

УДК 62-82:681.581.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДНЫХ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Лагерев А.В., Лагерев И.А.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)

В работе представлена конструкция и принцип работы нового вида шарнирных соединений смежных звеньев манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин – приводных шарниров для обеспечения поворотного относительного движения звеньев. Их конструкция позволяет совместить функцию обеспечения неразрывности кинематической цепи и функцию обеспечения поворотного движения смежных звеньев, причем без использования дополнительных выносных устройств. Конструкция устройства защищена патентом Российской Федерации. Приводные шарнирные соединения являются альтернативным вариантом для традиционных конструкций шарнирных соединений с выносными силовыми гидродвигателями. Разработана оптимизационная математическая модель устройства. Модель базируется на минимизации массы приводного шарнирного соединения при выполнении комплекса необходимых конструкторских, монтажных, режимных и прочностных ограничений. На основе данной математической модели предложен метод автоматизированного проектирования приводного шарнирного соединения, который реализован в компьютерной программе. Проведено исследование влияния основных технических характеристик и величины эксплуатационной нагрузки на оптимальную массу и оптимальные конструктивные размеры приводных шарнирных соединений. Показано, что при обеспечении равных грузо-высотных характеристик мобильного крана-манипулятора приводное шарнирное соединение позволяет исключить ряд эксплуатационных недостатков традиционного шарнирного соединения: развития с течением времени дополнительной динамической нагруженности металлоконструкции вследствие увеличения зазоров в соединении, снижения объема рабочей зоны крана из-за наличия выносных силовых гидродвигателей, появления отказов вследствие усталостного разрушения элементов узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям манипуляционной системы. При этом возможен перевод гидросистемы на меньшие уровни рабочего давления, что приводит к повышению энергоэффективности крана-манипулятора и коэффициента полезного действия гидропривода в целом, а также к снижению эксплуатационных затрат на обслуживание.

Ключевые слова: манипуляционная система, гидравлический кран-манипулятор, мобильная машина, приводное шарнирное соединение, оптимальное проектирование, целевая функция, минимальная масса, система ограничений.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274).

Манипуляционные системы (краны-манипуляторы) с гидравлическим приводом, установленные на мобильных транспортно-технологических машинах различного назначения, получили широкое распространение во многих отраслях экономики - промышленном производстве, строительстве, газо- и нефтедобыче, грузовых перевозках, лесной промышленности, сельском хозяйстве и др. [1]. Они используются для выполнения различных технологических операций, таких как подъемно-транспортные, перегрузочно-разгрузочные и складские работы. На мировом рынке гидравлических кранов-манипуляторов представлены преимущественно конструкции таких стран-производителей, как Южная Корея, Япония, Китай, Германия, Италия, США, Австрия, Россия и др. [2]. В 2012 г. объем производства российских ма-

нипуляторов достиг свыше 5,2 тыс. единиц, а объем импорта превысил 8,8 тыс. единиц, причем доля новых крано-манипуляторных установок среди импортированных превысила 50% [3]. Таким образом, на протяжении 2000-х и 2010-х годов гидравлические краны-манипуляторы являются весьма востребованным видом грузоподъемного оборудования в Российской Федерации.

Постановка задачи совершенствования конструкции шарнирных соединений звеньев манипуляционных систем.

Несущая металлоконструкция крана-манипулятора может состоять из 3...12 последовательно соединенных подвижных звеньев. Звенья попарно образуют низшие кинематические пары V класса – вращательные и поступательные [4]. Вращательные пары выполняются на основе цилиндрических шар-

ниров. Они обеспечивают вращательное движение относительно продольной оси звена или поворотное относительно движение смежных звеньев. Конструктивно цилиндрические шарниры представляют собой проушины из толстостенного листового проката, которые неподвижно закреплены с помощью сварных швов на поверхности металлоконструкций смежных звеньев. Прουшины имеют соосные отверстия для установки в них шарнирного пальца. Этим обеспечивается формирование цилиндрического шарнирного соединения. Такая конструкция шарнирного соединения смежных звеньев обеспечивает лишь неразрывность кинематической цепи крана-манипулятора. Для обеспечения возможности совершения звеньями относительного движения необходима установка специальных приводных устройств – силовых гидродвигателей или силовых поворотных гидродвигателей [5-7], крепящихся при помощи попарно расположенных проушин к поверхности подвижных звеньев крана-манипулятора.

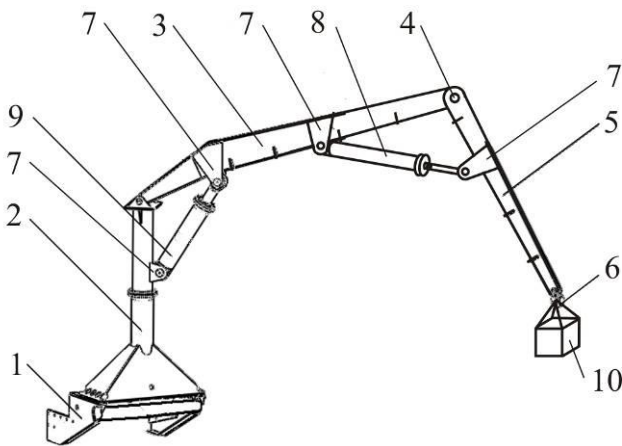


Рис. 1. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [8]: 1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 - груз

Типичная конструкция гидравлического крана-манипулятора приведена на рис. 1. Она включает следующие элементы. На раме

базового транспортного средства устанавливается опорная конструкция 1 крана-манипулятора. На нее опирается поворотная колонна 2, на которой закреплена стрела 3 при помощи шарнирного узла соединения смежных звеньев 4. На конце стрелы при помощи шарнирного соединения закреплена рукоять 5 с установленным на ее конце грузозахватным органом 6. К металлоконструкции стрелы и рукояти с помощью элементов крепления 7 крепится силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти 8. К металлоконструкции опорной колонны и стрелы крепится силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы 9. Он производит подъем-опускание стрелы, рукояти и грузозахватного органа с полезным грузом 10, а вместе с ними дополнительно - силового гидродвигателя механизма поворотного движения рукояти и элементов его крепления.

Определенным недостатком такого конструктивного исполнения манипуляционной системы гидравлических кранов-манипуляторов является наличие выносных силовых гидродвигателей механизмов поворотного движения смежных звеньев. Выносное расположение гидродвигателей приводит к тому, что в процессе транспортирования полезного груза при выполнении поворотного движения стрелы кроме перемещения самого полезного груза и металлоконструкции звеньев дополнительно выполняется перемещение силовых гидродвигателей, расположенных ближе к грузозахватному органу, и узлов их крепления. Это приводит к необходимости снижения веса полезного груза, которым может манипулировать кран, т.е. к снижению его номинальной грузоподъемности. Анализ известных данных по конструкциям гидравлических трехзвенных кранов-манипуляторов [3] показывает, что вес силового гидродвигателя и элементов его крепления может составлять до 10 % веса полезного груза и, следовательно, на такую величину при постоянной установленной мощности силового гидропривода снижается номинальная грузоподъемность крана-манипулятора, которая является важнейшей технической характеристикой грузоподъемных машин. Кроме того, во многих конструкциях кранов-манипуляторов [3] силовые гидродвигатели устанавливаются под подвижны-

ми звеньями, т.е. в рабочей зоне крана-манипулятора. Таким образом, объем пространства, занимаемый силовыми гидродвигателями, исключается из объема пространства рабочей зоны крана-манипулятора, что приводит к его уменьшению и, следовательно, к ухудшению еще одной из основных технических характеристик крана. Опыт эксплуатации гидравлических кранов-манипуляторов [3] также свидетельствует о том, что элементы узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям подвержены выходу из строя вследствие возникновения в них усталостных трещин, развитие которых может приводить к разрушению элементов крепления и созданию аварийных ситуаций, и, следовательно, к снижению показателей надежности крана-манипулятора.

Возможным подходом к устранению или смягчению указанных недостатков традиционной конструкции шарнирных соединений может быть разработка приводных шарнирных соединений. Их конструкция позволяет совместить функцию обеспечения неразрывности кинематической цепи и функцию обеспечения поворотного движения смежных звеньев, причем без использования дополнительных выносных устройств. Данная техническая идея реализована в устройстве [9].

Конструкция и принцип работы приводного поворотного соединения смежных звеньев шарнирно-сочлененной манипуляционной системы.

Внешний вид гидравлического крана-манипулятора с приводным шарнирным соединением смежных звеньев применительно к конструкции трехзвенной манипуляционной системы показан на рис. 2 [9]. На рис. 3 показан выносной элемент I (рис. 2) приводного шарнирного соединения смежных звеньев крана-манипулятора, на рис. 4 и 5 – его продольный и поперечный разрезы соответственно. На рис. 2-5 конструктивные элементы имеют следующее обозначение:

- 1 - опорная конструкция;
- 2 - поворотная колонна;
- 3 - стрела;
- 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев;
- 5 - рукоять;
- 6 - грузозахватный орган;
- 7 - элементы крепления;

- 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти;
- 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы;
- 10 - перемещаемый груз;
- 11 - сварной шов;
- 12 - цилиндрическая обечайка;
- 13 - съемная торцевая крышка;
- 14 - центральное отверстие в съемной торцевой крышке;
- 15 - крепежный болт;
- 16 - резиновое уплотнительное кольцо;
- 17 - подшипник качения;
- 18 - уплотнительная манжета;
- 19 - предохранительное кольцо;
- 20 - крепежный винт;
- 21 - перегородка;
- 22, 33 - фиксатор;
- 23 - удерживающий винт;
- 24 - радиальное сквозное резьбовое отверстие;
- 25 - штуцер;
- 26 - подъемный трубопровод;
- 27 - опускной трубопровод;
- 28 - ротор;
- 29 - шлицевой паз;
- 30 - призматическая шпонка;
- 31 - втулка;
- 32 - лопасть;
- 34 - стопорный винт;
- 35, 37 - паз;
- 36, 38 - уплотнительный элемент;
- 39 - хомут;
- 40 - отверстие со шлицевыми выступами;
- 41 - соединительная шпилька;
- 42 - гайка.

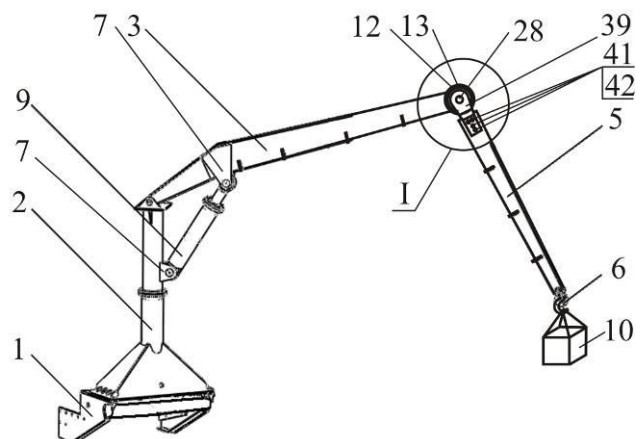


Рис. 2. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины с приводным шарнирным соединением

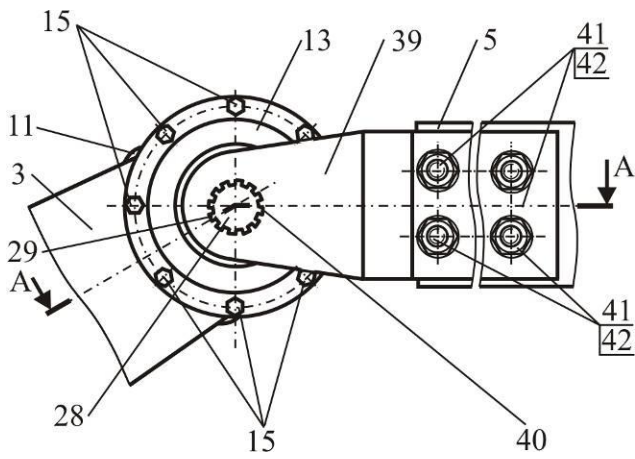


Рис. 3. Внешний вид сбоку на приводное шарнирное соединение смежных звеньев крана-манипулятора [9]

К концевому торцевому сечению стрелы 3, которая является ближайшем к опорной конструкции 1 звеном, при помощи сварных швов 11 неподвижно крепится цилиндрическая обечайка 12. Она с обоих торцов герметично закрывается съемными торцевыми крышками 13, имеющими центральные отверстия 14. Торцевые крышки крепятся к обечайке болтами 15. Для герметизации зазора между сопрягаемыми поверхностями обечайки и торцевой крышки устанавливается резиновое уплотнительное кольцо 16. В торцевой крышке выполнены две центральные расточки, в одну из которых с натягом устанавливается подшипник качения 17, а в другую - уплотнительная манжета 18. На-

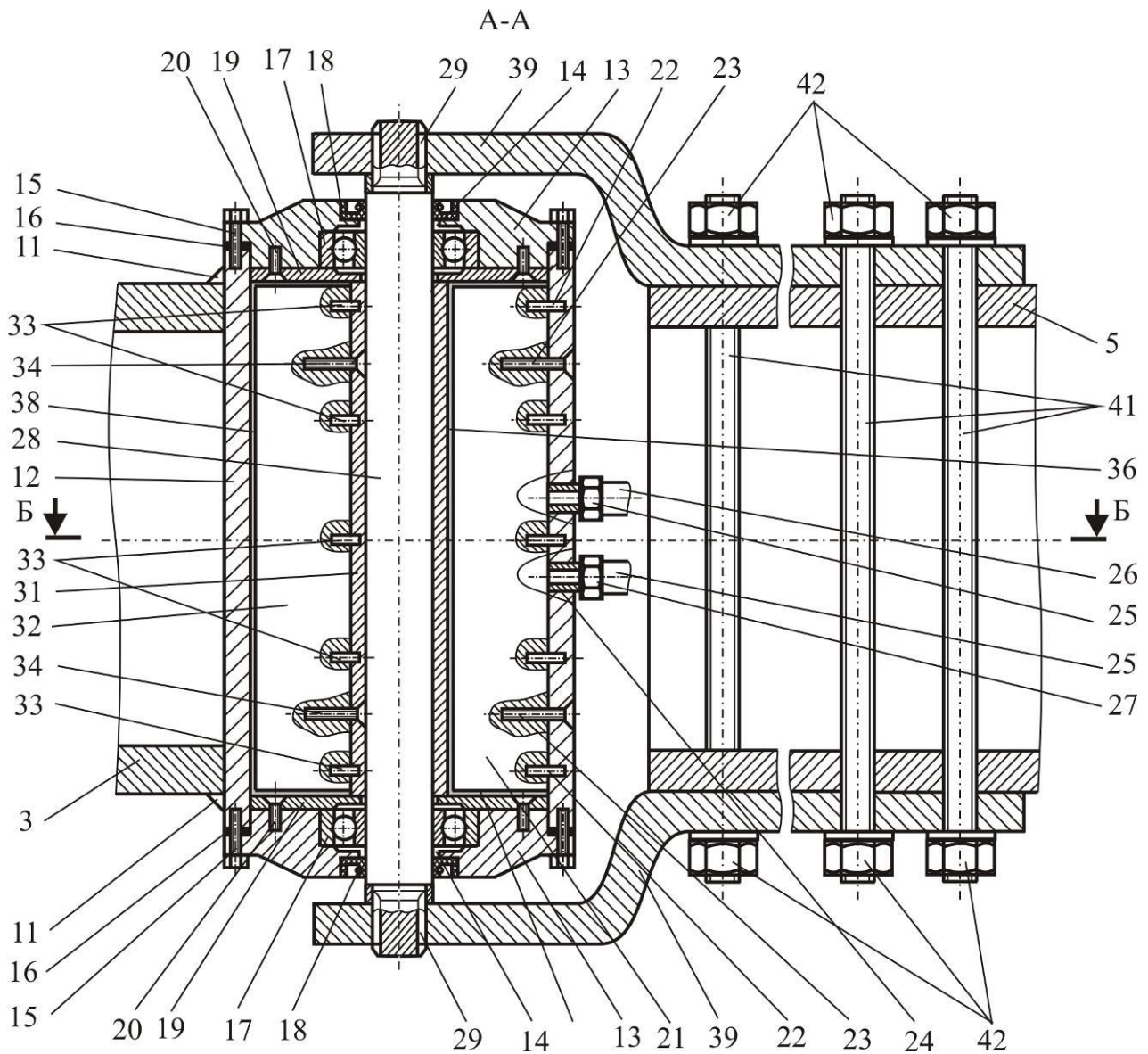


Рис. 4. Продольный разрез приводного шарнирного соединения смежных звеньев крана-манипулятора (сечение А-А на рис. 3) [9]

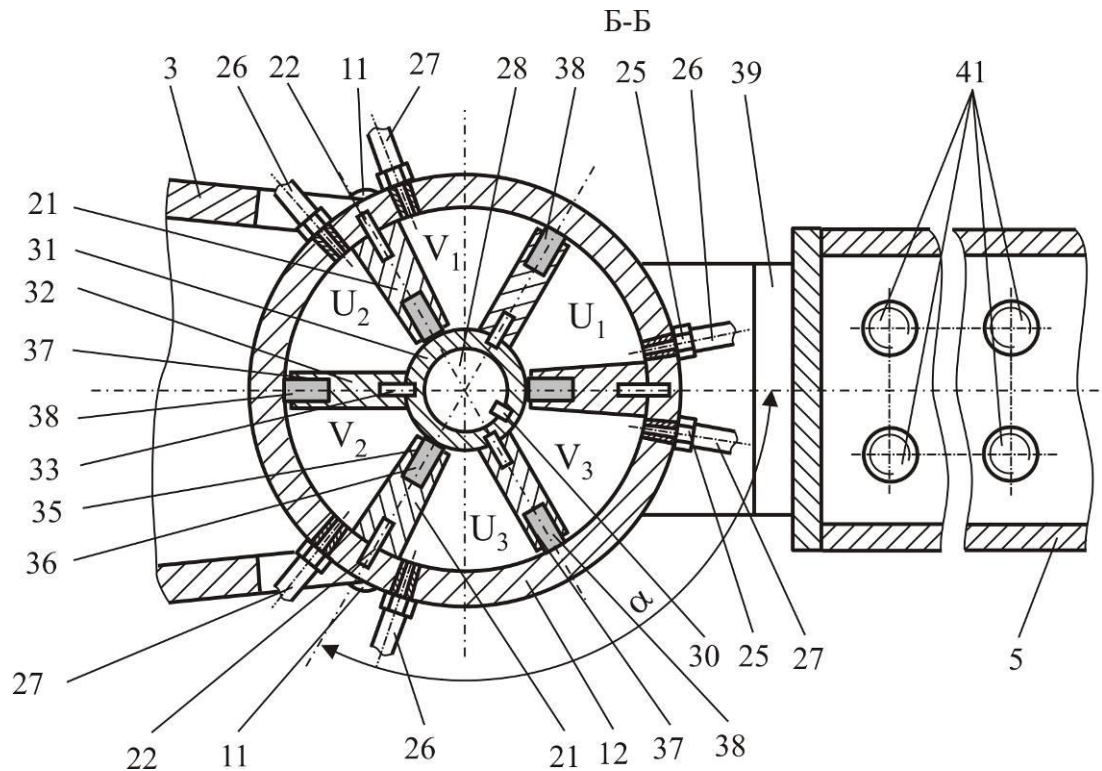


Рис. 5. Поперечный разрез приводного шарнирного соединения смежных звеньев крана-манипулятора (сечение Б-Б на рис. 4) [9]

пример, в качестве манжеты может быть использована армированная манжета по ГОСТ 8752-79, которая применяется в конструкциях силовых гидроприводов машин различного назначения для уплотнения валов, совершающих вращательное или возвратно-поворотное движение. Для исключения осевого смещения подшипника к внутренней поверхности торцевой крышки крепится предохранительное кольцо 19 при помощи винтов 20. К внутренней поверхности обечайки на равном угловом расстоянии α крепятся несколько (3, 4 или 5) радиально расположенных перегородок 21 при помощи фиксаторов 22 и удерживающих винтов 23. По обеим сторонам каждой перегородки в ее непосредственной близости в стенке обечайки выполняются по одному радиальному сквозному резьбовому отверстию 24, в каждое из которых снаружи устанавливается штуцер 25 для присоединения подъемного 26 или опускного трубопровода 27 для подачи (или отвода) рабочей жидкости из гидросистемы силового гидропривода крана-манипулятора. Внутри обечайки в подшипниках качения установлен ротор 28 в виде вала. Его концы выведены наружу через центральные отверстия торцевых крышек. На концах ротора выполнены шлицевые пазы 29. На цен-

тральной цилиндрической части ротора при помощи призматической шпонки 30 закреплена втулка 31, к которой на равном угловом расстоянии α крепится несколько (3, 4 или 5) радиально расположенных лопасти 32 при помощи фиксаторов 33 и стопорных винтов 34. Для герметизации зазоров между сопрягаемыми поверхностями перегородок и втулки в каждой перегородке выполняется паз 35 для установки уплотнительного элемента 36. Для герметизации зазоров между сопрягаемыми поверхностями лопастей и внутренней поверхности обечайки в каждой лопасти выполняется паз 37 для установки уплотнительного элемента 38. Например, по аналогии с практикой герметизации аналогичных поверхностей в шиберных поворотных гидродвигателях машиностроительного гидропривода в качестве уплотнительных элементов могут использоваться фторопластовые пластины или шевронная набивка [7, 10]. Перегородки и лопасти разделяют все внутреннее пространство обечайки на несколько пар камер в соответствии с количеством установленных перегородок (лопастей). Например, при установке трех перегородок образуется три пары камер: U_1, U_2, U_3 и V_1, V_2, V_3 . Они чередуются между собой в

окружном направлении, т.е. располагаются в следующей последовательности: $U_1 - V_1 - U_2 - V_2 - U_3 - V_3$. К камерам U_1, U_2, U_3 через штуцеры подключены подъемные трубопроводы. К камерам V_1, V_2, V_3 через штуцеры подключены опускные трубопроводы. На концы ротора, имеющие шлицевые пазы, надеваются хомуты 39, выполненные из стального листового проката. Для этого на одном из концов каждого из хомутов имеется отверстие 40 со шлицевыми выступами. Шлицевые пазы концов ротора и шлицевые выступы отверстий хомутов обеспечивают разъемное шлицевое соединение ротора с хомутами. Другими концами хомуты неподвижно крепятся к противоположным боковым поверхностям рукояти, которая является звеном, смежным стреле. Для обеспечения сборки шарнирного узла соединения стрелы и рукояти в единую кинематическую цепь крепление хомутов к боковым поверхностям рукояти выполняется разборным, например, с помощью соединительных шпилек 41 и гаек 42.

Таким образом, рассмотренное приводное шарнирное соединение смежных звеньев представляет собой конструкцию, которая совмещает:

1) шарнирный узел соединения в единую кинематическую цепь смежных звеньев крана-манипулятора - стрелы и рукояти и

2) механизм силового гидропривода возвратно-поворотного движения рукояти вместе с грузозахватным органом и полезным грузом.

Функцию приводного шарнирного соединения реализуют обечайка, торцевые крышки с установленными в них подшипниками качения, ротор и хомуты. Контакт между собой перечисленных конструктивных элементов обеспечивает постоянную неразрывную кинематическую связь между смежными звеньями крана-манипулятора - стрелой и рукоятью, так как они формируют цилиндрический шарнир, позволяющий рукояти выполнять возвратно-поворотное движение относительно стрелы в вертикальной плоскости. Функцию механизма силового гидропривода возвратно-поворотного движения рукояти реализуют обечайка с закрепленными на ней с помощью штуцеров подъемных и опускных трубопроводов, торцевые крышки, перегородки, лопасти, ротор с закрепленной на нем втулкой, подшипники качения и уплотнительные устройства различного исполнения - уплотнительные кольца, уплотнительные манжеты, уплотнительные элементы.

Схема, поясняющая принцип работы приводного шарнирного соединения, приведена на рис. 6.

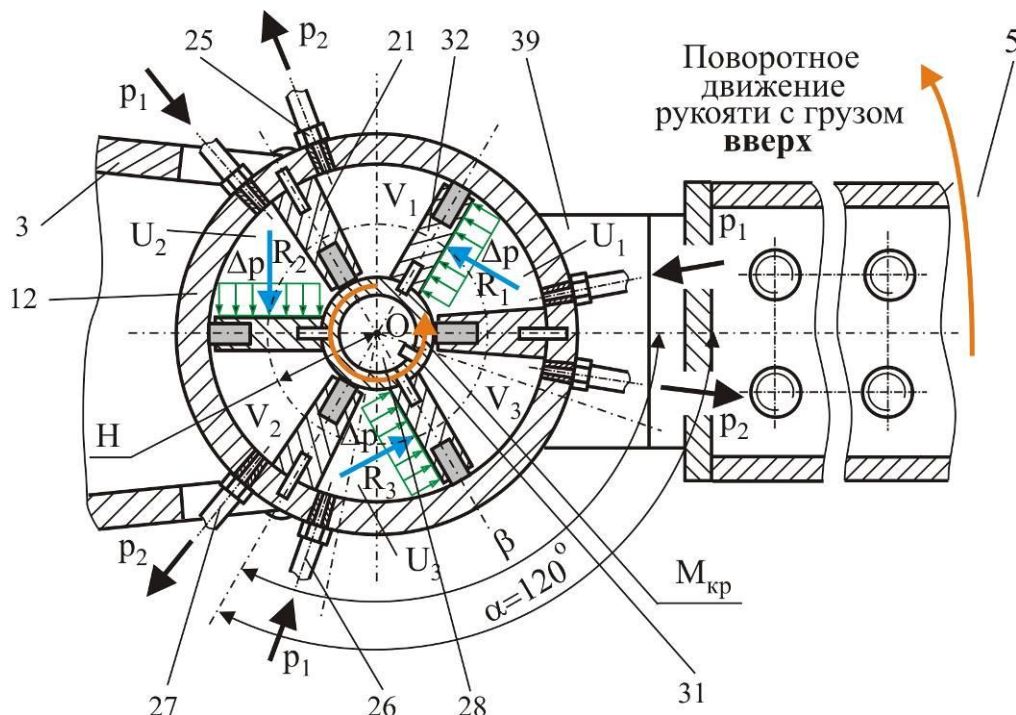


Рис. 6. Схема, поясняющая принцип работы приводного шарнирного соединения

При подключении подъемных трубопроводов к напорной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора рабочая жидкость под высоким давлением p_1 через штуцеры поступает в камеры U_1, U_2, U_3 . Одновременно с этим опускные трубопроводы подключаются к сливной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора и находящаяся в камерах V_1, V_2, V_3 рабочая жидкость под низким давлением p_2 удаляется из них. В результате разности давления $\Delta p = p_1 - p_2$ рабочей жидкости, находящейся в смежных камерах, разделяемых лопастями (т.е. в камерах $U_1 - V_1, U_2 - V_2, U_3 - V_3$), на лопасти со стороны камер U_1, U_2, U_3 начинают действовать силы разности давления $R_1 = R_2 = R_3 = \Delta p A$. Они создают на роторе относительно продольной оси ротора (точки О) суммарный крутящий момент, определяемый зависимостью:

$$M_{кр} = R_1 H + R_2 H + R_3 H = 3 \Delta p A H,$$

где A – площадь боковой поверхности лопасти; H – плечо действия равнодействующей силы R_i относительно продольной оси ротора.

Крутящий момент $M_{кр}$, создаваемый на лопастях, передается с них на втулку и через призматическую шпонку – на ротор, поворачивая его против часовой стрелки. Далее с помощью шлицевых соединений концов ротора с хомутами и сами хомуты крутящий момент $M_{кр}$ передается на рукоять, обеспечивая ее поворот в вертикальной плоскости против часовой стрелки и, таким образом, обеспечивая подъем грузозахватного органа с полезным грузом. Максимальный угол поворота β рукояти определяется наибольшим возможным углом поворота лопасти между двумя соседними перегородками. Опыт проектирования поворотных гидродвигателей для силовых гидроприводов различных машин показывает [7], что $\beta \approx (0,70..85)\alpha$.

При подключении опускных трубопроводов к напорной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора рабочая жидкость под высоким давлением p_1 через штуцеры поступает в камеры V_1, V_2, V_3 . Одновременно с этим подъемные трубопроводы подключаются к сливной гидролинии силового

гидропривода крана-манипулятора и находящаяся в камерах U_1, U_2, U_3 рабочая жидкость под низким давлением p_2 удаляется из них. Физические процессы, протекающие при этом, аналогичны рассмотренным выше, однако силы разности давления R_1, R_2, R_3 и крутящий момент $M_{кр}$ направлены в противоположную сторону. Как результат, рукоять совершает поворот в вертикальной плоскости по часовой стрелке, обеспечивая опускание грузозахватного органа и полезного груза.

Увеличение количества пар перегородок и лопастей приводит к следующим результатам:

1) величина крутящего момента $M_{кр}$, передаваемого на рукоять, увеличивается, вследствие чего увеличивается вес перемещаемого полезного груза и номинальная грузоподъемность крана-манипулятора;

2) уменьшается максимально возможный угол поворота β рукояти в вертикальной плоскости, вследствие чего уменьшается рабочая зона, в пределах которой у рукояти имеется возможность манипулировать полезным грузом.

Поэтому является целесообразным, чтобы конструкция приводного шарнирного соединения содержала три, четыре или пять пар перегородок и лопастей. При количестве таких пар меньше трех величина передаваемого крутящего момента $M_{кр}$ оказывается недостаточной для создания крана-манипулятора удовлетворительной номинальной грузоподъемности. При количестве таких пар больше пяти величина угла поворота β рукояти в вертикальной плоскости оказывается неудовлетворительно малой (не более $50..55^\circ$) с точки зрения возможности эффективности манипулирования полезным грузом в пространстве рабочей зоны крана-манипулятора.

Постановка задачи оптимального проектирования приводного шарнирного соединения смежных звеньев гидравлического крана-манипулятора.

Масса конструктивных элементов, формирующих приводное шарнирное соединение (рис. 3-5), повышает массу подвижных конструктивных элементов металлоконструкции манипуляционной системы крана. Следовательно, их присутствие может ока-

заться причиной, обуславливающей снижение полезной массы перемещаемого груза. Поэтому при проектировании приводного шарнирного соединения крайне важно обеспечить минимальный вклад его конструктивных элементов в общую массу металлоконструкции шарнирно-сочлененной манипуляционной системы крана.

Общая масса приводного шарнирного соединения смежных звеньев складывается из масс основных конструктивных элементов устройства (корпуса, торцевых крышек, перегородок, шибера, выходного вала, подшипников качения, соединительных шпилек), а также массы заполняющей внутренние полости устройства рабочей жидкости:

$M = M_b + M_l + M_d + M_v + M_s + M_{br} + M_{bt} + M_{hf}$,
 где M_b - масса корпуса (цилиндрической обечайки); M_l - масса торцевых крышек корпуса; M_d - масса внутренних перегородок корпуса; M_v - масса шибера (включая центральную втулку и лопасти); M_s - масса выходного вала; M_{br} - масса опорных подшипников качения выходного вала; M_{bt} - масса шпилек узла соединения шарнирного устройства со звеном крана-манипулятора; M_{hf} - масса рабочей жидкости во внутренних полостях корпуса.

С учетом геометрических размеров отдельных конструктивных элементов общая масса приводного шарнирного соединения выражается зависимостью

$$\begin{aligned}
 M \approx & \pi \rho_b (D + s_w) s_w H + \\
 & + 0,5 \pi \rho_l [(D + 2s_w)^2 - d_s^2] s_l + \\
 & + 0,5 n_h \rho_d (D - d_v) h_d H + \\
 & + \rho_{bt} \frac{n_T T_t [H + 2(s_{bt} + d_{bt})]}{2[\tau]_s h_{bt}} + \\
 & + 0,5 \rho_v [0,5 \pi (d_v - d_s)^2 + \\
 & + n_h (D - d_v) h_v H] + \\
 & + 0,25 \pi \rho_s d_s^2 [H + 2(s_l + s_{bt})] + \\
 & + 2M_{br,1}(d_s) + \\
 & + 0,5 \rho_{hf} (D - d_v) [0,5 \pi (D + d_v) - n_h (h_d + h_v)] H,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $\rho_b, \rho_l, \rho_d, \rho_v, \rho_s, \rho_{bt}, \rho_{hf}$ - плотность материала корпуса, торцевых крышек, внутренних перегородок, шибера, выходного ва-

ла, соединительных шпилек и рабочей жидкости соответственно; D, H, s_w - внутренний диаметр, длина и толщина стенки корпуса соответственно; s_l - толщина торцевой крышки; d_v, d_s, d_{bt} - диаметры втулки шибера, выходного вала и соединительной шпильки соответственно; h_d, h_v - толщина внутренней перегородки и лопасти шибера соответственно; s_{bt} - толщина соединительной накладки; h_{bt} - расстояние от осевой линии сечения конечного звена до центра сечения соединительной шпильки; T_t - крутящий момент, создаваемый грузом и воспринимаемый шарнирным соединением; n_T - коэффициент запаса по преодолеваемому крутящему моменту ($n_T > 1$); $M_{br,1}(d_s)$ - масса подшипника, определяемая его типоразмером; n_h - число лопастей шибера.

Крутящий момент, создаваемый грузом и воспринимаемый шарнирным соединением, при расчете приближенно определяется зависимостью:

- в случае, если поперечное сечение конечного звена постоянно по его длине

$$T_t = (G_n + 0,5G_{te})L_{te};$$

- в случае, когда поперечное сечение конечного звена переменное по его длине, причем погонный вес изменяется по линейному закону

$$T_t = \{G_n + [g_b/2 + (g_e - g_b)/3]L_{te}\}L_{te},$$

где G_n - номинальный вес груза; G_{te}, L_{te} - вес и длина конечного звена; g_b, g_e - погонный вес конечного звена в начальном и конечном сечении соответственно.

Анализ зависимости (1) позволяет сделать вывод о том, что общая масса приводного шарнирного соединения в условиях действия эксплуатационной нагрузки (крутящего момента T_t и номинального рабочего давления гидропривода p_{nom}) зависит от 11 конструктивных параметров: $D, H, s_w, s_l, s_{bt}, d_v, d_s, d_{bt}, h_d, h_v$ и n_h . Учитывая рекомендации [5, 6], можно сделать вывод о том, что два из перечисленных параметров целесообразно рассматривать как параметры независимые и определяющие размеры всего устройства, а именно внутренний диаметр D

и длина H корпуса. Кроме того, в качестве независимого параметра целесообразно рассматривать диаметр выходного вала d_s , тон как позволяет определить конструктивные размеры соединительных элементов с концевым звеном. Остальные размеры либо являются фиксированными, так как определяются конструкцией приводного шарнирного устройства и величиной эксплуатационной нагрузки (s_{bt} , d_{bt} , n_h), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D , H и d_s с учетом величины эксплуатационной нагрузки (s_w , s_l , d_v , h_d , h_v).

Толщина стенки корпуса s_w и торцевой крышки s_l определяются из условий прочности под действием внутреннего давления в корпусе, создаваемого присутствием рабочей жидкости p_{nom} [7]:

$$s_w = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_r + 1,25 p_{nom}(1 - 2\mu)}{[\sigma]_r - 1,25 p_{nom}(1 + \mu)}} - 1 \right);$$

$$s_l = 0,55 D C_h \sqrt{p_{nom} / [\sigma]_r},$$

где $[\sigma]_r$, μ - допустимое напряжение на разрыв и коэффициент Пуассона материала стенки корпуса и торцевых крышек; C_h - коэффициент учета отверстия, определяемый в зависимости от отношения диаметров d_s / D [11]; d_{br} - наружный диаметр подшипника.

При определении толщины торцевой крышки также следует учитывать необходимость размещения в ней подшипника. Если толщина s_l , рассчитанная из условия прочности под действием внутреннего давления, оказывается меньше ширины подшипника b_{br} , то толщина крышки должна быть увеличена, т.е. следует принять:

$$s_l = (1,0 \dots 1,5) b_{br}.$$

Диаметр втулки шибера d_v определяется исходя из условия ее прочности на изгиб под действием изгибающего момента, формируемого в месте крепления (заделки) лопасти разностью давлений рабочей жидкости с противоположных сторон лопасти:

$$d_v = \frac{d_s + \sqrt{d_s^2 + \left(1 + 1,72 \frac{\Delta p}{[\sigma]_v}\right) \left(1,72 \frac{\Delta p D^2}{[\sigma]_v} - d_s^2\right)}}{1 + 1,72 \frac{\Delta p}{[\sigma]_v}},$$

где Δp - разность давлений рабочей жидкости с противоположных сторон лопасти; $[\sigma]_v$ - допустимое напряжение на изгиб материала шибера.

Толщина лопасти шибера h_v и внутренней перегородки корпуса h_d определяются исходя из условия прочности при консольном изгибе под действием разности давлений рабочей жидкости с противоположных сторон лопасти или перегородки:

$$h_v = 0,87(D - d_v) \sqrt{\frac{\Delta p}{[\sigma]_v}};$$

$$h_d = 0,87(D - d_v) \sqrt{\frac{\Delta p}{[\sigma]_d}},$$

где $[\sigma]_d$ - допустимое напряжение на изгиб материала перегородки.

Диаметр соединительной шпильки d_{bt} определяется исходя из условия прочности на срез при передаче соединением крутящего момента T_t по зависимости

$$d_{bt} = 2 \sqrt{\frac{n_T T_t}{\pi n_{bt} h_{bt} [\tau]_{t, bt}}},$$

где $[\tau]_{t, bt}$ - допустимое напряжение среза материала соединительной шпильки.

В качестве расчетной толщины соединительной накладке s_{bt} выбирается максимальное из двух значений, вычисляемых исходя из условия прочности на смятие в месте контакта поверхности отверстия в накладке с соединительной шпилькой

$$s_{bt} = \frac{n_T T_t}{n_{bt} h_{bt} d_{bt} [\sigma]_{br}}$$

или из условия прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев в узле соединения с выходным валом

$$s_{bt} = \frac{10 n_T T_t}{\psi \sigma_{us, bt} (d_s - m_g)^2}, \quad (2)$$

где n_{bt} - число соединительных шпилек; $[\sigma]_{br}$ - допустимое напряжение смятия материала накладке; $\sigma_{us, bt}$ - предел прочности

материала накладки; m_g - модуль эвольвентного шлицевого соединения выходного вала с накладкой (в качестве модуля m_g целесообразно выбирать наименьшее значение из рекомендуемых в [12] для рассматриваемого диаметра выходного вала d_s).

Число лопастей шибера n_h удобно задавать в качестве исходного данного при каждом оптимизационном расчете, задавая последовательно его возможные значения из полного множества значений $n_h = 3, 4, 5$.

Таким образом, при формулировании задачи оптимального проектирования приводного шарнирного соединения, конструкция которого соответствует изображенной на рис. 3-5, в качестве вектора переменных (варьируемых) параметров оптимизации следует использовать внутренний диаметр D и длину H корпуса устройства, сформировав их вектор неизвестных вида:

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3\} = \{D \ H \ d_s\}.$$

Остальные параметры являются неуправляемыми (фиксированными) параметрами, из которых формируется вектор вида:

$$\{z\}^T = \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7\} = \{s_w \ s_l \ s_{bt} \ d_v \ h_d \ h_v \ d_{bt}\}.$$

Окончательно задача оптимизации гидравлического приводного шарнирного соединения смежных звеньев манипуляционной системы сводится к минимизации целевой функции вида

$$\begin{aligned} F(\{x\}, \{z\}) = & \pi \rho_b (x_1 + z_1) z_1 x_2 + \\ & + 0,5 \pi \rho_l [(x_1 + 2z_1)^2 - x_3^2] z_2 + \\ & + 0,5 n_h \rho_d (x_1 - z_4) z_5 x_2 + \\ & + \rho_{bt} \frac{n_T T_t [x_2 + 2(z_3 + z_7)]}{2[\tau]_s h_{bt}} + \\ & + 0,5 \rho_v [0,5 \pi (z_4 - x_3)^2 + \\ & + n_h (x_1 - z_4) z_6 x_2] + \\ & + 0,25 \pi \rho_s x_3^2 [x_2 + 2(z_2 + z_3)] + \\ & + 2 M_{br,1} (x_3) + \\ & + 0,5 \rho_{hf} (x_1 - z_4) [0,5 \pi (x_1 + z_4) - n_h (z_5 + z_6)] x_2 \end{aligned} \quad (3)$$

при ограничениях:

- конструктивными условиями

$$\begin{aligned} x_1 > 0; \quad x_2 > 0; \quad x_3 > 0; \quad 1,3 B_A - x_2 \geq 0; \\ (x_1 + 2z_1) - 0,8 H_A \geq 0; \quad 1,5 H_A - (x_1 + 2z_1) \geq 0; \end{aligned}$$

$$1,5 B_A - (x_2 + 2z_2) \geq 0; \quad x_1 - z_4 \geq 0;$$

$$(x_2 + 2z_2) - B_A \geq 0; \quad (4)$$

$$z_3 - 0,8 s_B \geq 0; \quad (5)$$

$$2 s_B - z_3 \geq 0; \quad (6)$$

$$z_1 - s_A \geq 0; \quad (7)$$

- условием размещения двух призматических шпонок для соединения выходного вала с шибером (условием недопущения смятия рабочих поверхностей шпонок)

$$[\sigma]_{br,k} - 3,33 \frac{n_T T_t}{x_3^2 (z_4 - x_3)} \geq 0;$$

- условием обеспечения максимального угла относительного поворота конечного звена крана-манипулятора

$$\frac{2\pi}{n_h} - \frac{(z_5 + z_6) n_h}{x_1} - [\varphi] \geq 0;$$

- условием обеспечения тягового усилия

$$0,125 \Delta p n_h x_2 (x_1^2 - z_4^2) - n_T T_t \geq 0; \quad (8)$$

- условием лимитирования углового ускорения выходного вала при разгоне

$$0,125 \Delta p n_h x_2 (x_1^2 - z_4^2) - T_t - J_u [\ddot{\varphi}] \geq 0;$$

- условием обеспечения прочности на кручение шлицевого участка выходного вала

$$x_3 - 2,3 \sqrt{\frac{2 K_{ts} n_T T_t}{\pi [\tau]_t}} \geq 0; \quad (9)$$

- условием обеспечения прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев выходного вала

$$x_3 - 3,16 \sqrt{\frac{n_T T_t}{\psi z_3 \sigma_{us}}} - m_g \geq 0; \quad (10)$$

- условием обеспечения усталостной прочности корневого сечения лопасти шибера

$$\frac{\sigma_{-1}}{K} - \frac{3 \Delta p (x_1 - z_4)^2}{4 z_6^2} \geq 0,$$

где H_A , B_A , s_A - габаритные высота и ширина, толщина стенки торцевого поперечного сечения звена, к которому крепится корпус приводного шарнирного соединения; s_B - толщина стенки торцевого поперечного сечения конечного звена; $[\sigma]_{br,k}$ - допустимое напряжение смятия материала шпонки; $[\varphi]$, $[\ddot{\varphi}]$ - максимальный угол поворота и угловое ускорение при разгоне конечного звена, регламентируемые техническим заданием на проектирование крана-манипулятора; J_u -

момент инерции вращающихся масс, приведенный к выходному валу механизма поворота; K_{τ_s} - коэффициент концентрации касательных напряжений при кручении шлицевого вала [13]; $[\tau]_t$, σ_{us} - допустимое напряжение на срез и предел прочности материала выходного вала соответственно; ψ - коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки между шлицами и вдоль шлицев [14]; σ_{-1} - предел выносливости материала шибера; K - коэффициент снижения предела выносливости материала шибера (ориентировочно можно принимать $K = 4,1 \dots 4,3$).

Результаты оптимального проектирования приводного шарнирного соединения смежных звеньев гидравлического крана-манипулятора и их анализ.

Разработанные математическая модель и методика оптимального проектирования приводного шарнирного соединения минимальной массы были реализованы в компьютерной программе «Оптимизация приводных соединений звеньев гидравлических кранов-манипуляторов». Нахождение глобального минимума целевой функции (3) с учетом системы ограничений выполнялось с помощью метода типа Хука-Дживса, причем для каждого варианта расчета использовалось несколько начальных точек оптимизации. Это было связано с тем, что целевая функция (3) может иметь несколько (до 7) локальных минимумов. По мере увеличения значения крутящего момента T_t число локальных минимумов уменьшалось.

Предложенная математическая модель оптимального синтеза приводного шарнирного соединения была реализована применительно к конструкции трехзвенной шарнирно-сочлененной манипуляционной системы мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [8]. Ее внешний вид соответствует рис. 1, а кинематическая схема – на рис. 7. Основные технические характеристики манипуляционной системы: номинальная грузоподъемность 7,5 кН; крутящий момент $T_t = 18$ кН·м; номинальное рабочее давление гидропривода $p_1 = 16$ МПа; длина стрелы $L_2 = 3,6$ м; длина рукояти $L_3 = 2,4$ м; максимальный угол поворота рукояти $\Delta q_3 = 50^\circ$.

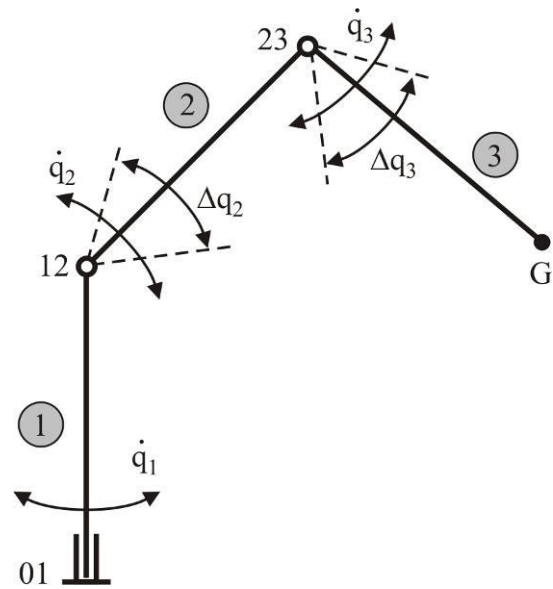


Рис. 7. Кинематическая схема трехзвенной шарнирно-сочлененной манипуляционной системы мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов (1 – поворотная колонна; 2 – стрела; 3 – рукоять)

На рис. 8 и 9 приведены результаты оптимального синтеза приводного шарнирного соединения рукояти и стрелы крана-манипулятора в интервале крутящих моментов $T_t = 3 \dots 22$ кН·м при трех стандартизованных уровнях рабочего давления гидросистемы $p_1 = 10; 12,5$ и 16 МПа. Более высокие значения p_1 не рассматривались, так как согласно данным [6, 7, 10] при таких давлениях сложно обеспечить надежную герметизацию внутренних полостей устройства.

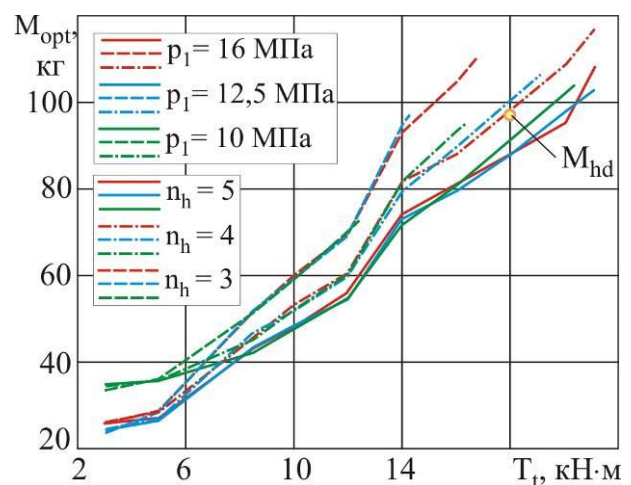


Рис. 8. Оптимальные значения массы M_{opt} приводного шарнирного соединения в зависимости от конструкции и режима работы

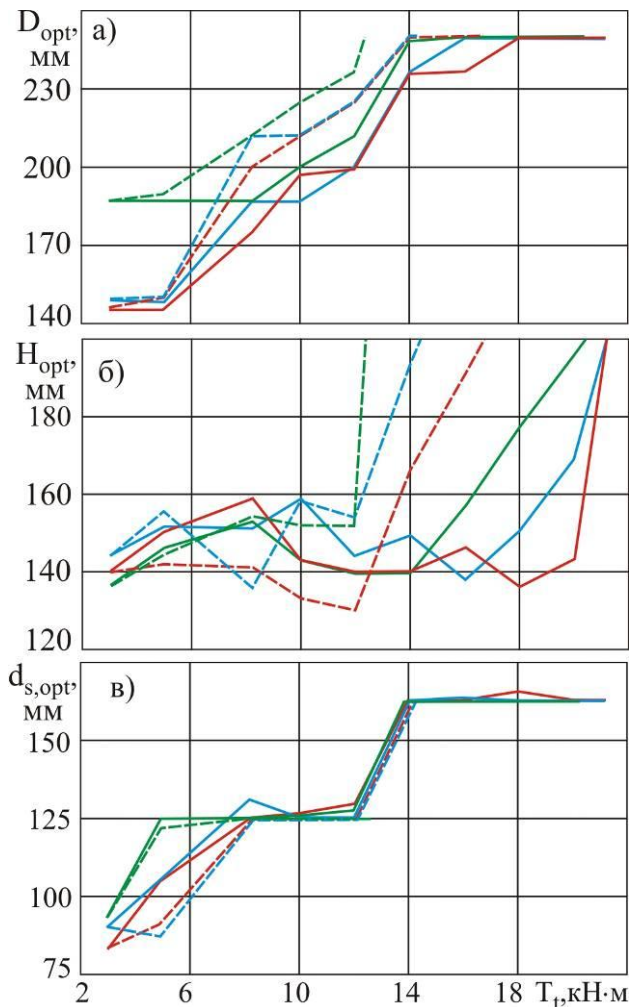


Рис. 9. Оптимальные значения основных конструктивных характеристик приводного шарнирного соединения в зависимости от конструкции и режима работы:

а - внутренний диаметр корпуса D_{opt} ;

б - длина корпуса H_{opt} ; в - диаметр

выходного вала $d_{s,opt}$ (обозначения кривых приведены на рис. 8)

Масса оптимального варианта шарнирного соединения M_{opt} приблизительно линейно возрастает с ростом преодолеваемого крутящего момента T_t (рис. 8). При равном значении T_t увеличение числа камер шарнирного соединения (увеличение числа лопастей n_h) позволяет ее снизить. Заметна следующая закономерность: рабочее давление p_1 оказывает весьма малое воздействие на M_{opt} (величины M_{opt} для $p_1 = 10...16$ МПа лежат в узком интервале относительных значений $\pm 3\%$). Это обстоятельство имеет существенное практическое значение,

так как позволяет использовать в гидросистеме крана-манипулятора меньшее рабочее давление и, соответственно, насосный агрегат меньшей мощности. Применительно к рассматриваемому примеру, возможен переход от штатного рабочего давления 16 МПа к пониженному рабочему давлению 12,5 или 10 МПа. Это заметно повышает энергоэффективность гидропривода, так как мощность установленного насосного агрегата может быть снижена приблизительно в 1,3 или 1,6 раз соответственно без ухудшения основных технических характеристик манипуляционной системы. Снижение рабочего давления гидросистемы также положительно сказывается на повышении коэффициента полезного действия гидропривода в целом крана-манипулятора и снижении эксплуатационных затрат на его обслуживание. На рис. 8 также указана масса силового гидроцилиндра, элементов его крепления и шарнирного соединения для штатной конструкции машины АСТ-4-А (точка M_{hd}), которая удаляется при переходе к использованию приводного шарнирного соединения. Видно, что использование десятикамерного соединения ($n_h = 5$) позволяет получить выигрыш по массе в пределах ~ 9 кг или $\sim 9\%$. Использование восьмикамерного соединения ($n_h = 4$) приводит, наоборот, к увеличению массы манипуляционной системы, хотя весьма небольшому – в пределах 1...3 кг или 1...3 %.

Оптимальные значения основных конструктивных размеров приводного шарнирного соединения D_{opt} , H_{opt} и d_s (рис. 9) в зависимости от изменения крутящего момента T_t , рабочего давления p_1 и числа камер устройства n_h изменяются достаточно разнопланово. Общая тенденция заключается в том, что с ростом T_t эти размеры изменяются от минимальных до максимальных значений. В частности, внутренний диаметр корпуса изменяется в пределах $D_{opt} = 146...250$ мм, длина корпуса – в пределах $H_{opt} = 133...196$ мм, диаметр выходного вала – в пределах $d_{s,opt} = 83...163$ мм.

Отмеченная особенность результатов оптимального синтеза обусловлена необходимостью встраивания приводного шарнирного

соединения в спроектированную конструкцию манипуляционной системы, так как ее конструктивные размеры определяются приоритетно размерами поперечных сечений смежных звеньев исходя из условий их прочности и жесткости. Высота поперечного сечения сопрягаемых звеньев лимитирует предельные (наименьший и наибольший) значения диаметра корпуса, а ширина поперечного сечения – предельные значения длины корпуса приводного шарнирного соединения.

Это подтверждается анализом расположения точек глобального минимума целевой функции $F(\{x\},\{z\})$ в допустимой области пространства управляемых параметров $\{x\}$, устанавливаемой системой принятых ограничений задачи оптимизации (рис. 10). При малых значениях преодолеваемого крутящего момента $T_t < 6...9$ кН·м точки глобального минимума лежат преимущественно на конст-

руктивном ограничении (4), реже – на конструктивных ограничениях (4) и (7) или (4) и (5). Указанная область значений T_t ограничивается поверхностью $ABCDEFGH$ на рис. 10.

При больших значениях T_t точки глобального минимума лежат на ограничении (8), т.е. оптимальный вариант устройства определяется условием обеспечения тягового усилия приводного шарнирного соединения. При предельных крутящих моментах $T_{t,m}$, развиваемых устройством, точки глобального минимума могут также лежать на конструктивном ограничении (6). Указанная область значений T_t ограничивается поверхностью $abcdefgh$ на рис. 10. Данная поверхность также характеризует величину предельных крутящих моментов $T_{t,m}$ разного для сочетания параметров T_t , p_1 и n_h .

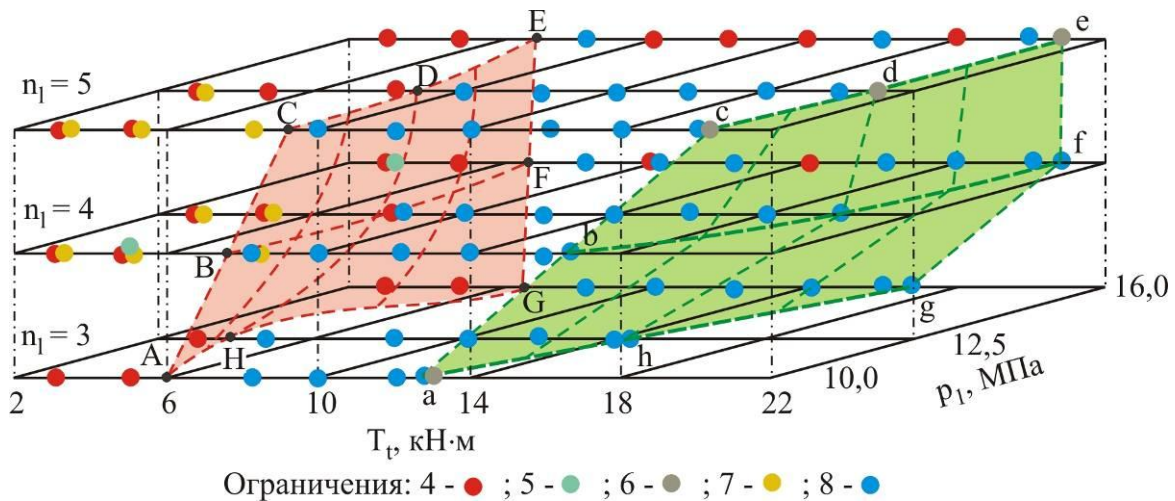


Рис. 10. Ограничения задачи минимизации целевой функции (3), на которых лежит точка глобального экстремума для разных сочетаний расчетных параметров

Оптимальные значения диаметра выходного вала $d_{s,opt}$ лишь при малых величинах крутящего момента $T_t < 10$ МПа различаются для разных значений рабочего давления p_1 и числа камер устройства n_h (рис. 9, в). При более высоких значениях T_t они оказываются одинаковыми и изменяются (увеличиваются) только с ростом крутящего момента. Это можно объяснить тем, что при малых нагрузках на $d_{s,opt}$ оказывают влияние условия компоновки устройства, тогда как при более высоких нагрузках оптимальный диа-

метр выходного вала определяется исключительно условием прочности сопряженных с ним хомутов, передающих крутящий момент T_t на поворачиваемое звено. Это подтверждает анализ рис. 11, на котором показаны три зависимости $d_s(T_t)$ для для $p_1 = 16$ МПа и $n_h = 5$:

- 1) оптимальное значение диаметра $d_{s,opt}$;
- 2) значение диаметра d_s , минимальное по условию обеспечения прочности на кручение шлицевого участка выходного вала (9), которое определяется в соответствии с зависимостью:

$$d_s = 2\sqrt[3]{\frac{2K_{\tau s} n_T T_t}{\pi[\tau]_t}};$$

3) значение диаметра d_s , минимальное по условию обеспечения прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев выходного вала (10), которое определяется в соответствии с зависимостью:

$$d_s = 3,16 \sqrt{\frac{n_T T_t}{\psi s_{bt} \sigma_{us}}} - m_g.$$

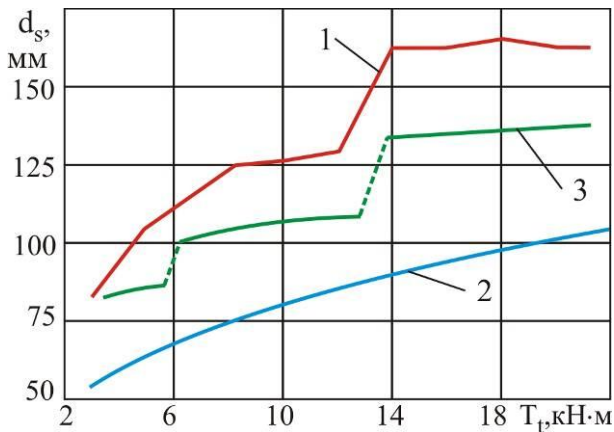


Рис. 11. Зависимости диаметра выходного вала от величины передаваемого крутящего момента: 1 – оптимальное значение; 2 – минимальное значение по условию (9); 3 – минимальное значение по условию (10)

Видно, что оптимальная величина диаметра выходного вала $d_{s,opt}$ во всем исследованном диапазоне значений крутящего момента T_t не определяется прочностью самого выходного вала, так как оказывается существенно выше (в $\sim 1,6$ и в $\sim 1,2$ раза), чем это необходимо по условиям прочности (9) и (10) соответственно. Это объясняется тем, что диаметр выходного вала и толщина сопрягаемых с ним хомутов взаимосвязаны: как видно из соотношения (2) d_s и s_{bt} изменяются обратно пропорционально. И так как вклад массы двух хомутов превышает вклад массы выходного вала в общую массу приводного шарнирного соединения, то выгоднее снижать в первую очередь толщину хомутов s_{bt} , доводя ее до возможного минимума по условию прочности на смятие рабочей поверхности эвольвентных шлицев в узле соединения с выходным валом (2) и с уче-

том толщины стенок сопрягаемых звеньев крана-манипулятора.

Значения предельных крутящих моментов $T_{t,m}$ в зависимости от преодолеваемого крутящего момента T_t и рабочего давления гидросистемы p_1 приведены на рис. 12. Здесь же указана точка, соответствующая характеристикам исходной для анализа машины АСТ-4-А. Видно, что при замене штатной конструкции шарнирного соединения на приводное шарнирное соединение можно использовать десятикамерное устройство ($n_h = 5$) при любых значениях рабочего давления гидросистемы p_1 или восьмикамерное устройство ($n_h = 4$) при рабочем давлении $p_1 = 12,5$ или 16 МПа. Использование шестикамерного устройства ($n_h = 3$) невозможно, так как оно не обеспечивает необходимый крутящий момент $T_t = 18$ кН·м (предельный крутящий момент при давлении 16 МПа составляет $T_{t,m} = 16,75$ кН·м).

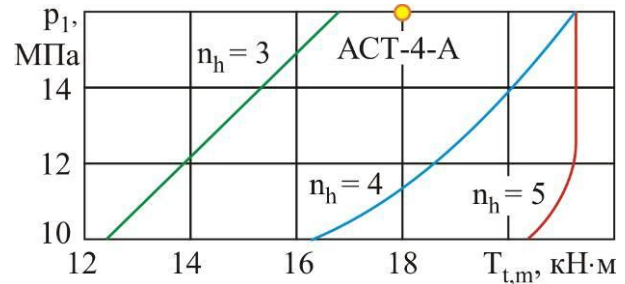


Рис. 12. Предельный крутящий момент, развиваемый приводным шарнирным соединением

Выводы.

При конструировании мобильных гидравлических кранов-манипуляторов рассмотренные приводные шарнирные соединения смежных звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем могут рассматриваться в качестве альтернативного варианта традиционных конструкций шарнирных соединений с выносными силовыми гидродвигателями.

При обеспечении равных грузо-высотных характеристик мобильного крана-манипулятора приводное шарнирное соединение позволяет исключить ряд эксплуатационных недостатков традиционного шарнирного со-

единения: развития с течением времени дополнительной динамической нагруженности металлоконструкции вследствие увеличения зазоров в соединении, снижения объема рабочей зоны крана из-за наличия выносных силовых гидродвигателей, появления отказов вследствие усталостного разрушения элементов узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям манипуляционной системы. При этом возможен перевод гидросистемы на меньшие уровни рабочего давления, что приводит к повышению энергоэффективности крана-манипулятора и коэффициента полезного действия гидропривода в целом, а также к снижению эксплуатационных затрат на обслуживание.

Список использованной литературы.

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 552 с.
2. Бандурин, Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России / Р.А. Бандурин // Проблемы современной экономики. – 2015. - № 26. – С. 138-142.
3. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
4. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1966. – 616 с.
5. Лагерева, Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шиберного типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин / Е.А. Лагерева, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №2. – С. 57-63.
6. Лагерев, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №4. – С. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>.
7. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
8. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия вузов. Машиностроение. – 2011. - № 4. – С. 29-36.
9. Патент № 176269 РФ. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. № 2017131959; заявл. 12.09.17; опубл. 15.01.2018. Бюл. № 2.
10. Свешников В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
11. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности: атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.
12. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2 / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.
13. Peterson, R.E. Stress concentration factors // R.E. Peterson. – N.Y.: John Wiley and Sons. 1974.
14. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Сведения об авторах

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

DESIGN AND STUDY OF DRIVE SWIVEL JOINTS FOR HYDRAULIC MANIPULATION SYSTEMS OF MOBILE TRANSPORT-TECHNOLOGICAL MACHINES

Lagerev A.V., Lagerev I.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, Bryansk, Russian Federation

The paper presents the design and principle of operation of a new type of articulated connection of adjacent links of manipulation systems of mobile transport and technological machines – the drive swivel joints to provide a rotary relative movement of the links. Their design allows to combine the function of ensuring the continuity of the kinematic chain and the function of providing rotary movement adjacent units and without the use of additional external devices. The design of the device is protected by a patent of the Russian Federation. Drive swivel joints are an alternative to traditional designs of articulated joints with external power hydraulic drives. Developed a mathematical optimization model. The model is based on the minimization of the mass of the drive swivel joints when you complete the necessary design, installation, operating and strength constraints. Based on this mathematical model the proposed method of computer-aided design of the drive swivel joints, which is implemented in a computer program. A study was conducted of the influence of the main technical characteristics and magnitude of the operational load at the optimal weight and the optimal constructive dimensions of the drive swivel joints. It is shown that at equal freight-altitude characteristics of mobile crane-manipulator the drive swivel joint allows you to exclude a number of operational shortcomings of the traditional swivel: 1) development over time of the additional dynamic load of metal due to the increased clearances in connection; 2) lowering the volume of the working area of the crane due to the presence of external power of hydraulic drives; 3) the appearance of cracks due to fatigue failure of the elements of the attachment point of the hydraulic drives to the links of manipulation system. It is possible that the transfer of the hydraulic system for lower operating pressure, which increases the efficiency of the crane and the efficiency of the hydraulic drive as a whole, as well as reduction in operating maintenance costs.

Keywords: manipulation system, hydraulic crane, mobile machine, drive swivel joint, optimum design, goal function, minimum weight, the system limitations.

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Bandurin R.A. The market for cranes in Russia [Rynok kranov-manipulyatorov v Rossii]. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142. (In Russian)
3. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. (In Russian)
4. Birger I.A., Shorr B.F., Shneyderovich R.M. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 616 p. (In Russian)
5. Lagereva E.A., Lagerev A.V. Optimal design of hydraulic turning mechanisms of the sliding type of crane facilities of mobile hoisting machines. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 57-63. (In Russian)
6. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 34-51. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51 (In Russian)
7. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2006. 232 p. (In Russian)
8. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36. (In Russian)

1. Patent RU 176269. *Tryekhzvennyy gidravlicheskiy kran-manipulator* [The three-tier hydraulic crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 12.09.2017. Published 15.01.2018. (In Russian)
10. Sveshnikov V.K. *Stanochnye gidropri-vody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1995. 448 p. (In Russian)
11. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny stroitelnoy promyshlennosti: atlas konstruktsey* [Lifting-transport machines for building industry: an Atlas of structures]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 152 p. (In Russian)
12. Anurev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya, T.2* [Handbook designer-mechanical engineer, Vol.2]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 559 p. (In Russian)
13. Peterson, R.E. Stress concentration factors. N.Y., John Wiley and Sons, 1974.
14. Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 368 p. (In Russian)

Authors' information

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Дата принятия к публикации
(Date of acceptance for publication)
19.01.2018

Дата публикации
(Date of publication):
25.03.2018

