневая модель рабочей камеры.....	96
3.4 Возможные усовершенствования расчетной модели.....	114
4 Экспериментальные исследования механизмов цепного агрегата.....	116
4.1 Цель экспериментальных исследований и описание конструкции экспериментального образца цепного агрегата.....	116
4.2 Методика проведения экспериментальных исследований и обработка полученных результатов.....	120
4.3 Расчетная модель цепного агрегата.....	124
4.4 Сравнение теоретических и экспериментальных результатов.....	132
5 Области практического применения цепных технологических агрегатов.....	136
5.1 Сортировка твердых коммунальных отходов.....	136
5.2 Технология производства извести.....	145
Заключение.....	151
Список литературы.....	153

Научное издание

Сиваченко Леонид Александрович
Потапов Владимир Александрович
Русан Сергей Иванович

ЦЕПНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ

Редакторы *И. В. Голубцова, А. Т. Червинская*
Художественное оформление обложки *А. А. Емельянова*
Компьютерный дизайн *Н. П. Полевничая*

Подписано в печать 11.12.2025. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 9,53. Уч.-изд. л. 10,25. Тираж 100 экз. Заказ № 870.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.