

5. Bedrina E.A. *Obosnovanie osnovnyh parametrov gidroudarnikov dlja kovshej aktivnogo dejstva: dis. kand. tehn. nauk* [Justification of the main parameters for the bucket hammers active: dis. cand. tehn. sciences]. Omsk, 2002. 212 p.

6. Galdin, N.S., Bedrina E.A. *Kovshi aktivnogo dejstva dlja jekskavatorov* [Buckets for excavators active action]. Omsk: Izd-vo SibADI, 2003. – 52 s.

7. *Gidravlika i gidropnevmoпривод* [Hydraulics and Hydro-pneumatic]. Ju.A. Belenkov, A.V. Lepeshkin, A.A. Mihajlin. Moscow, Bastet, 2013. 406 p.

8. Available at: URL: <http://www.urb2-5a.ru/gidrobur2>.

Семенова Ирина Анатольевна (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры Подъемно-транспортные, тяговые машины и гидропривод ФГБОУ ВПО СибАДИ (644080 Россия, г. Омск, пр. Мира 5, e-mail: semenova_ia@mail.ru).

Semenova I.A. (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, of the traction machines and hydraulic The Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI) (644080 Russia, Omsk, Mira ave. 5, e-mail: semenova_ia@mail.ru).

УДК 539-531

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ С РЕКУПЕРАТОРОМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Б.Н. Стихановский¹, Л.М. Стихановская²

¹Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС), Россия, г. Омск;

²ФГБОУ ВПО «СибАДИ» Россия, г. Омск.

Аннотация. В статье рассмотрен вопрос необходимости применения в строительных и дорожных машинах, используемых при разрушении твердых материалов и мерзлых грунтов, накопителя кинетической энергии. Применение принципа накопления кинетической энергии на большом пути во время разгона рабочего органа с защитой корпуса машины от ударных воздействий дает ряд преимуществ перед машинами с другими способами аккумуляирования энергии. Основные их них- расширение верхней границы диапазона скоростей бойка до нескольких сотен метров в секунду, увеличение удельной энергии на единицу веса машины, что заметно снижает энергоемкость процессов, возможность плавного регулирования скорости, уменьшение веса и габаритов. Приведен пример копра для испытаний бойков с высокими энергиями удара при разгоне их на большом уловом пути.

Ключевые слова: рекуператор, ударник, скорость удара, высокая энергия.

Введение

В ряде областей техники машины ударного действия определяют уровень производительности труда. Например, во многих видах земляных работ, разбивке бетонных и каменных негабаритов, разработке мерзлых и твердых грунтов наиболее эффективным является способ с применением ударных и виброударных механизмов [1]. Освоение Севера, Северо-Востока и Сибири ставит задачу разработки больших объемов вечномерзлых грунтов, т.к. грунты сезонного промерзания занимают более 80% всей территории России, а вечномерзлые – более 50%.

Современные машины ударного действия в основном имеют скорости удара не более 7-10 м/с [2,3]. Это обусловлено тем, что самые прочные конструкционные материалы испытывают остаточные пластические деформации в области контакта при

скоростях более 10 м/с. В некоторых же случаях для выполнения определенных работ в первую очередь нужна не большая частота ударов с малой энергией единичного импульса, а мощные, хотя и редкие удары. Например, кусок негабарита из камня или бетона можно бить малыми ударными импульсами, когда вся энергия будет уходить в упругие колебания этого объема породы, а можно ударить всего один раз, но с нужной энергией, и он сразу расколется. По этой причине в ряде случаев необходимо иметь ударные узлы с накоплением кинетической энергии бойка на большом пути разгона, т.е. с рекуператором кинетической энергии, который позволяет иметь большие ударные импульсы при малой частоте ударов.

В горной и строительной промышленности применение высоких энергий разрушения пород, бетона и других твердых материалов различной крепости, мерзлых грунтов весьма

перспективно, т.к. при ударе большой амплитуды наблюдается откол относительно крупных кусков, что снижает заметно энергоемкость процесса по сравнению с мелкими отколами, когда много энергии затрачивается на работу измельчения за счет увеличения в несколько раз поверхностного отрыва породы в мелкие фракции.

Выбор соударяющихся элементов.

Повышение скорости удара в машинах, стендах и установках ударного и ударно-вращательного действия при надежной и долговечной работе необходимо по многим причинам:

Это и заметное снижение реакции отдачи при одной и той же энергии единичного удара, и уменьшение веса машины на единицу мощности, и заметно больший диапазон изменения скоростей, деформаций, ускорений и др. важнейших параметров ударного импульса при испытаниях различных изделий на ударные воздействия [4]. При одинаковой энергии единичного удара рациональны максимально допустимые скорости соударения, т.к. при этом наблюдается наименьшая реакция отдачи корпуса и вибрация. Действительно, если кинетическая энергия бойка постоянная: $E = mV^2 / 2 = \text{const}$ и величина импульса отдачи при разгоне бойка от 0 до V равна $P = \int_0^t F dt = mV$, где $\int_0^t F dt$

- импульс сил, разгоняющих боек до скорости V , то

$$P = 2E / V = \text{const} / V.$$

Следовательно, увеличение скорости соударения бойка прямо пропорционально понижает величину реакции отдачи и в еще большей степени (в квадрате) уменьшает вес бойка.

Скорость соударения при закаленных деталях ограничена обычно до 10-15 м/с. При большей скорости соударения в зоне ударного контакта возникают заметные упругопластические деформации, которые изменяют форму соударяющихся тел и выводят машину из строя, поэтому известные машины ударного и ударно-вращательного действия ограничены этими же скоростями.

Итак, использованию относительно высоких скоростей в машинах ударного действия препятствуют в основном большие напряжения в зоне ударного контакта. Одним из возможных путей преодоления этого препятствия является повышение контактной прочности материала соударяющихся тел.

Весьма важно в машине полезно использовать или сдемфировать энергию отскока бойка при обратном цикле т.к. при скорости удара в несколько десятков метров в секунду и, например, отскоке $f = 0.1 - 0.5$, скорость и энергия отскока могут быть еще достаточно большими и привести к разрушению машины [5].

Повышение контактной прочности бойка и инструмента за счет применения улучшенных сталей и новых материалов позволяет в настоящее время повысить скорости удара весьма незначительно, поэтому при создании машин с повышенными скоростями удара был разработан и исследован боек специального изготовления [6,7]: в форме шара из упругопластического материала с закаленной сердцевиной. При этом твердость от сердцевины к оболочке изменяется плавно, чтобы не происходило в процессе работы отслоения. Боек после каждого удара принудительно поворачивается, образуя при соударениях с инструментом наклеп по всей поверхности. Закаленная сердцевина шара является своего рода внутренним жестким скелетом, не дающим ему изменить свою форму, а упругопластическая оболочка шара уменьшает максимальные контактные напряжения, несколько растягивая ударный импульс. Этим удается сохранить торец инструмента-волновода, т.к. пластические отпечатки появляются лишь в поверхностном слое шара. Размеры отпечатков зависят от геометрических размеров, свойств материалов и скорости соударения. Например, при продольном ударе со скоростью 40 м/с шара, изготовленного из шара с твердостью поверхностного слоя HV 150, диаметром 60 мм по закаленному стержню, изготовленному из инструментальной стали У8, диаметром 40 мм получают отпечатки диаметром 8 мм и высотой 0.26 мм. Шар во время работы вращается, поэтому за много циклов он практически не изменяет свою форму, несмотря на упругопластические деформации. Иначе говоря, наклеп осуществляется в материале шара и, в то же время, закаленный торец инструмента-волновода не деформируется.

При ударе шара о стержень и пластических деформациях верхнего слоя шара по достаточно большой контактной площадке импульс растянут во времени при максимально допустимой величине силы, поэтому закаленный торец стержня деформируется в пределах упругости. При

этом потери энергии на пластические деформации составляют для удара стальных шаров по стержням незначительную долю от начальной кинетической энергии. Действительно, приближенно энергия

пластических деформаций равна $E = \frac{1}{2} \sigma S_T$

α , где S_T , α - площадь и глубина остаточного кратера. В примере кинетическая энергия бояка равна 800 дж, а энергия пластических деформаций приближенно равна 10 дж, т.е. составляет 1.25 % от начальной кинетической энергии.

Поверхность шара в сотни раз больше контактной поверхности, например, у цилиндрического бояка с таким же радиусом закругления торца, т.к. у последнего участвует в ударном контакте одна и та же площадка, а у шара из-за его принудительного вращения работает весь поверхностный слой, усталостная прочность которой от наклепа повышается.

Соударяясь одним и тем же торцом, цилиндрический боек при упругопластических деформациях в контактной зоне (например, при скорости выше 15 м/с) заметно утолщается у ударного торца и изнашивается существенно быстрее, чем шар, испытывающий удары последовательно от одной площадки к другой. В вышеприведенном примере площадь ударного контакта равна у шара и стержня $S = \pi 0.4^2 \text{ см}^2$, однако рабочая поверхность шара $S = \pi 9 \text{ см}^2$, т.е. на два порядка больше, чем у цилиндра. Кроме этого, шар из-за закаленной сердцевины и равнозначной вероятности ударов в различных областях не изменяет свою форму в результате многочисленных ударных циклов.

В тех случаях, где применение шарообразного бояка затруднительно, например, в виде поршня в пневмо- и гидромашинах ударного действия, можно сферический боек использовать в качестве ударной части составного бояка. При этом шар после каждого удара принудительно вращается в цилиндрической оболочке. Боек в этом случае состоит из шара, выполненного из упругопластического материала с закаленной сердцевиной, полого цилиндра, головки со сферическим углублением, смещенным относительно линии удара для принудительного поворота шара после каждого удара; демпфера и ствола, в котором движется боек. Демпфер может быть

выполнен в виде набора тарельчатых пружин или в виде стальной губки, изготовленной из спрессованных под давлением стальных пружин, в виде воздушного демпфера и т.п. демпфирующих прокладок. Выполненные таким образом демпферы вполне надежны при многократных ударных нагрузках и достаточно долговечны. Особо важна роль демпфера, если полый цилиндр конструктивно (например, шарнирно) взаимосвязан с разгоняющим боек устройством. В этом случае ударные нагрузки, действующие при ударе на шар, должны заметно гаситься демпфирующим устройством. При этом очевидно, что полезно используется лишь кинетическая энергия удара шара, а все остальные части составного бояка выполняют другие функции. По этой причине желательно массу составных частей бояка по возможности уменьшать для повышения КПД передачи энергии и уменьшения энергии демпфирования. К тому же, при свободном ударе составного бояка расходуется на энергию демпфирования не кинетическая энергия шара, а кинетическая энергия полого цилиндра, т.е. его массу необходимо брать возможно наименьшей. При ударе бояка по инструменту ударная сила $F_{уд}$ создает момент относительно контактной зоны, который поворачивает шар после каждого удара. Головка сжимает демпфер, который осуществляет затем возвращение шара.

Анализируя работу шарообразных бойков с закаленной сердцевиной и отпущенной поверхностью при повышенных скоростях удара, можно отметить их работоспособность и перспективность применения в машинах ударного действия. В особенности это касается мощных ударных узлов, у которых скорости удара до нескольких десятков метров в секунду, и радиусы шаров от 2–3 см до 5 – 10 см. При больших диаметрах шаров заметно уменьшаются максимальные контактные напряжения относительно наибольших напряжений в стержне-инструменте, что является дополнительным положительным признаком для применения шарообразных бойков для скоростных и мощных ударных узлов. По всей вероятности, такого рода бойки найдут широкое применение и внедрение не только в машинах для испытания изделий на ударные перегрузки, но также в машинах ударного и ударно-поворотного действия: в молотках и механизированных ударных инструментах, в мощных ударно-вращательных бурильных

установках, в дорожных и строительных машинах, в навесном оборудовании при разработке мерзлого и скального грунта, разрушении негабаритов, когда требуется большая энергия единичных ударов.

Ротационные машины и стенды

Для испытаний узлов с рекуператорами кинетической энергии бояка необходимы экспериментальные стенды с высокими скоростями удара. Они должны быть конструктивно простыми с минимальным количеством деталей, уравновешены статически и динамически в процессе разгона, с возможно наименьшими центробежными нагрузками на подшипники опор. Как показывает опыт эксплуатации таких стендов, большое количество деталей в узлах заметно уменьшает надежность, долговечность и работоспособность таких динамически нагруженных механизмов.

Одним из основных недостатков существующих машин, стендов и устройств является малая удельная энергия на единицу веса машины и малый диапазон скоростей рабочего органа, т.е. увеличение энергии единичного удара влечет за собой значительное увеличение габаритов и веса, а также связанные с этим конструктивные и технологические трудности.

Важнейшим требованием, предъявляемым к стендам и установкам для исследований процессов и испытаний на механические перегрузки, является также воспроизводимость, достоверность и возможность сопоставления результатов.

Например, резиновые и пружинные ускорители бойков помимо громоздкости и сложности конструкции обладают следующими недостатками: копры с резиновыми или пружинными ускорителями не дают стабильности и воспроизводимости заданных параметров из-за сравнительно быстрого снижения их первоначальных упругих свойств.

Установки с использованием энергии сжатого воздуха отличаются сложностью точной регулировки скорости, более низкой воспроизводимостью, связанной с переменными потерями в магистральных, дросселях, клапанах, наличием вспомогательного оборудования (баллонов, компрессоров), и имеют низкую производительность. Подобные установки громоздки, требуют высококачественной обработки узлов и деталей для обеспечения герметичности сжатого воздуха.

Эти недостатки отсутствуют у ротационных машин. Применение принципа накопления кинетической энергии на большом пути во время разгона рабочего органа (за несколько сот или тысяч оборотов) с защитой корпуса машины от ударных воздействий дает ряд преимуществ перед машинами с другими способами аккумуляции энергии.

Применение такого рода машин существенно расширяет верхнюю границу диапазона скоростей активного органа – бойка, которая может достигать нескольких сот метров в секунду. Большим преимуществом является возможность плавного регулирования скорости, причем любое значение скорости внутри диапазона может быть легко воспроизведено вновь. Высокая производительность установок такого типа обусловлена также питанием от сети электрического тока, что обеспечивает постоянную готовность к работе.

Значительно уменьшаются габариты и вес. Простота управления машиной уменьшает стоимость ее эксплуатации и дает возможность автоматической регулировки требуемой скорости и энергии удара в широком диапазоне за счет изменения частоты ударов и угловой скорости оборотов разгоняющегося устройства.

Так, например, для получения скорости порядка 40 м/с необходим вертикальный стенд – вышка высотой 80 м, в то же время ротационная машина, разгоняющая бойки (или изделия) до такой же скорости, имеет габариты: радиус вращения бойков $r_{вр} = 128$ мм при скорости $n = 3000$ об/мин.

Ротационная машина является своего рода накопителем кинетической энергии рабочего органа по круговой траектории, поэтому, применяя маломощные и малогабаритные двигатели, можно достичь на большом пути разгона значительных скоростей и энергий.

Стенды с торможением ротора и свободным метанием бойка

На рисунке 1 показана принципиальная схема стенда, вид сверху, т.е. вращение ротора 9 в горизонтальной плоскости. Бойки 1 в держателях 2, достигнув необходимой угловой скорости, вылетают из них, т.к. держатели 2 тормозятся устройством 3 или срабатывают в определенной зоне (на пути устройства 3) кулачки ротора 3, отпуская связь 7, и внешняя часть держателей 2 тормозится за счет прижатия центробежными силами о корпус 8. Шарообразные бойки 1 по

инерции вылетают в приемное устройство 4, ударяясь о волновод 5 и проваливаясь после отскока в отверстие 6 [8]. Чтобы бойки не попали после отскока от волновода в разгонное устройство, предусмотрено специальное приемное устройство, исключающее попадание шаров в зону разгона [9].

Устройство 3 может быть выполнено в нескольких вариантах. Один из них – это электромагниты, которые включаются после набора необходимой угловой скорости ротором 9. При этом электромагнит 3 взаимодействует только с полем держателя 2, который может быть выполнен из ферромагнитной стали без или с витками катушки, включаемой одновременно с электромагнитом 3 в момент торможения. Причем, если держатель 2 выполнен с катушкой, то вектор электромагнитного поля этой катушки направлен против вектора электромагнита 3.

В другом варианте устройство 3 выполнено в виде тормозных колодок, которые выдвигаются из корпуса 8 и тормозят в нужный момент времени при достижении ротором 9 необходимой угловой скорости держателя 2. При этом бойки 1 по инерции вылетают в приемное устройство 4.

Для того, чтобы шар-боек успел отделиться от держателя бойка на пути торможения колодок, необходимо за время торможения t и путь торможения l держателю

бойка отстать от шара на расстояние Δl , где Δl – минимальное расстояние обгона бойком держателя для высвобождения от центростремительной силы. При этом средняя сила торможения держателя о тормозные колодки равна: $F_{\text{то}} = m \frac{\Delta V}{t}$, m – масса

держателя; $\Delta V = V_0 - V_1$; V_1 – скорость держателя в конце тормозного пути, V_0 – начальная скорость торможения при действии усредненной и постоянной тормозной силы можно записать:

$$F_{\text{сп}} = \frac{2m}{t} \Delta l = \frac{2m}{l^2} \Delta V_0^2. \quad (1)$$

Из (1) видно, что для уменьшения тормозной силы $F_{\text{сп}}$ необходимо уменьшать массу держателя m и конструктивную ступеньку Δl , увеличивая по возможности путь торможения l .

С другой стороны, для лучшего попадания шара в конусы путь торможения необходимо брать как можно меньше, чтобы была строго определенная зона вылета. При разгоне центробежные силы шаров уравнивают друг друга, свободный и симметричный вылет шаров из держателей предохраняет двигатель и подшипники от напряжений при ударе шара с волноводом.

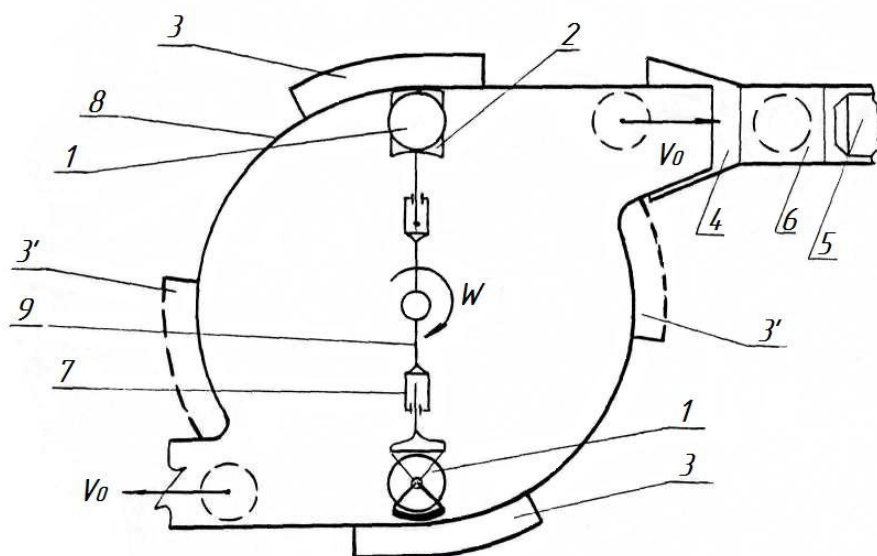


Рис. 1. Схема ротационного стенда. 1-бойки; 2-держатель; 3-тормозное устройство; 4-приемное устройство; 5-волновод; 6- отверстие волновода; 7-связь; 8-корпус; 9-ротор

Заключение

Ротационные ударные машины позволяют накопить достаточную кинетическую энергию на большом угловом пути без значительного увеличения веса и габаритов и обеспечить широкий диапазон изменений скоростей и энергий удара. Такого типа машины позволяют проводить исследования в лабораторных условиях при повышенных скоростях и энергиях, а также использовать их в качестве мощного молота в строительных, дорожных, горных работах.

Библиографический список

1. Тарасов, В.Н. Теория удара в теоретической механике и ее приложение в строительстве / В.Н. Тарасов, Г.Н. Бояркин. – Омск: издательство ОмГТУ, 1999. – 120 с.
2. Галдин, Н.С. Оптимизационный синтез основных параметров гидравлических импульсных систем строительных машин / Н.С. Галдин, В.Н. Галдин, Н.Н. Егорова // Вестник СибАДИ. – 2013. – №6 (34). – С. 73-77.
3. Щербаков, В.С. Основные показатели гидравлических импульсных систем строительных машин / В.С. Щербаков, В.Н. Галдин // Вестник СибАДИ. – 2013. – №1 (29). – С. 47-51.
4. Щербаков, В.С. Моделирование активных рабочих органов для разрушения грунта/ В.С. Щербаков, В.Н. Галдин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2011. – Том 7. №3. – С. 132-134.
5. Алимов, О.Д. Гидравлические виброударные системы / О.Д. Алимов, С.А. Басов. – М.: Наука, 1990. – 352 с.
6. А.с. 480831 СССР, Е 21С 3/16 Машина ударного действия / Б.Н. Стихановский, Н.П. Ряшенцев – №1910742/22-3; заявл.17.04.73; опубл. 15.08.75, Бюл.№30. – 2 с.
7. А.с. 1045041 СССР, G 01 M 7/ 00. Устройство для ударных испытаний изделий / Б.Н. Стихановский – №3448940/25-28; заявл.08.06.82; опубл. 30.09.83, Бюл.№36. – 3 с.
8. А.с. 616543 СССР G 01 M 7/ 00 Копер для ударных испытаний / Б.Н. Стихановский, В.Н. Евграфов. – №2081711/25-28; заявл.08.12.77; опубл. 25.07.78, Бюл.№27 – 3 с.
9. А.с. 713681 СССР В 25 D 15/02 Приемное устройство / Б.Н. Стихановский, В.М. Залмансон. – №2483450/29-28; заявл. 28.04.77; опубл.05.0280, Бюл №5 – 2 с.

BUILDING AND ROAD MACHINES WITH HEAT RECOVERY OF KINETIC ENERGY

B.N. Stickhanovskiy, L.M. Stickhanovskaya

Abstract. In the article the question of the need to use in the construction and road vehicles used for the destruction of solids and frozen ground, the kinetic energy storage. Application of the kinetic energy storage principle in a big way

during the working body acceleration to the protection of the machine body from knocks gives a number of advantages over machines with other methods of energy storage. Their main nih expansion of the upper limit of the striker speed range up to several hundred meters per second, the increase in energy density per unit weight of the machine, which significantly reduces the energy consumption of processes, the ability to smooth speed control, reduction of weight and dimensions. An example of copra testing for pins with high impact energy to disperse them in a large angular path.

Keywords: heat exchanger, the drummer, the impact speed, high energy.

References

1. Tarasov V.N., Bojarkin G.N. *Teorija udara v teoreticheskoj mehanike i ee prilozhenie v stroitel'stve* [Impact theory in theoretical mechanics and its application in the construction]. Omsk: izdatel'stvo OmGTU, 1999. 120 p.
2. Galdin N.S., Galdin V.N., Egorova N.N. Optimizatsionnyj sintez osnovnyh parametrov gidravlicheskih impul'snyh sistem stroitel'nyh mashin [Optimization synthesis of the basic parameters of hydraulic pulse systems construction machinery]. *Vestnik SibADI*, 2013, no 6 (34). pp.73-77.
3. Shherbakov V.S., Galdin V.N. Osnovnye pokazateli gidravlicheskih impul'snyh sistem stroitel'nyh mashin [Key indicators of hydraulic pulse systems of construction machinery]. *Vestnik SibADI*, 2013, no1 (29). pp. 47-51.
4. Shherbakov V.S., Galdin V.N. Modelirovanie aktivnyh rabochih organov dlja razrushenija grunta [Simulation active working for the destruction of the soil]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta*, 2011, 7.no 3. pp. 132-134.
5. Alimov O.D., Basov S.A. *Gidravlicheskie vibroudarnye sistemy* [Hydraulic vibroimpact systems]. Moscow, Nauka, 1990. 352 p.
6. Stihanovskij B.N., Rjashencev N.P. *Mashina udarnogo dejstvija* [Machine Impact]. no 1910742/22-3.
7. Stickhanovskiy B.N. *Ustrojstvo dlja udarnyh ispytanij izdelij* [An apparatus for impact testing products]. no 3448940/25-28.
8. Stihanovskij B.N., Evgrafov V.N. *Koper dlja udarnyh ispytanij* [Koper impact test]. no 2081711/25-28.
9. Stihanovskij B.N., Zalmanson V.M. *Priemnoe ustrojstvo* [Receiving device]. no 2483450/29-28.

Стихановский Борис Николаевич (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС) (644046, г. Омск, Карла Маркса просп., 35, e-mail: bstish@mail.ru).

Стихановская Любовь Михайловна (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080 г. Омск, пр. Мира 5, e-mail: dekanat_isu@sibadi.org).

Stikhanovsky Boris Nikolaevich (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor of Omsk state university of means of communication (644046, Omsk, Karl Marx Avenue, 35, e-mail:bstish@mail.ru).

Stikhanovskaya Lyubov Mikhaelovna (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, associate professor The Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI) (644080 Omsk, Mira Ave. 5, e-mail:dekanat_isu@sibadi.org).

УДК 621.86

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МОСТОВОГО КРАНА С РЕЛЕЙНЫМИ ПРИВОДАМИ МОСТА И ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ

В.С. Щербаков, М.С. Корытов, Е.О. Шершнева
ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. Приводится алгоритм моделирования рабочего процесса мостового крана с учетом динамических параметров приводов моста и грузовой тележки, имеющих управления релейного типа. Приводятся результаты исследования влияния параметров приводов мостового крана на точность перемещения груза по заданной траектории в трехмерном пространстве, конечную линейную скорость движения груза, число включений приводов. Полученные математические модели открывают возможность синтеза параметров приводов мостового крана по заданным предельным значениям точности перемещений, числа включений приводов и др.

Ключевые слова: мостовой кран, привод, управление релейного типа, точность, число включений, груз, гашение колебаний.

Введение

Для мостового крана (МК) с канатным нежестким подвесом груза существенной проблемой являются возникающие пространственные неуправляемые колебания груза, которые снижают производительность и точность работ, выполняемых МК. Одним из эффективных способов устранения данной проблемы без использования дополнительных механических устройств и без усложнения конструкции МК является оптимизация процесса управления механизмами приводов моста и тележки [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Для синтеза квазиоптимальной траектории перемещения точки подвеса груза на грузовой тележке, обеспечивающей движение груза по заданной траектории без раскачивания, может быть использовано пропорционально-интегрально-дифференциальное (ПИД) управление независимо по двум управляемым координатам груза в горизонтальной плоскости $X_{ГР}$ и $Z_{ГР}$ моста и грузовой тележки [7, 8, 9, 10].

Алгоритм моделирования рабочего процесса мостового крана с учетом динамических параметров приводов моста и грузовой тележки, имеющих управления релейного типа

Укрупненная блок-схема алгоритма моделирования рабочего процесса МК с

учетом динамических параметров приводов моста и грузовой тележки, имеющих управления релейного типа, состоящая из трех вычислительных этапов, приведена на рисунке 1.

Были приняты допущения о том, что: 1) влияние массы груза на ускорения точки подвеса пренебрежимо мало; 2) ускорения моста и грузовой тележки при разгоне, движении с постоянной скоростью и торможении МК с приводами, имеющими управления релейного типа (при моделировании рабочего процесса реального МК), в каждый момент времени принимали дискретные значения из рядов $[a_1; 0; -a_1]$ для моста и $[a_2; 0; -a_2]$ для грузовой тележки соответственно; 3) переключения реле приводов моста и грузовой тележки происходили по логическим сигналам $i_{упр1}$, $i_{упр2}$ (принимаящим значения $[1; 0; -1]$, соответствующие командам на движение в прямом направлении, остановку и движение в обратном направлении соответственно) мгновенно и без запаздывания.

Значения скоростей движения моста и грузовой тележки МК при этом непрерывно бесступенчато изменялись в пределах $[v_{max1}; -v_{max1}]$ для моста и $[v_{max2}; -v_{max2}]$ для грузовой тележки соответственно.