Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»

Институт новых материалов и технологий

Кафедра «Технологии машиностроения, станки и инструменты»

Допустить к защите в ГЭК Васечкина М.А.

Зав. кафедрой Красильников А.Я.

_____
(подпись)

«_____» _____2021 г.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ШАССИ МАЛОГАБАРИТНОГО СНЕГОБОЛОТОХОДА С ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТЬЮ

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

Пояснительная записка

15.03.05.00.0000.00.02

Руководитель: Либерман Я.Л. _____

Нормоконтроль: _____

Студент группы НМТ-472513: Васечкин М.А. _____

Екатеринбург
2021

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ 5
ПЕРЕЧЕНЬ ЛИСТОВ ГРАФИЧЕСКИХ ДОКУМЕНТОВ 6
ВВЕДЕНИЕ 7
1. Общая характеристика работы 8
1.1. Актуальность темы исследования 8
1.2. Объект исследования 9
1.3. Предмет исследования 9
1.4. Цель работы 9
1.5. Научная новизна 9
1.6. Практическое значение работы 10
2. Анализ конструкций вездеходов – снегоболотоходов 11
2.1. Анализ шнековых движителей 11
2.1.1. Шнековый движитель с регулируемым двигателем 11
2.1.2. Шнековый движитель с шаговым двигателем. 12
2.1.3. Шнековый движитель с велосипедными мотор-колесами. 13
2.1.4. Выводы по главе 14
2.2 Анализ конструкции снегоболотохода 15
2.2.1 Модифицированный вариант снегоболотохода 16
2.3 Выводы по главе 17
3. Конструкция предлагаемого шасси 18
4. Расчет цифрового исполнительного механизма 21
4.1. Расчет сил, действующих на шток гидроцилиндра 21
4.2. Расчет гидропривода 22
4.3. Определение мощности гидропривода насоса 23
4.4. Выбор насоса 24
4.5. Определение внутреннего давления гидролиний, скоростей движения жидкости 26
4.6. Расчет потерь давления в гидролиниях 27
4.7. Расчет гидроцилиндров 28
4.8 Выводы по главе 33
5. Цифровой исполнительный механизм 34
5.1 Конструкция цифрового исполнительного механизма 34
5.2 Гидравлическая схема цифрового исполнительного механизма 37
5.3 Выводы по главе 39
6. Особенности конструкции шасси 40
6.1 Конструкция поворотного рычага 40
6.2 Конструкция шасси 41

6.3 Выводы по главе 43
7. Общий вид снегоболотохода 44
8. Безопасность жизнедеятельности 46
15.1. Безопасность труда 46
15.1.1. Электробезопасность 46
15.2. Чрезвычайные ситуации 47
15.2.1. Радиационная безопасность 47
15.3. Природопользование и охрана окружающей среды 48
15.4. Выводы по главе: 49
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 50
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 51
ПРИЛОЖЕНИЯ 52

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работы выполнена на тему «Разработка конструкции шасси малогабаритного снегоболотохода с повышенной проходимостью».

Расчетно-пояснительная записка содержит 52 листов, 17 рисунков, 2 таблицы, 5 источника, 9 приложений.

Ключевые слова: СНЕГОБОЛОТОХОД, ШНЕКОВЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ, ПОДВЕСКА, СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ЦИФРОВОЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ, РЕГУЛИРУЕМЫЙ ДВИГАТЕЛЬ, ПРОГРАММАТОР.

Объектом разработки является малогабаритный снегоболотоход с дистанционным управлением, предназначенный для инженерно-изыскательских работ.

Цель работы – повышение устойчивости и проходимости малогабаритного снегоболотохода с дистанционным управлением, в том числе разработка новых узлов, выбор из ранее представленных, модернизация и реконструкция элементов, разработанных для других машин.

В результате проведенной работы спроектированы конструкция шасси, гидравлический цифровой исполнительный механизм, также рассмотрена система гидроснабжения и блок управления электроуправляемых золотников.

ПЕРЕЧЕНЬ ЛИСТОВ ГРАФИЧЕСКИХ ДОКУМЕНТОВ

1) Общий вид движителей (А1×1)
2) Общий вид снегоболотохода (прототип) (А2×1)
3) Общий вид снегоболотохода (прототип (М1)) (А2×1)
4) Общий вид шасси (А1×1)
5) Гидроцилиндр сборочный чертеж (А1×1)
6) Гидросхема (А1×1)
7) Движитель с мотор колесом (А2×1)
8) Конструкция шасси (А1×1)
9) Общий вид снегоболотохода (А1×1)
10) Общий вид снегоболотохода (М1) (А1×1)

ВВЕДЕНИЕ

Целью дипломной работы является повышение устойчивости и проходимости малогабаритного снегоболотохода с дистанционным управлением для инженерно-изыскательных работ.

Габаритные размеры снегоболотохода не должны превышать 1600×1200×1000 мм (Д×Ш×В).

В настоящее время существует множество машин со шнековыми движителями, с разными габаритными размерами и массой. Тем не менее, известные конструкции шасси не всегда обеспечивают достаточную устойчивость и проходимость машины в различных условиях местности. Поэтому возникает необходимость увеличения данных параметров, что даст возможность более широкого применения машины в условиях, опасных для человека или труднодоступных местах.

В проекте представлены вариант конструкции шасси, рассмотрены различные элементы и блоки систем управления, а также приведены технические обоснования выбора конструктивных элементов.

Также в работе представлен общий вид снегоболотохода, с обоснованием выбора всех конструктивных элементов и блоков системы управления.

1. Общая характеристика работы

1.1. Актуальность темы исследования

Актуальность данного исследования заключается в том, что уже существующие шнекороторные машины имеют недостаточную устойчивость и проходимость в условиях открытого и ограниченного пространства. Таким образом можно сформулировать несколько задач, решаемых в данной работе: повышение проходимости и устойчивости машины, анализ и построение систем управления цифровыми исполнительными механизмами.

В настоящее время представлено множество вариантов конструкций, в том числе малогабаритных. Подавляющая часть машин данного типа не обладают системами регулирования дорожного просвета и колеи машины, что, в свою очередь, ограничивает область их применения. Добавление этих систем в конструкцию малогабаритных снегоболотоходов с дистанционным управлением существенно увеличит область их применения, поэтому возникает вопрос модернизации существующих конструкций таким образом, чтобы сохранить и улучшить их основные свойства.

Также существует большое количество систем управления, в одних используется аналоговые сигналы управления, в других цифровые. Так как цифровой исполнительный механизм состоит из нескольких гидроцилиндров, каждый из которых управляется отдельно, то система управления должна оперировать большим количеством комбинаций. В данном случае необходимо провести модернизацию блоков систем управления, для управления каждым гидроцилиндром.

1.2. Объект исследования

Объектом выпускной квалификационной работы является модернизация малогабаритного снегоболотохода, предназначенный для решения инженерно-изыскательских работ. Принципиальным отличием данной машины является то, что ширина колеи машины (расстояние между осями движителей) может регулироваться в зависимости от местности, подстраиваясь под рельеф почвы.

1.3. Предмет исследования

Предметом исследования данной работы являются вопросы увеличения проходимости и устойчивости машины в различных погодных и климатических условиях. Также к актуальным вопросам в рамках выпускной работы можно отнести вопросы.

1.4. Цель работы

Разработка конструкции шасси малогабаритного снегоболотохода с дистанционным управлением с целью повышения устойчивости и проходимости – это анализ уже существующих конструктивных решений, которые связаны с проектированием отдельных узлов машин, и модернизация уже существующего шасси снегоборлотохода, принятое нами в качестве прототипа.

1.5. Научная новизна

На конструкцию шасси подана заявка на получение патента на полезные модели (заявка №2021113728).

1.6. Практическое значение работы

На практике данный снегоболотоход можно использовать не только для инженерно-изыскательских работ, но и в сельском хозяйстве. Так как машина обладает высокой проходимостью по грунтам различной структуры, то её можно использовать для анализа пригодности почвы, доставки и разведки местности. Также данный снегоболотоход можно использовать при чрезвычайных ситуациях, например, для поиска и определения местоположения пострадавших людей.

2. Анализ конструкций вездеходов – снегоболотоходов

2.1. Анализ шнековых движителей

Для малогабаритных шнековых транспортных средств разработаны специальные движители, которые представляют собой вращающийся корпус со спиральной лентой, внутри которого расположен неподвижный двигатель. Данная компоновка позволяет существенно уменьшить габариты и массу машины, так же центр тяжести смещается вниз, что положительно сказывается на устойчивости.

Рассмотрим несколько вариантов исполнения движителя, представленных в работе «Либерман Я.Л., Захарова Н.А., Свиридов Д.В. Малогабаритный автоматизированный снегоболотоход для инженерно – изыскательных работ», и выберем наиболее подходящий вариант.

2.1.1. Шнековый движитель с регулируемым двигателем

Конструкция движителя, представленная на рисунке 1, содержит корпус с винтовой лентой (2), внутри которого расположен электродвигатель (3) с планетарным трехступенчатым редуктором (4). Электродвигатель и редуктор жестко связаны с неподвижными валами (5) и (6) соответственно. Каждый вал жестко соединен с рамой (1). Крутящий момент передается с двигателя, через планетарный редуктор на корпус движителя.

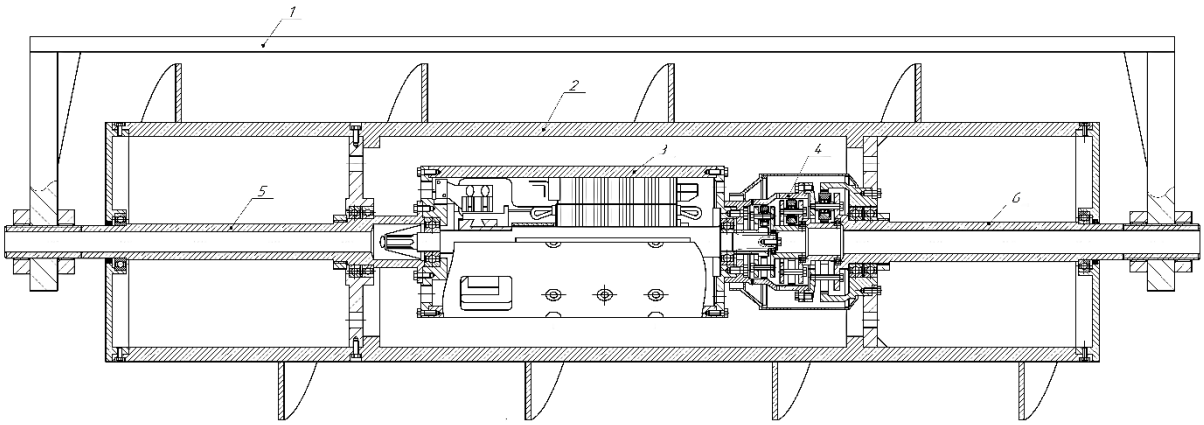

Рисунок 1 - Шнековый движитель с регулируемым двигателем

Для повышения надежности конструкции (в случае возникновения больших осевых сил) ступени редуктора дополнительно соединены болтами, а его корпус жестко соединен с перегородкой.

Такой вариант движителя обладает высокой надежностью и плавностью движения. Недостатками движителя можно назвать: необходимость точного изготовления деталей, большую трудоемкость при ремонте неисправных частей конструкции. Внутри движителя располагается высокооборотный электродвигатель, поэтому для понижения числа оборотов необходимо дополнительно устанавливать редуктор, это приведет к увеличению массы.

2.1.2. Шнековый движитель с шаговым двигателем.

Шаговый двигатель – это двигатель с несколькими обмотками, в котором ток, подаваемый в одну из обмоток статора, вызывает фиксацию статора. Главным преимуществом шаговых двигателей является точность, что при проектировании движителя позволит обеспечить точное перемещение машины в целом. Недостатком двигателя можно назвать не плавность хода, при малых скоростях, что может негативно сказаться на динамике машины и точности перемещения; низкая эффективность, потребление энергии не зависит от нагрузки, и высокий нагрев двигателя в процессе работы.

На рисунке 2 представлена конструкция движителя с шаговым двигателем. Компоновка аналогична предыдущему – шаговый двигатель (3) расположен внутри корпуса движителя (2). Выходной вал двигателя жестко закреплен с валом (5), а тот в свою очередь соединен с корпусом движителя и передает на него крутящий момент. Корпус двигателя закреплен внутри корпуса движителя на подшипниках (6), что позволяет ему оставаться неподвижным относительно платформы машины, так как корпус двигателя (3) жестко соединен с валом 4, а тот в свою очередь жестко соединен с рамой

движителя (1). Вал 5 закреплен в раме на подшипнике (7). Двигатель (3) располагается посередине корпуса движителя, чтобы нагрузки от веса двигателя равномерно распределить на опоры.

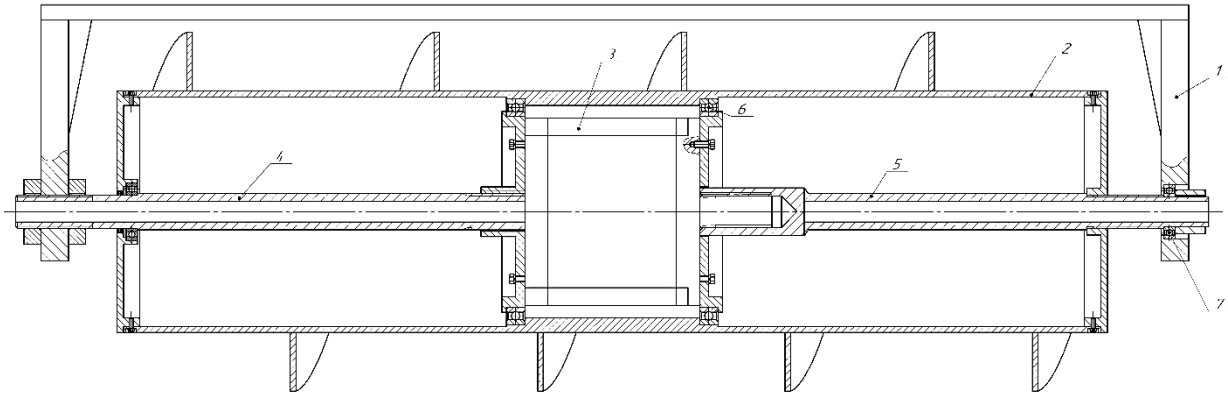

Рисунок 2 - Шнековый движитель с шаговым двигателем

При таком варианте компоновки уменьшаются масса и габаритные размеры конструкции, так же обеспечивается высокая точность перемещения при движении по траектории. Недостатком конструкции является не плавность хода.

2.1.3. Шнековый движитель с велосипедными мотор-колесами.

Велосипедное мотор-колесо – это безредукторный или редукторный двигатель, который создает магнитное поле, которое, взаимодействуя с постоянными магнитами ротора, заставляет его крутиться. Обмоток на статоре может быть много, что обеспечивает плавное вращение мотор-колеса. Для вращения на обмотки подается напряжение, что активизирует их при приближении к магниту. В мотор-колесах установлены датчики Холла, которые определяют положение ротора относительно статора. От датчика сигналы поступают на контроллер, он подает импульсы напряжения на обмотки статора, которые «становятся» электромагнитами, таким образом обеспечивая его вращение. Принцип работы мотор-колеса напоминает принцип работы шагового двигателя.

На рисунке 3 представлена конструкция движителя с мотор-колесом. Мотор-колеса (2) выполняют роль крышек корпуса (1)

шнекового движителя. Мотор-колеса своими выходными валами жестко крепятся к платформе (3) движителя. Два двигателя могут обеспечить достаточную мощность, для перемещения малогабаритного снегоболотохода. Таким образом, сохраняется герметичность конструкции, обеспечивается простота сборки, появляется возможность передвижения по воде и болотистой местности, конструкция движителя становится значительно легче, чем при других вариантах компоновки.

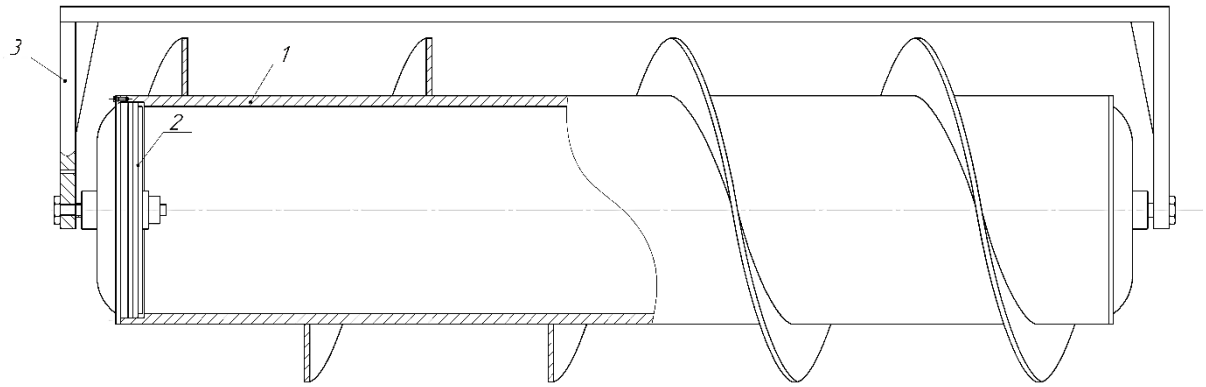

Рисунок 3 - Шнековый движитель с мотор-колесами

2.1.4. Выводы по главе

Все рассмотренные варианты движителей имеют свои достоинства и недостатки. Для последующей модернизации шасси, целесообразно взять движитель с мотор-колесами. Он имеет наименьший вес из предложенных вариантов и наименьшую сложность конструкции, что впоследствии, даст наибольший простор для модернизации. В дополнение к уже сказанному, малый вес мотор-колес существенно уменьшит влияние динамических нагрузок на элементы двигателей, что, в свою очередь, существенно увеличит ресурс движителя.

2.2 Анализ конструкции снегоболотохода

Конструкция малогабаритного шнекового вездехода должна соответствовать требованиям по прочности, жесткости, весу и размерам машины. На рисунке 4 представлен прототип снегоболотохода с жесткой подвеской, разработанный на базе ЗИЛ-29061. В грузовом отсеке снегоболотохода располагаются: аккумулятор, компьютерная и аппаратная системы управления, системы контроля и видеонаблюдения, а также системы для взятия проб воды и грунта.

Кузов вездехода (1) соединен с шасси (2) с помощью болтового соединения. Как таковой подвески, машина не имеет, но, с учетом области работы, данный элемент конструкции не нужен, так как все динамические нагрузки способен поглотить мягкий грунт.

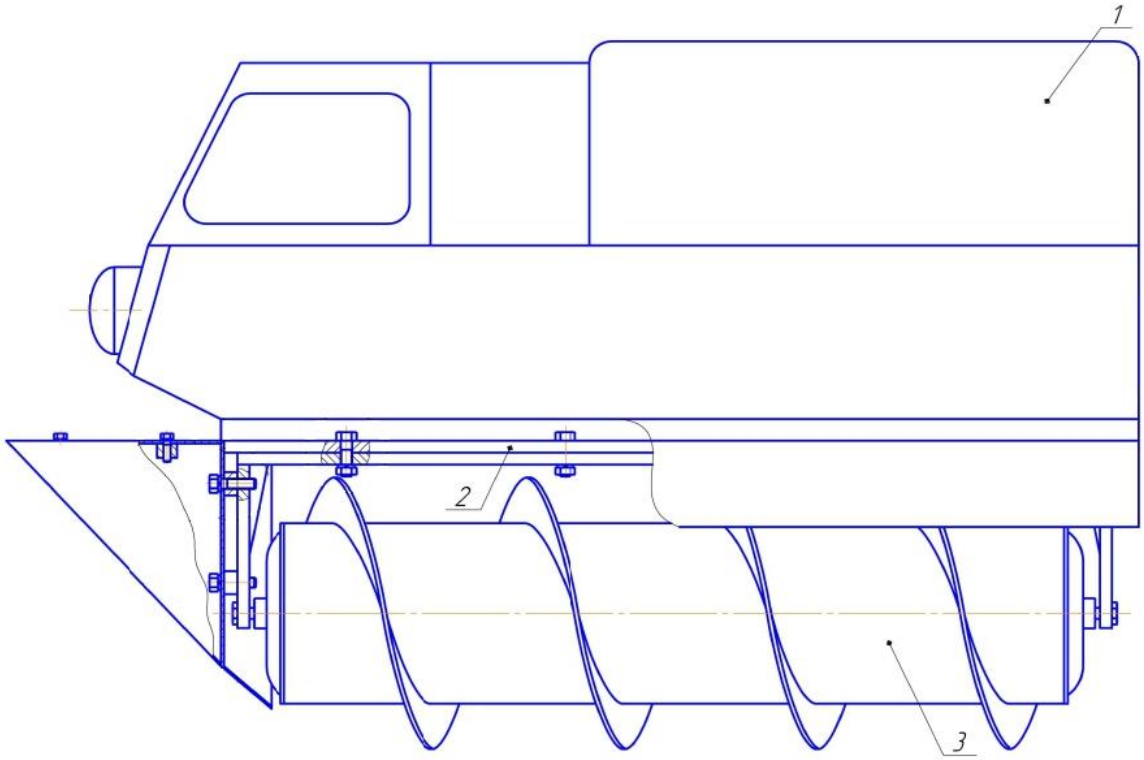

Рисунок 4 – Общий вид снегоболотохода

Конструкция снегоболотохода с жесткой подвеской наилучше всего подходит для модернизации. Она обладает малыми габаритными размерами и массой. Сложность изготовления и проектирования минимальна. Данная конструкция будет принята нами в качестве прототипа, на основе которого

будут производится дальнейшие конструкторские нововведения для повышения проходимости и устойчивости снегоболотохода.

2.2.1 Модифицированный вариант снегоболотохода

В связи с тем, что машина передвигается в том числе и по неровным поверхностям, площадь контакта шнека с грунтом может быть недостаточной, для стабильного движения машины. Для увеличения площади соприкосновения шнека с грунтом был изобретен шнек с кардным соединением, который позволяет отклоняться оси половинки шнека в вертикальной плоскости относительно оси, параллельной движению машины.

На рисунке 5 представлен общий вид снегоболотохода с карданным шнеком. Корпус (1) аналогичен предыдущему и не претерпел никаких изменений. Рама (2) соединена с кронштейном шнека через проушины (3), которые позволяют вращаться кронштейну шнека в плоскости, параллельной осям движителей на угол $\pm(10 \div 15)°$. Карданный вал, защищенный защитным кожухом (4), соединяет две половины шнека для сохранения синхронности работы и передачи крутящего момента.

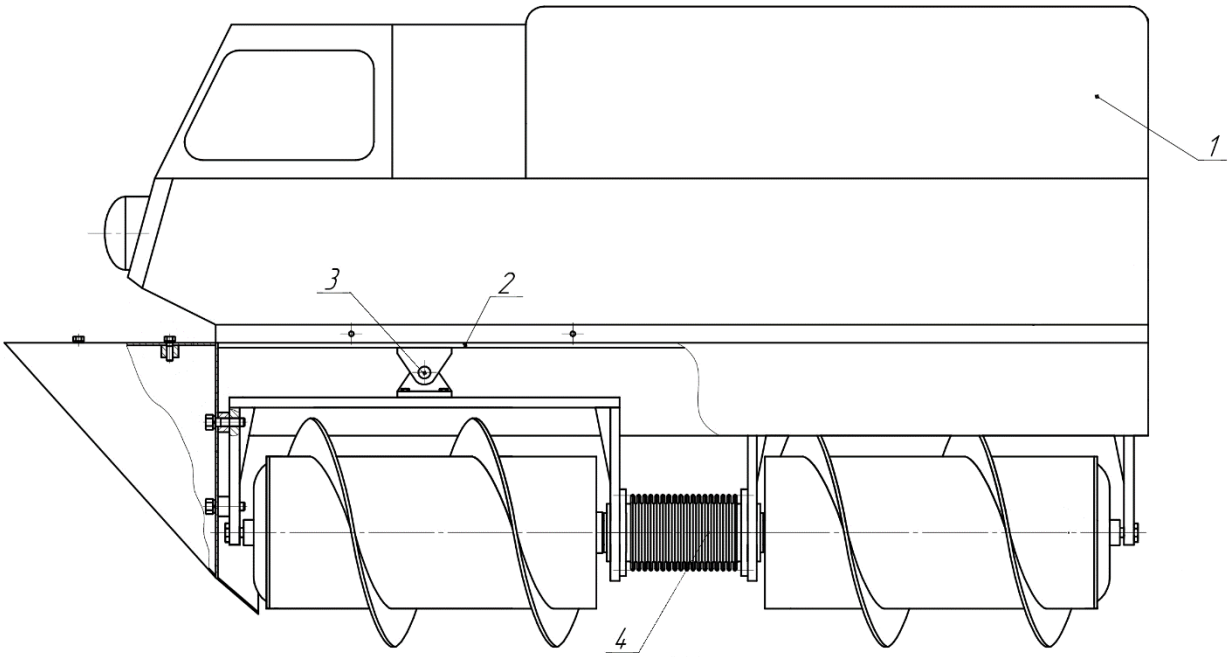

Рисунок 5 – Общий вид снегоболотохода

2.3 Выводы по главе

Рассмотренная конструкция вездеходов-снегоболотоходов имеет определены достоинства, такие как малые габаритные размеры и небольшая масса, благодаря чему вырастают возможности их использования в инженерно-изыскательных работах. Однако, из-за уменьшения массы и габаритов машины, увеличилась вероятность опрокидывания, при высоких ветровых нагрузках. Сравнительно небольшая ширина колеи так же может сказаться и на проходимости машины.

В связи с вышесказанным, можно сформировать следующие проблемы: недостаточная устойчивость и проходимость снегоболотоходов. Решением данных недостатков и является предлагаемое шасси.

3. Конструкция предлагаемого шасси

Для проектировки нового шасси был взят прототип, описанный ранее. Описанное шасси содержит опорную раму и расположенные вдоль неё с двух её сторон первый и второй шнековые движители с различными внутри них отдельными приводами. Такое шасси имеет меньшие габаритные размеры, а поскольку, в нем нет раздаточной коробки, то и масса его меньше, чем у аналогов.

Тем не менее, шасси – прототип тоже не лишено недостатков. Работая в составе вездехода – снегоболотохода, оно не всегда обеспечивает его достаточную устойчивость и проходимость. Если снегоболотоход действует на открытых пространствах, например, в условии Крайнего Севера, где подвергается большой ветровой нагрузке, то, будучи малогабаритным и легким, он может опрокинуться. В этом случае требуется, чтобы расстояние между осями движителей (колея машины) было настолько большим, что опрокидывания не произошло. Если же снегоболотоход действует в лесных зарослях или подобных условиях, то колея его должна быть небольшой, чтобы движители не мешали продвижению машины.

В связи с изложенной проблемой, решаемой предлагаемым шасси, является повышение устойчивости и проходимости снегоболотоходов, построенных с его применением, что может быть обеспечено путем регулирования ширины колеи машины (расстояние между осями движителей). Поскольку снегоболотоходы с таким шасси, при необходимости, должны работать в режиме дистанционного управления, то требуется, чтобы это регулирование тоже можно было осуществлять дистанционно.

Технически сформированная проблема решается за счет того, что шасси снегоболотохода, содержащее опорную раму и расположенные вдоль неё с двух её сторон первый и второй шнековые движители с размещенными

внутри них приводами, отличается от прототипа тем, что оно снабжено четырьмя двуплечими рычагами, попарно установленными над движителями и соединенными с рамой с возможностью поворота в плоскости, перпендикулярной осям движителей, и четырьмя гидравлическими цифровыми исполнительными механизмами, корпуса которых шарнирно закреплены на раме, причем первый и второй исполнительные механизмы своими выходными штоками шарнирно соединены с первыми плечами, соответственно, первого и второго рычагов, третий и четвертый исполнительные механизмы своими выходными штоками шарнирно соединены с первыми плечами, соответственно, третьего и четвертого рычагов, вторые плечи первого и второго рычагов связаны с концами оси первого движителя, а вторые плечи третьего и четвертого рычагов – с концами оси второго движителя.

На рисунке 6 представлен общий вид предлагаемого шасси, которое содержит опорную раму (1) и расположенные вдоль неё с двух её сторон первый (2) и второй (3) шнековые движители с размещенными внутри них приводами. Оно снабжено четырьмя двуплечими рычагами 4, 5, 6, 7, попарно установленными над движителями 2 и 3 и соединенными с рамой (1) с возможностью поворота в плоскости, перпендикулярной осям движителей, и четырьмя гидравлическими цифровыми исполнительными механизмами 8, 9, 10, 11.

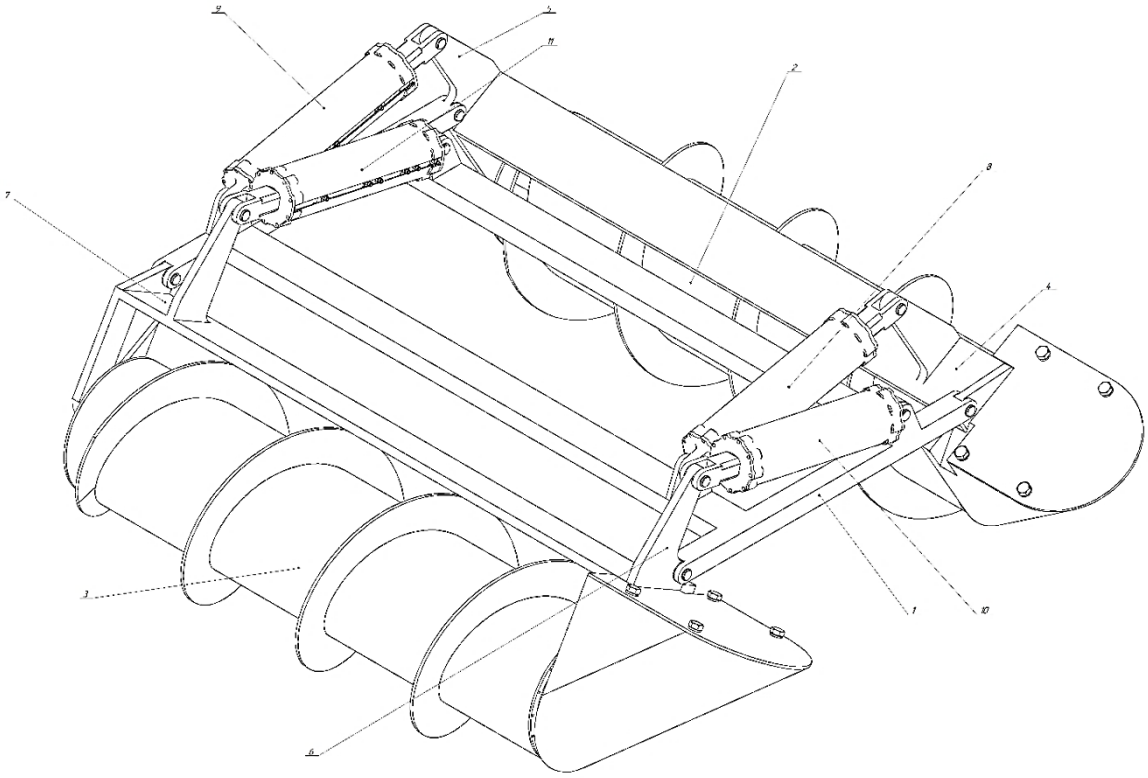

Рисунок 6 – Общий вид предлагаемого шасси

4. Расчет цифрового исполнительного механизма

4.1. Расчет сил, действующих на шток гидроцилиндра

Для приближенного расчета силы F, действующей на шток гидроцилиндра, нам необходимо знать массу снегоболотохода и размеры двуплечих рычагов, а именно, расстояние между осью вращения рычага и точками крепления цилиндра и шнека. На рисунке 7 данное расстояние обозначено как l_2 и l_1 соответственно.

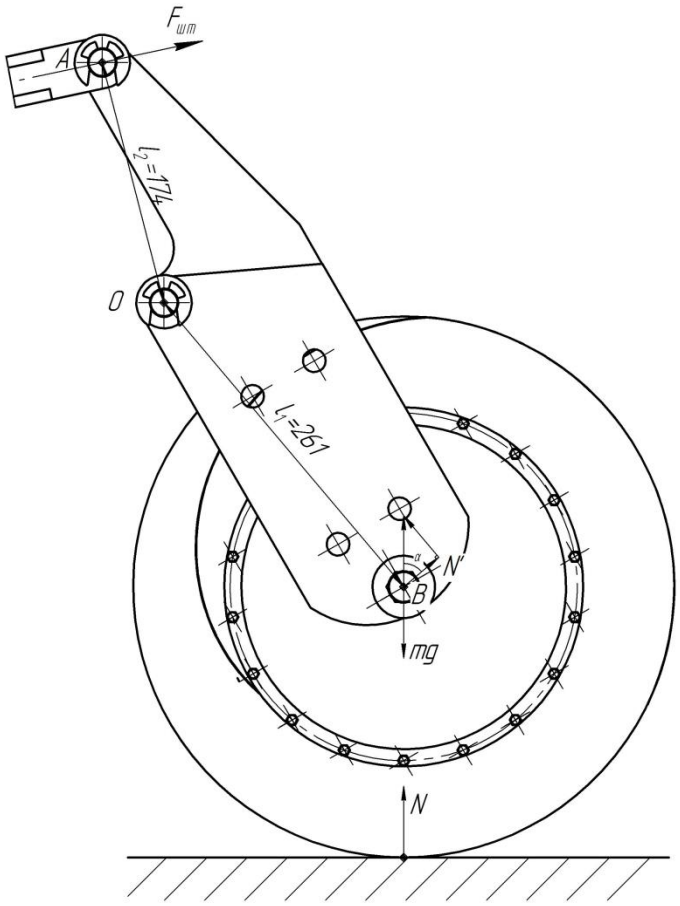

Рисунок 7 – Схема расчета сил

Найдем крутящий момент, относительно точки О

$$\mathrm{M}_O = F_{\text{шт}} \cdot l_2; \quad (1)$$

$$\mathrm{M}_O = N' \cdot l_1 = mgcos(\alpha) \cdot l_1, \quad (2)$$

Из условия равенства моментов относительно точки О, выражаем силу $F_{шт}$

$$F_{шт} \cdot l_2 = mgcos(\alpha) \cdot l_1;$$

$$F_{шт} = \frac{mgcos(\alpha) \cdot l_1}{l_2}. \quad (3)$$

где m – часть массы машины, приходящейся на один рычаг (считаем как ¼ от общей массы машины); α – угол, между нормалью и проекцией силы;

l_1 и l_2 – «плечи» расстояние между осью вращения рычага и приложенными силами.

Подставив известные значения в уравнение (3), найдем силу, действующую на шток гидроцилиндра

$$F_{шт} = \frac{375 \cdot 9{,}8cos(49{,}85°) \cdot 0{,}261}{0{,}174} = 3554 \text{ Н}.$$

4.2. Расчет гидропривода

Для расчета гидропривода необходимы следующие основные исходные данные:

- выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма (величины крутящих моментов и угловых скоростей вращения вала гидромоторов, величины усилий на штоках и скоростей перемещения штоков гидроцилиндров);
- номинальное давление гидропривода;
- режим работы;
- принципиальная гидравлическая схема;

Величины крутящих моментов на валу гидромоторов и усилий на штоках гидроцилиндров определяют в результате силового расчета рабочего оборудования, механизмов поворота, ходового оборудования и других исполнительных механизмов машины.

Значение скоростей перемещения штоков гидроцилиндров и угловых скоростей вращения валов гидромоторов принимают исходя из кинематического расчета машины. При этом необходимо учитывать опыт проектирования и эксплуатации машин аналогичного назначения.

При расчете гидропривода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие: рабочая жидкость считается несжимаемой; температура жидкости, основные физические свойства жидкости (плотность, вязкость, модуль объемной упругости и др.) принимаются постоянными; рассматривается установившийся режим работы гидропривода; коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны, разрыва потока жидкости при работе гидропровода не происходит, подача насоса, питающего гидросистему, постоянна.

4.3. Определение мощности гидропривода насоса

Мощность гидропривода определяют по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей, обеспечивающих привод исполнительных механизмов.

Полезную мощность гидродвигателя возвратно-поступательного действия (гидроцилиндра) определяют по формуле

$$N_{\text{гдв}} = FV, \tag{4}$$

$$N_{\text{гдв}} = 3554 \cdot 0{,}5 = 1777 \text{ Вт}$$

где $N_{\text{гдв}}$ – мощность гидродвигателя, кВт; F – усилие на штоке, кН; V – скорость движения штока, м/с.

Полезную мощность гидродвигателя вращательного действия (гидромотора) определяют по формуле

На первом этапе расчета гидропривода потери давления и расхода рабочей жидкости учитывают коэффициентами запаса по усилию и скорости.

Коэффициент запаса по усилию учитывает гидравлические потери

давления в местных сопротивлениях и по длине гидролиний, а также потери мощности на преодоление инерционных сил, сил механического трения в подвижных соединениях и т.д.

Коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости, уменьшение подачи насоса с увеличением давления в гидросистеме.

Полезную мощность насоса определяют исходя из мощности гидродвигателя с учетом потерь энергии при ее передаче от насоса к гидродвигателю по формуле

$$N_{\text{нп}} = k_{\text{зу}} k_{\text{зс}} N_{\text{гдв}}, \tag{5}$$

$$N_{\text{нп}} = 1{,}15 \cdot 1{,}2 \cdot 1777 = 2452{,}3 \text{ Вт}$$

где $N_{\text{нп}}$ – мощность насоса, кВт; $k_{\text{зу}}$ – коэффициент запаса по усилию, $k_{\text{зу}} = 1{,}1 \ldots 1{,}2$; $k_{\text{зс}}$ – коэфициент запаса по скорости, $k_{\text{зс}} = 1{,}1 \ldots 1{,}3$; $N_{\text{гдв}}$ – мощность гидродвинтеля, кВт.

Меньшие значения коэффициентов следует выбирать для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации.

4.4. Выбор насоса

Зная необходимую полезную мощность насоса, определяемую по формуле (5), и учитывая, что полезная мощность насоса связана с номинальным давлением и подачей зависимостью $N_{\text{нп}} = p_{\text{ном}} Q_{\text{н}}$, можно найти подачу и рабочий объем насоса по формулам

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{p_{\text{ном}}}; \tag{6}$$

$$q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{p_{\text{ном}} n_{\text{н}}}, \tag{7}$$

a) для одного гидроцилиндра

$$Q_{н} = \frac{2452,3}{5} = 0,49 \text{ кВт};$$

$$q_{н} = \frac{2452,3}{5 \cdot 30} = 16,35 \text{ см}^3,$$

b) для 12 гидроцилиндров

$$Q_{н} = \frac{2452,3 \cdot 12}{5} = 5,89 \text{ кВт};$$

$$q_{н} = \frac{2452,3 \cdot 12}{5 \cdot 30} = 196,18 \text{ см}^3.$$

где $N_{нп}$ – мощность насоса, кВт; $Q_{н}$ – подача насоса, м^3/с, $Q_{н} = q_{н} n_{н}$; $p_{ном}$ – номинальное давление, МПа; $q_{н}$ – рабочий объём насоса см^3; $n_{н}$ – частота вращения вала насоса c^{-1} (об/с).

По найденному значению рабочего объема насоса, номинальному давлению гидропривода и количества гидроцилиндров в системе, выбираем шестеренный насос НШ250-5.

Таблица 1 – Технические характеристики насоса НШ250-5

Показатели	Номинальный объем, см^3	Давление на выходе, МПа	Частота вращения, с$^{-1}$	Коэффициент подачи (объемный КПД)	КПД	Масса
НШ250-5	250,0	20	30	0,94	0,86…0,9	44,5

По технической характеристике выбранного насоса производят уточнение действительной подачи насоса:

$$Q_{нд} = q_{нд} n_{нд} \eta_{об}, \quad (8)$$

$$Q_{нд} = 250 \cdot 30 \cdot 0,94 = 7,05 \text{ кВт}$$

где $Q_{нд}$ – действительная подача насоса, м^3/с; $q_{нд}$ – действительный рабочий объем насоса, м^3; $n_{нд}$ – действительная частота вращения вала насоса, $n_{нд} = n_{н}, c^{-1}$ (об/с); $\eta_{об}$ – объёмный КПД насоса.

4.5. Определение внутреннего давления гидролиний, скоростей движения жидкости

Расчетные значения внутренних диаметров всасывающей, напорной и сливной гидролиний определяют из уравнения неразрывности потока жидкости с учетом размерностей по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{\text{н}}}{\pi V_{\text{ж}}}}, \tag{9}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}49}{\pi \cdot 3}} = 0{,}0144 \text{ м},$$

где d_p – расчетное значение внутреннего диаметра гидролинии, м; $Q_{\text{нд}}$ – действительный расход жидкости (подача насоса), $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{\text{ж}}$ – скорость движения жидкости в гидролинии, $\text{м}/\text{с}$.

По расчетному значению внутреннего диаметра гидролинии d_p производят выбор трубопровода по ГОСТ 8734-75, при этом действительное значение диаметра трубопровода d должно быть больше расчетного, т.е. $d \geq d_p$. Значение толщины стенки трубопровода принимают конструктивно равным 2…4 мм.

Примем $d = 0{,}02$ м.

После выбора трубопроводов производят определение действительных скоростей движения жидкости во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях по формуле

$$V_{\text{жд}} = \frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{\text{н}}}{\pi d^2}, \tag{10}$$

$$V_{\text{жд}} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}49}{\pi \cdot 0{,}02^2} = 1{,}56 \text{ м}/\text{с}.$$

где $V_{жд}$ – действительное значение скорости движения жидкости, м/с; d – действительное значение внутреннего диаметра гидролинии, м; $Q_{нд}$ – действительный расход жидкости, $м^3/с$.

4.6. Расчет потерь давления в гидролиниях

Определение потерь давления при движении жидкости в гидролиниях необходимо для более точного расчета гидродвигателя, а также для определения гидравлического КПД гидропривода.

Потери давления определяют отдельно для каждой гидролинии (всасывающей, напорной, сливной) при определенной температуре рабочей жидкости. В соответствии с известным из гидравлики принципом наложения потери давления в гидролинии определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_м, \tag{11}$$

где Δp – потери давления в гидролинии, МПа; Δp_l – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа; $\Delta p_м$ – потери давления в местных сопротивлениях, МПа.

Потери давления по длине гидролинии (путевые) определяют по формуле

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{жд}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \tag{12}$$

$$\Delta p_l = 0{,}039 \frac{2}{0{,}02} \cdot \frac{1{,}56^2}{2} \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-6} = 3{,}8 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}.$$

где Δp_l – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа; λ – коэффициент путевых потерь (коэффициент Дарси); l – длина гидролинии, м; d – внутренний диаметр гидролинии, м; $V_{жд}$ – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с; ρ – плотность рабочей жидкости, $кг/м^3$.

Коэффициент путевых потерь зависит от режима движения жидкости, для ламинарного режима ($Re < 2320$):

$$\lambda = 75/Re. \tag{13}$$

$$\lambda = 75/1418 = 0{,}053$$

Число Рейнольдса определяют по формуле

$$Re = \frac{V_{жд} d}{\nu}, \tag{14}$$

$$Re = \frac{1{,}56 \cdot 0{,}02}{22 \cdot 10^{-6}} = 1418$$

где $V_{жд}$ – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с; d – внутренний диаметр гидролинии, м; ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, м^2/с.

Потери давления в местном сопротивлении определяют по формуле

$$\Delta p_{м} = \xi \frac{V_{жд}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \tag{15}$$

$$\Delta p_{м} = 0{,}75 \cdot \frac{1{,}56^2}{2} \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-6} = 0{,}73 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}.$$

где $\Delta p_{м}$ – потери давления в местном сопротивлении, МПа; ξ – коэффициент местного сопротивления; $V_{жд}$ – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3.

Подставив найденные значения путевых и местных потерь давления в формулу (11) найдем потери давления в гидролинии

$$\Delta p = 3{,}8 \cdot 10^{-6} + 0{,}73 \cdot 10^{-6} = 4{,}53 \cdot 10^{-6} \text{МПа}.$$

4.7. Расчет гидроцилиндров

Поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком являются самыми распространенными гидродвигателями поступательного движения выходного звена.

Основными параметрами гидроцилиндров являются: усилие на штоке F, скорость штока V, диаметр поршня D, диаметр штока d и ход штока L. Усилие на штоке, скорость штока и ход штока заданы, а диаметры поршня и штока рассчитываются. Расчетные схемы гидроцилиндров приведены на рисунке 8.

Диаметр поршня гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью А (шток выталкивается, см. рисунок 8, *а*) определяют из уравнения равновесия сил, действующих на шток:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \tag{16}$$

где F_1 – усилие на штоке, Н; p_1 – давление в поршневой полости, Па, $p_1 = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}$, здесь $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление, $\Delta p_{\text{н}}$ – потери давления в напорной гидролинии; D – диаметр поршня, м; p_2 – давление в штоковой полости, Па, $p_2 = \Delta p_{\text{с}}$ – потери давления в сливной гидролинии, d – диаметр штока, м.

Выбрав значение коэффициента $\varphi = d/D = 0{,}3 \ldots 0{,}7$ и решив уравнение (1) относительно диаметра поршня, получим следующее выражение:

$$D = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[(p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}) - (1 - \varphi^2)\Delta p_{\text{с}}]}}. \tag{17}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3554}{\pi[(5 - 4{,}53 \cdot 10^{-6}) - (1 - 0{,}57^2) \cdot 4{,}53 \cdot 10^{-6}]}} = 30{,}08 \text{ мм}$$

После нахождения диаметра поршня определяют диаметр штока $d = \varphi \cdot D$.

$$d = 0{,}57 \cdot 30{,}08 = 17{,}15 \text{ мм}$$

Для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью Б (шток втягивается, см. рисунок 8, *б*) диаметр поршня определяют из формулы:

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) - p_1 \frac{\pi D^2}{4}, \qquad (18)$$

где F_2 – усилие на штоке, Н; p_2 – давление в поршневой полости, Па, $p_2 = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}$, здесь $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление, $\Delta p_{\text{н}}$ – потери давления в напорной гидролинии; D – диаметр поршня, м; p_2 – давление в штоковой полости, Па, $p_1 = \Delta p_{\text{с}}$ – потери давления в сливной гидролинии, d – диаметр штока, м.

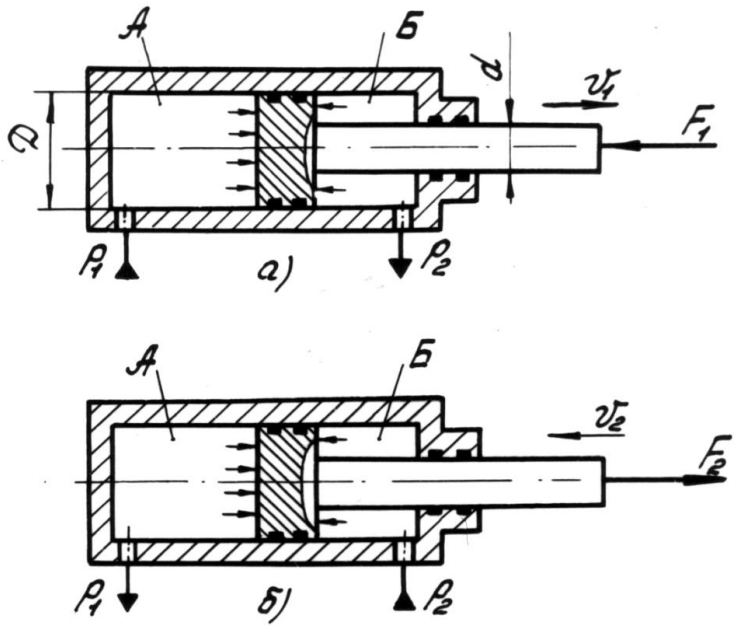

Рисунок 8 – Расчетные схемы гидроцилиндров:
а – с поршневой рабочей полостью;
б – со штоковой рабочей полостью

Решив уравнение (3) относительно диаметра поршня при выбранном значении $\varphi = d/D$, получим

$$D = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi[(p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}})(1 - \varphi^2) - \Delta p_{\text{с}}]}}. \qquad (19)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3554}{\pi[(5 - 4{,}53 \cdot 10^{-6})(1 - 0{,}57^2) - 4{,}53 \cdot 10^{-6}]}} = 38{,}08 \text{ мм}$$

Кроме определения диаметров поршня и штока из условий обеспечения заданного усилия F, необходимо произвести еще расчет гидроцилиндра по обеспечению заданной скорости движения штока V.

В этом случае диаметр поршня вторично определяется из уравнения неразрывности потока жидкости ($Q_{нд} = VS_{эф}$, здесь $S_{эф}$ – эффективная площадь поршня) по формулам:

a) для гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_н}{\pi V}}; \tag{20}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 490}{\pi \cdot 0{,}5}} = 35{,}3 \text{ мм.}$$

b) для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{нд}}{\pi(1-\varphi^2)V}}, \tag{21}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 490}{\pi(1-0{,}57^2) \cdot 0{,}5}} = 42{,}99 \text{ мм.}$$

где D – диаметр поршня, м; $Q_{нд}$ – расход жидкости, м^3/с; V – скорость движения штока, м/с; φ – коэффициент, $\varphi = d/D$.

По известным значениям диаметров поршня, полученным по уравнениям (20) и (21), находим его среднее значение $D_{ср} = (D_1 + D_2)/2$ и среднее значение диаметра штока гидроцилиндра.

$$D_{ср} = \frac{35{,}3 + 42{,}99}{2} = 39{,}145 \text{ мм}$$

Основные параметры гидроцилиндров, в том числе диаметры поршня и штока, регламентируются ГОСТ 6540-68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров» и другими нормативно-техническими документами, по которым и выбираются ближайшие к средним расчетным значениям диаметры поршня D и штока d. Однако, для

предотвращения разрушения гидроцелиндра вследствие динамических нагрузок, диаметры поршня и штока берутся больше расчетных в 1,6 раза.

Примем диаметр поршня $D = 70$ мм, и диаметр штока $d = 40$ мм.

По выбранным стандартным значениям диаметров поршня D и штока d определяют действительное усилие $F_д$, развиваемое гидроцилиндром, по формуле (16) или (18).

Действительную скорость движения штока определяют из уравнения неразрывности потока жидкости по формуле

$$V_д = \frac{Q_н}{S_{эф}}, \tag{22}$$

$$V_д = \frac{0{,}49}{0{,}86} = 0{,}52 \text{ м/с}.$$

где $V_д$ – действительная скорость штока, м/с; $Q_{нд}$ – расход жидкости, м^3/с; $S_{эф}$ – эффективная площадь поршня, м^2, $S_{эф} = \pi D^2/4$ – для поршневой рабочей полости, $S_{эф} = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2)$ – для штоковой рабочей полости, здесь D и d – стандартные значения диаметров поршня и штока соответственно.

Затем производят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам:

$$\delta_V = \frac{\Delta V}{V} 100\% = \frac{|V - V_д|}{V} 100\%; \tag{23}$$

$$\delta_V = \frac{|0{,}5 - 0{,}52|}{0{,}5} \cdot 100\% = 4\%.$$

$$\delta_F = \frac{\Delta F}{F} 100\% = \frac{|F - F_д|}{F} 100\%; \tag{24}$$

$$\delta_F = \frac{|3554 - 3728|}{3554} \cdot 100\% = 5\%.$$

Допускаемая величина отклонения действительных значений выходных параметров гидроцилиндра от заданных не превышает $\pm 10\%$.

4.8 Выводы по главе

Конструкция гидропривода должна обеспечивать надежную и бесперебойную работу с заданными технико-экономическими показателями и удовлетворять требованиям техники безопасности.

Полученные значения будут использоваться для конструирования исполнительного цифрового механизма, который исполняется как основной движущий элемент.

5. Цифровой исполнительный механизм

5.1 Конструкция цифрового исполнительного механизма

Цифровой исполнительный механизм представляет собой сборку из нескольких последовательно соединенных гидроцилиндров, защищенных специальным защитным корпусом. В этих механизмах отсутствуют обратные связи, положение выходного штока не зависит от нагрузки, вязкости и не сжимаемости жидкостей, упругости пружин, питающего давления ит. д.

На рисунке 9 представлена схема многопозиционного цифрового исполнительного механизма, состоящего из трех последовательно включенных поршневых механизмов. Ход каждого поршня обеспечивается в соответствии с двоичным законом, а именно ход поршня каждого последующего гидроцилиндра увеличен в 2 раза по сравнению с ходом предыдущего. Это дает возможность получить 2^n позиций, где n – число гидроцилиндров с дискретностью перемещения выходного звена, определяемое длиной хода гидроцилиндра младшего разряда, в данном случае крайнего левого. Положение поршней, показанное на схеме, соответствует случаю, когда к магистрали подключены гидроцилиндры 1 и 3, а полость гидроцилиндра 2 сообщается со сливной магистралью.

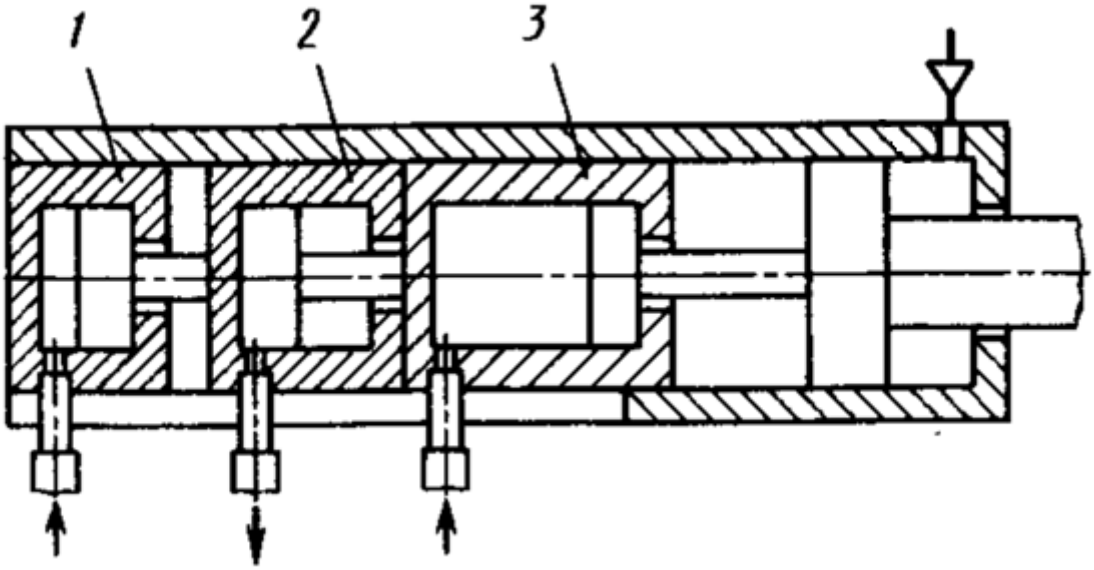

Рисунок 9 – Схема многопозиционного цифрового исполнительного механизма

Опыт использования цифровых исполнительных механизмов такого типа показал, что главной проблемой здесь являются большие потери на трение, но точность позиционирования и простота управления с лихвой компенсируют этот недостаток.

Для обеспечения высокой проходимости снегоболотохода, было принято решение использовать цифровой исполнительный механизм с восемью устойчивыми положениями, что в свою очередь даст восемь значений ширины колеи, которая наиболее целесообразно в тех или иных условиях эксплуатации шасси.

На рисунке 10 представлен малый гидроцилиндр, который отображает особенности конструкции всех трех гидроцилиндров. Он состоит из 5 основных деталей: корпус (1), поршень (2), шток (3), крышки корпуса (4, 5) и штуцер (6). Для соединения всех элементов конструкции используются резьбовые соединения, с использованием фиксирующих приспособлений (механических и химических).

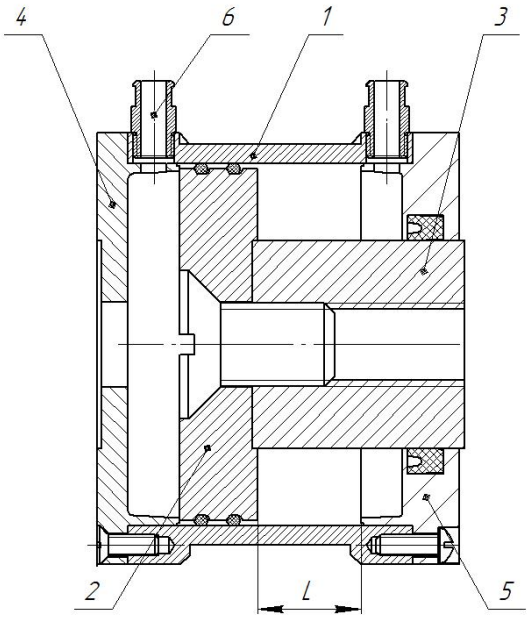

Рисунок 10 – Малый гидроцилиндр цифрового исполнительного механизма
(*l* – длина хода малого поршня)

Длина хода малого поршня l вычисляется из длины хода выходного поршня цифрового исполнительного механизма, которая находится эмпирическим путем. Так как построение шасси производилось в автоматизированной системе проектирования, точность полученных размеров выше, чем точность их изготовления, следовательно, точность найденного на чертеже размера длины выходного поршня приемлема. На рисунке 11 представлена схема, с необходимыми для расчета размерами, а именно максимальная и минимальная длина цифрового механизма.

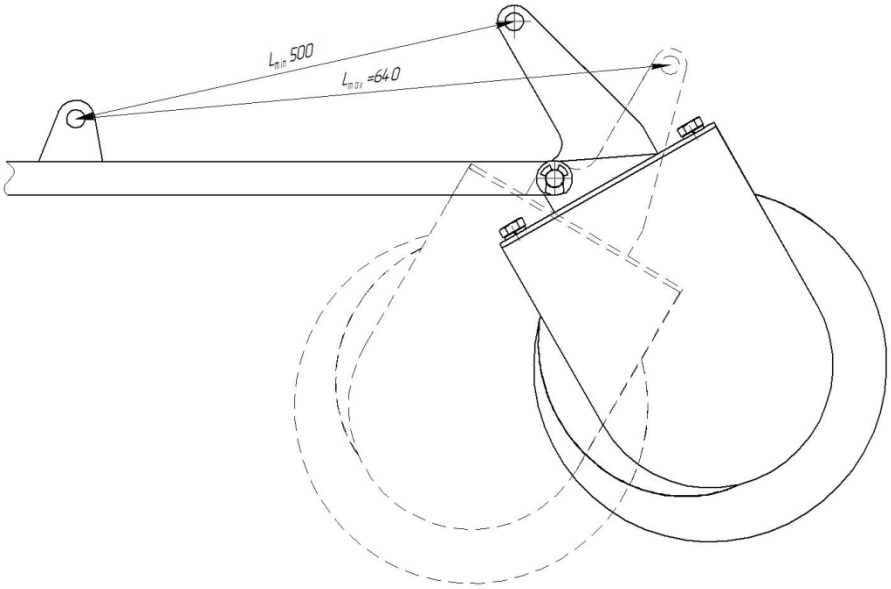

Рисунок 11 – Схема для расчета хода выходного поршня

Длина хода выходного поршня рассчитывается по следующей формуле

$$L = L_{max} - L_{min} = 640 - 500 = 140 \text{ мм}.$$

Длина малого поршня l рассчитывается по следующей формуле

$$\sum_{i=1}^{n} 2^{(n-1)} l = L \tag{25}$$

где l – длина хода малого поршня (дискретная величина);

L – длина выходного поршня

n – количество гидроцилиндров.

Подставим наеденные значения в формулу (25) и найдем дискретную величину

$$\sum_{i=1}^{3} 2^{(n-1)} l = 140 \text{ мм},$$

$$2^{(1-1)} l + 2^{(2-1)} l + 2^{(3-1)} l = 140 \text{ мм},$$

$$l + 2l + 4l = 140 \text{ мм},$$

$$l = \frac{140}{1+2+4} = 20 \text{ мм}.$$

Следовательно, $l = 20$ мм.

Длина 2-го и 3-го гидроцилиндра будут соответственно равны $l_2 = 2l =$ $= 40$ мм, $l_3 = 4l = 80$ мм.

5.2 Гидравлическая схема цифрового исполнительного механизма

Гидравлическая схема представляет собой элемент технической документации, на котором с помощью условных обозначений показана информация об элементах гидравлической системы, и взаимосвязи между ними.

Для управления цифровым исполнительным механизмом используются электроуправляемые золотники, переключаемые блоком управления. Гидравлическа жидкость, через фильтр, засасывается шестерёнчатым гидрососом и поступает в напорную магистраль и через распределители поступает в полость гидроцилиндров. Жидкость из противоположных полостей сливается через распределители в сливную магистраль и, в конечном итоге, попадает в бак (рис. 12).

Распределитель имеет 2 устойчивых положения: в одном, напорная и сливная магистраль соединены со штуцерами гидроцилиндра на прямую, во втором – обратно. В первом положении распределителя поршень выдвигается, в поршневую полость поступает жидкость, а из штоковой

полости сливается. Во втором положении поршень задвигается, в штоковую полость поступает жидкость, а из поршневой сливается.

При эксплуатации данной системы, с помощью блока управления формируется двоичные кодовые комбинации, с помощью которых жидкость подевается в комбинацию цилиндров в соответствии с двоичным кодом (1 - подача жидкости, 0 – слив). В зависимости от вида комбинаций штоки занимают определенные положения. Таким образом, в зависимости от вида двоичных кодовых комбинаций, расположение выходного штока будет меняться и соответствовать одному из 8 заданных положений.

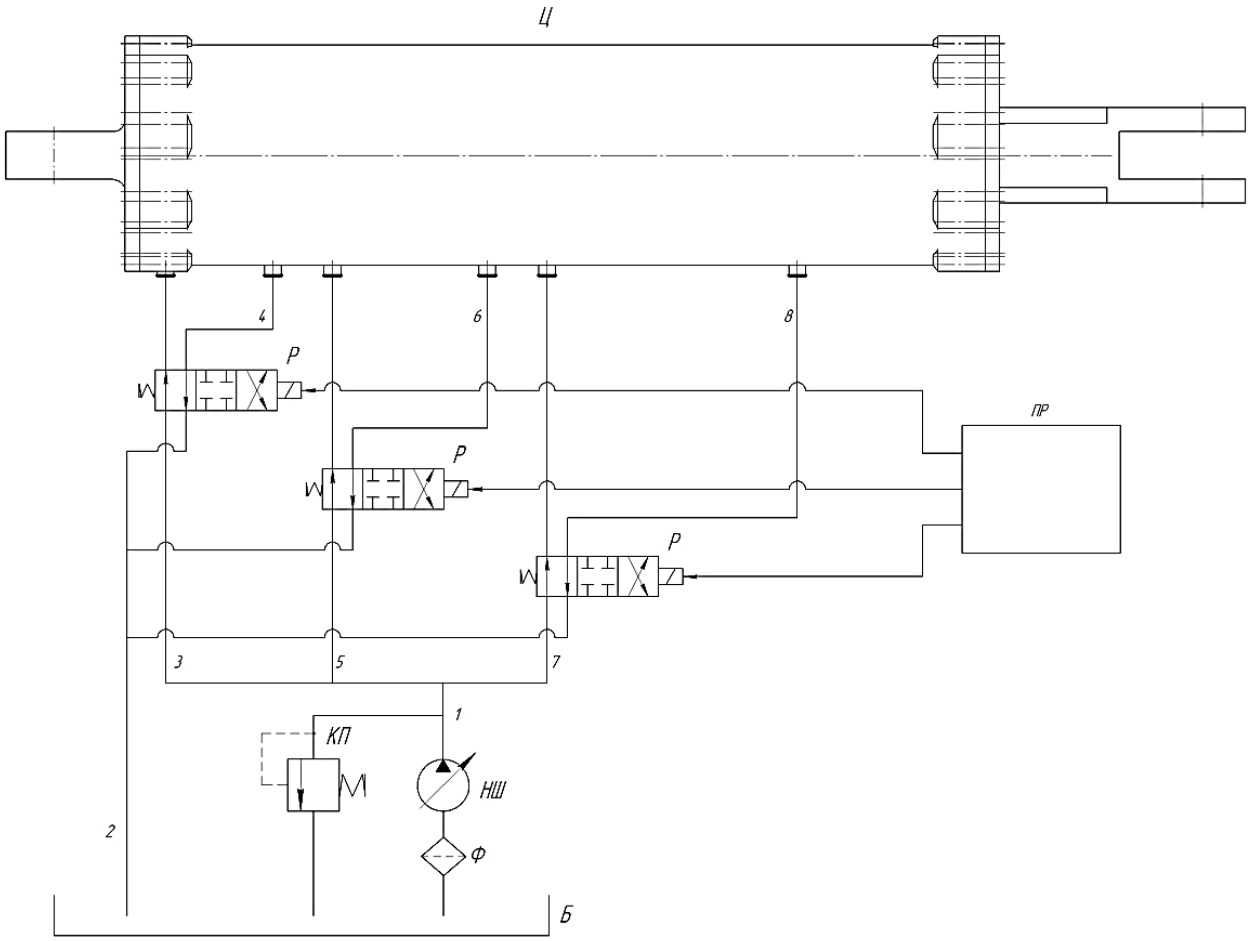

Рисунок 12 – Гидравлическая схема
(Б – бак, Ф – фильтр, НП – насос шестерёнчатый, Р – распределитель,
Ц – гидравлический цифровой исполнительный цилиндр, ПР – программатор)

5.3 Выводы по главе

Представленная конструкция цифрового исполнительного механизма обладает относительно простой конструкцией, которая не требует узкоспециализированного оборудования и высококлассных рабочих, и простой системой управления, на основе электроуправляемых золотников.

Предложенная система обеспечивает 8 устойчивых положений, что является оптимальным числом, для заданного угла поворота двуплечего рычага. Каждое положение обозначается двухзначным кодом, в связи с чем, для управления одной стороной, необходимо 3 бита информации.

6. Особенности конструкции шасси

6.1 Конструкция поворотного рычага

Поворотный рычаг сконструирован на основе платформы для движителя с мотор-колесами. Основная идея заключалась в том, что, обеспечивая платформе подвижность, жестко закрепленный на ней шнековый движитель так же получит возможность перемещения, в плоскости, перпендикулярной осям движителей. Другими словами, возможность изменять расстояние между осями движителей, иначе ширину колеи.

Конструкция рычага представляет собой сварную конструкцию из листового металла, толщиной 16 мм. На горизонтальный лист приваривают вертикальные листы, которые выступают в роли двуплечих рычагов и точек опоры. Так как исполнительные цифровые гидроцилиндры установлены дрыг за другом, то возникает смещение, из-за которого, один из рычагов, не может находится на одной плоскости с подвижным соединением платформы с рамой. Он сдвинут относительно этого соединения на 120 мм (рис. 13).

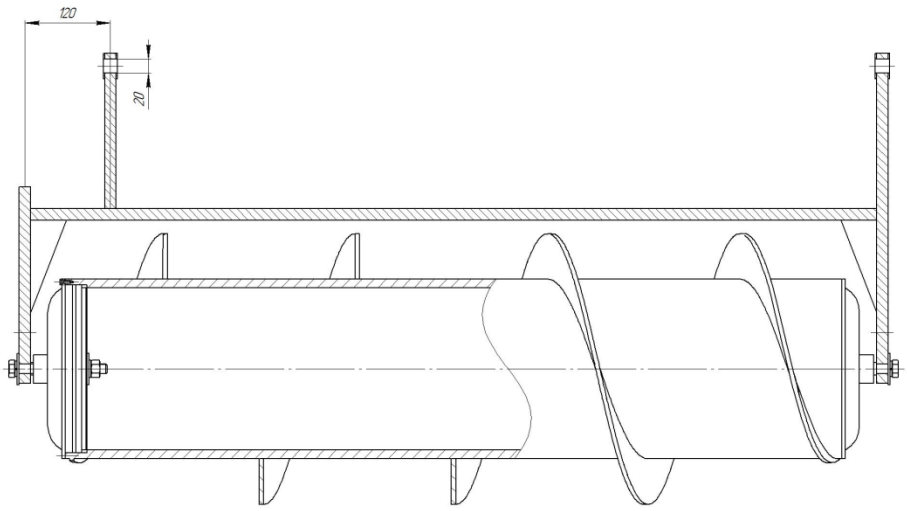

Рисунок 13 – Конструкция рычага (вид спереди)

На рисунке 14 показан вил слева, на котором отчётливо отображены проушины, в которые устанавливается цилиндрический палец, для обеспечения вращения двуплечих рычагов.

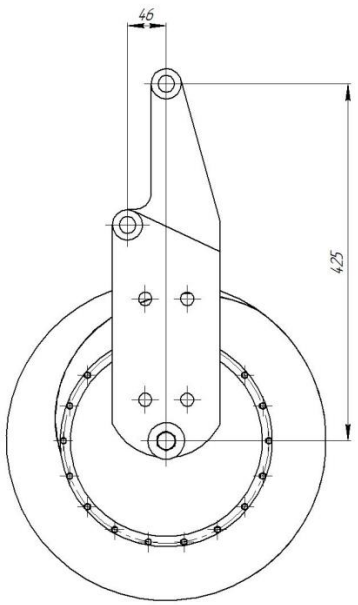

Рисунок 14 – Конструкция рычага (вид слева)

Как видно из рисунка ось проушины крепления двуплечих рычагов располагается в крайней левой части и смещена относительно оси движителя на 46 мм. Это сделано для того, чтобы обеспечить низкий центр тяжести, так как, расположи его в той же плоскости, что и движитель, рама располагалась бы выше, из-за необходимости обеспечить пространство для поворота.

Ось проушины крепления рычагов и исполнительных цифровых гидроцилиндров расположена в той же плоскости, что и ось движителей. Высота составляет 425 мм; этот размер ограничивается общей шириной машины.

6.2 Конструкция шасси

На рисунке 15 показан вид сверху, на котором отчётливо видно особенности расположения исполнительных цифровых гидроцилиндров и двуплечих рычагов. Штуцеры гидроцилиндров направлены в сторону центра машины.

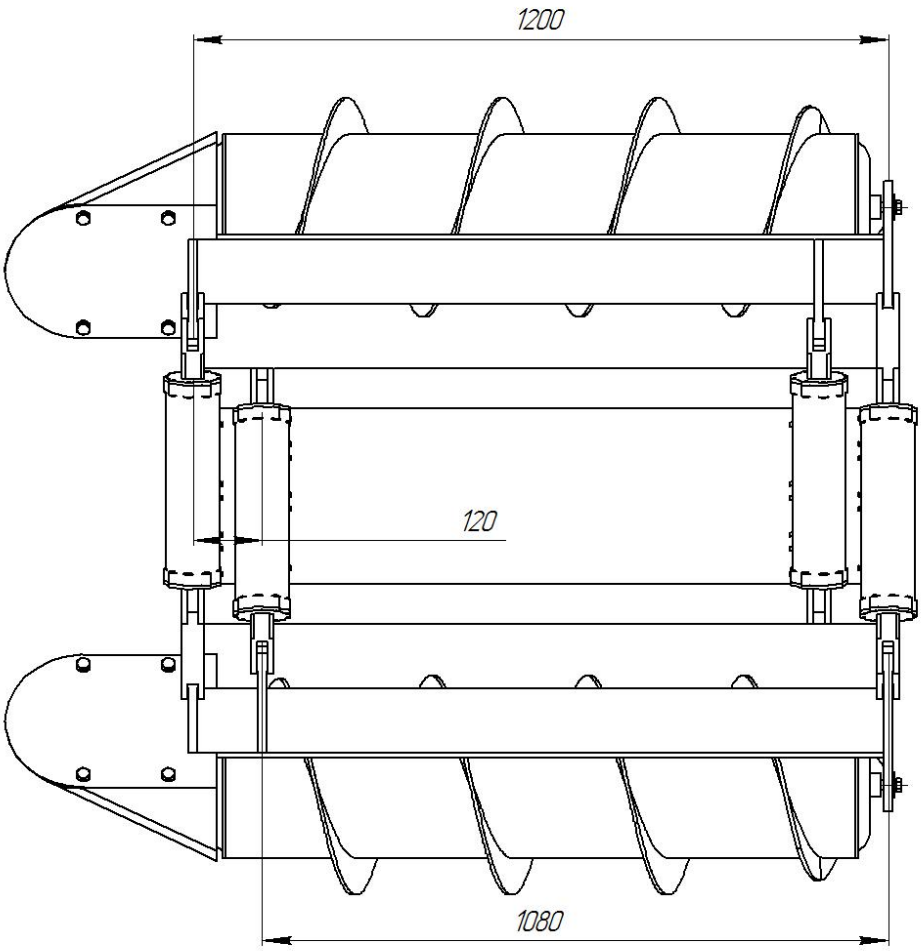

Рисунок 15 – Конструкция шасси (вид сверху)

На сварную раму устанавливаются цифровые исполнительные механизмы, которые расположены симметрично, но со смещением в 120 мм относительно двух противоположно направленных гидроцилиндров и на расстоянии 1080 мм между однонаправленными. Такое расположение обеспечивает достаточную жесткость и прочность конструкции. Штуцеры гидроцилиндров направленны внутрь, для более удобного подвода гидрожидкости в цилиндры.

При подаче гидравлической жидкости в гидроцилиндр, выходной шток толкает двуплечий рычаг, что вызывает вращение последнего, относительно шарнира, жестко закрепленного на раме. Вместе с двуплечим рычагом перемещается закрепленные на нем элементы: движитель и лыжа. Движитель свободно вращается вокруг своей оси, поэтому, при изменении ширины

колеи, не будет возникать дополнительных сил трения. Лыжа, находясь на ровной поверхности, практически не касается поверхности, следовательно, так же не создает дополнительных сил трения.

Разработанная конструкция шасси позволяет транспортному средству изменять ширину колеи путем поворота двуплечих рычагов на угол $\pm 15°$, что в пересчете на расстояние между крайними положениями одного движителя даст 257 мм. В целом, данная конструкция обеспечит диапазон изменения ширины колеи в 514 мм, что составляет практически половину от заданной ширины снегоболотохода.

6.3 Выводы по главе

Описанная конструкция прекрасно выполняет поставленную задачу проекта, а именно увеличение проходимости и устойчивости снегоболотохода. Восемь положений двуплечих рычагов обеспечивают необходимые требования эксплуатации транспортного средства в различных погодных и почвенно-климатических условиях.

Существенным недостатком конструкции является уменьшенное полезное пространство, которое занимают цифровые исполнительные механизмы, расположенные поперек корпуса машины.

7. Общий вид снегоболотохода

Общий вид снегоболотохода (рис.16) был разработан на базе прототипа. Смотровые окна предназначены для видеонаблюдения и контроля перемещения снегоболотохода. Корпус имеет П – образные вырезы под двуплечие рычаги. В грузовом отсеке располагается вся необходимая техника, включая аккумулятор, компьютерную и аппаратную системы управления. Все оставшиеся элементы (лыжа, защитные приспособления, фары) соответствуют прототипу.

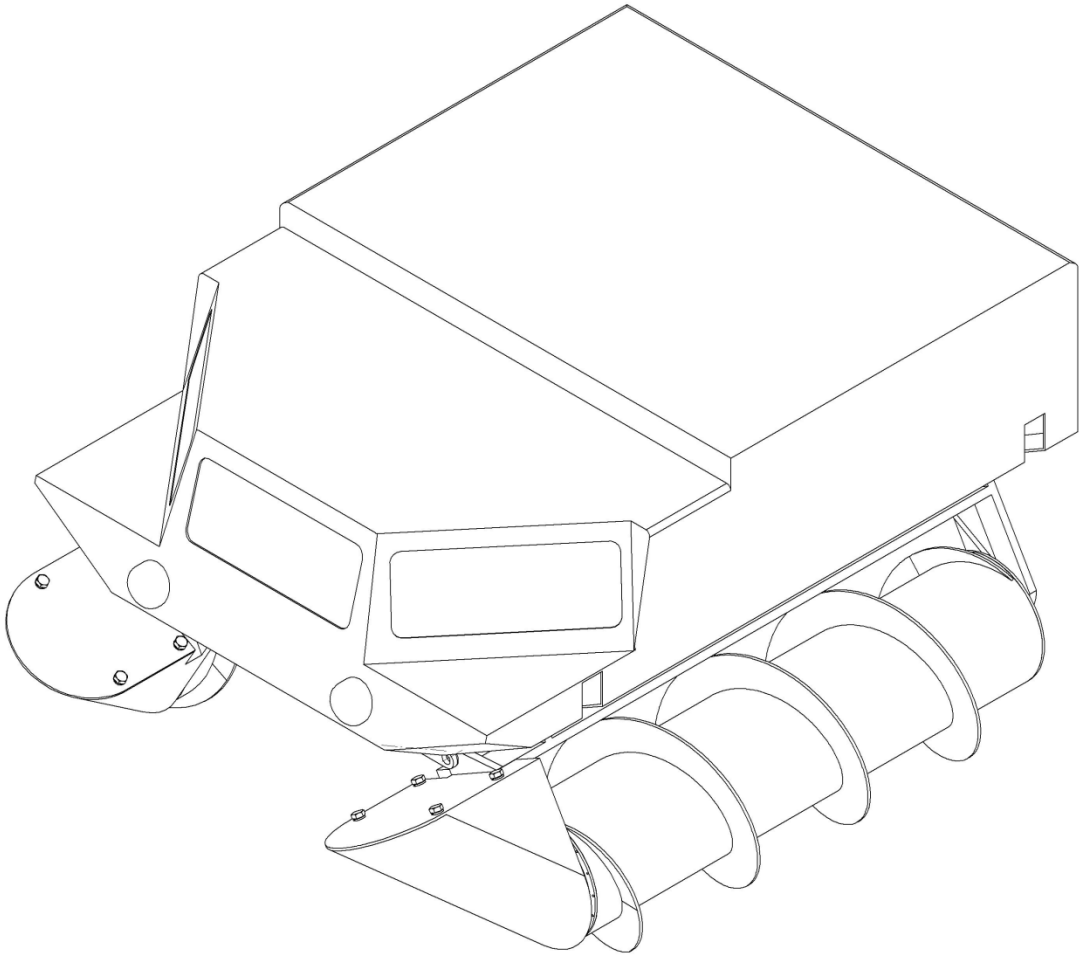

Рисунок 16 – Общий вид снегоболотохода

При создании машины используется жесткая подвеска, а также движитель с мотор-колесами, так-как он обладает меньшей массой, более простой в изготовлении и появляется возможность перемещения по водной

среде без дополнительного оборудования. Схема крепления движителя и лыжи также представлены на рисунке 16.

Аналогично можно сделать общий вид снегоболотохода с использованием движителей с гибким соединением. (рис.17)

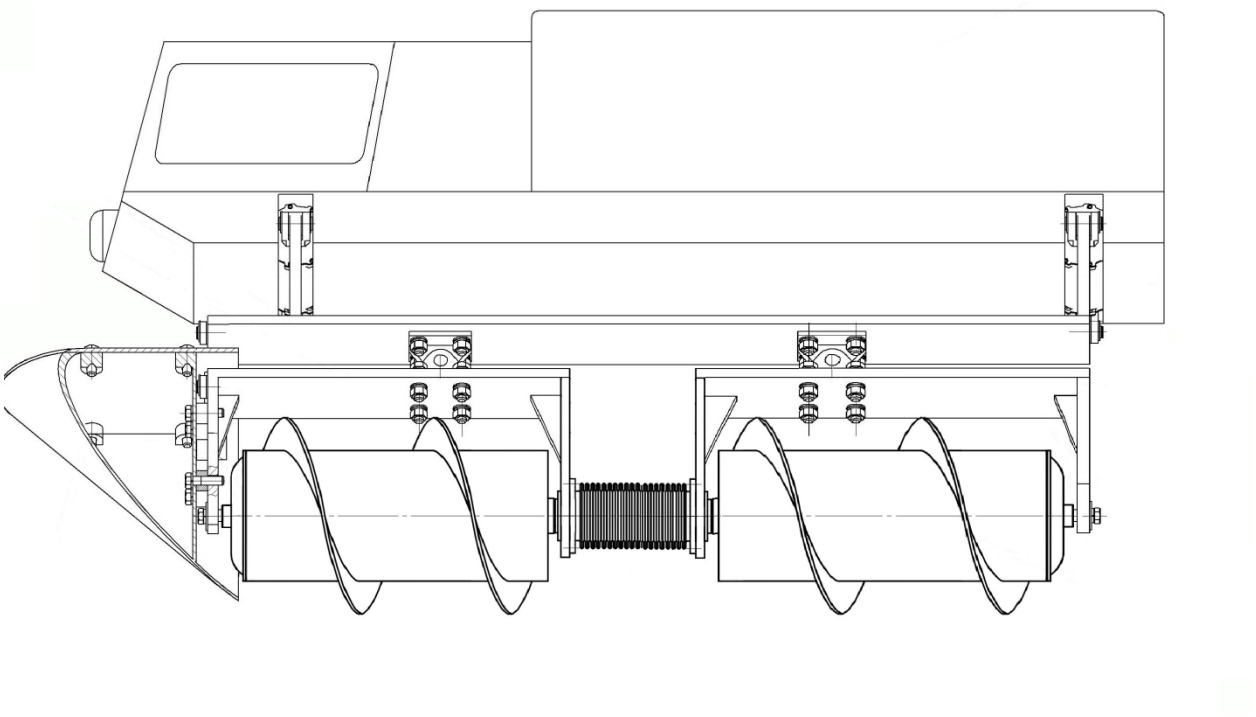

Рисунок 17 – Общий вид снегоболотохода (М1)

Оба варианта обладают высокой проходимостью и устойчивостью. В зависимости от места дислокации, целесообразно применять тот или иной вариант. Например, для болотистых и заснеженных местностях лучше подойдет первый вариант, из-за более высокой площади контактируемой поверхности. Для лесных и сложно рельефных – второй.

8. Безопасность жизнедеятельности

Задачей проекта является разработка конструкции шасси малогабаритного снегоболотохода для работы в опасных условиях. Так как вездеход работает на дистанционном управлении человек не находится в зоне поражения, поэтому возникает вопрос о защите оборудования от воздействия опасных сред.

15.1. Безопасность труда

15.1.1. Электробезопасность

Защита электрооборудования производится в целях безопасной работы оборудования, защиты от возгораний, механических и химических повреждений. Так как двигатели находится в корпусе движителя, на них могут влиять различные вредные факторы среды.

При работе в водных средах необходимо обеспечить герметичность всех узлов машины и движителей, обеспечить водостойкость, наружные крепежные изделия необходимо изготавливать из нержавеющей стали.

Защитные полимерные покрытия эксплуатируются под воздействием радиоактивных загрязнений в условиях радиационно-защитных камер и боксов, предназначены для: дезактивации внутренних поверхностей камер и боксов и внешней поверхности технологического оборудования, установленного в них.

Требования к защитным полимерным покрытиям:

1. Покрытия должны сохранять свои защитные свойства по отношению к радиоактивному загрязнению альфа- и бета- радионуклидами.
2. Изолирующие покрытия должны выполнять свои функции с сохранением требований назначения и безопасности в установленных пределах при воздействии на них воды, нефтепродуктов, радиоактивного излучения и химически агрессивных сред.

15.2. Чрезвычайные ситуации

15.2.1. Радиационная безопасность

При работе в условиях радиационного излучения необходимо провести мероприятия по защите электрических и механических частей машины.

После эксплуатации радиоактивные вещества могут остаться на корпусе машины, поэтому необходимо принять меры по удалению вредных веществ, для дальнейших безопасных работ.

Дезактивация — это один из видов обеззараживания, представляет собой удаление радиоактивных веществ с заражённой территории, поверхности зданий, сооружений, техники, одежды, средств индивидуальной защиты, воды, продовольствия.

Оборудование для дезактивации - радиационно-защитная техника, предназначенная для удаления с поверхностей различных предметов загрязнений радиоактивными веществами.

Обмывочное устройство - устройство, предназначенное для жидкостной дезактивации радиационно-защитного технологического оборудования.

Дезактивация может проводиться двумя способами: механическим и физико-химическим. Механический способ предполагает удаление радиоактивных веществ с заражённых поверхностей сметанием щётками и подручными средствами, обмыванием струёй воды, сдуванием. Также при механическом способе дезактивации используется горячая вода с применением поверхностно-активных веществ (мыла, стиральных порошков и т. д.). Механический способ наиболее прост и доступен и, как правило, используется для дезактивации техники, автотранспорта, одежды, средств индивидуальной защиты сразу же после выхода из заражённой территории.

Однако вследствие тесного контакта радиоактивных веществ с поверхностью многих материалов и их глубокого проникновения внутрь поверхности, механический способ дезактивации может не дать необходимого эффекта. Поэтому наряду с ним используют физико-химический способ, который предполагает применение растворов специальных препаратов, значительно повышающих эффективность удаления (смывания) радиоактивных веществ с поверхности.

15.3. Природопользование и охрана окружающей среды

В процессе эксплуатации снегоболотохода используются свинцово-кислотные аккумуляторы. При неправильной утилизации они образуют токсичные отходы, поэтому необходимо рассмотреть вопрос утилизации аккумуляторов.

Утилизация аккумуляторных батарей проводится с целью уменьшения количества токсичных веществ в твердых бытовых отходах. В аккумуляторах содержатся тяжелые металлы, кислоты, щёлочи, которые, попадая в воду или почву, наносят значительный ущерб окружающей среде.

Свинцово-кислотные аккумуляторы - тип аккумуляторов, который применяется в автомобилях, электромобилях, мотоциклах, источниках бесперебойного питания, различном промышленном оборудовании. Свинец является токсичным металлом, попадая в организм, он накапливается в костях, вызывая их разрушение. Кислоты, в частности наиболее распространённая в производстве батарей серная, также довольно опасны.

При переработке подобных батарей сначала нейтрализуется кислота, затем корпус отделяется от свинцовых пластин, и всё это используется в переработке, в том числе и для производства новых батарей.

15.4. Выводы по главе:

Для обеспечения безопасности труда и электробезопасности необходимо провести идентификацию особых химически агрессивных сред и провести ряд мероприятий по защите, в которые входят: подбор защитных покрытий для механических и электрических частей машины, нанесение лакокрасочных защитных покрытий.

В условиях чрезвычайных ситуаций необходимо определить вид опасности, провести мероприятия по защите механических и электрических частей машины от радиационного излучения, подготовить материалы и устройства для дезактивации.

Проанализированы вопросы природопользования и охраны окружающей среды. В конструкции снегоболотохода используются аккумуляторы, поэтому после окончания срока эксплуатации их необходимо сдать в пункты приема аккумуляторов. Если металлическая конструкция будет иметь остаточное радиационное заражение, её необходимо герметично упаковать в бетонные или пластиковые контейнеры и отправить на захоронение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведенной работы были рассмотрены различные варианты конструкции шасси, движителей и систем управления. Все они принципиально отличаются друг от друга. Они имеют различные условия эксплуатации, а самое главное предназначены для выполнения разных задач.

Исходя из выше сказанного можно сказать, что построение снегоболотохода зависит от различных аспектов, в том числе от поставленных задач, и благодаря возможности изменения колей машины, область применения расширилась в разы. Так, например, для выполнения инженерно-изыскательских работ в условиях радиационного фона, труднопроходимых и ограниченных областях прекрасно себя покажет узкая колея, а исследований почв и грунтов на открытых просторах, ширина колей потребуется наибольшая.

В работе небыли рассмотрены вопросы энергообеспечения и оснащения снегоболотохода необходимым оборудованием, так как это зависит от поставленных задач, например, ёмкость аккумуляторов напрямую зависит от дальности хода машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Либерман Я.Л., Захарова Н.А., Свиридов Д.В. Малогабаритный автоматизированный снегоболотоход для инженерно – изыскательных работ // Современная техника и технологии. 2017. №4 [Электронный ресурс]. https://technology.snauka.ru/2017/04/13075»
2. Сайт «Цифровые исполнительные механизмы» https://studme.org/291280/tehnika/tsifrovye_ispolnitelnye_mehanizmy.
3. Расчет элементов и систем гидропривода: методические указания/сост. В. Н. Гулин. Екатеринбург.: УрФУ, 2012, 47 с.
4. Багин Ю. И., Ильин А. В. Автомобили. Конструкция и расчет элементов шасси / УГТУ-УПИ. Екатеринбург, 2008. 354 с.
5. ГОСТ 24682-81 «Изделия электротехнические: общие технические требования в части стойкости к воздействию специальных сред»

ПРИЛОЖЕНИЯ