Введение.

Основной задачей транспорта является полное и своевременное удовлетворение потребностей народного хозяйства и населения в перевозках, повышение эффективности и качества работы транспортной системы.

К опасным грузам относятся вещества и предметы, которые при транспортировании, погрузочно-разгрузочных работах и хранении могут послужить причиной взрыва, пожара, а также гибели, травмирования, отравления, ожогов, облучения или заболевания людей и животных.

Опасные грузы по железным дорогам транспортируются в универсальном или специальном подвижном составе. Допускаемые типы вагонов для перевозок конкретных видов опасных грузов устанавливаются техническими условиями, стандартами для конкретной продукции, и правилами перевозок грузов.

Жидкие, сжиженные и опасные газообразные грузы в случаях, предусмотренных правилами перевозок, транспортируются в вагонах-цистернах.

Вагоны-цистерны проектируются с учетом свойств опасных грузов, для перевозок которых они предназначены, и соответственно оснащаются специальными устройствами для выполнения сливоналивных операций и обеспечения безопасности перевозок.

В зависимости от вида перевозимых грузов вагоны-цистерны подразделяются на цистерны общего назначения и специальные. К цистернам общего назначения относятся цистерны для перевозки широкой номенклатуры жидких нефтепродуктов, не требующих подогрева при наливе и сливе в диапазоне климатических изменений температуры груза. Цистерны общего назначения составляют основную часть парка вагонов-цистерн.

Для каждого типа цистерны заводом-изготовителем в составе технической документации разрабатывается инструкция по эксплуатации, сливу и наливу перевозимого продукта, учитывающая конструктивные особенности конкретной модели.

На железнодорожном транспорте необходимо осуществлять техническое перевооружение, обеспечить увеличение пропускной и провозной способности железных дорог на грузонапряженных направлениях, значительно повысить скорости движения поездов, а также наращивать мощность железнодорожных станций и узлов.

Для решения поставленной задачи необходимо изменить конструкцию проектируемого вагона в сторону улучшения его основных показателей. Увеличение удельного объема цистерны, уменьшения массы тары и увеличение грузоподъемности - это благотворно влияет

Данный дипломный проект посвящен проектированию восьмиосной цистерны с осевой нагрузкой 216 кН по габариту 1-Т, грузоподъемностью 125т, предельной нагрузкой на 1 метр пути 81 кН/м. В данном дипломном проекте произведен расчет оси колесной пары на выносливость, расчет котла цистерны. Дана экономическая оценка эффективности от внедрения новой тормозной рычажной передачи на восьмиосной цистерне модели 15-1500. Разработаны мероприятия по охране труда при изготовлении цистерны и безопасность перевозки светлых нефтепродуктов.

1. Техническое описание конструкции цистерны

модели 15-1500

* 1. Типовые узлы и элементы конструкции

Основным изготовителем цистерн является ПО «Азовмаш» (бывшее ПО «Ждановтяжмаш», город Мариуполь) Министерства тяжелого и транспортного машиностроения.

В конструкции цистерн используются типовые узлы автосцепного устройства, автотормозного оборудования и ходовые части.

Восьмиосные цистерны оборудуются усиленной полужесткой автосцепкой СА-3М с ограничителем вертикальных перемещений и поглощающим аппаратом Ш-2-Т с ходом 105мм.

Цистерна модели 15-1500 оснащена модернизированным автосцепным устройством СА-3М. В отличие от СА-3 толщина стенок корпуса 1 данной конструкции увеличена в среднем на 30%, здесь применены внутренние ребра, что повысило его надежность. В связи с увеличением базы и консолей, а следовательно, возникновением значительных вертикальных смещений автосцепок, в замке модернизированной конструкции была введена специальная вставка, обеспечивающая увеличение вертикальное зацепление до 250мм вместо 150…180мм у автосцепки АС-3. Впоследствии вместо вставки замка на корпусе снизу был предусмотрен специальный прилив 11, ограничивающий вертикальные смещения корпусов автосцепок в допустимых пределах. Это обеспечивает прохождение без саморасцепов горбов сортировочных горок. С целью уменьшения вертикальных сил центрирующая балочка 2 подпружинена. Совместно с сферической формой хвостовика и вкладыша 4 это позволяет отклоняться корпусу автосцепки в вертикальной плоскости, не вызывая больших усилий. Автосцепка снабжена торсионным отклоняющим устройством для обеспечения автоматической сцепляемости на кривых участках пути малого радиуса.

С 1988 г. на восьмиосные цистерны устанавливается пружинно-фрикционный поглощающий аппарат ПМК-110А с металлокерамическими фрикционными элементами.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ПМК-110А | Энергоемкость, кДж | Сила сопротивления при сжатии, МН | Полный ход аппарата, мм |
| 35…85 | 2 | 110 |

Поглощающие элементы предназначены гасить часть энергии удара, уменьшая продольные растягивающие и сжимающие усилия. Принцип их действия основан на возникновении в аппарате сил сопротивления и преобразования кинетической энергии, соударяющихся масс, в другие виды энергии. В целях повышения энергоемкости и стабильности характеристик в качестве фрикционных элементов здесь применены металлокерамические пластины.

Установка автосцепного устройства выполняется в соответствии с ГОСТ 3475-81.

В автотормозном оборудовании используются воздухораспределители № 483М, регуляторы рычажной передачи типа 574Б, РТРП 675 и авторежимы типов 265А-1.

Тормозное оборудование грузовых вагонов обеспечивает накопление и пропуск сжатого воздуха, подаваемого от локомотива, а также восприятие, реализацию и передачу (трансляцию) сигналов управления процессами торможения и отпуска, поступающих по тормозной магистрали (ТМ). Тормозное оборудование состоит из магистрального воздухопровода диаметром 1 1/4” , сообщенного через тройник № 573 и разобщительный кран № 372 подводящей трубой диаметром 3/4” , или соединительным рукавом Р35, Р36 с двухкамерным резервуаром № 295М-001. Последний связан трубами диаметром 3/4”с запасным резервуаром типа Р7-135 объемом 135л и авторежимом № 265А-1, установленным на одной из тележек вагона и сообщенным с тормозным цилиндром № 519Б. На двухкамерный резервуар устанавливаются главная № 270-023 и магистральная № 483-001 части.

Для межвагонных соединений используются соединительные рукава типа Р17, подключаемые к трубе (ТМ) концевыми кранами № 190 (или №4304) и повернутыми на 60о относительно горизонтальной оси. Это исключает удары головок рукавов о горочные замедлители и улучшает их работу в кривых участках пути.

Воздухораспределители (ВР) предназначены для изменения давления в тормозных цилиндрах (ТЦ) транспортных средств, в зависимости от изменения давления в тормозной магистрали (ТМ), а также для зарядки из последней запасных резервуаров (ЗР). При этом уровень давления в ТЦ соответствует глубине разрядки ТМ и грузовому режиму торможения на ВР.

 Использование воздухораспределителей № 483М повышает надежность тормозов, достигается максимально возможная скорость распространения тормозной волны, минимальное влияние длины магистрального воздухопровода на процессы наполнения сжатым воздухом цилиндров при торможении. По сравнению с другими воздухораспределителями грузового типа, используемый воздухораспределитель № 483М обеспечивает наибольшие, короткие тормозные пути и наименьшие продольные силы в поезде при торможении. Кроме того, воздухораспределитель должен обеспечивать достаточно легкий бесступенчатый отпуск. При следовании поезда по участковому пути с уклоном до 18‰ и ступенчатый отпуск для следования поезда по затяжным крутым спускам с уклонами более 18‰. Для обеспечения плавности торможения скорость тормозной волны при экстремальном торможении должна достигаться наибольшей и не менее 290 м/с.

Конструкция воздухораспределителя № 483М позволяет поддерживать при торможении минимальный темп разрядки ТМ в хвостовой части длинно составного поезда через свои каналы, что ускоряет процесс наполнения ТЦ этих вагонов и сокращает тормозной путь. За счет высокой скорости тормозной волны 290-300 м/с, повышенных свойств мягкости (до 1 кгс/см2 мин), стандартности действия(независимым от различных факторов и уменьшенным временем наполнения ТЦ) и ряда других положительных особенностей, ВР № 483М обеспечивает возможность вождения поездов весом до 8 тыс.тс.

Все грузовые вагоны, оборудованы автоматическими регуляторами одностороннего действия № 574Б, предназначенными для стягивания рычажной передачи и компенсации износа тормозных колодок. Принцип действия и конструкция регуляторов РТРП 675 и № 574Б аналогичны, а внешнее отличие заключается в наличии у первого удлиненной шестигранной крышки корпуса со стороны привода. Применение регуляторов позволяет устранить ручную регулировку рычажных передач и поддерживать выход штока тормозного цилиндра в установленных пределах. За счет этого обеспечивается правильное взаимное расположение рычагов и тяг, стабильный коэффициент полезного действия рычажной передачи и высокую тормозную эффективность. Наибольшее передаваемое через регулятор усилие составляет 8,0тс.

Основным преимуществом регулятора РТРП – 675 является повышенный рабочий ход винта, позволяющий применять утолщенные композиционные колодки и ускоренное сокращение рычажной передачи, обеспечивающее быстрое восстановление выхода штока ТЦ, особенно необходимое на затяжных крутых спусках при значительном износе тормозных колодок.

При установке регулятора № 574Б на грузовом вагоне используется рычажный привод, который передает ему при торможении запас энергии, вызывающий сжатие пружин и необходимый для стягивания рычажной передачи. После установки на вагоне всех новых тормозных колодок размер «а» (от контрольной стяжки на стержне *г* до торца защитной трубы *д*) для данного регулятора должен быть не менее 500мм. Расстояние «А» определяет величину выхода штока тормозного цилиндра и ориентировочно должно составлять при композиционных колодках 35-50мм, а при чугунных 40-60мм.

Авторежим предназначен для регулирования давления в тормозном цилиндре в зависимости от степени загрузки вагона. Он устанавливается на хребтовой балке над одной из тележек, оборудованной опорной балочкой и сообщается с воздухораспределителем и тормозным цилиндром для коррекции давления, подаваемого в последний.

Авторежим № 265А-1 состоит из двух основных частей: демпферной (измерительной) и реле давления (регулирующей) с кронштейнами для соединения с трубами от ВР и ТЦ.

Если вагон оборудован чугунными колодками, то переключатель режимов ВР переводится в положение «груженый», а при композиционных колодках, в «средний» режим торможения и закрепляется.

При правильной установке авторежима на порожнем вагоне зазор α между упором и плитой не должен превышать 5мм, а на груженом вагоне его не должно быть.

Использование авторежимов на подвижном составе повышает его тормозную эффективность, снижает уровень продольно-динамических усилий в поездах, исключает ручной труд при переключении грузовых режимов на ВР и случаи заклинивания колес из-за их неправильного включения.

Тормозные цилиндры (ТЦ) предназначены для преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в механическое усилие на штоке, которым через систему тяг и рычагов тормозные колодки прижимаются к колесам. На данной цистерне применяются тормозные цилиндры с жесткой связью поршня со штоком посредством пальца.

Тележка модели 18-101 (рис.1.1). Имеет две двуосные тележки 1 модели 18-100, связанные между собой соединительной балкой 2. Наиболее рациональная конструкция, по сравнению с литой, - штампосварной вариант соединительной балки (рис.1.2.)- состоит из двух штампованных элементов из стали марки 09Г2Д: верхнего листа толщиной 16мм и нижнего 2 толщиной 20мм, подкрепленных продольными 3 и поперечными 7 ребрами жесткости. Снизу по концам балки вварены крайние пятники 4, которыми она опирается на подпятники двухосных тележек, а сверху – центральный подпятник 8, посредством которого нагрузка от кузова передается на четырехосную тележку. К специальным крыльям по концам балки снизу приварены крайние скользуны 5, которые располагаются над скользунами двухосных тележек. В средней части также на крыльях размещены центральные скользуны, над которыми расположены скользуны кузова вагона.

Чтобы уменьшить массу четырехосной тележки и повысить плавность хода, разработана новая схема с опиранием кузова на скользуны 1 двухосных тележек (рис.1.3), исключающая несущую конструкцию соединительной балки, заменив ее существенно облегченной связью 3 (0,5 вместо 2,0т).

В ходовых частях восьмиосных цистерн четырехосные тележки модели 18-101. Основные характеристики тележки приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

Основные характеристики тележки цистерны модели 15-1500

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование показателя | Значение показателей |
| Модель | 18-101 |
| Число осей | 4 |
| Изготовитель | ПО «Азовмаш» |
| Масса, т | 12,0 |
| База, мм | 3200 |
| Статический прогиб рессорного комплекта, мм | 46-50 |
| Гибкость рессорного комплекта, м/МН | 0,13-0,232 |
| Высота опорной поверхности пятника над головкой рельса, мм | 853 |

Восьмиосные цистерны изготовляются безрамной конструкции и котел в них является несущим элементом, воспринимающим все действующие на вагон нагрузки, как от веса груза и внутреннего давления, так и передаваемые через автосцепку продольные силы, возникающие при движении в поезде и маневровых работах, а также вертикальные и динамические силы, передаваемые через пятник, возникающие в результате движения по неровностям пути.

Котел представляет собой цилиндрическую емкость сварной конструкции, состоящую из обечаек и эллиптических днищ, подкрепленную шпангоутами для повышения несущей способности и жесткости цилиндрической оболочки.

В концевых частях котла размещаются опоры (рис.1.1), представляющие собой элемент рамной конструкции, включающий хребтовую 7, шкворневую 6, состоящую из листов 2,4 и облегченную концевую балку 9 и боковую обвязку 8, а также систему ребер и диафрагм жесткости 3. К хребтовой балке крепится пятник и упоры автосцепного устройства.

Пятник опоры котла (рис.1.2) соединяется с центральным подпятником соединительной балки четырехосной тележки.

В табл.1.2 приведены основные технические характеристики восьмиосной цистерны модели 15-1500 (рис1.1).

Таблица 1.2.

Технические характеристики базового вагона модели 15-1500

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование параметра | Значение параметра |
| Назначение (основной груз) | Светлые нефтепродукты |
| Тип вагона | 798 |
| Грузоподъемность, т | 125 |
| Масса вагона (тара), т | 51,0 |
| Нагрузка:От оси колесной пары на рельсы, кН (тс)На один погонный метр пути, кН/м (тс) | 216 (22)81 (8,3) |
| Количество осей | 8 |
| Габарит | 1-Т |
| Высота центра тяжести цистерны:Порожней, ммГруженой, мм | 15422418 |
| Параметры котла:Объем полный, м3Полезный объем, м3Удельный объем, м3/тДиаметр внутренний, мм Длина наружная, мм | 161,6156,31,25320020650 |
| Толщина листов обечайки:Верхних, ммСредних (боковых), ммНижнего, ммТолщина днищ, мм | 991212 |
| Материал котла | Ст09Г2, 09Г2С, 09Г2Д-1209Г2СД |
| Год начала серийного производства | 1988 |

* 1. Унифицированные узлы и элементы

Унифицированные узлы и элементы нефтебензиновых цистерн включают люк-лаз для загрузки продукта и технического обслуживания и доступа внутрь котла, сливной прибор для слива груза, предохранительный клапан для ограничения избыточного давления в котле при повышении температуры груза и предохранительно-выпускной клапан для защиты котла от вакуума при охлаждении груза и конденсации его паров. В настоящее время цистерны выпускаются с предохранительно-выпускным клапаном, в конструкции которого объединены предохранительный клапан избыточного давления и предохранительно-выпускной (вакуумный) клапан. Нижний лист котла цистерны имеет уклон к сливному прибору для обеспечения полного слива продукта.

Восьмиосные цистерны имеют по два люка-лаза, сливных прибора и предохранительно-выпускных клапана.

Люк-лаз 4 (рис 1.3) диаметром 570 мм герметично закрывается крышкой 1. В новых конструкциях применяется крышка с ригельным запором, включающим ригель 6, откидной болт 5 и предохранительную скобу 2. Эта конструкция обеспечивает надежность уплотнения, удобство и безопасность обслуживания. В горловине люка приварены сегменты 3 для контроля уровня наполнения и прикреплена внутренняя лестница для доступа обслуживающего персонала внутрь котла.

При нахождении цистерны в эксплуатации на путях МПС люк-лаз всегда должен быть опломбирован. Пломбирование крышки люка производится перед каждым выходом цистерны на пути МПС как в груженом, так и в порожнем состояниях.

Эта цистерна оборудуется универсальным сливным прибором (рис.1.4). Вороток 1, шарнирно соединительный с винтовой штангой 2 управления сливным прибором, расположен в горловине люка-лаза.

На нижнем конце штанги закреплен клапан 3 с уплотнительным кольцом 9, который при вращении воротника поднимается или опускается на седло 10, обеспечивая, таким образом, открытие или закрытие сливного прибора. Труба сливного прибора 5 снаружи закрывается откидной крышкой 6, прижимаемой к торцу трубы нажимным винтом 7. Кольцевой наконечник 8 сливной трубы обеспечивает возможность герметичного присоединения сливного рукава. Корпус сливного прибора оборудован кожухом 4, который может при сливе продукта заполняться паром для обогрева в зимнее время.

Предохранительно-выпускной клапан (рис.1.5) имеет раздельную регулировку усилия затяжки пружины 1 клапана максимального давления 2 и пружины 3 вакуумного клапана 4. Регулировка клапанов производится на избыточное давление 0,15 Мпа (1,5 кгс/см2) и на разряжение 0,01-0,02 Мпа (0,1-0,2 кгс/см2). Для предотвращения нарушения регулировки на предохранительно-выпускной клапан устанавливается две пломбы.

Котел цистерны подвергается испытаниям на прочность гидравлическим давлением 0,4 Мпа (4 кгс/см2).

Уплотнительные прокладки и кольца крышки люка, сливного прибора и предохранительно-выпускного клапана изготавливаются из маслобензиностойкой резины.

Предохранительно-выпускной клапан не обеспечивает защиты котла от возникновения недопустимого вакуума после разогрева груза паром, пропарки котла или при сливе продукта при закрытых крышках люков.

1. Выбор оптимальных параметров восьмиосной цистерны

модели 15-1500

2.1.Вписывание вагона в габарит

Ширина вагона определяется из условия вписывания вагона в габарит:

2В = 2⋅(В0 – Е) (2.6)

где 2В0 – ширина соответствующего габарита по высоте Н,

2В0 = 3400 мм.

(Е0, Ев) – одно из ограничений полуширины вагона. Обычно при вписывании вагона в габарит ограничение полуширины по длине определяется для двух основных сечений:

* Е0 – направляющего;
* Ев – внутреннего (среднего).

Расчет ограничения полуширины габарита для котла цистерны:

Е0 = 0,5(Sк – dг )+ q + w + [к1 – к3] (2.7)

где Sк – максимальная полуширина колеи в кривой расчетного радиуса, 1541мм.

 dr –минимальное расстояние между наружными гранями предельно изношенных граней колес 1489мм;

Величину максимального бокового смещения предельно изношенной колесной пары (Sк – dr) в кривой расчетного радиуса принимаем (Sк – dr) = 52 мм.

q – наибольшее возможное поперечное перемещение в направляющем сечении рамы тележки относительно колесной пары вследствие наличия зазора при максимальных износах в буксовом узле и узле сочленения рамы тележки с буксой, 3мм;

w – наибольшее возможное поперечное перемещение в направляющем сечении из центрального положения в одну сторону кузова относительно рамы тележки вследствие зазоров при максимальных износах и упругих колебаниях в узле сочленения кузова и рамы тележки, для четырехосной тележки, состоящей из двухосных модели 18-100, 32 мм;

Величину горизонтальных поперечных смещений (q+w) для рамы вагона и укрепленных на ней частей принимаем (q+w) = 35 мм;

n – расстояние от рассматриваемого поперечного сечения кузова до его ближайшего направляющего сечения вагона, для концевого сечения 3м (для среднего сечения 6,00);

к – величина на которую допускается выход подвижного состава за очертание данного габарита в кривой радиусом закругления 250 м. Для габарита 1-Т, к = 0;

 (2.8)

где к1 – величина дополнительного поперечного смещения в кривой расчетного радиуса R=200м тележечного вагона, к1 = 8.5 мм;

21т – база вагона, 14,59 м;

к2 – коэффициент, зависящий от расчетного радиуса, к2 = 2.5 мм;

 (2.9)

к3 – величина геометрического смещения расчетного вагона в кривой R = 200 м, к3 = 180;

21 – база вагона.

 (2.10)

Ен =

Сумма получившаяся в квадратных скобках оказалась отрицательной, принимаем ее равной нулю. Отрицательная сумма свидетельствует о недоиспользовании имеющего в кривой уширения габарита приближения к строению. В этом случае расположение вписывания вагона в кривой может не приводить к максимальному ограничению его ширины, поэтому в формулы для определения Ев и Е0 необходимо подставлять наибольшую ширину колей не кривого, а прямого участка. Максимальная ширина колеи в прямом участке, S = 1526мм.

Енпр = (0,5(Sк – dr )+ q + w) (1.10)

Еопр = 0,5(Sк – dг )+ q + w + [к1 – к3] (1.11)

Рассчитаем ширину строительного очертания котла восьмиосной цистерны на некоторой высоте над уровнем верха головок рельсов.

 2Вснс = 2( В0 – Еопр ) (1.12)

2В = 2(1700 – 53.5) = 3293 мм.

##### где 2Вснс – ширина строительного очертания в направляющем и среднем сечении, мм;

 В0 - полуширина габарита подвижного состава 1-Т на рассматриваемой высоте, В0=1700мм.

2Вск = 2( В0 – Енпр ) (1.12)

2В = 2(1700 – 85.4) = 3229,2 мм.

##### где 2Вск – ширина строительного очертания в концевом сечении, мм;

Габаритная рамка восьмиосной цистерны модели 15-1500 с учетом ограничений полуширины кузова показана на рис.2.2.

## Габаритная рамка вагона

 Ен=85,4мм Ев=53,5мм

2Вснс=3293мм

2Вск=3229,2мм

2Lк=20600мм

Рис. 2.1.

2.2. Выбор оптимальных параметров вагона.

К конструкции проектируемой цистерны применяются жесткие требования. Поэтому важной задачей, решаемой на стадии проектирования грузовых вагонов, является выбор основных оптимальных параметров, определяющих экономическую эффективность конструкции.

Выбор основных геометрических параметров: длина вагона по осям сцепления 2Lоб, базы 2l, ширины 2В, высоты кузова Н, и других позволяет установить наилучшее для вагона величины грузоподъемность Р, тары Т, объема кузова V, средней статической и динамической нагрузок, коэффициента использования грузоподъемности , погонной нагрузки .

При выборе типов и параметров вагонов особенно важными факторами являются объем и состав грузооборота, а также обеспечение сохраняемости грузов, безопасности движения поездов.

Критерием эффективности вагона обычно является приведенные затраты народного хозяйства Спр. В условиях рыночных отношений ведущую роль занимает конкурентоспособность выпускаемой конструкции вагона.

Поэтому экономически наиболее выгодным будет вагон, постройка и эксплуатация которого обеспечивает минимум приведенных народнохозяйственных затрат при наиболее высоком уровне конкурентоспособности.

При выборе параметров грузовых вагонов, важно выбирать какой-либо из его размеров, от которого зависели бы все остальные. При оптимизации параметров в качестве аргумента целесообразно выбирать длину вагона по осям сцепления 2Lоб.

При проектировании учитываются ограничения, накладываемые на вагон. Для данной цистерны для перевозки светлых нефтепродуктов: допустимая осевая нагрузка Р = 22 тс/ось, допускаемая погонная нагрузка вагона qп = 10,5 тс/м, габарит вагона 1-Т, число осей вагона m0=8.

# Минимально допустимая длина вагона.

 (2.1)

где Ро – осевая нагрузка, т/ось;

 mo – количество осей;

 qo – погонная нагрузка, (qп =9,0 или 10,5 т/м).

т/ось,

где Т – тара вагона, Т=51т;

 Р – грузоподъемность вагона, Р=125т.

м.

Основные размеры вагона.

Рис 2.2.

Наружная длина кузова вагона:

2L = 2Lоб-2аа. (2.2)

где 2аа – расстояние от оси сцепления автосцепок до наружной поверхности торцевой стены вагона, 2аа = 0,565 м.

2L = 16.76 - 0,565×2 = 15.63 м.

м,

где 2Lв – внутренняя длина кузова вагона;

 *аТ* – толщина торцевой стенки котла цистерны, =0,01м.

Технико-экономические параметры вагона будут наилучшими, если при проектировании вагона использование габарита подвижного состава по ширине и высоте будет наиболее эффективным. Тогда основные параметры вагона могут быть выражены в виде функции одного аргумента внутренней длины кузова вагона 2Lв.

,

где Т – тара проектируемого вагона, т;

 nо – постоянная масса частей вагона, не зависящая от изменений длины кузова (масса тележек, автосцепного устройства, тормозного оборудования, днищ и колпаков цистерны), т;

 n1- вес одного метра изменяемой длины кузова вагона, n1=1,3 т.

,

где nТ – масса тележки модели 18-100, т;

 nа - масса автосцепного оборудования автосцепка

 СА – 3М, nа =1,5т;

 nторм - масса тормозного оборудования, nторм =0,5т;

 n*д* - масса двух днищ и люков цистерны, n*д* =3,0 т.

т

,

где Р – грузоподъемность проектируемой цистерны, т.

Р = 22×8-24,5-1,3×15,63 = 131,2т

,

где V – объем котла проектируемой цистерны, м3;

 d1 – внутренний диаметр котла, d1= 3,2м;

 V2 – увеличение объема котла за счет днищ, V2=0,06V, м3.

Рассмотрим технико-экономические показатели.

## Статическая нагрузка

Pci = P⋅ (1.20)

Где *Vу=V/P* – удельный объем кузова вагона;

 *Vуг* - удельный объем груза.

Эта формула справедлива при *Vу* ≤ *Vуг*, так как из условий прочности вагона необходимо обеспечить *Рci* ≤ *P*. При *Vу* > *Vуг* применяется *Рci* = *P*.

Статическая нагрузка определяет количество груза, которое загружается в вагон.

Значения величин, необходимых для определения берется из табл.2.1.

Таблица 2.1.

Структура перевозимых в вагоне грузов

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *Перевозимые грузы* | *Объем перевозок, ai, усл.ед.* | *Удельный объем груза Vуг, м3/Т* | *Средняя дальность перевозок L, км* | *Коэффициент использования грузоподъемности* |
| Гексан | 219 | 1,515 | 1650 | 0,84 |
| Бензин  | 25200 | 1,379 | 620 | 0,95 |
| Керосин  | 12800 | 1,27 | 1290 | 0,98 |

Р – грузоподъемность вагона, Р = 131,2 т.

Рс1 = 131,2⋅= 87,81 т.

Рс2 = 131,2⋅= 96,47 т.

Рс3 = 131,2⋅= 104,75 т.

Средняя статическая нагрузка для вагона в котором перевозятся различные грузы определяется по формуле:

 (1.24)

где аi – абсолютная количество или доля i-го груза в общем объеме грузов перевозимых в вагоне;

Рассмотрение перевозки грузов учитывается средней динамической нагрузкой вагона, величина которой вычисляется по формуле:

 (1.25)

где li – среднее расстояние перевозки i-го груза.

В наибольшей степени характеризует конструкцию проектируемого вагона средней погрузочный коэффициент тары, определяемого по выражению:

 (1.26)

где Т – тара вагона.

Одним из главных показателей эффективности вагона является величина средней погонной нагрузки, нетто, вычисляется по формуле:

 (1.27)

где 2Lоб – минимальная допустимая длина вагона, 2Lоб = 16,76 м.

 (1.28)

Приведенные затраты народного хозяйства определяются по формуле:

 (1.29)

где постоянные коэффициенты:

А1 = А1с + 0,15А1к (1.30)

А2 = А2с + 0,15А2к (1.31)

В1 = В1с + 0,15В1к (1.32)

В2 = В2с + 0,15В2к (1.33)

F0 = Fс + 0,15Fк (1.34)

D = Dc (1.35)

Где Аic, Bic, Dc, Aiк, Вiк, Fк – постоянные коэффициенты, не зависящие от технико-экономических показателей вагона.

А1 = (3628+0,15⋅9079)1,1 = 5488,835.

А2 = (121+0,15⋅ 157)1,1 = 159,005.

В1 =(5102+0,15⋅ 5301)1,1 = 6486,865.

В2 = (143+0,15⋅ 149)1,1 = 181,885.

F0 = (112+0,15⋅52) 1,1 = 131,78.

D = Dc = 64·1,1=70,4

Увеличивая длину вагона по осям сцепления 2lоб на 1м, вычисляем технико-экономические показателя для каждого варианта. Результаты расчетов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № в. | 2Lоб, м | 21, м | Vу м3/т | Т, т | Р, т |  |  | , т/м | Спр |
| 1 | 17,76 | 16,63 | 1,09 | 46 | 129,9 | 107 | 0,39 | 6,02 | 218 |
| 2 | 18,76 | 17,63 | 1,16 | 47,4 | 128,6 | 113 | 0,36 | 6,03 | 204 |
| 3 | 19,76 | 18,63 | 1,24 | 48,7 | 127,3 | 119 | 0,38 | 6,06 | 202 |
| 4 | 20,76 | 19,63 | 1,32 | 50 | 126 | 125 | 0,39 | 6,02 | 199 |
| 5 | 21,76 | 20,63 | 1,4 | 51,3 | 124,7 | 127 | 0,41 | 5,8 | 201 |

По результатам расчетов приведенных в табл. 1.1. строим график зависимости основных технико-экономических показателей от длины вагона, 2Lоб. По полученной графической зависимости затраты народного хозяйства, Спр и длины вагона выбираем оптимальную длину вагона при которой Спр минимальна.

Рс ,Р

 230 0,41

1,4

130 50

 0,4

125 6 49

1,3

 220

120 48 0,39

 1,2

115 5,9 47

 0,38

 210

110 46 1,1

 . 0,37

105 5,8 45

 1

 200

1. 44 . 0,36

 16,762 17,762 18,762 19,762 20,762 21,762

1. Выбор принципиальной схемы автотормоза восьмиосной цистерны модели 15-1500
	1. Оценка эффективности типового тормоза

При описании конструкции восьмиосной цистерны для светлых нефтепродуктов, модели 15-1500 в первой части уже говорилось о том, что пневматическая часть, включающая авторежимы в условиях длительных торможений, при использовании последнего не дает желаемого результата. Были случаи заклинивания колесных пар обезгруженной четырехосной тележки. При этом достаточно сложная регулировка и низкий уровень технического обслуживания привели к тому, что в цистернах авторежимы не всегда используются.

Существует целый ряд и других существенных недостатков типовой схемы автотормоза, к которым следует отнести:

* 1. низкий коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи;
	2. большое количество рычагов и тяг, увеличивающих общую массу тары вагона;
	3. наличие клиновидного износа тормозных колодок, обуславливающего их повышенный расход;
	4. дополнительное сопротивление в движении, обусловленное особенностью механизма;
	5. сложность в обслуживании и регулировке;
	6. завышенные передаточные числа рычажной передачи, что особенно важно при расчете обеспеченности подвижного состава тормозными средствами. Определим необходимость поиска альтернативных систем автотормоза.
	7. Оценка принципиальных схем усовершенствования рычажной передачи восьмиосной цистерны

В результате научных исследований, проведенных МИИТом, ВНИИЖТом, ВНИИВом была предложена схема автотормоза, основанная на принципе индивидуального привода на каждую четырехосную тележку, то есть система с двумя тормозными цилиндрами. При этом может быть достигнуто:

* + 1. Уменьшение массы продольных элементов механизма, рычажной передачи тормоза;
		2. Упрощение конструкции рычажной передачи и повышение коэффициента полезного действия тормозной рычажной передачи до 0,92;
		3. Исключение касания колодок о колеса во время тяги, и тем самым уменьшение энергетических затрат на движение поезда, а также существенное снижение расхода тормозных колодок;
		4. Повышение эффективности торможения и эксплуатации восьмиосных вагонов с тормозными колодками из различных фрикционных материалов;
		5. Снижение трудоемкости содержания и регулировки рычажной передачи.

Вместе с этим, появляется возможность реализации меньших передаточных чисел.

Ознакомление с научно-исследовательскими работами в области совершенствования автотормозного оборудования показало, что на сегодняшний день имеется несколько принципиальных схем автотормозов, в основе которых лежит принцип индивидуального привода. Рассмотрим их с точки зрения возможного применения на заданный вагон.

Накопленный опыт по проектированию восьмиосных цистерн для перспективных условий эксплуатации позволил сформулировать следующие технические требования для тормозной системы восьмиосных вагонов:

1. тормозная система должна удовлетворять действующим нормативам МПС;
2. механическая часть тормозной системы может иметь несколько отдельных рычажных передач, кинетически не связанных между собой, а КПД отдельной рычажной передачи должен быть не менее 0,9;
3. рычажная передача тормоза должна размещаться на различных типах магистральных вагонов, то есть быть унифицированной;
4. структура рычажной передачи механизма тормоза должна соответствовать требуемой подвижности звеньев и исключать избыточные связи и излишнюю многозвенность;
5. отвод тормозных колодок от колеса в отпущенном состоянии тормоза должен быть полным, а при наличии специального механизма отвода колодок, последний не должен ухудшать кинематику и изменять силовые характеристики рычажной передачи;
6. между элементами рычажной передачи и осями колесных пар должен быть обеспечен гарантированный зазор, исключающий их взаимодействие.

На основе этих требований была разработана схема тормоза с индивидуальным приводом, содержащая в консольной части узел в виде горизонтального тормозного вала 9 с равноплечными рычагами 10 и 11, короткой трехзвенной тягой 6, соединяющей нижний рычаг 11 этого вала с рычажной передачей тормоза за наружной двухосной тележкой (рис.3.1.). Однако опыт эксплуатации цистерны с такой тормозной системой выявил конструктивные недостатки усовершенствованной тормозной рычажной передачи. В частности оказалось, что при прохождении вагоном сортировочной горки, а также износов деталей или прогибе рессорных комплектов, в консольной части возможны касания торцом вертикального рычага горизонтального вала оси крайней колесной пары.

По полученным нормативам [3] зазор у крайней колесной пары должен составлять 190мм, однако, достижение указанного гарантированного зазора в восьмиосной цистерне с горизонтально расположенным валом в усовершенствованной передаче автотормоза без изменения типовой конструкции консольной части вагона не представляется возможным. Кроме того, такую схему индивидуального привода автотормоза на каждую четырехосную тележку невозможно использовать на восьмиосном полувагоне, что не отвечает требованиям унификации. Тем более, такой вариант не может быть использован в конструкции вагона.

СХЕМА

Другой вариант схемы с индивидуальным приводом разрабатывался на базе автотормоза с горизонтальным тормозным валом, только вместо него установлен был вертикально расположенный тормозной вал 9 с закреплением его на хребтовой балке вагона (рис.3.2). В процессе разработки были установлены и рассмотрены две схемы:

1. с расположением вала сбоку на хребтовой балке в сечении по месту размещения горизонтального вала;
2. с расположением вала сбоку на хребтовой балке, но рядом с буферным брусом.

#### Такое размещение узла усовершенствованной тормозной рычажной передачи в консольной части вагона теоретически позволило увеличить зазор между осью крайней колесной пары и трехзвенной тягой до гарантированного, удлинить эту тягу, а следовательно уменьшить воздействие тормозных колодок на колеса при движении вагона в кривых малого радиуса.

###### Принципиальная схема тормозной рычажной передачи с вертикальным валом показана на рис 3.2. в отличии от конструкции с горизонтальным валом, индивидуальный привод тормоза четырехосной тележки имеет вертикальный вал, снабженный жестко установленными по торцам в горизонтальной плоскости разноплечными рычагами 10 и 11. Для вала, размещенного на хребтовой балке цистерны по местоположению бывшего горизонтального вала, длина верхнего (ведущего) рычага 10 выбрана равной 210мм, а нижнего (ведомого) рычага 11-370мм [3]. У вала, установленного вблизи буферного бруса, длина этих рычагов составляет 195мм и 350мм, соответственно. Общая длина тылового наклона рычага уменьшилась до 550мм, а длина его нижнего плеча стала 215мм при постановке на вагон композиционных колодок и 100мм при чугунных. Указанные величины длин плеч рычагов были определены с учетом их расположения в существующей конструкции консольной части цистерны и сохранения ранее принятого для индивидуального привода тормоза передаточных чисел: 5,84 – для композиционных и 10,05 - для чугунных колодок.

В результате эксплуатации восьмиосных цистерн с тормозной рычажной передачей, переоборудованной по вновь предложенной принципиальной схеме, было установлено, что компоновка узла усовершенствованной рычажной передачи с использованием вертикального вала позволяет обеспечить гарантированный зазор в консольной части вагона между осью крайней колесной пары и четырехзвенной тягой. В первом варианте установки вала указанный зазор достигал 210мм, а во втором – 200мм.

Следует также отметить, что по сравнению со схемой рычажной передачи, имеющей горизонтально расположенный тормозной вал, удалось достичь снижения уровня усилий, возникающих при повороте тележки относительно котла при прохождении вагоном кривых участков малого радиуса, а следовательно и уменьшения сопротивления движению вагона в кривых малого радиуса.

Однако, обнаруженные недостатки делают данную схему неприемлемой для тормозной системы на вагоне с повышенной осевой нагрузкой. К ним можно отнести следующие:

1. в кривых малого радиуса происходит наклон вертикального рычага в вертикальной плоскости и поперечном направлении цистерны, что указывает на возможность выворачивания не только этого вертикального рычага, но и соединенного с ним триангеля;
2. при движении вагона в кривой радиусом 60м появляется возможность касания колесом тележки установки вертикального вала в районе размещения его у горизонтального;
3. появляются трудности по реализации такой передачи на восьмиосном полувагоне, особенно с разгрузочными люками в раме кузова, что не отвечает требованию унификации.

При всех указанных достоинствах индивидуального привода автотормоза не удалось найти конструктивного варианта, решающего в полной мере проблему узла рычажной передачи В консольной части вагона, где в стесненных условиях, обусловленных размещением на сравнительно ограниченном пространстве хребтовой балки опоры котла автосцепного устройства, рычажного привода автосцепки и магистрального воздухопровода, вынуждены были также искать место для расположения тормозного вала и трехзвенной тяги. Поэтому от размещения передаточного звена в консольной части вагона пришлось отказаться. Таким образом, для подключения тормозного цилиндра к рычажной передаче тележки стало необходимым использование конструкции соединительной балки.

Новая конструкция передаточного узла для тормозной рычажной передачи четырехосной тележки восьмиосного вагона представляла собой горизонтальный вал, закрепленный под соединительной балкой в непосредственной близости от центрального подпятника и жестко закрепленные на концах вала рычаги, шарнирно связанные соответственно с продольной тягой вагона и промежуточной осевой тягой тележки.

Вместе с тем, что такое решение позволяет выполнить намеченную функцию, оно имеет существенные недостатки, к которым можно отнести большую протяженность продольной тяги, необходимость ее крепления на торце соединительной балки и удаленность места расположения тормозного цилиндра от четырехосной тележки. Это позволяет считать такой вариант конструкции недоступным для внедрения.

Поэтому было решено пропустить осевую тягу наружной двухосной тележки со стороны консольной части вагона, на среднюю, для соединения ее с рычагом тормозного цилиндра через соединительную балку под центральным подпяником. Это стало возможным, поскольку выпускаемые соединительные балки имеют сквозные отверстия в подкрепляющих подпятник поперечных диафрагмах жесткости.

Принципиально новым решением стало закрепление тылового рычага тормозного цилиндра не на котле, а непосредственно на соединительной балке тележки с помощью вертикально установленной на наружной поверхности балки по продольной от ее симметрии, у подпятника, специального кронштейна.

На рис.3.3 показана схема усовершенствованной рычажной передачи автотормоза с рычагом тормозного цилиндра 1, размещенного на соединительной балке 11 тележки. Из сравнения с предыдущими схемами видно, что в новой усовершенствованной рычажной передаче сокращено число элементов – отсутствует тормозной вал с рычагами и тыловая тяга. Роль последней выполняется осевой тягой 6 наружной тележки, соединение которой с тыловым рычагом тормозного цилиндра предусмотрено внутри соединительной балки 11 четырехосной тележки примерно в той зоне, где в типовом тормозе восьмиосной цистерны находится шарнирное соединение малой обводной тяги с малым обводным рычагом 8.

Другой узел – «мертвая» точка 4 передачи, образованной шарнирным закреплением в верхней части кронштейна 10 балки тылового рычага тормозного цилиндра 1, находится внутри полости хребтовой балки 12 опоры котла цистерны 2.

Ограничительной особенностью унифицированной рычажной передачи является размещение по продольной оси симметрии вагона тяг 18 и 20, соответственно внутренней и наружной двухосных тележек, а также распорной тяги 5 рычагов тормозного цилиндра, с которой последовательно жестко соединена установка регулятора передачи 21. Причем тяга тележки 7 находится непосредственно по распорной тягой 5. Головной рычаг 3 тормозного цилиндра 1 и разноплечный балансир 8 располагаются в горизонтальной плоскости и на одном уровне, а тыловой рычаг помещен в вертикальной плоскости и закреплен своей верхней частью на кронштейне 10 соединительной балки 11. Тормозной цилиндр 1 практически установлен под котлом цистерны 2 вблизи крайней внутренней колесной пары.

Для возможности шарнирного соединения тяги тележки с балансиром 8, головки которых находятся во взаимно перпендикулярных плоскостях, применен специальный переходник, представляющий собой своеобразную угловую серьгу 9.

Кронштейн для подвески тылового рычага, состоящий из двух симметричных частей, был размещен и приварен сверху с каждой стороны продольного технологического окна на соединительной балке 11 с удалением от центра подпятника на 0,46м. При этом обнаружились существенные недостатки конструкции кронштейна. Габаритные размеры его по высоте и ширине (с учетом ширины технологического окна балки) составили соответственно 0,335 и 0,29м. На основании же исследований, из условия прохождения вагоном сортировочной горки и кривой с радиусом до 60м, допускаемая высота кронштейна должна быть не менее 0,346мм, а ширина в сборе с рычагом и валиком шарнира кронштейна – менее 0,2м [3]. Практически неизменная ширина кронштейна по всей его высоте усложняет постановку валика в отверстии кронштейна при не выкаченной из-под вагона тележки и требует в этом случае обязательного выполнения окна в стенке хребтовой балки опоры котла.

Поэтом была изготовлена новая конструкции кронштейна с изменяемой по высоте шириной, максимальная величина которой значительно ниже 0,2м. Можно отметить, что кронштейн, с подвешенным тыловым рычагом, установлен с большим запасом по отношению к стенке и потолку хребтовой балки опоры котла. При прохождении вагоном сортировочной горки смещение в вертикальной плоскости кронштейна не превышает 0,037м, а образовавшийся после установки кронштейна зазор превышает возможное смещение.

Обеспечение вагона тормозными средствами характеризуется следующими подсчитываемыми величинами коэффициентов расчетного нажатия тормозных колодок [3];

Для чугунных тормозных колодок:

на груженом режиме δр =0,33;

на порожнем режиме δр =0,61.

Для композиционных тормозных колодок:

на среднем режиме δр =0,16;

на порожнем режиме δр =0,32.

Расчетная величина выхода штока тормозного цилиндра с учетом свободного зазора между колесами и колодками 5-8мм и упругими деформациями элементов рычажной передачи соответствовала установленным нормами величинам и составляла 91-120мм при чугунных и 47-64мм при композиционных колодках [4].

При проверке автотормоза на отсутствие юза колесной пары в процессе торможения, полученные расчетные коэффициенты сцепления не превышали допускаемые значения.

Полученные расчетные характеристики позволили обоснованно сделать заключение, что тормозная система с унифицированным раздельным приводом на четырехосные тележки отвечает требованиям МПС и обеспечивает необходимые нажатия тормозных колодок и достаточную эффективность на всех режимах торможения.

* 1. Анализ схем пневматической части автотормоза

Принимая за основу тормозную систему с индивидуальным приводом на каждую четырехосную тележку, была рассмотрена только механическая часть. Однако использование на вагоне этой схемы автотормоза приводит к увеличению числа тормозных цилиндров и, в принципе, к видоизменению пневматической части по сравнению с типовой системой. При этом имеется ряд предложений, связанных с выбором принципиальной схемы пневматической части при проектировании автотормоза.

Потребность в разработке новых схем возникла в результате следующего. Установленный в системе автотормоза с индивидуальным приводом объем запасного резервуара, равный 0,16 м3 позволяет обеспечить нормативные давления в тормозном цилиндре во всем диапазоне зарядных давлений и эксплуатации выхода штока только для среднего режима воздухораспределителя. Использование же груженого режима приводит к сужению некоторых величин, то есть области допустимого варьирования в эксплуатации. Так, при максимальном выходе штока 0,175м, конечные нормативные давления обеспечиваются при данном объеме запасного резервуара лишь для зарядного давления не ниже 0,53Мпа. Уменьшение зарядного давления до 0,45Мпа, минимально допустимое в хвосте длинно составного поезда, при управлении с головы состава, по условию обеспечения конечных давлений требует повышение объема запасного резервуара свыше 0,3 м3. Это в свою очередь приведет к увеличению времени его зарядки и расходу сжатого воздуха, что замедлит зарядные процессы в поезде и приведет к повышению затрат при эксплуатации системы. В месте с этим, увеличение количества тормозных цилиндров, а по существу, питаемого из запасного резервуара выходного объема, привело к увеличению времени их заполнения, которое для среднего режима воздухораспределителя и выхода штока 0,1м составляет 20сек, а для грузового режима и того же выхода штока – 40сек.

На основе рекомендаций по времени торможения можно дать заключение, что груженый режим в пневматической части с одним воздухораспределителем не приемлем по условию динамических характеристик схемы при торможении [5]. Кроме того, значительное влияние выхода штока на время наполнения тормозных цилиндров обуславливаем уменьшение эффективности автотормоза при увеличении последнего. Поэтому в существующей пневматической схеме было введено дополнительное устройство – реле давления (Р.Д).

В качестве основных вариантов пневматических схем с Р.Д. были рассмотрены следующие:

1. схема, использующая принципы раздельного наполнения двух тормозных цилиндров по двум ветвям. Первая ветвь включает в себя воздухораспределитель, а вторая – реле давления. При этом, управляющий сигнал в камеру реле давления поступает от воздухораспределителя через тормозной цилиндр первой ветви (рис.3.4.);
2. схема, использующая принцип наполнения тормозного цилиндра, минуя воздухораспределитель, через реле давления. Здесь воздухораспределитель используется для управления (рис.3.5.)

Результаты экспериментальных исследований [5] эффективности автотормоза с индивидуальным приводом показали, что для чугунных колодок и груженого режима воздухораспределителя при скорости 90км/ч полученные тормозные пути выше нормируемых значений. Вместе с этим, превышение нормативных величин тормозного пути для схемы без реле давления наблюдалось практически во всем диапазоне скоростей. А для схемы с Р.Д. и управляющим объемом незначительные превышения наблюдались только в диапазоне скоростей от 90 до 100 км/ч.

Для композиционных колодок и среднего режима воздухораспределителя схемы имеют запас по эффективности. При этом для схемы без Р.Д. запас составляет 156-176м, а для скорости 20 км/ч наблюдалось превышение нормативного пути на 38м. Лучшие показатели оказались у схемы с Р.Д. и управляющим объемом. Запас при скорости движения 98 км/ч составляет 43м. Это свидетельствует о более высокой эффективности автотормоза, оборудованного пневматической частью Р.Д. и управляющим объемом (У.О.). Выход штока для схемы с одним воздухораспределителем на композиционных колодках устанавливается 0,1м. Увеличение выхода штока у данной схемы приводит к снижению эффективности автотормоза в целом [5]. Наоборот, для схемы с Р.Д. и У.О., наблюдаемые тормозные пути стабильны во всем установленном диапазоне выхода штока (до 0,15м). В целом экспериментальные исследования свидетельствуют о более высокой и стабильной эффективности схемы с Р.Д. и У.О. для всего диапазона эксплуатационного выхода штока.

Существующие недостатки схемы без Р.Д. проявляются в случае использования груженого режима воздухораспределителя, что подтверждает вывод о запрещении использования этого режима на данной схеме. Использование этого режима приводит к наиболее равномерным, в сравнении с другими схемами, процесса торможения. Вместе с этим, определенным недостатком является реализация увеличенного в сравнении с другими схемами времени торможения в составе на этом режиме воздухораспределителя. Это влияет на снижение эффективности автотормоза и ее сохранение требует обеспечение повышенных нажатий тормозной колодки на колесо, за счет увеличенного передаточного числа тормозной рычажной передачи.

На основании всесторонних исследований характеристик пневматической части даны рекомендации, заключающиеся в том, что схема с одним воздухораспределителем может быть использована на восьмиосных цистернах с нагрузкой на ось не выше 220 кН. Ограничением является использование груженого режима. В качестве более перспективной, при повышении давления на ось, предлагается схема с реле давления.

Однако, выбор пневматической части автотормоза неразрывно связан с характеристиками механической части, поэтому лучшим вариантом является подвод тормозной рычажной передачи наружной двухосной тележки к тормозному цилиндру с внутренней стороны этой тележки.

1. Расчет котла цистерны

В приближенном методе расчета котла цистерны безрамной конструкции от действия внешних сил, согласно [4], рассматривается расчетная схема, приведенная на рисунке 4.1.

 (4.1)

где q – равномерно распределенная нагрузка, кГ/м;

Рст – сила тяжести груза, Рст =120·103 кГ;

Тк – собственная сила тяжести кузова, кГ;

2Lк – длина кузова вагона, 2Lк =19,632 м.

 (4.2)

где Т – тара вагона, Т=50·103 кГ;

nт – масса тележки модели 18-100, nт = 4,5·103 кГ;

nа – масса автосцепного оборудования, nа =1,5т кГ;

nторм – масса тормозного оборудования, nторм =0,5 ·103 кГ.



где R– реакция в опоре, действующая на пятник кузова со стороны подпятника тележки, кГ.

где М1– изгибающий момент от равномерно распределенной нагрузки, *кГ·м;*

nк – длина консоли кузова, nк =3,1 м.

где М2– изгибающий момент от равномерно распределенной нагрузки в середине кузова, *кГ·м;*

L – половина базы вагона, L =9,816 м.

 (4.6)

где *МN*– изгибающий момент от действия продольной нагрузки *N*, *кГ·м;*

Z – расстояние от центра тяжести поперечного сечения кузова до линии действия продольных сил *N*, Z =1,871 м.

Давление паров жидкости внутри котла Р*п* принимают 0,15 Мпа или 1,5 кГ/см2.

 (4.7)

где *Nи*– сила, создающая гидравлический удар в зоне днища, *кГ;*

N – продольная сила, приложенная по оси автосцепки в соответствии с расчетным режимом, для 3-го расчетного режима N = 250·103 кГ;

*тж*– масса жидкости, *тж*= 120·103 кГ;

*тбр*– масса брутто цистерны, кГ.

 (4.8)

где Р – грузоподъемность цистерны, Р =126·103 кГ;

Т – тара вагона, кГ;

 (4.9)

где Рид – давление от гидравлического удара вблизи днища, Мпа;

Rв – внутренний радиус котла, Rв = 1,6 м.

 (4.10)

где Рд – суммарное расчетное давление вблизи днища, Мпа.

 (4.11)

где Р1 – суммарное расчетное давление над опорами, МПа.

 Р3 = РП + 0,5Рид =0,15+0,5·0,212=0,256 *МПа* (4.12)

где Р3 – суммарное расчетное давление в середине котла (сечение Ⅲ-Ⅲ), МПа.

 (4.13)

где N1.1 – горизонтальная сила, направленная перпендикулярно к сечению Ⅰ-Ⅰ от действия внутреннего давления на площадь вертикальной проекции днища, кГ.

 (4.14)

где σ1.1 – нормальные напряжения в сечении Ⅰ-Ⅰ материала котла, кГ/см2;

h1 – средняя толщина котла (оболочки) в сечении Ⅰ-Ⅰ, см.

 (4.15)

где N1.2 – нормальная сила, действующая на верхнюю и нижнюю половины котла от действия внутреннего давления в сечении Ⅰ-Ⅰ, кГ.

 (4.16)

где σ1.1 – нормальные напряжения, вызванное внутренним давлением над опорами котла в сечении Ⅰ-Ⅰ, МПа;

 (4.17)

 где σ3.1 – напряжение на поперечных площадках в сечении Ⅲ-Ⅲ, МПа;

 (4.18)

 где σ3.2 – напряжение на продольных площадках в сечении Ⅲ-Ⅲ, МПа;

h3 – средняя толщина оболочки котла в сечении Ⅲ-Ⅲ, см.

 (4.19)

 где W1 – момент сопротивления изгибу, см3;

F1 – площадь поперечного сечения кузова, определяется с учетом рабочей части обшивки, см3.

 (4.20)

 где R – наружный радиус обшивки котла, см;

r – внутренний радиус, см.

 (4.21)





 где– суммарные напряжения на продольных площадках для I расчетного режима, МПа.

Прочность материала котла соблюдается, если выполняется условие (4.22).

 (4.22)

где [σ] – допускаемое напряжение материала кузова, Мпа.

 (4.23)

 где σТ – предел текучести материала, МПа.

Устойчивость оболочки котла от внешнего давления при разряжении в котле соблюдается, если выполняется условие (4.24)

 (4.24)

 где Рк – критическое давление, Мпа;

 Рр - расчетное давление, Рр = 0,05 Мпа.

 (4.25)

 где Е – модуль упругости, Е=2,1·106 кГ/см2;

2Lц - длина цилиндрической части котла, 2Lц =1963см;

h1 – средняя толщина оболочки котла, h1 =1,2 см.



 Так как 1,5 > 1,05 условие устойчивости оболочки котла от внешнего давления при разряжении в котле соблюдается.

5. Расчет оси колесной пары

Ось колесной пары вагона работает в режиме знакопеременных деформаций. Число циклов нагружения за срок службы весьма велико, а нагруженность носит вероятностный характер. В последние годы условия работы вагонов становятся все более тяжелыми, повышается скорость движения поездов, повышаются осевые нагрузки, появляются новые конструкции тележек. Таким образом, расчет оси на усталостную прочность производится по критериям теории вероятности и математической статистики. Для этого необходимы кривые распределений амплитуд и напряжений, а также функции статического распределения пределов выносливости оси в ее расчетных сечениях.

Расчет производится с учетом нестационарности режима нагружения оси колесной пары. Критерием оценки прочности принимается величина коэффициента запаса прочности оси, но отношению к ее пределу усталости. Схема приложения сил и опорных моментов к оси колесной пары приведена на рис 5.1.

Схема приложения сил и опорных моментов к оси колесной пары.

Рис. 5.1.

5.1. Определение коэффициента запаса прочности оси

Коэффициент запаса прочности оси показывает во сколько раз предел усталостной прочности оси по износу больше приведенных напряжений в расчетном сечении. Оценка прочности производится по следующим расчетным сечениям (см рис. 5.2):

Схема приложения сил и опорных моментов к оси колесной пары.

Рис. 5.2

I - по шейке оси в плоскости внутренней кромки заднего подшипника;

II - по шейке оси в плоскости начала задней галтели;

Ш - по подступичной части оси в плоскости круга катания колеса;

IV - в средней части оси.

Условие прочности оси:

n ≥ [n],

,

где n - коэффициент запаса прочности оси по отношению к пределу ее усталости;

[n] - допустимый коэффициент запаса прочности оси.

Рекомендуемый запас прочности оси для нового грузового вагона [n] = 1,9 - 2,1.

Исходные данные для расчета оси сведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1.

# Исходные данные для расчета оси колесной пары

|  |  |
| --- | --- |
| Масса вагона брутто mбр, кг | 176000 |
| Число осей в вагоне m0, шт | 8 |
| Высота центра тяжести вагона над уровнем осей колесных пар hц, м | 1,85 |
| Расчетная скорость v, м/с | 33,3 |
| Масса половины боковой рамы тележки mр, кг | 195 |
| Масса колесной пары mкп, кг | 1200 |
| Масса колеса mк, кг | 400 |
| Масса буксы и связанных с ней необрессоренных масс mб, кг | 113 |
| Масса консольной части оси до круга катания mш, кг | 53 |
| Масса средней части оси между кругами катания mс, кг | 319 |
| Масса необрессоренных частей жестко связанных с шейкой оси, включая саму шейку mΣ = mр + mш + mб , кг | 361 |
| Удельное давление ветра на боковую поверхность кузова W, Н/м2 | 500 |
| Непогашенное ускорение в кривой jц, м/с2 | 0,7 |
| Коэффициент трения колеса о рельс при скольжении в поперечном направлении μ. | 0,25 |
| Коэффициент, учитывающий восприятие сил инерции диском колеса за счет ее упругости β. | 0,7 |
| Коэффициент использования грузоподъемности вагона λ. | 1 |
| Статический прогиб рессорного подвешивания вагона fст, м | 0,05 |
| Радиус колеса r, м | 0,475 |
| Диаметр шейки оси d1, м | 0,135 |
| Диаметр подступичной части оси d2 м | 0,194 |
| Диаметр средней части оси d3, м | 0,165 |
| Расстояние между серединами шеек оси 2b2, м | 2,036 |
| Расстояние между кругами катания колес 2s, м | 1,58 |
| Расстояние от середины шейки оси до круга катания колес 12, м | 0,228 |
| Расстояние от середины шейки оси до задней галтели шейки 13,м | 0,1 |
| Расстояние от середины шейки оси до внутренней кромки заднего роликового подшипника 16, м | 0,073 |
| Расстояние от середины оси до равнодействующей сил инерции средней части оси 17, м | 0,263 |

5.2. Расчет оси колесной пары на выносливость

Определение расчетных нагрузок.

Статическая нагрузка на шейку оси с учетом коэффициента использования грузоподъемности вагона

Коэффициент вертикальной динамики

Динамическая нагрузка:

От вертикальных колебаний кузова на рессорах

от центробежных сил в кривых

от силы ветра

Расчетная вертикальная нагрузка:

На левую шейку оси

на правую шейку оси

Ускорение буксового узла:

Левого


# Правого


# Ускорение левого колеса

Вертикальная сила инерции, действующая:

На левую шейку оси

на правую шейку оси

От левого колеса на рельс (на правом колесе Рнк=0)

Вертикальная сила инерции массы средней части оси

Коэффициент горизонтальной динамики

горизонтальная сила, действующая от колесной пары на рельс, (рамная сила)

Вертикальная реакция рельса, действующая на левое колесо

на правое колесо

Вертикальная реакция действующая

На левую опору оси

на правую опору оси

Поперечная составляющая силы трения правого колеса о рельс

боковая сила

Изгибающий момент от инерционных сил, действующий в сечении

# Под левой опорой оси

под правой опорой оси

Изгибающие моменты и напряжения в расчетных сечениях.

От расчетных нагрузок.

где WI,WII,WIII,WIV – моменты сопротивления изгибу расчетных сечений оси.

Для круглого сечения


## От статической нагрузки

Коэффициенты перегрузки оси

Максимальные

Минимальные

Для накатанных осей в сечении I-I 150 мН/м2, в сечении II-II 150 мН/м2, в сечении III-III 135 мН/м2, в сечении IV-IV 180 мН/м2.

Результаты расчета оси колесной пары на усталостную прочность приведены в табл. 5.3.

Значение коэффициента запаса усталостной прочности n находим по номограмме в зависимости от максимальных и минимальных значений коэффициента перегрузки оси [1, стр. 115].

Получили следующие значения запаса усталостной прочности:

n1 = 2.5 > [n];

n2 = 1.9 = [n];

n3 = 2.5 > [n];

n4 = 2.2 > [n];

##### Таким образом, во всех рассматриваемых сечениях оси получено n> [n], следовательно, образование трещин в осях будет наблюдаться не чаще, чем у надежно эксплуатируемых колесных пар, ось имеет повышенную долговечность, то есть срок службы больше или равен принятому сроку службы в расчетах.

Таблица 5.2.

Нагрузки, действующие на ось колесной пары.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Статическая нагрузка | Рст, кН | 104,53 |
| Коэффициент вертикальной динамики | Кд | 0,32 |
| Динамическая нагрузка: от вертикальных колебаний кузова от центробежных сил в кривых от давления ветра | Рд, кНРц, кНРв, кН | 0,03270,06640,0558 |
| Суммарная вертикальная нагрузка: для левой шейки оси для правой шейки оси | Р1, кН Р2, кН | 104,6104,4 |
| Ускорения буксовых узлов: левого правого | j1, доли j2, доли | 3,310,209 |
| Масса необрессоренных частей | mн, кг | 361 |
| Ускорение левого колеса | Jн, доли | 2,89 |
| Вертикальные инерционные нагрузки: для левой шейки оси для правой шейки оси для средней части оси со стороны левого колеса | Рн1, кН Рн2, кН Рнс, кН Рнк, кН | 1,1940,7540,4601,159 |
| Коэффициент горизонтальной динамики | kг | 0,13 |
| Рамная сила | Н, кН | 2,288 |
| Вертикальная реакция: на левое колесо на правое колесо на левую опору оси на правую опору оси | Ра, кН РЬ, кН Рс, кН Rd, кH | 107,05103,094105,891103,159 |
| Сила трения правого колеса о рельс | Н2, кН | 25,77 |
| Боковая сила | Н1, кН | 28,05 |
| Изгибающий момент от инерционных сил: под левой опорой оси под правой опорой оси | Мл, кНм Мп, кНм | 13,24212,24 |

Таблица 5.3.

Результаты расчета оси.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Изгибающие моменты, кНм: | МI МII МIII МIV | 10,010912,867439,6510338,779 |
| от расчетных нагрузок |
| от статической нагрузки | МI МII МIII-МIV | 7,6306910,45323,8328 |
| Моменты сопротивления, м3 | WI-WII WIII WIV | 0,0002410,0005820,000402 |
| Напряжения, МПа: | σIσIIσIIIσIV | 41,53953,391768,128896,467 |
| От расчетной нагрузки |
| от статической нагрузки | σIσIIσIIIσIV | 31,66243,3737140,94959,2855 |
| Коэффициенты перегрузки оси: | αIαIIαIIIαIV | 3,1119683,1119684,7542044,77466 |
| Максимальные |
| Минимальные | αIαIIαIIIαIV | 2,6021681,8995832,1427891,825388 |

1. Охрана труда при изготовлении цистерны
	1. Технология изготовление котла цистерны

Процесс изготовления котла разделяется на следующие стадии: заготовка листов для цилиндрической части котла и днищ; сборка и сварка листов; вальцовка, сборка и сварка цилиндрической части; изготовление днищ; общая сборка и сварка котла; контрольные испытания.

Сборка и сварка листов цилиндрической части котла производится на стенде (рис.6.1). Заготовленные листы раскладывают на плите стенда, совмещают их стыки, устанавливают и прихватывают к стыкам листов технологические планки для вывода сварного шва и прижимают листы к плите. Одновременно снизу прижимается к сварным листам флюсовая подушка. Продольные швы выполняются автоматическими сварочными головками АБС, смонтированными на устройствах продольного типа.

Сварное полотно при помощи кантователя поворачивают на 1800, после чего его транспортируют на второй стенд для наложения швов с обратной стороны. Этот стенд в отличие от первого не имеет флюсовых подушек. Одновременно со сваркой полотна собирают и сваривают контрольную пластину на тех же режимах и теми же сварочными материалами.

По окончании сварки готовое полотно по рольгангу передают на вальцовку в трех- или четырехваликовых гибочных машинах (вальцах) для придания ему формы цилиндра (обечайки). Затем обечайку мостовым краном транспортируют на специальный стенд для сварки замыкающего стыка цилиндра, который укладывают на опорные ролики 4 (рис. 6.2, а), а замыкающий стык – на балку 5 с магнитными прижимами и флюсовой подушкой, сварка осуществляется сварочным трактором 3 ТС-17М, который перемещается по направляющим внутри обечайки 2. По окончании наложения швов обечайку на опорных роликах поворачивают замыкающим стыком вверх и выполняют сварку с наружной стороны автоматической головкой 1, смонтированной на портальном устройстве. Режимы сварки при наложении наружных и внутренних швов такие же, как при сварке полотна.

Металлургическая промышленность поставляет листовой прокат ограниченной длины, поэтому цилиндрическую часть котла цистерны грузоподъемностью 120т сваривают встык из двух обечаек. С обеих сторон кольцевого шва располагаются шпангоуты для увеличения жесткости котла. Затем в цилиндрической части котла вырезают отверстия под горловину колпака или крышку люка и сливные приборы, срезают технологические планки и зачищают торцы.

Днища котла штампуют на прессе в холодном и горячем состоянии с помощью вытяжных штампов. Применяются вертикальные прессы усилием 30000 – 50000 кН. Этот способ высокопроизводителен, но связан с использованием дорогостоящих прессов и штампов, поэтому может быть рекомендован для крупносерийного или массового производства.

Взрывная штамповка в холодном состоянии в специальных установках с использованием бризантных взрывчатых веществ, с применением штамповочных матриц. Способом взрывной штамповки целесообразно изготовлять днища из материала с высоким пределом прочности и малой пластичностью (нержавеющие хромистые стали, титановые сплавы). Этот способ обеспечивает высокую точность и хорошее качество поверхности изготовленного днища. Затраты на оснастку не большие, так как матрицы можно изготовлять из легких сплавов, железобетона с эпоксидной облицовкой, текстолита и дерева. Изготовление днищ давлением вхолодную выполняется на горизонтальных и вертикальных давильных станках, а обкаткой – на обкатных машинах с применением подвижной матрицы и бортовочных валиков.

Обкатка и обработка давлением значительно проще, чем штамповка на прессе и взрывом. Оборудование легко наладить на различные размеры, но процессы эти малопроизводительны и для осуществления их требуются высококвалифицированные рабочие. Поэтому такие способы можно рекомендовать только для мелкосерийного и серийного производств.

Общую сборку обечайки с днищами выполняют на механизированном стенде (рис.6.3), где обеспечиваются быстрое совмещение и прижатие стыкуемых поверхностей. Оба днища прихватывают к обечайке и затем сваривают внутренние стыковые швы двумя сварочными тракторами 3 (см. рис.6.2, б) одновременно. Флюсовая подушка 6 размещается на непрерывной ленте 7. Наружные швы сваривают автоматическими головками АБС. При сварке котел вращается на опорах стенда. По окончании сварки стыки проверяют, контролируют соответствие размеров сварных швов установленным требованиям.

Качество швов проверяют рентгеновскими или гамма - лучами. Более распространен радиографический контроль.

6.2. Охрана труда при изготовлении

6.2.1. Анализ условий труда

Изготовление производится в вагоносборочном цехе вагоностроительного завода. Процесс сборки разделяется на следующие операции:

* правка листового, широкополосного и профильного проката;
* разметка листового и профильного проката;
* обработка кромок;
* гибка заготовок из профильного и листового проката;
* проверка качества сборки и сварки внешним осмотром и замером;
* нанесение ударного клейма техприемщика на стойку рядом с клеймом мастера и сварщика.

К сварному оборудованию, применяемого в данном технологическом процессе относятся:

* сварной полуавтомат А-1230м;
* сварочный выпрямитель ВДГ-301;
* правильно-гибочный пресс;
* гильотинные ножницы и пресс-ножницы;
* фрезерно-отрезные станки;
* листоправильные вальцы;
* гибочно-растяжные прессы;
* профильный инструмент;
* мостовые краны, подвесные цепные конвейеры.

В процессе изготовления цистерны могут возникать следующие опасности и вредности:

* травмирование рабочих при выполнении подъемно-транспортных и других операций;
* поражение электрическим током при работе с электрооборудованием,
* шум и вибрация выше допустимых норм;
* ненормальные метеорологические условия;
* высокий уровень запыленности и загазованности помещения;
* нерациональная организация рабочего места и др.

6.2.2. Меры по устранению потенциальных опасностей и вредностей.

Наиболее опасным и вредным фактором при изготовлении цистерны является травматизм при выполнении подъемно-транспортных работ, так как он может повлечь за собой частичную или полную потерю работоспособности обслуживающего персонала, а также увечие и смерть.

Для устранения травматизма при выполнении подъемно-транспортных работ грузоподъемные машины проходят периодическое освидетельствование. Особое внимание при этом уделяют состоянию подъемного механизма (барабана), канатов, тросов и цепей.

Стальной канат осматривают не реже одного раза в неделю. Для продления срока службы канатов их регулярно смазывают.

Предусмотрительно ограждение всех вращающихся частей кожухами, а также заземление. Кран оборудован тормозными и предохранительными устройствами, к числу которых относятся автоматические ограничители высоты подъема, веса и перемещения груза. Для обеспечения безопасности при проведении работ по изготовлению цистерны применяется электрический крюковой мостовой кран грузоподъемность 8т, работающий в среднем режиме. Общий вид мостового крана показан на рис. 6.4.

1 – демпфер; 2 – грузовая тележка; 3 – мост крана; 4 – ходовые колеса моста; 5 – кабина; 6 – привод механизма передвижения крана; 7 – концевая балка; 8 – трансмиссионный вал; 9 – барабан; 10 – крюковая подвеска.

Ниже приведены расчеты отдельного узла мостового крана и в частности расчет барабана.

6.2.3. Расчет барабана.

В качестве материала барабана принят чугун СЧ-15-32 ГОСТ 1412-70 с пределом прочности на сжатие σв = 750 МПа. Схема барабана приведена на рис 6.5.

В качестве тягового органа выбираем стальной канат с линейным касанием проволок типа ЛР-Р по ГОСТ 2688-69 с пределом прочности материала этих проволок σв=16 МПа.

Наиболее рабочее натяжение каната определяем по формуле:

где Q – номинальная грузоподъемность, Q=8 т;

in – передаточное число одного полиспаста, in=2;

ηn – количество полиспастов.

S = .

В соответствии с правилами Госгертехнадзора выбор каната осуществляет по разрывному усилию:

Sр = S⋅n;

где n – запас прочности для среднего режима, n = 5.5.

Sр=2020⋅5,5=11110 кгс.

Общий вид мостового крана.

Рис 6.4.

Схема барабана.

Рис 6.5.

Выбираем канат dк = 15 мм с разрывным усилием Sp = 11700 кгс.

Площадь сечения всех проволок каната f1 = 86,27 мм2 (ГОСТ 2688-69). Минимально допустимый диаметр барабана, измеренный по дну канавки барабана определяет по формуле:

D = (l-1)⋅dк;

где l – коэффициент, регламентируемый правилами Гсогортехнадзора в зависимости от размера работы, l = 25.

D = (25-1)⋅15=360 мм.

Примем диаметр барабана, Dб = 400 мм; число витков нарезки на одной половине барабана определяется по формуле:

где Н - высота подъема крюка,

Н = 8 м;

m – кратность полиспаста, m = 3;

r – минимальное количество витков для крепления конца каната накладками.

Длина нарезки на одной половине барабана l=425 мм.

Шаг нарезки tб = 18 мм. Длина гладкой части барабана Sк = 90 мм. Расстояние между правым и левым нарезными полями принимаем равной l1 = 170 мм. Общую длину барабана определяем по формуле:

Zб=2⋅425+2⋅90+170=1200 мм.

Длину каната, наматываемого на барабан определяют по формуле:

Zк = Н⋅in;

Zк = 8⋅2=16 м.

Необходимая толщина стенки барабана определяется из расчета на сжатие исходя из S = 2020 кгс.

Допускаемые напряжения при сжатии выбираем из условий статической прочности. [σсж] =σв/[n];

[σсж] = 750/5,5=136,4 МПа.

Необходимую толщину стенки барабана определяем по формуле:

δ = S/tб[σсж]

δ = 2020/1.8⋅136.4=0.82 мм.

Таким образом, для обеспечения прочности барабана принимаем толщину стенок барабана по 16 мм. Напряжения сжатия σсж < [σсж] = 136,4 МПа в стенке барабана от изгиба и кручения по длине барабана менее трех его диаметров составляет 15% от напряжения сжатия, поэтому им пренебрегаем.

Из приведенных выше расчетов видно, что барабан обладает необходимой прочностью, что повышает надежность работы подъемного механизма мостового крана и снижает степень опасности травматизма при выполнении подъемно-транспортных работ при изготовлении цистерны.

6.2.3. Другие мероприятия.

Для устранения возможности поражения электрическим током при работе с электрооборудованием предусмотрены следующие мероприятия: допуск к работе, производство отключений, вывешивание плакатов и установка ограждений, присоединение к «земле» переносных заземлений, наложение заземлений и др.

Наиболее эффективной мерой борьбы с шумом является звукоизоляция звукопоглощение, замена подшипников скольжения на подшипники качения, максимальная автоматизация технологического процесса изготовления котла цистерны и др. Если же уровень шума выше допустимых норм, то применяют индивидуальные средства защиты: наушники – противошумы, заглушки – антифоны.

Организация труда рабочего места сварщика обеспечивает свободное перемещение вдоль всей зоны работ, позволяет производить подготовительные операции с заготовками и заключительные с деталями при номинальных перемещениях.

Стены и сварочное оборудование запроектировано окрашивать в светло-зеленый цвет с некоторыми оттенками. Например, стены – в более темные тона, чем оборудование.

* 1. Меры пожарной безопасности, предусмотренные в сборочном цехе

Причинами возникновения пожара могут быть:

* неосторожное обращение с открытым огнем;
* неисправности или неправильное содержание электрической проводки, светильников, электрооборудования;
* неудовлетворительные условия хранения пожароопасных и взрывчатых материалов;
* нарушение противопожарного режима при обращении с различными пожароопасными отходами;
* отступление от противопожарных требований, установленных в технологическом процессе и др.

Для предупреждения возникновения пожара горючие и воспламеняющиеся вещества хранятся в металлических ящиках и ограниченном количестве. Бывшие в употреблении обтирочные и другие материалы, пропитанные маслом, керосином, мазутом собирают в металлические ящики и плотно закрывают крышкой.

После окончания работ помещение убирая удаляя при этом все горючие отходы, выключают все действующие приборы и освещение, кроме дежурного. Для предупреждения возникновения пожара из=за неисправности электрической сети и приборов производят их периодический осмотр и ремонт. Регулярно производится инструктаж по обеспечению пожарной безопасности.

Для обнаружения пожара в цехе используется система электрической пожарной сигнализации, состоящая из пожарных извещателей кнопочного типа, приемной станции, сети пожарной сигнализации.

В цехе предусмотрены первичные средство тушения пожара:

* промышленные ручные огнетушители пенные и углекислотные;
* внутренние пожарные краны;
* пожарные щиты.

По нормам противопожарной безопасности для вагоносборочного цеха предусмотрено на каждые 200 м2 один пенный, один углекислый огнетушитель и один ящик с песком емкостью – 0,5 м3 с лопатой, не менее двух выходов для эвакуации людей.

Предусмотрены также эвакуационные выходы – не менее 2-х.

1. Экономический эффект от использования разработанной конструкции

Новая тормозная рычажная передача представляет собой унифицированную кинематическую систему индивидуального привода на каждую четырехосную тележку от отдельного тормозного цилиндра, установленного на котле вблизи этой тележки.

Она предназначена для перспективных условий эксплуатации восьмиосных вагонов и позволяет:

* существенно уменьшить массу продольных элементов механизма передачи и тем самым практически упразднить усилие, действующее на триангель от воздействия массы элементов, достигающей 700Н при отпущенном состоянии тормоза;
* упростить конструкцию рычажного механизма и увеличить коэффициент полезного действия до 0,92;
* повысить эффективность торможения и эксплуатировать восьмиосные вагоны с тормозными колодками из различных материалов;
* исключить касание колодок о колеса во время тяги и тем самым уменьшить энергетические затраты на движение поезда, а также расход тормозных колодок;
* снизить трудозатраты на содержание и регулировку тормозной рычажной передачи восьмиосных вагонов в эксплуатации.

**7.1. Определение калькуляционных измерителей.**

Для анализа изменения себестоимости перевозок СУГ в связи с изменением объёма котла применим метод расходных ставок. При подсчётах калькуляционных измерителей целесообразно расходы определять на 1000 ткм.

**7.1.1. Гружёные поезда.**

1. Затраты вагоно-километров.

 **(7. 1)**

где - динамическая нагрузка гружёного вагона, т/ваг;

 (7. 2)

где αI – доля каждого вида груза в общем, объеме перевозок в исследуемых цистернах:

Li =Lпер– дальность перевозки или груженный рейс (км) I-того типа груза, можно принять в расчетах 1700 км для всех наименований перевозимых грузов;

Статическая нагрузка вагона зависит от удельного объема котла цистерны и удельного объема груза перевозимого в цистернах и составляет:

 **(7. 3)**

где Vуд.кот – удельный объем котла цистерны, т/м3 ;

 Vгрi – удельный объем i-того груза, т/м3.

2. Затраты вагона-часов.

 (7. 4)

1. при прохождении вагонов по участкам:

 **(7. 5)**

*где*  - участковая скорость поездов; = 40 км/ч;

1. во время простоев под начальными и конечными грузовыми операциями:

 **(7. 6)**

где - средний простой вагона под одной грузовой операцией; = 40 ч;

 - дальность перевозок по сети;= 1300 км;

1. во время простоя вагона на технических станциях с переработкой и без переработки:

 **(7. 7)**

где - средний простой вагона на одной технической станции с переработкой, = 8 ч;

 - средний простой вагонт на одной технической станции без переработки, =2 ч;

 - среднее маршрутное плечо, = 150 км;

 - среднее вагонное плечо, = 370 км;

3. Затраты локомотиво-километры.

 (7. 8)

где - масса брутто грузового поезда;

 **(7. 9)**

 здесь - погонная нагрузка брутто, т/км;

 - длина вагона по осям сцепления;

 - длина приёмо-отправочных путей; =850 м;

 50 м – длина станционных путей для установки локомотива;

 *T* – тара вагона, т;

 - отношение вспомогательного пробега локомотивов к пробегу их во главе поездов, = 0,12;

4. Затраты локомотиво-часов.

 **(7. 10)**

где - пробег локомотива, = 500 км/сут;

 - отношение вспомогательного линейного пробега локомотивов к пробегу их во главе поездов, =0,1;

5. Затраты бригадо-часов локомотивных бригад.

 **(7. 11)**

где - коэффициент, учитывающий дополнительное время работы локомотивных бригад; = 1,6;

6. Затраты тонно-километров брутто вагонов и локомотивов.

 **(7. 12)**

где - вес электровоза; = 184 т;

7. Затраты электроэнергии на 1000 ткм нетто перевозок.

 **(7. 13)**

где - расход электроэнергии для тяги гружёных поездов на 10000 ткм брутто расчитывается по удельному расходу электроэнергии Kэл на 1 ткм механической работы локомотива, которые принимаем с учетом фактического КПД локомотивов на уровне 4 кВт.ч , т.е:

 (7. 14)

 здесь - затрата ткм механической работы локомотива на 1 ткм брутто;

 **(7. 15)**



 где - основное удельное сопротивление движению состава, локомотива, кг/т;

 (7. 16)

 **(7. 17)**



здесь осевая нагрузка вагона брутто, т/ось;

m- количество осей в вагоне;

Iэк – эквивалентный уклон для груженого направления , %0;

 - ходовая скорость движения грузовых поездов на однопутных участках с электрической тягой на переменном токе, характаризующихся заданным типом профиля;

 **(7. 18)**



где: **(7. 19)**

здесь: N – мощность локомотива, равная 6240 кВт, для электровоза ВЛ80.

8. Затраты маневровых локомотиво-часов.

 **(7. 20)**

где - затраты маневровых локомотиво-часов на 1000 ткм,; = 0,7;

9. Количество грузовых отправок.

 (7. 21)

где - масса грузовой отправки, принимаем равной массе поезда нетто;

 **(7. 22)**

 **(7. 23)**

где - погонная нагрузка нетто, т/м.

**7.1.2. Порожние составы.**

1. Затраты вагоно-километров:

 **(7. 24)**

где - коэффициент порожнего пробега вагона к гружёному пробег, = 1;



2. Затраты вагона-часов

 **(7. 25)**

1. при прохождении вагонов по участкам:

 **(7. 26)**

1. во время простоя вагона на технических станциях с переработкой и без переработки:

 (7. 27)

3. Затраты локомотиво-километров:

 (7. 28)

где Σnпор- число цистерн в порожнем составе;

 **(7. 29)**

4. Затраты локомотиво-часов:

 **(7. 30)**

1. Затраты бригадо-часов локомотивных бригад:

 **(7. 31)**

1. Затраты тонно-километров брутто вагонов и локомотивов:

 **(7. 32)**



7. Затраты электроэнергии на 1000 ткм нетто рассчитываются по заданным нормам на 1000 ткм брутто порожних состав:

 **(7. 33)**

где = 170 кВтч на 10000 ткм брутто;

8. Затраты маневровых локомотиво-часов :

 (7. 34)

Расходы на 1000 ткм нетто по каждому калькуляционному измерителю получают перемножением соответствующей расходной ставки на затрату измерителя для выполнения 1000 ткм перевозок .

Просуммировав по каждому варианту эксплуатационные расходы на груженные и порожние поезда, получаем величину зависящих расходов на 1000 ткм нетто. Условно-постоянные расходы можно принять в размере 88% к зависящим расходам базового варианта. Полная себестоимость Sпол определяется как сумма зависящих расходов и условно-постоянных расходов, включаемых в себестоимость 1000 ткм нетто отдельно по каждому варианту.

Результаты расчётов для базовой и проектируемой цистерн сведены в таблице 2.

Таблица 2. 1 Определение себестоимости перевозки на 1000 ткм нетто

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование измерителя | Расходная ставка, р | Затрата измерителя | Расходы на 1000 ткм нетто, р |
| Базовыйвариант | Проект.Вариант | базовый | проектируемый  | базовый | проектируемый  |
| Порож. | Гружен. | Порож. | Гружен. | Порож. | Гружен. | Порож. | Гружен. |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Вагоно-километры,  | 0,05 | 0,05 | 6,348 | 15,87 | 6,096 | 15,24 | 0,3174 | 0,793 | 0,3048 | 0,762 |
| Вагоно-часы,  | 5122 | 5122 | 0,358 | 0,89 | 0,344 | 0,86 | 1833,676 | 4558,58 | 1761,96 | 4404,92 |
| Локомотиво-километры,  | 7,2 | 7,2 | 0,218 | 0,29 | 0,208 | 0,28 | 1,5696 | 2,088 | 1,4976 | 2,016 |
| Локомотиво-часы,  | 218,61 | 218,61 | 0,00599 | 0,008 | 0,0571 | 0,0075 | 1,3094 | 1,7488 | 1,2482 | 1,639 |
| Бригадо-часы локомотивных бригад,  | 144,9 | 144,9 | 0,007 | 0,0094 | 0,007 | 0,0094 | 1,0143 | 1,362 | 1,0143 | 1,362 |
| Тонно-километры брутто вагонов и локомотивов,  | 0,00426 | 0,00426 | 1356,77 | 1845,02 | 1342,33 | 1811,68 | 5,7798 | 7,8597 | 5,7183 | 7,717 |
| Расход электроэнергии,  | 0,537 | 0,537 | 8,958 | 12,19 | 8,872 | 11,988 | 4,8104 | 6,546 | 4,7642 | 6,433 |
| Маневровые локомотиво-часы,  | 301,21 | 301,21 | 0,0025 | 0,00012 | 0,0024 | 0,00011 | 0,7530 | 0,005 | 0,7229 | 0,0046 |
| Количество грузовых отправок,  | 41,87 | 41,87 | 0 | 0,011 | 0 | 0,006 | 0 | 3,313 | 0 | 1,807 |
|  |   |   |   |   |   |   | 1849,2299 | 4582,2955 | 1777,2303 | 4426,6606 |
| Итого зависящих расходов на 1000 ткм нетто Sз |   |   |   |   |   |   | 6431,5254 | 6203,8909 |
| Условно-постоянные расходы на 1000 ткм нетто Sуп |   |   |   |   |   |   | 5659,7423 | 5459,4239 |
| Всего расходов на 1000 ткм нетто S |   |   |   |   |   |   | 12091,2677 | 11663,3148 |

Основным эксплуатационным параметром, наиболее полно характеризующем использование вагона рабочего парка, является среднесуточная производительность вагона рабочего парка Fw

F ,

где - динамическая нагрузка груженого вагона, т/ваг

- среднесуточный пробег вагона, км..

P- грузоподъемность

Базовый

Проектируемый

Годовая производительность грузового вагона рабочего парка В

В=365\* Fw

Полный рейс вагона

R=(1+(1+1)\*1700=3400 км.


# Оборот вагона

,

где Vu – участковая скорость движения грузовых поездов, км /ч.

;

На величину на однопутных линиях оказывает влияние ходовая скорость , количество остановок Kost и продолжительность одной стоянки tost

,

где уч. – длина участка

Kost =,

где С2 – коэффициент, показывающий сокращение числа остановок грузовых поездов по обгонам и скрещениям с пассажирскими поездами по сравнению с обычным непакетным графиком;

С1- коэффициент, показывающий сокращение числа остановок грузовых поездов по скрещениям с грузовыми поездами по сравнению с обычным непакетным графиком;

- коэффициент пакетности пассажирских поездов, принять 0;

- суточные размеры движения грузовых и пассажирских поездов на однопутной линии соответственно пар поездов на одной однопутной линии соответственно пар поездов в сутки.

где:

 - коэффициент пакетности общий, принять 0,6;

 Ip - расчетный интервал в пакете, 8 мин;

 - сумма стационарных интервалов скрещения и неодновременного прибытия,6 мин.

 nrp - число раздельных пунктов на участке, принять 25;

C2=;

C1=.

Масса поезда брутто ограничивается длиной приемо - отправочных путей.

где - погонная нагрузка брутто и нетто, т/м;

50 м. – длина стационарных путей для

установки локомотива

 , ;

где

для базового варианта:

 т/м, т/м;

для проектируемого:

 т/м, т/м;

На однопутных участках с тепловозной тягой, характеризующихся заданным типом профиля

,

где

N- мощность локомотива N =6240кВт,

 - вес локомотива = 184т.

Для базового варианта:

,

Для проектируемого варианта:

,

где Npg - среднесуточные размеры движения прочих грузовых поездов на однопутном участке без учета составов с нефтепродуктами Npr = 15 пар поездов в сутки

для базового варианта:

 пары поездов в сутки

C2=;

C1=.

для проектируемого варианта:

 пары поездов в сутки

C2=;

C1=.

Оборот локомотива:

для базисных цистерн:

Slor =

Для проектируемых цистерн:

Slor=

Расход электроэнергии для тяги груженых поездов на 10000 т км брутто- bt рассчитаем по удельному расходу топлива Kt на 1 т км механической работы локомотива, которое примем с учетом фактического КПД на уровне 1,6 кг у.т.

Bt==0,0017\*4\*104 = 68 к Вт ч

Где - затрата т км механической работы локомотива на 1 т км брутто

=0,0017

где - основное удельное сопротивление движению состава, локомотива кг/т.

Определить издержки на перевозки нефтепродуктов при использовании базовой и спроектированной цистерн на годовой объем перевозок.

3.Определение экономии эксплуатационных расходов на перевозки, обусловленной модернизацией механической передачи тормоза, методом непосредственного расчета.

 На предлагаемой цистерне усовершенствована тормозная рычажная передача , что обусловило уменьшение основного удельного сопротивления движения 8-осных цистерн на 0.5 .

 В результате уменьшается механическая работа сил сопротивления при передвижении вагона на участке .

 Механическая работа сил сопротивления определяется по формуле:

До модернизации:

=(50+125)\*(1,5+0,2)\*1700\*103=505,7

после модернизации: =(50+125)\*(1,32+0,2)\*1700\*103=452,2

Затраты механической работы сил сопротивлений до и после модернизации тормозной рычажной передачи на объем перевозок выполняемый в течение года:

Экономия текущих издержек на ликвидацию износа элементов верхнего строения пути, а также ходовых частей вагона рассчитывается по формулам:

где - единичные расходные нормы затрат (р) на 1000 т.км механической работы сил сопротивления по устранению износа рельсов и ходовых частей вагона

; на 1000т.км механической работы сил сопротивлений

где ΔSТЭ – экономия текущих издержек на электроэнергию за счет повышения тормозной эффективности вагона, р.

Цээ – цена одного к.Вт.ч. электроэнергии, = 0,37 р.

Образующая экономия годовых эксплуатационных расходов:

=1268064+342720+85680=1696464 р.

7.2. Определение экономического эффекта

 Для определения экономического эффекта необходимо найти:

- годовую производительность для базовой и спроектируемой цистерны.

где - динамическая нагрузка груженого вагона соответственно для проектируемого и базового варианта, т/ваг,

 - среднесуточный пробег проектируемой и базовой цистерны, км;

- коэффициент порожнего пробега к груженому для базового и проектируемого варианта;

- коэффициент прироста производительности k;

- капитальные дополнительные вложения, связанные с удорожанием спроектированной конструкции полувагона ΔК.

Получены следующие результаты:

= 9695312 ткм/год;

= 10176200 ткм/год;

k = 1,18;

ΔК = 0;

руб/год.

1. Исследование условий безопасности труда при осмотре подвижного состава

Процесс осмотра подвижного состава на станциях является одним из самых массовых и типичных производственных процессов на железнодорожном транспорте. При осмотре составов осмотрщики вагонов, слесари по ремонту, осмотрщики-автоматчики вынуждены значительную долю общего рабочего времени находиться в опасной зоне, т.е. в пределах поперечного очертания подвижного состава. Вход в опасную зону и необходимость нахождения в ней объясняется расположением оборудования, подлежащего обслуживанию, его конструкцией и надежностью. Естественно предположить, что степень опасности травматизма от поездов подвижного состава, кроме других известных причин, будет зависеть и от времени пребывания работников в опасной зоне.

Исследование частоты событий входа в опасную зону и длительность пребывания в ней проведем на примерах производственного осмотра составов из грузовых вагонов в парке отправления сортировочной станции. Осмотр производится одновременно тремя работниками: осмотрщиком-автоматчиком, объектами которого является автосцепка и пневматическое тормозное оборудование, и двумя осмотрщиками вагонов, которые с разных сторон состава осматривают тележки, механическую часть автотормоза и фиксируют случайные другого оборудования. Одновременный осмотр состава тремя работниками вызван необходимостью выдержать нормы времени, отводимые на этот технологический процесс. С точки зрения влияния конструкции подвижного состава и расположения его оборудования на технологические маршруты осмотрщиков вагонов и безопасность их труда, а также с точки зрения анализа общего времени пребывания работников в опасной зоне достаточно рассмотреть процесс осмотра одной стороны состава осмотрщиком-автоматчиком и осмотрщиком вагонов.

Безопасность труда при осмотре цистерны с усовершенствованной ТРП практически не изменится. Произойдет некоторое увеличение времени осмотра тормозных цилиндров (так как на усовершенствованной модели цистерны 15-1500 применяется два тормозных цилиндра), следовательно, увеличится время нахождения осмотрщика в опасной зоне, но при соблюдении осмотрщиком правил техники безопасности вероятность несчастного случая не больше чем при осмотре базовой цистерны.