

*Бакиров Б. Б., канд. техн. наук, доцент
НАН КР, Институт машиноведения и автоматики
bakirov.57@list.ru.*

*Шадиев М. И., соискатель, shadiev61@mail.ru.
БатГУ, Кыргызстан*

РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО ОБРАЗЦА НАВЕСНОГО МОЛОТА

В данной статье рассматривается методика проектирования рычажных ударных механизмов, разработанных в лаборатории «Теории механизмов и машин» Института машиноведения и автоматики НАН Кыргызской Республики. Приведены способы формирования исходных данных перед началом проектирования. Определены требуемое передаточное отношение ударного механизма, частота ударов, скорость удара, расстояние от оси его вращения до линии удара коромысла. По результатам расчетов определены технические характеристики проектируемого ударного механизма.

Ключевые слова: *механизм переменной структуры С.Абдраимова, схема с наибольшим шатуном, коэффициент кинематического восстановления скорости, коэффициент восстановления скорости коромысла при ударе, коэффициент наибольшего звена.*

Бакиров Б. Б., тех. илим. канд., доцент
bakirov.57@list.ru.

КР УИАнын Машина таануу жана автоматика институту,
Шадиев М. И., илим изилдөөчү, shadiev61@mail.ru
БатМУ, Кыргызстан

ӨРКҮНДӨТҮЛГӨН ҮЛГҮДӨГҮ ИЛГИЧТҮҮ БАЛКАНЫН ТҮЗҮМДҮК ЭЛЕМЕНТТЕРИНИН КИНЕМАТИКАЛЫК ПАРАМЕТРЛЕРИН ЭСЕПТӨӨ

Макалада Кыргыз улуттук илимдер академиясынын Машина таануу жана автоматика институтунун «Механизмдер жана машинелер теориясы» лабораториясында иштелип чыккан рычагдуу ургулоочу механизмдерди долбоорлоо ыкмалары каралган. Долбоорлоо алдындагы баштапкы маалыматтарды түзүү ыкмалары көрсөтүлгөн. Ургулагыч механизмге талап кылынган өткөрүү катышы, уруу жыштыгы, уруу ылдамдыгы, коромыслонун айлануу огунан сокку сызыгына чейинки аралыгы аныкталган. Эсептөөлөрдүн жыйынтыгы боюнча иштелип чыккан ургулама механизмдин техникалык мүнөздөмөлөрү аныкталган.

Өзөктүү сөздөр: С. Абдраимовдун өзгөрүлмөлүү структурадагы механизми, шатуну чоң болгон схема, кинематикалык калыбына келүү ылдамдык коэффициентти, коромыслонун соккудан кийинки ылдамдыгынын калыбына келүү коэффициенти, эң чоң звено коэффициенти.

Bakirov B.B., cand. techn. of science, docent
bakirov.57@list.ru.

NAN KR institute of mashineering and avtomatic,
Shadiev M.E., researcher, shadiev61@mail.ru
Batken state university, Kyrgyzstan

CALCULATION OF KINEMATIC PARAMETERS OF STRUCTURAL ELEMENTS OF AN IMPROVED SAMPLE OF A MOUNTED HAMMER

This article discusses the method of designing lever impact mechanisms developed in the laboratory of "Theory of Mechanisms and Machines" of the Institute of Mechanical Engineering and Automation of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. The methods of forming the initial data before starting the design are given. The required gear ratio of the impact mechanism, the frequency of impacts, the speed of impact, the distance from the axis of its rotation to the line of impact of the rocker arm is determined. According to the results of calculations, the technical characteristics of the designed impact mechanism are determined.

Keywords: S. Abdraimov's variable structure mechanism; the scheme with the largest connecting rod; the coefficient of kinematic speed recovery; the coefficient of rocker arm speed recovery on impact; the coefficient of the largest link.

Механизмы переменной структуры, как отдельный вид механизмов, впервые были рассмотрены в первой половине прошлого столетия в

работах В. В. Добровольского, Н. В. Еремеева, С. Н. Кожевникова [1].

К практическому исследованию и созданию механизмов переменной структуры приступили к концу шестидесятих годов ученые Новосибирского электротехнического института под руководством профессора П. М. Алабушева. Ими были созданы универсальные машины для строительства на основе механизмов переменной структуры и для этих машин разработаны теоретические основы исследования кинематики и динамики [2,3,4].

Существенным толчком к исследованию механизмов переменной структуры послужило создание лунного автомата «Луна-24» под руководством профессора О.Д.Алимова и его учеников. Благодаря уникальным свойствам механизмов переменной структуры, удалось взять грунт с поверхности луны в автоматическом режиме.

Научные исследования, проводимые под руководством О.Д.Алимова и С.Абдраимова, позволили создать новый вид рычажных механизмов переменной структуры, на основе которых было сконструировано и изготовлено различные кузнечно-прессовое оборудования безмуфты-тормоза и т.п. [5,6,7].

Систематизируя полученных теоретических и экспериментальных знаний с выводом наилучших параметров схем были разработаны множество механизмов и устройств основе МПС С Абдраимова.

На рисунке 1, представлены некоторые конструкции вышеперечисленных ударных машин на основе МПС С.Абдраимова.



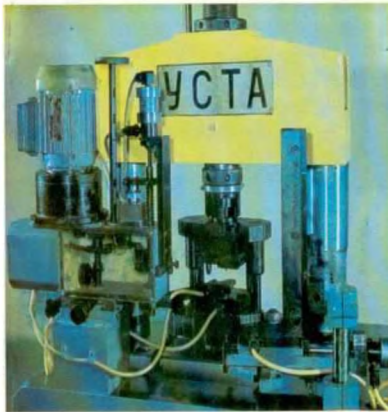
Перфоратор
ручной с
электроприводом
ПРЭ-9



Молоток ручной
с электроприводом
МРЭ-6



Трамбовка с
электроприводом
МТ-1



Пресс-автомат ФПА-10



Механический молот с гидроприводом МО-100



Генератор ударных импульсов высокой мощности механический ГУИМ-1

Рисунок 1. Конструкции разработанных ударных машин и устройств на основе МПС С. Абдраимова.

Необходимо отметить, что эти ударные машины прошли промышленные испытания и показали свою работоспособность и до сих пор эксплуатируются в различных отраслях промышленности. В то же время показатели назначения существующих моделей изменяются в достаточно широком диапазоне.

Как показывают опыт создания нового ударного механизма с МПС первую очередь нам необходимо выбрать схему механизма. В основном мы располагаем тремя видами схем МПС: схема с наибольшим шатуном, с наибольшим коромыслом и с наибольшим основанием показанный на рисунке 2.

Здесь каждый вид схемы имеют еще по три разновидности схем и выбирается в соответствии с заданными условиями и чаще всего по аналогии с существующими механизмами. После выбора схемы ударного механизма нам необходимо установить основные размеры звеньев механизма, наиболее полно удовлетворяющие поставленным условиям. Далее на основе анализа энергетических затрат на осуществление необходимого технологического процесса можно приступить к конструктивному оформлению механизма, к его кинематическому и силовому исследованию и, наконец, к расчету звеньев механизма на прочность.

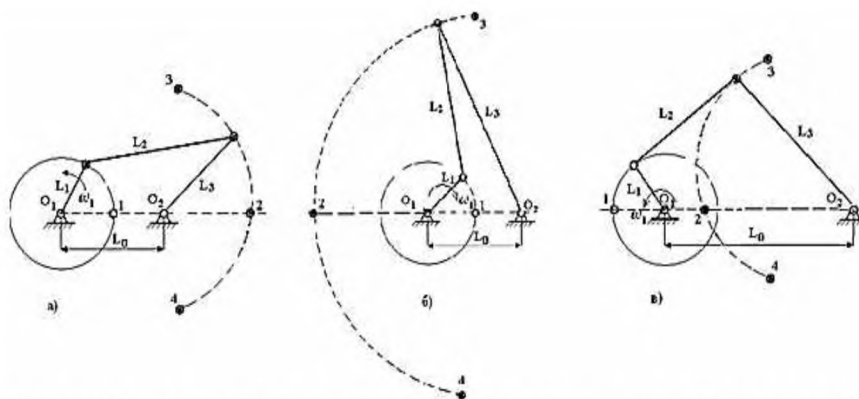


Рисунок 3. Кинематическая схема кривошипно-коромыслового ударного механизма переменной структуры С. Абдраимова.
 а) с наибольшим шатуном, б) с наибольшим коромыслом,
 в) с наибольшим основанием

Так как, эти параметры невозможно определить без обоснованной теории, позволяющей не только оценить технологический процесс, но и вносить конструктивные изменения в проектируемые механизмы и устройство. Это показывают необходимости использование результатов научно-прикладного опыта создания машин и устройств на основе схем МПС С.Абдраимова позволяющий совершенствования методов их расчета и создание новых конструкций.

Проектирование механизмов представляет собой сложную комплексную проблему, решение которой разбивается на несколько этапов. Первым этапом проектирования является выбор кинематической схемы механизма, которая бы обеспечивала требуемый вид и закон движения. Ко второму этапу относится разработка конструкторских форм механизма, обеспечивающих его прочность и долговечность. Третьим этапом проектирования является разработка технологических и технико-экономических показателей проектируемого механизма.

Как нам известно из практики разработки ударных машин на основе схем МПС С. Абдраимова используется два способа формирования исходных данных перед началом проектирования.

В первом случае задается типоразмер приводного двигателя, исходя из мощности которого определяется ударная мощность по формуле

$$P_{уд} = P_{дв} \eta_{пр} \eta_{уд}, \quad (1)$$

где $P_{дв}$ – мощность приводного двигателя, $\eta_{пр}$ – к.п.д. участка привода от двигателя до кривошипа ударного механизма, $\eta_{уд}$ – к.п.д. ударного механизма, принимаемый равным 0,7 – 0,8.

Далее предварительно выбирается энергия единичного удара и частота ударов. При выборе энергии и частоты удара руководствуются формулой

$$P_{уд} = W_{уд} f_{уд}, \quad (2)$$

где $W_{уд}$ – энергия единичного удара, Дж, $f_{уд}$ – частота ударов, Гц.

Строго говоря, в формуле (2) должно стоять не энергия, а работа удара $A_{уд}$; под энергией удара принята понимать кинетическую энергию бойка (коромысла) перед ударом,

$$W_{уд} = J \omega_k^2 / 2, \quad (3)$$

где J – момент инерции коромысла относительно оси вращения, ω_k – угловая скорость коромысла перед ударом. Работа же удара есть изменение кинетической энергии коромысла в процессе удара, она равна

$$A_{уд} = W_{уд} (1 - R^2), \quad (4)$$

где R – коэффициент восстановления скорости коромысла при ударе, определяемый упруго-пластичными свойствами ударной системы «корпус – коромысло – инструмент – обрабатываемая среда». В частном случае, при $R = 0$ (отсутствие отскока, или «залипание» коромысла после удара), работа удара равна энергии удара.

Как показывают результаты многих исследований, в реальных ударных машинах коэффициент восстановления скорости бойка R изменяется в пределах от 0 до 0,3, причем величина его может меняться от удара к удару. Таким образом, разница между работой и энергией удара незначительно: даже при максимальном $R = 0,3$ $A_{уд} = 0,91 W_{уд}$ – разница составляет 9%.

При втором способе формирования исходных данных задаются технологическим процессом, выполняемым машиной. В этом случае энергия единичного удара $W_{уд}$ и частота ударов $f_{уд}$, известны. Исходя из условий работы машины определяется вид подводимой энергии – электрическая или гидравлическая, причем для электрического привода необходимо уточнить род питающего тока: постоянный или переменный, однофазный или трехфазный, а также определить частоту тока и величину напряжения питания. Для гидравлического привода определяется тип гидростанции: автономная она или используется гидропривод строительно- дорожной машины. Кроме этого, необходимо знать выходные параметры гидросистемы – величины номинального давления и расхода.

Мощность приводного двигателя выбирается исходя из ударной мощности машины, $P_{дв} = P_{уд} / (\eta_{пр} \eta_{уд})$, где $P_{уд}$ определяется по формуле $P_{уд} = W_{уд} f_{уд}$.

Передаточный механизм (редуктор) привода должен обеспечивать заданную частоту ударов $f_{уд}$, его передаточное отношение $i = f_{дв} / f_{уд}$, где $f_{дв}$ – частота вращения вала двигателя, об/с.

После выбора (или, во втором случае, определения из исходных данных) энергии единичного удара определяется приведенная масса бойка (коромысла) по формуле

$$m_n = 2W_{уд} / V^2_{уд}, \quad (5)$$

где $V_{уд}$ – скорость соударения бойка с волноводом. Скорость удара лимитируется прочностью соударяемых тел – бойка и волновода. При создании ударных машин рекомендуемая скорость удара составляет 10 – 12 м/с, причем чем больше скорость удара, тем ниже надежность ударной машины, и тем более жесткими становятся требования к материалам и виду упрочнения бойка и волновода. На основе опыта создания таких машин следует ориентироваться на скорость до 10 м/с.

Исходя из скорости соударения бойка коромысла с волноводом $V_{уд}$, расстояния от оси вращения коромысла до линии удара S и частоты ударов $f_{уд}$ определяется требуемое передаточное отношение ударного механизма U_{31} - передаточное отношение «коромысло – кривошип» по формуле

$$U_{31} = V_{уд} / (2\pi f_{уд} S) \quad (6)$$

На последнем этапе формирования исходных данных следует проверить среднюю силу нажатия или усилие подачи:

$$F_n = m_n V_{уд} f_{уд}. \quad (7)$$

Например: Для ручных ударных машин сила нажатия согласно санитарным нормам не должна превышать 200Н. Следует иметь в виду, что для отбойных молотков, инструмент которых при работе направлен вниз (например отбойные молотки для дорожно – строительных работ), силу нажатия можно увеличить на величину веса отбойного молотка [8].

Таким образом, по заданным исходным данным и условиям задачи, вновь проектируемый молот должен обеспечить необходимую энергию единичного удара равным $W_{уд} = 500$ Дж и частоту ударов $f_{уд} = 4$ Гц.

При проектировании нового механизма необходимо в первую очередь выбрать схему механизма. В существующих конструкциях навесных ударных молотов (М-70, МО-100) на основе схем МПС, использованы схемы ударного механизма с наибольшим шатуном, обеспечивающие наиболее оптимальные кинематические и динамические выходные параметры, подтвержденные результатами теоретических и экспериментальных исследований.

Схема ударного механизма выбирается в соответствии с заданными условиями и чаще всего по аналогии существующими механизмами. Для проектируемого механизма применяем хорошо апробированную на практике кинематическую схему молота МО-100 МПС с наибольшим шатуном $l_1 < l_0 < l_3 < l_2$.

При этом необходимо учитывать, что рекомендуемая скорость удара механизма должна составлять величину порядка от 10 ÷ 12 м/с. На основе этой скорости производим выбор передаточного отношения U_{31} . Тогда передаточное отношения принимаем ориентировочно равным $U_{31} = 3,514$.

После этого определим размеров его звеньев, что соответствует $l_1 = 26$ мм, $l_2 = 83,2$ мм, $l_3 = 65$ мм, $l_0 = 44,2$ мм, где коэффициент наибольшего звена $a = 3,2$.

По этим длинам размеров звеньев механизма можно определить передаточное отношение от кривошипа к коромыслу U_{31} по формуле:

$$U_{31} = \omega_3 / \omega_1 = [(l_1 / (l_2 - l_3)) \cdot [1 + \sqrt{10l_2 / 11l_3}]];$$

После вычислений получено $U_{31} = 3,514$.

Кроме этого в этапе проектирования формы коромысла, а следовательно и размер $S = 120 \text{ мм}$, а также масса коромысла $m_k = 9,12 \text{ кг}$ уже известны.

Далее, для обеспечения заданной энергии удара линейная скорость коромысла принимаем $V_{уд} = 11 \text{ м/с}$. Из выражения $V_{уд} = \omega_3 S$ можно найти угловую скорость коромысла $\omega_3 = V_{уд} / S$, тогда $\omega_3 = 91,66 \text{ сек}^{-1}$. Если известно передаточное отношение U_{31} тогда угловая скорость кривошипа ω_1 определим из формулы $\omega_1 = \omega_3 / U_{31}$, оно будет равняться $\omega_1 = 26,18 \text{ сек}^{-1}$.

Теперь определим частоту ударов механизма по формуле $f = \omega_1 / 2\pi$, в этом случае $f = 4,1 \text{ Гц}$. Если энергия единичного удара $A_{ед} = 500 \text{ Дж}$, ударная мощность будет равен $N_{уд} = 2,2 \text{ кВт}$.

Момент инерции коромысла, необходимый для обеспечения заданной энергии удара определяем из формулы $J_3 = 2A / \omega_1^2 U_{31}^2$ после вычислений получим $J_3 = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$. По результатам расчетов определены технические характеристики проектируемого ударного молота представленные в табл. 1

Табл 1

$A_{ед}$	f	ω_1	$N_{уд}$	J_3	$V_{уд}$	U_{31}
500	4	26,18	2,2	0,13	11	3,5

Литература:

1. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. -М.: Машиностроение, 1969. – 576 с.
2. Абдраимов С., Джуматаев М. С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры // – Бишкек: «Илим», 1993. – 177 с.
3. Абдраимов С. Безмуфтовые прессы с механизмами переменной структуры // Автореф. дисс. докт. техн. наук. – Фрунзе, 1985. – 36 с.
4. Абдраимов С. Механизмы с переменной структурой и использование его в роботизированных комплексах / Материалы V национального конгресса по теоретической и прикладной механике. – Варна, 23–29 сентября 1985 г. – 529 с.
5. Абдраимов С., Оспонбаев Б., Абытов А. А. Ручные машины ударного действия на основе МПС // Механизмы переменной структуры в технике: Мат. Всесоюзной конф. – Бишкек, 1991. – С. 57–58.
6. Абдраимов С., Абдраимов Э.С. Механизмы переменной структуры //Сб. трудов Инженерной академии. Вып. 1. – Бишкек, 1995. – С. 204–210.

7. Абдраимов С., Алтынов Б. Д., Абидов А. Электромеханический отбойный молоток с ударным механизмом переменной структуры //Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин: Мат. международ. конф. – Фергана, 1994. – С. 42–43.

8. Фокин Ю. А. Кинематика и кинетостатика кривошипных четырехзвенных механизмов с мгновенной кинематической неопределенностью. Дис. ... канд. техн. наук. / Фокин Ю. А. –Бишкек, 2002. –С. 3–144.