

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ

На правах рукописи
УДК 621.01

ДАНДЫБАЕВ ЕСИМ СЕРИКОВИЧ

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА НА ДИНАМИКУ
КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ МАШИН**

Специальность 05.02.18 - «Теория механизмов и машин»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек - 2005

Работа выполнена в Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики и в Кыргызско-Российском Славянском университете.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор *Ермяниц В.Э.*

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор *Стрельцов В.А.*

доктор технических наук, с.н.с. *Абидов А.О.*

Ведущая организация - Межотраслевой научно-технологический центр «Машиностроение» (г. Алматы).

Защита состоится «23» «сентября» 2005 г. в «10-00» часов на заседании Диссертационного совета Д. 05.05.297 при Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в архиве Института машиноведения НАН КР.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д. 05.05.297.

Автореферат разослан « <?<P> » 2005 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета Д. 05.05.297, канд. техн. наук

Анохин А.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы.

В последние годы на основе кривошипно-коромысловых ударных механизмов создаются перспективные виброударные машины различного назначения для горного дела, строительства и нужд энергетической отрасли. Эти машины могут оснащаться как электрическим, так и гидравлическим приводом с питанием от специальной гидростанции или от гидростанции строительной дорожной машины, имеющейся на строительном объекте.

При создании таких машин конструкторам приходится решать задачу обеспечения требуемой энергии и частоты ударов машины при удовлетворении различных ограничений, например, ограничений на расход жидкости, давление в гидросистеме, колебаний давления, колебаний угловой скорости вала двигателя. Эта задача может быть решена путем определенного согласования характеристик машины, элементов ее гидропривода и обрабатываемой среды. Но это, в свою очередь, требует знания взаимосвязей динамических процессов, протекающих в машине и её выходных параметров с характеристиками перечисленных элементов. Для кривошипно-коромысловых ударных машин эти взаимосвязи до настоящего времени оставались не раскрытыми, что затрудняло проектирование новых и совершенствование существующих машин.

В связи с этим выявление указанных взаимосвязей и разработка на их основе инженерной методики выбора рациональных параметров гидропривода, и трансмиссии кривошипно-коромысловых ударных машин является актуальной задачей.

Работа выполнялась в соответствии с планами работ Института машиноведения НАН КР по проектам: «Теоретические основы механизмов переменной структуры и их приложение к созданию новых машин и оборудования» (1999 - 2003 гг.), «Разработка теоретических основ машин на основе механизмов переменной структуры с несколькими особыми положениями» (2004 - 2008 гг.), а также планом научно-исследовательских работ кафедры «Механика» Кыргызско-Российского Славянского университета по направлению «Динамика ударных машин».

Целью работы являлось установление основных закономерностей динамических процессов в кривошипно-коромысловых ударных машинах с гидроприводом и разработка на их основе инженерной методики выбора рациональных параметров элементов гидропривода и трансмиссии машины.

Для достижения поставленной цели решались следующие *задачи*:

- Разработка и обоснование динамической модели кривошипно-коромысловой ударной машины, учитывающей характеристики элементов гидропривода.

- Экспериментальная оценка возможных диапазонов изменения параметров напорно-расходной характеристики приводной гидростанции, коэффициента отскока бойка ударной машины.
- Разработка алгоритма анализа динамической модели ударной машины на ЭВМ. апробация модели и ее экспериментальная проверка.
- Анализ полученной модели и установление закономерностей влияния параметров напорно-расходной характеристики приводной гидростанции, параметров гибкого трубопровода и гидромотора, приведенного момента инерции ударной машины, коэффициента отскока коромысла на выходные характеристики кривошипно-коромысловой ударной машины. Экспериментальная проверка достоверности основных результатов анализа и выводов.
- Разработка инженерной методики выбора параметров элементов гидропривода и трансмиссии кривошипно-коромысловой ударной машины, обеспечивающих заданные выходные характеристики машины при ограничениях на величину среднего давления жидкости в гидросистеме и коэффициент неравномерности этого давления.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- обоснована возможность упрощения динамической модели исследуемых кривошипно-коромысловых ударных машин до одномассовой с переменным моментом инерции, зависящим от угла поворота вала гидромотора;
- разработана математическая модель, описывающая динамические процессы в кривошипно-коромысловых ударных машинах с гидроприводом, учитывающая в отличие от предшествующих моделей напорно-расходную характеристику гидростанции, сжимаемость жидкости и деформацию стенок гибких трубопроводов;
- выявлены зависимости рабочих характеристик исследуемых машин (давления жидкости в гидросистеме, энергии и частоты ударов) от параметров напорно-расходной характеристики гидростанции, диаметра и длины гибких трубопроводов, инерционных характеристик машины и рабочего объема гидромотора;
- экспериментально установлены закономерности изменения коэффициента отскока бойка от инструмента в зависимости от скорости удара, соотношения масс бойка и инструмента, жесткости обрабатываемого объекта.

Практическая ценность работы включает следующее:

- разработан экспериментальный стенд и методика исследований коэффициента отскока бойка от инструмента после удара;
- разработана инженерная методика расчета и выбора параметров элементов гидропривода и трансмиссии машины, при которых обеспечивается заданная энергия удара, с учетом ограничений на величину среднего давления жидкости в гидросистеме и коэффициент неравномерности этого давления;
- разработаны рекомендации по рациональным размерам трубопроводов для машин МП-1 и МГ1-1М, схемам работы ударных механизмов, а также рекомендации по дальнейшему совершенствованию их гидропривода.

Основные положения, выносимые на защиту:

- обоснование математической модели кривошипно-коромысловых ударных машин с гидроприводом, учитывающей напорно-расходную характеристику приводной гидростанции, сжимаемость жидкости и деформацию стенок гибких трубопроводов;
- установление зависимостей рабочих характеристик исследуемых машин от параметров напорно-расходной характеристики гидростанции, диаметра и длины гибких трубопроводов, инерционных характеристик машины и рабочего объема гидромотора;
- экспериментальные закономерности изменения коэффициента отскока бойка от инструмента в зависимости от скорости удара, соотношения масс бойка и инструмента, жесткости обрабатываемого объекта;
- инженерная методика расчета и выбора параметров элементов гидропривода и трансмиссии кривошипно-коромысловых ударных машин.

Достоверность выводов, сформулированных по результатам теоретических исследований, подтверждена экспериментальными исследованиями динамики кривошипно-коромысловых ударных машин МП-1 и МП-1М, проведенными в условиях их промышленной эксплуатации.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседаниях Ученого совета Института машиноведения НАН КР (г. Бишкек) с 2001 по 2005 годы; на заседаниях кафедры механики Кыргызско-Российского Славянского университета (г. Бишкек) с 2000 по 2005 годы; на международных конференциях: «Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве», (г. Бишкек, КТУ им. И. Раззакова, 2001 г.); «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительного-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата», (г. Бишкек, КГУСТА, 2002 г.); «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» (гг. Москва - Звенигород, Институт машиноведения РАН, 2003 г.); «Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия» (г. Орел, ОрелГТУ, 2003 г.); «Проблемы механики современных машин» (г. Улан-Удэ, ВСГТУ, 2003 г.); «Механизмы переменной структуры и виброударные машины» (г. Бишкек, Институт машиноведения НАН КР, Инженерная академия КР, 2004 г.); «Образование через науку» (г. Бишкек, КТУ им. И. Раззакова, 2004 г.); «Современные проблемы машиностроения» (г. Томск, ТПУ, 2004 г.); «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин» (г. Астрахань, АГТУ, 2004 г.); на региональной конференции: «Наука. Техника. Инновации» (г. Новосибирск, НГТУ, 2001 г.).

Публикация результатов исследования. По результатам проведенных исследований опубликовано 19 работ, в том числе 2 тезиса докладов.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и содержит 142 страницы машинописного текста, 74 рисунка, 12 таблиц и библиографию из 67 наименований.

четная энергия удара каждого ударника составляет 100 Дж.

При работе машины коромысла наносят удары по инструментам 8, опирающимся на внешнюю поверхность трубы. Под действием этих ударов происходит очистка внутренней поверхности трубы от отложений шлака. Ударные механизмы могут работать либо синхронно, когда удары по инструментам наносятся обоими ударниками одновременно, либо асинхронно, когда удары наносятся по инструментам поочередно через равные промежутки времени.

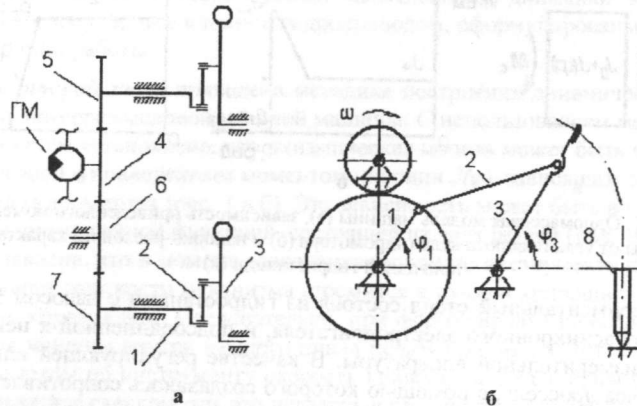


Рис. 2. Структурная схема машины для очистки золошлакопроводов

Зависимости приведенных моментов инерции машин МП-1 и МП-1М показаны на рис. 3, где сплошные кривые соответствуют синхронной схеме работы ударников, а штриховые линии – асинхронной схеме. На этих графиках J_+ , J_- – соответственно моменты инерции машины перед ударом и после него; φ_+ , φ_- – соответственно углы поворота вала гидромотора, соответствующие холостому ходу и полному циклу движения машины.

При составлении математической модели машины предполагалось, что гидравлические сопротивления трубопроводов и силы трения в механизме пренебрежимо малы. Математическая модель состояла из уравнения движения машины с переменным моментом инерции и уравнения неразрывности потока жидкости в напорной магистрали машины:

$$J\dot{\omega} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \omega^2 = \frac{q}{2\pi} p, \quad (2)$$

$$\frac{1}{A_k} (p_0 - p) = \frac{q}{2\pi\eta} \omega + \frac{S^2}{\alpha} \dot{p}, \quad (3)$$

где φ , ω – соответственно угол поворота и угловая скорость вала гидромотора; J – приведенный момент инерции ударной машины, учитывающий массу жидкости, находящейся в напорном и сливном трубопроводе; p – давление жидкости в напорной магистрали; q – рабочий объем гидромотора; η – объемный

к.п.д. гидромотора; S – площадь проходного сечения напорного трубопровода; α – приведенный коэффициент жесткости гибкого трубопровода, определяемый как: $\alpha = ES/l$; E – приведенный модуль упругости трубопровода, учитывающий деформацию его стенок и сжимаемость жидкости:

$$E = E_{жс} E_y / (E_{жс} + E_y),$$

где $E_{жс}$ – объемный модуль упругости жидкости; E_y – приведенный модуль упругости, определяемый для гибких трубопроводов по известной формуле

$$E_y = E_{ам} + A_y (p - p_{ам})^{1/2} + B_y f_k,$$

где $E_{ам}$ – объемный модуль упругости стенок трубопровода при атмосферном давлении, МПа; A_y , B_y – постоянные коэффициенты, определяемые экспериментально; p – давление в трубопроводе, МПа; $p_{ам}$ – атмосферное давление, МПа; f_k – частота колебаний давления в трубопроводе, Гц. Значения величин $E_{ам}$, A_y , B_y для трубопроводов различного диаметра приводятся в специальной литературе.

В качестве начальных условий при решении системы уравнений (2), (3) и нахождении установившихся режимов движения принималось:

$$p(0) = p(2\pi i_0), \quad \omega(0) = \omega(2\pi i_0),$$

т.е. функции изменения давления в напорной магистрали гидромотора и угловой скорости вала гидромотора не имеют разрывов в момент удара.

Решение уравнений движения проводилось численными методами на ЭВМ в математической среде MathCAD 2000. В качестве критериев, по которым проводилась оценка влияния различных факторов на динамику машины, были выбраны: выходные характеристики ударной машины – частота f и энергия ударов A ; параметры, характеризующие динамические процессы в гидросистеме – среднее давление жидкости в напорной магистрали $p_c = (p_{max} + p_{min})/2$ и коэффициент неравномерности давления $\delta_p = (p_{max} - p_{min})/p_c$; параметры, характеризующие динамические процессы в самой ударной машине – угловая скорость вала гидромотора в момент удара ω_- и коэффициент её неравномерности $k_{\omega} = \omega_{max}/\omega_-$.

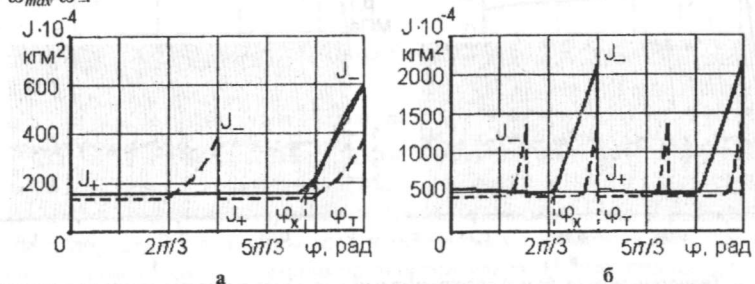


Рис. 3. Зависимости приведенных моментов инерции машин МП-1 (а) и МП-1М (б) от угла поворота вала гидромотора

В результате решения уравнений движения установлены закономерности изменения угловой скорости вала гидромотора (рис. 4) и давления жидкости в его напорной магистрали (рис. 5) с течением времени для различных схем работы машины МП-1.

Из анализа этих закономерностей следует, что время холостого хода машины T_x при различных режимах её работы составляет 70 – 90% от времени всего цикла движения T . Причем на этом интервале времени в основном и происходит колебание давления. Во время рабочего хода T_p (разгона коромысла) давление изменяется незначительно, а угловая скорость вала гидродвигателя резко уменьшается.

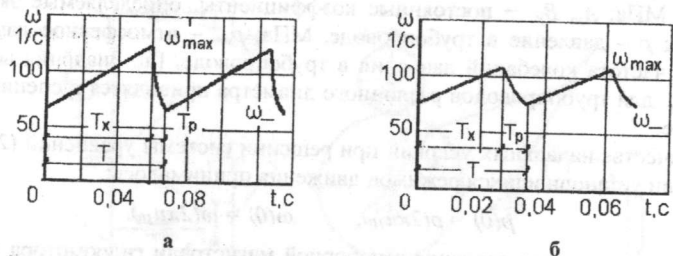


Рис. 4. Зависимости скорости вала гидромотора машины МП-1 от времени при синхронной (а) и асинхронной (б) работе ударников

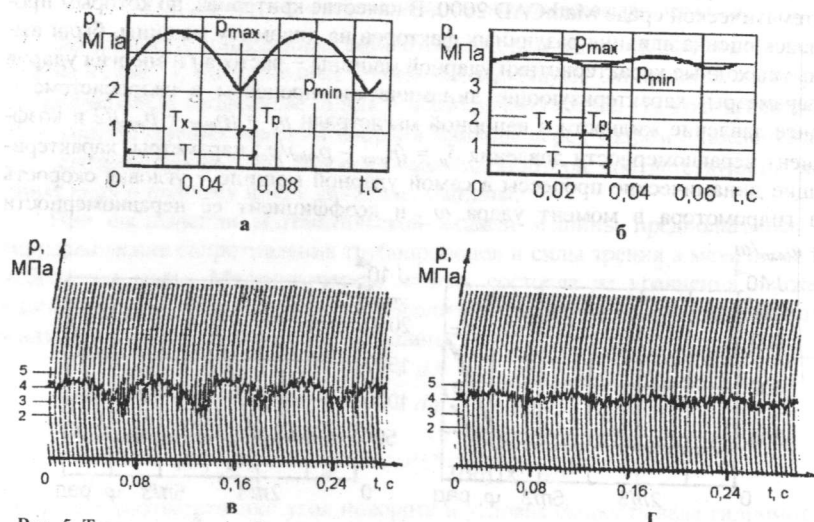


Рис. 5. Теоретические (а, б) и экспериментальные (в, г) зависимости давления в напорной магистрали машины МП-1 от времени при синхронной (а, в) и асинхронной (б, г) схемах работы ударников.

На рис. 5 в, г приведены экспериментальные диаграммы зависимости давления в напорной магистрали от времени, записанные в период промышленных испытаний машины МП-1 на Бишкекской ТЭЦ. Они показывают, что принятая математическая модель, достаточно точно описывает динамические процессы в ударной машине МП-1. Графики изменения давления в напорной магистрали установки, полученные теоретически и экспериментально, качественно совпадают. Высокочастотные составляющие колебаний на экспериментальных диаграммах объясняются волновыми процессами в трубопроводе, которые в модели не учитывались. Количественно различие теоретических и экспериментальных значений давлений при различных схемах работы ударников лежит в пределах 3 – 13%. Различие в значениях частоты ударов не превышает 3%.

В третьей главе с использованием разработанной модели установлены зависимости характеристик машин МП-1 и МП-1М от температуры и подачи рабочей жидкости, параметров гибкого трубопровода, приведенного момента инерции механизма, и коэффициента отскока коромысла после удара.

В качестве примеров на рис. 6 приведены зависимости частоты и энергии ударов для машины МП-1М при синхронной работе ударников от коэффициента A_k , характеризующего изменение температуры и вязкости рабочей жидкости. Позиции 1 – 4 соответствуют частотам вращения вала насоса приводной гидростанции 600, 800, 1000, 1200 об/мин. Такой же характер изменения в зависимости от A_k имеет и среднее давление в напорной магистрали машины. При этом коэффициент неравномерности давления δ_p остается постоянным при всех частотах вращения вала насоса.

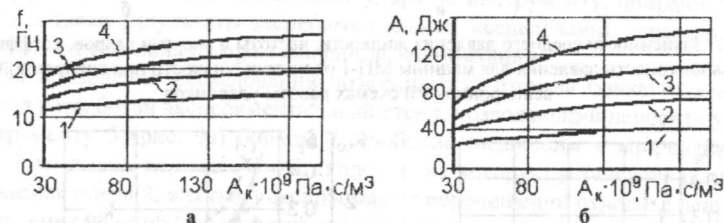


Рис. 6. Зависимость частоты (а) и энергии ударов (б) машины МП-1М от коэффициента A_k

На рис. 7 приведены зависимости параметров p_c , f , A , δ_p от величины подачи жидкости в напорную магистраль для машины МП-1 при синхронной (рис. 7а) и асинхронной (рис. 7б) схемах работы ударников. Эти графики позволяют определять величины всех необходимых параметров машины при заданном одном параметре, например энергии удара. Из них видно, что при заданной энергии удара 100 Дж и синхронной схеме работы ударников коэффициент неравномерности давления имеет большую величину ($\delta_p = 0,2$).

Уменьшение коэффициента δ_p можно обеспечить выбором соответствующих размеров гибких трубопроводов, играющих роль аккумуляторов энергии в гидросистеме, или установкой в трансмиссии машины дополнительной массы, увеличивающей постоянную составляющую приведенного момента инерции машины.

Исследования показали, что на коэффициент неравномерности давления основное влияние оказывает произведение площади поперечного сечения трубопровода на его длину Sl . Графики зависимости δ_p от этого параметра приведены на рис. 8 а. На рис. 8 б показаны зависимости коэффициентов δ_p и k_ω от величины постоянной составляющей приведенного момента инерции машины J_+ . Из этих графиков следует, что применение дополнительных маховых масс особенно эффективно при больших значениях коэффициента неравномерности давления и малоэффективно при значениях $\delta_p < 0,2$.

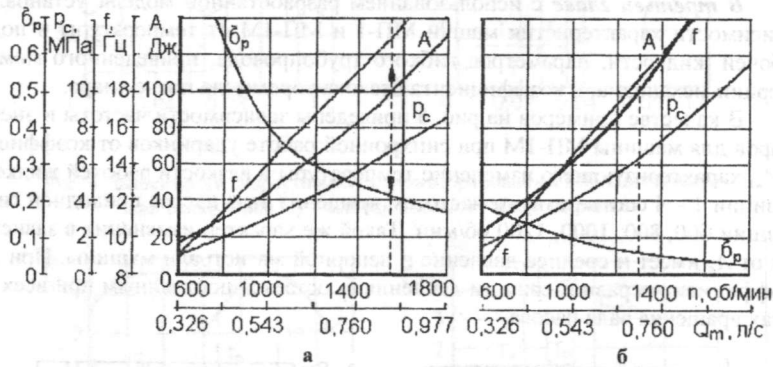


Рис. 7. Зависимости среднего давления жидкости, частоты и энергии ударов, коэффициента неравномерности давления для машины МП-1 от подачи жидкости при синхронной (а) и асинхронной (б) схемах работы ударников

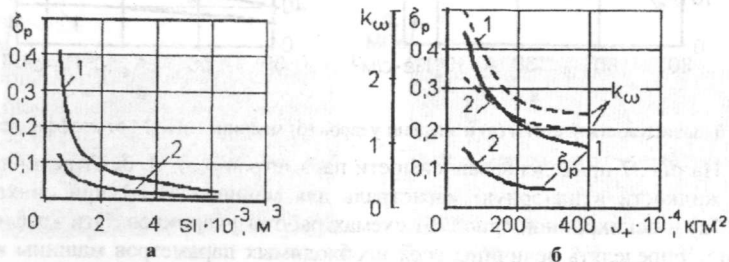


Рис. 8. Зависимость коэффициентов δ_p и k_ω от параметра Sl (а) и J_+ (б) при синхронной (1) и асинхронной (2) работе ударников машины МП-1

Исследования показали, что при $\delta_p < 0,3$ коэффициент неравномерности угловой скорости вала гидродвигателя k_ω зависит только от инерционных свойств самой машины и достаточно точно определяется по формуле:

$$k_\omega = \sqrt{1 + \Theta(k_J - 1)}, \quad (4)$$

где $k_J = J_- / J_+$; $\Theta = \varphi_s / \varphi_r$.

Исследования показали также, что при $\delta_p < 0,1$ колебания давления практически не оказывают влияния на все характеристики машины и при расчетах можно принимать его постоянным, равным среднему значению.

В этом случае система уравнений (2), (3) решается аналитически. В результате такого решения нами были получены конечные соотношения для энергии и частоты ударов, максимальной подачи жидкости, необходимой для обеспечения заданной энергии ударов:

$$A = \frac{pq}{2u_{10}(1-R^2)}; \quad f = \frac{u_{10}}{\pi L} \sqrt{\frac{A(1-R^2)\xi}{2J_+}}; \quad (5)$$

$$Q_m = \frac{p}{A_k} + \frac{q}{2\pi\eta L} \sqrt{\frac{qp\xi}{u_{10}J_+}}; \quad (6)$$

где p – давление в напорной магистрали; u_{10} – передаточное отношение от кривошипа к валу гидромотора ударной машины; $\xi = 2$ при синхронной работе ударников машины и $\xi = 1$ при асинхронной работе ударников.

$$L = \frac{1}{\sqrt{k_J - 1}} \left[\sqrt{\Theta(k_J - 1) + 1} + k_J - 2 - \frac{k_J \Theta}{\sqrt{1 - \Theta}} \ln \frac{\sqrt{k_J}(1 + \sqrt{1 - \Theta})}{\sqrt{\Theta(k_J - 1) + 1} + \sqrt{1 - \Theta}} \right].$$

В четвертой главе изложены результаты экспериментальных исследований коэффициента отскока бойка после удара по инструменту, опирающемуся на плиту, а также результаты экспериментальных исследований характеристик машин МП-1 в условиях их промышленной эксплуатации.

Для проведения исследований коэффициента отскока бойка от инструмента был разработан экспериментальный стенд, позволяющий наносить удары по инструменту 3 (рис. 9а) бойком 7, свободно падающим в направляющей трубе 5. Стенд оснащен массивной опорой 1, на которую устанавливалась обрабатываемая плита 2, жестко фиксируемая от перемещений относительно опоры. Инструмент 3 опирался на плиту и прижимался к ней с помощью специального устройства, состоящего из сменных грузов, действующих через жесткий рычаг на прижимную втулку 4. В экспериментах использовались два бойка и два инструмента (рис. 9 б, в), соответствующие виброударным машинам МП-1 и ударной машине МБ-10 для ликвидации зависания угля в бункерах ТЭЦ.

При исследовании влияния скорости удара на коэффициент отскока бойка в качестве обрабатываемого объекта использовалась стальная плита с размерами в плане 290×220 мм и толщиной 17 мм. Плита имела начальный прогиб, который в центре плиты достигал 1 мм. Полученные результаты представлены на рис. 10 а в виде графиков зависимости коэффициента отскока бойка от скоро-

сти удара при различных сочетаниях бойков и инструментов. Первая цифра в обозначении этих графиков соответствует номеру бойка, а вторая – номеру инструмента.

Влияние соотношения масс бойка M и инструмента m на коэффициент отскока бойка иллюстрируют графики, показанные на рис. 10 б, где кривые 1, 2, 3 соответствуют скоростям удара 5, 6, 7 м/с.

Для оценки влияния жесткости обрабатываемого объекта на коэффициент отскока бойка использовались пластины толщиной 5 мм и 10 мм, свободно опертые по двум сторонам, а также швеллер № 24, который имитировал жестко защемленную по двум краям пластину толщиной 5 мм.

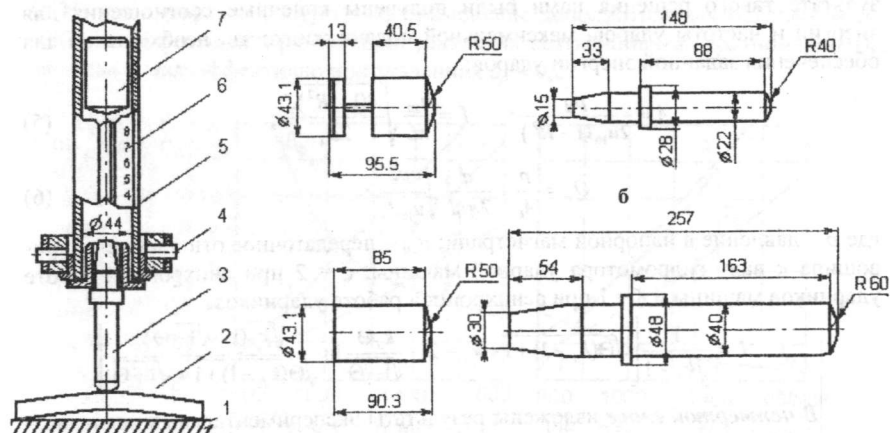


Рис. 9. Узел фиксации и прижима инструмента (а), конструкции экспериментальных бойков и инструментов: б – боек 1, инструмент 1; в – боек 2 – инструмент 2.

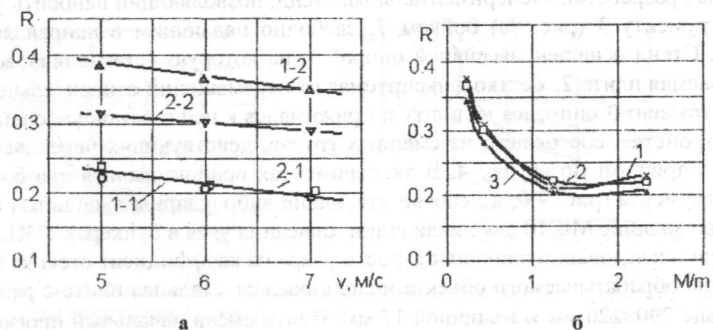


Рис. 10. Диаграммы зависимости коэффициента отскока бойка от скорости удара (а) и соотношения масс бойка и инструмента (б).

Экспериментальные исследования показали, что изгибная жесткость обрабатываемого объекта может оказывать существенное влияние на коэффициент отскока бойка. Например, с увеличением жесткости пластины вдвое коэффициент отскока бойка возрастает примерно в 1,5 раз.

На основе полученных результатов установлено, что возможные значения коэффициента отскока бойка в машинах МП-1 лежат в диапазоне от 0,15 до 0,20. Дальнейшие теоретические исследования, проведенные по разработанной модели, показали, что изменение коэффициента отскока бойка в указанном диапазоне может приводить к изменению характеристик машины на 20%.

Для оценки достоверности закономерностей, выявленных с помощью математической модели, были проведены экспериментальные исследования характеристик машин МП-1 в период их промышленных испытаний.

При проведении экспериментов с помощью датчика давления повышенной точности ДТ-150 регистрировалось давление в напорной магистрали гидромотора. Сигнал с датчика подавался на измерительный магнитофон типа 7005 фирмы "Брюль и Кьер" и записывался на магнитную ленту, а затем выводился на самописец. Датчик питался от источника постоянного тока "Агат". Параллельно этому с помощью часового тахометра типа ТЧ-10Р регистрировалась частота вращения кривошипных валов ударных механизмов, которая равна частоте ударов. До проведения исследований измерительный комплекс в составе магнитофона, датчика давления, манометра, самописца, тарировался с помощью грузопоршневого манометра МП-600.

Были получены экспериментальные диаграммы колебания давления жидкости в напорной магистрали, аналогичные показанным на рис. 5в,г, при различных режимах работы ударных машин. Затем по ним были построены графики изменения среднего давления в напорной магистрали и частоты ударов каждого ударника в зависимости от величины подачи жидкости в напорную магистраль (рис. 11).

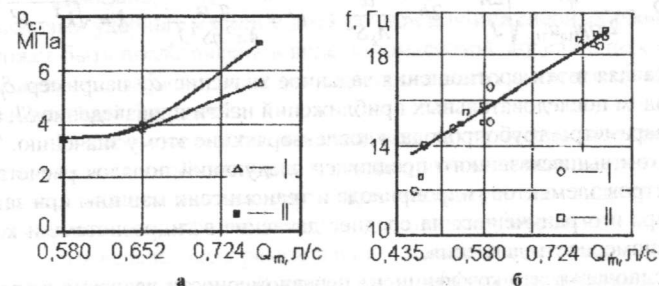


Рис. 11. Экспериментальные диаграммы зависимости давления в напорной магистрали (а) и частоты ударов (б) машины МП-1 от подачи жидкости в напорную магистраль при синхронной (I) и асинхронной (II) схемах работы ударников.

Сравнение этих графиков с полученными теоретически (рис. 7), показало их полное качественное совпадение. Количественно разница между экспериментальными и теоретическими значениями максимального и среднего давления в напорной магистрали машин и значений частот ударов составляет менее 10%.

Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили достоверность основных результатов и выводов, полученных на основе анализа предлагаемой модели.

С использованием полученных результатов разработаны рекомендации по выбору параметров гибких трубопроводов, типа гидромотора, схемы работы ударных механизмов машин МП-1. Рекомендации переданы Инженерной академии КР и реализованы при совершенствовании машин для очистки золошлакопроводов.

В пятой главе на основании установленных закономерностей разработана инженерная методика выбора рациональных параметров элементов гидропривода и трансмиссии машины.

Как отмечалось ранее, исследования показали, что колебания давления происходят при холостом ходе машины (рис. 5) когда приведенный момент инерции машины можно считать постоянным (рис. 3). В этом случае система уравнений (2), (3) решается аналитически. Из полученного нами решения этой системы следует, что при малых значениях коэффициента неравномерности давления параметры трубопровода связаны с этим коэффициентом и другими параметрами машины соотношениями:

$$5I = \frac{C_{ш} n^{-1} A_1 \tau_{ч}^{-1} A_2}{(1 + \alpha) \exp(2A_1) + 0,5 \alpha - \Gamma} \quad (7)$$

где $C_{ш}$ — коэффициент сопротивления; n — частота вращения; A_1 — параметр, зависящий от геометрии трубопровода; $A_2 = p$;

$$Y = \frac{1}{2} \sqrt{1 - \frac{2\Gamma}{A^2} - \frac{Y_1^2}{4 \alpha^2 \tau_{ч}^2}}$$

Подставляя в эти соотношения заданное значение Z_p , например $Z_p = 0,1$, можно методом последовательных приближений найти произведение $5I$, а затем подобрать параметры трубопровода, удовлетворяющие этому значению.

С учетом вышесказанного предложен следующий порядок расчета и выбора параметров элементов гидропривода и трансмиссии машины при заданной энергии удара и ограничениях на среднее давление в гидросистеме и коэффициент неравномерности давления.

1. Предполагая, что коэффициент неравномерности давления в гидросистеме меньше 0,1 по формуле, вытекающей из первого соотношения (5), подбирается передаточное отношение зубчатой передачи от кривошипа к валу гидро-

мотора u, o и рабочий объем гидромотора машины таким образом, чтобы выполнялось следующее неравенство:

(8)

Я

где p — среднее давление в напорной магистрали машины; $[p]$ — предельное допускаемое для данной гидросистемы давление.

2. Строится график зависимости приведенного момента инерции ударной машины от угла поворота вала гидродвигателя и аппроксимируется кусочно-линейной функцией, затем вычисляются коэффициенты $v; k; k_{...}$.

3. По соотношениям (5), (6) определяются частота ударов машины/и максимальная подача жидкости $Q_{...}$. По величине $Q_{...}$ подбираются параметры насоса гидростанции и его привода.

4. Из выражения (7) определяются длина и диаметр напорного трубопровода, удовлетворяющие заданному коэффициенту неравномерности давления $\alpha < 0,1$.

5. Если полученные размеры трубопровода превышают разумные пределы, то с целью их уменьшения увеличивается постоянная составляющая момента инерции машины например установкой в трансмиссии машины маховика. Затем по формулам (4) — (7) вновь определяются необходимые размеры трубопроводов.

Данная методика апробирована и принята Инженерной академией КР для использования при создании новых и совершенствовании существующих кривошипно-коромысловых ударных машин с гидроприводом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты данной работы можно сформулировать следующим образом.

1. Доказано, что динамическая модель исследуемых кривошипно-коромысловых ударных машин с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть представлена в виде одномассовой модели с переменным моментом инерции, зависящим от угла поворота вала двигателя и описываемым кусочно-линейной функцией.

2. Разработана математическая модель, описывающая динамические процессы в исследуемых ударных машинах, учитывающая в отличие от предшествующих моделей напорно-расходную характеристику гидростанции, сжимаемость жидкости и деформацию стенок гибких трубопроводов.

3. Проведена экспериментальная оценка возможных диапазонов изменения коэффициентов A_k и K , входящих в математическую модель и не поддающихся аналитическому определению.

4. Составлен алгоритм численного анализа на ЭВМ разработанной модели, проведена его апробация на примерах. Сравнение полученных при

этом результатов с экспериментальными, показало их достаточно хорошую качественную и количественную сходимость, что подтверждает адекватность предложенной модели реальным процессам.

5. С использованием предложенной модели установлены зависимости рабочих характеристик кривошипно-коромысловых ударных машин от температуры рабочей жидкости в гидросистеме, величины подачи жидкости, диаметра и длины гибких трубопроводов, соединяющих гидродвигатель машины с гидростанцией, инерционных характеристик машины, рабочего объема гидромотора и коэффициента отскока коромысла от инструмента после удара.

6. Экспериментальными исследованиями машин МП-1 и МГ1-1М, проведенными в условиях их промышленной эксплуатации, подтверждена достоверность установленных закономерностей, основных выводов и рекомендаций, полученных при моделировании рабочего процесса машин.

7. На основе установленных закономерностей разработана инженерная методика расчета и выбора рациональных параметров элементов гидропривода и трансмиссии машины, обеспечивающих получение заданной энергии удара при ограничениях на величину среднего давления жидкости в гидросистеме и коэффициент неравномерности этого давления.

8. Разработаны и реализованы на практике рекомендации по рациональным размерам трубопроводов для машин МП-1 и МП-1М, схемам работы ударных механизмов, а также разработаны рекомендации по дальнейшему совершенствованию гидропривода этих машин.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

1. Синтез кривошипно-коромыслового ударного механизма и анализ его динамики. // Наука. Техника. Инновации. Региональная научная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: Тез. докл. в 5-ти частях. Часть 3. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2001. - С. 17 - 18. (Соавтор Еремьянц В.Э.).

2. Влияние температуры и вязкости жидкости на производительность гидростанции. // Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве: опыт адаптации и внедрения: Материалы международной научной конференции. Часть II. - Бишкек: Изд-во КТУ, 2001. С. 284 - 289. (Соавторы Еремьянц В.Э., Хренова М.В.).

3. Экспериментальные характеристики гидростанции привода ручных отбойных молотков. // Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве: опыт адаптации и внедрения: Материалы международной научной конференции. Часть II. - Бишкек: Изд-во КТУ, 2001. С. 280 - 284. (Соавторы Еремьянц В.Э., Хренова М.В.).

4. Сравнительный анализ динамики кривошипно-коромысловых механизмов с наибольшим основанием и наибольшим шатуном. // Машиноведение: сборник научных трудов. Выпуск 3. НАН Кыргызской Республики. Инсти-

тут машиноведения. — Бишкек: Илим, 2002. С. 90 — 99. (Соавтор Еремьянц В.Э.).

5. Экспериментальные исследования установки МП-1 для очистки золошлакопроводов. // Машиноведение: сборник научных трудов. Выпуск 3. НАН Кыргызской Республики. Институт машиноведения. Бишкек: Илим, 2002. - С. 265 - 272. (Соавторы Еремьянц В.Э., Абдраимов Э.С.).

6. Оценка влияния точности аппроксимации приведенного момента инерции кривошипно-коромыслового ударного механизма на результаты расчета его характеристик. // Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата: Материалы международной научно-практической конференции. - Бишкек: Изд-во КГУСТА, 2002. С. 104 - 109. (Соавтор Еремьянц В.Э.).

7. Динамика кривошипно-коромысловых виброударных механизмов с гидроприводом. // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем: Труды XIV симпозиума. Институт машиноведения РАН. - Москва - Звенигород, 2003. С. 53 - 54. (Соавтор Еремьянц В.Э.).

8. Оупагтпез оГ сгапк апс! гост§ теусг уШго-регсиззюп тесЪашзтз \\кБ Бус!гро\ег. // ПроесесНп^з оГ XIV 8утрозшт "ТЪе йупапнз оГ уШгситрас! (§!грон§!у поп!пнар) зуз!етз". МесЪатса! Кгштеппа КезеарсБ !п\$Шле оГКизз!ап Асас!ету оГ 8с!епсез, Мозсоуу-2ует§огос! 2003, р. 25 - 26. (С. Егет)ап(з У.Е.).

9. Моделирование рабочих процессов в кривошипно-коромысловых ударных механизмах с гидроприводом. // Проблемы механики современных машин: Материалы II международной научной конференции. - Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. С. 147 - 150. (Соавтор Еремьянц В.Э.).

10. Исследование коэффициента восстановления скорости бойка при ударе по упругому волноводу, опирающемуся на металлическую плиту. // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы II международного научного симпозиума. - Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2003. С. 103 - 108. (Соавторы Еремьянц В.Э., Умербеков Т. Д.).

11. Анализ потерь давления в сливной магистрали ударных машин с гидроприводом. // Современные проблемы машиностроения: Труды II международной научно-технической конференции. - Томск. Изд-во ТПУ, 2004. - С. 363 - 366.

12. Влияние параметров гидропривода на динамику кривошипно-коромысловых ударных механизмов. // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: Материалы II международной научной конференции. Часть II. - Астрахань: Изд-во АГТУ, 2004. - С. 30 - 31. (Соавтор Еремьянц В.Э.).

13. Влияние параметров гидропривода на характеристики машины МП-1М для очистки золошлакопровода. // Машиноведение: сборник научных трудов. Выпуск 4. НАН Кыргызской Республики. Институт машиноведения. Бишкек: Илим, 2004. С. 195 - 202.

14. К выбору параметров гибких трубопроводов виброударной машины МП-1М с гидроприводом. // Современные проблемы машиностроения: Труды II международной научно-технической конференции. – Томск: Изд-во ТПУ, 2004. С. 290 – 293. (Соавтор Еремянц В.Э.).

15. Исследование коэффициента отскока бойка в ударных машинах МБ-1 и МП-1. // Образование через науку: Материалы международной научной конференции. Часть II. – Бишкек: Изд-во КТУ, 2004. С. 232 – 236. (Соавторы Еремянц В.Э., Умербеков Т. Д.).

16. Математическое моделирование динамики кривошипно-коромысловых ударных механизмов с гидроприводом. // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2004. – № 4. – С. 50 – 55. (Соавтор Еремянц В.Э.).

17. Результаты экспериментальных исследований рабочих процессов установки МП-1. // Наука и новые технологии. – 2004. – № 3. – С. 65 – 70. (Соавторы Еремянц В.Э., Абдраимов Э.С., Каримов А.).

18. Сравнительный анализ влияния параметров гидропривода на характеристики машин МП-1 и МП-1М. // Машиноведение: сборник научных трудов. Выпуск 4. НАН Кыргызской Республики. Институт машиноведения. – Бишкек: Илим, 2004. С. 190 – 195. (Соавтор Еремянц В.Э.).

19. Отскок бойка при ударе по инструменту, взаимодействующему со стальной плитой. // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2005, № 2. – С.79 – 85. (Соавторы Еремянц В.Э., Умербеков Т.Д.).

РЕЗЮМЕ

Дандыбаев Есим Серикович: «Влияние параметров гидропривода на динамику кривошипно-коромысловых ударных машин»

Ключевые слова: кривошипно-коромысловая ударная машина, гидропривод, динамическая модель, закономерности динамических процессов.

Диссертация посвящена исследованию динамики кривошипно-коромысловых ударных машин, с целью разработки методики выбора рациональных параметров их гидропривода.

Обоснована математическая модель машины, учитывающая, в отличие от известных, напорно-расходную характеристику гидростанции, сжимаемость жидкости и деформацию стенок гибких трубопроводов. С использованием модели установлены закономерности динамических процессов, протекающих в машине. Их достоверность подтверждена экспериментальными исследованиями. На основе этих закономерностей разработана инженерная методика выбора параметров элементов гидропривода, удовлетворяющих заданным требованиям и ограничениям.

Результаты работы реализованы при совершенствовании виброударных машин для очистки золошлакопроводов.

RESUME

Dandybaev Esim Sericovich: "Influencing of parameters of a fluid drive on crank lever dynamics of percussion ambulances"

Keywords: crank lever percussion machine, hydraulic drive, dynamics model, regularity of dynamic processes.

The thesis is dedicated to study of dynamics crank lever of percussion machines, with the purpose of creating the method of selection of rational parameters of their hydraulic drive.

The mathematical model of the machine is substantiated, which is taking into account is justified as against known, pressure and flow account performance of hydro station, compressibility of fluid and strain of walls of pipelines. With the help of this model the regularities of dynamic processes were established, which are in the machine. Their veracity is affirmed by experimental researches. On the basis of these regularities the engineering method of a choice of parameters of the hydraulic drive elements, which are satisfy to given requests and limitations were designed.

The results of the investigations were realized at perfecting vibro percussion machines for clearing slag pipelines.

РЕЗЮМЕ

Дандыбаев Есим Серикович: «Кривошпүү-коромыслалык ургулоочу машиналардын динамикасына гидро кыймылга келтиргичтин параметрлеринин тийгизген таасири»

Негизги сөздөр: кривошпүү-коромыслалык ургулоочу машина, гидро кыймылга келтиргич (гидропривод), динамикалык үлгү, динамикалык процесстердин мыйзам ченемдүүлүктөрү.

Диссертация алардын гидро кыймылга келтиргичинин рационалдык параметрлеринин тандоо методикасын иштеп чыгуу максатында кривошпүү-коромыслалык ургулоочу машиналардын динамикасын изилдирүү арналган.

Белгилүү машиналардан айырмаланып гидростанциянын басымчыгым мүнөздөмөсүн, суюктуктун кысылуусун жана ийилчээк түтүк өткөргүчтөрдүн капталдарынын деформацияланышын эсепке алган машинанын математикалык үлгүсү негизделди. Үлгүнү пайдалануу менен машинада болуп жаткан динамикалык процесстердин мыйзам ченемдүүлүктөрү аныкталды. Алардын аныктыгы эксперименттик изилдөөлөр менен далилденди. Бул мыйзам ченемдүүлүктөрдүн негизинде берилген талаптарды жана чектөөлөрдү канааттандыруучу гидро кыймылга келтиргич элементтеринин параметрлерин тандоонун инженердик методикасы иштелип чыкты.

Иштин жыйынтыктары күл-шлак өткөргүчтөрүн тазалоого арналган вибросогуучу машиналарды жакшыртууда колдонулду.