

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет  
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева

Кафедра «Транспортная техника»

Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы

Разработка энергосберегающей системы ходовой части  
одноковшового фронтального погрузчика ТО–28 с целью снижения расхода  
топлива

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

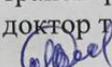
Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет  
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева

Кафедра «Транспортная техника»

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой  
транспортной техники  
доктор технических наук  
 Машеков С.А.  
« 21 » 01 2019г.

### ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Разработка энергосберегающей системы ходовой части  
одноковшового фронтального погрузчика ТО-28 с целью снижения расхода  
топлива»

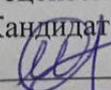
по специальности: 5В071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Курманова А.Т.

Рецензент

Кандидат технических наук

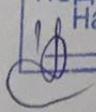
 Кекилбаев А.М.

Научный руководитель

Кандидат технических наук

 Кульгильдинов Б.М.

« 17 » 05 2019г.

ПОДПИСЬ ЗАВЕРЯЮ  
Начальник ОУП  
 2019г.



Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет  
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева

Кафедра «Транспортная техника»

5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

**УТВЕРЖДАЮ**

Заведующий кафедрой  
транспортной техники  
доктор технических наук  
 Машеков С.А.  
«17» 11 2018 г.

**ЗАДАНИЕ**

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы

Тема: Разработка энергосберегающей системы ходовой части одноковшового фронтального погрузчика ТО–28 с целью снижения расхода топлива

Утверждена приказом Ректора Университета № 1452-б от “06” ноября 2018г.

Срок сдачи законченной работы “ 17”мая 2019г.

Исходные данные к дипломной работе: Существующая конструкция одноковшового фронтального погрузчика ТО–28

Краткое содержание дипломной работы:

- а) аналитический обзор по теме
- б) литературно-патентный анализ
- в) выбор и обоснование проектно-конструкторских решений
- г) расчет основных параметров фронтального погрузчика ТО-28

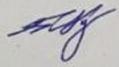
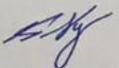
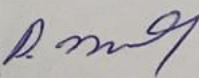
Перечень графического материала: общий вид – 1 лист формата А1, гидравлическая схема – 1 лист формата А1, сборочный чертеж – 1 лист формата А1, детализовка – 1 лист формата А1, ковш – 1 лист формата А1, патентный лист -1 лист формата А1.

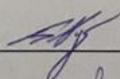
Рекомендуемая основная литература: из 10 наименований.

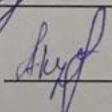
**ГРАФИК**  
подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Общая часть	Январь-Февраль	
Специальная часть	Март-Апрель	

**Подписи**  
консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу  
с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общая часть	Б.М. Кульгильдинов, к.т.н	17.05.18	
Специальная часть	Б.М. Кульгильдинов, к.т.н	17.05.18	
Нормоконтролер	Р.А. Козбагаров, к.т.н., доцент	20.05.18	

Научный руководитель \_\_\_\_\_  Кульгильдинов Б.М.

Задание принял к исполнению обучающийся \_\_\_\_\_  Курманова А.Т.

Дата

" 17 " ноября 2018 г.

## АННОТАЦИЯ

В дипломной работе разработана энергосберегающая система ходовой части одноковшового фронтального погрузчика ТО–28 с целью снижения расхода топлива. Произведен аналитический обзор по фронтальным погрузчикам, литературно-патентный анализ, выбор и обоснование проектно-конструкторских решений, сделаны расчеты основных параметров фронтального погрузчика ТО-28, гидроцилиндров рабочего оборудования, определены параметры рабочего органа и усовершенствована подвеска заднего моста.

Данная дипломная работа содержит: страниц -55, таблиц – 2, рисунков - 16, чертежей формата А1- 6, библиография - 10 наименований.

## АҢДАТПА

Дипломдық жұмыста отын шығынын төмендету мақсатында ТО–28 бір шөмішті фронтальды тиегіштің жүрістік бөлігінің энергия үнемдеу жүйесі әзірленді. Фронтальды тиегіштер бойынша талдау, әдеби-патенттік талдау, жобалау-конструкторлық шешімдерді таңдау және негіздеу жүргізілді, ТО-28 фронтальды тиегішінің, жұмыс жабдығының гидроцилиндрлерінің негізгі параметрлерінің есептері жасалды, жұмыс органының параметрлері анықталды және артқы көпірдің аспасы жетілдірілді.

Бұл дипломдық жұмыста: 55 бет, 2 кесте, 16 суреттер, А1 форматындағы 6 сызбалар, 10 атау – библиография бар.

## **ANNOTATION**

In this diploma work developed an energy-saving system of the chassis of a single-shaft front loader TO–28 in order to reduce fuel consumption. The analytical review on front loaders, the literary and patent analysis, the choice and justification of design decisions is made, calculations of the main parameters of the front loader TO-28, hydraulic cylinders of the working equipment are made, parameters of the working body are defined and the suspension of the rear bridge is improved.

Explanatory note contains: pages -55, tables -2, figures -16, A1-6 format drawings, bibliography - 10 titles.

## ВВЕДЕНИЕ

Эффективным техническим средством механизации земляных и погрузочно-транспортных работ являются одноковшовые фронтальные погрузчики. Они применяются в дорожном, мелиоративном, гидротехническом и энергетическом строительстве, в горнорудной промышленности, при разработке полезных ископаемых открытым способом, в промышленности строительных материалов и других отраслях при выполнении погрузочно-разгрузочных и погрузочно-транспортных работ.

Наиболее широкое применение получили пневмоколесные фронтальные погрузчики благодаря их высоким эксплуатационным показателям: универсальности применения, маневренности, мобильности, высокой производительности, простоте управления и обслуживания, сравнительно небольшим стоимости и эксплуатационным расходам. Колесные фронтальные погрузчики в силу технических возможностей в ряде случаев могут заменить одноковшовые гидравлические экскаваторы и бульдозеры.

Широкому использованию колесных погрузчиков способствуют следующие основные факторы:

- отношение реальной грузоподъемности погрузчика к его массе, находящееся в пределах 20...30%, что в 2...2,5 раза выше, чем у гидравлических экскаваторов;

- более высокие показатели мобильности и маневренности, благодаря чему одной машиной можно выполнять и погрузочные, и транспортные операции;

- удельная стоимость колесного погрузчика, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> вместимости ковша, в 1,5...2 раза ниже, чем у гидравлических экскаваторов;

- приблизительно равная с экскаваторами себестоимость разработки и погрузки 1 т горной породы;

- сопоставимость усилий отрыва на ковше погрузчика и гидравлического экскаватора (при одинаковой вместимости ковша) и возможность комбинированного движения стрелы и ковша этих машин. Надо сказать, что погрузчик проигрывает экскаватору по реализации усилия отрыва в широком диапазоне положений ковша, ограничиваясь зоной от основания забоя на величину самого ковша;

- сопоставимость коэффициентов наполнения ковша погрузчика и экскаватора, находящихся в пределах 0,8...1,1;

- возможность выполнения погрузочных работ при уменьшенной высоте забоя (штабеля) при разработке невысоких уступов. Расширяет сферу использования погрузчиков и оснащение их всевозможным сменным оборудованием – ковшами различной вместимости и назначения, грузоподъемными устройствами, удлиненными стрелами, различного рода приспособлениями для погрузки грузов с европоддонов, контейнеров,

длинномерных грузов и древесины.

Применение погрузчиков исключает тяжелый физический труд при производстве погрузочно-разгрузочных работ, механизмирует и ускоряет выполнение этих работ, сокращая тем самым время стоянки транспортных машин под погрузкой-разгрузкой, снижает себестоимость погрузочно-разгрузочных работ, повышая их производительность, сокращает потребность в рабочих и улучшает условия труда.

В настоящее время вполне установились принципиальные конструкции выпускаемых погрузчиков. При создании новых образцов у погрузчиков совершенствуют только конструкции отдельных узлов, особенно трансмиссий, а также изменяют внешний вид.

В тоже время один из основных критериев конкурентоспособности погрузчиков является себестоимость единицы продукции, получаемой при использовании машины. Снижение себестоимости продукции возможно путем уменьшения стоимости машино-часа работы и повышения производительности машины. При эксплуатации погрузчиков наиболее весомой статьёй затрат стоимости машино-часа работы является расход топлива. Поэтому уменьшение потребления топлива является важной задачей повышения эффективности работы погрузчиков. Этим определяется и актуальность работы.

Целью работы является снижения расхода топлива погрузчиком.

Научную новизну работы определяют следующие наиболее существенные результаты:

- выявлены работы, выполняемые одноковшовыми погрузчиками со сменными рабочими органами;
- выявлены тенденции развития современных фронтальных погрузчиков;
- разработана энергосберегающая система, с помощью которой будет накапливаться энергия колебания моста;
- произведены расчеты, подтверждающие работоспособность и эффективность предлагаемой энергосберегающей системы.

Практическую ценность работы составляет разработанное техническое решение энергосберегающей системы, работоспособность и эффективность которой подтверждена расчетами.

Теоретическая и методологическая основа написания дипломной работы базируется на литературных источниках и сайтах Internet по исследуемому типу техники, в частности, одноковшовым фронтальным погрузчикам.

## **1 Аналитический обзор по теме работы**

### **1.1 Определение, назначение и классификация одноковшовых погрузчиков**

Одноковшовыми погрузчиками называют самоходные подъемно-транспортные машины, у которых основным рабочим органом служит ковш, установленный на конце подъемной стрелы. Зачерпывают насыпной груз ковшом, опущенным вниз, при движении погрузчика вперед в сторону штабеля. Разгружают погрузчик после перемещения его к загружаемому транспортному средству и подъема ковша вверх.

Одноковшовые погрузчики в основном предназначены для погрузки на транспортные средства (автомобили-самосвалы и полувагоны) сыпучих и кусковых грузов и прежде всего заполнителей (песка, гравия, щебня), а также грунта, строительного мусора, каменного угля, кокса и др.

При установке специальных ковшей (на погрузчиках грузоподъемностью свыше 1,5 т) их также применяют для перегрузки скальных пород, разработки и погрузки гравийно-песчаных материалов в карьерах, а при больших грузоподъемностях – и материковых грунтов I...II категории.

Когда вместо ковша устанавливают разное сменное оборудование, погрузчики выполняют ряд вспомогательных работ: монтажных, зачистных, планировочных, снегоуборочных и др.

Одноковшовые погрузчики можно классифицировать по следующим основным признакам.

По грузоподъемности погрузчики разделяют на четыре класса: легкие (грузоподъемностью 0,5...2 т), средние (2...4 т), тяжелые (4...10 т) и большегрузные (свыше 10 т). Небольшие погрузчики (грузоподъемностью до 0,5 т) относят иногда к малогабаритным. По виду базового шасси погрузчики изготовляют на специальном шасси или тракторах и тягачах. По виду ходового оборудования они бывают на колесном или гусеничном ходах. По направлению разгрузки ковша относительно стороны разрабатываемого штабеля погрузчики бывают с передней (фронтальные погрузчики), боковой (полуповоротные погрузчики) и задней (перекидные) разгрузчики.

По виду применяемого оборудования погрузчики разделяют на универсальные и специализированные; в первом случае кроме ковша применяют сменное оборудование других видов; во втором случае вместо ковша применяют оборудование определенного вида.

Погрузчики, предназначенные для перегрузки ковшом строительных насыпных грузов, относят к строительным.

Одноковшовые погрузчики являются машинами периодического действия; наполнение ковша насыпным грузом, перемещение погрузчика с грузом и без груза, а также разгрузку ковша выполняют раздельно.

В мировой практике наиболее распространены фронтальные погрузчики на специальном шасси. Они отличаются наибольшей простотой конструкции, универсальностью применения сменного оборудования, унификацией конструктивного исполнения независимо от типоразмера машины, уменьшенной трудоемкостью изготовления и др. К недостаткам их относится обязательный поворот погрузчика с ковшом для загрузки транспортного средства.

Основной областью применения одноковшовых погрузчиков является строительство, где используют до 70% машин. Примерно 15% погрузчиков занято в горнодобывающей промышленности, остальную часть применяют на железнодорожном транспорте, в лесной промышленности, сельском хозяйстве и других отраслях народного хозяйства.

## **1.2 Рабочее оборудование погрузчиков**

Основным погрузочным оборудованием погрузчика является ковш. У погрузчиков грузоподъемностью свыше 1...1,5 т применяют три одинаковых по форме, но разных по объему ковша для зачерпывания насыпных грузов: легких (с объемной массой до 1,4 т/м<sup>3</sup>), средних (1,5...1,8 т/м<sup>3</sup>) и тяжелых (1,9...2,5 т/м<sup>3</sup>). Основным является ковш для зачерпывания средних по плотности насыпных грузов.

Для того чтобы расширить область применения погрузчиков в зависимости от их типоразмера и вида ходового оборудования, взамен основных ковшей применяют сменное оборудование. По назначению его можно разделить на четыре основные группы: землеройно-погрузочное, грузоподъемное, снегоуборочные и вспомогательное. Погрузчики с таким оборудованием не заменяют специализированные машины, а позволяют механизировать различные работы, когда при малых объемах применение специализированных машин сложно и нерентабельно.

Землеройно-погрузочное оборудование (рисунок 1,а) состоит из основного ковша 1, увеличенного или уменьшенного ковшей 2 с зубьями (для тяжелых материалов и экскавации грунтов I и II категории), скелетного ковша 4 (для зачерпывания скальных пород), двухчелюстного ковша 3, ковша 5 с боковой разгрузкой, ковша 6 с увеличенной высотой разгрузки, ковша 7 с принудительной разгрузкой (для загрузки высоких транспортных средств и

бункеров). Кроме того, к этому оборудованию относят бульдозерный отвал 8, оборудование 9 обратной лопаты экскаватора, грейфер 10.

Грузоподъемное оборудование (рисунок 1, б) состоит из грузовых вилок 11, крановой безблочной стрелы 12, челюстного захвата 13 для лесоматериалов, монтажно-поворотного захвата 14 для установки столбов и свай, вил 15 для навоза и силоса.

Снегоуборочное оборудование (рисунок 1, в) состоит из плужного 16 и шнекороторного (с автономным двигателем внутреннего сгорания) 17 снегоочистителей.

Вспомогательное оборудование (рисунок 1, г) состоит из кустореза 18, корчевателя 19, бункера-дозатора 20 и асфальтовзламывателя 21.

Для установки сменного оборудования на погрузчик требуется не более 10...30 мин.

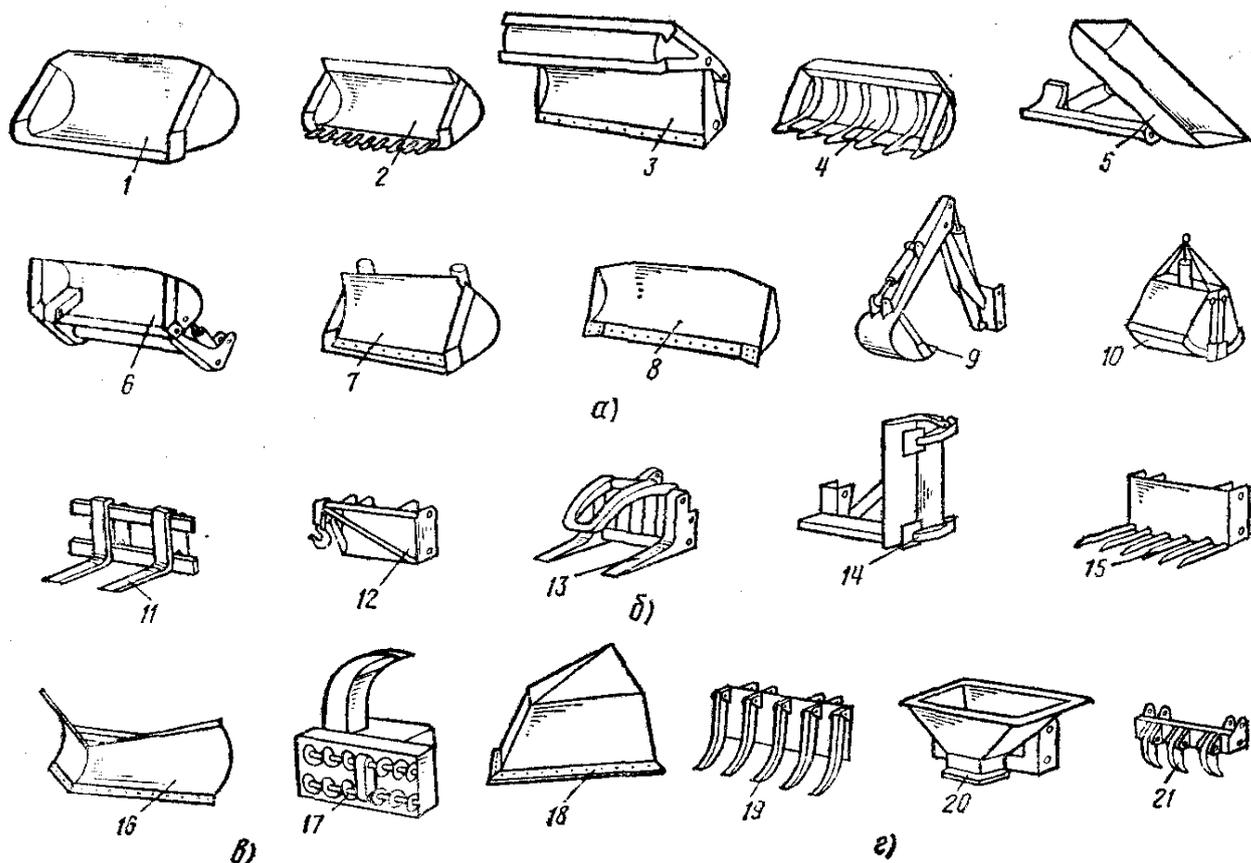


Рисунок 1 - Виды сменного рабочего оборудования погрузчиков

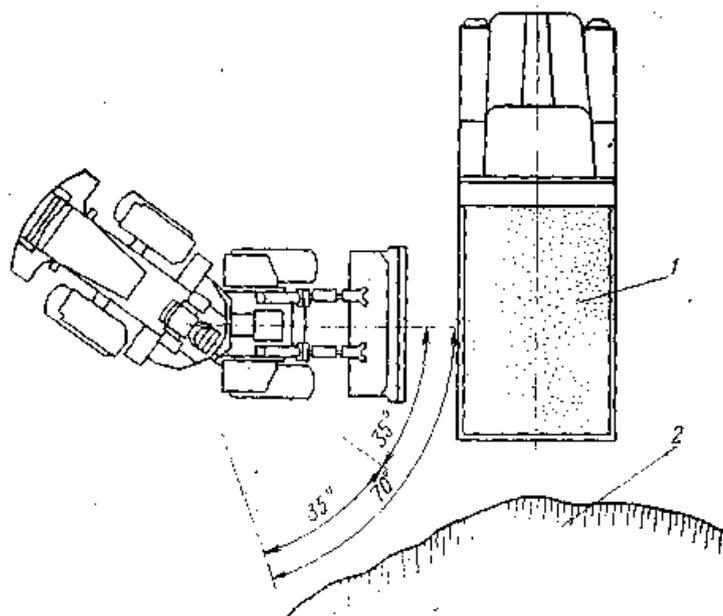
Кроме перечисленного, на погрузчик спереди, сзади и сбоку можно устанавливать оборудование со своими механизмами для управления, которое

обычно называют съемным. К нему относят бульдозерное – неповоротное и универсальное, рыхлительное, экскавационное, толкающее, лебедочное, крановое, трубоукладочное, траншеекопательное и др. Для агрегатирования и управления съемным навесным оборудованием на погрузчике обычно предусмотрены специальные привязочные места и выходы гидросистем. Наиболее распространенными видами съемного навесного оборудования являются рыхлитель и лебедка, устанавливаемые сзади погрузчика.

### 1.3 Схемы работ одноковшовых погрузчиков

В зависимости от конкретных условий на погрузке нерудных строительных материалов или грунта, от типа применяемых погрузчиков и транспортных средств, интенсивности выполнения работ применяют следующие схемы работы погрузчиков:

а) с частичным разворотом полурам погрузчика (на угол  $70...80^\circ$ ) при установке загружаемого автомобиля–самосвала (по продольной оси) под углом  $90^\circ$  к фронту штабеля (рисунок 2). По этой схеме работают, как правило, одноковшовые фронтальные пневмоколесные погрузчики с шарнирно–сочлененной рамой. Угол складывания полурам у погрузчиков находится в пределах  $35...40^\circ$  в ту и иную сторону от продольной оси машины. Эта схема работы особенно эффективна при работе в стесненных условиях;



1 – автомобиль–самосвал; 2 – штабель (забой).

Рисунок 2 - Схема работы пневмоколесного погрузчика с шарнирно–сочлененной рамой при загрузке автомобилей–самосвалов

б) с частичным разворотом погрузчика на различные углы при отходе от забоя и движении вперед к штабелю. Загружаемые автомобили–самосвалы устанавливаются под различными углами к фронту штабеля (рисунок 3). При работе по этой схеме погрузчик черпает материалы, отъезжает от штабеля задним ходом с разворотом, подъезжает к транспортным средствам и разгружает ковш. После разгрузки ковша все движения погрузчика повторяются в обратном направлении (рисунок 3,а,з). Погрузчики могут работать с частичным разворотом влево и вправо при движении погрузчика назад и обслуживать одновременно два автомобиля–самосвала (рисунок 3,д). По такой схеме особенно эффективно работают погрузчики на пневмоколесном ходу с жесткой рамой, а также погрузчики на гусеничном ходу. Суммарное расстояние перемещения погрузчиков (вперед и назад) в нормальных условиях составляет примерно 10...20 м (в зависимости от типоразмера погрузчика).

в) челночным способом, когда погрузчик перемещается вперед и назад в среднем на расстояние 6...10 м (в зависимости от типоразмера погрузчика) перпендикулярно фронту штабеля без разворотов (рисунок 3,б). При этом загружаемый автомобиль–самосвал также совершает челночные движения параллельно фронту штабеля на расстояние, достаточное для проезда погрузчика. Челночным способом работают одноковшовые фронтальные пневмоколесные и гусеничные погрузчики, оборудованные опрокидным ковшом обычного исполнения, а также ковшом с боковой выгрузкой (рисунок 3,е). В последнем случае автомобиль–самосвал находится в стационарном положении, а погрузчик перемещается вперед и назад на расстояние в среднем 3...6 м.

г) по V–образной схеме, когда автомобиль–самосвал расположен примерно под углом 30...40° к фронту штабеля или забоя, что сокращает маневрирование погрузчика и сохраняет перпендикулярность подхода к штабелю при черпании (рисунок 3,а,в). Автомобили–самосвалы устанавливаются поочередно то справа, то слева от погрузчика. Это уменьшает односторонний износ механизмов поворота и ходовой части погрузчиков, особенно гусеничных. Кроме того, снижается утомляемость машиниста;

д) с разворотом погрузчика на 90 или на 180° при установке автомобиля–самосвала под углом 90° к фронту штабеля или забоя и при установке автомобиля–самосвала параллельно штабелю или забоя (рисунок 3,з,д).

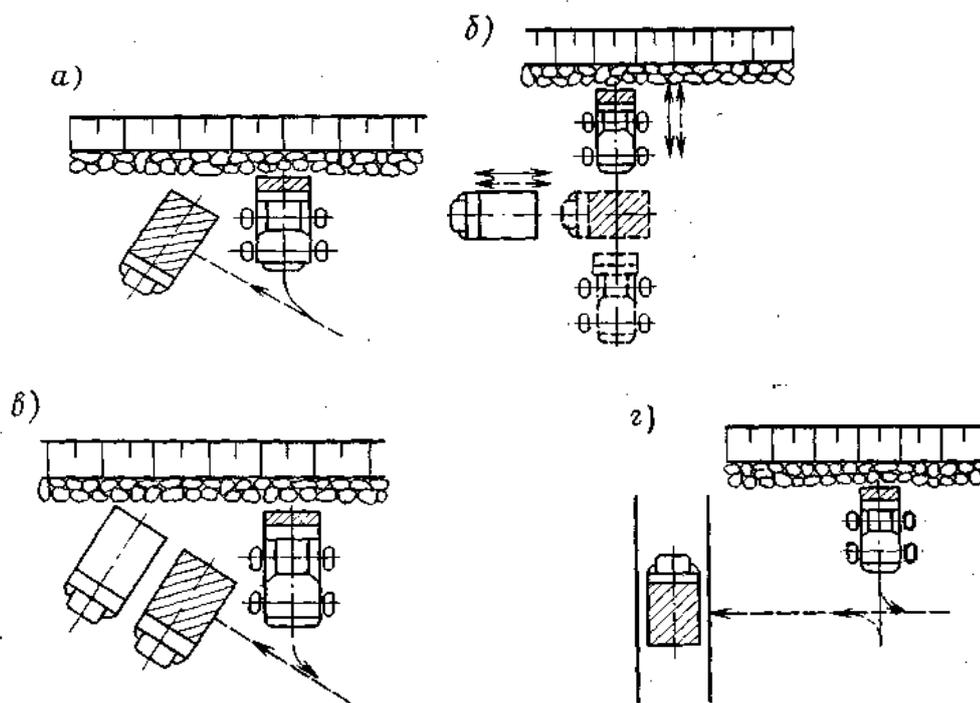
Указанные схемы обуславливаются стесненными или грунтовыми условиями рабочей площадки, когда невозможно установить автомобиль-самосвал другим способом. В нормальных условиях эти схемы неэффективны, так как производительность погрузчиков существенно снижается.

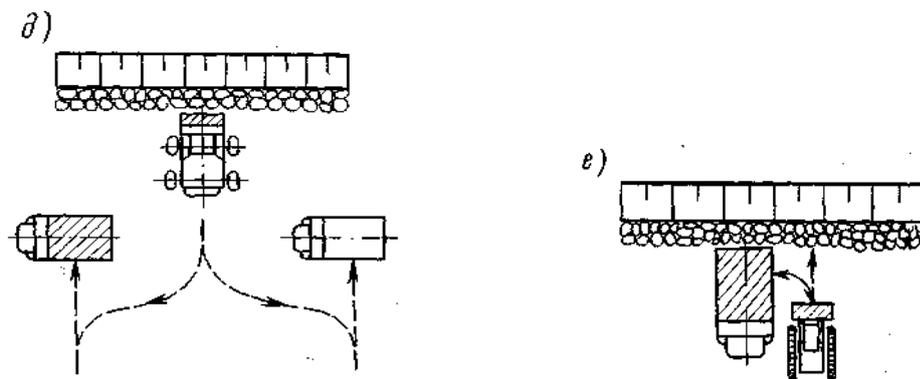
При работе погрузчиков по всем приведенным выше схемам некоторые элементы цикла могут совмещаться по времени. Так, например, отъезд погрузчика от штабеля с разворотом и подъезд к транспортным средствам, а также обратное движение могут совмещаться с подъемом или опусканием стрелы с ковшом. Возможность совмещения операций в определенной степени зависит от конструкции погрузчика, расстояния, на которое он перемещается, и скорости его передвижения.

Все вышеуказанные схемы работы, кроме схем работы погрузчиков с разгрузкой ковша в сторону и разгрузкой ковша назад, могут быть рекомендованы для погрузчиков, оборудованных крановой безблочной стрелой вилочным подхватом, челюстным захватом и др.

Эффективность работы одноковшовых погрузчиков, оборудованных опрокидным ковшом, в значительной степени зависит от способов черпания материалов. В зависимости от физических свойств и объемной массы погружаемого материала применяют следующие способы черпания.

Раздельный способ черпания (рисунок 4,а), при котором днище ковша устанавливают на уровне опорной поверхности погрузчика.





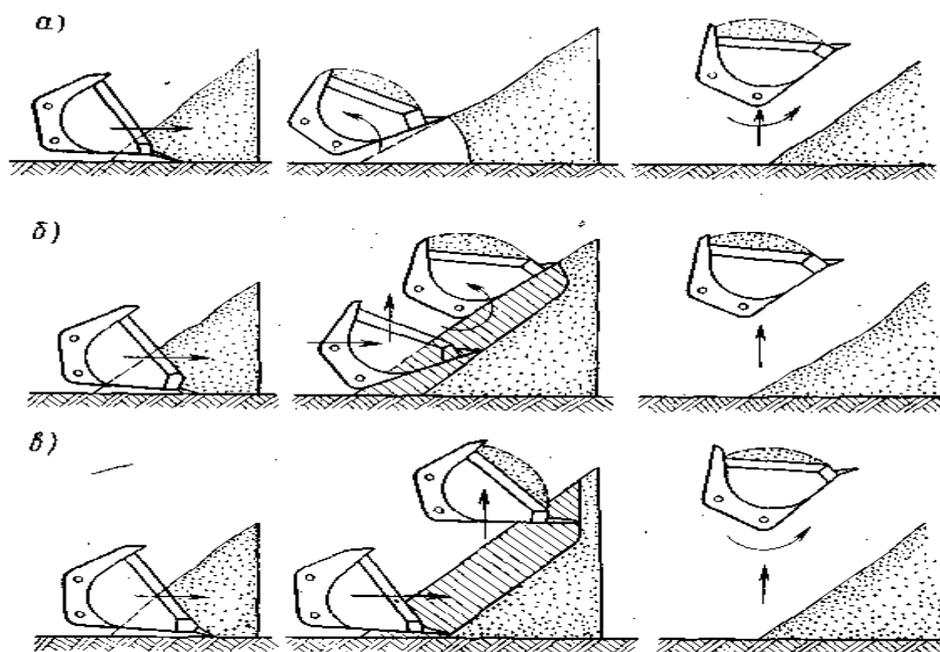
*a, в* – с поворотом на угол  $45...50^\circ$ ; *б* – челночным способом; *г* – с поворотом на  $90^\circ$ ; *д* – при спаренной установке транспортных средств; *е* – челночным способом с разгрузкой в сторону

Рисунок 3 - Схемы работы одноковшовых погрузчиков на пневмоколесном и гусеничном ходу при работе в комплекте с транспортными средствами

Раздельный способ черпания (рисунок 4,*а*), при котором днище ковша устанавливают на уровне опорной поверхности погрузчика.

Внедрение ковша в черпаемый материал этим способом осуществляется с небольшой скоростью (на низких передачах) при поступательном движении погрузчика до упора задней стенки ковша в материал и остановки погрузчика. Машинист поворачивает полностью, внедренный в материал ковш на себя до отказа, после чего поднимает стрелу с наполненным ковшом на транспортную высоту (400...500 мм) и перемещает материал к месту выгрузки.

Совмещенный способ черпания (рисунок 4,*б*), при котором ковш внедряют в материал напорным усилием на некоторую глубину (примерно на  $1/3$ ), после чего машинист постепенно поворачивает его на себя при непрерывном передвижении погрузчика вперед. После полного поворота ковша на себя погрузчик останавливают. Дальнейшие движения ковша выполняют так же, как при раздельном способе черпания. Совмещенный способ черпания является наиболее эффективным (особенно при оборудовании погрузчиков автоматизированными системами управления), так как в этом случае обеспечивается хорошее наполнение ковша.



*a* – раздельный; *б* – совмещенный, с поворотом ковша и подъемом стрелы; *в* – совмещенный, с подъемом стрелы

Рисунок 4 - Способы черпания материалов

Совмещенный способ черпания с подъемом стрелы (рисунок 4, *в*) (или так называемый экскавационный способ черпания), при котором по мере внедрения ковша при передвижении погрузчика вперед производится подъем стрелы. Операция черпания продолжается до выхода режущей кромки ковша из штабеля или забоя. В дальнейшем операция черпания выполняется так же, как и при первых двух способах. Глубина внедрения ковша в материал при совмещенном способе черпания колеблется от 0,2 до 0,5 глубины ковша в зависимости от высоты штабеля или забоя. При черпании материалов или разработке грунта (последовательное резание) угол наклона дна ковша к основанию штабеля или забоя должен находиться в пределах  $3...5^\circ$ , так как при этом улучшаются условия черпания или резания. При разработке погрузчиком тяжелых грунтов вывешивают передний мост погрузчика (пневмоколесного) или переднюю часть гусениц (гусеничного) на режущей кромке ковша и одновременно поворачивают ковш на небольшой угол ( $2...3^\circ$ ) вверх и вниз, осуществляя напорное движение погрузчика в сторону штабеля. Погрузчики, оборудованные ковшами, имеющими двухчелюстную конструкцию, работают в тех же режимах, что и машины, оборудованные опрокидными ковшами.

Работа в режиме опрокидного ковша состоит в том, что челюсти ковша смыкаются и ковш поворачивается до положения набора. Ковш наполняют при

движении погрузчика вперед; разгружают ковш путем размыкания челюстей с последующим небольшим поворотом ковша от себя или наклоном сомкнутых обеих челюстей вперед на необходимый угол разгрузки. При работе двухчелюстным ковшом в режиме опрокидного ковша рациональные приемы работы те же, что и для машин с опрокидным ковшом.

Работа двухчелюстным ковшом в режиме грейфера заключается в том, что ковш наклоняется вперед, челюсти его раскрываются. Для забора материала ковш опускается так, чтобы обе его челюсти касались поверхности штабеля. Ковш наполняется при дальнейшем его опускании с постепенным замыканием челюстей и поворотом ковша в положение к себе. Разгружают ковш путем размыкания челюстей или наклоном сомкнутых челюстей вперед.

Работа в режиме грейфера целесообразна при недостаточных напорных усилиях, развиваемых погрузчиком. Работа ковшом в режиме бульдозера сопровождается приподниманием верхней челюсти ковша; резание грунта производится нижней челюстью, работающей как отвал бульдозера.

Работа в режиме скрепера состоит из операций поворачивания ковша к себе и раскрывания его челюстей на 100...200 мм в зависимости от толщины срезаемого слоя. После заполнения ковша в процессе резания челюсти его смыкаются. Для послойной выгрузки грунта верхняя челюсть ковша несколько приподнимается, грунт в процессе движения погрузчика высыпается и разравнивается кромкой верхней челюсти.

Со сменными рабочими органами погрузчики могут выполнять различные работы (таблица 1).

Таблица 1 - Работы, выполняемые одноковшовыми погрузчиками со сменными рабочими органами

Вид работы	Сменный рабочий орган
1	2
Разработка (черпание) и погрузка в транспортные средства: глинистых, гравелистых, каменистых и других грунтов, а также скальных крупнокусковых материалов объемной массой 1,9...2,5 т/м <sup>3</sup>	Ковш опрокидной с V-образной режущей кромкой с зубьями (карьерный, уменьшенной емкости, двухчелюстной, скелетный)

Продолжение таблицы 1

Сыпучих, мелкокусковых материалов	Ковш опрокидной со сплошной прямолинейной режущей кромкой (с
-----------------------------------	--

и грунта объемной массой 1,4–1,9 т/м <sup>3</sup>	зубьями и без зубьев) нормальный, двухчелюстной)
Черпание сыпучих и мелкокусковых материалов, перемещение их на необходимое расстояние и подача в загрузочные устройства растворо- и бетоносмесительных установок, в бункера или другие емкости	То же
Штабелирование сыпучих и мелкокусковых материалов	– «» –
Послойная разработка грунта в плотном теле (каналы, котлованы, траншеи)	Ковш со сплошной V-образной режущей кромкой землеройный
Добор грунта и планировка откосов	То же
Обратная засыпка и послойное разравнивание грунта	– «» –
Погрузка в транспортные средства, выгрузка из транспортных средств, перемещение и штабелирование штучных грузов, пакетов и контейнеров с кирпичом, керамическими и шлакобетонными камнями, железобетонных, металлических и деревянных конструкций, и деталей, а также ящиков	Вилочный подхват, крановая безблочная стрела
Погрузка, выгрузка, перемещение и штабелирование длинномерных грузов круглого сечения (труб, круглого леса и т. п.)	Челюстной захват с прижимами, грейферный захват
Подъем, перемещение и подача пакетов и контейнеров с кирпичом, керамическими и шлакобетонными камнями, железобетонных, металлических и деревянных конструкций: ящиков, бадей и бункеров с раствором на подмости, леса, выносные площадки и перекрытия.	Вилочный подхват, крановая безблочная стрела, монтажно-поворотный захват

## 1.4 Тенденции развития современных фронтальных погрузчиков

Современный одноковшовый колесный погрузчик представляет собой самоходную погрузочно-транспортную машину, оборудованную навесным рабочим оборудованием – шарнирно-закрепленным ковшом на стреле. Ковш разгружается через переднюю режущую кромку, отсюда и родилось название данного вида погрузчиков – фронтальные. В классификации ВТМ (выемочно-транспортные машины) погрузчикам как технологическому виду оборудования присвоен индекс ТО.

Колесный фронтальный погрузчик способен развивать высокое напорное усилие при горизонтальном внедрении ковша за счет использования ходовой системы машины. Погрузчики почти полностью заменили экскаваторы на погрузочных работах на складах благодаря следующим преимуществам:

- высокая скорость передвижения, мобильность, что позволяет обслуживать несколько площадок (забоев) на карьерах одной машиной;
- высокая маневренность, что позволяет работать в относительно стесненных условиях;
- универсальность применения, способность к качественной зачистке подошвы забоя, возможность использования разнообразного сменного рабочего оборудования.

Эти преимущества позволяют колесным погрузчикам успешно конкурировать с карьерными экскаваторами при разработке сыпучих грунтов, в том числе хорошо взорванных скальных пород. Речь в первую очередь идет о машинах с ковшом вместимостью от 4 до 20 м<sup>3</sup> и более. Погрузчики в отличие от других экскавационных машин работают и в качестве основного погрузочного оборудования, и в качестве погрузочно-доставочного оборудования с эффективной дальностью транспортировки до 500 м. С каждым годом растет доля этих универсальных машин среди прочего карьерного транспорта. Конструкция рабочего оборудования фронтального погрузчика не приспособлена для разработки плотных и связных грунтов и не позволяет использовать данный вид погрузочных машин как замену карьерных экскаваторов непосредственно в тяжелых забоях.

Эксплуатирующие службы предприятий СНГ традиционно хорошо знакомы с погрузчиками таких мировых лидеров, как Volvo, Caterpillar, Komatsu – эти фирмы и по сей день остаются законодателями машиностроительной моды. Успешно работают погрузчики Dressta, «Амкодор», погрузочная техника на базе К-702. Сегодня номенклатура значительно расширилась, на рынок вышли новые поставщики, появились новые бренды, в том числе китайские и корейские.

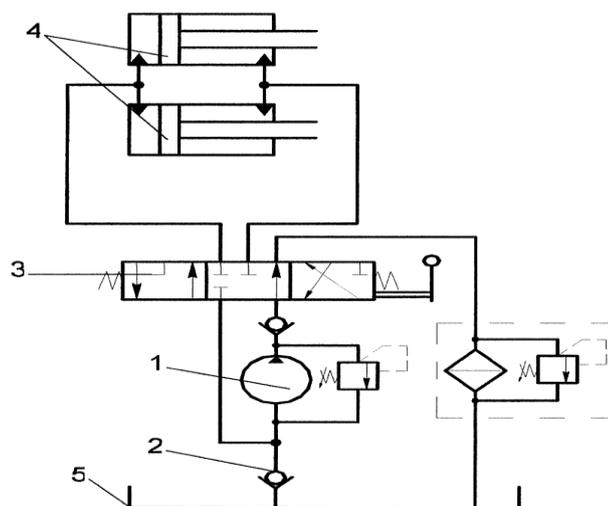
Базовые машины погрузчиков компонуются в основном по четырехколесной схеме со всеми ведущими колесами, рама выполняется шарнирно-сочлененной и состоит из двух секций. Такая «ломаная» схема позволяет добиться наилучшей маневренности машины. Более прогрессивным является применение бескамерных шин низкого давления, что повышает надежность и долговечность ходовой части. Трансмиссия может быть гидромеханической или гидростатической, существуют и дизель-электрические схемы. Все рабочее оборудование современных погрузчиков производится с гидравлическим приводом.

Современный колесный погрузчик представляет собой дорогостоящую высокотехнологичную машину, в которой применены современные электронные системы управления приводами, системы диагностики, установлены сложные гидравлические агрегаты. Электронная система контроля рабочих параметров позволяет добиваться оптимальных условий эксплуатации, не допускает перегруза оборудования. Автоматический контроль работы двигателя и главных гидронасосов способствует более экономичной работе, меньшему расходу топлива. В то же время применение данных новшеств снижает ремонтпригодность машин и требует периодического присутствия высококвалифицированных сервисных служб с соответствующим диагностическим оборудованием. Ранее привести в рабочее состояние тот же самый К-702 можно было силами местных слесарей, но с приходом новейших Volvo или Caterpillar ситуация изменилась, а уровень сервиса в российских регионах не поспевает за уровнем продаваемой туда техники. В итоге дорогостоящие машины нередко простаивают месяцами, что сводит «на нет» их эффективность.

## **1.5 Литературно-патентный анализ**

Энергосберегающая гидравлическая система погрузчика, включающая насос, механически соединенный с валом редуктора отбора мощности, распределитель и гидроцилиндры поворота стрелы машины, отличающаяся тем, что распределитель выполнен трехпозиционным с двумя входами, один из которых гидравлически соединен с напорной, а второй – со всасывающей гидролинией насоса, и тремя выходами, один из которых гидравлически соединен с поршневыми, второй - со штоковыми полостями гидроцилиндров, а третий – через фильтр со сливной магистралью, причем распределитель выполнен с возможностью связи в нейтральном положении золотника напорной гидролинии насоса со сливной магистралью, в первом рабочем положении золотника - напорной гидролинии насоса со сливной магистралью, а гидролиний штоковых и поршневых полостей гидроцилиндров между собой и

со всасывающей гидролинией насоса, и во втором рабочем положении золотника – напорной гидролинии насоса с гидролиниями поршневых полостей гидроцилиндров, а гидролиний штоковых полостей гидроцилиндров со всасывающей гидролинией насоса (рисунок 5).



*Рисунок 5 - Энергосберегающая гидравлическая система погрузчика*

Изобретение относится к области строительных и дорожных машин и может быть использовано на одноковшовых фронтальных погрузчиках и других машинах, где опускание рабочего оборудования при действии весовой нагрузки на гидроцилиндры, воспринимающие эту нагрузку, происходит вовремя одной из составляющих цикла работы машины.

Известен гидропривод одноковшового фронтального погрузчика, состоящий из насоса, гидрораспределителя, гидроцилиндров ковша и стрелы, предохранительного и обратного клапана. Энергосберегающий принцип осуществляется путем направления рабочей жидкости, выходящей из поршневых полостей гидроцилиндров стрелы, при ее опускании, на вход насоса, который кинематически связан с валом двигателя.

В предложенной системе избыточная жидкость, выходящая из поршневых полостей гидроцилиндров, сливается в бак через предохранительный клапан, что ставит вопрос о величине его настройки, так как давление рабочей жидкости, подаваемой на вход насоса, изменяется по мере опускания рабочего оборудования. Так же за счет слива избыточной части рабочей жидкости в бак имеет место неполное использование ее энергии. Известен гидропривод одноковшового фронтального погрузчика, состоящий из гидромеханической передачи с золотниковой коробкой управления, насосом, кинематически связанный с двигателем и ведущими колесами погрузчика и гидравлически - через гидрораспределитель с соответствующими

гидроцилиндрами стрелы и ковша и через обратный и предохранительный клапан - с гидробаком, микропереключатель, подключенный к источнику тока. Данная конструкция представляет систему торможения, у которой энергия движения при торможении передается на механизм подъема рабочего оборудования.

Данной схеме присуща несогласованность работы системы с технологическим процессом, так как при подходе к штабелю рабочий орган должен устанавливаться в нижнем положении, а в заявленной конструкции наоборот происходит подъем рабочего оборудования, что удлиняет время цикла и снижает производительность.

Задача изобретения - снижение энергопотребления погрузчиком за счет использования потенциальной энергии поднятого рабочего оборудования.

Эта задача достигается тем, что в энергосберегающей гидравлической системе погрузчика, включающей насос, механически соединенный с валом редуктора отбора мощности, распределитель и гидроцилиндры поворота стрелы машины, согласно изобретению, распределитель выполнен трехпозиционным с двумя входами, один из которых гидравлически соединен с напорной, а второй - со всасывающей гидролинией насоса, и тремя выходами, один из которых гидравлически соединен с поршневыми, второй - со штоковыми полостями гидроцилиндров, а третий - через фильтр со сливной магистралью, причем распределитель выполнен с возможностью связи в нейтральном положении золотника напорной гидролинии насоса со сливной магистралью, в первом рабочем положении золотника - напорной гидролинии насоса со сливной магистралью, а гидролиний штоковых и поршневых полостей гидроцилиндров между собой и со всасывающей гидролинией насоса, и во втором рабочем положении золотника - напорной гидролинии насоса с гидролиниями поршневых полостей гидроцилиндров, а гидролиний штоковых полостей гидроцилиндров со всасывающей гидролинией насоса.

Соединение гидролиний штоковых и поршневых полостей гидроцилиндров между собой при опускании рабочего оборудования обеспечивает подачу жидкости в штоковые полости гидроцилиндров рабочего оборудования, что не допускает возникновения кавитации. Соединение одного входа со всасывающими магистралями обеспечивает подачу жидкости под давлением на вход насоса. При первом рабочем положении золотника распределителя опускание рабочего оборудования обеспечивается соответствующим соединением гидролиний штоковых и поршневых полостей гидроцилиндров, но при этом часть жидкости из нагруженных поршневых полостей гидроцилиндров подается на вход насоса, и за счет того, что насос работает с давлением на входе большим, чем на выходе, он работает как гидромотор, т.е. отдает мощность на редуктор отбора мощности и далее на двигатель. В то же время в штоковую полость жидкость подается из поршневой

полости. При втором положении золотника распределителя гидравлическая жидкость перекачивается через фильтр в бак.

В третьем положении золотника распределителя обеспечивается подъем рабочего оборудования соответствующим соединением гидролиний.

Соединение штоковой и поршневой полости гидроцилиндров в первом положении золотника распределителя дает возможность использования одного насоса в гидросистеме, так как это устраняет разность расходов поршневой и штоковой полости, т.е. происходит деление потока, часть которого идет в штоковую полость, а оставшаяся часть на вход насоса и обеспечивает "подкрутку" коленчатого вала двигателя машины, что обеспечивает увеличение скорости передвижения.

Сущность изобретения поясняется чертежом. На фигуре - энергосберегающая гидравлическая система погрузчика.

Гидравлическая схема погрузчика состоит из насоса 1, приводимого от редуктора отбора мощности 2. Насос 1 соединен с гидробаком 5 через обратный клапан 2. Напорной гидролинией насос 1 соединен с распределителем 3. На выходе распределитель соединен одной гидролинией с гидробаком 5, а второй и третьей со штоковыми и поршневыми полостями гидроцилиндров стрелы 4.

Работает гидросистема следующим образом.

В нейтральном положении насос 1 перекачивает жидкость в гидробак 5 по разгрузочному каналу распределителя 3. В первом положении золотника распределителя 3 жидкость, находящаяся под давлением в поршневых полостях гидроцилиндров 4 за счет веса рабочего оборудования, подается во всасывающую гидролинию насоса 1 и штоковые полости гидроцилиндров 4. Насос 1 получает на вход рабочую жидкость под давлением, а так как он работает на слив, то на выходе давление меньше, чем на входе, и насос начинает работать в режиме гидромотора, подводя дополнительную мощность к коленчатому валу двигателя. В третьем положении золотника распределителя 3 происходит подъем рабочего оборудования путем подачи рабочей жидкости насосом 1 в поршневые полости гидроцилиндров стрелы 4, жидкость со штоковых полостей подается на вход насоса 1, при этом насос затрачивает меньшую энергию, чем при заборе жидкости из бака.

За счет снижения загрузки двигателя машины снижается расход топлива или при той же нагрузке ДВС возможно увеличение скорости движения машины, что приводит к сокращению времени цикла и повышению производительности погрузчика.

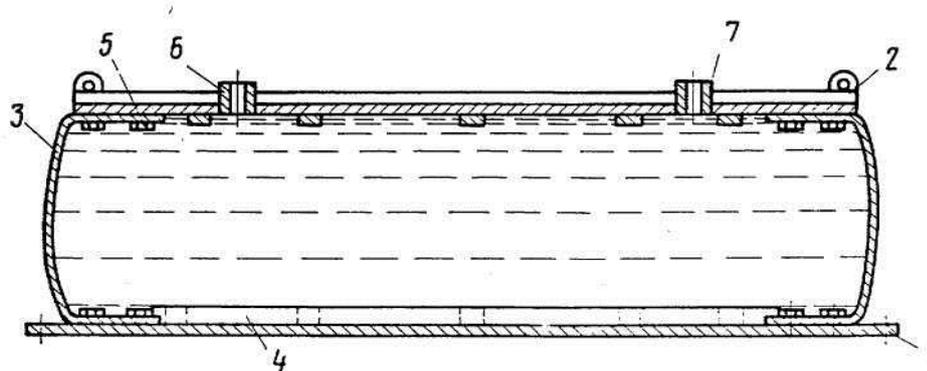
Дополнительная экономия энергии получается также вследствие того, что нет необходимости применять дроссель, который снижает скорость опускания рабочего оборудования, и за счет чего теряется энергия жидкости.

## Гидроаккумулятор

Изобретение относится к гидроприводу и используется в гидросистемах транспортных средств. Цель изобретения — рекуперация потенциальной энергии перевозимого транспортным средством груза — достигается выполнением гидроаккумулятора грузовым, используя в качестве нагрузки перевозимые грузы. Для этого гидроаккумулятор снабжен нижней 1 и верхней 2 плитами, а также эластичными боковыми стенками 3 и подключен своей гидросистемой к движителю транспортного средства. 2 з.п. ф-лы, 2 ил.

Изобретение относится к гидроприводу, в частности к гидроаккумуляторам, и применяется в гидросистемах транспортных средств, снабженных аккумуляторами.

Цель изобретения — рекуперация потенциальной энергии перевозимого транспортным средством груза.



Фиг. 1

Рисунок 6 - Гидроаккумулятор

На рисунке 6 представлена конструктивная схема гидроаккумулятора.

Гидроаккумулятор гидросистемы транспортного средства включает гидромотор, кинематически связанный с движителем и гидравлически через пускорегулирующую аппаратуру напорной гидролинией с насосом, кинематически связанным со своим приводом, при этом гидроаккумулятор подключен к напорной гидролинии. Гидроаккумулятор выполнен в виде грузового аккумулятора, состоящего из нижней 1 и верхней 2 жестких плит и эластичных боковых стенок 3, (герметично связанных с плитами 1 и 2 по их периметру. Плиты 1 и 2 снабжены продольными 4 и поперечными 5 ребрами жесткости. Нижняя плита 1 механически соединена с транспортным средством, а верхняя 2 — с грузом, при этом верхняя плита 2 содержит впускной 6 и выпускной 7 гидравлические патрубки связи гидроаккумулятора с напорной гидролинией. Продольные ребра жесткости на верхней плите 2 выполнены

снаружи, а на нижней — изнутри гидроаккумулятора. Поперечные ребра 5 жесткости выполнены по меньшей мере у одной из плит изнутри гидроаккумулятора. Верхняя плита 2 снабжена проушинами для крепления на ней груза.

Гидроаккумулятор работает следующим образом:

Гидроаккумулятор размещают на транспортном средстве, для чего его нижняя плита I может иметь форму грузовой платформы, и нагружают верхнюю плиту 2 полезным (перевозимым) грузом, оставляя над ним пространство для хода вверх. При торможении насос подключается муфтой к движителю и закачивает рабочую жидкость из гидробака в гидроаккумулятор, после чего гидролиния перекрывается пускорегулирующей аппаратурой. При разгоне пускорегулирующая аппаратура подключает гидроаккумулятор к гидромотору и помогает (под воздействием полезного груза) разгону транспортного средства.

Изобретение относится к колесным погрузочным машинам, а именно к гидроприводу ходовой части.

Известен гидропривод, включающий источник питания, золотник управления гидромоторами колес, исполнительные гидроцилиндры и гидромагистраль.

Наиболее близким к предлагаемому по технической сущности является гидравлическая система управления приводом ходовой части колесного погрузчика, включающая источник питания, золотники управления гидромоторами ходовых колес, гидроцилиндры фрикционов ходовых колес с золотниками, золотники дистанционного управления и гидролинии.

Недостатком указанного гидропривода является то, что при помощи переключающей гидроаппаратуры транспортный ход (высокая скорость) осуществляется только приводом передних колес. Рабочий ход (низкая скорость) осуществляется приводом всех четырех колес на разных передаточных отношениях от гидромоторов к колесам — для передних колес оно равно единице, а для задних — передаточному отношению планетарной передачи, что при использовании такого гидропривода на шасси погрузочной машины уменьшает ее производительность.

Цель изобретения — повышение производительности машины путем более полного использования мощности приводного двигателя.

Указанная цель достигается тем, что каждая пара соосно расположенных ходовых колес имеет золотник дистанционного управления, гидролинии которого сообщены с золотником гидроцилиндров фрикционов и посредством гидроклапана ИЛИ с золотниками управления гидромоторами.

Кроме того, золотники дистанционного управления и гидроцилиндры фрикционов 15 колес подключены к одному источнику питания.

Причем источник питания включает гидроаккумулятор.

На чертеже показана схема гидравлической системы управления приводом ходовой части колесного погрузчика.

Ходовая часть колесного шасси включает четыре колеса 1, каждое из которых приводится гидромотором 2 через двухступенчатый планетарный редуктор 3. Гидромоторы соединены с насосами 4 регулируемой производительности таким образом, что с одним насосом связаны гидромоторы переднего правого и заднего левого колес, а с другим — гидромоторы переднего левого и заднего правого колес.

Водило 5 первого планетарного ряда редуктора 3 соединено с фрикционом 6 включения второй скорости, а водило 7 второго планетарного ряда — с фрикционом 8 включения первой скорости. Фрикцион 6 приводится гидроцилиндром 9, а фрикцион 8 — гидроцилиндром 10. Гидроцилиндры 9 и 10 передних колес соединены с трехпозиционным золотником 11, а гидроцилиндры 9 и 10 задних колес — с трехпозиционным золотником 12. Золотники 11 и 12 соединены с напорной гидролинией 13 и сливной гидролинией 14. С этими же гидролиниями соединены золотники 15 и 16 дистанционного управления с ручками 17 и 18 управления. Каждая ручка управления имеет три позиции: среднюю нейтральную и две крайние — рабочие. Рабочие гидролинии золотника 15 соединены с гидролиниями управления золотника 11, а рабочие гидролинии золотника 16 — с гидролиниями управления золотника 12.

На гидролиниях, соединяющих насосы 4 с гидромоторами 2, установлены золотники 19 и 20. Гидролинии управления золотников 19 соединены через клапан ИЛИ 21 с рабочими гидролиниями золотника 15 дистанционного управления. Гидролинии управления золотников 20 соединены через клапан ИЛИ 22 с рабочими гидролиниями золотника дистанционного управления 16.

Золотники дистанционного управления 15 и 16 и гидроцилиндры 9 и 10 подключены 3S к одному источнику питания — гидролинии 13, к которой для обеспечения быстрого действия подключен гидроаккумулятор 23.

При отсутствии давления в гидроцилиндрах 9 и 10 фрикционы 6 и 8 включены, и полуось I заторможена. При подаче давления одновременно в оба гидроцилиндра 9 и 10 оба фрикциона отключаются, и полуось имеет свободное качение. При подаче давления в один из гидроцилиндров, например гидроцилиндр 9, включается фрикцион 6, т. е. вторая скорость колеса. Гидроцилиндр 10 при этом соединен со сливом, и фрикцион 8 отключен.

При средней нейтральной позиции обеих ручек 17 и 18 гидролинии управления золотников 11 и 12 соединены со сливной гидролинией 14, при этом, эти золотники находятся в нейтральной позиции, и гидроцилиндры 9 и 10 всех колес соединены с напорной гидролинией 13. Все фрикционы 6 и 8 включены, и колеса 1 имеют свободное качение.

При переводе ручки 17 управления в одну из крайних рабочих позиций (ручка 18 остается в средней нейтральной позиции) золотник 15 дистанционного управления переводит золотник 11 в одно из рабочих положений, при котором давление подается в гидроцилиндры 9 и 10 передних полуосей, и, соответственно, включается вторая или первая скорость. Одновременно золотник 15 через клапан ИЛИ 21 включает золотники 19, и оба

насоса 4 соединяются с гидромоторами 2 передних колес.

Гидромоторы задних колес, отсоединены от насосов 4 золотниками 20, и задние полуоси имеют свободное качение.

Аналогичным образом, при переводе ручки 18 управления в одну из крайних рабочих позиций (ручка 17 в средней, нейтральной позиции) золотник 16 дистанционного управления воздействует на золотник 12 и золотники 20. Насосы 4 соединены с гидромоторами 2 задних полуосей, планетарные редукторы 3 задних колес включены фрикционными 6 или 8 на вторую или первую скорость, а передние колеса имеют свободное

При установке ручек 17 и 18 управления в одинаковые крайние рабочие позиции давление подается в гидроцилиндры 9 или 10 всех колес, и колеса приводятся с одинаковыми передаточными отношениями. Золот- 2S ники 19 и 20 соединяют каждый насос 4 с двумя гидромоторами 2.

При установке ручек 17 и 18 управления в разные рабочие позиции давление подается в гидроцилиндры 9 одной пары полуосей и гидроцилиндры 10 другой пары полуосей. 30 Передние и задние полуоси соединены со своими гидромоторами разными передаточными отношениями, а гидромоторы попарно соединены с насосами 4.

Изменение скорости давления погрузчика в каждом диапазоне осуществляется бесступенчато насосами 4 переменной производительности. В зависимости от положения ручек 17 и 18 управления привод колесной части погрузчика обеспечивает его передвижение вперед или назад с различными скоростями.

Изобретение относится к области строительных и дорожных машин и может быть использовано на одноковшовых фронтальных погрузчиках и других строительных и дорожных машинах, гидроцилиндры которых находятся под весовой нагрузкой от сил тяжести рабочего оборудования.

Известна гидросистема погрузчика, включающая насос, распределитель, исполнительные гидроцилиндры и гидробак.

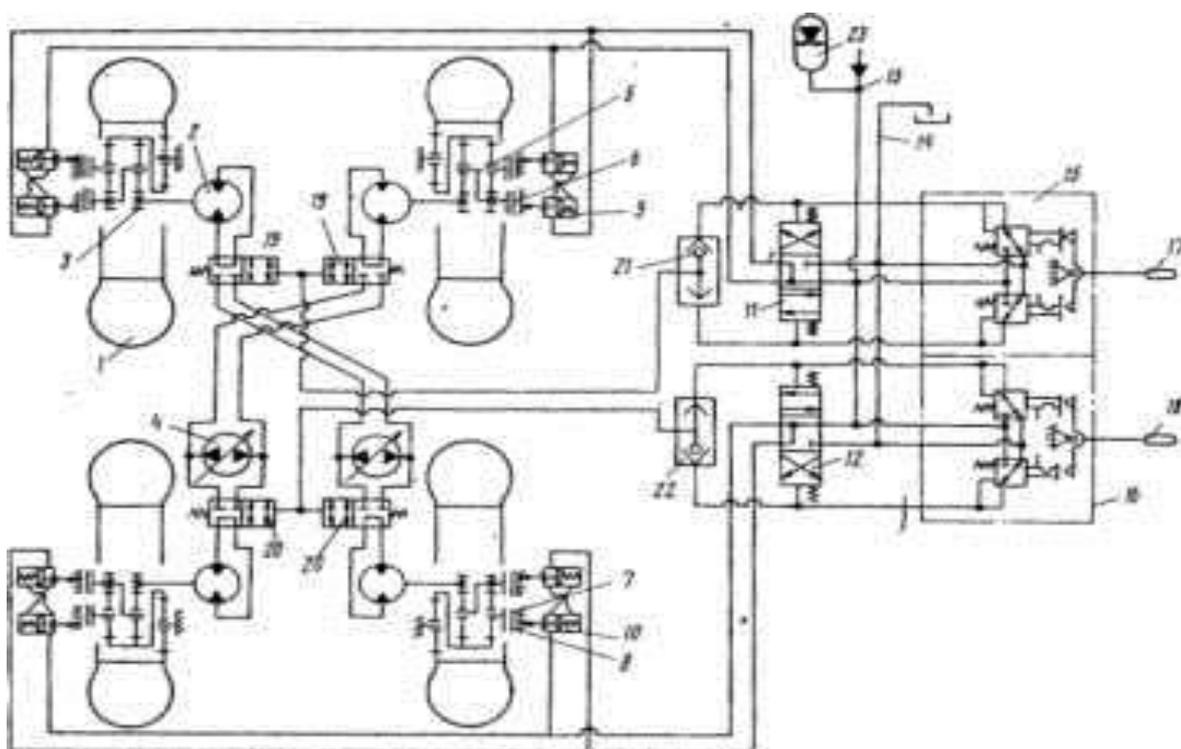


Рисунок 7 - Гидравлическая система управления приводом ходовой части колесного погрузчика

Особенностью этой гидросистемы является недостаточная очистка гидравлической рабочей жидкости, так как применение фильтров тонкой очистки в гидросистеме машины приводит к дополнительным затратам мощности, особенно при фильтрации холодной рабочей жидкости.

Известна гидросистема погрузчика, включающая насос, распределитель, исполнительные гидроцилиндры, гидробак и фильтр.

Особенностью такой системы, как и предыдущей, является недостаточная очистка масла, что сказывается на долговечности насосов, особенно плунжерных, а также распределителей.

Задача изобретения - дополнительная очистка масла без дополнительных затрат мощности. Эта задача решается за счет того, что в гидросистему погрузчика, содержащую насос, распределитель управления гидроцилиндрами стрелы, исполнительные гидроцилиндры, гидробак и фильтр, согласно изобретению, в гидролинию между распределителем и фильтром установлен двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением, одна из гидролиний которого соединена с фильтром гидросистемы машины, а вторая - с дополнительной системой фильтрации, включающей фильтр грубой очистки, блок фильтров тонкой очистки, датчик температуры, установленный в гидробаке машины, и реле положения золотника распределителя стрелы; двухпозиционный распределитель выполнен с возможностью включения управляющего им электромагнита от контроллера.

Включение электромагнита осуществляется при одновременном поступлении сигналов А и В высокого уровня о достижении жидкостью рабочей температуры и включении золотника распределителя стрелы на опускание рабочего оборудования соответственно.

Установка дополнительного двухпозиционного распределителя в гидрوليнию между распределителем управления гидроцилиндрами стрелы и фильтром обеспечивает направление движения гидравлической жидкости или на фильтр, или на дополнительную систему фильтрации в зависимости от управляющего сигнала контроллера. Дополнительная система фильтрации, состоящая из фильтра грубой очистки и блока фильтров тонкой очистки (например, грубой очистки с 25 мкм, тонкой очистки 10 мкм), обеспечивает поэтапную фильтрацию гидравлической жидкости и улучшает ее техническое состояние. Установка датчика температуры в бак обеспечивает фильтрацию холодной жидкости через фильтр машины. Установка реле положения золотника стрелы выдает сигнал на контроллер, что жидкость сливается со штоковой полости исполнительных гидроцилиндров, т.е. происходит опускание рабочего оборудования.

Подача выходного сигнала с контроллера на электромагнит двухпозиционного распределителя обеспечивает включение дополнительной системы фильтрации только тогда, когда в сливной гидрوليнии имеется повышенное давление, т.е. используется для этого сила тяжести рабочего оборудования, и рабочая жидкость нагрета, что уменьшает сопротивление в дополнительной системе фильтрации.

Сущность изобретения поясняется чертежом. На рисунке 1.8 - гидросистема погрузчика.

Гидросистема погрузчика состоит из насоса 1, распределителя управления гидроцилиндрами стрелы 2, исполнительных гидроцилиндров 3, фильтра 4, гидробака 5. В сливную гидрوليнию дополнительно установлен двухпозиционный распределитель 6 с электромагнитным управлением. Распределитель 6 имеет две выходные гидрوليнии. Одна обеспечивает соединение распределителя 6 через фильтр 4 с гидробаком 5, а вторая - с дополнительной системой очистки 7 и далее с гидробаком 5.

Управление электромагнитом осуществляется от контроллера, на который подаются электрические сигналы от датчика температуры 8, который установлен в гидробаке 5, и от реле положения золотника распределителя управления гидроцилиндрами стрелы 2.

Работает гидросистема следующим образом. При низкой температуре рабочей жидкости (в зависимости от ее вида 40-60 С) на контроллер поступает сигнал низкого уровня и напряжение от контроллера на электромагнит распределителя 6 не поступает. Жидкость идет на фильтр 4 как обычно, то же происходит, когда не включается золотник распределителя управления гидроцилиндрами стрелы 2. Только когда на контроллер поступают оба сигнала высокого уровня, из контроллера на электромагнит двухпозиционного распределителя 6 подается сигнал и переводит его золотник в другое

положение, направляя жидкость в дополнительную систему фильтрации. Давление в этом блоке создается силой тяжести стрелы, ковша и груза в ковше, что достаточно для преодоления сопротивления дополнительной системы фильтрации 7, т.е. на дополнительную систему фильтрации не используется энергия двигателя. Одновременно для предотвращения падения рабочего оборудования в гидросистеме не требуется использовать дроссель с обратным клапаном.

Использование дополнительной системы фильтрации улучшает качество гидравлической жидкости без затрат энергии двигателя на фильтрацию, повышает надежность и долговечность элементов гидросистемы машины.

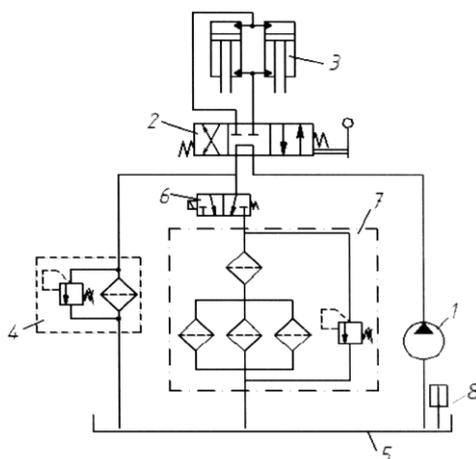
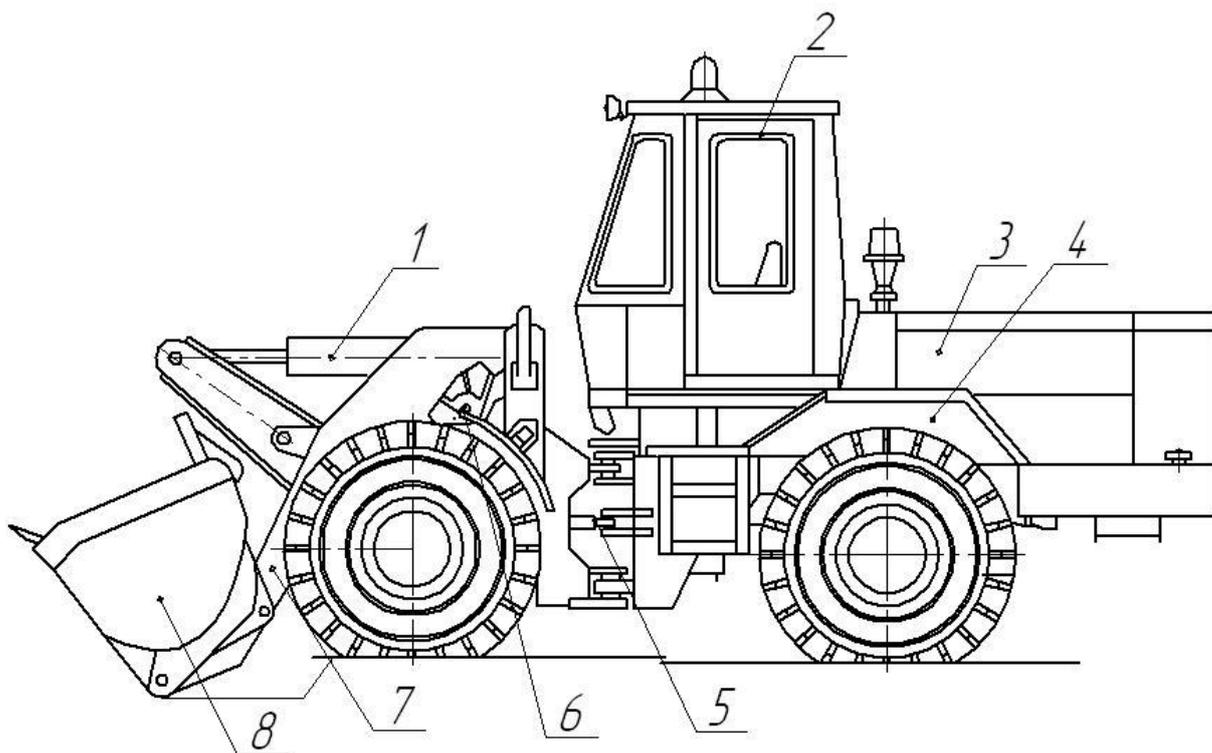


Рисунок 8 - Гидросистема погрузчика

## 2 Выбор и обоснование проектно-конструкторских решений, принятых в работе

### 2.1 Устройство и техническая характеристика фронтального погрузчика ТО-28

Фронтальный погрузчик ТО-28 грузоподъемностью 4 тонн (рисунок 9) базируется на самоходном пневмоколесном двухосном шасси с шарнирно сочлененной рамой 5, состоящей из двух полурам, поворачивающихся вокруг вертикальной оси, с шарнирами вверху и внизу. Шарниры воспринимают горизонтальную пару сил от смещения центра тяжести погрузчика относительно вертикальной оси и от толкающих усилий при движении погрузчика, а верхний шарнир, кроме того, воспринимает еще и вертикальные силы. Угол поворота полурам в плане может составлять  $\pm 40^\circ$ .



1 – гидроцилиндр поворота ковша; 2 – кабина; 3 – силовая установка; 4 – задняя полурама; 5 – передняя полурама; 6 – гидроцилиндр подъема стрелы; 7 – стрела; 8 – ковш.

Рисунок 9 - Одноковшовый фронтальный пневмоколесный

## погрузчик ТО-28

Полурамы сварной пространственной конструкции, на одном конце на продольной оси верху и внизу приварены расточенные гнезда под корпуса стандартных шарнирных подшипников. Обе рамы соединены двумя вертикальными шкворнями в шарнирах. Полурамы около оси шкворней поворачиваются с помощью двух гидроцилиндров, управляемых по следящей системе при повороте рулевого колеса.

На передней полураме смонтировано погрузочное оборудование и жестко закрепленный передний мост. На задней полураме установлены: силовая установка 3, гидромеханическая трансмиссия, задний мост на балансирной раме и кабина оператора 2. Задний мост имеет балансирную подвеску. Мост может качаться в вертикальной плоскости на  $9 \dots 10^\circ$  вверх и вниз, что обеспечивает высокие тягово-сцепные качества машины.

Рабочее оборудование погрузчика включает: ковш 8, рычажную систему, состоящую из стрелы 7, коромысла и тяг, и гидросистему привода. Основной ковш вместимостью  $2,0 \text{ м}^3$  имеет прямую режущую кромку со съемными зубьями. Поверхности режущих кромок и зубьев покрыты износостойким сплавом. Вместо основного ковша может быть установлен следующие виды сменных рабочих органов: ковши уменьшенной и увеличенной вместимости, двухчелюстной ковш, грузовые вилы, челюстной захват, крановая безблочная стрела.

Гидромеханическая трансмиссия (рисунок 10) базового шасси погрузчика включает: гидротрансформатор, гидромеханическую коробку передач, редуктор отбора мощности, карданные валы, передний и задний унифицированные ведущие мосты. Редуктор отбора мощности обеспечивает передачу крутящего момента от двигателя к коробке передач и независимый привод гидронасосов рабочего погрузочного оборудования и гидравлического рулевого управления. Рулевое управление погрузчика со следящей гидравлической обратной связью включает гидравлический руль и два вспомогательных гидроцилиндра, с помощью которых происходит поворот полурам относительно друг друга.

Гидросистема (рисунок 11) погрузочного оборудования обеспечивает управление стрелой и ковшом при выполнении рабочих операций и включает в себя: два шестеренных насоса, распределитель, гидроцилиндр 1 поворота ковша, два гидроцилиндра 6 подъема и опускания стрелы. Управление погрузчиком ведется из кабины машиниста, в которой сосредоточены: пульт управления с прибором контроля, рулевая колонка и педали.

Благодаря конструкции шарнирно-сочлененной рамы и рулевому управлению с гидравлической обратной связью, погрузчик ТО-28 отличается высокой маневренностью.

Гидромеханическая трансмиссия в сочетании с мощным двигателем и широкопрофильными шинами обеспечивает повышенную проходимость и плавность хода. Возможная комплектация: бульдозерный отвал, вилы, щетка, грузовая стрела. Рабочая тормозная система барабанного типа, с отдельным пневматическим приводом по мостам. Стояночная и аварийная тормозные системы – тормозные механизмы переднего моста и пружинные энергоаккумуляторы, с пневматическим растормаживанием. Рулевое управление – шарнирно-сочлененная рама, с гидравлическим приводом и гидравлической обратной связью, аварийным насосом с приводом от ведущих колес.

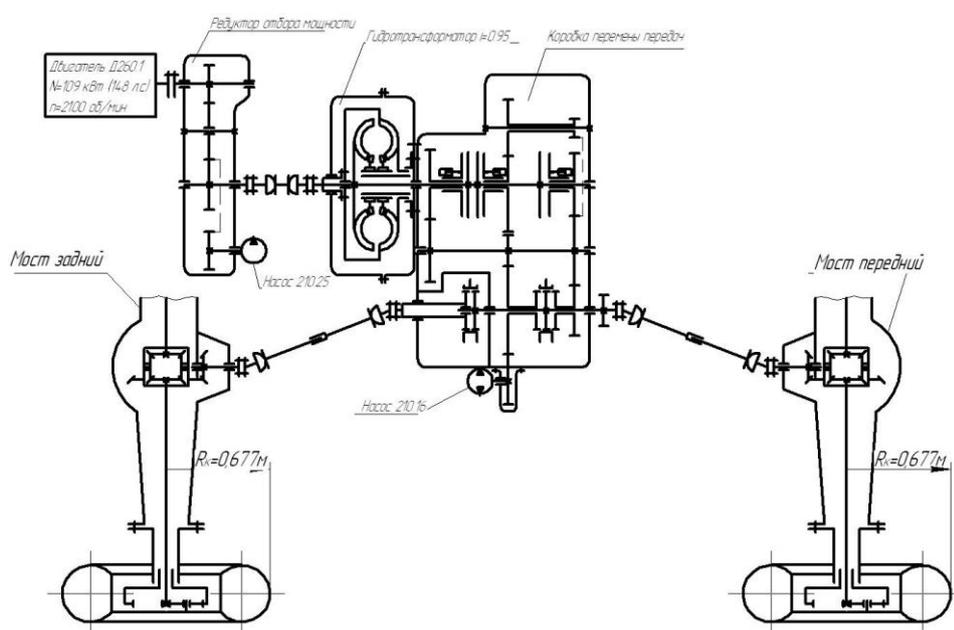
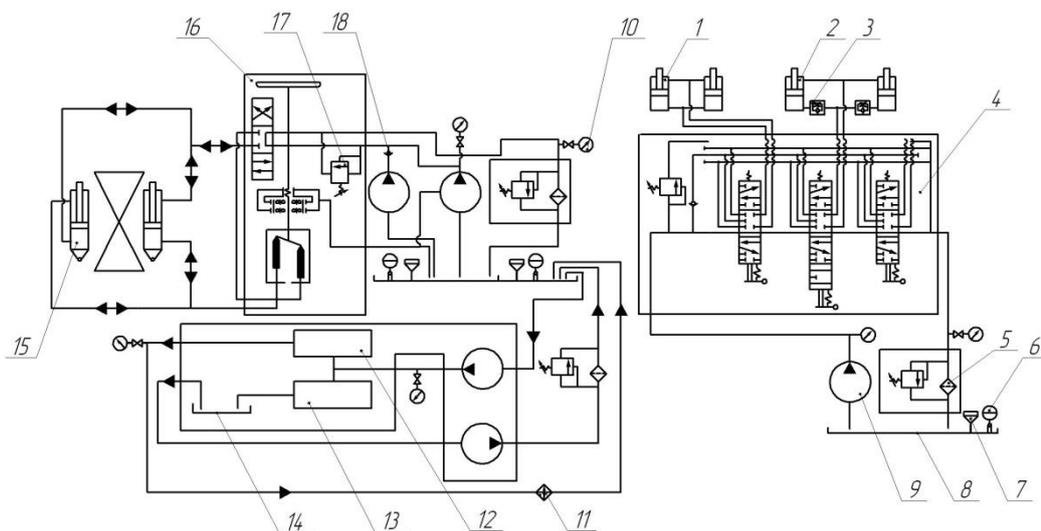


Рисунок 10 - Кинематическая схема фронтального погрузчика ТО-28



1, 2, 15 – гидроцилиндры; 3 – замедлительный клапан; 4 – гидрораспределитель; 5 – фильтр; 6 – сливной кран; 7 – заливная горловина; 8 – гидробак; 9 – насос; 10 – манометр; 11 – масляной радиатор; 12 – гидротрансформатор; 13 – коробка передач; 14 – картер; 16 – гидравлический рулевой механизм; 17 – предохранительный клапан; 18 – обратный клапан.

Рисунок 11 - Гидросистема погрузчика ТО-28

Техническая характеристика фронтального погрузчика ТО-28 приведена на таблице 2.

Таблица 2 - Техническая характеристика фронтального погрузчика ТО-28

Показатель	Значение
1	2
Грузоподъемность, кг	4000
Вырывное усилие, кг	11700
Статическая опрокидывающая нагрузка в сложенном положении ( $\pm 37^\circ$ ), кг	8000
Схема погрузочного оборудования	Z-образная
Номинальная вместимость основного ковша, м <sup>3</sup>	2,2
Ширина режущей кромки ковша, мм	2650

Высота разгрузки, мм	3070
Вылет кромки ковша, мм	1030
Радиус поворота, мм	5950
Масса эксплуатационная, кг	12200
Двигатель:	
модель	Д-260.1
мощность эксплуатационная, кВт (л.с.)	109 (148) при 2100 об/мин
трансмиссия	гидромеханическая
Скорость передвижения вперед, км/ч:	
1 передача	0...7,9
2 передача	0...14,4
3 передача	0...20,6
4 передача	0...36,2
Скорость передвижения назад, км/ч:	
1 передача	0...7,5
2 передача	0...23,0
Ведущие мосты:	
угол качания заднего моста, град.	±12
дифференциал	конический
шины передние и задние	20,5 / 25
Производительность насосов, л/мин:	
рулевого управления	74
рабочего оборудования	134 + 74
при включении рулевого управления	134
Давление настройки предохранительных клапанов, МПа:	
рабочего оборудования	20

рулевого управления	15
---------------------	----

Продолжение таблицы 2

Топливный бак, л	215
Система охлаждения, л	31
Гидробак, л	110
Габаритные размеры:	
длина, мм	7240
ширина, мм	2650
база, мм	3010
колея, мм	1930
высота (по крыше кабины), мм	3450

## 2.2 Расчет основных параметров фронтального погрузчика ТУ-28

Исходными данными для расчетов механизмов и узлов одноковшовых погрузчиков являются параметры специальных колесных шасси, а также гусеничных и колесных тракторов, и тягачей. Параметры одноковшовых погрузчиков рассчитывают с основным ковшом.

Номинальная грузоподъемная сила определяется на основе допускаемых нагрузок на ходовую часть базовой машины (рисунок 2.4):

$$Q_H = k \frac{(P - G_0)x_T - G_0b}{a + x_T}, \quad (2.1)$$

где  $k$  – коэффициент запаса устойчивости; для колесных погрузчиков  $k = 0,5$ ;

$P$  – допускаемая вертикальная нагрузка на передний мост колесного погрузчика при рабочей скорости 3...4 км/ч,  $P = 220$  кН;

$G_0$  – вес погрузочного оборудования;

$x_T$  – горизонтальная координата центра тяжести базового шасси;

$a$  и  $b$  – координаты центра тяжести соответственно оборудования и груза в ковше.

Конструктивный вес погрузочного оборудования определяют по весу базового шасси  $G_T$  соотношением:

$$G_0 = k_0 G_T, \quad (2.2)$$

где  $k_0$  – безразмерный коэффициент, для колесных погрузчиков  $k_0 = 0,35 \dots 0,45$ ;

$$G_0 = 0,4 \cdot 8700 = 3500 \text{ кг} = 35 \text{ кН.}$$

Размеры  $a$  и  $b$  уточняют по результатам предварительной проработки погрузочного оборудования и его привязки к базовому шасси. Для колесных погрузчиков расстояние  $a$  находят в пределах  $(0,6 \dots 0,95)A$ , где  $A = 2,74$  м – продольная база тягача. Отсюда  $a = (0,6 \dots 0,95) \cdot 2,74 = 1,64 \dots 2,6$  м, принимаем  $a = 1,7$  м. Остальные размеры по чертежу  $b = 0,6$  м;  $x_T = 1,5$  м.

$$Q_H = 0,5 \cdot \frac{(220 - 35) \cdot 1,5 - 35 \cdot 0,6}{1,7 + 1,5} = 40 \text{ кН.}$$

Схема сил для определения грузоподъемности одноковшового погрузчика проказана на рисунке 12.

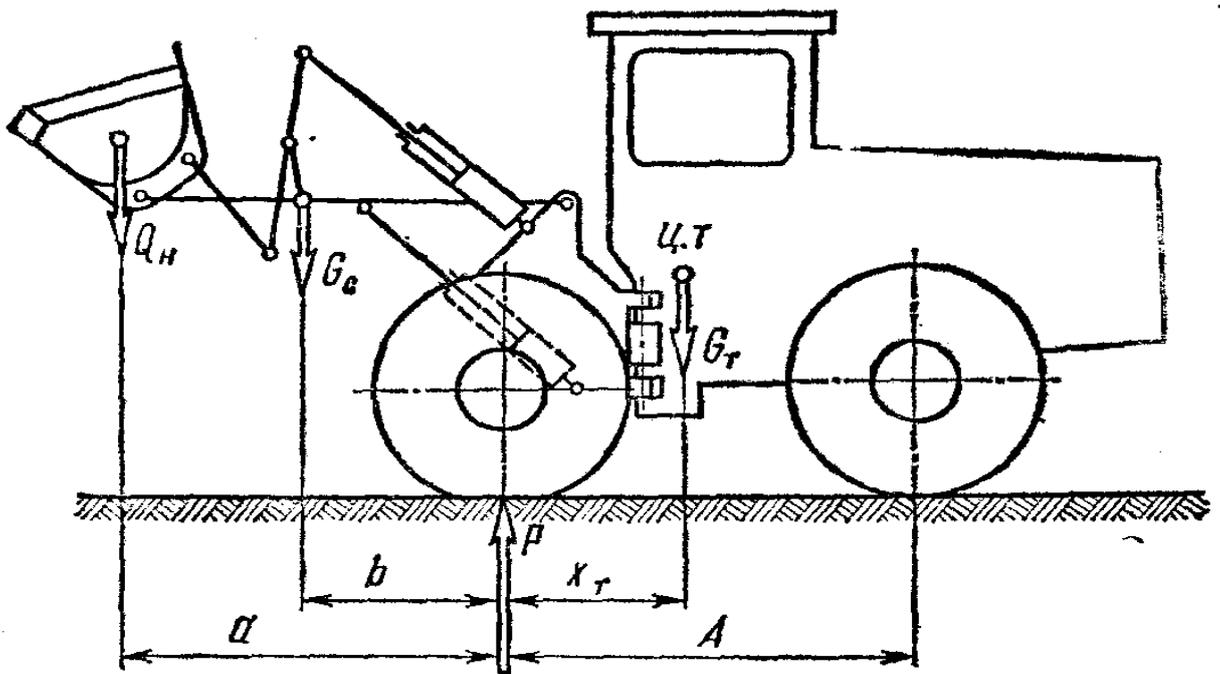


Рисунок 12 - Схема сил для определения грузоподъемности  
одноковшового погрузчика

Номинальный объем основного ковша определяют по грузоподъемности погрузочного оборудования

$$V_H = \frac{Q_H}{\rho_{cp} \varepsilon} \quad (2.3)$$

где  $\rho_{cp}$  – объемная масса материала,  $\rho_{cp} = 1,6 \text{ т/м}^3$ ;

$\varepsilon$  – расчетный коэффициент наполнения ковша,  $\varepsilon = 1,25$ .

$$V_H = \frac{4}{1,6 \cdot 1,25} = 2 \text{ м}^3.$$

Высоту разгрузки ковша выбирают в зависимости от типоразмера погрузчика, а также транспортных средств, для работы с которыми он предназначен. При этом необходимо учитывать, что наибольшее число рабочих циклов, которые обеспечивают полную загрузку транспортных средств, не должно быть больше пяти.

Высоту разгрузки рекомендуется определять соотношением:

$$H = h_T + \frac{1}{2} B_T, \quad (2.4)$$

где  $h_T$  – наибольшая высота бортов транспортных средств, с которыми может работать погрузчик,  $h_T = 2$  м;

$B_T$  – ширина кузова транспортного средства строительных одноковшовых погрузчиков,  $B_T = 2$  м.

$$H = 2 + \frac{1}{2} \cdot 2 = 3,1 \text{ м.}$$

Вылет ковша при наибольшей высоте подъема стрелы подсчитывают в зависимости от согласуемых транспортных средств по выражению

$$L = \frac{B_T}{2} + \Delta b, \quad (2.5)$$

где  $\Delta b$  – безопасное расстояние между погрузчиком и транспортным средством при разгрузке материала (не менее 150...200 мм).

$$L = \frac{2}{2} + 0,2 = 1,2 \text{ м.}$$

Заглубление рабочего органа при заднем угле наклона ковша к горизонту на  $5...7^\circ$  необходимо для погрузчиков при разработке материковых грунтов, отрывке траншей, котлованов и др. Глубину опускания выбирают в зависимости от типоразмера погрузчика в пределах 200...500 мм. Большие значения принимают для больших типоразмеров погрузчиков.

Углы запрокидывания и разгрузки ковша регламентированы ГОСТ 12568–67 для строительных погрузчиков грузоподъемностью 2...10 т. Для погрузчиков остальных типоразмеров рекомендуется выбирать углы запрокидывания в пределах  $40...48^\circ$ , угол разгрузки  $50^\circ$ .

Напорное усилие погрузчика определяют по тяговой характеристике базового шасси с учетом догрузки его массой, равной погрузочному оборудованию. При отсутствии этих данных напорное усилие на рабочей передаче определяют из условия работы погрузчика на горизонтальной площадке без учета сопротивления воздуха

$$T_H = \frac{3600 \cdot N_{D\max}}{v_T} \eta_{TP} - Gf, \quad (2.6)$$

где  $N_{D\max}$  – наибольшая эффективная мощность двигателя,  $N_{D\max} = 109$  кВт;

$v_T$  – теоретическая скорость движения базового шасси на рабочей передаче,  $v_T = 5$  км/ч;

$\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии; для механической трансмиссии  $\eta_{TP} = 0,86$ ; для гидромеханической  $\eta_{TP} \approx 0,67$ ;

$G$  – вес погрузчика,  $G = 12200$  Н;

$f$  – коэффициент сопротивления качению погрузчика, для колесных погрузчиков  $f \approx 0,03$ .

$$T_H = \frac{3600 \cdot 109}{5} 0,67 - 12200 \cdot 0,03 = 52200 \text{ Н} = 52,2 \text{ кН}.$$

Максимальное напорное усилие с учетом увеличения крутящего момента по внешней характеристике двигателя и увеличения буксования определяется соотношением

$$T_{\max} = \varepsilon T_H \frac{1}{1 - \delta_p}, \quad (2.7)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент перегрузки двигателя,  $\varepsilon = 1,1 \dots 1,15$ ;

$\delta_p$  – расчетное буксование движителей, для колесных погрузчиков принимают  $\delta_p = 0,2$ .

$$T_{\max} = 1,15 \cdot 52,2 \cdot \frac{1}{1-0,2} = 75,04 \text{ кН.}$$

Выглубляющее усилие  $N_B$ , развиваемое гидроцилиндрами поворота рабочего органа, должно превосходить грузоподъемную силу погрузчика для возможности наполнения ковша при тяжелых материалах и грунтах. Для погрузчиков, не имеющих опорных лыж, выглубляющее усилие определяют по устойчивости погрузчика в нижнем положении оборудования:

$$N_B = \frac{G_T x_T - G_0 b}{l}, \quad (2.8)$$

где  $x_T, b, l$  – плечи соответствующих сил (рисунок 2.5).

$$N_B = \frac{87 \cdot 1,5 - 35 \cdot 0,6}{2,4} = 45,6 \text{ кН.}$$

Подъемное усилие  $N$ , развиваемое гидроцилиндрами стрелы для каждого погрузчика, определяют по их устойчивости. Для предварительных расчетов рекомендуемое подъемное усилие ориентировочно может быть определено соотношением:

$$N_{II} = (1,8 \dots 2,3) Q_H \quad (2.9)$$

$$N_{II} = (1,8 \dots 2,3) \cdot 40 = 72 \dots 92 \text{ кН.}$$

Принимаем  $N_{II} = 80$  кН.

Схема сил для расчета выглубляющего и напорного усилия по устойчивости представлена на рисунке 13.

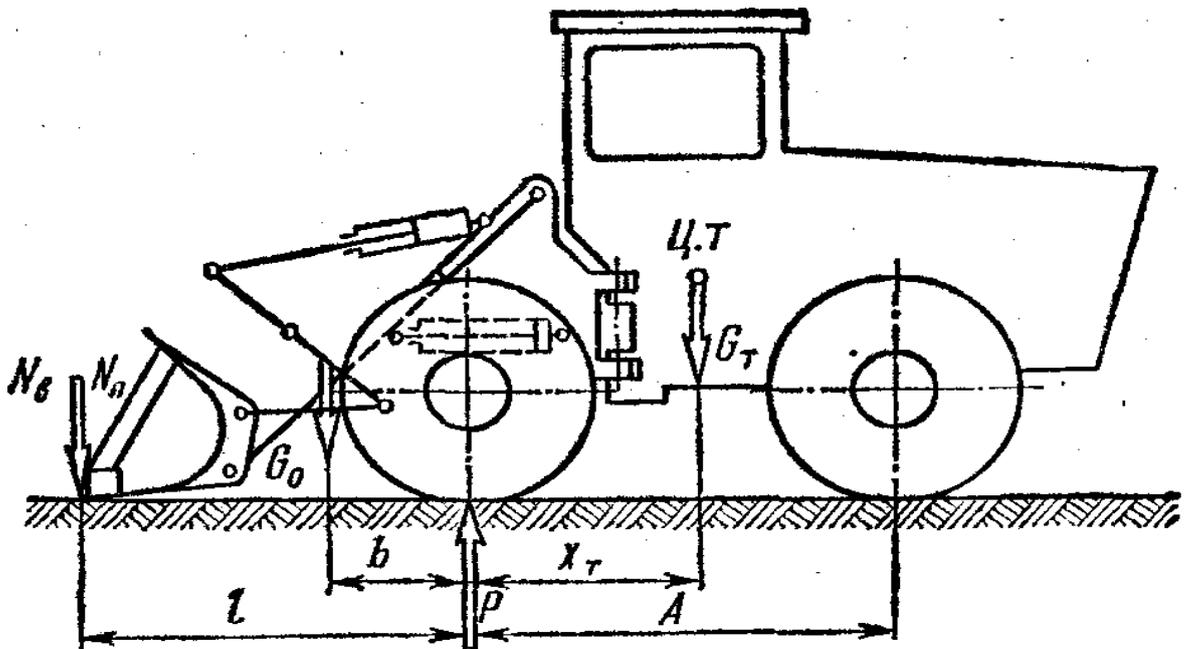


Рисунок 13 - Схема сил для расчета выглубляющего и напорного усилия по устойчивости

### 2.3 Определение параметров рабочего органа

Номинальный объем основного ковша определяют по грузоподъемности погрузчика. Внутреннюю ширину ковша принимают больше наружной ширины следа базового шасси или габаритной ширины его ходовой части:

$$B_0 = B_1 + l + \Delta b, \quad (2.10)$$

где  $B_1$  – колея ходовой части шасси,  $B_1 = 1,93$  м;

$l$  – ширина шины,  $l = 0,45$  м;

$\Delta b$  – свободный размер,  $\Delta b \approx 0,05 \dots 0,1$  м.

$$B_0 = 1,93 + 0,45 + 0,07 = 2,45 \text{ м.}$$

Расстояние между осью шарнира ковша на стреле и режущей кромкой (рисунок 2.6), называемое радиусом поворота.

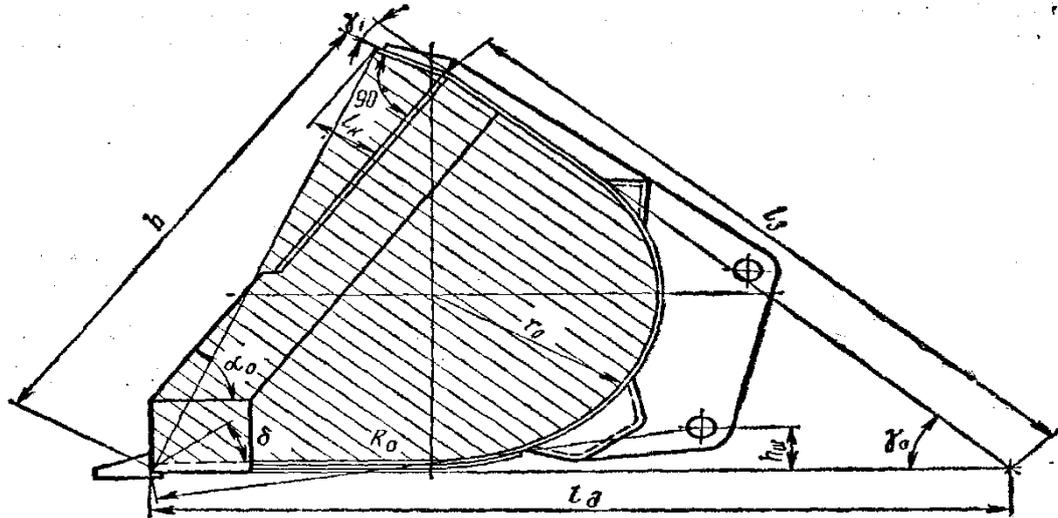


Рисунок 14 - Размеры профиля основного ковша

$$R_0 = \sqrt{\frac{V_H}{B_0 \left\{ 0,5 \lambda_D (\lambda_3 + \lambda_K \cos \lambda_1) \sin \gamma_0 - \lambda_r^2 \left[ \operatorname{ctg} \frac{\gamma_0}{2} - 0,5 \pi \left( 1 - \frac{\gamma_0}{180} \right) \right] \right\}}}, \quad (2.11)$$

где  $V_H$  — номинальный объем ковша,  $V_H = 2 \text{ м}^3$ ;

$\lambda_D$  — относительная длина днища ковша,  $\lambda_D = 1,4 \dots 1,5$ ;

$\lambda_3$  — относительная расчетная длина задней стенки,  $\lambda_3 = 1,1 \dots 1,2$ ;

$\lambda_K$  — относительная высота козырька,  $\lambda_K = 0,12 \dots 0,14$ ;

$\lambda_r$  — относительный радиус сопряжения днища с задней стенкой,  $\lambda_r = 0,35 \dots 0,4$ ;

$\gamma_1$  — угол между плоскостью козырька и продолжением плоскости задней стенки,  $\gamma_1 = 10^\circ$ ;

$\gamma_0$  — угол между задней стенкой и днищем ковша,  $\gamma_0 = 45^\circ$ .

Оптимальные предельные значения безразмерных относительных величин  $\lambda$  приняты по результатам экспериментально-теоретических исследований разработки основным ковшом сыпучих материалов с углом естественного откоса  $\rho_1 \approx 45^\circ$ .

$$R_0 = \sqrt{\frac{2}{2,45 \cdot \left\{ 0,5 \cdot 1,45 \cdot (1,15 + 0,13 \cdot \cos 10) \sin 45 - 0,4^2 \left[ \operatorname{ctg} \frac{45}{2} - 0,5 \cdot 3,14 \cdot \left( 1 - \frac{45}{180} \right) \right] \right\}}} =$$

$$= 1,34 \text{ м.}$$

По расчетному радиусу поворота и оптимальным значениям относительных характеристик определяют основные размеры ковша:

длину днища (в м) – расстояние от передней кромки ковша до точки пересечения с направлением задней стенки:

$$l_D = \lambda_D R_0, \quad (2.12)$$

$$l_D = 1,45 \cdot 1,34 = 1,94 \text{ м;}$$

длину задней стенки – расстояние от верхнего края задней стенки (основание козырька) до точки пересечения с линией днища ковша:

$$l_3 = \lambda_3 R_0, \quad (2.13)$$

$$l_3 = 1,15 \cdot 1,34 = 1,54 \text{ м;}$$

высоту козырька:

$$l_K = \lambda_K R_0, \quad (2.14)$$

$$l_K = 0,13 \cdot 1,34 = 0,17 \text{ м;}$$

радиус сопряжения:

$$r_0 = \lambda_r R_0, \quad (2.15)$$

$$r_0 = 0,4 \cdot 1,34 = 0,54 \text{ м};$$

высоту шарнира крепления к стреле:

$$h_{III} = (0,06 \div 0,12) \cdot R_0, \quad (2.16)$$

$$h_{III} = 0,09 \cdot 1,34 = 0,12 \text{ м};$$

ширину зева ковша

$$b = l_3 \operatorname{tg} \gamma_0, \quad (2.17)$$

$$b = 1,54 \cdot \operatorname{tg} 45 = 1,54 \text{ м}.$$

Угловые размеры ковша рекомендуют выбирать в следующих пределах:

угол раствора между днищем и задней стенкой  $\gamma_0 = 45 \dots 52^\circ$ ;

угол наклона боковых стенок относительно днища  $\alpha = 50 \dots 60^\circ$ ;

угол заострения режущих кромок  $\delta_0 = 25 \dots 40^\circ$ ;

угол между задней стенкой и козырьком  $\gamma_0 = 5 \dots 10^\circ$ .

Из практики конструирования установлено, что толщина основного листа ковша (в мм)

$$t_H = (1,5 \dots 3,5) Q_H, \quad (2.18)$$

$$t_H = (1,5 \dots 3,5) \cdot 4 = 6 \dots 4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $t_H = 10 \text{ мм.}$

## 2.4 Расчет гидроцилиндров рабочего оборудования

Гидравлическая система привода рабочего оборудования одноковшовых погрузчиков состоит из гидронасосов (одного или более), гидрораспределителя, исполнительных гидроцилиндров, бака для рабочей жидкости с фильтром, дросселей, магистралей, гидроамортизатора (для гусеничных погрузчиков с жесткой ходовой частью), системы автоматического управления гидроцилиндрами, контрольного манометра и термометра (см. рисунок 2.3).

Исходными данными для расчета параметров гидропривода погрузочного оборудования кроме принятой схемы гидравлической системы являются усилия на штоках и скорость движения поршней исполнительных гидроцилиндров, давление предохранительного клапана.

Усилия на штоках гидроцилиндров определяют в условиях установившихся режимов работы гидропривода по наибольшему выглубляющему  $N_B$  и подъемному  $N_{II}$  усилиям, приложенным на режущей кромке ковша в положении внедрения с учётом массы рабочего органа и оборудования в целом. Тогда усилия на штоке гидроцилиндра механизма поворота ковша определяют в соответствии с кинематикой погрузочного оборудования по формуле (рисунок 2.7)

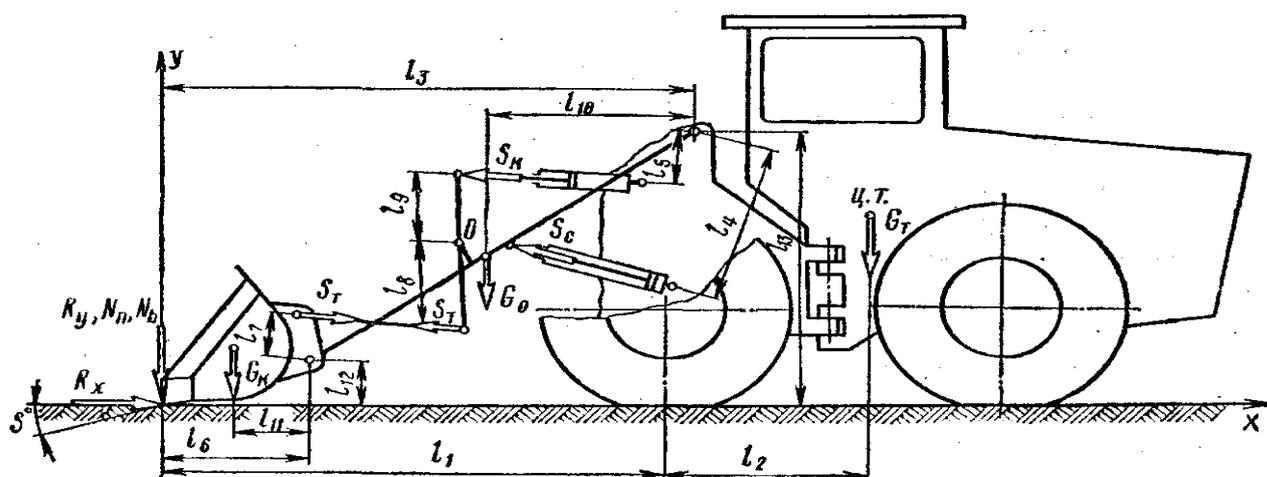


Рисунок 15 - Силовая схема для определения усилий в гидроцилиндрах

рабочего оборудования

$$S_K = k \frac{N_B i_{II} + G_K i_K}{z_K}, \quad (2.19)$$

где  $k$  – коэффициент запаса, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы, гидроцилиндрах, потери давления в гидросистеме,  $k = 1,25$ ;

$N_B$  – выглубляющее усилие,  $N_B = 45,6$  кН;

$G_K$  – вес ковша,  $G_K = 5$  кН;

$z_K$  – число гидроцилиндров механизмов поворота ковша,  $z_K = 1$ ;

$i_{II}$  – мгновенное передаточное отношение механизма погрузочного оборудования при усилии  $N_B$ ;

$i_K$  – то же, при весе ковша  $G_K$ .

Мгновенные передаточные отношения механизма находят для положения внедрения ковша по формулам:

$$i_{II} = \frac{l_6 l_8}{l_7 l_9}, \quad i_K = \frac{l_{11} l_8}{l_7 l_9}, \quad (2.20)$$

где  $l_6, \dots, l_{11}$  – плечи силовых элементов механизма.

$$i_{II} = \frac{1,23 \cdot 0,88}{0,65 \cdot 0,69} = 2,41, \quad i_K = \frac{0,63 \cdot 0,88}{0,65 \cdot 0,69} = 1,236.$$

$$S_K = 1,25 \cdot \frac{45,6 \cdot 2,41 + 5 \cdot 1,236}{1} = 145,1 \text{ кН.}$$

Усилия на штоке гидроцилиндра механизма подъема стрелы вычисляют по подъемному усилию с учетом кинематической схемы рычажной системы и привода. В расчетах обязательно учитывают действие на стрелу механизма управления ковша.

Для кинематики, изображенной на рисунке 2.7, усилие в одном гидроцилиндре механизма подъема стрелы

$$S_C = k \frac{N_{II} l_3 + G_0 l_{10} - S'_K l_5 z_K}{z_C l_4}, \quad (2.21)$$

где  $k$  – коэффициент запаса, учитывающий потери в механизме оборудования, гидроцилиндрах и других механизмах,  $k = 1,25$ ;

$N_{II}$  – подъемное усилие,  $N_{II} = 80$  кН;

$G_0$  – вес подвижной части погрузочного оборудования,  $G_0 = 30$  кН;

$S'_K$  – усилие гидроцилиндра механизма поворота ковша без учета коэффициента запаса,  $S'_K = 116,08$  кН

$z_K$  – число гидроцилиндров механизмов поворота ковша,  $z_K = 1$ ;

$z_C$  – число гидроцилиндров механизма подъема стрелы,  $z_C = 2$ ;

$l_3, l_4, l_5, l_{10}$  – плечи соответствующих сил.

$$S_C = 1,25 \frac{80 \cdot 3,44 + 30 \cdot 1 - 116,08 \cdot 0,1 \cdot 1}{2 \cdot 1,07} = 171,5 \text{ кН.}$$

Проведем расчет гидравлических цилиндров поворота ковша и подъема стрелы. Давление в гидравлической системе  $p = 20$  МПа. Определим ориентировочный диаметр поршня из формулы:

$$d_{II} = \sqrt{\frac{S}{0,6p}}. \quad (2.22)$$

Для гидроцилиндра поворота ковша

$$d_{ПК} = \sqrt{\frac{145,1 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 20}} = 110 \text{ мм.}$$

Для гидроцилиндра подъема стрелы

$$d_{ПС} = \sqrt{\frac{171,5 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 20}} = 120 \text{ мм.}$$

Диаметры поршней гидроцилиндров поворота ковша и подъема стрелы соответственно принимаем  $d_{ПК}=120$  мм,  $d_{ПС}=130$  мм.

Диаметры штоков гидроцилиндров поворота ковша и подъема стрелы соответственно принимаем  $d_{ШК}=70$  мм,  $d_{ШС}=75$  мм. Определяем максимальное усилие, развиваемое цилиндром:

$$F_{\max} = p(A_{П} - A_{Ш}), \quad (2.23)$$

где,  $A_{П}$  и  $A_{Ш}$  – площади поршня и штока.

$$A_{ПК} = \frac{\pi d_{ПК}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 11304 \text{ мм}^2,$$

$$A_{ШК} = \frac{\pi d_{ШК}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 70^2}{4} = 3847 \text{ мм}^2,$$

$$F_{\max .К} = 20 \cdot (11304 - 3847) = 149140 \text{ Н} = 149,14 \text{ кН.}$$

$$A_{ПС} = \frac{\pi d_{ПС}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 130^2}{4} = 13267 \text{ мм}^2,$$

$$A_{ШС} = \frac{\pi d_{ШС}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 75^2}{4} = 4416 \text{ мм}^2,$$

$$F_{\max.C} = 20 \cdot (13267 - 4416) = 177020 \text{ Н} = 177,02 \text{ кН.}$$

Усилия  $F_{\max}$  примерно соответствует значению усилий на штоках гидроцилиндров  $S_K$  и  $S_C$ .

Проведем расчет штока гидроцилиндров на прочность. Длина штока гидроцилиндра поворота ковша  $l_{шк} = 1100$  мм на 16 раз больше диаметра штока, подъема стрелы  $l_{шс} = 800$  мм на 11 раз больше. Штоки, длина которых больше 10 диаметров («длинные» штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера.

Для проверки прочности используем практическую формулу расчета на продольный изгиб:

$$\sigma = \frac{S}{A_{ш}} \leq \varphi \sigma_{adm}, \quad (2.24)$$

где  $\varphi$  – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения на сжатие  $\sigma_{adm}$ , для материала штока  $\sigma_{adm} = 200$  МПа.

Для выбора коэффициента  $\varphi$  определим гибкость штока по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l_{ш}}{i_{\min}}, \quad (2.25)$$

где  $\mu$  – коэффициент приведения длины, для данного способа закрепления штока  $\mu = 0,7$ ;

$i_{\min}$  – минимальный радиус инерции сечения штока.

$$i_{\min K} = 0,25d_{шк} = 0,25 \cdot 70 = 17,5 \text{ мм,}$$

$$i_{\min C} = 0,25d_{шс} = 0,25 \cdot 75 = 18,75 \text{ мм,}$$

$$\lambda_K = \frac{0,7 \cdot 1100}{17,5} = 44,$$

$$\lambda_c = \frac{0,7 \cdot 800}{18,75} = 30.$$

При этом  $\varphi_K = 0,9$  и  $\varphi_C = 0,95$ .

Для штока гидроцилиндра поворота ковша:

$$\sigma = \frac{145,1 \cdot 10^3}{3847} = 37,7 \text{ МПа} \leq 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ МПа}.$$

Для штока гидроцилиндра подъема стрелы:

$$\sigma = \frac{171,5 \cdot 10^3}{4416} = 38,8 \text{ МПа} \leq 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности на штоках гидроцилиндров соблюдается.

## 2.5 Усовершенствование подвески заднего моста

Один из основных критериев конкурентоспособности погрузчиков – себестоимость единицы продукции, получаемой при использовании машины. Снизить себестоимость продукции можно путем уменьшения стоимости машино-часа работы и повышения производительности машины. При работе погрузчиков наиболее весомой статьёй затрат является расход топлива, составляющий для различных моделей погрузчиков от 31 до 40,5% стоимости машино-часа. Поэтому уменьшение потребления топлива, является важной задачей повышения эффективности работы погрузчиков. Для машин с шарнирно сочлененной рамой эту задачу можно частично решить путем установки энергосберегающей системы, с помощью которой будет накапливаться энергия колебания моста.

В погрузчике ТО-28 для исключения возникновения крутильных нагрузок задний мост *11* (рисунок 2.8) крепится к раме *12* посредством балансира и продольного шарнира, что обеспечивает постоянный контакт колес с опорной поверхностью при наезде на препятствие. В усовершенствованной конструкции заднего моста, в зону крепления моста с рамой дополнительно устанавливаются два гидроцилиндра *1*. Это позволяет энергию, возникающую при поперечном колебании погрузчика относительно моста, использовать для закачки рабочей жидкости (РЖ) в гидроаккумулятор, а затем использовать ее для «подкрутки» двигателя внутреннего сгорания в целях экономии топлива.

Энергосберегающая гидросистема работает следующим образом. При движении погрузчика и наезде колеса на препятствие происходит перемещение заднего моста *11* относительно рамы, что вызывает втягивание или выталкивание штоков гидроцилиндров, полости которых через обратные клапаны *2* соединены с гидробаком *3*, а через обратные клапаны *5* с блоком гидроаккумуляторов *6*. Таким образом, при поперечных колебаниях моста эти гидроцилиндры и обратные клапаны представляют собой качающиеся узел.

Накопленная в гидроаккумуляторах под давлением рабочая жидкость передается поочередно через логический элемент ИЛИ *7* на блок фильтрации *8*, который состоит из последовательно соединенных фильтров грубой и тонкой очистки. Очищенная РЖ поступает на редукционный клапан *9*, выход которого соединен с гидромотором. Распределитель *10* обеспечивает два рабочих положения золотника. При действии рабочего оборудования в транспортном режиме напитывается насос рабочего оборудования, который работает в режиме гидромотора и осуществляет «подкрутку» двигателя, т.е. снижает загрузку двигателя, что приводит к уменьшению расхода топлива и тем самым к снижению стоимости машино-часа работы погрузчика.

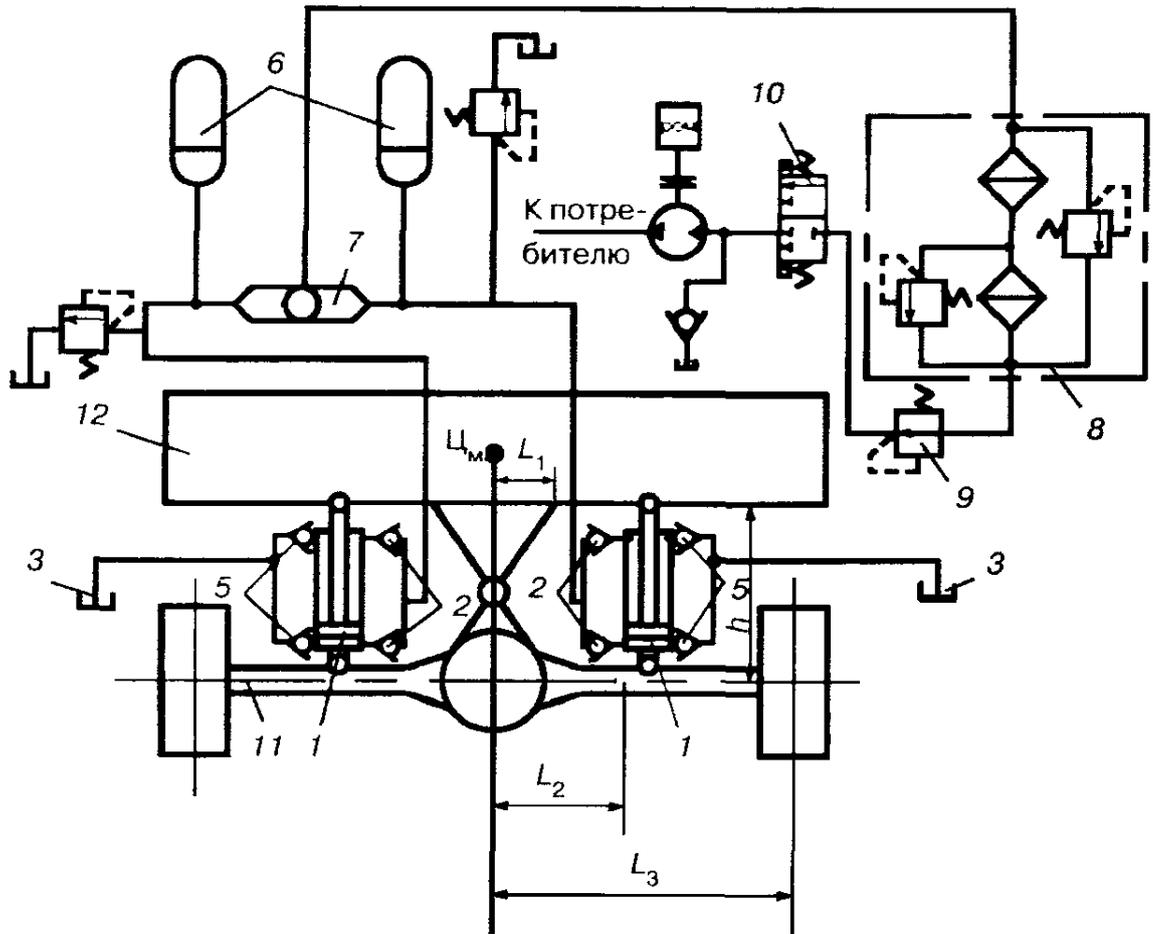


Рисунок 16 - Схема усовершенствованной конструкции заднего моста погрузчика и системы энергосбережения

Эффект, получаемый от установки системы энергосбережения, определяем следующим образом. Суммарный ход штоков гидроцилиндров энергосберегающей системы при поперечном перемещении заднего моста относительно задней полурамы погрузчика определяется по формуле

$$\sum L_{iy} = \frac{L_1 \sum q}{L_2}, \quad (2.26)$$

где  $L_1$  – расстояние от точек крепления гидроцилиндра до оси шарнира крепления моста к задней полураме погрузчика,  $L_1 = 0,51$  м;

$\sum q$  – суммарная высота неровностей за время расчетного цикла,  
 $\sum q = 60$  м;

$L_2$  – расстояние от центра колеса до оси колебания моста относительно задней полурамы погрузчика,  $L_2 = 0,97$  м;

$$\sum L_y = \frac{0,51 \cdot 60}{0,97} = 31,5 \text{ м.}$$

Количество рабочей жидкости, вытесняемое гидроцилиндрами,

$$Q = \sum L_y \left( \frac{\pi d^2}{4t} \right), \quad (2.27)$$

где  $d$  – диаметр гидроцилиндров,  $d = 0,07$  м;

$t$  – время цикла погрузчика,  $t = 60$  с.

$$Q = 31,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4 \cdot 60} = 2,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2,02 \text{ л/с.}$$

Среднее давление зарядки для пружинного гидроаккумулятора

$$p = \frac{c}{V}, \quad (2.28)$$

где  $c$  – жесткость пружины пружинного гидроаккумулятора,  $c = 20000$  Н/м;

$V$  – количество рабочей жидкости в гидроаккумуляторе,  $V = 0,005$  м<sup>3</sup>.

$$p = \frac{20000}{0,005 \cdot 10^6} = 4 \text{ МПа.}$$

Экономия мощности, получаемая от применения системы энергосбережения:

$$N = pQ, \quad (2.29)$$

$$N = 4 \cdot 10^3 \cdot 2,02 \cdot 10^{-3} = 8,08 \text{ кВт.}$$

Таким образом, при движении погрузчика со скоростью 5 м/с по случайно заданному микропрофилю и при диаметре гидроцилиндров 70 мм происходит зарядка каждого из гидроаккумуляторов (расчет велся для пружинных гидроаккумуляторов,  $c = 20000 \text{ Н/м}$ ) со средней подачей 2,02 л/с. При рабочем объеме гидроаккумуляторов 5 л их полная зарядка происходит за 2,5 с, а экономия мощности для различных дорожных условий может достигать 8,08 кВт, что приводит к снижению расхода топлива до 10%.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выполненной дипломной работе, посвященной модернизации фронтального погрузчика с целью снижения расхода топлива, на основании выполненного анализа конструкций машин, патентно-литературного обзора, расчетов основных параметров погрузчика, можно сделать следующие выводы:

1) При работе погрузчиков наиболее весомой статьей затрат является расход топлива, составляющий для различных моделей погрузчиков от 31 до 40,5% стоимости машино-часа.

2) На основе литературного обзора установлено, что для машин с шарнирно сочлененной рамой задачу экономии топлива можно частично решить путем усовершенствования конструкции подвески заднего моста и установкой энергосберегающей системы, с помощью которой будет накапливаться энергия колебания моста.

3) Благодаря простоте и надёжности разработанного технического решения уравнивания сил тяжести рабочего оборудования достигается частичная экономия топлива в каждом цикле работы погрузчика. В транспортном режиме нагнетается насос рабочего оборудования, который работает в режиме гидромотора и осуществляет «подкрутку» двигателя, т.е. снижает загрузку двигателя, что приводит к уменьшению расхода топлива и тем самым к снижению стоимости машино-часа работы погрузчика.

4) С помощью энергосберегающей системы при движении погрузчика со скоростью 5 м/с по неровной поверхности рабочей площадки для различных дорожных условий можно достичь экономию мощности до 8,1 кВт, что приводит к снижению расхода топлива до 10%.

5) Основные параметры определённые расчётным путём, позволили разработать чертёж общего вида устройства и рабочие чертежи его деталей.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Дорожно-строительные машины и оборудование. – М: Наука, 1986. – 186 с.
- 2 Казаринов В.М., Фохт Л.Г. Одноковшовые погрузчики в строительстве. – М.: Стройиздат, 1975. – 239 с.
- 3 Базанов А.Ф., Забегалов Г.В. Самоходные погрузчики. – М.: Машиностроение, 1979. – 271 с.
- 4 Добронравов С.С. Строительные машины и оборудование. Справочник. – М.: Высшая школа, 1991. – 456 с.
- 5 Шестопалов К.К. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. – М.: Мастерство, 2002. – 320 с.
- 6 Справочник конструктора дорожных машин. / Под ред. И.П. Бородочева. – М.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
- 7 Абрамов Н.Н. Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам. – М.: Высшая школа, 1972. – 120 с.
- 8 Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин: Справ. пособие. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
- 9 Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев, Наукова думка, 1988. – 736 с.
- 10 Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод / Под ред. С.П. Стесина. – М.: Академия, 2007. – 336 с.

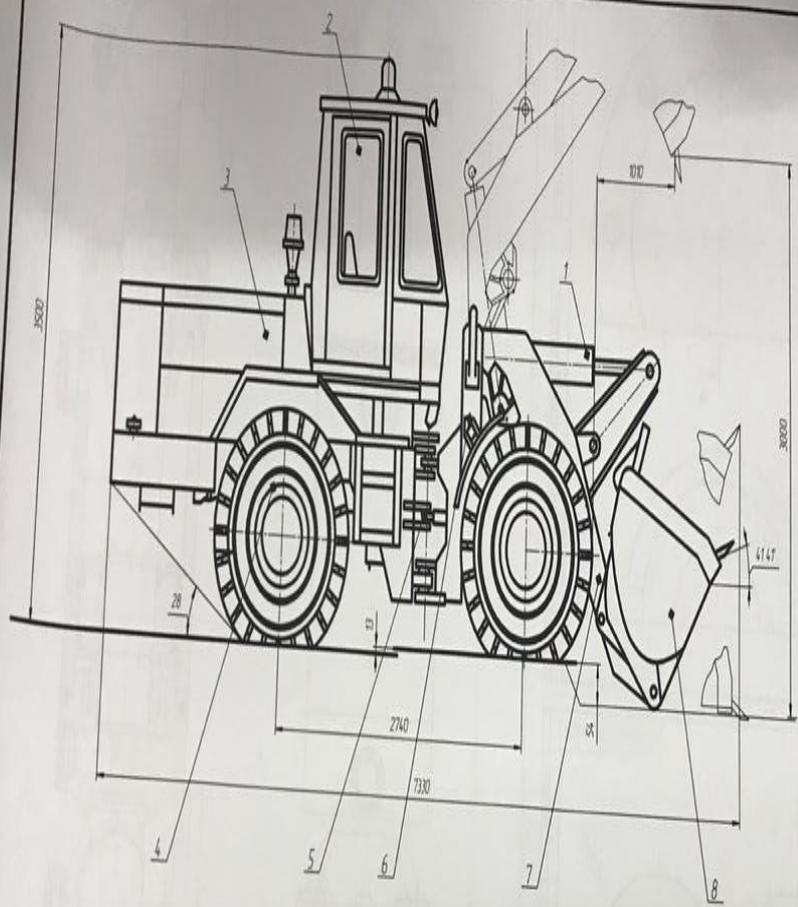






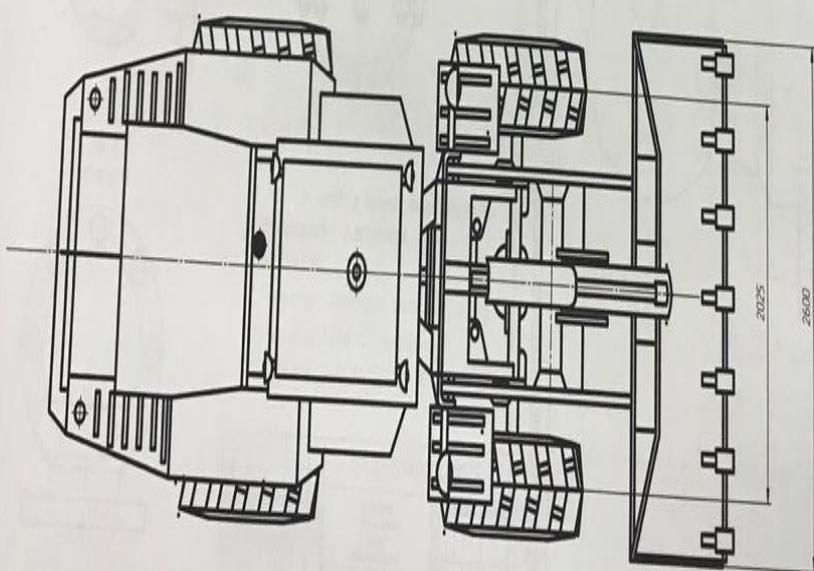
		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Перв. примен.						Документация			
					ДР.ПТМ.15.99.04.04	Сборочный чертеж	1		
						Детали			
Слов. №				1	ДР.ПТМ.15.99.04.04.001	Корпус гидроцилиндра	1		
				2	ДР.ПТМ.15.99.04.04.002	Крышка шаровой опоры	2		
				3	ДР.ПТМ.15.99.04.04.003	Шаровая опора	2		
				4	ДР.ПТМ.15.99.04.04.004	Нижний подпятник шаровой опоры	1		
				5	ДР.ПТМ.15.99.04.04.005	Верхний подпятник шаровой опоры	1		
Подп. и дата									
Взам. инв. №									
Инв. № дубл.									
Подп. и дата									
					ДР.ПТМ.15.99.04.04				
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Гидроцилиндр подвески заднего моста	Лит.	Лист	Листов
	Разраб.	Курманова А.		17.05			а		1
	Проб.	Кульгильдинов Б.М.		17.05					
	Н.контр.	Казбагаров Р.А.		20.05			КазНИТУ им.К.Сампаева Кафедра ТТ		
	Утв.	Машеков С.А.		21.05					
						Сборочный чертеж			
						Копировал	Формат А4		

09.0000066.01.01.01



Техническая характеристика

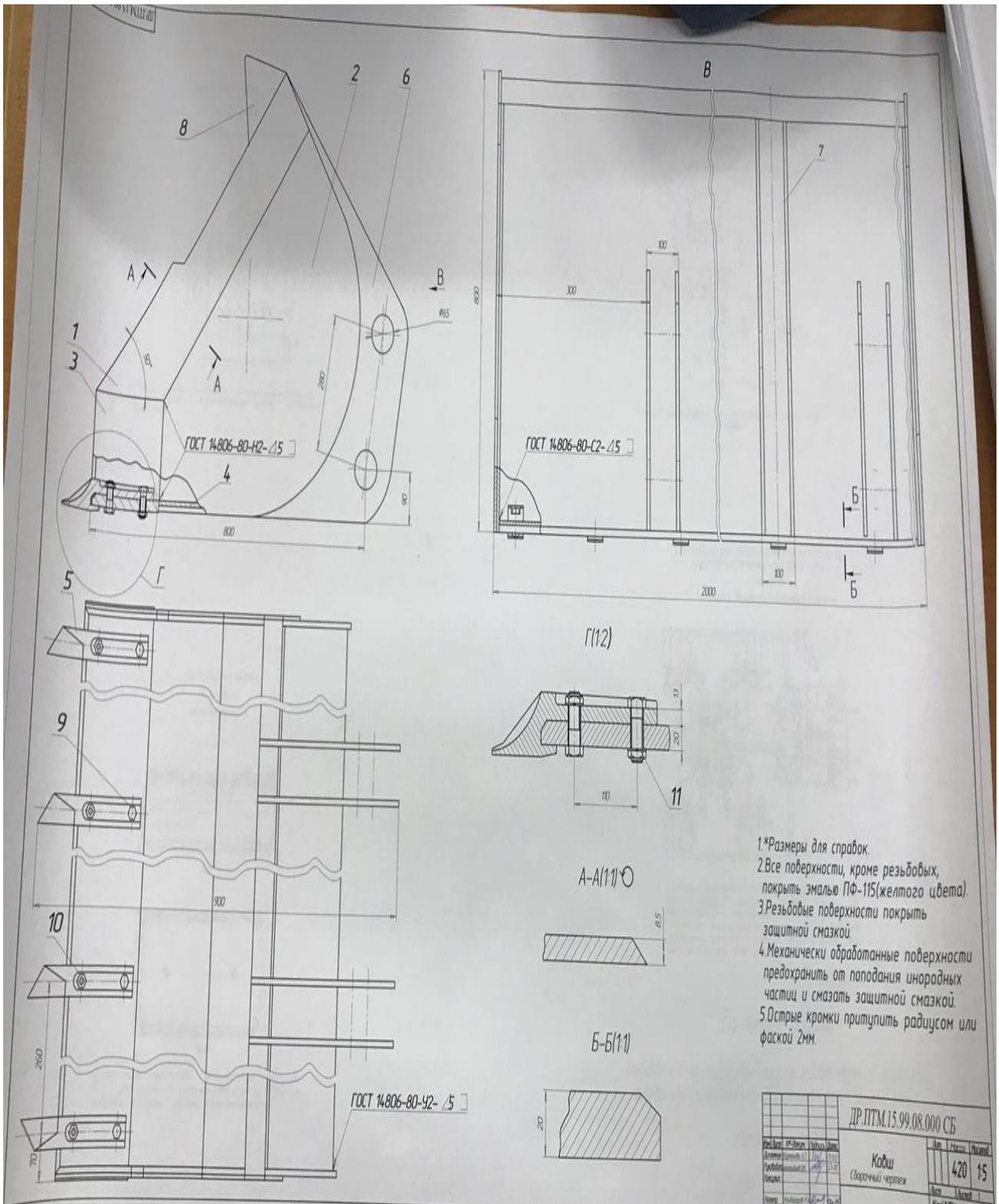
Грузоподъемность, кг	40
Номинальный объем ковша, куб. м не менее	2
Высота разгрузки, не менее	3000
Вылет кромки ковша при наибольшей высоте разгрузки, мм, не менее	1000
Ширина разгрузки кромки ковша, мм	2600
Угол разгрузки ковша при наибольшем повороте, не менее	50
Наибольший угол захоронения ковша, не менее	40
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	99 (135)
Скорости, км/ч при n=1700 об/мин и n=95% работы	6,2
пространство	57,85
Радиус поворота по наружной колесе в пространстве поворота, не более	6,1
Тип трансмиссии	автомат
Масса, кг, не более	
Конструктивная	12350
Эксплуатационная	12500
Обслуживающий персонал, чел	1



ДР.ЛТМ.15.99.00.000.00		15
Позволяет обслуживать фронтальный ТО-28	Общий вид	15
Машинный отдел	Коробка ТТ	





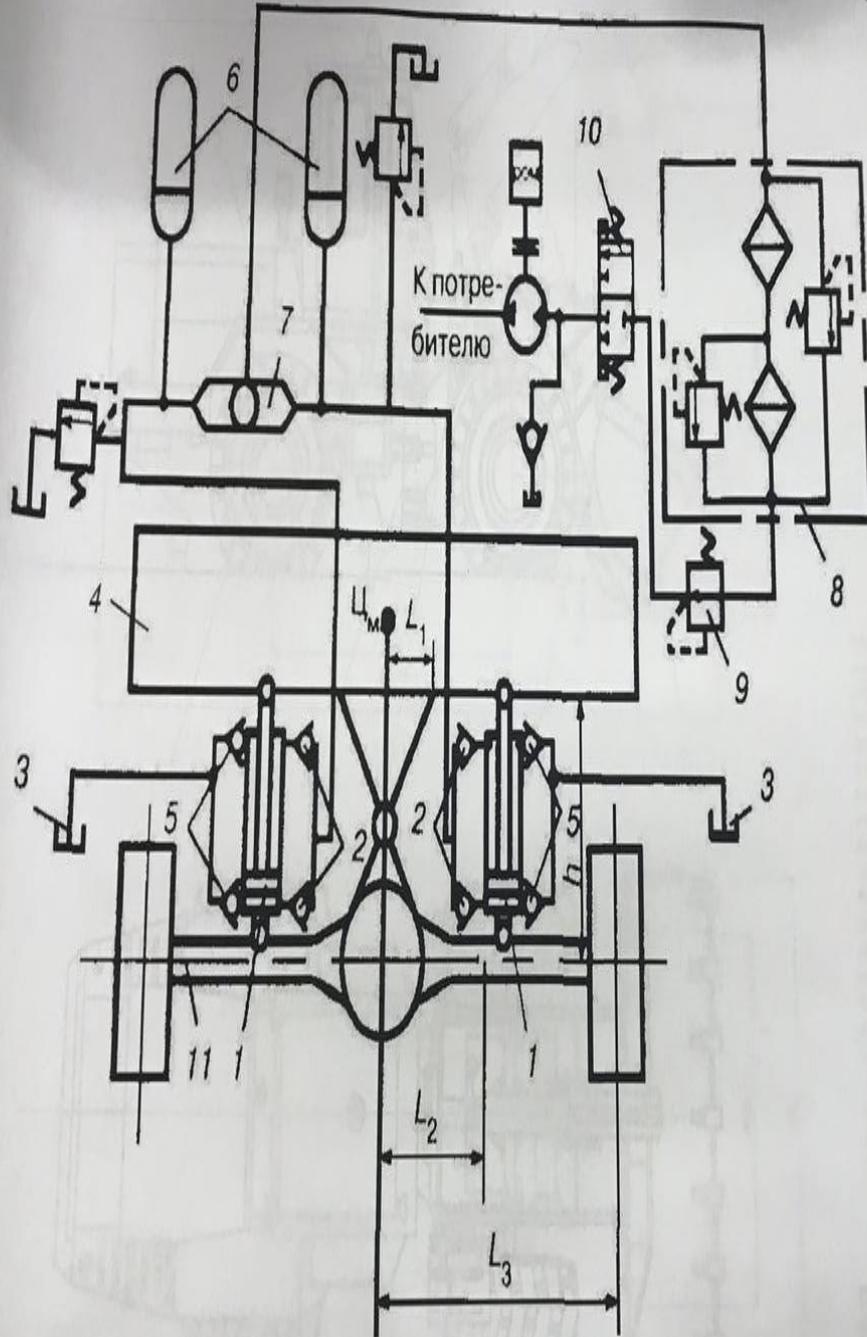


- 1.\*Размеры для справок.
- 2. Все поверхности, кроме резьбовых, покрыть эмалью ПФ-115 (желтого цвета).
- 3. Резьбовые поверхности покрыть защитной смазкой.
- 4. Механически обработанные поверхности предохранить от попадания инородных частиц и смазать защитной смазкой.
- 5. Острые кромки притупить радиусом или фаской 2мм.

ДР.ПТМ.15.99.08.000 СБ		Лист	420	15
Качин		Вид	Чертёж	
Сборочный чертёж		Контр. №17	инж.Самсонов	
		Корпуса 17		

ДРПТМ.15.99.00 ГС

# Усовершенствование подвески заднего моста



- 1 - Гидроцилиндры;
- 2 - Обратные клапаны;
- 3 - Гидробак;
- 4 - Рама;
- 5 - Обратные клапаны;
- 6 - Блок гидро-аккумуляторов;
- 7 - Логический элемент ИЛИ;
- 8 - Блок фильтрации;
- 9 - Редукционный клапан;
- 10 - Распределитель;
- 11 - Задний мост

ДРПТМ.15.99.00 ГС			
Исполн.	Провер.	Дата	Лист
Утверд.	Коррекц.	Дата	Лист
Тема	Усовершенствование подвески заднего моста		
Гидравлическая схема	Гидравлическая схема		
Масштаб	1:1		
Код документа	Код документа		
Код проекта	Код проекта		
Код изделия	Код изделия		
Код детали	Код детали		

РЕЦЕНЗИЯ

на дипломную работу  
(наименование вида работы)

Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы  
(Ф.И.О. обучающегося)

5B071300- Транспорт, транспортная техника и технологии  
(шифр и наименование специальности)

На тему: Разработка энергосберегающей системы ходовой части  
одноковшового фронтального погрузчика ГО-28 с целью снижения расхода  
Топлива

Выполнено:

- а) графическая часть на 6 листах  
б) пояснительная записка на 55 страницах

ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

По рецензируемой работе имеются следующие замечания:

1. Не все таблицы имеют нумерацию и заголовки.  
2. Графическая часть должны быть оформлены по ГОСТу.

Оценка работы

Несмотря на замечание, полагаю, что дипломная работа заслуживает  
оценки «отлично» (90 баллов), а ее автор, Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы,  
заслуживает присвоения квалификации бакалавра по специальности  
5B071300- «Транспорт, транспортная техника и технологии»

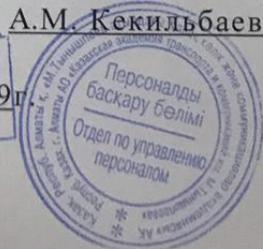
Рецензент

К.т.н., доцент  
(должность, уч. степень, звание)

А.М. Кекильбаев  
(подпись) Ф.И.О.

А.М. Кекильбаев

ПОДПИСЬ ЗАВЕРЯЮ  
Начальник  
17 мая 2019 г.



**Отзыв научного руководителя**

*Дипломная работа*  
(вид работы)

*Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы*  
(ф.и.о. студента)

*5B071300- Транспорт, транспортная техника и технологии*  
(шифр и наименование специальности)

**Тема:** *Разработка энергосберегающей системы ходовой части одноковшового фронтального погрузчика ТО-28 с целью снижения расхода топлива*

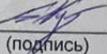
*Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы, в процессе выполнения дипломной работы в полной мере использовал знания, полученные в университете. Работа выполнена в соответствии с заданием кафедры.*

*В работе необходимые расчеты были выполнены в полном объеме, все чертежи выполнены в соответствии с требованиями ГОСТа. Были проведены и обследованы патентные поиски энергосберегающей системы ходовой части одноковшового фронтального погрузчика ТО-28. Предлагаемая конструкция повысит эффективность работы. Были сделаны все необходимые расчеты*

*Представленная на защиту дипломная работа показывает уровень подготовки автора Құрмановой А.Т. В связи с этим Құрманова А.Т. заслуживает присвоение академической степени «бакалавр» по специальности 5B071300- «Транспорт, транспортная техника и технологии» и его работу можно рекомендовать к публичной защите.*

**Научный руководитель**

Кандидат технических наук, senior-лектор  
(должность, научная степень)

 Б.М. Кульгильдинов  
(подпись) Ф.И.О.

«17» мая 2019г.

## Отчет подобия



Университет:	Satbayev University
Название:	Разработка энергосберегающей системы ходовой части одноковшового фронтального погрузчика ТО-28 с целью снижения расхода топлива
Автор:	Құрманова Ақшолпан Тұрсынқызы
Координатор:	Бахтияр Кулығильдинов
Дата отчета:	2019-05-12 18:17:49
Коэффициент подобия № 1: ?	<b>15,5%</b>
Коэффициент подобия № 2: ?	<b>1,1%</b>
Длина фразы для коэффициента подобия № 2: ?	25
Количество слов:	6 001
Число знаков:	47 801
Адреса пропущенные при проверке:	
Количество завершенных проверок: ?	28



К вашему сведению, некоторые слова в этом документе содержат буквы из других алфавитов. Возможно - это попытка скрыть позаимствованный текст. Документ был проверен путем замещения этих букв латинским эквивалентом. Пожалуйста, уделите особое внимание этим частям отчета. Они выделены соответственно.  
Количество выделенных слов 1

- Самые длинные фрагменты, определенные, как подобные
- Документы, в которых найдено подобные фрагменты: из RefBooks
- Документы, содержащие подобные фрагменты: Из домашней базы данных
- Документы, содержащие подобные фрагменты: Из внешних баз данных
- Документы, содержащие подобные фрагменты: Из интернета

## Детали отчета подобия

Фрагменты, найденные в документах базы данных отмечены красным цветом.  
Фрагменты, найденные в интернете отмечены в зеленый .