

2001-208

Контрольный экземпляр

**ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
Институт машиноведения**

На правах рукописи

УДК 621. 01

БЕЛЕКОВ Талайбек Эсембаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ

**Специальность 05.02.18 — «Теория механизмов и
машин»**

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

БИШКЕК 2000

Работа выполнена в Инженерной Академии КР, в лаборатории ТММ Института машиноведения НАН КР и на кафедре механики Жалал-Абадского Государственного Университета

Научные руководители:

Академик Международной Инженерной академии и Инженерной академии Кыргызской Республики, заслуженный изобретатель, доктор технических наук, профессор С. Абдраимов

Член – корреспондент Инженерной академии Кыргызской Республики, кандидат технических наук, доцент А. Каримов

Официальные оппоненты: член-корр. Инженерной академии Кыргызской Республики, д.т.н., проф. В.А. Стрельцов

к.т.н., доцент Т.Т. Каримбаев

Ведущая организация: Кыргызско - Российский Славянский университет

Защита состоится «.....» 2000 г. в 10.00 ч. утра на заседании специализированного совета Д 05.98.76 при Инженерной академии и Института машиноведения Национальной академии Наук Кыргызской Республики, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в архиве Инженерной академии КР, библиотеках Института машиноведения НАН Кыргызской Республики и Жалал-Абадского Государственного Университета.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Спецсовет.

Автореферат разослан _____ 2000г.

Ученый секретарь специализированного совета Д 05.98.76 к. т. н.

А.О.Абидов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность темы. Ручные машины ударного действия находят самое широкое применение в народном хозяйстве республики, в горном деле, в строительстве, на монтажных, отделочных, сантехнических работах, в промышленности – для рубки, клепки, пробивания отверстий, и.т.д. В последние годы в Институте машиноведения и в Инженерной академии Кыргызской Республики интенсивно развивается новое направление в теории механизмов и машин, связанное с синтезом и анализом механизмов переменной структуры и созданием на их основе принципиально новых машин различного назначения. Одним из направлений работ является синтез ударных механизмов переменной структуры. В настоящее время созданы серии ручных ударных инструментов, в частности; перфораторы с ручным приводом; перфораторы с электрическим приводом; ручные отбойные молотки с коллекторным двигателем; ручные отбойные молотки с асинхронным двигателем; ручные отбойные молотки с гидроприводом.

Они выгодно отличаются от других машин аналогичного назначения простотой конструкции и легкостью в обслуживании, высоким коэффициентом полезного действия, дешевизной, не требуют компрессорных или гидравлических станций. Результаты лабораторных и промышленных испытаний показывают, что для доведения машин до промышленных образцов и серийного выпуска необходимо решить проблемы повышения прочности и долговечности элементов машин и в первую очередь – элементов ударной системы, которые испытывают наибольшие динамические нагрузки. Поэтому исследования ударных систем отбойных молотков с механизмами переменной структуры являются актуальными.

Тема диссертации связана с планами научно-исследовательских работ Инженерной Академии КР, Института машиноведения НАН КР.

Цель работы: Исследование нагрузок действующих на опору коромысла – бойка ударного механизма переменной структуры отбойного молотка и разработка рекомендаций по улучшению его выходных характеристик с использованием аккумуляторов энергии.

Работа выполнялась в Инженерной Академии Кыргызской Республики, в лаборатории ТММ Института машиноведения НАН КР и на кафедре механики Жалал – Абадского Государственного Университета под руководством д.т.н. проф. С.Абдраимова и к.т.н. доц. А.Каримова.

Методы исследований: При выполнении теоретических и экспериментальных исследований использовались общие методы теории механизмов и машин. Решение системы дифференциальных уравнений математической модели динамики трансмиссии отбойного молотка с аккумулятором энергии осуществлена численным методом Рунге-Кутты с

использованием ЭВМ. Достоверность выводов и рекомендаций теоретических исследований подтверждены результатами экспериментов, проведенных на образцах отбойного молотка с гибким валом, а также проведенными лабораторными испытаниями.

Научная новизна работы заключается в:

разработке методики экспериментальных исследований опорных реакций возникающих на опоре коромысла – бойка;

разработке обобщающей математической модели трансмиссии отбойного молотка с аккумулятором энергии;

установлении закономерностей движения элементов отбойного молотка и действующих нагрузок на опору коромысла ударного механизма переменной структуры;

разработке методики расчета параметров аккумулятора энергии.

Практическая ценность работы заключается в:

разработке рекомендаций по усовершенствованию конструкции опорных узлов ударного механизма отбойного молотка на основе механизма переменной структуры;

разработке рекомендаций по выбору параметров аккумулятора энергии и расположения аккумулятора энергии в конструкции отбойного молотка;

Реализация результатов работы: основные результаты работы использованы совершенствовании конструкции отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседаниях: НТС Инженерной Академии КР, кафедры механики Жалал-Абадского государственного университета и Секции Ученого Совета Института машиноведения НАН КР с 1995 по 2000 годы; на второй международной конференции «Механизмы переменной структуры и вибрационные машины» (г. Бишкек, 1995 г); на международной научно-теоретической конференции «Ошский оазис на стыке континентов и цивилизаций» (г. Ош, 1996 г); на международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины» (г. Бишкек, 1999 г); на конференции посвященной 200-летию А.С. Пушкина в Кыргызстане (г. Бишкек, 1999 г); на международной конференции «Технологии и перспективы современного инженерного образования, науки и производства» (г. Бишкек, 1999 г); на международной научной конференции «История, культура и экономика юга Кыргызстана» (г. Ош, 2000 г.); на семинаре, посвященного I съезду ученых Кыргызской Республики «Наука Кыргызстана в XXI веке», секция «Технические науки и новые технологии» (г. Бишкек, 2000 г.).

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано 11 работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 4-х глав, заключения, приложений и содержит 145 страниц машинописного текста, 17 таблиц, 70 рисунков и библиографию из 138 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведен обзор конструкций ударных узлов отбойных молотков с пневматическим, гидравлическим и электрическим приводами применяемых в промышленности. В существующих конструкциях отбойных молотков, боек совершает возвратно-поступательное движение. Особенностью разработанных ударных механизмов на основе шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры является то, что ударные импульсы формулируются коромыслом-бойком совершающим вращательное движение. Коромысло наносит удары по волноводу в особом положении шарнирно-четырёхзвенного механизма переменной структуры. В момент удара по инструменту коромысло – боек имеет максимальную угловую скорость. После нанесения удара изменяется направление движения коромысла – бойка в обратную сторону. В результате резкого изменения движения коромысла – бойка в момент удара, на опору коромысла – бойка действуют значительные ударные нагрузки. При исследованиях экспериментальных образцов отбойных молотков, была выявлена недостаточная долговечность опорных узлов ударного механизма переменной структуры. На рис. 1 показана конструкция ударного узла отбойного молотка MOM – 7. В конструкции отбойного молотка в качестве привода используется асинхронный электродвигатель с мощностью $N_H=1,1$ кВт и частотой вращения выходного вала $n=1420$ об/мин. Крутящий момент от электродвигателя к исполнительному механизму передается посредством гибкого вала. Ударный механизм включает в себя кривошип 1, шатун 2 и коромысло – боек 3. За один полный оборот кривошипа коромысла – боек производит один удар по волноводу 4.

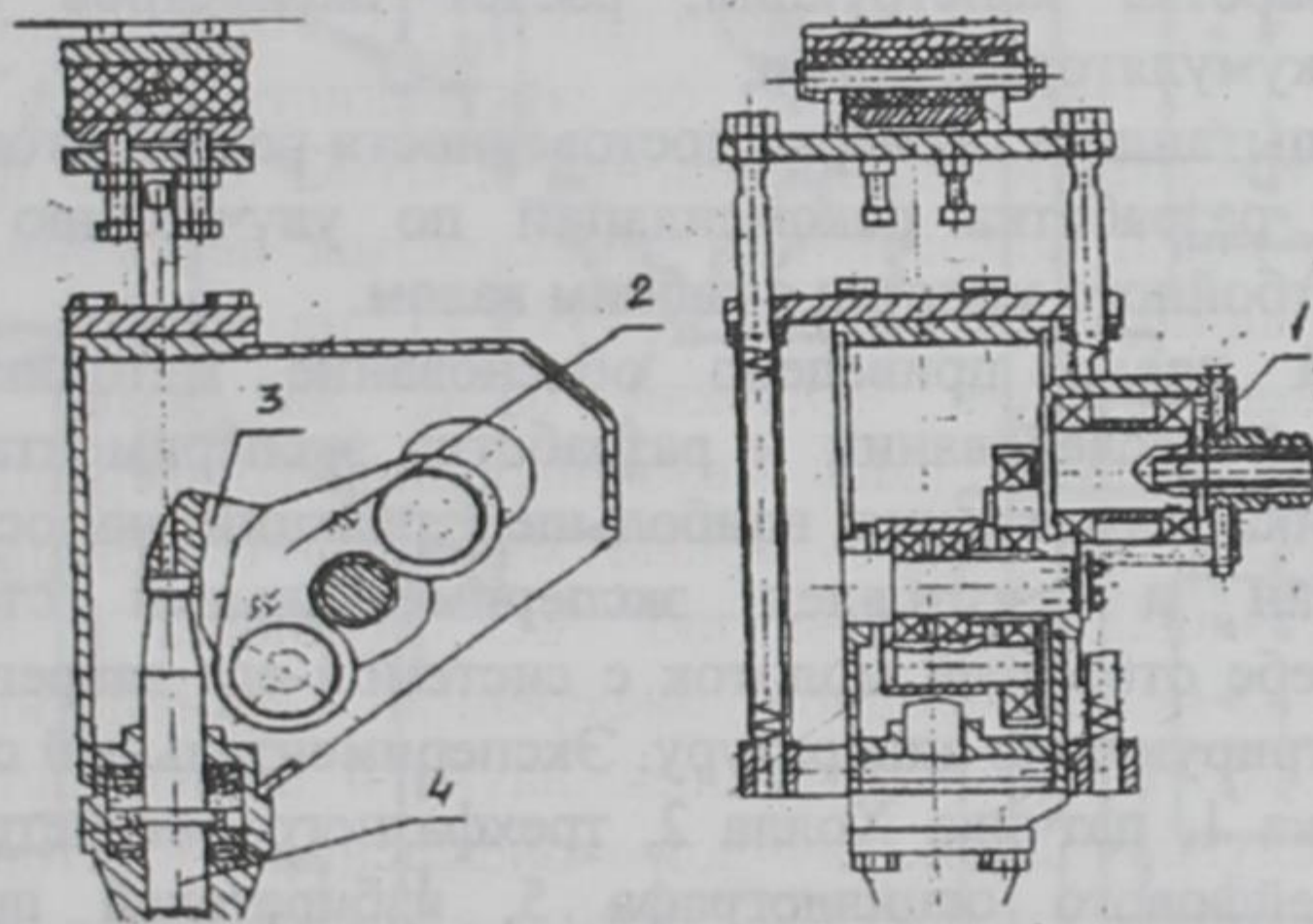


Рис 1. Конструкция ударного узла отбойного молотка MOM – 7

Проведенные испытания показали работоспособность отбойного молотка с ударным МПС. Однако, необходимо отметить, что величина энергии удара

отбойного молотка меньше расчетного при равенстве частоты ударов расчетного и экспериментального. Видимо, одной из причин полученных результатов является упругость гибкого вала и переменность момента сопротивления создаваемое исполнительным механизмом. Амплитуда изменения момента сопротивления создаваемое исполнительным механизмом пропорционально его передаточному отношению, т.к. $M_c = f(\varepsilon_{кор})$, $\varepsilon_{кор} = f(u_{ном})$, $u_H - var$, где $\varepsilon_{кор}$ - угловое ускорение коромысла, звена являющимся основным составляющим момента сопротивления. При заложенном в конструкции отбойного молотка передаточном отношении ударного механизма $u=4,52$ гибкий вал сравнительно больше закручивается, т.к. момент сопротивления на кривошипе создаваемое коромыслом имеет сравнительно большую величину при рабочем входе. Это приводит к потере скорости коромысла перед ударом, отрицательно влияет на величину энергии удара бойка и эффективности работы отбойного молотка.

На основании этого при выполнении работы поставлены следующие основные задачи:

- разработка методики экспериментальных исследований нагрузок действующих на опоре коромысла ударного МПС, изготовление экспериментального стенда и проведение экспериментальных исследований;
- выбор конструкции опоры коромысла, анализ работы отбойного молотка с гибким валом, изучение вопроса аккумуляции энергии для улучшения выходных характеристик отбойного молотка;
- составление математической модели отбойного молотка с аккумулятором энергии, разработка конструкции, расчет параметров и определение ориентации аккумулятора энергии;
- проведение испытаний и проверка достоверности результатов теоретических исследований, разработка рекомендаций по улучшению параметров и конструкции отбойного молотка с гибким валом.

Во второй главе приведено обоснование методики выполнения экспериментальных исследований и разработка экспериментального стенда. Изложена методика нахождения наибольшей реакции на оси коромысла - бойка. Разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 2), включающий в себе отбойный молоток с системой его закрепления, систему датчиков и регистрирующую аппаратуру. Экспериментальный стенд состоит из отбойного молотка 1, датчика Холла 2, трехфазного ваттметра 3, усилителя сигналов 4, шлейфового осциллографа 5, избирателей пределов 6. На экспериментальном стенде определяются фактически потребляемая мощность электродвигателя, угловая скорость электродвигателя и реактивная сила на оси коромысла-бойка ударного механизма вызванная ударной волной. Проведена тарировка используемых датчиков. Тарировка тензометрических датчиков произведена двумя методами: ударным способом и статическим усилием.

В результате эксперимента (рис.3) установлено, что угловая скорость вала электродвигателя в установившемся режиме работы отбойного молотка составляет в пределах $\omega_{дв} = 5,2 \text{ с}^{-1}$, электродвигатель потребляет мощность в

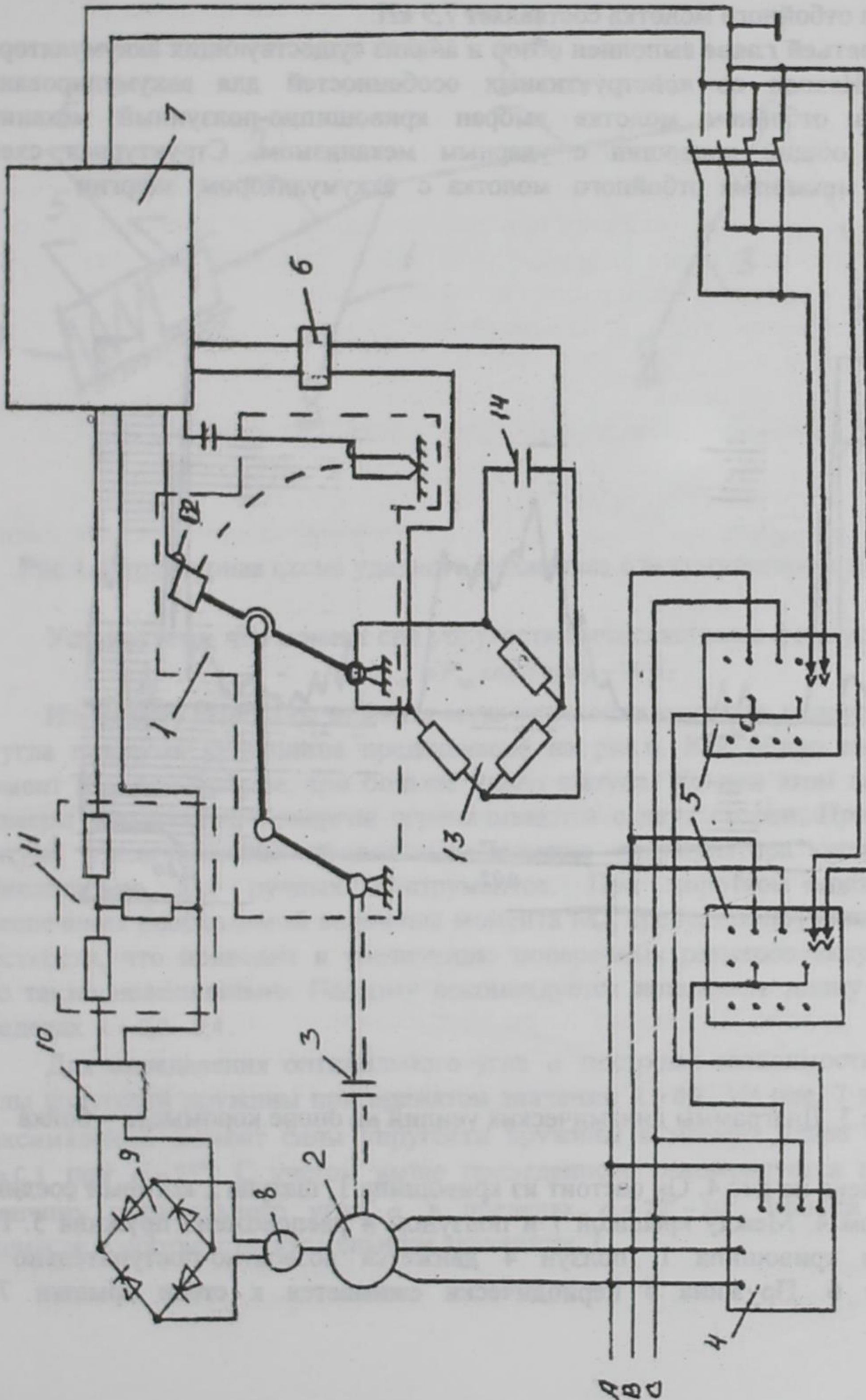


Рис. 2 Схема экспериментального стенда

рабочем режиме в пределах 0,8...1,0 кВт, а перед ударом 1,1...1,3 кВт. Время одного цикла между ударами составляет 0,043 сек, время взвода коромысла – 0,027 сек, время разгона коромысла 0,016 сек. Продолжительность одного удара составляет 0,0022 сек. Согласно диаграмме представленной на рис.3 во время удара величины реактивных усилий на опоре коромысла-бойка ударного механизма отбойного молотка составляет 7,9 кН.

В третьей главе выполнен обзор и анализ существующих аккумуляторов энергии. Исходя из конструктивных особенностей для аккумуляции энергии в отбойном молотке выбран кривошипно-ползунный механизм имеющий общий кривошип с ударным механизмом. Структурная схема ударного механизма отбойного молотка с аккумулятором энергии

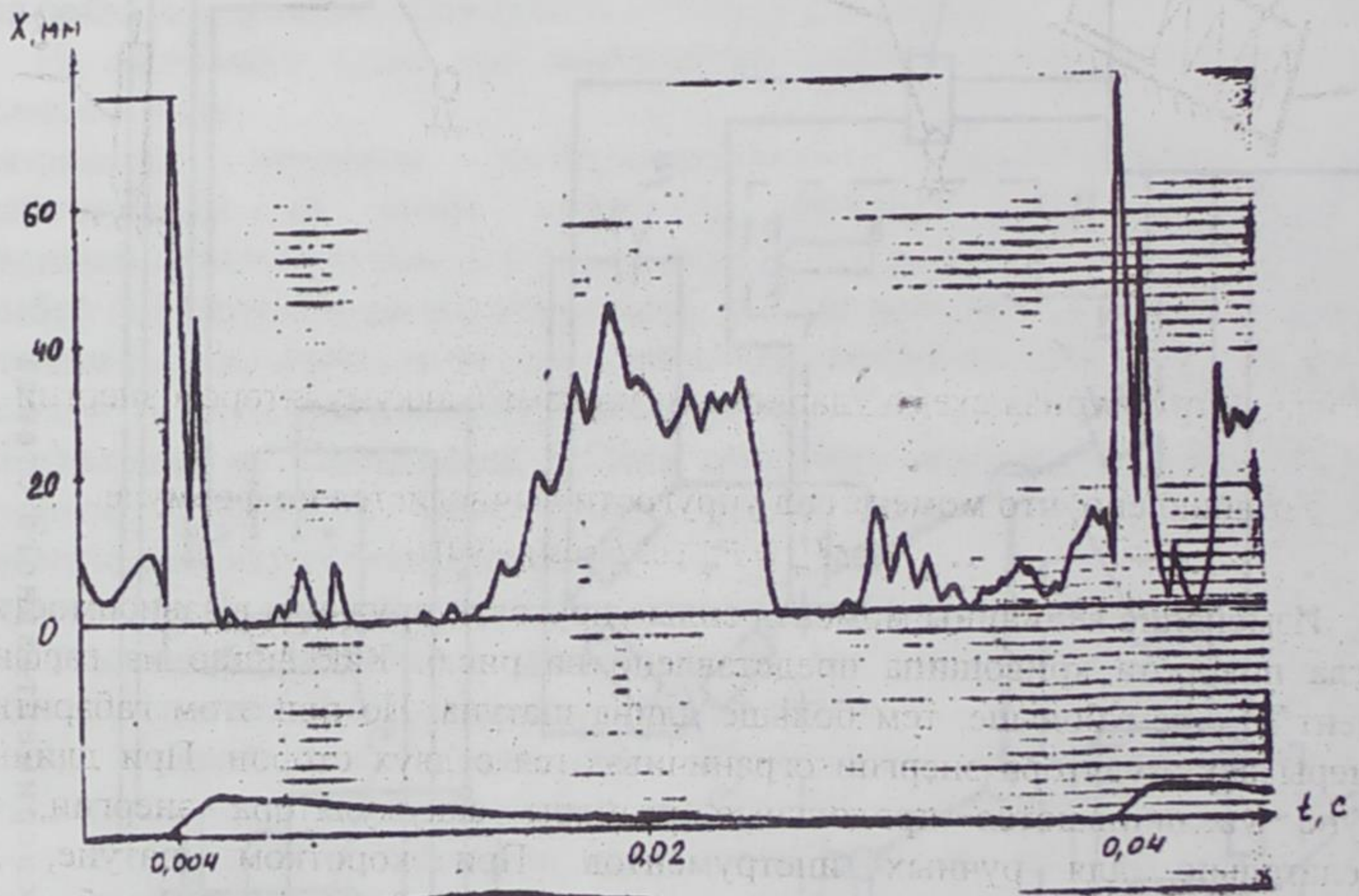


Рис.3. Диаграммы динамических усилий на опоре коромысла – бойка

представлена на рис.4. Он состоит из кривошипа 1, шатуна 2 который соединен с ползуном 4. Между крышкой 7 и ползуном 4 расположена пружина 5. При вращении кривошипа 1, ползун 4 движется возвратно-поступательно по цилиндру 6. Пружина 5 периодически сжимается к стене крышки 7 и

разжимается. За один оборот кривошипа 1, коромысло-боек 3 производит один удар по инструменту 8 соответствующему разжатому состоянию пружины. Определены геометрические параметры пружины аккумулятора энергии, которые обеспечивают увеличения выходных характеристик отбойного молотка (рис.5).

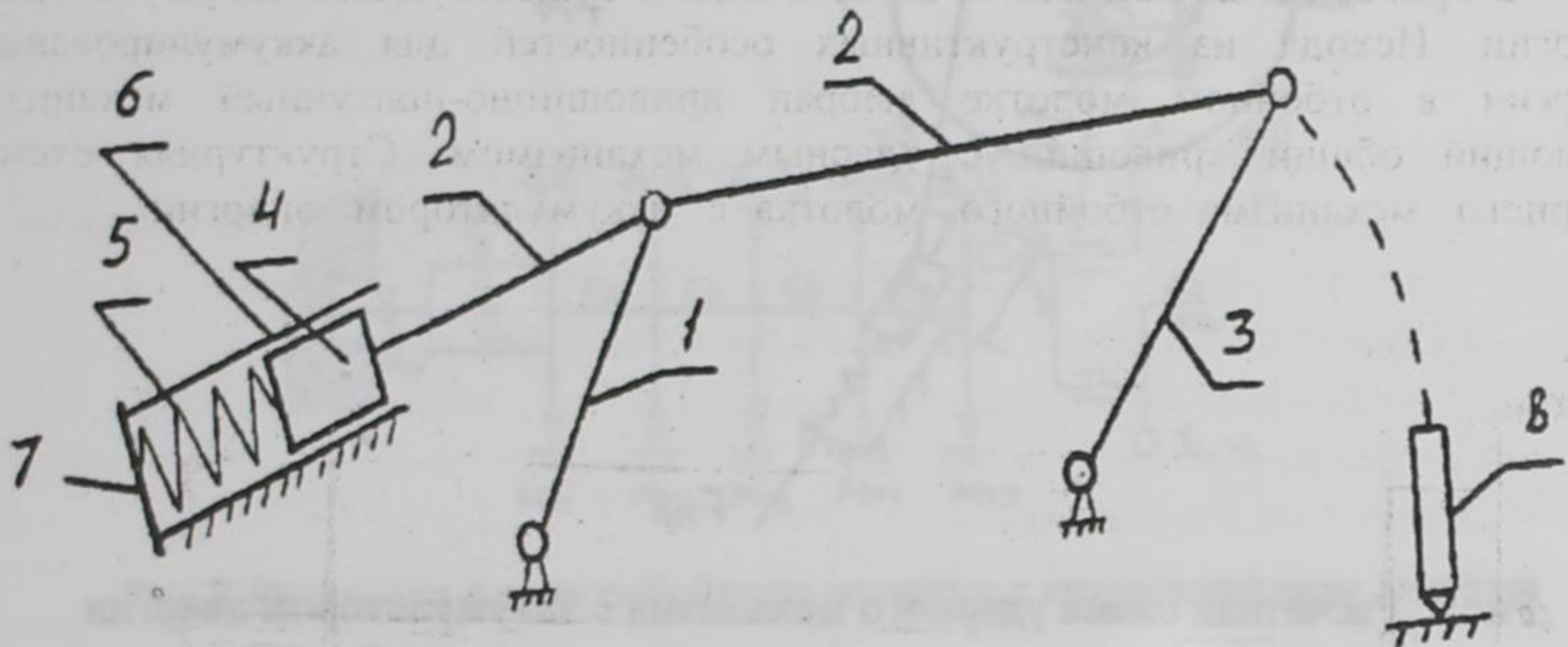


Рис.4. Структурная схема ударного механизма с аккумулятором энергии

Установлено, что момент сил упругости вычисляется по формуле:

$$M_{\text{уп}} = F_{\text{уп}} \cos \beta \cos(\gamma - 90) l_1$$

Изменение величины момента силы упругости пружины в зависимости λ и угла поворота кривошипа представлено на рис.6. Как видно из графика, момент $M_{\text{уп}}$ чем больше, тем больше длина шатуна. Но при этом габаритные размеры аккумулятора энергии ограничиваются с двух сторон. При длинном шатуне увеличиваются продольные размеры аккумулятора энергии, что нежелательно для ручных инструментов. При коротком шатуне, для обеспечения необходимой величины момента $M_{\text{уп}}$ требуется пружина большей жесткости, что приводит к увеличению поперечных размеров аккумулятора, что также нежелательно. Поэтому рекомендуется принимать длину шатуна в пределах $\lambda = 0,2 - 0,4$.

Для определения оптимального угла α построим зависимость момента силы упругости пружины при принятом значении $\lambda = 0,3$. Из рис. 7 видно, что максимальный момент силы упругости пружины в момент удара будет для $\lambda = 0,3$ при $\alpha = 25^\circ$. С учетом выше приведенного рекомендуется принимать величину оптимального угла α в пределах $\alpha = 20^\circ - 30^\circ$, причем меньшие значения α соответствуют меньшим значениям λ .

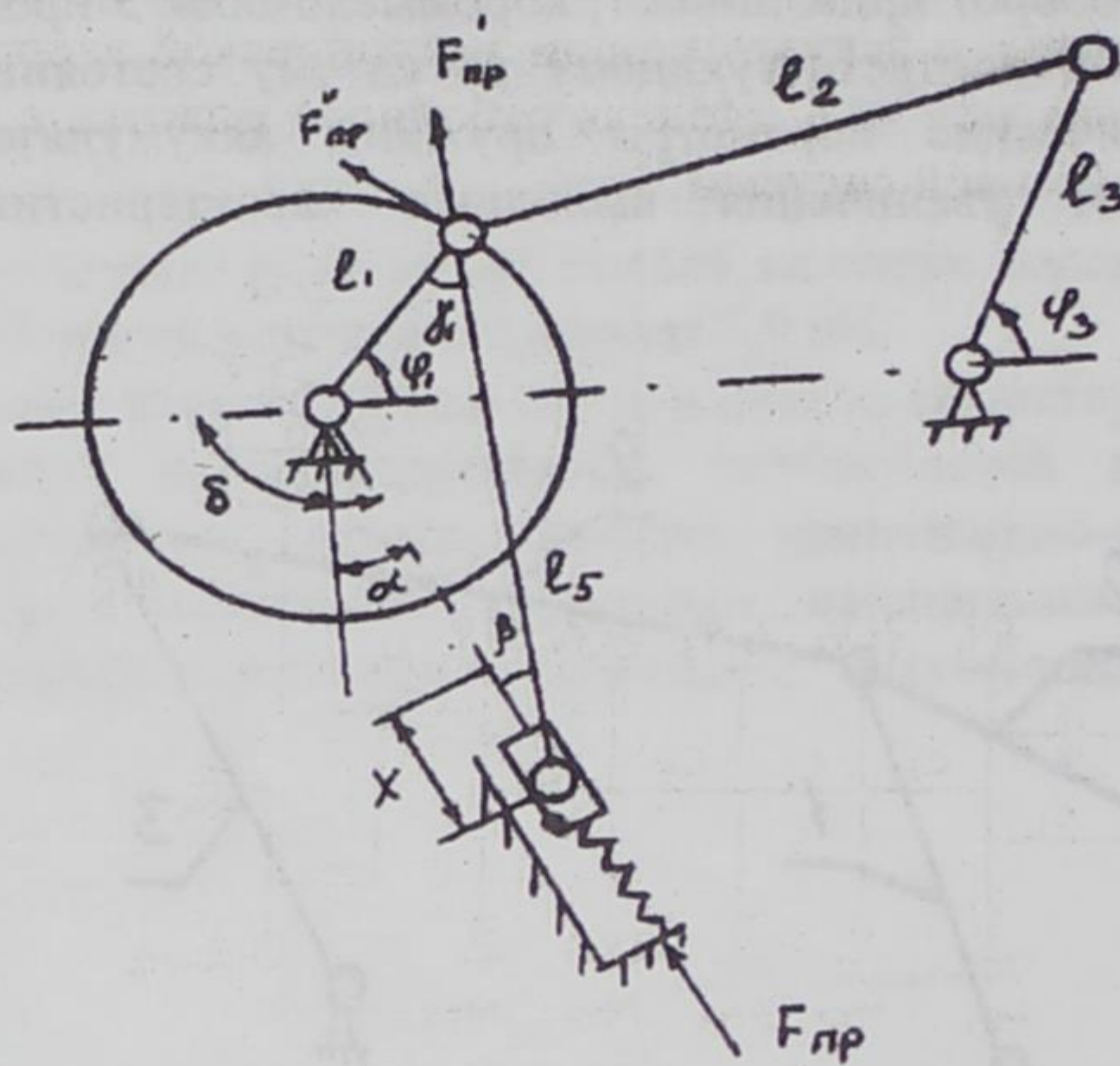


Рис 5. Расчетная схема ударного механизма с аккумулятором энергии

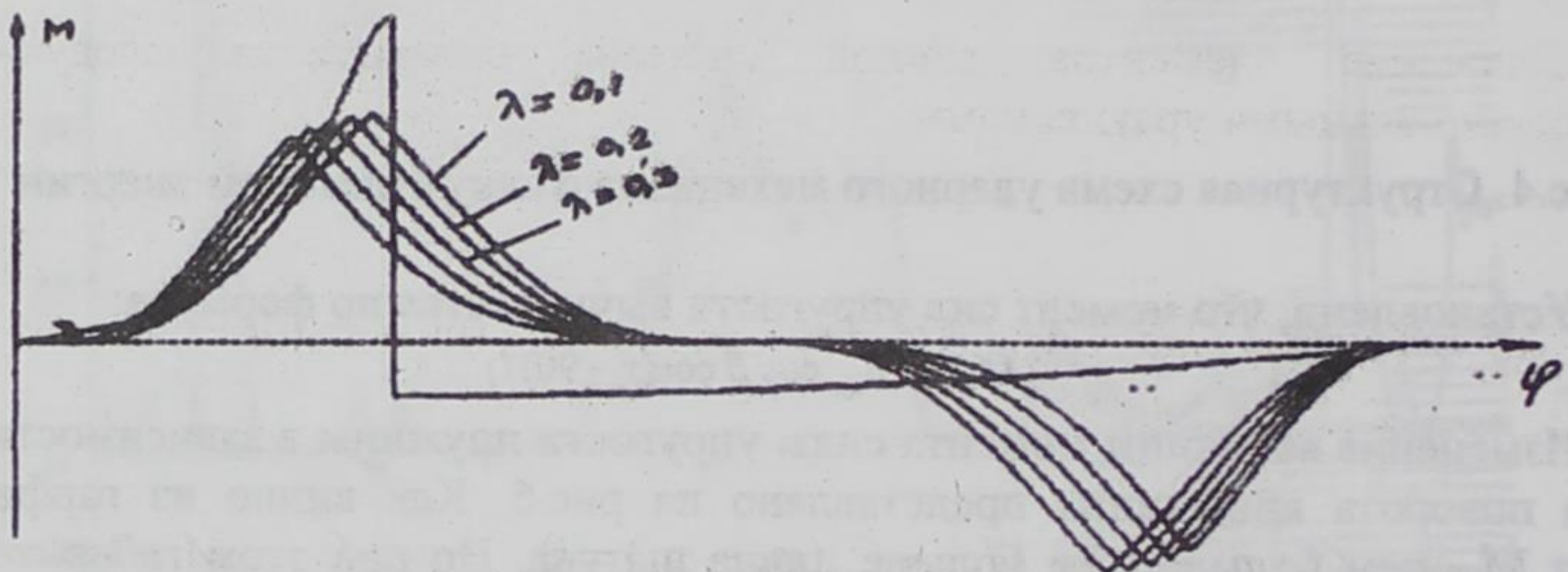


Рис.6 Зависимости момента силы упругости пружины от угла поворота кривошипа при разных длинах шатуна КПМ.

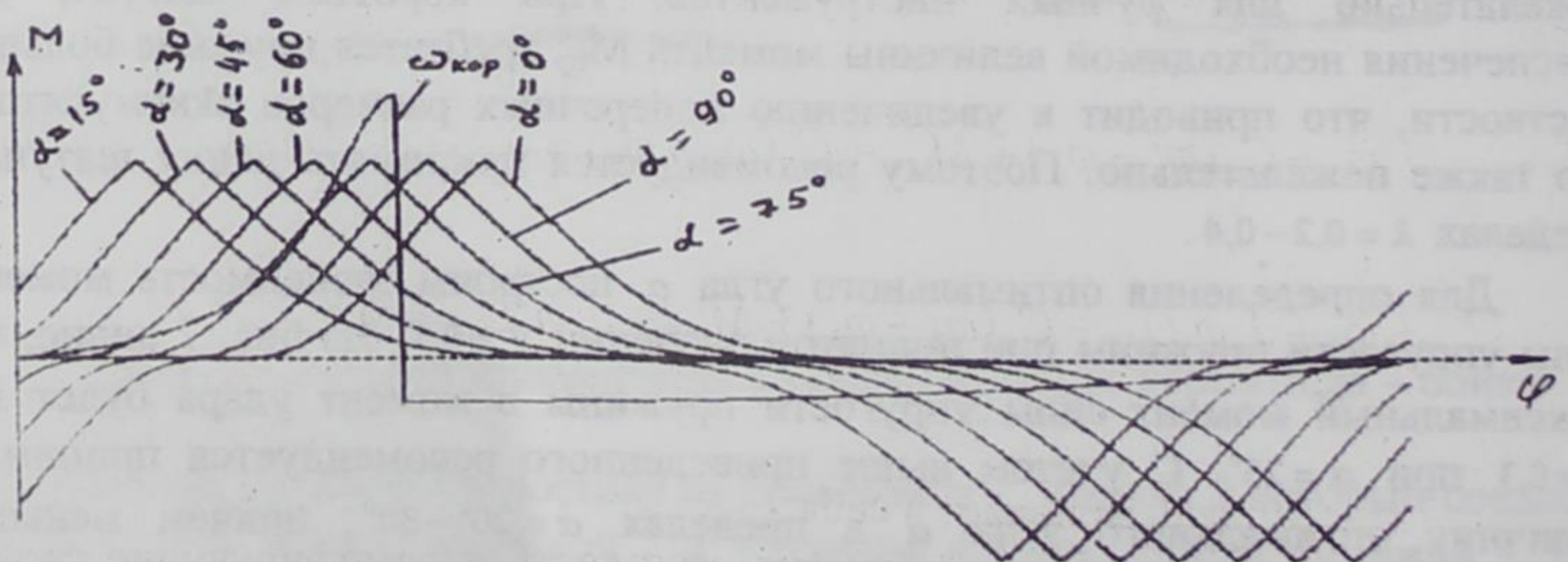


Рис.7 Зависимости момента силы упругости от угла поворота кривошипа при разных углах между направлениям удара и направляющей ползуна.

Для исследования динамики трансмиссии составлена математическая модель отбойного молотка с аккумулятором механической энергии, расчетная схема которого показана на рис.8. Модель отбойного молотка с гибким валом принята в виде пяти-массовой системы.

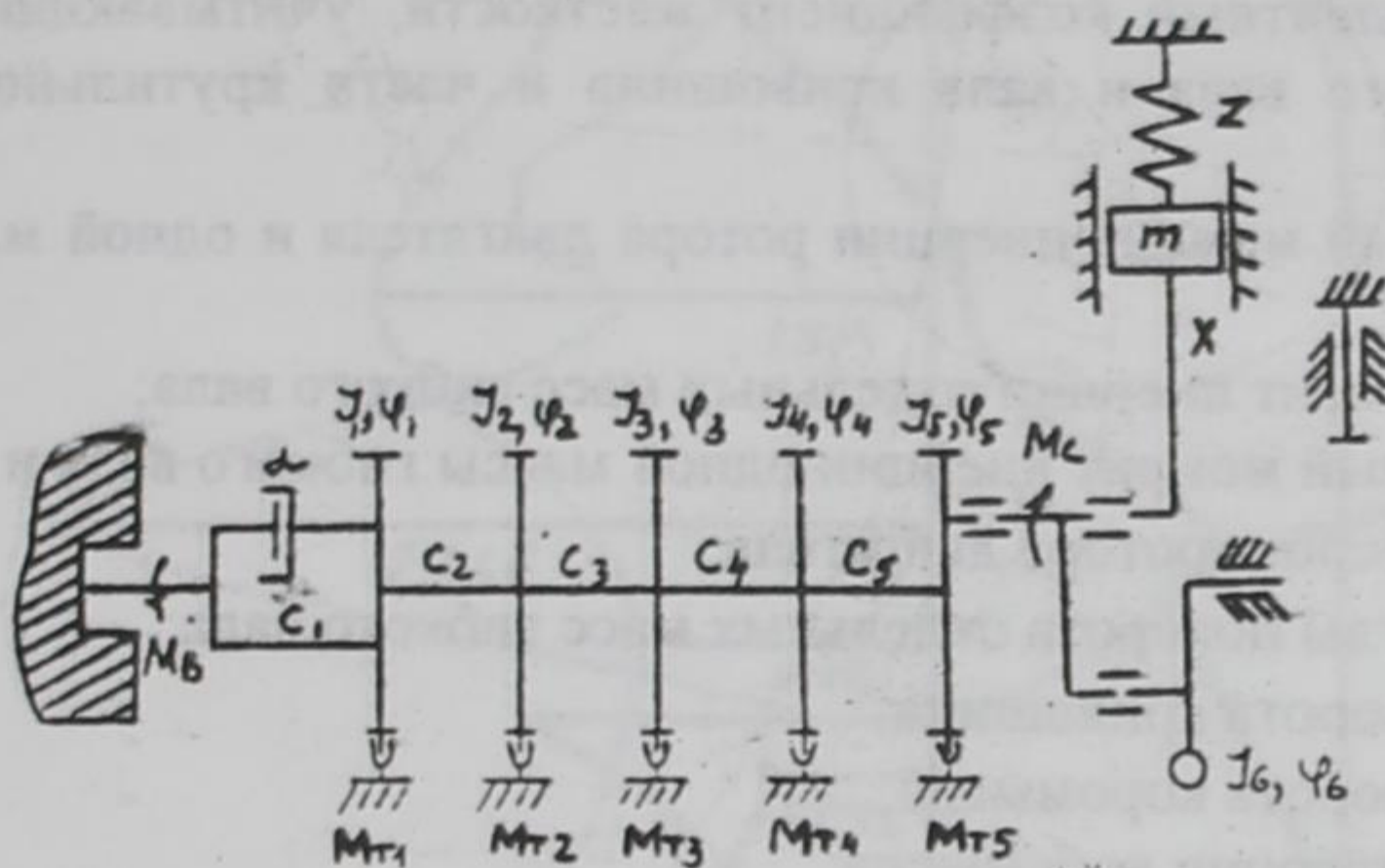


Рис.8. Расчетная схема отбойного молотка с аккумулятором энергии

Движение элементов данной системы описывается следующим дифференциальными уравнениями:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - \alpha \dot{\varphi}_1 + C_1 \varphi_1 + M_{T1} + C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{C_1}{T_d} \int (\varphi_1 - \varphi_2) dt = M \vartheta$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + M_{T2} + C_3(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \quad \varphi_1 > 0 \quad M - \text{var}$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) + M_{T3} + C_4(\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \quad (1)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_4(\varphi_3 - \varphi_4) + M_{T4} + C_5(\varphi_4 - \varphi_5) = 0$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 + J_6 \varphi_5 U_{65} - C_5(\varphi_4 - \varphi_5) + M_{T5} + J_6 \varphi_5^2 U_{65} = 0$$

Модель включает в себя:

$M_{\text{в}}$, C_1 , α – вращающий момент, жесткость и демпфирующие свойства двигателя;

C_2 - эквивалентный коэффициент жесткости, учитывающий жесткость соединения гибкого вала и выходного вала электродвигателя и части крутильной жесткости гибкого вала;

C_3, C_4 , - крутильная жесткость частей гибкого вала;

C_5 - эквивалентный коэффициент жесткости, учитывающий жесткость соединения гибкого вала и вала кривошипа и части крутильной жесткости гибкого вала;

J_1 - суммарный момент инерции ротора двигателя и одной массы гибкого вала;

J_2, J_3, J_4 - момент инерции отдельных масс гибкого вала;

J_5 - суммарный момент инерции одной массы гибкого вала и кривошипа;

φ_1 - угол поворота ротора двигателя;

$\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ - углы поворота отдельных масс гибкого вала;

φ_5 - угол поворота кривошипа;

φ_6 - угол поворота коромысла;

J_6 - момент инерции коромысла;

M_C - момент сопротивления ударного механизма, который определяется по формуле:

$$M_C = J_{\text{ко}} \ddot{\varphi}_{\text{ко}}$$

где $\ddot{\varphi}_{\text{ко}}$ - угловое ускорение коромысла.

$M_{\text{пр}}$ - момент сопротивления создаваемый пружиной аккумулятора энергии

$$M_{\text{пр}} = C \left[L_k (1 - \cos \varphi_k) + l_{\text{ш}} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_k}) \right] \left(\sin \varphi_k + \frac{\lambda \sin \varphi_k \cos \varphi_k}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_k}} \right)$$

где c - жесткость пружины; l_k - длина кривошипа; $l_{\text{ш}}$ - длина шатуна кривошипно-ползунного механизма.

Диаграммы угловых скоростей элементов отбойного молотка при его работе с аккумулятором энергии показано на рис.9. В аккумуляторе применена пружина с жесткостью $C=20$ кг/см и направляющая ползуна направлена в 25° от направления удара. Из рис.9. видно, что отклонение угловой скорости кривошипа от номинального значения угловой скорости ротора электродвигателя составляет 132 с^{-1} . Скорость коромысла первым ударом составляет 270 с^{-1} , а перед вторым 280 с^{-1} . Наблюдается увеличение угловой скорости кривошипа перед ударом по сравнению с угловой скоростью кривошипа ударного механизма обойного молотка без аккумулятора энергии на 4 с^{-1} .

Увеличение угловой скорости кривошипа обусловлено действием упругости гибкого вала и упругости пружины. Во время взвода коромысла наблюдается уменьшения угловой скорости кривошипа. К моменту остановки

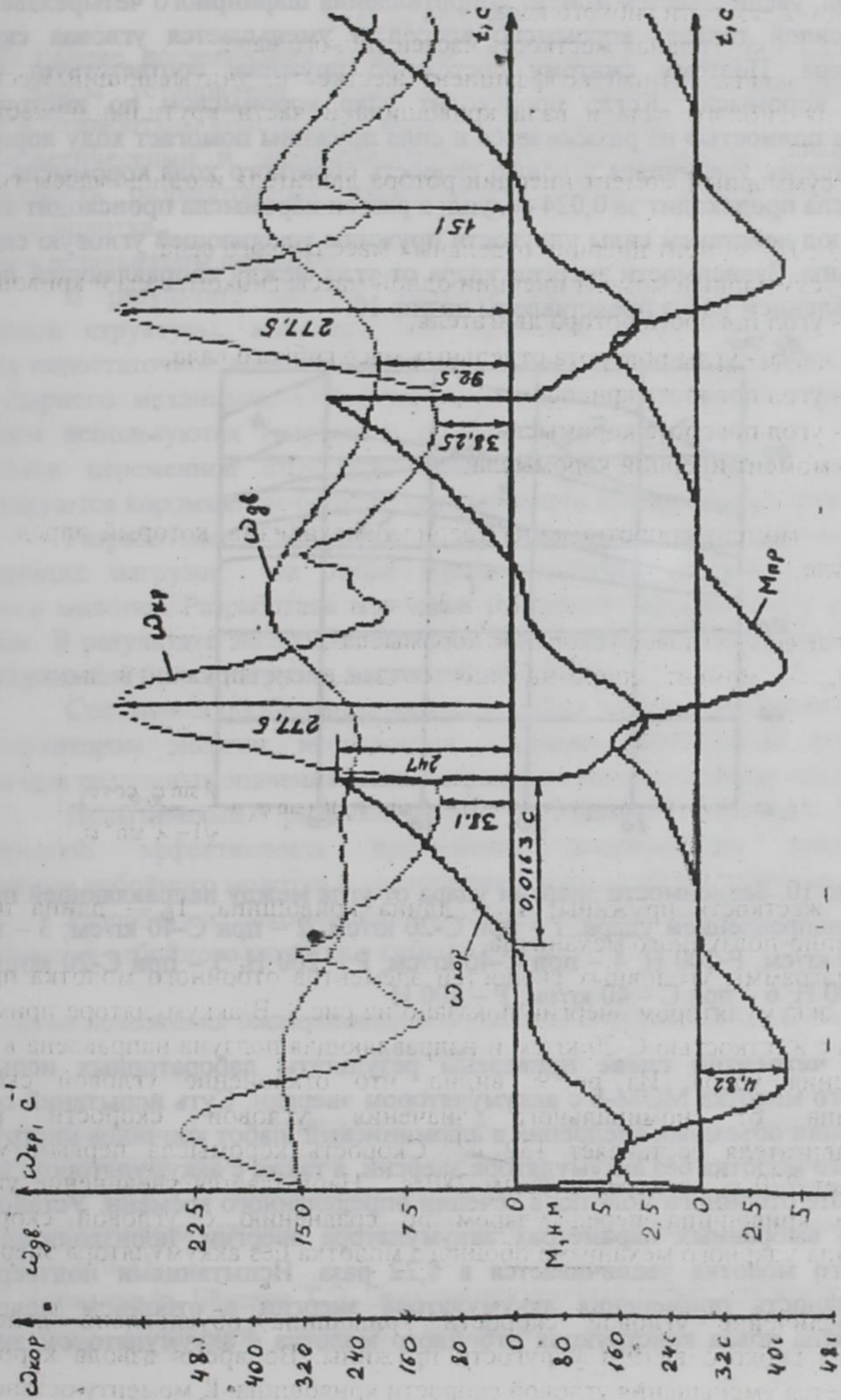


Рис.9 Диаграмма угловых скоростей элементов трансмиссии от времени, когда применена пружина с жесткостью $C=20 \text{ кг/см}$ и направляющая ползуна направлена в 25° от направления удара

коромысла увеличивается угловая скорость кривошипа вследствие уменьшения момента сопротивления шарнирного четырехзвенника. Когда коромысло идет на разгон, увеличивается момент сопротивления шарнирного четырехзвенника, шатун силой толкает коромысло вперед и уменьшается угловая скорость кривошипа. Поэтому сжатому состоянию пружины соответствует начало разгона коромысла. Когда происходит удар коромыслом по инструменту, пружина полностью не разжимается и сила пружины помогает ходу коромысла после отскока увеличивая угловую скорость обратного хода коромысла. Взвод коромысла происходит за 0,024 секунд, а разгон коромысла происходит за 0,016 секунд под действием силы упругости пружины ускоряющей угловую скорость кривошипа. Зависимости энергии удара от угла между направляющей ползуна и направлением удара представлены на рис. 10.

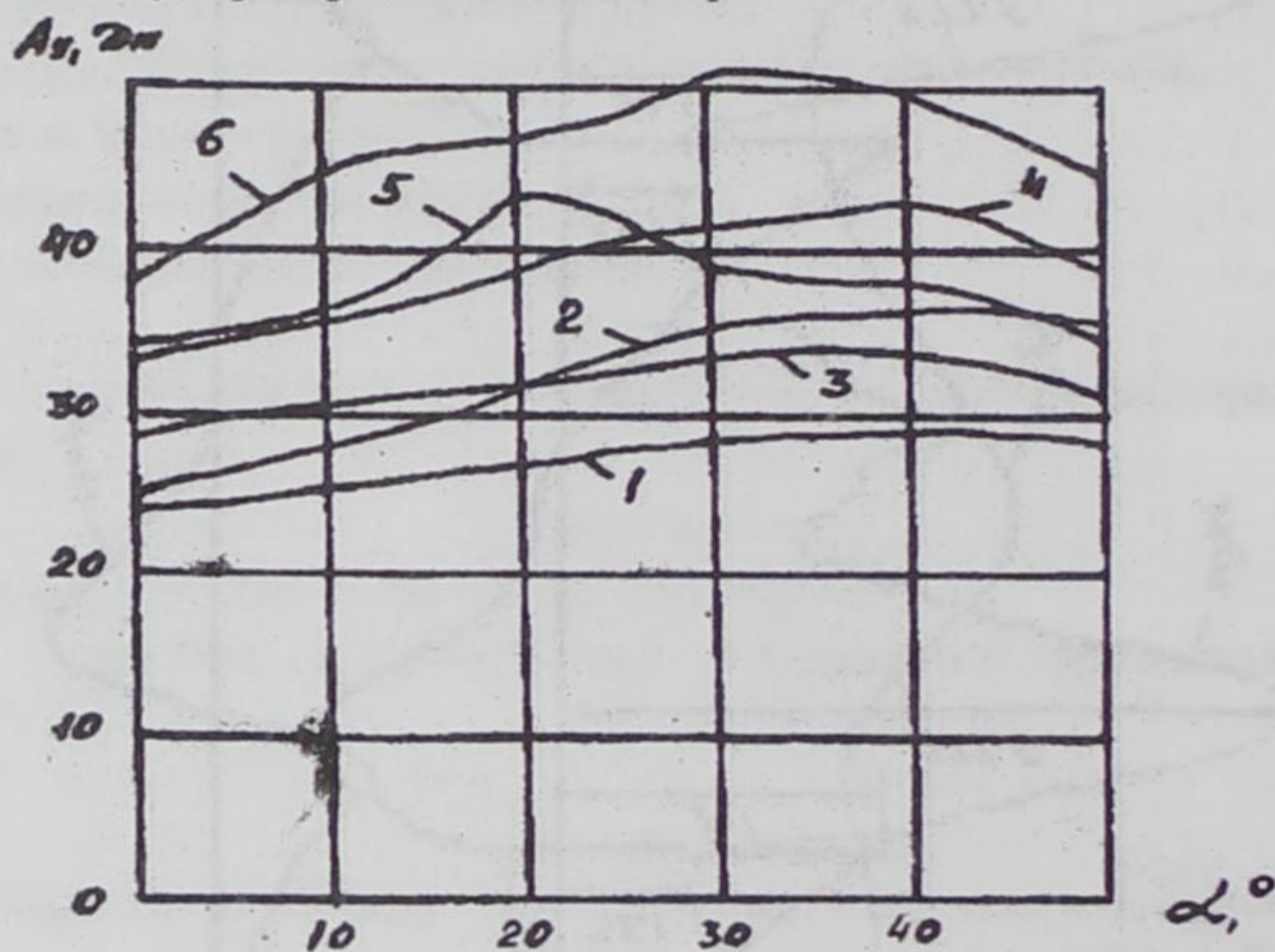


Рис. 10. Зависимости энергии удара от угла между направляющей ползуна и направлением удара: 1 – при С-20 кг/см; 2 – при С-40 кг/см; 3 – при С-20 кг/см; Р-200 Н; 4 – при С-40 кг/см; Р – 200 Н; 5 – при С-20 кг/см, Р – 400 Н; 6 – при С – 40 кг/см; Р – 400 Н

В четвертой главе приведены результаты лабораторных испытаний отбойного молотка МОМ-8 с аккумулятором энергии. Суть испытаний состоит в сравнении объемных внедрений в алюминиевый шабот кончиков инструмента отбойного молотка без аккумулятора энергии, а также с аккумулятором энергии при работе отбойного молотка в течении определенного времени. Установлено, что при выбранных параметрах аккумулятора энергии, производительность отбойного молотка увеличивается в 8,22 раза. Испытаниями подтверждено эффективность применения аккумулятора энергии в отбойном молотке и предложена новая конструкция отбойного молотка с аккумулятором энергии.

Разработаны рекомендации к использованию аккумулятора энергии в конструкции отбойного молотка с гибким валом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе исследования динамики трансмиссии отбойного молотка с гибким валом установлено необходимость использования аккумуляторов энергии и разработаны конструкция аккумулятора энергии.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено эффективность разработанных предложений, создана новая конструкция отбойного молотка.

Основные результаты работы:

1. В результате анализа ударных узлов на основе механизмов переменной структуры, выявлено, что причиной малого ресурса работы является недостаточное внимание вопросам определения нагрузок на опорных узлах ударного механизма. Отбойные молотки с механизмами переменной структуры используются впервые и особенностью разработанных ударных механизмов переменной структуры является то, что ударные импульсы формулируются коромыслом-бойком, совершающим вращательное движение.

2. Разработана методика экспериментальных исследований возникающих нагрузок на опоре коромысла-бойка ударного механизма отбойного молотка. Разработана методика тарирования тензодатчиков ударным способом. В результате экспериментальных исследований установлено, что на опоре коромысла бойка нагрузки достигают до 7,9 кН.

3. Составлена обобщенная математическая модель отбойного молотка с аккумулятором энергии, исследована динамика трансмиссии отбойного молотка при различных значениях параметров элементов отбойного молотка.

4. Испытаниями разработанного отбойного молотка МОМ-8, подтверждено эффективность применения аккумулятора энергии в конструкции отбойного молотка и увеличения ресурса работы ударного узла.

5. Разработаны рекомендации к использованию аккумулятора энергии в конструкции отбойного молотка с гибким валом.

Основные положения диссертационной работы опубликованы следующих работах:

1. Абдраимов С., Аширалиев А.А., Каримов А., Белеков Т.Э. Экспериментальное определение распределения реакций на опорах ударного механизма с МПС. // Механизмы переменной структуры и вибрационные машины. Материалы второй международной конференции. Бишкек: Илим, 1995-397с/с.110-11.

2. Каримов А., Белеков Т.Э. Экспериментальный стенд для исследования потребляемой мощности ручного отбойного молотка. Сб. материалов

международной научно-теоретической конференции « Ошский оазис на стыке континентов и цивилизаций». Ош: изд-во ОшГУ, 1997.-90 с/с.86-87.

3. Абдраимов С., Каримов А., Белеков Т.Э. Соотношения критериев подобия электромеханической модели ручного отбойного молотка. Сб. научных трудов Института машиноведения НАН КР, выпуск 1. Бишкек: Илим, 1997.-297с/с.175-178.

4. Каримов А., Белеков Т.Э. Экспериментальные исследования отбойного молотка с МПС. // Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Материалы международной конференции. Бишкек: Кыргызстан-Мектеп, 1999.-397 с/с.226-230.

5. Белеков Т.Э. Экспериментальное определение реакций на опоре коромысла отбойного молотка. //Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Материалы международной конференции. Бишкек: Кыргызстан-Мектеп, 1999.-397 с/с.230-235.

6. Каримов А., Белеков Т.Э. Тарировочный стенд для тарировки тензодатчиков на опоре коромысла-бойка отбойного молотка. // Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Материалы международной конференции. Бишкек: Кыргызстан-Мектеп, 1999.-397с/с.236-240.

7. Белеков Т.Э. Измерения усилия, действующего на оси коромысла отбойного молотка с МПС. Материалы конференции посвященной 200-летию А.С. Пушкина в Кыргызстане. Бишкек: Изд-во КРСУ, 1999.-89 с/с.20.

8. Абдраимов С., Каримов А., Абидов А.О., Белеков Т.Э., Кошбаев А.А. Исследование динамики отбойного молотка с аккумулятором энергии. // Технологии и перспективы современного инженерного образования, науки и производства. Материалы международной конференции. Бишкек: Изд-во КТУ, 1999.-308 с/с.4-9.

9. Каримов А., Абидов А.О., Белеков Т.Э. Аккумуляция энергии в отбойном молотке с гибким валом. // Журнал «Науки и новые технологии», № 2, Бишкек, 1999.-197 с/с.101-103.

10. Абдраимов С., Абидов А., Белеков Т.Э. Распределение энергии в отбойном молотке с гибким валом. // Вестник ИГУ, 1999.-197 с/с.120-125.

11. Каримов А., Кошбаев А.А., Белеков Т.Э. Параметры аккумулятора механической энергии.//История, культура и экономика юга Кыргызстана. Материалы международной научной конференции. Ош: ЦПУ при КУУ, 2000. – 372 с/с.258-266.

ТҮШҮНДҮРМӨ

Бул диссертациялык жумушта талкалоочу балканын өзгөрүлмө структуралуу урма механизмдин кинематикалык жуптарындагы күчтөрдү эксперимент жолу менен аныктоо жана талкалоочу балканын уруу энергиясын чонойтуу маселелери каралган.

Эксперименттик жол менен өзгөрүлмө структурадагы урма механизмдин негизги кинематикалык жуптарындагы күчтөрдүн чоңдуктары жана багыты аныкталган.

Талкалоочу балканын механизмдеринин кыймылын изилдөөнүн негизинде, анын уруу энергиясын чонойтуу учун аккумулятор иштелип чыккан.

Изилдөөлөрдүн негизинде жаны талкалоочу балканын конструкциясы иштелип чыгып, анын математикалык модели түзүлүп, анын элементтеринин кыймылынын дифференциалдык тендемелери түзүлгөн жана алар сандык ыкма менен ЭЭМде чыгарылып изилденген.

Теориялык изилдөөлөрдүн тыянактары жана жыйынтыктары, жаны жасалган талкалоочу балка MOM-8ди эксперименталдык изилдөөлөр менен текшерилген жана алардын туура экендиги далилденген.

АННОТАЦИЯ

В диссертационной работе рассмотрены вопросы экспериментального определения нагрузок возникающих на кинематических парах ударного механизма переменной структуры отбойного молотка и способы увеличения энергии удара.

На основе экспериментальных исследований определены величины и направления сил реакций в кинематических парах ударного МПС.

На основе теоретических исследований трансмиссии отбойного молотка, для увеличения энергии удара предложен аккумулятор энергии.

Составлена обобщенная математическая модель трансмиссии отбойного молотка с аккумулятором энергии. Дифференциальные уравнения движения элементов системы решена численным способом на ЭВМ.

Результаты теоретических исследований подтверждены экспериментальными исследованиями.

Эффективность применения аккумулятора энергии и увеличение ресурса работы ударного МПС доказана проведенными испытаниями нового отбойного молотка MOM-8, разработанного на основе полученных рекомендаций.

Annotation

Problems connected with determination by experimental way of loading, which are appears on bearing units of percussive mechanism of breaking hammers with variable structure mechanism are discussed in this thesis. For blow energy increasing in breaking hammer a mechanical energy accumulator is used.

Generalized mathematical model of breaking hammer with energy accumulator. Is composed. Motion of the system elements was determined by Runge-Khutt Numerical method with computer using.

Reliability of theoretical results were proved by experimental investigations. Efficiency of energy accumulator application in breaking hammer was proved by experimental tests.

Results of these investigations were in MOM-8 breaking hammer development.