

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»

На правах рукописи



Абрамов Алексей Владимирович

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА
УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВЫБОРКИ ЗАЗОРОВ В ШАРНИРАХ
РЫЧАЖНЫХ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы
(металлургического производства)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

Никитин Александр Григорьевич

Новокузнецк
2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. Современный научный и технический уровень изученности проблемы расчета и проектирования рычажных машин при действии динамических сил.....	11
1.1 Обзор методов исследований динамических и колебательных явлений, возникающих при работе машин	12
1.2 Исследования динамических процессов металлургических машин.....	16
1.3 Анализ исследований влияния зазоров в шарнирах на работу рычажных щековых дробилок	19
1.4 Анализ способов устранения зазоров в рычажных приводах щековых дробилок.....	21
1.5 Обзор конструкций упругих элементов в механических системах.....	24
ВЫВОДЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	29
2. Влияние зазоров в шарнирах кинематической цепи на работу кривошипно-коромысловых механизмов щековой дробильной машины.....	32
2.1 Определение условий перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи кривошипно-коромыслового механизма.....	33
2.1.1 Условие перебега зазора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры.....	34
2.1.2 Условие перебега зазора в шарнире кривошип-шатун.....	39
2.1.3 Условие перебега зазора в шарнире шатун-коромысло	42
2.1.4 Возможность перебега зазоров в шарнирах кривошипно- коромыслового механизма из-за действия неуравновешенных сил инерции.....	46

2.2 Экспериментальное исследование влияния перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи на возникновение импульсных сил и вибрации дробилки.....	47
Вывод по главе 2.....	52
3. Методика расчет характеристик упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра.....	53
3.1 Метод расчета деформации упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией....	54
3.2 Влияние жесткости упругих пневматических элементов на работу механических систем.....	60
3.3 Методика расчета деформации упругих пневматических элементов при ударе	62
3.4 Экспериментальное исследование деформации упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра	65
Выводы по главе 3.....	73
4. Проектирование упругих пневматических элементов в шарнирах кинематической цепи механизма качания щеки кривошипно-коромысловых щековых дробилок.....	74
4.1 Методика конструирования устройств для выборки зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки с упругими пневматическими элементами	75
4.1.1 Конструкция шарниров кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки с устройствами для выборки зазоров.....	78
4.1.2 Анализ сил, действующих в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма	82
4.1.3 Определение величины избыточного давления в полости упругого цилиндрического пневматического элемента.....	87
4.2 Экспериментальное исследование влияния упругих пневматиков, установленных в шарнирах кинематической цепи, на работу щековой	

дробильной машины.....	89
4.3 Определение характеристик смазочного материала для подшипниковых узлов, оснащенных упругими пневматическими элементами	95
4.4 Апробация результатов диссертационной работы	98
Выводы по главе 4.....	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	100
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	102
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	114

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Metallургические предприятия широко используют измельченные материалы, получаемые разрушением исходного продукта в дробильных машинах. Дробильные машины входят в состав шихтовых отделений доменных и сталеплавильных цехов. При подготовке рудных и нерудных материалов (руд, флюсов, топлива, агломерата) к ведению металлургических технологических процессов (выплавки чугуна и стали) должен соблюдаться соответствующий фракционный состав. В большинстве случаев нужная крупность достигается измельчением более крупных кусков на дробилках. При производстве ферросплавов дробление является заключительной операцией для получения готового товарного продукта.

Основными показателями качества дробилок, характеризующих их технический уровень и конкурентоспособность, являются надежность и долговечность, определяемая межремонтным сроком в заданных условиях эксплуатации. Среди многочисленных технических причин относительно кратковременных, но достаточно частых отказов в условиях эксплуатации щековых дробилок значительное место занимают простои, связанные с заменой вкладышей подшипников скольжения из-за их износа. Быстрый выход из строя вкладышей является результатом не только их износа под действием контактного трения между пальцами шарниров и вкладышами, но и действия динамических сил.

При работе дробильной машины в элементах кинематической цепи привода действуют динамические силы, вызванные их движением с ускорением, а также дополнительные динамические силы, возникающие из-за соударения пересопрягаемых поверхностей шарниров, которые имеют зазоры. Поэтому предотвращение появления дополнительных динамических сил в механизме качания подвижной щеки щековой

дробилки, повышение её надёжности и увеличения производительности за счёт снижения простоев является актуальной задачей.

Диссертационная работа выполнена в соответствии планом хоздоговорных научно-исследовательских работ ФГБОУ ВО «Сибирский государственных индустриальный университет», 2017 г.

Степень разработанности темы исследования. Методы исследований динамических и колебательных явлений, возникающих при работе машин рассмотрены в работах В.Л. Бидермана, Н.М. Крылова, Я.Г. Пановко, С.П. Тимошенко, R.M. Brach, R.C. Johnson и другими. Совершенствование металлургических машин происходит на основании теоретических изысканий и огромного практического опыта, обобщенного в трудах А.И. Целикова, Ф.К. Иванченко, П.И. Полухина, В.М. Гребеника, В.Н. Анцупова, С.М. Горбатюка и других. Изучению влияния зазоров в шарнирах рычажных механизмов на возникающие динамические нагрузки и способам их предупреждения посвящены работы И.И. Вульфсона, И.Г. Русакова, В.И. Сергеева, К.М. Юдина

Цель и задачи работы. Цель работы заключается в повышении надежности рычажных щековых дробильных машин за счет предотвращения появления импульсных сил, возникающих при перебеге зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие **задачи исследования:**

1. Провести анализ методов исследования динамических процессов, возникающих при работе машин и причин отказов щековых дробилок.

2. Выявить условия появления импульсных сил, возникающих при перебеге зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки рычажных щековых дробилок.

3. Установить математические зависимости, позволяющие рассчитывать деформационную способность и жесткость упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при действии статической и динамической силы на стадии проектирования.

4. Разработать методы конструирования устройств для выборки зазоров с упругими пневматическими элементами в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма рычажных щековых дробилок.

5. Установить взаимосвязи между условиями, вызывающими импульсные силы во время работы рычажных щековых дробилок, и параметрами, характеризующими свойства упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, предназначенных для выборки зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма.

6. Разработать рекомендации по использованию устройств для выборки зазоров в сочленениях кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма рычажных щековых дробильных машин.

Научная новизна:

- определены условия появления импульсных сил, возникающих при перебеге зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки в процессе работы щековой дробильной машины;

- получены математические зависимости, позволяющие рассчитывать деформационную способность и жесткость упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при действии статической и динамической силы на стадии проектирования;

- разработаны условия применения и способы конструирования упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, в шарнирах кривошипно-

коромыслового механизма качания щеки щековой дробильной машины для безударного пересопряжения контактных поверхностей, увеличивающих долговечность элементов механизма.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Разработана, защищенная патентом, конструкция щековой дробилки, оснащенной в узлах сочленения кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма привода машины упругими пневматическими устройствами (Патент Российской Федерации на полезную модель № 174625 «Щековая дробилка»). Практическая значимость работы заключается в том, что разработанные математические модели диагностирования перебега зазоров в шарнирах позволяют выявить закономерности возникновения импульсных сил при работе кривошипно-коромыслового механизма рычажной щековой дробилки. Результаты исследования представляют собой комплекс мероприятий, которые позволяют проектировать и рассчитывать рычажные щековые дробилки с учетом возможности применения в подшипниковых узлах скольжения устройств выборки зазоров, выполненных в виде пневматических устройств с упругими цилиндрическими элементами, которые исключают возможность появления импульсных сил из-за перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи при работе кривошипно-коромыслового механизма качания щеки, что в целом увеличивает надежность рычажных щековых дробильных машин.

Методология и методы исследования. В работе используются методы теоретического анализа с использованием теории колебаний механических систем, законов аналитической механики и основополагающих положений теории механизмов и машин.

Степень достоверности результатов обеспечена использованием апробированных методов исследования, сочетанием методов теоретического и экспериментального анализа, совпадением результатов

теоретического анализа с данными, полученными экспериментальным путем.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Разработанная теоретическая модель определения условий пересопряжения контактных поверхностей в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки в процессе работы щековой дробильной машины.

2. Результаты исследования деформационной способности упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, применяемых для выборки зазоров в шарнирах с целью предупреждения возникновения ударных нагрузок при работе машины.

3. Разработанные условия применения и способы конструирования устройств с упругими пневматическими цилиндрическими элементами в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания щеки щековой дробильной машины для безударного пересопряжения контактных поверхностей, увеличивающих долговечность элементов механизма и надежность машины в целом.

Личный вклад автора состоит в формулировании цели и задач исследования; установлении закономерностей возникновения дополнительных динамических сил, инициированных пересопряжением контактных поверхностей в шарнирах; разработке методов проектирования и расчета конструкций механизмов выборки зазоров с упругими пневматическими устройствами; проведении экспериментальных исследований, обработке и обобщении полученных результатов, написании статей по теме диссертации. Все результаты, приведенные в диссертации, получены лично автором.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности. Диссертационная работа по своим целям, задачам, содержанию, методам исследования и научной новизне соответствует паспорту специальности –

05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы» (металлургического производства):

- п.3 «Теоретические и экспериментальные исследования параметров машин и агрегатов»;
- п.6 «Исследование технологических процессов, динамики машин, агрегатов и узлов».

Апробация работы. Основные результаты работы были доложены и обсуждены на следующих конференциях: Международная научно-техническая конференция «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (г. Екатеринбург, 2017, 2021); XX Международная научно-техническая конференция «Металлургия: технологии, инновации, качество» (г. Новокузнецк, 2017); IV Международная научно-техническая конференция «Наукоёмкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов» (Новокузнецк, 2019).

Публикации. Результаты диссертационного исследования опубликованы в 11 печатных работах, в том числе в 4 статьях в рецензируемых журналах из перечня ВАК РФ, а также в 2 статьях в журналах, входящих в базу данных Scopus. По результатам работы получен 1 патент на полезную модель.

Структура и объем работы.

Работа изложена на 117 страницах машинописного текста и состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы. Список литературы включает 103 наименования, 2 приложения.

1. Современный научный и технический уровень изученности проблемы расчета и конструирования рычажных машин при действии динамических сил

Методы расчета величины и определения условий возникновения динамических сил, а также их влияние на работу кривошипных машин начали разрабатываться в середине прошлого века и продолжают до сих пор развиваться. Теоретической основой для учёта динамических сил при расчёте узлов и деталей машин служат исследования С.Н. Кожевникова [1].

Современные методы анализа динамических процессов, происходящих при работе машин, основаны на предположении, что элементы механической системы двигаются с ускорением, а величина сил технологического сопротивления, возникающих при совершении полезной работы, изменяется монотонно.

Практически все методы расчета динамических сил, возникающих в процессе работы машины, основаны на теории колебаний. В теории колебаний все процессы движения механических систем рассматриваются на основе расчетной схемы, которая предполагает допущения и упрощения, не влияющие, с субъективной точки зрения, на точность расчетов. Однако в реальном механизме всегда присутствуют факторы, которые могут многократно исказить действительную картину распределения действующих сил, что влечет за собой неверный результат расчета на прочность деталей машины.

1.1 Обзор методов исследований динамических и колебательных явлений, возникающих при работе машин

Основы методов исследования динамических и колебательных явлений, возникающих при работе машин заложены в трудах Лагранжа и Ван-дер-Поля, а их современное толкование развито работами В.Л. Бидермана, Н.Н. Боголюбова, А.А. Витте, А.Е. Кобринского, Н.М. Крылова, А.И. Лурье, Л.И. Мандельштама, Ю.А. Митропольского, Я.Г. Пановко, С.П. Тимошенко и другими. Однако, использование этих методов ограничено узко профессиональным подходом, связанным с фундаментальным характером исследований и невозможностью напрямую их применять для решения конкретных технических проблем, то есть для решения конкретной технической задачи необходимо их адаптировать и, соответственно, развивать отдельные теоретические положения.

Одной из важнейших технических проблем, влияющих на работоспособное состояние машины, является возникновение резонанса, который появляется при совпадении частот собственных колебаний механической системы с частотой действия внешних сил, возникающих при выполнении технологической машиной операций, для которых она предназначена [2]. Также для одной из технических задач, решаемых теорией колебаний, является разработка методов расчета динамических характеристик вновь конструируемой технологической машины с точки зрения ее оптимизации [3]. В данном случае под оптимизацией подразумевается необходимость и возможность введения в конструкцию машины различных разгружающих и демпфирующих элементов для улучшения динамических характеристик машины [4, 5].

Из анализа основных положений теории колебаний можно сделать вывод о том, что все они базируются на уравнении Лагранжа.

Любая механическая система характеризуется следующими параметрами: массой (m) звеньев механизмов, жесткостью элементов

конструкции (ς) и их коэффициентом демпфирования (ψ). В этом случае под действием внешних по отношению к системе внешних сил $F_k(t)$, она будет совершает движение, которое можно интерпретировать как суммирование свободных и вынужденных колебаний.

При таком подходе к рассмотрению закона движения механической системы уравнение Лагранжа записывается следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q_i(t), \quad (1.1)$$

где T , Π – кинетическая и потенциальная энергии системы; Φ – диссипативная функция Рэлея; $Q_i(t)$ – обобщенные внешние силы; n – число внешних сил; t – время [6].

Решение уравнения Лагранжа возможно только при решении вспомогательных задач по определению параметров, характеризующих условия работы данной механической системы: кинетической, потенциальной энергий и диссипативной функции Рэлея. Однако после введения полученных значений в уравнение (1.1), образуется многоуровневая система дифференциальных уравнений, решение которой, даже на современном уровне развития математического аппарата, является весьма сложным.

Поэтому разработано множество приближенных методов решения уравнения Лагранжа, используемые в каждом конкретном случае работы данной механической системы, применение которых упрощает решение уравнения Лагранжа в пределах допустимой точности полученных результатов [7, 8].

Одним из самых распространенных таких методов определения собственных колебаний механической системы является метод последовательных приближений к формам колебаний или метод итерации [9].

Также для колебательных процессов применяется метод приведения масс и сил [10], использование которого позволяет приближенно определять собственную частоту колебаний элементов механической системы.

Методы исследования колебательных процессов механических систем, разработанные Н.И. Левитским и Р. Халфманом, позволяют рассчитывать в первом приближении динамические характеристики исследуемого механизма [11, 12]. Эти методы являются базовыми для определения условий возникновения резонанса [13].

Проблема применения рассмотренных методов состоит в том, что при исследовании рычажных машин их динамические характеристики зависят не только действия внешних сил, но и от кинематических параметров, являющихся нелинейными [14]. Следствием этого факта является нарушение принципа суперпозиции, то есть независимого действия сил [15], при этом рассмотрение закона колебаний каждого отдельного элемента системы требует решения своих нелинейных дифференциальных уравнений.

Такие уравнения достаточно точно позволяют решать асимптотические методы [16 – 18], сущностью которых является приведение переменных одной из частей уравнения к малым величинам. В этом случае уравнения можно решать численными методами.

Важной особенностью подвижных сочленений кинематических пар, определяющей их надежность, долговечность и способность генерировать вибрационные и акустические сигналы, является характер динамического взаимодействия деталей. Действующие силы между сопряженными деталями в механизмах подразделяют на постоянные или медленно меняющиеся во времени (квазистатические силы) и импульсные нагрузки, которые отличаются между собой интенсивностью изменения во времени [19].

В работе [20] приведен метод, разработанный на базе исследований академика Крылова А.Н., позволяющий определить критерий разделения сил на статические и импульсные. В общем виде его можно сформулировать следующим образом: если время нарастания внешней силы, действующей на элементы механической системы, меньше периода ее собственных колебаний, то сила принимается за статическую, в противном случае она является импульсной.

Из анализа параметрического ряда щековых дробилок видно, что они все являются быстроходными машинами с частотой вращения кривошипного вала от 120 оборотов в минуту. Таким образом, можно сделать вывод о том, что силы, возникающие при работе щековых дробилок, являются импульсными при действии которых в контактных сопряжениях, имеющих зазоры, происходят удары, что приводит к необходимости при разработке конструкций щековых дробильных машин их учитывать.

Известны различные методы расчета динамических процессов, происходящих при соударении твердых тел, однако все они основаны на теории Герца о контактных напряжениях [21], в том числе методы с применением операционного исчисления [22].

Таким образом, необходимо исследовать возможность применения фундаментальных исследований теории колебаний в прикладных областях техники с целью разработки оптимальной схемы машины еще на стадии ее проектирования, а также иметь возможность предусмотреть введение в конструкцию машины устройств, например, демпферов, предотвращающих возникновение дополнительных импульсных сил [23 – 25].

1.2 Исследования динамических процессов металлургических машин

Совершенствование металлургических машин происходит на основании теоретических изысканий и огромного практического опыта, обобщенного в трудах А.И. Целикова, Ф.К. Иванченко, П.И. Полухина, В.М. Гребеника, В.Н. Анцупова, С.М. Горбатюка и других.

В этих работах отмечается, что под действием динамических нагрузок возникают опасные напряжения в деталях машин, по величине могущие превышать допускаемые значения, а ударное действие нагрузок приводит к интенсивному износу вкладышей подшипников скольжения в сочленениях кинематических пар и увеличению зазоров в шарнирах рычажных исполнительных механизмов.

Основными причинами снижения долговечности отдельных деталей и технологической машины в целом является их износ и внезапное превышение предельных напряжений, действующих в детали, в том числе под действием ударных сил, приводящее к аварийной остановке машины [26, 27]. Также причиной аварийной поломки детали может быть ее усталостное разрушение [28]. Усталостное разрушение происходит в том случае, если число циклов работы детали при заданной значении предела выносливости, превышает допустимое. В то же время циклическое приложение к детали внешней силы является причиной ее упругих колебаний. Если вызванные первичным приложением внешней силы колебания не прекратились, то при следующем приложении внешней силы, вызванные ей колебания, накладываются на предыдущие, что резко уменьшает ресурс работоспособности [29, 30].

Проектирование технологических машин, в том числе металлургических, включает в себя силовой, кинематический и, на их базе, динамический анализ рассматриваемой конструкции.

Разработано достаточно много методов исследования и анализа работы механических систем, являющихся основой технологических машин, с учетом динамических процессов, происходящих в них, например, метод, разработанный Ф.К. Иванченко, в котором внешние силы, действующие на элементы машины, аппроксимируют полиномами [31].

С точки зрения анализа динамических процессов в реальных машинах большое значение имеет учет демпфирующих свойств материалов, изготовлены детали и узлы, так как эти свойства характеризуют скорость затухания вынужденных колебаний, возникающих в процессе работы машины [32, 33].

Металлургические машины работают в тяжёлых условиях динамического нагружения, поэтому проблема снижения динамических нагрузок в машинах и повышение их надёжности является весьма актуальной. Эту проблему можно решить только комплексным путём – исследованием физических процессов и нагрузок в машинах, упрощением кинематических схем механизмов, повышением качества изготовления деталей машин и другими, в том числе созданием специальных устройств для выбора зазоров в соединениях, исключающих ударное замыкание механизмов [34, 35].

С целью уменьшения действия ударных сил, возникающих при замыкании контактных поверхностей в шарнирах рычажных машин, можно использовать уравнивающие устройства [36], однако они имеют ограниченную область применения и другие существенные недостатки.

Н.В. Катков проводил экспериментальные и теоретические исследования динамических процессов, происходящих в технологических рычажных машинах, и пришел к выводу, что они значительно снижают долговечность элементов машин, а также предложил конструкцию амортизаторов для их снижения [37, 38].

Так же исследованию динамических процессов в рычажных машинах посвящены работы В.И. Власова [39, 40], который предложил учитывать влияние динамических сил, возникающих при работе машины, коэффициентом динамичности. Но введение этого коэффициента, который является отношением максимальной динамической силы к номинальной, необходимой для совершения технологической операции, не имеет смысла, так как для его учета надо рассчитывать максимальное значение силы, которое и применяется в дальнейших расчетах.

Исследования, проведенные автором на основе анализа дефектных ведомостей за восемь лет в цехе готовой продукции Кузнецкого завода ферросплавов, эксплуатирующем три щековые дробилки с кривошипно-коромысловым механизмом качания подвижной щеки, шарниры которых оборудованы подшипниками скольжения с антифрикционными бронзовыми вкладышами, показали следующее.

Плановые ремонты, связанные с заменой вкладышей подшипников из-за их износа, проходят каждые шесть месяцев, а также зафиксированы четыре аварийных случая хрупкого разрушения вкладышей, повлекших за собой внеплановые остановки на ремонт дробилок.

В работе [41] также констатируется, что из-за износа сопряжений распорной плиты с сухарями замена плит осуществляется через 2 – 3 месяца, а сухари, изготовленные из марганцовистой стали 110Г13Л, меняют раз в год.

Обобщая рассмотренный в данном разделе материал, можно сделать вывод о том, что динамические явления, возникающие в процессе работы технологических рычажных машин, оказывают значительное влияние на их работоспособность, поэтому для снижения их отрицательного воздействия на работу машин следует предусматривать установку в конструкции как вновь проектируемых, так и находящихся в эксплуатации технологических машин, амортизаторов и демпферов.

1.3 Анализ исследований влияние зазоров в шарнирах на работу рычажных щековых дробилок

Характер движения подвижной щеки зависит от кинематических особенностей механизма качания щековой дробилки. За время использования щековых дробилок было предложено и осуществлено большое количество самых разнообразных кинематических схем механизма дробилок [42 – 48].

Качество рычажных щековых дробилок определяется их работоспособностью и долговечностью при работе на номинальных режимах в условиях нормальной эксплуатации, и зависит от количества профилактических ремонтов, а также аварийных выходов из строя оборудования за определенный промежуток времени [49].

Как отмечалось в предыдущем разделе 1.2, одной из наиболее частых остановок щековых дробильных машин является замена вкладышей подшипников скольжения, обеспечивающих работу шарниров рычажных механизмов, из-за их износа.

В свою очередь, причина быстрого износа и хрупкого разрушения вкладышей подшипников обусловлена наличием зазоров в подшипниках, которые обеспечивают возможность относительного движения цапфы в обойме подшипника. Однако, при вращении цапфы в опоре происходит также ее прямолинейное перемещение в зазоре, так называемый перебег зазора, что сопровождается ударом цапфы о вкладыш подшипника и возникновением импульсных сил [50].

При эксплуатации машины размер зазоров из-за износа их поверхностей постоянно растет, соответственно, увеличивается значение величины импульсных сил, возникающих в шарнирах рычажных механизмов, что отрицательно действует на работу машины в целом. Более того, под воздействием импульсных сил на внутренние поверхности

шарниров происходит их деформирование, изменение геометрической формы, что также негативно влияет на работу машины.

Изучению влияния зазоров в шарнирах рычажных механизмов на возникающие динамические нагрузки и способам их предупреждения посвящены работы И.И. Вульфсона, И.Г. Русакова, В.И. Сергеева, К.М. Юдина и других авторов [51 – 59]. Однако данные исследования разрознены, отсутствуют сведения о комплексном исследовании закономерностей возникновения импульсных сил, вызванных наличием зазоров в шарнирах кинематических пар рычажных механизмов, что снижает эффективность предлагаемых мер предотвращения их появления и снижения вредного влияния.

Влияние зазоров в шарнирах рычажных механизмов было исследовано В.Г. Середой [60]. Расчеты, выполненные им, показали, что величина динамических сил, возникающих при соударении контактных поверхностей в шарнирах, могут быть значительно больше, чем силы, действующие при номинальном режиме работы механизма.

Как показал обзор литературных источников [61 – 65], рассчитать величину сил, возникающих при ударе звеньев в шарнирах рычажного механизма во время перебега зазоров, практически невозможно, так как величина импульсных сил в этом случае не зависит от ускоренного движения элементов механизма.

К недостаткам рассмотренных работ следует отнести тот факт, что в них анализируется работа только шарнира коренной опоры кривошипа в станине, полагая, что условия работы других шарниров в механизме подобны. Исследования возможности перебега зазора в других шарнирах кривошипно-коромыслового механизма при различных углах поворота кривошипного вала не проводились.

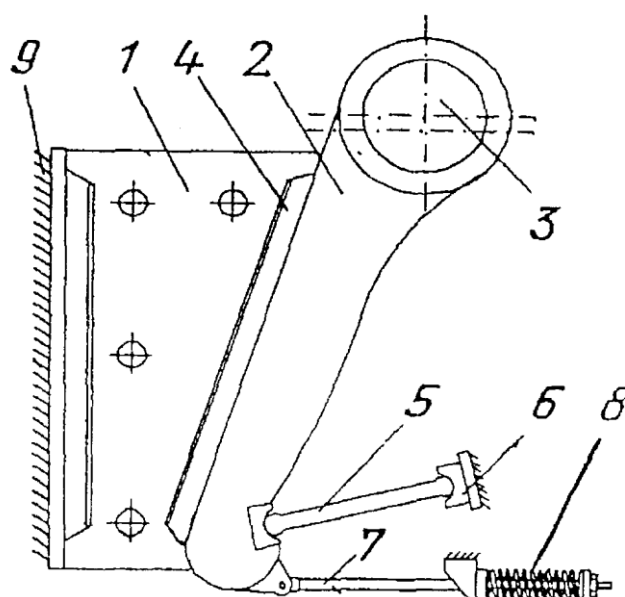
1.4 Анализ способов устранения зазоров в рычажных приводах щековых дробилок

Как следует из анализа материалов предыдущего раздела 1.4, в процессе работы рычажного механизма, цапфа перемещается в обойме подшипника с некоторой скоростью и при соприкосновении контактных поверхностей происходит их соударение.

Для предотвращения негативного влияния на работу машины появления импульсных сил из-за перебега зазоров в шарнирах рычажных машин, в том числе, дробильных, используют различные способы.

Одним из способов является применение уравнивающих устройств, устанавливаемых на приводном кривошипном валу [66, 67]. Однако эти устройства имеют большое количество недостатков, такими как увеличение стоимости и габаритов машины, усложнение конструкции машины в целом, но самым главным, с точки зрения устранения отрицательного воздействия на работоспособность машины перебега зазоров в шарнирах, является тот факт, что они не обеспечивают выборке зазоров за полный оборот кривошипного вала, так как у элементов рычажного механизма скорости и ускорения изменяются в зависимости от угла поворота кривошипа, а у противовеса – неизменны.

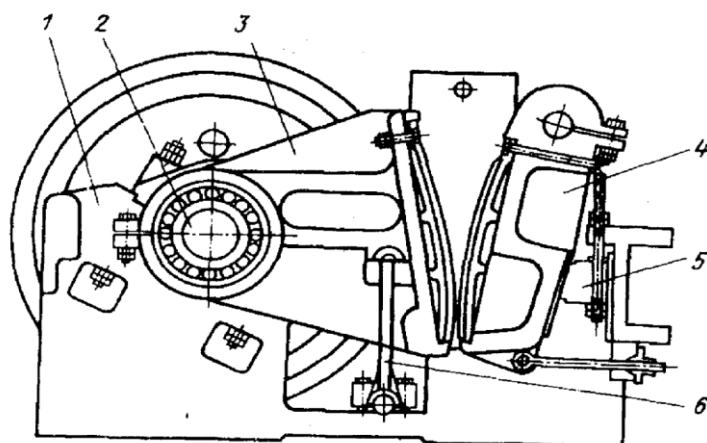
Также применяются в дробилках для замыкания кинематической цепи устройства с упругими пружинными элементами. Например, конструкция механизма выборки зазоров в узле сочленения шатун-коромысло (распорная плита) [68] (рисунок 1.1), в котором упругий пружинный элемент 8 воздействует на тягу 7, прижимая подвижную щеку 2 к коромыслу 5, упирающуюся в сухарь 6, закреплённый на станине 9.



- 1 – камера дробления; 2 – подвижная щека; 3 – эксцентриковый вал;
 4 – дробящая плита; 5 – коромысло; 6 – сухарь; 7 – тяга;
 8 – замыкающая пружина; 9 – станина

Рисунок 1.1 – Щековая дробилка со сложным движением подвижной щеки

Подобный механизм замыкания кинематической цепи имеет следующие недостатки. Во-первых, при работе дробилки подвижная щека совершает качательное движение, при этом пружина на каждом прямом ходе сжимается, а при обратном ходе – растягивается, то есть при каждом цикле расходуется энергия на растяжение пружины. Во-вторых, зазор в шарнирах кривошип-коренная опора и кривошип-шатун этим механизмом не выбирается, то есть в них в процессе работы дробилки происходит перебег зазоров, приводящий к возникновению ударов и, соответственно, к возникновению дополнительных динамических сил. Более того, из-за недопустимого увода пружины, обеспечивающей силовое замыкание кинематической цепи, имеет место износ тяг по поверхности направляющих, поэтому замену тяг проводят раз в 1 – 1,5 года [67].



1 – станина; 2 – эксцентриковый вал; 3 – подвижная щека;
4 – неподвижная щека; 5 – устройство для регулировки размера выходной
щели; 6 – гибкий пластинчатый элемент

Рисунок 1.2 – Дробилка с опорой щеки на гибкий пластинчатый элемент

Также известна конструкция щековой дробилки, в которой шатун опирается на гибкий пластинчатый элемент (упругую балку), верхней частью жестко защемленный в теле шатуна, а нижним концом шарнирно опирается на ось, закрепленную в корпусе дробилки [68] (рисунок 1.2). При использовании упругой балки шарнир исключается из кинематической цепи и таким образом предотвращается возникновение дополнительных динамических сил.

Однако применять такую схему можно только при возвратно-поступательном движении исполнительного механизма, причем с увеличением хода значительно возрастают габариты дробилки из-за роста длины упругой балки, которая должна работать в условиях упругой деформации. Шарниры, обеспечивающие вращательное движение звеньев механизма, например, коренные опоры кривошипного вала и сочленения

кривошипа с шатуном, заменить упругой балкой невозможно. Следовательно, использование упругой балки ограничено. Более того, в шарнирах кривошип-коренная опора и кривошип-шатун зазор этим механизмом не выбирается.

Из выше изложенного следует, что применяемые в настоящее время конструктивные мероприятия, направленные на устранение явления перебега зазоров в шарнирах рычажных приводов щековых дробилок, не обеспечивают постоянное замыкание контактных поверхностей, что приводит к периодическому возникновению импульсных сил в процессе работы машины.

1.5 Обзор конструкций упругих элементов в механических системах

С целью уменьшения вредного влияния динамических нагрузок на работу машин широко используют виброзащитные системы с демпфирующими упругими элементами [69 – 71]. Возможности создания оптимальных виброзащитных систем и вопросы демпфирования колебаний рассмотрены в трудах многих авторов, которые носят в большей степени фундаментальный характер и для практического применения требующие проведения дополнительных исследований.

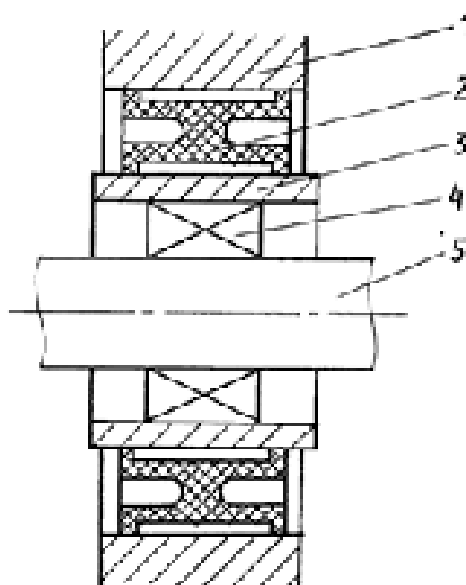
В связи с тем, что в процессе работы рычажного механизма из-за перебега зазоров в шарнирах возникают импульсные силы, инициирующие возбуждение вибраций, для их уменьшения или предотвращения, используют различные способы виброзащиты механических систем.

Уменьшение интенсивности колебаний объекта виброзащиты может быть достигнуто путем установки между объектом и источником колебаний дополнительной системы, защищающей объект от механических воздействий, возбуждаемых источником. Наиболее важным элементом виброзащитной системы является упругий элемент [19]. Задача

упругого элемента заключается в демпфировании или предотвращении вредных колебаний звеньев механических систем [72].

Наиболее часто в качестве материала для изготовления упругих элементов в подшипниковых узлах используют резину, из которой легко придать нужную форму изделию.

Одним из наиболее распространенных способов установки упругого элемента, выполненного в виде вкладыша, является размещение его между источником колебаний и объектом защиты [73], при этом вкладыш может быть изготовлен в виде кольца с поясками [74] (рисунок 1.3).



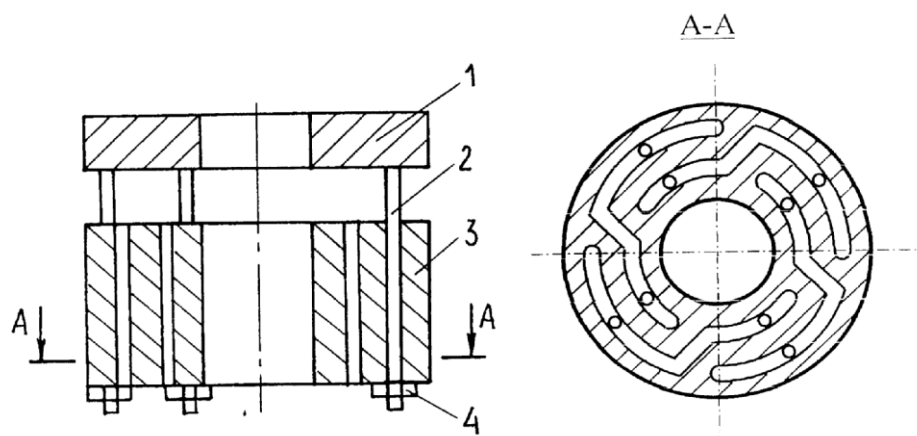
1 – корпус ; 2 – упругий элемент; 3 – втулка; 4 – подшипник; 5 – вал

Рисунок 1.3 – Опора вала

Недостатком упругих элементов, выполненных в виде вкладышей, является их не регулируемая жесткость, характеризующая работоспособность демпфируемого объекта.

Этот недостаток устранен в конструкции упругой опоры, в которой жесткость регулируется с помощью стержней, находящихся в специальных полостях упругой втулки [75] (рисунок 1.4), при этом жесткость втулки

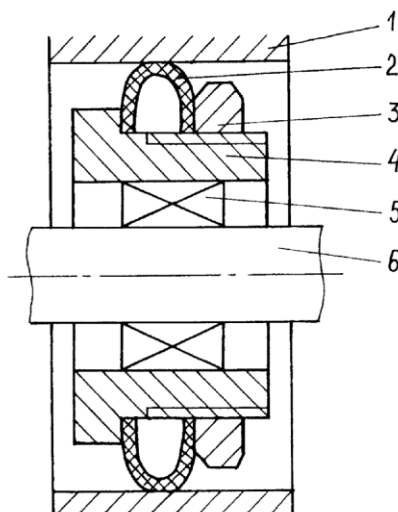
изменяют перемещением стержней в полости. Однако такая упругая втулка значительно сложнее, а регулировка жесткости производится вручную.



1 – кольцо; 2 – стержень; 3 – упругая втулка с полостями; 4 – фиксатор

Рисунок 1.4 – Упругая опора

Еще одним способом регулирования жесткости упругого элемента является конструкция упругой опоры, в которой жесткость меняют регулировочной гайкой [76] (рисунок 1.5). Такая конструкция проще предыдущей, но регулировка жесткости также должна производиться вручную.

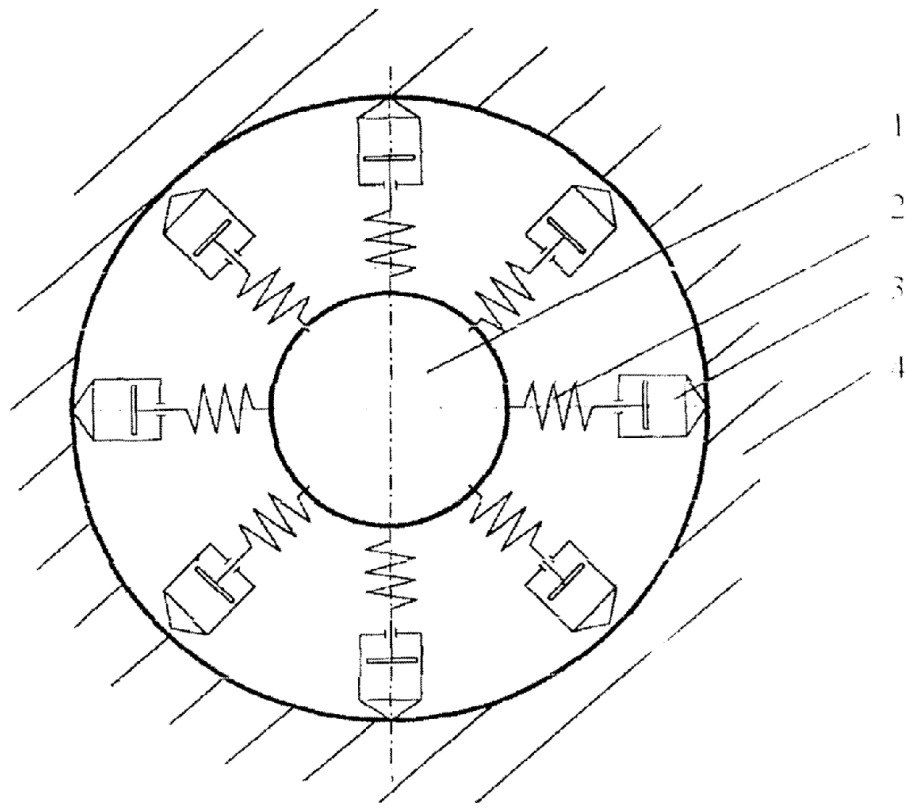


1 – корпус ; 2 – упругий элемент; 3 – гайка; 4 – втулка с резьбой; 5 – подшипник; 6 – вал

Рисунок 1.5 – Упругая опора

Все рассмотренные выше конструкции опор с упругими элементами обладают общим недостатком, заключающемся в том, что невозможно определить их жесткость расчетными способами на стадии проектирования, а можно определить только экспериментальными методами.

Известна также конструкция опоры ротора, у которого в корпусе установлены пружины, жесткость которых регулируется за счет изменения давления в гидроцилиндрах, приводимых в действие сервомоторами [77] (рисунок 1.6). Эта конструкция удовлетворяет все требованиям, к предъявляемых виброзащитным системам, но она имеет большие габариты, дорогая в изготовлении и многоэлементная, что снижает ее надежность в работе.



1 – вал; 2 – пружина; 3 – гидравлический сервомотор; 4 – корпус

Рисунок 1.6 – Опора ротора

В последние годы подучают распространение пневмоэластические упругие элементы [78, 79], обладающие высокими демпфирующими свойствами.

ВЫВОДЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Критический обзор специальной литературы и патентов показал, что повышение надежности технологических машин, применяемых в металлургической промышленности, напрямую зависит от эффективности используемых фундаментальных исследований теории колебаний с целью разработки оптимальной схемы машины еще на стадии ее проектирования. С целью повышения надежности и долговечности работы щековых дробильных машин как в целом, так и отдельных их элементов, в том числе вкладышей подшипников, необходимо исследовать динамические явления, возникающие в процессе работы технологических рычажных машин, оказывающих значительное влияние на их работоспособность, поэтому для снижения отрицательного воздействия на работу машин следует предусматривать в конструкции как вновь проектируемых, так и находящихся в эксплуатации технологических машин, амортизаторы и демпферы.

Все известные исследования влияния зазоров в сочленениях кинематических пар на работу кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки щековой дробильной машины ограничиваются рассмотрением шарнира коренной опоры кривошипа в станине, полагая, что условия работы других шарниров в механизме подобны.. Исследования возможности перебега зазора в других сочленениях кривошипно-коромыслового механизма при различных углах поворота кривошипного вала не проводились.

Применяемые в настоящее время конструктивные мероприятия, направленные на устранение явления перебега зазоров в шарнирах рычажных приводов щековых дробилок, не обеспечивают постоянное замыкание контактных поверхностей, что приводит к периодическому возникновению импульсных сил в процессе работы машины.

В связи с тем, что в процессе работы рычажного механизма из-за перебега зазоров в шарнирах возникают импульсные силы, инициирующие возбуждение вибраций, для их уменьшения или предотвращения, используют различные способы виброзащиты механических систем, в которых используются упругие элементы.

Таким образом, разработка математических моделей диагностирования перебега зазоров в шарнирах, позволяющих выявить закономерности возникновения импульсных сил при работе кривошипно-коромыслового механизма рычажной щековой дробилки, а на их базе конструкций устройств выборки зазоров, оснащенных упругими пневматическими элементами, способствует увеличению срока службы вкладышей подшипников скольжения, что имеет большое практическое значение.

В диссертационной работе для реализации данного направления исследования поставлены следующие задачи:

1. Провести анализ методов исследования динамических процессов, возникающих при работе машин и причин отказов щековых дробилок.

2. Выявить условия появления импульсных сил, возникающих при перебега зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки рычажных щековых дробилок.

3. Установить математические зависимости, позволяющие рассчитывать деформационную способность и жесткость упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при действии статической и динамической силы на стадии проектирования.

4. Разработать методы конструирования устройств для выборки зазоров с упругими пневматическими элементами в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма рычажных щековых дробилок.

5. Установить взаимосвязи между условиями, вызывающими импульсные силы во время работы рычажных щековых дробилок, и

параметрами, характеризующими свойства упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, предназначенных для выборки зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма.

6. Разработать рекомендации по использованию устройств для выборки зазоров в сочленениях кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма рычажных щековых дробильных машин.

2. Исследование влияния зазоров в шарнирах кинематической цепи на работу кривошипно-коромысловых механизмов щековой дробильной машины

Действие динамических сил, возникающих при работе рычажных щековых дробилок, является одной из основных проблем, снижающих их долговечность и эксплуатационную надежность.

Характер движения подвижной щеки зависит от кинематических особенностей механизма качания щековой дробилки. За время использования щековых дробилок было предложено и осуществлено большое количество самых разнообразных кинематических схем механизма дробилок.

В основу классификации щековых дробилок, предложенной Б.В. Клушанцевым [68], положен характер движения подвижной щеки, так как именно он определяет важнейшие технико-экономические параметры дробилок. При всем многообразии приведенных в классификации кинематических схем механизма качания подвижной щеки следует отметить, что все они реализуются с использованием в конструкции шарниров, которые обеспечивают подвижность деталей машины.

Наиболее распространенным механизмом качания подвижной щеки является кривошипно-коромысловый.

Если спроектировать и изготовить рычажный механизм с беззазорными шарнирами, то можно считать, что силы взаимодействия деталей между собой, являются квазистатическими [80]. Однако такое допущение в принципе невозможно, так как зазоры в шарнирах обеспечивают взаимное перемещение элементов.

Это обстоятельство приводит к тому, что при работе любой рычажной машины, в том числе щековой дробильной машины с кривошипно-коромыслового механизмом качания подвижной щеки, в шарнирах происходит перебег зазоров, при этом происходят удары

подвижных звеньев между собой, что приводит к быстрому износу контактных поверхностей, а также поломкам деталей дробильной машины.

2.1 Определение условий перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи кривошипно-коромыслового механизма

Как показал обзор литературных источников, рассчитать величину сил, возникающих при ударе звеньев шарнирного механизма во время перебега зазоров, на данном уровне развития математического аппарата, практически невозможно [81]. Однако, если выявить закономерности возникновения дополнительных динамических сил при работе кривошипно-коромыслового механизма и причины их вызывающие, то можно использовать достаточно простой математический аппарат, а также разработать конструкции подшипниковых узлов, которые предотвращают возможность появления ударных сил. Для выявления закономерностей возникновения ударных сил в кривошипно-коромысловых механизмах с зазорами в шарнирах кинематической цепи при перебега зазоров следует пользоваться методами кинетостатики для того, чтобы определить в каких случаях происходит перебег зазоров в шарнирах, то есть необходимо провести анализ условий перераспределения сил реакции в различных положениях элементов шарнира [82, 83].

При дальнейшем анализе рассматривается работа кривошипно-коромыслового механизма привода качания щеки щековой дробилки без действия сил технологического сопротивления, а в шарнирах кинематической цепи сила трения не учитывалась.

2.1.1 Условие перебега зазора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры

С целью определения направления силы реакции в шарнире кривошип – подшипник коренной опоры первоначально принимается допущение, что цапфа кривошипа контактирует с поверхностью подшипника в т. А (рисунок 2.1 а). В этом случае силу реакции R_k по правилу параллелограмма сил можно разделить на две силы: силу R_k^n , которая направлена вдоль оси кривошипа, и силу R_k^t , которая направлена перпендикулярно оси кривошипа. Следовательно, цапфа прижата к поверхности подшипника составляющей силы реакции R_k^n .

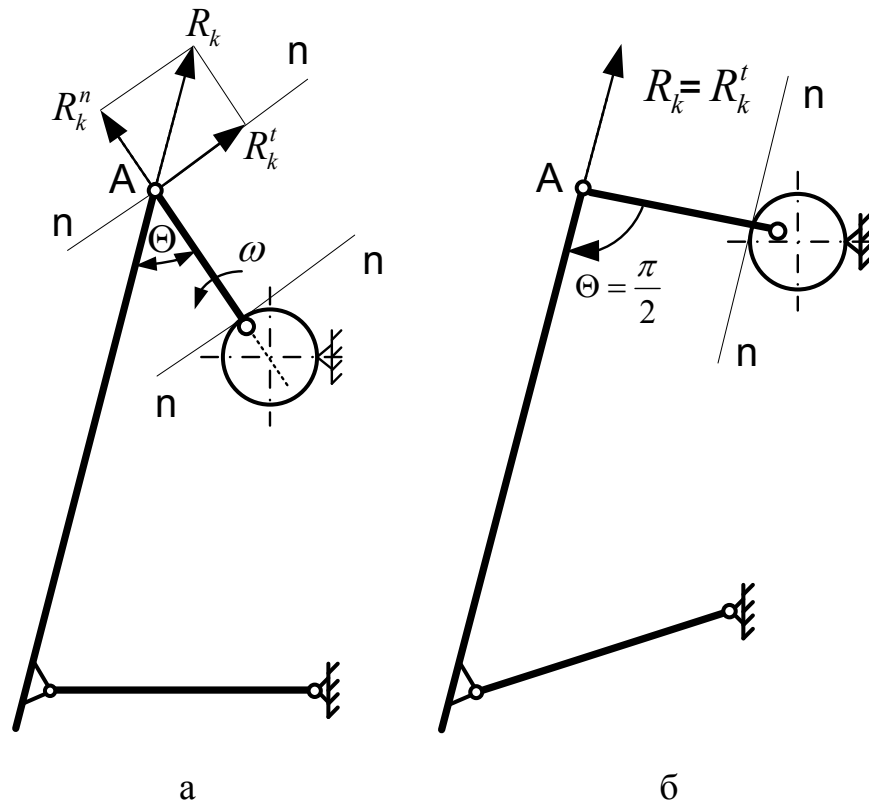
Из анализа распределения проекций сил реакции видно, что контакт между цапфой кривошипа и поверхностью подшипника отсутствует либо когда меняется знак направления действия реакции R_k , в случае совпадения продольных осей кривошипа и шатуна, то есть при $\theta = k\pi$, либо при соблюдении условия, что сила реакция R_k^t обращается в нуль.

Из рисунка 2.1 видно, что величина силы реакции, действующей вдоль оси кривошипа равна:

$$R_k^n = R_k \cos \theta, \quad (2.1)$$

где θ – угол между шатуном и кривошипом.

Решением зависимости (2.1), удовлетворяющим условию обращения в нуль реакции R_k , является такое взаимное положение звеньев кинематической цепи кривошипно-коромыслового механизма, если ось шатуна расположена под прямым углом к оси кривошипа и цапфа кривошипа теряет контакт с ободом подшипника (рисунок 2.1 б).



а - при произвольном положении элементов; б - угол между шатуном и кривошипом равен $\pi/2$

Рисунок 2.1 – Схема сил, действующих на кривошип

Следовательно, когда угол между шатуном и кривошипом равен 90° , цапфа кривошипа не контактирует с поверхностью подшипника коренной опоры и движется в поле зазора до тех пор, пока он опять не вступит в контакт с подшипником, что сопровождается ударом цапфы о подшипник.

Угол поворота кривошипа α от крайнего верхнего положения, когда продольная ось шатуна пересекает продольную ось кривошипа, до положения, при котором $\theta = \pi/2$, определяется следующим образом (рисунок 2.2):

$$\alpha = \beta + \alpha_2 = \beta + \alpha_2 + \alpha_3 - \alpha_3, \quad (2.2)$$

где β – угол между осью стойки и осью шатуна в крайнем верхнем положении; α_2 – угол между осью стойки и кривошипом в положении, при котором $\theta = \pi/2$; α_3 – угол между осью стойки и линией, соединяющей шарниры кривошип-коренная опора и шатун-коромысло в положении, при котором $\theta = \pi/2$.

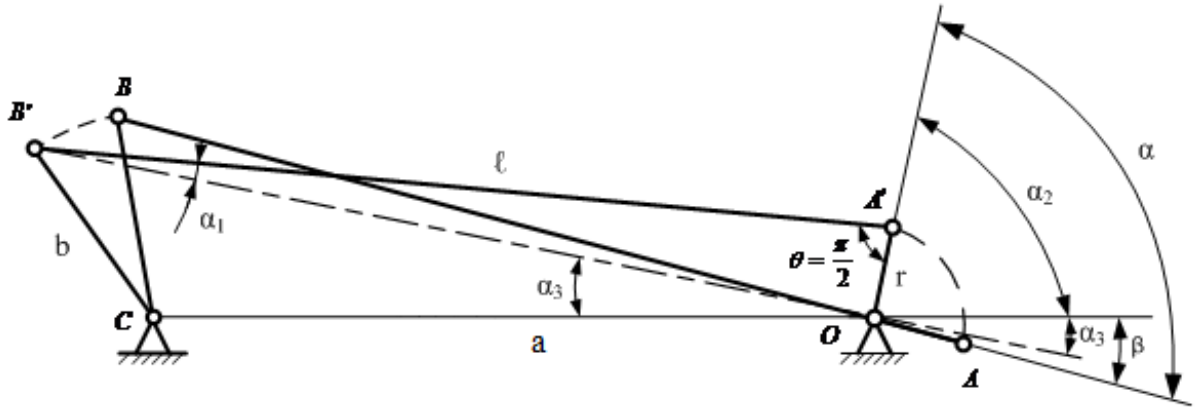


Рисунок 2.2 – Схема определения угла между кривошипом и шатуном

Так как $\alpha_2 + \alpha_3 = \alpha_1 + \theta$, где α_1 – угол между осью шатуна и линией, соединяющей шарниры кривошип – коренная опора и шатун – коромысло в положении, при котором $\theta = \pi/2$, то:

$$\alpha = \beta + \alpha_1 - \alpha_3 + \pi/2. \quad (2.3)$$

Из рисунка 2.2 видно, что:

$$\cos \beta = \frac{a^2 + (\ell - r)^2 - b^2}{2a(\ell - r)};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = r/\ell;$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{a^2 + (\ell + r)^2 - b^2}{2a\sqrt{\ell^2 + r^2}},$$

где a – длина стойки; ℓ – длина подвижной щеки; b – длина распорной плиты и r – эксцентриситет кривошипного вала.

Тогда:

$$\alpha = \arccos \frac{a^2 + (\ell - r)^2 - b^2}{2a(\ell - r)} + \arctg \frac{r}{\ell} - \arccos \frac{a^2 + (\ell + r)^2 - b^2}{2a\sqrt{\ell^2 + r^2}} + \frac{\pi}{2}. \quad (2.4)$$

Если учесть, что эксцентриситет кривошипного вала r значительно меньше длины подвижной щеки ℓ , то выражение (2.4) можно привести к виду:

$$\alpha = \arctg \lambda + \frac{\pi}{2}, \quad (2.5)$$

где λ – коэффициент шатуна, равный отношению эксцентриситета кривошипного вала к длине шатуна $\lambda = r / \ell$ [82].

На рисунке 2.3 показана циклограмма работы шарнира цапфа кривошипа – обойма подшипника кривошипно-коромыслового механизма.

Из положения 1 звенья кривошип и подшипник двигаются совместно до положения 2. При переходе механизма из положения 2 в положение 3 в некоторый момент времени угол между продольными осями кривошипа и шатуна составит 90° , в это время палец кривошипа отрывается от обоймы подшипника и перемещается внутри зазора до соприкосновения с обоймой с другой стороны обоймы.

В продолжающемся повороте цапфа кривошипа двигается не отрываясь от поверхности обоймы до положения 4. Когда механизм переходит из положения 4 в положение 5 цапфа опять отрывается от поверхности обоймы и двигается в зазоре до соприкосновения с обоймой, что сопровождается ударом.

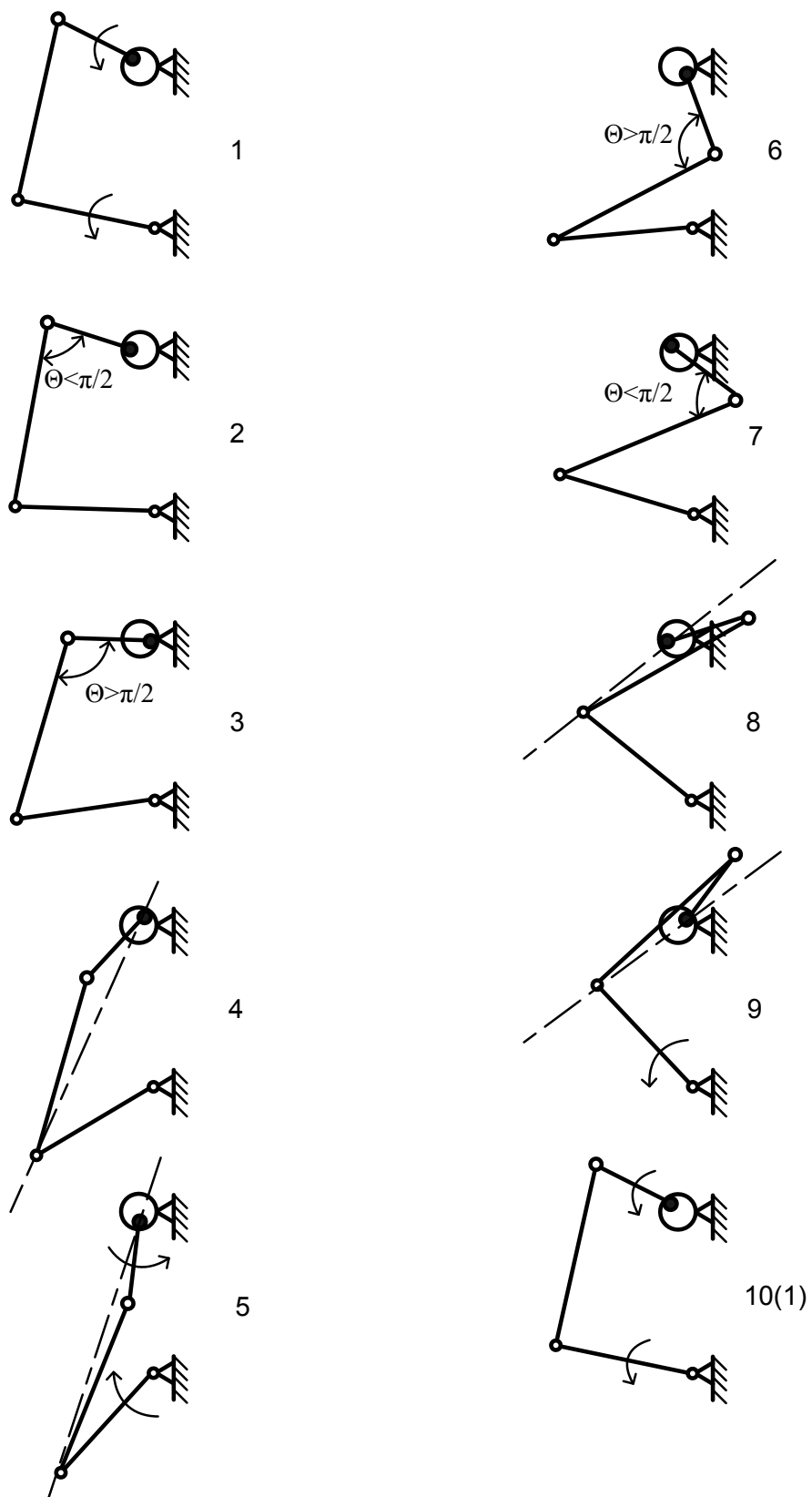


Рисунок 2.3 – Движение кривошипно-коромыслового механизма с зазором в шарнире кривошип – подшипник

В дальнейшем опять наступает случай перехода из положения 6 в положение 7, при котором продольные оси кривошипа и шатуна будут находиться под углом 90^0 , звенья кинематической цепи опять разрываются до последующего соприкосновения, сопровождающееся ударом. Следующий удар пальца кривошипа об обойму подшипника случится, когда звенья кинематической цепи перейдут из положения 8 в положение 9, когда поменяется направление силы реакции, после чего механизм возвращается в исходное положение 1.

Таким образом, за один за один оборот кривошипного вала в сочленении цапфа кривошипа – обойма подшипника звенья кинематической цепи будут менять точку контакта четыре раза и каждый раз это явление будет сопровождаться ударом.

2.1.2 Условие перебега зазора в шарнире кривошип-шатун

С целью определения распределения сил в шарнире кривошип – шатун первоначально принимается, что цапфа кривошипа прижата к поверхности обоймы шатуна в т. А (рисунок 2.4) [83] силой R , возникающей при работе привода дробильной машины. Эта сила направлена по оси шатуна и уравновешена силой противодействия $R_{ш}$, приложенной к шатуну, а линия ее действия пересекает центр обоймы. Эти две силы действуют по одной линии и равны между собой по величине, но приложены к разным телам, за счет чего и происходит движение всей системы [84].

При дальнейшем вращении кривошипного вала возможно нарушение контакта между звеньями кривошип и шатун, то есть кинематическая цепь кривошипно-коромыслового механизма оказывается разомкнутой и цапфа кривошипа двигается в поле зазора до тех пор, пока она опять не вступит в контакт с обоймой шатуна. Такое состояние возможно в случае перехода кривошипно-коромыслового механизма через мертвое положение.

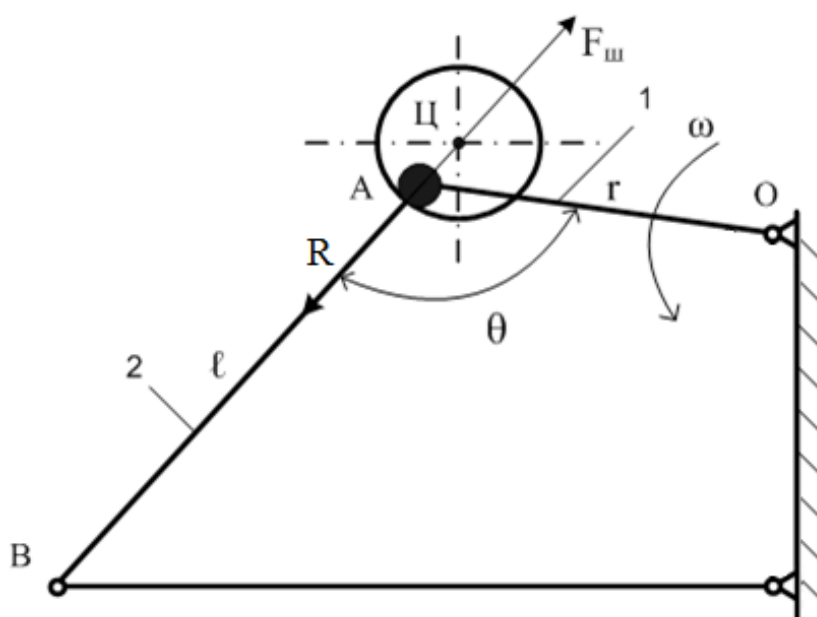


Рисунок 2.4 – Схема сил, действующих на шатун при произвольном положении элементов

В этом случае направление сил меняет знак, то есть изменяется на противоположное и палец кривошипа оказывается в безопорном положении до тех пор, пока он опять не вступит в контакт с обоймой шатуна на противоположной стороне, что сопровождается ударом. Таким образом, перебег зазора в шарнире кривошип – шатун происходит, когда оба звена находятся на одной линии.

На рисунке 2.5 показана циклограмма работы шарнира цапфа кривошипа – обойма шатуна кривошипно-коромыслового механизма.

В положении 1 звенья кривошип и шатун двигаются совместно до положения 2. При переходе механизма из положения 2 в положение 3 в некоторый момент времени палец кривошипа отрывается от обоймы шатуна и перемещается внутри зазора до соприкосновения с обоймой шатуна, но уже с другой стороны обоймы, при этом происходит удар.

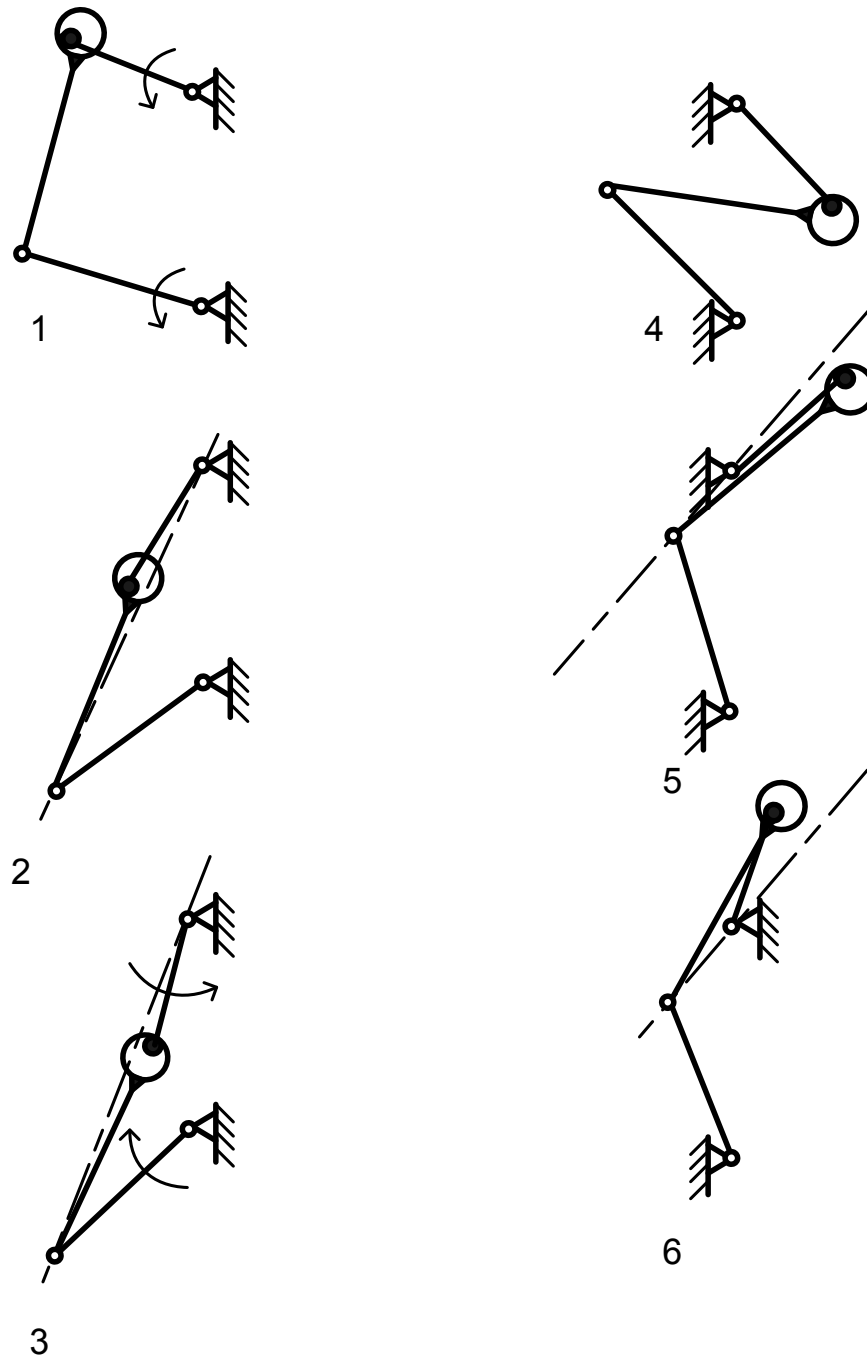


Рисунок 2.5 – Движение кривошипно-коромыслового механизма с зазором в шарнире кривошип-шатун

В дальнейшем палец кривошипа движется до положения 4 совместно с обоймой шатуна. Когда механизм переходит из положения 4 в положение 5, палец опять отрывается от обоймы шатуна и цапфа кривошипа движется в зазоре до соприкосновения с обоймой, что сопровождается ударом.

В дальнейшем наступает случай перехода из положения 5 в положение 6, при котором продольные оси кривошипа и шатуна будут находиться на одной линии, что соответствует мертвому положению механизма, и сопровождающийся потерей контакта звеньев кинематической цепи до последующего соприкосновения с последующим ударом, после чего механизм возвращается в положение 1.

Таким образом, за один за один оборот кривошипного вала в шарнире кривошип-шатун, звенья кинематической цепи будут менять точку контакта два раза и каждый раз это явление будет сопровождаться ударом.

2.1.3 Условие перебега зазора в шарнире шатун-коромысло

С целью определения направления силы реакции в шарнире шатун – коромысло первоначально принимается допущение, что цапфа коромысла контактирует с поверхностью обоймы шатуна в т. В (рисунок 2.6).

В этом случае на обойму шатуна действует силу реакции R_b , возникающая при действии подвижной щеки на дробимый материал R_{mc} , и направление которой совпадает с осью коромысла. Следовательно, палец коромысла прижимается к обойме шатуна силой R_b .

При дальнейшем вращении кривошипного вала возможно нарушение контакта между звеньями шатуна и кривошипа, то есть кинематическая цепь кривошипно-коромыслового механизма оказывается разомкнутой и палец коромысла двигается в поле зазора до тех пор, пока он опять не вступит в контакт с обоймой шатуна. Такое состояние возможно в случае перехода кривошипно-коромыслового механизма через положение, при котором ось коромысла пересечет ось шатуна под прямым углом.

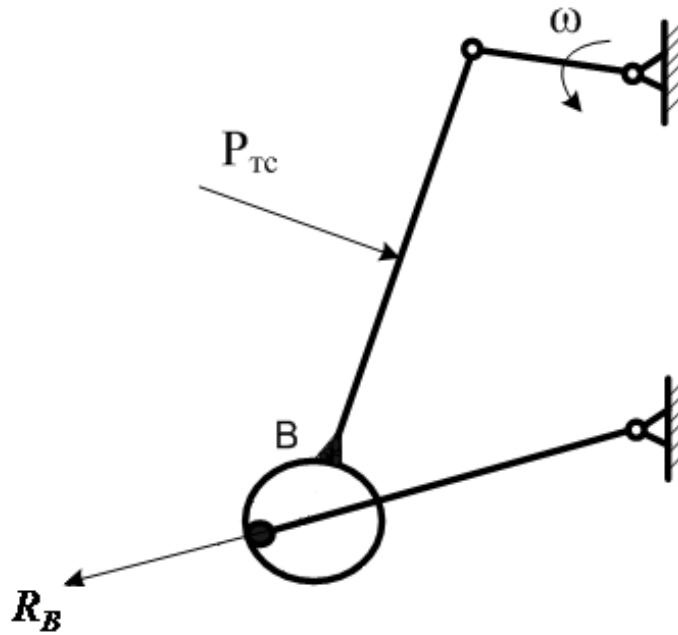


Рисунок 2.6 – Схема сил, действующих на коромысло при произвольном положении элементов

Этот переход обусловлен особенностями работы щековой дробильной машины с кривошипно-коромысловым механизмом качания подвижной щеки, являющейся в данной конструкции шатуном, в целом.

При прямом ходе подвижной щеки, когда она движется вниз-налево, происходит раздавливание материала, находящегося в камере дробления, под действием силы R_{mc} . После того, как механизм проходит через положение, при котором щека начинает двигаться вниз-направо, силы R_{mc} исчезает. В момент перехода механизма через это положение, на коромысло начинает сила прижатия коромысла к обойме шатуна замыкающей пружиной (рисунок 1.1), то есть зазор в шарнире выбирается за счет действия пружины.

Если момент перехода механизма происходит, когда между осями коромысла и шатуна прямой угол, то происходит удар между контактными поверхностями. если это условие не выполняется, то палец коромысла

скользит по поверхности обоймы шатуна до тех пор, пока не произойдет переход механизма через мертвое положение, когда оси кривошипа и шатуна накладываются друг на друга. После прохождения этого положения щека опять начинает двигаться вниз-налево и возникает сила R_{mc} , а палец коромысла прижимается к обойме шатуна силой R_b .

На рисунке 2.7 показаны различные положения пальца коромысла в обойме шатуна кривошипно-коромыслового механизма.

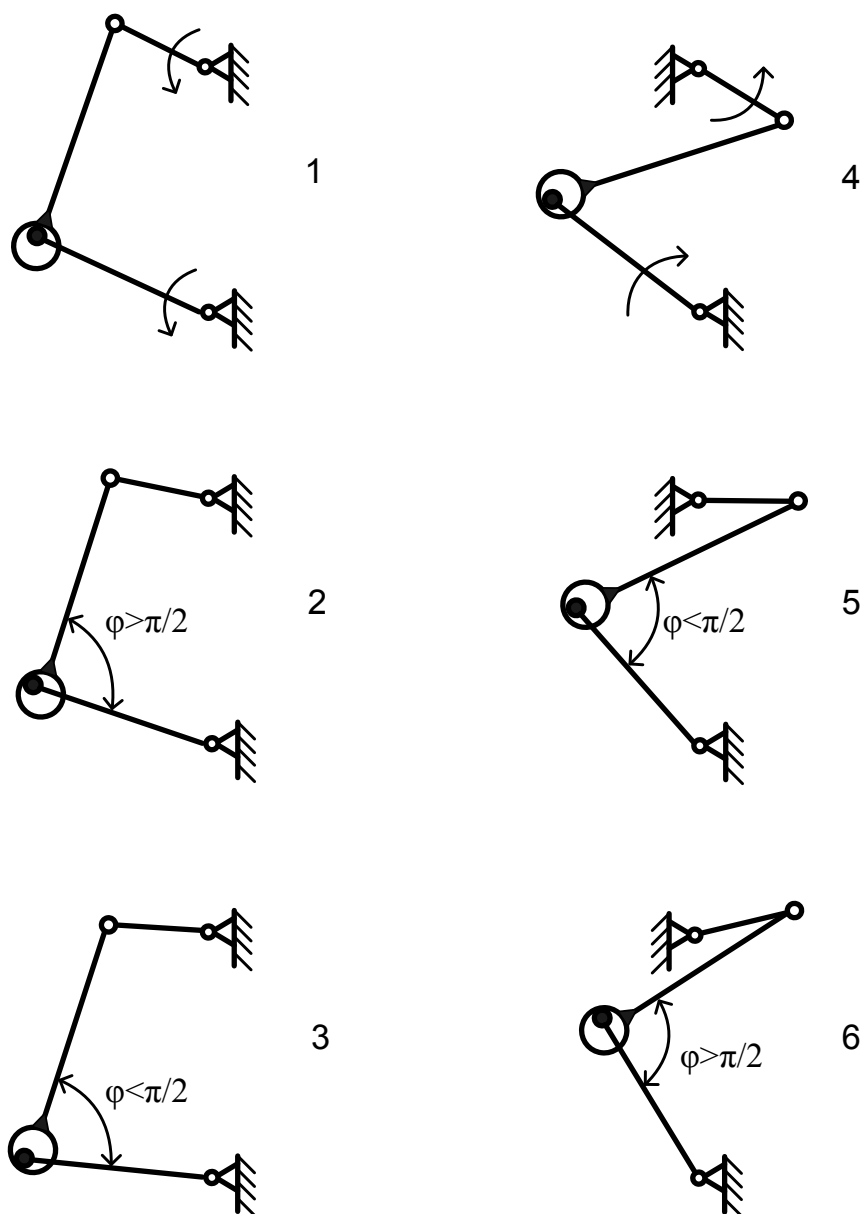


Рисунок 2.7 – Движение кривошипно-коромыслового механизма с зазором в сочленении шатун – коромысло

В положении 1 звенья шатун и коромысло, контактируя между собой, двигаются совместно до положения 2. При переходе механизма из положения 2 в положение 3 в некоторый момент времени угол между коромыслом и шатуном будет равен 90^0 , в это время палец коромысла отрывается от обоймы шатуна и перемещается внутри зазора до соприкосновения с обоймой, но уже с другой стороны обоймы. В дальнейшем палец коромысла движется до положения 5 без нарушения контакта с обоймой. Когда механизм переходит из положения 5 в положение 6, при котором продольные оси коромысла и шатуна будут находиться под углом 90^0 , палец опять отрывается от обоймы и коромысло движется в зазоре до соприкосновения с обоймой, что сопровождается ударом.

Таким образом, за один за один оборот кривошипного вала в сочленении шатун-коромысло, звенья кинематической цепи будут менять точку контакта два раза и каждый раз это явление будет сопровождаться ударом.

Следовательно, условием появления удара при пересопряжении контактных поверхностей в шарнире шатун-коромысло является такое положение звеньев, если их оси пересекаются под углом 90^0 .

Для предупреждения появления импульсных сил при пересечении осей шатуна и коромысла под прямым углом необходимо выполнения условия [85]:

$$b > \sqrt{a^2 - (\ell - r)^2}, \quad (2.6)$$

где b – длина коромысла; a – длина стойки; ℓ – длина шатуна; r – длина кривошипа.

При конструировании кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки щековой дробильной машины необходимо

проверять этот механизм на условие проворачиваемости по правилу Грасгофа [86].

2.1.4 Возможность перебега зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма из-за действия сил инерции

Во время движения рычажного механизма в его кинематических парах возникают силы, являющимися силами взаимодействия между звеньями, которые относятся к внутренним силам по отношению к механизму в целом.

Одной из задач, решаемой при силовом расчёте механизмов является определение реакций в кинематических парах. Этот расчёт необходимо выполнять с учётом ускоренного движения звеньев, при котором возникают силы инерции [87].

В кривошипно-коромысловом механизме с неуравновешенными массами подвижных звеньев, кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, то есть без ускорения и линейная скорость кривошипа в точке, контактирующей с шатуном, также есть величина постоянная. В свою очередь, шатун движется с ускорением, поэтому линейная скорость движения шатуна в точке, контактирующей с кривошипом, изменяется, причём ускорение шатуна может быть как положительным, так и отрицательным, поэтому в процессе работы механизма из-за разности скоростей движения кривошипа и шатуна, а также возникновения под действием ускорения шатуна неуравновешенной силы инерции, происходит перебег пальца кривошипа в поле зазора обоймы шатуна.

Данное обстоятельство требует дополнительных исследований кривошипно-коромыслового механизма для определения влияния сил инерции на раскрытие зазоров в шарнирах механизма.

2.2 Экспериментальное исследование влияния перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи на возникновение импульсных сил и вибрации дробилки

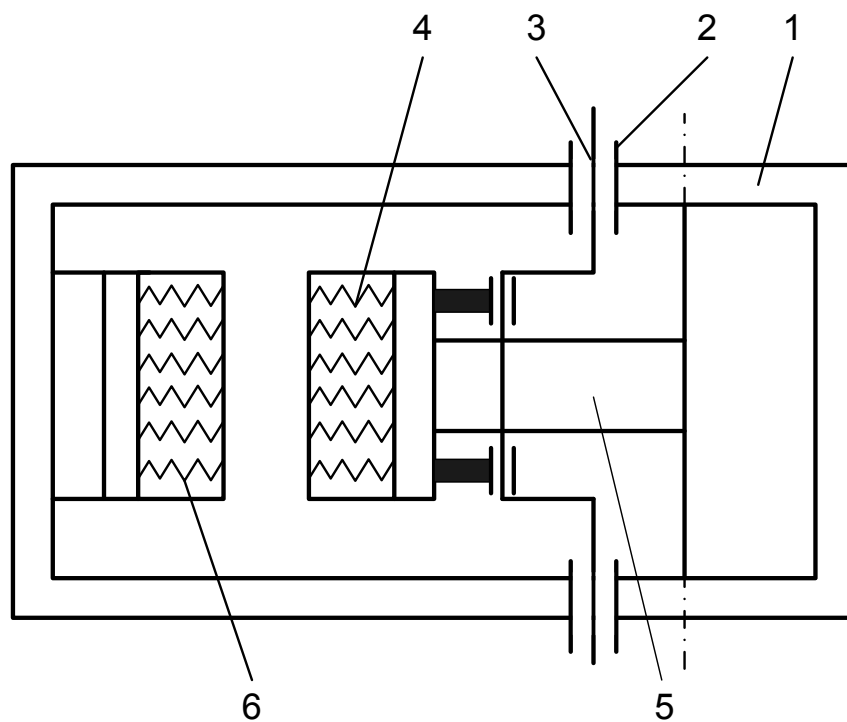
Для проверки адекватности выведенных теоретическим анализом положений кинематической цепи, при которых происходит перебег зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма, а также выявления влияния зазоров в сочленениях механизма и частоты вращения кривошипного вала на динамические нагрузки и вибрации, возникающие в процессе выполнения технологической операции (дробления материала) была проведена серия экспериментов на опытно-экспериментальной установке, выполненной в виде щековой дробилки с верхним приводом качания подвижной щеки.

Установка (рисунки 2.8 и 2.9) представляет собой станину 1, в которой крепятся коренные опоры 2 с установленными в них цапфами кривошипного вала 3. В свою очередь кривошип шарнирно соединен с шатуном 4, который представляет собой подвижную щеку. Шатун соединён шарниром с коромыслом (распорная плита) 5, имеющим опоры в раме. Привод установки представляет собой электродвигатель, который через ремённую передачу и зубчатый редуктор, передает крутящий момент кривошипному валу. Число оборотов электродвигателя регулируется частотным преобразователем PR6000-0040T3G.

Параметры опытно-экспериментальной щековой дробилки: масса подвижной щеки $m_{щ} = 29$ кг, масса кривошипа $m_к = 19$ кг и общая масса установки 123 кг.



Рисунок 2.8 – Общий вид опытно-экспериментальной установки



1 – станина; 2 – подшипник коренной опоры; 3 – кривошипный вал;
4 – подвижная щека; 5 – распорная плита – коромысло; 6 –
неподвижная щека

Рисунок 2.9– Схема опытно-экспериментальной установки

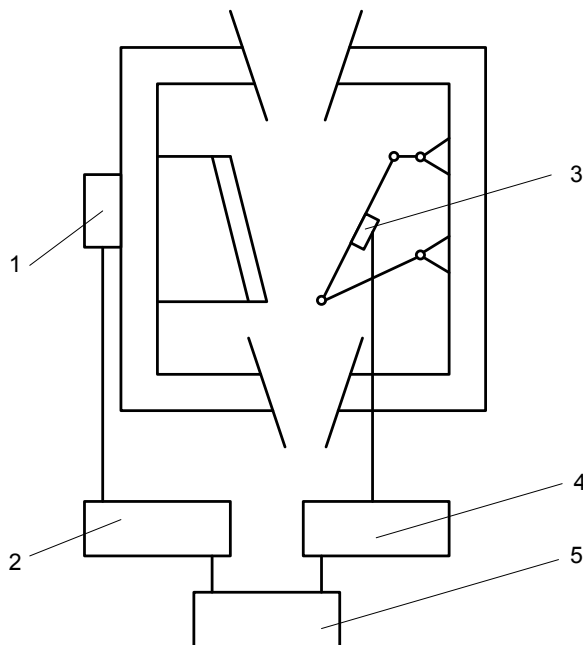
Деформирование механической системы для расчёта жесткости установки производилось с помощью гидронагружателя, а общая деформации исследовательской щековой дробилки замерялась с помощью индикаторов, установленных на неподвижных элементах механизма качания щеки (со стороны подвижной щеки и поперечины станины с неподвижной щекой) в переднем крайнем положении, при котором угол между шатуном и кривошипом составлял 90° .

Сила воздействия изменялась в диапазоне 0...25 кН. Замеры и дальнейшие расчеты показали, что коэффициент жесткости исследовательской щековой дробилки равен $C = 3,8 \times 10^6$ Н/м. Также установлено, что значение собственной частоты колебаний дробилки 28 Гц. При проведении экспериментов на поперечине станины щековой дробилки со стороны неподвижной щеки был закреплен датчики контроля вибрации УКВС (рисунок 2.10) в соответствии с рекомендациями [88]. Ускорение шатуна определялось закрепленным на нем акселерометром ДУ-5.

Отношение длины кривошипа ($r = 20$ мм) к длине шатуна ($\ell = 280$ мм) $\lambda = 0,071$. Длина стойки равна $a = 260$ мм. Длина коромысла ($b = 70$ мм) удовлетворяет условию недопущения возникновения прямого угла между шатуном и коромыслом, а также удовлетворяет условия проворачиваемости кривошипно-коромыслового механизма по правилу Грасгофа, так как сумма длин кривошипа и стойки ($r + a = 280$) меньше суммы длин шатуна и коромысла ($\ell + b = 350$). При таком соотношении длин сторон четырехзвенника угол наклона шатуна-щеки к стойке составляет 15° , а неподвижная щека установлена вертикально, что обеспечивает устойчивую работу дробилки при захвате и затягивании куска в зону дробления.

Эксперименты проводились с целью определения воздействия перебега зазоров в шарнирах кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки и частоты вращения

кривошипного вала на величину вибраций, возбуждаемых при работе установки. При проведении экспериментов, в ходе которых проходило дробление, регистрировалось ускорение шатуна.



1 – датчик виброперемещений ВП-1; 2 – система контроля вибрации УКВС; 3 – индуктивный акселерометр ДУ-5; 4 – усилитель УТ4-1; 5 – осциллограф Н-700

Рисунок 2.10 – Схема установки датчиков

При проведении экспериментов зазоры во всех шарнирах кинематической цепи обеспечивались втулками, внутренний диаметр которых больше диаметра вала на 0,25 мм.

Из рассмотрения осциллограммы ускорений шатуна (рисунок 2.11) следует, что пики ускорений (при $\alpha = 0$; $\pi\alpha = 0$, а также углах поворота кривошипного вала от верхнего крайнего положения 93° и 267° , при которых оси кривошипа и шатуна пересекаются под углом 90°), соответствуют положениям звеньев кривошипно-коромыслового

механизма, при которых происходит перебег зазоров, определенных теоретическим анализом.

Серия экспериментов показала, что изменение скорости вращения кривошипного вала (от 80 до 240 оборотов в минуту) приводит к изменению величины пиков.

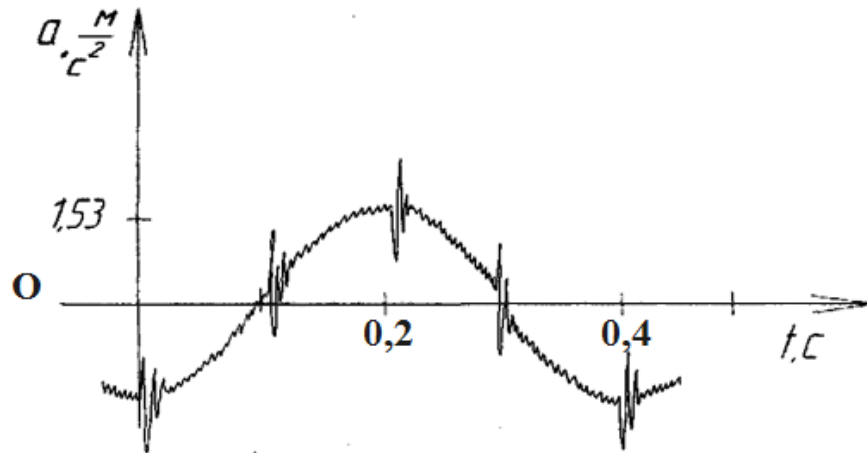


Рисунок 2.11 – Изменение величины ускорений при движении шатуна кривошипно-коромыслового механизма

Также экспериментально установлено, что при скорости вращения кривошипного вала равном 80 об/мин, значения величины амплитуды вибрации корпуса станины щековой дробилки составляют примерно 70-80 мкм. С увеличением частоты оборотов кривошипного вала величина вибраций станины становится больше (при $n = 160$ об/мин – до 140 мкм; $n = 200$ об/мин – 180 мкм; $n = 240$ об/мин – 220 мкм).

Экспериментальные исследования показали, при работе кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки, у которого имеются зазоры в шарнирах, в механической системе возникают пики ускорений, инициирующие появление импульсных сил, а также возбуждающие вибрации.

Таким образом, при работе механических систем, имеющих зазоры в шарнирах, возникают импульсные силы, сопровождающиеся ударами контактирующих поверхностей, и вибрации.

Для исключения вредного влияния на работу машин импульсных сил и вибраций, следует предусматривать установку в конструкции как вновь проектируемых, так и находящихся в эксплуатации дробильных щековых машин с кривошипно-коромысловым механизмом качания щеки, амортизаторов и демпферов.

Выводы по главе 2

1. Аналитически установлено, что перебег зазора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры кривошипно-коромыслового механизма вызывает появление импульсных сил при ударах элементов звеньев между собой четыре раза.

2. Установлено, что за один оборот кривошипного вала в шарнире кривошип-шатун, имеющим зазор, звенья кинематической цепи будут менять точку контакта два раза при переходе через мертвое положение, когда продольная ось кривошипа совпадает с продольной осью шатуна и каждый раз это явление будет сопровождаться ударом.

3. В шарнире кинематической пары с зазором шатун-коромысло импульсные силы при соударении элементов из-за пересопряжения контактных поверхностей возникают, когда угол между шатуном и коромыслом прямой.

4. Экспериментально подтверждено, что в процессе работы щековой дробильной машины импульсные силы появляются четыре раза из-за ударов элементов между собой при пересопряжения контактных поверхностей. С увеличением частоты оборотов кривошипного вала величина вибраций станины становится больше.

3. Методика расчета характеристик упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра

Для исключения вредного влияния импульсных сил и вибраций, возникающих из-за наличия в шарнирах зазоров, на работу кривошипно-коромыслового привода качания щеки дробильной машины следует предусматривать установку в конструкции механизма амортизаторов, обладающих высокими демпфирующими свойствами, в том числе с упругими пневматическими элементами.

Особенностью работы всех амортизаторов является тот факт, что под действием внешней силы они деформируются, при этом в рычажных машинах изменяется положение звеньев в пространстве. Следовательно, для предотвращения возникновения деформаций, превышающих допустимые значения и нарушающих нормальную работу машины, необходимо предварительно рассчитывать значение возникающей под действием внешней силы деформации.

Таким образом, еще на стадии проектирования рычажной машины необходимо применять методы расчета деформационной способности упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра, при внешнем воздействии на них различных видов сил.

Упругие пневматические устройства, используемые в устройствах выборки зазоров, работают следующим образом: под действием внешней силы упругий элемент деформируется, при этом его конфигурация изменяется, что ведет к изменению площади его контакта с рабочей поверхностью, через которую передается внешняя сила и, соответственно, возникает реактивная сила, препятствующая дальнейшей деформации упругого элемента.

Задачу определения деформационной способности упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра, следует формулировать следующим образом: при заданных размерах упругого

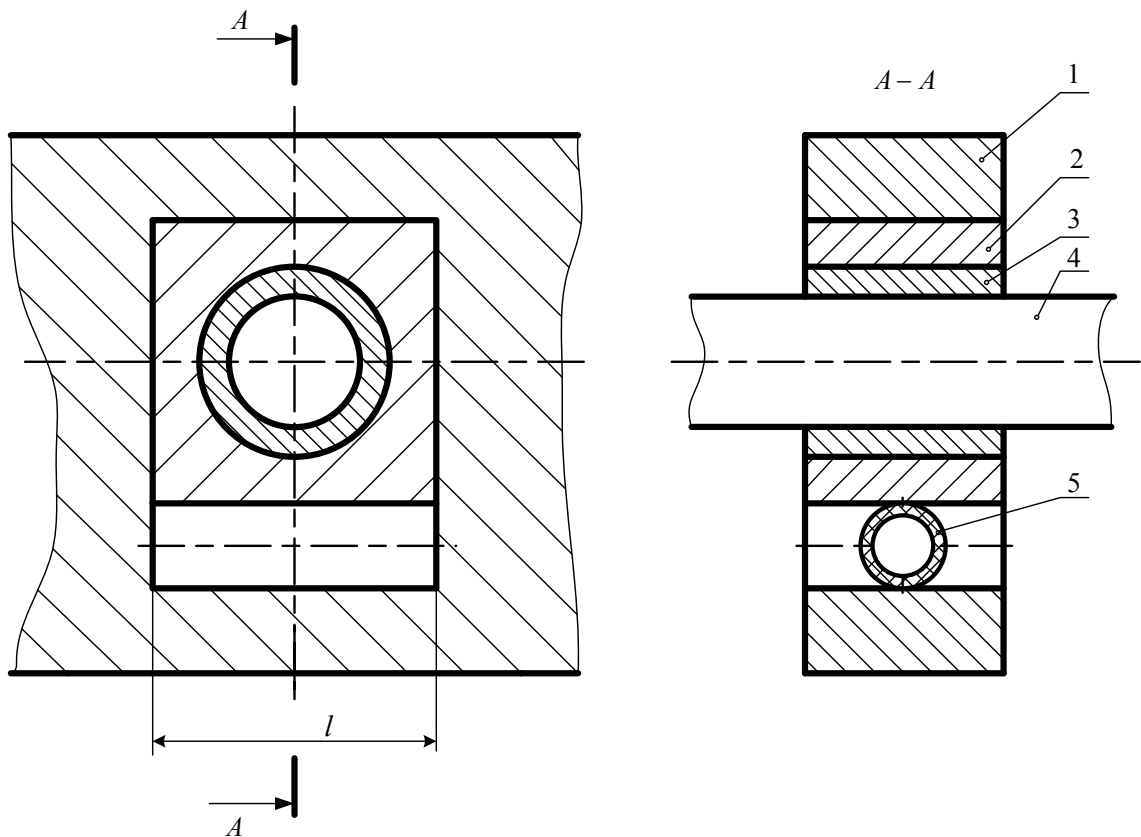
элемента и величины избыточного давления внутри эластичного объема, а также значения внешней силы, действующей на упругий элемент, необходимо определить величину его деформации.

Пневматические упругие устройства бывают двух видов. Первый вид – с неограниченной деформацией упругого элемента в осевом направлении, то есть при воздействии на упругий элемент внешней силы деформации развиваются как в направлении вдоль оси вала, что приводит к выпучиванию упругого элемента, так и перпендикулярно оси вала, при этом происходит смятие упругого элемента. Второй вид пневматических устройств оснащен ограничительными ребрами, которые препятствуют развитию деформаций упругих элементов из-за действия внешних сил в продольном направлении относительно оси вала, то есть предотвращают выпучивание, а упругий элемент деформируется только перпендикулярно оси вала [89].

В данной диссертационной работе приведены результаты исследования упругих пневматиков, выполненных в виде цилиндра, конструкция которых запатентована автором [90].

3.1 Метод расчета деформации упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра

В механизме выборки зазора качестве упругого элемента может быть использован пневматический элемент, выполненный в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией 5 (рисунок 3.1), установленный между станиной 1 и подвижной полуопорой 2.



- 1 – станина; 2 – корпус подшипника; 3 – антифрикционная втулка;
4 – вал; 5 – упругий элемент, выполненный в виде цилиндра

Рисунок 3.1 – Схема подшипникового узла с упругим пневматическим элементом в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией

Способность такого элемента центрировать вал относительно геометрической оси опоры под действием радиальной силы обеспечивается возникновением разности площади контакта между внутренней поверхностью корпуса подшипника с поверхностью упругого цилиндра. За счет избыточного давления внутри эластичного цилиндра возникает реактивная сила, стремящаяся вернуть систему вал-антифрикционная втулка-корпус подшипника в исходное положение. Задача определения величины деформации и жесткости такого элемента решена в работе [91]:

$$e = \frac{2P}{\pi l p_0}, \quad (3.1)$$

где e – величина деформации; P – величина внешней силы; l – длина цилиндра p_0 – величина избыточного давления, а жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией:

$$C_{\text{ц}} = \frac{P}{e} = \frac{\pi l p_0}{2} = 1,57 \cdot p_0 \cdot l. \quad (3.2)$$

Конструкция механизма выборки зазора с использованием упругого пневматического элемента в виде цилиндра 5 (рисунок 3.2) с ограниченной осевой деформацией, установленного между станиной 1 и корпусом подшипника 2, в котором установлена антифрикционная втулка 3 с расположенным в ней валом 4, отличается от механизма выборки зазора с использованием упругого пневматического элемента цилиндрического типа с неограниченной осевой деформацией ребрами 6, выполненными заодно с корпусом подшипника.

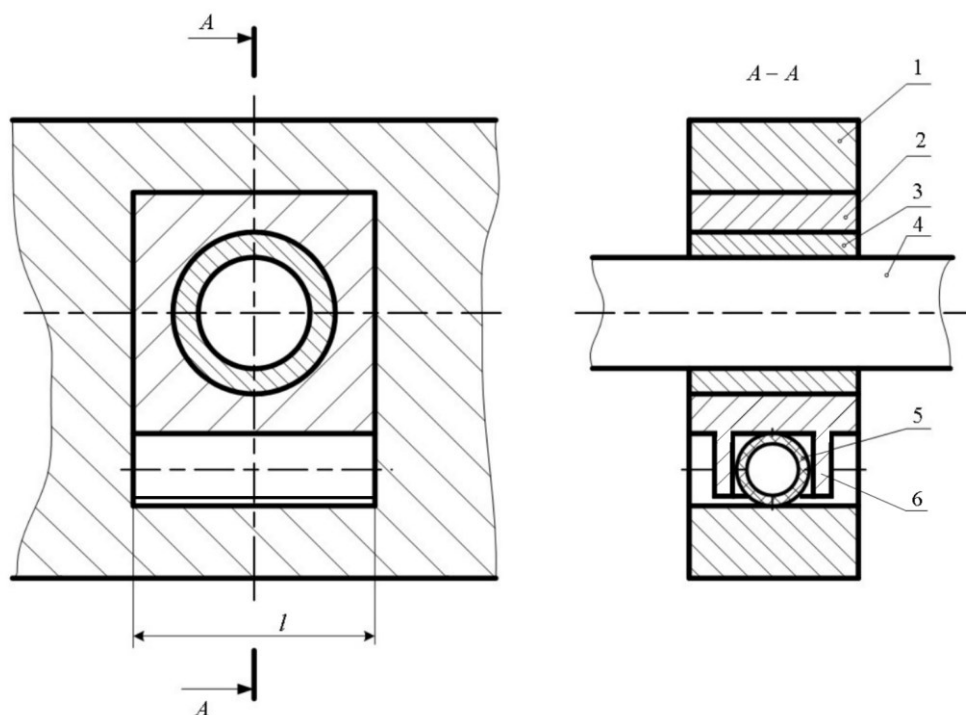
Исходным условием расчета величины деформации упругого элемента является равновесное состояние опоры под действием внешней силы и вызываемой ей реактивной силой, которая зависит от увеличения площади контакта между поверхностями упругого цилиндра и корпуса подшипника, произошедшее из-за деформации упругого цилиндра, предполагая, что вал находится в подшипнике без зазора, а оболочка цилиндра нерастяжима.

Тогда:

$$P = p_0 F_n, \quad (3.3)$$

где p_0 – величина избыточного давления; F_n – площадь приращения контакта.

Деформационная способность такого упругого пневматического элемента определяется следующим образом [92].



- 1 – станина; 2 – корпус подшипника; 3 – антифрикционная втулка;
4 – вал; 5 – упругий элемент; 6 – ограничительное ребро

Рисунок 3.2 – Схема подшипникового узла с упругим пневматическим элементом в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией

Как следует из условия (3.3) для определения величины деформации упругого элемента необходимо определить величину увеличения площади контакта между поверхностями упругого цилиндра и корпуса подшипника

Рассмотрим случай, когда цилиндр не деформирован (рисунок 3.3 а). При этом контакт цилиндра с поверхностями линейный, а длина внешней окружности цилиндра $L = 2\pi R_u$.

После приложения нагрузки цилиндр деформируется на величину « e » (рисунок 3.3 б). Длина четверти внешней окружности цилиндра L_{AB} не

изменилась:

$$L_{AB} = \frac{\pi R_{ц}}{2}. \quad (3.5)$$

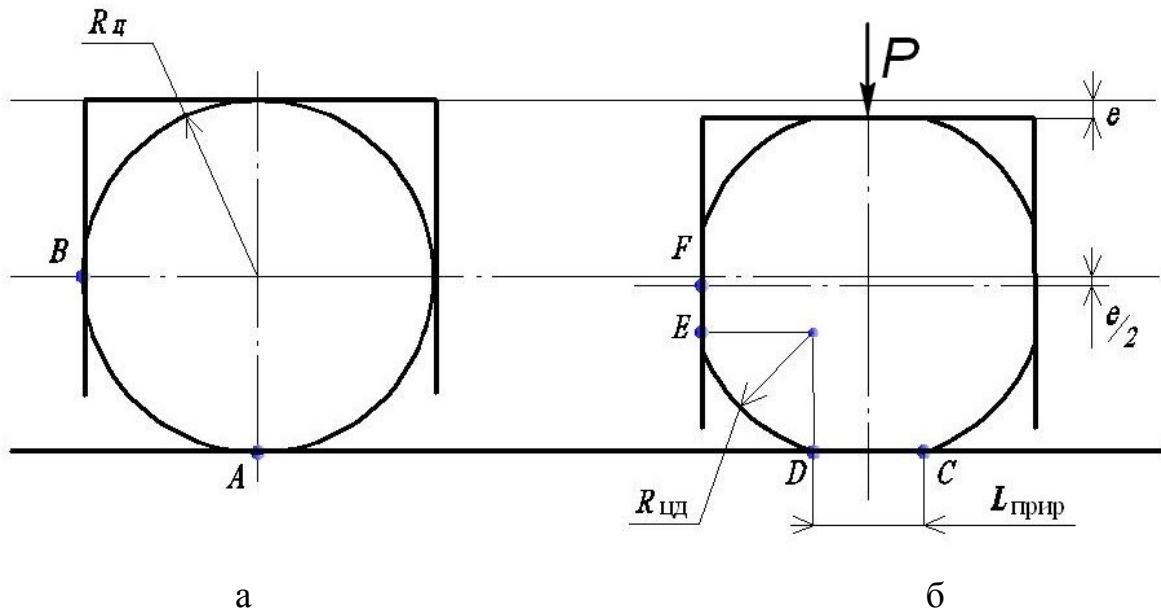


Рисунок 3.3 – Схема для расчета приращения длины линии контакта:
а – цилиндр до деформации; б – частично деформированный цилиндр

Половина ширины приращения площади контакта, равная части четверти внешней окружности цилиндра:

$$\frac{L_{CD}}{2} = R_{ц} - R_{цд} = \frac{L_{грп}}{2}. \quad (3.4)$$

Часть четверти внешней окружности цилиндра, прилегающая к ограничительному ребру:

$$L_{EF} = R_{ц} - R_{цд} - \frac{e}{2}. \quad (3.5)$$

Так как длина четверти внешней окружности цилиндра не изменилась, то:

$$\begin{aligned}
L_{AB} &= \frac{\pi R_{\Pi}}{2} = \frac{\pi R_{\Pi\Pi}}{2} + \frac{L_{CD}}{2} + L_{EF} = \frac{\pi R_{\Pi\Pi}}{2} + R_{\Pi} - R_{\Pi\Pi} + R_{\Pi} - R_{\Pi\Pi} - \frac{e}{2} = \\
&= \frac{\pi R_{\Pi\Pi}}{2} + L_{nrip} - \frac{e}{2}.
\end{aligned} \tag{3.6}$$

Тогда:

$$L_{nrip} - \frac{e}{2} = L_{AB} - \frac{\pi R_{\Pi\Pi}}{2} = \frac{\pi R_{\Pi}}{2} - \frac{\pi R_{\Pi\Pi}}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{L_{nrip}}{2}. \tag{3.7}$$

Отсюда:

$$L_{nrip} = \frac{2e}{4 - \pi}. \tag{3.8}$$

Пятно приращения контактной площади является прямоугольником, тогда, с учетом (3.8):

$$F_{nrip} = l \cdot L_{nrip} = \frac{2el}{(4 - \pi)}. \tag{3.9}$$

После подстановки выражения (3.9) в уравнение (3.3) и преобразований, получим искомую зависимость:

$$e = \frac{(4 - \pi) \cdot P}{2 \cdot l \cdot p_0}. \tag{3.10}$$

Следовательно, жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией:

$$C_{\Pi O} = \frac{P}{e} = \frac{2 \cdot l \cdot p_0}{(4 - \pi)} = 2,33 \cdot p_0 \cdot l. \tag{3.11}$$

Из сравнения выражений (3.2) и (3.11) видно, что жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, при прочих равных условиях больше,

чем жесткость пневматического цилиндра с неограниченной осевой деформацией.

Для обеспечения нормальной работы упругого пневматического цилиндрического элемента с ограничительными ребрами высота ребра должна быть больше половины величины радиуса цилиндра. Однако при работе может при некоторых условиях произойти выпучивание оболочки в пространство между краем ребра и станиной, поэтому, чтобы не допустить возникновения этого, высоту ребра следует принимать максимально возможной, но максимальная высота ребра ограничивается условием предупреждения соприкосновения края ребра с поверхностью станины. Отсюда следует, что высота ребра не должна быть больше соотношения $\frac{2\pi \cdot R_{\text{ц}}}{4}$.

3.2 Влияние жесткости упругих пневматических элементов на работу механических систем

Жесткость, как характеристика любой механической системы, оказывает большое влияние на ее работу. Особое влияние оказывает жесткость упругих элементов, амортизаторов и демпферов, у которых величина деформации может достигать больших величин. Очевидно, что увеличение жесткости какого-либо элемента системы уменьшает его деформацию при действии на него равных между собой по величине и направлению сил.

Необходимым условием нормальной работы машины жесткость ее элементов рассчитывается из условия, чтобы деформации, возникающие при выполнении машиной технологических операций, были меньше заданных при проектировании для обеспечения нормального функционирования механической системы, иначе может нарушиться взаимодействие элементов между собой.

Следовательно, подшипник скольжения должен удовлетворять двум взаимоисключающим требованиям: обеспечивать необходимую жесткость конструкции и препятствовать возникновению вибраций.

Если в качестве элемента рычажной машины рассматривать подшипник скольжения, оснащенный вкладышами, то в случае использования вкладыша, выполненного из прочного материала с большой жесткостью, то это приводит к развитию вибраций при ударах во время перебега зазоров в шарнирах.

Однако при использовании подшипников скольжения с вкладышами, обладающими малой жесткостью, это может привести, как отмечалось выше, к нарушению взаимодействия элементов машины между собой.

Выполнение этих требований можно обеспечить установкой в механической системе упругих элементов, которые располагаются между виброзащищаемым элементом, в данном случае неподвижными частями, соединенными с корпусом дробилки, и подвижными элементами кинематической цепи механизма, в том числе и пневматических, жесткость которых должна обеспечивать нормальную работу машины, при этом показатель жесткости упругого элемента должен быть определяемым на стадии конструирования.

Из сравнения жесткости пневматических упругих устройств, выполненных в виде цилиндра с неограниченной осевой и ограниченной осевой деформацией (уравнения 3.2 и 3.11) видно, что при прочих равных условиях жесткость элемента с ограниченной осевой деформацией больше, чем у элемента с неограниченной деформацией: $C_{ц0} = 2,33 p_0 l > C_{ц} = 1,57 p_0 l$.

Как следует из анализа приведенных зависимостей, жесткость упругого пневматического устройства, выполненного в виде цилиндра, зависит не только от его геометрических параметров – размеров самих элементов, то есть длины упругого цилиндра, и наличия ограничительных ребер, но также от величины избыточного давления, создаваемого в

эластичном объеме, при этом величина внешней силы на нее не влияет. Таким образом, жесткость упругого пневматического устройства, выполненного в виде цилиндра, в зависимости от условий работы, можно изменять путем регулирования величины избыточного давления в эластичном объеме.

3.3 Методика расчета деформации упругих элементов пневматических устройств при ударе

В процессе работы упругих пневматиков могут возникать деформации не только под действием статических сил, но и при ударных нагрузках, поэтому возникает задача расчета деформации упругого пневматика, возникающей при воздействии на него ударной силы.

Исходным положением определения деформации упругого пневматика при ударном на него воздействии является закон сохранения энергии [93].

Расчетная схема выбрана следующая: на тело конечной массы, находящееся на неподвижном упругом основании, с некоторой высоты падает груз, скорость которого до начала движения равна нулю ($v_0 = 0$), тогда при соударении скорость груза будет равна $v_1 = \sqrt{2gh}$, где h – высота, с которой падает груз; g – ускорение свободного падения. После соударения тело конечной массы, находящееся на неподвижном упругом основании и груз начнут перемещаться совместно с одинаковой скоростью, при этом упругое тело деформируется. Скорость совместного движения после удара определяется по теореме Карно, принимая, что тело, находящееся на упругом основании, и о которое ударяется груз, до соударения неподвижно, то есть его скорость равна нулю, тогда:

$$V = \frac{Mv_1}{M + m_0} = \frac{M\sqrt{2gh}}{M + m_0}, \quad (3.12)$$

где V – скорость совместного движения тел после удара; m_0 – масса тела, опирающегося на упругое основание; M – масса падающего груза.

Таким образом, при совместном движении груза и тела, произойдет деформация упругого основания, при этом максимальной величины деформация достигнет в случае абсолютно неупругого удара при остановке совместного движения тел, когда их скорость станет равна нулю.

Тогда, согласно теореме об изменении кинетической энергии, в данном случае имеем:

$$T - T_0 = \sum_k A_k, \quad (3.13)$$

где $T = 0$ – кинетическая энергия совместной массы тел во время остановки системы, когда деформация достигнет своего максимума; T_0 – кинетическая энергия совместной массы тел во время удара; $\sum_k A_k$ – сумма работ сил тяжести и силы упругости, затрачиваемых на деформацию упругого основания.

Учитывая выражение (3.13), величина кинетической энергии совместной массы тел во время удара будет равна:

$$T_0 = \frac{(M + m_0)V^2}{2} = \frac{M^2 gh}{(M + m_0)}. \quad (3.14)$$

Работа силы тяжести совместной массы тел:

$$A_T = (M + m_0)ge. \quad (3.15)$$

Работа силы упругости:

$$A = -\frac{Ce^2}{2}, \quad (3.16)$$

где C – жесткость упругого основания; e – деформация упругого основания; тогда после подстановки выражений (3.14), (3.15) и (3.16), уравнение (3.13) примет вид:

$$\frac{Ce^2}{2} - (M + m_0)ge = \frac{M^2gh}{M + m_0}. \quad (3.17)$$

Таким образом, после решения уравнения (3.17) относительно величины деформации упругого основания, получим соотношение:

$$e^2 - \frac{2g(M + m_0)}{C}e - \frac{2M^2gh}{C(M + m_0)} = 0. \quad (3.18)$$

Решение уравнения (3.18) для положительных значений величины деформации упругого основания имеет вид:

$$e_{\max} = \frac{(M + m_0)g}{C} + \sqrt{\frac{(M + m_0)^2 g^2}{C^2} + \frac{2M^2gh}{C(M + m_0)}}. \quad (3.19)$$

Так как в уравнении (3.19) имеются заведомо малые величины, то ими можно пренебречь, в результате чего расчет деформации упругого основания в случае абсолютно неупругого удара проводится следующим образом:

$$e_{\max} = M \sqrt{\frac{2gh}{C(M + m_0)}}, \quad (3.20)$$

а деформация упругого основания при абсолютно упругом ударе:

$$e_{\max} = M \sqrt{\frac{2gh}{Cm_0}}. \quad (3.21)$$

При ударе возникает импульсная сила, а так как импульс есть произведение массы тела на его скорость, то значение максимальной деформации упругого основания, которое до удара находится в состоянии покоя, будет равно при абсолютно неупругом ударе:

$$e_{\max} = \frac{S}{\sqrt{C(M + m_0)}}, \quad (3.22)$$

где S – значение импульса при ударе; а при абсолютно упругом ударе максимальной деформации упругого основания:

$$e_{\max} = \frac{S}{\sqrt{Cm_0}}. \quad (3.23)$$

Из анализа уравнений (3.22) и (3.23) следует, что, так как значение деформации упругого основания при абсолютно неупругом ударе обратно пропорционально величине массы падающего груза, то в этом случае деформация упругого основания будет меньше, чем при абсолютно упругом ударе.

Таким образом, зная значение величины импульса, воздействующего на упругое основание и задавая значение максимально допустимой величины его деформации исходя из конкретных условий работы исследуемого устройства, решая уравнение (3.23) относительно жесткости упругого основания, определяется величина жесткости, обеспечивающая работоспособное состояние конструкции.

3.4 Экспериментальное исследование деформации упругих пневматических элементов, выполненных в виде цилиндра

Для оценки адекватности выведенных теоретическим путем аналитических уравнений, описывающих деформационную способность цилиндрических упругих пневматических элементов при статической и

ударной нагрузке, были проведены эксперименты, которые проводились на исследовательской установке.

Исследовательская установка (рисунки 3.4, 3.5) состоит из станин 1, расположенных на фундаменте 12. Упругий элемент 7, выполненный в виде цилиндра длиной 80 мм, установлен между корпусом подшипника 3 и станиной, к которой крепятся крышки 2.

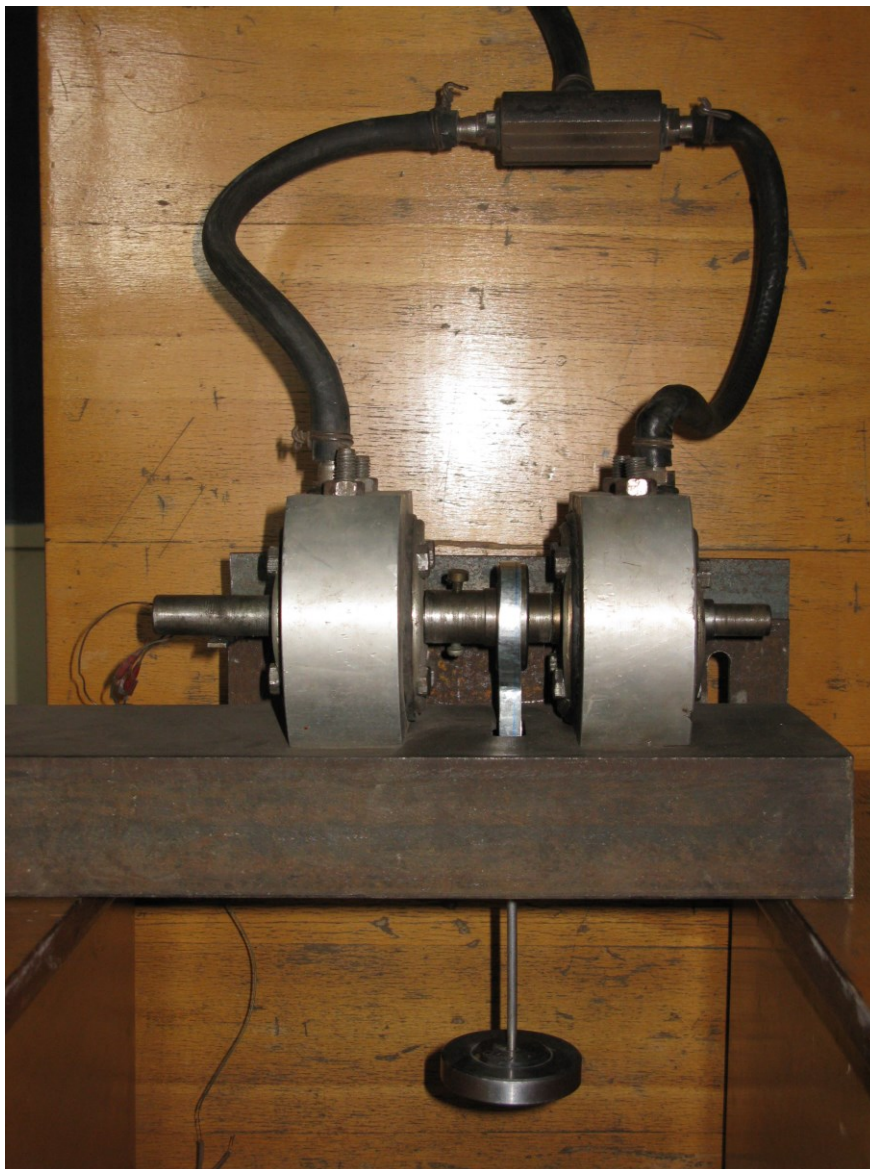


Рисунок 3.4 – Общий вид установки для исследования параметров упругих элементов

Для обеспечения подачи и регулировки избыточного давления p_0 в полостях эластичных цилиндров имеется система пневмоподачи 9, подсоединенная к полостям через сквозные отверстия 8, имеющиеся в станинах. Система пневмоподачи состоит из шлангов, газовых редукторов, оборудованных манометрами, цена деления у которых равна 0,01 МПа, а также обратных клапанов для сброса давления. Источником питания системы пневмоподачи является баллон высокого давления.

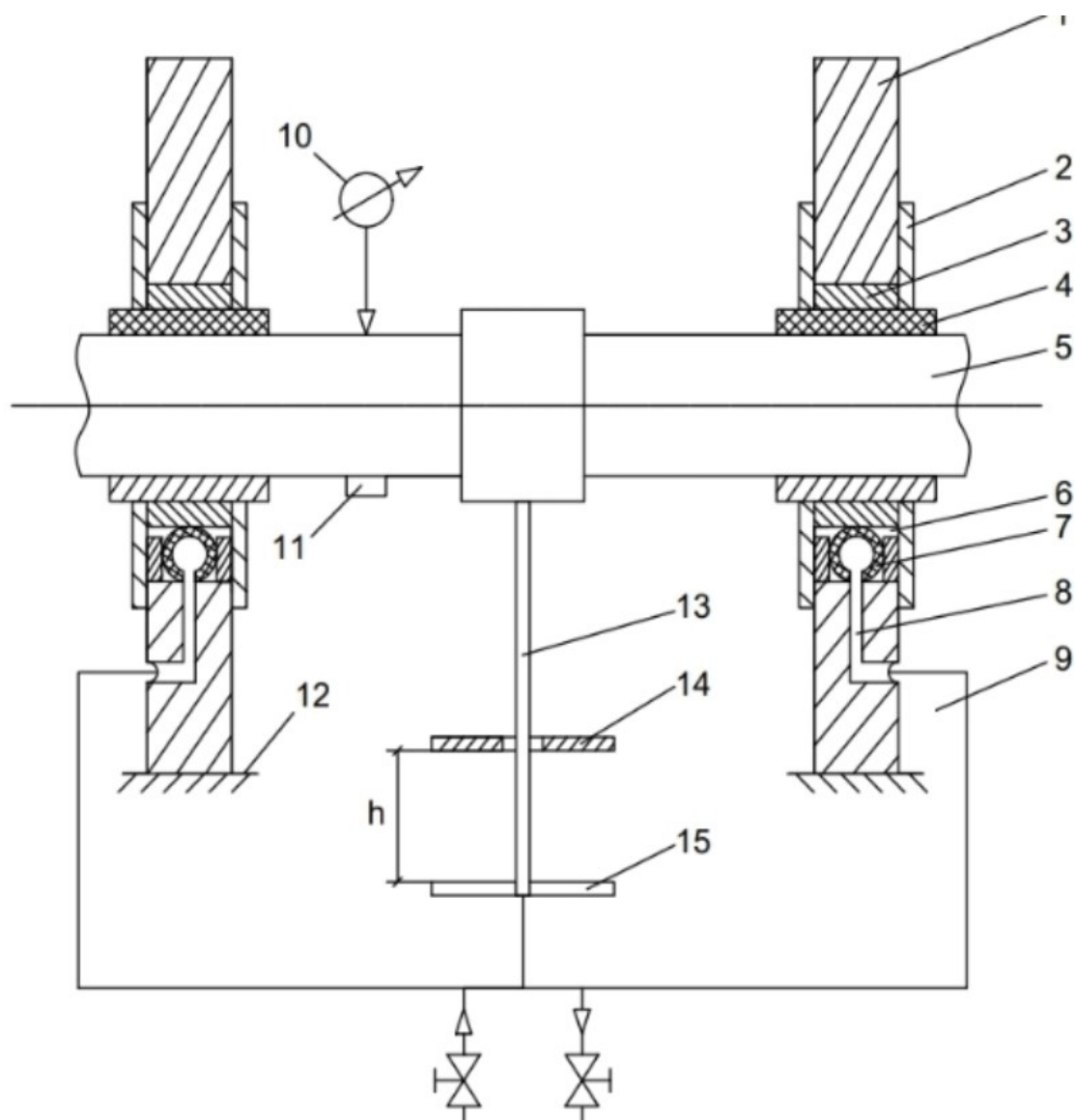


Рисунок 3.5 – Схема установки для исследования параметров упругих элементов

В корпусах подшипников скольжения расположены антифрикционные втулки 4, которые изготовлены разрезными, чтобы исключить образование зазора в подшипниковом узле. Вал 5 располагается в отверстиях втулок. На валу установлен подшипник качения, к которому присоединена штанга 13, в нижней части которой расположен ограничитель 15. Снизу в вал упирается упругая тензометрическая балка 11, на которой расположен тензометрический мост. Во время проведения экспериментов сигнал с моста попадает через усилитель УТ4-1 и модуль АЦП/ЦАП ZET-230 на ПК. Тарировка сигнала осуществлялась индикатором перемещений 10 часового типа с ценой деления 0,005 мм последовательным помещением грузов на ограничитель штанги 15.

Было проведено четыре серии экспериментов с различными конструкциями упругих элементов (цилиндр с неограниченной осевой деформацией и цилиндр с ограниченной осевой деформацией), а также при статическом и динамическом нагружении.

Первая серия экспериментов проводилась при статическом нагружении, при этом грузы 14 помещались на ограничитель 15, постепенно и дискретно увеличивая или уменьшая внешнюю силу воздействия на упругий пневматик посредством грузов, а перемещение вала регистрировалось показаниями числового индикатора. Следует учесть, что деформация вала при его жестком закреплении в подшипниках, то есть без использования упругих пневматиков, равна 0,004 мм, поэтому ею можно пренебречь.

Сначала исследовалась деформационная способность упругого пневматика, выполненного в виде цилиндра неограниченной осевой деформацией. Полученные экспериментальные результаты сравнивались с полученными теоретическими расчетами по формуле (3.3).

Из таблицы 3.1 видно, что максимальное расхождение между полученными результатами меньше 8%.

Следующим этапом было исследование деформационной способности упругого пневматика, выполненного в виде цилиндра ограниченной осевой деформацией, что обеспечивалось установкой ограничительных прокладок 6, выполняющих функцию ребер (рисунок 3.6).

Таблица 3.1 – Деформация упругого пневматика, выполненного в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией при статическом нагружении двухопорного вала

Внешняя сила P , Н	Деформация e , мм	Величина избыточного давления p_o , МПа				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
25	расчётная	0,49	0,33	0,245	0,2	0,165
	фактическая	0,45	0,3	0,22	0,19	0,16
50	расчётная	0,98	0,66	0,49	0,4	0,33
	фактическая	0,92	0,61	0,45	0,37	0,32
75	расчётная	1,5	1,0	0,75	0,6	0,5
	фактическая	1,39	0,92	0,68	0,52	0,46
105	расчётная	2,1	1,4	1,05	0,84	0,7
	фактическая	1,86	1,28	0,95	0,76	0,64

Полученные экспериментальные результаты сравнивались с полученными теоретическими расчетами по формуле (3.12).

Из таблицы 3.2 видно, что максимальное расхождение между полученными результатами меньше 7 %.

Таким образом, полученные результаты проведенных экспериментов при статическом нагружении упругих пневматиков, выполненных в виде цилиндра, показывают адекватность полученных теоретических зависимостей значений деформаций от величины внешней силы.

Таблица 3.2 – Деформация упругого пневматика, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией при статическом нагружении двухопорного вала

Внешняя сила Р, Н	Деформация е, мм	Величина избыточного давления p_o , МПа				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
25	расчётная	0,335	0,225	0,168	0,134	0,112
	фактическая	0,30	0,21	0,16	0,13	0,11
50	расчётная	0,67	0,45	0,335	0,268	0,223
	фактическая	0,63	0,42	0,31	0,25	0,21
75	расчётная	1,0	0,67	0,5	0,4	0,335
	фактическая	0,90	0,59	0,45	0,37	0,31
105	расчётная	1,41	0,94	0,705	0,564	0,47
	фактическая	1,33	0,87	0,65	0,52	0,4

В дальнейшем эксперименты проводились при динамическом приложении внешней силы для случая абсолютно неупругого удара с различными конструкциями упругих элементов. Условия проведения экспериментов следующие: груз 14 массой 1,24 кг падал с высоты 100 мм. Масса вала в сборе равна 1,4 кг. Деформация вала при его жестком закреплении в подшипниках в условиях абсолютно неупругого удара равна 0,02 мм, поэтому ей можно пренебречь.

Смещение вала при ударе регистрировалось тензометрическим мостом и передавалась на ПК. Тарировочный график приведен на рисунке 3.8.



Рисунок 3.6 – Тарировочный график определения деформации упругого элемента при динамическом приложении внешней силы

Полученные экспериментальные результаты деформации упругого пневматика сравнивались с полученными теоретическими расчетами по формуле (3.23), а жесткость рассчитывалась по выражениям (3.3 и 3.13).

Таблица 3.3 – Деформация упругого элемента в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией при динамической нагрузке двухопорного вала

	Величина избыточного давления p_o , МПа				
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Жесткость С, Н/мм	50	76	100	126	152
Деформация	е, мм				
расчётная	4,84	3,88	3,4	3,0	2,8
фактическая	4,46	3,56	3,12	2,77	2,62

Таблица 3.4 – Деформация упругого элемента в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией при динамической нагрузке двухопорного вала

	Величина избыточного давления p_o , МПа				
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Жесткость С, Н/мм	74	110	148	184	220
Деформация	е, мм				
расчётная	3,9	3,29	2,79	2,52	2,29
фактическая	3,59	3,03	2,58	2,40	2,21

Из таблиц 3.3 и 3.4 видно, что расхождение между экспериментальными значениями и результатами, полученными расчетным путем, меньше 8 %.

Выводы по главе 3

1. Разработан метод расчета деформации пневматических элементов типа упругого цилиндра с ограниченной осевой деформацией при статическом действии внешней силы. Установлено, что его деформация зависит от длины цилиндра и величины избыточного давления внутри полости.

2. На основании разработанного метода расчета деформации упругого цилиндрического пневматического элемента при статическом действии внешней силы, определены зависимости для расчета его жесткости. Выявлено, что при прочих равных условиях жёсткость устройства с ограниченной осевой деформацией больше, чем у устройства с неограниченной осевой деформацией.

3. Разработаны методы расчета максимальной деформации упругого цилиндрического пневматического элемента при ударном приложении внешней силы в условиях абсолютно упругого и абсолютно неупругого удара.

4. Экспериментальные исследования пневматических устройств типа упругого цилиндра с неограниченной осевой и ограниченной осевой деформацией при статическом и импульсном приложении внешней силы показали, что расхождение между экспериментальными результатами с полученными расчетом по теоретическим зависимостям меньше 8 %.

4. Проектирование упругих пневматических элементов в шарнирах кинематической цепи механизма качания щеки кривошипно-коромысловых щековых дробилок

С целью избежания возникновения импульсных сил во время перебега зазора в подшипниковых узлах кинематической цепи механизма качания щеки кривошипных-коромысловых щековых дробилок следует использовать различные мероприятия, например, в некоторых конструкциях дробилок устанавливают уравниватели, выполненные в виде контргрузов, размещенных на коленчатом валу. Однако, такое решение, направленное на уменьшение влияния импульсных сил на работу дробилки, приводит к тому, что во-первых, конструкция дробилки многократно усложняется, а, во-вторых наличие контргрузов не обеспечивает смыкание элементов кинематической цепи во время работы машины. Второе обстоятельство связано с тем, что ускорение звеньев в процессе работы изменяется при повороте кривошипного вала, а у контргруза – нет.

Также применяются в дробилках для замыкания кинематической цепи устройства с упругими пружинными элементами. Подобный механизм замыкания кинематической цепи имеет следующие недостатки. Во-первых, при работе дробилки подвижная щека совершает качательное движение, при этом пружина на каждом прямом ходе сжимается, а при обратном ходе – растягивается, то есть при каждом цикле расходуется энергия на растяжение пружины. Во-вторых, зазор в подшипниковых узлах кривошип-коренная опора и кривошип-шатун этим устройством не выбирается, то есть в них в процессе работы дробилки происходит перебег зазоров, приводящий к возникновению ударов и, соответственно, к возникновению дополнительных динамических сил.

Известна конструкция щековой дробилки, в которой шатун опирается на гибкий пластинчатый элемент (упругую балку), верхней частью жестко

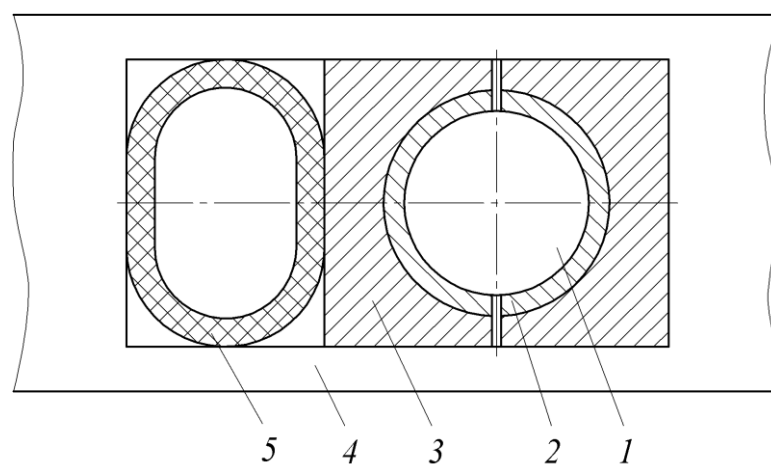
защемленный в теле шатуна, а нижним концом шарнирно опирается на ось, закрепленную в корпусе дробилки. Однако применять такую схему можно только при возвратно-поступательном движении исполнительного механизма, причем с увеличением хода значительно возрастают габариты дробилки из-за роста длины упругой балки, которая должна работать в условиях упругой деформации. Шарниры, обеспечивающие вращательное движение звеньев механизма, например, коренные опоры кривошипного вала и сочленения кривошипа с шатуном, заменить упругой балкой невозможно. Следовательно, использование упругой балки ограничено.

Для обеспечения нормального функционирования дробильной машины с точки зрения недопущения возникновения импульсных сил из-за перебега зазора в шарнирах рекомендуется использовать упругие пневматические элементы, выполненные в виде цилиндра, у которых высокая поглощающая способность и обеспечивающие постоянный контакт между звеньями кинематической цепи кривошипно-коромыслового механизма, способные выполнять условие недопущения перебега зазора в шарнирах кривошип-подшипник коренной опоры, кривошип-шатун и шатун-коромысло [96, 97].

4.1 Методика конструирования устройств для выборки зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки с упругими пневматическими элементами

Принципиальная схема устройства с упругим пневматическим элементом, встроенного в шарнир рычажной машины, представляет собой антифрикционную втулку, рассеченную по диаметральной плоскости на два полувкладыша. Один из полувкладышей жестко крепится к неподвижной части корпуса подшипника, также состоящего из двух не связанных между собой половин, а другой – к части корпуса подшипника, имеющего возможность перемещаться в станине (рисунок 4.1). Между

полувкладышами и половинкам корпуса подшипника имеется зазор, обеспечивающий возможность перемещения подвижной части корпуса подшипника. В полость между станиной и подвижной частью корпуса подшипника устанавливается упругий пневматический элемент, который постоянно поджимает подвижную часть корпуса подшипника с полувкладышем к валу. Часть корпуса подшипника, соединенная с полувкладышем, является полуопорой.



- 1 – вал; 2 – неподвижный полувкладыш;
3 – подвижная часть корпуса подшипника; 4 – станина; 5 – упругий
пневматический элемент

Рисунок 4.1 – Схема шарнира с упругим пневматическим элементом

С целью обеспечения нормального функционирования рычажной щековой дробилки, оснащенной упругими пневматическими элементами в шарнирах кинематической цепи, необходимо выполнение двух условий: первое – при работе дробилки силы, вызванные выполнением технологической операции, должны быть направлены в сторону жестко закрепленного полувкладыша; второе – в процессе всего цикла работы

кривошипно-коромыслового механизма качения щеки в шарнирах кинематической цепи не должно происходить перебега зазоров.

Первое условие вызвано тем обстоятельством, что если сила технологического сопротивления, возникающая в процессе работы дробилки, будет действовать на упругий элемент, то его деформация может превысить допустимую и нарушить работоспособное состояние машины. Для выполнения этого условия разработана запатентованная конструкция механизма выборки зазоров в сочленениях кинематических пар щековых дробилок с применением цилиндрических упругих элементов.

Второе условие вызвано тем, что удары в шарнирах кинематической цепи, вызывающие появление импульсных сил, могут происходить не только в мертвых положениях механизма, но и в промежуточных положениях.

С целью удовлетворения данного условия следует вычислить значения величины сил, которые в процессе работы машины воздействуют на упругий пневматический элемент, расположенный со стороны подвижного полувкладыша в каждом шарнире, после чего определить такую величину избыточного давления в полости упругого пневматического элемента, чтобы сила воздействия со стороны эластичного объема пневматического элемента на подвижный полувкладыш была больше или в крайнем случае равна максимально возможной внешней силе, действующей на подвижный полувкладыш, то есть выполняться соотношение:

$$P_{yэ} \geq P_{\max}, \quad (4.1)$$

где $P_{yэ}$ – сила воздействия со стороны эластичного объема пневматического элемента на подвижный полувкладыш; P_{\max} –

максимально возможная внешняя сила, действующая на подвижный полувкладыш в процессе работы машины.

Если эти силы равны между собой, то может произойти нарушение второго условия, поэтому в этом случае величина силы P_{y3} представляет собой критическое значение.

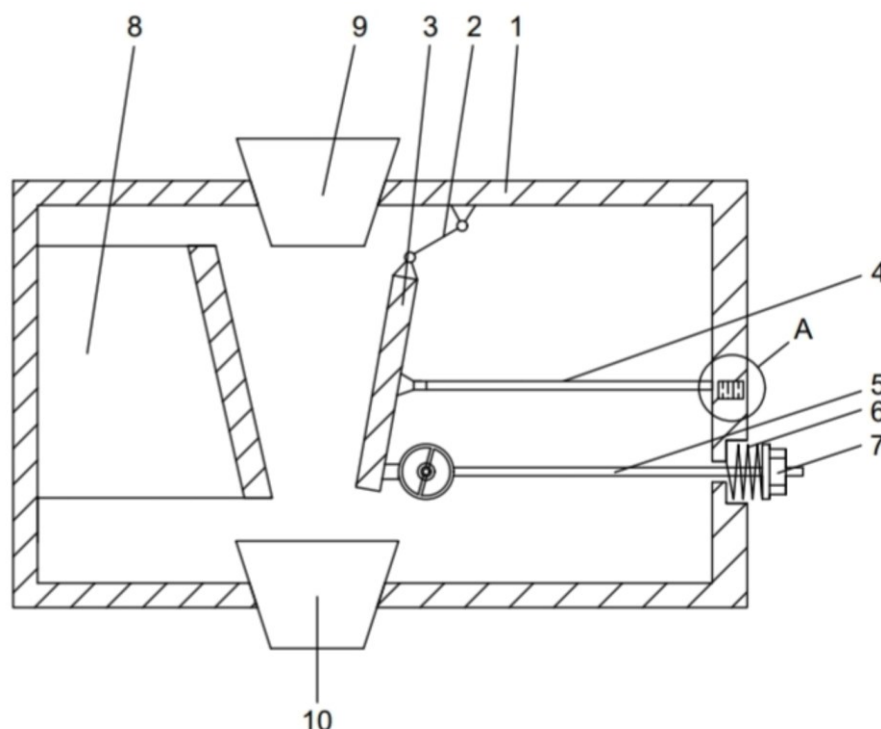
4.1.1 Конструкция шарниров кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки с устройствами для выборки зазоров

Конструкция устройства для выборки зазоров в кинематических парах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки с упругим пневматическим элементом, выполненным в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, рассмотрена на примере подшипникового узла шарнирного крепления распорной плиты к станине [90] (рисунки 4.2 и 4.3).

Дробилка состоит из станины 1, в которой крепится эксцентриковый кривошипный вал 2, шарнирно соединенный с шатуном 3, выполненным заодно с подвижной щекой. К шатуну 3 в нижней его части крепится распорная плита 4, другим концом шарнирно закрепленная в станине 1. Замыкающее устройство состоит из тяги 5 и пружины 6, натяжение которой регулируется гайкой 7. К станине 1 также крепится неподвижная щека 8. В верхней части корпуса 1 имеется загрузочное окно 9, а в нижней – разгрузочное окно 10.

Для выборки зазора в шарнире, соединяющем распорную плиту 4 со станиной 1, состоящем из неподвижной полуопоры 11, жестко закрепленной в станине 1, подвижной полуопоры 12 и цапфы 13, жестко соединенной с распорной плитой 4, установлено устройство, представляющий собой упругий пневматический цилиндр 14, изготовленный из эластичного материала, например, резины,

расположенный между подвижной полуопорой 12 и корпусом 1, и постоянно поджимающий подвижную полуопору 12 к цапфе 13.

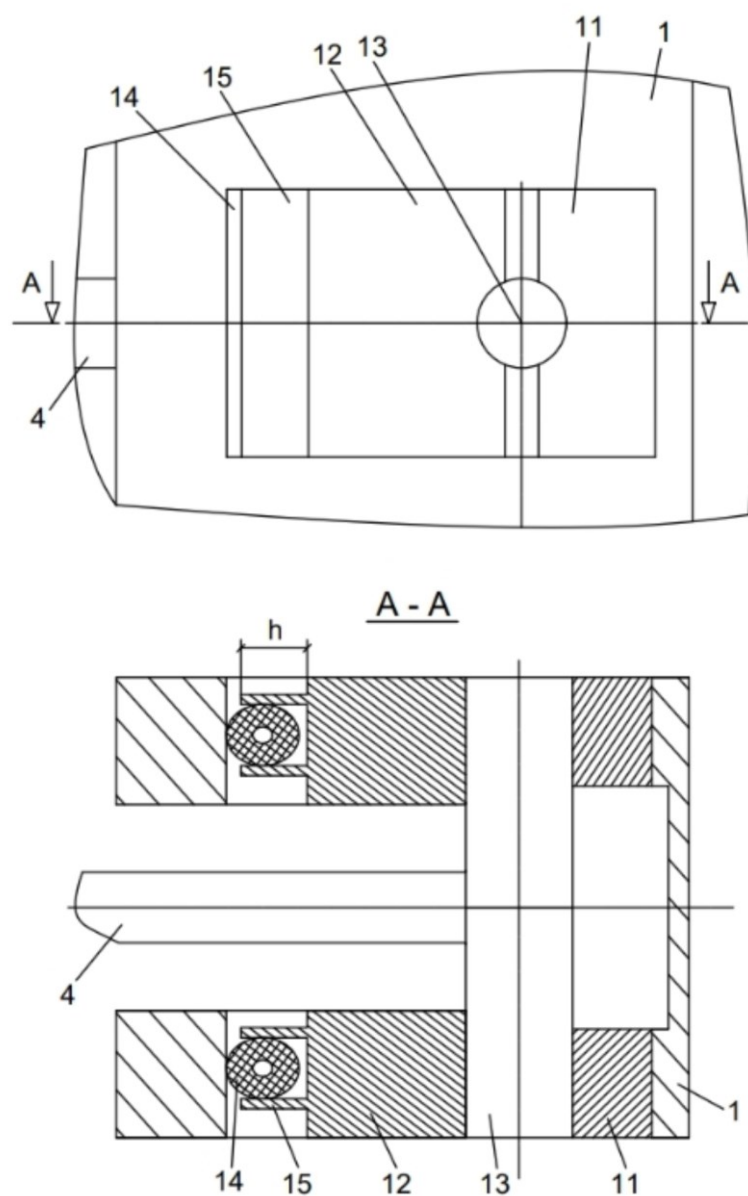


1 – станина; 2 – кривошип; 3 – шатун-подвижная щека; 4 – распорная плита; 5 – коромысло; 6 – замыкающая пружина; 7 – регулировочная гайка; 8 – неподвижная щека; 9 – загрузочное окно; 10 – разгрузочное окно

Рисунок 4.2 – Конструкция щековой дробильной машины с цилиндрическим упругим пневматическим элементом

Чтобы обеспечить условие недопущения действия силы технологического сопротивления, возникающей в процессе работы дробилки, на упругий пневматический элемент, полуопора, на которую действует технологическая сила, жестко крепится в корпусе.

Упругий пневматический элемент, который постоянно поджимает подвижную часть корпуса подшипника с полувкладышем к валу, выбирает зазор между цапфой и полувкладышем.



- 1 – станина; 4 – распорная плита; 11 – неподвижная полуопора;
 12 – подвижная полуопора; 13 – палец; 14 – упругий элемент;
 15 – ограничительное ребро

Рисунок 4.3 – Конструкция щековой дробильной машины с цилиндрическим упругим пневматическим элементом

На подвижной полуопоре 12 выполнены ограничительные ребра 15, расстояние между которыми равно диаметру образующей окружности цилиндра в недеформированном состоянии.

Дробилка работает следующим образом. При вращении эксцентрикового кривошипного вала 2 движение от него передается подвижной щеке 3. Зазор в сочленении распорная плита 4 со станиной 1, состоящем из полуопор 11 и 12, а также цапфы 13, постоянно выбирается за счет действия упругого элемента 14 на подвижную полуопору 12. Дробимый материал поступает через загрузочное окно 9 в камеру дробления, образованную подвижной и неподвижной щеками 3 и 8. Готовый продукт удаляется через разгрузочное окно 10.

Размер ограничительного ребра 15 характеризуется его высотой h . Его значения определяются следующим образом. Для предотвращения выпучивания пневматического цилиндра под действием внешней силы за пределы ограничивающего ребра необходимо выполнение условия, чтобы высота ребра h была больше половины диаметра цилиндра d .

Для обеспечения гарантированного контакта по плоскости между поверхностью корпуса 1 и пневматического цилиндра 14, высота ребра h должна быть меньше диаметра образующей окружности цилиндра.

Высоту ребра следует принимать максимально возможной, но максимальная высота ребра ограничивается условием предупреждения соприкосновения края ребра с поверхностью станины. Отсюда следует, что высота ребра не должна быть больше соотношения $\frac{2\pi \cdot R_{\text{ц}}}{4}$.

Аналогично конструкцию имеют устройства для выборки зазоров с упругим пневматическим элементом в кинематических парах других шарниров кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки.

4.1.2 Анализ распределения сил, действующих в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма

Импульсные силы в шарнирах с зазорами кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки, могут появиться в следующих случаях, определенных в главе 2:

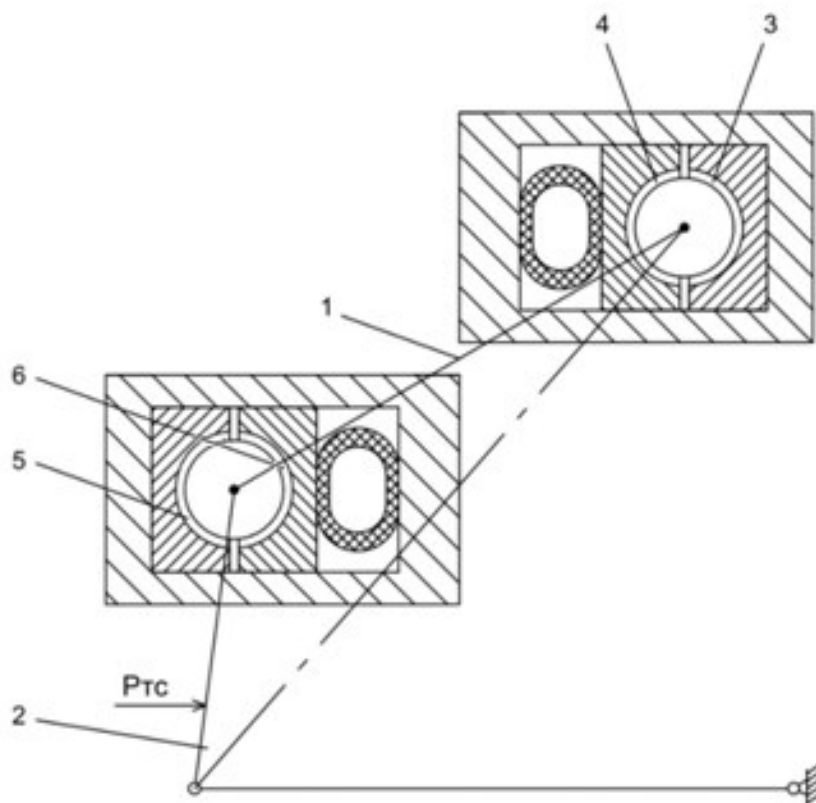
- 1) в шарнирах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун при переходе механизма через крайнее мертвое положение (когда продольная ось шатуна совпадает с продольной осью кривошипа);
- 2) в подшипнике кривошипного вала, когда угол между продольными осями кривошипом и шатуном прямой;
- 3) под действием на элементы кинематической цепи механизма сил инерции;
- 4) в шарнире шатун-коромысло под действием замыкающей пружины.

В процессе работы щековой дробильной машины упругие пневматические элементы, встроенные в шарниры, должны выбирать зазоры в них за время полного оборота цапфы, при этом в перечисленных выше случаях возникают импульсные силы. Для предотвращения появления этих сил в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма упругие пневматические элементы, воздействуя на подвижные полуопоры, должны развивать силу, по величине превосходящую импульсную силу. С целью определения величины силы, действующей со стороны упругого пневматического элемента на подвижные полуопоры для выполнения условия (4.1), следует рассчитать величину внешних сил, действующих на упругий элемент со стороны цапфы или пальца во всех шарнирах.

В главе 2 показано, что импульсная сила в шарнире шатун-коромысло в результате перебега зазора возникает только в том случае, если между продольными осями шатуна и коромысла в процессе работы механизма возникает прямой угол. В этом случае зазор выбирается за счет действия силы замыкающей пружины, то есть для предотвращения

появления в результате перебега зазора в шарнире шатун-коромысло ударных нагрузок следует выполнить условие, что бы между продольными осями шатуна и коромысла в процессе работы механизма не возникало прямого угла.

Таким образом, при выполнении условия недопущения перебега зазора в шарнире шатун-коромысло, упругие пневматические устройства устанавливаются только в шарнирах кривошип-коренная опора и кривошип-шатун, и расчёт ведётся только для них (рисунок 4.4).



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – неподвижная полуопора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры; 4 – подвижная полуопора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры; 5 – неподвижная полуопора в шарнире кривошип-шатун; 6 – подвижная полуопора в шарнире кривошип-шатун

Рисунок 4.4 – Схема кривошипно-коромыслового механизма с устройствами выборки зазоров в сочленениях кинематических пар

Так как кривошипный вал в процессе работы кривошипно-коромыслового механизма вращается с постоянной скоростью, то сила инерции в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры отсутствует, поэтому в нем перебег зазора происходит в тех случаях, когда механизм проходит через мертвое положение, то есть продольная ось шатуна совпадает с продольной осью кривошипа, а также в положении, когда угол между продольными осями кривошипом и шатуном прямой.

В первом случае при прямом, рабочем, ходе щеки кривошип за счёт действия силы технологического сопротивления $P_{тс}$ контактирует с неподвижной полуопорой, закреплённой в корпусе, а на подвижную полуопору – при изменении направления движения механизма. При этом на упругий элемент действует сила, равная по величине силе, с которой шатун действует на кривошип [4], тогда:

$$P_{\kappa} = R_{\kappa} = P_{ку1} / 2 = m_{ш} r \omega^2 (1 + \lambda / 2) / 2. \quad (4.2)$$

Второй случай. Реактивная сила, направленная вдоль продольной оси кривошипа, действует на подвижную полуопору при обратном, холостом, ходе шатуна, при этом угол поворота кривошипа α , когда угол между продольными осями кривошипом и шатуном прямой, из выражения (2.4):

$$\theta = \alpha - \arctg \lambda = \frac{\pi}{2}, \quad (4.3)$$

равен:

$$\alpha = \arctg \frac{1}{\lambda}. \quad (4.4)$$

При угле $\alpha = 0$, величина силы, направленной вдоль продольной оси кривошипа, равна нулю.

Когда угол между продольными осями кривошипа и шатуна составляет 90^0 , сила, действующая со стороны подвижной полуопоры на упругий элемент, определяется выражением:

$$R_k^n = R_k \cos\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \lambda\right). \quad (4.5)$$

Из анализа уравнений (4.2) и (4.5) следует, что величина силы, действующей на упругий элемент, направление которой совпадает с положением звеньев при переходе механизма через мертвое положение, то есть продольная ось шатуна совпадает с продольной осью кривошипа, при соблюдении условия $\lambda \leq 0,5$, всегда больше, чем величина силы, возникающие в случае, когда угол между продольными осями кривошипа и шатуна составляет 90° .

Поэтому, расчет значения избыточного давления, необходимого для выполнения условия, когда не происходит перебега зазора в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры, создаваемого в полости упругого элемента, следует вести по уравнению (4.2).

В шарнире кривошип-шатун перебеги зазора происходят в тех случаях, когда механизм проходит через мертвое положение, то есть продольная ось шатуна совпадает с продольной осью кривошипа, а также под действием на элементы кинематической цепи механизма сил инерции

В первом случае при рабочем ходе щеки кривошипа упирается в неподвижную полуопору, закреплённую в узле шарнира кривошип-шатун (рисунок 4.4). При переходе механизма через мертвое положение реактивная сила, направленная вдоль продольной оси шатуна, действует на подвижную полуопору, величина этой силы определяется следующим образом [94]:

$$P_{ки1} = m_u r \omega^2 \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right), \quad (4.6)$$

где $\lambda = \frac{r}{\ell}$.

В третьем случае, когда шатун кривошипно-коромыслового механизма начинает совершать холостой ход с ускорением, сила инерции действует на подвижную полуопору, при этом величина этой силы:

$$P_{ки2} = m_{ш} \frac{\ell_2}{\ell} a_{шк}, \quad (4.7)$$

где ℓ_2 – расстояние от центра тяжести шатуна до центра шарнира кривошип-шатун; $a_{шк} = a_k = r\omega^2$ – ускорение шатуна.

Из совместного анализа уравнений (4.6) и (4.7) следует, что шарнире кривошип-шатун максимальное значение силы, которая действует на подвижную полуопору, будет иметь в том случае, когда движение щеки меняет направление. Следовательно, для определения величины избыточного давления внутри упругого элемента, установленного в шарнире кривошип-шатун по условию (4.1), используется величина силы P_{max} , вычисленной по уравнению (4.6).

Анализ полученных соотношений показал, что для выполнения условия (4.1), при котором не будет происходить раскрытия контактирующих поверхностей в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма привода качания подвижной щеки за полный оборот кривошипного вала, за расчетное значение силы, которая приложена к подвижным полуопорам, взаимодействующим с упругими пневматиками, следует брать силы, возникающие при изменении направления движения подвижной щеки, так они во всех шарнирах больше сил инерции, которые возникают при ускоренном движении элементов механизма.

Таким образом, расчет значения избыточного давления, необходимого для выполнения условия, когда не происходит перебега зазора в шарнире кривошип-шатун, создаваемого в полости упругого элемента, следует вести по уравнениям (4.2) и (4.6).

4.1.3 Определение величины избыточного давления в полости упругого цилиндрического пневматического элемента

Для того, чтобы в процессе работы кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки было соблюдено условие предотвращения перебега зазоров в шарнирах, следует на стадии проектирования упругого цилиндрического пневматического элемента определять необходимую величину избыточного давления в его полости.

Расчет величины избыточного давления в полости упругого цилиндрического пневматического элемента с ограниченной осевой деформацией ведется по соотношению (3.10) на основании уравнений (4.1), (4.2) и (4.6).

Расчёт проводится для щековой дробилки ЩДС – II – 6х9 при работе с частотой ходов щеки в минуту, равным 290. Характеристики этой дробилки следующие: масса кривошипного вала $m_1 = 220$ кг; масса шатуна (щеки) $m_2 = 450$ кг; эксцентриситет кривошипа $r = 0,014$ м; длина шатуна $\ell = 1431$ м. Тогда, максимальная сила, действующая на упругий элемент в сочленении шатун-кривошип $P_{кш1} = 0,78$ кН. Наружный диаметр антифрикционного вкладыша подшипника скольжения шарнира шатун-кривошип составляет 300 мм. Тогда выполнение условия (4.1), при котором не будет происходить раскрытия контактирующих поверхностей за полный оборот кривошипного вала в процессе работы дробилки, выполнится в том случае, если давление в полости упругого цилиндрического пневматического элемента, установленного в шарнире шатун-кривошип p_{01} , будет больше либо равно 0,54 МПа. Наружный диаметр антифрикционного вкладыша подшипника скольжения шарнира кривошип-подшипник коренной опоры составляет 200 мм. Тогда, при выполнении подобного расчета, в результате которого определяется максимальная сила, действующая на упругий элемент $P_k = 0,39$ кН, давление в полости упругого цилиндрического пневматического элемента,

установленного в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры p_{02} , должно быть больше либо равно 0,27 МПа.

С целью обеспечения устойчивой работы устройств выборки зазоров в шарнирах, сила воздействия упругого элемента на подвижную полуопору должна быть больше расчетной на 20 – 40 % [26]. Для выполнения этого условия давление в полости упругого цилиндрического пневматического элемента, установленного в шарнире кривошип-шатун должно быть $p_{01} = 0,70$ МПа, при этом подвижная полуопора прижимается к цапфе с силой $P_{y\dot{z}1} = 0,92$ кН, соответственно, в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры – $p_{02} = 0,38$ МПа и $P_{y\dot{z}2} = 0,49$ кН.

Допустимая величина силы, воздействующая на подвижную полуопору со стороны упругого цилиндрического пневматического элемента, зависит от выполнения условия нормального тепловыделения в подшипнике скольжения. Этот параметр определяется соотношением $[pv]$, где p – удельная сила, приходящаяся на единицу площади; v – относительная скорость перемещения контактных поверхностей. Рекомендуемое значение $[pv]$ для быстроходных машин должно быть меньше 5 кНм/мм²с [95].

Так как частота вращения кривошипного вала щековой дробилки ИДС – II – 6х9 составляет 290 об/ми, тогда для шарнира кривошип-шатун параметр $pv = 0,89$ кНм/мм²с, а для шарнира кривошип-подшипник коренной опоры – $pv = 0,72$ кНм/мм²с. Сравнение допустимого и расчетных значений pv показывает, что показатели pv , определенные для шарниров кривошипно-коромыслового механизма привода качания подвижной щеки щековой дробилки, удовлетворяют условиям нормального тепловыделения.

4.2 Экспериментальное исследование влияния упругих пневматиков, установленных в шарнирах кинематической цепи, на работу щековой дробильной машины

Для проверки адекватности выведенных теоретическим анализом распределение сил в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма, а также выявления влияния зазоров в сочленениях механизма и частоты вращения кривошипного вала на динамические нагрузки и вибрации, возникающие в процессе выполнения технологической операции (дробления материала) была проведена серия экспериментов на опытно-экспериментальной установке, выполненной в виде щековой дробилки с верхним приводом качания подвижной щеки кривошипно-коромысловым механизмом [96] (рисунок 2.8).

При проведении экспериментов в шарниры кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки устанавливались упругие пневматические элементы, выполненные в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, либо только в подшипниковом узле кривошип-подшипник коренной опоры или кривошип-шатун, либо в оба. Упругие пневматические элементы, выполненные в виде цилиндра с неограниченной осевой деформацией, не использовались, так как их эксплуатационные характеристики – деформационная способность и жесткость ниже, чем у упругих пневматических элементов, выполненные в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией. Неподвижная полуопора устанавливалась так, что бы при работе дробилки приложенная к ней сила воспринималась только ей и не передавалась на подвижную полуопору. В подшипниковых узлах, в которых не использовались устройства выборки зазоров, применялись втулки, внутренний диаметр которых был больше диаметра вала на 0,25 мм.

В процессе экспериментальных исследований, при частоте вращения кривошипного вала $n = 160$ об/мин, записывались значения ускорений

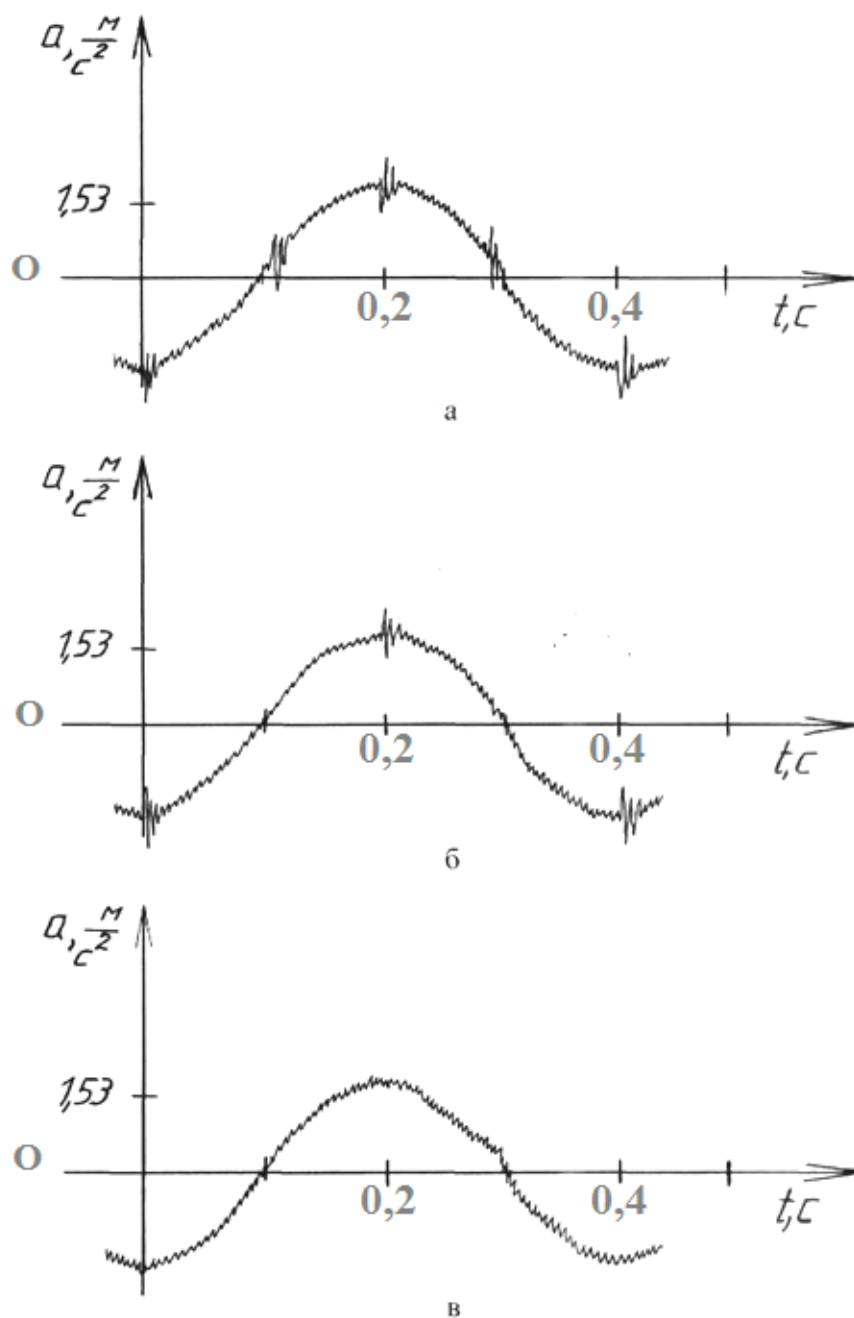
шатунa и вибрация станины щековой дробилки датчиками, установленными на опытно-экспериментальной установке по схеме, изображенной на рисунке 2.10.

Из рассмотрения осциллограммы ускорений шатуна следует, что если выбрать зазор только в шарнире шатун-кривошип, то количество (четыре) и положение пиков ускорений соответствует углам поворота кривошипа, при которых происходит пересопряжении контактных поверхностей этой кинематической пары (рисунок 4.5 а), однако величина пиков ускорений меньше, чем в механизме с зазорами (ср. рисунок 2.11). При выбранных зазорах в шарнире кривошип-подшипник коренной опоры пики ускорений возникают при изменении направлении движения шатуна, величина которых примерно равна величине пиков ускорений при выбранном зазоре в шарнире шатун-кривошип (рисунок 4.5 б).

При установке устройств выборки зазоров в подшипниковых узлах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун, то пики ускорений на осциллограмме отсутствуют (рисунок 4.5 в).

Для определения величины и характера ускорений станины к ней крепились датчики ускорений на вертикальной стойке (для замера ускорений в горизонтальном направлении) и на горизонтальной (для замера ускорений в вертикальном направлении) [97].

Во время проведения экспериментов сигнал с датчиков ускорений подавался через усилитель УТ4-1 и модуль АЦП/ЦАП ZET-230 на ПК.



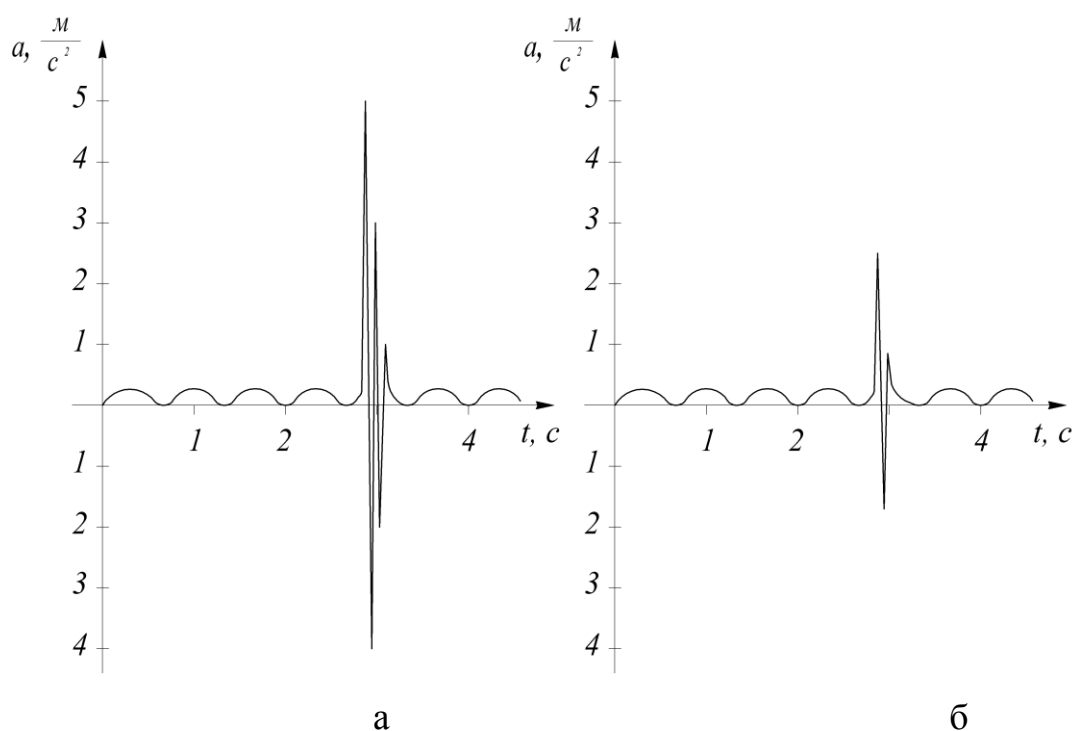
а – выбран зазор только в шарнире шатун-кривошип; б – имеется зазор только в шарнире шатун-кривошип; в – все зазоры выбраны

Рисунок 4.5 – Изменение величины ускорений при движении шатуна кривошипно-коромыслового механизма

Из анализа осциллограмм видно, что если в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма зазоров не выбирают, то в горизонтальной

направлении величина ускорений станины достигает значений на первом пике более 5 м/с^2 (рисунок 4.6 а), в тоже время как в вертикальном направлении менее 2 м/с^2 (рисунок 4.7 а).

При установке упругих цилиндрических пневматических элементов в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма величина ускорений станины как в горизонтальном направлении, так и в вертикальном, уменьшаются, соответственно, до значений $2,2 \text{ м/с}^2$ (рисунок 4.6 б) и $1,7 \text{ м/с}^2$ (рисунок 4.7 б).



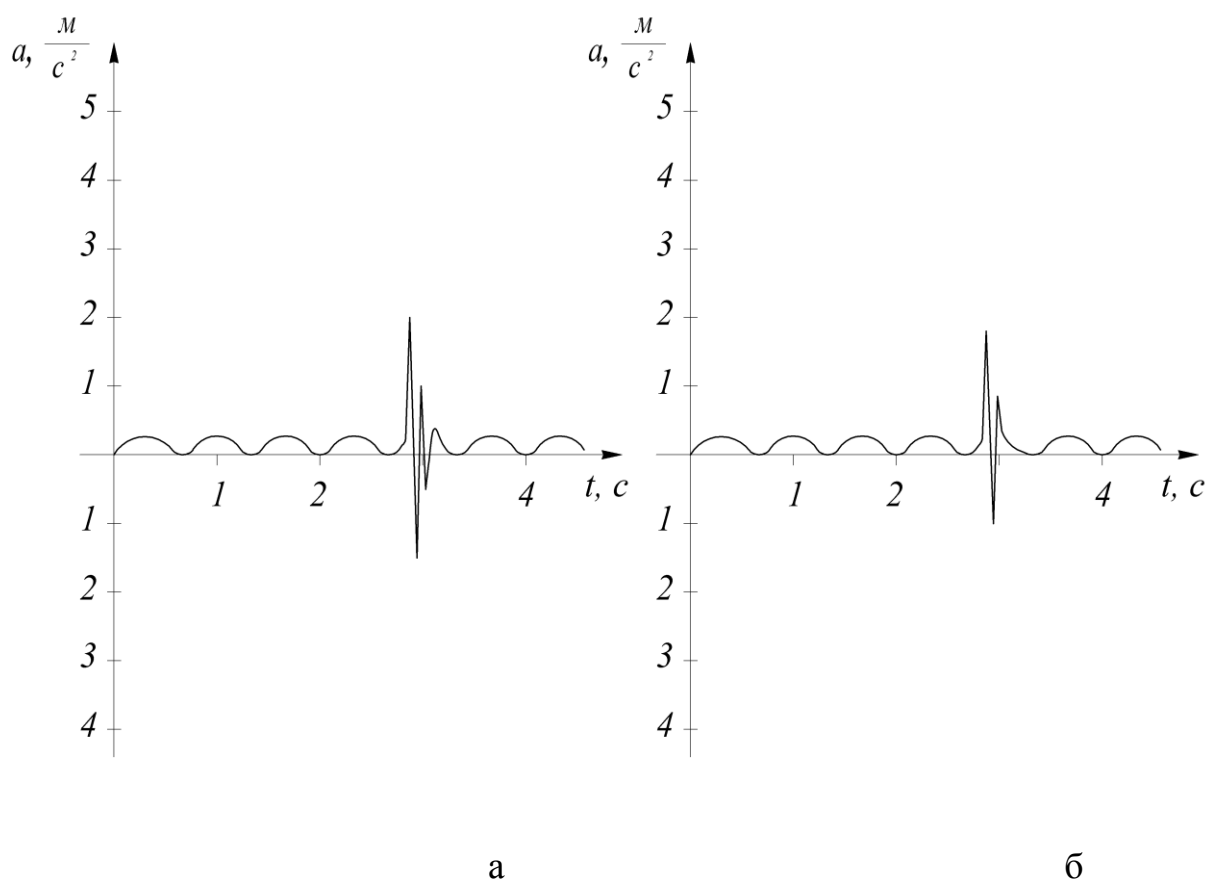
а – имеются зазоры в шарнирах;

б – при установке устройств выборки зазоров в подшипниковых узлах

Рисунок 4.6 – Изменение величины и характера ускорений станины в горизонтальном направлении

Также из анализа характера осциллограмм видно, что затухание колебаний ускорений станины, если имеются зазоры в шарнирах

кривошипно-коромыслового механизма, длится более пяти периодов, а если в шарнирах установлены упругие пневматические элементы, то затухание колебаний ускорений станины длится не более двух периодов. Отсюда следует, что пневматические устройства обладают большой демпфирующей способностью.



- а – имеются зазоры в шарнирах;
 б – при установке устройств выборки зазоров в подшипниковых узлах

Рисунок 4.7 – Изменение величины и характера ускорений станины в вертикальном направлении

При замере величины вибраций станины из результатов экспериментов, способ замера которой описан в разделе 2.2, следует, что при вращении кривошипного вала с частотой вращения 160 об/мин,

вибрация станины дробилки, если зазоры в кинематических парах не выбираются, составляет более 140 мкм.

При установке упругого цилиндрического пневматического элемента в одном из шарниров кривошипно-коромыслового механизма вибрация станины уменьшается до 105-115 мкм. Если упругие цилиндрические пневматические элементы установлены в обоих шарнирах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун вибрация станины уменьшается до 60-70 мкм.

Очевидно, что чем меньше уровень ускорений, возникающих при работе щековой дробилки, тем меньше уровень вибрации машины.

В том случае, когда значение избыточного давления внутри эластичного объема окажется не достаточным для выполнения условия (4.1), что может произойти из-за непредвиденных обстоятельств, и внешняя сила, действующая на эластичный объем, будет больше силы, действующей со стороны упругого цилиндрического пневматического элемента на поверхность подвижной полуопоры, вибрации гасятся за несколько периодов колебаний.

Из обобщения вышеизложенного материала об экспериментальных исследований следует вывод о том, что за один оборот кривошипного вала кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки при наличии зазоров в шарнирах, в них возникают импульсные силы в четырех положениях кривошипа, величина которых зависит от скорости вращения кривошипного вала. При установке устройств выборки зазоров в подшипниковых узлах кривошип-подшипник коренной опоры и кривошип-шатун, то пики ускорений, обуславливающих возникновение импульсных сил, практически отсутствуют. Такая же закономерность выявлена при замере уровня вибраций, амплитуда которых уменьшается при установке устройств выборки зазоров в подшипниковых узлах кривошипно-коромыслового механизма качания подвижной щеки.

4.3 Определения характеристик смазочного материала для подшипниковых узлов, оснащенных упругими пневматическими элементами

Для нормального функционирования подшипниковых узлов, оснащенных устройствами для выборки зазоров с упругими пневматическими элементами, необходимо обеспечивать наличие смазочного слоя между подвижными относительно друг друга поверхностями.

Исходным для разработки метода определения характеристик смазочного материала подшипников скольжения, оснащенных устройствами для выборки зазоров, является уравнение Рейнольдса [98]:

$$\frac{1}{6} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = (v_0 - v_1) \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial (v_0 + v_1)}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (4.8)$$

где x, z – координатные оси в слое смазки; p – давление внутри масляного слоя; η – динамическая вязкость смазочного материала; v – относительная скорость скольжения контактирующих поверхностей; h – толщина масляного слоя.

Анализ уравнения (4.8) показывает, что образование смазочного слоя между контактирующими подвижными поверхностями обусловлено следующими факторами, определяющими величину грузоподъемности слоя смазки: возможность образования масляного клина; условия работы смазочного слоя, а также значением динамической вязкости смазочного материала.

Если двумя последними факторами образования гидродинамического эффекта пренебречь, то тогда уравнение Рейнольдса будет одномерным [99]:

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h - h'}{h^3}, \quad (4.9)$$

где h' - толщина пленки при $dp/dx = 0$.

Для того, чтобы масляный слой существовал без разрыва, должно выполняться условие:

$$p \leq \frac{2\eta v}{h}, \quad (4.10)$$

которое определяется решением уравнения (4.9) с соблюдением условия Зоммерфельда, выраженном для $p(x)$ при предельном значении $p = 0$, если $x \geq 0$ [100].

Безызносное трение возможно только при выполнении условия, что во время движения поверхностей относительно друг друга, они разделены слоем смазочного материала.

Если это условие не соблюдается, то возникает режим внешнего трения, при котором на контактирующих поверхностях происходят различные трибологические процессы, ведущие к износу поверхностей, сопровождаемому изменением их геометрической формы.

Для предупреждения процесса износа и повреждения сопрягаемых поверхностей необходимо обеспечить такие условия, чтобы между ними постоянно существовал слой смазочного материала [101].

При нанесении на контактирующие, подвижные относительно одна другой, поверхности смазочного материала, на них под воздействием адсорбции возникает слой, свойства которого зависят как от качества контактирующих поверхностей, так и характеристик смазочного материала. Таким образом, условие постоянного существования граничного слоя смазки между контактирующими поверхностями, которое удовлетворяет требованию безызносной работы подвижного сопряжения, зависит, в первую очередь, от динамической вязкости смазочного материала [102].

Допустимая величина толщины смазочного слоя h_0 между контактирующими поверхностями должно быть больше либо равно удвоенной высоты гребней шероховатости контактирующих поверхностей и учитывая, что величина давления на слой смазки есть отношение внешней силы, действующей на антифрикционную втулку, к площади ее внутренней поверхности [103], то из уравнения (4.10) следует, что динамическая вязкость смазочного материала, удовлетворяющая условию постоянного существования слоя смазки между контактирующими поверхностями, определяется соотношением:

$$\eta = \frac{[h_0]P}{2\pi rLv}, \quad (4.11)$$

где P – величина внешней силы; L – длина антифрикционной втулки; r – радиус вала.

Полученная зависимость (4.11) используется для определения годности заданного смазочного материала с точки зрения удовлетворения условия постоянного существования слоя смазки между контактирующими поверхностями при требуемых для нормальной работы машины внешних условиях эксплуатации подшипников скольжения, оснащенных устройствами для выборки зазоров, то есть относительной скорости перемещения контактирующих поверхностей между собой и величина внешней силы.

4.4 Апробация результатов диссертационной работы

Проведена промышленная апробация конструкции щековой дробильной машины, оснащенной механизмами выборки зазоров с упругими пневматическими устройствами в подшипниковых узлах скольжения, использование которых позволяет уменьшить действие дополнительных динамических сил, инициированных пересопряжением контактных поверхностей в сочленениях кинематических пар с зазором, при работе кривошипно-коромыслового механизма рычажной щековой дробилки. Промышленное апробирование показало, что при использовании механизмов выборки зазоров в сочленениях кинематических пар щековой дробилки долговечность вкладышей подшипников увеличилась более чем в 2 раза, значительно уменьшились шум и вибрации при работе, а КПД машины не изменился (Приложение 2).

Разработанная методика проектирования механизмов выборки зазоров с упругими пневматическими устройствами в подшипниковых узлах скольжения использована при конструировании экспериментальной дробилки и рекомендуется для конструкторско-технологических расчетов в целях повышения эффективности работы существующих и создания новых дробильных машин.

Созданная опытно-экспериментальная дробильная машина используется в практике проведения научных исследований Сибирского государственного индустриального университета в области повышения эффективности дробильных в комплексов металлургических и горно-рудных предприятий.

Выводы по главе 4

1. Определены условия, выполнение которых обеспечивает устойчивую работу кривошипно-коромыслового механизма качания щеки щековой дробильной машины при использовании устройств для выборки зазоров в шарнирах механизма упругих пневматических элементов.

2. Анализ сил, действующих в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма, позволил определить для каждого сопряжения, в каких случаях необходимо задавать требуемую величину избыточного давления в полости упругих пневматических элементов.

3. Определено, что при использовании устройств выборки зазоров в шарнирах кривошипно-коромыслового механизма с упругими цилиндрическими пневматическими элементами во время работы щековых дробилок с кривошипно-коромысловым механизмом качания щеки не возникают импульсные силы и уменьшается уровень вибрации.

4. Разработан метод определения характеристик смазочного материала для подшипников скольжения, оснащенных устройствами для выборки зазоров, обеспечивающие условие постоянного существования слоя смазки между контактирующими поверхностями, которое удовлетворяет требованию без износной работы подвижного сопряжения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что ударные нагрузки, возникающие в процессе работы технологических машин, оказывают значительное влияние на срок службы элементов механизмов. Так замена вкладышей подшипников скольжения щековых дробилок производится каждые шесть месяцев, а также зафиксированы случаи их разрушения, поэтому требуется разработка методов предотвращения появления дополнительных динамических сил в подшипниковых узлах для продления их ресурса.

2. Для определения условий появления явлений соударений элементов шарниров кривошипно-коромыслового механизма при работе рычажной щековой дробильной машины, являющихся причиной возникновения импульсных сил разработаны математические зависимости, описывающие условия перебега зазоров в шарнирах, при анализе которых было выявлено, что соударения контактных поверхностей происходят как в мертвых положениях механизма, так и в том случае, когда продольные оси шатуна и кривошипа находятся под прямым углом друг к другу.

3. Разработаны методы расчёта деформационной способности и жесткости упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра, при действии статической и динамической силы. Установлено, что деформация упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра, зависит не только от его геометрического параметра – длины, но и наличия ограничительных ребер.

4. Результаты исследования представляют собой комплекс мероприятий, которые позволяют конструировать рычажные щековые дробилки с кривошипно-коромысловым механизмом качания подвижной щеки с учетом возможности применения в шарнирах устройств выборки зазоров, выполненных в виде упругих пневматических цилиндрических элементов, которые исключают возможность появления импульсных сил из-за перебега зазоров в шарнирах кинематической цепи при работе

кривошипно-коромыслового механизма качания щеки, что увеличивает надежность машин.

5. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, а также конструктивные решения, обеспечивающие повышение надежности рычажных щековых дробильных машин с кривошипно-коромыслового механизма качания щеки, исключающих возможность появления импульсных сил, возникающих при перебегах зазоров в шарнирах, внедрены на промышленном предприятии ООО «Угольные технологии Сибири» с годовым экономическим эффектом 328 тысяч рублей в год.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кожевников, С. Н. Динамика машин с упругими связями / Кожевников С. Н. ; Академия наук УССР. Институт черной металлургии. – Киев : Изд-во АН УССР, 1961. – 160 с.
2. Бидерман, В. Л. Теория механических колебаний : учебник для вузов по специальности "Динамика и прочность машин" / В. Л. Бидерман. – Москва : Высшая школа, 1980. – 408 с.
3. Троицкий, В. А. Оптимальные процессы колебаний механических систем / В. А. Троицкий. – Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1976. – 248 с.
4. Фролов, В. К. Теория механизмов и машин : учебник для втузов / под ред. В. К. Фролова. – Москва : Высшая школа, 1987. – 496 с.
5. Фурунжиев, Р. И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск : Высшейшая школа, 1971. – 318 с.
6. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – Москва : Высшая школа, 1966. – 254 с.
7. Казак, С. А. Оценка упрощения сложной динамической системы / С. А. Казак // Теория машин металлургического и горного оборудования : межвузовский сборник научных трудов / Уральский политехнический институт им. С. М. Кирова. – Свердловск, 1988. – С. 92–94.
8. Серeda, В. Г. Динамические ошибки реального кривошипно-шатунного механизма / В. Г. Серeda // Труды Института машиноведения. Семинар по точности в машиностроении и приборостроении. – Москва, 1957. – Вып.10. – С. 67–78.
9. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – Москва : Наука, 1968. – 560 с.
10. Гавриленко, В. А. Теория механизмов / В. А. Гавриленко. – Москва : Высшая школа, 1973. – 511 с.

11. Левитский, Н. И. Колебания в механизмах / Н. И. Левитский. – Москва : Наука, 1988. – 336 с.
12. Халфман, Р. Динамика / Р. Халфман ; пер. с англ. В. А. Космодемьянского. – Москва : Наука, 1972. – 568 с.
13. Андронов, А. А. Теория колебаний / А. А. Андронов, А. А. Витт, С. Э. Хайкин. – Москва : Наука, 1981. – 568 с.
14. Тимошенко, С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – Москва : Наука, 1979. – 560 с.
15. Крылов, Н. М. Введение в нелинейную механику. Приближенные и асимптотические методы нелинейной механики / Н. М. Крылов, Н. Н. Боголюбов. – Киев : Изд. АН УССР, 1937. – 363 с.
16. Митропольский, Ю. А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний / Ю. А. Митропольский. – Москва : Наука, 1964. – 432 с.
17. Боголюбов, Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. – Москва : Наука, 1974. – 503 с.
18. Моисеев, Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики : учебное пособие для университетов / Н. Н. Моисеев. – 2-е изд., перераб. – Москва : Наука, 1981. – 400 с.
19. Никитин, А. Г. Методы повышения технического уровня горизонтальных кривошипных кузнечно-прессовых машин упругими пневматическими устройствами : специальность 05.03.05 : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Никитин Александр Григорьевич ; Московский государственный технический университет «МАМИ». – Москва, 2000. – 228 с.
20. Пановко, Я. Г. Введение в теорию колебаний твердых тел : учебное пособие для вузов. – 2-е изд. / Я. Г. Пановко. – Москва : Наука, 1980. – 272 с.

21. Александров, Е. В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский ; АН СССР. Министерство угольной промышленности СССР. Институт горного дела им. А. А. Скочинского. – Москва : Наука, 1969. – 199 с.
22. Кильчевский, Н. А. Теория соударения твердых тел / Н. А. Кильчевский ; АН УССР. Институт механики. – Киев : Наукова думка, 1969. – 246 с.
23. Динамические свойства линейных виброзащитных систем / В. К. Фролов, А. В. Синев, Ю. Г. Сафронов [и др.] ; АН СССР. Институт машиноведения им. А. А. Благоднарова ; отв. ред. В. К. Фролов. – Москва : Наука, 1982. – 202 с.
24. Коловский, М. З. Нелинейная теория виброзащиты систем / М. З. Коловский. – Москва : Наука, 1966. – 317 с.
25. Малков, В. П. Оптимизация упругих систем / В. П. Малков, А. Г. Угодчиков. – Москва : Наука, 1981. – 288 с.
26. Машины и агрегаты металлургических заводов : В 3 т. / А. И. Целиков, П. И. Полухина, В. М. Гребеник и [др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Металлургия, 1988. – Т. 3 : Машины и агрегаты для производства и отделки проката. – 680 с.
27. Brach, R. M. Moments between impacting Rigid Bodies / R. M. Brach // Trans. ASME, I. Mech. Design. – 1981. – Vol. 103. – P. 812–817.
28. Гребеник, В. М. Надёжность металлургического оборудования : справочник / В. М. Гребеник, В. К. Цапко. – Москва : Металлургия, 1980. – 344 с.
29. Пановко, Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – 4-е издание. – Москва : Наука, 1987. – 352 с.
30. Адамия, Р. Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов / Р. Ш. Адамия. – Москва : Металлургия, 1978. – 232 с.

31. Иванченко, Ф. К. Динамика металлургических машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношапка. – Москва : Металлургия, 1983. – 295 с.
32. Матвеев, В. В. Демпфирование колебаний деформируемых тел / В. В. Матвеев. – Киев : Наукова думка, 1985. – 263 с.
33. Пальмов, В. А. Колебания упруго-пластических тел / В. А. Пальмов. – Москва : Наука, 1976. – 328 с.
34. Никитин, А. Г. Проблемы повышения качества продукции металлургических переделов, использующих щековые дробилки / А. Г. Никитин, Д. Ю. Бойко, А. Ю. Векессер // Вестник горно-металлургической секции РАЕН. Отделение металлургии. – Новокузнецк, 2006. – Выпуск 16. – С. 15–20.
35. Johnson, R. C. Impact forces in Mechanisms / R. C. Johnson // Machine Design. – 1958. – Vol. 35, June 12. – P. 138–146.
36. Щепетильников, В. А. Уравновешивание механизмов / В. А. Щепетильников. – Москва : Машиностроение, 1982. – 256 с.
37. Экспериментальное исследование динамики крупных кривошипных прессов при вырубке толстолистовой стали / Н. П. Катков, В. Г. Крешнянский, Г. П. Гусихин, И. А. Исаев // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 3. – С. 16–19.
38. Катков, Н. П. Амортизатор динамических нагрузок в дополнительном механизме вырубного кривошипного пресса / Н. П. Катков, В. Г. Крешнянский // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 1. – С. 35–37.
39. Власов В. И. Об определении динамических нагрузок в одновальных кривошипных прессах на формообразующих операциях / В. И. Власов, Н. Ф. Мартынов // Кузнечно-прессовое производство. – 1977. – № 8. – С. 29–32.
40. Кривошипные кузнечно-прессовые машины. Теория и проектирование / В. И. Власов, А. Я. Борзыкин, И. К. Букин-Батырев [и др.] ; под ред. В. И. Власова. – Москва : Машиностроение, 1982. – 424 с.

41. Анализ опыта эксплуатации щековых дробилок в условиях переработки пород средней прочности / Б. П. Сафонов, Э. Э. Добмайер, Л. В. Лукиненко, С. А. Потёмкин // Вестник машиностроения. – 1999. – № 12. – С. 64–66.
42. Mwangi, P. N. Review of Discrete Element Modelling in Optimisation of Energy Consumption of a Single-Toggle Jaw Crusher / P. N. Mwangi, O. M. Muvengei, T. O. Mbuya // Proceedings of the Sustainable Research and Innovation Conference. – 2018. – May. – P. 251–259.
43. Legendre, D. Numerical and Experimental Optimization Analysis of a Jaw Crusher and a Bubble Column Reactor : Doctor of Technology Thesis Thermal and Flow / D Legendre ; Engineering Laboratory. Faculty of Science and Engineering. Abo Akademi University. Turku. – Finland, 2019. – 78 p.
44. Петухов, А. Н. Новое поколение щековых дробилок с высокой степенью дробления / А. Н. Петухов, П. С. Желобков // Горное оборудование и электромеханика. – 2018. – № 3 (137). – С. 55–59.
45. Марсанов, В. М. Математическое описание процесса дробления в щековой дробилке / В. М. Марсанов, Г. П. Дылдин // Известия вузов. Горный журнал. – 2017. – № 8. – С. 82–91.
46. Моделирование процесса дезинтеграции в щековой дробилке со сложным движением щеки / И. И. Белоглазов, А. С. Степанян, А. Ю. Феоктистов, Г. А. Юсупов // Обогащение руд. – 2018. – № 2 (374). – С. 3–8.
47. Васильев, А. С. Интеллектуальная матрица развития щековой дробилки / А. С. Васильев, И. Р. Шегельман, П. О. Щукин // Вестник машиностроения. – 2017. – № 8. – С. 85–88.
48. Белоглазов, И. И. Применение метода дискретных элементов для моделирования процесса измельчения горных пород в щековой дробилке / И. И. Белоглазов, Д. А. Иконников // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – 2016. – Т. 59, № 9. – С. 780–786.
49. Миропольский, Ю. А. Влияние зазоров в кинематических парах на надежность кривошипных кузнечно-прессовых машин / Ю. А.

- Миропольский, А. Г. Никитин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1999. – № 9. – С. 15–17.
50. Dubowsky, S. An Experimental and Analytical Study of Impact Forces in Elastic Mechanical Systems with Clearances / S. Dubowsky, M. F. Moening // Machine and Mechanisms Theory. – 1978. – Vol. 13. – P. 451–465.
51. Вульфсон, И. И. Колебания машин с механизмами циклового действия / И. И. Вульфсон. – Ленинград : Машиностроение, 1990. – 309 с.
52. Budd, C. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator / C. Budd, F. Dux, A. Cliffe // J. Sound and vibrations. – 1995. – V. 184. – № 3. – P. 475–502.
53. Shirong Zhang, Wei Mao. Optimal operation of coal conveying systems assembled with crushers using model predictive control methodology / Shirong Zhang, Wei Mao // Applied Energy. – 2017. – Vol. 198. – P. 65–76.
54. Study of kinematics of elastic-plastic deformation for hollow steel shapes used in energy absorption devices / D. B. Efremov, A. A. Gerasimova, S. M. Gorbatyuk, N. A. Chichenev // CIS Iron and Steel Review. – 2019. – Vol. 18. – P. 30–34.
55. Budd, C. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator / C. Budd, F. Dux, A. Cliffe // J. Sound and vibrations. – 1995. – Vol. 184, № 3. – P. 475–502.
56. Косарев, О. И. Активное гашение вторичного поля цилиндрической оболочки в дальней зоне с использованием приложенных к оболочке вынуждающих сил / О. И. Косарев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – № 1. – С. 10–17.
57. Иванов, А. П. Динамика систем с механическими соударениями / А. П. Иванов. – Москва : Международная программа образования, 1997. – 336 с.
58. Сергеев, В. И. Об одной модели механизмов с зазорами / В. И. Сергеев, К. М. Юдин // Машиноведение. – 1970. – № 5. – С. 28–32.

59. Русаков, И. Г. Вынужденные колебания системы, ударяющейся об ограничитель / И. Г. Русаков, А. А. Харкевич // Журнал технической физики. – 1942. – Том 12, вып.11-12. – С. 715–721.
60. Середа, В. Г. Динамические ошибки реального кривошипно-шатунного механизма / В. Г. Середа // Труды Института машиноведения. Семинар по точности в машиностроении и приборостроении. – Москва, 1957. – Вып.10. – С. 67–78.
61. Юдин, К. М. Динамическое исследование модели механизмов с зазорами / К. М. Юдин // Машиноведение. – 1971. – № 2. – С. 58–60.
62. Дубовски, С. Описание динамических эффектов, вызванных зазорами в плоских механизмах / С. Дубовски // Конструирование и технология машиностроения. – 1974. – № 1. – С. 228–236.
63. Родов, Г. М. О динамических нагрузках в кривошипных прессах / Родов Г. М., Иванов В. А. // Кузнечно-штамповочное производство. – 1972. – № 3. – С. 28–31.
64. Perera, O. Prevention of Impact in Bearings of Four-Bar Linkages / O. Perera, W. F. Seering // ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. – 1983. – Vol. 105, № 3. – P. 592–598.
65. Moening, M. F. An Experimental and Analytical Study of Elastic Mechanical Systems with Clearances : MS thesis / M. F. Moening ; School of Engineering and Applied Science, University of California. – Los Angeles, Calif., 1976.
66. Клушанцев Б. В. К анализу кинематики щековых дробилок со сложным движением щеки / Б. В. Клушанцев, Ю. В. Парненко // Сборник трудов ВНИИСтройдормаша. – Москва, 1984. – Том 99 : Повышение надёжности и производительности дробильно-обогачительного оборудования. – С. 3–7.
67. Ланской, Е. Н. Выбор рациональных схем динамического уравнивания кузнечно-прессовых автоматов / Е. Н. Ланской, М. Д. Церлюк // Кузнечно-прессовое производство. – 1987. – № 2. – С. 22–26.

68. Клушанцев, Б. В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б. В. Клушанцев, А. И. Косарев, Ю. А. Музеймек. – Москва : Машиностроение, 1990. – 320 с.
69. Браунштейн, Р. Е. Динамика и устойчивость виброударной системы, находящейся под воздействием произвольной периодической силы / Р. Е. Браунштейн // Механика машин / Академия наук СССР. Институт машиноведения им. А. А. Благонравова. – Москва : Наука, 1970. – Вып.25-26. – С. 27–38.
70. Выбор параметров эффективной виброизоляции упругой опоры зубчатой передачи / В. А. Арефьев, И. И. Ильичев, Л. А. Кашевская [и др.] // Вестник машиностроения. – 1980. – № 8. – С. 17–19.
71. Вибрации в технике : справочник : в 6-ти томах. Том 6 : Защита от вибрации и ударов / под ред. К. В. Фролова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 645 с.
72. Орлов, П. И. Основы конструирования : в 2-х книгах. Книга 2 / П. И. Орлов. – Москва : Машиностроение, 1988. – 456 с.
73. Авторское свидетельство № 1810642 СССР, МПК F16C 27/04 (2000.01). Упругая опора : № 4947656 : заявлено 21.06.1991 : опубликовано 23.04.1993 / Гоман А. М., Якимович А. А., Неделькин А. Н. ; заявитель: Брестский политехнический институт. – 7 с.
74. Авторское свидетельство № 333310 СССР, МПК F16C35/06 (2000.01) Опора вала : № 1398927 : опубликовано 00.00.1972 / Волков Ю. А. ; заявитель: Волков Ю. А. – 5 с.
75. Авторское свидетельство № 1490332 СССР, МПК F16C27/00 (2000.01). Упругая опора : № 4343373 : заявлено 05.10.1987 : опубликовано 30.06.1989 / Гинзбург А. Е, Дуан А. В., Дубилет С. П., Богун В. С. ; заявитель: Предприятие П/Я А–1097. – 4 с.
76. Авторское свидетельство № 1016578 СССР, МПК F16C 27/04 (2000.01). Упругая опора : № 3286906 : заявлено 13.05.1981 : опубликовано 07.05.1983 / Андреев Ю. А., Богорад Э. Е., Генкин В. В. [и др.] ; заявитель:

Ленинградское Ордена Октябрьской революции высшее инженерное морское училище им. адм. С.О. Макарова. – 3 с.

77. Авторское свидетельство № 495458 СССР, МПК F16C 27/02 (2000.01), F01D 25/28 (2000.01). Опора ротора : № 2048257 : заявлено 11.07.1974 : опубликовано 15.12.1975 / Кирюхин В. И., Гринкевич В. К., Ямпольский П. Д., Благовещенский М. П. ; заявитель : Предприятие П/Я М-5717. – 5 с. : ил.

78. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов. – Москва : Эколит, 2011. – 352 с.

79. Бурьян, Ю. А. Разработка и исследование математической модели комбинированной системы виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств / Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, А. Ф. Зелов // Омский научный вестник. – 2016. – № 4 (148). – С. 19–23.

80. Влияние зазоров в кривошипно-ползунном механизме на вибрацию и шум гвоздильного автомата / Л. И. Живов, Ф. И. Колесник, В. Г. Мищанин, В. И. Булат // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. – № 5. – С. 29–31.

81. Dubowsky, S. An Experimental and Analytical Study of Impact Forces in Elastic Mechanical Systems with Clearances / S. Dubowsky, M. F. Moening // Machine and Mechanisms Theory. – 1978. – Vol.13. – P. 451 – 465.

82. Анализ работы шарнира кривошип-коренная опора кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки / А. Г. Никитин, А. В. Абрамов, А. А. Гредина, В. В. Горяшин // Известия вузов. Черная металлургия, – 2016. – Т. 59, № 12. – С. 875–878.

83. Никитин, А. Г. Математическая модель диагностирования перебега зазора в шарнире кривошип-шатун кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки / А. Г. Никитин, А. В. Абрамов, В. В. Горяшин // Известия вузов. Черная металлургия. – 2018. – Т. 61, № 6. – С. 466–469.

84. Механика машин : учебное пособие для втузов / И. И. Вульфсон [и др.] ; под ред. Г. А. Смирнова. – Москва : Academia, 1996. – 511 с.

85. Особенности работы шарнира шатун-коромысло механизма качания щековой дробилки / А. Г. Никитин, Д. Ю. Бойко, А. Ю. Векессер, С. Н. Старовацкая // Известия вузов. Черная металлургия. – 2008. – № 12. – С. 61–62.
86. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин : учебное пособие / С. Н. Кожевников. – Москва : Машиностроение, 1973. – 584 с.
87. Вульфсон, И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И. И. Вульфсон. – Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1976. – 328 с.
88. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара : справочник : в 2-х книгах. Книга 2 / под ред. В. В. Ключева. – Москва: Машиностроение, 1978. – 439 с.
89. Nikitin, A. G. Elastic Pneumatic Cylinder for Vibration Suppression in Slip Bearings / A. G. Nikitin, A.V. Abramov, I. A. Bazhenov // Steel in Translation. – 2018. – Vol. 48, № 8. – P. 501–504.
90. Патент № 174625 Российская Федерация, МПК В02С1/04 (2006.01). Щековая дробилка : № 2017102811 : заявлено 27.01.2017 : опубликовано 24.10.2017 / Никитин А. Г., Чайников К. А., Абрамов А. В. ; патентообладатель ФГБОУ ВО "Сибирский государственный индустриальный университет". – 7 с.
91. Никитин, А. Г. Расчет деформации упругого цилиндрического элемента пневматического амортизатора / А. Г. Никитин, К. А. Чайников // Вестник машиностроения. – 2011. – № 8. – С. 23–25.
92. Никитин, А. Г. Расчет параметров упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией / А. Г. Никитин, А. В. Абрамов, И. А. Баженов // Известия вузов. Черная металлургия. – 2018. –Т. 61, № 8. – С. 620–624.
93. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики : учебник для вузов / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. –13-е изд., исправл. – Москва : Интеграл–Пресс. – 2006. – 608 с.

94. Навроцкий, Г. А. Кузнечно-штамповочные автоматы / Г. А. Навроцкий. – Москва : Машиностроение, 1965. – 424 с.
95. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям. – 11-е изд., стереотипное / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва: Академия, 2008. – 496 с.
96. Никитин, А. Г. Экспериментальное исследование щековых дробилок, оснащенных упругими пневматическими элементами в сочленениях кинематических пар / А. Г. Никитин, А. В. Абрамов, И. А. Баженов // Известия вузов. Черная металлургия. – 2020. – Т. 63, № 2. – С.166–168.
97. Improvement of jaw crushers reliability using elastic pneumatic elements in the connection of kinematic pairs / A. G. Nikitin A. V. Abramov, E. Ya. Zhivago [etc.]. – DOI: 10.1088/1757-899X/411/1/012054 // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 411 [012043, 4 p.]. – Bibliography: p. 4 (6 titles).
98. Чихос, Х. Системный анализ в трибонике / Х. Чихос ; перевод с англ. С. А. Харламова. – Москва : Мир, 1982. – 351 с.
99. Ашейчик, А. А. Основы трибоники : учебное пособие / А. А. Ашейчик. – Санкт-Петербург : СПбГТУ, 1995. – 116 с.
100. Горячева, И. Г. Контактные задачи в трибологии / И. Г. Горячева, М. Н. Добычин. – Москва : Машиностроение, 1988. – 256 с. – ISBN 5-217-00208-5.
101. Боуден, Ф. П. Трение и смазка / Ф. П. Боуден, Д. Тейбор ; перевод с англ. Ю. Н. Востропятова ; под ред. И. В. Крагельского. – Москва : Машгиз, 1960. – 327 с.
102. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 576 с.

103. Гаркунов, Д. Н. Триботехника : учебник для вузов / Д. Н. Гаркунов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 327 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего
образования

**"Сибирский государственный
индустриальный университет"**
(СибГИУ)

Кирова ул., зд. 42, г. Новокузнецк,
Центральный район,
Кемеровская область – Кузбасс, 654007
Тел.: (3843) 77-79-79. Факс (3843) 46-57-92
E-mail: rector@sibsiu.ru
http://www.sibsiu.ru

№ _____
на № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Ректор Сибирского
государственного индустриального
университета

А.Б. Юрьев

«12» декабря 2021 г.

СПРАВКА

**о внедрении результатов диссертационной работы А.В. Абрамова
«Разработка конструкции и методов расчета механизмов выборки
зазоров в шарнирах рычажных щековых дробильных машин»**

Результаты диссертационной работы А.В. Абрамова «Разработка конструкции и методов расчета механизмов выборки зазоров в шарнирах рычажных щековых дробильных машин» нашли отражение в подготовке научно-исследовательской работы, выполненной на кафедре «Машины и агрегаты технологических машин» Сибирского государственного индустриального университета с участием автора в качестве ответственного исполнителя в рамках хоздоговорной работы «Разработка конструкции и методы расчета подшипниковых узлов щековых дробилок» (регистрационный № НИОКР АААА-А17-117092750067-5). В научно-техническом отчете использованы следующие направления диссертационной работы Абрамова А.В.:

- разработаны методы расчёта деформационной способности и жесткости упругих пневматических устройств, выполненных в виде цилиндра, при действии статической и динамической внешней силы;
- разработан комплекс мероприятий, которые позволяют проектировать и рассчитывать рычажные щековые дробилки с учетом возможности применения в подшипниковых узлах скольжения механизмов выборки зазоров;
- проект исследовательской установки, представляющей собой щековую дробильную машину, оснащенную в подшипниковых узлах скольжения механизмов выборки зазоров;

– экспериментальные исследования уровня вибрации исследовательской установки, оснащенной в подшипниковых узлах скольжения механизмов выборки зазоров.

Использование результатов диссертационной работы позволяет проектировать рычажные щековые дробильные машины повышенной надежности.

Проректор по научной
и инновационной деятельности
профессор



Козырев Н.А.

**РОССИЯ
ООО
«Угольные технологии
Сибири»**



**RUSSIA
LIMITED COMPANY**

**«Coal technologies
Siberia»**

Россия, 654033, г. Новокузнецк, Эстакадная, 15 тел. (3843)56-01-91, 56-01-92, 8-961-709-56-15,
e-mail: korneev.uts@mail.ru ИНН/КПП 4217124922/425301001 ОГРЮЛ 1104217003637 p/c
40702810037070003263 в филиале №5440 ВТБ24 (ПАО) г. Новокузнецк, ул. Павловского 27

29.04.2021г

А К Т

об использовании результатов диссертационной работы
Абрамова А.В. «Разработка конструкции и методов расчета механизмов
выборки зазоров в шарнирах рычажных щековых дробильных машин»

Настоящим актом подтверждается, что по результатам выполнения комплекса исследовательских и конструкционных работ в рамках диссертационной работы Абрамова А.В. на нашем предприятии была модернизирована щековая дробилка ЩДС – II – 6х9.

При использовании механизмов выборки зазоров в сочленениях кинематических пар щековой дробилки долговечность вкладышей подшипников увеличилась более чем в 2 раза, значительно уменьшились шум и вибрации при работе, а КПД машины не изменился.

Общий годовой экономический эффект от использования модернизированной дробилки составил 328000 (триста двадцать восемь тысяч) рублей.

Директор ООО «УТС»



Корнеев Е.Н.