

12/6/1

Одобрено кафедрой  
«Тяговый подвижной  
состав»

# МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭПС

Программированное задание на курсовой проект  
с методическими указаниями  
для студентов V курса  
специальности

190303.65 ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ (ТЭ)

РОАТ

Москва – 2011

С о с т а в и т е л ь — канд. техн. наук, проф. В.А. РАМЛОВ

Р е ц е н з е н т — канд. техн. наук, доц. М.А. ИБРАГИМОВ

## ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

В курсовом проекте предлагается выполнить упрощенную проверку прочности и выносливости рамы двухосной тележки грузового (Г) и пассажирского (П) 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 (см. рис. 1.1Г или 1.1П). 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.

### 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

$$K_d = 0,1 + \frac{0,1V}{f_{ст}};$$

для конструкционной скорости 100 км/ч

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

Результаты расчетов можно округлять до трех-четырёх 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: табл. 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. Допускается представление курсового проекта в самостоятельной компьютерной распечатке с пояснением, какое ПО было использовано. При этом графическая часть выполняется вручную по результатам расчетов. **Выполнение перечисленных требований к оформлению работы является обязательным условием для допуска работы к защите.**

## ПОРЯДОК ЗАПИСИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

	пример
1. Учебный шифр —	0716 п/ТЭ 9243
2. Два последних разряда шифра —	43
3. Сумма цифр в разрядах десятков и единиц —	7
4. Цифра в разряде сотен —	2

*Из табл. 1 по сумме цифр —*

1. Тип электровоза —
2. Жесткость пружин  $j_{пр}$ , кН/м —
3. Жесткость рессор  $j_r$ , кН/м —
4. Нагрузка от оси на рельс  $2P_{ст}$ , кН —
5. Передаточное отношение тягового редуктора  $u$  —

*Из табл. 2 по двум последним цифрам*

6. База тележки  $2a$ , м —
7. Вес тягового двигателя  $P_d$ , кН —
8. Толщина стенки боковины рамы  $c_1$ , мм —
9. Толщина накладки на боковине  $c_3$ , мм —

10. Толщина горизонтальных листов  $c_2$ , мм —
  11. Мощность колесно-моторного блока, приведенная к ободу колеса  $N$ , кВт —
  12. Радиус кривой  $\rho$ , м —
  13. Возвышение наружного рельса в кривой  $h$ , мм —
- Из табл. 3 по цифре в разряде сотен —*
14. Скоростной режим работы локомотива:

Номер интервала $i$	1	2	3	4	5	6	7
Средняя скорость интервала	10	30	50	70	90	110	130
Вероятности $p_i$							

Таблица 1

### Параметры электровоза

Сумма цифр двух разрядов десятков и единиц учебного шифра	Тип электровоза	Жесткость пружин	Жесткость рессор	Нагрузка от оси на рельс	Передаточное отношение тягового редуктора
	Г/П	$ж_{п}$ , кН/м	$ж_{р}$ , кН/м	$2P_{ст}$ , кН	$u$
0	П	800	—	230	2,2
1, 19	Г	2300	1700	230	3,6
2, 18	П	800	—	225	2,4
3, 17	Г	2350	1750	235	3,7
4, 16	П	775	—	220	2,6
5, 15	Г	2400	1800	240	3,8
6, 14	П	750	—	215	2,8
7, 13	Г	2450	1850	245	4,0
8, 12	П	725	—	210	3,0
9, 11	Г	2500	1900	250	4,2
10	П	700	—	205	3,4

*Примечание.* Г — грузовой, П — пассажирский.

Таблица 2

**Параметры тележки и кривой**

Исходные данные		$2a$ , м	2,85	2,9	2,95	3,0	3,05	3,10	
		$P_d$ , кН	26	30	34	38	42	46	
		$c_1$ , мм	10	12	14	12	14	16	
		$c_3^*$ , мм	20	18	14	16	20	18	
$c_2$ , мм	$N$ , кВт	$\rho$ , м	$h$ , мм	Последние цифры учебного шифра (разряды десятков и единиц)					
10	650	400	50	01	02	03	04	05	06
12	675	380	50	07	08	09	10	11	12
14	700	360	50	13	14	15	16	17	18
16	825	340	50	19	20	21	22	23	24
10	750	320	100	25	26	27	28	29	30
12	775	300	100	31	32	33	34	35	36
14	800	280	100	37	38	39	40	41	42
<b>**16</b>	<b>825</b>	<b>260</b>	<b>150</b>	43	44	<b>45</b>	46	47	48
10	850	240	150	49	50	51	52	53	54
12	875	400	50	55	56	57	58	59	60
14	900	380	50	61	62	63	64	65	66
16	925	360	50	67	68	69	70	71	72
10	950	340	50	73	74	75	76	77	78
12	975	320	100	79	80	81	82	83	84
14	1000	300	100	85	86	87	88	89	90
16	1025	280	100	91	92	93	94	95	96
10	1050	260	150		97	98	99	00	

\* У пассажирского электровоза накладка толщиной  $c_3$  на боковине рамы отсутствует, т.е.  $c_3 = 0$ .

\*\* Пример выбора исходных данных для варианта 45. Читать свои исходные данные следует по строке и столбцу напротив Вашего шифра.

Таблица 3

**Вероятность работы локомотива в различных интервалах скоростей**

Номер интервала, $i$			1	2	3	4	5	6	7
Интервал, км/ч			0–20	20–40	40–60	60–80	80–100	100–120	120–140
Средняя скорость интервала			10	30	50	70	90	110	130
Цифра разряда сотен	Грузовой	0	0,1	0,3	0,4	0,1	0,1	—	—
		1	0,1	0,35	0,35	0,15	0,05	—	—
		2	0,05	0,4	0,4	0,1	0,05	—	—
		3	0,1	0,5	0,25	0,15	—	—	—
		4	0,05	0,55	0,25	0,15	—	—	—
		и более							
	Пассажирский	0	0,05	0,15	0,1	0,2	0,2	0,15	0,15
		1	0,05	0,1	0,25	0,3	0,2	0,05	0,05
		2	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,1	0,1
		3	0,05	0,15	0,2	0,25	0,25	0,1	—
		4	0,05	0,15	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1
		и более							

## 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 (рис. 1.1Г) или пассажирского (рис. 1.1П) электровоза, двухосной, с поводковыми буксами и двухступенчатым подвешиванием. Рама сварена из двух боковин, двух концевых балок и шкворневой балки. Шкворневая балка грузового электровоза – литая; она имеет полость для размещения шкворня кузова и кронштейны для подвески 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.

У пассажирского электровоза продольные силы на кузов передаются через наклонные тяги, соединенные с тяговым устройством, состоящим из тяги, связанной с вертикальной консолью шкворневой балки, и тяги, связанной с концевой балкой. Соотношение вертикальных и продольных составляющих сил в тягах можно определить, зная углы наклона всех тяг.

Более подробные сведения о конструкции тележек можно получить из инструкционных книг.

### 1. СТЕРЖНЕВАЯ СИСТЕМА РАМЫ ТЕЛЕЖКИ

При расчете рама тележки рассматривается как пространственная стержневая система. Ее примерный вид 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.

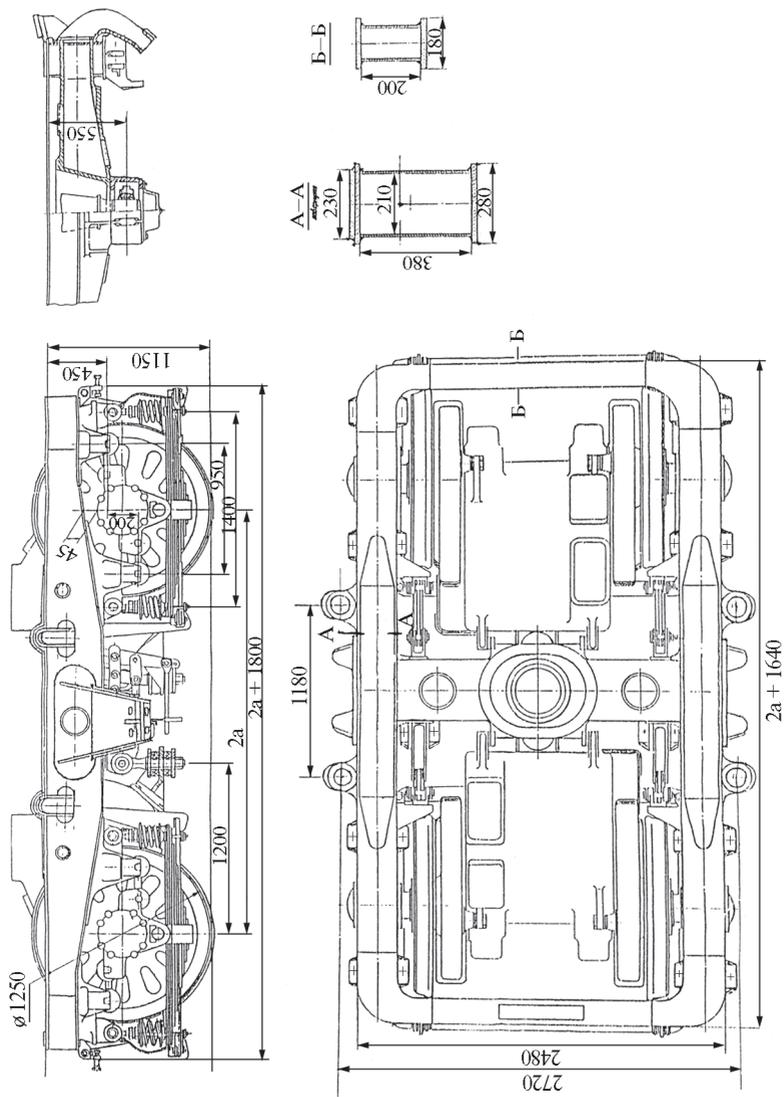


Рис. 1.1Г. Тележка грузового электровоза

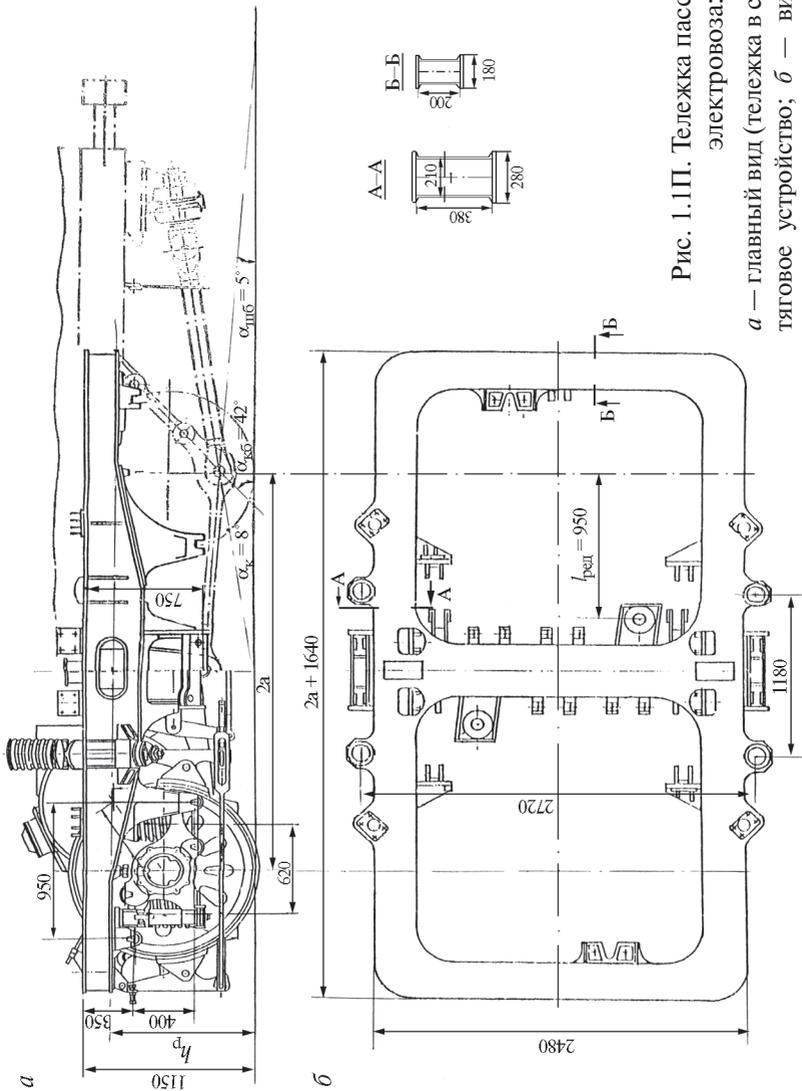


Рис. 1.11. Тележка пассажирского электровоза:

*a* — главный вид (тележка в сборе); справа — тяговое устройство; *b* — вид сверху (рама тележки)

Размеры, указанные на чертежах:

$2a$ , мм — база тележки;

$2a + 1640$  мм — продольный габарит рамы;

$2a + 1800$  мм — продольный габарит тележки в сборе;

1200 мм — опорная база ТЭД (Г);

$l_{\text{ред}} = 950$  мм — опорная база редуктора (П);

1400 мм — длина листовой рессоры (Г);

620 мм — расстояние между пружинами одной буксы (П);

950 мм — расстояние между шарнирами поводков буксы;

550 мм — расстояние по вертикали от верхнего листа рамы до центра шарового шарнира шкворня (Г);

750 мм — расстояние по вертикали от верхнего листа рамы до шарнира тяги шкворневой балки (П);

1150 мм — расстояние от верхнего листа рамы до уровня головки рельса;

450 мм — расстояние от верхнего листа до шарнира верхнего поводка (Г);

350 мм — то же для (П);

200 мм — разница по высоте расположения буксовых поводков (Г);

400 мм — то же для (П);

2480 мм — поперечный наружный размер рамы;

2720 мм — поперечное расстояние между люлочными подвесками.

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 (см. 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

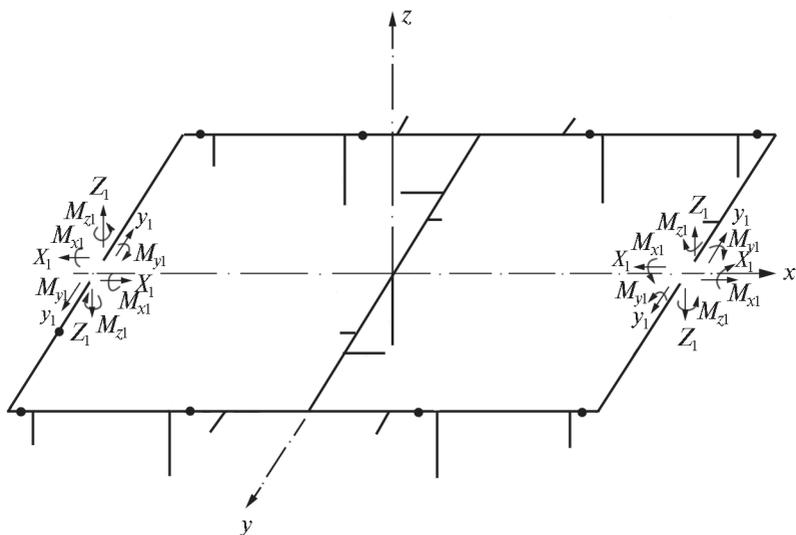


Рис. 1.2

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 при прочностном расчете можно рассматривать раму как статически определимую систему, если пренебречь влиянием жестких связей боковин и концевых балок.

Отброшенные концевые балки заменим вертикальными нагрузками на концах боковин от веса концевых балок (Г и П), а также от части веса ТЭД и реакций в точках крепления ТЭД и наклонной тяги (П) (рис. 1.3Г и 1.3П).

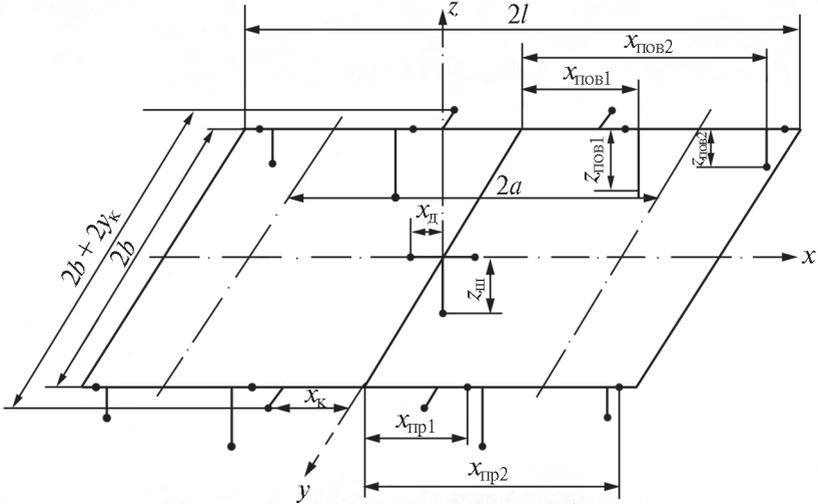


Рис. 1.3Г

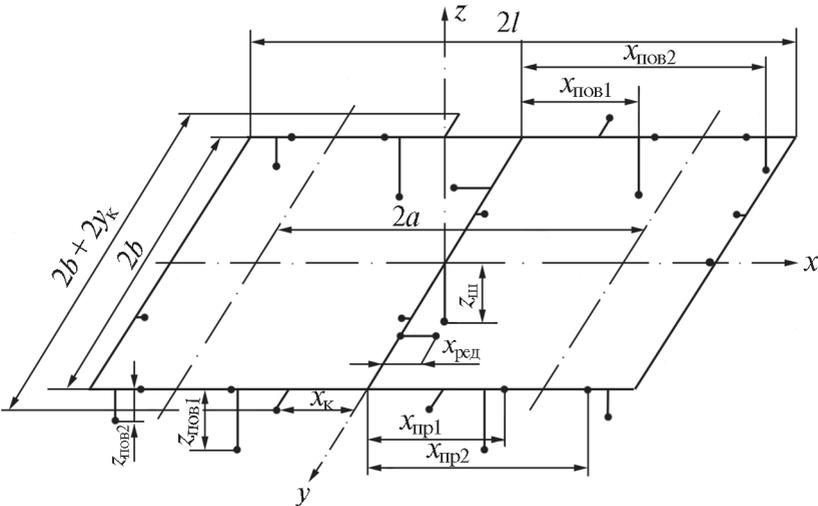


Рис. 1.3П

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. Учитываем напряжения только от изгиба. 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. 1.1Г или 1.1П) показать цветным карандашом расчетные оси элементов рамы и систему координат и вклеить его в записку. Указать высоту расположения расчетной плоскости над уровнем головок рельсов  $h_p$ . Чертеж обозначить номером 1.1 и сделать подрисовочную подпись.

Расстояние между осями колесных пар (базу тележки)  $2a$  выбрать из таблицы вариантов по двум последним цифрам шифра.

1.2. Из чертежа рамы тележки по расчетным осям элементов определить следующие размеры стержневой системы (см. рис. 1.3П или 1.3Г): длину стержней  $2l$ , расстояние до подвески кузова  $x_k$ , расстояния от оси шкворневой балки до оси подвески двигателя  $x_d$  для грузовой тележки или  $x_{ред}$  для пассажирской, до осей пружин рессорного подвешивания  $x_{пр1}$  и  $x_{пр2}$  и до осей шарниров поводков буксы  $x_{пов1}$  и  $x_{пов2}$ ; расстояния от расчетной плоскости рамы до осей шарниров поводков букс  $z_{пов1}$  и  $z_{пов2}$  и до центра сферического шарнира шкворня  $z_{ш}$  для грузовой тележки или  $z_{ш}$  до шарнира тягового устройства для пассажирской; расстояние между осями боковин  $2b$  и между люлечными подвесками  $2b + 2y_k$ .

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

1.4. На миллиметровой бумаге изобразить в рекомендованном масштабе стержневую систему рамы (Ваш рис. 1.2) с указанными на рис. 1.3Г или 1.3П размерами в метрах с округлением до четырех значащих разрядов. Показать пространственную систему координат с выбранным положительным направлением осей. На расчетной схеме точками обозначены места прило-

жения нагрузок от соединенных с рамой деталей. Разберитесь по чертежу, от каких деталей действуют нагрузки.

## 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 грузовой тележки, в расчетном сечении в боковину вварена трубчатая концевая часть шкворневой балки. Упрощенный расчет прочности можно выполнять для сечения рядом со шкворневой балкой, состоящего только из основных элементов, а именно вертикальных и горизонтальных листов (см. сечение АА на чертеже и сечение в увеличенном масштабе на рис. 2.1). У рамы пассажирской тележки накладка (элемент V) толщиной  $c_3$  отсутствует, т.е. сечение симметрично относительно осей  $z$  и  $y$ .

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 (табл. 2.1 и 2.2).

Таблица 2.1

**Расчет моментов инерции сечения относительно оси  $y$**

Номер элемента $i$	$F_i, \text{м}^2$	$z'_i, \text{м}$	$z'_i \cdot F_i, \text{м}^3$	$z_i, \text{м}$	$z_i^2 \cdot F_i, \text{м}^4$	$J'_{yi}, \text{м}^4$
1	2	3	4	5	6	7
I						
II						
III						
IV						
V						
$\Sigma$	$\Sigma$	—	$\Sigma$	—	$\Sigma$	$\Sigma$

*Примечание.* Для пассажирской тележки строка V и столбцы 3,4 отсутствуют.

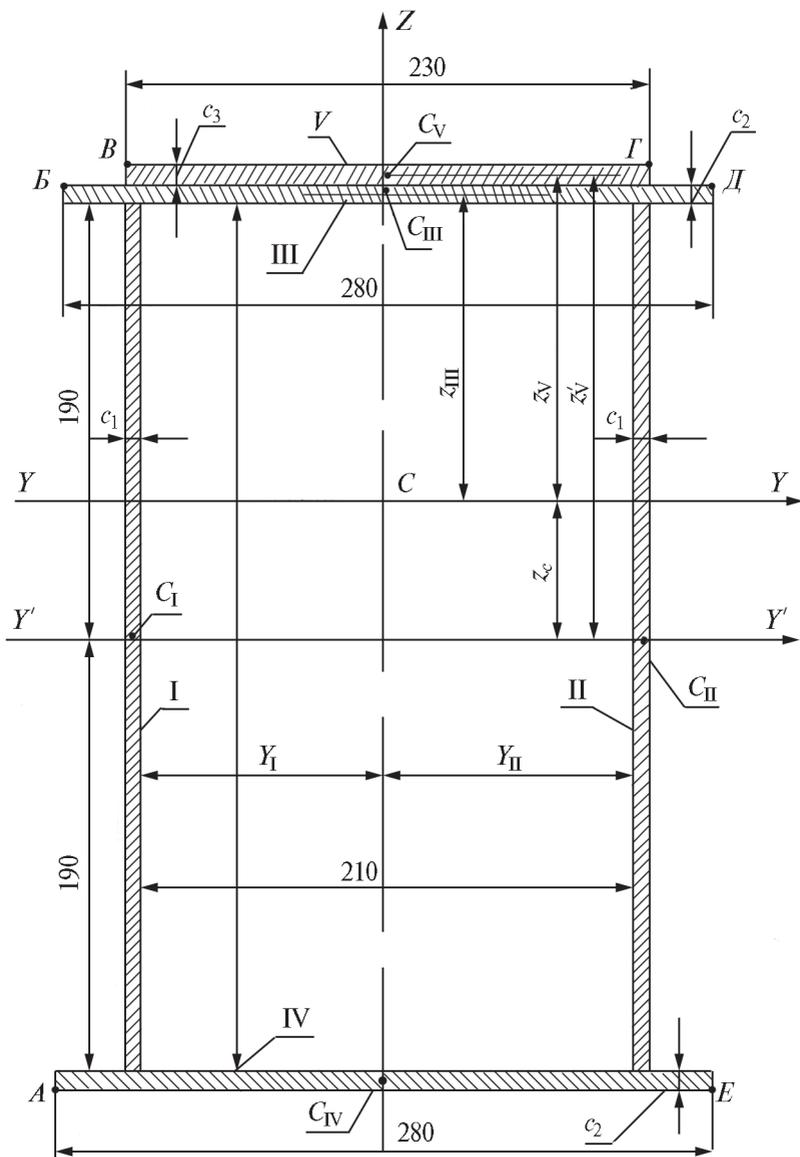


Рис. 2.1

Таблица 2.2

## Расчет моментов инерции сечения относительно оси z

Номер элемента $i$	$F_i, \text{м}^2$	$y_i, \text{м}$	$y_i^2 \cdot F_i, \text{м}^4$	$J'_{zi}, \text{м}^4$
1	2	3	4	5
I				
II				
III				
IV				
V				
$\Sigma$	$\Sigma$	—	$\Sigma$	$\Sigma$

*Примечание.* Для пассажирской тележки строка V отсутствует.

Для удобства записи все величины показывать в форме  $A \cdot 10^n$ , например, площадь первого элемента

$$F_1 = 0,38 \cdot 0,01 = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

При симметрии сечения относительно оси  $y$  у боковины тележки II накладка (элемент V) отсутствует, и ось  $y$  проходит через центр тяжести сечения. В этом случае расчет  $z_c$ ,  $z'_c$  и  $z'_i \cdot F_i$  не нужен.

В таблице указывают:

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

После этого рассчитайте ординату центра тяжести всего сечения

$$z_c = \frac{\sum z_i F_i}{\sum F_i}. \quad (2.1)$$

Далее в той же таблице впишите:

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

$$z_i = z'_i - z_c; \quad (2.2)$$

6) произведения  $y_i^2 \cdot F_i$ , м<sup>4</sup>;

7) моменты инерции каждого элемента относительно нейтральной оси  $y$ , м<sup>4</sup>:

$$J_{yi} = \frac{qh^3}{12}, \quad (2.3)$$

где  $q$  — размер элемента по горизонтали, м;

$h$  — размер элемента по вертикали, м.

В последней строке производят суммирование по столбцам.

В табл. 2.2 записывают соответствующие величины: координаты  $y_i$ , м, произведения  $y_i^2 \cdot F_i$ , м<sup>4</sup>, моменты инерции элементов относительно оси  $z$

$$J_{zi} = \frac{hq^3}{12}. \quad (2.4)$$

Моменты инерции всего сечения определяют суммированием:

$$J_y = \sum z_i^2 F_i + \sum J_{yi}, \quad (2.5)$$

$$J_z = \sum y_i^2 F_i + \sum J_{zi}. \quad (2.6)$$

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  $A$ ,  $E$ . Моменты сопротивления изгибу вокруг горизонтальной оси  $y$  для волокон, проходящих через указанные точки,

$$W_{yA} = W_{yE} = \frac{J_y}{z_A}. \quad (2.7)$$

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

$$W_{zA} = W_{zE} = \frac{J_z}{y_A}, \quad (2.8)$$

где  $z_A$  и  $y_A$  — расстояние от точки  $A$  до горизонтальной и вертикальной нейтральных осей.

В остальных угловых точках  $B, B, \Gamma, Д$  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. 2.1, а толщина листов — в исходных данных.

2.2. Заполнить три столбца табл. 2.1 и рассчитать  $z_c$ . Показать на эскизе положение центра тяжести и проходящей через него оси  $y$ .

2.3. Заполнить табл. 2.1 и 2.2, дать примеры расчета  $J'_{yi}, J'_{zi}$ . Определить значения моментов сопротивления изгибу  $W_{yA}$  и  $W_{zA}$  относительно осей  $y$  и  $z$  для точки  $A$ .

## 3. СИСТЕМА СИЛ ОТ ВЕСОВЫХ НАГРУЗОК

Вертикальная нагрузка от рамы на рессорное подвешивание складывается из собственного веса рамы, веса тормозного оборудования, веса подрессоренной части тяговых двигателей ( $\Gamma$ ) или двигателей целиком ( $\Pi$ ), передачи и частично системы буксового подвешивания, а также веса кузова, приходящегося на одну тележку (см. рис. 3.1Г или 3.1П).

Величина реакций рессорных подвесок определяется в кН из условия

$$R = \frac{2P_{\text{ст}} - P_{\text{нп}}}{4}, \quad (3.1)$$

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

$P_{\text{нп}}$  — вес неподрессоренных частей, отнесенный к одной оси, кН.

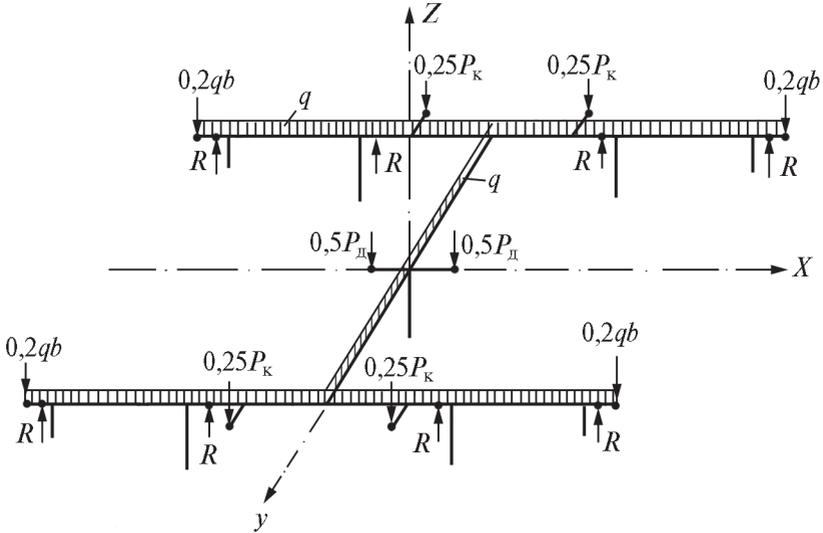


Рис. 3.1Г

У **грузового** электровоза вес неподрессоренных частей складывается из веса колесной пары, половины веса тягового двигателя, весов букс и частично системы рессорного подвешивания и кожухов зубчатой передачи

$$P_{\text{нп}} = P_{\text{кп}} + 2P_{\text{б}} + 2\frac{1}{3}P_{\text{д}} + 2\frac{2}{3}P_{\text{кож}} + \frac{P_{\text{д}}}{2} = 38 + \frac{P_{\text{д}}}{2}, \text{ кН.} \quad (3.2)$$

У **пассажирского** электровоза тяговый двигатель целиком подрессорен, т.к. опирается на раму тележки в точках крепления на шкворневой балке  $\frac{2}{3}P_{\text{д}}$  и на концевой балке  $\frac{P_{\text{д}}}{3}$ .

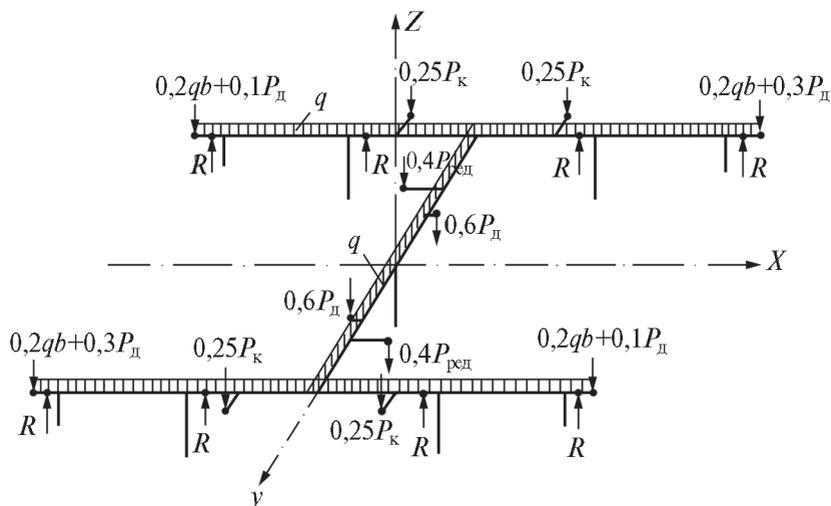


Рис. 3.1П

На ось опирается только редуктор, поэтому можно считать, что  $P_{\text{нп}} = 42,5$  кН.

Нагрузку от веса кузова  $P_{\text{к}}$  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 неподдресоренных частей. Численное значение  $q$  для грузового электровоза можно определить исходя из условного выражения

$$q_{\text{г}} = 2,2 + 120F, \text{ кН/м}, \quad (3.3)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения боковины рамы,  $\text{м}^2$ , определенная на предыдущем шаге;

для пассажирского электровоза

$$q_{\text{п}} = 2,5 + 120F, \text{ кН/м}. \quad (3.4)$$

## ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

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

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

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. У грузовой тележки половина веса двигателя приходится на подвеску, у пассажирского – две трети на шкворневую балку и одна треть на концевую балку; одна треть веса редуктора —  $\sim 3$  кН на подвеску редуктора на шкворневой балке.

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 одну четвертую часть рамы. При этом расчетная схема приводится к плоскому изгибу консольной балки, жестко заделанной одним концом.

Расчетный изгибающий момент в заделке, кН·м

$$M_y = R(x_{p1} + x_{p2}) - 0,5ql^2 - 0,2qbl - 0,25P_k \cdot x_k. \quad (4.1)$$

Напряжения рассчитываются обычным способом в МПа с учетом знака

$$\sigma_{вА} = \frac{M_y}{W_{y1}} 10^{-3}. \quad (4.2)$$

Здесь  $M_y$  в кН·м,  $W_{y1}$  в м<sup>3</sup>.

## ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

4.1. Изобразить расчетную схему для передней половины одной из боковин в виде консольной балки с жестко заделанным левым концом (Ваш рис. 4.1). Показать на ней все вертикальные нагрузки, включая сосредоточенную нагрузку от отброшенной концевой балки и распределенную нагрузку от собственного веса боковины. К концевым балкам у пассажирской тележки приложен (кроме собственного веса) вес  $\frac{P_d}{3}$ .

4.2. Рассчитать изгибающий момент.

4.3. Определить напряжение  $\sigma_{BA}$  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 или по мощности 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 возрастающих 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 колесо из-за направляющего усилия.

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  $V_d$ , км/ч, для двухосной тележки может быть рассчитана по эмпирическому выражению

$$V_d = \frac{350\sqrt{\rho}}{2P_{ст} - 140} - 17,5, \quad (5.1)$$

где  $\rho$  — радиус кривой, м;

$2P_{ст}$  — 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  $C_b$  в кривой с возвышением и поперечной составляющей от опорной реакции, возникающей вследствие возвышения наружного рельса  $h$ , м.

$$C = C_b - mg \frac{h}{2s}, \quad (5.2)$$

$2s = 1,6$  м — поперечное расстояние между опорными точками колес одной колесной пары.

Если

$$C = \frac{mV_d^2}{\rho 3,6^2} \text{ и } C_{\sigma} = \frac{mV_{дв}^2}{\rho 3,6^2}, \quad (5.3)$$

то

$$V_{дв} = \sqrt{V_d^2 + \frac{gh\rho \cdot 3,6^2}{2s}}. \quad (5.4)$$

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

- 1) трогание с места ( $V = 0$ ), когда максимума достигают напряжения от системы сил работающих двигателей;
- 2) движение в кривой с возвышением и без возвышения с предельно допустимой скоростью  $V_d$ , когда действуют одновременно все системы сил, соответствующие этим скоростям;
- 3) аналогично для кривой с возвышением при скорости  $V_{дв}$ ;
- 4) движение с максимальной скоростью в прямом участке, когда необходимо учитывать нагрузки тяговую и динамическую, соответствующие этой 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.

В системе сил от работы тяговых двигателей все составляющие пропорциональны силе тяги. Сила тяги при трогании определяется по ограничению этой силы сцеплением (для упрощения принять единое расчетное выражение для всех типов электровозов)

$$F_k = \Psi 2P_{ст} = \left( 0,28 + \frac{4}{50 + 6V} - 0,0006V \right) 2P_{ст}. \quad (5.5)$$

При скоростях  $V_d$  и  $V_{дв}$  считать по этому расчетному выражению, или с учетом ограничения по мощности, **если оно ниже**, чем по сцеплению.

$$F_k = \frac{N \cdot 3,6}{V}, \text{ кН}, \quad (5.6)$$

где  $N$ , кВт — мощность приведенная к ободу колеса, т.е.  
 $\sim 0,85N_{\text{тэд}}$ ;  
 $V$  — скорость движения, км/ч.

При  $V_{\text{макс}}$  сила тяги  $F_k$  ограничивается мощностью, т.е. определяется по (5.6).

### ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

5.1. Рассчитать допустимую скорость движения в кривой без возвышения  $V_d$ .

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

5.3. Рассчитать силу тяги, соответствующую расчетным скоростям  $V=0$ ,  $V_d$ ,  $V_{\text{дв}}$  и  $V_{\text{макс}}$ .

5.4. Оформить таблицу с результатами:

Режим	$V$ , км/ч	$F_k$ , кН
1. Трогание		
2. В кривой при $V_d$		
3. В кривой при $V_{\text{дв}}$		
4. При максимальной скорости		

## 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.

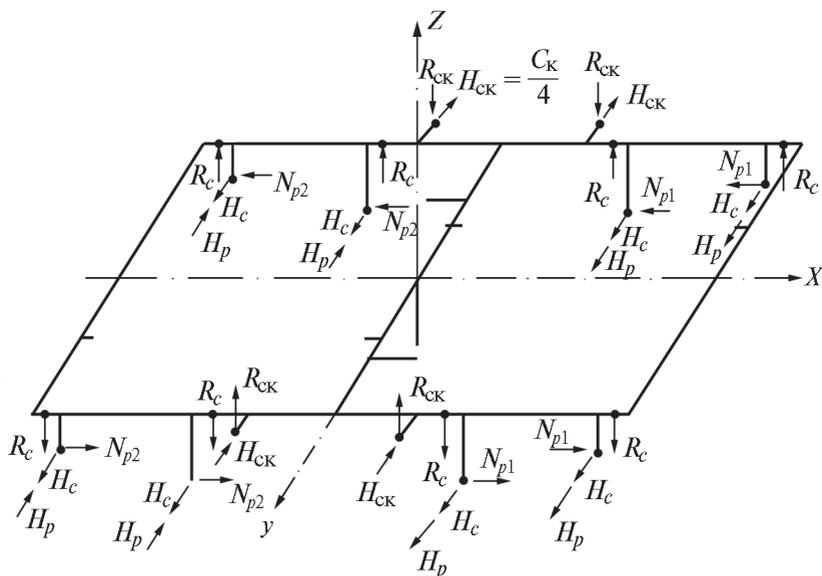


Рис. 6.1

Величина центробежной силы подрессоренных масс  $C_{пн}$ , кН, отнесенной к одной тележке, определяется для допустимой скорости движения в кривой без возвышения по формуле

$$C_{пн} = \frac{2 \cdot 2P_{ст} - 2P'_{нп}}{9,81} \cdot \frac{V_d^2}{3,6^2 \rho} \quad (6.1)$$

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

$$\sum M_x = 4R_c \cdot 2b - C_n (h_c - 0,5D_6) = 0, \quad (6.2)$$

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

$D_6 = 1,25$  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

$$H_c = \frac{C_n}{8}. \quad (6.3)$$

Для упрощения расчетной схемы не учитывается распределенная центробежная сила самой рамы, т.к. она невелика.

## **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 ко-

лес и затем привести их к боковинам. Расчет производится по формуле

$$N_{pi} = \frac{fP_{ct}}{2} \sin \alpha_i \frac{s}{b}. \quad (6.4)$$

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  $N_{pi}$  на раму тележки показана на рис. 6.1.

Для 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  $N_{pi}$

$$4H_p(x_{п1} + x_{п2}) = 4(N_{p1} + N_{p2})b, \quad (6.5)$$

откуда легко определяется искомая реакция  $H_p$ , кН.

### ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

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

6.2. Рассчитать силы  $C_k/4$  и  $R_{ck}$ . Для этого определите массу кузова по его весу; точку приложения силы  $C_k$  принять на высоте  $h_k = 1,7$  м над расчетной плоскостью рамы; плечо пары реактивных сил  $R_{ck}$  по расчетной схеме составляет  $2b + 2y_k$ .

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

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  $\sigma_{кр}$  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 (Ваш рис. 7.1).

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. Под расчетной схемой изобразить эпюры изгибающих моментов в масштабе.

7.5. Определить в МПа напряжения в точке  $A$  (табл. 7.1).

Таблица 7.1

**Напряжение в расчетной точке А, МПа**

Напряжение от изгиба относительно оси у $\sigma_y$	
Напряжение от изгиба относительно оси z $\sigma_z$	
Суммарное напряжение $\sigma_{кр}$	

Изгиб моментом  $M_z$ , создает в левой половине сечения, содержащей точки А, Б, В, 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.

### 8.1. Система сил для тележки грузового электровоза (Г)

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 шкворневой балке рамы тележки действуют силы реакции, величина которых в кН

$$P_F = \frac{F_d D_6}{2L_d}, \quad (8.1)$$

где  $L_d$  — расстояние от оси колесной пары до оси шарнира подвески двигателя, которое определяется по чертежу тележки, м.

Схема действия сил показана на рис. 8.1Г.

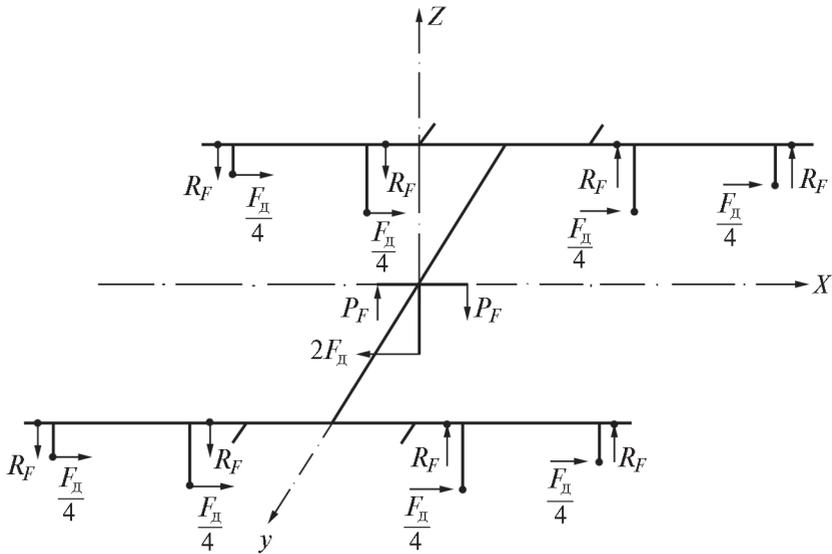


Рис. 8.1Г

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  $\Sigma 0,25F_K$  и  $2F_K$ , где  $F_K$  — сила тяги одного двигателя. Если вы правильно определили все размеры в расчетной схеме, эта система сил не должна поворачивать раму, т.к. векторы этих сил лежат в одной плоскости.

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

### ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА (Г)

8.1.1. Рассчитать силы на поводках, а также соответствующие силы на подвесках двигателей  $P_F$ .

8.1.2. Самостоятельно составить расчетное выражение и определить величины  $R_F$ .

8.1.3. Заполнить табл. 8.1.1.

8.1.4. Вычертить расчетную схему по рис. 8.1.Г с указанием величины сил для движения с  $V_d$  в кривой без возвышения.

Таблица 8.1.1

**Расчетные значения сил, кН**

Режим	Силы, кН		
	$F_K$	$P_F$	$R_F$
$V = 0$ км/ч			
$V =$ км/ч			
$V =$ км/ч			
$V =$ км/ч			

**8.2. Система сил для тележки пассажирского электровоза (П)**

От кузова на раму тележки передаются через систему тяг силы на шкворневую балку  $F_{\text{тшб}}$  и на концевую балку  $F_{\text{ткб}}$  (см. рис. 8.1П). Вертикальные и продольные составляющие этих сил зависят от касательной силы тяги  $F_K$ , а соотношение их определяется углами наклона тяг (см.чертеж тележки):

- угол наклона тяги кузова —  $\alpha_K - 8^\circ$ ,
- угол наклона тяги шкворневой балки —  $\alpha_{\text{шб}} - 5^\circ$ ,
- угол наклона тяги концевой балки —  $\alpha_{\text{кб}} - 42^\circ$ .

$$F_{\text{тшб}}^x = 1,517F_K; F_{\text{тшб}}^z = 0,106F_K; F_{\text{ткб}}^x = 0,483F_K; F_{\text{ткб}}^z = 0,441F_K.$$

Продольные силы на поводках букс составляют каждая  $F_K/4$ .  
 Реактивные силы на подвесках корпусов редукторов

$$P_{F_{\text{ред}}} = \frac{F_K D_6}{2L_{\text{ред}}}, \text{ кН.} \tag{8.2}$$

Реактивные силы в точках крепления двигателей

$$P_{F_d} = \frac{F_K D_6}{2u \cdot a}, \text{ кН,} \tag{8.3}$$

где  $u$  — передаточное отношение тягового редуктора.



8.2.2. Определить реактивные силы от редукторов и двигателей и опорные реакции на пружинах буксового подвешивания.

$$P_{\text{ред}}, P_{\text{д}}, R_{F1}, R_{F2}.$$

8.2.3. Заполнить табл. 8.2.1.

Таблица 8.2.1

**Расчетные значения сил, кН**

Режим	Силы, кН								
	$F_{\kappa}$	$F_{\text{тшб}}^x$	$F_{\text{тшб}}^z$	$F_{\text{ткб}}^x$	$F_{\text{ткб}}^z$	$P_{\text{ред}}$	$P_{\text{д}}$	$R_{F1}$	$R_{F2}$
$V = 0$ км/ч									
$V_{\text{д}} =$ км/ч									
$V_{\text{дв}} =$ км/ч									
$V_{\text{max}} =$ км/ч									

8.2.4. Вычертить расчетную схему в рекомендованном масштабе по рис. 8.1.П. 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 вычисляется напряжение  $\sigma_F$  в нижнем наружном ребре боковины в расчетном сечении (точка А).

### ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

9.1. Изобразить расчетную схему для передней наружной четверти рамы для условий движения с  $V_{\text{д}}$ . В месте крепления отброшенной концевой балки для пассажирского электровоза укажите продольные и вертикальные силы, передаваемые от нее на боковину:  $F_{\text{ткб}}^x / 2, F_{\text{ткб}}^z / 2, \frac{2}{3} P_{\text{д}}$ .

9.2. Записать расчетное выражение для момента  $M_y$  в заделке и определить его величину для 4-х значений скорости.

9.3. По значению моментов вычислить в МПа напряжение  $\sigma_F$  в точке  $A$  сечения для тех же значений скорости.

## 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 (рис. 10.1), закручивая шкворневую балку.

Рассчитать кососимметричную составляющую  $R_k$  можно по формуле в кН

$$R_k = \frac{h_k}{4} \cdot \frac{J_3}{4} \cdot 10^{-3}.$$

где  $h_k$ , мм — расчетная высота подъема набегающего колеса при входе в кривую с учетом разности диаметров колес, конусообразности бандажей, неточности регулировки рессорного подвешивания, мм;

$J_3$  — жесткость рессорного подвешивания тележки отнесенная к одной колесной паре, кН/м.

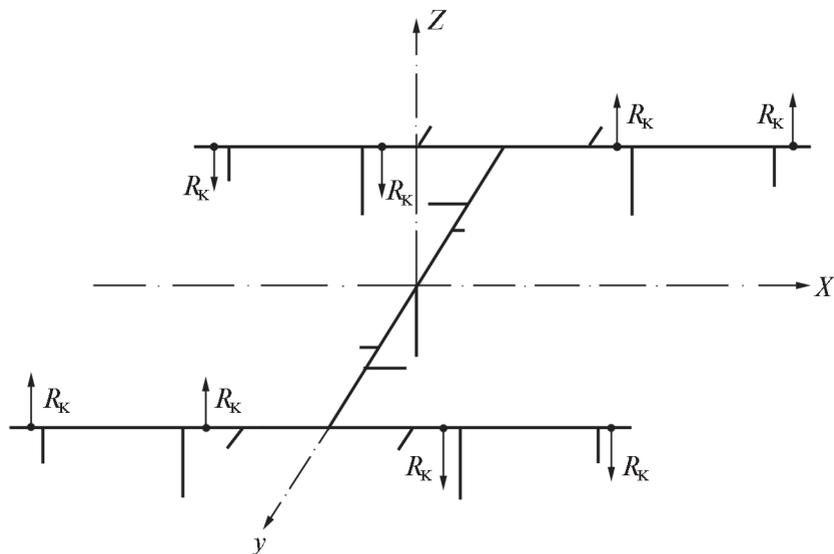


Рис. 10.1

Комплект одной колесной пары  $\Gamma$  состоит из четырех параллельно работающих пружин с жесткостью  $ж_{пр}$  и двух параллельно действующих листовых рессор с жесткостью  $ж_p$ , работающих последовательно с комплектом пружин. При параллельной работе упругих элементов суммируются их жесткости, при последовательной — гибкости. У пассажирского электровоза в комплект входят четыре параллельно работающих пружины.

Жесткости пружин  $ж_{пр}$  и рессор  $ж_p$  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 резины сайлентблоков работает на сдвиг, в результате чего появля-

ются 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  $ж_3$  — 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  $\sigma_k$  в точке  $A$  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

$$K_d = 0,1 + \frac{0,1V}{f_{ст}}, \quad (11.1)$$

где  $V$  — заданная скорость движения, км/ч;

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

$$f_{ст} = \frac{2P_{ст} - P'_{нп}}{ж_3 \cdot 10^{-3}} = \frac{4R \cdot 10^3}{ж_3}. \quad (11.2)$$

Здесь  $ж_3$  — 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 —  $\sigma_a = \sigma_d$ )

$$\sigma_d = K_d \sigma_b. \quad (11.3)$$

### ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

11.1. Определить статический прогиб  $f_{ст}$ , мм.

11.2. Определить коэффициенты вертикальной динамики  $K_d$  для значений скоростей  $V_d$ ,  $V_{дв}$ ,  $V_{max}$ .

11.3. Рассчитать значения  $\sigma_d$  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 точки  $A$  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 результирующее напряжение в точке  $A$  расчетного сечения окажется наибольшим.

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

Допускаемый коэффициент запаса статической прочности при ориентировочном расчете

$$n = \frac{\sigma_T}{|\sigma_{\max}|} \geq 1,7 \dots 2, \quad (12.1)$$

где  $\sigma_T = 240$  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 суммарных напряжений для различных режимов работы электровоза (трогание, движение в кривой без возвышения и с возвышением с допустимой скоростью). Определить режим, при котором напряжение в точке *A* расчетного сечения будет максимальным.

Таблица 12.1

**Результирующие напряжения в точке *A* опасного сечения, МПа**

Вид нагрузки	Номер расчетного шага	Режим работы			
		Трогание в прямой	Движение в кривой без возвышения	Движение в кривой с возвышением	Движение с максимальной скоростью
1	2	3	4	5	6
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 представляет собой среднее напряжение  $\sigma_{cp}$  циклически изменяющейся нагрузки, амплитуда которой  $\sigma_a$  зависит от колебаний подвижного состава.

Именно эти две величины  $\sigma_{cp}$  и  $\sigma_a$  определяют характер переменных напряжений, действующих в различных конструкциях:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (13.1)$$

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:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1 \quad \text{и} \quad r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0. \quad (13.2)$$

Чаще всего цикл имеет асимметричный характер (рис. 13,1, 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  $\sigma_{cp}$ , в котором влияние медленно изменяющихся нагрузок учтено весовыми коэффициентами

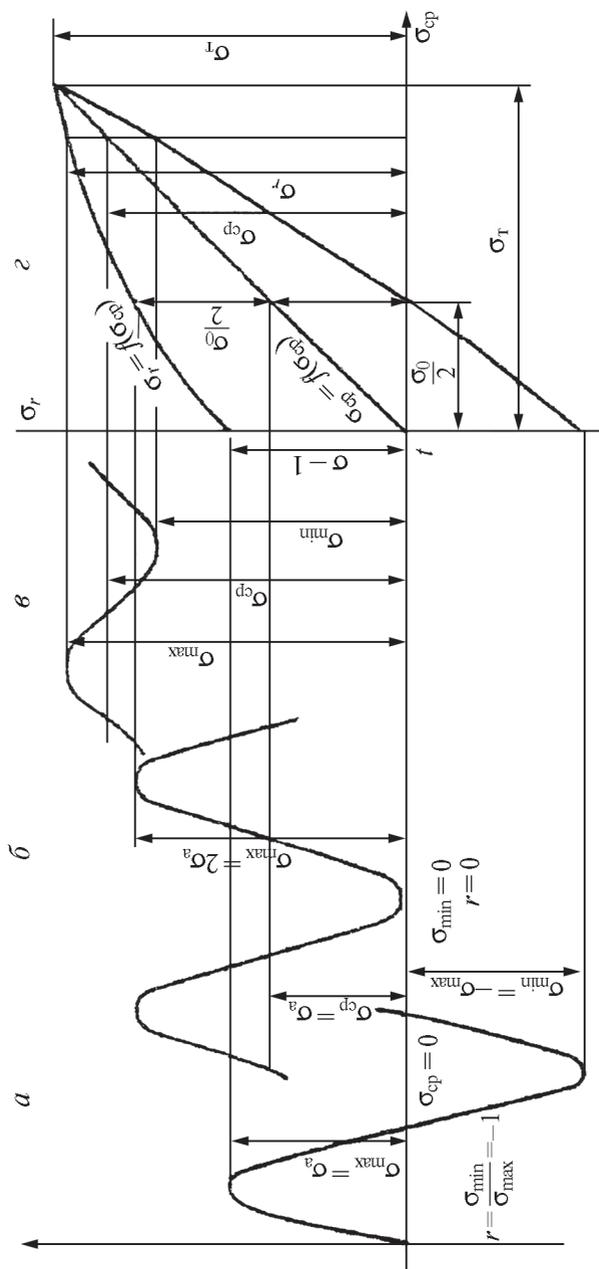


Рис. 13.1

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

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

Коэффициенты  $p_{\text{кр}}$  и  $p_{\text{F}}$  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  $p_{\text{кр}} = 0,1 \dots 0,3$ ;  $p_{\text{F}} = 0,6 \dots 0,9$ .

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  $\sigma_{\text{F}}$  возьмите из расчета движения со скоростью  $V_{\text{д}}$ .

### ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

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

## 14. ПРИВЕДЕННОЕ АМПЛИТУДНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ РАСЧЕТНОГО ЦИКЛА

Для конструкционных материалов из справочников известны пределы выносливости  $\sigma_{\text{r}}$  для симметричного и пульсирующего циклов с  $r = -1$  и  $r = 0$ . **Пределом выносливости  $\sigma_{\text{r}}$  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  $\sigma_{\text{r}}$  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  $\sigma_{\text{T}}$ ; при статическом напряжении такой величины пульсации недопустимы, т.к. приведут сразу к пластическим деформациям.

Если на графиках рис. 13.1, *a*, *б*, в максимальные напряжения циклов соответствуют пределам выносливости, то на диаграмме рис. 13, *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 реальным напряжениям по своему разрушающему воздействию. Если сумма среднего напряжения  $\sigma_{cp}$  и амплитуды цикла  $\sigma_a$  меньше предельно допустимого  $\sigma_p$ , 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

$$\sigma_{a\text{пр}} = \sqrt[6]{\frac{1}{N_0} \sum \sigma_{ai}^6 n_i} = \sqrt[6]{\frac{\sum n_i}{N_0} \sum \sigma_{ni}^6 p_i}, \quad (14.1)$$

где  $\sigma_{ai}$  и  $n_i$  — различные переменные напряжения и соответствующие им числа циклов.

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

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

$$\sigma_{ai} = K_{di} \sigma_v. \quad (14.2)$$

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 табл. 3, то для каждой среднеинтервальной скорости необходимо вычислить  $K_{di}$  и соответствующее значение  $\sigma_{ai}$ . 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)  $\tau \approx 40000$  ч  $\approx 1,5 \cdot 10^7$  с.

Частота изменения динамических напряжений для подресоренных 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

$$N = \sum n_i = 30\tau f_T = 90 \cdot 10^7. \quad (14.3)$$

Если вероятность эксплуатации электровоза со скоростью  $V_i$  равна  $p_i$ , то число циклов нагружения с амплитудой  $\sigma_{ai}$  составит

$$n_i = p_i N = 90 \cdot 10^7 p_i. \quad (14.4)$$

Приведенное амплитудное напряжение можно рассчитать по формуле

$$\sigma_{анр} = \sqrt[6]{\frac{90 \cdot 10^7}{N_0} \sum \sigma_{ai}^6 p_i} = 2,17 \sqrt[6]{\sum \sigma_{ai}^6 p_i}. \quad (14.5)$$

## ОФОРМЛЕНИЕ ШАГА

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

14.2. Заполнить табл. 14.1.

14.3. Рассчитать  $\sigma_{\text{appr}}$ , МПа.

Таблица 14.1

**Исходные данные для расчета приведенного амплитудного напряжения**

<i>i</i>	1	2	3	4	5
$K_{\text{дi}}$					
$\sigma_{\text{ai}}$					
$\sigma_{\text{ai}}^6$					
$p_i$					
$\sigma_{\text{ai}}^6 p_i$					

## 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  $\sigma_r$  снижается до величины предела выносливости детали  $\sigma_{\text{рк}}$  за счет уменьшения в  $k_\sigma$  раз амплитуды предельно допустимого напряжения.

$k_\sigma$  — это коэффициент снижения усталостной прочности детали по сравнению с образцом.

$$k_\sigma = k_{\text{пов}} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \beta_k, \quad (15.1)$$

где  $k_{\text{пов}}$  — коэффициент, учитывающий чистоту обработки поверхностей;

$k_1, k_2$  — коэффициенты, учитывающие неоднородность и внутренние напряжения материала;

$\beta_k$  — 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  $\beta_k$  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  $\sigma_r = f(\sigma_{cp})$ .

Точка *A* соответствует расчетному максимальному значению напряжения цикла  $\sigma_{cp} + \sigma_a$ ; точка *B* соответствует среднему напряжению цикла  $\sigma_{cp}$  и точка *C* — пределу выносливости  $\sigma_{rk}$  с учетом снижения усталостной прочности, т.е. допустимая амплитуда здесь в  $k_\sigma$  раз ниже, чем для образца (точка *C'*). Коэффициент запаса **усталостной прочности** с учетом максимального напряжения

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{rk}}{\sigma_{cp} + \sigma_a}. \quad (15.2)$$

Если известны величины  $\sigma_{-1}$  и  $\sigma_0$  для марки стали, из которой изготовлена деталь, и  $k_\sigma$  в расчетном сечении, то

$$\sigma_{rk} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma} + \left(1 - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0 k_\sigma}\right) \sigma_{cp} \quad (15.3)$$

и соответственно **коэффициент запаса усталостной прочности**

$$n_\sigma = \frac{\frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma} + \left(1 - \frac{\psi_\sigma}{k_\sigma}\right) \sigma_{cp}}{\sigma_{cp} + \sigma_{анп}}. \quad (15.4)$$

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  $\psi_\sigma$ .

15.2. Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности  $n_\sigma$ .

15.3. Используя заданные значения  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $k_\sigma$ , а также рассчитанные значения  $\sigma_{ср}$  и  $\sigma_{апр}$ , 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  $z_{ш}$ ?
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. Теория и конструкция локомотивов / Под ред. Г.С.Михальченко. — М.: Маршрут, 2006.
2. Механическая часть тягового подвижного состава / Под ред. И.В. Бирюкова. — М.: Транспорт, 1992.
3. Дубровский З.М. и др. Грузовые электровозы переменного тока. Справочник. — М.: Транспорт, 1991.

## МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭПС

Программированное задание на курсовой проект  
с методическими указаниями

Редактор *Д.Н. Тихонычев*  
Корректурa *Г.В. Тимченко*  
Компьютерная верстка *О.А. Денисова*

---

Тип. зак.	Изд. зак. 133	Тираж 300 экз.
Подписано в печать 17.10.11	Гарнитура NewtonС	
Усл. печ. л. 3,5		Формат 60×90 <sub>1/16</sub>

---

Редакционный отдел  
Информационно-методического управления РОАТ,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати  
Информационно-методического управления РОАТ,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2