# ОГЛАВЛЕНИЕ

# ВВЕДЕНИЕ

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ДАННЫХ ЭЛЕКТРОВОЗА

# 2. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОВОЗА

# 2.1 Определение основных размеров тележки

# 2.2 Расчёт геометрических характеристик сечений рамы тележки

# 2.3 Определение массы элементов и составление весовой ведомости

# 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ СИСТЕМЫ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА

# 3.1 Определение минимально допустимой величины статического прогиба системы рессорного подвешивания

# 3.2 Расчёт основных характеристик листовой рессоры

# 3.3 Расчёт основных характеристик пружин

# 4. РАСЧЁТ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ НА СТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

# 4.1 Составление расчётной схемы рамы тележки и определение величины действующих нагрузок

# 4.2 Расчёт и построение единичных эпюр изгибающих и крутящих моментов

# 4.3 Расчёт и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов от внешней нагрузки

# 4.4 Расчёт единичных и грузовых перемещений

# 4.5 Расчёт и построение суммарных эпюр

# 4.6 Расчёт напряжений в сечениях рамы тележки и оценка статической прочности

# 4.7 Проверка рамы тележки на усталостную прочность

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

# ВВЕДЕНИЕ

# В связи с ростом объёма перевозок появилась необходимость увеличения пропускной способности железных дорог. В связи с этим создаётся необходимость увеличения межремонтных пробегов локомотивов. Одной из самых ремонтируемых частей электровоза является экипажная часть. В связи с этим появляется необходимость разработки более совершенных элементов экипажной части электровозов.

К элементам механической части электроподвижного состава предъявляется ряд определённых требований, таких как: надёжность, долговечность, простота обслуживания и быстрый ремонт. Несоответствие этим требованиям ведёт к простоям локомотивов и, следовательно, нарушению режима работы всей железнодорожной системы в целом.

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ДАННЫХ ЭЛЕКТРОВОЗА

По [1 табл. 1.1] составляем таблицу 1.1, в которой представлены технические данные заданного тягового двигателя 5AL4442nP и прототип электровоза ЧС8.

Таблица 1.1 Технические данные тягового двигателя НБ-501.

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры тягового двигателя | Численные значения |
| Мощность двигателя ,кВт:— в часовом режиме Pчас— в номинальном режиме Pном | 850820 |
| Частота вращения якоря, об/мин:— в часовом режиме nчас— в номинальном режиме nном— максимальная nmax | 120012151860 |
| Масса (вес) двигателя, т  | 2.95 |
| Централь Ц, мм | 612 |
| Поперечная длина остова lос, мм | 1000 |
| Расстояние между точками подвешивания lподв, мм  | 1100 |
| Тип передачи  | односторонняя |

Сцепная масса электровоза рассчитывается по формуле:

 (1.1)

где nкп – число колёсных пар, согласно заданной колёсной формуле nкп=6.

2П – нагрузка от колёсной пары на рельсы, по [1 стр. 4] 2П=201 кН.

Диаметр колеса по кругу катания определяется по формуле:

 (1.2)

где [2p] – допускаемая по условиям контактной прочности нагрузка на 1 мм диаметра колеса, по [1] принимаем [2p]=0.2.

Принимаем Dк=1.2 м.

Предварительное значение передаточного числа тяговой передачи μ определяется по формуле:

 (1.3)

где Vк – конструкционная скорость, Vк=175 км/ч.

Вращающий момент на валу тягового двигателя:

 (1.4)

Граничные значения для модуля зубчатого зацепления:

 (1.5)

 (1.6)





По [2 табл. 2.2] принимаем m=18 мм.

Диаметры делительных окружностей зубчатого колеса и шестерни тяговой передачи рассчитываются по формулам:

 (1.7)

 (1.8)





Значение Da1 необходимо проверить на выполнение требований габарита подвижного состава, приняв b=120 мм и Δ=20 мм:

 (1.9)



Условие выполняется.

Числа зубьев зубчатого колеса и шестерни рассчитываются по формулам:

 (1.10)

 (1.11)





Уточнённое значение передаточного числа тяговой передачи:

Уточнённое значение передаточного числа тяговой передачи должно обеспечивать выполнение условия:

 (1.12)



Условие выполняется 175≤175, следовательно, тяговый привод обеспечивает движение электровоза с заданной конструкционной скоростью.

Эффективные мощности электровоза в часовом и номинальном режимах:

 (1.13)

 (1.14)





Скорости движения в час. и ном. режимах:

 (1.15)

Мощность, подводимая к тяговой передаче в часовом и номинальных режимах:

 (1.16)

 (1.17)



Подводимая мощность для часового режима Pп.ном=100 % тогда по [1 табл. 1.2] ηзп=0.978. Для часового режима:

 (1.18)



Вращающий момент на валу тягового двигателя в часовом режиме:

 (1.19)



Сила тяги электровоза в часовом и номинальном режимах:

 (1.20)

 (1.21)





Проверим сцепную массу для пассажирского локомотива, коэффициент использования сцепного веса примем ηв=0.88. Для пассажирского электровоза постоянного тока:

 (1.22)

где Mп – масса пассажирского поезда, Mп=1100 т;

 ω0 – основное удельное сопротивление движению поезда;

 ωтр – удельное сопротивление при трогании с места;

 i0 – дополнительное сопротивление от уклона;

 ωу – удельное сопротивление от ускоряющего усилия;

В момент трогания (ω0+ωтр+i0)=80 н/т. Величина ωу определяется по формуле:

 (1.23)

где aп – пусковое ускорение поезда, aп=1200 км/ч2;

 ζ - удельное пусковое ускорение, ζ=12.2 км·т/ч2·Н.

Коэффициент сцепления колеса с рельсом:

 (1.24)





Так как 122.973>94.58, то сцепная масса обеспечивает движение электровоза по расчётному подъёму с установившейся скоростью без боксования.

Минимальная длина электровоза по прочности путевых сооружений:

 (1.25)



Длина локомотива по осям автосцепок Lл=25 м.

Жёсткая база локомотива Lб, есть расстояние между шкворнями или геометрическими центрами крайних тележек:

 (1.26)

где е – коэффициент, e=0.55;

 nс – число секций,nc=1.

**2. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА**

2.1 Определение основных размеров тележки

Для определения основных размеров тележки можно использовать расчётную схему, приведённую на рисунке 2.1.

#### Жёсткая база тележки определяется по формуле:

#### 2·aт=2·lподв+B2+2·Δ (2.1)

где lподв – расстояние между точками подвешивания тягового двигателя на раме тележки, lподв=1.180 м;

B2 – ширина средней поперечной балки рамы тележки, B2=0.3 м;

Δ - зазор между опорными кронштейнами и поперечной балкой рамы, Δ=0.04 м;

2·aт=2·1.180+0.3+2·0.04=2.74 м

Диаметр колеса колёсной пары по окружности гребня:

D=Dк+0.06 (2.2)

D=1.2+0.06=1.26 м

По рекомендации [1, стр. 18], принимаем ширину концевых поперечных балок B1=0.15 м и расстояние между гребнем бандажа и поперечной концевой балкой рамы тележки l2=0.05 м.

Расстояние от геометрической оси колёсной пары до торца концевой поперечной балки:

 (2.3)



Длина тележки:

lт=2·l1+aт (2.4)

lт=2·0.83+2.74=4.4 м

Высота тележки от уровня головки рельса до верхней горизонтальной плоскости рамы hт и ширина рамы тележки по осевым линиям боковин bт по [1] hт= 1.16 м, bт=2.1 м.

Длина рамы кузова электровоза определяется по формуле:

 (2.5)

Расстояние от торцов рамы кузова до торцов рам крайних тележек электровоза l3 по [1 с.21] l3=1.42 м. Расстояние между смежными тележками электровоза:

 (2.6)

Полученное расстояние l4>2 м, поэтому корректировку l3, lл и lк не производим.

Уточнённая жёсткая база электровоза:

Lб=2·(l4+lт) (2.7)

Lб=2·(3.78+4.4)= 16.36 м

На рисунке 2.2 приведена компоновочная схема экипажной части электровоза ЧС8.

Длина концевой части боковины lкчб=0.1·lт=0.44 м;

Длина средней части боковины lсчб=0.23·lт=1.012 м;

Длина переходной части боковины:

 (2.8)



Рисунок 2.2. Компоновочная схема экипажной части локомотива.

Уточнённая длина тележки:

lт=2·lкчб+2·lпчб+lсчб (2.9)

lт=2·0.44+2·1.254+1.012=4.4 м

Длина усиливающей накладки lн=0.45·lт=1.98 м.

На рисунке 2.3 показаны формы сечений концевых поперечных балок и концевых частей боковины.

Рисунок 2.3 а. Сечение средней части боковины рамы.

б. Сечение поперечных балок и концевых частей боковины

Расстояние между внутренними поверхностями вертикальных листов, образующих сечение:

b=B-2·δ2-2·Δ1 (2.10)

где Δ1 – вылет концов горизонтальных листов под сварной шов, Δ1=0.02 м.

Расчётная высота вертикального листа для сечений без усиливающей накладки:

h=H-2·δ1 (2.11)

а для сечения с усиливающей накладкой

h=H-2·δ1-δ3 (2.12)

Ширина сечения по средним линиям составляющих его элементов для всех сечений рамы тележки:

b0=b+δ1 (2.13)

Высота сечения по средним линиям составляющих его элементов для сечений без усиливающих накладок:

h0=h+δ1 (2.14)

а для сечения с усиливающей накладкой:

h0=h+δ1+δ3/2 (2.15)

Расчётная ширина усиливающей накладки:

Bн=B-2·Δ1 (2.16)

Bн=0.21-2·0.02=0.17 м

**2.2 Расчёт геометрических характеристик сечений рамы тележки**

Размеры и расчётные данные сечений балок приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1 Размеры и расчётные данные сечений балок рамы тележки

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент  | B, | H, | h, | b, | h0, | b0, | 1, | 2, | 3, |
| рамы | 10-3 м | 10-3 м | 10-3 м | 10-3 м |  10-3 м | 10-3 м | 10-3 м | 10-3 м | 10-3 м |
| Концевая поперечная балка | 150 | 200 | 166 | 80 | 183 | 95 | 17 | 15 | - |
| Концевая часть боковины | 210 | 200 | 166 | 140 | 183 | 155 | 17 | 15 | - |
| Средняя часть боковины | 40 | 430 | 381 | 140 | 406 | 155 | 17 | 15 | 15 |
| Средняя поперчная балка | 300 | 400 | 366 | 230 | 383 | 245 | 17 | 15 | - |

Для сечения концевых поперечных балок получаем:

* площадь сечения горизонтального листа F1.2=B·δ1=150·17=22.5·10-4 м2
* площадь сечения вертикального листа F3.4=H·δ2=200·15=25.2·10-4 м2
* ординаты и абсциссы собственных центров тяжести для горизонтальных листов z1,2=±h0/2=±92·10-3 м; x1,2=0;
* ординаты и абсциссы собственных центров тяжести для вертикальных листов x4,3=±b0/2=±47.5·10-3 м; z3,4=0.

Моменты инерции при изгибе для составляющих сечение элементов определяются по формулам:

для горизонтальных листов:

 (2.17)

для вертикальных листов:

 (2.18)

Результаты расчётов сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 Вспомогательные параметры для концевых поперечных балок рамы тележки

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент  | Fi, | zi, | xi, | zi2Fi | xi2Fi | Ixi, | Izi, |
| сечения | 10-4м2 | 10-3м | 10-3м | 10-6м4 | 10-6м4 | 10-6м2 | 10-6м2 |
| Верхний горизонтальный лист | 25.5 | 92 | 0 | 21.58 | 0 | 0.0614 | 4.8 |
| Нижний горизонтальный лист | 25.5 | -92 | 0 | 21.58 | 0 | 0.0614 | 4.78 |
| Левый вертикальный лист | 24.9 | 0 | -47 | 0 | 5.5 | 5.718 | 0.0466 |
| Правый вертикальный лист | 24.9 | 0 | 47 | 0 | 5.5 | 5.718 | 0.0466 |
| Сумма | 100.8 | 0 | 0 | 43.16 | 11.0 | 11.559 | 9.65 |

Аналогичным образом заполняется таблица 2.3 для средней поперечной балки и таблица 2.4 для концевых частей боковины.

Таблица 2.3 Вспомогательные параметры для средней поперечной балки рамы тележки

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент  | Fi, | zi, | xi, | zi2Fi | xi2Fi | Ixi, | Izi, |
| сечения | 10-4м2 | 10-3м | 10-3м | 10-6м4 | 10-6м4 | 10-6м2 | 10-6м2 |
| Верхний горизонтальный лист | 51 | 192 | 0 | 188 | 0 | 0.123 | 38.25 |
| Нижний горизонтальный лист | 51 | -192 | 0 | 188 | 0 | 0.123 | 38.25 |
| Левый вертикальный лист | 54.9 | 0 | -123 | 0 | 83.06 | 61.28 | 0.103 |
| Правый вертикальный лист | 54.9 | 0 | 123 | 0 | 83.06 | 61.28 | 0.103 |
| Сумма | 211.8 | 0 | 0 | 376 | 166.12 | 22.8 | 76.706 |

Таблица 2.4 Вспомогательные параметры для концевых частей боковины рамы тележки

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент  | Fi, | zi, | xi, | zi2Fi | xi2Fi | Ixi, | Izi, |
| сечения | 10-4м2 | 10-3м | 10-3м | 10-6м4 | 10-6м4 | 10-4м2 | 10-6м2 |
| Верхний горизонтальный лист | 35.7 | 92 | 0 | 30.22 | 0 | 0.0859 | 13,12 |
| Нижний горизонтальный лист | 35.7 | -92 | 0 | 30.22 | 0 | 0.859 | 13,12 |
| Левый вертикальный лист | 24.9 | 0 | -77 | 0 | 14.76 | 5.71 | 0,047 |
| Правый вертикальный лист | 24.9 | 0 | 77 | 0 | 14.76 | 5.71 | 0,047 |
| Сумма | 121.2 | 0 | 0 | 60.44 | 29.52 | 11.61 | 26,33 |

Ординаты собственных центров тяжести элементов средней части боковины для горизонтальных листов z1.2'=±(h+δ1)/2=±(0.383+0.016)/2=0.199 м.

Для усиливающей накладки

z2'=h/2+δ1+δ3/2=0.383/2+0.017+0.015/2=0.216 м.

Ордината центра тяжести всего сечения:

 (2.19)

Используя формулу zi=zi'-zc определяем zi и составляем таблицу 2.5.

Таблица 2.5 Вспомогательные параметры для средней части боковины рамы тележки

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент  | Fi, | zi ', | zi, | xi, | zi2Fi | xi2Fi | Ixi, | Izi, |
| сечения | 10-4м2 | 10-3м | 10-3м | 10-3м | 10-6м4 | 10-6м4 | 10-6м2 | 10-6м2 |
| Верхний горизонтальный лист | 35.7 | 199 | 173,04 | 0 | 107.34 | 0 | 0.0859 | 13.12 |
| Нижний горизонтальный лист | 35.7 | -199 | -224,96 | 0 | 180.67 | 0 | 0.0859 | 13.12 |
| Левый вертикальный лист | 57.15 | 0 | -25,96 | -77,5 | 3.85 | 33.88 | 69.13 | 0.107 |
| Правый вертикальный лист | 57.15 | 0 | -25,96 | 77,5 | 3.85 | 33.88 | 69.13 | 0.107 |
| Усиливающая накладка | 25,5 | 215 | 189,04 | 0 | 91.13 | 0 | 0,048 | 6,14 |
| Сумма | 211.2 | 215 | 85,2 | 0 | 386.84 | 67.76 | 138.47 | 32.6 |

Моменты инерции при изгибе и кручении для поперечных сечений каждого элемента рамы тележки:

 (2.20)

 (2.21)

 (2.22)

Результаты расчётов представлены в таблице 2.6.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент рамы | Ix,10-6м4 | Iz,10-6м4 | Iк,10-6м4 | Wx,10-3м3 | Wz,10-3м3 | Wк,10-3м3 |
| К.П.Б. | 57.72 | 20.65 | 15.01 | 0.547 | 0.275 | 0.591 |
| К.Ч.Б. | 72.05 | 55.85 | 39.99 | 0.721 | 0.532 | 0.964 |
| С.Ч.Б. | 525.31 | 100.36 | 101.3 | 2.183 | 0.956 | 2.137 |
| С.П.Б | 498.8 | 242.83 | 208.2 | 2.494 | 1.619 | 3.19 |

**2.3 Определение массы элементов экипажной части и составление весовой ведомости**

Массы концевых поперечных балок

Mкпб=γ·(bт-Bб)·Fкпб (2.23)

Mкпб=7.8·(2.1-0.21)·100.8·10-4=0.149 т

Масса средней поперечной балки, также рассчитывается по формуле

Mспб=7.8·(2.1-0.21)·211.8·10-4=0.312 т

Масса концевой части боковины

Mкчб=γс·lкчб·Fкчб (2.24)

Mкчб=7.8·0.44·12,12·10-3=0.042 т

Масса средней части боковины

Mсчб=7.8·1.012·185.7·10-4=0.146 т

Масса усиливающей накладки

Mн=γc·lн·Fн (2.25)

Mн=7.8·1.98·2.55·10-3=0.0393 т

Масса переходной части боковины

Масса боковины в целом

Mб=2·Mкчб+2·Mпчб+Mсчб+Mн (2.27)

Mб=2·0.042+2·0.0858+0.146+0.0393=0.4409 т

Рассчитанные массы отдельных балок рамы тележки, а также массы остальных элементов механической части локомотива сводим в упрощённую весовую ведомость (табл.2.7).

Таблица 2.7 Упрощённая весовая ведомость пассажирского электровоза.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование оборудования  | Масса единицы оборудования ,т  | Количество единиц оборудования | Масса оборудования |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Передняя поперечная балка рамы | 0.149 | 3 | 0.447 |
| Средняя поперечная балка рамы | 0.312 | 3 | 0.936 |
| Задняя поперечная балка рамы  | 0.042 | 3 | 0.126 |
| Боковина рамы | 0.4409 | 6 | 2.6454 |
| Кронштейны крепления поводковых букс  | 0.3086 | 3 | 0.9285 |
| Рама тележки в сборе | 1.8004 | 3 | 5.40212 |
|  Колёсная пара с двумя зубчатыми колёсами и буксами  | 2.57 | 6 | 15.42 |
| Тяговый двигатель | 3.4 | 6 | 20.4 |
| Подвеска тягового двигателя  | 0.06 | 6 | 0.36 |
| Тяговый редуктор | 1.15 | 6 | 6.9 |
| Передаточный механизм тягового момента | 0.12 | 6 | 0.72 |
| Колёсно-моторный блок в сборе | 7.3 | 6 | 43.8 |
| Первая ступень рессорного подвешивания в сборе | 0.2 | 6 | 1.2 |
| Тормозное оборудование | 0.96 | 3 | 2.88 |
| Устройство связи с кузовом | 0.188 | 3 | 0.564 |
| Пневматический монтаж и прочие детали | 0.08 | 3 | 0.24 |
| Тележка в сборе | 18.828 | 3 | 56.484 |
| Кузов с оборудованием | 66.485 | 1 | 66.485 |
| Электровоз в целом | 122.973 | 1 | 122.973 |

**3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ СИСТЕМЫ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА**

**3.1 Определение минимально допустимой величины статического прогиба системы рессорного подвешивания и распределение его между ступенями**

Минимально допустимую величину статического прогиба принимаем по [2 стр. 25], для пассажирского электровоза при Vк=175 км/ч, . Принятую величину необходимо распределить между центральным и буксовым подвешиванием. По рекомендации [2 стр. 25] минимально допустимая величина статического прогиба буксового подвешивания , а минимально допустимая величина статического прогиба центрального подвешивания .

**3.2 Выбор конструкции центрального рессорного подвешивания**

По [ 2, прил. 1] принимаем электровоз-аналог ЧС8, нагрузка на опору кузова 84 кН и .

 (3.1)

где P2 - статическая нагрузка на опору кузова проектируемого электровоза.

 (3.2)

Полученная величина статического прогиба центрального подвешивания ≥ тогда условие выполняется

**3.3 Проектирование и расчёт буксового рессорного подвешивания пассажирских электровозов**

При опорно-рамном подвешивании тягового двигателя и тяговом приводе II класса неподрессоренная масса, приходящаяся на одну ось, состоит из массы колёсной пары и букс, массы зубчатого колеса с опорными подшипниками и части массы корпуса редуктора с шестерней:

Mн=Mкп+2·Mбукс+4/5·Mтр+2/5·Mпм (3.3)

Mн=2.5+4/5·0.9+2/5·0.05=3.24 т

Величина нагрузки на пружину

Pп=0.5·(2П-9.8·Mн) (3.4)

Pп=0.5·(201-9.8·3.24)=84.624 т

Статическая нагрузка на пружину

 (3.5)

Исходные данные для расчёта цилиндрической однорядной пружины:

* Общее число витков n=5;
* Число рабочих витков nр=3.5;
* Диаметр прутка d=40·10-3 м;
* Средний диаметр пружины D=180·10-3 м;
* Высота пружины в свободном состоянии hсв=260·10-3 м.

Коэффициент концентрации напряжений для пружины:

 (3.6)

Индекс пружины C=D/d=180/40=4,5.

Наибольшие касательные напряжения в пружине при действии статической нагрузки P:

 (3.7)

Коэффициент запаса статической прочности

 (3.8)

Так как 1.7<1.7178<2, то пружина достаточно прочна.

#### Статический прогиб пружины под нагрузкой

 (3.9)

Требование по величине прогиба 33,737 >25,6 мм выполняется.

Жёсткость пружины

 (3.10)

Максимальная (предельная) нагрузка на пружину

 (3.11)

А прогиб пружины под этой нагрузкой

 (3.12)



Прогиб пружины до полного соприкосновения витков

fсж=hсв-(nр+1)·d (3.13)

fсж=260-(3.5+1)·40=80 мм

#### Коэффициент запаса прогиба

 (3.14)

Так как и Kf>1.7 то согласно рекомендациям [1], выбранные геометрические параметры пружины обеспечивают её нормальную работу в системе буксового рессорного подвешивания.

Рассчитанная пружина обладает устойчивостью, так как

**3.4 Выбор гасителя колебаний**

Выбираем по [1] гидравлический гаситель колебаний производства Чехословакии ТБ 140. Его характеристики приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 Технические характеристики гидравлического гасителя колебаний

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | Величина |
| Параметр сопротивления, кН·с/м Масса гасителя, кгДиаметр цилиндра, ммДиаметр штока, ммХод поршня, ммНаименьшая длина между осями головок, мм | 10010.56335140310320 |

**4. РАСЧЁТ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ НА СТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ**

**4.1 Составление расчётной схемы рамы тележки и определение величины действующих нагрузок**

Расчётная схема рамы тележки пассажирского электровоза имеет вид показанный на рисунке 4.1.

Численные значения сил P1- P4 и R рассчитываются по формулам

 (4.1)

 (4.2)

P3=9.8·(Mспб+Mтэд) (4.3)

P3=9.8·(0.312+3.4)=36.38 кН

P5=9.8·0.5·Mтэд (4.4)

P5=9.8·0.5·3.4=16.66 кН

 (4.5)

Расстояния между расчётными точками для схемы рисунка 4.1 определяются по следующим формулам:

l1=bт/2 (4.6)

l5=lт/2-B1/2 (4.7)

l3=lкчб-B1/2+lпчб/2 (4.8)

l4=l5-2·aт/2+L/2 (4.9)

l2=l5-2·aт/2-L/2 (4.10)

l6=l5-(lподв+Δ+B2/2) (4.11)

l1=2.1/2=1.05 м

l5=4.4/2-0.15/2=2.125 м

l3=0.44-0.15/2+1.254/2=0.992 м

l4=2.125-2.74/2+0.7/2=1.105 м

l2=2.125-2.74/2-0.7/2=0.405 м

l6=2.125-(1.18+0.04+0.3/2)=0.755 м

**4.2 Расчёт и построение единичных эпюр изгибающих и крутящих моментов**

При нагружении расчётной схемы рамы тележки единичным моментом X1 деформацию изгиба испытывают передняя концевая поперечная балка (участок 1-2, рис 5.2) и средняя поперечная балка (участок 15-16), а деформацию кручения левая часть боковины (участок 3-7).

В этом случае изгибающие моменты:

При нагружении расчётной схемы рамы тележки единичным моментом X2 деформацию изгиба испытывают задняя концевая поперечная балка (участок 13-14) и средняя поперечная балка (участок 15-16), а деформацию кручения правая часть боковины (участок 8-12).

В этом случае изгибающие и крутящие моменты

**4.3 Расчёт и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов от внешней нагрузки**

Расчётная схема заданной схемы представлена не только сосредоточенными силами, приложенными по осевой линии боковины, и симметричными относительно средней поперечной балки, но и сосредоточенными силами, приложенными к концевым поперечным балкам со смещением относительно их осевых линий. В результате внешняя нагрузка для рассматриваемой расчётной схемы вызывает деформацию изгиба и кручения.

Изгибающие моменты в расчётных точках определяются следующими выражениями

Ми2= -P5·l4/2 (4.12)

Ми3= P5·l6/2 (4.13)

Ми4= P5·l6/2-P1·l2 (4.14)

Ми5= P5·l6/2-P1·l3+R·(l3-l2)-P2·(l3-l6)/2 (4.15)

Ми6= P5·l6/2-P1·l4+R·(l4-l2)-P5·(l4-l6)/2 (4.16)

Ми7=P5·l6/2-P1·l5+R·(l5-l2)-P5·(l5-l6)/2+R·(l5-l4) (4.17)

Ми8=P5·l6/2-P4·l5+R·(l5-l2)-P5·(l5-l6)/2+R·(l5-l4) (4.18)

Ми9=P5·l6/2-P4·l4+R·(l4-l2)-P5·(l4-l6)/2 (4.19)

Ми10=P5·l6/2-P4·l3+R·(l3-l2)-P5·(l3-l6)/2 (4.20)

Ми11=P5·l6/2-P4·l2 (4.21)

Ми12=P5·l6/2 (4.22)

Ми13=-P5·l4/2 (4.23)

Mи16=(4·R-P1-P2-P4-P5)·l1 (4.24)

Ми2= -8.75 кН·м Ми3= 6.29 кН·м

Ми4= 3.28 кН·м Ми5= 20.17 кН·м

Ми6= 22.86 кН·м Ми7= 87.51 кН·м

Ми8= 87.51 кН·м Ми9=22.86 кН·м

Ми10=20.17 кН·м Ми11=3.28 кН·м

Ми12=6.29 кН·м Ми13=--8.75 кН·м

Mи16=19.08 кН·м

Крутящие моменты для участков расчётной схемы определяются следующим образом

Mк1-2=-P5·l6/2 (4.25)

Mк3-7=-P5·l1/2 (4.26)

Mк8-12=-P5·l1/2 (4.27)

Mк13-14=P5·l6/2 (4.25)

Mк1-2=--6.29 кН·м Mк3-7=8.75 кН·м

Mк8-12=-8.75 кН·м Mк13-14=6.29 кН·м

Построенные в результате расчётов эпюры представлены на рисунке 4.3.

**4.4 Расчёт единичных и грузовых перемещений, определение численных значений Х1 и Х2**

Единичные перемещения рассчитываются по формулам:

 (4.27)



 (4.28)

м

 (4.29)

Грузовые перемещения

Составляем систему канонических уравнений метода сил для расчёта рамы тележки при статической вертикальной нагрузке

δ1,1·X1+δ1,2·X2+Δ1,р=0

δ2,1·X1+δ22·X2+Δ2,р=0

X1=7.261;

X2=7,261.

Значения результирующих изгибающих моментов

По результатам строим результирующую эпюру изгибающих моментов от X1 и X2 (рисунок 4.5). Значения результирующих крутящих момент

#### Результирующая эпюра крутящих моментов представлена на рисунке 4.6

**4.5 Расчёт и построение суммарных эпюр**

Суммарная эпюра изгибающих моментов для рамы тележки пассажирского электровоза рассчитывается путём суммирования эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки с результирующей эпюрой изгибающих моментов от X1 и X2.

Из сопоставления видно, что суммированию подлежат только эпюры на концевых поперечных балках и на средней поперечной балке, а для боковины суммарные изгибающие моменты в точках 3-12 численно равны изгибающим моментам в этих точках, вызванным внешней нагрузкой и ранее рассчитанным формулам.

Суммарные изгибающие моменты определяются

По результатам расчёта строим эпюры (рисунок 4.7)

Суммарная эпюра крутящих моментов для рамы тележки пассажирского электровоза рассчитывается путём графического суммирования эпюры крутящих моментов от внешней нагрузки с результирующей эпюрой крутящих моментов от X1 и X2.

Из сопоставления видно, что суммированию подлежат только эпюры на боковине, а для концевых поперечных балок суммарные крутящие моменты в точках 1-2 и 3-14 численно равны крутящим моментам на этих участках, вызванным внешней нагрузкой и ранее рассчитанным формулам.

Суммарные крутящие моменты определяются

**4.6 Расчёт напряжений в сечениях рамы тележки и оценка статической прочности**

Напряжения в сечения рамы тележки при изгибе и кручении:

 (4.25)

 (4.26)

Эквивалентные напряжения согласно третьей теории прочности

 (4.27)

Расчёт выполняется в форме таблицы 4.1

Таблица 4.1– Расчёт напряжений в сечениях рамы тележки

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номерсечения | Суммарный изгибающий момент Mи, кН·м | Суммарный крутящий момент Mк, кН·м | Моменты сопротивления | Напряжения |
| При изгибеWx·10-3м3 | При крученииWx·10-3м3 | σи,МПа | τк,МПа | σэ,МПа |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1 | 7.261 | -6.29 | 0.547 | 0.591 | 13.274 | -10.643 | 25.086 |
| 2 | -1.489 | -6.29 | 0.547 | 0.591 | 2.722 | -10.643 | 21.459 |
| 3 | 629 | -1.489 | 0.721 | 0.964 | 8.724 | -1.545 | 9.255 |
| 4 | 3.28 | -1.489 | 0.721 | 0.964 | 4.594 | -1.545 | 5.499 |
| 5 | 20.17 | -1.489 | 1.452 | 1.551 | 13.891 | -0.96 | 17.577 |
| 6 | 22.86 | -1.489 | 2.183 | 2.137 | 10.472 | -0.697 | 10.559 |
| 7 | 87.51 | -1.489 | 2.183 | 2.137 | 40.087 | -0.697 | 40.111 |
| 8 | 87.51 | -1.489 | 2.183 | 2.137 | 40.087 | +0.697 | 40.111 |
| 9 | 22.86 | -1.489 | 2.183 | 2.137 | 10.472 | +0.697 | 10.559 |
| 10 | 20.17 | -1.489 | 1.452 | 1.551 | 13.891 | 0.96 | 17.557 |
| 11 | 3.28 | -1.489 | 0.721 | 0.964 | 4.549 | 1.545 | 5.499 |
| 12 | 6.29 | -1.489 | 0.721 | 0.964 | 8.724 | 1.545 | 9.255 |
| 13 | -1.489 | 0.29 | 0.547 | 0.591 | -2.722 | 10.643 | 21.459 |
| 14 | 7.261 | 6.29 | 0.547 | 0.591 | 13.274 | 10.643 | 25.086 |
| 15 | -14.522 | 0 | 2.494 | 3.19 | -5.823 | 0 | 5.823 |
| 16 | 4.558 | 0 | 2.494 | 3.19 | 1.828 | 0 | 1.825 |

По [2, табл. 5.2] выбираем сталь, для изготовления рамы тележки, марки 15ХСНД, предел текучести σт = 350 Мпа, σ–1=220 МПа, σ0=340 МПа.

Статическая прочность обеспечена, так как максимальная эквивалентная прочность в таблице 4.1: 40.111 < 0.55 · σт = 195,5 МПа.

**4.7 Проверка рамы тележки на усталостную прочность**

Среднее напряжение цикла

σm= (4.28)

По таблице 4.1 σm = 40.111 МПа.

Коэффициент динамики, отражающий совместное влияние на сложное напряжённое состояние рамы тележки совокупности вертикальных и горизонтальных усилий, развивающихся при движении электровоза с конструкционной скоростью по прямому участку пути

 (4.29)

Эмпирический коэффициент А определяется по формуле:

 (4.30)



Амплитуда напряжения цикла определяется по формуле:

σv = Kд·σmax (4.31)

σv = 0.572 · 40.111 = 22.943 МПа

Величина коэффициента характеризующего чувствительность металла к асимметрии цикла:

 (4.32)

где σ-1 – предел выносливости стали при симметричном цикле, σ-1=220 МПа;

σ0 – предел выносливости стали при пульсирующем цикле, σ0= 340 МПа.

Эффективный коэффициент, учитывающий понижение выносливости детали

 (4.33)

где βк – эффективный коэффициент концентрации напряжений, βк = 1.6;

К1 – коэффициент неоднородности материала детали, К1=1.1;

К2 – коэффициент влияния внутренних напряжений в детали, К2=1;

* – коэффициент влияния размерного фактора, γ=0,7;

m – коэффициент состояния поверхности детали, m=0.82;

η – коэффициент возможного отклонения от технологии, η=1,0.

Данные параметры выбираются согласно рекомендациям [2, стр.56].

Коэффициент запаса усталостной прочности по формуле Серенсена-Кинасошвили

 (4.34)

Условие усталостной прочности выполняется.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В курсовом проекте разработана система рессорного подвешивания пассажирского электровоза. В качестве прототипа взят электровоз ЧС8, а также его основные характеристики. Выполнен расчёт нагрузок действующих на раму тележки, напряжений в сечениях рамы тележки, произведена проверка на прочность. Все требования предъявляемые рессорному подвешиванию удовлетворяют норме.