

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт  
институт  
Подъемно транспортные машины и роботы  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
Г.С. Гришко  
«27» июня 2016г

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

23.05.01 -«Наземные транспортно – технологические средства»

код и наименование специальности

Универсальный малогабаритный погрузчик

тема проекта

Пояснительная записка

Руководитель

подпись, дата

К.Т.Н., доцент

должность, ученая степень

Г.С. Гришко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

Ю.А. Алексеев

инициалы, фамилия

Консультанты

По разделам:

Экономическая часть

наименование раздела

подпись, дата

Е.Е. Качуровская

инициалы, фамилия

Безопасность  
и экологичность проекта

наименование раздела

подпись, дата

А.А. Калинин

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

Л.Ф. Москвичева

инициалы, фамилия

Красноярск 2016

ДЦ 110-02.480001 110

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		
Разраб.		Алексеев			Универсальный малогабаритный погрузчик	СФУ ПИ ПТМиР ФТ 11-07с
Провер.		Гришко				
Реценз.		Минин.				
Н.Контроль		Москвичева				
Утвердил		Гришко				
					Лист	Листов
					2	105

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Обзор и анализ универсальных малогабаритных погрузчиков.....	5
1.1 Общие сведения.....	5
1.2 Анализ конструктивных исполнений УМП и тенденции их развития.....	7
1.3 Анализ УМП, представленных на рынке.....	11
2. Патентно-информационный анализ.....	15
3. Общий расчет малогабаритного погрузчика ПУМ-500 .....	20
3.1 Описание и техническая характеристика малогабаритного погрузчика ПУМ-500 .....	20
3.2 Выбор и расчет основных параметров погрузчика.....	23
3.3 Тяговый расчет малогабаритного погрузчика.....	26
3.4 Расчет и выбор электродвигателя.....	27
3.5 Выбор генератора с асинхронным регулятором.....	29
3.6 Определение производительности погрузчика.....	29
3.7 Определение нагрузок на гидроцилиндры подъема и опускания стрелы.....	31
4. Расчет гидропривода малогабаритного погрузчика.....	35
4.1 Расчет мощности и подачи насосов.....	36
4.2 Определение типоразмера насоса.....	37
4.3 Расчет диаметров трубопроводов.....	39
4.4 Расчет потерь давления во всасывающем трубопроводе.....	40
4.5 Расчет потерь давления в напорной и сливной гидролиниях.....	45
4.6 Расчет потерь давления для летнего масла.....	49
4.7 Расчет КПД гидропривода погрузчика.....	53
4.8 Выбор гидроцилиндров.....	55
5. Ожидаемые технико -экономические показатели.....	56

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			3

5.1	Выявление назначения и области применения нового оборудования.....	56
5.2	Расчет капитальных вложений .....	56
5.3	Расчет эксплуатационных затрат .....	58
5.4	Расчет годового экономического эффекта.....	61
6.	Безопасность и экологичность проекта.....	62
6.1	Анализ опасных факторов при работе универсального погрузчика.....	62
6.2	Микроклимат в кабине.....	64
6.3	Пожарная безопасность.....	66
6.4	Требования безопасности при техническом обслуживании и ремонте машин.....	68
6.5	Экологические требования к погрузчику.....	69
	Заключение.....	71
	Список использованных источников.....	72
	Приложение А Копии патентов на изобретения .....	75

## ВВЕДЕНИЕ

В промышленности и строительстве, наряду с машинами повышенной мощности, важную роль играют малогабаритные машины многоцелевого назначения, позволяющих существенно снизить долю ручного труда. Универсальные малогабаритные погрузчики с бортовым поворотом и гидрообъемной трансмиссией (УМП) являются наиболее представительными по числу выпускаемых моделей (более 100). Погрузчики с бортовым поворотом – это универсальная техника, имеющая целый ряд преимуществ перед другими строительными и коммунальными машинами. К их числу можно отнести разворот на месте, компактность, простоту управления, достаточную для самосвала высоту выгрузки, возможность применения разнообразной сменной навески, включая гидрофицированную

Эти машины, благодаря универсальности, экономичности, высокой мобильности и маневренности, а также простоте управления в сочетании с быстрой сменной рабочих органов, служат высокоэффективным средством механизации ручного труда на малых и рассредоточенных объектах строительства, где использование машин большой мощности нецелесообразно или невозможно.

Родоначальник таких машин появился на свет в США в 1957 году. Это был трехколесный погрузчик с двумя передними ведущими колесами. В 1960 году «Melroe Manufacturing» выпустила первый настоящий «skid-steer loader» - мини-погрузчик М-400 с 4-мя ведущими колесами. Как и предшественник, эта машина предназначалась исключительно для погрузочных работ. В дальнейшем минипогрузчики обрели дополнительные возможности благодаря навесному оборудованию.

Помимо своего основного назначения, погрузчики с бортовым поворотом в комплекте с дополнительным рабочим оборудованием и дополнительными рабочими органами применяют в строительстве, коммунальном и сельском хозяйстве, на промышленных предприятиях для подачи инертных материалов в приемные устройства транспортеров, для уборки мусора, в складском хозяйстве и в местах, где от погрузчиков требуется универсальность, высокая мобильность и возможность работы в стесненных условиях.

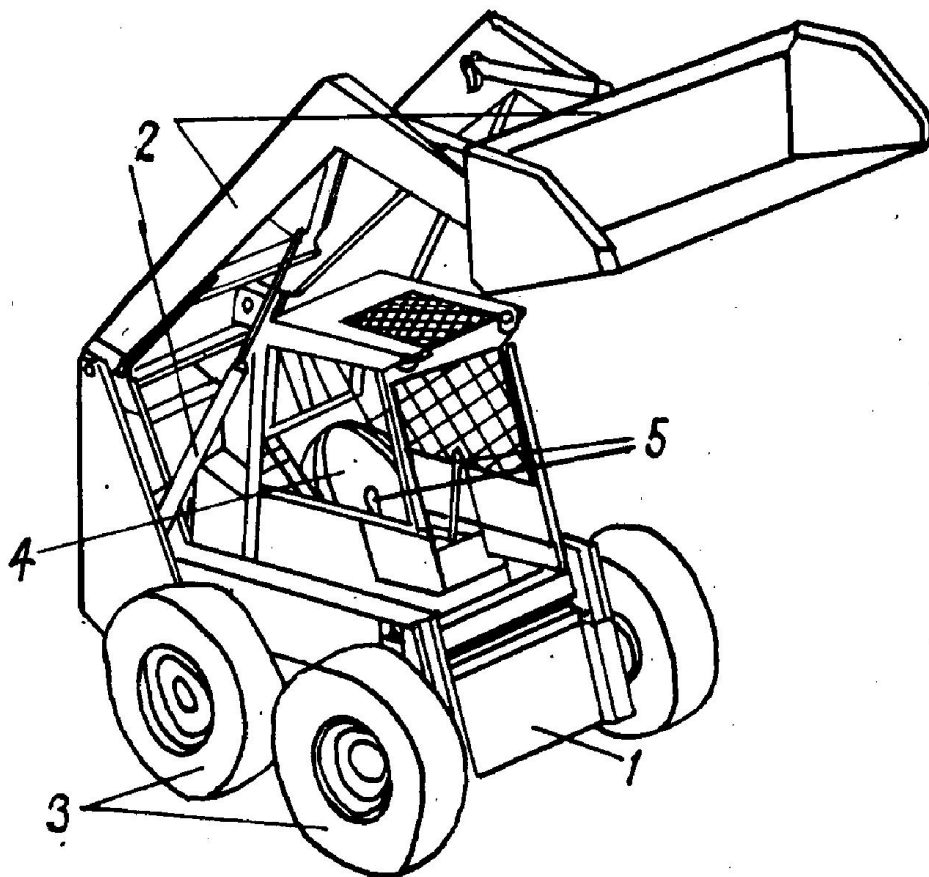
Каждый производитель мини-погрузчиков выпускает, в среднем, от 10 до 20 наименований дополнительного оборудования. Оно превращает погрузчик в бурильную установку, грузовой кран, экскаватор, траншеекопатель (который сам же потом и засыплет траншею), грейдер, виброкаток, мусоросборщик, механическую косилку и многое другое. Отмечается сезонность в специализации минипогрузчиков. Весной и летом, в основном, приобретаются дополнительные устройства для земляных, строительных и погрузочных работ. Зимой повышенным спросом пользуются снегоочистители, поворотные отвалы, подметальные щетки, легкие ковши.

					ДП1 10-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

# 1 Обзор и анализ универсальных малогабаритных погрузчиков

## 1.1 Общие сведения

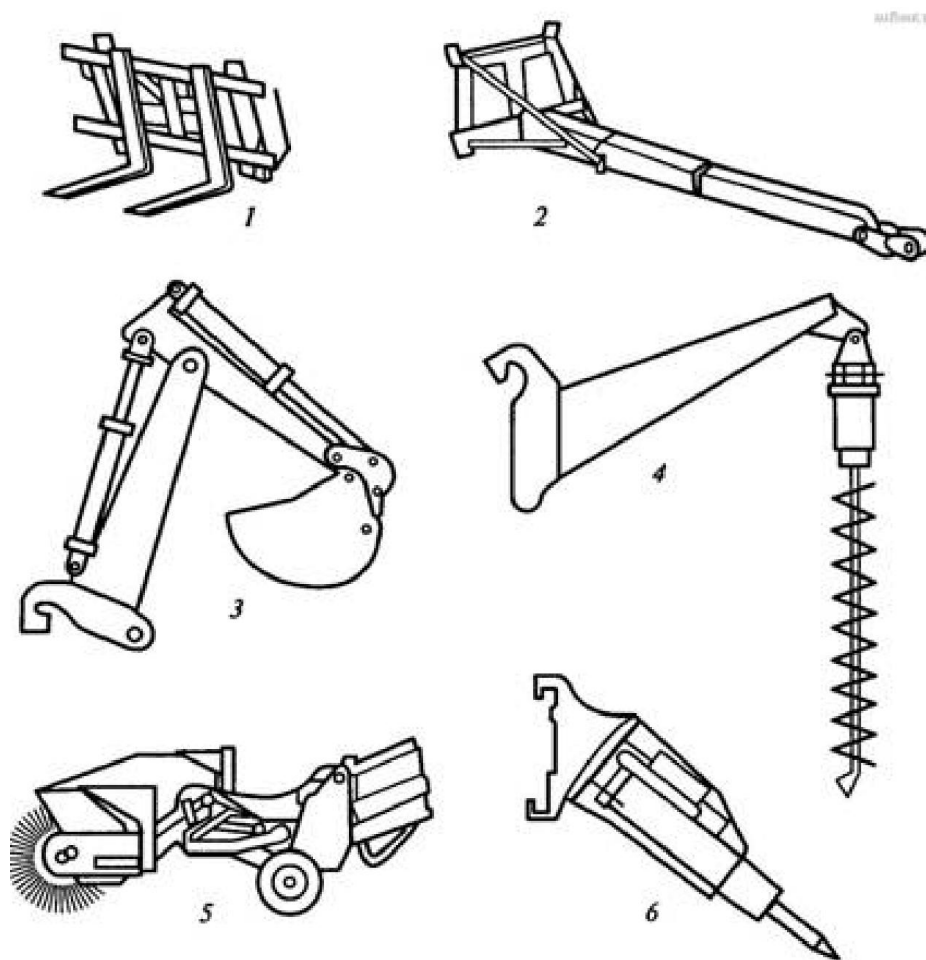
Универсальные малогабаритные погрузчики далее (УМП) рисунок 1.1 - это многофункциональные высокоманевренные самоходные колесные машины с набором быстросъемных сменных рабочих органов, которые предназначены для выполнения в особо стесненных условиях строительства трудоемких малообъемных земляных, погрузочно-разгрузочных, подготовительных, вспомогательных, ремонтных и других работ. Наиболее эффективно малогабаритные погрузчики применяются на рассредоточенных объектах для комплексной механизации строительно-монтажных работ небольших объемов в коммунальном хозяйстве, на транспортно-складских работах. Многоцелевое сменное рабочее оборудование погрузчиков позволяет практически полностью механизировать ручной труд.



1 – рама, 2 – рабочее оборудование, 3 – пневмоколесный движитель, 4 – рабочее место оператора, 5 – рычаги управления.

Рисунок 1.1 – Компоновочная схема исполнения УМП

В зависимости от режимов работы, которые формируются сферой использования, УМП различных типоразмеров оснащены разнообразными сменными рабочими органами. В странах СНГ выпускается более десяти моделей УМП, конструкции которых имеют мало различий и кроме основного погрузочного ковша позволяют использовать следующие виды быстросъемного сменного рабочего оборудования: экскаваторный ковш (обратная лота), зачистной ковш, грузовые вилы, грузовую стрелу, грузовой штырь, гидробур, гидромолот, виброкатор, подъемник, лебедку, плужный и роторный снегоочистители, траншеекопатель, дорожную щетку, пескоразбрасыватель, подметально-уборочное оборудование, бульдозерный отвал, рыхлитель, насосную сварочную и компрессорную установки. Для оперативной смены подвесных рабочих органов без дополнительных инструментов каждый погрузчик снабжен быстродействующим устройством. Сменные рабочие органы малогабаритных погрузчиков показаны на рисунке 1.2



1 - грузовые вилы; 2 - грузовая безблочная стрела; 3 - обратная лопата экскаватора; 4 - гидробур; 5 - дорожная щетка; 6 - гидромолот.

Рисунок 1.2 – Сменные рабочие органы малогабаритных погрузчиков.

Главный параметр малогабаритных погрузчиков - номинальная грузоподъемность (кг). Малогабаритные погрузчики базируются на самоходных короткобазовых четырехколесных полноприводных шасси (4x4) с бортовым поворотом и гидростатическим приводом хода.

Гидростатическая ходовая трансмиссия обеспечивает независимый привод каждого борта машины и бесступенчатое плавное регулирование скорости движения погрузчика в диапазоне от 0 до 9... 12 км/ч.

Привод вращения колес обоих бортов (правого и левого) шасси может осуществляться: каждого колеса непосредственно от индивидуального гидромотора или пары колес каждого борта от отдельного гидромотора через бортовую цепную передачу (независимый привод).

При изменении скорости вращения пары колес одного борта по отношению к другому обеспечивается бортовой поворот машины. При вращении бортовых пар колес в противоположные стороны осуществляется разворот машины на месте.

Торможение колес обеспечивается прекращением подачи рабочей жидкости к гидромоторам. Торможение колес на стоянке обеспечивается многодисковыми тормозами с гидравлическим управлением.

Колеса малогабаритных погрузчиков комплектуют пневматическими шинами, жесткими обрешиненными элементами, шинами с губчатой камерой. При работе на слабонесущих(сыпучих, рыхлых) грунтах и травяных покрытиях на каждую пару колес (независимо от их типа) надевают резиновые, сталерезиновые и штамповарные съемные гусеницы.

Малогабаритные погрузчики способны совершать бортовой разворот на месте на 180° с загруженным ковшом при ширине рабочей зоны до 4 м. Возможность выезда погрузчика с загруженным ковшом из стесненной зоны, задним ходом позволяет использовать эти машины при ширине проезда не более 2 м.

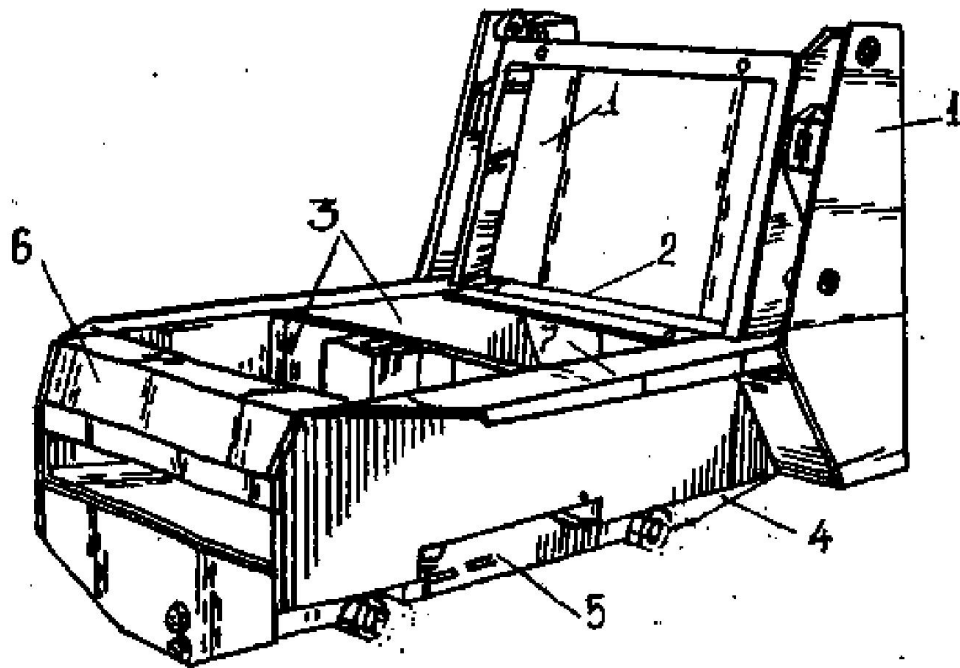
Максимальная производительность погрузчиков (30...45 м<sup>3</sup>/ч) достигается при наибольшей дальности транспортировки до 25...30 м.

При оснащении гидромолотом погрузчики способны разрушать асфальтобетонные и бетонные покрытия дорог, площадок, полов и т. п., а также мерзлые грунты на глубину до 0,6 м. При бортовом развороте на месте можно производить несколько ударов молотом в определенном секторе с одной стоянки погрузчика.

## **1.2 Анализ конструктивных исполнений УМП и тенденции их развития**

Компоновочная схема УМП включает в себя заднее расположение двигателя на сварной коробчатой раме (рисунок 1.3), в лонжеронах которой размещаются гидрообъемная трансмиссия, насос и распределитель гидропривода рабочего оборудования, бортовые передачи, баки для топлива и рабочей жидкости. В нее входят рабочее место оператора и широкая номенклатура сменного рабочего оборудования. Управление осуществляется за счет проскальзывания колес — «бортовой поворот» (Skid Steer).

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			8



1 – стойки для монтажа стрелы и гидроцилиндров ее подъема; 2 – отделение двигателя; 3 – отделение гидрообъемной трансмиссии; 4 – бак для рабочей жидкости гидросистемы; 5 – боковые плиты; 6 – поперечная балка.

Рисунок 1.3 – Унифицированная рама УМП

Одним из основных достоинств конструктивной схемы УМП является высокая маневренность, характеризующаяся способностью разворота в пределах своего максимального габарита по длине. Эффективность осуществления поворота посредством проскальзывания колес в основном зависит от следующих факторов: отношения между шириной колеи к расстоянию между осями и параметра распределения массы УМП по осям.

По данным фирмы «Clark Bobcat», при отношении между шириной колеи к расстоянию между осями меньше единицы поворот нестабилен и УМП обладает малой грузоподъемностью

При отношении много больше единицы требуется значительная мощность для осуществления поворота, снижается маневренность, но УМП обладает хорошей грузоподъемностью. Исходя из этих соображений для УМП рекомендуется величина этого отношения, немного больше единицы.

Существенное влияние на маневренность оказывает перераспределение массы по осям. Параметр перераспределения нагрузки на ось УМП (отношение нагрузки на заднюю ось к нагрузке на переднюю ось) находится в пределах: с пустым ковшом от 1,77 до 2,13 при тенденции к уменьшению с ростом эксплуатационной массы машины; с загруженным ковшом от 0,46 до 0,67. По данным исследований фирмы Clark (США), в незагруженном положении примерно 70%

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



массы УМП приходится на ее заднюю часть и 30% — на переднюю. При этом погрузчик поворачивается вокруг задней оси.

В загруженном положении перераспределение имеет обратный характер: 70% массы на переднюю ось и 30% на заднюю. Центр поворота смещается в сторону более загруженной оси. При других значениях перераспределения массы по осям УМП пробуксовывает всеми колесами и поворота не происходит. Низкое расположение центра массы машины обеспечивает возможность ее работы на участках с большими уклонами и иметь высокую проходимость и высокую устойчивость. Высокая маневренность, наряду с небольшими габаритами, определяет основное функциональное предназначение машины — работу в стесненных условиях.

Наличие разнообразных сменных рабочих органов позволяет обеспечить коэффициент использования в течение смены до 0,8.

На УМП применяют различные типы ДВС воздушного и жидкостного охлаждения, используя в качестве топлива бензин, жидкий пропан или дизельное топливо. Ввиду высокой экономичности наибольшее распространение для данного типа машин получили 1—4-цилиндровые дизельные двигатели (КПД достигает 45%) - Мощность двигателя находится в пределах 7,5—55,2 кВт при массе УМП 650—3608 кг соответственно.

Погрузочное оборудование машины выполняется в виде коробчатой или цельнолистовой стрелы и различных по функциональному назначению ковшей. Привод осуществляется от двух гидроцилиндров подъема опускания стрелы и одного или двух гидроцилиндров поворота ковша. Для обеспечения стабилизации ковша при подъеме стрелы и увеличения углов разгрузки и запрокидывания рабочее оборудование имеет рычажную систему. На некоторых моделях УМП выравнивание ковша осуществляют установкой дополнительных гидроцилиндров или с помощью автоматической следящей гидравлической системы, работающей только в режиме подъема стрелы. Для увеличения высоты разгрузки ковша некоторые фирмы выполняют рабочее оборудование четырехзвенным, что обеспечивает также более высокую грузоподъемность УМП за счет рационального перемещения центра массы машины.

Ковши и дополнительные рабочие органы навешиваются на стрелу при помощи специальных быстросъемных устройств, управляемых автоматизировано или фиксируемых вручную.

В качестве дополнительного оборудования УМП снабжаются гусеницами, обеспечивающими повышенное тяговое усилие и управляемость машины на скользких дорогах и влажных глинистых грунтах и рыхлых грунтах. Создаваемое при этом малое удельное давление на грунт увеличивает проходимость в любое время года.

УМП снабжаются: вилами для погрузки блочных грузов (тюков соломы); отвалами для планировки грунта; грейферными захватами различного назначения (для очистки, транспортировки); кирковщиком задней навески; канавокопательным экскаваторным оборудованием; шнекобурильной головкой; ротор-

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			10

ным устройством для подметания и очистки от снега; планировщиками поверхности с фрезерным рабочим органом; гидравлическим или пневматическим молотом для разрушения негабаритных грузов, бетона и кирпичной кладки; крановым гуськом; граблями; устройством для пересадки деревьев; кормораздатчиком и емкостями для бетона и вяжущих жидкостей при строительстве дорог.

Бортовые передачи УМП выполняются в виде: шестеренных трехрядных редукторов; двухрядных цепных передач с натяжной станцией или с цепями предварительного натяга.

На некоторых моделях используются конические редукторы с карданными передачами. Привод осуществляется от встроенных на колеса гидромоторов. Отдельные модели имеют привод с двумя скоростными режимами. Машина управляется из кабины при помощи одного или двух рычагов и педалей. Каждый из рычагов предназначен для управления одним из бортов УМП, педали — для управления рабочим оборудованием. На некоторых машинах для управления применяют гидравлический сервопривод. При этом оно осуществляется при помощи двух рукояток. Одна из них предназначена для управления движением машины, другая — рабочим оборудованием. Все модели имеют дополнительный стояночный тормоз (механический). Для обеспечения безопасности оператора на УМП ставят блокировочные механизмы педалей, которые самоблокируются при отсутствии оператора на рабочем месте.

Конструктивное исполнение кабины с учетом требований эргономики обеспечивает удобное положение оператора во время работы и хороший обзор во время выполнения строительно - дорожных работ.

Безопасность в эксплуатации гарантируется системами защиты оператора при опрокидывании машины и падении посторонних предметов, а также привязными ремнями. Погрузчики оснащаются искроулавливающими глушителями для обеспечения пожаробезопасности при работе с легковоспламеняющимися грузами и в запыленных помещениях. Для обеспечения свободного доступа при техническом обслуживании машины кабина и задняя панель капота выполнены откидными и фиксируются гидропневматическими амортизаторами.

К недостаткам конструктивной схемы УМП следует отнести: плохую управляемость на твердых скользких покрытиях; вход в кабину со стороны рабочего оборудования; безрессорное жесткое крепление колес к раме; очень плотную компоновку машины, затрудняющую ее техническое обслуживание и ремонт; а также значительный износ шин в эксплуатации.

По тенденции развития УМП показателен опыт компании «Way Industry» которой принадлежат такие марки как «Krupina», «Locust» и «Bozena» – лидера по внедрению новых технических решений на погрузчиках с бортовым поворотом. На машинах «LOCUST» она впервые применила целый комплекс новинок, улучшающих параметры сразу по нескольким направлениям:

– Экономичность. Средний расход топлива для погрузчиков с бортовым поворотом - 5-7 литров в час. При 8-ми часовом рабочем дне машина расходует довольно много горючего за месяц - около 1 тонны. Установка системы LUDV

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			11

для регулировки направления гидравлического потока (на ходовую часть или рабочее оборудование) снижает расход горючего до 3,5 литров в час!

– Эргономика рабочего места. Почти все УМП управляются «понтанковому» - двумя рычагами. Казалось бы, нагрузка небольшая, но через 5-6 часов «гимнастики» оператору поневоле захочется уменьшить количество движений. Выработка во второй части рабочего дня снижается. Решение этой проблемы управление посредством джойстиков вместо рычагов и педалей.

– Понижение уровня шума до 101 дБ. УМП работают, как правило, рядом с жилыми домами в городах и коттеджных поселках. Таким образом, малый уровень шума может стать одним из решающих факторов при выборе модели погрузчика.

– Увеличение транспортной скорости до 20 км/ч. УМП сможет при необходимости быстро и самостоятельно добраться до места работы. Для этого применен двухскоростной гидравлический насос.

### 1.3 Анализ УМП, представленных на рынке

Ведущую роль в мире по производству УМП занимает компания Bobcat, которой приходится более 50% мирового рынка УМП. Среди производителей УМП у Bobcat (рисунок 1.4) наиболее широкий модельный ряд - 11 моделей грузоподъемностью от 318 до 1400 кг.

В основном на машинах применяются двигатели «Kubota» мощность которых сообразно грузоподъемности составляет 22-83 л.с.

Компания производит около 60 типов навесок собственного производства. Для мини-погрузчиков «Bobcat» предлагает более 50 видов быстросменных навесных оборудований, среди которых представлено такое навесное оборудование: двухчелюстной ковш, вибророкаток, фрезы для резки природного камня, бетона или асфальта, бетононасос, измельчитель пней, подметальная щетка с бункером, грейдер, кусторез, пересадчик деревьев, грабли и т.д.



Рисунок 1.4 – Мини-погрузчик Bobcat A300



Машины комплектуются сменными рабочими органами и устройством для их быстрой замены. На них применяются двигатели «Zetor» и гидравлика «Bosch-Rexroth».



Рисунок 1.6 – Мини-погрузчик Bobek 861



Рисунок 1.7– минипогрузчик Cat 216B

Выпуск УМП в России началось в 1991 году, когда Курганмашзавод начал производство лицензионных минипогрузчиков МКСМ–800 (рисунок 1.8) грузоподъемностью 800 кг. Пробразом МКСМ-800 стал UNC 060 словацкого предприятия «ZTS Detva». В дополнение к базовому словацкому двигателю «Zetor» жидкостного охлаждения МКСМ-800 может быть укомплектован немецким воздушным мотором «Hatz». Помимо большей мощности, 53 л.с. против 46 л. с, он обладает втрое большим ресурсом (18000 моточасов). МКСМ-800 обладает довольно внушительным ассортиментом навесного оборудования, в числе которого несколько типов ковшей, поворотный отвал, приспособления для зимнего и летнего содержания дорог, вилы, буровое оборудование, бетоносмеситель, ковшовое и траншейное экскаваторное оборудование и еще ряд опций. Основной ковш

										Лист
										14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП110-02.480061 ПЗ					



МКСМ–800 имеет объем 0,5 куб.м. и ширину 1730 мм. Есть возможность оснащения съемными гусеницами.



Рисунок 1.8 – Мини-погрузчик МКСМ-800

Другим Российским изготовителем УМП является «Уралвагонзавод» (УВЗ), в котором производится погрузчики ПУМ-500 (рисунок 1.9) грузоподъемностью 500 кг. Этот погрузчик с 30-сильным двигателем Владимирского моторотракторного завода и с двигателем «Hatz» мощностью 32 л.с. Вторая модель, выпускаемая УВЗ, ПУМ-800 грузоподъемностью 800 кг.



Рисунок 1.9 – Мини-погрузчик ПУМ-500

Выпуск универсальных малогабаритных погрузчик «Уралвагонзаводом» приостановлен с 2012 года, но они продолжают активно перемещаться по Российскому рынку строительно-дорожной техники.

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ДП110-02.480061 ПЗ

## 2. Патентно-информационный анализ

На первой стадии разработки дипломного проекта был произведен патентно-литературный анализ по материалам интернета.

Целью патентно-литературного анализа является обзор существующих конструкций и вариантов исполнения гидростатической и электромеханической трансмиссии погрузо-разгрузочных, строительных и дорожных машин.

Непосредственно для темы дипломного проекта были выбраны авторские свидетельства, касающиеся модернизации трансмиссии погрузо-разгрузочных, строительных и дорожных машин. В результате проведенного анализа были выявлены следующие аналоги .

2.1 Патент SU 1614947. Изобретение относится к высокоманевренным транспортным средствам, преимущественно используемых в качестве базовых машин для навесного сельско -хозяйственного погрузочно - разгрузочного и строительно-дорожного оборудования. Известно транспортное средство на раме в задней части которого закреплены колеса с приводными гидромоторами гидравлически соединенными с гидронасосами и насосами подпитки образующие два контура. Достоинством такой системы являлась высокая мощность на ведущих колесах при не очень большой мощности двигателя внутреннего сгорания, что обеспечивалось приводными гидромоторами и гидронасосами. Однако данное оборудование было слишком сложной конструкции в которой содержалось много дефектов гидросистемы, в частности соединений, не обеспечивающих достаточной герметичности системы вследствие чего утечку раб.жидкости и потерю давления в системе. Также данное оборудование не обеспечивало достаточную проходимость транспортного средства ввиду отсутствия полного привода.

2.2 Патент AU 466072. Данное изобретение относится к компактным, маневренным универсальным малогабаритным погрузчикам, конкретнее к гидростатической трансмиссии малогабаритных универсальных погрузчиков, которая обеспечивает безрывковое троганье с места при больших сопротивлениях, а также плавное торможение малогабаритного погрузчика за счет применения гидростатической трансмиссии с включенным в конструкцию регулятором давления в гидросистеме. Насос переменной производительности и фиксированное (или переменное) вращение гидравлического двигателя, который приводит в действие насос на выходе, который соединен с гидроприводами колес. Недостатком данной системы является большой радиус разворота а также нет полноценного полного привода.

2.3 Патент US 3866700 . Данное изобретение относится к компактным, маневренным универсальным малогабаритным погрузчикам, конкретнее к гидростатической трансмиссии малогабаритных универсальных погрузчиков, которая обеспечивает безрывковое троганье с места при больших сопротивлениях, а также плавное торможение малогабаритного погрузчика. В данном изобретении применено цепное зацепление переднего и заднего колеса по правому и левому бортам соответственно. примитивный бортовой редуктор. Разворот машины происходит

						ДП1 10-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			16







Широтно - импульсное управление характеризуется периодом модуляции, внутри которого обмотка статора электродвигателя подключается поочередно к положительному и отрицательному полюсам выпрямителя.

Длительность этих состояний внутри периода ШИМ модулируется по синусоидальному закону. При высоких (обычно 2...15 кГц) тактовых частотах ШИМ, в обмотках электродвигателя, вследствие их фильтрующих свойств, текут синусоидальные токи.

Таким образом, форма кривой выходного напряжения представляет собой высокочастотную двухполярную последовательность прямоугольных импульсов (рисунок 2.3). Частота импульсов определяется частотой ШИМ, длительность (ширина) импульсов в течение периода выходной частоты АИН промодулирована по синусоидальному закону. Форма кривой выходного тока (тока в обмотках асинхронного электродвигателя) практически синусоидальна.

Регулирование выходного напряжения инвертора можно осуществить двумя способами: амплитудным (АР) за счет изменения входного напряжения  $U_{в}$  и широтно-импульсным (ШИМ) за счет изменения программы переключения вентилей V1-V6 при  $U_{в} = \text{const}$ .

Второй способ получил распространение в современных преобразователях частоты благодаря развитию современной элементной базы (микропроцессоры, IGBT-транзисторы). При широтно-импульсной модуляции форма токов в обмотках статора асинхронного двигателя получается близкой к синусоидальной благодаря фильтрующим свойствам самих обмоток.

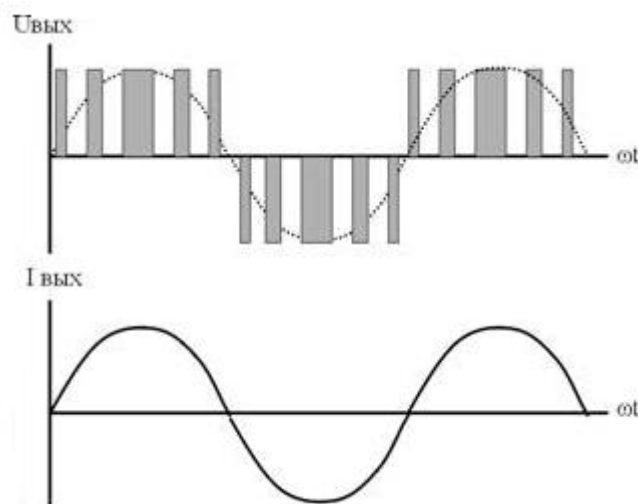


Рисунок 2.3 – Кривая выходного напряжения.

Такое управление позволяет получить высокий КПД преобразователя и эквивалентно аналоговому управлению с помощью частоты и амплитуды напряжения.

Преимуществом данной схемы будет уменьшение эксплуатационных затрат погрузчика без уменьшения мощность погрузчика , снижение вибрации и шума погрузчика при работе, упрощение конструкции, уменьшение износа деталей двигателя внутреннего сгорания и тормозов за счет плавности работы данной трансмиссии.

					ДП1 10-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

### 3. Общий расчет малогабаритного погрузчика ПУМ

#### 3.1 Описание и техническая характеристика малогабаритного погрузчика ПУМ-500

Погрузчик универсальный малогабаритный ПУМ-500 предназначен для:

- механизации погрузочно-разгрузочных работ с грунтом I-IV категории (по приложению к ГОСТ 17343-83), с сыпучими и мелкокусковыми материалами, как в обычных, так и в стесненных условиях;
- транспортно-складских работ со штучными грузами;
- специальных работ (бурение скважин, очистки от грязи и снега дорог, тротуаров).

Погрузчик ПУМ 500 эксплуатируется в районах с умеренным климатом в диапазоне температур от  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+40^{\circ}\text{C}$ . Конструкция всех элементов кабины оператора выполнена с учетом требований эргономики: широкая удобная дверь, обивка из звукопоглощающего материала, что создает комфортные условия для работы. Большая площадь остекления ПУМ-500 обеспечивает удобный обзор. Оптимальное размещение органов управления и приборов способствует увеличению производительности труда и гарантирует удобство работы.

Доступность всех узлов и их продуманная конструкция позволяет легко осуществлять техническое обслуживание, ремонт и мойку ПУМ500 в любых мастерских. Параметры экологичности полностью соответствуют европейским стандартам. Колесная формула низким давлением на грунт позволяет использовать ПУМ 500 как в помещениях, так и на городских улицах, в парковых зонах.

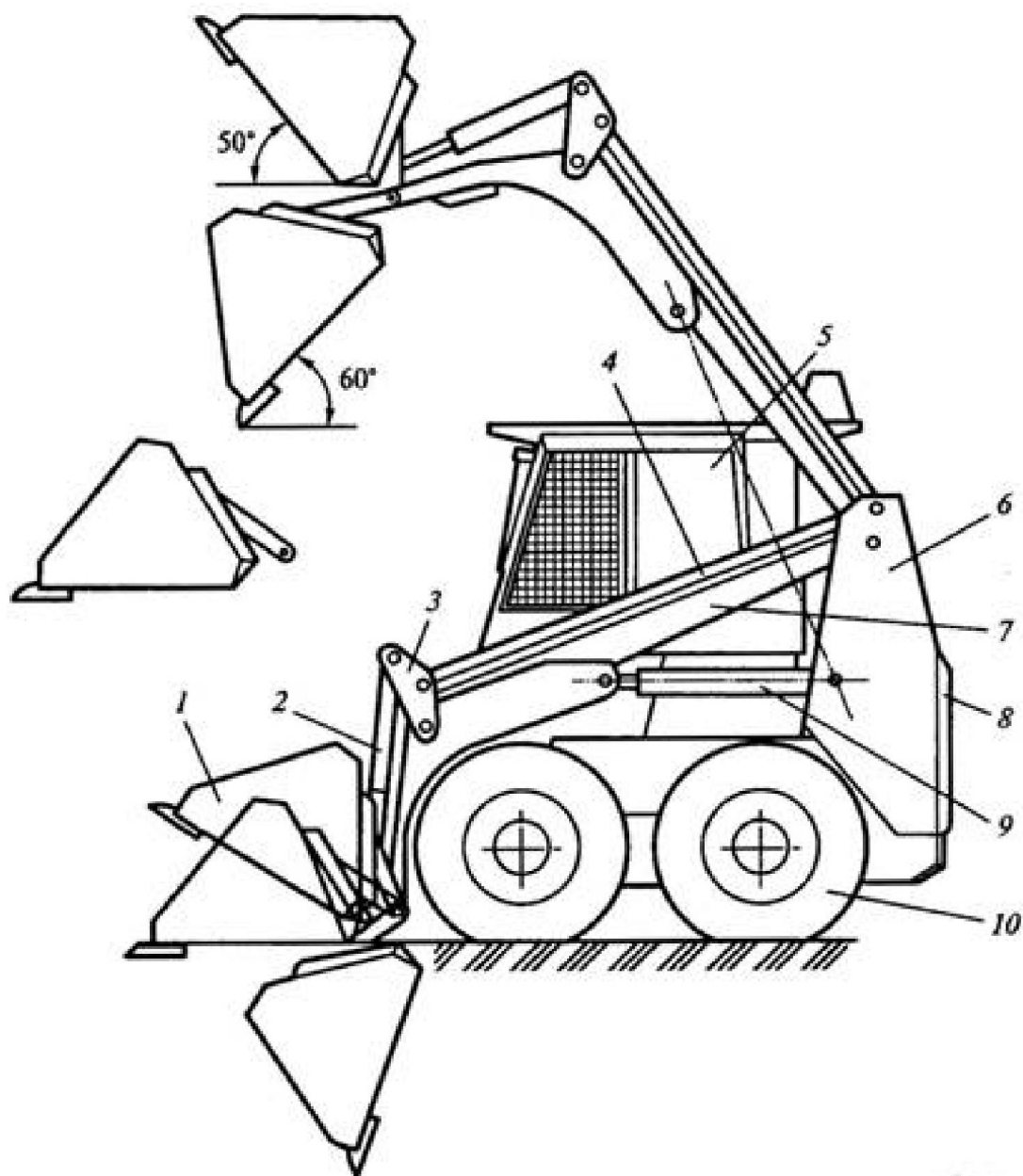
Конструкция погрузчика ПУМ 500 обеспечивает быструю и простую замену одного вида оборудования на другой с минимумом операций и без применения каких-либо специальных приспособлений.

Рабочее оборудование погрузчика ПУМ-500 (рисунок 3.1) шарнирно крепится к порталу 6 и состоит из П-образной грузовой стрелы 7, быстродействующего устройства для установки и отсоединения сменных рабочих органов 1, двух гидроцилиндров 2 поворота рабочих органов, рычагов 3 с тягами 4 и двух гидроцилиндров 9 подъема-опускания стрелы. Закрытая кабина 5 оператора с передней дверью, опрокидывающаяся вперед, установлена в центре между боковыми балками грузовой стрелы, что обеспечивает хороший обзор рабочей зоны. Позади кабины оператора размещена силовая установка (дизель) 8, закрываемая капотом. Колеса 10 ходового устройства комплектуются шинами с губчатой камерой.

Гидросистема погрузчика ПУМ-500 состоит из трех гидросистем: хода, рабочего оборудования и управления. Привод ходовых колес осуществляется двумя автономными аксиально-поршневым и нерегулируемыми гидромоторами через бортовые передачи. Питание бортовых гидромоторов обеспечивают два аксиально-поршневых регулируемых гидронасоса, развивающих давление до 28 МПа.

Управление гидросистемой хода осуществляется моноблочным золотниковым гидрораспределителем с гидравлическим управлением.

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21



1 – рабочий орган; 2 – гидроцилиндры поворота рабочих органов; 3 – рычаги; 4 – тяга; 5 – кабина; 6 – портал; 7 – грузовая стрела; 8 – силовая установка; 9 – гидроцилиндры подъема-опускания стрелы; 10 – колеса.

Рисунок 3.1 – Погрузчик универсальный малогабаритный ПУМ-500

Гидросистема рабочего оборудования обслуживается аксиально-поршневым нерегулируемым гидронасосом, развивающим давление до 16 МПа, и управляется секционным гидрораспределителем с гидроуправлением. Гидросистема управления обслуживается аксиально-поршневым нерегулируемым гидронасосом с максимальным давлением 3 МПа. Гидронасосы гидросистемы приводятся в действие от дизеля погрузчика.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП110-02.480061 ПЗ

Лист

22



### 3.2 Выбор и расчет основных параметров погрузчика

Конструктивный вес погрузочного оборудования определяют по формуле:

$$G_o = G_T k_o, \quad (3.1)$$

где  $G_T$  – вес машины с ковшом,  $G_T = 27075,6 \text{ Н}$ ;  
 $k_o$  – коэффициент, учитывающий вес погрузчика,  $k_o = 0,25 - 0,35$  ;

$$G_o = 27075,6 \cdot 0,25 = 6768,9 \text{ Н}.$$

Рациональность использования веса базовой машины и совершенство ходовой части определяют по коэффициенту удельной грузоподъемности:

$$q = \frac{Q}{G_T + G_o}, \quad (3.2)$$

где  $Q$  – грузоподъемность рабочего оборудования,  $Q = 4905 \text{ Н}$ .  
 $G_T$  – вес машины с ковшом;  
 $G_o$  – вес погрузочного оборудования.

$$q = \frac{4905}{27075,6 + 6768,9} = 0,15.$$

Тяговое усилие погрузчика с учетом веса погрузочного оборудования на рабочей передаче определяют по тяговой характеристике из условий работы погрузчика на горизонтальной площадке.

Тяговое усилие по двигателю приближенно определяют по формуле :

$$T_y = \frac{N_{e \max}}{v_p(1-\delta_p)} n_t - G_T f, \quad (3.3)$$

где  $N_{e \max}$  – наибольшая эффективная мощность двигателя,  $N_{e \max} = 24 \text{ кВт}$ ;  
 $v_p$  – рабочая скорость движения,  $v_p = 9 \text{ км/ч}$ ;  
 $n_t$  – к.п.д. гидромеханической трансмиссии,  $n_t = 0,6 - 0,75$ ;  
 $f$  – коэффициент сопротивления качению, принимается при колесной ходовой части  $f = 0,03 - 0,04$ ;  
 $\delta_p$  – расчетное буксование, при колесной ходовой части,  $\delta_p = 0,2$ .

$$T_y = \frac{24 \cdot 10^3}{2,5(1-0,2)} \cdot 0,7 - 27075,6 \cdot 0,035 = 7452,4 \text{ Н}$$

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			24

Тяговое усилие по весу:

$$T_{\text{сц}} = G_T \cdot \varphi, \quad (3.4)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления движителя,  $\varphi = 0,6 - 0,8$ ;  
 $G_T$  – вес машины с ковшом;

$$T_{\text{сц}} = 27075,6 \cdot 0,8 = 21656 \text{ Н.}$$

Скорость подъема стрелы  $v_{\text{п.с.}}$ , выбирают из расчета, чтобы подъем груза был завершен к моменту окончания операции отхода погрузчика на разгрузку.

$$v_{\text{п.с.}} = \frac{S_n}{S_q} \cdot v_p, \quad (3.5)$$

где  $S_n$  – длина пути шарнира крепления ковша при подъеме стрелы;  
 $S_q$  – средняя длина пути рабочего хода погрузчика;  $S_n / S_q = (0,5 - 0,6)$ .  
Тогда средняя линейная скорость подъема стрелы:

$$v_{\text{п.с.}} = (0,5 - 0,56) \cdot 2,5 = 1,325 \text{ м/с.}$$

Скорость опускания стрелы определяют по скорости подъема с таким расчетом, чтобы в полости опускания гидроцилиндров стрелы не образовывался вакуум:

$$v_{\text{о.с.}} = (1,2 - 1,3) v_{\text{п.с.}}, \quad (3.6)$$

где  $v_{\text{п.с.}}$  – средняя линейная скорость подъема стрелы м/с;

$$v_{\text{о.с.}} = (1,2 - 1,3) \cdot 1,325 = 1,59 \text{ м/с.}$$

Распределение нагрузок по мостам колесного погрузчика вычисляют в статическом положении. (рисунок 3.2)

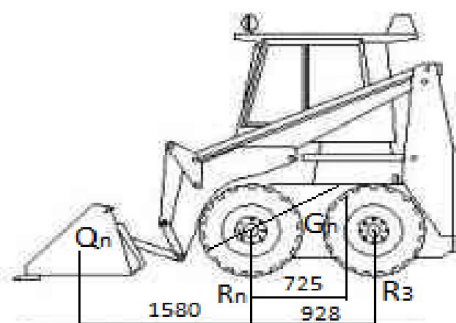


Рисунок 3.2 – схема сил при определении нагрузок на мост погрузчика



Статические нагрузки на мосты для порожней машины определяются по формулам:

на передний мост:

$$R_n = G_n \cdot \left(1 - \frac{X}{L_1}\right), \quad (3.7)$$

где  $G_n$  – вес погрузчика, Н;  
 $X$  – расстояние от центра тяжести до точки опрокидывания, м;  
 $L_1$  – база погрузчика, мм.

$$R_n = 27,07 \cdot \left(1 - \frac{0,725}{0,928}\right) = 5,92 \text{ кН.}$$

на задний мост:

$$R_3 = G_n \frac{X}{L_1}, \quad (3.8)$$

$$R_3 = 27,07 \cdot \frac{0,725}{0,928} = 21,15 \text{ кН.}$$

Для груженой машины нагрузки, приходящиеся на мосты, определяют по формулам:

на передний мост:

$$R_n = G_n \left(1 - \frac{X}{L_1}\right) + Q_n \left(1 + \frac{a_\Gamma}{L_1}\right), \quad (3.9)$$

где  $G_n, X, L_1$  – то же, что и в (3,7);  
 $Q_n$  – вес ковша с грузом;  
 $a_\Gamma$  – расстояние от центра тяжести ковша до точки опрокидывания.

$$R_n = 27,07 \left(1 - \frac{0,725}{0,928}\right) + 4,905 \left(1 + \frac{1,58}{0,928}\right) = 19,17 \text{ кН.}$$

на задний мост:

$$R_3 = G_n \frac{X}{L_1} - Q_n \cdot \frac{a_\Gamma}{L_1}, \quad (3.10)$$

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			26



ростях, поэтому сопротивления  $W_{\text{пов}}, W_N, W_B$ , имеющие небольшую величину по сравнению с основными составляющими, не учитываются.

Тогда суммарное сопротивление передвижению погрузчика в процессе черпания материала ковшем погрузчика определяется:

$$\sum W = 12 + 8,12 = 20,12 \text{ кН.}$$

Преодоление сопротивлений  $\sum W$ , возникающих в процессе движения машины, осуществляется за счет окружного (тягового) усилия  $T_k$  движителей машины (приводных колес, гусениц), передаваемого от двигателя привода.

Максимальное значение силы тяги лимитируется либо максимальным крутящим моментом, подводимым, от двигателя к движителям машины, либо сцеплением движителей с поверхностью движения. А потому условие движения машины запишется в виде:

$$T_{\text{сц}} > T_k > \sum W, \quad (3.14)$$

где  $T_{\text{сц}}$  – сила сцепления движителей машины с поверхностью;

$T_k$  – тяговое усилие движителей машины;

$\sum W$  – сумма всех сопротивлений, возникающих при движении машины.

$$21,66 > 21 > 20,12$$

### 3.4 Расчет и выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя осуществляем исходя из параметров имеющегося гидромотора, технические характеристик которого представлены в таблице 3.2

Таблица 3.2– Техническая характеристика гидромотора.

Параметр	Обозначение	Значение
Тяговое усилие, кН	$T$	21
Крутящий момент на входном валу бортового редуктора, об/мин	$M_{\text{кр}}$	1300
Общее передаточное число редуктора	$U_{\text{общ}}$	16,2

Рассчитываем необходимую мощность электродвигателя :

$$N_{\text{ов}} = M_{\text{кр}} \cdot U_{\text{общ}}, \quad (3.15)$$

где  $M_{кр}$  – момент крутящий на валу редуктора;  
 $U_{общ}$  – общее передаточное число бортового редуктора.

$$N_{дв} = 1300 \cdot 16,2 = 21060 \text{ Вт} = 21,6 \text{ кВт.}$$

По найденному значению требуемой мощности подбираем асинхронный тяговый двигатель из [11, с 33]. Технические характеристики асинхронного двигателя представлены в таблице 3.3, габаритные размеры представлены на рисунке 3.3

Таблица 3.3 – Технические характеристики электродвигателя RA 180M3

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	КПД при нагрузке, %			Коэффициент мощности при нагрузке, $\cos \varphi$		Ток при 380В, А	Масса, кг
			100	75	50	100	75		
RA180M2	22	2940	90,5	90,5	89,7	0,89	0,86	42	147

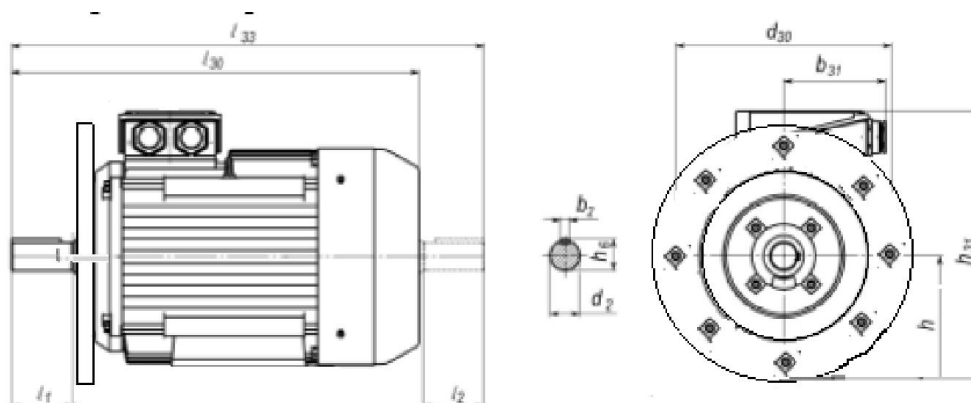


Рисунок 3.3 – Асинхронный трехфазный двигатель RA180M3.

Габаритные размеры двигателя представлены в таблице 3.4

Таблица 3.4 – Габаритные размеры двигателя RA180M3

Высота выходного вала, $h$ , мм	Длина двигателя с выходным валом, $l_{30}$ , мм	Ширина двигателя, $d_{30}$ , мм	Высота двигателя, $h_{31}$ , мм
180	645	320	425

### 3.5 Выбор генератора с асинхронным регулятором

Выбор генератора осуществляется исходя из данных полученных при расчете двигателя. Нам требуется генератор выдающий не менее 21 кВт, и имеющего в своей конструкции встроенный асинхронный регулятор для асинхронного трехфазного двигателя.

Данным критериям соответствует дизельный генератор АД 20-Т400 Р, [16, с.15]. Технические характеристики генератора представлены в таблице 3.5

Таблица 3.5 – Техническая характеристика генератора АД 20- Т400Р

Параметр	Значение
Постоянная мощность, кВт	20
Резервная мощность, кВт	22
Напряжение, В	230 / 400
Частота / скорость вращения Гц, об/мин	50 / 1500
Фазы / полюса	3 фазы / 4 полюса
Габариты электростанции открытой на раме, $l, b, h$ мм	700x390x575
Вес генератора с асинхронным регулятором, кг	100
Щит управления с контроллером	HGM6120 с ЖК дисплеем

Основные габаритные размеры генератора с асинхронным преобразователем представлены на рисунке 3.4

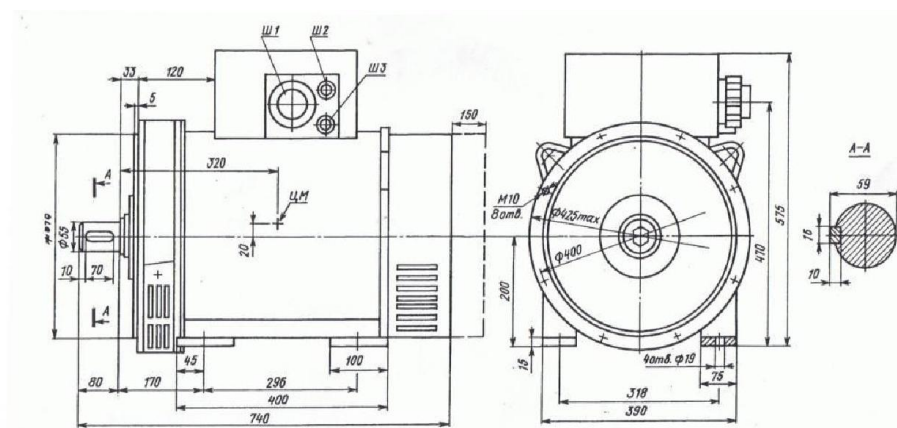


Рисунок 3.4 – Генератор с асинхронным регулятором

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ДП110-02.480061 ПЗ

Лист

30

### 3.6 Определение производительности погрузчика

Производительность ковшовых погрузчиков представляет собой количество перегруженных материалов или грузов в единицу времени.

В зависимости от этих факторов различают теоретическую, техническую и эксплуатационную производительность.

Теоретическая производительность - это наибольшая, и определяют ее расчетным способом для осредненных условий. Теоретическая производительность (в м<sup>3</sup>/ч) для ковшового оборудования:

$$Q = 3600 \frac{V_K \cdot \varphi_p}{T_{Ц} \cdot K_p} \quad (3.16)$$

где  $V_K$  – номинальный объем ковша,  $V_K = 0,4$  м<sup>3</sup>;

$\varphi_p$  – расчетный коэффициент наполнения ковша,  $\varphi_p = 1,25$ ;

$T_{Ц}$  – время рабочего цикла, с;

$K_p$  – коэффициент разрыхления материала, при разработке материковых материалов  $K_p = 1,25$ , насыпных  $K_p = 1,1$ .

Продолжительность рабочего цикла погрузчика определяется исходя из основных этапов: наполнения ковша или взятия груза, рабочего хода (отъезда к транспортному средству с одновременным подъемом стрелы), маневрирования транспортного средства, опорожнения рабочего органа, холостого хода (обратный отъезд к штабелю грузов с одновременным опусканием стрелы и установкой ковша в положение копания).

Среднюю продолжительность типового рабочего цикла погрузчика можно выразить в виде функции главного параметра – грузоподъемности  $Q_2$ :

$$T_{Ц} = 34,4 + 0,56 \cdot Q_2, \quad (3.17)$$

где  $Q_2$  – грузоподъемность малогабаритного погрузчика.

$$T_{Ц} = 34,4 + 0,56 \cdot 0,5 \approx 35 \text{ с.}$$

Теоретическая производительность будет равна:

$$Q = 3600 \frac{0,4 \cdot 1,25}{35 \cdot 1,1} = 46,8 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31







где  $L$  – длина стрелы погрузчика,  $L = 3,38$ ;  
 $G$  – вес поднимаемого груза с учетом ковша,  $G = 6867$  Н;  
 $\varphi$  – угол наклона стрелы к горизонту;  
 $\beta = \varphi + \gamma$  – угол (рис 3.3);  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>  
 При этом имеем схему ограничений:

$$k_1 \cdot \cos(\beta + \varphi_{min}) - k_2 = -S_{min}^2, \quad (3.22)$$

$$k_1 \cdot \cos(\beta + \varphi_{max}) - k_2 = -S_{max}^2, \quad (3.23)$$

где  $\varphi_{min}$ ,  $\varphi_{max}$  – минимальное и максимальное значение угла наклона стрелы к горизонту ;  
 $S_{min}$ ,  $S_{max}$  – минимальное и максимальное значение хода поршня гидроцилиндра, м.

$$k_1 = \frac{S_{min}^2 - S_{max}^2}{\cos(\beta + \varphi_{max}) - \cos(\beta + \varphi_{min})},$$

$$k_2 = k_1 \cdot \cos(\beta + \varphi_{max}) + S_{max}^2,$$

$$k_1 = \frac{0,16^2 - 0,63^2}{\cos(49+47) - \cos(49+33)} = 1,5,$$

$$k_2 = 1,53 \cdot \cos(49 + 47) + 0,63^2 = 0,24.$$

С учетом  $k_1 = 2 \cdot a \cdot b$ ,  $k_2 = a^2 + b^2$  найдены зависимости искомых параметров :

$$a = \frac{k_1}{2 \cdot b}, \quad (3.24)$$

где  $k_1$  – ограничение движения первого звена стрелы;  
 $b$  – длина второго звена стрелы;

$$b = \sqrt{\left(\frac{k_2 + \sqrt{k_2^2 - k_1^2}}{2}\right)}, \quad (3.25)$$

$$b = \sqrt{\left(\frac{0,24 + \sqrt{1,53^2 - 0,24^2}}{2}\right)} = 0,94.$$

$$a = \frac{1,53}{2 \cdot 0,94} = 0,81.$$

$$T(\varphi) = \frac{3,38 \cdot 6867 \cdot \sqrt{0,24 - 1,53 \cdot \cos(49+40)} \cdot \cos 40}{0,81 \cdot 0,94 \cdot \sin(49+40)} = 14300 \text{ Н.}$$

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35



предназначена для привода активного навесного оборудования – работа гидроцилиндров Ц3 и Ц4 захватного устройства.

Навесное оборудование подключается к гидросистеме через три быстро-съемных соединения: БС1 и БС2 – для подключения подпорных магистралей, БС3- для подключения дренажа. Они расположены на стреле.

Блоки клапанов БК3 и БК4, настроенные на давление 16 Мпа предохраняют гидросистему от забросов давления при закрытых золотниках распределителя.

Для расчета гидропривода ПУМ-500 зададимся определенными параметрами приведенными в таблице 4.1

Таблица 4.1 – параметры гидросистемы погрузчика

Параметр	Значение
Нагрузка на гидроцилиндре	$T = 1,4 \cdot 10^4 \text{ Н};$
Скорость перемещения поршня	$v_{\text{П}} = 0,32 \text{ м/с};$
Номинальное давление	$P = 16 \text{ МПа};$
Марка рабочей жидкости: зимой летом	ВМГЗ МГ-30
Масса гидрооборудования	$m_{\text{ГО}} = 2000 \text{ кг};$
Длина гидролиний : напорной сливной всасывающей	$l_{\text{Н}} = 14 \text{ м};$ $l_{\text{С}} = 12 \text{ м};$ $l_{\text{В}} = 2 \text{ м};$
Коэффициенты местных сопротивлений гидро- линий : напорной сливной всасывающий	$\varepsilon_{\text{Н}} = 10$ $\varepsilon_{\text{С}} = 8$ $\varepsilon_{\text{В}} = 2,5$
Высота всасывания : максимальная минимальная	$h_1 = - 0,5$ $h_2 = 0,5$

#### 4.1 Расчет мощности и подачи насосов

Мощность насоса определяется по формуле :

$$N_H = \frac{z \cdot T \cdot v_n}{D \cdot \eta_{гм.н} \cdot \eta_{гм.ц}}, \quad (4.1)$$

где  $z$  – число одновременно работающих гидроцилиндров;

$T$  – усилие на штоке, Н;

$v_n$  – скорость перемещения поршня, м/с;

$D$  – диапазон регулирования (для отечественных насосов  $D = 1,8 - 2,4$ );

$\eta_{гм.н}$  – гидродинамический КПД цилиндра;

$\eta_{гм.ц}$  – гидродинамический КПД насоса;

$$N_H = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 0,32}{2 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 13,89 \text{ кВт.}$$

Подача насоса определяется по формуле [9, с.267]:

$$Q_H = \frac{N_H}{P_{НОМ}}, \quad (4.2)$$

$$Q_H = \frac{13890}{16 \cdot 10^6} = 0,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимаем для расчета :  $N_H = 13890 \text{ Вт}$ ;

$$Q_H = 0,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } Q_H = 52,2 \text{ л/мин.}$$

## 4.2 Определение типоразмера насоса

В Дорожно-строительной технике, а именно в погрузчиках используют аксиально-поршневой нерегулируемый самовсасывающий насосы. Поэтому подбор ведем такого насоса, который серийно выпускается промышленностью.

Подача насоса:

$$Q_H = \frac{q_H \cdot \eta_H \cdot \eta_{об.н}}{10^{-3}}, \quad (4.3)$$

Отсюда,

$$q_H = \frac{10^{-3} \cdot Q_H}{\eta_H \cdot \eta_{об.н}}; \quad (4.4)$$

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			38

где  $q_H$  – рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>/об;

$n_H$  – число оборотов вала насоса, об/мин;

$\eta_{об.н}$  – объемный КПД насоса.

В малогабаритных погрузчиках насос пристыковывается к картеру маховика и через муфту соединяется с коленчатым валом двигателя внутреннего сгорания. Обороты двигателя равны 2000 об/мин, поэтому обороты вала насоса принимаем такими же.

$$q_H = \frac{10^{-3} \cdot 52.2}{2000 \cdot 0,94} = 0,281 \text{ м}^3/\text{об.}$$

Выбираем аксиально - поршневой насос типа 210.16.12.00Г, габаритные размеры данного насоса представлены на рисунке 4.2

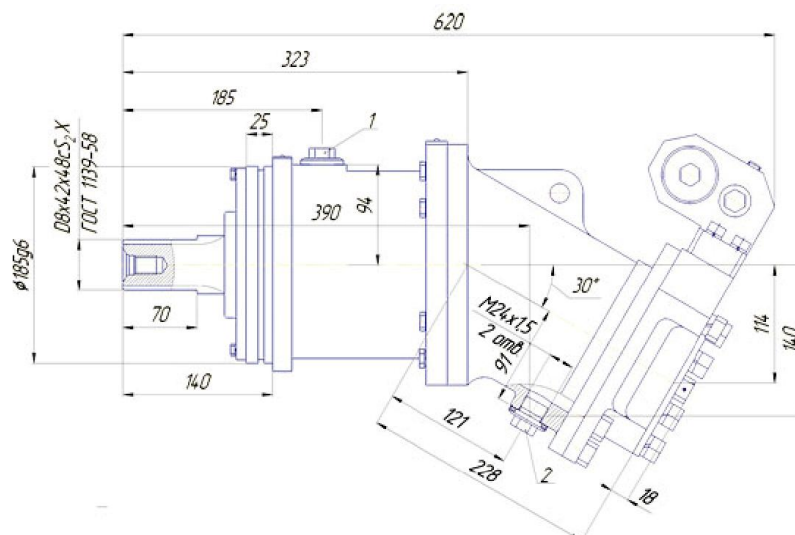


Рисунок 4.2– Аксиально- поршневой насос типа 210.16.12.00Г

Выбор типоразмеров направляющей и регулирующей гидроаппаратуры:

Подбор осуществляется по номинальному давлению и подаче насосов. По табл. 42 [9,с.219] выбираем секционные распределители марки Р-32 с тремя и четырьмя секциями. Они достаточно близки по техническим характеристикам. Обратные клапаны (позиция 2) [13, с.25] 531.20 или 61 300 (см. табл. 49 и 50) [9, с.245] . В качестве предохранительных клапанов могут быть использованы клапаны типа 521.20.

Выбор типоразмера линейного фильтра:

Фильтр выбирается по таблице 64 [9.с252] по подаче насоса и требуемой

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

тонкости фильтрации. Выбираем два фильтра типоразмера 1.1.32-25 с тонкостью фильтрации 25 мкм и устанавливаем их параллельно друг другу на сливной линии.

### 4.3 Расчет диаметров трубопроводов

Для этого зададимся скоростями потока жидкости в трубопроводе:

в напорном : 4 м/с;

в сливном : 2 м/с;

во всасывающем: 1 м/с;

Диаметры трубопроводов определяются по формуле [8,с.272]:

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_H}{v}}, \quad (4.5)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/об;  
 $v$  – скорость потока жидкости.

$$d_H = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,87 \cdot 10^{-3}}{4}} = 0,016 \text{ м,}$$

$$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,87 \cdot 10^{-3}}{2}} = 0,024 \text{ м,}$$

$$d_g = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,87 \cdot 10^{-3}}{1}} = 0,032 \text{ м.}$$

По таблице 16 [9, с 62] в соответствии с ГОСТ 16516-80 и таблице 66 [9, с.257] выберем стандартные диаметры трубопроводов, которые используем в дальнейших расчетах:

$$d_H = 16 \text{ мм; } d_c = 25 \text{ мм; } d_g = 32 \text{ мм.}$$

Теперь уточним действительные скорости потока жидкости в напорном, сливном и всасывающем трубопроводах:

$$v = 1,13^2 \cdot \frac{Q_H}{d^2}, \quad (4.6)$$

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40





Вначале вносим в таблицу 4.2 значения величин для зимнего масла ВМГЗ.

Таблица 4.2 – зависимость давления во всасывающей камере аксиально-поршневого насоса от температуры (зимнего масла ВМГЗ):

Параметры	Температура рабочей жидкости						
	-40	-20	0	20	40	60	80
$v_B^2$	1150	220	65	27	15	9	6
$\rho$	895	877	863	850	834	820	805
$\lambda$	2,5	0,48	0,14	0,059	0,046	0,04	0,036
$Re$	30	157	532	1280	2304	3840	5760
$b_B$	14	3	1,55	1	1	1	1
$h_1 = + 0,5M$	0,058	0,096	0,1	0,103	0,1034	0,1035	0,1036
$h_2 = - 0,5M$	0,049	0,087	0,093	0,094	0,094	0,095	0,095

Режим течения жидкости при температурах от - 40 до +20°C будет ламинарным, а при температурах +40°C и выше турбулентными.

Критерий течения вязкой жидкости (далее число Рейнольдса) в диапазоне температур от - 40 до + 80°C определим по формуле (4.8), результаты заносим в таблицу 4.2 :

$$Re = \frac{v_B \cdot d_B}{\nu}, \quad (4.8)$$

$$\text{При } t = - 40^\circ C, \quad Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{1150 \cdot 10^{-6}} = 30;$$

$$\text{При } t = - 20^\circ C, \quad Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{220 \cdot 10^{-6}} = 157;$$

$$\text{При } t = 0^\circ C, \quad Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{65 \cdot 10^{-6}} = 532;$$

$$\text{При } t = 20^\circ C, \quad Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{27 \cdot 10^{-6}} = 1280;$$

$$\text{При } t = 40^\circ C, \quad Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{15 \cdot 10^{-6}} = 2304;$$

При  $t = 60^{\circ}\text{C}$  , 
$$Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{9 \cdot 10^{-6}} = 3804;$$

При  $t = 80^{\circ}\text{C}$  , 
$$Re = \frac{1,08 \cdot 0,032}{6 \cdot 10^{-6}} = 5760;$$

Определим коэффициент трения для всех температур в диапазоне от  $-40$  до  $+80^{\circ}\text{C}$  [9, с.274] по формуле:

$$\lambda_B = \frac{75}{Re}, \quad (4.9)$$

При  $t = -40^{\circ}\text{C}$ , 
$$\lambda_B = \frac{75}{30} = 2,5 ;$$

При  $t = -20^{\circ}\text{C}$ , 
$$\lambda_B = \frac{75}{157} = 0,48;$$

При  $t = 0^{\circ}\text{C}$ , 
$$\lambda_B = \frac{75}{532} = 0,14;$$

При  $t = 20^{\circ}\text{C}$  , 
$$\lambda_B = \frac{75}{1280} = 0,059;$$

При температуре выше  $+40^{\circ}\text{C}$  коэффициент трения рассчитывается по формуле:

$$\lambda_B = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (4.10)$$

При  $t = 40^{\circ}\text{C}$ , 
$$\lambda_B = 0,3164 \cdot 2304^{-0,25} = 0,046;$$

При  $t = 60^{\circ}\text{C}$ , 
$$\lambda_B = 0,3164 \cdot 3840^{-0,25} = 0,04;$$

При  $t = 80^{\circ}\text{C}$ , 
$$\lambda_B = 0,3164 \cdot 3840^{-0,25} = 0,36.$$

После того как найдены все величины, по уравнению Бернулли (4.7) определим давление во всасывающей камере насоса . Результаты расчета также заносим в таблицу 4.2:

$$P_g = P_o + \rho \cdot g \cdot h - \frac{\rho \cdot v_B^2}{2} \cdot \left(1 + \xi \cdot b_B + \frac{\lambda \cdot l_B}{d_B}\right),$$

При  $h = -0,5$

$$\text{При } t = -40^\circ\text{C}, \quad P_g = 101\,325 + 4475 - 482454,8 = 0,058 \text{ МПа};$$

Аналогично проводим расчеты для всех температур.

При  $h = +0,5$

$$\text{При } t = -40^\circ\text{C}, \quad P_g = 101325 - 4475 - 482454,8 = 0,049 \text{ МПа};$$

Аналогично проводим расчеты для всех температур.

Определение давления для летнего масла:

Для расчета  $P_g$  на летнем масле МГ-30 составляем таблицу 4.3

Таблица 4.3 – Зависимость давления во всасывающей камере аксиально-поршневого насоса от температуры (летнее масло МГ-30)

Параметры	Температура рабочей жидкости					
	-20	0	20	40	60	80
$v_B^2$	7500	750	135	44	14	8
$\rho$	910	895	880	866	854	838
$\lambda$	16,3	1,63	0,29	0,11	0,045	0,039
$R_e$	4,6	46,06	256	785,5	2469	4320
$b_B$	85	8	1,8	1,3	1	1
$h_1 = +0,5\text{м}$	-0,51	0,075	0,099	0,103	0,1033	0,1034
$h_2 = -0,5\text{м}$	0,049	0,087	0,093	0,094	0,094	0,095

Число Рейнольдса определим по формуле 4.8. Режим течения жидкости при температурах от  $-20$  до  $+20^\circ\text{C}$  будет ламинарным, а при температурах  $+40^\circ\text{C}$  и выше турбулентным. Результаты заносим в таблицу 4.3

$$\text{При } t = -20^\circ\text{C}, \quad R_e = \frac{1,088 \cdot 0,32}{750 \cdot 10^{-6}} = 4,6;$$

При  $t = 0^{\circ}\text{C}$  , 
$$R_e = \frac{1,08 \cdot 0,032}{750 \cdot 10^{-6}} = 46,08.$$

Аналогично выполняем расчеты для всех температур.

Определим коэффициент трения для всех температур по формуле (4.9):

При  $t = -20^{\circ}\text{C}$  
$$\lambda_B = \frac{75}{4,6} = 16,3;$$

При  $t = 0^{\circ}\text{C}$  
$$\lambda_B = \frac{75}{46,08} = 1,63;$$

При  $t = 20^{\circ}\text{C}$  
$$\lambda_B = \frac{75}{256} = 0,29;$$

При  $t = 40^{\circ}\text{C}$  
$$\lambda_B = 0,3164 \cdot 785,5^{-0,25} = 0,011;$$

При  $t = 60^{\circ}\text{C}$  
$$\lambda_B = 0,3164 \cdot 2469^{-0,25} = 0,045;$$

При  $t = 80^{\circ}\text{C}$  
$$\lambda_B = 0,3164 \cdot 4320^{-0,25} = 0,39.$$

После того как найдены все коэффициенты трения и коэффициенты течения жидкости, определим давление во всасывающей камере насоса по формуле (4.7) Результаты расчета также заносим в таблицу 4.4

Определим давление:

При  $h = +0,5$

При  $t = -20^{\circ}\text{C}$ , 
$$P_B = -0,51 \text{ МПа.}$$

Аналогично проводим расчеты для всех температур .

При  $h = -0,5$

При  $t = -20^{\circ}\text{C}$ , 
$$P_B = 0,049 \text{ МПа.}$$

На основе полученных таблиц строим графики для летнего и зимнего масла

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

в координатах  $P_g - t_{жс}$ , рисунок 4.3 Высота всасывания  $h_1 = -0,5\text{м}$ ,  $h_2 = +0,5\text{м}$ .

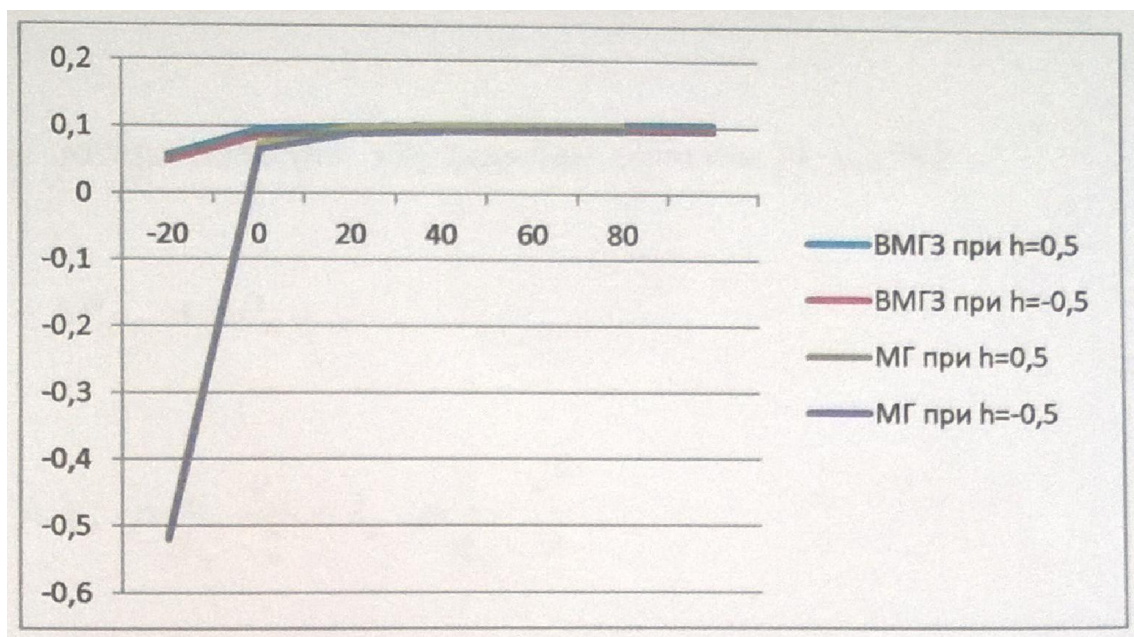


Рисунок 4.3–График давления во всасывающей камере

Как видно, давление во всасывающей камере насоса сильно зависит от температуры (вязкости) рабочей жидкости. Чтобы найти температуру, до которой насос работает в бескавитационном режиме, проведем линию, параллельную оси абсцисс, на расстоянии 0,07 МПа (для аксиально-поршневых насосов) от начала координат. Пересечение этой линии с графиками покажет температуру, до которой можно эксплуатировать насос.

При более низких температурах насос будет работать в режиме кавитации.

Из построенных графиков видно, что давление во всасывающей камере насоса при размещении гидробака выше всасывающей линии на 0,5 м дает существенный положительный эффект. При температуре выше 0°C для зимнего и выше +20°C для летнего масел давление во всасывающей камере насоса превышает атмосферное. Расчет показал, что при проектировании гидрофицированных самоходных машин целесообразно размещать гидробак на 0,5 м выше линии насоса. Это позволит существенно повысить всасывающую способность насоса и сдвинуть начало кавитации в сторону низких температур.

#### 4.5 Расчет потерь давления в напорной и сливной гидролиниях

Путевые потери находим следующим образом [8,с.278] :

$$\sum \Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\Pi.н} + \Delta P_{\Pi.с} , \quad (4.11)$$



$$Re_H = \frac{4,34 \cdot 0,016}{27 \cdot 10^{-6}} = 2571,8 ;$$

$$Re_C = \frac{1,78 \cdot 0,025}{27 \cdot 10^{-6}} = 1648,1 ;$$

При  $t = 40^\circ\text{C}$  ,

$$Re_H = \frac{4,34 \cdot 0,016}{15 \cdot 10^{-6}} = 4629,3 ;$$

$$Re_C = \frac{1,78 \cdot 0,025}{15 \cdot 10^{-6}} = 2966,7 ;$$

При  $t = 60^\circ\text{C}$  ,

$$Re_H = \frac{4,34 \cdot 0,016}{9 \cdot 10^{-6}} = 7715,5 ;$$

$$Re_C = \frac{1,78 \cdot 0,025}{9 \cdot 10^{-6}} = 4944,4 ;$$

При  $t = 80^\circ\text{C}$  ,

$$Re_H = \frac{4,34 \cdot 0,016}{6 \cdot 10^{-6}} = 11573,3 ;$$

$$Re_C = \frac{1,78 \cdot 0,025}{6 \cdot 10^{-6}} = 7416,7 .$$

Определим коэффициент трения для всех температур по формуле (4.9)  
Результаты заносим в таблицу 4.4 :

При  $t = -40^\circ\text{C}$  ,

$$\lambda_H = \frac{75}{60,38} = 1,24 ;$$

$$\lambda_C = \frac{75}{38,69} = 1,94 ;$$

При  $t = -20^\circ\text{C}$  ,

$$\lambda_H = \frac{75}{315,64} = 0,24 ;$$

$$\lambda_C = \frac{75}{202,3} = 0,37 ;$$

При  $t = 0^\circ\text{C}$  ,

$$\lambda_H = \frac{75}{1068,3} = 0,07 ;$$

$$\lambda_C = \frac{75}{684,6} = 0,11 ;$$

При  $t = 20^\circ\text{C}$  ,

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 2571,8^{-0,25} = 0,044 ;$$

$$\lambda_C = 0,3164 \cdot 1648,1^{-0,25} = 0,049 ;$$

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

При  $t = 40^{\circ}\text{C}$  ,

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 4629,3^{-0,25} = 0,038 ; \quad \lambda_C = 0,3164 \cdot 2966,7^{-0,25} = 0,043 ;$$

При  $t = 60^{\circ}\text{C}$  ,

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 7715,6^{-0,25} = 0,034 ; \quad \lambda_C = 0,3164 \cdot 4944,4^{-0,25} = 0,037 ;$$

При  $t = 80^{\circ}\text{C}$  ,

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 11573,3^{-0,25} = 0,03 ; \quad \lambda_C = 0,3164 \cdot 7416,7^{-0,25} = 0,034 ;$$

Расчет путьевые потерь давления в напорном и сливном трубопроводах:

$$\Sigma \Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\Pi.H} + \Delta P_{\Pi.C} ,$$

$$\Sigma \Delta P_{\Pi} = \lambda_H \cdot \rho \frac{l_H}{d_H} \cdot \frac{v_H^2}{2} + \lambda_C \cdot \rho \frac{l_C}{d_C} \cdot \frac{v_C^2}{2} ;$$

$$\text{При } t = -40^{\circ}\text{C} \quad \Delta P_{\Pi} = 4,1 \text{ МПа};$$

Аналогично выполняем расчеты для всех температур. Результаты заносим в таблицу 4.4

Местные потери давления находим из выражения :

$$\Sigma \Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\Pi.H} + \Delta P_{\Pi.C} ,$$

$$\Sigma \Delta P_{\Pi} = \lambda_H \cdot \rho \frac{l_H}{d_H} \cdot \frac{v_H^2}{2} + \lambda_C \cdot \rho \frac{l_C}{d_C} \cdot \frac{v_C^2}{2} ;$$

Рассчитаем местные потери давления при температуре  $-40^{\circ}\text{C}$  :

$$P_{\Pi} = 10 \cdot 7,5 \cdot 895 \cdot \frac{4,08^2}{2} + 9 \cdot 9,6 \cdot 895 \frac{1,97^2}{2} = 0,69 \text{ МПа};$$

Таковыми же расчетами определим местные потери давления для всех температур . Результаты запишем в таблицу 4.4

Затем суммируем путьевые и местные потери давления при одинаковых

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49



температурах. По результатам расчета строим графики в координатах  $\sum \Delta P_{\Pi} - t$  для зимнего масла ВМГЗ.

Таблица 4.4 – зависимость потерь давления в гидросистеме погрузчика (зимнее масло ВМГЗ)

Параметры	Температура рабочей жидкости						
	-40	-20	0	20	40	60	80
$\nu$	1150	220	65	27	15	9	6
$\rho$	895	877	863	850	834	820	805
$\lambda_H$	1,24	0,24	0,07	0,044	0,038	0,034	0,03
$\lambda_C$	1,94	0,37	0,11	0,049	0,043	0,037	0,034
$Re_H$	60,38	315,6	1068,3	2571,9	4629,3	7715,6	11573,3
$Re_C$	38,69	202,3	684,6	1648,1	2966,7	4944,4	7416,7
$d_H$	13	2,5	1,5	1	1	1	1
$d_C$	17	4	1,8	1,2	1	1	1
$\Delta P_{\Pi}$	4,1	0,77	0,224	0,179	0,154	0,134	0,119
$\Delta P_M$	0,69	0,158	0,109	0,084	0,082	0,081	0,071
$\Delta P$	4,79	0,928	0,333	0,263	0,236	0,216	0,198

#### 4.6 Расчет потерь давления для летнего масла

Определим число Рейнольдса для напорного и сливного трубопровода по формуле (4.8) По числу Рейнольдса определим коэффициенты трения жидкости по формуле (4.9) Результаты заносим в таблицу 4.5:

При  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ,

$$Re_H = \frac{4,34 \cdot 0,016}{7500 \cdot 10^{-6}} = 9,26 ; \quad Re_C = \frac{1,78 \cdot 0,025}{7500 \cdot 10^{-6}} = 5,93 ;$$

При  $t = 0^{\circ}\text{C}$ ,

$$Re_H = 92,6 ; \quad Re_C = 59,3 ;$$

При  $t = 20^{\circ}\text{C}$ ,

$$Re_H = 514,4;$$

$$Re_C = 329,6;$$

При  $t = 40^\circ\text{C}$ ,

$$Re_H = 1578,18 ;$$

$$Re_C = 1011,4;$$

При  $t = 60^\circ\text{C}$ ,

$$Re_H = 4960;$$

$$Re_C = 3178,6;$$

При  $t = 80^\circ\text{C}$ ,

$$Re_H = 8680;$$

$$Re_C = 5562,5;$$

Определим коэффициент трения для всех температур по формуле (4.9):

При  $t = -20^\circ\text{C}$

$$\lambda_H = \frac{75}{9,26} = 8,1;$$

$$\lambda_C = \frac{75}{5,93} = 12,64;$$

При  $t = 0^\circ\text{C}$

$$\lambda_H = 0,81;$$

$$\lambda_C = 1,26;$$

При  $t = 20^\circ\text{C}$

$$\lambda_H = 0,15;$$

$$\lambda_C = 0,23;$$

При  $t = 40^\circ\text{C}$

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 1578,2^{-0,25} = 0,05 ; \quad \lambda_C = 0,3164 \cdot 1011,4^{-0,25} = 0,056;$$

При  $t = 60^\circ\text{C}$

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 4960^{-0,25} = 0,038 ; \quad \lambda_C = 0,3164 \cdot 3178,5^{-0,25} = 0,042;$$

При  $t = 80^\circ\text{C}$

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

$$\lambda_H = 0,3164 \cdot 8680^{-0,25} = 0,044 ; \quad \lambda_C = 0,3164 \cdot 5562^{-0,25} = 0,049;$$

Рассчитываем путевые потери давления в напорном и сливном трубопроводах по формуле (4.7):

При  $t = -20^\circ\text{C}$

$$\Delta P_{\Pi} = 27,17 \text{ МПа};$$

Аналогичными расчетами определяем путевые потери для всех температур. Результаты заносим в таблицу 4.5

Местные потери давления находим из выражения :

$$\Sigma \Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\Pi.H} + \Delta P_{\Pi.C} ,$$

$$\Sigma \Delta P_{\Pi} = \lambda_H \cdot \rho \frac{l_H}{d_H} \cdot \frac{v_H^2}{2} + \lambda_C \cdot \rho \frac{l_C}{d_C} \cdot \frac{v_C^2}{2} ;$$

Рассчитаем местные потери давления при температуре  $-20^\circ\text{C}$  :

$$P_M = 10 \cdot 7,5 \cdot 895 \cdot \frac{4,08^2}{2} + 8 \cdot 9,6 \cdot 895 \frac{1,97^2}{2} = 4,72 \text{ МПа};$$

Аналогичными расчетами определим местные потери давления при других температурах. Результаты запишем в таблицу 4.5

Затем суммируем путевые и местные потери давления при одинаковых температурах.

После всех подсчетов суммируем путевые и местные потери давления при одинаковых температурах.

По результатам расчета строим графики для летнего масла МГ-30. График для летнего масла МГ-30 представлен на рисунке 4.4. Проведем линию, параллельную оси абсцисс и отстоящую на расстоянии  $20\% P_{\text{ном}}$  от начала координат. Пересечение этой линии с графиками показывает, что эксплуатировать гидропривод погрузчика можно до температуры  $-40^\circ\text{C}$  (зимнее масло ВМГЗ) и до температуры  $-25^\circ\text{C}$  (летнее масло МГ-30). При более низких температурах необходим предпусковой разогрев гидропривода.

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			52

Таблица 4.5 – Зависимость потерь давления в гидросистеме погрузчика (летнее масло МГ-30)

Параметры	Температура рабочей жидкости					
	-20	0	20	40	60	80
$\nu$	7500	750	135	44	14	8
$\rho$	895	877	863	850	834	820
$\lambda_H$	8,1	0,81	0,14	0,05	0,038	0,033
$\lambda_C$	12,64	1,26	0,23	0,056	0,042	0,035
$Re_H$	9,26	92,6	514,4	1578,2	4960	8680
$Re_C$	5,93	59,3	329,6	1011,4	3178,6	5562,5
$d_H$	70	8	1,9	1,3	1	1
$d_C$	130	12	2,2	1,4	1	1
$\Delta P_{\Pi}$	27,17	2,66	0,47	0,21	0,153	0,133
$\Delta P_M$	4,72	0,47	0,13	0,088	0,084	0,083
$\Delta P$	31,89	3,13	0,6	0,298	0,237	0,216

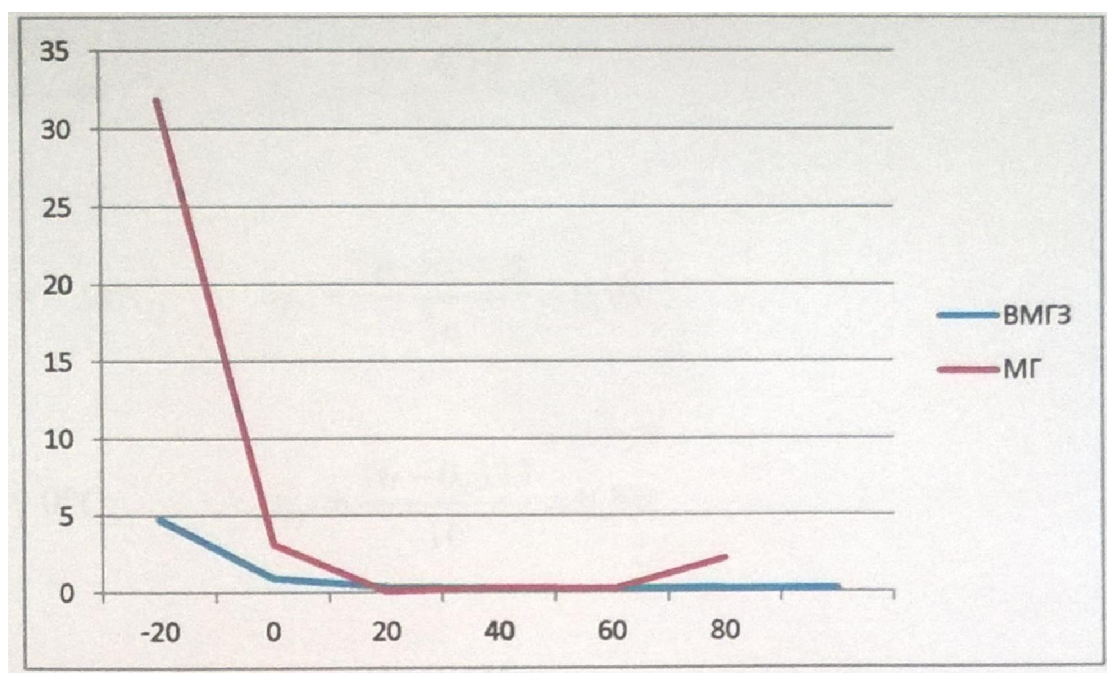


Рисунок 4.4– Зависимость давления от температур рабочей жидкости

#### 4.7 Расчет КПД гидропривода погрузчика

Общий КПД гидропривода определяется произведением гидравлического, механического и объемного КПД [12, с 283]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (4.13)$$

где  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД;  
 $\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД;  
 $\eta_{\text{об}}$  – объемный КПД.

Гидравлический КПД определим по суммарным потерям давления:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{P_{\text{ном}} - \sum \Delta P}{P_{\text{ном}}}, \quad (4.14)$$

где  $P_{\text{ном}}$  – номинальное давление в гидросистеме;  
 $\sum \Delta P$  – общие местные потери давления.

Расчеты выполним только для зимнего масла ВМГЗ:

Определим значение  $\eta_{\Gamma}$  для температур от -40 до +80°C и результаты расчета запишем в табл. 4.6:

$$\text{При } t = -40^{\circ}\text{C}, \quad \eta_{\Gamma} = \frac{16-4,79}{16} = 0,7;$$

$$\text{При } t = -20^{\circ}\text{C}, \quad \eta_{\Gamma} = \frac{16-0,928}{16} = 0,94;$$

$$\text{При } t = 0^{\circ}\text{C}, \quad \eta_{\Gamma} = \frac{16-0,333}{16} = 0,98;$$

$$\text{При } t = 20^{\circ}\text{C}, \quad \eta_{\Gamma} = \frac{16-0,263}{16} = 0,99;$$

При  $t = 40^{\circ}\text{C}$ ,  $\eta_{\Gamma} = 0,99$ ;

При  $t = 60^{\circ}\text{C}$ ,  $\eta_{\Gamma} = 0,99$ ;

При  $t = 80^{\circ}\text{C}$ ,  $\eta_{\Gamma} = 0,99$ ;

Механический КПД определим для гидроцилиндра ковша, для этого рассмотрим последовательно КПД насоса, распределителя и гидроцилиндра [9,с283]:

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{мех.н}} \cdot \eta_{\text{мех.р}} \cdot \eta_{\text{мех.ц}} , \quad (4.15)$$

где  $\eta_{\text{мех.н}}$  – механический КПД насоса;

$\eta_{\text{мех.р}}$  – механический КПД распределителя;

$\eta_{\text{мех.ц}}$  – механический КПД гидроцилиндра.

Из каталога аксиально-поршневых насосов выбираем механический КПД насоса (0,925) и определяем механический КПД гидроцилиндра (0,92):

$$\eta_{\text{мех}} = 0,925 \cdot 1 \cdot 0,92 = 0,85.$$

В расчетах покажем, что механический КПД не зависит от температуры. Это предложение приближено, так как механический КПД так же, как и гидравлический и объемный, существенно зависят от температуры .

Объемный КПД гидропривода определится как произведение объемных КПД насоса, распределителя и гидроцилиндра:

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{об.н}} \cdot \eta_{\text{об.р}} \cdot \eta_{\text{об.ц}} , \quad (4.16)$$

где  $\eta_{\text{об.н}}$  – объемный КПД насоса;

$\eta_{\text{об.р}}$  – объемный КПД распределителя;

$\eta_{\text{об.ц}}$  – объемный КПД гидроцилиндра.

В этом выражении объемные КПД распределителей и гидроцилиндров можно принимать равным 1, так как внутренние утечки по отношению к подаче

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55



$$D = 2 \sqrt{\frac{1,4 \cdot 10^4}{0,87 \cdot 16 \cdot 10^6}} = 0,063.$$

Выбираем по табл. 37 [8, с.195] гидроцилиндр подъема стрелы диаметром  $D = 63\text{мм}$  и диаметром штока  $d = 40\text{мм}$ .

## 5. Ожидаемые технико - экономические показатели.

### 5.1 Выявление назначения и области применения нового оборудования.

Целью экономической части является срок окупаемости вложений в модернизацию трансмиссии погрузчика ПУМ-500. В соответствии с патентом №2179119, «электромеханическая трансмиссия гусеничных тракторов» автор: Коломейцев Владимир Леонидович, Коломейцев Леонид Филиппович, Пахомии Сергей Александрович, Бибииков Владимир Иванович, Крайнов Дмитрий Викторович, Коломейцев Георгий Владимирович, Звездунов Дмитрий Алексеевич, Проконец Игорь Александрович, Рсднов Федор Александрович, Сулейманов Умаркади Магомедович, разработана электромеханическая трансмиссия для малогабаритного погрузчика ПУМ-500.

Оснащение малогабаритного погрузчика электромеханической трансмиссией позволит избавиться от устаревшей гидростатической трансмиссии, требующей постоянного ухода, частая смена масла, постоянные утечки, утилизация в дальнейшем большого количества отработанного масла. электромеханическая трансмиссия не требует постоянного ухода за ней, не требует масла, повышается надежность и из этого всего следует снижение годовых затрат на эксплуатацию, также электромеханика а в дальнейшем переход полностью на электропривод означает идти в ногу со временем.

### 5.2 Расчет капитальных вложений

Расчет капитальных вложений при модернизации оборудования:

$$\Delta K = K_{\text{НИР}} + K_{\text{об}} + K_{\text{мон}} + K_{\text{спец}} + K_{\text{пот}} \quad (5.1)$$

где  $K_{\text{НИР}} = 0$  руб – затраты по НИР. Так как разрабатываемый проект входит в состав дипломного проекта, тыс.руб.;

$K_{\text{об}}$  – стоимость нового приобретенного оборудования, отпускная цена,

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			57



включающая затраты на транспортировку, тыс.руб.;

$K_{\text{мон}}$  – затраты на монтаж оборудования, равные 10-15% от  $K_{\text{об}}$ ;

$K_{\text{спец}}$  – специальные расходы;

$K_{\text{пот}}$  – потери от ликвидации оборудования.

Стоимость нового приобретенного оборудования определяется по формуле:

$$K_{\text{об}} = C_{\text{п}} + Z_{\text{т}}, \quad (5.2)$$

где  $C_{\text{п}}$  – стоимость приобретаемого оборудования, руб;

$Z_{\text{т}}$  – транспортно заготовительные расходы, руб.

Стоимость нового приобретенного оборудования для пум 500 составляет, 100000 рублей. Оборудование производится на ОАО «Ярославский», «АД- Россия» в г. Ярославск, Москва соответственно.

Транспортно заготовительные расходы на доставку нового оборудования составят 5% от стоимости нового оборудования и рассчитываются по формуле:

$$Z_{\text{т}} = Z_{\text{м}} \cdot 0,05, \quad (5.3)$$

где  $Z_{\text{м}}$  – затраты на материалы, покупные изделия, оборудование.

Подставив значения в формулу, рассчитаем транспортные расходы:

$$Z_{\text{т}} = 100000 \cdot 0,05 = 5000 \text{ руб.}$$

Стоимость нового приобретенного оборудования с учетом транспортных расходов составит :

$$K_{\text{об}} = 100000 + 5000 = 105000 \text{ руб.}$$

Затраты на монтаж нового оборудования составляют 15% от капитальных затрат и являются равным  $K_{\text{м}} = 0,15 \cdot 100000 = 15000$  руб. Подставив значение в формулу (6.1) найдем необходимые дополнительные капитальные затраты :

$$\Delta K = 105000 + 15000 = 120000 \text{ руб.}$$

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

Балансовая стоимость новой техники после модернизации:

$$C' = C + \Delta K, \quad (5.4)$$

где  $C$  – стоимость техники до модернизации,  $C = 740000$  руб.

$$C' = 740000 + 120000 = 860000 \text{ руб.}$$

### 5.3 Расчет эксплуатационных затрат

В процессе эксплуатации оборудования возникают эксплуатационные расходы:

- заработная плата производственных рабочих;
- страховые выплаты;
- расходы на содержание и текущий ремонт оборудования;
- амортизационные отчисления.

Зарботная плата производственных рабочих определяется по формуле:

$$Z_{\text{п}} = Z_{\text{ч}} \cdot T_{\text{эф}} \cdot r_{\text{ч}}, \quad (5.5)$$

где  $Z_{\text{ч}}$  – средняя часовая зарплата одного рабочего;  
 $T_{\text{эф}}$  – эффективный фонд времени рабочего оборудования в течение года;  
 $r_{\text{ч}}$  – количество рабочих занятых на рабочем оборудовании, чел.

Подставляем полученные значения в формулу 6.5:

$$Z_{\text{п}} = 26 \cdot 1920 \cdot 1 = 49920 \text{ руб.}$$

Страховые выплаты (отчисления в пенсионный фонд, фонды обязательного медицинского страхования) рассчитывают следующим образом:

$$C_{\text{вып}} = Z_{\text{п}} \cdot H_{\text{с}} / 100, \quad (5.6)$$

где  $H_{\text{с}}$  – ставка страховых выплат в % от заработной платы, 30%;

$$C_{\text{вып}} = 49920 \cdot 0,3 / 100 = 150 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления на восстановление стоимости оборудования

рассчитывается исходя из стоимости оборудования с учетом затрат на доставку и монтаж и действующих годовых норм амортизации, руб:

$$A_r = C_n \cdot H_a, \quad (5.7)$$

Где  $C_n$  – стоимость оборудования, руб;

$H_a$  – норма амортизации на полное восстановление выбывающих основных фондов, %.

Нормативный срок функционирования оборудования равен:

$$T = 1/H_a \cdot 100\%, \quad (5.8)$$

где  $H_a$  – норма амортизации в процентах,  $H_a = 10\%$ .

$$T = 1/10 \cdot 100\% = 10 \text{ лет.}$$

Тогда амортизационные отчисления до и после модернизации составят :

$$A_r = 740\,000 \cdot 0,1 = 74\,000 \text{ руб.}$$

$$A_r' = 860\,000 \cdot 0,1 = 86\,000 \text{ руб.}$$

Затраты на текущий ремонт рассчитываем по формуле :

$$Z_p = C_n \cdot H_p, \quad (5.9)$$

где  $H_p$  – норматив отчислений на текущий ремонт, принимается 4%.

Затраты на текущий ремонт до и после модернизации:

$$Z_p = 740\,000 \cdot 0,04 = 29\,600 \text{ руб.}$$

$$Z_p' = 860\,000 \cdot 0,04 = 34\,400 \text{ руб.}$$

Затраты на техническое обслуживание рассчитываем по формуле:





## 6. Безопасность и экологичность проекта

В данном дипломном проекте рассчитывается универсальный малогабаритный погрузчик ПУМ-500. Целью проекта является замена гидростатической трансмиссии погрузчика на электромеханическую с целью упрощения конструкции, упрощения годового обслуживания и снижения затрат на годовое обслуживание, актуальности перехода на электротягу.

Одноковшовые универсальные погрузчики являются самоходными машинами, рабочие органы которых действуют с большими усилиями и скоростями.

Они являются также грузоподъемными машинами и в связи с этим представляют определенную опасность для обслуживающего персонала и окружающих. Поэтому при работе на погрузчиках, при их обслуживании, а также при загрузке транспортных средств машинисты и другие лица, работающие вблизи погрузчиков, должны строго соблюдать правила, обеспечивающие безопасность людей и сохранность машин, за несоблюдение правил безопасности предусмотрен штраф.

В данном дипломном проекте рассматривается погрузчик, работающий в черте города.

При погрузочно - разгрузочных и транспортных работах необходимо соблюдать строительные нормы и правила:

- СНиП РК II-90. «Техника безопасности в строительстве»
- «Общие правила техники безопасности и производственной санитарии для предприятий промышленности строительных материалов»
- «Правила техники безопасности и производственной санитарии на заводах и заводских полигонах железобетонных изделий»
- «Правила по технике безопасности и производственной санитарии при тьюгрузочно–разгрузочных работах на железнодорожном транспорте»
- «Правила техники безопасности для предприятий автомобильного транспорта»
- «Правила движения по улицам и дорогам».

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

## 6.1 Анализ опасных факторов при работе универсального погрузчика.

Основными опасными и вредными производственными факторами для оператора погрузчика по ГОСТ 12.0.003 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» являются:

- движущиеся транспортные средства;
- повышенная загазованность и запыленность воздуха рабочей зоны;
- повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны;
- повышенные уровни шума и вибрации на рабочем месте водителя;
- повышенная или пониженная влажность воздуха рабочей зоны;
- прямая и отраженная блесккость, недостаточная освещенность;
- токсические воздействия топлива, паров электролита;
- высокое гидравлическое давление в системе подачи топлива в цилиндры у дизельных двигателей, в гидравлических системах приводов;
- вращающиеся элементы двигательной установки и трансмиссии;
- высокая температура жидкости в системе охлаждения двигателя;
- повышенное давление в шинах колес в сочетании с неисправностью замкового устройства обода колеса;
- пожароопасность вследствие неисправности в системе питания двигателя;
- потеря устойчивости.

При возникновении неисправностей погрузчика (отказ тормоза, рулевого управления и т. п., посторонние шум или стук в работе погрузчика), водитель обязан прекратить работу, поставить в известность лицо, ответственное за безопасное производство работ, или механика.

При несчастном случае водитель обязан прекратить работу, поставить в известность администрацию предприятия.

Конструкция погрузчика предусматривает устойчивую работу на уклонах не менее 5 % и преодоление подъема (спуска) на твердом грунте не менее 20 %;

Конструкция погрузчика обеспечивает защиту оператора при опрокидывании (ROPS) в соответствии с ГОСТ Р ИСО 3471 и от падающих предметов (FOPS) в соответствии с ГОСТ 27719.

Сиденье погрузчика с ROPS и FOPS снабжены местами крепления ремней безопасности.

Угол поворота (люфт) рулевого колеса до начала действия основной гидравлической системы управления передвижением погрузчика – не более 25°. Максимальный угол поворота погрузчика «из края в край» достигается не более чем за шесть оборотов рулевого колеса.

Погрузчик со скоростью до 25 км/ч снабжен, как минимум, рабочей и стояночной тормозными системами. Эти системы взаимно независимы: при неисправности одной из них тормоза должны действовать, как минимум, на один мост (один борт) машины.

										Лист
										64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Погрузчик обеспечен опломбированным предохранительным клапаном в гидросистеме, предохраняющим механизмы при перегрузке, соответствующей 1,2–1,4 от номинальной грузоподъемности.

Также погрузчик оборудован :

- ограждениями над головой водителя;
- надежными тормозами, обеспечивающими тормозной путь при скорости движения 10 км/ч не более 2,5 м;
- глушителем с искрогасителем;
- зеркалом заднего вида;
- стеклоочистителем;
- звуковым сигналом;
- фарами;
- световой сигнальной системой;
- ремнями безопасности;
- датчиками давления масла в гидросистеме;
- защитным кожухом моторного отсека.

## 6.2 Микроклимат в кабине

Погрузчик ПУМ-500 работает во всех климатических зонах. Кабина имеет большую площадь остекленных поверхностей и составляют примерно 0,5 площади поверхности всех ограждений кабины. Управляет машиной один человек.

Остекление кабины выполнено из трехслойного безопасного стекла на поливинилбутиральной пленке по ГОСТ 5727-88, с уплотнением и закреплением, исключая выпадение стекла при эксплуатации при расчетной нагрузке 1650 Па. Светопропускание стекол, обеспечивающих видимость для машиниста, согласно ГОСТ 5727-88 не менее 75 %.

Для обеспечения в кабине микроклимата и предельно допустимых концентраций вредных веществ в воздухе в соответствии с нормами [17] устраивают естественную вентиляцию (люки, форточки, опускающиеся стекла) и принудительную, а также пылеулавливатели, воздухоохладители, кондиционеры и отопители.

Суммарные теплопотери кабины  $\sum Q_{\text{пот}}$  составляют 450000 ккал/ч; температура наружного воздуха  $t_{\text{н}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; допустимая температура воздуха внутри кабины в холодный период года  $t_{\text{в}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; допустимая температура воздуха, подаваемого в кабину, должна быть не более  $45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Рассчитаем количество воздуха, требуемого для воздушного отопления.

Количества тепла, отдаваемого 1 кг воздуха, подаваемого вентилятором, ккал/кг :

$$G_1 = G_2 = 0,24 \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{в}}) , \quad (6.1)$$

где  $t_{\text{под}}$  – температура воздуха подаваемая вентилятором;

$t_{\text{в}}$  – допустимая температура воздуха в кабине в холодное время года.

									Лист
									65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					





Воздух, соприкасаясь с каплями воды из сопла-распылителя, дополнительно очищается от пыли и охлаждается, отдавая часть теплоты на испарение воды. Неиспарившаяся вода задерживается в каплеуловителе и по трубкам стекает обратно в бак. Охлажденный и очищенный воздух по воздухопроводу и воздухораспределителю поступает в кабину. Для воздухоохладителя применяют только питьевую воду и расходуют ее 1,5...2,9 кг/ч [17, с 18].

При работе в холодный период года в блоке воздухоохладителя устанавливается теплообменник для подачи подогретого воздуха в кабину. Теплообменник подключается к системе охлаждения двигателя машины.

Основное требование к теплоизоляционным материалам кабин — это минимальная теплопроводность, высокие звукоизоляционные свойства и необходимая прочность.

В большинстве случаев теплоизолированные панели кабин выполняют трехслойными: наружный слой — облицовка из металлического листа толщиной 0,8...3 мм, средний слой, теплоизоляционный — из пенопласта, войлока, резины, ваты, картона или воздушной прослойки и внутренний — облицовка из кожзаменителя, фанеры и других материалов [17, с.22].

Категория вибрации на рабочем месте оператора – общая (транспортная, транспортно-технологическая) и локальная.

Допустимые значения виброскорости на сиденье оператора не должны превышать по скорректированным значениям:

По оси Z – 107, по осям X и Y – 116 дБ (при транспортной вибрации);  
101 дБ – при транспортно-технологической вибрации.

Допустимые значения виброскорости на рулевом колесе не должны превышать по скорректированным значениям:

при производстве работ по очистке от снега и льда – 112 дБ (при транспортно-технологической вибрации).

Скорость движения погрузчика по территории – не более 10 км/ч, в закрытых помещениях – не более 5 км/ч.

### 6.3 Пожарная безопасность

Пожарная безопасность – это такое состояние объекта, при котором исключается возможность пожара, а в случае возникновения предотвращается его опасное воздействие на людей и обеспечивается защита материальных ценностей (СНиП РК 2.02-05-2002).

Пожарная безопасность обеспечивается системами предотвращения пожара и пожарной защитой. Под системой пожарной защиты понимают комплекс организационных мероприятий и технических средств, направленных на предотвра-

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			67



Гасить пламя следует огнетушителем, песком, землей или надо накрыть его брезентом или войлоком, чтобы прекратить доступ воздуха к пламени. При воспламенении топлива на машине или под ней запрещается заливать пламя водой, так как это может вызвать взрыв. Если потушить пожар машины своими силами невозможно, необходимо вызвать ближайшую пожарную команду частыми звуковыми сигналами, по телефону, радио или любыми другими средствами связи.

#### **6.4 Требования безопасности при техническом обслуживании и ремонте машин**

К техническому обслуживанию и ремонту допускаются машинисты, слесари, сварщики, электрики и другие рабочие, прошедшие обучение и знающие устройство ремонтируемых машин, а также требования безопасности выполнения ремонтных работ.

Обслуживаемую или ремонтируемую машину перед началом работ надежно затормаживают, подложив под гусеницы или колеса упоры, рабочие органы опускают на подкладки или устанавливают на фиксаторы. Находиться под рабочими органами либо составными частями машины, поднятыми грузоподъемным средством, гидравлическим или канатным приводом, запрещается.

Во время мойки машин, предшествующей обслуживанию и ремонту, рабочий должен быть одет в непромокаемый костюм, резиновые перчатки и сапоги. При ручной мойке источники освещения и силовые двигатели должны быть герметически изолированы.

Запрещается производить обслуживание и устранять неисправности машины при работающем двигателе. Исключение составляют только регулирование системы питания, электрооборудования двигателя и опробование тормозов.

Приступая к работе, необходимо убедиться в исправности инструментов, приспособлений, подъемных механизмов. Не допускается применять ключи, зевы которых не соответствуют размерам гаек, а также наращивать ключи другим ключом или трубой. Нельзя ударять по ключу при отвертывании или заворачивании плотно затянутых болтов и гаек. Пользуясь различными съемниками, необходимо проверять надежность захвата детали лапами.

Если невозможно применять съемники или прессы для демонтажных операций, то используют выколотки с медными наконечниками и молотки с медными бойками. Проводить эти работы кувалдами не допускается.

Для крепежных работ целесообразно использовать ручные машины. Включать их можно только после установки в рабочее положение. Инструменты нельзя направлять в сторону руки, поддерживающей обрабатываемую деталь.

Для безопасного монтажа и демонтажа сборочных единиц со сжатыми пружинами необходимо применять специальные приспособления, щипцы или стяжные болты.

					ДП1 10-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Перед демонтажем гидравлической, смазочной и других систем необходимо слить рабочую жидкость и топливо в специальную емкость, не допуская расплескивания их, особенно в горячем состоянии.

При работе с электроинструментом, который находится под напряжением 220 В и выше, обязательно пользуются диэлектрическими перчатками, сапогами, ковриками. Инструмент должен быть заземлен.

Сверла, головки ключа допускается заменять в ручной машине только после ее полной остановки.

Работать с аккумуляторной батареей можно только в резиновых перчатках. Доливать электролит необходимо резиновой грушей.

При заправке машин или проверке уровня топлива запрещается курить и пользоваться открытым огнем.

На участке технического обслуживания и текущего ремонта машин должно быть установлено противопожарное оборудование согласно нормам пожарной безопасности. Запрещается загромождать доступ к этому оборудованию и использовать его в других целях.

Не допускается подтекание нефтепродуктов. Пролитые огнеопасные жидкости следует немедленно убирать. Запрещается курить возле мест хранения нефтепродуктов.

## 6.5 Экологические требования к погрузчику

Ответственность за руководство работой по охране окружающей природной среды, за общее и конкретное ее состояние, за повседневный надзор и контроль за соблюдением действующих норм, правил и требований по защите окружающей среды в организациях и предприятиях, в подразделениях и звеньях, несут их руководители (включая непосредственных руководителей выполняемых работ) в пределах установленных для каждого (документами предприятия и в соответствии с нормативными актами) обязанностей и полномочий. Указанная ответственность распространяется на процессы производства технического обслуживания и ремонта подъемно-транспортных средств в местах постоянного и временного базирования.

Работники всех категорий и уровней обязаны соблюдать установленные нормы, правила и требования по охране окружающей среды. Конкретные обязанности и полномочия каждого работника по указанным вопросам вносятся в его должностную инструкцию. За нарушение данных правил предусмотрены штрафы.

Определим нормативный расход топлива при следующих исходных данных.

Из путевого листа установлено, что погрузчик, вышедший из капитального ремонта, совершил пробег 127 км. Время работы спецоборудования по перемещению грузов составило 6,8 ч.

Базовая норма расхода топлива на пробег составляет  $N_{SC} = 52,0$  л/100 км.

Норма расхода топлива на работу специального оборудования, составляет  $N_T = 8,4$  л/ч.

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Надбавка при пробеге первой тысячи км после капитального ремонта  $D = 5$  %.

Нормируемый расход топлива будет равен:

$$Q_H = (0,01 \cdot N_{SC} \cdot S + N_T \cdot T) \cdot (1 + 0,01 \cdot D), \quad (6.3)$$

где  $N_{SC}$  - базовая норма расхода топлива на пробег, л/ч;

$N_T$  - норма расхода топлива на работу специального оборудования, л/ч;

$T$  - время работы, ч;

$D$  - Надбавка при пробеге первой тысячи км после капитального ремонт, %.

$$Q_H = (0,01 \cdot 52 \cdot 127 + 8,4 \cdot 6,8) \cdot (1 + 0,01 \cdot 5) = 129,3 \text{ л.}$$

Экономический район – Восточно-Сибирский.

Коэффициент экологической ситуации и экологической значимости – 1,9.

Дымность отработавших газов двигателя погрузчика – в соответствии с ГОСТ 17.2.2.02 (по документации на двигатель).

Выброс загрязняющих веществ с отработавшими газами из системы выпуска двигателя погрузчика – в соответствии с ГОСТ 17.2.2.05 (по документации на двигатель).

Отработанное масло (рабочая жидкость), как отход II-го класса опасности (высоко опасные) в соответствии с Федеральным законом Российской Федерации «Об охране окружающей среды», подлежит утилизации по согласованию с региональными органами Минприроды России.

После выработки ресурса гидропривода, гидросистемы или гидроустройства производят их демонтаж для утилизации выделенных групп составных частей и комплектующих, обращение с которыми осуществляют как с отходами производства и потребления.

Степень негативного воздействия отходов на окружающую среду – высокая.

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе модернизации трансмиссии универсального малогабаритного погрузчика ПУМ-500 разработана электромеханическая трансмиссия состоящая из генератора с асинхронным регулятором и двумя трехфазными асинхронными электродвигателями. Был произведен расчет основных параметров погрузчика, были определены нагрузки на гидроцилиндры, произведен расчет КПД гидропривода, выбор гидроцилиндров, расчет гидропривода рабочего оборудования, расчет технико-экономических показателей, безопасность и экологичность проекта. Было изучено стандартная гидрообъемная трансмиссия, которая была заменена на электромеханическую трансмиссию.

Кроме того, была проанализирована информация о последних тенденциях в развитии универсальных малогабаритных погрузчиков, о мировых лидерах в этой отрасли, о перспективах развития и об устаревших моделях.

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 1614947 СССР. МПК В66 К 17/10. Высокومانевренное транспортное средство с гидростатической трансмиссией. / В.В. Минин, А.Б. Ермилов; заявитель и патентообладатель В.В. Минин - № 1402444; заявл. 16.12.1988 опубл. 23.12.1990

2. Пат. 466072 Австралия. МПК В60 К 17/30. Транспортное средство с гидростатической трансмиссией. / James J. Bauer ; заявитель и патентообладатель James J. Bauer – 35485/71; заявл. 9.11.1971; опубл. 17.05.1973

3. Пат. 3866700 Соединенные Штаты Америки. МПК В62D 11/04. Транспортное средство с гидростатической трансмиссией. / Lisbon N. DАk; заявитель и патентообладатель Lisbon N. DАk – 181 211; заявл. 16.09.1971; опубл. 18.02.1975

4. Пат. 2179119 Российская Федерация, МПК В 60 К 17/00. Электромеханическая трансмиссия гусеничных тракторов. / Коломейцев Владимир Леонидович , Коломейцев Леонид Филиппович , Пахомии Сергей Александрович , Бибииков Владимир Иванович , Крайнов Дмитрий Викторович . Коломейцев Георгий Владимирович , Звездунов Дмитрий Алексеевич, Проконец Игорь Александрович , Рсднов Федор Александрович , Сулейманов Умаркади Магомедович; заявитель и патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью

"Научно-производственное предприятие "Эметрон" – № 2001119203/28; заявл. 10.02.01; опубл. 10.02.02

5. Пособие по сборке и ремонту электроаппаратуры. [электронный ресурс]/ Режим доступа (свободный доступ) – <http://110volt.ru/> 2011г.

						ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			73



6. Базанов А.Ф. Самоходные погрузчики: монография / Базанов А.Ф., Забегалов Г.В. 2-е изд. перераб. и доп.- М./ Машиностроение, 1979. – 546 с.

7. Барсов И.П. Строительные машины и оборудование: учебник для техникумов / И.П. Барсов - Москва : Стройиздат, 1986. – 511 с.

8. Минин, В.В. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков: монография / В.В. Минин. – Красноярск: Сибирский Федеральный Университет , 2012. – 304с.

9. Каверзин, С.В.. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учебное пособие / Каверзин, С.В. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.

10. Вахламов. В. К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студентов высших учебных заведений / В. К. Вахламов. – Москва : Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

11. Гоберман, Л. А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин: учебник для техникумов по специальностям «Строительные машины и оборудование» и «Дорожные машины и оборудование» / Л. А. Гоберман, К. В. Степанян, А. А. Яркин, В. С. Заленский; Под ред. Л. А. Гобермана. – Москва : Машиностроение, 1979. – 407 с.

12. Кравчикова, А.П. Методика выполнения расчета гидропривода путевых машин: учебное пособие для студентов техникума / А.П. Кравчикова, В.Н. Доброскокин, О.В. Сафронова. – Тихорецк: Тихорецкий техникум железнодорожного транспорта, 2005. –145 с.

13. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы» / Шарипов В. М. – Москва: Машиностроение, 2004. – 592 с.

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

14. Открытое акционерное общество «Уралвагонзавод». Инструкция по эксплуатации малогабаритного погрузчика ПУМ 500 РЭ./ Инструкция по эксплуатации. Нижний Тагил, 2008 – 70с.

15. Каталог продукции. Электромашиностроительный завод «ОАО Ярославский» («ELDIN») : каталог – Ярославск, 2011. – 50 с.

16. Каталог продукции . Открытое акционерное общество «АД– РОС-СИЯ» / каталог дизельных генераторов. – Москва. 2013. – 35с.

17. Государственным проектным конструкторским и научно-исследовательским институтом Сантехниипроект Госстроя России при участии института ГипроНИИ Академии наук СССР, ВНИИПО МВД СССР, МНИИТЭП : Строительные нормы и правила вентиляции и отопления рабочего места оператора строительного дорожных машин. РК 4.02– 05– 2010./ Москва : 2010г. – 90с.

18. Комитет по делам строительства Министерства индустрии и торговли Республики Казахстан / СНиП РК 2.02– 05– 2002 “Пожарная безопасность зданий и сооружений”. / Казахстан 2003г. – 85с.

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

Приложение А  
(Обязательное)  
Копии патентов на изобретения

					ДП110-02.480061 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76