# **Введение**

Автоматические тормоза подвижного состава должны обеспечивать безопасность движения поездов, обладать высокой надежностью и безопасностью действия. Обеспечение этих условий позволяет повысить скорость движения и вес поездов, что приводит к увеличению провозной и пропускной способности железнодорожного транспорта.

Данный курсовой проект позволяет овладеть теоретическими и практическими знаниями проектирования автотормозной техники, изучить устройство и работу тормозных систем подвижного состава, ознакомиться с методами расчетов тормозного оборудования вагонов.

# **1. Задание на курсовой проект**

Исходные данные для выполнения курсового проекта выбираются из табл. 1.1 и 1.2. Вариант задания принимается по двум последним цифрам шифра указанного в зачетной книжке.

Исходные данные для расчета колодочного тормоза вагона:

# Тип вагона- рефрижераторный

# Количество осей вагона-4

# Тара вагона, т-32

Грузоподъемность, т-50

Тип колодок-композиционные.

Исходные данные для обеспеченности поезда тормозными средствами и оценки эффективности тормозной системы поезда:

4-осн. грузовые (брутто 88 т)-12

4-осн. рефрижераторные (брутто 84 т)-35

4-осн. грузовые (брутто 24 т)-24

Скорость, км/ч-90

# Уклон пути (спуска), ‰-7

Тормозные колодки-чугунные

Локомотив-2ТЭ116.

**2. Выбор схемы и приборов пневматической части тормоза вагона**

На железнодорожном транспорте применяется автоматический пневматический тормоз. Автоматическими называются тормоза, которые при разрыве поезда или тормозной магистрали, а также при открытии стоп-крана из любого вагона автоматически приходят в действие вследствие снижения давления воздуха в магистрали. Данный вагон также оборудуется авторежимом. Схема тормозного оборудования представлена на рисунке 2.1.



# Рисунок 2.1 - Схема тормозного оборудования вагона

Таблица 2.1 - Номенклатура тормозных приборов и арматуры пневматической части

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № на рис.2.1 | Наименование | | Условный № | Количество |
| 1 | Главная часть воздухораспределителя | | 270-023 | 1 |
| 2 | Двухкамерный резервуар | |  | 1 |
| 3 | Магистральная часть воздухораспределителя | | 483М-010 | 1 |
| 4 | Кронштейн пылеловка | | 573 | 1 |
| 5 | Концевые краны | | 190 | 2 |
| 6 | Разобщительный кран | | 372 | 1 |
| 7 | Запасной резервуар | | Р10-100 | 1 |
| 8 | Тормозной цилиндр | | 510Б | 1 |
| 9 | Авторежим | | 265А-1 | 1 |
| 10 | Соединительные рукава | Р17Б  (ГОСТ 1335-84) | | 2 |
| 11 | Тормозная магистраль | 1¼'' | | 1 |

**3. Расчет давления воздуха в тормозном цилиндре, при торможении**

Давление в тормозных цилиндрах при торможении зависит от типа воздухораспределителя, величины снижения давления в тормозной магистрали, режима торможения у грузовых воздухораспределителей и загрузки вагона при наличии авторежима.

Для воздухораспределителей грузового типа давление в тормозных цилиндрах при полном служебном и экстренном торможении зависит от установленного режима. При порожнем режиме – 0,14 ~ 0,16 МПа; при среднем – 0,28 ~ 0,33 МПа; при груженом – 0,39 ~ 0,43 МПа.

При ступенчатом торможении давление определяется из условия равновесия уравнительного поршня

Ртц = (Fу·Ро + Ру + Жу·li)/ Fу,(3.2)

где Fу– площадь уравнительного поршня, 20·10-4 м2;

Ро– атмосферное давление, Па;

Ру– усилие предварительного сжатия режимных пружин, 185 Н;

Жу– суммарная жесткость режимных пружин, на порожнем режиме Жу = 8400 Н/м, на среднем - Жу = 8400 ~ 0,5·32700 Н/м; на груженом – Жу = 8400 ~ 32700 Н/м;

li – перемещения уравнительного поршня после i–й ступени торможения, м; li = hi – 0,0065;

hi – перемещения главного поршня после i–й ступени торможения, м.

Условие равновесия главного поршня

рркi·Fг = рзкi·(Fг – Fш) + Рг + Жгhi.(3.3)

Давление в рабочей камере после ступени торможения

рркi = (ррк Vр)/(Vр + Fгhi),(3.4)

где рзкi, рмi – абсолютное давление в золотниковой камере и тормозной магистрали при i-й ступени торможения, Па;

Fг – площадь главного поршня, 95·10-3, м2;

Fш – площадь штока главного поршня, 4,15·10-4, м2;

Рг – усилие предварительного сжатия пружины главного поршня, 200 Н;

Жг – жесткость пружины главного поршня, 28000 Н/м;

Vр – объем рабочей камеры, 6·10-3 м3;

ррк – абсолютное зарядное давление рабочей камеры, Па, ррк = рм;

рзкi = рмi.

В результате совместного решения уравнений (3.3) и (3.4) получается квадратное уравнение относительно hi.

Аhi2 + Вhi + C = 0,(3.5)

А = Жг·Fг,(3.6)

В = Жг·Vр + Fг·рмi(Fг – Fш) + Рг·Fг,(3.7)

С = Vр[(Fг – Fш)рмi + Рг - Fг·рм].(3.8)

Таблица 3.1 – Расчет давлений в тормозном цилиндре при ступенях торможений и полном служебном

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Δртм, МПа | 0,08 | 0,10 | 0,12 | Полное служебное торможение | |
| Рстц, МПа | 0,22 | 0,27 | 0,32 | Ртц, МПа | 0,43 |

Наличие на вагоне авторежима устанавливает зависимость давления воздуха в тормозном цилиндре от загрузки вагона, которая выражается формулой



где fпр – величина предварительного подъема опорной плиты, м;



где fi – величина статического прогиба рессор, м;

Рцп – давление в тормозном цилиндре порожнего вагона, МПа;

fi = 0,01 Q fo Qi ,(3.11)

fo – гибкость центрального рессорного подвешивания вагона, 0,0006225 м/т;

Qi – загрузка вагона в процентном соотношении от полной;

Q – грузоподъемность вагона, т;

Рвр – давление на выходе из воздухораспределителя при полном служебном торможении, МПа.

Результаты расчета представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Расчет давлений в тормозном цилиндре при наличии авторежима

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Q,% | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| Pтц, МПа | 0,269 | 0,289 | 0,309 | 0,330 | 0,352 | 0,375 | 0,400 | 0,43 | 0,43 | 0,43 | 0,43 |

Принимаем максимальное давление Рмтц = 0,43МПа.

**4. Качественная оценка правильности выбора воздушной части тормоза**

На основании закона Бойля – Мариотта состояние сжатого воздуха в выбранных емкостях воздушной части тормозной системы до торможения и при торможении аналитически выражается равенством

РзVзр + РоVо = РзрVзр + Рмтц (Vо + πd2тцL/4) ,(4.12)

где Рз – максимальное абсолютное зарядное давление воздухопроводной магистрали, МПа;

Vзр – объем запасного резервуара, м3;

Vо – объем вредного пространства тормозного цилиндра,м3;

Рзр – абсолютное давление воздуха в запасном резервуаре при торможении, МПа;

Рмтц – максимальное абсолютное давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа;

dтц – диаметр тормозного цилиндра, м;

L – допустимый ход поршня тормозного цилиндра при торможении, м.

Качественная оценка правильности выбора воздушной части в грузовых поездах производится по условию их неистощимости

Рзр ≥ Рз – ΔРтм ,(4.13)

где ΔРтм = 0,15 МПа – разрядка тормозной магистрали при полном служебном торможении.



0,59 > 0,7 – 0,15 = 0,55.

Так как условие выполняется, то делаем вывод о неистощимости пневматического тормоза.

**5. Выбор схемы тормозной рычажной передачи**



Рисунок 5.1 – Схема рычажной передачи 8ми-осного грузового вагона: 1 - Горизонтальный рычаг; 2 - Затяжка горизонтальных рычагов; 3 – Тяги; 4 - Горизонтальный балансир; 5 - Вертикальный рычаг; 6 - Затяжка вертикальных рычагов; 7 – Траверса; 8 – Подвески башмака

В рефрижераторных вагонах применяется колодочный тормоз с двухсторонним нажатием. Данная схема эффективна при скоростях движения до 160 км/ч. При более высоких скоростях схема неэффективна. Основным ее недостатком является интенсивный износ колесных пар по профилю катания, а также навары при торможении.

**6. Определение допускаемого нажатия тормозной колодки**

С целью создания эффективной тормозной системы величина нажатия тормозной колодки на колесо должна обеспечивать реализацию максимальной тормозной силы. Вместе с тем необходимо исключить возможность появления юза при торможении. При условиях сухих и чистых рельсов это положение для колодочного тормоза аналитически выражается уравнением

К·φк = 0,9·Рк·ψк ,(6.1)

где К – допускаемая сила нажатия колодки на колесо, кН;

φк -коэффициент трения тормозной колодки;

0,9 - коэффициент разгрузки задней колесной пары;

Рк - статическая нагрузка на колесо, отнесенная к одной тормозной колодке, кН;

ψк - коэффициент сцепления колеса с рельсом при торможении.

Значения коэффициента трения для стандартных чугунных колодок определяются по следующей эмпирической формуле

φ



где V – расчетная скорость движения поезда, исключающая появление юза, м/с. Для композиционных колодок принимаем V=28 м/с.

Коэффициент сцепления зависит от состояния поверхности рельсов и колес, от нагрузки колеса на рельс и скорости движения. Для его определения можно воспользоваться расчетной формулой

ψк = [0,17 – 0,00015 (q – 50)]·ψ(V),(6.3)

где q - статическая осевая нагрузка, кН;

ψ(V) - функция скорости, значение которой в зависимости от типа подвижного состава находят по графику [1].

Статическая осевая нагрузка определяется

q = (T + Q)/m,(6.4)

где T,Q - тара и грузоподъемность вагона, кН;

m - число осей вагона.

Статическая нагрузка на колесо

Рк = (T + Q)/mв ,(6.5)

где mв – число тормозных колодок на вагоне

Рк = (32 + 50)/16 = 51,25 кН,

q = (32 + 50)/4 = 205 кН,

ψ(V) = 0,54

ψк = [0,17 – 0,00015 (205 – 50)]·0,54 = 0,08

Из (6.14) находим

φк = 0,9·51,25·0,08/К = 3,64/К

Решая полученное выражение совместно с (6.5) получим

К = 5 кН.

Полученную допускаемую силу нажатия тормозной колодки проверяем исходя из требований теплового режима трущихся пар

К/Fk <= [ΔРу],(6.6)

где Fk - номинальная площадь трения тормозной колодки, м2;

[ΔРу] - допустимое удельное давление на тормозную колодку, кН/м2;

5/0,029 = 172 кН/м2 < 900 кН/м2

Кдоп = [ΔРу]·Fк(6.20)

Кдоп = 900·0,029 = 26,1 кН.

**7. Расчет передаточного числа рычажной передачи вагона**

Передаточным числом рычажной передачи называется отношение теоретической величины суммы сил нажатия тормозных колодок вагона к силе давления сжатого воздуха на поршень тормозного цилиндра

n = (Kдоп·mв)/(Ршт·ηрп),(7.1)

где Ршт - усилие по штоку тормозного цилиндра, кН;

ηрп -КПД рычажной передачи, принимаем 0,80.

Величина усилий по штоку тормозного цилиндра определяется

Ршт = πd2тцPтц·ηтц /4 – (F1 + F2 + Lшт·Ж),(7.2)

где ηтц - коэффициент, учитывающий потери на трение поршня о стенки тормозного цилиндра, который равен 0,98;

F1 - усилие оттормаживающей пружины в отпущенном состоянии, 1500-1590 Н, принимаем 1580 Н;

F2 - усилие пружины бескулисного автоматического регулятора рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра, которое принимается равным 300 - 1500 Н при рычажном приводе и 2000 – 2500 Н при стержневом;

Ж - жесткость отпускаемой пружины тормозного цилиндра, 6540 Н/м.

Ршт = 3,14·0,3562·0,43·106·0,98 /4 – (1545 + 1000 + 0,175·6540) = 20 кН

n = (26,1·16)/(0,95·20) = 23,5

**8. Определение размеров плеч рычагов рычажной передачи**

Для принятой схемы рычажной передачи передаточное число определяется из соотношения ведущих и ведомых плеч рычагов

n = m·(а·б/в·г)cosα, (8.1)

где α - угол действия силы нажатия тормозной колодки на колесо, принимается равным 10о.

а, б, в, г - размеры плеч рычагов, в = г = 230 мм, а + б = 650 мм.

23,5 = 8а/(650 –а)·(230/230)·0,985

а = 487 мм б = 163 мм



Рисунок 8.1 – Схема рычажного привода авторегулятора

Расстояние между упором привода и корпусом регулятора

А = n·к·(б-с/d-c) – mг(8.2)

где к – величина зазора между колесом и колодкой, к = 0,01м;

mг – величина конструктивных зазоров между деталями рычажной передачи,

mг = 0,009 м.

Размер с определяется из соотношения

F2 = (Fp + Жр·Lp)·(б/а – с/а·(l + d)/а)(8.3)

где F2 - усилие предварительного натяга пружины авторегулятора, Н

(Fp = 2000 Н);

Жр - жесткость пружины регулятора, Н/м (Жр = 1500 Н/м);

Lр - величина сжатия пружины регулятора при торможении, м

(для 8ми-осных вагонов при чугунных колодках Lр = 0,015 м);

а, б, с, d, l – размеры плеч горизонтального рычага и рычажного привода регулятора, м.

1000 = (2000 + 1500·0,015)·(0,163/0,487 – (с/0,487)·(0,65/0,487)),

с = 0,055 м = 55 мм ,

d = 542 мм ,

l = 108 мм.

А = 23,5·0,01·(0,163 – 0,055)/(0,542 + 0,055) – 0,009 = 34 мм

**9. Определение размеров поперечных сечений элементов рычажной передачи**

Усилие на штоке поршня тормозного цилиндра определяется

Ршт = πd2тцPтц·ηтц /4 – (F1 + Lшт·Ж),(9.1)

Ршт = 19,7 кН

Определяем силы действующие на рычажную передачу

Ршт = Р1 ,

Р2 = Р1(а +б) /б = 19,7·(487 + 163)/163 = 78,6 кН(2.27)

Р3 = Р1 (а / б) = 19,7 (487 / 163) = 58,9 кН, (9.2)

Р4 = Р3 (m / 2m) = 29,45 кН(9.3)

Р5 = Р4(в + г / г) = 58,9 кН(9.4)

Р6 = Р4 = 29,45 кН(9.5)

Определив значения сил, действующих на шарнирные соединения, рассчитываем валики на изгиб.

Валики шарнирных соединений рычажной передачи рассчитываем на изгиб по формуле

σ = P1/(0,4·d3·103)·(b – a/2) < [σ] ,(9.6)

где Р – расчетная нагрузка на валик, кН;

d – диаметр валика, м. Принимаем d = 0,04 м;

b – расстояние между серединами опор, м;

а – длина поверхности передающей нагрузку, м;

# [σ] – допускаемые напряжения при изгибе, МПа. Все детали тормозной рычажной передачи изготовлены из стали 5, принимаем по [1] (табл. 9.1)

# [σ] = 160 МПа.



Рисунок 9.1 – Расчетная схема шарнирного соединения

b = а + 15 = 25 + 15 = 40 мм.(9.7)

σ = 57/(0,4·0,043·103)·(0,04 – 0,025/2) = 61 МПа < [σ]

Условие выполняется, прочность валика на изгиб обеспечена.

Тяги рычажной передачи рассчитываются на растяжение.

[σ] = P2·4/(π·d2т·103) < [σ], (9.8)

где Р – усилие передаваемое на тягу, кН;

dт – диаметр тяги, м. Принимаем dт = 0,022 м.

[σ] = 57·4/(3,14·0,0222·103) = 150 МПа< [σ]

Условие выполнено, прочность тяги обеспечена.

Проушины тяги рассчитываются на смятие и срез. Напряжение смятия и среза определяется по формуле

σ см = 4·Р3/(π·t·d1·103) < [σ см],(9.9)

τср = Р3/(2·t·h·103) < [τср](9.10)

где Р – усилие смятия (среза) действующее на проушину, кН;

t – толщина проушины, м;

d1 – диаметр отверстия проушины, м;

h – высота сечения проушины по линии среза, м; принимаем

h = R – d1/2(9.11)

где R – радиус наружного очертания пружины, м.

Принимаем t = 0,015 м; d1 = 0,04 м; R = 0,0375 м; [σ см] = 170МПа; [τср] = 95 МПа.

h = 0,0375 – 0,04/2 = 0,0175 м

σ см = 4·28,5/(3,14·0,015·0,04·103) = 62 МПа < [σ см],

τср = 28,5/(2·0,015·0,0175·103) = 55 МПа < [τср].

Условия выполнены, прочность проушины обеспечена.

Рычаги также рассчитываем на изгиб. Напряжения при изгибе определяются по формуле

σ изг = Ми/Wx < [σ изг],(9.12)

где Ми – изгибающий момент в сечении среднего шарнира рычага, Н·м;

Wx – момент сопротивления сечения, м3.



# Рисунок 9.2 – Горизонтальный рычаг

Wx = 2·h/6·H·(H3 – d3) ,(9.13)

где Н – ширина рычага, Н = 0,18 м;

d – диаметр валика, d = 0,04 м;

h – толщина рычага, h = 0,015 м.

Wx = 2·0,015/6·0,18·(0,183 – 0,043) = 1,6·10-4 м 3.

Изгибающий момент в сечении среднего шарнира рычага определяется по формуле

Ми = Ршт·а = 57·0,251 = 14,3 кН·м, (9.14)

σ изг = 14,3/1,6·10-4 = 89 МПа < [σ изг] = 160 МПа.

Прочность рычага обеспечена.

Рассчитываем вертикальный рычаг на изгиб



Рисунок 9.3 – Вертикальный рычаг

По формуле (9.32) определяем момент сопротивления сечения

Wx = 2·0,015/6·0,16·(0,163 – 0,043) = 1,26·10-4 м3.

Находим изгибающий момент

Ми = Ршт·b = 57·0,249 = 14 кН·м ,(9.15)

σ изг = 14/1,26·10-4 = 111 МПа < [σ изг] = 160 МПа.

Прочность вертикального рычага на изгиб обеспечена.

Затяжка горизонтальных рычагов проектируется из условия ее вписывания в габаритные размеры тормозного цилиндра.



Рисунок 9.4 – Схема вписывания затяжки горизонтальных рычагов в габариты тормозного цилиндра

Зазор х, обозначенный на рисунке 9.7, находится

х = 251 – (200 + 50) = 1 мм.

Свободное вписывание затяжки обеспечено.

Так как данная затяжка выполнена без изгиба, то расчет производится только на сжатие. Напряжение при сжатии

σсж = Р1/(Н·h) ,(9.16)

где Н – ширина затяжки, м;

h – толщина затяжки, м;

Р – сила, действующая на затяжку, Н;

σсж = 57/(0,1·0,025) = 23 МПа < [σсж] = 160 МПа.

Прочность затяжки горизонтальных рычагов обеспечена.

**10. Расчет обеспеченности поезда тормозными средствами**

Все поезда, отправляемые со станции, должны быть обеспеченны тормозами с гарантированным нажатием тормозных колодок в соответствии с нормативами по тормозам, утвержденным МПС.

Потребное нажатие тормозных колодок для заданного поезда определяется по формуле

ΣКр = ΣQ/100·N(10.1)

где ΣQ – вес состава поезда, тс;

N – единое наименьшее тормозное нажатие, тс; N = 33 тс.

ΣКр = 3440/100·33 = 1135,2 тс.

Расчетное фактическое тормозное нажатие колодок заданного поезда определяется

ΣКрф = Σnj·mj·Kpj ,(10.2)

где nj – число единиц подвижного состава;

mj – осность единицы подвижного состава;

Kpj – расчетное нажатие тормозных колодок на ось вагонов или локомотивов данного типа, тс; для локомотива Kpj = 12 тс, для грузового вагона с чугунными колодками на груженном режиме Kpj = 7,0 тс, на порожнем Kpj = 3,5 тс, для вагонов рефрижераторного подвижного состава с чугунными колодками на груженом режиме Kpj = 9,0 тс.

ΣКрф = 35·4·7 + 15·4·9 = 1400 тс

Поезд считается обеспеченным тормозами, если выполняется условие

ΣКр < ΣКрф ,(10.3)

1135,2 < 1400

Так как условие выполняется, то считаем что поезд обеспечен тормозами.

Расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок определяется по формуле

δр = ΣКрф/ ΣQ,(10.4)

δр = 1400/3440 = 0,41

### **11. Определение тормозного пути, замедлений и времени торможения**

Полный расчетный тормозной путь определяется по формуле

Sт = Sп + Sд ,(11.1)

где Sп – подготовленный (предтормозной путь);

Sд – действительный тормозной путь.

Подготовительный путь, м, определяется

Sп = VH·tп ,(11.2)

где VH – скорость движения в начале торможения, м/с;

tп – время подготовки тормозов к действию, с.

Время подготовки автотормозов, с, определяется следующим образом.

tп = 10 + 15 (± i)/bт ,(11.3)

где i - уклон пути, i = - 7‰, знак ''-'' – означает, что расчет ведется на спуске;

bт – удельная тормозная сила, Н/кН.

bт = 1000·φкр·δр ,(11.4)

где φкр – расчетный коэффициент трения тормозных колодок;

δр - расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок поезда.

### Расчетный коэффициент трения тормозных колодок

φкр = 0,27·(3,6V + 100)/(18V + 100)(11.5)

Действительный тормозной путь, м, определяется по формуле



где к – число интервалов скоростей;

ω – основное удельное сопротивление движению, Н/кН, bт и ω рассчитываются при средней скорости интервала, интервал 2 м/с.

Vср = (VH + VH+1)/2,(11.6)

Основное удельное сопротивление определяем для грузовых вагонов

ω = 0,7 + (3 + 0,36V + 0,0324V2)/0,1q ,(11.7)

где q – осевая нагрузка, кН, q = 245 кН;

V – средняя скорость в интервале, м/с

# Расчеты сводим в таблицу 11.3

Замедление движения поезда определяется по формуле

аi = (V2н – V2н+1)/(2·ΔSд) ,(11.8)

# Время торможения определяется по формуле

t = tп + Σti ,(11.9)

где ti – время торможения в расчетном интервале, с.

ti = (Vн – Vн+1)/ai ,(11.10)

Расчеты замедлений движения поезда и времени торможения представлены в таблице 11.1.

Таблица 11.1 – Расчет тормозного пути

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Vн, м/с | φкр | bт, Н/кН | tн, с | Sп, м | Vср, м/с | φкр | bт, Н/кН | ω, Н/кН | Sд, м | ΔSд, м | Sт, м |
| 22,00 | 0,10 | 41,95 | 4,50 | 98,93 | 23,00 | 0,10 | 41,29 | 1,86 | 125,48 | 15,64 | 224,41 |
| 20,00 | 0,10 | 43,41 | 4,58 | 91,63 | 21,00 | 0,10 | 42,65 | 1,71 | 109,83 | 15,23 | 201,46 |
| 18,00 | 0,10 | 45,13 | 4,67 | 84,12 | 19,00 | 0,10 | 44,23 | 1,58 | 94,61 | 14,71 | 178,73 |
| 16,00 | 0,11 | 47,16 | 4,77 | 76,38 | 17,00 | 0,11 | 46,10 | 1,45 | 79,90 | 14,08 | 156,27 |
| 14,00 | 0,12 | 49,61 | 4,88 | 68,37 | 15,00 | 0,11 | 48,32 | 1,34 | 65,82 | 13,33 | 134,18 |
| 12,00 | 0,12 | 52,61 | 5,00 | 60,05 | 13,00 | 0,12 | 51,03 | 1,24 | 52,49 | 12,43 | 112,54 |
| 10,00 | 0,13 | 56,39 | 5,14 | 51,38 | 11,00 | 0,13 | 54,39 | 1,14 | 40,06 | 11,38 | 91,44 |
| 8,00 | 0,14 | 61,29 | 5,29 | 42,29 | 9,00 | 0,14 | 58,67 | 1,06 | 28,67 | 10,15 | 70,97 |
| 6,00 | 0,16 | 67,87 | 5,45 | 32,72 | 7,00 | 0,15 | 64,32 | 0,99 | 18,52 | 8,71 | 51,24 |
| 4,00 | 0,18 | 77,22 | 5,64 | 22,56 | 5,00 | 0,17 | 72,10 | 0,93 | 9,81 | 7,02 | 32,37 |
| 2,00 | 0,21 | 91,51 | 5,85 | 11,71 | 3,00 | 0,19 | 83,53 | 0,88 | 2,79 | 1,79 | 14,50 |
| 0 | 0,27 | 116,10 | 6,10 | - | 1,00 | 0,24 | 101,93 | 0,84 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |

# Таблица 11.2 – Расчет замедлений и времени торможения

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Vн, м/с | аi, м/с2 | ti, с | tп, с | Σti, с | t, с |
| 22 | 2,69 | 0,74 | 4,50 | 15,43 | 19,92 |
| 20 | 2,50 | 0,80 | 4,58 | 14,68 | 19,26 |
| 18 | 2,31 | 0,87 | 4,67 | 13,88 | 18,55 |
| 16 | 2,13 | 0,94 | 4,77 | 13,02 | 17,79 |
| 14 | 1,95 | 1,03 | 4,88 | 12,08 | 16,96 |
| 12 | 1,77 | 1,13 | 5,00 | 11,05 | 16,06 |
| 10 | 1,58 | 1,26 | 5,14 | 9,92 | 15,06 |
| 8 | 1,38 | 1,45 | 5,29 | 8,66 | 13,94 |
| 6 | 1,15 | 1,74 | 5,45 | 7,21 | 12,66 |
| 4 | 0,85 | 2,34 | 5,64 | 5,46 | 11,10 |
| 2 | 1,12 | 1,79 | 5,85 | 3,12 | 8,98 |
| 0 | 1,50 | 1,33 | 6,10 | 1,33 | 7,43 |

### **Заключение**

В данном курсовом проекте были спроектированы воздушная часть тормозной системы вагона и механическая часть колодочного тормоза. Причем основная часть деталей и приборов принята типовой, что значительно снижает их себестоимость.

Так же была произведена оценка обеспеченности поезда тормозными средствами и проверка эффективности тормозной системы поезда.