

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА (МИИТ)»
(РУТ (МИИТ))**

Одобрено кафедрой
«ТЯГОВЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ»

Протокол № ____ от _____ 201__ г.

Автор: _____

**ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ С МЕТОДИЧЕСКИМИ
УКАЗАНИЯМИ**

ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Механическая часть электроподвижного состава

Уровень ВО: *Специалитет*

Форма обучения: *Заочная*

Курс: *5*

Специальность/Направление: *23.05.03 Подвижной состав железных
дорог (ПСС)*

Специализация/Профиль/Магистерская программа: *(ПЭ) Электрический
транспорт железных дорог*

Москва

Составитель: канд.техн.наук, профессор В.А.РАМЛОВ

Рецензент: канд.техн.наук, доцент М.А.ИБРАГИМОВ

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

В курсовом проекте предлагается выполнить упрощенную проверку прочности и выносливости рамы двухосной тележки современного грузового электровоза путем расчета коэффициентов запаса статической и усталостной прочности. Эти показатели должны иметь достаточную величину, чтобы в течение всего срока службы локомотива вероятность появления повреждений была близка к нулю.

Вам дается чертеж тележки электровоза (рис.1.1). Используя его, необходимо в соответствии с исходными данными составить расчетную схему, затем определить все основные нагрузки, рассчитать напряжения и сделать заключение о прочности и выносливости рамы.

Рис.1.1.

Оформление курсового проекта

1. Проект оформляется в виде чертежей и расчетной записки с учетом требований ЕСКД (ГОСТ 2.105-68).

Записка выполняется на одной стороне листа. С правой стороны листа оставляются поля шириной 25-30 мм.

2. В расчетной записке нужно написать заголовок, т.е. наименование проекта, отражающее его содержание, и выписать из таблиц 1, 2 и 3 исходные данные, которые соответствуют варианту задания, в рекомендованном ниже порядке.

3. Все расчетные операции и графические построения, обязательные при выполнении проекта, имеют нумерацию соответственно шагу.

Ни в коем случае не следует переписывать текст пояснений или выдержки из литературных источников. Если возникает потребность сделать пояснения к выполненным расчетам или построениям, то их необходимо сформулировать самостоятельно как можно короче и яснее.

4. Программа разделена на отдельные шаги, которые имеют сквозную нумерацию. В записке достаточно указать только номер шага и его заголовок и далее вести требуемый расчет. Записываются наименование рассчитываемой величины, расчетная формула в общем виде, после чего через знак равенства ее численное выражение и результат. Значения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулы, расшифрованы в задании. В записке их повторять не обязательно, но нужно уметь объяснить их при защите курсового проекта. Если на основании расчетной формулы заполняется таблица или графа (строка) таблицы, то записывается формула в общем виде и затем один раз приводятся ее численное выражение и результат с указанием значения параметра, для которого результат получен.

Пример записи расчетной операции второго пункта ш.11:

11.2. Коэффициенты вертикальной динамики

$$K_{\delta} = 0,1 + \frac{0,1V}{f_{cm}} ;$$

для конструкционной скорости 100 км/ч

$$K_{\delta} = 0,1 + \frac{0,1 \cdot 100}{86} = 0,216.$$

Результаты расчетов можно округлять до трех значащих разрядов, например: 0,0318; 0,318; 31,8 и т.п.

5. Пояснения к расчетам завершаются контрольными вопросами, на которые необходимо подготовить обоснованные ответы. Это поможет вам при защите курсового проекта.

6. Все графики и расчетные схемы следует выполнять карандашом на миллиметровой бумаге. Для удобства построения и пользования графиками координатные оси нужно проводить по жирным линиям миллиметровой сетки. Расчетные точки, через которые проводятся линии графика, должны быть отмечены на кривых.

Для графических построений важен правильный выбор масштабов, поэтому рекомендуется пользоваться нормальным рядом масштабов: 0,1; 0,2 (0,25); 0,4; 0,5; 1,0; 2,0 (2,5); 4,0; 5,0; 10,0 единиц/мм и т.д.

7. Все таблицы и рисунки должны иметь нумерацию соответственно принадлежности их к определенным шагам. Например, третья таблица второго шага обозначается: таблица 2.3.

Рисунки и таблицы размещаются после ссылки на них в тексте работы или на следующей странице, если они выполнены на отдельных листах.

8. Расчеты выполняются в системе единиц СИ, т.е. масса измеряется в кг (т), сила в Н (кН), напряжение в Па (МПа), размеры в м (мм), скорость в м/с и км/ч.

9. Ошибки, отмеченные рецензентом, должны быть исправлены аккуратно. Для исправлений можно использовать обратную (чистую) сторону предыдущего листа. При большом количестве исправлений на одной странице ее нужно переписать и вклеить за страницей с замечаниями рецензента. Нельзя заклеивать или вырывать страницы с ошибочными расчетами.

10. Выполнение перечисленных требований к оформлению работы является обязательным условием для допуска работы к защите. Допускается представление курсового проекта в компьютерной распечатке с приложением алгоритма расчета. При этом графическая часть выполняется вручную.

Исходные данные для расчета

Таблица 1

База тележки и параметры кривой

Сумма двух последних цифр шифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	18	17	16	15	14	13	12	11	10
База тележки 2а, м	3,25	3,20	3,00	2,95	3,10	3,05	3,10	3,25	3,15
Радиус кривой, ρ, м	400	275	375	250	350	225	325	200	300
Возвышение, h, мм	50	100	50	150	50	150	100	150	100

Таблица 2

Параметры экипажа

Исходные данные	ж _р , кН/м	1700	1600	1500	1400	1300	1200
	b ₂ , мм	12	10	10	12	12	10
	b ₃ , мм	20	18	20	18	20	18
	2Π _{ст} , кН	225	230	235	240	245	250
Р _д , кН	ж _{пр} , кН/м	b ₁ , м	Последние цифры шифра				
45,0	2500	12	01	02	03	04	05
47,0	2200	14	07	08	09	10	11
43,5	2350	16	13	14	15	16	17
45,0	2500	14	19	20	21	22	23
47,0	2350	16	25	26	27	28	29
43,5	2050	12	31	32	33	34	35
44,5	2200	16	37	38	39	40	41
47,0	2500	12	43	44	45	46	47
43,5	2350	14	49	50	51	52	53
45,0	2050	12	55	56	57	58	59
47,0	2200	14	61	62	63	64	65
43,5	2050	16	67	68	69	70	71
45,0	2050	14	73	74	75	76	77
47,0	2500	16	79	80	81	82	83
43,5	2200	12	85	86	87	88	89
45,0	2350	16	91	92	93	94	95
44,4	2050	12	97	98	99	00	

Примечание. В таблице 2 указаны веса следующих типов двигателей:
 НБ418К – 43,5 кН (электровоз ВЛ80^Т); НБ-420 – 45,0 кН (электровоз ВЛ82^М);
 ТЛ-2К – 47,0 кН (электровоз ВЛ10); НБ-514 – 44,5 кН (электровоз ВЛ85).

Таблица 3

Вероятности эксплуатации локомотива
 с различными среднеинтервальными скоростями p_i

i – номер интервала	1	2	3	4	5
Интервал, км/ч	0...20	20...40	40...60	60...80	80...100
Средняя скорость, км/ч	10	30	50	70	90
Цифра 0	0,1	0,1	0,6	0,1	0,1
третьего 1	0,05	0,2	0,6	0,1	0,1
разряда 2	0,05	0,05	0,5	0,2	0,05
шифра 3	-	0,1	0,6	0,2	0,2
4 и более	0,05	0,1	0,5	0,25	0,1

ПОРЯДОК ЗАПИСИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Вариант – указать шифр, цифру третьего разряда и сумму двух последних цифр шифра (первого и второго разряда).

База тележки 2а, м.

Нагрузка от оси на рельс $2P_{ст}$, кН.

Тип и вес тягового двигателя P_d , кН.

Толщина листов боковины рамы:

стенки b_1 , мм;

полки b_2 , мм;

накладки b_3 , мм.

Жесткость:

листовой рессоры $ж_r$, кН/м;

пружины $ж_{пр}$, кН/м.

Радиус кривой ρ , м.

Возвышение наружного рельса в кривой h , мм.

Вероятности среднеинтервальных скоростей $p_1, \dots, p_5$.

ВВЕДЕНИЕ

В процессе управления поездом машинист часто изменяет режим работы локомотива (разгон, движение при действии силы тяги с низкими или высокими скоростями, выбег, торможение). Движение происходит в различных условиях в зависимости от состояния пути, времени года, профиля пути, наличия кривых разного радиуса и т.д.

В соответствии с режимом и условиями движения меняются по величине, направлению и характеру силы, приложенные к раме тележки. Учет всего многообразия силовых факторов и некоторых конструктивных особенностей рамы тележки невозможен в рамках курсового проекта, поэтому расчетные схемы составляются с рядом значительных упрощений.

Статическая прочность оценивается по максимальному напряжению при наиболее неблагоприятном сочетании всех силовых факторов.

Усталостная прочность зависит от постоянной и переменной составляющих циклической нагрузки. По своему влиянию на долговечность силовые факторы можно разделить на две группы. В первую группу входят нагрузки весовые и медленно изменяющиеся во времени, а именно: усилия, действующие при движении в кривой, и усилия, возникающие при работе тяговых двигателей и торможении. Во вторую группу входят переменные силы, сопровождающие колебания надрессорного строения. Эти силы носят случайный характер как по частоте, так и по амплитуде. Оценка усталостного воздействия совокупности сил той и другой групп возможна путем приведения их к усредненным значениям, т.е. эквивалентной по своему усталостному воздействию циклической нагрузке с неизменными средним и амплитудным значениями.

Для выполнения проекта необходимо внимательно изучить конструкцию тележки и использовать методические указания по его выполнению.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Вы рассчитываете раму унифицированной тележки грузового электровоза (см.рис.1.1) двухосная, с поводковыми буксами, индивидуальным приводом и двухступенчатым подвешиванием. Рама тележки сварена из двух боковин, двух концевых балок и шкворневой балки. Шкворневая балка литая, остальные сварены из листового проката. К боковинам приварены кронштейны для люлечных подвесок кузова и кронштейны для крепления поводков и рессор.

Шкворневая балка имеет полость для размещения шкворня кузова и приливы для крепления подвесок тяговых двигателей.

Продольные усилия между кузовом и тележкой передаются через шаровой шарнир шкворня и ползун, размещенный в корпусе под шкворневой балкой. Вертикальные и поперечные силы передаются через упругие люлечные подвески; последние создают возвращающее усилие при отклонении кузова от среднего положения.

Более подробные сведения о конструкции тележки можно получить в инструкционных книгах.

1. Стержневая система рамы тележки

При расчете рама тележки рассматривается как пространственная стержневая система. Примерный вид стержневой системы показан на рис.1.2. За начало координат принят центр симметрии рамы.

Стержни системы – это оси элементов рамы, проходящие через центры тяжести площадей поперечных сечений. Для упрощения схемы все горизонтальные элементы приняты прямолинейными без учета изменения формы поперечных сечений на отдельных участках балок. Положение

расчетной плоскости принимается на высоте $h_p = 1000$ мм над уровнем головок рельсов.

Рама тележки представляет собой пространственную статически неопределимую систему с двумя замкнутыми контурами, каждый из которых образован шкворневой балкой, половинами боковин и концевой балкой.

Расчет статически неопределимой системы производится методом сил, который заключается в превращении системы в статически определимую посредством разрезания «лишних» стержней. При этом в местах разрезов должны быть приложены неизвестные усилия и моменты (рис.1.2).

Рис.1.2.

В пространстве каждый контур имеет 6 лишних неизвестных: 3 силы и 3 момента. Это означает, что степень статической неопределимости равна в данном случае 12, так как при освобождении от статической неопределимости путем разрезания контуров в местах разрезов появляется двенадцать неизвестных силовых факторов. Условием решения такой системы является равенство нулю взаимных перемещений концов разрезанных стержней под действием неизвестных силовых факторов.

Соответственно числу неизвестных составляется система канонических уравнений, решение системы дает значения силовых факторов в разрезах. Дальнейший расчет такой стержневой системы состоит в определении изгибающих и крутящих моментов и перерезывающих сил в сечениях стержней при отдельных видах нагружения; после чего рассчитываются напряжения в опасных сечениях.

Напряжения от отдельных сил суммируются, так как одновременно на раму тележки могут действовать тяговые и другие нагрузки. По суммарным напряжениям в опасном сечении определяется запас прочности рамы.

В курсовом проектировании можно рассматривать раму как статически определимую систему, если пренебречь влиянием концевых балок.

Влияние концевых балок отсутствует при симметричном нагружении левой и правой боковин тележки, а в случае несимметрии полученные при

расчете напряжения будут несколько завышены, что допустимо при ориентировочном расчете на прочность.

При отсутствии замкнутых контуров расчет на прочность после определения системы внешних сил производится отдельно для четверти рамы, т.к. расчетная схема симметрична, и отброшенную часть рамы можно заменить заделкой. При такой расчетной схеме максимальный изгибающий момент будет действовать в заделке.

Именно это сечение в средней части боковины является опасным, т.е. подлежащим проверке на прочность.

Оформление шага

1.1. На чертеже тележки (рис.1.1) показать цветным карандашом расчетные оси элементов рамы и систему координат и вклеить его в записку. Указать высоту расположения расчетной плоскости над уровнем головок рельсов h_p .

Расстояние между осями колесных пар (базу тележки) $2a$ выбрать из таблицы вариантов по сумме цифр шифра.

1.2. Из чертежа рамы тележки по расчетным осям элементов определить следующие размеры стержневой системы (см.рис.3.1): длину стержней $2l$, расстояние до подвески кузова x_k , расстояния от оси шкворневой балки до оси подвески двигателя x_d , до осей шарниров рессорных подвесок x_{p1} и x_{p2} и до осей шарниров поводков буксы $x_{п1}$ и $x_{п2}$; расстояния от расчетной плоскости рамы до осей шарниров поводков букс $z_{п1}$ и $z_{п2}$ и до центра сферического шарнира шкворня $z_{ш}$.

1.3. Записать размерные цепи, по которым определяются размеры $z_{п1}$ и $z_{п2}$, а также x_d .

1.4. На миллиметровой бумаге изобразить в рекомендованном масштабе стержневую систему рамы с указанными на рис.1.3 размерами в метрах с округлением до трех значащих цифр. Показать пространственную систему координат с выбранным положительным направлением осей.

Рис.3.1.

2. Характеристики среднего сечения боковины рамы

Максимальные изгибающие моменты от приложенных к раме тележки сил действуют в средней части боковины; поэтому для последующих прочностных расчетов нужно определить параметры сечения в середине боковины.

Как видно из чертежа тележки, в расчетном сечении в боковину вварена трубчатая концевая часть шкворневой балки. Упрощенный расчет прочности можно выполнять для сечения, состоящего только из основных элементов, а именно вертикальных и горизонтальных листов (см.сечение АА на рис.1.1 и сечение в увеличенном масштабе на рис.2.1). Расчетные напряжения при таком приближении могут оказаться завышенными, что необходимо учесть при окончательной оценке прочности рамы.

Пространственная система сил, действующих на раму тележки при некоторых режимах движения, вызывает изгиб боковины в двух плоскостях, поэтому для расчетного сечения необходимо определить моменты сопротивления изгибу относительно осей y и z . Расчет геометрических характеристик сечения производится табличным методом (см.табл.2.1 и 2.2).

Таблица 2.1

Расчет моментов инерции сечения относительно оси y

Номер элемента i	F_i , см^2	z'_i , см	$z'_i \cdot F_i$, см^3	z_i , см	$z_i^2 \cdot F_i$, см^4	J'_{yi} , см^4
1						
2						
3						
4						
5						
Σ						

Таблица 2.2

Расчет моментов инерции сечения относительно оси z

Номер элемента i	$F_i, \text{см}^2$	$y_i, \text{см}$	$y_i^2 \cdot F_i, \text{см}^4$	$J'_{zi}, \text{см}^4$	
1					
2					
3					
4					
5					
Σ					

В таблице указывают:

- 1) порядковые номера элементов сечения;
- 2) площади их поперечных сечений $F_i, \text{см}^2$;
- 3) ординаты z'_i центров тяжести элементов относительно вспомогательной оси y' , см (см.рис.2.1);
- 4) статические моменты площади элементов z'_i, F_i относительно оси y' , см^3 ;

Рис.2.1.

После этого рассчитайте ординату центра тяжести всего сечения

$$z_c = \frac{\sum z_i F_i}{\sum F_i} ;$$

Далее в той же таблице впишите:

- 5) абсциссы центров тяжести элементов относительно нейтральных осей всего сечения, проходящих через его центр тяжести, см:

$$z_i = z'_i - z_c ,$$

- 6) произведения $y_i^2 \cdot F_i, \text{см}^4$.

- 7) моменты инерции каждого элемента относительно нейтральной оси $y, \text{см}^4$:

$$J_{yi} = \frac{ac^3}{12},$$

где a – размер элемента по горизонтали, см;

c – размер элемента по вертикали, см.

В последней строке производят суммирование по столбцам.

В табл.2.2 записывают соответствующие величины: координаты y_i , см, произведения y_i^2 , F_i , см⁴, моменты инерции элементов относительно оси z

$$J_{zi} = \frac{ca^3}{12}.$$

Моменты инерции всего сечения определяют суммированием:

$$J_y = \sum z_i^2 F_i + \sum J_{yi},$$

$$J_z = \sum y_i^2 F_i + \sum J_{zi}.$$

В дальнейшем при проверке прочности рамы необходимо обратить внимание на максимальные напряжения от вертикального и горизонтального изгибающих моментов в волокнах, наиболее удаленных от нейтральных осей сечения, а именно в углах сечения нижнего листа в точках 1, 6. Моменты сопротивления изгибу вокруг горизонтальной оси y для волокон, проходящих через указанные точки,

$$W_{y1} = W_{y6} = \frac{J_y}{z_1}.$$

Моменты сопротивления изгибу вокруг вертикальной оси для волокон, проходящих через те же точки,

$$W_{z1} = W_{z6} = \frac{J_z}{y_1},$$

где z_1 и y_1 – расстояние от точки 1 до горизонтальной и вертикальной нейтральных осей.

В остальных угловых точках 2...5 моменты сопротивления изгибу имеют большие значения, следовательно, напряжения в них будут меньше.

Оформление шага

2.1. Начертить эскиз расчетного сечения с указанием размеров по образцу рис.2.1. Размеры вертикальных и горизонтальных элементов сечения указаны на рис., а толщина листов – в исходных данных.

2.2. Заполнить три столбца табл.2.1 и рассчитать z_c . Показать на эскизе положение точки с и оси у.

2.3. Заполнить табл.2.1 и 2.2, дать примеры расчета J'_{yi} , J'_{zi} . Определить значения моментов сопротивления изгибу относительно осей у и z для точек 1, 6. Характеристики расчетного сечения определяйте в размерности (см), как это пока приводится в имеющихся справочниках. В конце расчета значения W_{y1} и W_{z1} покажите не только в см^3 , но и в м^3 .

3. Система сил от весовых нагрузок

Вертикальная нагрузка рамы складывается из собственного веса рамы, веса тормозного оборудования, веса подрессоренной части тяговых двигателей, передачи и системы первичного подвешивания, а также веса кузова, приходящегося на одну тележку (см.рис.1.1).

Величина реакций рессорных подвесок определяется в кН из условия

$$R = \frac{2P_{ст} - P_{нп}}{4},$$

где $2P_{ст}$ – нагрузка от оси на рельс, кН (см.таблицу исходных данных);

$P_{нп}$ – вес неподрессоренных частей, отнесенный к одной оси, кН.

Вес неподрессоренных частей складывается из половины веса тягового двигателя, весов колесной пары, букс и частично системы рессорного подвешивания и кожухов зубчатой передачи

$$P_{nn} = P_{kn} + 2P_{\bar{o}} + 2\frac{1}{3}P_p + 2\frac{2}{3}P_{кож} + \frac{P_{\partial}}{2} = 38 + \frac{P_{\partial}}{2}, \text{ кН}.$$

Нагрузку от веса кузова P_k определяют как разность веса электровоза, приходящегося на одну тележку, и веса тележки. Эта нагрузка передается через четыре подвески.

Вес тележки определяют как сумму весов боковин и шкворневой балки по интенсивности равномерно распределенной нагрузки q , веса концевых балок по интенсивности $0,2q$ при длине балок соответственно $2l$ или $2b$, веса тяговых двигателей и неподрессоренных частей. Численное значение q можно определить исходя из условного выражения $q = 2,2 + 0,012 F$, кН/м, где F – площадь поперечного сечения боковины рамы, см^2 , определенная на предыдущем шаге.

Оформление шага

3.1. Показать на чертеже тележки (выносками) элементы, составляющие неподрессоренную нагрузку.

3.2. Рассчитать реакции рессорной подвески R . По образцу рис.3.1 изобразить расчетную схему рамы при действии весовых нагрузок.

3.3. Самостоятельно вывести расчетную формулу и определить величину сосредоточенной нагрузки от веса кузова P_k .

3.4. Показать все вертикальные нагрузки рамы на схеме с указанием их величин в кН.

Распределенную нагрузку интенсивности q от веса собственных элементов рамы показать в виде прямоугольных эпюр на соответствующих стержнях системы.

4. Напряжение в опасном сечении рамы тележки от весовой нагрузки

Полная симметрия рамы и ее нагрузки относительно продольной x и поперечной y осей позволяет рассчитывать $1/4$ часть рамы. При этом расчетная схема приводится к плоскому изгибу консольной балки, жестко заделанной одним концом.

Расчетный изгибающий момент в заделке в $\text{кН}\cdot\text{м}$

$$M_y = R(x_{p1} + x_{p2}) - 0,5ql^2 - 0,2qbl - 0,25P_{\kappa} \cdot x_{\kappa}.$$

Напряжения рассчитываются обычным способом в МПа с учетом знака

$$\sigma_{\epsilon 1} = \frac{M_y}{W_{y1}} 10^{-3}.$$

Здесь M_y в кН , W_{y1} в м^3 .

Напоминаем, что $1 \text{ кгс/см}^2 \approx 10 \text{ Н/см}^2 = 100 \text{ кН/м}^2 = 100 \text{ кПа} = 0,1 \text{ МПа}$.

Положительными считаются напряжения растяжения, отрицательными – сжатия.

Оформление шага

4.1. Изобразить расчетную схему для передней половины одной из боковин в виде консольной балки с жестко заделанным левым концом. Показать на ней все вертикальные нагрузки, включая сосредоточенную нагрузку от отброшенной концевой балки и распределенную нагрузку от собственного веса боковины.

4.2. Рассчитать изгибающий момент.

4.3. Определить напряжение σ_{B1} в нижней точке опасного сечения.

5. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Расчет на статическую прочность производится для такого сочетания нагрузок, при котором напряжение в опасном сечении достигает максимума. Нагрузки, связанные с работой тяговых двигателей, зависят от ограничения силы тяги по сцеплению и с ростом скорости снижаются. Динамические

добавки к статическим нагрузкам с ростом скорости увеличиваются. Силы от центробежной нагрузки и от взаимодействия колес с рельсами зависят от скорости движения, радиуса кривой, возвышения наружного рельса и достигают наибольшего значения при скорости движения, максимально допустимой по условиям безопасности.

При трогании с места достигают максимума напряжения от системы сил, связанных с работой двигателя, но отсутствуют центробежная сила и динамические добавки. При движении с высокой скоростью на выбеге отсутствуют напряжения от тяговой нагрузки, но велики динамические добавки.

Каждому режиму движения соответствует свое сочетание нагрузок. Предварительные расчеты показывают, что максимальные напряжения, как правило, возникают при движении в кривой с возвышением в режиме тяги с максимально допустимой скоростью.

Величина скорости движения в кривой ограничивается из-за возрастающий боковых давлений от колес на рельсы и из-за больших поперечных ускорений, вызывающих ощущение дискомфорта.

Чрезмерное увеличение боковых давлений может иметь своим следствием недопустимое отжатие рельса или вползание гребня колеса на рельс.

Очевидно, что наибольшее боковое давление будет от наружного рельса на первое по ходу колеса (направляющее усилие).

Безопасность движения и устойчивость рельсо-шпальной решетки пути обеспечиваются, если направляющее усилие не превышает 90 кН. Для определения допустимой скорости движения в кривой необходимо решить систему уравнений равновесия сил, действующих на тележку, но эта задача рассматривается в курсе «Динамика ЭПС».

В этом курсовом проекте величина допустимой скорости движения в кривой без возвышения V_{∂} , км/ч для двухосной тележки может быть рассчитана по эмпирическому выражению

$$V_{\partial} = \frac{350\sqrt{\rho}}{2\Pi_{cm} - 140} - 17,5 ,$$

где ρ - радиус кривой, м;

$2\Pi_{ст}$ – нагрузка от оси на рельс, кН.

Условие безопасности движения в кривой с возвышением будет соблюдаться в такой же мере, как и в кривой без возвышения, если действующие системы сил будут одинаковы. Центробежная сила C в кривой без возвышения должна быть равной разности центробежной силы C_{ϵ} в кривой с возвышением и поперечной составляющей от опорной реакции

$$C = C_{\epsilon} - mg \frac{h}{2s},$$

где h – возвышение наружного рельса, м;

$2s = 1,6$ м – расстояние между опорными точками колесной пары на рельсах.

Если

$$C = \frac{mV_{\partial}^2}{\rho 3,6^2} \quad \text{и} \quad C_{\epsilon} = \frac{mV_{\partial\epsilon}^2}{\rho 3,6^2} ,$$

то

$$V_{\partial\epsilon} = \sqrt{V_{\partial}^2 + \frac{gh\rho \cdot 3,6^2}{2s}}$$

Таким образом, проверку статической прочности рамы в опасном сечении необходимо выполнить для следующих режимов работы:

Трогание с места ($V = 0$), когда максимума достигают напряжения от системы сил работающих двигателей.

Движение в кривой с возвышением и без возвышения с предельно допустимыми скоростями $V_{д}$ и $V_{дв}$, когда действуют одновременно все системы сил, соответствующие этим скоростям.

Движение с конструкционной скоростью V_k в прямом участке, когда необходимо учитывать нагрузки тяговую и динамическую, соответствующие конструкционной скорости.

Напоминаем, что весовая нагрузка действует постоянно при всех режимах работы, и дополнительные напряжения от случайной кососимметричной нагрузки могут появиться также при любом режиме работы.

Оформление шага

5.1. Рассчитать допустимую скорость движения в кривой без возвышения $V_{дв}$.

5.2. Рассчитать допустимую скорость движения в кривой с возвышением $V_{дв}$.

6. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАМУ ТЕЛЕЖКИ В КРИВОЙ

Полная система внешних сил, действующих на экипаж в кривой, рассмотрена в курсе «Динамика ЭПС». Здесь рассматривают появляющиеся в результате этого силы, передаваемые на раму тележки от кузова, тяговых двигателей и букс.

Для удобства расчета разделим их на **две группы**: силы, возникающие от **центробежных** нагрузок, и силы, причиной которых является **проскальзывание** колес по рельсам.

1. Система сил, возникающая при действии центробежного ускорения.

Центробежные силы распределены по всей массе движущегося экипажа. Для расчета распределенные центробежные силы приводятся к их равнодействующей, приложенной в центре масс движущегося тела. Так как центр масс расположен выше уровня осей колесных пар, то образуется момент, который перераспределяет вертикальные реакции рессорных подвесок. В результате боковина, расположенная со стороны наружного рельса кривой, оказывается перегруженной на величину $4R_c$, а боковина,

обращенная внутрь кривой, будет разгруженной на ту же величину. Схема действия сил показана на рис.6.1.

Рис.6.1.

Величина центробежной силы подрессоренных масс C_n , кН, отнесенной к раме одной тележки, определяется для допустимой скорости движения в кривой без возвышения по формуле

$$C_n = \frac{4P_{cm} - 2P_{nn}}{9,81} \cdot \frac{V_{\partial}^2}{3,6^2 \rho}.$$

Перераспределение вертикальных реакций может быть вычислено из условия равновесия тележки в плоскости y, z , для чего достаточно составить одно уравнение моментов относительно оси x :

$$\sum M_x = 4R_c \cdot 2b - C_n (h_c - 0,5D_{\partial}) = 0,$$

где $h_c = 2,2$ м – высота центра тяжести подрессоренных масс относительно уровня головок рельсов;

$D_{\partial} = 1,25$ м – расчетный диаметр колеса по кругу катания;

b – половина расчетной длины поперечных стержней рамы, м.

Из этого уравнения определяется искомая перегрузка R_c . Горизонтальные реакции H_c , кН, приложенные к буксовым направляющим рамы, принимаются равными между собой и определяются выражением

$$H_c = \frac{C_n}{8}.$$

2. Рамные силы, возникающие вследствие проскальзывания бандажей относительно рельсов.

Принудительный поворот тележки без качения колес приводит к проскальзыванию бандажей относительно рельсов.

Силы трения между колесами и рельсами препятствуют повороту колесных пар. Принудительный поворот колесных пар происходит под действием сил, передаваемых на буксы от рамы.

В плане колесная пара находится под действием системы сил, передаваемых на нее от рельсов и через поводки от боковин рамы тележки. Значит, со стороны колесных пар на боковины рамы действуют силы N_p , которые стремятся сдвинуть боковины относительно друг друга. Чтобы их вычислить, необходимо спроектировать силы трения на плоскости кругов катания колес и затем привести их к боковинам. Расчет производится по формуле

$$N_{pi} = \frac{f\Pi_{cm}}{2} \sin \alpha_i \frac{s}{b}.$$

Рамные силы рассчитываются для движения в кривой с допустимой скоростью при $h = 0$. Коэффициент трения при проскальзывании колес по рельсам $f = 0,25$.

Очевидно, что $\sin \alpha_i = \frac{s}{\sqrt{x_i^2 + s^2}}$, где абсциссы x_1 и x_2 определяются соответственно абсциссе полюса вращения x_c при положении тележки в кривой для допустимой скорости движения.

Схема действия продольных сил N_p на раму тележки показана на рис.6.1.

Рис.6.1.

Для упрощения расчета без большой погрешности при всех вариантах задания можно принять $\sin \alpha_1 = 0,246$, $\sin \alpha_2 = 0,969$.

Как видно из рисунка, продольные усилия стремятся повернуть раму в горизонтальной плоскости. Этому повороту препятствуют буксы, закрепленные на шейках осей колесных пар. В результате возникают поперечные горизонтальные реакции H_p , приложенные к буксовым направляющим. Величина этих реакций рассчитывается из условия равновесия рамы, выражаемого уравнением моментов сил H_p и N_p

$$2H_p \cdot a = (N_{p1} + N_{p2})b,$$

откуда легко определяется искомая реакция H_p , кН.

Оформление шага

6.1. Рассчитать центробежную силу $C_{\text{ц}}$, кН; реакции R_c и H_c , кН.

6.2. Определить рамные силы N_{p1} и N_{p2} , кН; реакции H_p , кН.

6.3. Рассчитайте силы $R_{\text{кс}}$ и $C_{\text{к}}/4$. Для этого необходимо использовать значение веса кузова, полученное при расчете весовых нагрузок; точку приложения силы $C_{\text{к}}$ принять на высоте $h_{\text{к}} = 1,7$ м над расчетной плоскостью рамы; плечо пары вертикальных реактивных сил $R_{\text{кс}}$ определите из расчетной схемы как $2b + 2y$.

6.4. Изобразить расчетную схему рамы в рекомендованном масштабе по примеру рис.6.1. На схеме показать определившиеся величины сил.

7. НАПРЯЖЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ РАМЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ В КРИВОЙ

Для расчета напряжений выбирается четверть рамы, передняя по ходу со стороны наружного рельса, т.е. располагающаяся в IV квадранте координатной системы xu . Именно для этой четверти суммарные напряжения от сил в кривой $\sigma_{\text{кр}}$ оказываются наибольшими. Направление движения локомотива показано стрелкой на рис.6.1 задания. Естественно, что в таких условиях может оказаться любая четверть боковины при других сочетаниях направления движения и направления действия центробежной силы.

Система сил R_c , H_c , N_p , H_p создает в заделке консоли два изгибающих момента; момент M_y , действующий в вертикальной плоскости, и момент M_z , действующий в горизонтальной плоскости.

Для определения напряжений в расчетном сечении необходимо составить уравнения изгибающих моментов M_y и M_z , учитывая знаки и плечи сил, действующих в плоскостях xz и xu .

Сжатие боковины силами N_p и кручение силами H_c и H_p не учитывается вследствие малости вызываемых ими напряжений, не имеющих существенного значения при ориентировочном расчете на прочность.

Оформление шага

- 7.1. Изобразить расчетную схему для части боковины в IV квадранте.
- 7.2. Самостоятельно составить уравнения для определения моментов сил в опасном сечении, действующих на тележку при движении в кривой.
- 7.3. Рассчитать изгибающие моменты.
- 7.4. Изобразить эпюры изгибающих моментов в масштабе.
- 7.5. Определить в МПа напряжения в точках 1 и 6 опасного сечения с учетом знака (табл.7.1).

Таблица 7.1

Напряжение в расчетных точках 1 и 6, МПа

Точки сечения		1	6
Напряжения от изгиба относительно оси у	σ_y		
Напряжения от изгиба относительно оси z	σ_z		
Суммарные напряжения	$\sigma_{кр}$		

Изгиб моментом M_z , создает в левой половине сечения, содержащей точки 1, 2, 3, напряжение растяжения, в правой половине – напряжение сжатия.

8. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАМУ ТЕЛЕЖКИ ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЕЙ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ

Тележка представляет собой сложную механическую систему, основными элементами которой являются рама, колесные пары, тяговые двигатели, редукторы и подвешивание. В режиме тяги между элементами системы возникают внутренние взаимодействия, вызывающие

дополнительные напряжения. В проекте рассчитывается рама тележки, поэтому здесь рассматривается только система сил, приложенных к раме.

На раму действуют силы тяги, которые передаются от колесных пар и букс через буксовые поводки. Сила тяги двух двигателей через шкворневую балку передается на раму кузова и далее на автосцепку.

Одновременно на кронштейны подвески двигателей на раме тележки действуют силы от корпуса двигателя (реакции двигателя), величина которых в кН

$$P_{\partial m} = \frac{F_{\partial} D_{\partial}}{2L_{\partial}},$$

где L_{∂} – расстояние от оси колесной пары до оси шарнира подвески двигателя, которое определяется по чертежу тележки, м.

Схема действия сил показана на рис.8.1 задания.

Рис.8.1

Как видно из схемы, активные пары сил P_F уравниваются парами реактивных сил R_F .

Поскольку известны активные силы и все плечи, нужно самостоятельно составить расчетное выражение для определения величины R_F .

Необходимо обратить внимание на действие системы сил $\sum 0,25F_d$ и $2F_d$, где F_d – сила тяги одного двигателя. Если вы правильно определили все размеры в расчетной схеме, эта система сил не должна поворачивать раму.

Система сил определяется для всех расчетных режимов движения, т.е. для $V = 0, V_d, V_{дв}, V_k$.

Расчетная сила тяги двигателя принимается максимальной из условия ограничения по сцеплению при заданных скоростях движения в кН:

для электровозов постоянного тока

$$F_{\partial} = \psi 2P_{cm} = \left(0,28 + \frac{3}{50 + 20V} - 0,0007V \right) 2P_{cm};$$

для электровозов переменного тока

$$F_o = \psi 2\Pi_{cm} = \left(0,28 + \frac{4}{50 + 6V} - 0,0006V\right) 2\Pi_{cm};$$

Оформление шага

8.1. Рассчитать силы тяги, а также соответствующие силы на подвесках двигателей P_F .

8.2. Самостоятельно составить расчетное выражение и определить величины R_F .

8.3. Заполнить табл.8.1.

Таблица 8.1

Расчетные значения сил в кН

Режим	Силы		
	F_d	P_F	R_F
$V = 0$ км/ч $V = V_d$ км/ч $V = V_{дв}$ км/ч $V = V_k$ км/ч			

Для ВЛ80^Т, ВЛ85 и ВЛ82^М $V_k = 110$ км/ч, для ВЛ10 $V_k = 100$ км/ч.

8.4. Вычертить расчетную схему в рекомендованном масштабе по рис.

8.1. На схеме показать величины сил для движения с допустимой скоростью в кривой без возвышения.

9. НАПРЯЖЕНИЯ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ РАМЫ ОТ СИСТЕМЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ

Рассмотренная выше система сил изгибает боковины рамы в вертикальной плоскости. Для определения напряжений необходимо составить выражение для изгибающего момента в заделке для левой передней четверти рамы, т.е. части боковины над набегающим колесом.

По значению момента вычисляются напряжения σ_F в крайних точках расчетного сечения.

Оформление шага

9.1. Записать расчетное выражение для момента в заделке и определить его величину.

9.2. По значению момента вычислить в МПа напряжения σ_F в 1-й и 6-й точках сечения для четырех значений скорости: 0, V_d , $V_{дв}$, V_k .

10. НАПРЯЖЕНИЕ ОТ КОСОСИММЕТРИЧНОЙ НАГРУЗКИ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ

Если одно колесо тележки окажется выше или ниже остальных, то вследствие статической неопределимости системы рессорного подвешивания в четырех точках произойдет перераспределение реакций.

Изменение уровня одной из опорных точек может быть вызвано местной неровностью пути, нарастающим возвышением наружного рельса при входе в кривую, разностью диаметров колес, просадкой рессор и пружин и неправильной регулировкой опорных гаек (см.чертеж тележки).

В результате рессорные комплекты каждой буксы будут иметь различные прогибы и, следовательно, различные реактивные усилия.

Если проанализировать распределение отдельных реакций, то окажется, что на раму действует система вертикальных сил, попарно симметричных относительно диагоналей.

Эта система называется кососимметричной нагрузкой, которая стремится повернуть боковины рамы вокруг поперечной оси в противоположные стороны (см.рис.10.1).

Рис.10.1.

Крутящий момент шкворневой балки в сочетании с другими силовыми факторами может вызвать опасное напряженное состояние в узлах

сопряжения шкворневой балки с боковинами. В этих узлах возможно возникновение трещин.

Рассчитать кососимметричную составляющую R_k можно по формуле в кН

$$R_k = \frac{\Delta h_k}{4} \cdot \frac{ж_3'}{4} \cdot 10^{-3}.$$

Здесь Δh_k , мм – расчетная высота подъема набегающего колеса при входе в кривую с учетом разности диаметров колес, конусообразности бандажей, неточности регулировки рессорного подвешивания, мм;

$ж_3'$ – жесткость рессорного подвешивания тележки отнесенная к одной колесной паре, кН/м.

Комплект состоит из четырех параллельно работающих пружин с жесткостью $ж_{пр}$ и двух параллельно действующих листовых рессор с жесткостью $ж_r$, работающих последовательно с комплектом пружин. При параллельной работе упругих элементов суммируются их жесткости, при последовательной – гибкости.

Жесткости пружин $ж_{пр}$ и рессор $ж_r$ выбираются в соответствии с вашим вариантом.

Эквивалентная жесткость рассчитывается в соответствии с конструкцией комплекта; формулу вы можете вывести самостоятельно.

Рассчитанное значение жесткости отличается от фактического из-за разброса характеристик пружин и изменения коэффициента трения между листами рессор в процессе эксплуатации. Кроме того, буксы связаны с рамой посредством поводков с сайлентблоками. При вертикальных перемещениях буксы резина сайлентблоков работает на сдвиг, в результате чего появляются силы, препятствующие перемещениям буксы аналогично тому, как это происходит при изменении прогиба рессор, т.е. реальная жесткость подвешивания выше расчетной.

Оформление шага

10.1. Вывести формулу и определить $ж_э$ – эквивалентную жесткость комплекта рессор и пружин одной колесной пары, кН/м.

10.2. Определить величину реакции рессорных подвесок из расчета подъема набегающего колеса при входе в кривую на $\Delta h_k = 20$ мм.

10.3. Изобразить расчетную схему в масштабе с указанием величин действующих сил.

10.4. Составить расчетное выражение изгибающего момента и рассчитать напряжения σ_k в точках 1 и 6, опасного сечения боковины.

11. НАПРЯЖЕНИЕ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ОТ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

При ориентировочном расчете на прочность влияние вертикальных колебаний при движении электровоза учитывается суммированием максимального напряжения от динамической нагрузки с напряжениями от статических нагрузок. Амплитудное значение переменного напряжения получается путем умножения напряжений от весовых нагрузок на коэффициент вертикальной динамики K_d .

Коэффициенты вертикальной динамики можно определить по эмпирической формуле

$$K_d = 0,1 + \frac{0,1V}{f_{ст}},$$

где V – заданная скорость движения, км/ч;

$f_{ст}$ – статический прогиб рессорного подвешивания, мм

$$f_{ст} = \frac{2P_{ст} - P_{пп}}{ж_э \cdot 10^{-3}} = \frac{4R \cdot 10^3}{ж'_э}.$$

Здесь $ж_э$ – эквивалентная жесткость комплекта рессор и пружин одной колесной пары, рассчитанная на шаге 10 задания, кН/м.

Напряжения от динамической вертикальной нагрузки в МПа
(амплитудное значение - $\sigma_a = \sigma_\partial$)

$$\sigma_\partial = K_\partial \sigma_\epsilon.$$

Оформление шага

- 11.1. Определить статический прогиб $f_{ст}$, мм.
- 11.2. Определить коэффициенты вертикальной динамики K_d для значений скоростей V_d , $V_{дв}$, V_k .
- 11.3. Рассчитать значения σ_∂ в МПа при движении с этими скоростями.

12. ЗАПАС ПРОЧНОСТИ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ ПРИ НАИБОЛЕЕ НЕБЛАГОПРИЯТНЫХ СОЧЕТАНИЯХ НАГРУЗОК

После определения напряжений от основных видов нагрузки можно приступить к оценке прочности рамы по ее напряженному состоянию в опасном сечении.

Для этой цели необходимо рассмотреть одновременное действие различных нагрузок в их возможном сочетании и провести алгебраическое суммирование напряжений для 1-й точки опасного сечения.

Сочетания видов нагрузки нужно определить самостоятельно, учитывая возможность их одновременного действия.

Так, например, следует учесть, что вертикальная динамическая нагрузка не действует при трогании электровоза; тяговая нагрузка, развиваемая при трогании, не соответствует режиму движения в прямой с конструкционной скоростью и т.д.

На основе анализа всех расчетных напряжений от отдельных видов нагрузки надлежит выбрать реальное их сочетание, при котором

результатирующее напряжение в точке 1 расчетного сечения окажется наибольшим.

По величине максимального результирующего напряжения определяется запас прочности и делается заключение о пригодности рамы для эксплуатации.

Допускаемый коэффициент запаса прочности при ориентировочном расчете

$$n = \frac{\sigma_T}{|\sigma_{\max}|} \geq 1,7 \dots 2.$$

где $\sigma_T = 340$ МПа – предел текучести стали марки Ст.3;

$|\sigma_{\max}|$ – абсолютное значение максимального расчетного напряжения, МПа.

Здесь нужно иметь в виду, что указанный выше запас прочности является ориентировочным для приближенного метода расчета.

Оформление шага

12.1. Выполнить в форме табл.12.1 расчет максимальных напряжений для различных режимов работы электровоза (трогание, движение в кривой без возвышения и с возвышением с допустимой скоростью). Определить режим, при котором напряжение в 1-й точке расчетного сечения будет максимальным.

Таблица 12.1

Результирующие напряжения в 1-й точке опасного сечения, МПа

Вид нагрузки	Номер расчетного шага	Режим работы			
		Трогание	Движение в кривой без возвышения	Движение в кривой с возвышением	Движение с конструкционной скоростью

Результирующее напряжение

12.2. По величине максимальных результирующих напряжений определить запас прочности и сделать заключение о пригодности рамы для эксплуатации.

13. НАПРЯЖЕНИЕ ОТ УСЛОВНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

Как было указано в начале пояснений, на раму действует постоянная весовая и квазистатистические нагрузки от сил тяги, торможения и комплекса сил при движении в кривой.

Кроме того, на экипаж при его движении действуют переменные силы, зависящие от типа верхнего строения пути, конструкции экипажа и скорости движения. Они вызывают в элементах конструкции переменные напряжения, которые в процессе длительной эксплуатации приводят к усталостным разрушениям деталей. Для таких нагрузок необходимо проводить расчет конструкции на выносливость. Сумма напряжений от статической и квазистатистических нагрузок в любой точке сечения представляет собой среднее напряжение σ_{cp} циклически изменяющейся нагрузки, амплитуда которой σ_a зависит от колебаний подвижного состава.

Именно эти две величины σ_{cp} и σ_a определяют характер переменных напряжений, действующих в различных конструкциях:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} ; \quad \sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}.$$

Возможны два частных случая нагружения: $\sigma_{cp} = 0$ и $\sigma_{cp} = \sigma_a$. Они соответствуют знакопеременному симметричному и пульсирующему циклам работы (см.рис.13, а, б) с коэффициентами асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1 \quad \text{и} \quad r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0.$$

Чаще всего нагрузочный цикл имеет асимметричный характер (рис.13, в).

В ориентировочном расчете на усталостную прочность нет необходимости и невозможно детально определять все параметры цикла для различных сочетаний нагрузок, в том числе и среднее значение напряжения. Для расчета принимается среднее за время работы локомотива значение $\sigma_{\text{ср}}$, в котором влияние медленно изменяющихся нагрузок учтено весовыми коэффициентами

$$\sigma_{\text{ср}} = \sigma_{\text{в}} + p_{\text{кр}} \sigma_{\text{бкр}} + p_{\text{F}} \sigma_{\text{F}}.$$

Здесь $p_{\text{кр}}$ и p_{F} – отношения времени движения локомотива в кривой и в режиме тяги или торможения к общему времени движения локомотива.

Коэффициенты $p_{\text{кр}}$ и p_{F} зависят от профиля и плана пути на участке обращения, а также от эксплуатационных режимов локомотива и могут определяться по результатам наблюдений за работой локомотива. Для расчета примите $p_{\text{кр}} = 0,1 \dots 0,3$, $p_{\text{т}} = 0,6 \dots 0,9$.

Так как тормозной режим вы не рассчитывали, напряжение от сил в тормозном режиме следует условно учитывать вместе с напряжением от сил в режиме тяги. Значение σ_{F} возьмите из расчета движения со скоростью $V_{\text{дв}}$.

Оформление шага

13.1. Рассчитать $\sigma_{\text{ср}}$, МПа – среднее условное напряжение цикла при скорости движения $V_{\text{дв}}$.

14. ПРИВЕДЕННОЕ АМПЛИТУДНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ РАСЧЕТНОГО ЦИКЛА

Для конструкционных материалов из справочников известны пределы выносливости σ_r для симметричного и пульсирующего циклов с $r = -1$ и $r = 0$. **Пределом выносливости σ_r называется максимальное напряжение от такой циклической нагрузки, которую образец из материала детали выдерживает без разрушения при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$.**

Для асимметричного цикла, соответствующего нагрузке элементов рамы, предельно допустимые напряжения σ_r существенно зависят от среднего напряжения. Чем меньше амплитуда пульсаций напряжения по сравнению с напряжением от статической нагрузки, тем лучше материал сопротивляется усталости, тем выше предел выносливости. Однако он не может быть больше предела текучести σ_T ; при статическом напряжении такой величины пульсации недопустимы, т.к. приведут сразу к пластическим деформациям.

Если на графиках рис.14, а, б, в максимальные напряжения циклов соответствуют пределам выносливости, то на диаграмме рис.14, г верхняя линия представляет собой зависимость предела выносливости от среднего напряжения цикла (для $N_0 = 10^7$). Точки, лежащие на второй линии, соответствуют средним напряжениям циклов с максимально допустимой амплитудой; точки, лежащие на нижней линии, соответствуют минимальным значениям напряжений циклов. Разность ординат верхней и нижней кривых представляет собой размах колебаний напряжения в цикле.

Напряженное состояние рамы отличается не только асимметрией цикла, но и переменностью как среднего, так и амплитудного значения напряжений. Как определить условную усредненную статическую нагрузку, было показано выше. Сейчас необходимо выяснить, как получается расчетное амплитудное значение переменного напряжения, эквивалентное по своему разрушающему воздействию реальным напряжениям. Если сумма среднего напряжения σ_{cp} и амплитуды цикла σ_a меньше предельно допустимого σ_r , то образец не будет иметь усталостных повреждений при

числе циклов, не превышающем базовое $N_0 = 10^7$. Случайный процесс нагружения рамы тележки характеризуется переменной амплитудой напряжения с величиной, не превышающей предельно допустимую. Поэтому при расчетах пользуются гипотезой линейного накопления повреждений, в соответствии с которой приведенное к базовому числу циклов амплитудное напряжение $\sigma_{a\text{пр}}$ определяется из выражения

$$\sigma_{a\text{пр}} = \sqrt[6]{\frac{1}{N_0} \sum \sigma_{ai}^6 n_i},$$

где σ_{ai} и n_i – различные переменные напряжения и соответствующие им числа циклов.

Работа детали по циклу с параметрами σ_{cp} и $\sigma_{a\text{пр}}$ эквивалентна по накоплению усталостных повреждений работе с переменной нагрузкой, определяемой режимом эксплуатации электровоза соответственно вашему заданию.

Частные значения напряжений σ_{ai} от переменной нагрузки, как уже показано в шаге 11, определяются в соответствии со скоростями движения как

$$\sigma_{ai} = K_{di} \sigma_{\epsilon}.$$

Весь диапазон эксплуатационных скоростей локомотива разбивается на ряд интервалов, затем определяется вероятность движения локомотива со скоростями каждого интервала (или со средней скоростью каждого интервала). Если диапазон скоростей разделить на 5 интервалов, как в таблице 3, то для каждой среднеинтервальной скорости необходимо вычислить K_{di} и соответствующее значение σ_{ai} . Вероятность действия напряжения с такой амплитудой p_i соответствует вероятности движения со скоростями i -го интервала.

В курсовом проекте число циклов n_i можно определить из следующих соображений. Расчетный срок службы локомотива 30 лет;

среднегодовое время эксплуатации электровоза (исходя из годового пробега $L = 200000$ км и средней эксплуатационной скорости 50 км/ч) $\tau \approx 40000$ час $\approx 1,5 \cdot 10^7$ с.

Частота изменения динамических напряжений для подрессоренных элементов тележки может быть принята близкой к собственной частоте $f_T \approx 2$ Гц.

В этом случае число циклов нагружения за полный срок службы локомотива $N = \sum n_i = 30\tau f_m = 90 \cdot 10^7$.

Если вероятность эксплуатации электровоза со скоростью V_i равна p_i , то число циклов нагружения с амплитудой σ_{ai} составит $n_i = p_i N = 90 \cdot 10^7 p_i$.

Приведенное амплитудное напряжение можно рассчитать по формуле

$$\sigma_{\text{анп}} = \sqrt[6]{\frac{90 \cdot 10^7}{N_0} \sum \sigma_{ai}^6 p_i} = 2,17 \sqrt[6]{\sum \sigma_{ai}^6 p_i}.$$

Оформление шага

14.1. Записать исходное и расчетное за заданный срок службы локомотива выражения для определения $\sigma_{a \text{ пр}}$.

14.2. Заполнить табл.14.1.

14.3. Рассчитать $\sigma_{a \text{ пр}}$, МПа.

Таблица 14.1

Исходные данные для расчета приведенного амплитудного напряжения

i	1	2	3	4	5
K_{di}					
σ_{ai}					
σ_{ai}^6					
p_i					
$\sigma_{ai}^6 p_i$					

15. ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ РАМЫ

При проверке усталостной прочности рамы нужно учитывать, что элементы рамы, подвергающиеся переменному асимметричному напряжению, должны иметь дополнительный запас прочности из-за наличия концентраторов напряжения и ряда других причин.

При этом предел выносливости образца σ_r снижается до величины предела выносливости детали σ_{rk} за счет уменьшения в k_σ раз амплитуды предельно допустимого напряжения.

k_σ - это коэффициент снижения усталостной прочности детали по сравнению с образцом.

$$k_\sigma = k_{нов} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \beta_k,$$

где $k_{нов}$ – коэффициент, учитывающий чистоту обработки поверхностей;

k_1, k_2 - коэффициенты, учитывающие неоднородность и внутренние напряжения материала;

β_k - коэффициент, учитывающий влияние концентрации напряжений.

Последний зависит от конструкции и формы деталей, от способа их соединения. При изготовлении боковины из листов со сварными швами по углам, а также в местах приварки накладок, кронштейнов, поперечных балок коэффициенты концентрации напряжений имеют очень большие значения и вдвое превышают β_k для деталей из штампованных профилей с округленными краями.

Зависимость предельно допустимых напряжений от среднего напряжения с учетом усталостной прочности показана на рис.15.1. здесь изображена упрощенно часть диаграммы $\sigma_r = f(\sigma_{cp})$.

Рис.15.1.

Точка А соответствует расчетному максимальному значению напряжения цикла $\sigma_{cp} + \sigma_a$; точка В соответствует среднему напряжению цикла σ_{cp} и точка С – пределу выносливости σ_{rk} с учетом снижения усталостной прочности, т.е. допустимая амплитуда здесь в k_σ раз ниже, чем для образца (точка С'). Запас усталостной прочности с учетом максимального напряжения

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{rk}}{\sigma_{cp} + \sigma_a}.$$

Если известны величины σ_{-1} и σ_0 для марки стали, из которой изготовлена деталь, и k_σ в расчетном сечении, то

$$\sigma_{rk} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma} + \left(1 - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0 k_\sigma}\right) \sigma_{cp}$$

и соответственно запас усталостной прочности

$$n_\sigma = \frac{\frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma} + \left(1 - \frac{\psi_\sigma}{k_\sigma}\right) \sigma_{cp}}{\sigma_{cp} + \sigma_{appr}}.$$

Здесь $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ - коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла.

Для материала рамы $\sigma_0 = 250$ МПа, $\sigma_{-1} = 200$ МПа, $\sigma_{вр} = 400$ МПа. Для расчетного сечения $k_\sigma = 2,4$.

Усталостную прочность можно считать достаточной, если $n_\sigma \geq 1,4$.

Оформление шага

15.1. Рассчитать коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла ψ_σ .

15.2. Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности n_σ .

15.3. Используя заданные значения σ_{-1} , σ_0 , k_σ , а также рассчитанные значения $\sigma_{\text{ср}}$ и $\sigma_{\text{а пр}}$, изобразите зависимость предельно допустимых напряжений от среднего напряжения цикла и укажите на ней максимальное напряжение вашего приведенного цикла. В качестве образца используйте рис.15.1 в пояснениях к пятнадцатому шагу.

15.4. Сделайте заключение об усталостной прочности боковины; в случае ее недостатка дайте рекомендации по повышению прочности.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ И ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Для чего составляется расчетная схема рамы?
2. Что такое расчетное сечение рамы и как оно выбирается?
3. Почему моменты сопротивления изгибу рассчитываются для крайних точек расчетного сечения рамы относительно двух осей?
4. Чем нормируется расчетный вес электровоза?
5. Как изменятся изгибающие моменты в расчетных сечениях под действием весовой нагрузки, если учесть связь между боковинами рамы через концевые балки?
6. Как перераспределяется весовая нагрузка между колесами при наличии возвышения наружного рельса в кривой?
7. В волокнах какого ребра боковины рамы суммируются напряжения растяжения от изгиба в вертикальной плоскости и напряжения растяжения от изгиба в горизонтальной плоскости?
8. Как изменится реакция рессор в режиме тяги R_t , если уменьшить высоту от центра сферического шарнира шкворня до оси шкворневой балки $z_{\text{ш}}$?
9. Нужно ли при расчете напряжений в тяговом режиме учитывать растяжение и сжатие боковин рамы силами тяги?

10. Как изменятся действительные напряжения в расчетном сечении от кососимметричных нагрузок, если учесть влияние концевых поперечных балок?
11. Как влияет жесткость резиновых втулок поводковой буксы на величину коэффициента вертикальной динамики?
12. Почему с возрастанием скорости движения увеличиваются динамические напряжения в раме тележки?
13. Какие виды деформации не учтены при определении запаса прочности при ориентировочном расчете?
14. Как влияют условия эксплуатации (план и профиль пути на участке обращения локомотива, весовые нормы поездов) на долговечность рамы тележки?
15. Как влияют скоростные режимы эксплуатации на процесс накопления усталостных разрушений?
16. Как влияет на долговечность рамы овальность бандажей?

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Механическая часть тягового подвижного состава /Под ред. И.В.Бирюкова. М.: Транспорт, 1992.
2. Дубровский З.М. и др. Грузовые электровозы переменного тока. Справочник. М.: Транспорт, 1991.