

**РОСЖЕЛДОР**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«Ростовский государственный университет путей сообщения»**  
**(ФГБОУ ВО РГУПС)**

---

Ю.П. Булавин, Ю.Я. Бутенко

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВАГОНОВ**

Учебно-методическое пособие  
(к практическим занятиям)

Ростов-на-Дону

2017

УДК 629.463.3(075.8)

Рецензент – кандидат технических наук, доцент В.Н. Кротов

**Булавин, Ю.П.**

Конструирование и расчет вагонов: Учебно-методическое пособие / Ю.П. Булавин, Ю.Я Бутенко, ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов н/Д, 2017. – с. – Библиогр.: с.

Содержит темы практических занятий по рабочей программе дисциплины «Конструирование и расчет вагонов» код 29625, список литературы. Учебно-методическое пособие призвано способствовать более глубокому изучению дисциплины.

Предназначены для специальности «Подвижной состав железных дорог» специализация «Вагоны»

Одобрено к изданию кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство».

© Булавин Ю.П.  
Бутенко Ю.Я., 2017  
© ФГБОУ ВО РГУПС, 2017



## Содержание

|                                                                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 Расчет колесной пары на прочность.....                                                                      | 6  |
| 1.1 Общие сведения.....                                                                                       | 6  |
| 1.2 Силы, действующие на колесную пару.....                                                                   | 6  |
| 1.3 Расчетные нагрузки оси.....                                                                               | 10 |
| 1.4 Расчет оси на выносливость при нестационарном режиме нагружения.....                                      | 12 |
| 1.5 Последовательность расчета оси на усталостную прочность.....                                              | 16 |
| 2 Расчет рессорного подвешивания вагонов.....                                                                 | 19 |
| 3 Расчет прочности основных узлов тележек.....                                                                | 24 |
| 3.1 Расчетные нагрузки, действующие на тележку вагона.....                                                    | 24 |
| 3.2 Расчет боковой рамы двухосной тележки на вертикальные нагрузки.....                                       | 27 |
| 3.3 Расчет боковой рамы двухосной тележки на горизонтальные нагрузки.....                                     | 37 |
| 3.4 Расчет наддресорной балки двухосной тележки.....                                                          | 40 |
| 4 Расчет элементов конструкций кузовов грузовых вагонов.....                                                  | 48 |
| 4.1 Условная схема нагружения консоли вагона при нецентральной<br>взаимодействии автосцепок двух вагонов..... | 48 |
| 4.2 Расчетные схемы кузова, приведенные к балочным (стержневым).....                                          | 49 |
| 4.3 Расчет на прочность элементов крепления котла к раме.....                                                 | 54 |
| 5 Определение напряжений в оболочках цилиндрических частей и днищ котлов<br>цистерн.....                      | 58 |
| 5.1 Расчет котла на внутреннее давление.....                                                                  | 58 |
| 5.2 Расчет котла на вертикальные нагрузки.....                                                                | 61 |
| 5.3 Суммарные напряжения в оболочке котла.....                                                                | 64 |
| 6 Расчет напряженного состояния кузова пассажирского вагона.....                                              | 66 |
| 6.1 Определение силовых нагрузок.....                                                                         | 66 |
| 6.2 Определение геометрических параметров поперечного сечения кузова<br>вагона.....                           | 69 |
| 7 Обработка результатов испытаний вагонов.....                                                                | 74 |
| 7.1 Оценка спектров ускорений.....                                                                            | 75 |
| 7.2 Тест на нормальность.....                                                                                 | 79 |
| 7.3 Спектральная плотность мощности ускорений.....                                                            | 84 |
| 8 Методика расчета плавности хода.....                                                                        | 88 |
| 9 Расчет поглощающих аппаратов автосцепки.....                                                                | 91 |
| 9.1 Оценка прочности тягового устройства поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4<br>.....                              | 91 |

|                                        |    |
|----------------------------------------|----|
| Список использованных источников ..... | 98 |
|----------------------------------------|----|

## 1 Расчет колесной пары на прочность

### 1.1 Общие сведения

В данном разделе использованы следующие источники [ (1), (2) (3)]

Колесная пара является ответственной частью вагона. Она воспринимает все нагрузки, передающиеся от вагона на рельсы и обратно. Во многом безопасность движения поездов зависит от конструкции, материала, технологии изготовления и ремонта колесных пар. Важное значение для повышения прочности и надежности осей имеют достаточно точные сведения о нагрузках, действующих на ось, а также методы расчета, позволяющие дать наиболее достоверную оценку напряженного состояния оси в условиях эксплуатации.

Существует несколько методов расчета вагонных осей. Наиболее точный из них – метод расчета оси на выносливость при нестационарном режиме нагружения. На практике применяются также другие, в том числе и упрощенные методы расчета осей (методы ЦНИИ-НИБ, Рело и др.).

Для оценки прочности оси колесной пары при расчете её любым методом необходимо:

- определить действующие на неё силы;
- установить возникающие в её частях напряжения;
- оценить прочность и долговечность оси.

### 1.2 Силы, действующие на колесную пару

Вертикальная статическая нагрузка груженого вагона (брутто), действующая на шейку оси, с учетом коэффициента использования грузоподъемности вагона вычисляется по формуле

$$P_{ст} = \frac{1 + \bar{\lambda}}{2} \cdot \frac{m_{бр} - m_0 \cdot m_{кп} + 2m_0 \cdot m_{кч}}{2m_0} g, \quad (1.1)$$

где  $m_{бр}$  – масса вагона брутто, т;

$m_0$  – число колесных пар в вагоне;

$m_{кп}$  – масса колесной пары, т;

$m_{кч}$  – масса консольной части оси (от торца оси до плоскости круга катания колеса);

$g$  – ускорение силы тяжести,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$

$\bar{\lambda}$  – средняя величина коэффициента использования грузоподъемности.

Вертикальная динамическая нагрузка определяется по формуле

$$P_{д} = P_{ст} \cdot k_{дв}, \quad (1.2)$$

где  $k_{дв}$  – коэффициент вертикальной динамики. Коэффициент вертикальной динамики определяется из выражения

$$k_{\text{дв}} = \frac{\bar{k}_{\text{дв}}}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(k_{\text{ов}})}}, \quad (1.3)$$

где  $k_{\text{дв}}$  – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики;

$\beta$  – параметр распределения, для деталей грузовых вагонов при существующих условиях эксплуатации  $\beta = 1,13$ , для пассажирских –  $\beta = 1$ ;

$P(k_{\text{дв}})$  – доверительная вероятность (рекомендуется принимать  $P(k_{\text{дв}}) = 0,97$ ).

Среднее значение  $\bar{k}_{\text{дв}}$  определяется по формуле (при  $v \geq 15$  м/с)

$$\bar{k}_{\text{дв}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot v \frac{V - 15}{f_{\text{cm}}}, \quad (1.4)$$

где  $a$  – коэффициент, равный для необрессоренных частей тележки  $a = 0,15$ ;

$v$  – коэффициент, учитывающий влияние числа осей или в тележке, или в группе тележек под одним концом вагона

$$v = \frac{n + 2}{2n};$$

$V$  – скорость движения в соответствии с принятым расчетным режимом, м/с<sup>2</sup>;

$f_{\text{cm}}$  – статический прогиб рессорного подвешивания, м.

Учитывая несимметричность колебаний, вертикальную динамическую нагрузку считают приложенной к одной шейке, а на другой её принимают равной нулю.

Вертикальная нагрузка от центробежной силы, загружающая одну шейку и разгружающая другую, составляет

$$P_{\text{ц}} = H_{\text{ц}} \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{2e_2}, \quad (1.5)$$

где  $h_{\text{ц}}$  – высота центра массы вагона от оси колесной пары;

$2e_2$  – расстояние между серединами шеек осей;

$H_{\text{ц}}$  – центробежная сила, приходящаяся на одну колесную пару.

Величина  $H_{\text{ц}}$  определяется из выражения

$$H_{\text{ц}} = 2P_{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{ц}},$$

где  $\eta_{\text{ц}}$  – коэффициент, принимаемый для пассажирских вагонов  $\eta_{\text{ц}} = 0,1$ , для грузовых  $\eta_{\text{ц}} = 0,075$ .

Вертикальная нагрузка от давления ветра на боковую поверхность вагона, загружающая одну шейку оси и разгружающая другую, определяется формулой

$$P_B = H_B \cdot \frac{h_B}{2e_2 \cdot m_0}, \quad (1.6)$$

где  $H_B$  – давление ветра на вагон, определяемое из выражения

$$H_B = \omega F,$$

$\omega$  – давление ветра, перпендикулярное боковой стене вагона,  $\omega = 500 \text{ Па}$ ;

$F$  – площадь боковой поверхности кузова,  $\text{м}^2$ ;

$h_B$  – расстояние от равнодействующей силы ветра до оси колесной пары.

### 1.5 Суммарная вертикальная нагрузка (рисунок 1):

– на левую шейку:

$$P_1 = P_{\text{ст}} (1 + k_{\text{дв}}) + P_{\text{ц}} + P_B; \quad (1.7)$$

– на правую шейку:

$$P_2 = P_{\text{ст}} - P_{\text{ц}} - P_B. \quad (1.8)$$

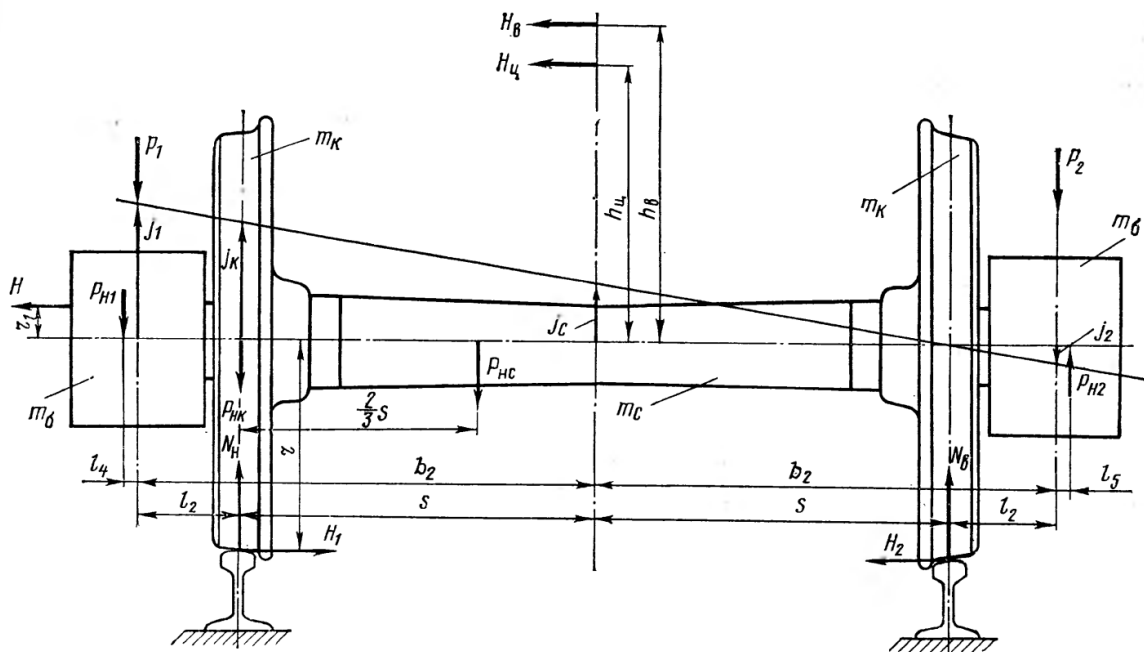


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на колесную пару вагона

Вертикальная нагрузка от сил инерции необрессоренных масс, действующая:

– на левую шейку оси

$$P_{H1} = m_1 \cdot j_1;$$

(1.9)

– на правую шейку оси

$$P_{H2} = m_2 \cdot j_2,$$

(1.10)



где  $m_1$  и  $m_2$  – суммы необрессоренных масс частей, приходящихся на левую и правую шейки соответственно;

$j_1$  и  $j_2$  – ускорения соответственно левого и правого буксового узлов, м/с<sup>2</sup>.

Ускорение левого буксового узла:

$$j_1 = \frac{204 + DV}{\sqrt{m_H}} \cdot g, \quad (1.11)$$

где  $D$  – коэффициент, зависящий от типа вагона и скорости движения;

$D = 13,2$  – для грузовых и изотермических вагонов;

$D = 11,5$  – для пассажирских вагонов;

$m_H$  – сумма масс необрессоренных частей, опирающихся на рельс.

$$m_H = 0,5m_{кп} + m_б + m_p,$$

где  $m_{кп}$  – масса колесной пары;

$m_б$  – масса буксы;

$m_p$  – масса опирающихся на буксу деталей;

$$m_p = 0,5(m_{рб} + m_{рк}),$$

где  $m_{рб}$  – масса боковой рамы тележки;

$m_{рк}$  – масса рессорного комплекта.

Ускорение правого буксового узла;

$$j_2 = \frac{l_2}{l_2 + 2s} j_1. \quad (1.12)$$

Ускорение левого колеса

$$j_k = \frac{2s}{l_2 + 2s} j_1. \quad (1.13)$$

Ускорение средней части оси

$$j_c = 0,5j_k, \quad (1.15)$$

где  $2s$  – расстояние между кругами катания колесной пары;

$l_2$  – расстояние от середины шейки оси до плоскости круга катания колеса.

Сила инерции левого колеса

$$P_{нк} = m_k j_k, \quad (1.15)$$

где  $m_k$  – масса колеса.

Сила инерции средней части оси:

$$P_{нс} = m_c j_c = 0,5m_c j_k,$$

(1.16)

где  $m_c$  – масса средней части оси.

Силы  $P_{H1}$  и  $P_{H2}$  могут быть приложенными с эксцентриситетами  $l_4$  и  $l_5$  относительно середин шеек оси.

Горизонтальные нагрузки от центробежной силы  $H_{ц}$  и давления ветра  $H_{в}$  вместе с усилиями взаимодействия колес с рельсами при движении вагона по кривой приводятся к силе  $H_1$ , приложенной к гребню колеса и к силе трения  $H_2$ , возникающей в месте контакта колеса с рельсом.

Сила трения:

$$H_2 = \mu N_{в}, \quad (1.17)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения скольжения,  $\mu = 0,25$ ;

$N_{в}$  – вертикальная нагрузка движущегося по внутреннему рельсу колеса на этот рельс.

Силы  $H_1$  и  $H_2$  уравниваются рамной силой  $H$ , определяемой по формуле:

$$H = \frac{m_{оп}}{m_0} g k_{оз}, \quad (1.18)$$

где  $k_{дг}$  – коэффициент горизонтальной динамики.

Значение коэффициента горизонтальной динамики  $k_{дг}$  определяется по формуле

$$k_{оз} = \bar{k}_{оз} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{оз})}}, \quad (1.19)$$

где  $\bar{k}_{оз}$  – среднее значение коэффициента горизонтальной динамики;

$P(k_{дг})$  – доверительная вероятность,  $P(k_{дг}) = 0,97$ .

Среднее значение коэффициента  $\bar{k}_{оз}$  определяется по формуле

$$\bar{k}_{оз} = v \cdot \bar{b}(5 + v),$$

где  $v$  – коэффициент, учитывающий влияние числа осей  $n$  в тележке

$$v = \frac{n + 2}{2n};$$

$\bar{b}$  – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона.

Для грузовых вагонов  $\bar{b} = 0,003$ , для пассажирских  $\bar{b} = 0,002$ , для изотермических  $\bar{b} = 0,0025$ .

$V$  – скорость движения, м/с.

Боковое давление на гребень колеса:

$$H_1 = H + H_2. \quad (1.21)$$

### 1.3 Расчетные нагрузки оси

Расчетные схемы нагружения оси даны на рисунке 2. Взамен удаленных колес в опорных местах оси приложены силы  $H_1$  и  $H_2$  и моменты:

$$M_{\text{л}} = H_1 r - (1 - \beta) \cdot (l_4 + l_2) P_{H1}; \quad (1.22)$$

$$M_{\text{п}} = H_2 r; \quad (1.23)$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий часть момента сил инерции буксового узла, воспринимаемого диском колеса за счет его упругости,  $\beta = 0,7$ .

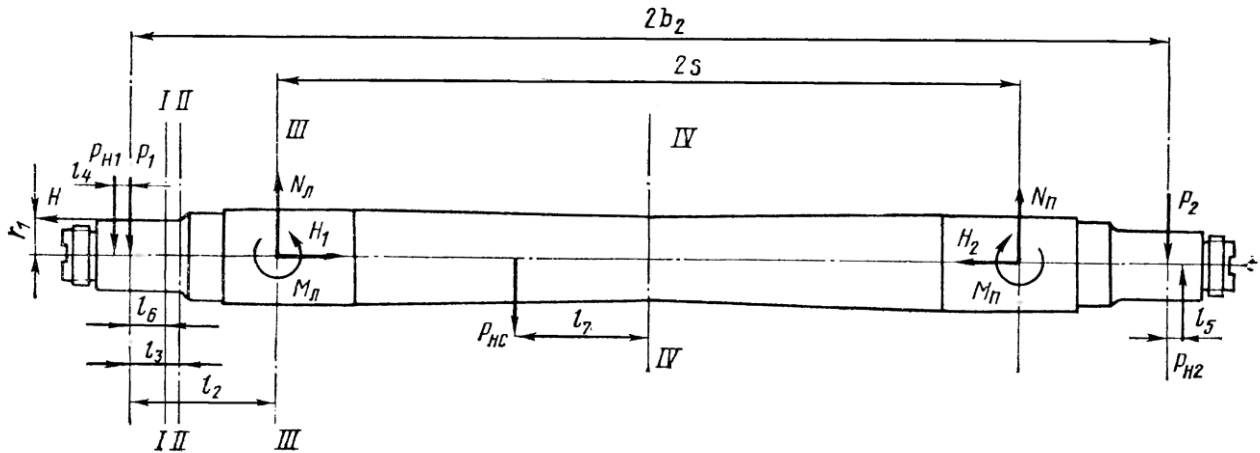


Рисунок 2 – Схема сил и моментов, действующих на ось вагона

Вертикальные реакции в опорах осей составляют:

– для левой опоры оси:

$$N_{\text{л}} = P_1 \frac{l_2 + 2S}{2S} + \beta P_{H1} \frac{l_4 + l_2 + 2S}{2S} + P_{\text{НС}} + H \frac{r + r_1}{2S} + \frac{2}{3} P_{\text{нс}} - P_2 \frac{l_2}{2S} + P_{H2} \cdot \frac{l_2 + l_5}{2S}; \quad (1.24)$$

– для правой опоры оси:

$$N_{\text{п}} = P_2 \frac{l_2 + 2S}{2S} - P_{H2} \frac{l_4 + l_2 + 2S}{2S} - H \frac{r + r_1}{2S} + \frac{1}{3} P_{\text{нс}} - P_1 \frac{l_2}{2S} + \beta P_{H1} \cdot \frac{l_4 + l_2}{2S}. \quad (1.25)$$

Изгибающие моменты в наиболее напряженных сечениях оси:

– сечение I-I (у внутренней кромки заднего роликового подшипника)

$$M_1 = P_1 l_6 + P_{H1} (l_2 + l_3) + H r_1; \quad (1.26)$$

– сечение II-II (по внутренней галтели шейки)

$$M_2 = P_1 l_3 + P_{H1} (l_2 + l_3) + H r_1; \quad (1.27)$$

– сечение III-III (в плоскости круга катания колеса)

$$M_3 = P_1 l_2 + P_{H1} (l_2 + l_3) + H r_1 + M_{\text{л}}; \quad (1.28)$$

– сечение IV-IV в середине оси:

$$M_4 = P_1 e_2 + P_{H1}(l_4 + e_2) + Hr_1 + M_{л} - N_{л}S + P_{нс}l_7. \quad (1.29)$$

Изгибающие моменты в тех же сечениях от статической нагрузки:

$$\left. \begin{aligned} M_{cm1} &= P_{cm} l_6; \\ M_{cm2} &= P_{cm} l_3; \\ M_{cm3} &= M_{cm4} = P_{cm} l_2. \end{aligned} \right\} \quad (1.30)$$

Напряжения от статической нагрузки в расчетных сечениях оси:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{cm1} &= \frac{M_{cm1}}{W_1}; \sigma_{cm3} = \frac{M_{cm3}}{W_3}; \\ \sigma_{cm2} &= \frac{M_{cm2}}{W_2}; \sigma_{cm4} = \frac{M_{cm4}}{W_4}. \end{aligned} \right\} \quad (1.31)$$

Напряжения от расчетных нагрузок могут быть получены, если напряжения от статической нагрузки умножить на соответствующие коэффициенты перегрузки оси (максимальные коэффициенты):

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\max 1} &= \frac{M_1}{M_{cm1}}; \alpha_{\max 3} = \frac{M_3}{M_{cm3}}; \\ \alpha_{\max 2} &= \frac{M_2}{M_{cm2}}; \alpha_{\max 4} = \frac{M_4}{M_{cm4}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.32)$$

Минимальные значения коэффициентов перегрузки оси:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\min 1} &= \frac{\sigma_{-1\partial 1}}{2\sigma_{cm1}}; \\ \alpha_{\min 2} &= \frac{\sigma_{-1\partial 2}}{2\sigma_{cm2}}; \\ \alpha_{\min 3} &= \frac{\sigma_{-1\partial 3}}{2\sigma_{cm3}}; \\ \alpha_{\min 4} &= \frac{\sigma_{-1\partial 4}}{2\sigma_{cm4}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

где  $\sigma_{-1\partial i}$  – предел выносливости материала оси в рассматриваемом сечении ( $i = 1,2,3,4$ ).

Величина  $\sigma_{-1\partial i}$  в расчетных сечениях накатанных осей составляет:

$$\sigma_{-1\partial 1} = \sigma_{-1\partial 2} = 150 \text{ МПа}, \sigma_{-1\partial 3} = 130 \text{ МПа}, \sigma_{-1\partial 4} = 180 \text{ МПа}.$$

#### 1.4 Расчет оси на выносливость при нестационарном режиме нагружения

Согласно нормам необходим расчет оси на усталостную прочность при нестационарном режиме нагружения, В качестве критерия оценки прочности оси

принимается величина коэффициента запаса усталостной прочности, определяемая по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1\delta}}{\sigma_s}, \quad (1.34)$$

где  $\sigma_{-1\delta}$  – предел выносливости оси при круговом изгибе (симметричном цикле);  $\sigma_s$  – эквивалентное напряжение, представляющее собой амплитуду условного (расчетного) стационарного режима нагружения, действие которого по опасности разрушения такое же, как действительного нестационарного режима.

Запас усталостной прочности  $n$  сравнивается с допускаемым значением  $[n]$  установленным на основе опыта эксплуатации. При этом рекомендуемые значения  $[n]$  составляют:

- для грузовых вагонов  $[n] = 1,9-2,0$ ;
- для пассажирских вагонов  $[n] = 2,1-2,3$ ;
- для почтовых и багажных вагонов  $[n] = 2,1$ .

Коэффициент запаса усталостной прочности оси в расчетных сечениях определяется по формуле

$$n = \frac{2\alpha_{\min}}{e^{0,5S_H^2(m-1)}} \sqrt[m]{\frac{N_{-1\delta}}{N_C[\Phi(Z_{\max}) - \Phi(Z_{\min})]}}, \quad (1.35)$$

$$Z_{\max} = \frac{\ln \alpha_{\max} + 0,5S_H^2}{S_H} - S_H m; \quad (1.36)$$

где

$$Z_{\min} = \frac{\ln \alpha_{\min} + 0,5S_H^2}{S_H} - S_H m; \quad (1.37)$$

$$S_H = t_0 - \sqrt{t_0^2 - 2\ln \alpha_{\max}}, \quad (1.38)$$

где  $\alpha_{\max}$  и  $\alpha_{\min}$  – коэффициенты, определяемые соответственно формулами (1.32) и (1.33);

$t_0$  – число, определяющее границы доверительного интервала статистического распределения. Для пассажирских вагонов  $t_0 = 4,5$ , для грузовых вагонов  $t_0 = 4$ ;  $\Phi(Z_{\max})$  и  $\Phi(Z_{\min})$  – интегралы вероятности, определяемые из уравнений

$$\left. \begin{aligned} \Phi(Z_{\max}) &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{Z_{\max}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz; \\ \Phi(Z_{\min}) &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{Z_{\min}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \end{aligned} \right\} \quad (1.39)$$

При расчете осей по формуле (1.35) принимают: базовое число циклов  $N_{-1д} = 10^8$ , показатель степени кривой выносливости осей, упрочненных накатыванием,  $m = 18$ .

Число циклов нагружения за весь срок службы оси

$$N_c = \frac{365 S_c n_d \cdot 10^3}{\pi D_p (1 + \alpha_{пор})}, \quad (1.40)$$

где  $S_c$  – среднесуточный пробег вагона, км;

$n_d$  – срок службы оси, годы;

$D_p$  – расчетный диаметр колеса, м;

$\alpha_{пор}$  – коэффициент порожнего пробега вагона.

В расчетах ВНИИЖТ принято:

–  $N_c = 1 \cdot 10^9$  циклов для пассажирских вагонов;

–  $N_c = 1,2 \cdot 10^9$  циклов для грузовых вагонов.

В соответствии с (1.35)–(1.40) построены номограммы (рисунки 1.3, 1.4), позволяющие в зависимости от вычисленных значений максимальных  $\alpha_{max}$  и минимальных  $\alpha_{min}$  коэффициентов перегрузок определить значения коэффициентов запаса усталостной прочности оси колесной пары.

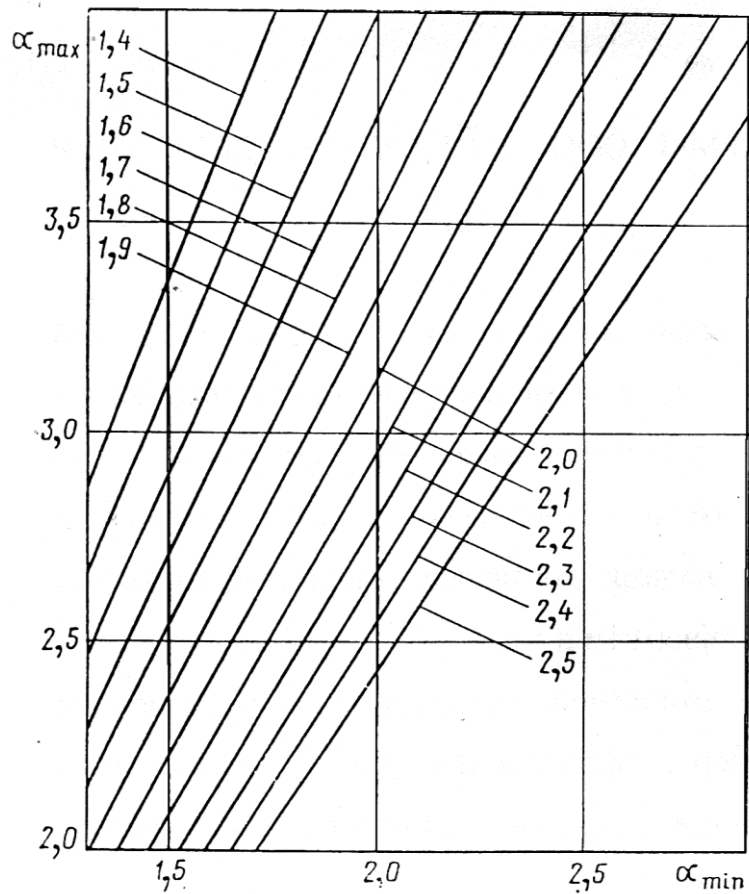


Рисунок 1.3 – Номограмма для определения минимального значения коэффициента перегрузки оси в зависимости от  $\alpha_{\max}$  и  $n$  (цифры на прямых) для грузового вагона

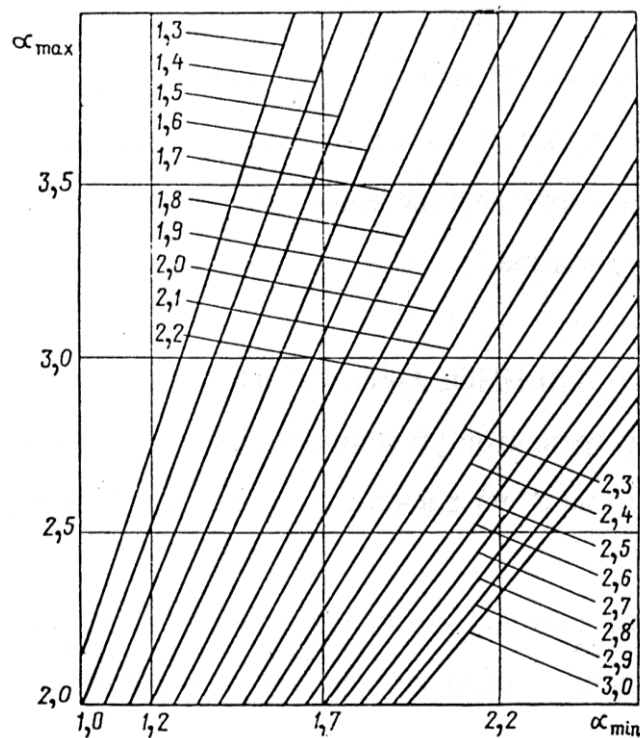


Рисунок 1.4 – Номограмма для определения минимального значения коэффициента перегрузки оси в зависимости от  $\alpha_{\max}$  и  $n$  (цифры на прямых) для пассажирского вагона

При проектировании вагонов целесообразно определять размеры оси по допускаемому запасу усталостной прочности. В этом случае для всех четырех расчетных сечений оси вычисляют минимально допустимые диаметры

$$d_i = 4\sqrt[3]{\frac{M_{cmi} \alpha_{mini}}{\pi \sigma_{-1di}}}, \quad (1.41)$$

где  $i = 1; 2; 3; 4$ .

При расчете оси по формуле (1.41)  $\alpha_{min}$  целесообразно определять по номограммам (рисунки 1.3, 1.4), исходя из вычисленных величин  $\alpha_{max}$  и допускаемых значений запаса усталостной прочности  $[n]$ .

## 1.5 Последовательность расчета оси на усталостную прочность

1. Установить значения коэффициентов запаса прочности оси в зависимости от основных параметров вагона, осевой нагрузки и конструкции оси. Сделать вывод о целесообразности использования или иного типа оси.

*Примечание.* Возможна постановка и обратной задачи: определить основные размеры оси (диаметры) при заданной осевой нагрузке и допустимом коэффициенте запаса усталостной прочности, обеспечивающей надежную эксплуатацию колесных пар в течение расчетного срока службы оси.

2. Вариант задания, содержащего тип вагона, величину осевой нагрузки и другие данные выбираются по таблице.

3. Изобразить схему приложения сил, загружающих ось колесной пары (рисунок 1) и определить по формулам (1.1) – (1.21) силы, указанные на расчетной схеме. Значение масс и линейных размеров колесных пар приведены в таблице.

4. Изобразить расчетную схему нагружения оси (рисунок 2), определить реакции в опорах  $N_n$  и  $N_n$  по формулам (1.24) и (1.25).

5. Вычислить значения изгибающих моментов в четырёх расчетных сечениях [формулы (1.28) – (1.29)].

6. Вычислить величины изгибающих моментов в тех же сечениях по формуле (1.30).

7. По формуле (1.31) определить напряжения от статической нагрузки в расчетных сечениях оси.

8. По формуле (1.32) определить максимальный, а по формуле (1.33) – минимальный коэффициент перегрузки.

9. Пользуясь номограммами, приведенными на рисунках 3,4, по значениям  $\alpha_{max}$  и  $\alpha_{min}$  определить расчетную величину коэффициента усталостной прочности для расчетных сечений.

10. Сравнить полученные значения коэффициента запаса усталостной прочности с допускаемым значением  $[n]$ . Сделать выводы.

11. Используя формулу (1.41), определить минимально допустимые диаметры в четырех расчетных сечениях оси. Минимальный коэффициент перегрузки оси целесообразно определять по номограммам (рисунки 1.3, 1.4).



## 1.6 Расчет оси по методу ЦНИИ - НИБ

Расчетная схема представлена на рисунке 1.5.

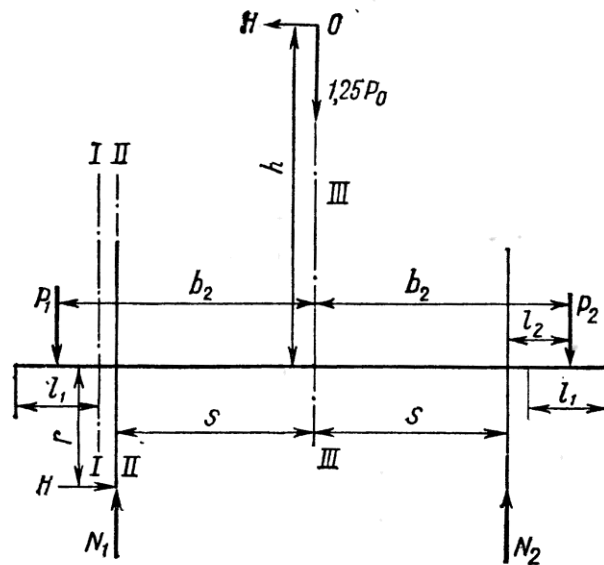


Рисунок 1.5 – Расчетная схема нагружения колесной пары

Статическая нагрузка на ось от веса вагона брутто

$$P_0 = \frac{m_{бр} - m_0 m_{кн}}{m_0} \cdot g. \quad (1.42)$$

Изгибающие моменты в расчетных сечениях I-I, II-II, III-III:  $M_1$  – у внутренней галтели шейки,  $M_2$  – в плоскости крута катания и  $M_3$  – в середине оси.

$$M_1 = \left(1,25 + \frac{h}{2e_2}\right) \frac{P_0 l}{4}; \quad (1.43)$$

$$M_2 = \left[ \left(1,25 + \frac{h}{2e_2}\right) (e_2 - s) + r \right] \frac{P_0}{2}; \quad (1.44)$$

$$M_3 = \left[ 1,25(e_2 - s) + \frac{r}{2} \right] \frac{P_0}{2}. \quad (1.45)$$

Наименьшие допускаемые диаметры:

$$\text{– шейки } d_1 = \sqrt[3]{\frac{32M_1}{\pi[\sigma_1]}}; \quad (1.46)$$

$$\text{– подступичной части } d_2 = \sqrt[3]{\frac{32M_2}{\pi[\sigma_2]}}; \quad (1.47)$$

– середины оси  $d_3 = \sqrt[3]{\frac{32M_3}{\pi[\sigma_3]}}$ ; (1.48)

Допускаемые напряжения в МПа:

– для грузовых вагонов

$$[\sigma_1] = 120; [\sigma_2] = 165; [\sigma_3] = 155;$$

– для пассажирских вагонов

$$[\sigma_1] = 100; [\sigma_2] = 140; [\sigma_3] = 130.$$

К полученным расчетным диаметрам необходимо добавить:

$d_1 + 2$  мм;  $d_2 + 6$  мм;  $d_3 + 6$  мм, необходимые для возможной обточки при износе этих частей оси.

По полученным в результате расчетов диаметрам выбирается тип стандартной оси колесной пары.

## 2 Расчет рессорного подвешивания вагонов

В данном разделе использованы материалы изложенные в [ (1)]

Рессорное подвешивание вагонов связывает колесные пары с рамой тележки и кузовом и предназначено для уменьшения динамического воздействия пути на вагон и вагона на путь. Оно состоит из упругих элементов, возвращающих устройств и гасителей колебаний. В качестве упругих элементов вагонов в основном используются витые пружины. В качестве условного примера укажем размеры пружин рессорного подвешивания в табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Размеры пружин рессорного подвешивания

| Подвешивание | Кол-во комплектов пружин | Пружин в комплекте | Диаметр пружины |    |    | Диаметр прутка |     |     | Количество витков |   |   |
|--------------|--------------------------|--------------------|-----------------|----|----|----------------|-----|-----|-------------------|---|---|
|              |                          |                    | 1               | 2  | 3  | 1              | 2   | 3   | 1                 | 2 | 3 |
| Центральное  | 4                        | 3                  | 37              | 24 | 16 | 4.2            | 3.4 | 2.5 | 7                 | 8 | 9 |
| Буксовое     | 8                        | 2                  | 23              | 14 |    | 3.5            | 1.8 |     | 6                 | 6 |   |

Определим нагрузки, действующие на рессорное подвешивание.

Нагрузка на пружины центрального подвешивания тележки:

$$P_{ц} = \frac{Q_{бр} - 2P_{тел} + 2P_{н.б.}}{2}, \text{ тс}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{бр}$  – масса вагона брутто,

$P_{тел}$  – вес тележки,

$P_{н.б.}$  – вес надрессорной балки,  $P_{н.б.}=0.45$  т.

Нагрузка на все пружины буксового подвешивания тележки:

$$P_{б} = \frac{Q_{бр} - 2P_{к.п.}}{2}, \text{ тс}, \quad (2.2)$$

где  $P_{к.п.}$  – вес колесной пары,  $P_{к.п.}=1.2$  т.

Нагрузка на один комплект пружин определяется по формуле

$$P_u^\kappa = \frac{P_u}{K_u}, \text{ тс}, \quad P_\delta^\kappa = \frac{P_\delta}{K_\delta}, \text{ тс}. \quad (2.3)$$

Вертикальная гибкость для всех пружин подвешивания:

$$f_i = \frac{8n_{pi} \cdot D_{cpi}^3 \cdot 10^4}{d_i^4 \cdot G}, \text{ мм/т}. \quad (2.4)$$

где  $n_{pi}$  – количество пружин,

$D_{cpi}$  – средний диаметр пружин,  $D_{cpi} = D_i - d_i$ ,

$G$  – модуль сдвига,  $G = 8 \cdot 10^5$  кг/см<sup>2</sup>.

Жесткость одной пружины рессорного подвешивания определяется

$$Ж_i = \frac{1}{f_i}, \text{ т/мм}. \quad (2.5)$$

Вертикальная гибкость комплекта пружин:

$$f_u = \frac{1}{Ж_u^H + Ж_u^{cp} + Ж_u^{6H}}, \text{ мм/т}. \quad (2.6)$$

$$f_\delta = \frac{1}{Ж_\delta^H + Ж_\delta^{6H}}, \text{ т/мм}. \quad (2.7)$$

Определим распределение нагрузки между пружинами одного комплекта центрального и буксового подвешивания.

$$\begin{aligned} \chi_u^H &= \frac{f_u}{f_u^H} P_u^\kappa, \text{ т}, \\ \chi_u^{cp} &= \frac{f_u}{f_u^{cp}} P_u^\kappa, \text{ т}, \\ \chi_u^{6H} &= \frac{f_u}{f_u^{6H}} P_u^\kappa, \text{ т}, \\ \chi_\delta^H &= \frac{f_\delta}{f_\delta^H} P_\delta^\kappa, \text{ т}, \\ \chi_\delta^{6H} &= \frac{f_\delta}{f_\delta^{6H}} P_\delta^\kappa, \text{ т}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Статический прогиб пружин тележки определяется по формуле:

$$f_n = F_6 + F_{ц}, \text{ мм,}$$

$$F_6 = f_6 \cdot P_6^k, \quad F_{ц} = f_{ц} \cdot P_{ц}^k, \text{ мм.}$$

Полный прогиб пружин должен соответствовать допустимому прогибу  $[f]=195\dots220$  мм.

Напряжения на внутренних волокнах пружин:

$$\tau_i = \frac{16 \chi_i \cdot r_i}{\pi \cdot d_i^3} \left( \frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0.615}{m} \right), \quad (2.9)$$

где  $r$  – радиус пружины,  $r = \frac{D_{cp}}{2}$ ,

$m$  – индекс пружины,  $m = \frac{D}{d}$ .

Значения напряжений на внутренних волокнах пружин должны удовлетворять условию:

$$\tau_i \leq [\tau],$$

где  $[\tau]$  – допустимые напряжения,  $[\tau]=7500$  кг/см<sup>2</sup>.

Характеристики рессорного подвешивания, а также результаты расчетов свести в таблицы 3.2 – 3.5.

Таблица 3.2 – Масса элементов вагона, кг

| Тара вагона | Масса брутто вагона | Масса тележки | Масса надрессорной балки | Масса колесной пары | Статический прогиб, мм |
|-------------|---------------------|---------------|--------------------------|---------------------|------------------------|
| 5,88E+04    | 6,38E+04            | 7200          | 450                      | 1200                | 209                    |

Таблица 3.3 – Нагрузка на элементы тележки, кгс

| Нагрузка на все пружины рессорного подвешивания |          | Нагрузка на один комплект пружин |          |
|-------------------------------------------------|----------|----------------------------------|----------|
| центральное                                     | буксовое | центральное                      | буксовое |
| 25150                                           | 30700    | 6287,5                           | 3837,5   |

Таблица 3.4 – Вертикальная гибкость для всех пружин, мм/т

| Центральное подвешивание |       |       | Буксовое подвешивание |        | Общая       |          |
|--------------------------|-------|-------|-----------------------|--------|-------------|----------|
| 1                        | 2     | 3     | 1                     | 2      | центральное | буксовое |
| 102,75                   | 78,71 | 53,66 | 20,76                 | 123,40 | 24,35       | 17,77    |

Таблица 3.5 – Жесткость каждой пружины, т/мм

| Центральное подвешивание |        |        | Буксовое подвешивание |        |
|--------------------------|--------|--------|-----------------------|--------|
| 1                        | 2      | 3      | 1                     | 2      |
| 0,0097                   | 0,0127 | 0,0186 | 0,0482                | 0,0081 |

Таблица 3.6 – Нагрузка на каждую пружину, кг (т)

| Центральное подвешивание |         |         | Буксовое подвешивание |        |
|--------------------------|---------|---------|-----------------------|--------|
| 1                        | 2       | 3       | 1                     | 2      |
| 1489,90                  | 1944,76 | 2852,84 | 3284,96               | 552,54 |
| 1,49                     | 1,94    | 2,85    | 3,28                  | 0,55   |

Таблица 3.7 – Статический прогиб пружин тележки, мм

| Центральное подвешивание | Буксовое подвешивание | Сумма  | Центр/сумм |
|--------------------------|-----------------------|--------|------------|
| 153,08                   | 68,18                 | 221,26 | 0,69       |

Таблица 3.8 – Индекс пружин

| Центральное подвешивание |      |      | Буксовое подвешивание |      |
|--------------------------|------|------|-----------------------|------|
| 1                        | 2    | 3    | 1                     | 2    |
| 9,02                     | 7,50 | 6,15 | 6,05                  | 7,78 |

Таблица 3.9 – Радиус пружин, см

| Центральное подвешивание |      |     | Буксовое подвешивание |     |
|--------------------------|------|-----|-----------------------|-----|
| 1                        | 2    | 3   | 1                     | 2   |
| 16,45                    | 10,4 | 6,7 | 9,6                   | 6,1 |

Таблица 3.10 – Напряжения на внутренних волокнах пружин, кгс/см<sup>2</sup>

| Центральное подвешивание |         |         | Буксовое подвешивание |         |
|--------------------------|---------|---------|-----------------------|---------|
| 1                        | 2       | 3       | 1                     | 2       |
| 2104,86                  | 3765,94 | 6901,64 | 3660,72               | 3503,59 |

По результатам расчетов оценить удовлетворяют ли пружины предъявляемым требованиям.

### 3 Расчет прочности основных узлов тележек

#### 3.1 Расчетные нагрузки, действующие на тележку вагона

Расчет на прочность узлов и деталей тележки производится по критерию удовлетворения несущей способности всех ее узлов и деталей, предназначенных для восприятия расчётных нагрузок. Расчет производится по допускаемым напряжениям и деформациям, а также на сопротивление усталости. Величина и сочетание расчетных нагрузок при расчёте по I и III режимам нагружения принимается на основе данных табл. 3.1.1 [ (1), (3)].

Таблица 3.1.1 – Величина и сочетание нагрузок, принимаемых при расчетах тележек вагонов

| Наименование расчетных нагрузок                                                                                                                                                                                                      | Обозначения                               | Расчетные режимы                                                                                                   |                                                                                                                                           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                                                                                                                                                                                                      |                                           | I                                                                                                                  | III                                                                                                                                       |
| Продольные нагрузки силы инерции массы тележки                                                                                                                                                                                       | $N$                                       | При ускорении тележки $6 g$                                                                                        | При ускорении тележки $2,5 g$                                                                                                             |
| Вертикальные нагрузки:<br>– вертикальная статическая сила тяжести кузова брутто и соответствующих элементов тележки<br>– вертикальная динамическая нагрузка<br>– вертикальная динамическая добавка от продольной силы инерции кузова | $P_{cm}$<br><br>$P_{\delta}$<br><br>$P_u$ | В соответствии с нормами осевой нагрузки<br><br>Не учитывается<br><br>При силе удара в автосцепку $3,5 \text{ МН}$ | В соответствии с нормами осевой нагрузки<br><br>При $k_{ос}$ , принимаемых по расчёту<br><br>При силе удара в автосцепку $1,0 \text{ МН}$ |
| Боковые нагрузки:<br>– рамная сила<br>– боковая нагрузка                                                                                                                                                                             | $H_p$<br>$H$                              | Не учитывается<br>Не учитывается                                                                                   | По расчету<br>По расчету                                                                                                                  |
| Самоуравновешивающие нагрузки:<br>– вертикальные кососимметричные силы (для тележки с жесткой на скручивание рамой)                                                                                                                  | $P_z$                                     | Не учитывается                                                                                                     | По расчету                                                                                                                                |

Таким образом, вертикальная нагрузка при I расчётном режиме

$$P_I = P_{cm} + P_{ul} , \quad (3.3.1.1)$$

при III режиме



$$P_{ш} = P_{см} + P_{\partial} + P_{шш} . \quad (3.3.1.2)$$

Вертикальная статическая нагрузка, действующая от кузова вагона брутто, определяется по формуле

$$P_{см} = \frac{P_o m_o - 2P_T}{2} \quad (3.1.3)$$

где  $P_o$  – осевая нагрузка брутто;

$m_o$  – число осей вагона;

$P_T$  – собственная сила тяжести одной тележки.

Собственная сила тяжести тележки принимается по выбранному эталонному образцу и впоследствии корректируется.

Максимальная вертикальная динамическая нагрузка от кузова вагона, движущегося с конструкционной скоростью, подсчитывается по формуле

$$P_{\partial} = P_{см} \cdot k_{\partialс}, \quad (3.1.4)$$

где  $k_{\partialс}$  – расчетная величина коэффициента вертикальной динамики обрессоренных частей тележки.

Среднее вероятное значение  $\bar{k}_{\partialс}$  определяется по формулам:

– при скорости движения вагона м/с  $V \geq 15$  (55 км/ч)

$$\bar{k}_{\partialс} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \frac{V - 15}{f_{см}}, \quad (3.1.5)$$

– при скоростях движения вагона  $V \leq 15$  м/с

$$\bar{k}_{\partialс} = a \frac{V}{15} \quad (3.1.6)$$

где  $a$  – коэффициент, принимаемый на основании обработки теоретических и экспериментальных исследований, равный для элементов кузова вагона – 0,05; для обрессоренных частей тележки – 0,10; для необрессоренных частей тележки – 0,15;

$b$  – коэффициент, учитывающий влияние числа осей в тележке ( $n$ ) или группе тележек под одним концом вагона на величину коэффициента динамики:

$$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n}, \quad (3.1.7)$$

$V$  – расчетная скорость движения вагона, м/с;

$f_{см}$  – статический прогиб рессорного подвешивания, м;

$n$  – число осей в тележке.

Вертикальная динамическая добавка от продольной силы инерции кузова, возникающая при ударе в автосцепку, определяется по формуле

$$P_{ul,III} = N_{I,III} \frac{(P_{бр.к} - 2P_T)}{P_{бр.в} \cdot 2l \cdot m_1}, \quad (3.1.8)$$

где  $N_I = 3,5$  МН;  $N_{III} = 1$  МН — нормы продольных усилий, принимаемые в расчётах по I и III режимам;

$P_{бр.к}$ ,  $P_{бр.в}$  – соответствующие силы тяжести брутто кузова и вагона в целом;

$h_u$  — расстояние от опорной плоскости подпятников тележек до центра масс кузова;

$2l$  – база вагона;

$m_1$  – число параллельно нагруженных деталей в тележке или группе тележек, расположенных под одним концом вагона.

Боковые нагрузки на элементы тележки возникают при движении вагона по кривым участкам пути. В этом случае на переднее по ходу движения колесо действует направляющая сила рельса, которая вызывает рамную силу  $H_p$ , приложенную к буксовому проему боковой рамы, определяемую по формуле

$$H_p = P_0 \cdot k_{др}, \quad (3.1.9)$$

где  $p_0$  – расчётная статическая осевая нагрузка;

$k_{др}$  – коэффициент горизонтальной динамики.

Значение коэффициента горизонтальной динамики определяется по формуле

$$k_{др} = \overline{k_{др}} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{др})}}, \quad (3.1.10)$$

где  $\overline{k_{др}}$  – среднее вероятное значение коэффициента горизонтальной динамики;

$P(k_{др})$  – расчетная вероятность, при расчетах на прочность принимаемая равной 0,97.

Среднее вероятное значение коэффициента горизонтальной динамики определяется по формуле

$$k_{др} = b\delta(5 + V), \quad (3.1.11)$$

где  $b$  – коэффициент, учитывающий влияние числа осей в тележке;

$\delta$  – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона: для грузовых вагонов на безлюлечных тележках – 0,003;

$V$  – скорость движения вагона, м/с.

В общем виде расчётная схема боковой рамы тележки представляет собой пространственную статически неопределимую систему. Расчет обычно производят отдельно для вертикальных, горизонтальных, тормозных нагрузок, результаты полученных напряжений суммируют.

Внешние силы приложены к нижнему горизонтальному поясу боковой рамы через полный комплект пружин. Общая расчётная нагрузка при расчёте на вертикальные силы состоит из статической, динамической от колебаний кузова на рессорах, от силы инерции при торможении и боковой силы, возникающей при действии центробежной и ветровой нагрузок:

$$P = P_{ст} + P_{д} + P_{и} + P_{б}, \quad (3.1.12)$$

где составляющие сил рассчитывают по нижеприведенным формулам.

Вертикальная статическая нагрузка

$$P_{ст} = \frac{P_{бп} - m_0 P_r}{m_2}, \quad (3.1.13)$$

где  $P_{бп}$  – сила тяжести вагона брутто;

$P_r$  – собственная сила тяжести одной колёсной пары с буксовыми узлами;

$m_0$  – число колесных пар в вагоне;

$m_2$  – число боковых рам в вагоне.

Вертикальная динамическая нагрузка от колебаний вагона определяется по формуле (3.3.1.4), а от сил инерции кузова – по формуле (3.3.1.8).

Вертикальная составляющая сила, возникающая от действия центробежной и ветровой нагрузок:

$$P_{б} = \frac{H_{ц} h_{ц} + H_{в} h_{в}}{m_3 \cdot b}, \quad (3.1.14)$$

где  $H_{ц}$  и  $H_{в}$  – центробежная сила и давление ветра, приходящиеся на кузов брутто вагона;

$h_{ц}$  и  $h_{в}$  – расстояние от центра тяжести и центра площади боковой поверхности кузова до горизонтальной плоскости, проходящей через точки приложения сил  $P_{б}$ ;

$m_3$  – количество боковых рам, расположенных с одной стороны вагона;

$b$  – расстояние между линиями действия сил  $P_{б}$  в одной боковой раме.

### 3.2 Расчет боковой рамы двухосной тележки на вертикальные нагрузки

Вертикальными нагрузками боковой рамы являются: статическая –  $P_{ст}$ , динамическая –  $P_{д}$ , вертикальная  $P_{б}$  от боковых сил и тормозные. Первые три нагрузки приложены симметрично относительно продольной и поперечной вертикальной плоскостей симметрии боковой рамы. Поэтому расчет удобно вести, учитывая сумму этих сил:

$$P = P_{cm} + P_{\delta} + P_{\delta} . \quad (3.2.1)$$

Для учета деформации рессорного подвешивания можно силу  $P_{\delta}$  для типовых тележек грузовых вагонов увеличить на 5–6 %.

Возникающие при торможении вертикальные нагрузки, не удовлетворяющие условию симметрии, целесообразно учитывать при отдельном расчете боковой рамы.

Расчетная нагрузка, определяемая по формуле (3.2.1), в обычных конструкциях боковой рамы передается на её нижний горизонтальный пояс рессорным комплектом, а распределение этой нагрузки зависит от конструкции комплекта.

В рессорном комплекте, состоящем из семи одинаковых двухрядных пружин, нагружение боковой рамы принимают в виде пяти сосредоточенных сил: средней  $P_1$ , двух крайних  $P_3$  и двух промежуточных  $P_2$ , причем  $P_1 = \frac{P}{7}$ ,

$$P_2 = \frac{2P}{7}, P_3 = \frac{P}{7}.$$

Боковая рама двухосной тележки и ее расчетная схем приведены на рис. 3.2.1.

При данном распределении нагрузок вес боковой рамы условно включают в статическую нагрузку, передаваемую рессорным комплектом, так как выделение этого веса и правильное его распределение по элементам боковой рамы осложняет расчет, не сказываясь существенно на его результатах.

Поскольку боковая рама и рассматриваемые вертикальные нагрузки без существенного ущерба для точности расчета могут быть приняты симметричными относительно продольной вертикальной плоскости, расчетная схема боковой рамы образуется линиями, проходящими через центры тяжести поперечных сечений её стержня. В этом случае в стержнях боковой рамы возникают деформации изгиба в вертикальной плоскости, сдвига и растяжения или сжатия, но не возникают деформации кручения.

Полученная таким образом расчетная схема рамы состоит из трех замкнутых контуров и в общем случае нагружения силами, действующими в плоскости рамы, является девять раз статически неопределимой системой.

Но поскольку конструкция рамы и ее нагружения относительно вертикальной поперечной плоскости, проходящей через середину рамы, симметричны, статическая неопределимость снижается до пяти: в симметричных сечениях изгибающие моменты и нормальные силы одинаковы, а поперечные силы равны по абсолютной величине, но противоположны по значению, отсюда также следует, что в плоскости симметрии поперечные силы равны нулю.

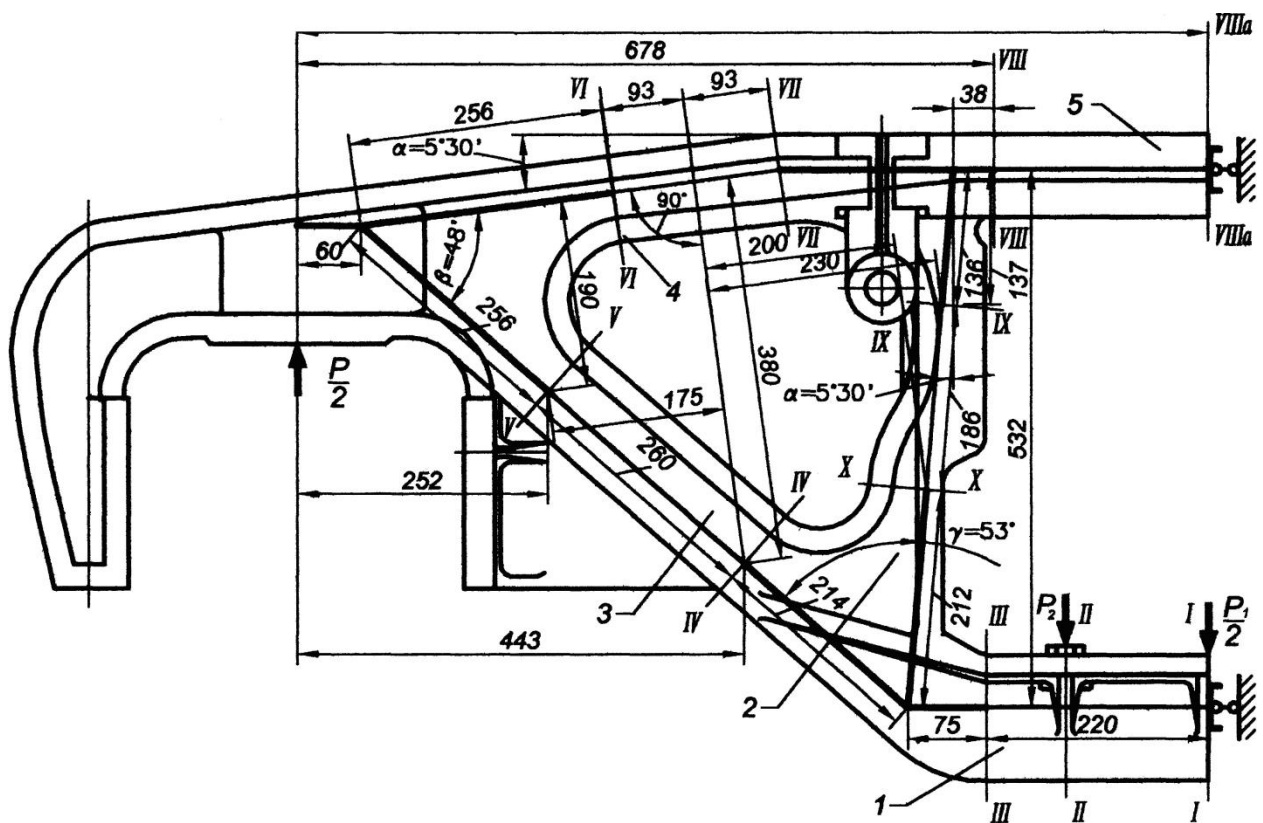


Рис. 3.2.1. Боковая рама и ее расчетная схема:  
1–5 – стержни

Симметричность конструкции и нагружения позволяет рассматривать одну половину боковой рамы, вводя связи взамен «отброшенной» другой половины. На рис. 3.2.1 квадратными скобками обозначены связи, воспринимающие моменты, а стерженьками с шарнирами на концах – связи, воспринимающие нормальные силы.

При построении расчетной схемы литой боковой рамы учитывают её особенность, заключающуюся в том, что протяженность узлов и размеры поперечных сечений стержней соизмеримы с длиной последних. Условный способ учета этой особенности сводится к выделению узлов, участки которых на расчетной схеме боковой рамы обычно обозначают толстыми линиями, и к оценке деформации узлов. Условно принимают, что в узле эпюры изгибающих моментов и нормальных сил затухают по линейному закону на длине, равной высоте поперечного сечения стержня, причем на участках стержней, расположенных между узлами, эти эпюры строят обычными методами; узлы на сдвиг принимают абсолютно жесткими и поэтому эпюры поперечных сил на протяжении узлов не строят.

Рассмотрим расчет боковой рамы методом сил. На рис. 3.2.2 показана основная система, полученная путем разреза посередине верхнего наклонного пояса и удаления связей в среднем сечении верхнего горизонтального пояса.

Удаленные связи, аналогичные показанным на нижнем горизонтальном поясе и представляют собой действие на левую половину боковой рамы отброшенной правой ее части, заменены неизвестными изгибающими

моментами  $X_1$  и нормальной силой  $X_2$ , а в месте разреза верхнего наклонного пояса введены неизвестные изгибающие моменты  $X_3$ , нормальные  $X_4$  и поперечные  $X_5$  силы. Силы  $P_1$  и  $P_2$ , представляющие собой составляющие внешней нагрузки,  $\frac{P}{2}$  – опорную реакцию, приложенную в середине буксового проема боковой рамы

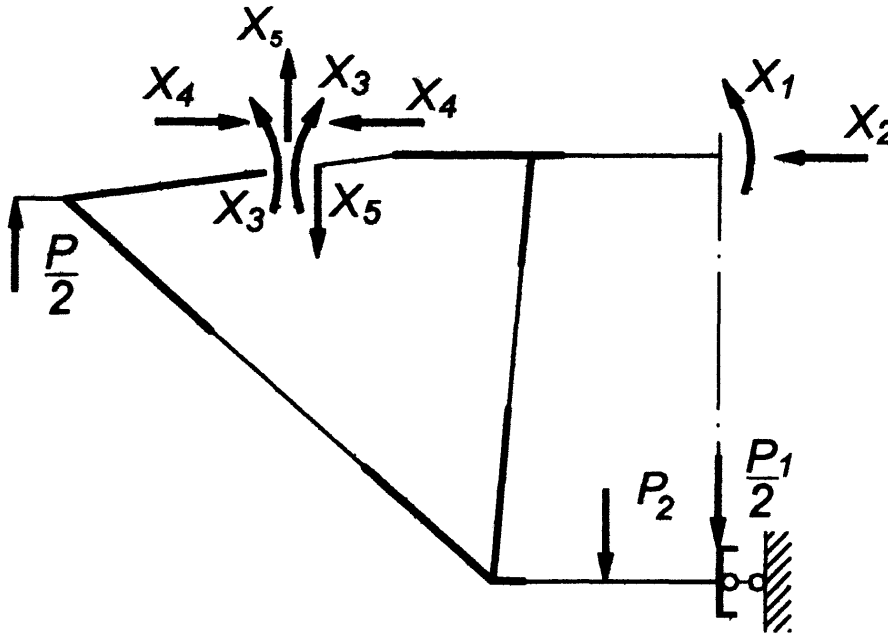


Рис. 3.2.2. Основная система боковой рамы

Для определения неизвестных  $X_1 - X_5$  составляем систему канонических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{14}X_4 + \delta_{15}X_5 + \Delta_{1P} &= 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{24}X_4 + \delta_{25}X_5 + \Delta_{2P} &= 0, \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{34}X_4 + \delta_{35}X_5 + \Delta_{3P} &= 0, \\ \delta_{41}X_1 + \delta_{42}X_2 + \delta_{43}X_3 + \delta_{44}X_4 + \delta_{45}X_5 + \Delta_{4P} &= 0, \\ \delta_{51}X_1 + \delta_{52}X_2 + \delta_{53}X_3 + \delta_{54}X_4 + \delta_{55}X_5 + \Delta_{5P} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.2.2)$$

Коэффициенты при неизвестных и грузовые (свободные) члены канонических уравнений обычно вычисляют как перемещения, обусловленные деформациями изгиба, растяжения или сжатия и сдвига. В данном случае коэффициенты и грузовые члены канонических уравнений можно вычислить без учета деформаций сдвига, поскольку такой учет несущественно сказывается на результатах расчета, но значительно его усложняет. Тогда формула для вычисления коэффициентов при неизвестных примет вид

$$\delta_{ij} = \sum \left( \int_0^l \frac{M_i M_j}{EJ_z} dx + \int_0^l \frac{N_i N_j}{EF} dx \right), \quad (3.2.3)$$

где  $M_i$  и  $M_j$  – изгибающие моменты в основной системе от действия единичных силовых факторов соответственно  $X_i$  и  $X_j$

$N_i$  и  $N_j$  – нормальные силы в основной системе от действия единичных силовых факторов соответственно  $X_i$  и  $X_j$ ;

$EJ_z$  и  $EF$  – жесткости сечений стержней соответственно при изгибе и растяжении ( $J_z$  – момент инерции сечения относительно нейтральной оси  $Z$ ;  $F$  – площадь сечения).

Интегрирование производится в пределах длины  $l$  каждого стержня, а суммирование распространяют на все стержни. Грузовые члены определяют по формуле (3.2.3), заменив в ней  $M_i$  и  $N_i$  на  $N_p$ , т. е. принимая вместо  $X_i$  внешнюю нагрузку  $P$ .

Для удобства вычислений умножим все члены формулы (3.2.3) на основную жесткость  $EI_0$ , представляющую собой жесткость на изгиб какого-либо стержня боковой рамы или даже произвольное число. Учитывая также, что в данном случае жесткость каждого стержня  $EJ_z$  и  $EF$  считается постоянной величиной, получим

$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \left( \frac{EJ_0}{EJ_z} \int_0^l M_i M_j dx + \frac{EJ_0}{EF} \int_0^l N_i N_j dx \right).$$

Обозначив

$$\frac{EJ_0}{EJ_z} = \alpha_M \text{ и } \frac{EJ_0}{EF} = \alpha_N,$$

получим

$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \left( \alpha_M \int_0^l M_i M_j dx + \alpha_N \int_0^l N_i N_j dx \right). \quad (3.2.4)$$

Для вычисления коэффициентов и грузовых членов строят эпюры изгибающих моментов и нормальных сил от неизвестных силовых факторов, равных выбранной единице, и внешней нагрузки.

В качестве примера на рис 3.2.3 – 3.2.5 изображены эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил для боковой рамы тележки типа ЦНИИ-Х-3.

Данные эпюры построены с учетом вышеуказанного влияния узлов. Эпюры поперечных сил показаны здесь для удобства последующего определения касательных напряжений.

Вычисление интегралов, входящих в формулы (3.2.3) и (3.2.4), производят с помощью известных методов (по способу А. Н. Верещагина, по таблицам для вычисления интегралов, по формуле Симпсона и т. п.). Правильность вычисления коэффициентов при неизвестных и грузовых членах канонических уравнений проверяют способами, известными из курсов строительной механики. Решение системы уравнений (3.2.2) удобно осуществлять посредством сокращенного алгоритма Гаусса или при помощи ЭВМ.

По найденным значениям неизвестных и эпюрам строим суммарные эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил (рис 3.2.6), ординаты которых находят по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_z &= M_1 X_1 + M_2 X_2 + M_3 X_3 + M_4 X_4 + M_5 X_5 + M_p; \\ N &= N_1 X_1 + N_2 X_2 + N_3 X_3 + N_4 X_4 + N_5 X_5 + N_p; \\ Q_y &= Q_1 X_1 + Q_2 X_2 + Q_3 X_3 + Q_4 X_4 + Q_5 X_5 + Q_p; \end{aligned} \right\} \quad (3.2.5)$$

где  $M_i$ ,  $N_i$  и  $Q_i$  – соответственно ординаты эпюр изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил в рассматриваемом сечении основной системы от  $X_i$  равного выбранной единице (рис. 3.2.3 – 3.2.5);  
 $M_p$ ,  $N_p$  и  $Q_p$  – то же, от внешней нагрузки (рис. 3.2.5);  
 $X_i$  – значение (величина и знак) неизвестного, определенное решение системы канонических уравнений.

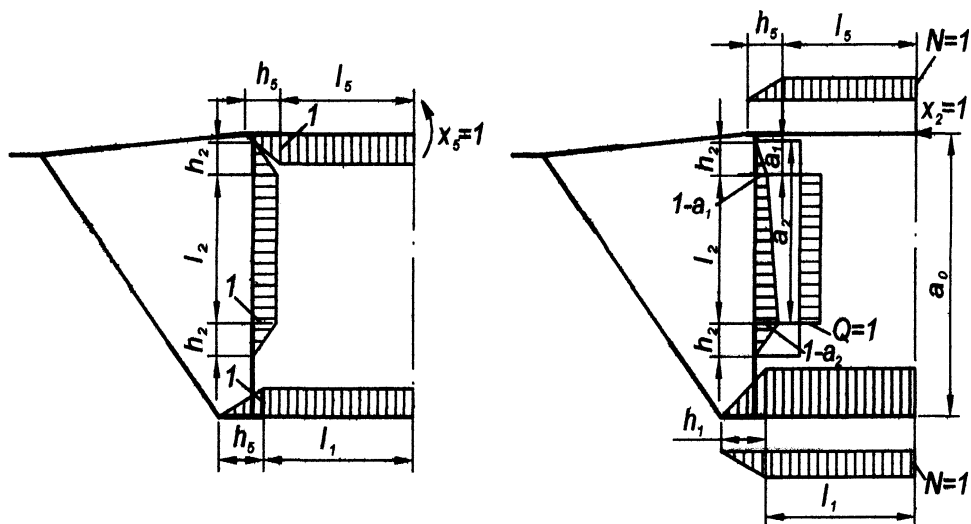


Рис. 3.2.3. Эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил от действия  $X_1$  и  $X_2$ :

$$a_0 = 0,544 \text{ м}; a_1 = 0,075 \text{ м}; a_2 = 0,356 \text{ м}$$



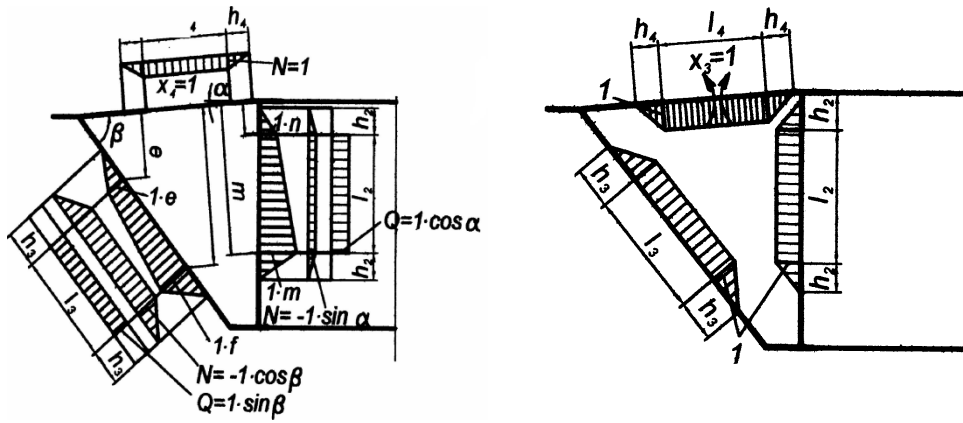


Рис. 3.2.4. Эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил от действия  $X_3$  и  $X_2$ :

$$e = 0,098 \text{ м}; n = 0,392 \text{ м}; \alpha = 3^\circ 45'; \beta = 54^\circ 42'$$

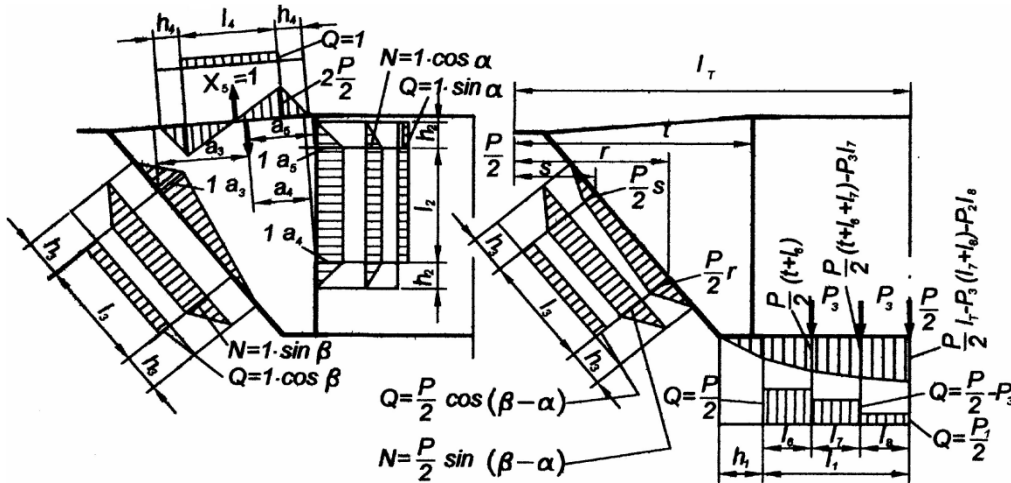


Рис. 3.2.5. Эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил от действия  $X_5$  и внешней нагрузки:

$$a_3 = 0,234 \text{ м}; a_4 = 0,146 \text{ м}; a_5 = 0,164 \text{ м}; l_5 = 0,925 \text{ м}; t = 0,585; f = 0,392; s = 0,1656; l_6 = l_7 = l_8 = 0,105 \text{ м}.$$

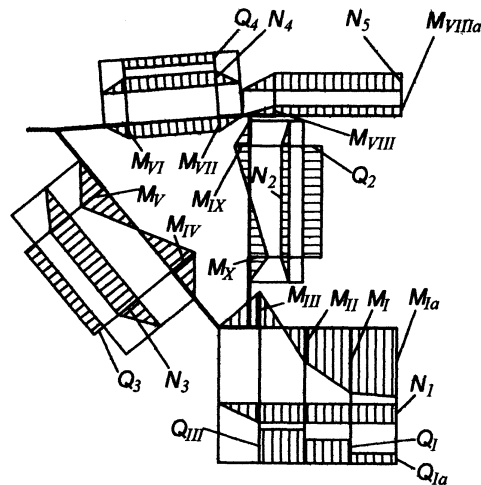


Рис. 3.2.6. Суммарные эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил

Таблица 3.2.1 – Вычисления ординат эпюр  $M_x$

| Стержень | Сечение              | $M_1X_1$ | $M_2X_2$ | $M_3X_3$ | $M_4X_4$ | $M_5X_5$ | $M_z$ | $M_z$ |
|----------|----------------------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-------|
| 1        | Ia<br>I<br>II<br>III |          |          |          |          |          |       |       |
| 2        | IX<br>X              |          |          |          |          |          |       |       |
| 3        | IV<br>V              |          |          |          |          |          |       |       |
| 4        | VI<br>VII            |          |          |          |          |          |       |       |
| 5        | VIII VIIIa           |          |          |          |          |          |       |       |

Таблица 3.2.2 – Вычисление ординат эпюры N

| Стержень | $N_1X_1$ | $N_2X_2$ | $N_3X_3$ | $N_4X_4$ | $N_5X_5$ | $N_p$ | $N$ |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-----|
| 1        |          |          |          |          |          |       |     |
| 2        |          |          |          |          |          |       |     |
| 3        |          |          |          |          |          |       |     |
| 4        |          |          |          |          |          |       |     |
| 5        |          |          |          |          |          |       |     |

Таблица 3.2.3 – Вычисление ординат эпюры Q

| Стержень | $Q_1X_1$ | $Q_2X_2$ | $Q_3X_3$ | $Q_4X_4$ | $Q_5X_5$ | $Q_p$ | $Q$ |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-----|
| 1        |          |          |          |          |          |       |     |
| 2        |          |          |          |          |          |       |     |
| 3        |          |          |          |          |          |       |     |
| 4        |          |          |          |          |          |       |     |
| 5        |          |          |          |          |          |       |     |

Максимальные напряжения в стержнях боковой рамы от вертикальных нагрузок определяют по следующей формуле:

$$\sigma_{M+N} = \sigma_M + \sigma_N = \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{F}. \quad (3.2.6)$$

## Касательные напряжения

$$\tau = -\frac{Q_y S_z}{J_z \delta}, \quad (3.2.7)$$

где  $F$  – площадь сечения стержня;

$J_z$  и  $W_z$  – соответственно момент инерции и момент сопротивления сечения стержня относительно нейтральной оси  $Z$ ;

$S_z$  – статический момент отсеченной части сечения относительно нейтральной оси  $Z$ ;

$\delta$  – толщина стенки стержня.

При определении касательных напряжений по формуле (3.2.7) положительное направление осей координат расчетных сечений принято таким (рис 3.2.7): ось  $Z$  – вправо;  $Y$  – вверх. Знак касательного напряжения  $\tau$  получают при подстановке соответствующих значений поперечных сил  $Q_y$  и статических моментов  $S_z$  отсеченной площади. Положительным направлением касательного напряжения  $\tau$  считают такое, при котором оно направлено к свободному краю конура, например от точки 2 к точке 1. Вычисление напряжений по формулам (3.2.6) и (3.2.7) для всех расчетных сечений боковой рамы обычно сводится в табл. 3.2.5.

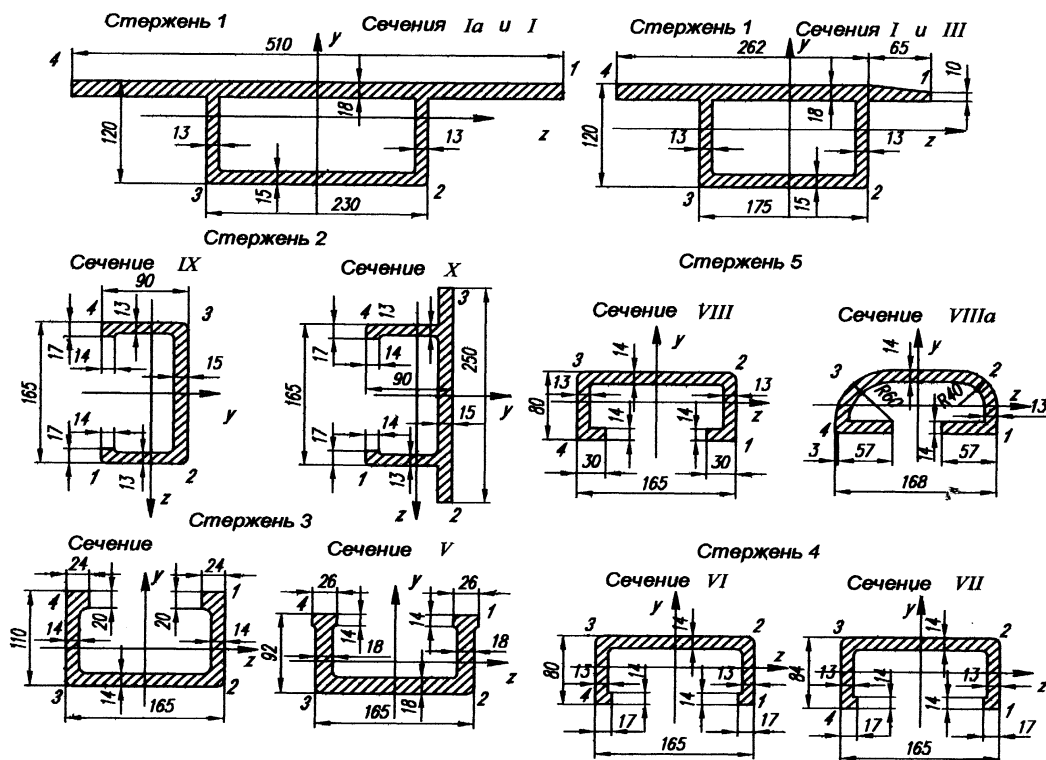


Рис. 3.2.7. Расчетные сечения одного из вариантов боковой рамы тележки типа ЦНИИ-Х-3.

Таблица 3.2.4 – Геометрические параметры боковой рамы

| Наименование                                               | Стержень    |           |            |            |            |
|------------------------------------------------------------|-------------|-----------|------------|------------|------------|
|                                                            | 1           | 2         | 3          | 4          | 5          |
| Сечение (см. рис. 3.2.7)                                   | Ia–III      | IX–X      | IV–V       | VI–VII     | VIII–VIIIa |
| Площадь поперечного сечения $F \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$ | 147,2–101,8 | 43,2–58,1 | 52,0–58,6  | 38,7–39,7  | 41,8–48,3  |
| Момент инерции сечения $J_z \cdot 10^{-8}, \text{ м}^4$    | 2875–2046   | 340–399   | 758–491    | 238–242    | 308–390    |
| Момент сопротивления – волокон в $\text{м}^3 10^6$ :       |             |           |            |            |            |
| – верхних (правых) $W_{зв(п)} \cdot 10^{-6}$               | 717–451     | 113–165   | 117–83     | 89–91      | 99–97      |
| – нижних (левых) $W_{зл(л)} \cdot 10^{-6}$                 | 360–274     | 57–61     | 166–150    | 45         | 63–97      |
| Коэффициент приведения жесткости:                          |             |           |            |            |            |
| $\alpha_M$                                                 | 0,150       | 1,000     | 0,595      | 1,560      | 1,060      |
| $\alpha_M$                                                 | 2,99        | 7,30      | 6,45       | 9,55       | 8,20       |
| Расчетная длина стержня $l, \text{ м}$                     | 0,340       | 0,281     | 0,361      | 0,188      | 0,319      |
| Высота сечения стержня $h, \text{ м}$                      | 0,12        | 0,09      | 0,11–0,092 | 0,08–0,084 | 0,08       |

Таблица 3.2.5

Расчет нормальных напряжений  $\sigma$

| Стержень | Сечение | Точки          | Напряжения, МПа |            |                | Стержень | Сечение | Точки          | Напряжения, МПа |            |                |
|----------|---------|----------------|-----------------|------------|----------------|----------|---------|----------------|-----------------|------------|----------------|
|          |         |                | $\sigma_M$      | $\sigma_N$ | $\sigma_{M+N}$ |          |         |                | $\sigma_M$      | $\sigma_N$ | $\sigma_{M+N}$ |
| 1        | Ia      | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                | 4        | IV      | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |
|          | I       | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |          | V       | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |
|          | II      | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |          | VI      | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |
|          | III     | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |          | VII     | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |
| 2        | IX      | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                | 5        | VIII    | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |
|          | X       | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |          | VIIIa   | 1 и 4<br>2 и 3 |                 |            |                |

Аналогично вычисляют и касательные напряжения.

### 3.3 Расчет боковой рамы двухосной тележки на горизонтальные нагрузки

Горизонтальные нагрузки на колонки боковых рам передаются от наддресорной балки через фрикционные клинья, а от корпусов букс – на челюсти буксовых проёмов. Внешние горизонтальные силы, действующие на боковые рамы 2 (рис. 3.3.1, а), включают в себя поперечные рамную силу  $H_p$  и нагрузку  $H_2$ , передаваемые от буксовых узлов первой по ходу и второй колесных пар при вписывании тележки в кривой участок пути. Продольные силы  $T_T$  возникают в этот момент со стороны наддресорной балки. Анализ действующих сил показывает, что расчётной боковой рамой является рама расположенная со стороны наружного рельса кривой как наиболее нагруженная (на схеме нижняя).

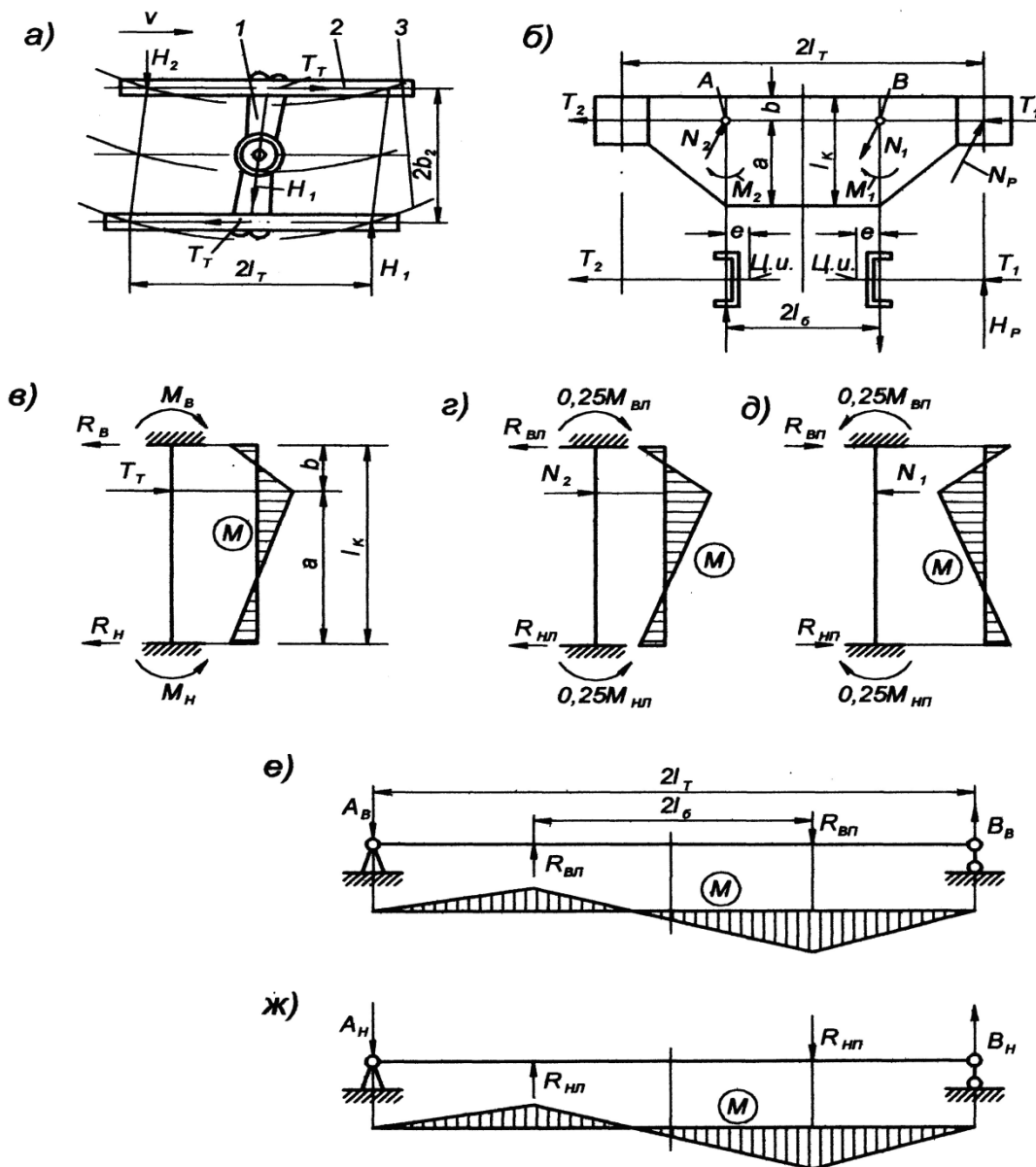


Рис. 3.3.1. К расчету боковой рамы двухосной тележки грузового вагона при действии горизонтальных сил

В расчетной схеме (рис 3.3.1, б), состоящей из линий, проходящих через центры тяжести поперечных сечений элементов боковой рамы, продольные силы  $T_1$  и  $T_2$ , действующие от буксовых узлов, уравниваются усилием  $T_T$ , возникающим от наддресорной балки, а рамная сила  $H_p$  – усилиями  $N_1$  и  $N_2$ , определяемыми из уравнений равновесия – равенства нулю моментов поперечных сил относительно точек  $A$  и  $B$ , откуда определяются силы  $N_1$  и  $N_2$  по формулам:

$$N_1 = H_p \frac{l_T + l_0}{2l_0}; \quad (3.3.1)$$

$$N_2 = H_p \frac{l_T + l_0}{2l_0}; \quad (3.3.2)$$

где  $l_T$  – половина базы тележки;

$2l_0$  – расстояние между центрами тяжести поперечных сечений колонок в плоскости, проходящей через осевые линии колёсных пар.

Рамная сила  $H_p$  рассчитывается по формуле (3.1.9), а силы  $T_1$  и  $T_2$  – по формулам, приведенным в учебнике «Динамика вагонов» (М., 1986). Усилия  $N_1$  и  $N_2$ , кроме изгиба, вызывают крутящие моменты в колонках

$$M_1 = N_1 \times e; \quad (3.3.3)$$

$$M_2 = N_2 \times e; \quad (3.3.4)$$

где  $e$  – расстояние от центра изгиба сечений колонок до линии действия сил  $N_1$  и  $N_2$ .

В приближенном методе расчета колонки и пояса боковой рамы рассматриваются отдельно. Причём колонки под действием усилителя  $T_m$  считаются полностью заземленными в верхнем и нижнем поясах, а при действии сил  $N_1$  и  $N_2$  предполагается частичное заземление на 25 %.

Расчетная схема правой колонки при действии силы  $T_T$  показана на рис. 3.3.1, в, где приведены также формы эпюры изгибающих моментов. Реакции опор подсчитывают по формулам, полученным из уравнения трёх моментов:

$$R_B = T_T \frac{a^2}{l_k^3} (3e + a); \quad (3.3.5)$$

$$R_u = T_T \frac{a^2}{l_k^3} (3a + e) \quad (3.3.6)$$

а изгибающие моменты, возникающие в верхней и нижней опорах, определяют так:

$$M_u = T_T \frac{a^2 e}{l_k^2}; \quad (3.3.7)$$

$$M_n = T_T \frac{a\theta^2}{l_k^2}. \quad (3.3.8)$$

Расчётные схемы колонок при действии сил  $N_1$  и  $N_2$  представлены на рис. 3.3.1,  $z$ ,  $\delta$ . Реакции шарнирных опор определяются из равенства нулю моментов относительно нижней и верхней заделок. Для левой колонки они таковы

$$R_{в.л} = \frac{0,25M_{в.л} - 0,25M_{н.л} + N_2 a}{l_k}; \quad (3.3.9)$$

$$R_{н.л} = \frac{0,25M_{н.л} - 0,25M_{в.л} + N_2 b}{l_k}. \quad (3.3.10)$$

Аналогично определяются опорные реакции правой колонки. Изгибающие моменты  $M_{н.п}$ ,  $M_{в.л}$ ,  $M_{н.п}$ ,  $M_{в.п}$  подсчитываются по формулам (3.3.11) и (3.3.12), в которых вместо силы  $T_m$  проставляются усилия  $N_1$  или  $N_2$ .

Расчётные схемы и формы эпюр изгибающих моментов для верхнего и нижнего поясов боковой рамы приведены на рис. 3.3.1 ( $e$ ,  $ж$ ). Внешними нагрузками при этом являются реакции колонок, действующие в перпендикулярной плоскости рамы, т.е.  $R_{н.л}$ ,  $R_{в.л}$ ,  $R_{н.п}$ ,  $R_{в.п}$ . Усилия  $R_v$ ,  $R_n$  и моменты  $M_v$ ,  $M_n$ ;  $0,25M_{в.л}$ ;  $0,25M_{н.л}$ ;  $0,25M_{в.п}$ ;  $0,25M_{н.п}$  вызывают сравнительно малые напряжения, поэтому в приближённых расчётах их действиями можно пренебречь.

Напряжения изгиба и среза в расчётных сечениях колонок и поясов боковой рамы от действия изгибающих моментов и перерезывающих сил рассчитываются по формулам:

$$\sigma_M = \frac{M_1}{W_1}; \quad (3.3.11)$$

$$\tau_M = \frac{S_1}{J_1 \delta}, \quad (3.3.12)$$

где  $M_1$  – изгибающий момент в 1-м сечении;

$W_1$  – момент сопротивления 1-го сечения;

$S_1$  – статический момент отсечённой части сечения относительно нейтральной оси;

$\delta$  – толщина стенки сечения.

Напряжения в колонках от свободного кручения, вызванного моментами  $M_1$  и  $M_2$ , определяются по формуле

$$\tau_M = \frac{M_{1,2} \cdot \delta}{J_k}, \quad (3.3.13)$$

где  $J_k$  – момент инерции сечения стержня при кручении.

При уточнённых расчётах учитывают также стеснённое кручение стержней.

Расчет боковой рамы при действии тормозных нагрузок производится аналогично расчету на вертикальные усилия. В этом случае в канонических уравнениях заменяются лишь свободные члены, учитывающие действия тормозных сил, приложенных к элементам боковой рамы от тормозной системы, и дополнительной реакции букс.

После проведения всех расчётов с учетом основных режимов загрузки определяются суммарные напряжения в элементах боковой рамы и устанавливается прочность из условия

$$\sigma_s \leq [\sigma]. \quad (3.3.14)$$

### 3.4 Расчет надрессорной балки двухосной тележки

Силы от кузова вагона непосредственно воздействуют на надрессорную (шкворневую) балку через подпятник и скользуны или на соединительную балку тележки в зависимости от её конструктивных особенностей.

Надрессорная балка рассматривается как балка, свободно лежащая своими концами на двух опорах – рессорных комплектах (рис. 3.4.1, а). При этом основным является ее расчет на изгиб в вертикальной плоскости.

Возможны две схемы нагружения балки в вертикальной плоскости:

- 1) при движении вагона по прямой (рис. 3.4.1, б), когда отсутствует центробежная сила и вся вертикальная нагрузка передается через подпятник;
- 2) при движении вагона в кривой (рис. 3.4.1, в), когда действует центробежная сила, вызывающая наклон кузова на боковые скользуны. При этом вертикальная нагрузка распределяется между подпятником и скользуном.

Первая из данных схем нагружения неблагоприятна для прочности среднего сечения балки, вторая – для сечения по скользуну.

В первой схеме загрузки расчет балки производится на действие силы  $P$ , приложенной к центру подпятника:

$$P = P_{ст} + P_d + P_u, \quad (3.4.1)$$

где  $P_{ст}$ ,  $P_d$  и  $P_u$  – вертикальные нагрузки – статическая, динамическая и от сил инерции.



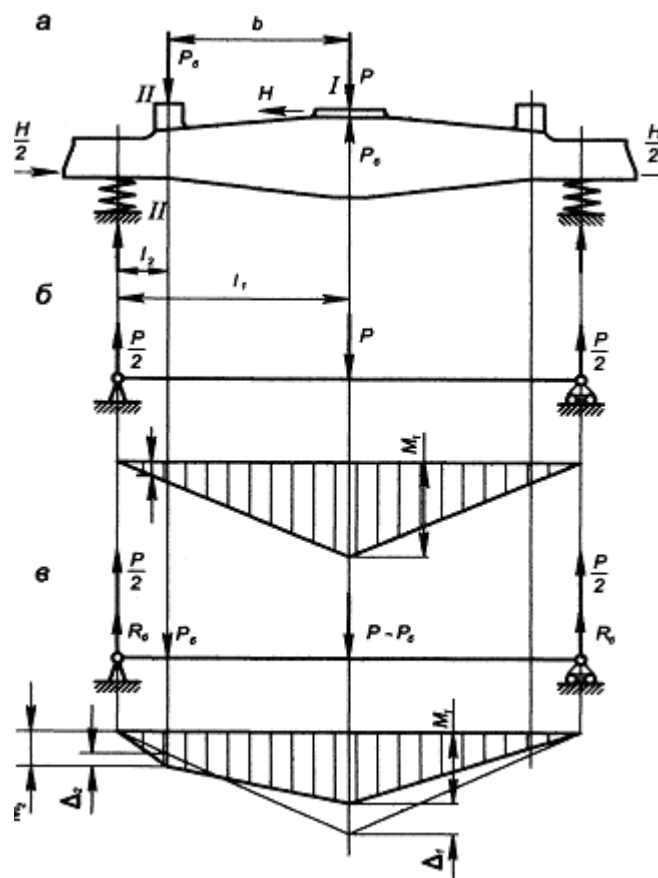


Рис. 3.4.1. Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов для наддресорной балки тележки грузового вагона:  
*a* – общая схема загрузки наддресорной балки; *б* – первая схема нагружения;  
*в* – вторая схема нагружения

Сила  $P$  уравнивается двумя реакциями, величиной  $P/2$ .

Расчетными сечениями наддресорной балки являются сечения: I-I – посредине балки; II-II – по скользу.

Изгибающие моменты в расчетных сечениях:

– посредине балки (I-I)

$$M_1 = \frac{P}{2} l_1; \quad (3.4.2)$$

– по скользу (II-II)

$$M_2 = \frac{P}{2} l_2, \quad (3.4.3)$$

где  $l_1, l_2$  – расстояние от центра рессорного комплекта до расчетных сечений I-I и II-II соответственно.

Эпюра изгибающих моментов в данном случае имеет форму треугольника, которая показана на рис. 3.4.1, б сплошными линиями. В соответствии с эпюрой максимальный изгибающий момент действует в сечении I-I посередине балки.

Во второй схеме нагружения кроме основной расчетной силы  $P$  учитывается дополнительная вертикальная нагрузка  $P_6$  от действия центробежной силы  $H_{ц}$ .

Вертикальная нагрузка  $P_6$  с одной стороны дополнительно загружает скользян (на рис. 3.4.1, в – левый), а с другой разгружает подпятник. Она определяется по формуле 3.4.15.

**П р и м е ч а н и е.** В вертикальной плоскости на надрессорную балку действует также горизонтальная сила  $H$  от центробежной силы  $H_{ц}$  (рис. 3.4.1, а). Сила  $Y$  уравнивается двумя горизонтальными реакциями  $H/2$ . Однако эта сила обычно не учитывается при расчете прочности надрессорной балки, так как вызванные ею напряжения растяжения-сжатия и изгиба крайне малы.

Сила  $P$  уравнивается двумя реакциями, величиной  $P/2$  каждая. Дополнительные вертикальные реакции опор балки, возникающие от действия боковых нагрузок, определяются из равенства моментов пар сил

$$R_6 2l_1 = P_6 b,$$

откуда

$$R_6 = P_6 \frac{b}{2l_1}. \quad (3.4.4)$$

Изгибающие моменты в расчетных сечениях:

– посередине балки (I-I)

$$M_1 = \left( \frac{P}{2} + R_6 \right) l_1 - P_6 b; \quad (3.4.5)$$

– по скользяну (II-II)

$$M_2 = \left( \frac{P}{2} + R_6 \right) l_2. \quad (3.4.6)$$

Эпюра изгибающих моментов для второй схемы нагружения надрессорной балки приведена на рис. 3.4.1, в. Анализ эпюр по обеим схемам нагружения показывает, что изгибающий момент в среднем сечении I-I балки уменьшается на величину  $\Delta_1$  по сравнению с первой схемой нагружения (эпюра показана штриховыми линиями на рис. 3.4.1, в), а в сечении II-II по скользяну он увеличивается на  $\Delta_2$ .

Таким образом, при расчете средних сечений надрессорной балки данной конструкции следует использовать первую схему нагружения, когда отсутствуют боковые нагрузки. Расчет сечений балки по скользяну или близкого к нему необходимо производить по второй схеме нагружения, т.е. с учетом действия центробежной силы.

Напряжения в материале надрессорной балки в расчетных сечениях от вертикальных сил определяются по формуле

$$\sigma_{ei} = \frac{M_i}{W_i}, \quad (3.4.7)$$

где  $M_i$  – изгибающий момент в расчетном сечении балки, МН м;

$W_i$  – момент сопротивления балки при изгибе в том же сечении, м<sup>3</sup>;

$i$  – номер расчетного сечения.

В приближенных расчетах надрессорной балки действие горизонтальных нагрузок можно учесть путем увеличения расчетных напряжений от вертикальных сил на 20 %. Тогда условие прочности материала в сечениях балки запишется в виде

$$1,2\sigma_e \leq [\sigma], \quad (3.4.8)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемые напряжения материала надрессорной балки. Для стали марки 20ГФЛ  $[\sigma] = 150$  МПа.

**Пример.** Проверить прочность усиленного варианта надрессорной балки двухосной тележки 18-100 с обычным пятниковым опиранием кузова четырехосного крытого вагона. В момент вписывания вагона в кривой участок пути произведено служебное торможение.

**Исходные данные:** допускаемая осевая нагрузка  $p_0 = 230$  кН; осьность вагона  $m_0 = 4$ ; база вагона  $2l = 10$  м; расстояние от опорной плоскости пятников до центра тяжести кузова  $h_{ц} = 1,98$  м; масса тележки  $m_T = 4,68$  т; масса надрессорной балки  $m_{нб} = 0,45$  т; скорость движения вагона  $V = 33$  м/с; коэффициент, учитывающий влияние числа осей ( $n$ ) на величину коэффициента динамики:

$b = 1$ ; статический прогиб рессорного подвешивания тележки  $f_{ст} = 0,05$  м; расстояния от центра рессорного комплекта до расчетных сечений I-I и II-II –

$l_1 = 1,018$  м,  $l_2 = 0,256$  м; расстояние между точками приложения сил  $P_6 - b = 0,762$  м; моменты сопротивления балки изгибу в вертикальной плоскости для верхних и нижних волокон расчетных сечений I-I и II-II:  $W^в_1 = 3466 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>,  $W^н_1 = 2802 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>,  $W^в_2 = 1135 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>,  $W^н_2 = 1344 \cdot 10^6$  м<sup>3</sup>, материал надрессорной балки – сталь 20ГФЛ; допускаемые напряжения для стали марки 20ГФЛ –  $[\sigma] = 150$  МПа.

### Решение

1 Определим вес элементов вагона, через которые передается нагрузка от надрессорной балки на рельсы:

$$P = 2(m_T - m_{нб})g,$$

$$P = 2(4,68 - 0,45)9,81 = 83 \text{ кН}$$

2 Вычислим вес вагона брутто:

$$P_{\text{оп}} = m_0 \cdot P_0, \quad (3.4.9)$$

$$P_{\text{оп}} = 4 \cdot 230 = 920 \text{ кН},$$

где  $m_0$  – осьность вагона;

$P_0$  – допускаемая осевая нагрузка от колесной пары на рельсы.

3 Рассчитаем вертикальную статическую нагрузку, приложенную к подпятнику надрессорной балки, по формуле

$$P_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{оп}} - P}{2}, \quad (3.4.10)$$

$$P_{\text{ст}} = \frac{920 - 83}{2} = 418,5 \text{ кН}.$$

4 Найдем среднее и максимальное значения коэффициента вертикальной динамики  $\bar{k}_{\text{дв}}$  по формуле (3.1.5):

$$\bar{k}_{\text{дв}} = 0,1 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33 - 15}{0,05} = 0,23,$$

$$k_{\text{дв}} = 2,114 \cdot \frac{0,23}{1,13} = 0,43.$$

5 Подсчитаем вертикальную динамическую нагрузку, действующую на подпятник надрессорной балки, по формуле (3.1.4)

$$P_{\text{д}} = 418,5 \cdot 0,43 = 179,76 \text{ кН}.$$

6 Определим массу кузова брутто по формуле

$$m_{\text{бр}}^{\text{кз}} = \frac{P_{\text{оп}}}{g} - 2m_{\text{г}}, \quad (3.4.11)$$

$$m_{\text{бр}}^{\text{кз}} = \frac{920}{9,81} - 2 \cdot 4,64 = 84,42 \text{ т}.$$

7 Вычислим величину продольной силы инерции кузова брутто при  $a_{\text{прод}} = 0,2g$  по формуле

$$N_u = m_{\text{бр}}^{\text{кз}} \cdot a_{\text{прод}}, \quad (3.4.12)$$

$$N_u = 84,42 \cdot 0,2 \cdot 9,81 = 165,64 \text{ кН}.$$

8 Рассчитаем вертикальную составляющую от сил инерции при торможении по формуле

$$P_u = \frac{N_u h_u}{2l}, \quad (3.4.13)$$

где  $h_u$  – расстояние от центра тележки кузова вагона до продольной оси автосцепки

$2l$  – база вагона.

$$P_u = \frac{165,64 \cdot 1,98}{10} = 32,8 \text{ кН.}$$

9 Определим расчетную вертикальную силу, приложенную в центре подпятника надрессорной балки, по формуле (3.4.1):

$$P = 418,5 + 179,76 + 32,8 = 631,06 \text{ кН.}$$

10 С помощью приближенного метода рассчитаем центробежную силу, действующую на кузов при прохождении вагоном кривого участка пути. Примем центробежную силу равной 0,075 % для грузовых вагонов:

$$H_y = 0,075(P_{op} - P), \quad (3.4.14)$$

$$H_y = 0,075(920 - 83) = 62,78 \text{ кН.}$$

11 Определим вертикальную нагрузку, вызванную действием центробежной силы, по формуле

$$P_o = \frac{H_y \cdot h_y}{2 \cdot b}, \quad (3.4.15)$$

$$P_o = \frac{62,78 \cdot 1,98}{2 \cdot 0,762} = 81,56 \text{ кН.}$$

12 Вычислим вертикальную дополнительную реакцию рессорного комплекта от действия сил  $P_o$  по формуле (3.4.4):

$$R_o = 81,56 \frac{0,762}{2 \cdot 1,018} = 30,52 \text{ кН.}$$

13 Определим величину изгибающих моментов:

– в среднем сечении (сечении I-I) для первой схемы загрузки по формуле (3.4.2):

$$M_1 = \frac{631,06}{2} \cdot 1,018 = 337,9 \text{ кН}\cdot\text{м} = 337,9 \cdot 10^{-3} \text{ МН}\cdot\text{м};$$

– в сечении по скользяну (сечении II-II) для второй схемы загрузки по формуле (3.4.6):

$$M_2 = \left( \frac{631,06}{2} + 30,52 \right) 0,256 = 88,59 \text{ кН}\cdot\text{м} = 88,59 \cdot 10^{-3} \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

14 Определим по формуле (3.4.7) нормальные напряжения в расчетных сечениях надрессорной балки.

Напряжения в среднем сечении балки (I-I) равны:

– в верхних волокнах

$$\sigma_{e1}^s = \frac{337,9 \cdot 10^{-3}}{3466 \cdot 10^{-6}} = -97,49 \text{ МПа};$$

– в нижних волокнах

$$\sigma_{e1}^n = \frac{337,9 \cdot 10^{-3}}{2802 \cdot 10^{-6}} = 120,59 \text{ МПа}$$

Напряжения в сечении балки по скользяну (II-II):

– в верхних волокнах

$$\sigma_{e2}^s = \frac{88,59 \cdot 10^{-3}}{1135 \cdot 10^{-6}} = 78,05 \text{ МПа};$$

– в нижних волокнах

$$\sigma_{e2}^n = \frac{88,59 \cdot 10^{-3}}{1144 \cdot 10^{-6}} = 65,92 \text{ МПа}.$$

15 Учет действие на надрессорную балку горизонтальных нагрузок, увеличивая расчетные напряжения от вертикальных сил на 20 %:

$$1,2\sigma_s \leq [\sigma],$$

$$\sigma = 1,2 \cdot 120,59 = 144,7 \text{ МПа}.$$

Поскольку максимальные нормальные напряжения, возникающие в материале надрессорной балки (сталь марки 20ГФЛ), не превышают допустимых, равных 150 МПа, можно сделать вывод о том, что прочность балки обеспечена.

## 4 Расчет элементов конструкций кузовов грузовых вагонов

### 4.1 Условная схема нагружения консоли вагона при нецентральном взаимодействии автосцепок двух вагонов

При нецентральном взаимодействии автосцепок двух вагонов (см. рисунок 4.1) на консоли их кузовов дополнительно действуют вертикальные усилия, вычисляемые по формуле

$$P = \pm N \frac{e}{b},$$

где  $N$  – расчетная продольная сила по таблице 4,2 МН;

$e$  – разность уровней осей сцепленных автосцепок, м;

$b$  – длина жесткого стержня, образованного двумя сцепленными автосцепками по условным шарнирам в точках опоры на вагоны  $A$  и  $B$ . Для типовых четырехосных грузовых вагонов с автосцепкой типа СА-3 (установка по ГОСТ 3475)  $b$  равно 2,0 м – при сжатии,  $b$  равно 1,8 м – при тяге.

Для восьмиосных полувагонов с автосцепкой типа СА-3М  $b$  равно 2,014 м – при сжатии,  $b$  равно 1,796 м – при тяге.

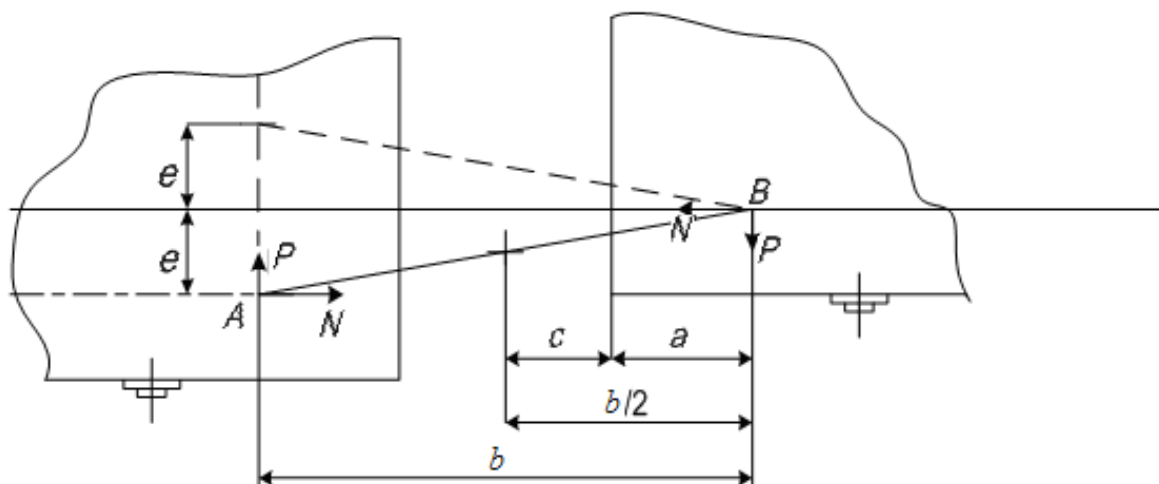


Рисунок 4.1

Расстояние  $a$ , м точки приложения  $P$  от плоскости лобового бруса вычисляют по формуле

$$a = \frac{b}{2} - c \pm h,$$

где  $c$  – конструктивный вылет автосцепки за пределы концевого бруса, м;

$h$  – полный ход поглощающего аппарата (знак «+» – при сжатии, знак «-» – при тяге), м

Распор насыпного груза  $p_a$ , кПа, действующего в горизонтальном направлении на стенки кузова, в общем случае вычисляют по формуле



$$p_a = \frac{(1 + K_{д.в}) \gamma g y \sin^2(\alpha + \varphi)}{\sin^2 \alpha \sin(\alpha - \delta) \left[ 1 + \sqrt{\frac{\sin(\varphi + \delta) \sin(\varphi - \beta)}{\sin(\alpha - \delta) \sin(\alpha + \beta)}} \right]^2}, \quad (4.1)$$

где  $K_{д.в}$  – коэффициент вертикальной динамики кузова (при расчете по I режиму  $K_{д.в}$  равен 0,1).

$\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>. В общем случае принимается как частное от деления грузоподъемности вагона на объем кузова, а для расчета от действия конкретного груза – по таблице 4.5 либо по ТЗ;

$g$  – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с<sup>2</sup>;

$y$  – расстояние от поверхности груза до уровня, м, в котором определяют давление  $p_a$ , кПа;

$\alpha$  – плоский угол наклона стенки кузова к горизонту;

$\beta$  – плоский угол наклона поверхности груза к горизонту;

$\delta$  – плоский угол трения груза о металлические стенки кузова (см. таблицу 5.3);

$\varphi$  – угол естественного откоса груза, образуемый поверхностью свободно насыпанного груза с горизонтальной плоскостью, рад. Угол  $\varphi$  принимают при расчете по I режиму по таблице 4.5, а по III режиму равным 0,2 от значения таблицы 4.5 «Норм».

#### 4.2 Расчетные схемы кузова, приведенные к балочным (стержневым)

Например, это может быть стрелень, жестко закрепленный со стороны шкворенной балки и имеющий упругую от поворота и жесткую на линейное смещение связь с концевой балкой рамы (рисунок 1.8).

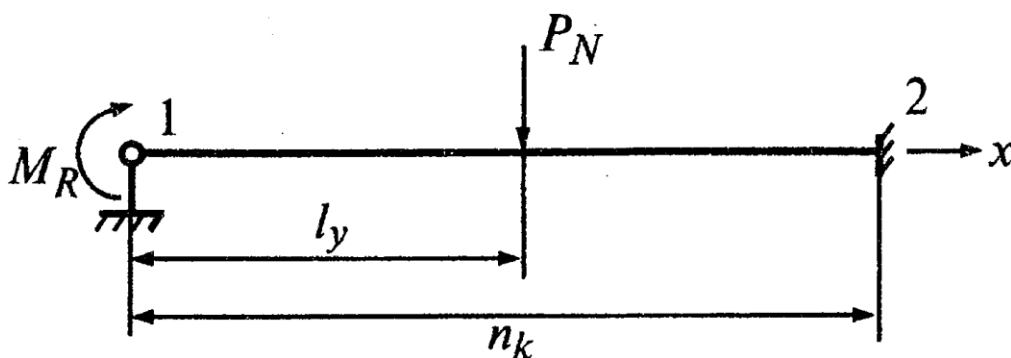


Рисунок 4.2 – Расчетная схема консоли хребтовой балки

На рисунке 4.2  $l_y$  – расстояние от концевой балки до опорных поверхностей соответствующих угольников, а  $M_R$  – упругость угловой связи.

Тогда

$$M_R = \frac{8EJ_{зкб}}{B}, \quad (4.2)$$

где  $EJ_{зкб}$  – момент инерции сечения концевой балки при ее изгибе в плоскости рамы;

$B$  – половина ширины вагона по раме.

На рисунке 4.3 представлена расчетная схема рамы кузова полувагона.

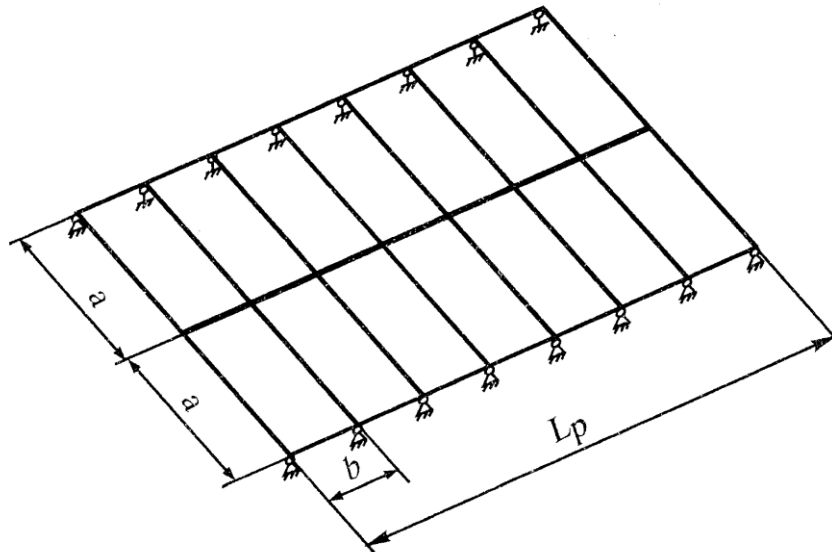


Рисунок 4.3 – Расчетная схема рамы кузова полувагона

Также данную схему можно представить более простыми – «балочными». Методология преобразования представлена ниже [ (4)].

Воспользуемся методом сил для отыскания неизвестных реакций на упругих опорах балки при ее изгибе от нагрузки  $q$ . Удалим упругие опоры заменив их действие реакциями. С учетом симметрии конструкций и нагрузок расчетная схема примет следующий вид (рисунок 4.4).

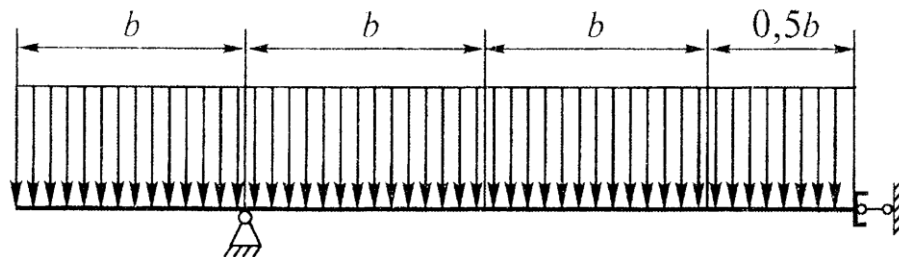


Рисунок 4.4 – Основная система при расчете на вертикальные нагрузки

Единичные эпюры для этой основной системы будет иметь вид, показанный на рисунке 4.5. Грузовая эпюра представлена на рисунке 4.6.

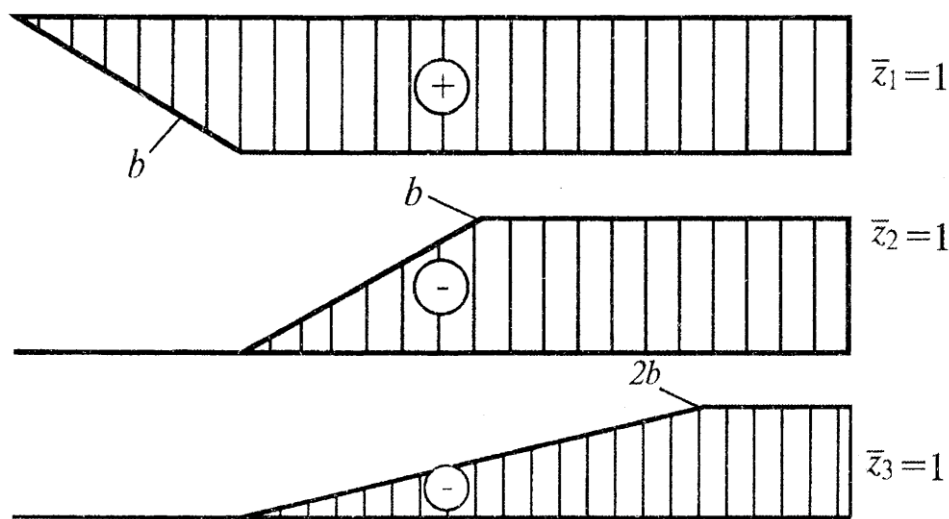


Рисунок 4.5 – Единичные эпюры

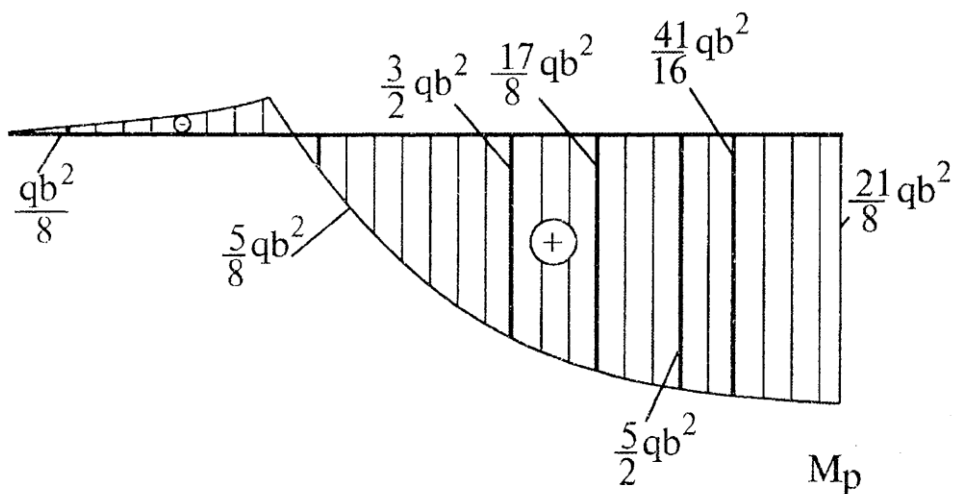
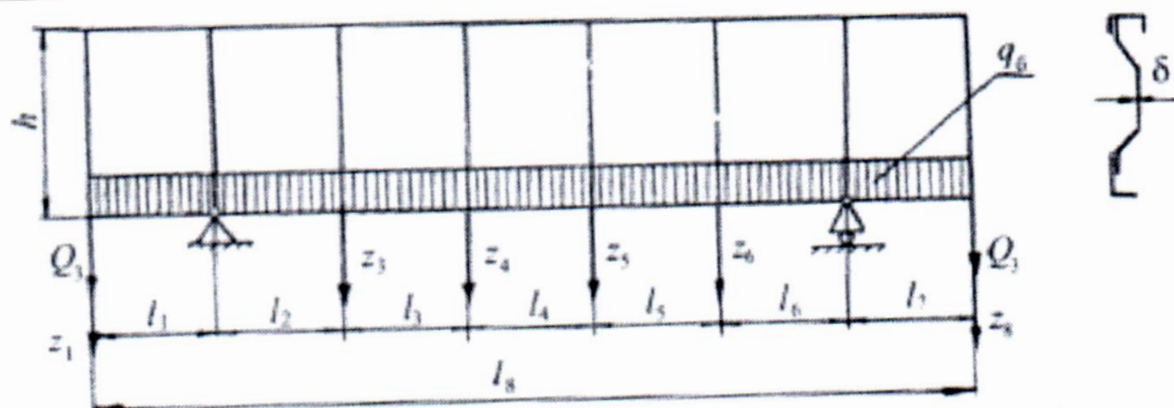


Рисунок 4.6 – Грузова эпюра

Расчет боковой стены кузова грузовго вагона также можно представить в виде балки (рисунок 4.7) [ (4)].

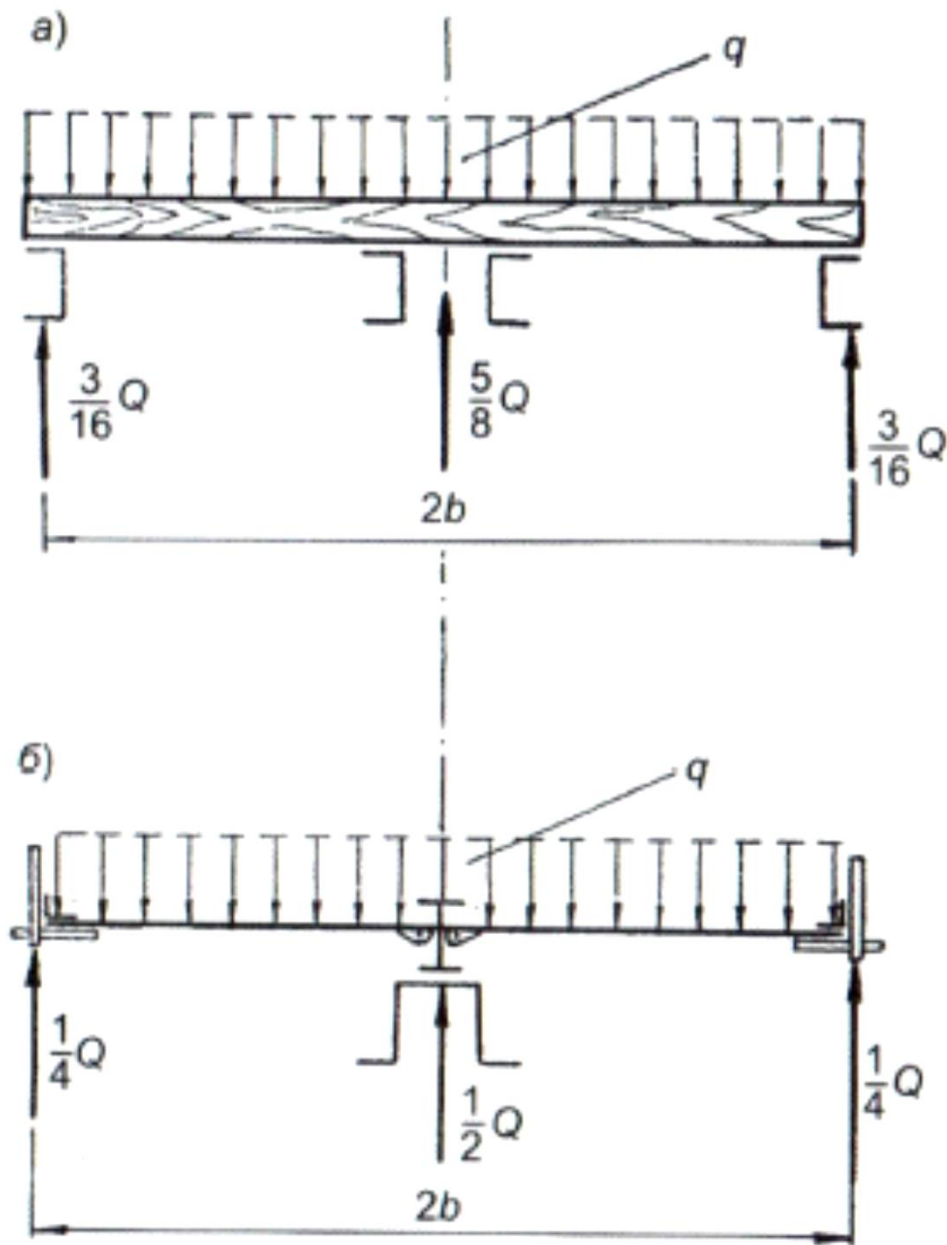


$h$  – высота стенки;  $Q_3$  – нагрузка от торцевых стен;  $q_6$  – равномерно распределенная нагрузка;  $z_1$  – нагрузка от поперечных балок рамы;  $l_i$  – расстояние между поперечными балками рамы

Рисунок 4.7 – Расчетная модель стенки-балки кузова грузового вагона

Стенка рассматривается, как сплошная балка, лежащая на двух опорах, которые находятся на местах шкварневых балок. Нагрузки выбираются в соответствии с типом вагонов.

В вагонах, имеющих сплошной настил пола (крытые вагоны, платформы), принимается, что вся полезная нагрузка распределяется между двумя боковыми ихребтовой балкой в отношении  $\frac{3}{16} : \frac{3}{16} : \frac{5}{8}$ , а полувагонов – в отношении  $\frac{1}{4} : \frac{1}{4} : \frac{1}{2}$  (рисунок 4.8)



а) в вагонах, имеющих сплошной настил пола (крытые вагоны, платформы), принимается, что вся полезная нагрузка распределяется между двумя боковыми и ребровой балкой в отношении  $\frac{3}{16} : \frac{3}{16} : \frac{5}{8}$ ; б) полувагонов – в отношении  $\frac{1}{4} : \frac{1}{4} : \frac{1}{2}$

Рисунок 4.8 – Распределение полезной нагрузки между продольными балками

Учитывая вышеизложенное, расчетная модель боковой стены вагона может быть представлена в виде статически определимой балочной системы (рисунок 4.9)

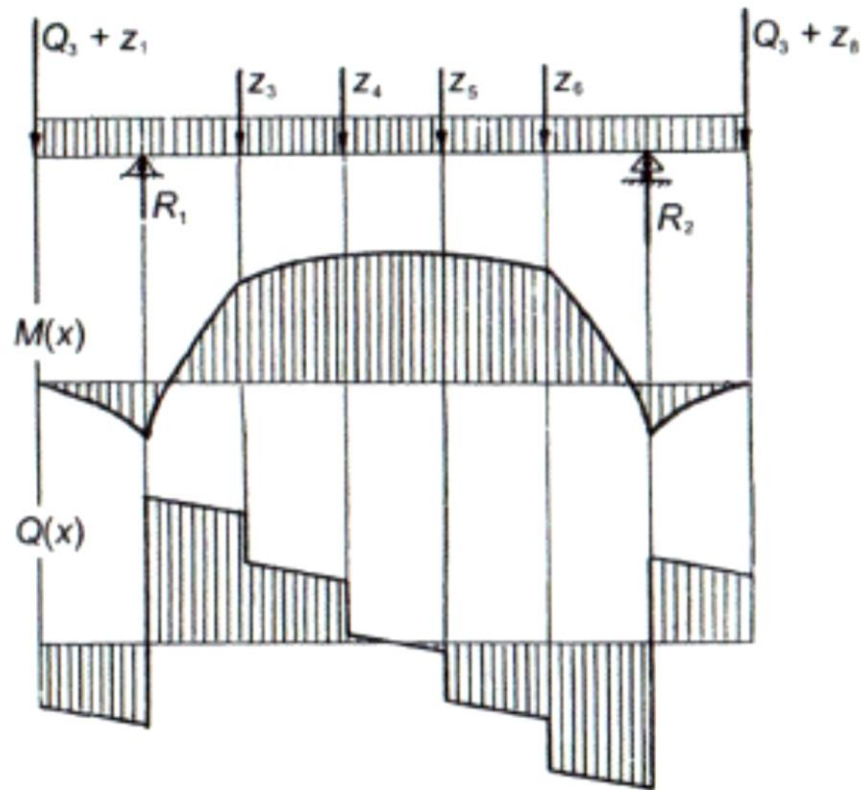


Рисунок 4.9 – Расчетная модель стенки вагона: эпюры изгибающих моментов

Таким образом, значительная доля даже сложных расчетных схем может быть представлена в виде балок, что значительно упрощает расчеты вручную. Однако, ввиду различных подходов к определению сил действующих в узлах, а также применение единичных эпюр усложняет автоматизацию этого подхода, так как затруднительно предусмотреть все случаи в виде аналитических решений не в ущерб компактности.

### 4.3 Расчет на прочность элементов крепления котла к раме

Крепление котла к раме осуществляется в средних и концевых его частях. В средней части броневой лист котла 1 крепится к хребтовой балке 5 рамы с помощью фасонных лап 2 и опорных планок 4, соединенных между собой болтами 3 (рисунок 4.10).

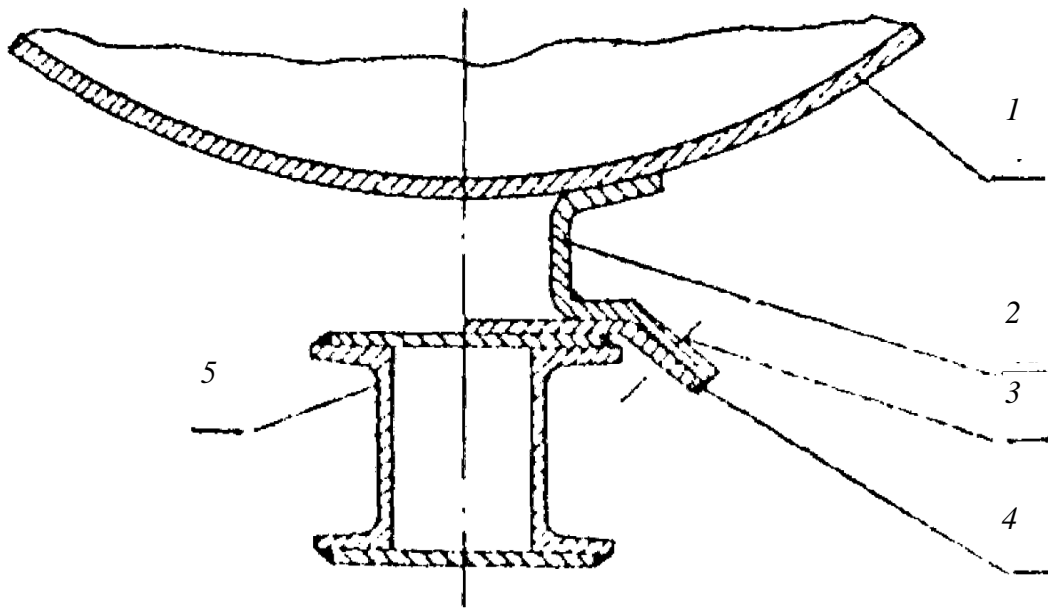


Рисунок 4.10 – Схема крепления котла на раме

Фасонные лапы приварены к котлу, а опорные планки – к хребтовой балке. Такая связь препятствует сдвигам котла относительно рамы при соударении, трогании и торможении вагона. Болтовое соединение предусмотрено для удобства ремонта, когда необходимо отделять котел от рамы.

Концевые части котла, лежащие свободно на крайних опорах (деревянные брусья), могут иметь продольные смещения относительно рамы. От смещения относительно рамы, вызванных действием вертикальных и боковых сил, котел удерживается на раме с помощью стяжных хомутов. Натяжением хомутов стремятся предотвратить вибрацию котла при движении вагона.

#### 4.3.1 Расчет крепления котла к раме в средней части

При расчете крепления котла к раме в средней части проверяют на срез следующие элементы:

- болты;
- сечения лап и опорных планок по отверстиям под болты;
- сварные швы опорных планок;
- сварные швы лап.

Проверке на смятие подлежат:

- болты;
- сечения лап и опорных планок по отверстиям под болты.

Расчетной силой является сила инерции, действующая на котел при I режиме нагружения

$$T_{II} = T_I \frac{m_k + m_{ж.}}{m_{бр}}, \quad (4.3.1)$$

где  $T_I$  – продольная сила по I режиму нагружения,  $T_I = 3$  МН;

$m_k$  – масса котла;

$m_{жс}$  – масса груза;

$m_{бр}$  – масса вагона брутто.

Нормальные напряжения смятия в болтах и лапах

$$\sigma_{см} = \frac{T_{II}}{n_b d_b \delta_{nl}} \leq [\sigma_{см}] \quad (4.3.2)$$

где  $n_b$  – число болтов в опоре, у типовых цистерн  $n_b = 56$  ;

$d_b$  – диаметр болта, у типовых цистерн  $d_b = 24$  мм ;

$\delta_{nl}$  – толщина опорной планки, у типовых цистерн  $\delta_{nl} = 11$  мм ;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия; в болтах из стали Ст.3  
 $[\sigma_{см}] = 384$  МПа.

Касательные напряжения среза в болтах

$$\tau = \frac{T_{II}}{n \cdot F_b} \leq [\tau_{ср}] \quad (4.3.3)$$

где  $F_b$  – площадь поперечного сечения болта

$$F_b = \frac{\pi d_b^2}{4} ; \quad (4.3.4)$$

$[\tau_{ср}]$  – допускаемое напряжение среза, для стали Ст.3  $[\tau_{ср}] = 129$  МПа.

Касательные напряжения среза в лапах или опорных планках

$$\tau = \frac{T_{II}}{F_{лан}} \leq [\tau_{ср}] \quad (4.3.5)$$

где  $F_{лан}$  – площадь поперечного сечения лап по продольной оси

$$F_{лан} = n_1 \cdot \delta_l \cdot l \quad (4.3.6)$$

где  $n_1$  – число лап опоры,  $n_1 = 4$  ;

$\delta_l$  – толщина листа лапы или опорной планки,  $\delta_l = 0,01$  м;

$l$  – длина лапы котла, у типовых цистерн  $l = 0,905$  м.

Касательные напряжения среза в сварных швах лап или опорных планок

$$\tau = \frac{T_{II}}{0,7 \cdot h \cdot l_p \cdot 4} \leq [\tau_{ср}] \quad (4.3.7)$$

где  $h$  – высота катета сварного шва,  $h = 10$  мм;

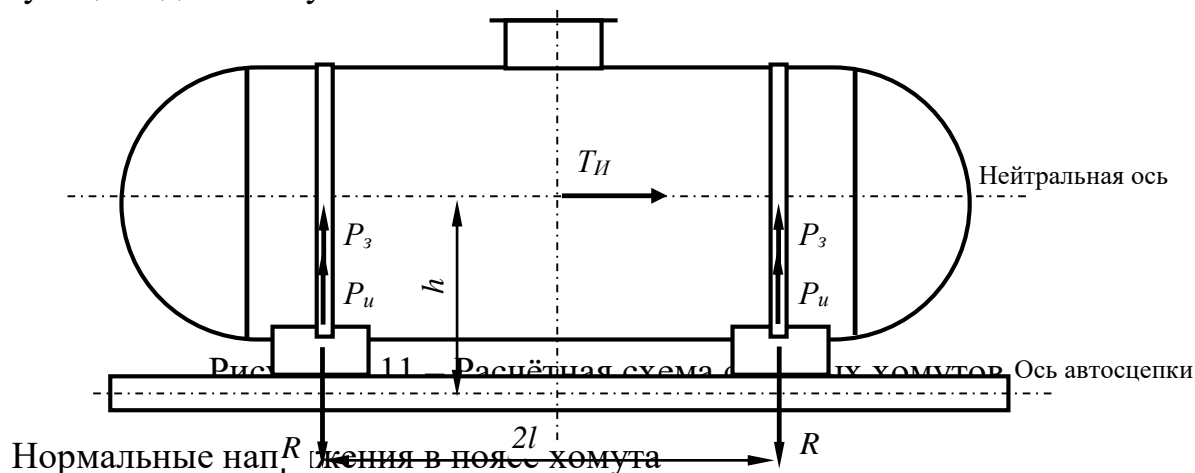
$l_p$  – расчетная длина сварного шва;

$[\tau_{ср}]$  – допускаемое напряжение среза; для сварных швов, выполняемых электродами Э 42  $[\tau_{ср}] = 120$  МПа.

### 4.3.2 Расчет стяжных хомутов



Стяжные хомуты рассчитывают на разрыв от нормальной силы  $P$ , действующей вдоль хомутов.



Нормальные напряжения в поясе хомута

$$\sigma_n^x = \frac{P_x}{F_x}, \quad (4.3.8)$$

где  $P_x$  – нормальная сила, действующая вдоль пояса хомута;

$F_x$  – площадь поперечного сечения пояса хомута.

Нормальная сила, действующая на пояс хомута

$$P_x = 0,25P_u + P_3, \quad (4.3.9)$$

где  $P_3$  – усилие затяжки одного конца стяжного хомута, при данном расчёте можно не учитывать;

$P_u$  – вертикальная составляющая силы инерции  $T_{И}$ , действующая на консольную часть котла при соударении или торможении вагонов

$$P_u = T_{И} \frac{h}{2l}, \quad (4.3.10)$$

где  $T_{И}$  – сила инерции;

$2l$  – база цистерны;

$h$  – расстояние от нейтральной оси котла до оси автосцепки;

$P_3$  – усилие затяжки одного конца стяжного хомута.

## 5 Определение напряжений в оболочках цилиндрических частей и днищ котлов цистерн

### 5.1 Расчет котла на внутреннее давление

Котел рассчитывается на максимальное внутреннее давление, которое определяется как сумма давления паров жидкости или газа  $p_1$  и давления  $p_2$ , создаваемого гидравлическими ударами жидкости, обусловленных продольными силами инерции, т.е.  $p = p_1 + p_2$ .

Расчетная величина давления  $p_1$  паров жидкости определяется по регулировке предохранительных клапанов и, в соответствии с техническими требованиями к цистерне данного типа, принимается:

- для цистерн общего назначения  $p_1 = 0,15$  МПа;
- для кислотных цистерн  $p_1 = (0,25 \dots 0,3)$  МПа.

Наибольшая величина расчетного давления  $p_2$ , создаваемая гидравлическим ударом в зоне днища, определяется из выражения

$$p_2 = \frac{T_{II}}{\pi R_1^2}, \quad (5.1)$$

где  $T_{II}$  – сила инерции жидкости;

$R_1$  – внутренний радиус цилиндрической части котла.

Сила инерции жидкости

$$T_{II} = T_{I,III} \frac{m_{жс}}{m_{бр}}, \quad (5.2)$$

где  $T_{I,III}$  – продольная сила, действующая вдоль оси автосцепки, для I режима  $T_I = 3$  МН, для III режима  $T_{III} = 1$  МН;

$m_{жс}$  – масса груза.

Достигая наибольшего значения вблизи днища, воспринимающего силу инерции  $T_{II}$ , это давление, в соответствии с нормами расчета вагонов на прочность, убывает по линейному закону до нуля у противоположного днища. Следовательно, расчетное давление  $p_{2x}$ , в любом сечении котла, расположенном на расстоянии  $x$  от сечения у днища с максимальным значением  $p_2$ , определяется выражением

$$p_{2x} = \frac{L_{ц} - x}{L_{ц}} p_2; \quad (5.3)$$

В котле цистерны, подверженном действию внутреннего давления  $p$ , возникают напряжения, которые могут быть вычислены по формулам безмоментной теории оболочек. Такие оболочки, не испытывающие изгиба, называют мембранами, а напряжения в них, определяемые без учета изгиба, – мембранными напряжениями. Расчетная схема котла на внутреннее давление представлена на рисунке 5.1

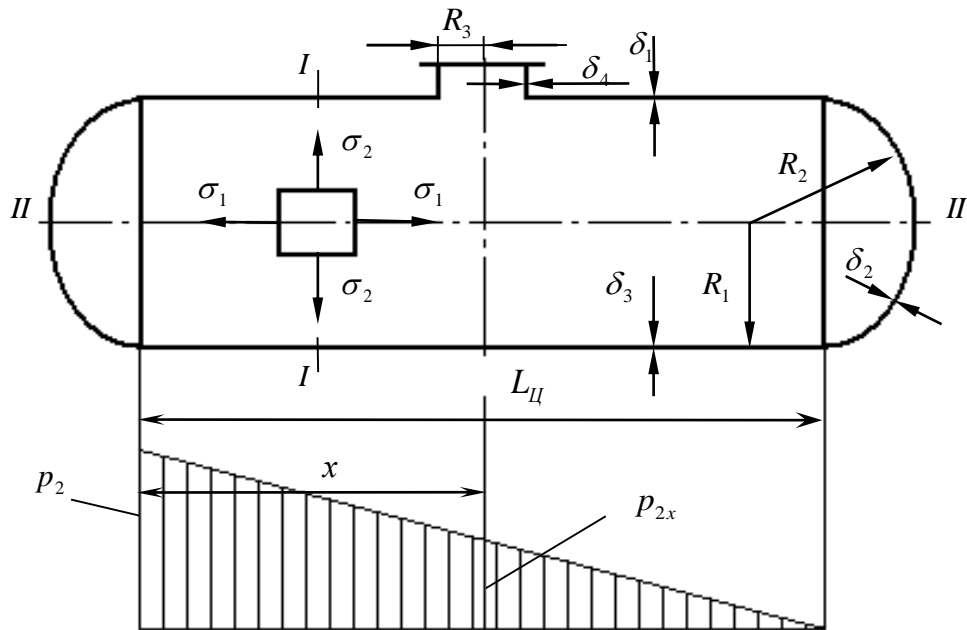


Рисунок 5.1 – Расчетная схема котла на внутреннее давление

Мембранные напряжения в расчетных сечениях котла составляют:

– в поперечном сечении I – I (меридиональные)

$$\sigma_1 = \frac{pR_1}{2\delta_1^{расч}}; \quad (5.4)$$

– в продольном сечении II-II (экваториальные)

$$\sigma_2 = \frac{pR_1}{\delta_1^{расч}}; \quad (5.5)$$

– в сечении III-III (в месте примыкания цилиндрической части котла к днищу)

$$\sigma_3 = \frac{1}{0,26 + 6,2 \frac{r}{R_2} - 0,23 \frac{r^2}{R_2^2}} \cdot \frac{p \cdot R_2}{2\delta_2^{расч}}, \text{ при } \frac{r}{R_2} = 0,01 \dots 0,12; \quad (5.6)$$

$$\sigma_3 = \frac{p \cdot R_2}{2\delta_2^{расч}} \left( 1,71 - \frac{2r}{R_2} \right), \text{ при } \frac{r}{R_2} = 0,13 \dots 0,25. \quad (5.7)$$

– в оболочке сферического днища

$$\sigma_4 = \frac{p \cdot R_2}{2\delta_2^{расч}}, \quad (5.8)$$

где  $\delta_1^{расч}$  – расчетная толщина стенки цилиндрической части котла, (берется на 1 мм меньше фактической);

$\delta_2^{расч}$  – расчетная толщина днища, (берется на 2 мм меньше фактической);

$R_2$  – радиус днища;

$r$  – радиус переходной зоны от цилиндрической части к днищу.

Помимо этого, в отдельных частях котла возникают дополнительные напряжения:

– в зоне приварки люка к котлу, обусловленные изгибом листов котла и горловины люка;

– в стыковых швах при сварке листов различной толщины.

Эти напряжения суммируются с мембранными напряжениями, определенными по формулам (5.4) и (5.5).

Изгибающий момент для листов котла и горловины люка по средней образующей

$$M = -p_{расч} \frac{\beta_1^2 \cdot k_3 \cdot R_3 - 0,85\beta_3 \cdot k_1}{2(2\beta_1^2 \cdot k_3 + \beta_3^3 \cdot k_1)}, \quad (5.9)$$

где  $p_{расч}$  – расчетное давление,  $p_{расч} = p_1 + 0,5p_2$ ;

$\beta_1, \beta_2$  – коэффициенты затухания соответственно – для цилиндрической оболочки котла и горловины люка, определяемые по зависимости

$$\beta_1 = \frac{1,287}{\sqrt{R_i \cdot \sigma_i}}, \quad (5.10)$$

где  $R_i$  – внутренний радиус;

$R_1$  – радиус цилиндрической части котла – при определении  $\beta_1$ ;  $R_3$  – радиус горловины люка – при определении  $\beta_3$ ;

$\sigma_i$  – толщина листа;  $\sigma_1$  – толщина верхнего листа - при определении  $\beta_1$ ;

$\sigma_3$  – толщина горловины люка при определении  $\beta_3$ ;

$k_1, k_3$  – коэффициенты упругости основания соответственно цилиндрической оболочки и горловины люка

$$k_i = \frac{E \cdot \delta_i^2}{R_i^2}. \quad (5.11)$$

Дополнительные меридиональные напряжения в цилиндрической части котла в месте приварки люка

$$\sigma_{ок} = \frac{6 \cdot M}{R_i^2}. \quad (5.12)$$

Дополнительные напряжения в горловине люка

$$\sigma_{ол} = \frac{6 \cdot M}{\delta_4^2}. \quad (5.13)$$

Суммарные меридиональные напряжения в цилиндрической части котла в месте приварки люка

$$\sigma_{рк} = \sigma_2 + \sigma_{ок}, \quad (5.14)$$

а напряжения в обечайке люка

$$\sigma_{рк} = \sigma_2 + \sigma_{ок}, \quad (5.15)$$

В эти формулы следует подставлять значения  $R_i$  и  $\delta_i$  котла, если определяются напряжения в верхнем листе котла в месте приварки люка и значения  $R_3$  и  $\delta_3$  – при определении основных напряжений в люке.

Дополнительные экваториальные напряжения в котле, создаваемые

стыковыми швами при сварке листов различной толщины, определяются по формуле'

$$\sigma_{\partial\partial} = \pm \frac{3\sigma_2}{\delta_2} \cdot \frac{\delta^{\delta} - \delta^m}{\frac{1}{\beta_1} - \frac{1}{\beta_2}} \cdot \frac{1}{\beta_i}, \quad (i=1,2), \quad (2.16)$$

где  $\delta^{\delta}$  – большая толщина стыкуемого листа котла;  
 $\delta^m$  – меньшая толщина стыкуемого листа котла;  
 $\beta_i$  – коэффициент, определяемый из выражения

$$\beta_i = \frac{3,3}{\delta_i} \sqrt{\frac{\sigma_i}{E}}. \quad (5.17)$$

При  $i=1$  основные напряжения  $\sigma_1$  и толщина листа  $\delta_1$  берутся для верхнего листа, а при  $i=2$ :  $\sigma_2$  и  $\delta_2$  – для нижнего листа.

Экваториальным напряжениям сопутствуют дополнительные меридиональные напряжения

$$\sigma_{\partial m} = \mu \cdot \sigma_{\partial\partial}, \quad (5.18)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона,  $\mu = 0,3$ .

Суммарные напряжения в месте соединения листов различной толщины:

– меридиональные

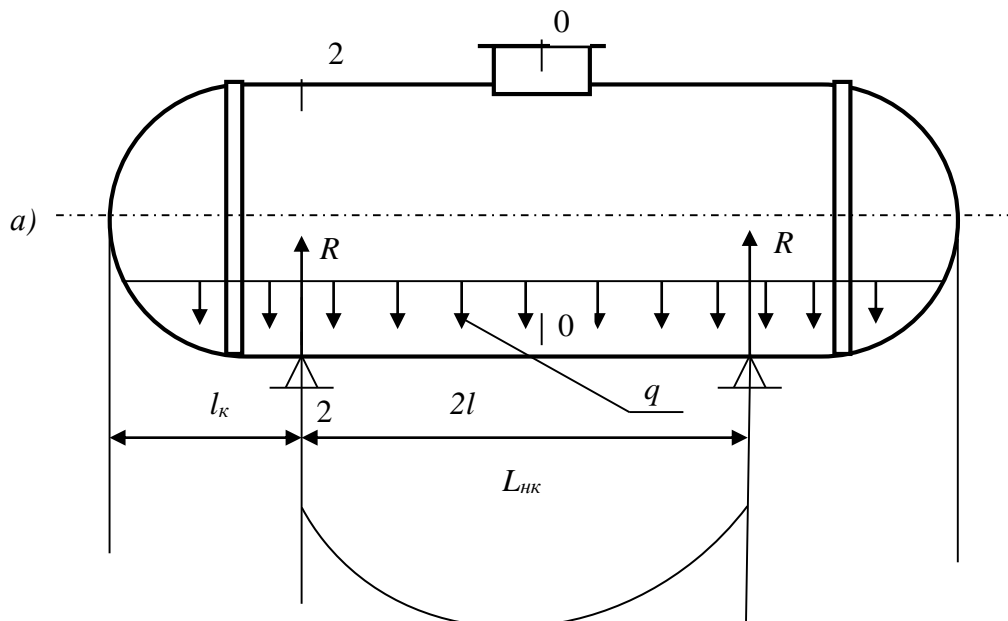
$$\sigma_{pm} = \sigma_1 + \sigma_{\partial m}; \quad (5.19)$$

– экваториальные

$$\sigma_{p\partial} = \sigma_2 + \sigma_{\partial\partial}. \quad (5.20)$$

## 5.2 Расчет котла на вертикальные нагрузки

Котел рассматривается как консольная, лежащая на двух опорах, балка, нагруженная равномерно- распределенной нагрузкой  $q$  (рисунок 3).



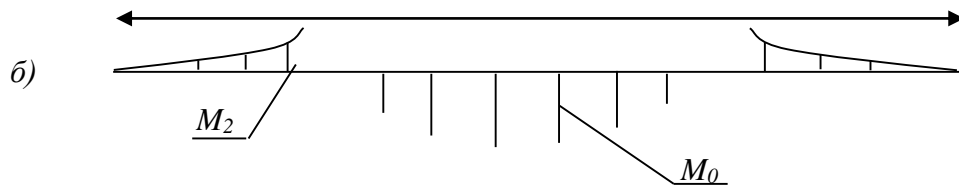


Рисунок 3 – Расчетная схема котла (а) и эпюра изгибающих моментов (б)

Интенсивность равномерно- распределенной нагрузки

$$q = \frac{m_{ж} + m_{к}}{L_{НК}} g \quad (5.21)$$

Изгибающие моменты:

$$M_0 = \frac{q(2l)^2}{8} - \frac{ql_{к}^2}{2}; \quad (5.22)$$

$$M_2 = \frac{ql_{к}^2}{2}. \quad (5.23)$$

Напряжения в расчетных сечениях 0 – 0 и 2 – 2

$$\sigma_{qi} = \pm \frac{M_i}{J_{y_i}} Z_i. \quad (5.24)$$

Момент инерции сечения котла ( рисунок 4 ) относительно нейтральной оси

$$J_{y_i} = \sum_{i=1}^n J_i + \sum_{i=1}^n F_i Z_i^2 - Z_0 \sum_{i=1}^n F_i Z_i, \quad (5.25)$$

где  $J_i$  – момент инерции  $i$  – го элемента относительно собственной нейтральной оси;

$F_i$  – площадь поперечного сечения  $i$  – го элемента;

$Z_i$  – расстояние от центра тяжести  $i$  – го элемента до произвольно выбранной оси.

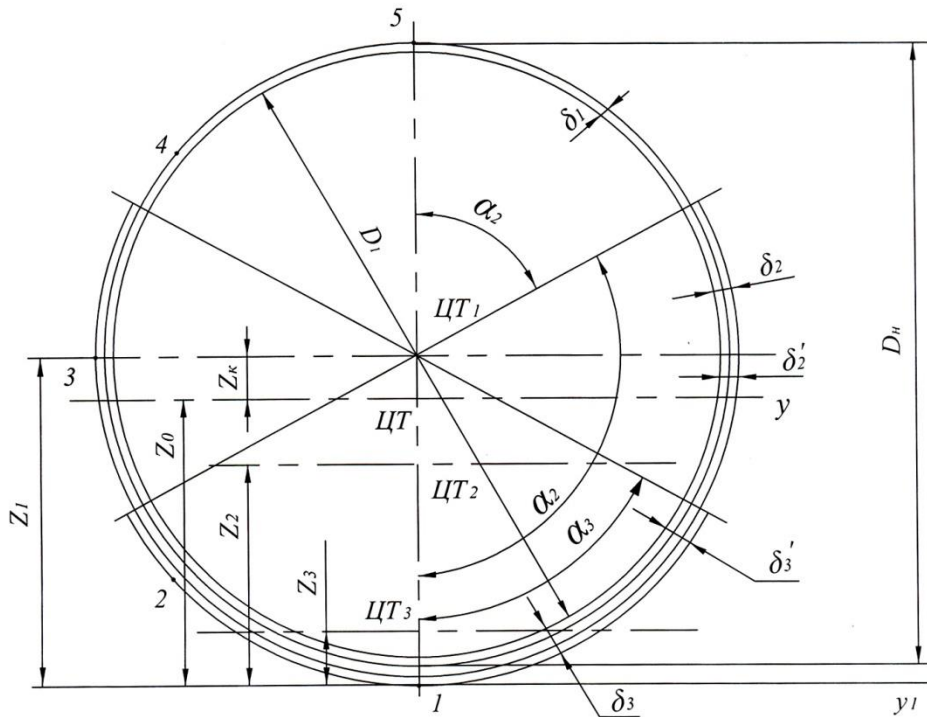


Рисунок 4 – Сечение котла цистерны

Площади поперечных сечений элементов котла:

– 1 – го элемента (кольца)

$$F_1 = \pi D_n \delta_1; \quad (5.26)$$

– 2 – го элемента

$$F_2 = \frac{\pi \alpha_2}{180} (D_n + 2\delta'_2) \delta'_2; \quad (5.27)$$

– 3 – го элемента

$$F_3 = \frac{\pi \alpha_3}{180} (D_n + 2\delta'_2 + 2\delta'_3) \delta'_3; \quad (5.28)$$

Координаты центра тяжести элементов сечения котла относительно оси  $y_1$

:

– 1 – го элемента

$$Z_1 = \frac{D_n}{2} + \delta'_2 + \delta'_3; \quad (5.29)$$

– 2 – го элемента

$$Z_2 = \left( \frac{D_n}{2} + \delta'_2 \right) \left[ 1 - \frac{\sin \alpha_2}{\pi \alpha_2} \cdot 180 \right] + \delta'_3; \quad (5.30)$$

– 3 – го элемента

$$Z_3 = \left( \frac{D_n}{2} + \delta'_2 + \delta'_3 \right) \left[ 1 - \frac{\sin \alpha_3}{\pi \alpha_3} \cdot 180 \right]; \quad (5.31)$$

Момент инерции элементов сечений котла относительно собственных

центральных осей:

- 1 – го элемента (кольца)

$$J_1 = \frac{\pi D_n^3}{8} \delta_1; \quad (5.32)$$

- 2 – го элемента

$$J_2 = \frac{(D_n + 2\delta_2')^3 \delta_2'}{8} \left( \frac{\pi \alpha_2}{180} - \sin \alpha_2 \cdot \cos \alpha_2 \right); \quad (5.33)$$

- 3 – го элемента

$$J_3 = \frac{(D_n + 2\delta_2' + \delta_3')^3 \delta_3'}{8} \left( \frac{\pi \alpha_3}{180} - \sin \alpha_3 \cdot \cos \alpha_3 \right); \quad (5.34)$$

Для определения центра тяжести сечения котла и его момента инерции относительно оси у вычисление выполняется в табличной форме (таблица 1).

Таблица 1 – Геометрические характеристики элементов сечения котла

| $i$            | $F_i \cdot 10^{-4}, \text{м}^2$ | $Z_i \cdot 10^{-2}, \text{м}$ | $F_i \cdot Z_i \cdot 10^{-6}, \text{м}^3$ | $F_i \cdot Z_{iu}^2 \cdot 10^{-8}, \text{м}^4$ | $J_i \cdot 10^{-8}, \text{м}^4$ |
|----------------|---------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------|
| 1              |                                 |                               |                                           |                                                |                                 |
| 2              |                                 |                               |                                           |                                                |                                 |
| 3              |                                 |                               |                                           |                                                |                                 |
| $\sum_{i=1}^n$ |                                 |                               |                                           |                                                |                                 |

Положение координаты  $Z_0$  центра тяжести всего сечения котла

$$Z_0 = \frac{\sum_{i=1}^n F_i Z_i}{\sum_{i=1}^n F_i}; \quad (5.35)$$

### 5.3 Суммарные напряжения в оболочке котла

Суммарные напряжения в оболочке котла по I режиму нагружения

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_q \leq [\sigma]_I, \quad (5.36)$$

где  $\sigma_p$  – напряжение в оболочке котла от внутреннего давления;

$\sigma_q$  – напряжение в оболочке котла от вертикальной статической нагрузки;

$[\sigma]_I$  – допускаемые напряжения по I режиму нагружения.

Результаты расчета заносим в таблицу 5.1

Таблица 5.1 – Напряжения в оболочке котла при I режиме нагружения

| Сечение | Точки в оболочке | Напряжения, МПа         |                         |             |
|---------|------------------|-------------------------|-------------------------|-------------|
|         |                  | по поперечным площадкам | по продольным площадкам | допускаемые |
|         |                  |                         |                         | МПа         |



|     | Номер точки | Под углом $\beta_0$ | от внутреннего давления | от вертикальной статической нагрузки | суммарные | от внутреннего давления | от вертикальной статической нагрузки | суммарные |  |
|-----|-------------|---------------------|-------------------------|--------------------------------------|-----------|-------------------------|--------------------------------------|-----------|--|
| 0-0 | 1           | 0                   |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 2           | 45                  |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 3           | 90                  |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 4           | 135                 |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 5           | 180                 |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
| 2-2 | 1           | 0                   |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 2           | 45                  |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 3           | 90                  |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 4           | 135                 |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |
|     | 5           | 180                 |                         |                                      |           |                         |                                      |           |  |

Суммарные напряжения в оболочке котла по III режиму нагружения

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_q + \sigma_{qd} \leq [\sigma]_{III}, \quad (5.37)$$

где  $\sigma_{qd}$  – напряжение в оболочке котла от вертикальной динамической нагрузки

$$\sigma_{qd} = \sigma_q \cdot k_{\text{дс}}; \quad (5.38)$$

$k_{\text{дс}}$  – коэффициент вертикальной динамики

$$k_{\text{дс}} = \frac{\bar{k}_{\text{дс}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{\text{дс}})}}, \quad (5.39)$$

где  $\beta$  – параметры распределения, для грузовых вагонов  $\beta = 1,13$ ;

$P(k_{\text{дс}})$  – доверительная вероятность,  $P(k_{\text{дс}}) = 0,97$ ;

$\bar{k}_{\text{дс}}$  – среднее значение коэффициента вертикальной динамики

$$\bar{k}_{\text{дс}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} b \frac{V_K - 55}{f_{\text{см}}}, \quad (5.40)$$

где  $a$  – коэффициент, для элементов кузова,  $a = 0,05$ ;

$b$  – коэффициент, учитывающий влияние числа осей  $m_0$  в тележке или группе тележек под одним концом вагона

$$b = \frac{m_0 + 2}{2m_0}; \quad (5.41)$$

$V_K$  – конструктивная скорость вагона;

$f_{\text{см}}$  – статический прогиб рессорного подвешивания.

Результаты расчетов заносятся в таблицу «Напряжения в оболочке котла при III режиме нагружения», форма которой соответствует таблице 5.1.

## 6 Расчет напряженного состояния кузова пассажирского вагона

### 6.1 Определение силовых нагрузок

В соответствии с расчетной схемой (рис. 6.1) кузов вагона представляется как двухопорная балка, нагруженная распределенной нагрузкой от массы брутто вагона и продольной нагрузкой от сил, действующих на автосцепку. На рис. 6.1 приняты следующие обозначения:  $q$  – распределенная нагрузка от массы брутто вагона,  $R_a$  – продольная нагрузка от сил, действующих на автосцепку,  $R$  – реакция сил.

Величина распределенной нагрузки определяется по формуле

$$q = \frac{Q_{бр} - 2T_{тел}}{L}, \quad (6.1)$$

где  $Q_{бр}$  – масса вагона брутто,

$T_{тел}$  – вес тележки,

$L$  – длина вагона (по кузову).

Расчет изгибающих моментов, перерезывающих сил и реакций опор производится по следующим формулам:

1) для консольной части при  $0 \leq x \leq n$

$$Q = q \cdot x, \quad M = q \cdot \frac{x^2}{2}, \quad (6.2)$$

2) для средней части при  $n \leq x \leq (L/2)$

$$Q = q \cdot x - R, \quad M = q \cdot \frac{x^2}{2} - R(x - n), \quad (6.3)$$

3) реакция опоры

$$R = q \cdot \frac{L}{2}, \quad (6.4)$$

где  $n$  – длина консольной части вагона,

$L$  – длина вагона по кузову,

$x$  – координата.

Примерные параметры для расчетов приведены в таблице 6.6.

Таблица 6.1 – Параметры расчета

| Масса тележки, кг | Масса вагона брутто, кг | База вагона, м | Длина вагона, м | Распределенная нагрузка, Н | Реакция сил, Н | Длина консоли, м | Тара вагона, кг | Стат. прогиб, мм | Момент, кг·см |
|-------------------|-------------------------|----------------|-----------------|----------------------------|----------------|------------------|-----------------|------------------|---------------|
| 7200              | 6,38E+04                | 19             | 25              | 19384,56                   | 242307         | 3                | 5,88E+04        | 209              | -8706750      |

Расчет моментов сил производится с шагом  $\Delta x = 1$  м.

Величина нагрузки от сил, действующих на автосцепку вагона, задается нормами расчета вагонов на прочность (табл. 6.2).

Таблица 6.2 – Параметры расчетных режимов

| Режим | Сила $P_a$ , МН | Масса вагона, кг  | Скорость, км/ч |
|-------|-----------------|-------------------|----------------|
| I     | -2.5            | $65.5 \cdot 10^3$ | 0              |
| III   | $\pm 1$         | $65.5 \cdot 10^3$ | 160            |

Результаты расчетов в виде эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил представлены на рис. 6.6.

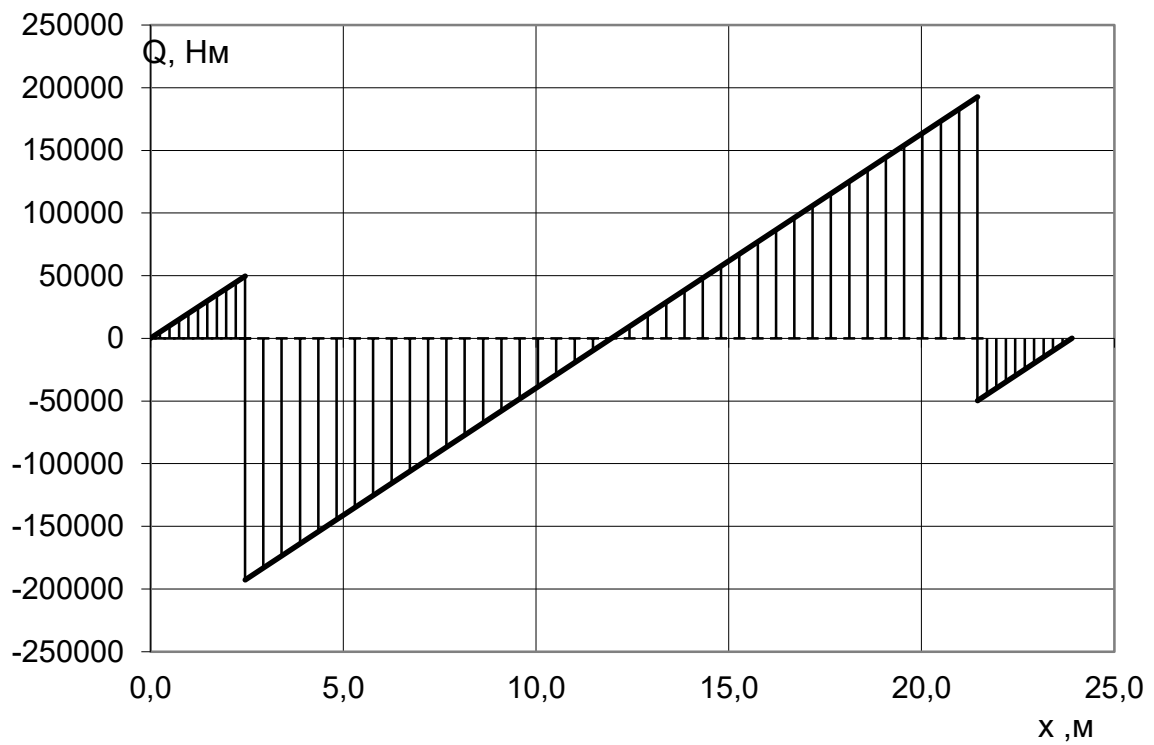
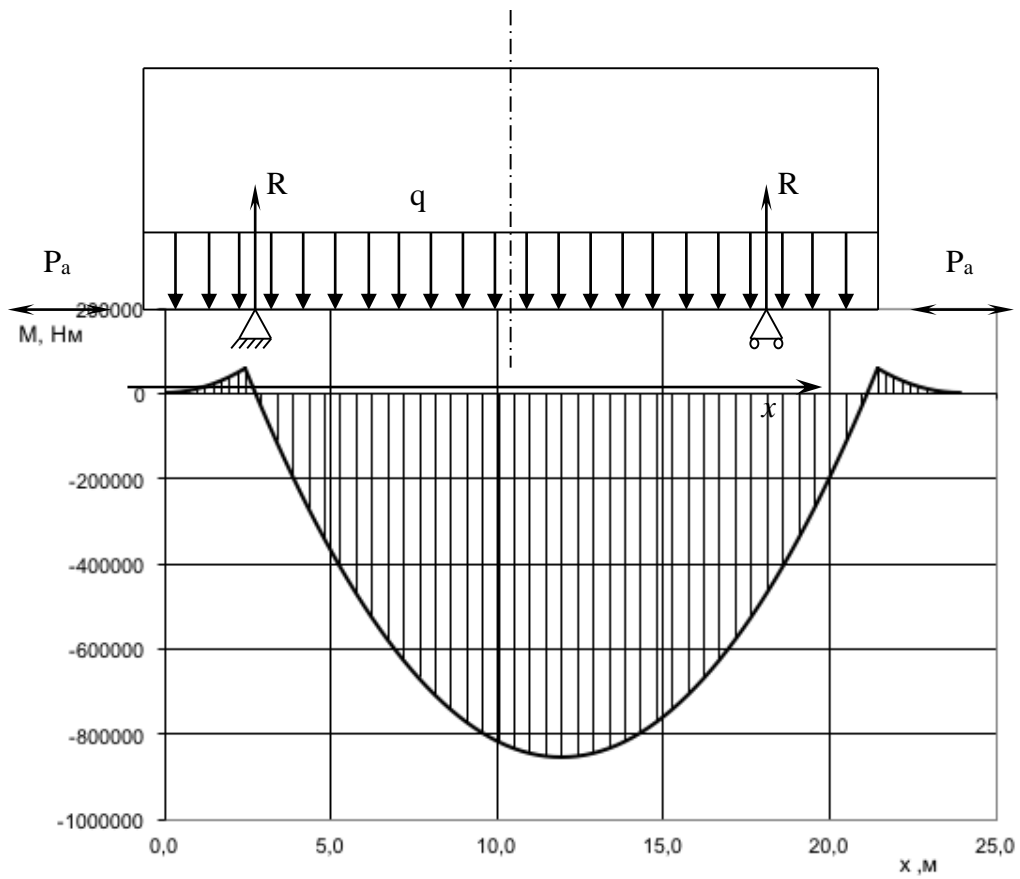
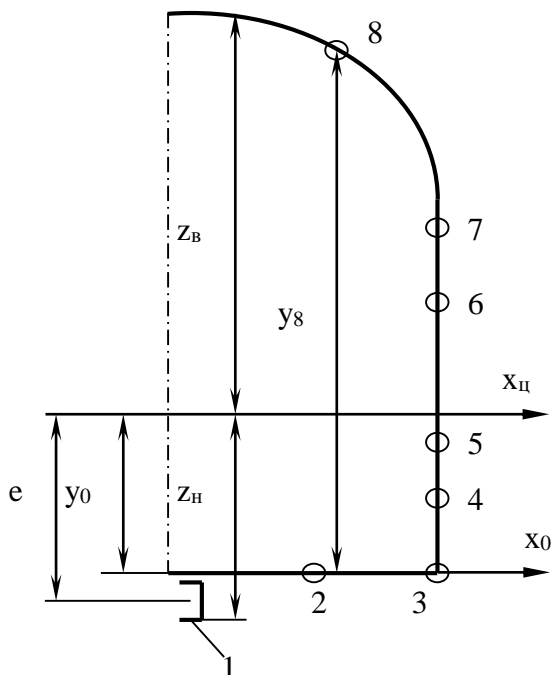


Рисунок 6.1 – Расчетная схема кузова вагона, эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил

## 6.2 Определение геометрических параметров поперечного сечения кузова вагона

Рассматривается редуцированное сечение кузова, которое состоит из продольных элементов жесткости. Элементы обшивки вагона могут потерять устойчивость, в связи с этим они при проведении расчетов не учитываются. Расчетная схема редуцированного сечения кузова представлена на рис. 6.2.



1 – хребтовая балка, 2 – гофр обшивки пола, 3 – нижняя обвязка кузова,  
4 – гофр нижней панели, 5 – подоконный пояс, 6 – надоконный пояс,  
7 – гофр верхней панели, 8 – гофр крыши

Рисунок 6.2 – Расчетная схема редуцированного сечения кузова:

При расчете геометрических параметров определяются следующие значения: площадь поперечного сечения кузова, статический момент, собственный момент инерции, расстояние до оси  $u_{ц}$ , дополнительный момент инерции, площадь редуцированного сечения кузова, полный момент инерции редуцированного сечения.

Выполним расчет момента инерции поперечного сечения хребтовой балки.

Площадь поперечного сечения кузова определяется по формуле:

$$F = \sum F_i \quad (6.5)$$

Статический момент вычисляется:

$$S = \sum F_i \cdot y_i \quad (6.6)$$

Здесь  $\frac{S}{F} = y_u$  – ось центра тяжести.

Собственный момент инерции равен:

$$J_1 = \sum J_i \quad (6.7)$$

Расстояние до оси  $x_c$  определяется по формуле:

$$a_i = y_u - y_i \quad (6.8)$$

Дополнительный момент инерции вычисляется по формуле:

$$J_2 = \sum F_i \cdot a_i^2 \quad (6.9)$$

Площадь редуцированного сечения кузова определяется:

$$F = 2F_p \quad (6.10)$$

Полный момент инерции:

$$J_3 = J_1 + J_2 \quad (6.11)$$

Полный момент инерции редуцированного сечения вычисляется:

$$J_4 = 2J_3 \quad (6.12)$$

Результаты расчетов представлены в таблицах 6.4, 6.5.

Таблица 6.4 – Результаты расчетов

| №№    | $F_i$ | $J_i$    | $y_i$  | $a_i$  | $S_i$    | $J_2$     | $J_3$     |
|-------|-------|----------|--------|--------|----------|-----------|-----------|
| 1,00  | 87,28 | 12948,89 | -14,11 | 76,46  | -1231,83 | 510218,04 | 523166,93 |
| 2,00  | 3,90  | 6,00     | 0,00   | 62,34  | 0,00     | 15158,45  | 15164,45  |
| 3,00  | 3,90  | 6,00     | 0,00   | 62,34  | 0,00     | 15158,45  | 15164,45  |
| 4,00  | 3,90  | 6,00     | 0,00   | 62,34  | 0,00     | 15158,45  | 15164,45  |
| 5,00  | 3,90  | 6,00     | 0,00   | 62,34  | 0,00     | 15158,45  | 15164,45  |
| 6,00  | 3,90  | 6,00     | 0,00   | 62,34  | 0,00     | 15158,45  | 15164,45  |
| 7,00  | 3,90  | 6,00     | 0,00   | 62,34  | 0,00     | 15158,45  | 15164,45  |
| 8,00  | 19,80 | 331,00   | 4,00   | 58,34  | 79,20    | 67399,78  | 67730,78  |
| 9,00  | 3,90  | 58,60    | 26,00  | 36,34  | 101,40   | 5151,47   | 5210,07   |
| 10,00 | 3,90  | 58,60    | 46,00  | 16,34  | 179,40   | 1041,80   | 1100,40   |
| 11,00 | 3,90  | 58,60    | 64,00  | 1,66   | 249,60   | 10,69     | 69,29     |
| 12,00 | 3,90  | 58,60    | 80,00  | 17,66  | 312,00   | 1215,76   | 1274,36   |
| 13,00 | 3,90  | 58,60    | 94,00  | 31,66  | 366,60   | 3908,18   | 3966,78   |
| 14,00 | 10,98 | 91,80    | 108,00 | 45,66  | 1185,84  | 22887,43  | 22979,23  |
| 15,00 | 13,02 | 167,00   | 210,00 | 147,66 | 2734,20  | 283865,65 | 284032,65 |
| 16,00 | 3,90  | 6,00     | 230,00 | 167,66 | 897,00   | 109623,21 | 109629,21 |
| 17,00 | 3,90  | 6,00     | 320,00 | 257,66 | 1248,00  | 258907,68 | 258913,68 |
| 18,00 | 3,90  | 6,00     | 324,00 | 261,66 | 1263,60  | 267008,94 | 267014,94 |
| 19,00 | 3,90  | 6,00     | 328,00 | 265,66 | 1279,20  | 275235,01 | 275241,01 |
| 20,00 | 3,90  | 6,00     | 330,00 | 267,66 | 1287,00  | 279394,84 | 279400,84 |
| 21,00 | 3,90  | 6,00     | 332,00 | 269,66 | 1294,80  | 283585,88 | 283591,88 |
| 22,00 | 3,90  | 6,00     | 334,00 | 271,66 | 1302,60  | 287808,11 | 287814,11 |

Таблица 6.5 – Итоговый результат

| F          | S             | Y               | J <sub>1</sub>  | J <sub>2</sub>  | J <sub>3</sub>  | J <sub>4</sub>  |
|------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 201,2<br>8 | 12548,61<br>2 | 62,3440580<br>3 | 13909,6949<br>8 | 2748213,15<br>4 | 2762122,84<br>9 | 5524245,69<br>8 |

Номера данных соответствуют следующим элементам: 1 – хребтовая балка, 2-7 – гофры пола, 8 – нижняя обвязка, 9-13 – гофры нижней панели, 14 – подоконный пояс, 15 – надоконный пояс, 16 – гофры верхней панели, 17-22 – гофры крыши.

### 6.3 Определение несущей способности кузова

Оценка несущей способности кузова выполняется по величине напряжений в верхних и нижних волокнах среднего сечения кузова

$$\sigma_{\sigma,н} \leq [\sigma]$$

Значения напряжений рассчитываются по формуле:

$$\sigma_{\sigma,н} = \pm \frac{M_{\max} (1 + K_g) \cdot Z_{\sigma,н}}{J} \pm \frac{P_a}{F} \pm \frac{P_a \cdot e \cdot Z_{\sigma,н}}{J}, \text{ кг/см}^3,$$

(6.13)

где  $M_{\max}$  – максимальный изгибающий момент посередине кузова, кг·см,

$P_a$  – продольное усилие от сил, действующих на автосцепку, в соответствии с режимом, Н,

$K_g$  – коэффициент вертикальной динамики,

$V$  – скорость в соответствии с режимом, км/ч,

$f_n$  – статический прогиб рессорного подвешивания тележки, см.

Коэффициент вертикальной динамики вычисляется по формуле

$$K_g = \frac{\bar{K}_g}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_g)}} = 2.114 \frac{K_g}{\beta},$$

(6.14)

где  $\bar{K}_g$  – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики,

$\beta$  – параметр, устанавливаемый по экспериментальным данным при существующих условиях эксплуатации (для пассажирских вагонов  $\beta=6.0$ ),

$P(K_g)$  – расчетная вероятность (при расчетах на прочность по допускаемым напряжениям принимается равной 0.97).

Среднее значение коэффициента вертикальной динамики для скоростей движения выше 15 м/с определяется по формуле

$$K_g = a + 3,6 \cdot 10^{-4} b \frac{V - 15}{f_n},$$

(6.15)

где  $a$  – коэффициент равный для элементов кузова 0.05, для обрессоренных частей тележки 0.1, для необрессоренных частей тележки 0.15,

$b$  – коэффициент, учитывающий влияние числа осей  $n_t$  в тележке или группе

$$b = \frac{2 + n_t}{2n_t}$$

тележек под одним концом вагона,

Расчетные значения коэффициента вертикальной динамики представлены в таблице 6.6.

Таблица 6.6. – Параметры расчета коэффициента вертикальной динамики

| a    | b    | V, м/с | $f_n$ , см | $\bar{K}_g$ | $\beta$ | $K_g$ |
|------|------|--------|------------|-------------|---------|-------|
| 0,05 | 0,75 |        |            |             |         |       |
| 0,05 | 0,75 |        |            |             |         |       |

Полученные в результате расчетов значения напряжений в соответствии с режимом сведены в таблицу 6.7.

Таблица 6.7 – Промежуточные результаты

| Режим                           | Волокна | 1 слагаемое | 2 слагаемое | 3 слагаемое |
|---------------------------------|---------|-------------|-------------|-------------|
| I сжатие                        | Верхние |             |             |             |
|                                 | Нижние  |             |             |             |
| II растяжение                   | Верхние |             |             |             |
|                                 | Нижние  |             |             |             |
| III<br>растяжение<br><br>сжатие | Верхние |             |             |             |
|                                 | Нижние  |             |             |             |
|                                 | Верхние |             |             |             |
|                                 | Нижние  |             |             |             |

Таблица 6.8 – Расчетные значения напряжений

| Режим         | Волокна | Напряжение,<br>кгс/см <sup>2</sup> | Напряжение,<br>МПа | Допускаемые<br>напряжения, МПа |
|---------------|---------|------------------------------------|--------------------|--------------------------------|
| I сжатие      | Верхние |                                    |                    |                                |
|               | Нижние  |                                    |                    |                                |
| II растяжение | Верхние |                                    |                    |                                |
|               | Нижние  |                                    |                    |                                |
| III           | Верхние |                                    |                    |                                |



|            |         |  |  |  |
|------------|---------|--|--|--|
| растяжение | Нижние  |  |  |  |
| сжатие     | Верхние |  |  |  |
|            | Нижние  |  |  |  |

По результатам расчётов сделать выводы о прочности конструкции.

## 7 Обработка результатов испытаний вагонов

Неотъемлемой частью разработки подвижного состава являются испытания. Основными задачами испытаний являются:

1. статических на прочность: определение и оценка напряжений и деформаций в несущей конструкции вагона и ее составных частях при приложении статических нормативных сил;

2. на прочность при соударении: определение и оценка динамических напряжений и деформаций в несущей конструкции вагона и ее составных частях при приложении нормативных ударных сил через автосцепное устройство;

3. ходовых прочностных испытаний: определение и оценка по коэффициенту запаса сопротивления усталости эквивалентной приведенной амплитуды динамических напряжений, возникающих при движении в несущей конструкции вагона и ее составных частях;

4. ходовых динамических испытаний: определение и оценка показателей динамических качеств вагона при его движении со скоростями вплоть до конструкционной по железнодорожному пути;

5. полных испытаний на сопротивление усталости: определение предела выносливости составных частей несущей конструкции вагона и его оценка по коэффициенту запаса сопротивления усталости;

6. сокращенных испытаний на сопротивление усталости: достижение несущей конструкцией вагона или ее составными частями заданного числа циклов нагружения без появления усталостной трещины;

7. на несущую способность: достижение деталью заданного значения статически приложенной силы без разрушения или потери несущей способности;

8. вибрационных испытаний: определение и оценка частоты первой формы вертикальных изгибных колебаний несущей конструкции кузова пассажирского вагона;

9. на ресурс при соударении (циклическая долговечность): определение и оценка на соответствие эксплуатационной документации повреждений и остаточной деформации несущей конструкции вагона и ее составных частей при многократном приложении ударных сил через автосцепное устройство;

10. на ресурс при соударении (функциональная долговечность): определение и оценка на соответствие эксплуатационной документации функциональной работоспособности оборудования вагона при многократном приложении ударных сил через автосцепное устройство;

11. на прочность крепления подвесного оборудования: определение и оценка динамических напряжений и деформаций в конструкции крепления подвесного оборудования при приложении ударных сил к вагону через автосцепное устройство;

12. на прочность при проведении погрузочно-разгрузочных работ: определение и оценка статических и динамических напряжений и деформаций в несущей конструкции вагона и ее составных частях при приложении нормативных сил, возникающих при погрузке и разгрузке.

### 7.1 Оценка спектров ускорений

Прежде всего представим результаты измерений графически. На рисунках 7.1 – 7.7 показаны ускорения букс и кузова вагона.

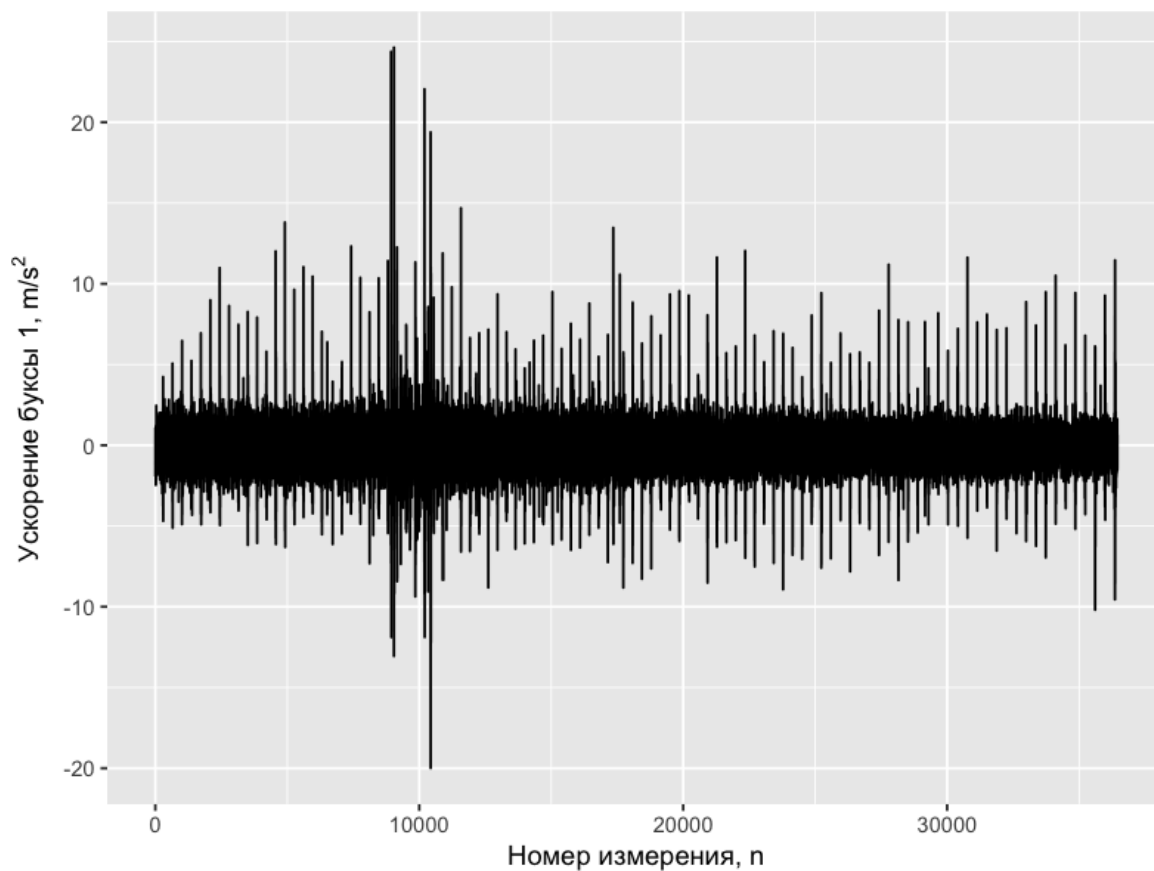


Рисунок 7.1 – Ускорение буксы 1

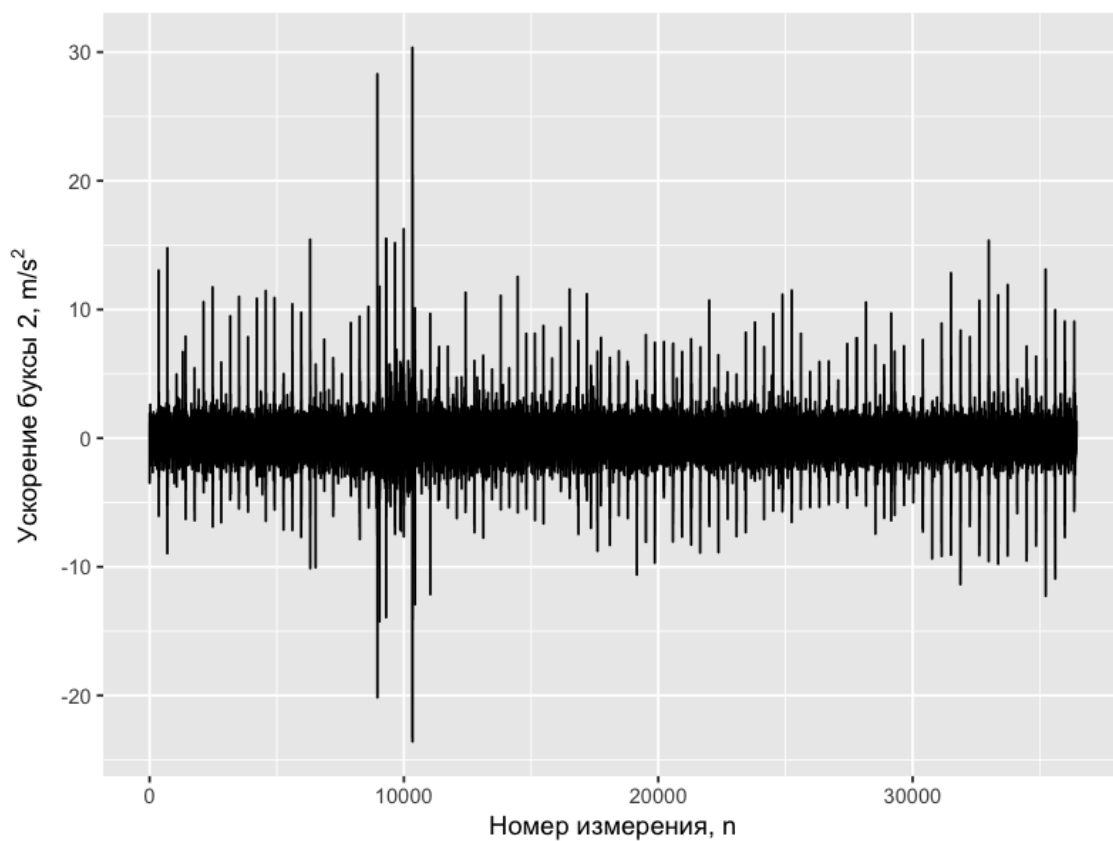


Рисунок 7.2 – Ускорение боксы 2

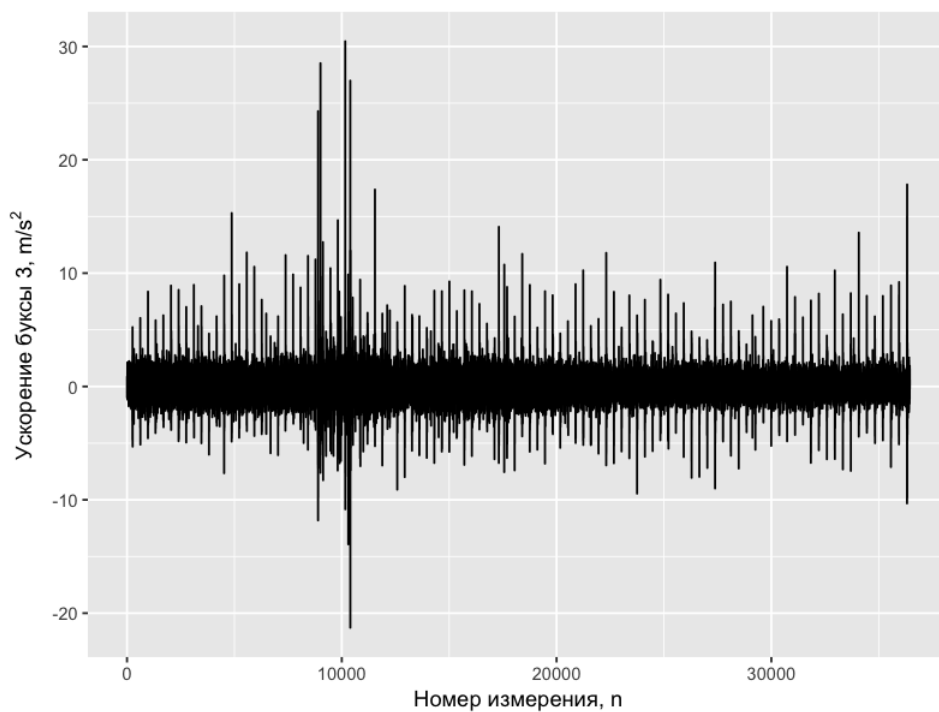


Рисунок 7.3 – Ускорение боксы 3

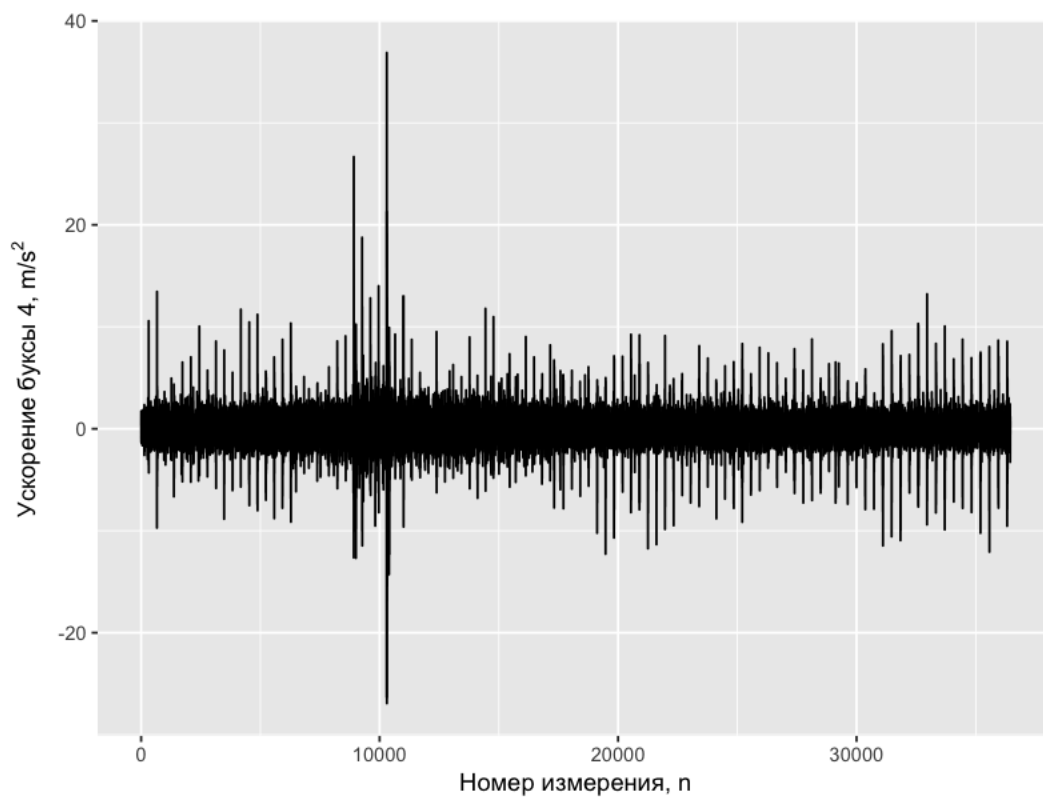


Рисунок 7.4 – Ускорение буксы 4

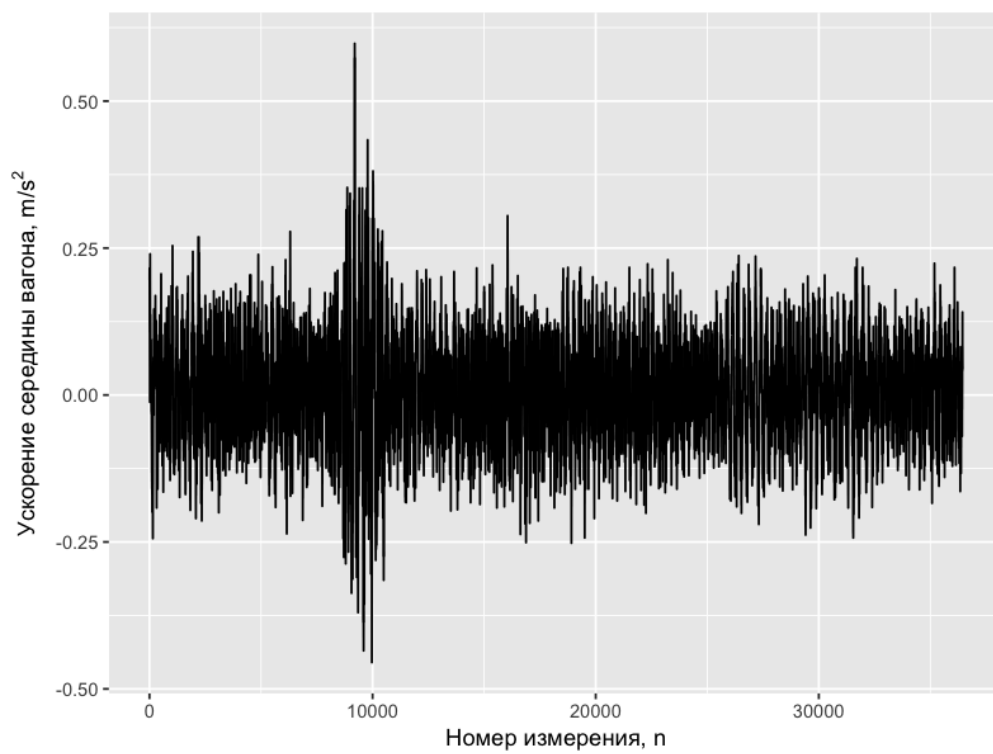


Рисунок 7.5 – Ускорение середины вагона

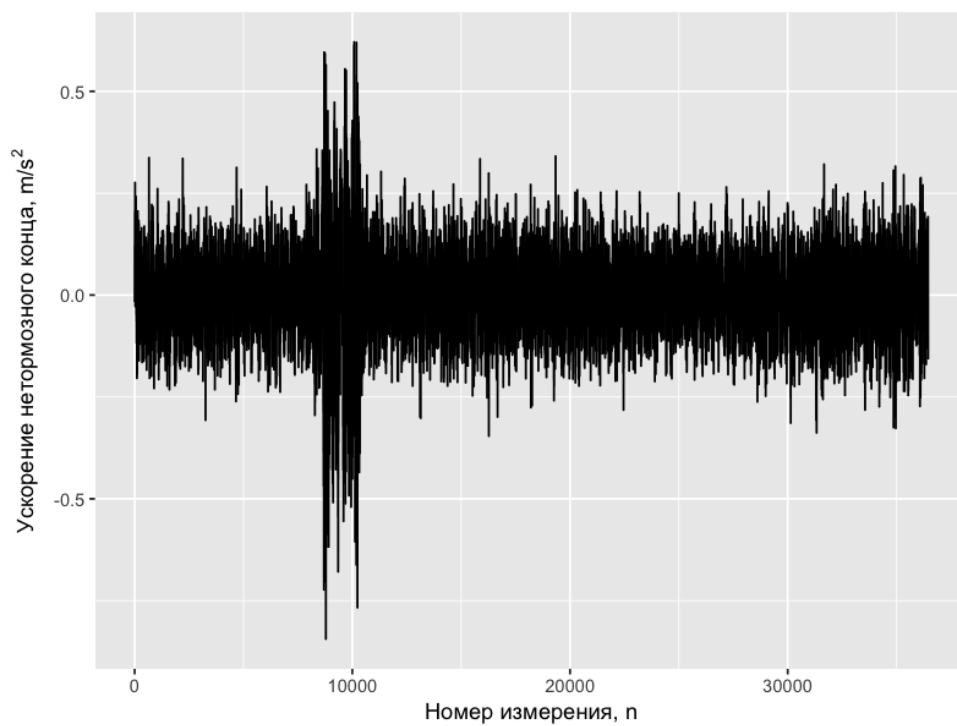


Рисунок 7.6 – Ускорение не тормозного конца

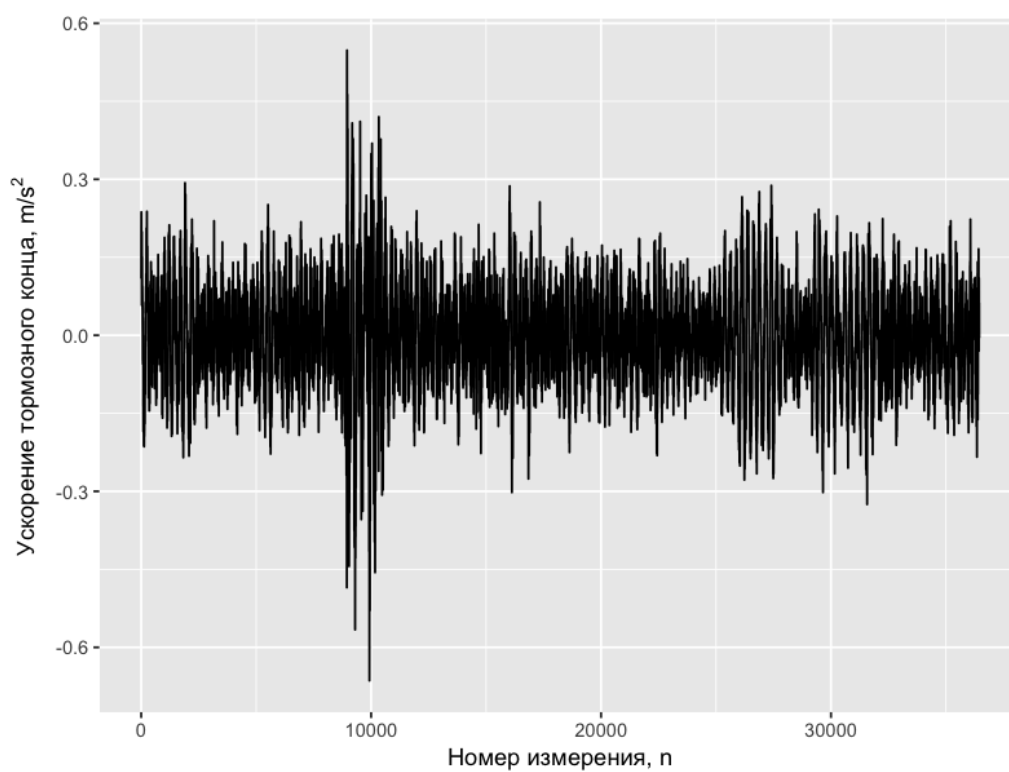


Рисунок 7.7 – Ускорение тормозного конца

## 7.2 Тест на нормальность

Многие методы спектрального анализа исходят из предположения об эргодичности и нормальности процесса, найдем статистические характеристики и сделаем тест на нормальность (лист ЗВС 18.07.34 Д4).

В таблицах 7.1 – представлены следующие значения: среднее минимум, максимум, 1 квартиль, медиана, 3 квартиль.

Таблица 7.1 – Букса 1

| Min       | 1st Qu   | Median   | Mean     | 3rd Qu  | Max      |
|-----------|----------|----------|----------|---------|----------|
| -19.99000 | -0.92700 | -0.07000 | -0.07928 | 0.75000 | 24.63000 |

Таблица 7.2 – Букса 2

| Min      | 1st Qu  | Median  | Mean    | 3rd Qu | Max     |
|----------|---------|---------|---------|--------|---------|
| -23.5700 | -0.8170 | -0.0450 | -0.0445 | 0.7370 | 30.3400 |

Таблица 7.3 – Букса 3

| Min       | 1st Qu   | Median  | Mean    | 3rd Qu  | Max      |
|-----------|----------|---------|---------|---------|----------|
| -21.28000 | -0.69800 | 0.06800 | 0.07098 | 0.83600 | 30.46000 |

Таблица 7.4 – Букса 4

| Min       | 1st Qu   | Median  | Mean   | 3rd Qu  | Max      |
|-----------|----------|---------|--------|---------|----------|
| -26.92000 | -0.80500 | 0.05000 | 0.4576 | 0.91200 | 36.88000 |

Таблица 7.5 – Вагон тормозной не тормозной середина 1

| Min        | 1st Qu     | Median     | Mean       | 3rd Qu    | Max       |
|------------|------------|------------|------------|-----------|-----------|
| -0.6640000 | -0.0560000 | -0.0010000 | -0.0009188 | 0.0550000 | 0.5480000 |

Таблица 7.6 – Вагон тормозной не тормозной середина 2

| Min       | 1st Qu    | Median   | Mean     | 3rd Qu   | Max      |
|-----------|-----------|----------|----------|----------|----------|
| -0.844000 | -0.050000 | 0.004000 | 0.003671 | 0.058000 | 0.621000 |

Таблица 7.7 – Вагон тормозной не тормозной середина 3

| Min       | 1st Qu    | Median   | Mean     | 3rd Qu   | Max      |
|-----------|-----------|----------|----------|----------|----------|
| -0.455000 | -0.044000 | 0.009000 | 0.008673 | 0.062000 | 0.598000 |

Проведем тесты Cramer-von Mises и Anderson-Darling на нормальность. Результаты показаны в таблице. Во всех случаях тест на нормальность провален, значит требуется дополнительная обработка результатов измерений (лист ЗВС 18.07.34 Д5).

Графически тестирование на нормальность можно провести следующим образом. Другим очень часто используемым графическим способом проверки характера распределения данных является построение т.н. графиков квантилей (Q-Q plots, Quantile-Quantile plots). На таких графиках изображаются квантили двух распределений - эмпирического (т.е. построенного по анализируемым данным) и теоретически ожидаемого стандартного нормального распределения. При нормальном распределении проверяемой переменной точки на графике квантилей должны выстраиваться в прямую линию, исходящую под углом 45 градусов из левого нижнего угла графика. Графики квантилей особенно полезны при работе с небольшими по размеру совокупностями, для которых невозможно построить гистограммы, принимающие какую-либо выраженную форму. Графики показаны на рисунках 7.8 – 7.14 (лист ЗВС 18.07.34 Д6).



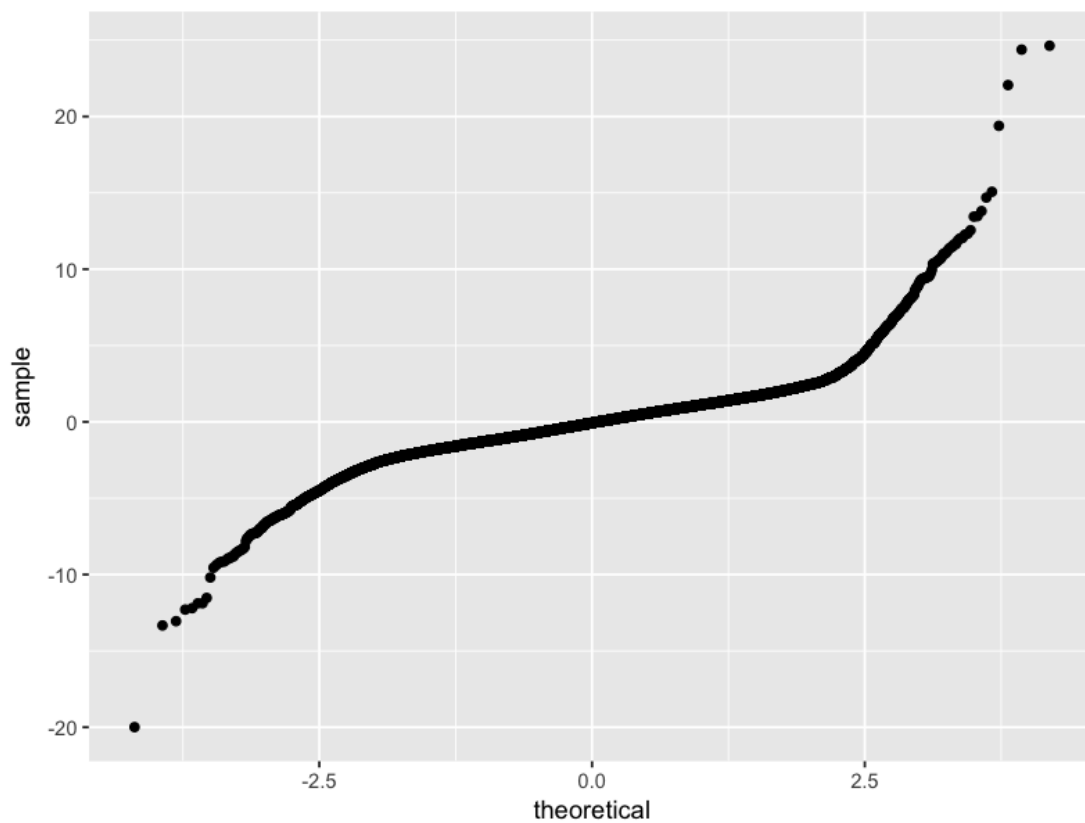


Рисунок 7.8 – График квантилей Vuksa 1

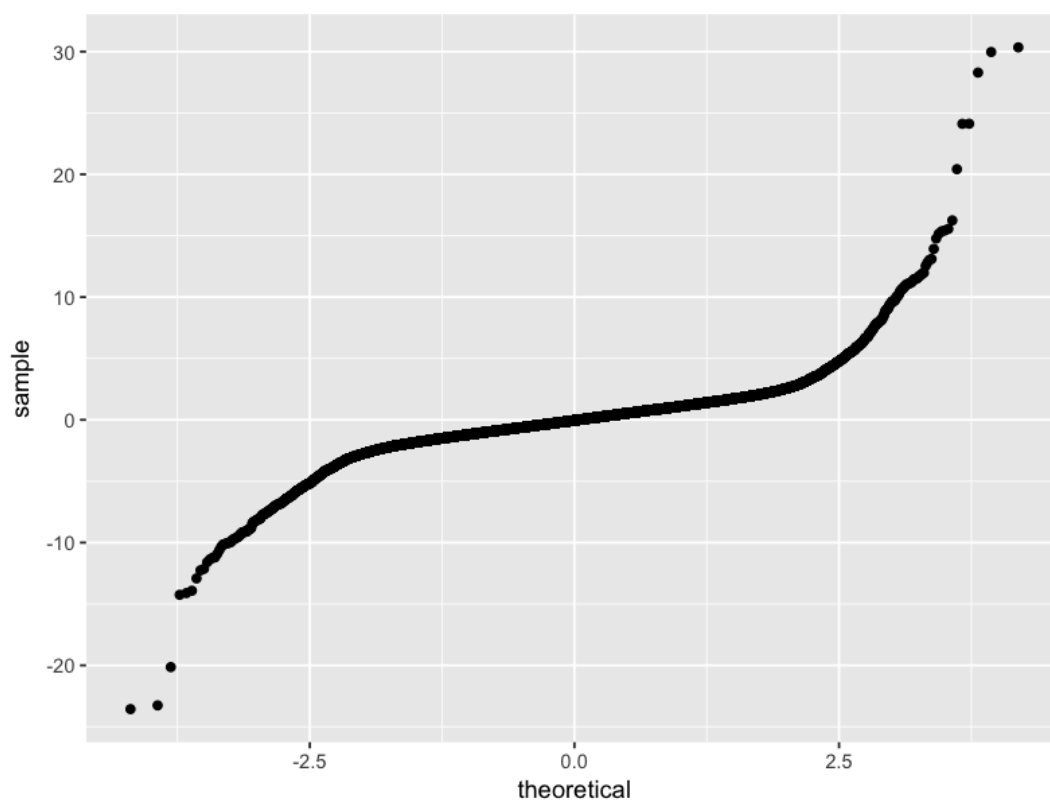


Рисунок 7.9 – График квантилей Vuksa 2

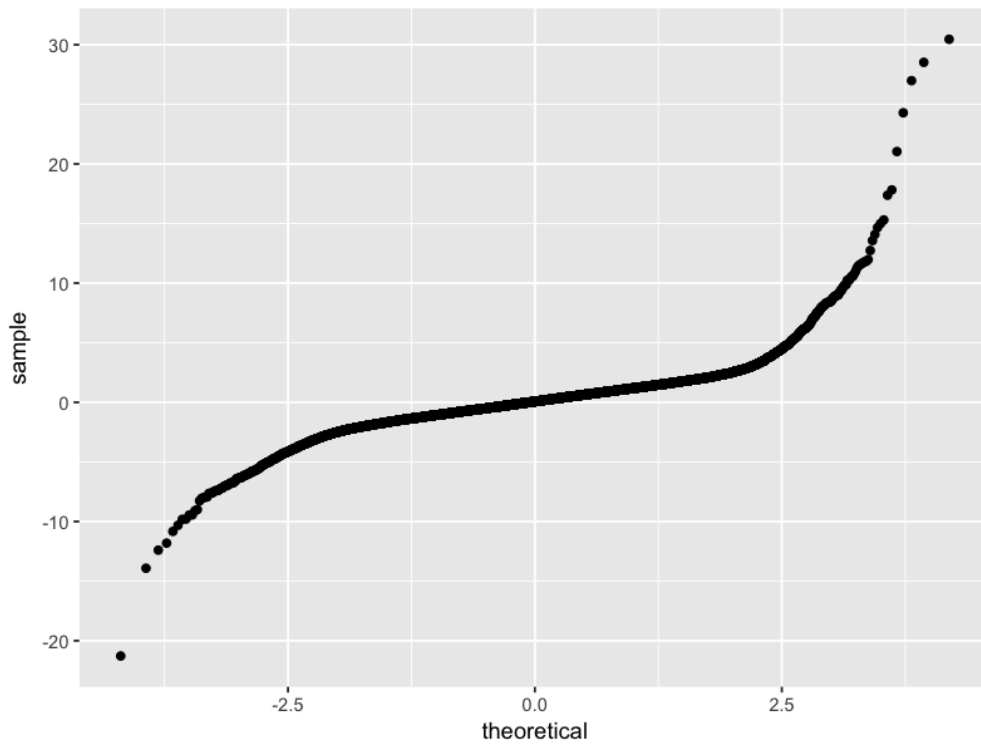


Рисунок 7.10 – График квантилей Вукса 3

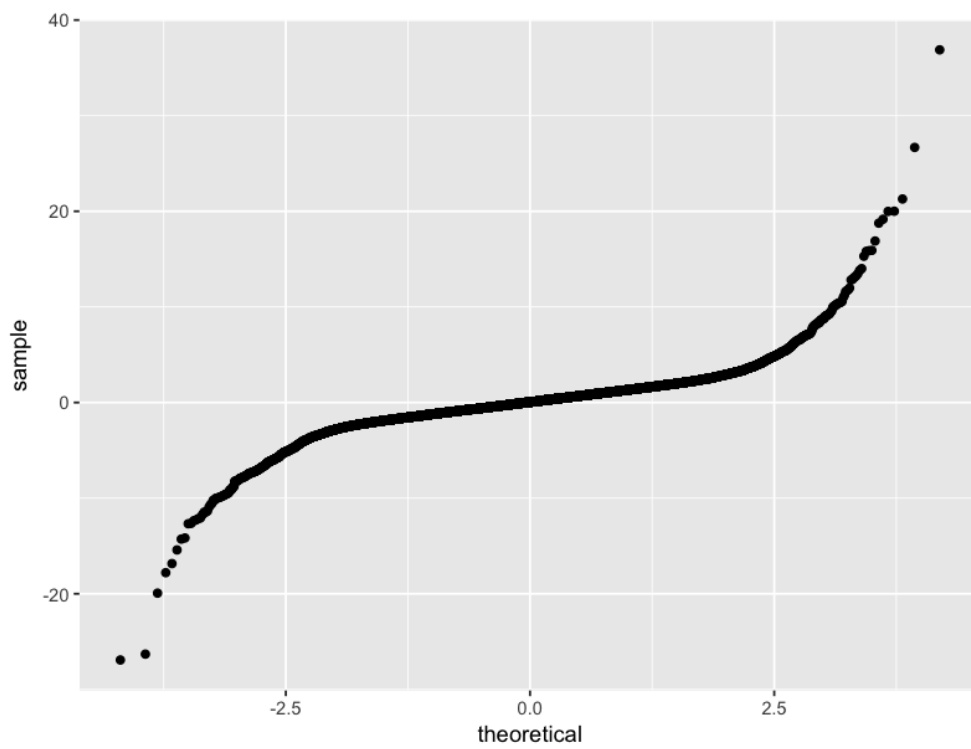


Рисунок 7.11 – График квантилей Вукса 4

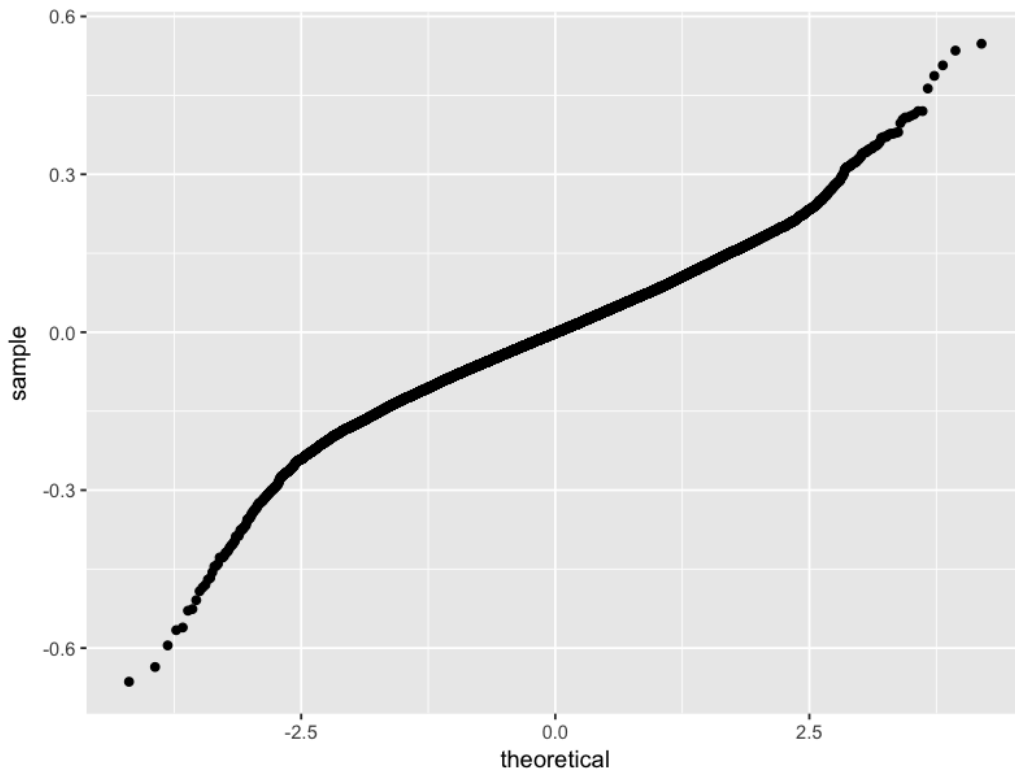


Рисунок 7.12 – График квантилей Vagon 1

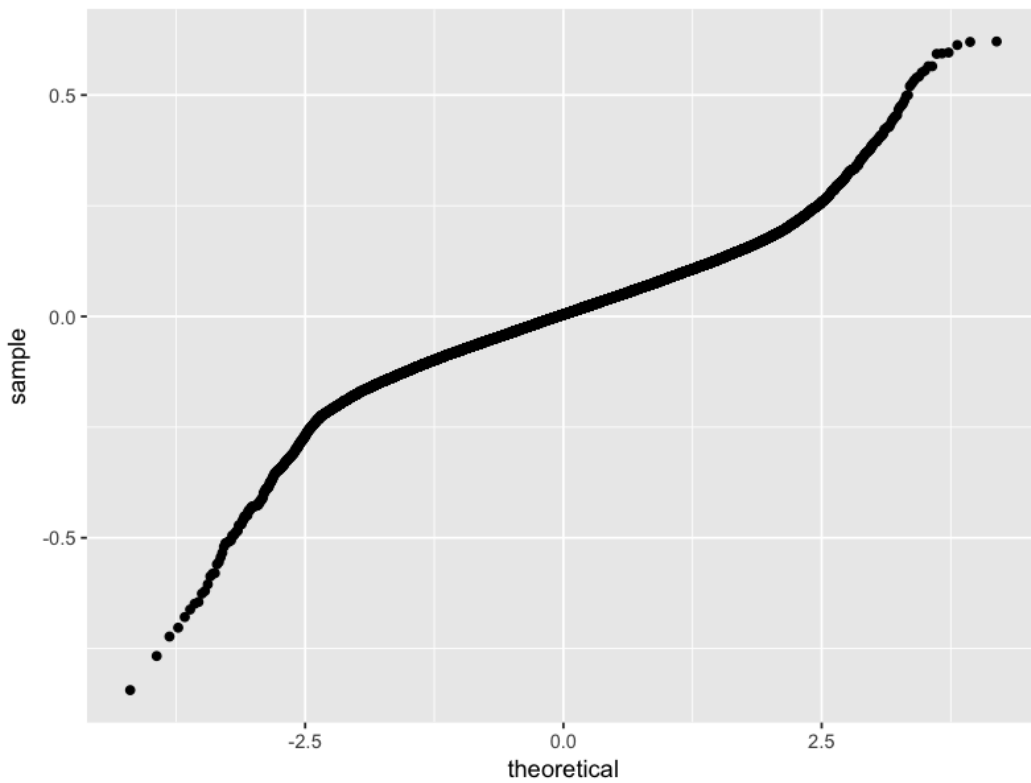


Рисунок 7.13 – График квантилей Vagon 2

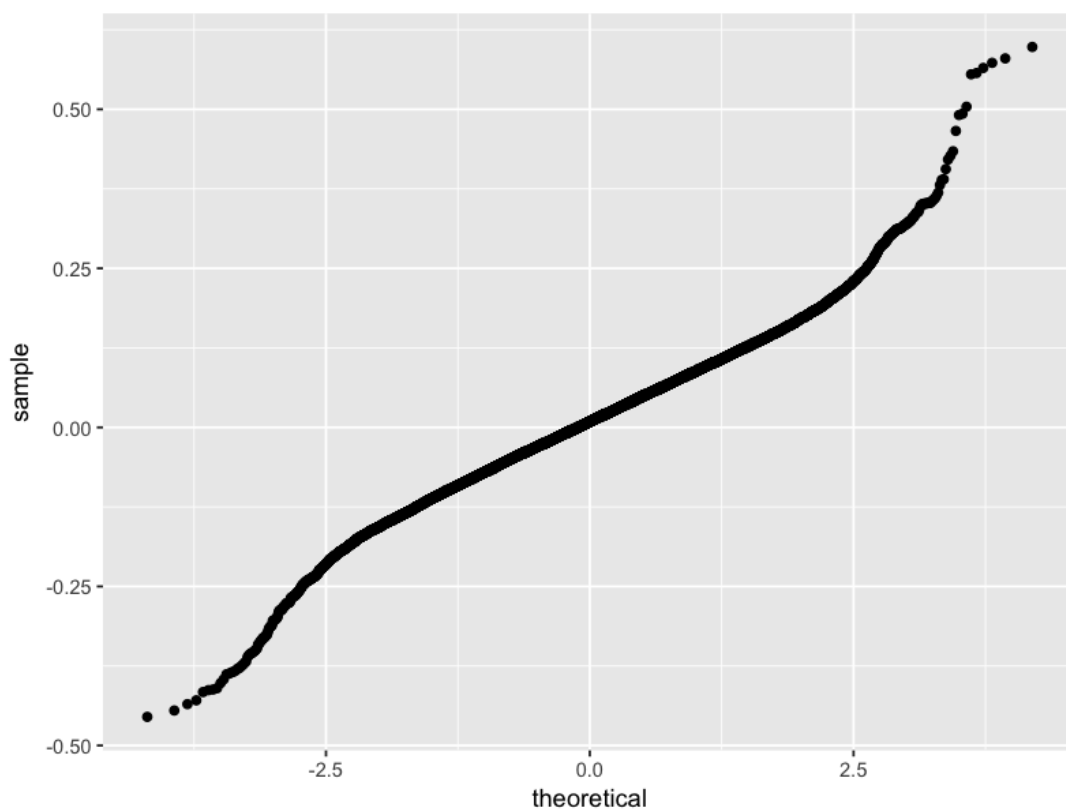


Рисунок 7.14 – График квантилей wagon 3

### 7.3 Спектральная плотность мощности ускорений

Для нахождения спектральной плотности мощности воспользуемся пакетом `psd` языка R [ (5), (6), (7)]. Результаты показаны на рисунках 7.15 – 7.21. Оценка позволяет наглядно представить частоту колебаний узлов вагона, по автокорреляционной функции можно судить о периодичности процесса.

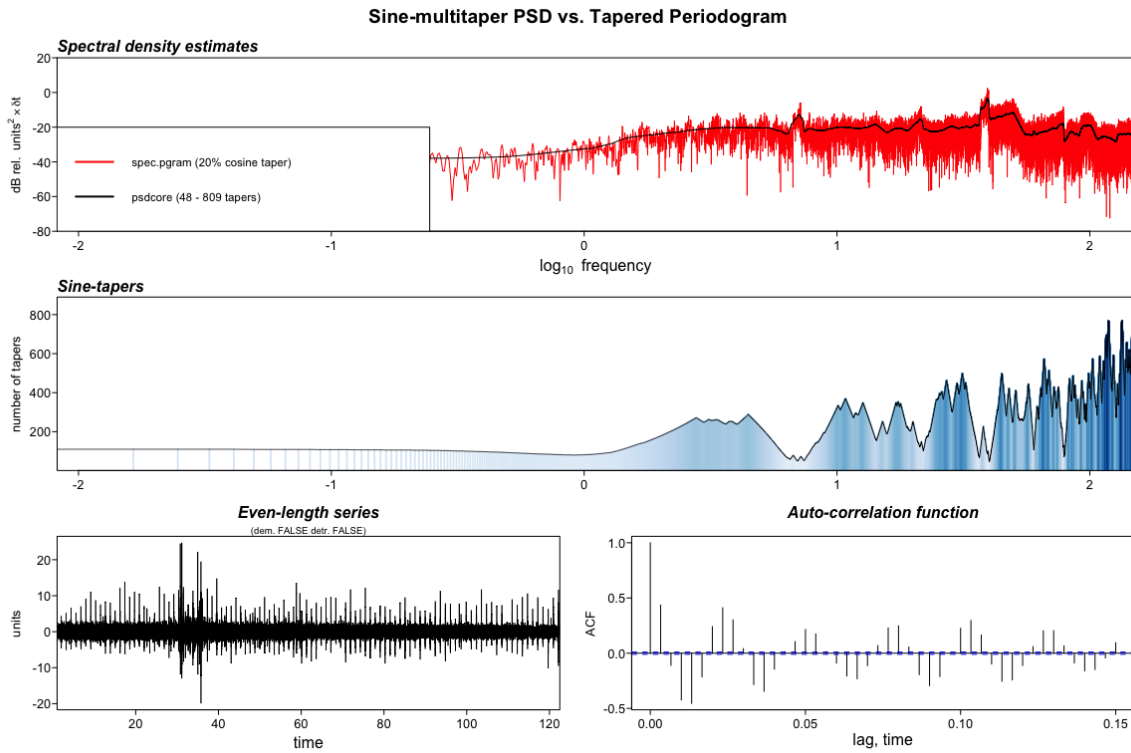


Рисунок 7.15 – Спектральная плотность мощности буквы 1

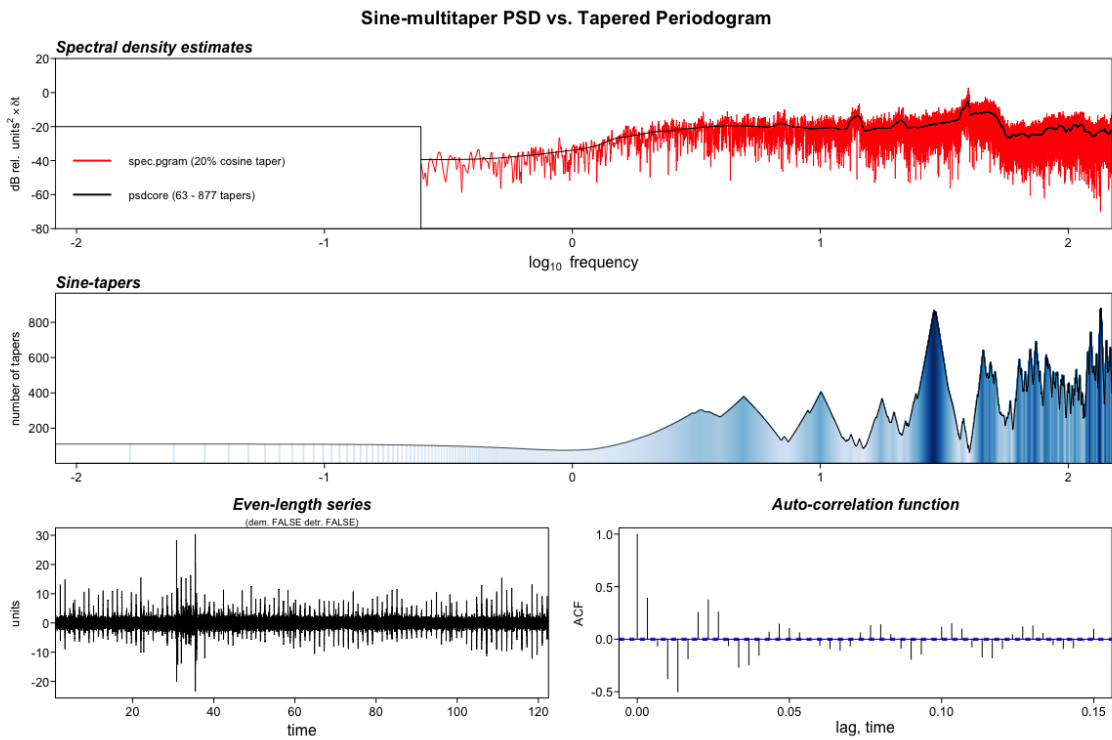


Рисунок 7.16 – Спектральная плотность мощности буквы 2

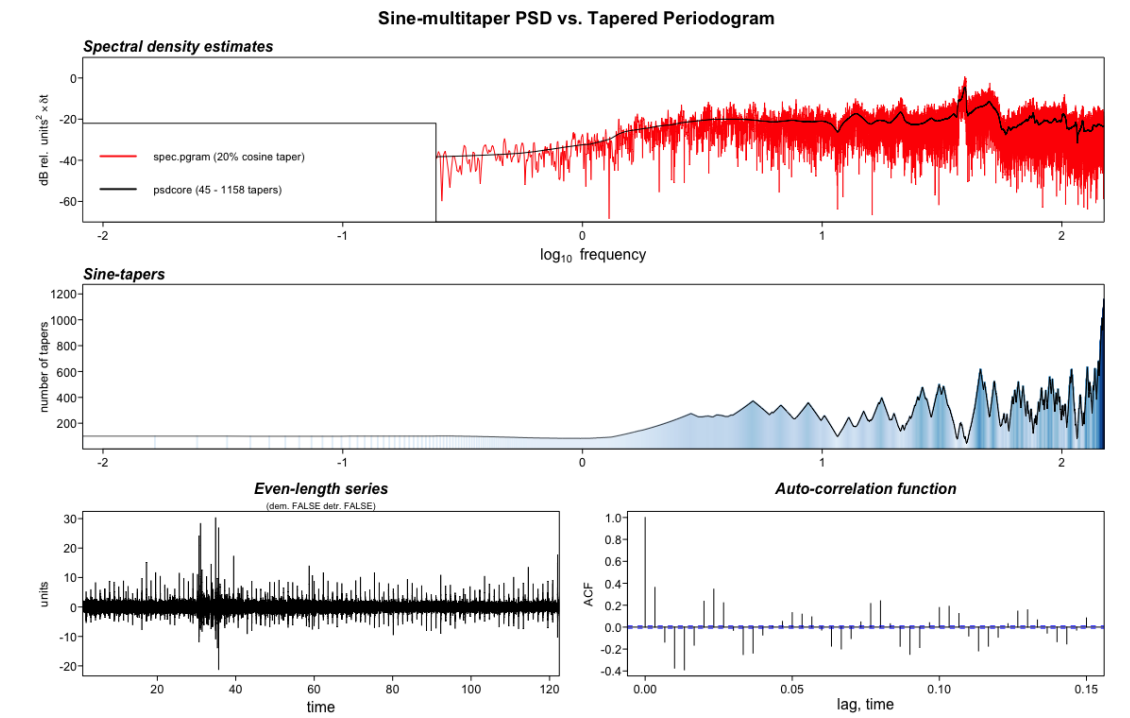


Рисунок 7.17 – Спектральная плотность мощности буквы 3

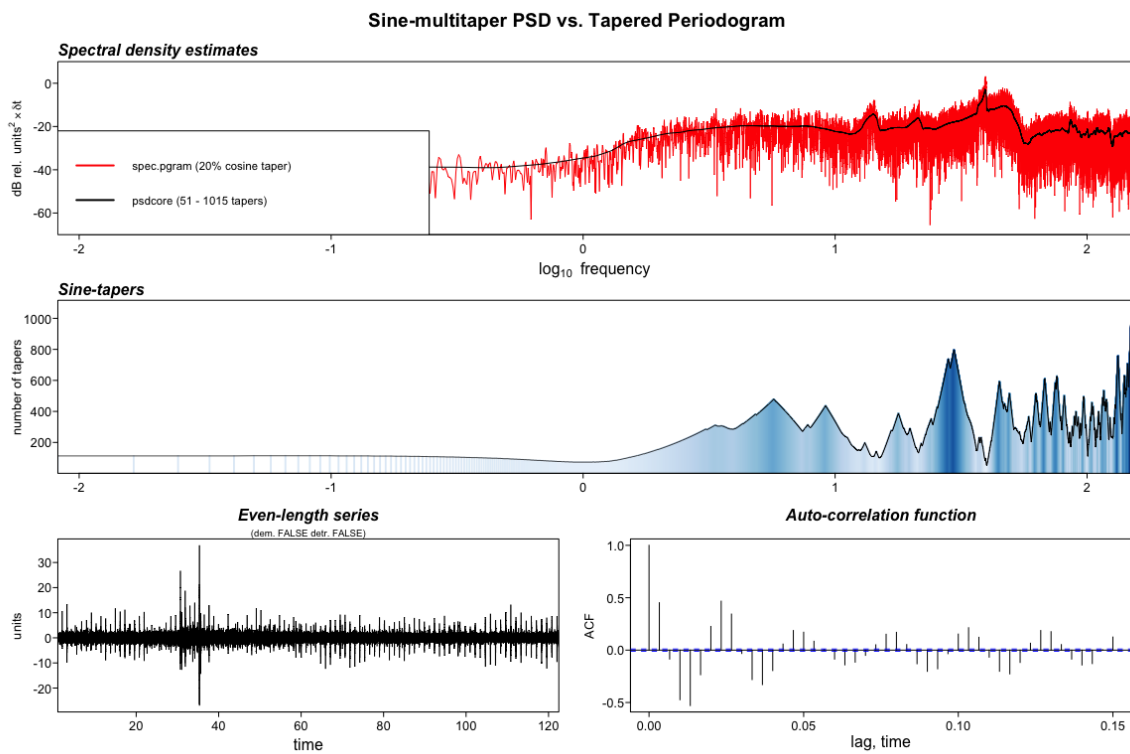


Рисунок 7.18 – Спектральная плотность мощности буквы 4

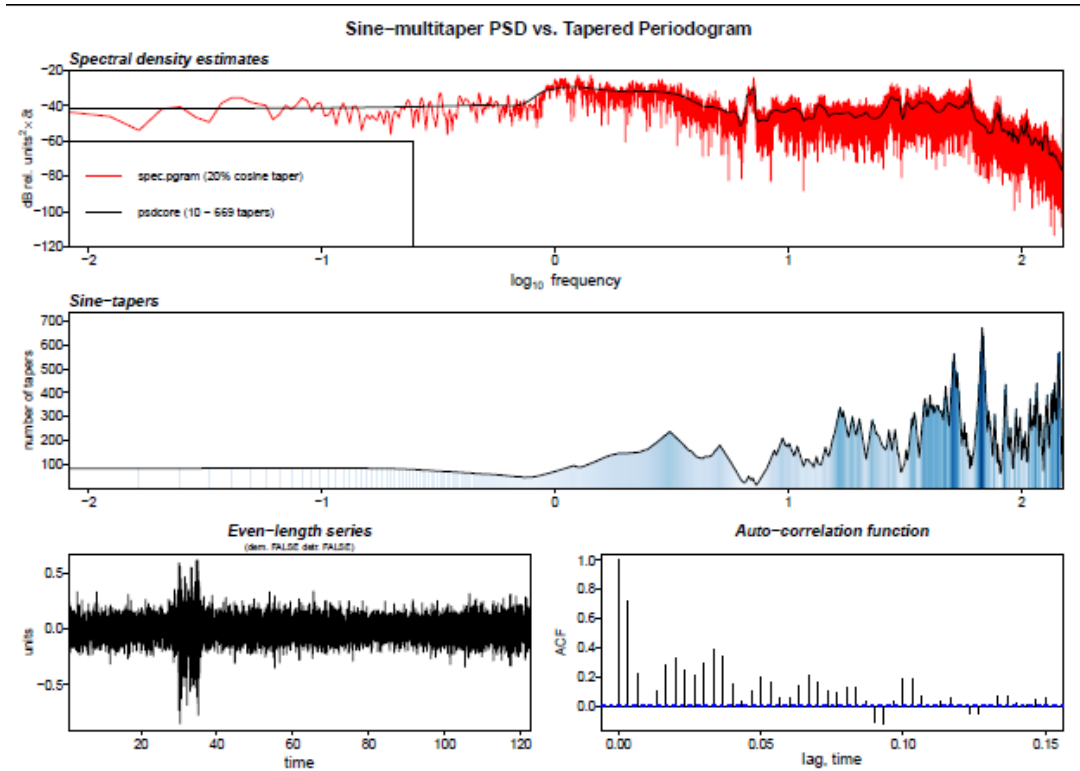


Рисунок 7.19 – Спектральная плотность мощности нетормозного конца кузова

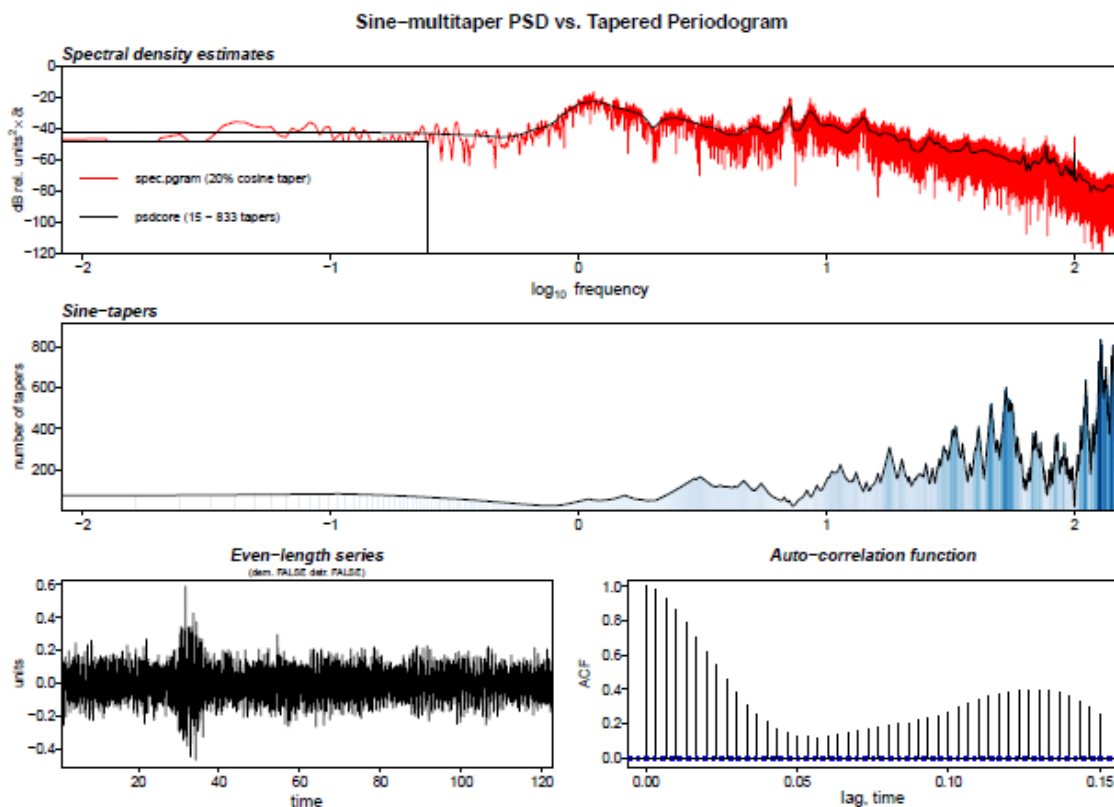


Рисунок 7.20 – Спектральная плотность мощности середины кузова

## 8 Методика расчета плавности хода

На основании [ (8)] оценка плавности хода вагона производится отдельно для вертикального и горизонтального (поперечного) направлений колебаний.

Оценка плавности хода производится во всем диапазоне эксплуатационных скоростей с интервалом 10-20 км/ч вплоть до конструкционной скорости. Разрешается проведение измерений плавности хода при скоростях, превышающих конструкционную, если это предусмотрено программой испытаний. Величина загрузки вагона устанавливается в соответствии с нормативно-технической документацией или программой испытаний.

Техническое состояние участков пути должно соответствовать оценке по методам контроля, принятым на железнодорожном транспорте не ниже «хорошо», и обеспечивать движение испытываемого подвижного состава с конструкционной скоростью. Испытания следует проводить на пути с щебеночным балластом в прямых участках и в кривых радиусом не менее 600 м. Общая длина участков для проведения испытаний на плавность хода должна быть не менее 50 км. Сравнительные испытания могут проводиться на участках пути меньшей протяженности.

Показатель плавности хода вагона определяется по результатам измерений виброускорений в кузове вагона. Средства измерения должны обеспечивать измерение виброускорений в диапазоне частот от 0,5 до 20 Гц с точностью  $\pm 0,05$ . Показатель плавности хода определяется через среднее квадратическое значение виброускорений кузова вагона, откорректированных специальным фильтром.

Длительность измерения, необходимая для обеспечения статистической достоверности результата, должна быть не менее 200 с. Допускается разбивать суммарное время измерения  $T$  виброускорений при движении с данной скоростью  $V$  на отрезки продолжительностью  $T_j$ , каждому из которых соответствует свое среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения  $\tilde{a}_{kj}$ , замеренного на различных участках пути.

Среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения для скорости  $V$  определяется по формуле

$$\tilde{a}_k = \sqrt{\sum_j \frac{T_j}{T} \cdot \tilde{a}_{kj}^2}, \quad (8.1)$$

где  $T_j$  - продолжительность  $j$ -го отрезка измерения, с;

$T$  - суммарное время измерения при движении со скоростью  $V$ , с;

$\tilde{a}_k$  - среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения,  $m \cdot c^{-2}$ .

Среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения  $\tilde{a}_{kj}$  для  $j$ -ого отрезка измерения определяется по формуле

$$\tilde{a}_{kj} = \sqrt{2 \cdot \int_{f_H}^{f_B} q_H^2(f) \cdot S_j(f) df}, m \cdot c^{-2}, \quad (8.2)$$



где  $f_H = 0,5 \text{ Гц}$  - нижняя граничная частота диапазона измерения виброускорений;

$f_B = 20 \text{ Гц}$  - верхняя граничная частота диапазона измерения виброускорений;

$S_j(f)$  - функция спектральной плотности виброускорения на  $j$ -ом отрезке измерения,  $m \cdot c^{-4} \cdot \text{Гц}^{-1}$ ;

$q_H(f)$  - значения нормированной амплитудно-частотной характеристики корректирующего фильтра, определяемые по формуле

$$q_H(f) = 1,15 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{(1+0,1 \cdot f^2)}{(1+4,04 \cdot f^2) + ((1-0,0364 \cdot f^2)^2 + 0,045 \cdot f^2)}} \quad (8.3)$$

где  $f$  - частота колебаний, Гц.

При испытаниях измеряются виброускорения в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях на полу кузова над пятниками тележек или над крайними осями у безтележечных вагонов. При необходимости производится измерение виброускорений в других точках кузова вагона, например, на полу в середине кузова. В сочлененных вагонах измерения проводятся на полу кузова в ближайших к узлу сочленения пассажирских купе или под крайними рядами кресел.

Вычисление показателя плавности хода для реализации продолжительностью  $T_j$  производится по формуле

$$W_j = a \cdot \tilde{a}_{kj}^{0,3}, \quad (8.4)$$

где  $W_j$  - показатель плавности хода для реализации продолжительностью  $T_j$ ;

$a = 4,346$  для вибрации, действующей в вертикальном направлении;

$a = 4,3676$  для вибрации, действующей в горизонтальном поперечном направлении;

$\tilde{a}_{kj}$  - среднее квадратическое значение виброускорения на выходе корректирующего фильтра,  $m \cdot c^{-2}$ .

Определение показателя плавности хода по значению  $\tilde{a}_{kj}$  может быть произведено по формуле (8.4), либо с помощью специализированного измерительного устройства.

Полученные для отдельных реализаций длительностью  $T_j$  значения показателей плавности хода  $W_j$  усредняются для каждой скорости движения  $V$  по формуле

$$\bar{W} = \left( \sum_j \frac{T_j}{T} \cdot W_j^{6,67} \right)^{0,15}, \quad (8.5)$$

где  $\bar{W}$  - усредненное для каждой скорости движения  $V$  значение показателя плавности хода;

$T_j$  - продолжительность  $j$ -го отрезка времени, с.

Вычисление показателя плавности хода для реализации длительностью  $T$  при измерении средних квадратических значений скорректированных ускорений  $\tilde{a}_{kj}$

производится по формуле:

$$\bar{W} = a \cdot \tilde{a}_K^{0,3} \quad (8.6)$$

где  $\bar{W}$  - усредненное для каждой скорости движения  $V$  значение показателя плавности хода;

$\tilde{a}_K$  - среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения, рассчитываемое по формуле (1),  $m \cdot c^{-2}$ ;

$a = 4,346$  для вибрации, действующей в вертикальном направлении;

$a = 4,676$  для вибрации, действующей в горизонтальном поперечном направлении.

Средний показатель плавности хода  $\bar{W}$  в данной точке вагона для соответствующего направления колебаний при каждой скорости движения составляет не более 3,25.

Допустимые показатели плавности хода почтовых, багажных и других специализированных вагонов устанавливаются техническими условиями на эти вагоны.

Результаты расчетов по приведенной программе показаны на рисунке 8.1. Во всех случаях плавность хода ниже значения (3.5), что соответствует существующим требованиям.

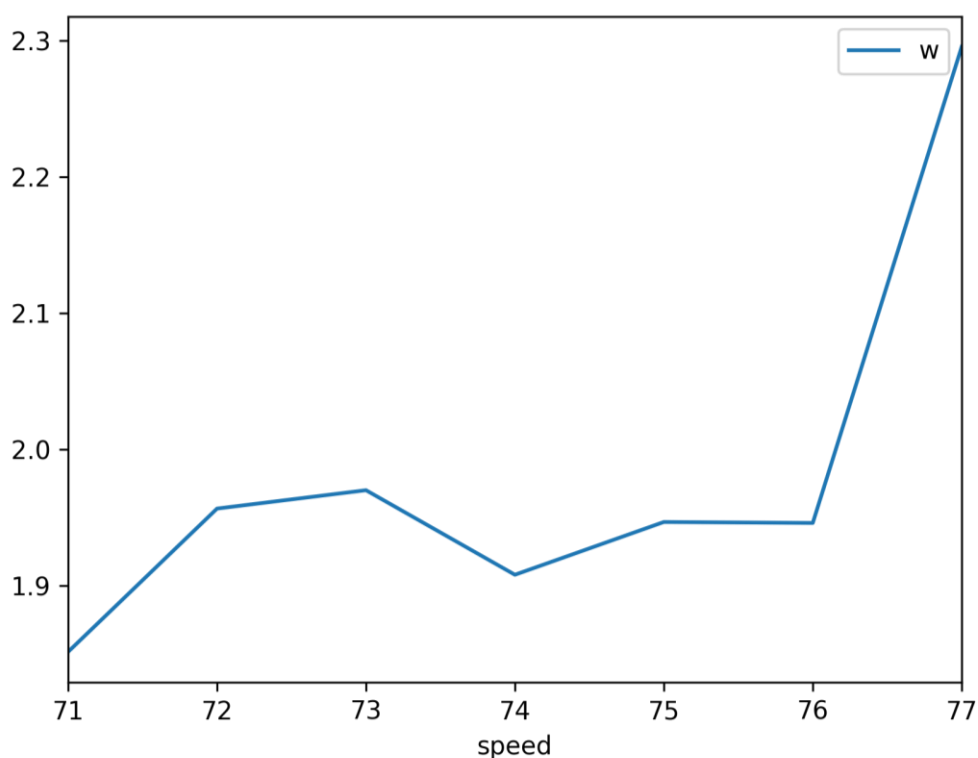


Рисунок 8.1 – Плавность хода для середины кузова (запись 1)

## 9 Расчет поглощающих аппаратов автосцепки

### 9.1 Оценка прочности тягового устройства поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4

Пружинно-фрикционный аппарат типа Ш-6-ТО-4 разработан для грузового четырехосного подвижного состава (рисунок 9.1).



Рисунок 9.1 – Поглощающий аппарат типа Ш-6-ТО-4

Аппарат состоит из корпуса, выполненного за одно целое с тяговым хомутом.

Несмотря на сравнительно незначительный период эксплуатации, наблюдаются случаи образования трещин в хвостовой части аппарата. Поэтому представляет интерес оценить прочность этого аппарата при расчетных режимах нагружения. Ниже представлен расчет хвостовой части аппарата при первом расчетном режиме [ (1)].

Расчетная схема тягового устройства поглощающего аппарата Ш-6-ТО-4 включает в себя три расчетных сечения. Сечение 1-1 (полосы) испытывают растяжение силой  $P=T_p/2$  МН, напряжение от которой определяется по формуле

$$\sigma = \frac{P}{h(D - D_1)}, \quad (9.1)$$

где  $h$  - толщина полосы,  $h = 27$  мм;

$D$  - ширина полосы,  $D = 190$  мм;

$D_1$  - ширина отверстия,  $D_1 = 60$  мм.

Сечение 2-2 (перемычки) находятся под действием силы  $P_1$ , определяемой из условия равновесия

$$P \cdot a = 2P_1 \cdot c, \quad (9.2)$$

откуда

$$P_1 = \frac{P \cdot a}{2 \cdot c}, \quad (9.3)$$

где  $a$  - плечо момента силы  $P$ ;

$c$  - расстояние от линии силы  $P_1$ , проходящей через центр тяжести поперечного сечения 2-2 до точки  $O$  перегиба. Для тягового устройства аппарата Ш-6-ТО-4,  $c = 87,5$  мм.

Плечо  $a$  соответствует расстоянию от линии действия силы  $P$  до равнодействующей усилия контактного нагружения проушины на длине  $l$

$$a = b - r - \frac{l}{2} - \frac{h}{2}, \quad (9.4)$$

Приведенные в формуле обозначения указаны на рисунке 2,б.

Для тягового устройства аппарата Ш-6-ТО-4:  $b = 74$  мм,  $r = 3$  мм,  $h = 27$  мм.

Таким образом, напряжение растяжения перемычки в сечении 2-2

$$\sigma = \frac{P_1}{F_1}, \quad (9.5)$$

где  $F_1 = 25,4$  см<sup>2</sup> для шагового устройства аппарата Ш-6-ТО-4.

Проушина тягового устройства рассматривается как параболическая арка, жестко заделанная концами в местах соединения с боковыми продольными элементами в точках  $A$  и  $A_1$  (рисунок 2,а), центре которой приложена нагрузка  $2P = T_p = 2,5$  МН. Стержни  $AB$ ,  $A_1B_1$ , представляющие собой линии, проходящие через центры тяжести поперечных сечений, приближенно рассчитывают на растяжение усилием  $P = 1,25$  МН. Для аппарата Ш-6-ТО-4 размеры сечения 3-3 составляют:

$$a_1 = 110 \text{ мм}; \quad a_2 = 76 \text{ мм}; \quad a_3 = 203 \text{ мм}; \quad h_1 = 32 \text{ мм}; \quad h_2 = 74 \text{ мм}.$$

Расчетная схема проушины представляет собой линию  $ABA_1$ , проходящую через центры тяжести поперечных сечений арки с внешним радиусом  $R_1$  и внутренним  $R_2$ . Действие расчетного усилия  $T_p$  со стороны клина принимается как равномерно-распределенная нагрузка интенсивностью  $2q_1$  на длине  $l_1$ :

$$2q_1 = \frac{T_p}{l_1}, \quad (9.6)$$

где  $q_1$  - равномерно-распределенная нагрузка, приходящаяся на одну проушину - верхнюю и нижнюю;

$l_1$  - длина участка нагружения,  $l_1 = 2 R_2 \cdot \sin \varphi$ ;

$R_2$  - радиус соприкасающихся поверхностей клина с проушиной,  $R_2 = 16$  мм;

$\varphi$  - половина угла обхвата клина проушины,  $\varphi = 60^\circ$  при достаточно плотном взаимодействии деталей.

Изгибающие моменты в заделках (точки А и А<sub>1</sub>), в середине дуги (точка В) и горизонтальные усилия Н определяются по формулам

$$M_A = M_{A1} = \frac{q_1 l_1^2}{32} K(1 - 2K^2 + K^4); \quad (9.7)$$

$$M_B = \frac{q_1 l_1^2}{64} K(3 - 8K + 6K^2 - K^4); \quad (9.8)$$

$$H = \frac{q_1 l_1^2}{64f} K(15 - 10K^2 + 3K^4) \quad (9.9)$$

где  $K$  - отношения длины участка нагружения  $l_1$ , к длине пролета  $b_1$ .

Нормальные изгибные напряжения в расчетных сечениях (точки А и А<sub>1</sub>) арки подсчитываются по формуле

$$\sigma_M^A = \frac{M_A}{W_A}. \quad (9.10)$$

В точках А и А<sub>1</sub> :

- нормальные напряжения

$$\sigma_N^A = \frac{T_P}{4F_A}; \quad (9.11)$$

- касательные

$$\tau_A = \frac{H}{F_A}. \quad (9.12)$$

В точке В:

- нормальные изгибные напряжения

$$\sigma_M^B = \frac{M_B}{W_B}; \quad (9.13)$$

- касательные, приходящиеся на каждую проушину – верхнюю или нижнюю

$$\tau_B = \frac{T_P}{2F_B} \quad (9.14)$$

В формулах (9.10) – (9.14):

$W_A, W_B$  – моменты сопротивления проушины в сечениях А и В;

$F_A, F_B$  – площади поперечных сечений в точках А и В.

Для аппарата Ш-6-ТО-4 принято :  $W_A = W_B = 42 \text{ см}^3$ ;  $F_A = F_B = 41 \text{ см}^2$ .

Прочность металла в расчетных сечениях обеспечена, если соблюдаются условия:

$$\sigma^A = \sigma_M^A + \sigma_N^A \leq [\sigma] \quad ; \quad (9.15)$$

$$\sigma^B \leq [\sigma]; \tau_A \leq [\tau]; \tau_B \leq [\tau],$$

где  $[\sigma] = 375 \text{ МПа}$  – допускаемые нормальные напряжения для принятой марки стали;

$[\tau] = 0,6[\sigma] = 225 \text{ МПа}$  – допускаемые касательные напряжения.

Произведем расчет на прочность элементов хвостовой части аппарата по изложенной выше методике.

Нормальные напряжения в сечении 1-1 определяем по формуле (9.1)

Нормальные напряжения в сечении 2-2 определяются по формуле (9.5)

$$\sigma = \frac{1,25}{0,027(0,19 - 0,06)} = 356,1 \text{ МПа} .$$

$$\sigma = \frac{P_1}{F_1},$$

где сила  $P_1$  определяется по формуле (9.3)

$$P_1 = \frac{P \cdot a}{2 \cdot c},$$

где  $a = 74 - 3 - \frac{50}{2} - \frac{27}{2} = 0,033 \text{ м}.$

$$P_1 = \frac{1,25 \cdot 0,033}{2 \cdot 0,0875} = 0,236 \text{ МН};$$

$$\sigma = \frac{0,236}{25,4 \cdot 10^{-4}} = 92,9 \text{ МПа.}$$

Нормальные напряжения в криволинейной части:

- в точке А

$$\sigma^A = \sigma_M^A + \sigma_N^A ,$$

$$\sigma_M^A = \frac{M_A}{W_A} .$$

где

Величина  $M_A$  определяется по формуле (9.7).

Значения величин, входящих в формулу (9.7):

$$\text{где } l_1 = 2R_2 \cdot \sin\alpha = 2 \cdot 0,016 \cdot \sin 60^\circ = 0,0277 \text{ м.}$$

$$K = \frac{l_1}{b_1} = \frac{0,0277}{0,13} = 0,213 ;$$

$$2q = \frac{2,5}{0,027} = 90,25 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} ;$$

$$q = 45,12 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} ;$$

$$f = 0,047 \text{ м.}$$

Изгибающие моменты:

$$M_A = \frac{45,12 \cdot 0,0277^2}{32} \cdot 0,213 (1 - 2 \cdot 0,213^2 + 0,213^4) = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м} ;$$

$$M_B = \frac{45,12 \cdot 0,0277^2}{64} \cdot 0,213 (3 - 2 \cdot 0,213 + 6 \cdot 0,213^2 - 0,213^4) = 3,36 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м.}$$

Нормальные напряжения:

$$\sigma_M^A = \frac{M_A}{W_A} = \frac{2,1 \cdot 10^{-3}}{42 \cdot 10^{-6}} = 50 \text{ МПа};$$

$$\sigma_N^A = \frac{2,5}{4 \cdot 41 \cdot 10^{-4}} = 152,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma^A = 50 + 152,4 = 202,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_M^B = \frac{3,36 \cdot 10^{-3}}{42 \cdot 10^{-6}} = 80 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения:

- в точке А

$$\tau_A = \frac{0,268}{41 \cdot 10^{-4}} = 65,4 \text{ МПа},$$

$$H = \frac{45,12 \cdot 0,0277^2}{64 \cdot 0,047} \cdot 0,213 (15 - 10 \cdot 0,213^2 + 3 \cdot 0,213^4) = 0,268 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

- в точке В

$$\tau_B = \frac{2,5}{2 \cdot 41 \cdot 10^{-4}} = 305 \text{ МПа}.$$

Таким образом, нормальные напряжения во всех точках не превышают допустимых, а касательные напряжения в точке В значительно больше допустимых  $[\tau] = 225 \text{ МПа}$ .

Определим площадь поперечного сечения перемычки  $F_A = F_B$ , при которой касательные напряжения не превышали бы допустимых

$$F_A = F_B = \frac{T_P}{2 \cdot [\tau]},$$

$$F_A = F_B = \frac{2,5}{2 \cdot 225} = 55 \text{ см}^2.$$



Следовательно, площадь поперечных сечений в зоне перемычки должна быть не менее  $F = 55 \text{ см}^2$ . В этом случае прочность тяговой части поглощающего аппарата Ш-6-ГО-4 будет обеспечена.

## Список использованных источников

1. **Анисимов, П.С. и Котуранов, В.Н.** Конструирование и расчет вагонов. Москва : УМЦ ЖДТ, 2011.
2. **Лукин, В. В.** Вагоны. Общий курс. Москва : Маршрут, 2004.
3. **В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов.** Конструирование и расчет вагонов. Москва : УМК МПС, 2000.
4. **В.Н., Котуранов.** Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений. Москва : Маршрут, 2005.
5. **J., Barbour A.** Adaptive, sine multitaper power spectral density estimation for R. Computers and Geosciences. 2004.
6. **B., Percival D.** Spectral analysis for physical applications. s.l. : Cambridge University Press, 1993.
7. **G.A., Prieto.** Reducing the bias of multitaper spectrum estimates. Geophysical Journal International. 2007.
8. Способ определения плавности хода пассажирских вагонов. Р 519. Варшава : ОСЖД, 2009 г.

*Учебное издание*

**Булавин Юрий Павлович**  
**Бутенко Юрий Яковлевич**

## **КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВАГОНОВ**

Печатается в авторской редакции  
Технический редактор

Подписано в печать 00.00.16 Формат 60×84/16.  
Бумага газетная. Ризография. Усл. печ. л \_\_\_\_.  
Тираж экз. Изд. № \_\_\_\_ . Заказ

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового Полка  
Народного Ополчения, 2.