

«Утверждаю»

Генеральный конструктор
ООО «Струнный транспорт Юницкого»

_____ А. Э. Юницкий

«09» июня 2010 г.

Техническое предложение по грузовому струнному транспорту Юницкого для условий Австралии



Москва 2010



Содержание

1. Введение	3
2. Навесной STS	6
2.1. Весогабаритные параметры грузового вагона автопоезда.....	7
2.2. Обеспечение перевозки руды в объёме 50 млн. т/год.....	8
2.3. Размеры колёс грузового вагона автопоезда	12
2.4. Размеры поперечного сечения грузового вагона и колеи путевой структуры.....	16
2.5. Мощность силовых установок системы автономного электропитания	18
2.6. Размещение дизель-электрических агрегатов на автопоезде	22
2.7. Оценка устойчивости автопоезда.....	23
2.8. Основные технические характеристики автопоезда грузоподъёмностью 160 т для перевозки железной руды	26
2.9. Топливная экономичность автопоезда СТЮ	27
2.10. Расчёт рельса-струны («продольной шпалы»), лежащей на упругом основании.....	28
2.11. Статический расчёт рельса-струны на эстакадном участке путевой структуры.....	48
2.12. Расчёт динамического взаимодействия рельсового автопоезда на эстакадном участке путевой структуры STS	67
2.13. Расчёт динамического взаимодействия рельсового автопоезда на грунтовых участках путевой структуры STS	78
2.14. Выводы по навесному STS.....	86
3. Подвесной STS	88
3.1. Весогабаритные параметры юникара.....	88
3.2. Обеспечение перевозки руды в объёме 50 млн. т/год.....	95
3.3. Мощность силовой установки системы автономного электропитания.....	99
3.4. Основные технические характеристики юникара подвесного STS грузоподъёмностью 15 т для перевозки железной руды.....	101
3.5. Топливная экономичность юникара подвесного STS	102
3.6. Автоматическая система управления подвесной транспортной системы STS	103
3.7. Статический расчёт рельса-струны на подвесном участке путевой структуры.....	105
3.8. Выводы по подвесному STS.....	130
4. Заключение.....	132
5. Список литературы	132



1. Введение

Австралия располагает большими запасами полезных ископаемых. Ей принадлежит значительная доля мировых запасов: цинка — 18%, свинца — 33 %, никеля — 37 %, рутила — 39 %, циркона — 41 %, тантала — 95 %, урана — 40 %. Австралия занимает 4-е место в мире по производству угля и 1 -е место по его экспорту. По производству железной руды она занимает 3-е место в мире.

В настоящее время рост доходов горной промышленности Австралии обеспечивается быстрым экономическим ростом стран Азии. Так, экономический рост в Китае ведёт к повышению спроса на сталь, никель, медь, кокс, другие минералы. В Китае наблюдается увеличение численности среднего класса и урбанизация населения. Ежегодно 35—40 миллионов китайцев переселяются из сельской местности в города, что требует обеспечения их предметами домашнего быта, бытовой техники, а также расширения сети водопроводов и канализации. Это означает устойчивое расширение рынка сбыта продукции горнодобывающей промышленности Австралии.

Однако для экспорта продукции горнодобывающей промышленности из Австралии существует ограничение в виде недостаточно развитой инфраструктуры (дороги и порты). Струнный транспорт Юницкого в состоянии снять данное ограничение.

Струнный транспорт Юницкого (далее СТЮ), так же, как, например, и автомобильный и железнодорожный транспорт, имеет свою разновидность — грузовой СТЮ. Грузовой СТЮ может иметь различные назначения. Наиболее перспективным назначением грузового СТЮ является перевозка сыпучих грузов (уголь, руда, щебень, песок и пр.).

Грузовой СТЮ может быть различных типов:

- подвесным (подвижной состав подвешен снизу к рельсо-струнной путевой структуре);
- навесным (подвижной состав размещён сверху на рельсо-струнной путевой структуре);
- с реализацией тяговых и тормозных усилий при помощи приводных колёс;
- с реализацией тяговых и тормозных усилий при помощи тягового каната;
- с электрической контактной сетью или без неё (с приводом, например, от дизель-электрического агрегата).

Каждый тип грузового СТЮ имеет свою зону наилучшей эффективности.

Так, например, использование тягового каната (см. рис. 1.1) наиболее целесообразно при перевозке грузов в автоматическом режиме на относительно небольшие расстояния (до 10 км) в горных районах, где уклоны трассы в вертикальной плоскости могут достигать 45°.

Подвесной СТЮ (см. рис. 1.2) наиболее универсален и может иметь более широкое применение: от решения локальных задач, например, для грузоперевозок с преодолением нескольких чередующихся преград протяжённостью каждой до 1 км (реки, озёра, болота, овраги, карьеры и т.п.), до перевозки грузов на сотни километров. При относительно малых объёмах перевозок (до 5—6 млн. тонн в год, например, при строительстве дамб) экономически целесообразней организовать управление подвижным составом при помощи водителя. При значительных объёмах перевозок процесс транспортировки должен быть автоматизированным. Грузовой СТЮ подвесного типа позволяет, при необходимости, размещать разгрузочный терминал в море на расстоянии 5—10 км от берега с глубиной моря 20—25 м, что минимизирует объём дорогостоящих работ по дноуглублению (см. рис. 1.3).



Рис. 1.1. Вариант грузового подвесного СТЮ (с тягой при помощи каната)



Рис. 1.2. Вариант грузового подвесного СТЮ (подвижной состав — с водителем)

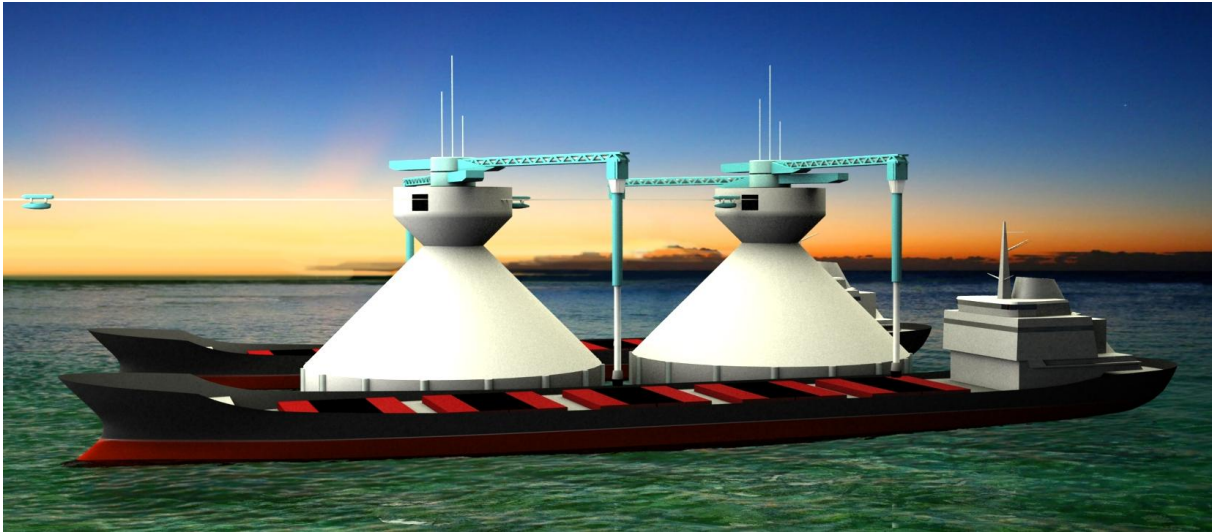


Рис. 1.3. Грузовой подвесной СТЮ позволяет размещать разгрузочный терминал в море на расстоянии 5—10 км от берега

Путевая структура навесного СТЮ способна выдерживать относительно высокие нагрузки и одновременно позволяет развивать большие скорости движения (до 120 км/ч и более). Благодаря чему навесной СТЮ в скоростном варианте исполнения успешно справится с задачей перевозки грузов в больших объёмах (50 млн. тонн в год и более) на дальние расстояния (см. рис.1.4).



Рис. 1.4. Грузовой навесной СТЮ

Разработка данного технического предложения выполнена в целях предварительной конструкторской проработки, анализа и оценки концепции перевозки сыпучих грузов, в частности товарной железной руды (в том числе мелкодроблёной, см. рис.1.5), грузовой транспортной системой СТЮ для условий Австралии (далее STS). В настоящем техническом предложении рассматриваются два варианта транспортной системы STS: навесной и подвесной. Расчётная производительность обоих вариантов STS – до 50 млн. тонн в год.



Рис.1.5. Мелкодробленая железная руда, готовая к плавке

В настоящем предложении раскрывается ряд ноу-хау STS (в иллюстрациях, принципиальных схемах, методиках расчётов, в технико-экономических параметрах и др.). Поскольку именно ноу-хау являются основой капитализации технологий СТЮ и обеспечением их высокой рыночной стоимости, то вся информация, содержащаяся в настоящем предложении, является конфиденциальной.

2. Навесной STS

Сущность концепции навесного STS – перевозка сыпучих материалов по рельсо-струнной путевой структуре при помощи скоростных многозвенных рельсовых автомобилей (далее — рельсовый автопоезд или автопоезд), приспособленных под погрузку и выгрузку груза на ходу в специальных терминалах.

Автопоезд представляет собой состав из вагонов, управляемых по системе многих единиц и состоит из головного вагона (одинарного или сплотки), грузовых вагонов (количество которых зависит от паспортной грузоподъёмности автопоезда) и замыкающего вагона (одинарного или сплотки).

В головном и замыкающем вагонах размещаются силовые установки системы автономного электропитания, резервуары для горючего и другое оборудование. В головном вагоне также предусмотрено место для водителя.

Грузовые вагоны – моторизованные, снабжены саморазгружающимися кузовами через нижние люки. Концепция предполагает возможность полной автоматизации процесса перевозки.

Рельсо-струнная путевая структура навесного STS представляет собой разновидность висячих и вантовых мостов с предварительно напряженной вантой, зашитой в балку жёсткости, которая одновременно является рельсовым полотном для рельсовых автомобилей.

Рельсо-струнная путевая структура навесного STS, в зависимости от рельефа местности, состоит из участков, выполненных в виде эстакады (струнный рельс размещён на опорах), и участков, выполненных в виде «продольной шпалы», опирающейся непосредственно на грунт, как на упругое основание (струнный рельс в этом случае «защит» в выровненный и уплотнённый грунт, из которого выступает только головка рельса).



2.1. Весогабаритные параметры грузового вагона автопоезда

Исходными данными для оценочного определения весогабаритных параметров грузового вагона принимаются допустимая осевая нагрузка на путевую структуру и размер базы вагона (из расчётных норм грузового навесного СТЮ – STS).

Расчётная допустимая осевая нагрузка от колёс на путевую структуру составляет 30 000 Н (на один струнный рельс – 15 000 Н), а размер базы (расстояние между колёсами) – 2 000 мм.

2.1.1. Грузоподъёмность вагона

Грузоподъёмность вагона определяется по формуле:

$$P = p_0 \cdot m_0 / (1 + k_t) \cdot g = 30000 \cdot 2 / (1 + 0,5) \cdot 9,8 = 4081 \text{ кг,}$$

где:

$p_0 = 30\,000 \text{ Н}$ – осевая нагрузка;

$m_0 = 2$ – число осей;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$k_t = 0,5$ – коэффициент тары (на этапе предпроектных работ принимается равным среднему значению коэффициентов тары крытых железнодорожных хопперов (в среднем около 0,4) и вагонов-самосвалов (в среднем около 0,6)).

Грузоподъёмность вагона принимается равной $P = 4,0 \text{ т}$.

2.1.2. Масса вагона

Порожняя масса вагона (тара) составит: $T = P \cdot k_t = 4,0 \cdot 0,5 = 2,0 \text{ т}$.

Полная масса вагона (брутто) составит: $M = P + T = 4,0 + 2,0 = 6,0 \text{ т}$.

2.1.3. Объём загружаемой в кузов вагона железной руды

Расчётный объём v загружаемой в кузов вагона руды можно определить по известной формуле:

$$v = P / \rho, \text{ м}^3$$

где: ρ – насыпная плотность сыпучего груза, т/м^3 .

Насыпная плотность железной руды колеблется, в зависимости от предназначения руды (например, производство агломерата, мартеновское производство стали или доменное), от 2,4 до 2,8 т/м^3 . Для расчёта объёма кузова принимается плотность 2,5 т/м^3 , которая характерна для товарной мелкодробленной руды (крупность примерно до 25 мм), в больших объёмах экспортируемой австралийскими рудодобывающими компаниями.

В этом случае расчётный объём загружаемой в вагон руды составит:

$$v = 4,0 / 2,5 = 1,6 \text{ м}^3.$$

2.1.4. Длина грузового вагона

Для обеспечения равномерного нагружения путевой структуры движущимся многозвенным рельсовым автопоездом расстояние между колёсами смежных вагонов должно быть равным базе вагона (2 000 мм). В этом случае габаритная длина грузового вагона составит 4 000 мм (см. рис. 2.1), а за размер внутренней длины кузова можно принять величину 3 900 мм.

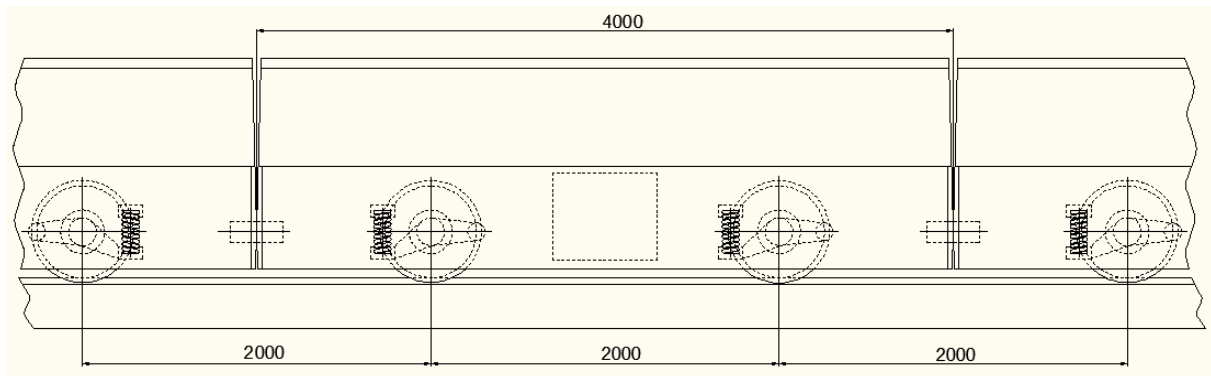


Рис. 2.1. Равномерное нагружение путевой структуры автопоездом

2.2. Обеспечение перевозки руды в объёме 50 млн. т/год

Сам процесс перевозки руды включает четыре этапа:

- погрузка руды в движущийся на небольшой скорости автопоезд на погрузочном терминале (0,5–2,0 м/сек);
- транспортировка руды автопоездом по трассе к разгрузочному терминалу (80–120 км/ч);
- разгрузка руды движущимся с небольшой скоростью автопоездом на разгрузочном терминале (0,5–2,0 м/сек);
- движение порожнего автопоезда по трассе к погрузочному терминалу (80–120 км/ч).

Для перевозки руды в объёме 50 млн.т/год необходимо обеспечить погрузку и разгрузку автопоездов на терминалах с производительностью не менее 1,65 т/сек (при работе в три смены с 20-ти минутными междусменными перерывами, без учёта потерь времени, обусловленных наличием в составе автопоезда негрузовых вагонов и дистанцией безопасности между автопоездами на терминалах).

2.2.1. Погрузка

Наиболее рациональными представляются варианты погрузки автопоезда в его движении. В качестве примера можно рассмотреть наиболее простой вариант, где принцип погрузки будет аналогичен процессу погрузки руды с бункера на ленточный конвейер. В качестве конвейера здесь будет выступать сам автопоезд. Известно, что при равномерном движении сыпучего груза (в данном случае руды) производительность транспортной машины равна массе груза, проходящего через его поперечное сечение в единицу времени. Отсюда можно определить необходимую минимальную скорость движения автопоезда при погрузке по формуле:

$$V_{п} = Q / A_{г} \cdot \rho = 1,65 / 0,41 \cdot 2,5 = 1,61 \text{ м/сек},$$

где:

Q = 1,65 т /сек – производительность транспортной системы;

$A_r = v / L = 1,6 / 3,9 = 0,41 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения груза в кузове грузового вагона автопоезда,

где:

$v = 1,6 \text{ м}^3$ – расчётный объём загружаемой в грузовой вагон руды (см. п.2.1.3);

$L = 3,9 \text{ м}$ – внутренняя длина кузова грузового вагона автопоезда (см. п.2.1.4).

Рис. 2.2, 2.3 и 2.4, представленные ниже, иллюстрируют процесс загрузки автопоездов на погрузочном терминале.

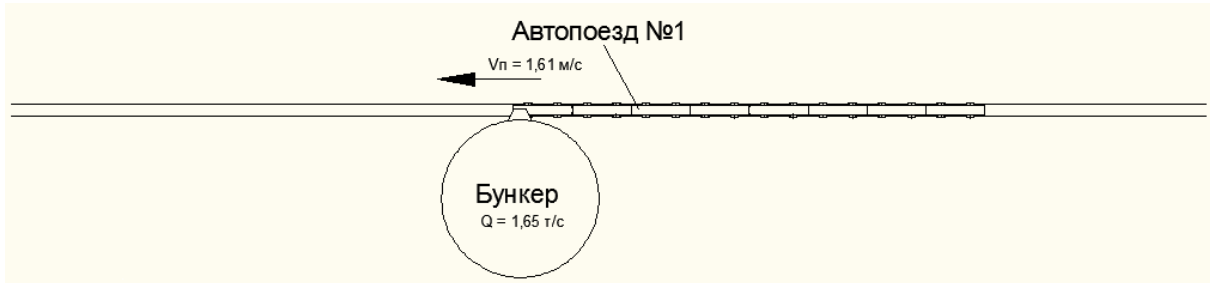


Рис. 2.2. Подающее устройство бункера включается и начинается загрузка руды производительностью 1,65 т/сек в грузовые вагоны автопоезда №1, движущегося со скоростью 1,61 м/сек

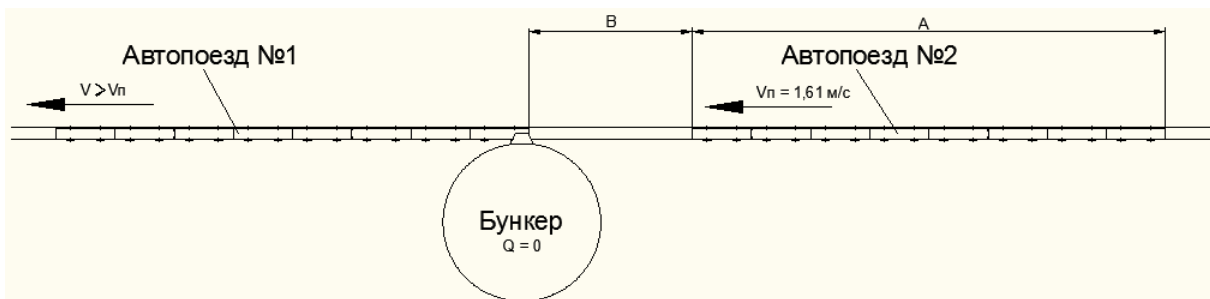


Рис. 2.3. Загрузка руды из бункера в автопоезд №1 завершена. Автопоезд №1 начинает ускоряться. Подающее устройство бункера выключено до подхода автопоезда №2

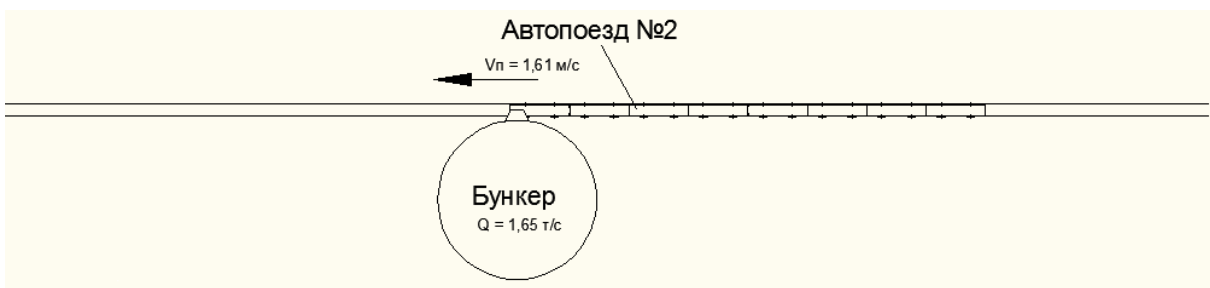


Рис. 2.4. Подающее устройство бункера включается и начинается загрузка руды производительностью 1,65 т/сек в грузовые вагоны автопоезда №2, движущегося со скоростью 1,61 м/сек

Интервал движения автопоездов определяется из соотношения:

$$\Delta T = (A + B) / V_n, \text{ сек (результаты – см. табл. 2.1)}$$

где:

A – длина автопоезда, м (см. рис.2.3);

B – дистанция безопасности между автопоездами на терминале, м (см. рис.2.3).



Длину автопоезда можно определить по формуле:

$$A = (P_n / P) \cdot L_B + L_1 + L_2, \text{ м (см. табл. 2.1)}$$

где:

P_n – грузоподъёмность автопоезда (см. табл. 2.1);

$P = 4$ т – грузоподъёмность вагона;

$L_B = 4$ м – габаритная длина грузового вагона (см. п.2.1.4);

$L_1 = 9$ м – габаритная длина головного вагона-сплотки (значение рекомендовано результатами предварительного расчёта путевой структуры);

$L_2 = 9$ м – габаритная длина замыкающего вагона-сплотки (значение рекомендовано результатами предварительного расчёта путевой структуры).

Минимальная дистанция безопасности V должна быть больше тормозного пути автопоезда, значение которого можно определить по формуле, предложенной в европейском стандарте EN 13452-1 для рельсового транспорта:

$$S = V_o \cdot t_e + V_o^2 / (2 \cdot a_e) = 1,61 \cdot 2 + 1,61^2 / (2 \cdot 1) = 4,52 \text{ м,}$$

где:

$V_o = 1,61$ м/сек – начальная скорость (соответствует скорости погрузки);

$t_e = 2$ сек – эквивалентное время затухания по нормам безопасности стандарта EN 13452-1;

$a_e = 1$ м/сек² – эквивалентное снижение скорости по нормам безопасности стандарта EN 13452-1.

Дистанция безопасности принимается равной примерно двум S :

$$V = S \cdot 2 = 9 \text{ м.}$$

Зная интервал движения, можно для различных значений грузоподъёмности автопоездов определить годовую производительность транспортной системы (при работе в три смены с 20-ти минутными междусменными перерывами) по формуле:

$$Q_r = P_n \cdot 30222000 / \Delta T, \text{ млн. т/год,}$$

где: 30 222 000 – количество рабочих секунд в году.

Результаты расчёта длин автопоездов, интервалов движения и годовой производительности транспортной системы STS для автопоездов различной грузоподъёмности сведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Длина автопоезда, интервал движения и годовая производительность транспортной системы при скорости движения на погрузке и выгрузке руды 1,61 м/сек для разных значений грузоподъёмности автопоездов

Грузоподъёмность автопоезда (P_n), т	A, м	ΔT , сек	Q_r , млн. т/год
100	118	77,6	40,0
160	178	114,9	42,0
200	218	139,7	43,3
260	278	177,0	44,4
300	318	201,8	44,9



Из табл. 2.1 видно, что при погрузочной скорости автопоездов 1,61 м/сек для достижения годовой производительности 50 млн.т/год необходимо значительно увеличивать грузоподъёмность автопоезда (до 500 т и более). Это, в свою очередь, приведёт к чрезмерному увеличению длины поезда, установочных мощностей и габаритных размеров силовых установок системы автономного электроснабжения, что нецелесообразно при небольшой площади поперечного сечения груза в кузове грузового вагона рельсового автопоезда. Для достижения указанной годовой производительности целесообразней всего пойти на увеличение, в пределах практических рекомендаций, погрузочной скорости автопоезда.

Предел погрузочной скорости можно оценить по уровню современных конвейеров для сыпучих грузов: принцип погрузки автопоездов аналогичен процессу погрузки руды с бункера на конвейер. Известно, что современные устройства автоматической погрузки руды на конвейер обеспечивают скорость движения последних до 6 м/сек.

2.2.2. Разгрузка

Разгрузка автопоездов осуществляется также в движении путем открытия в зоне разгрузки нижних люков по сигналу, поступающему к запорным устройствам крышек люков (или вследствие непосредственного воздействия на них наездом). Возвращение крышек в исходное положение производится также в движении путем наезда на прижимные роликовые батареи.

Опыт эксплуатации грузовых канатных дорог (вариант, где вагонетки разгружаются через нижние люки) показывает, что скорости выгрузки на ходу нежелательно подымать выше 2 м/с [1]. Если принимать во внимание последнее, то интервал движения автопоездов будет определяться уже скоростью выгрузки сыпучего груза.

В табл. 2.2 приведены интервалы движения и годовая производительность транспортной системы STS при скорости погрузки и выгрузки руды, равной 2 м/сек, для автопоездов различной грузоподъёмности. Автопоезда грузоподъёмностью выше 160 т при скорости погрузки и выгрузки руды 2 м/сек обеспечивают годовую производительность более 50 млн. т/год (при работе в три смены с 20-ти минутными междусменными перерывами).

Таблица 2.2

Длина автопоезда, интервал движения и годовая производительность транспортной системы STS при скорости движения на погрузке и выгрузке руды 2,0 м/сек для различных значений грузоподъёмности автопоездов

Грузоподъёмность автопоезда (P_n), т	A, м	ΔT , сек	Q_g , млн. т/год
100	118	64	47,2
160	178	94	51,4
200	218	114	53,0

2.2.3. Количество автопоездов и средняя скорость движения на трассе

Средняя скорость движения автопоездов по трассе, наравне с их грузоподъёмностью при заданной производительности транспортной системы и дальностью перевозки, определяют необходимое количество задействованных в перевозках автопоездов. В табл. 2.3 приведено количество автопоездов грузоподъёмностью 160 т, задействованных в перевозке руды с



годовой производительностью 51 млн. т/год на расстояние 100 км (для трёх значений средней скорости движения по трассе).

Таблица 2.3

Количество автопоездов грузоподъёмностью 160 т, задействованных в перевозке руды транспортной системой STS на расстояние 100 км с годовой производительностью 51 млн. т/год

Средняя скорость движения автопоезда, км/ч	Количество необходимых автопоездов, шт.
50	154
100	77
150	52

Выбирая среднюю скорость движения автопоездов, целесообразно ориентироваться на величину скорости около 100 км/ч. Прежде всего, обусловлено это серийно производимым в настоящее время тормозным оборудованием для грузового автомобильного и рельсового (трамвай) транспорта. Если в качестве тяговых электродвигателей использовать встраиваемые в колеса электрические машины (мотор-колёса), то максимальная угловая частота их вращения также не позволит перешагнуть порог средней скорости 100 км/ч. Следует отметить, что энергетическая экономичность самого автопоезда с ростом скорости будет ухудшаться. Для определения оптимальной скорости, которая бы соответствовала минимальной себестоимости перевозок всей транспортной системой (подвижной состав, путевая структура и инфраструктура), необходимо произвести комплексный анализ расходов и затрат на транспортировку (энергия, амортизация, заработная плата и т.д.).

2.3. Размеры колёс грузового вагона автопоезда

2.3.1. Диаметр колеса по кругу катания

Диаметр колеса определяется из расчёта на контактную прочность. В зависимости от формы обода колеса и рельса возможны два варианта контакта:

- линейный контакт (пятно контакта близко к прямоугольной форме);
- точечный контакт (пятно контакта близко к форме эллипса).

Первый вариант, применительно к грузовому СТЮ, возможен в случае качения цилиндрического колеса по плоской головке рельса, а второй вариант – в случае качения цилиндрического колеса по выпуклой головке рельса. Опыт эксплуатации подвесных рельсовых дорог [2] показывает, что при точечном контакте сопротивление качению колеса примерно в 1,5 выше, чем при линейном контакте (при одинаковом диаметре колёс и той же нагрузке). Учитывая рекомендации [2], в целях повышения эффективности грузового СТЮ, колёса вагонов выполняются цилиндрическими диаметром по кругу катания не менее 450 мм, а головка рельса – с плоской полоской шириной не менее 20 мм в средней части (см. рис. 2.5).

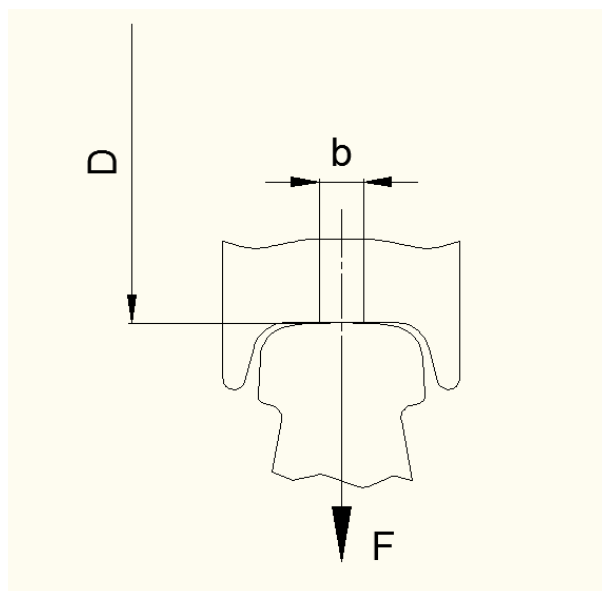


Рис. 2.5. Контакт колеса с головкой рельса

Контактные напряжения при этом составят:

$$\sigma_k = 272 \cdot 10^3 (F/(D \cdot b))^{1/2} = 272 \cdot 10^3 (14700/(0,45 \cdot 0,02))^{1/2} = 347621250 \text{ Па,}$$

где:

$F = M \cdot g / 4 = 6000 \cdot 9,8 / 4 = 14700 \text{ Н}$ – нагрузка на колесо;

$D = 0,45 \text{ м}$ – диаметр поверхности качения колеса;

$b = 0,02 \text{ м}$ – ширина плоской полоски на головке рельса (длина линии контакта);

$M = 6000 \text{ кг}$ – полная масса грузового вагона (брутто).

Допускаемые контактные напряжения для стальных рельсов в случае линейного контакта приведены в табл. 2.4.

Допускаемые контактные напряжения для стальных колёс в случае линейного контакта приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.4

Допускаемые контактные напряжения для стальных рельсов (линейный контакт)

Сталь	Твёрдость, НВ, не менее	$[\sigma_k]$, МПа
Углеродистые обыкновенного качества		
Ст3	130	400
Ст5	140	450
14Г	130	460
14Г2	140	480
24Г	140	500
Углеродистые и марганцовистые качественные		
45	229	570
60Г	260	650
35Г2	225	650
Рельсовые		
М71	217	600
М75	245	770



Таблица 2.5

Допускаемые контактные напряжения для стальных колес (линейный контакт)

Сталь	Твёрдость обода (нормализация), НВ	$[\sigma_k]$, МПа
45	217	450
50Г2	241	550
65Г	260	600
40ХН	255	550

При наличии касательных сил (силы тяги или торможения) значения, приведенные в табл. 2.4 и 2.5 необходимо снижать. Величина снижения зависит от величины отношения касательных сил к нормальным (см. табл. 2.6).

Таблица 2.6

Снижение допускаемых контактных напряжений

Отношение касательной силы к нормальной	0,0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Снижение допускаемых напряжений, %	0,0	2	4	6	10	15-20

Как известно, коэффициент сцепления колеса и рельса определяется также отношением касательной силы к нормальной. Для пары «сталь-сталь» наибольшая величина указанного коэффициента составляет примерно 0,3 – 0,35. Отсюда следует, что значения допускаемых контактных напряжений, приведённых в табл. 2.4 и 2.5, необходимо уменьшить на 20%. В этом случае в качестве материала из табл. 2.4 и 2.5 для колеса могут быть использованы все приведенные выше марки стали, а для головки рельса – стали марок Ст5, 14Г, 14Г2 и 24Г, если потребуется сварка без ограничений. Остальные марки сталей – трудносвариваемые (требуется подогрев и термообработка) или не применяемые для сварных конструкций.

2.3.2. Параметры реборды и габаритная ширина колеса

При использовании в STS головки рельса с размерами, соответствующими железнодорожному рельсу типа UIC60 (международный стандарт UIC861-3), высоту реборды можно принять близкой к высоте реборды железнодорожного колеса (28 мм). Для грузового СТЮ принимается высота реборды 30 мм. Угол наклона внутренней грани реборды при заданной межосевой базе 2000 мм может быть определен из условия обеспечения минимального плеча воздействия сил трения реборды о головку рельса при прохождении кривых минимального радиуса. Для этого необходимо, чтобы точка соприкосновения внутренней грани ребра о головку рельса находилась в горизонтальной плоскости, проходящей через ось колеса.

На рис.2.6 показано взаимное расположение головки рельса и колеса при прохождении вагона базой 2 м кривых радиусом 25 м (В1, В2, В3 – проекции точки соприкосновения внутренней грани ребра о головку рельса).

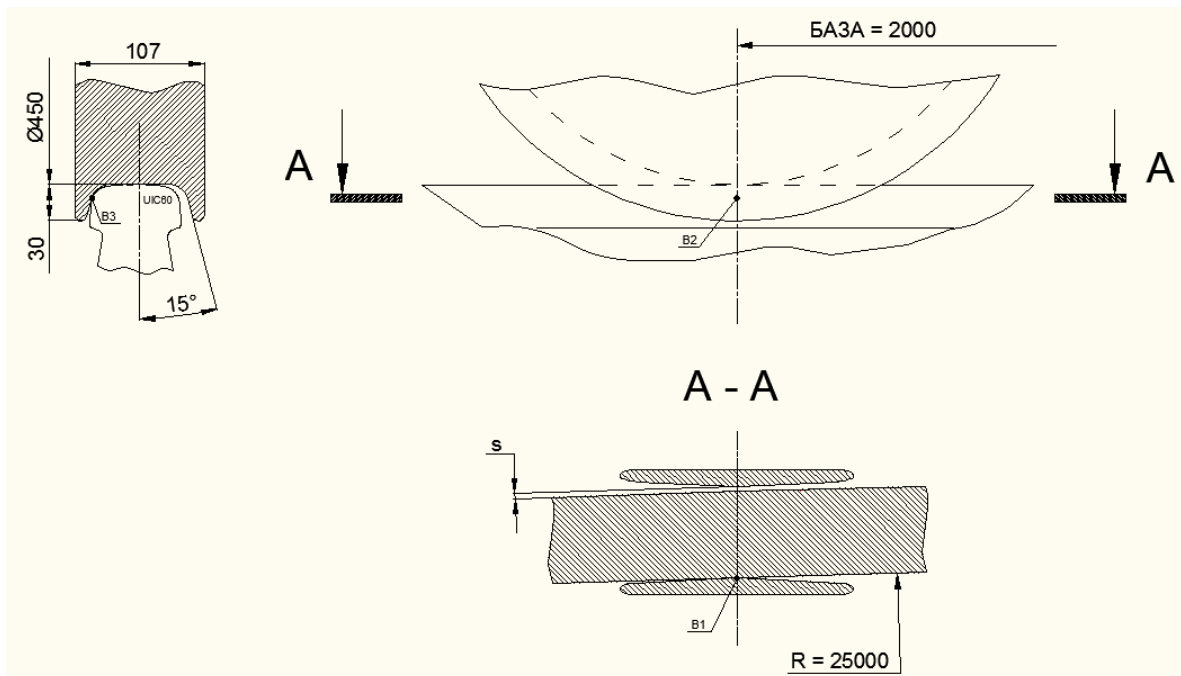


Рис. 2.6. Угол наклона наружной грани реборды для прохождения кривых радиусом 25 м при базе 2 м должен быть не менее 15° . Размер S – поле допуска взаимного расположения колеса и рельса (принят равным 8 мм).

На рис. 2.7 показано взаимное расположение головки рельса и колеса при прохождении вагона с базой 2000 мм кривых радиусом 50 м (B1, B2, B3 – проекции точек соприкосновения внутренней грани ребра о головку рельса).

На стадии концептуальной проработки для компоновочных проработок габаритную ширину колеса можно принять равной 110 мм.

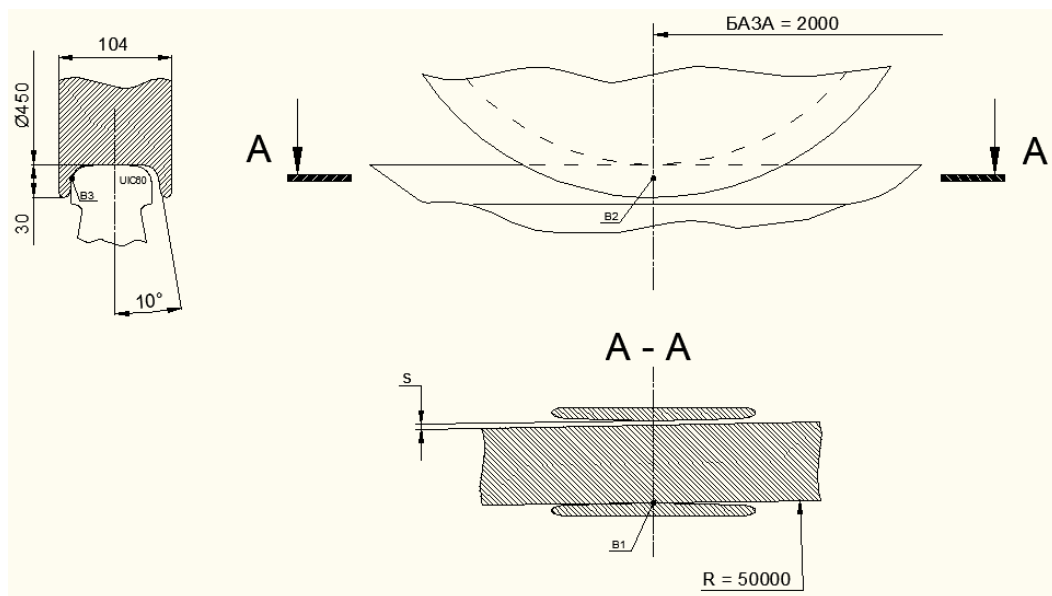


Рис. 2.7. Угол наклона наружной грани реборды для прохождения кривых радиусом 50 м при базе 2 м должен быть не менее 10° . Размер S – поле допуска взаимного расположения колеса и рельса (принят равным 8 мм)



2.4. Размеры поперечного сечения грузового вагона и колеи путевой структуры

2.4.1. Высота автопоезда

Для обеспечения оптимальных условий погрузки вагонов высота автопоезда по всей длине состава должна быть примерно одинаковой. Учитывая низкий силуэт автопоезда, обусловленный малой площадью поперечного сечения груза в кузове грузового вагона, касательно размеров кабины водителя целесообразно ориентироваться на размеры салона легкового автомобиля. Согласно правилам VDA 239-01 [3] высота салона легкового автомобиля может колебаться от 1180 мм (компактный автомобиль) до 1280 мм (большой автомобиль). Наибольший размер внутренней высоты кабины автопоезда можно принять равным 1200 мм, а кузова грузового вагона (с учётом более прочного пола) – 1100 мм.

2.4.2. Ширина кузова

Объём загружаемой в грузовой вагон руды составляет $1,6 \text{ м}^3$ (см. п. 2.1.3). Для полного использования паспортной грузоподъёмности вагона и, соответственно, автопоезда, геометрический объём кузова грузовых вагонов должен превышать объём загружаемой руды. Опыт железнодорожного транспорта показывает, что даже при самой тщательной загрузке вагона его геометрический объём используется на 90 – 95% ввиду неполной загрузки в торцовых частях вагонов и неполного использования высоты бортов, что обусловлено углом естественного откоса груза [4]. Геометрический объём кузова грузового вагона автопоезда определим по формуле, используемой для железнодорожных вагонов-самосвалов:

$$v_r = v \cdot k_n = 1,6 \cdot 1,25 = 2 \text{ м}^2 - \text{геометрический объём кузова грузового вагона,}$$

где:

$k_n = 1,1 - 1,25$ – коэффициент наполнения вагонов-самосвалов [4] (с учётом скошенности торцев грузовых вагонов, а также относительно высокой скорости погрузки руды в автопоезд (2 м/сек), на этапе предпроектных работ принимается большее значение коэффициента, равное 1,25).

Внутреннюю ширину кузова грузового вагона в этом случае можно определить из соотношения:

$$b = v_r / (L \cdot h) = 2 / (3,9 \cdot 1,1) = 0,47 \text{ м,}$$

где:

$L = 3,9 \text{ м}$ – внутренняя длина кузова грузового вагона;

$h = 1,1$ – внутренняя высота кузова грузового вагона.

2.4.3. Колея и габаритная ширина грузового вагона

Габаритная ширина грузового вагона и колея определяются предварительной прорисовкой при исходных данных: внутренняя ширина кузова 470 мм, габаритная ширина колеса 110 мм, диаметр по кругу катания колеса не менее 450 мм, высота реборды 30 мм, габаритные размеры тормоза электромагнитного фирмы Мауг: диаметр – 200 мм, ширина – 100 мм, габаритные размеры тяговых электродвигателей по предварительной оценке пускового крутящего момента принимаются на уровне установочной мощности 5 – 6 кВт на одно колесо.

Результаты предварительной прорисовки схематично представлены на рис. 2.8 (вариант с выполнением тяговых электродвигателей в виде мотор-колёс) и на рис. 2.9 (вариант с

использованием в качестве тяговых двигателей асинхронных электродвигателей общепромышленного назначения).

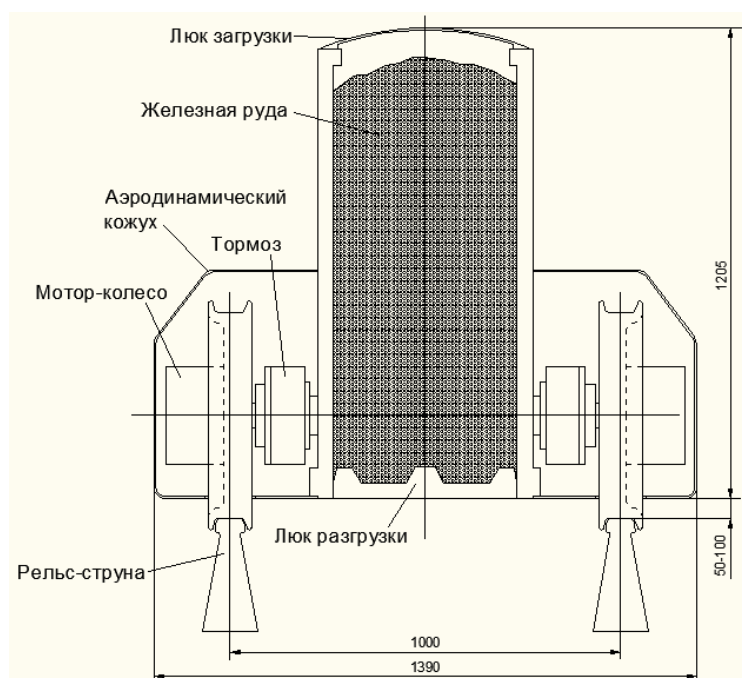


Рис. 2.8. Поперечное сечение грузового вагона (вариант с мотор-колёсами)

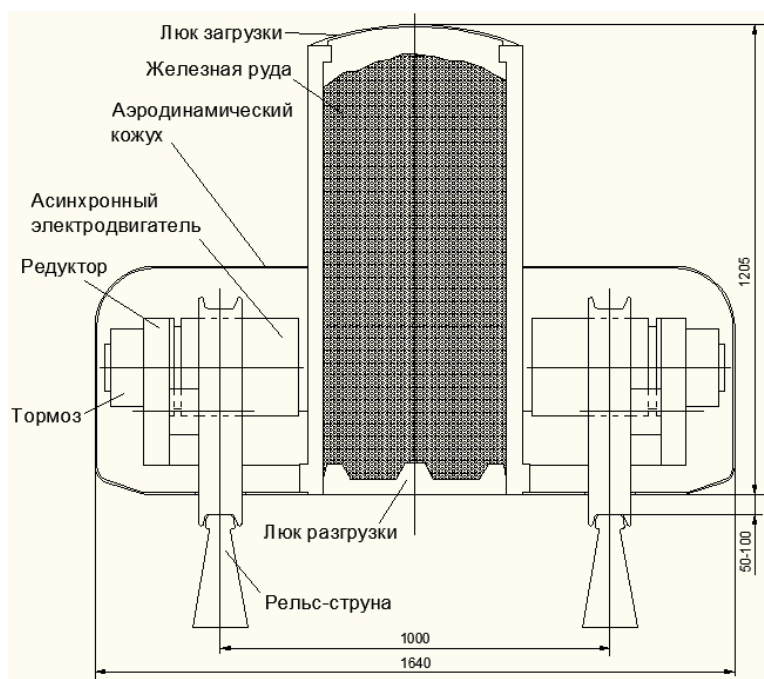


Рис. 2.9. Поперечное сечение грузового вагона (вариант с асинхронными электродвигателями)

При использовании в качестве тяговых двигателей асинхронных электродвигателей общепромышленного назначения габаритная ширина грузового вагона (и всего автопоезда) будет больше (на 250 мм), а в приводе между колесом и электродвигателем появляется понижающий редуктор. Однако общепромышленные электродвигатели дешёвы (300 – 400 \$), характеризуются большим сроком службы (не менее 30 000 ч) и общедоступны.

2.4.4. Поперечное сечение головных и замыкающих вагонов

Размеры и конфигурация поперечного сечения головных и замыкающих вагонов определяются предварительной прорисовкой на основе определенных выше: размеров колеи (1000 мм), габаритной ширины грузового вагона (в частности, 1390 мм для варианта с мотор-колёсами), а также необходимого пространства для размещения силовой установки целесообразного диапазона установочных мощностей 100 – 150 кВт, габарит по ширине которых находится в пределах 700 – 800 мм. Для головных вагонов учитывается также требование правил VDA 239-01, согласно которым типичная ширина свободного пространства для водителя в легковом автомобиле должна быть около 735 мм.

Результаты предварительной прорисовки поперечного сечения головного вагона представлены в виде эскиза на рис. 2.10.

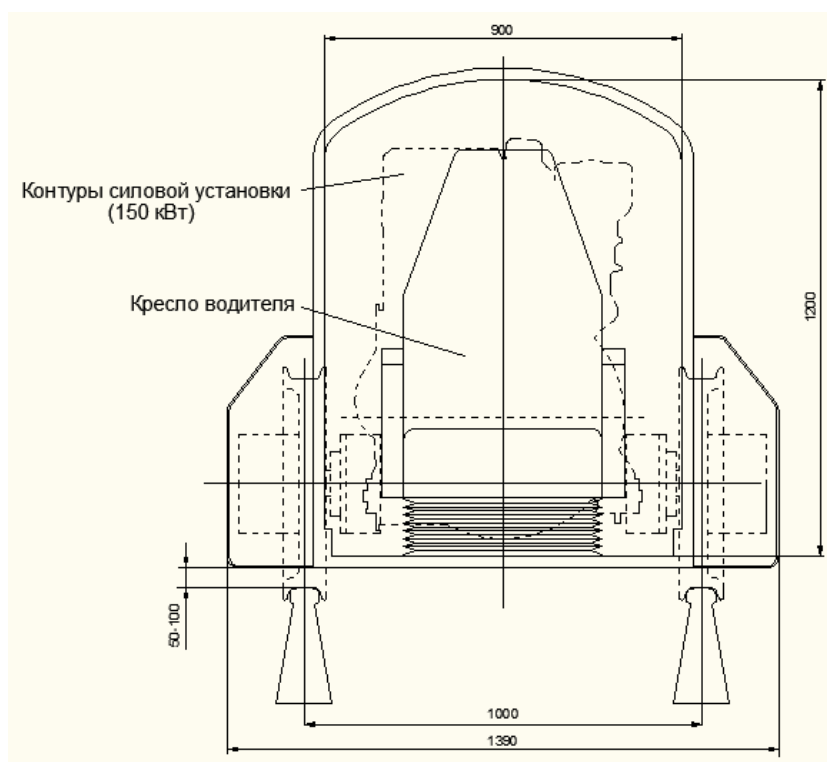


Рис. 2.10. Поперечное сечение головного вагона (в зоне кресла водителя)

2.5. Мощность силовых установок системы автономного электропитания

По компоновочным соображениям и в целях повышения надёжности систему автономного электропитания автопоезда целесообразно строить на базе двух (и более) дизель-электрических агрегатов, способных функционировать как самостоятельно, так и параллельно.

В данном разделе производится расчёт суммарной мощности силовых установок (дизельных двигателей внутреннего сгорания) системы автономного электропитания на основе тягово-динамического расчёта для рельсового автопоезда грузоподъёмностью 160 тонн, обеспечивающего максимальную эксплуатационную скорость перевозки руды до 120 км/ч.



2.5.1. Мощность, необходимая для движения автопоезда с грузом

Мощность, необходимая для движения (полезная мощность) определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = (F_1 + F_2) \cdot V = (4008 + 1768) \cdot 33,4 = 192900 \text{ Вт},$$

где:

$V = 33,4 \text{ м/с}$ (120 км/ч) – максимальная эксплуатационная скорость автопоезда.

Расчёт значений, входящих в формулу для определения $N_{\text{п}}$:

1) $F_1 = M_{\text{п}} \cdot g \cdot f = 255600 \cdot 9,8 \cdot 0,0016 = 4008 \text{ Н}$ – сила сопротивления качению колёс автопоезда,

где:

$M_{\text{п}} = M \cdot n_1 + 0,65 \cdot M \cdot n_2 = 6000 \cdot 40 + 0,65 \cdot 6000 \cdot 4 = 255600 \text{ кг}$ – полная масса автопоезда;

$f = 0,0016$ – коэффициент сопротивления качению стального колеса для линейного контакта и $D > 450 \text{ мм}$ [2];

n_1 – количество грузовых вагонов в составе автопоезда;

n_2 – количество головных и замыкающих вагонов в составе автопоезда;

2) $F_2 = 0,5 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A_{\text{м}} \cdot C_x \cdot V^2 = 0,5 \cdot 1,204 \cdot 1,4 \cdot 1,88 \cdot 33,4^2 = 1768 \text{ Н}$ – сила аэродинамического сопротивления движению автопоезда,

где:

$\rho_{\text{в}} = 1,204 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха на уровне моря при температуре + 20° С;

$A_{\text{м}} = 1,4 \text{ м}^2$ – наибольшая площадь миделевого сечения головного вагона;

$C_x = 1,88$ – коэффициент аэродинамического сопротивления.

Расчёт коэффициента аэродинамического сопротивления производится по формуле [2]:

$$C_x = C_f \cdot (S_{\text{пов}} / A_{\text{м}}) \cdot \eta_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot 1,5 = 0,00177 \cdot (860/1,4) \cdot 1,1 \cdot 1,05 \cdot 1,5 = 1,88$$

где:

$S_{\text{пов}} = 860 \text{ м}^2$ – площадь боковой поверхности автопоезда;

$\eta_{\text{с}} = 1,1$ – поправочный коэффициент, зависящий от относительной длины поезда A/d (где A – длина поезда, d – эквивалентный диаметр поезда) [2];

$\eta_{\text{м}} = 1,05$ – поправочный коэффициент, зависящий от степени удлинения носовой части головного вагона [2].

Коэффициент трения воздуха о боковую поверхность поезда определяется по формуле Прандтля-Шлихтинга [2] для гладкой и ровной поверхности стенок вагонов:

$$C_f = 0,455 / (\log R_e)^{2,58} = 0,455 / (8,581)^{2,58} = 0,00177,$$

где:

$R_e = V \cdot A / \nu = 33,4 \cdot 178 / 1,56 \cdot 10^{-5} = 3811 \cdot 10^5$ – число Рейнольдса;

$V = 33,4 \text{ м/сек}$ (120 км/ч) – максимальная эксплуатационная скорость автопоезда;

$\nu = 1,56 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость воздуха при температуре + 20°С.



2.5.2. Суммарная мощность на коленчатом валу силовых установок

Суммарная мощность на коленчатом валу силовых установок вычисляется по формуле:

$$N = N_{\text{п}} / (\eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot (1 - \eta_{\text{в}}) \cdot \cos\varphi) =$$

$$192918 / (0,96 \cdot 0,88 \cdot 0,94 \cdot 0,9 \cdot (1 - 0,1) \cdot 0,95) = 315\,741 \text{ Вт},$$

где:

$\eta_{\text{р}} = 0,96$ – КПД понижающего редуктора (два зацепления);

$\eta_{\text{д}} = 0,88$ – КПД тягового электродвигателя;

$\eta_{\text{п}} = 0,94$ – КПД тяговых преобразователей;

$\eta_{\text{г}} = 0,9$ – КПД генератора;

$\eta_{\text{в}} = 0,1$ – потери на привод вентиляторов системы охлаждения силовых установок;

$\cos\varphi = 0,95$ – фазовый сдвиг.

2.5.3. Проверка достаточности суммарной мощности

Для проверки достаточности суммарной мощности силовых установок при перевозке руды со средней скоростью 100 км/ч на расстояние 100 км производится определение пути и времени движения автопоезда на участках ускорения, равномерного движения и торможения (для минимальной потребной мощности привода – 315,7 кВт).

2.5.3.1. Путь и время движения автопоезда на участке ускорения

Путь и время на участке ускорения определены на основе тягово-динамического расчёта (см. табл. 2.7).

Таблица 2.7

Изменения значений скорости, ускорения, времени разгона и пути на участке ускорения автопоезда ($N = 315,7$ кВт)

V, км/ч	V, м/с	a, м/с ²	t _v , с	S _v , м
0	0	0	0	0
2	0,556	0,600	0,926	0,257
4	1,111	0,600	1,852	1,029
6	1,667	0,438	2,923	2,516
8	2,222	0,324	4,381	5,351
10	2,778	0,256	6,294	10,135
12	3,333	0,211	8,672	17,401
14	3,889	0,179	11,525	27,702
16	4,444	0,154	14,864	41,615
18	5,000	0,135	18,702	59,738
20	5,556	0,120	23,051	82,694
22	6,111	0,108	27,927	111,135
24	6,667	0,097	33,343	145,740
26	7,222	0,089	39,316	187,219
28	7,778	0,081	45,863	236,317
30	8,333	0,075	53,000	293,814
32	8,889	0,069	60,748	360,530
34	9,444	0,064	69,126	437,329
36	10,000	0,059	78,156	525,121
38	10,556	0,055	87,861	624,870
40	11,111	0,052	98,267	737,593



V, км/ч	V, м/с	a, м/с ²	t _y , с	S _y , м
42	11,667	0,048	109,399	864,374
44	12,222	0,045	121,286	1006,364
46	12,778	0,042	133,960	1164,789
48	13,333	0,040	147,454	1340,963
50	13,889	0,038	161,805	1536,293
52	14,444	0,035	177,052	1752,292
54	15,000	0,033	193,238	1990,590
56	15,556	0,031	210,411	2252,953
58	16,111	0,030	228,622	2541,295
60	16,667	0,028	247,928	2857,700
62	17,222	0,026	268,392	3204,445
64	17,778	0,025	290,082	3584,027
66	18,333	0,023	313,076	3999,197
68	18,889	0,022	337,460	4452,995
70	19,444	0,021	363,327	4948,796
72	20,000	0,020	390,787	5490,369
74	20,556	0,018	419,961	6081,937
76	21,111	0,017	450,984	6728,265
78	21,667	0,016	484,015	7434,753
80	22,222	0,015	519,232	8207,565
82	22,778	0,014	556,841	9053,783
84	23,333	0,013	597,084	9981,605
86	23,889	0,012	640,242	11000,595
88	24,444	0,012	686,645	12122,016
90	25,000	0,011	736,691	13359,261
92	25,556	0,010	790,856	14728,435
94	26,111	0,009	849,723	16249,152
96	26,667	0,008	914,011	17945,639
98	27,222	0,007	984,626	19848,322
100	27,778	0,007	1062,728	21996,149
102	28,333	0,006	1149,840	24440,116
104	28,889	0,005	1248,009	27248,828
106	29,444	0,005	1360,084	30517,681
108	30,000	0,004	1490,197	34384,929
110	30,556	0,003	1644,666	39061,924
112	31,111	0,003	1833,870	44895,718
114	31,667	0,002	2076,671	52516,962
116	32,222	0,001	2413,123	63264,721
118	32,778	0,001	2955,223	80882,993
120	33,333	0,000	4316,240	125872,142

Из результатов расчёта выбирается скорость движения на равномерном горизонтальном участке, равная 118 км/ч, т.к. максимальная эксплуатационная скорость 120 км/ч может быть достигнута на дистанции, превышающем принятое расстояние перевозки 100 км. Для скорости 118 км/ч значение пути разгона при мощности привода 315,7 кВт составляет $S_{y118} = 80\,883$ м, а время – $t_{y118} = 2\,955$ сек (см. выделенную строку в табл. 2.7).

2.5.3.2. Путь и время движения автопоезда на участке торможения

Путь и время движения автопоезда на участке торможения вычисляются по общеизвестным формулам:



$$S_{T118} = a \cdot t_{T118}^2 / 2 = 1 \cdot 32,8^2 / 2 = 537 \text{ м},$$

где:

$a = 1 \text{ м/с}^2$ – ускорение служебного торможения автопоезда;

$t_{T118} = 32,8 / a = 32,8 \text{ с}$ – время торможения.

2.5.3.3. Путь и время движения автопоезда с равномерной скоростью 118 км/ч

Величина пути движения автопоезда с равномерно скоростью 118 км/ч определяется путем вычитания из общего расстояния 100 км значений пути ускорения и торможения,

$$S_{p118} = 100000 - S_{y118} - S_{T118} = 100000 - 80882,993 - 537,2 = 18579,8 \text{ м}$$

$$t_{p118} = S_{p118} / 32,778 = 18579,8 / 32,778 = 566,8 \text{ сек.}$$

Средняя скорость перевозки руды на расстояние 100 км определяются по формуле:

$$V_{cp} = (S_{y118} + S_{p118} + S_{T118}) / (t_{y118} + t_{p118} + t_{T118}) = 100000 / (2955,223 + 566,8 + 32,778) = 28,1 \text{ м/сек (101 км/ч).}$$

Таким образом, средняя скорость при перевозке руды на расстояние 100 км при $N = 315,7 \text{ кВт}$ составит 101 км/ч.

Суммарная установочная мощность силовой установки системы электропитания, по соображениям топливной экономичности, назначается на 25 – 30% больше, т.к. наименьший расход топлива любого двигателя внутреннего сгорания достигается при неполной его мощности (70 – 75 % от установочной мощности). В итоге суммарная установочная мощность силовой установки системы автономного электропитания должна составить около $N = 450 \text{ кВт}$.

2.5.4. Запас суммарной установочной мощности силовых установок системы автономного электропитания автопоезда

Для обеспечения средней скорости перевозки руды в условиях увеличения сопротивления движению (встречный ветер, подъём) без ухудшения топливной экономичности и без снижения назначенного ресурса системы автономного электропитания, целесообразно иметь запас по мощности не менее 25%, при этом суммарная мощность N составит около 600 кВт. Расчёты показывают, что, имея такой запас суммарной мощности силовых установок, автопоезд способен, без ухудшения топливной экономичности, разогнаться до скорости 120 км/ч при встречном ветре 15 м/с.

2.6. Размещение дизель-электрических агрегатов на автопоезде

Размещение дизель-электрических агрегатов (ДЭА) и его основных систем в головном и замыкающих группах вагонов определяются предварительной компоновкой на базе дизель-электрического агрегата типа UKA установочной мощностью 150 кВт (производитель H \ddot{o} rmann IMG, Германия).

Результаты предварительной компоновки представлены на рис. 2.11

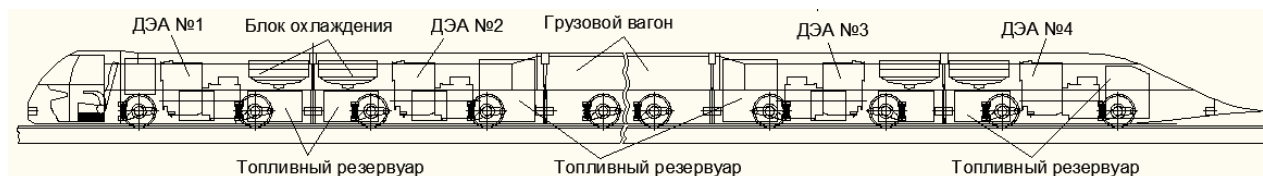


Рис. 2.11. Размещение дизель-электрических агрегатов и его основных систем в головной и замыкающей группе вагонов рельсового автопоезда грузоподъёмностью 160 т

2.7. Оценка устойчивости автопоезда

Оценка устойчивости автопоезда опрокидыванию проверяется от воздействия сил, возникающих при боковом ветре и при прохождении криволинейных участков пути.

2.7.1. Предельно допустимая скорость бокового ураганного ветра

Предельно допустимая скорость бокового ураганного ветра определяется из уравнения равновесия автопоезда. Расчётная схема для определения предельно допустимой скорости бокового ветра представлена на рис. 2.12.

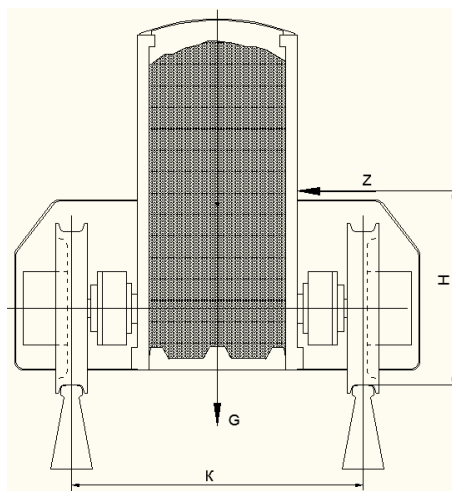


Рис. 2.12. Расчётная схема определения предельно допустимой скорости бокового ветра

Уравнение равновесия автопоезда может быть записано в следующем виде:

$$G \cdot K / 2 - Z \cdot H = 0,$$

где:

$G = m \cdot g$ – сила тяжести автопоезда (порожнего или полного), Н (см. табл. 2.8);

$K = 1,0$ м – ширина колеи;

m – масса автопоезда (порожнего или полного), кг (см. табл. 2.8);

H – расстояние от центра парусности боковой поверхности до головки рельса, м (см. табл. 2.8);

$Z = 0,5 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A_{\text{б}} \cdot C_y \cdot V_{\text{б}}^2$ – сила бокового ветра, Н,

где:

$A_{\text{б}} = 214,5$ м² – площадь продольного сечения автопоезда;

$C_y = 1$ – коэффициент бокового аэродинамического сопротивления автопоезда.



Подставив формулу расчёта силы бокового ветра в уравнение равновесия автопоезда, можно вычислить скорость допустимого ветра:

$$V_6 = (G \cdot K / 2 / (0,5 \cdot \rho_v \cdot A_6 \cdot C_y \cdot H))^{0,5}, \text{ м/с.}$$

Результаты вычислений – см. табл. 2.8.

Таблица 2.8

Предельно допустимая скорость бокового ветра V_6

м, кг	G, Н	H, м	V_6 , м/с (км/ч)	Примечание
95 600 (порожний)	936 880	0,7	72 (259)	По шкале ураганов Саффира-Симпсона скорость ветра для урагана высшей категории (№5) равна 250 км/ч
255 600 (гружёный)	2 504 880	0,65	98 (352)	

2.7.2. Оценка устойчивости прохождения автопоездом криволинейных участков пути

Для оценки устойчивости прохождения автопоездом криволинейных участков пути вычисляются:

- минимальный радиус криволинейного участка, по которому возможно движение автопоезда с максимальной эксплуатационной скоростью 120 км/ч;
- максимальная скорость движения автопоезда на криволинейных участках пути с принятым минимальным радиусом 50 м (например, разворотный участок).

Расчётная схема для оценки устойчивости прохождения автопоездом криволинейных участков пути представлена на рис. 2.13. Указанные выше значения определяются путём решения уравнения равновесия автопоезда на криволинейном участке пути:

$$G \cdot K / 2 - Y \cdot J = 0,$$

где:

$Y = m \cdot V^2 / r$ – центробежная сила инерции, Н;

J – расстояние от центра масс автопоезда до головки рельса (порожней или полной), м (см. табл. 2.9).

2.7.2.1. Минимальный радиус криволинейного участка пути для скорости движения автопоезда 120 км/ч

Минимальный радиус криволинейного участка пути определяется из уравнения равновесия автопоезда. Расчётная схема для определения минимального радиуса криволинейного участка представлена на рис. 2.13.

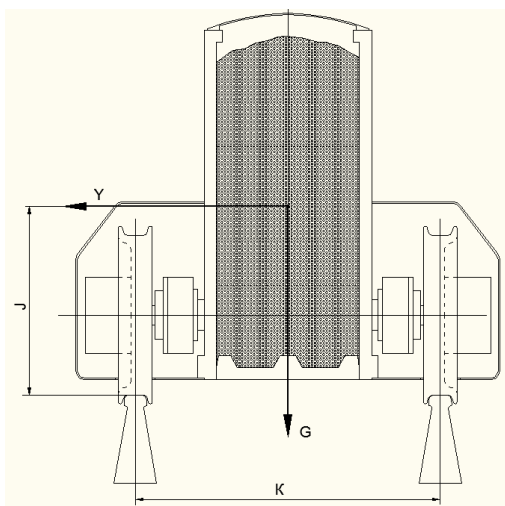


Рис. 2.13. Расчётная схема для оценки устойчивости прохождения автопоездом криволинейных участков пути

Решая уравнение равновесия поезда с учётом формулы для определения центробежной силы инерции, можно вычислить минимальное значение радиуса криволинейного участка:

$$r = m \cdot V^2 \cdot J / (G \cdot K / 2), \text{ м.}$$

Результаты вычислений – см. табл. 2.9.

Таблица 2.9

Минимальный радиус (r) криволинейного участка, по которому возможно движение автопоезда с максимальной эксплуатационной скоростью 120 км/ч

m, кг	G, Н	J, м	r, м
95 600 (порожний)	936 880	0,65	147,5
255 600 (грузёный)	2 504 880	0,6	136,0

2.7.2.2. Максимальная скорость движения автопоезда на криволинейных участках пути с принятым минимальным радиусом 50 м

Решая уравнение равновесия поезда с учётом формулы для определения центробежной силы инерции, можно вычислить также значение максимальной скорости движения автопоезда на криволинейных участках с принятым минимальным радиусом $r = 50$ м:

$$V = (G \cdot Y / 2 \cdot r / (m \cdot J))^{0,5}, \text{ м/с.}$$

Результаты вычислений – см. табл. 2.10.

Таблица 2.10

Максимальная скорость движения автопоезда на криволинейных участках пути с принятым минимальным радиусом $r = 50$ м (например, на разворотном участке)

m, кг	G, Н	J, м	V, м/сек (км/ч)
95 600 (порожний)	936 880	0,65	19,5 (70,2)
255 600 (грузёный)	2 504 880	0,6	20,5 (73,8)

2.8. Основные технические характеристики автопоезда грузоподъёмностью 160 т для перевозки железной руды

Основные технические характеристики автопоезда грузоподъёмностью 160 т, состав которого изображён на рис. 2.14, приведены в табл. 2.11.

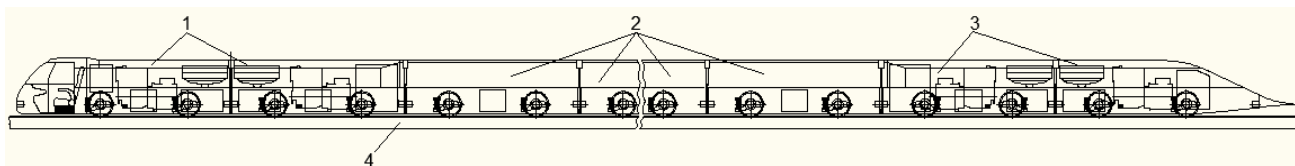


Рис. 2.14. Автопоезд грузовой транспортной системы СТЮ грузоподъёмностью 160 т для перевозки железной руды: 1 – сплотка головных вагонов; 2 – грузовые вагоны; 3 – сплотка замыкающих вагонов; 4 – путевая структура

Таблица 2.11

Основные технические характеристики рельсового автопоезда

№	Наименование характеристики	Значение (описание) характеристики
1	Грузоподъёмность, т	160
2	Порожняя масса, т	95,6
3	Кузовная вместимость, м ³	80
4	Габаритные размеры, мм: - длина - ширина - высота (от головки рельса, без груза)	178 000 1390 (1640 с асинхронными тяговыми двигателями) 1 305
5	Колея, мм	1 000
6	Клиренс, мм	50-100
7	База вагонов, мм	2000
8	Нагрузка на путевую структуру: - осевая, т - погонная, т/м	3,0 1,5
9	Количество грузовых вагонов	40
10	Максимальная эксплуатационная скорость, км/ч	120
11	Время разгона до максимальной скорости, мин: - 70% нагружение дизель-электрических агрегатов - 100% нагружение дизель-электрических агрегатов	19 10
12	Максимальный преодолеваемый подъём, %: - с грузом 160 т - без груза	2,8 (1,6 с асинхронными тяговыми двигателями) 10,0
13	Длина тормозного пути (начальная скорость 120 км/ч), м	621
14	Привод	Дизель-электрический (вариант производителя Hötgermann IMG, Германия)
15	Удельный расход дизельного топлива на перевозку 1 т руды на расстояние 1 км, г/т × км	4,2
16	Тормозная система: - рабочая - стояночная (запасная)	электродинамическая электромеханическая (вариант производителя Мауг, Германия)

№	Наименование характеристики	Значение (описание) характеристики
17	Погрузка руды	через верхние люки при скорости движения 2 м/сек
18	Разгрузка руды	через нижние люки при скорости движения 2 м/сек
19	Минимальный радиус разворотного участка, м	50
20	Минимальный радиус на трассе, м	150
21	Предельно допустимая скорость бокового ветра, км/ч	259
22	Количество водителей (при необходимости)	1
23	Движение в автоматическом (полуавтоматическом) режиме	предусматривается

2.9. Топливная экономичность автопоезда СТЮ

Удельный расход дизельного топлива на перевозку одной тонны железной руды на расстояние один километр для автопоезда СТЮ грузоподъемностью 160 т составляет 4,2 г/т×км, что ниже среднего уровня расхода топлива при перевозке руды по традиционной железной дороге. В частности, при перевозке руды, например, железнодорожным составом из 40 вагонов-самосвалов-думпкаргов грузоподъемностью по 60 т со средней скоростью 100 км/ч удельный расход топлива тепловоза будет выше указанного примерно на 15 %. Большой интерес представляет сравнение по топливной экономичности рельсового автопоезда STS с автопоездами «Road train», широко используемыми в Австралии для перевозки различных грузов, включая горнорудную продукцию (см. рис. 2.15).

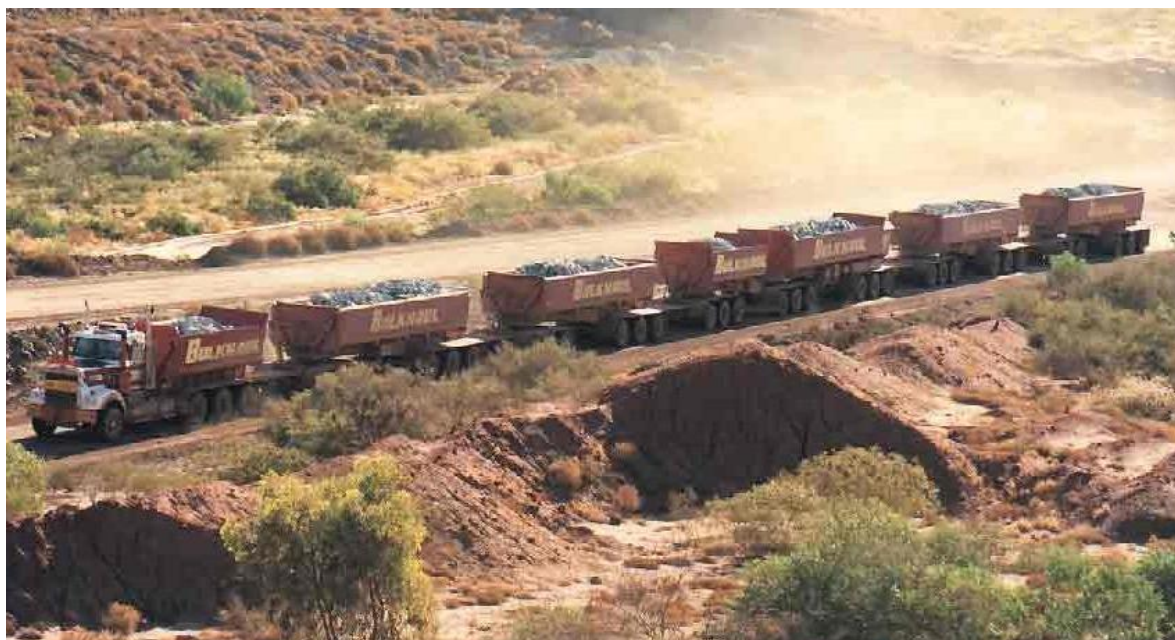


Рис. 2.15. Автопоезда «Road train» широко используются в Австралии для перевозки горнорудной продукции

В табл. 2.12 приведены расчётные расходы дизельного топлива для автопоездов «Road train» и STS одной грузоподъемности (160 тонн) при перевозке груза в объеме 1 млн. тонн на расстояние 100 км.

Таблица 2.12

Сравнительная таблица значений расчётного расхода дизельного топлива при перевозке 1 млн. тонн груза на расстояние 100 км автопоездами «Road train» и STS

Автопоезд	Расчётный расход дизельного топлива при перевозке 1 млн. тонн груза на расстояние 100 км (с учётом порожнего пробега), тонн		
	Асфальтобетонное покрытие	Укатанное гравийное покрытие	Путевая структура STS
«Road train»	2375*	3125*	-
STS	-	-	650*

*при удельном расходе топлива дизельными двигателями 210 г/кВт×ч

2.10. Расчёт рельса-струны («продольной шпалы»), лежащей на упругом основании

Расчёт удельного давления на грунт подошвы рельса-струны, изгибающих моментов и напряжений изгиба производится для трёх вариантов выполнения рельса-струны: исходный вариант, вариант на основе российского железнодорожного рельса типа Р50 и оптимизированный вариант. На основе исходного варианта производится также анализ влияния натяжения струн на прогибы рельса и величины изгибающих моментов в нём. Расчёты проводились на основе метода конечно-элементного анализа. Модели строилась на ПК с помощью конечно-элементного комплекса Femap with NX Nastran.

2.10.1. Исходный вариант

Приведённое к стали поперечное сечение рельса-струны, «защитого» в грунт, изображено на рис. 2.16.

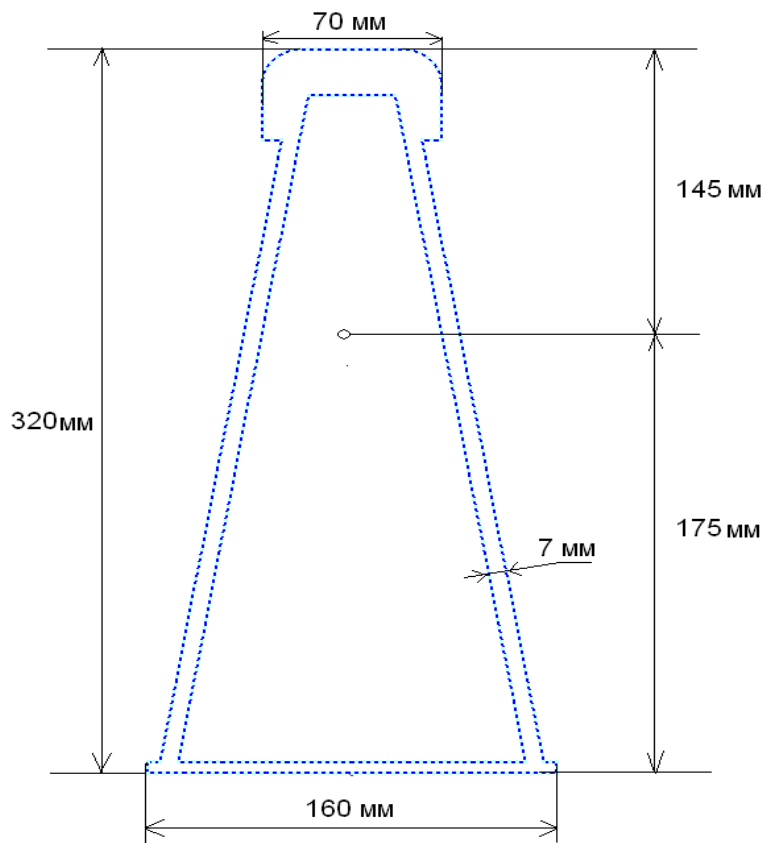


Рис. 2.16. Приведённое к стали поперечное сечение рельса-струны



Исходные данные

Приведённая к стали площадь рельса-струны (с учётом бетона): $A = 66,2 \text{ см}^2$.

$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль упругости стали рельса.

$J = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ – момент инерции приведённого к стали сечения рельса.

$E \cdot J = 1,7 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

$P = 20\,000 \text{ Н}$ – сила давления от одного колеса (на рельсе бесконечной длины установлены 1 колесо, либо 2 колеса на расстоянии 0,75 м друг от друга).

$b = 0,16 \text{ м}$ – ширина основания (подошвы) рельса.

$\rho = 110 \text{ кг/м}$ – линейная плотность (масса) рельса.

k – коэффициент податливости упругого основания (грунта). Коэффициент численно равен силе, которую необходимо приложить к единице площади основания (1 см^2), чтобы дать ему осадку, равную единице длины (1 см).

$k_{\text{п}} = k \cdot b$ – коэффициент постели.

Аналитические зависимости

Максимальная деформация рельса (основания) от воздействия одной силы:

$$Y = 0,354 \frac{P}{\sqrt[4]{k^3 b^3 EJ}}$$

Максимальный изгибающий момент в рельсе от одной силы:

$$M = 0,354 \cdot P \cdot \sqrt[4]{\frac{EJ}{kb}}$$

Максимальное давление на грунт под подошвой рельса (под силой P):

$$p = 0,354 \cdot P \cdot \sqrt[4]{\frac{k}{b^3 EJ}}$$

Результаты расчётов

Результаты расчётов приведены для двух случаев: на рельс действует одна сила от одного колеса ($P = 20\,000 \text{ Н}$) и на рельс действуют две силы от двух колёс, размещённых на расстоянии 0,75 м друг от друга ($2P = 2 \times 20\,000 \text{ Н}$).



Случай первый ($P = 20\,000\text{ Н}$ – на рельс действует одна сила от одного колеса)

В табл. 2.13 приведены все основные показатели для трёх грунтов разной плотности.

На рис. 2.17 изображена эпюра изгибающих моментов в рельсе-струне для плотного грунта.

На рис.2.18 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для плотного грунта.

На рис. 2.19 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для грунта средней плотности.

На рис. 2.20 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для неплотного грунта.

Таблица 2.13

Показатели при действии одной сосредоточенной силы

Характеристик а грунта	Коэффициент податливости основания, Н/м^3 (кгс/см^3)	Макс. изгибающий момент, Н·м, и макс. деформация основания (мм)	Макс. напряжения от изгиба, МПа		Макс. давление на грунт под подошвой рельса, Н/м^2 (кгс/см^2)
			Верх рельса	Низ рельса	
Плотный грунт	10^8 (10)	7088 (0,52)	-12,3 +2,5	+14,5 -3,0	52000 (0,52)
Грунт средней плотности	$5 \cdot 10^7$ (5,0)	8461 (0,89)	-14,6 +3,0	+17,3 -3,55	44500 (0,445)
Неплотный грунт	$5 \cdot 10^6$ (0,5)	15140 (5,53)	-26,2 +5,43	+30,9 -6,4	27650 (0,2765)

Давление на грунт под рельсом-струной равно произведению: (Деформация основания) x (Коэффициент податливости упругого основания).

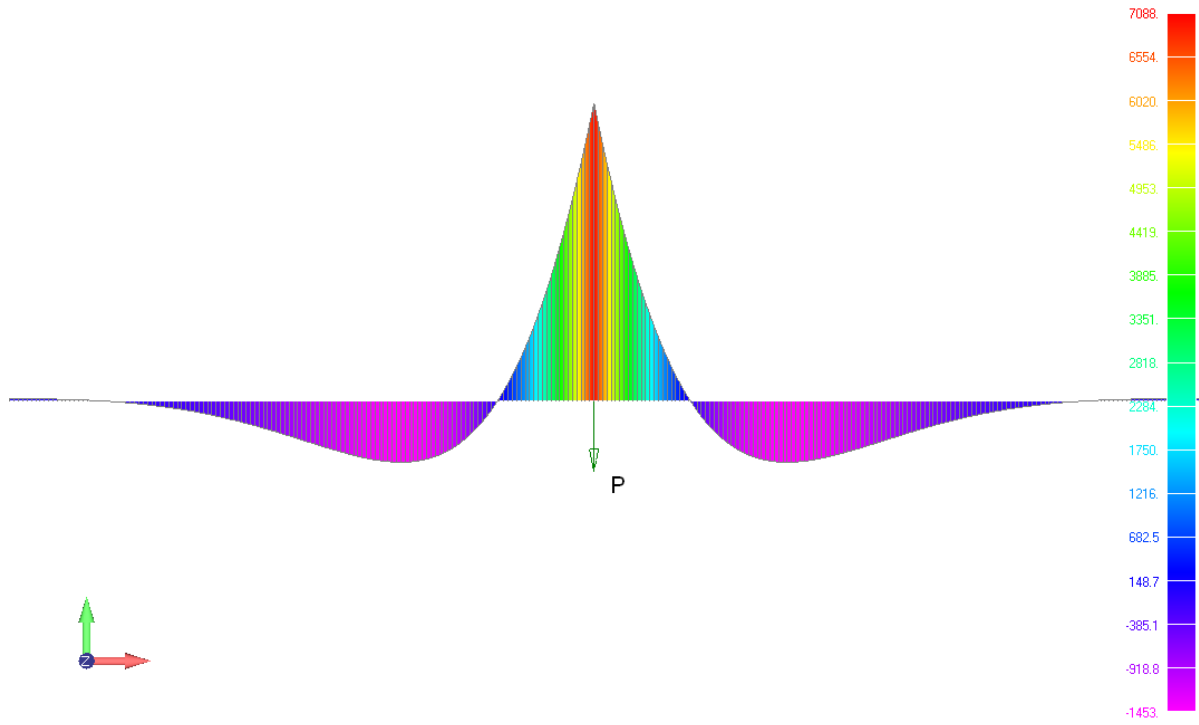


Рис. 2.17. Эпюра изгибающих моментов (Н·м) в рельсе-струне, лежащем на плотном грунте

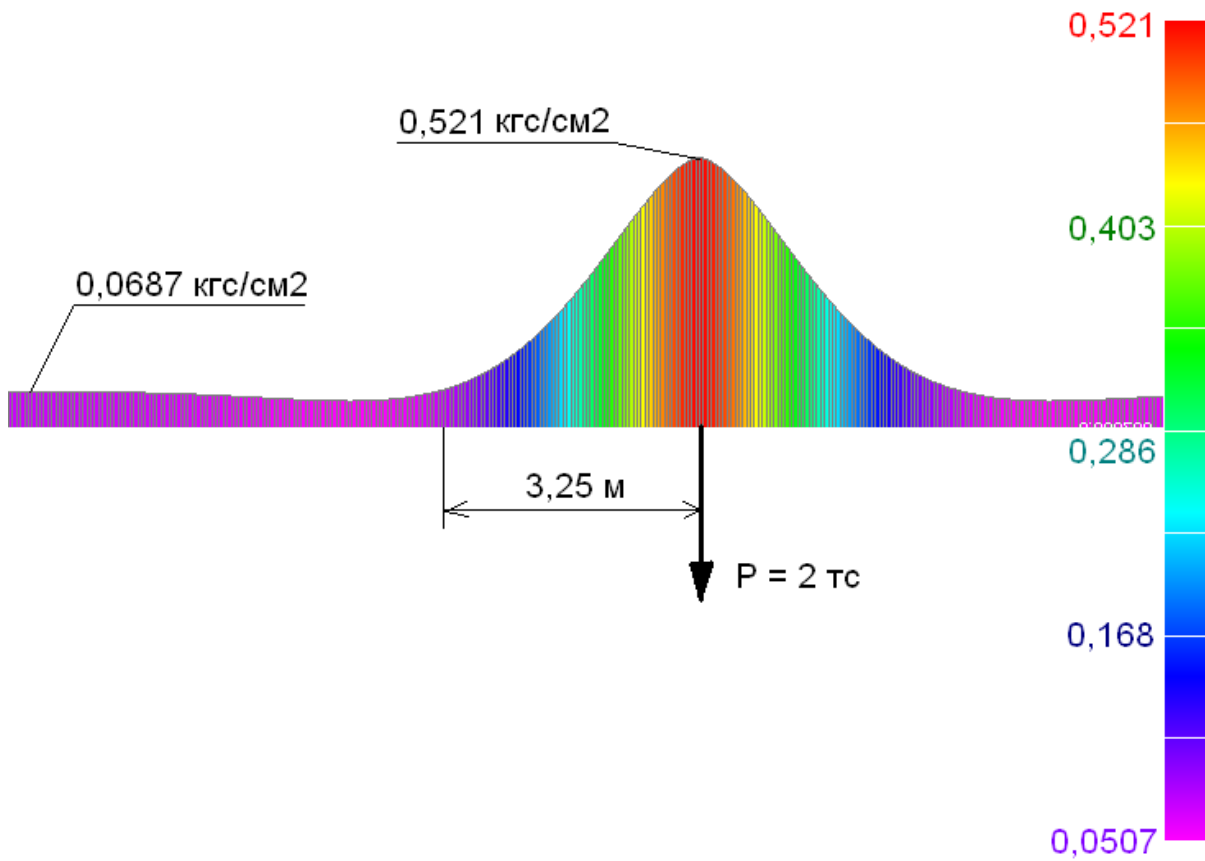


Рис. 2.18. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²), лежащем на плотном грунте

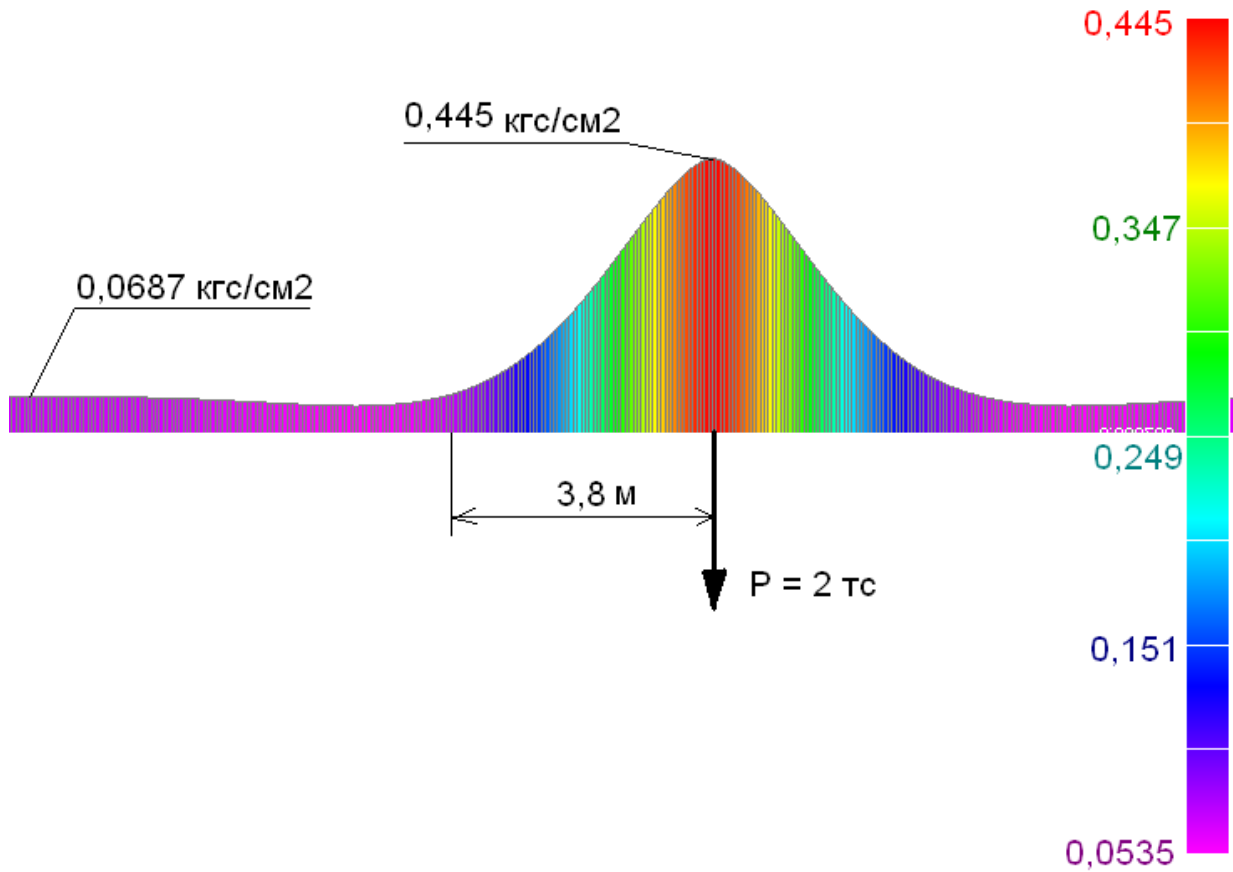


Рис. 2.19. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см^2), лежащем на грунте средней плотности

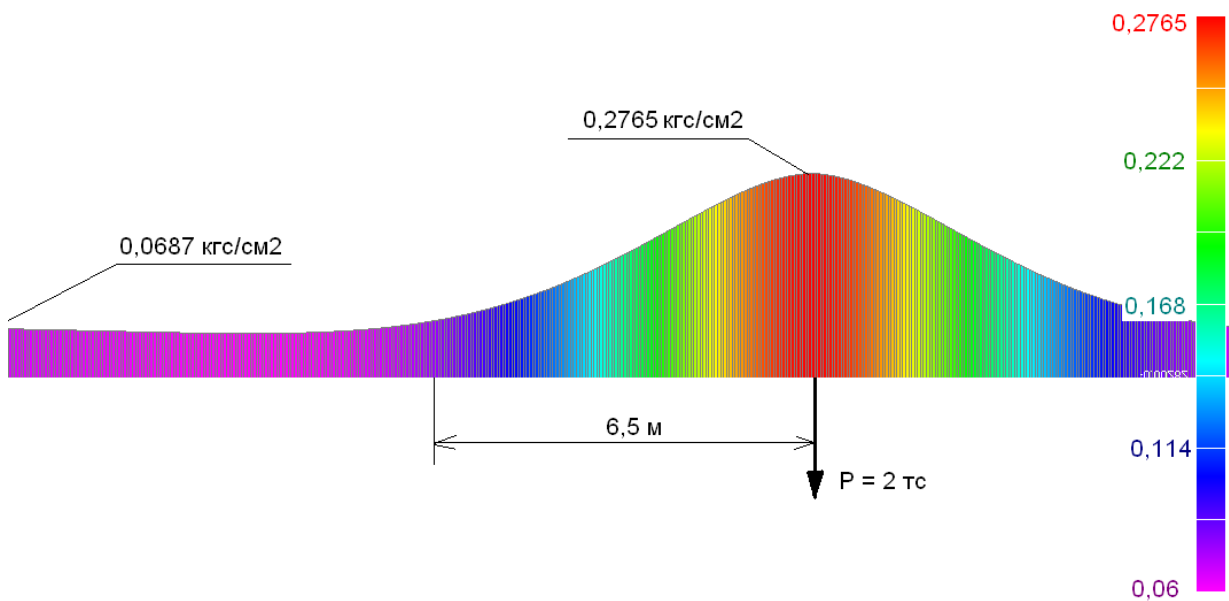


Рис. 2.20. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см^2), лежащем на неплотном грунте

Случай второй ($2 P = 2 \times 20\,000\text{ Н}$ – на рельс действуют две силы от двух колёс, размещённых на расстоянии $0,75\text{ м}$ друг от друга).

В табл. 2.14 приведены все основные показатели для трёх грунтов разной плотности.

На рис. 2.21 изображена эпюра изгибающих моментов в рельсе-струне для плотного грунта.

На рис. 2.22 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для плотного грунта.

На рис. 2.23 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для грунта средней плотности.

На рис. 2.24 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для неплотного грунта.

Таблица 2.14

Показатели при действии двух сосредоточенных сил

Характеристика грунта	Коэффициент податливости основания, Н/м^3 (кгс/см^3)	Макс. изгибающий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$, и макс. деформация основания (мм)	Макс. напряжения от изгиба, МПа		Макс. давление на грунт под подошвой рельса, Н/м^2 (кгс/см^2)
			Верх рельса	Низ рельса	
Плотный грунт	10^8 (10)	8 610 (0,9)	-14,9 +4,7	+17,7 -5,5	90 300 (0,903)
Грунт средней плотности	$5 \cdot 10^7$ (5,0)	11100 (1,56)	-19,1 +5,75	+22,6 -6,8	78000 (0,78)
Неплотный грунт	$5 \cdot 10^6$ (0,5)	23700 (9,54)	-41,0 +10,7	+48,4 -12,6	47700 (0,48)

Давление на грунт под рельсом-струной равно произведению: (Деформация основания) \times (Коэффициент податливости упругого основания)

Сравнение данных, приведённых в табл. 2.13 и 2.14, показывает, что при спаренных колёсах (размещённых на расстоянии $0,75\text{ м}$ друг от друга) максимальное давление на грунт по сравнению с одиночным колесом будет выше в 1,7 раза, независимо от типа грунта. Поэтому при проектировании рельсового автопоезда необходимо размещать колёса по его длине равномерно, без сближения некоторых колёс друг с другом.

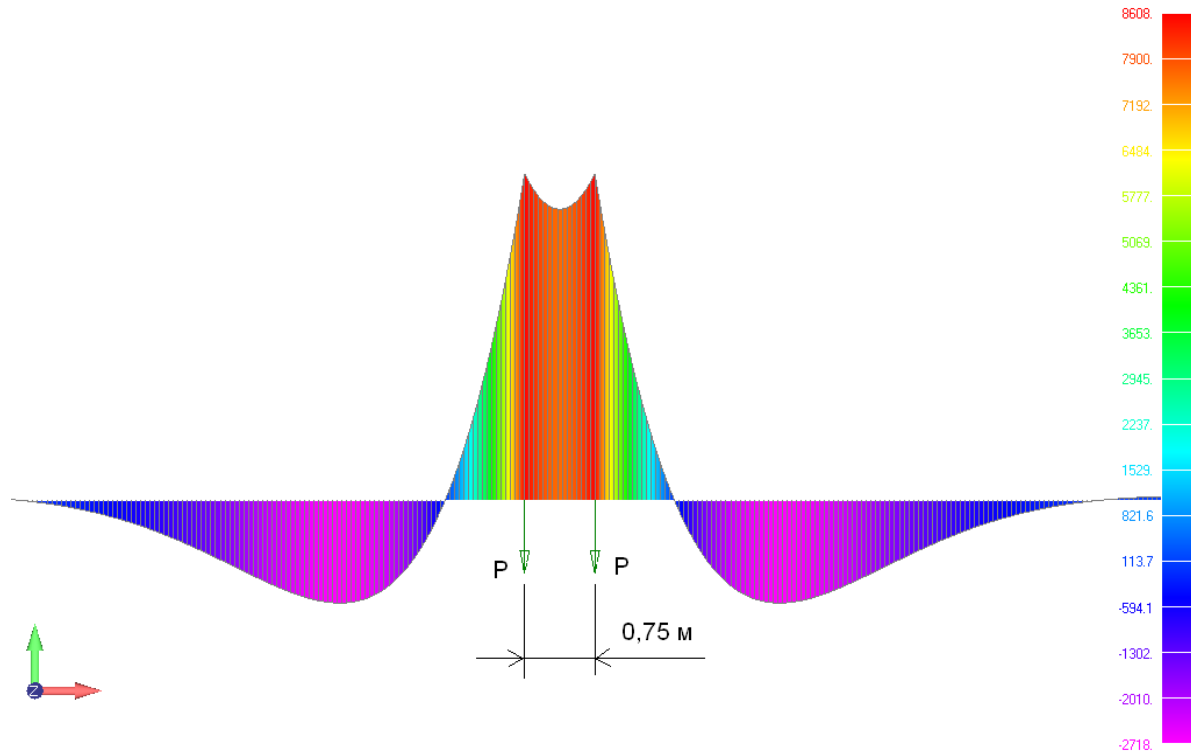


Рис. 2.21. Эпюра изгибающих моментов (Н·м) в рельсе-струне для плотного грунта

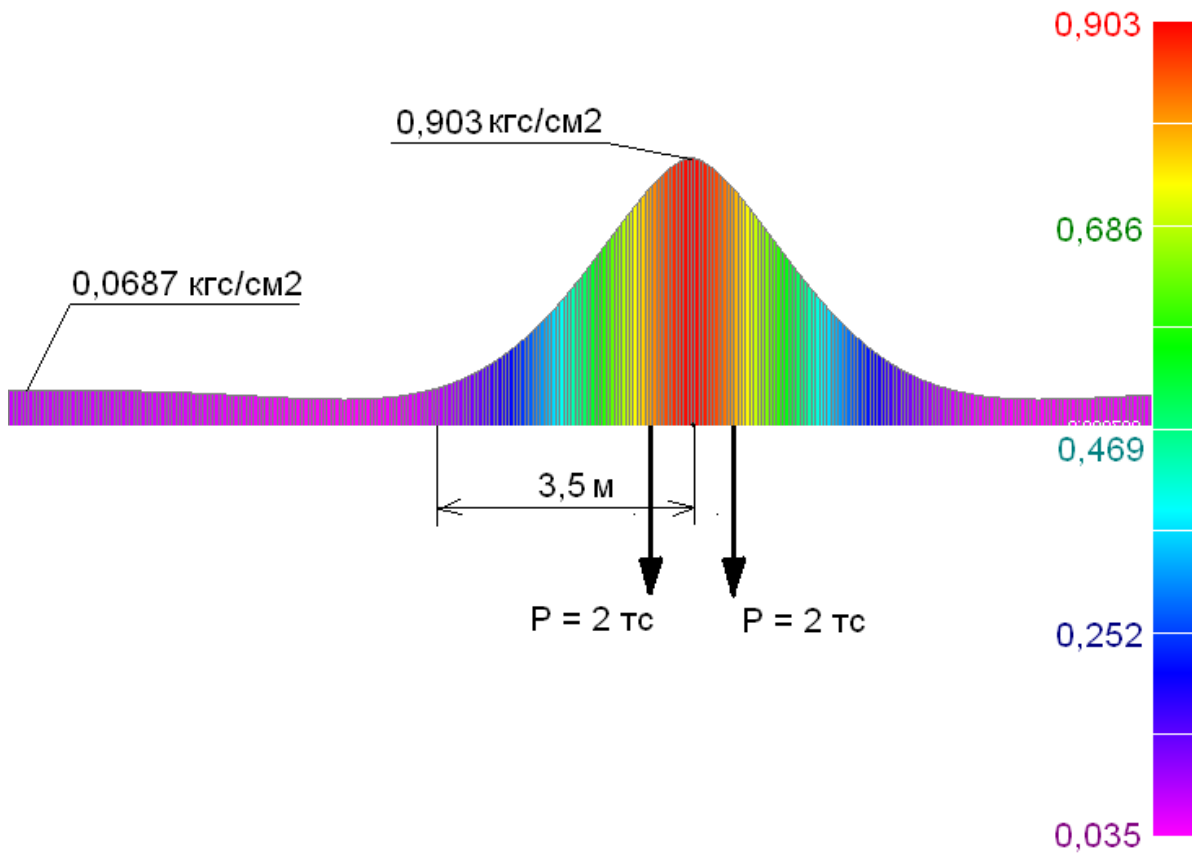


Рис. 2.22. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²)



для плотного грунта

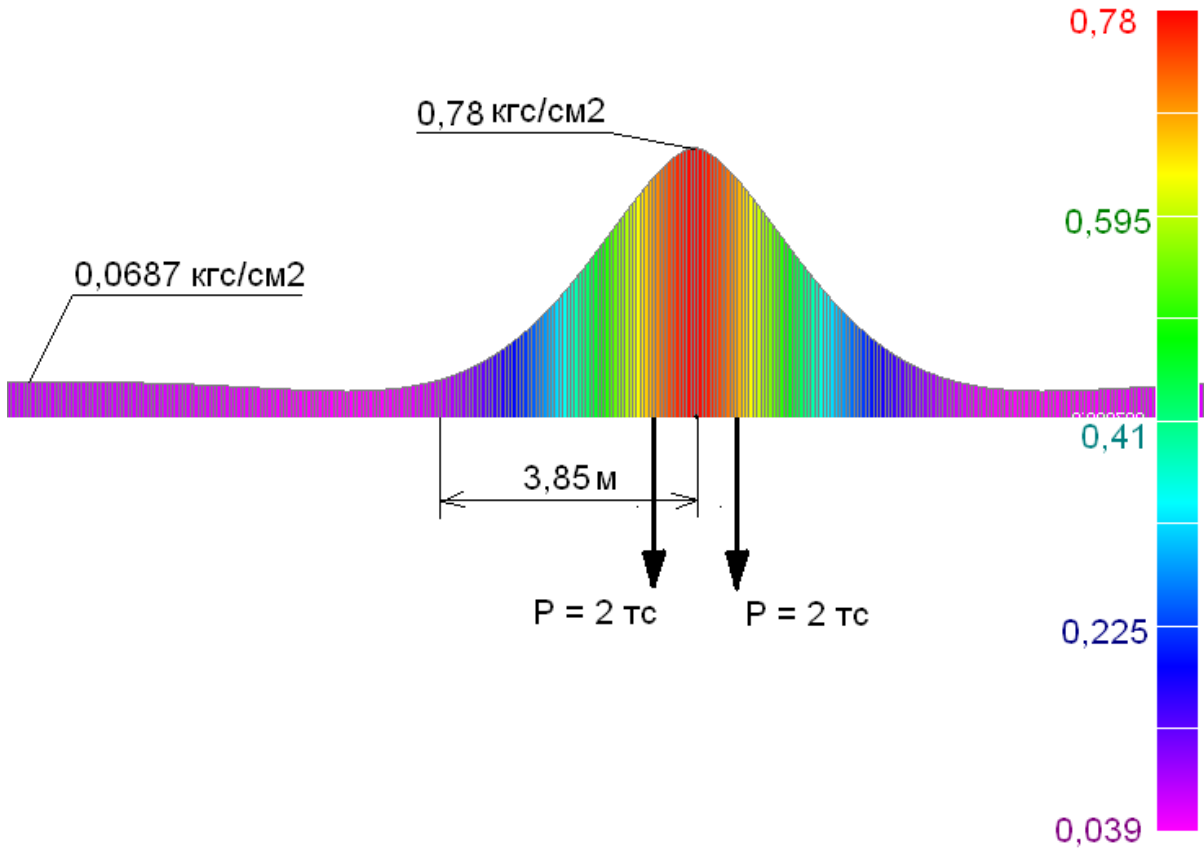


Рис. 2.23. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²) для грунта средней плотности

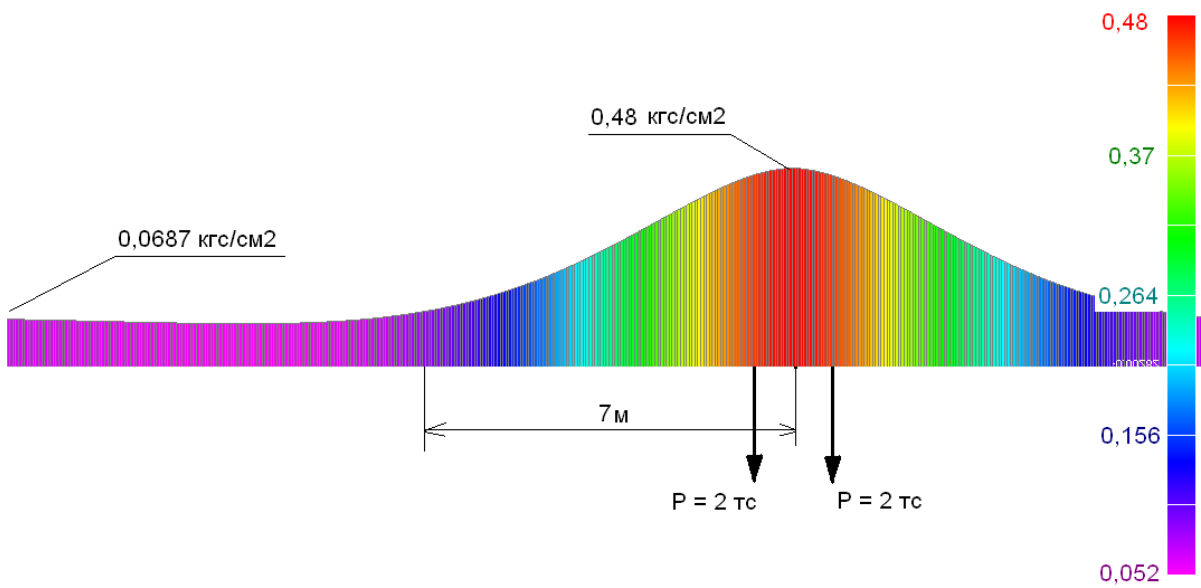


Рис. 2.24. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²) для неплотного грунта

2.10.2. Вариант на основе российского железнодорожного рельса типа P50

Поперечное сечение рельса, выполненного на основе железнодорожного рельса типа P50 (Россия) изображено на рис. 2.25.

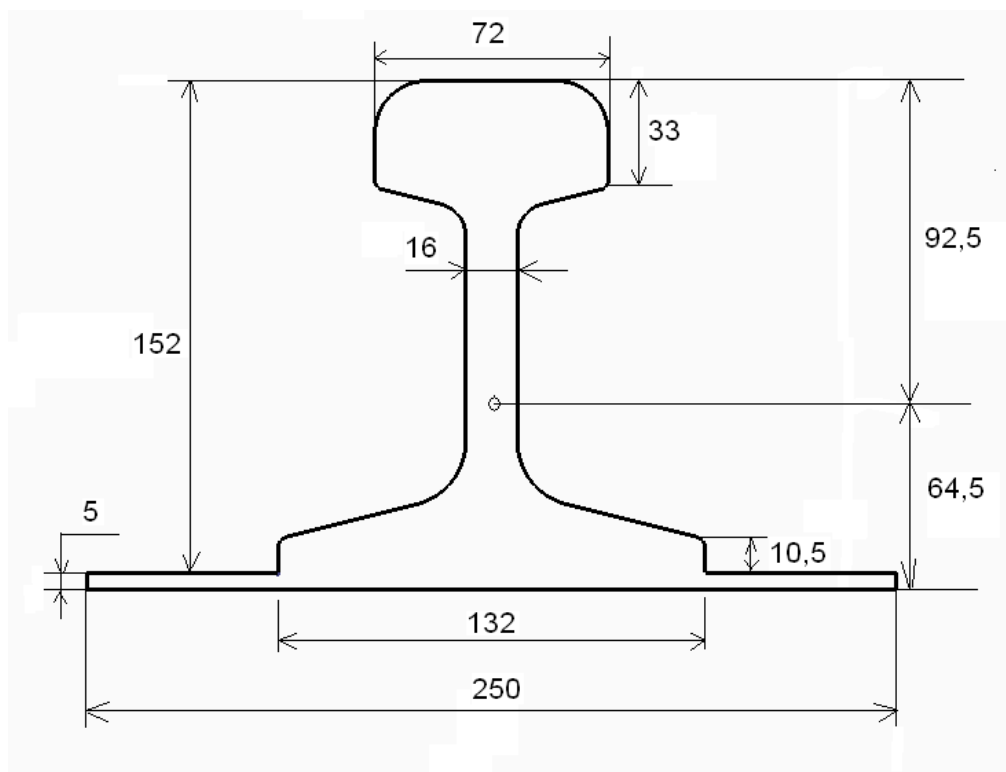


Рис. 2.25. Поперечное сечение струнного рельса на основе железнодорожного рельса типа P50 с приваренной снизу пластиной

Исходные данные по рельсу:

Приведённая к стали площадь рельса-струны: $A = 78 \text{ см}^2$.

$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль упругости стали рельса.

$J = 2,61 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ – момент инерции приведённого к стали сечения рельса.

$E \cdot J = 5,22 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

$b = 0,25 \text{ м}$ – ширина основания (подошвы) рельса.

$\rho = 61 \text{ кг/м}$ – линейная плотность (масса) рельса.

k – коэффициент податливости упругого основания (грунта). Коэффициент численно равен силе, которую необходимо приложить к единице площади основания (1 см^2), чтобы дать ему осадку, равную единице длины (1 см).

$k_n = k \cdot b$ – коэффициент постели.

Исходные данные по нагрузкам от веса рельсового автопоезда

Схема нагружения рельса автопоездом представлена на рис. 2.26.

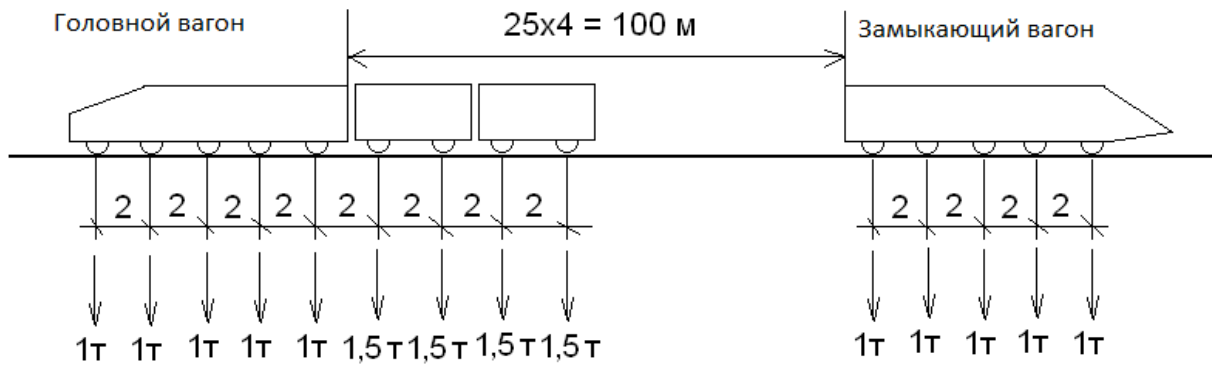


Рис. 2.26. Схема нагружения рельса автопоездом

Нагрузка от одного колеса головного и замыкающего вагонов $P_1 = 10\ 000\ \text{Н}$.

Нагрузка от одного колеса грузовых вагонов $P_2 = 15\ 000\ \text{Н}$.

Результаты расчётов

В табл. 2.15 приведены все основные показатели при действии вертикальных нагрузок от автопоезда для трёх грунтов разной плотности.

На рис. 2.27 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для плотного грунта по длине всего автопоезда.

На рис. 2.28 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для головного и первого грузового вагонов.

На рис. 2.29 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса для грунта средней плотности.

На рис. 2.30 изображена эпюра давления на грунт под подошвой рельса.

Таблица 2.15

Показатели при действии вертикальных нагрузок от автопоезда

Характеристика грунта	Коэффициент податливости основания, Н/м^3 (кгс/см^3)	Макс. изгибающий момент, Н·м, и макс. деформация основания (мм)	Макс. напряжения от изгиба, МПа		Макс. давление на грунт под подошвой рельса, Н/м^2 (кгс/см^2)
			Верх рельса	Низ рельса	
Плотный грунт	10^8 (10)	2594 (0,369)	-9,07 +4,1	+6,4 -2,9	36900 (0,369)
Грунт средней плотности	$2,5 \cdot 10^7$ (2,5)	2902 (1,36)	-10,14 +4,34	+7,15 -3,06	34000 (0,34)
Неплотный грунт	$5 \cdot 10^6$ (0,5)	3379 (6,6)	-11,8 +6,2	+8,33 -4,36	33000 (0,33)

Давление на грунт под рельсом равно произведению: (Деформация основания) x (Коэффициент податливости упругого основания).

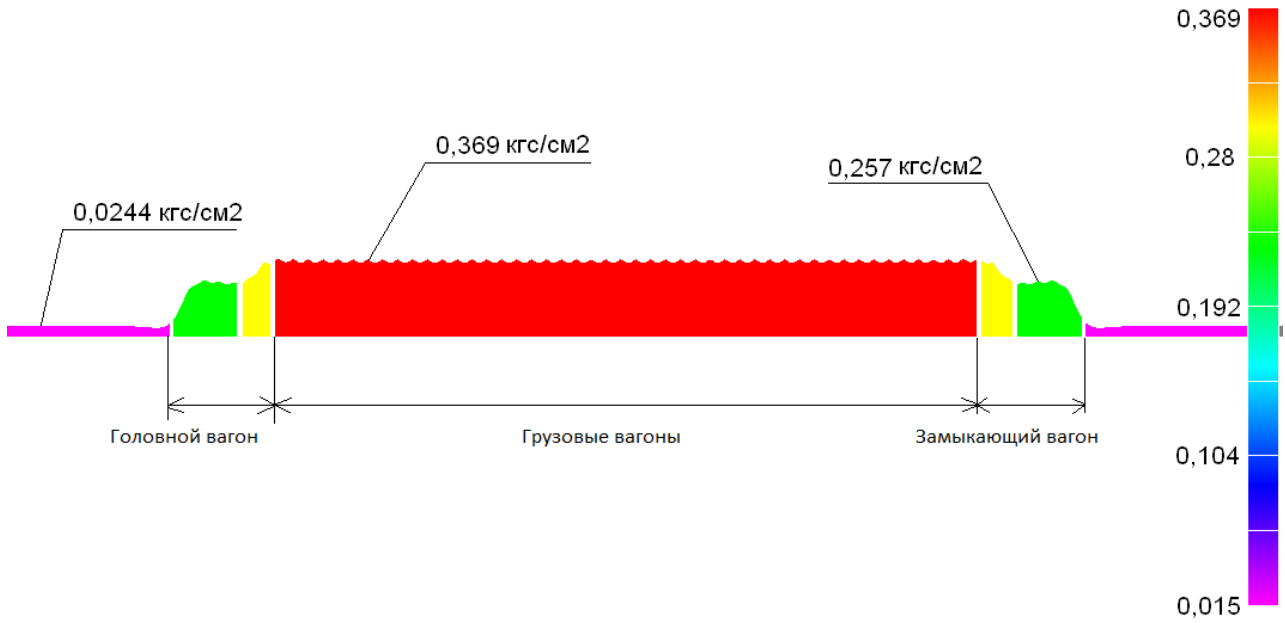


Рис. 2.27. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²) по длине всего автопоезда (плотный грунт: $k = 10$ кгс/см²)

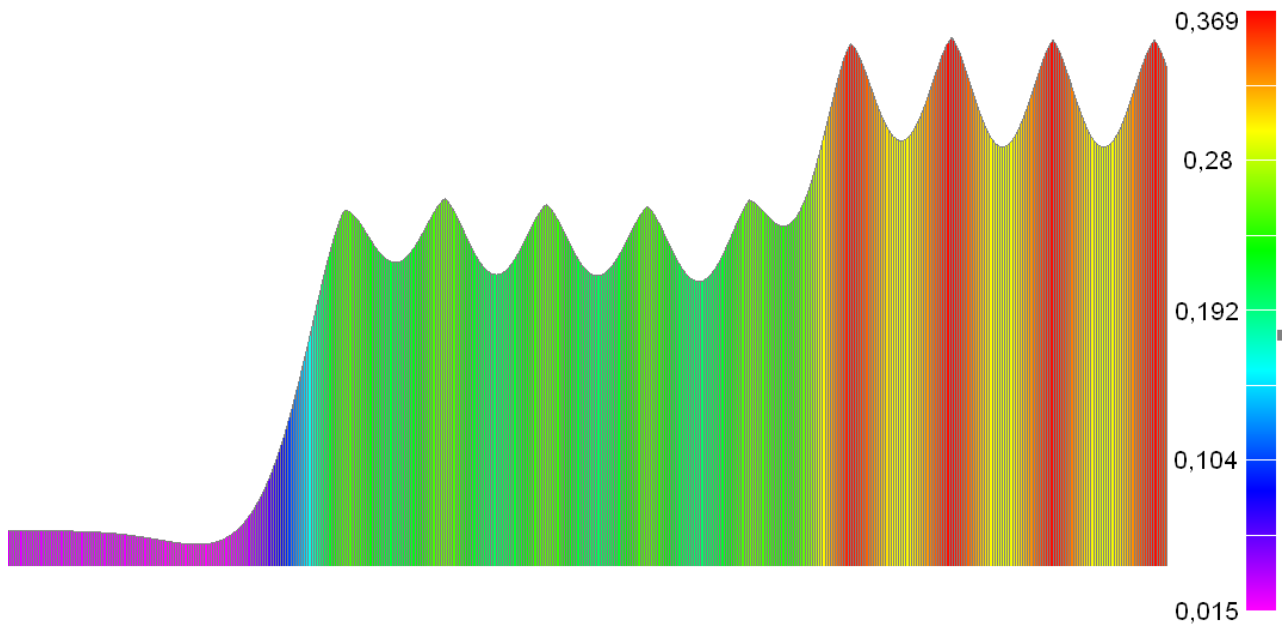


Рис. 2.28. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²) для головного и первого грузового вагонов (плотный грунт: $k = 10$ кгс/см²)

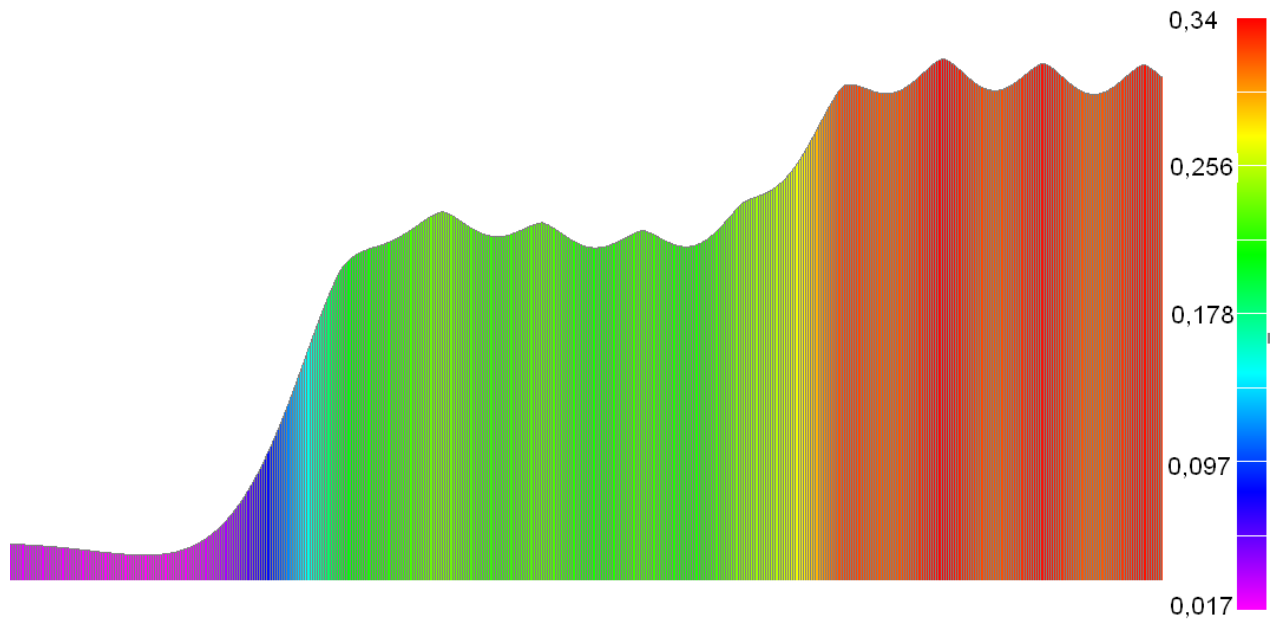


Рис. 2.29. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²) для головного и первого грузового вагонов (грунт средней плотности: $k = 2,5$ кгс/см²)

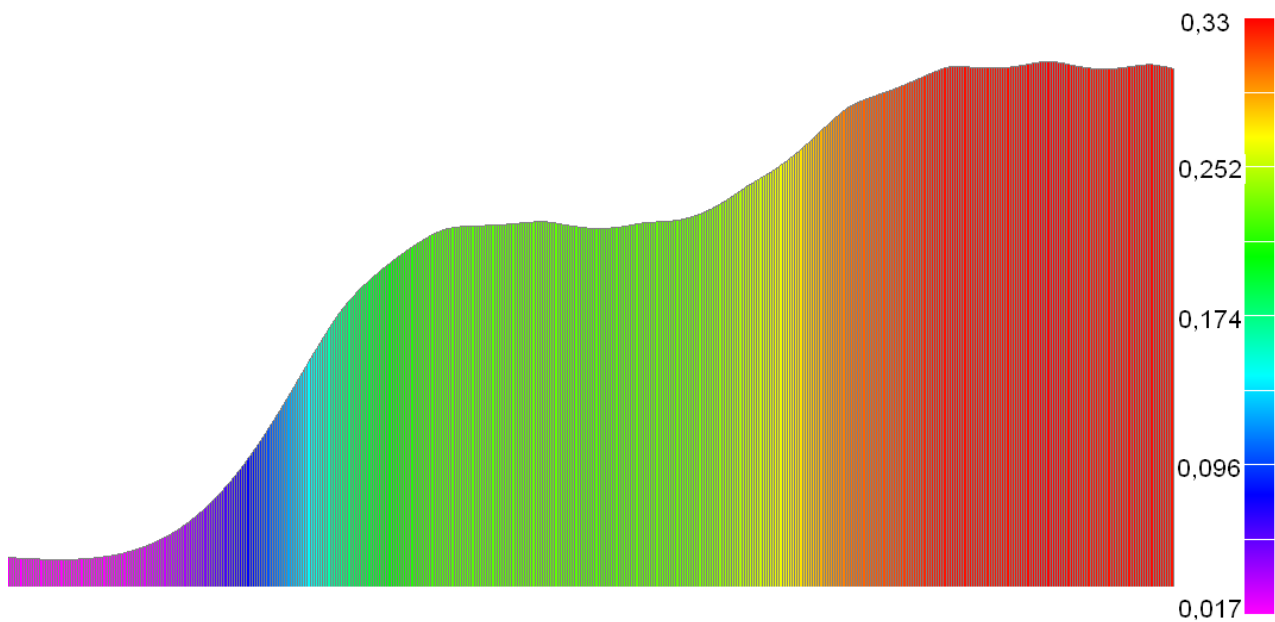


Рис. 2.30. Эпюра давления на грунт под подошвой рельса (кгс/см²) для головного и первого грузового вагонов (неплотный грунт: $k = 0,5$ кгс/см²)

2.10.3. Оптимизированный вариант

Поперечное сечение оптимизированного варианта рельса-струны изображено на рис. 2.31.

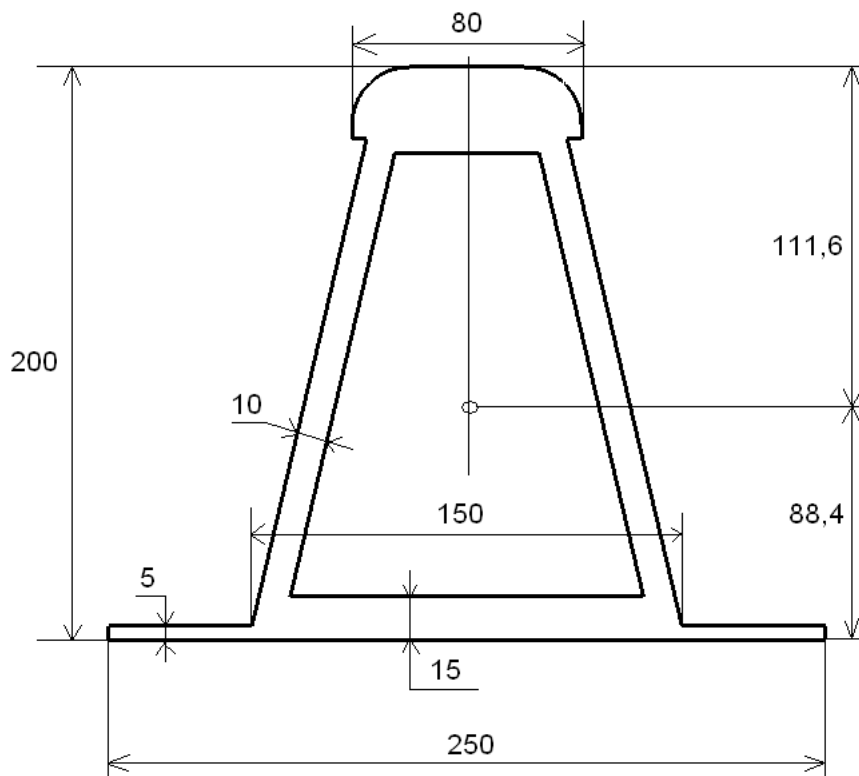


Рис. 2.31. Поперечное сечение оптимизированного варианта рельса-струны

Исходные данные по рельсу-струне

Приведённая к стали площадь рельса-струны: $A = 83 \text{ см}^2$.

$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль упругости стали рельса.

$J = 4,546 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ – момент инерции приведённого к стали сечения рельса.

$E \cdot J = 9,092 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

$b = 0,25 \text{ м}$ – ширина основания (подошвы) рельса.

$\rho = 81,1 \text{ кг/м}$ – линейная плотность (масса) рельса.

k – коэффициент податливости упругого основания (грунта). Коэффициент численно равен силе, которую необходимо приложить к единице площади основания (1 см^2), чтобы дать ему осадку, равную единице длины (1 см).

$k_n = k \cdot b$ – коэффициент постели.

Исходные данные по нагрузкам от веса автопоезда

Схема нагружения рельса-струны автопоездом представлена на рис. 2.32.

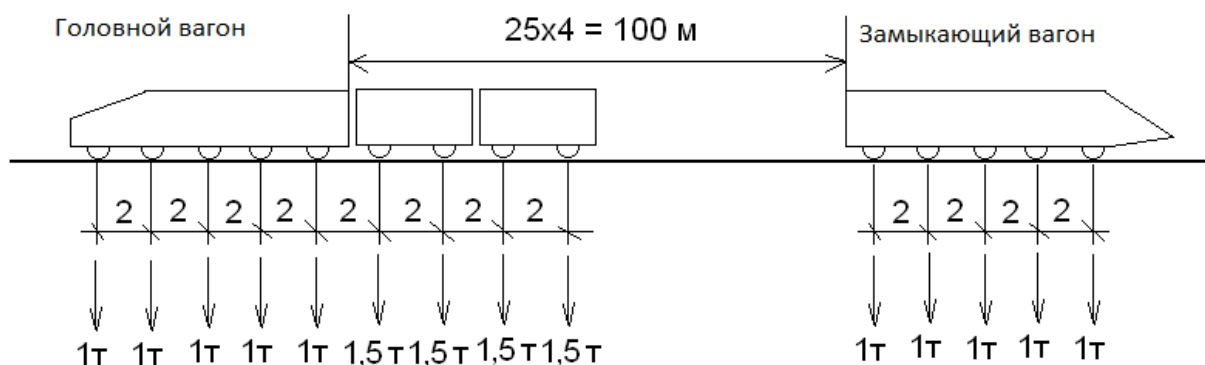


Рис. 2.32. Схема нагружения рельса-струны автопоездом

Нагрузка от одного колеса головного и замыкающего вагонов $P_1 = 10\,000\text{ Н}$.

Нагрузка от одного колеса грузовых вагонов $P_2 = 15\,000\text{ Н}$.

Результаты расчётов

В табл. 2.16 приведены все основные показатели при действии вертикальных нагрузок от автопоезда для трёх грунтов разной плотности.

Таблица 2.16

Показатели при действии вертикальных нагрузок от автопоезда

Характеристика грунта	Коэффициент податливости основания, Н/м^3 (кгс/см^3)	Макс. изгибающий момент, Н·м, и макс. деформация основания (мм)	Макс. напряжения от изгиба, МПа		Макс. давление на грунт под подошвой рельса, Н/м^2 (кгс/см^2)
			Верх рельса	Низ рельса	
Плотный грунт	10^8 (10)	2713 (0,362)	-2,97 +6,66	+5,28 -2,355	36200 (0,362)
Грунт средней плотности	$2,5 \cdot 10^7$ (2,5)	3036 (1,37)	-7,45 +3,095	+5,91 -2,45	34250 (0,3425)
Неплотный грунт	$5 \cdot 10^6$ (0,5)	3775 (6,74)	-9,26 +5,6	+7,35 -4,43	33700 (0,337)

Давление на грунт под рельсом-струной равно произведению: (Деформация основания) x (Коэффициент податливости упругого основания).

Из данных, приведённых в табл. 2.16, следует, что давление на грунт под подошвой струнного рельса, размещённого в грунте (такой рельс выполняет функцию продольной шпалы – распределяет нагрузку на несущее основание не поперёк пути, как на железной дороге, а – вдоль пути), невысоко: 0,33 – 0,36 кгс/см². На традиционной железной дороге, даже при наличии мощной рельсо-шпальной решётки и песчано-щебёночной подушки, до грунта



насыпи доходят значительно большие напряжения: 0,6 – 0,8 кгс/см². Приведённые давления на грунт также значительно ниже давлений от фундаментов традиционных зданий и сооружений со сроком службы в десятки и сотни лет. Это позволяет предположить высокую надёжность и долговечность «защитой» в грунт рельсо-струнной путевой структуры STS.

2.10.4. Влияние натяжения струн

Проведём расчёты с целью определения влияния натяжения струн на прогибы (вертикальные деформации) струнного рельса и величины изгибающих моментов в нём. Рассмотрим случай, когда на бесконечный рельс действуют две силы от двух колёс, размещённых на расстоянии 0,75 м друг от друга. Также оценим величину уменьшения давления на грунт под подошвой рельса от увеличения сил натяжения струн в рельсе. Расчёты проводим для изменения сил натяжения струн от 0 до 1000 тс, для значений EJ от 10⁶ до 10⁸ Н·м² и для трёх видов различных по плотности грунтов: для значений $k = 0,5 \text{ кгс/см}^3$, 5 кгс/см^3 и 10 кгс/см^3 .

Результаты расчётов

Результаты расчётов приведены в виде групп графиков:

- А) для неплотного грунта (рис. 2.33 – 2.35);
- Б) для грунта средней плотности (рис. 2.36 – 2.38);
- В) для плотного грунта (рис.2.39 – рис.2.41).

А) неплотный грунт

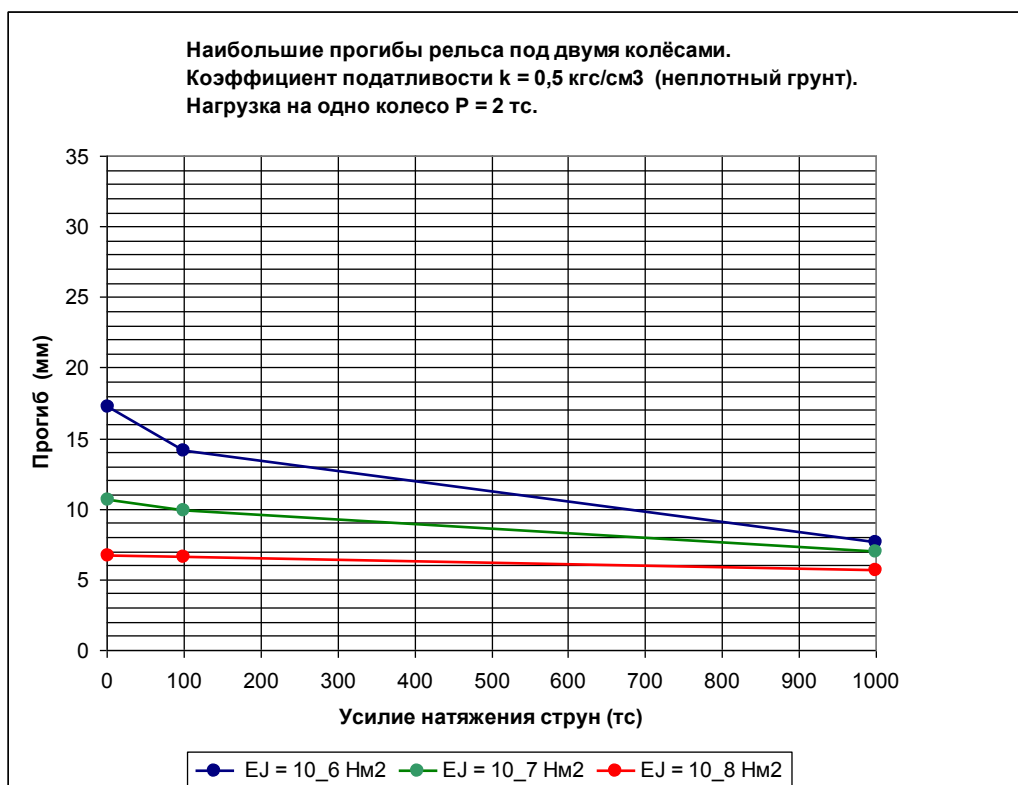


Рис. 2.33

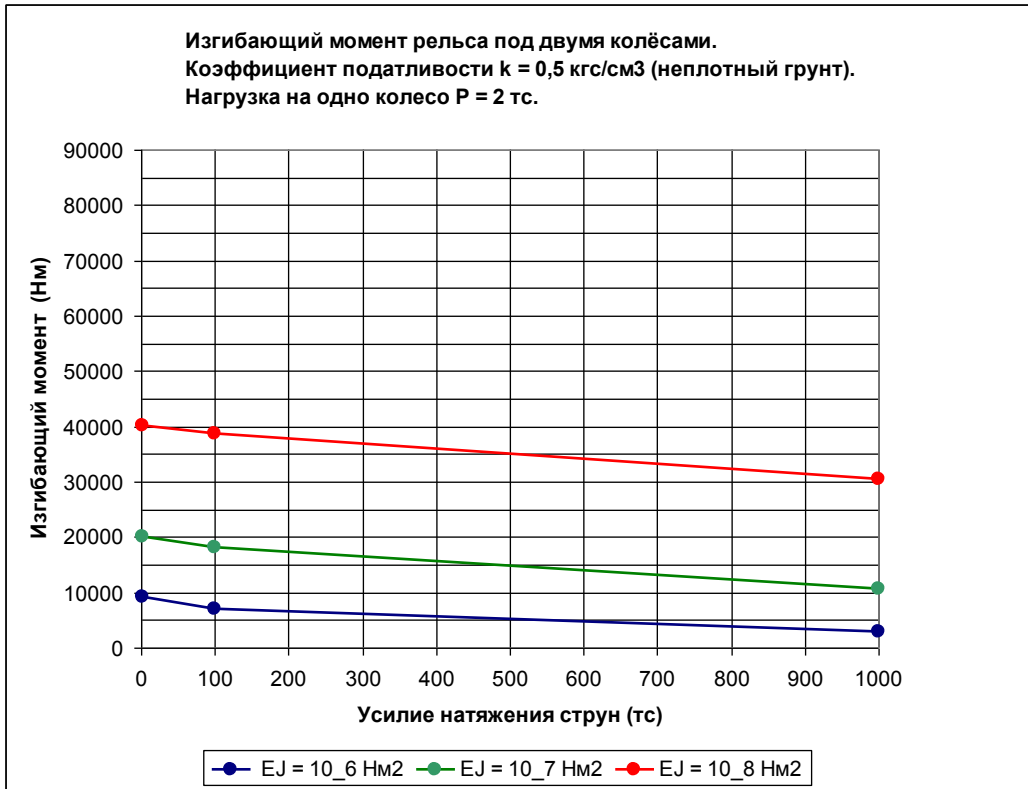


Рис. 2.34



Рис. 2.35



Б) грунт средней плотности

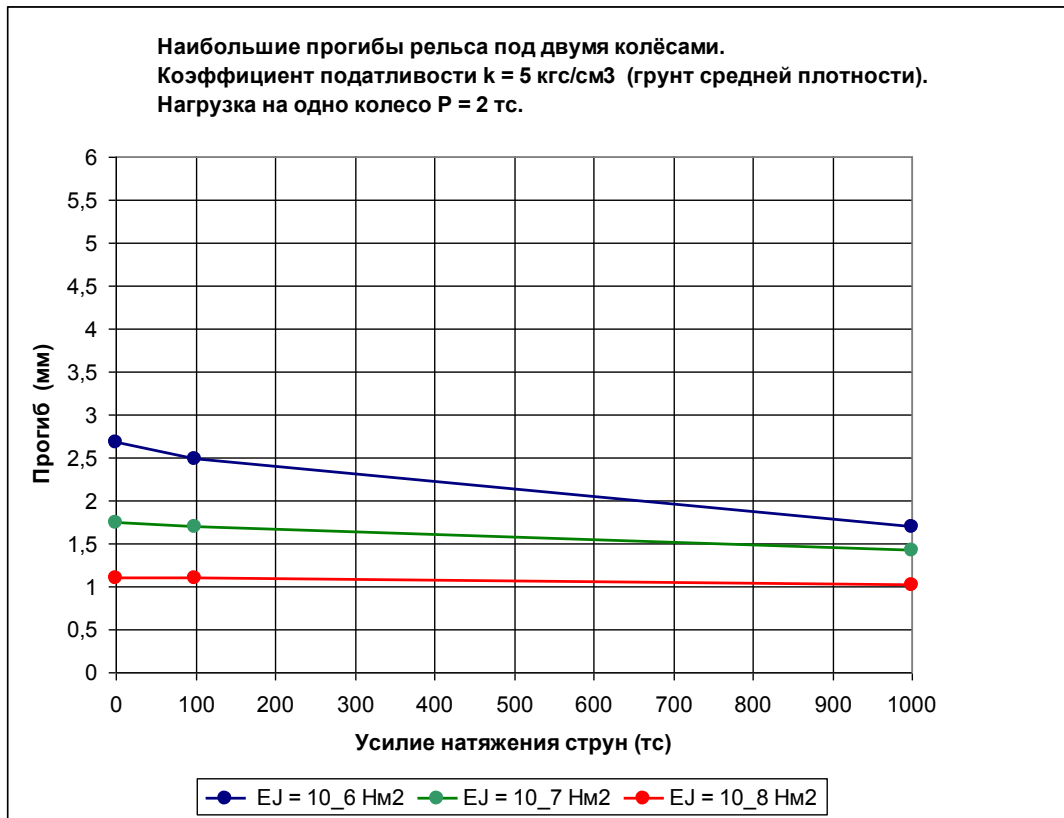


Рис. 2.36

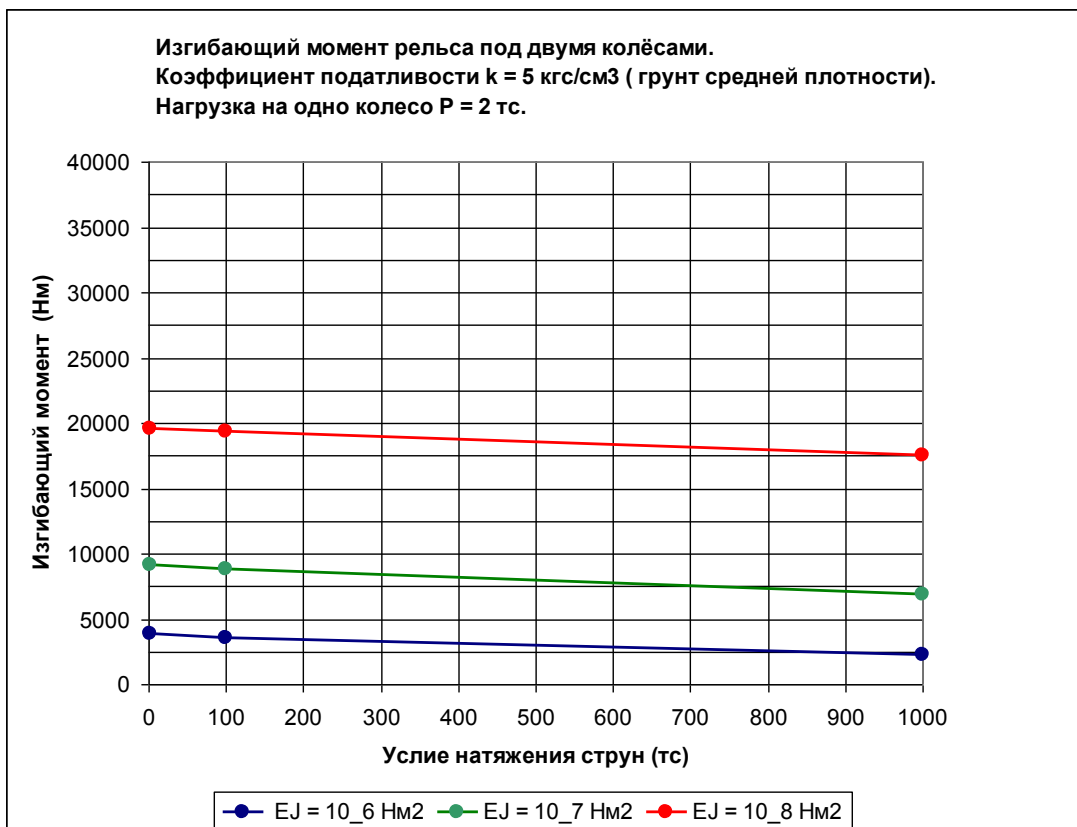


Рис. 2.37

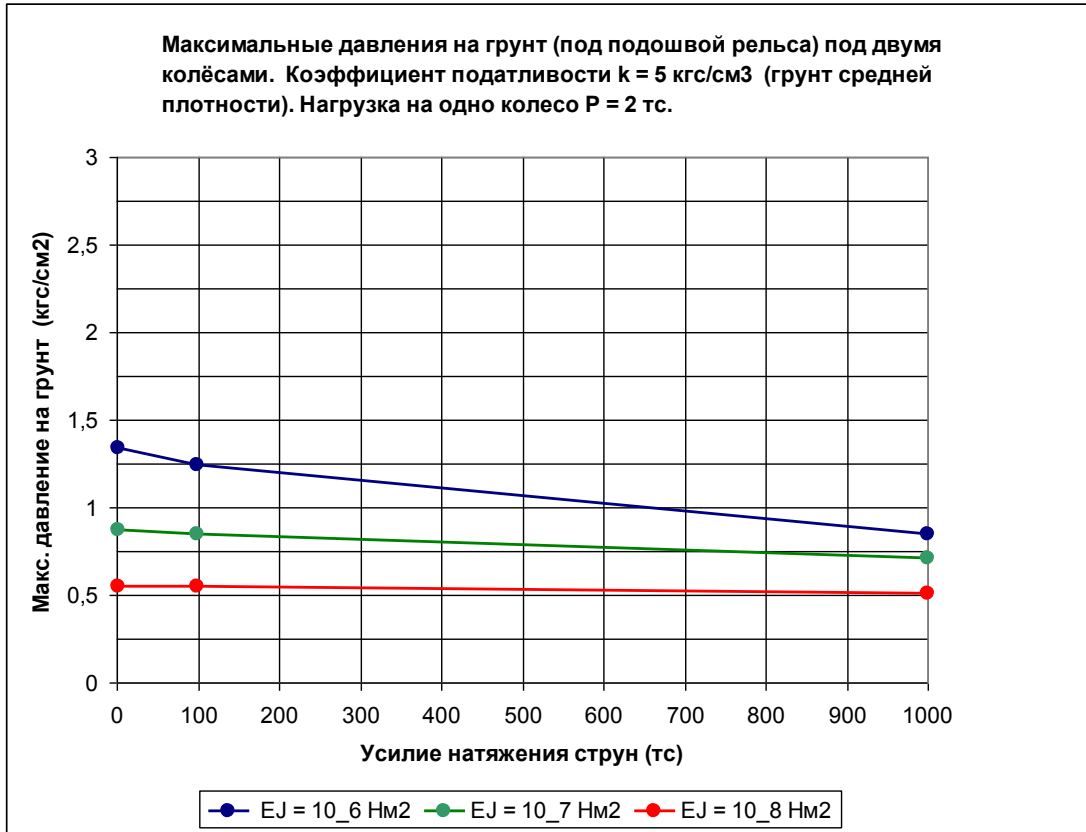


Рис. 2.38

В) Плотный грунт

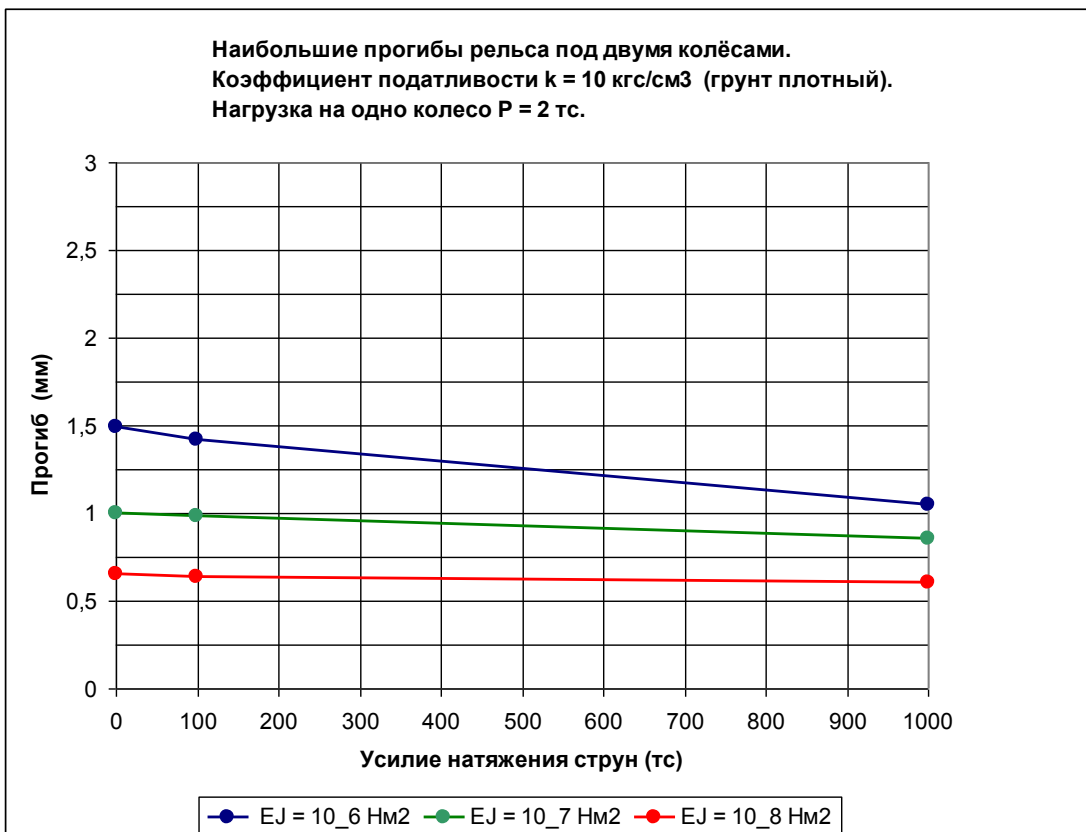


Рис. 2.39

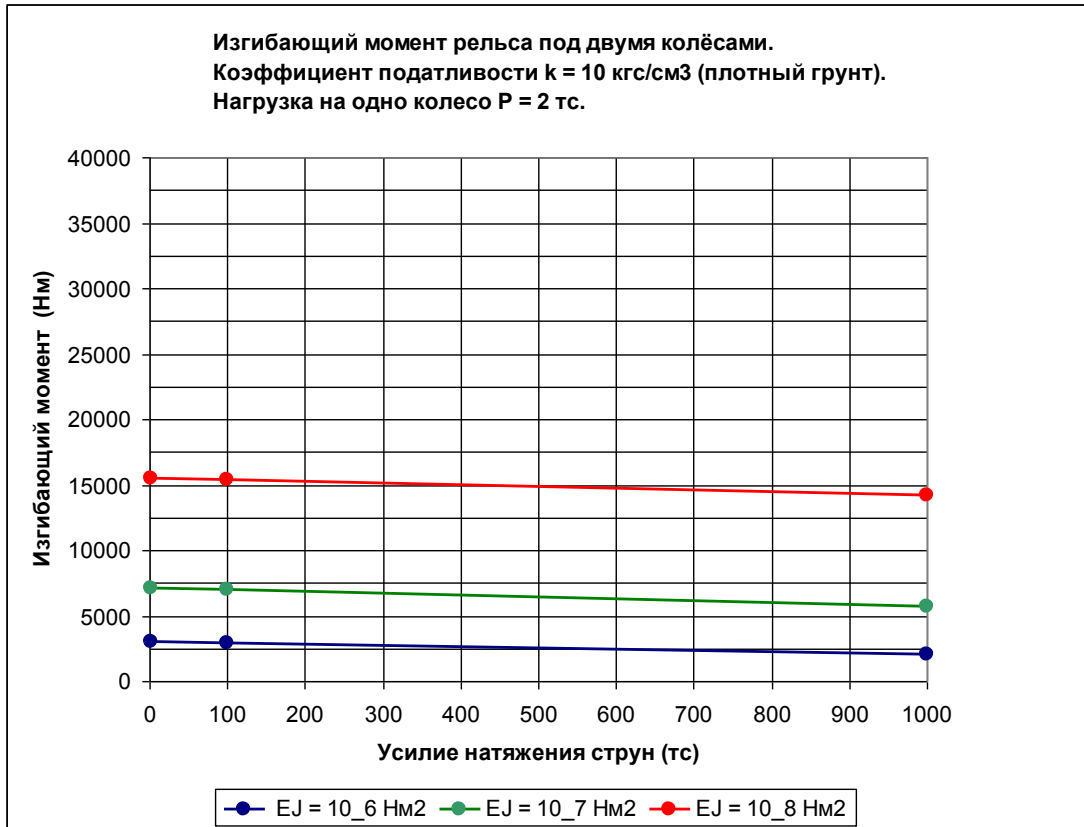


Рис. 2.40

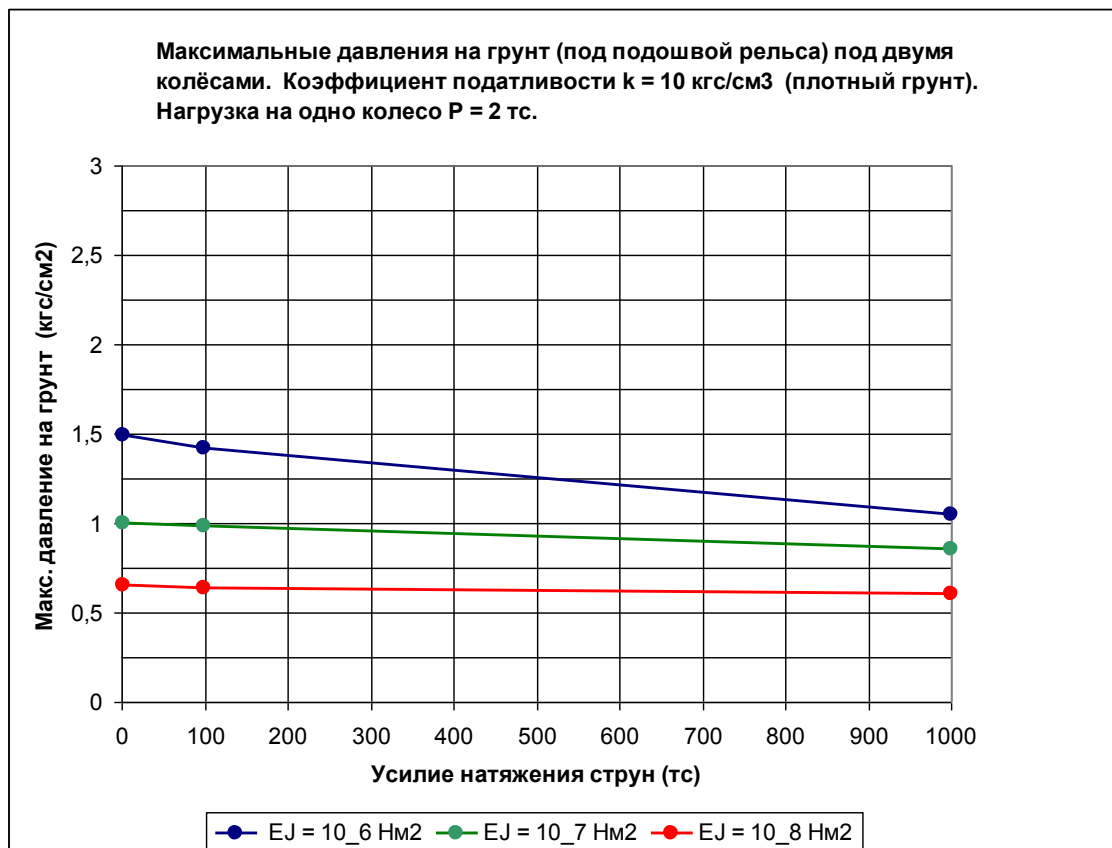


Рис. 2.41



Как видно из результатов расчётов, использовать большое натяжение струн рационально при неплотных грунтах и при малой изгибной жёсткости рельса. При этом достаточно натяжения струн в одном рельсе до 100 тонн.

Общий вид STS с двухпутной рельсо-струнной путевой структурой, «защитой» в грунт, показан на рис. 2.42 – 2.44.



Рис. 2.42. Общий вид двухпутного STS, размещённого на «первом уровне»

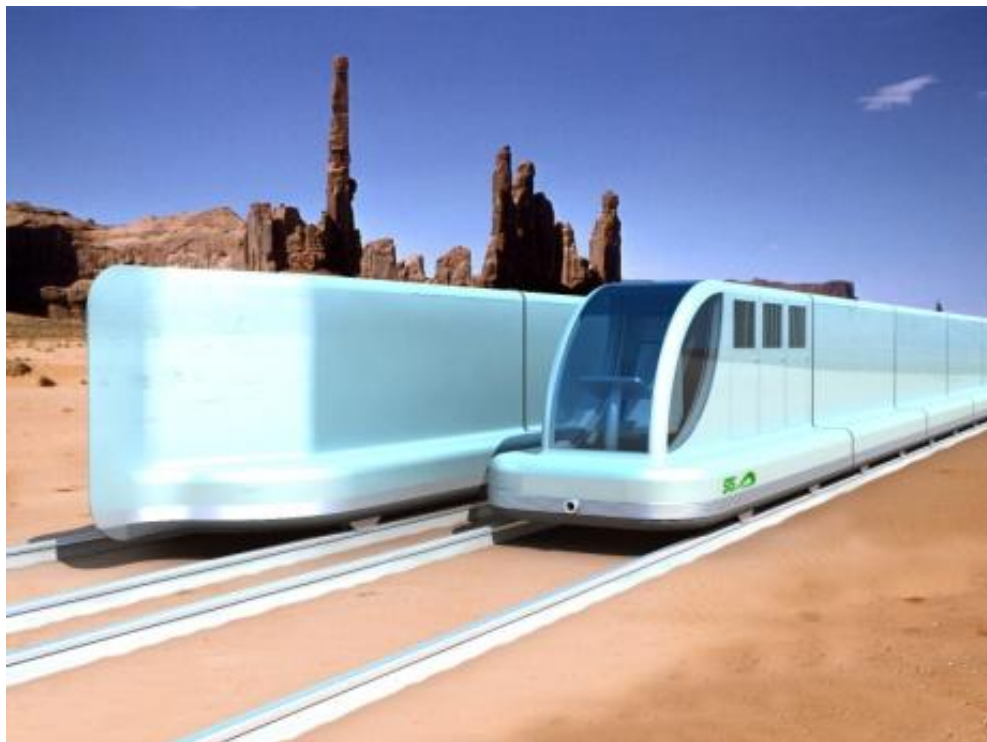


Рис. 2.43. Общий вид двухпутного STS, размещённого на «первом уровне»



Рис. 2.44. Общий вид двухпутного STS, размещённого на «первом уровне»

2.11. Статический расчёт рельса-струны на эстакадном участке путевой структуры

Проверка рельса-струны на эстакадном участке путевой структуры производится по жёсткости, прочности и выносливости.

2.11.1. Проверка жёсткости и прочности

Исходные данные по рельсу-струне

Приведённая к стали площадь рельса-струны:

$A = 115 \text{ см}^2$ (для расчёта жёсткости);

$A = 66 \text{ см}^2$ (для расчёта прочности).

$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль упругости стали рельса.

Момент инерции приведённого к стали сечения рельса:

$J = 1,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$ (для расчёта жёсткости)

$J = 1,31 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$ (для расчёта прочности).

$E \cdot J = 3,88 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ (для расчёта жёсткости)

$E \cdot J = 2,62 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ (для расчёта прочности).

$\rho = 150 \text{ кг/м}$ – линейная плотность (масса) рельса.

Поперечное сечение рельса-струны изображено для расчёта:

- жёсткости – на рис. 2.45;

- прочности – на рис. 2.46.

Схема эстакадного участка путевой структуры изображена на рис. 2.47.

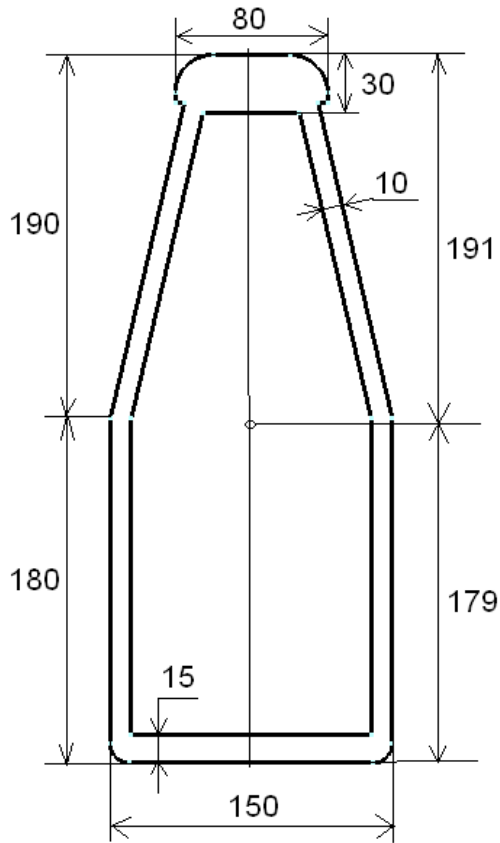


Рис. 2.45. Сечение рельса, приведённого к стали для расчёта жёсткости (с учётом бетона внутри рельса)

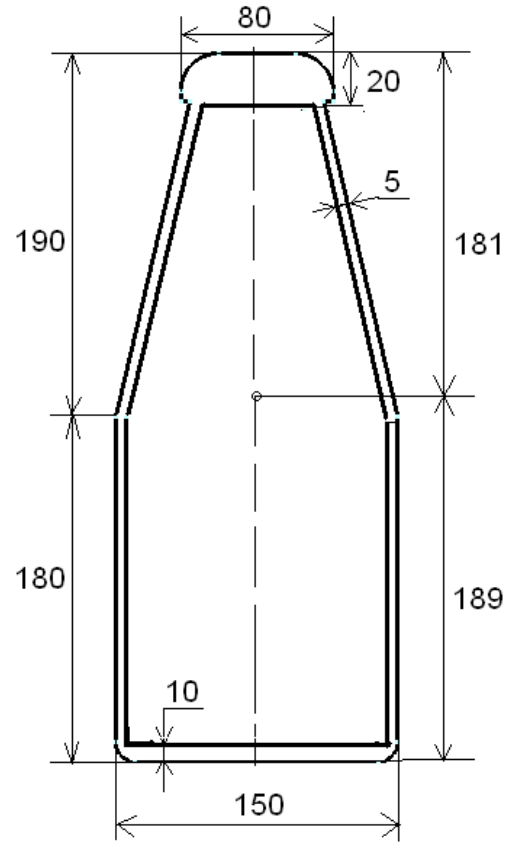


Рис. 2.46. Сечение рельса для расчёта прочности (без учёта бетона внутри рельса)

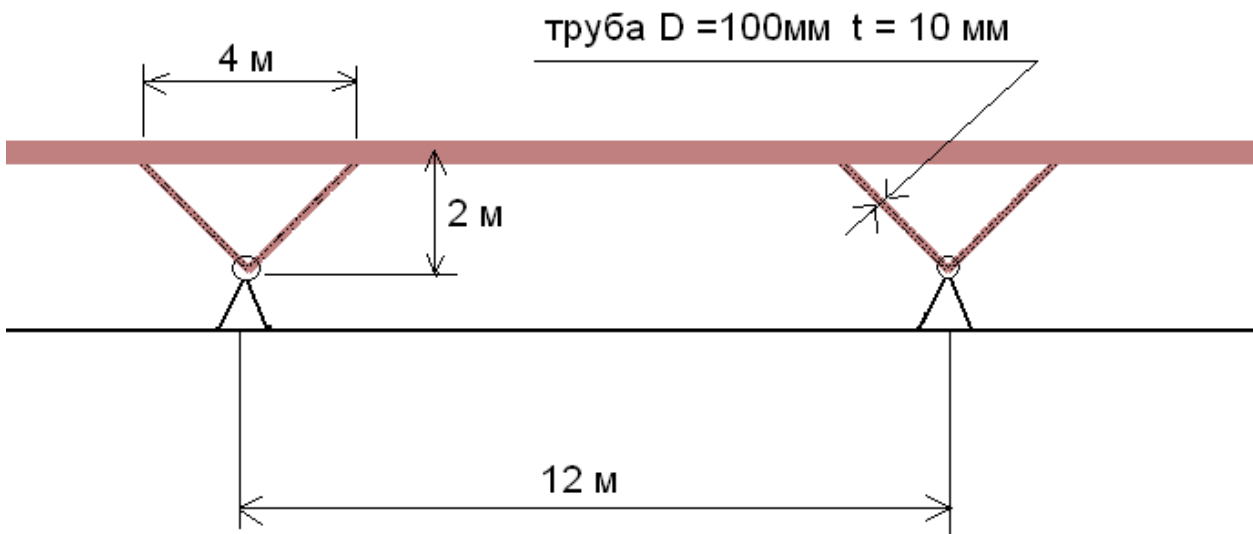


Рис. 2.47. Схема эстакадного участка путевой структуры

Исходные данные по нагрузкам от веса автопоезда

Схема нагружения рельса-струны автопоездом представлена на рис. 2.48.

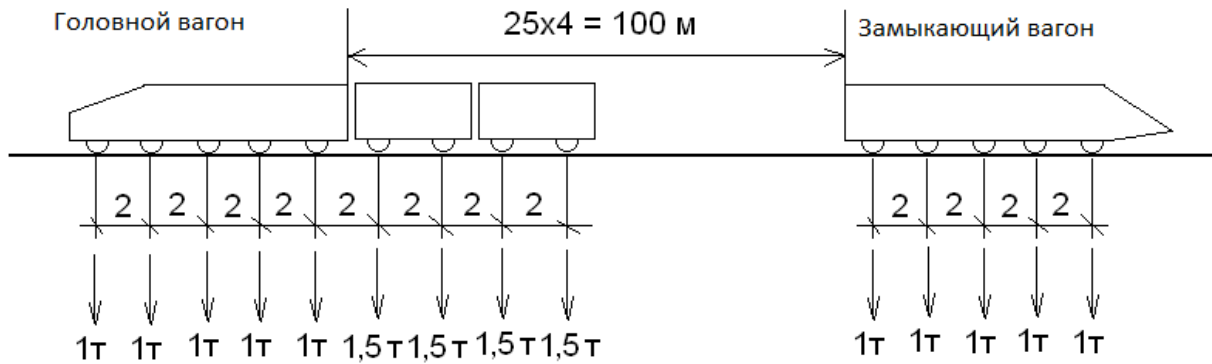


Рис. 2.48. Схема нагружения рельса-струны автопоездом

Нагрузка от одного колеса головного и замыкающего вагонов $P_1 = 10\,000\text{ Н}$.

Нагрузка от одного колеса грузовых вагонов $P_2 = 15\,000\text{ Н}$.

Результаты расчётов

На рис. 2.49 изображены эпюры прогибов по длине поезда.

На рис. 2.50 изображены эпюры изгибающих моментов по длине поезда.

На рис. 2.51 изображена эпюра от изгиба головки рельса.

На рис. 2.52 изображена эпюра от изгиба нижней части рельса.

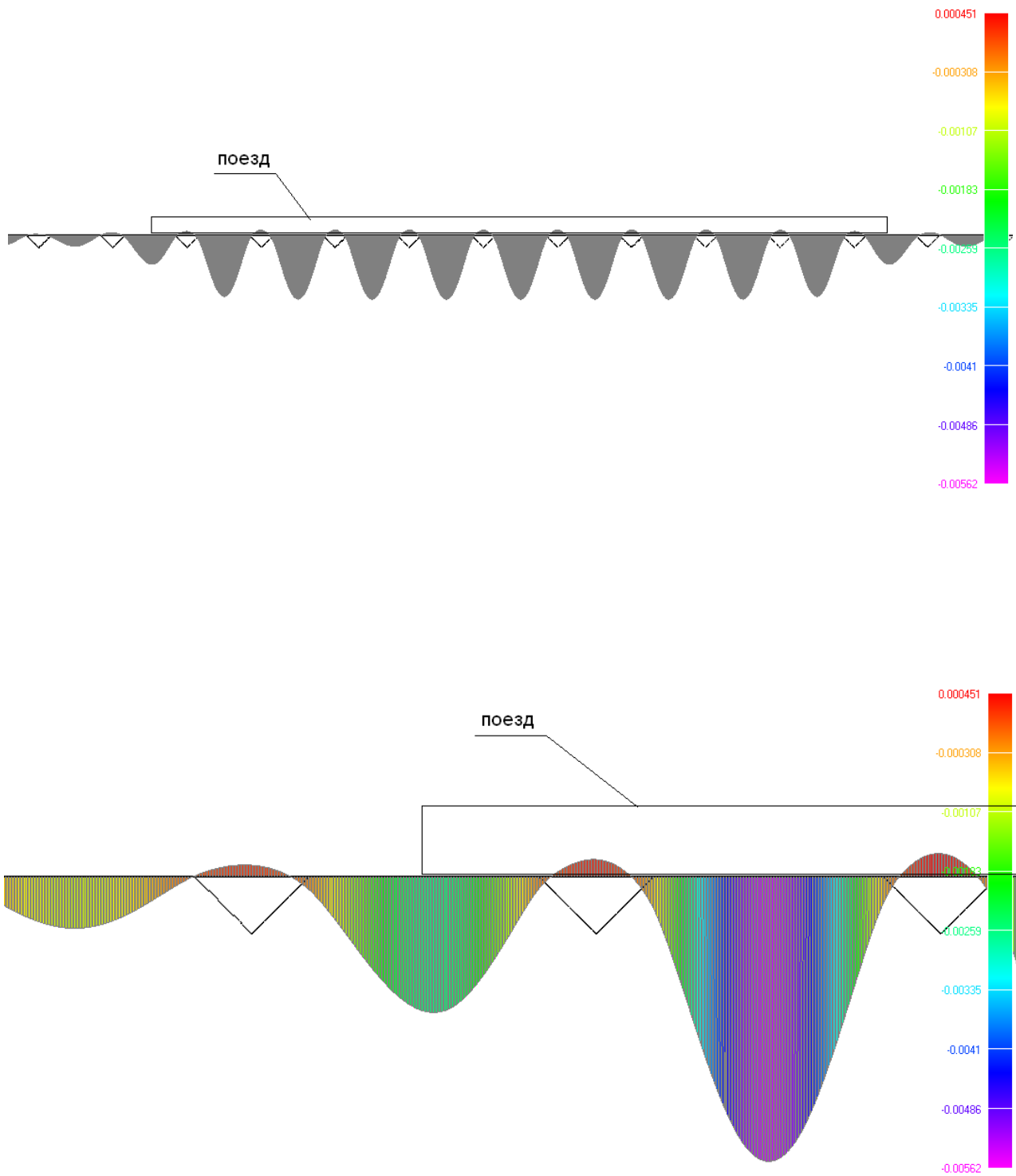


Рис. 2.49. Эпюра прогибов пролётов (метры) по длине поезда (максимальный прогиб 5,62 мм):
вверху – под всем поездом, внизу – под головной частью поезда

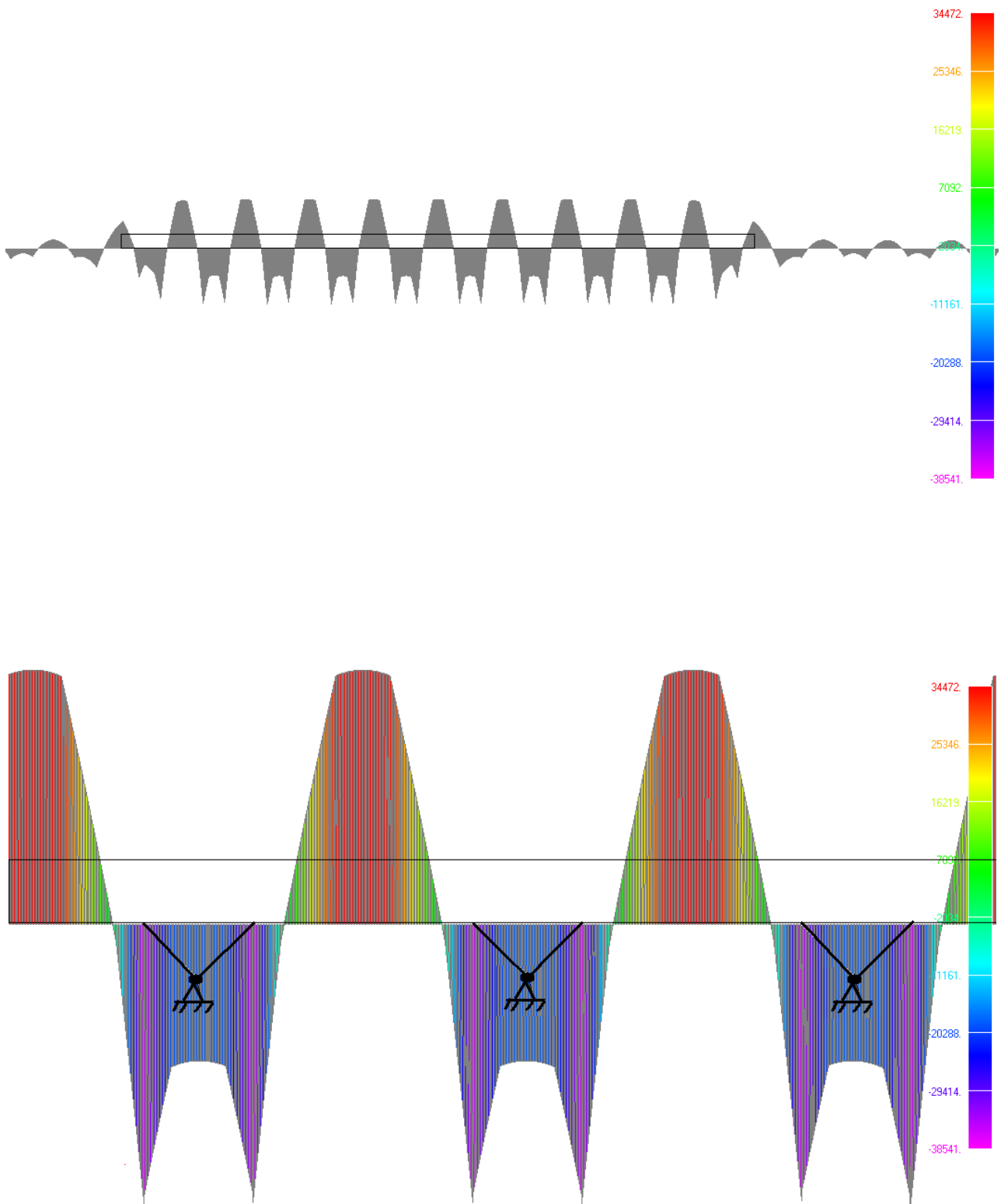


Рис. 2.50. Эпюры изгибающих моментов по длине поезда
(максимальный момент 34470 Н·м, минимальный – 38540 Н·м)

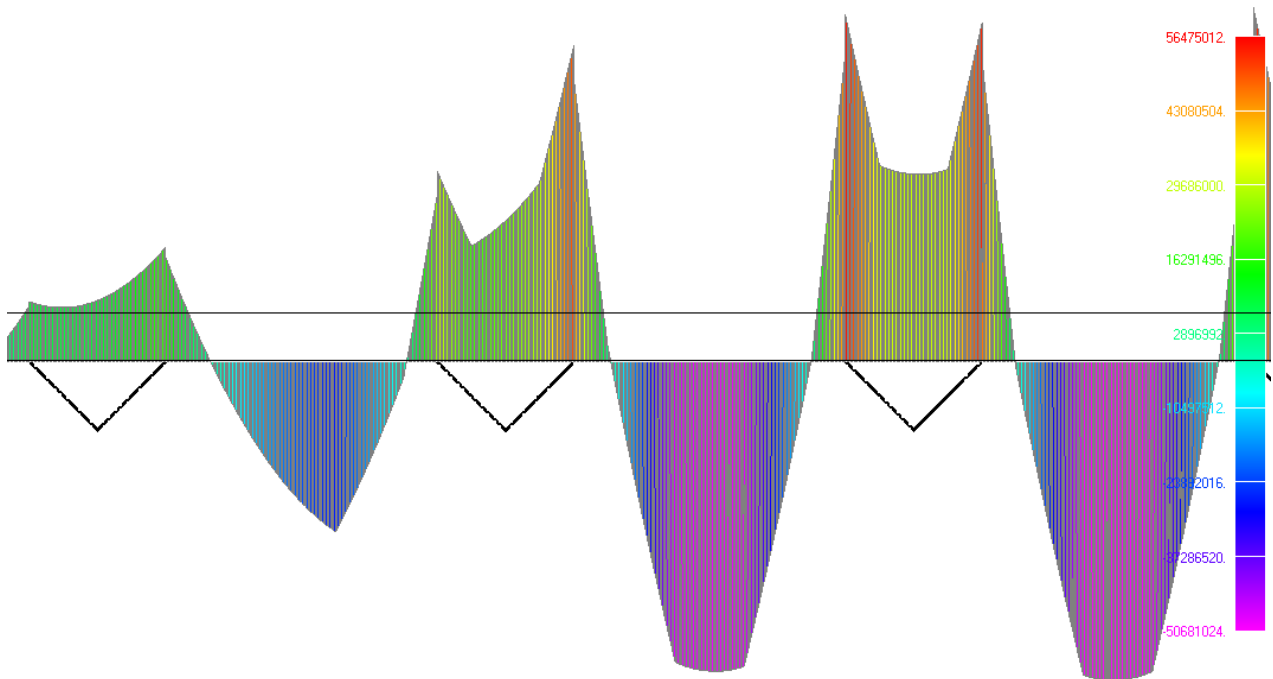


Рис. 2.51. Эпюра напряжений от изгиба (Па) головки рельса

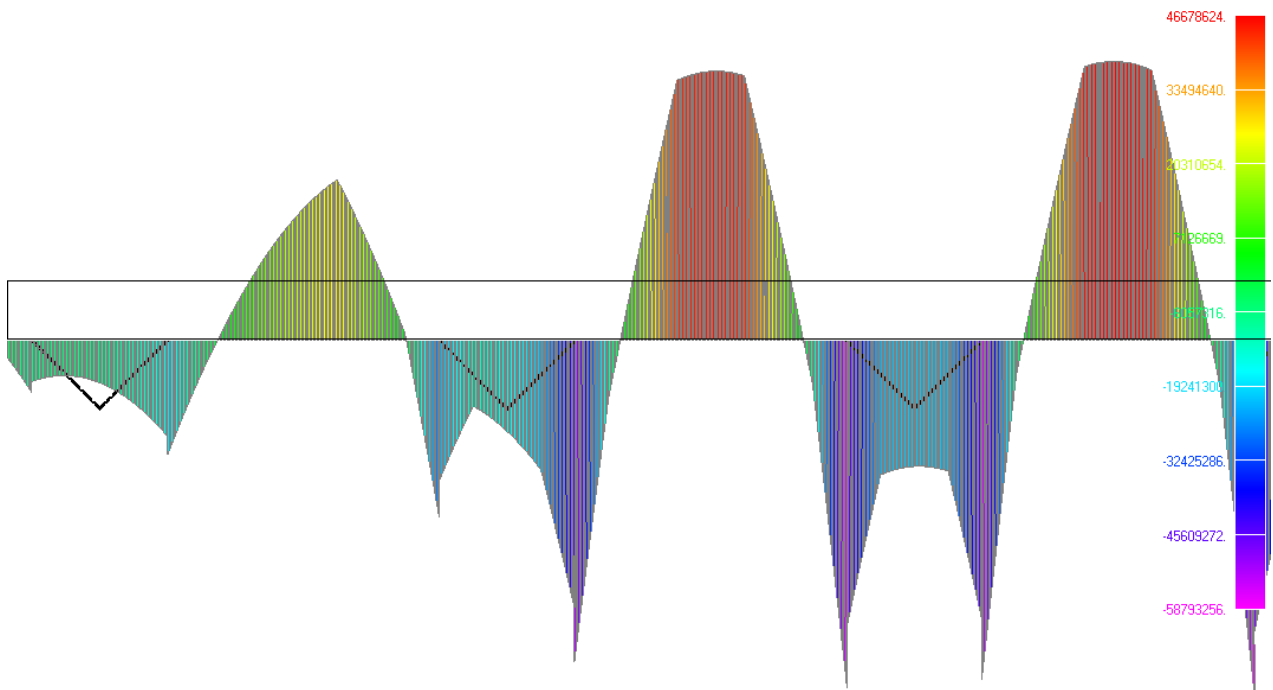


Рис. 2.52. Эпюра напряжений от изгиба (Па) нижней части рельса



2.11.2. Проверка выносливости

Проверку выносливости будем проводить для наиболее ослабленного поперечного сечения рельса-струны — для поперечных сварных швов в головке и корпусе рельса. Расчёт проводим для перепада температур: $\Delta t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\sigma_t = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 80 = 120 \cdot 10^6 \text{ Па} = 192 \text{ МПа} \quad (2.1)$$

Расчёты выносливости по российскому СНИП 2.05.03-84* (Мосты и трубы)

Расчёт выносливости элементов стальных конструкций мостов и их соединений следует выполнять по формулам:

$$\sigma_{\max, ef} \leq \gamma_w \cdot R_y \cdot m \quad (2.2)$$

$$\tau_{\max, ef} \leq 0.75 \gamma_w \cdot R_y \cdot m \quad (2.3)$$

$\sigma_{\max, ef}$ - наибольшее по абсолютной величине напряжение (положительное при сжатии).
Напряжение вычисляется от действия постоянных и временных нагрузок.

$\tau_{\max, ef}$ - наибольшее по абсолютной величине касательные напряжения при расчёте угловых швов на срез (его направление принимается за положительное).

Напряжение вычисляется от действия постоянных и временных нагрузок.

γ_w - коэффициент понижения расчётного сопротивления стали за счёт усталости.

m - коэффициент условий работ (табл.60 СНИП).

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha \beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha \beta m \delta \right] \rho} \leq 1, \quad (2.4)$$

где:

ζ - коэффициент, равный 1 для железнодорожных мостов и 0,7 - для автодорожных и городских мостов;

ϑ - коэффициент зависит от длины загрузки линии влияния при определении $\sigma_{\max, ef}$.

При длине линии влияния $\lambda \geq 22\text{м}$, коэффициент $\vartheta = 1$; при $\lambda < 22\text{м}$, $\vartheta = \nu - \xi \cdot \lambda$, где значения ζ и ν принимают в зависимости от марки стали и эффективного коэффициента концентрации β .

Коэффициент ϑ для длин линий влияния менее 22 м может быть вычислен по формулам:

- для углеродистой стали:

$$\vartheta = \nu - \xi \cdot \lambda = \left[0.45 + 0.2917 \cdot \left[\beta - 1 \right] \right] \cdot \left[0.0205 + 0.01325 \cdot \left[\beta - 1 \right] \cdot \lambda \right] \quad (2.5)$$

- для низколегированной стали:

$$\vartheta = \nu - \xi \cdot \lambda = \left[0.65 + 0.44 \cdot \left[\beta - 1 \right] \right] \cdot \left[0.0295 + 0.02006 \cdot \left[\beta - 1 \right] \cdot \lambda \right] \quad (2.6)$$

где:

α и δ - коэффициенты, учитывающие марку стали и не стационарность режима нагружения, принимаются по табл. 2.17.

Таблица 2.17

Марка стали	α	δ
16Д	0.64	0.20
15ХСНД; 09Г2СД	0.72	0.24
10ХСНД; 15ХСНД-40; 14Г2АФД; 15Г2АФДпс	0.81	0.20



β - эффективный коэффициент концентрации напряжений. Значения берутся из табл. 1 приложения 17 СНиП 2.05.03-84*, стр.181 – 186. В таблице не приведены рисунки соединений, и коэффициенты берутся из описания деталей конструкции.

ρ - коэффициент асимметрии цикла $\rho = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ $\rho = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$

σ_{\min} , σ_{\max} и τ_{\min} , τ_{\max} - наименьшие и наибольшие по абсолютной величине значения напряжений со своими знаками, определяемые в тех же сечениях, что и $\sigma_{\max,ef}$ и $\tau_{\max,ef}$. Худшим является симметричный цикл, при котором $\rho = -1$. При $\rho = +1$ изменений напряжений не происходит и проверка выносливости не требуется.

В формуле (2.4) верхние знаки в скобках следует принимать при вычислении по формуле (2.2), если $\sigma_{\max,ef} > 0$, и всегда по формуле (2.3).

Для конструкции струны значения коэффициентов приняты равными:

$$\zeta = 1,0$$

$$\vartheta = 1,0$$

$$\alpha = 0,72 \text{ и } \delta = 0,24$$

$\beta = 1,8$ – для основного металла детали по границе необработанного стыкового шва с плавным переходом к основному металлу

При максимальной температуре в рельсе нет ни сжатия, ни растяжения:

Рельс $\sigma_{\max} = 60$ МПа $\sigma_{\min} = 0$ МПа (середина пролёта) $\rho = 0$

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha \beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha \beta \mp \delta \right] \cdot \rho} = \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot [0,72 \cdot 1,8 + 0,24] \cdot [0,72 \cdot 1,8 - 0,24] \cdot 0} = 0,651 \quad (2.7)$$

$$60 \text{ МПа} \leq 0,651 \cdot 300 \cdot 0,9 = 175 \text{ МПа}$$

При минимальной температуре в рельсе максимальное растяжение:

Рельс $\sigma_{\max} = 192 + 60 = 252$ МПа $\sigma_{\min} = 192$ МПа (середина пролёта)

$$\rho = 192/252 = 0,76$$

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha \beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha \beta \mp \delta \right] \cdot \rho} = \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot [0,72 \cdot 1,8 + 0,24] \cdot [0,72 \cdot 1,8 - 0,24] \cdot 0,76} = 1,36 > 1 \quad (2.8)$$

$$252 \text{ МПа} \leq 1,0 \cdot 300 \cdot 0,9 = 270 \text{ МПа}$$

Выносливость рельса обеспечена.

Расчёты выносливости по российскому СНиП II-23-81* (Стальные конструкции)

Расчёт на выносливость следует производить по формуле:

$$\sigma_{\max} \leq \alpha \times R_v \times \gamma_v, \quad (2.9)$$

где:

R_v — расчётное сопротивление усталости, принимаемое по табл. 32* СНиПа в зависимости от временного сопротивления стали и групп элементов конструкций, приведённых в табл. 83* СНиПа (см. ниже табл. 2.18); для поперечных сварных швов (соединение встык прокатных

профилей) не зависит от прочности материала рельса и равен $R_v = 75$ МПа (четвёртая группа элементов).

Таблица 2.18

Группы элементов и соединений при расчёте на выносливость

№ п/п	Схема элемента и расположение расчётного сечения	Характеристика элемента	Группа элемента
1		Основной металл с прокатными или обработанными механическим путём кромками То же, с кромками, обрезанными машинной газовой резкой.	1 2
3		Основной металл в соединениях на высокопрочных болтах Основной металл в болтовом (болты класса точности А) соединении в сечениях по отверстию	1 4
9		Стыковой необработанный шов; нагрузка перпендикулярна сварному шву; стыкуемые элементы одинаковой ширины и толщины	2
14		Соединение встык прокатных профилей	4
20		Основной металл в месте перехода к поперечному (лобовому) угловому шву	6
21		Основной металл в соединениях с фланговыми швами (в местах перехода от элемента к концам фланговых швов): а) с двойными фланговыми швами б) с фланговыми и лобовыми швами в) при передаче усилия через основной металл г) щеки анкеров для крепления стальных канатов	8 7 7 8



Значения коэффициентов R_v приведены в табл. 2.19.

Таблица 2.19

Значения коэффициента R_v (табл. 32* СНиП II-23-81)

Группа элементов	Значения R_v при временном сопротивлении стали разрыву R_{un} , МПа (кгс/см ²)				
	до 420 (4300)	св. 420 (4300) до 440 (4500)	св. 440 (4500) до 520 (5300)	св. 520 (5300) до 580 (5900)	св. 580 (5900) до 635 (6500)
1	120 (1220)	128 (1300)	132 (1350)	136 (1390)	145 (1480)
2	100 (1020)	106 (1080)	108 (1100)	110 (1120)	116 (1180)
3	Для всех марок стали 90 (920)				
4	Для всех марок стали 75 (765)				
5	Для всех марок стали 60 (610)				
6	Для всех марок стали 45 (460)				
7	Для всех марок стали 36 (370)				
8	Для всех марок стали 27 (275)				

α — коэффициент, учитывающий количество циклов нагружений n :

При $10^5 < n < 3,9 \cdot 10^6$ по формулам:

-для групп элементов 1 и 2:

$$\alpha = 0,064 \left(\frac{n}{10^6} \right)^2 - 0,5 \left(\frac{n}{10^6} \right) + 1,75; \quad (2.10)$$

-для групп элементов 3-8:

$$\alpha = 0,07 \left(\frac{n}{10^6} \right)^2 - 0,64 \left(\frac{n}{10^6} \right) + 2,2; \quad (2.11)$$

при $n > 3,9 \cdot 10^6$ $\alpha = 0,77$.

Для групп элементов 3 – 8 расчёт по формуле (2.11) даёт:

для $n = 3,9 \cdot 10^6$	$\alpha = 0,77;$
для $n = 2,5 \cdot 10^6$	$\alpha = 1,04;$
для $n = 2,0 \cdot 10^6$	$\alpha = 1,2;$
для $n = 1,0 \cdot 10^6$	$\alpha = 1,63;$
для $n = 5,0 \cdot 10^5$	$\alpha = 1,9;$
для $n = 1,0 \cdot 10^5$	$\alpha = 2,14.$

γ_v — коэффициент, определяемый по табл. 33 СНиПа в зависимости от вида напряжённого состояния и коэффициента асимметрии напряжений $\rho = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$; здесь σ_{\min} и σ_{\max} — соответственно наибольшее и наименьшее по абсолютному значению напряжения в рассчитываемом элементе.

Значения коэффициента γ_v представлены в табл. 2.20.

Значения коэффициента γ_v (таблица 33 СНиП II-23-81)

σ_{max}	Коэффициент асимметрии напряжений ρ	Формулы для вычисления коэффициента γ_v
Растяжение	$-1 \leq \rho \leq 0$	$\gamma_v = \frac{2,5}{1,5 - \rho}$
	$0 < \rho \leq 0,8$	$\gamma_v = \frac{2,0}{1,2 - \rho}$
	$0,8 < \rho < 1$	$\gamma_v = \frac{1,0}{1 - \rho}$
Сжатие	$-1 \leq \rho < 1$	$\gamma_v = \frac{2}{1 - \rho}$

При максимальной температуре (нагрев на солнце) в неразрезном рельсе нет ни сжатия, ни растяжения:

Рельс: $\sigma_{max} = 60$ МПа, $\sigma_{min} = 0$ МПа (середина пролёта), $\rho = 0$

$$\gamma_v = \frac{2,5}{1,5 - \rho} = 1,67 \quad (2.12)$$

При $n > 3,9 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 0,77$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 0,77 \times 75 \times 1,67 = 96 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 60 \text{ МПа.}$$

При $n = 1,0 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,63$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,63 \times 75 \times 1,67 = 204 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 60 \text{ МПа.}$$

При $n = 5,0 \cdot 10^5$ принимаем $\alpha = 1,9$.

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,9 \times 75 \times 1,67 = 238 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 60 \text{ МПа.}$$

При минимальной температуре (зимой) в неразрезном рельсе будет максимальное растяжение:

Рельс: $\sigma_{max} = 192 + 60 = 252$ МПа, $\sigma_{min} = 192$ МПа (середина пролёта), $\rho = 192/252 = 0,76$

$$\gamma_v = \frac{2,0}{1,2 - \rho} = 4,545 \quad (2.13)$$

При $n > 3,9 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 0,77$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 0,77 \times 75 \times 4,545 = 262,5 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 252 \text{ МПа.}$$

При $n = 1,0 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,63$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,63 \times 75 \times 4,545 = 534 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 252 \text{ МПа.}$$

При $n = 5,0 \cdot 10^5$ принимаем $\alpha = 1,9$.

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,9 \times 75 \times 4,545 = 648 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 252 \text{ МПа.}$$

Выносливость места сварки рельса обеспечена.

Расчёты выносливости по ENV

Оценка выносливости выполняется по формуле:

$$\Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} \quad (2.14)$$

где:

$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ – действующий размах напряжений;

$\gamma_f = 1,15$ – коэффициент надёжности по оценке предела выносливости;



$\Delta\sigma_R$ – предельный размах напряжений при заданном числе циклов N .

$$\text{При } N < 5\,000\,000 \quad \Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2\,000\,000}}} \quad (2.15)$$

N – заданное число циклов изменения напряжений;

$\Delta\sigma_C$ – предельный размах напряжений при 2 000 000 симметричных циклов для деталей и соединений (удвоенный предел выносливости).

Примем $\Delta\sigma_C = 90$ МПа (деталь категории 90, поперечные стыковые швы).

Поскольку данная методика расчёта не учитывает асимметрию цикла, то температурные напряжения не учитываем. Размах определяется только изгибом рельса.

$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 60$ МПа

при $N = 5\,000\,000$ циклов

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{\sqrt[3]{\frac{5\,000\,000}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{1,357} = 66,3 \text{ МПа}$$

$$\Delta\sigma = 60 \text{ МПа} \approx \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{66,3}{1,15} = 57,7 \text{ МПа}$$

при $N = 2\,000\,000$ циклов

$$\Delta\sigma_R = 90 \text{ МПа} \quad \Delta\sigma = 60 \text{ МПа} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{90}{1,15} = 78,3 \text{ МПа}$$

при $N = 1\,000\,000$ циклов

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{\sqrt[3]{\frac{1\,000\,000}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{0,793} = 113,5 \text{ МПа}$$

$$\Delta\sigma = 60 \text{ МПа} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{113,5}{1,15} = 98,7 \text{ МПа}$$

при $N = 500\,000$ циклов

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{\sqrt[3]{\frac{500\,000}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{0,63} = 142,8 \text{ МПа}$$

$$\Delta\sigma = 60\text{МПа} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{142,8}{1,15} = 124,2\text{МПа}$$

Выносливость места сварки рельса обеспечена до 5 000 000 циклов.

При перевозке одним рельсовым автопоездом 160 т груза, миллион циклов нагружения для рельсо-струнной путевой структуры и опор наступит при суммарном объеме перевозок 160 млн. тонн, 5 млн. циклов – при объеме перевозок 800 млн. тонн.

Общий вид STS с двухпутной рельсо-струнной путевой структурой, размещённой на «втором уровне», показан на рис. 2.53 и 2.54.



Рис. 2.53. Общий вид двухпутного STS, размещённого на «втором уровне»

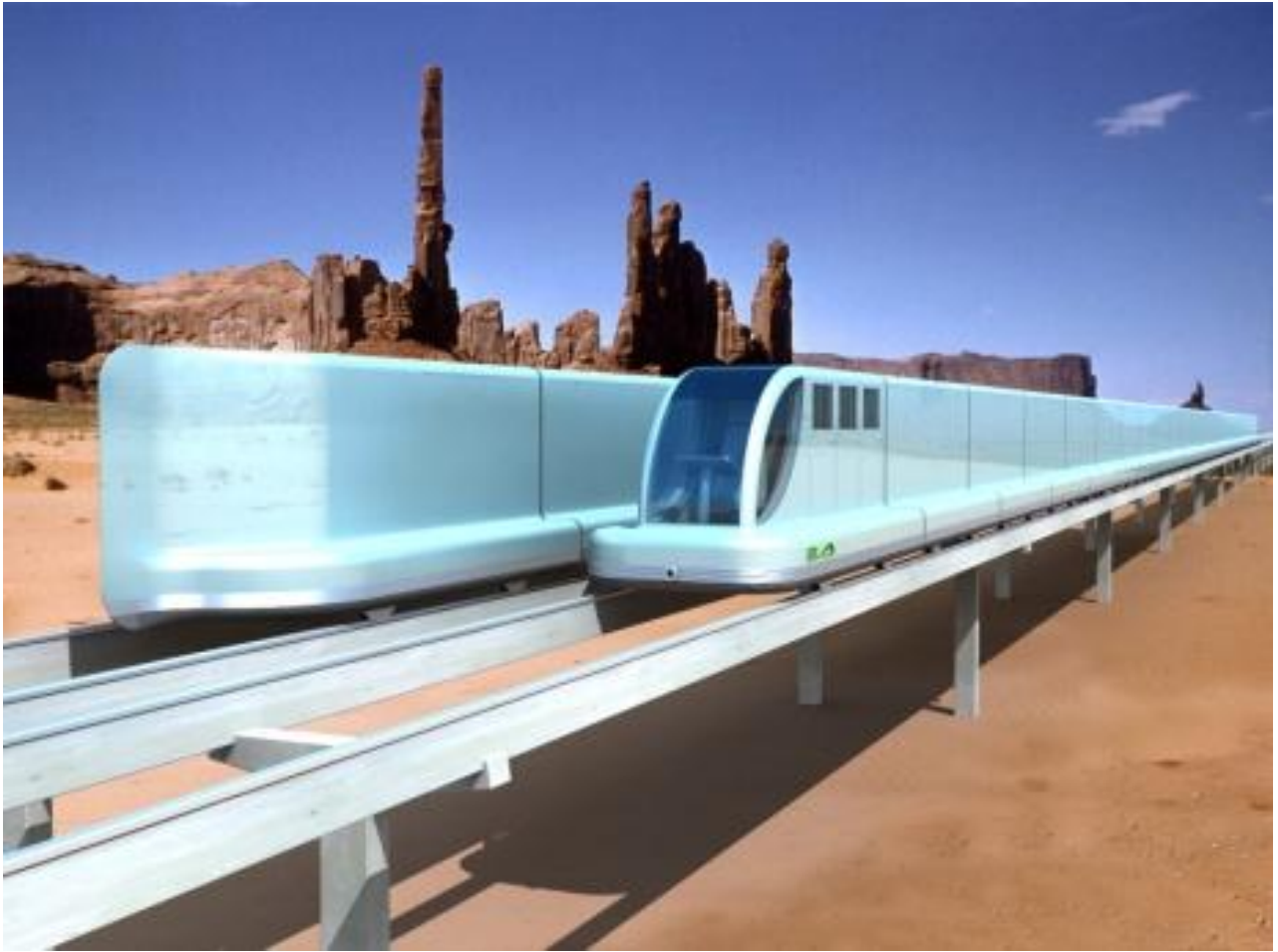


Рис. 2.54. Общий вид двухпутного STS, размещённого на «втором уровне»

2.11.3. Оптимизированная путевая структура

Для снижения деформативности путевой структуры на пролётах и повышения ровности пути и, соответственно, плавности хода подвижного состава, рассмотрим оптимизированную конструкцию опор, позволяющую увеличить длину пролёта до 15 м (см. рис. 2.55).

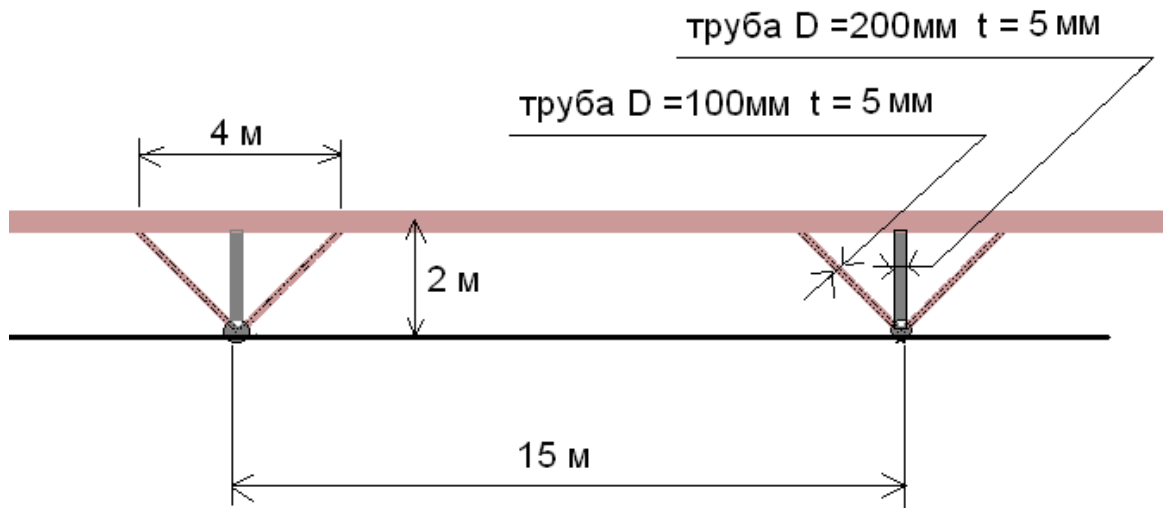


Рис. 2.55. Уточнённая схема эстакадного участка путевой структуры STS

Результаты расчётов путевой структуры, показанной на рис. 2.55, представлены на рис. 2.56 – 2.59.

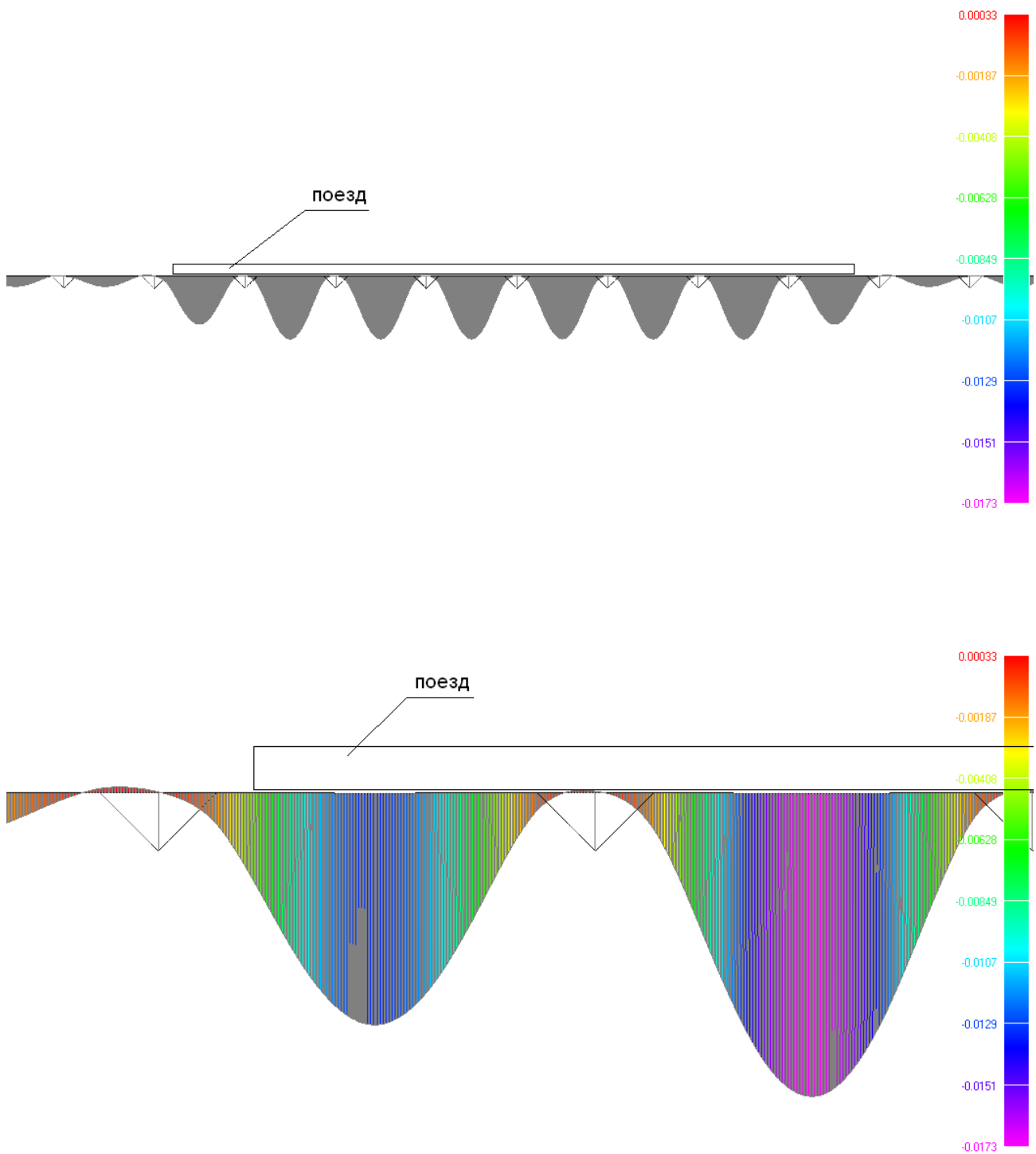


Рис. 2.56. Эпюра прогибов пути (метры) по длине поезда (вверху – для всей длины поезда, внизу для головной части поезда). Максимальный прогиб – 17,3 мм

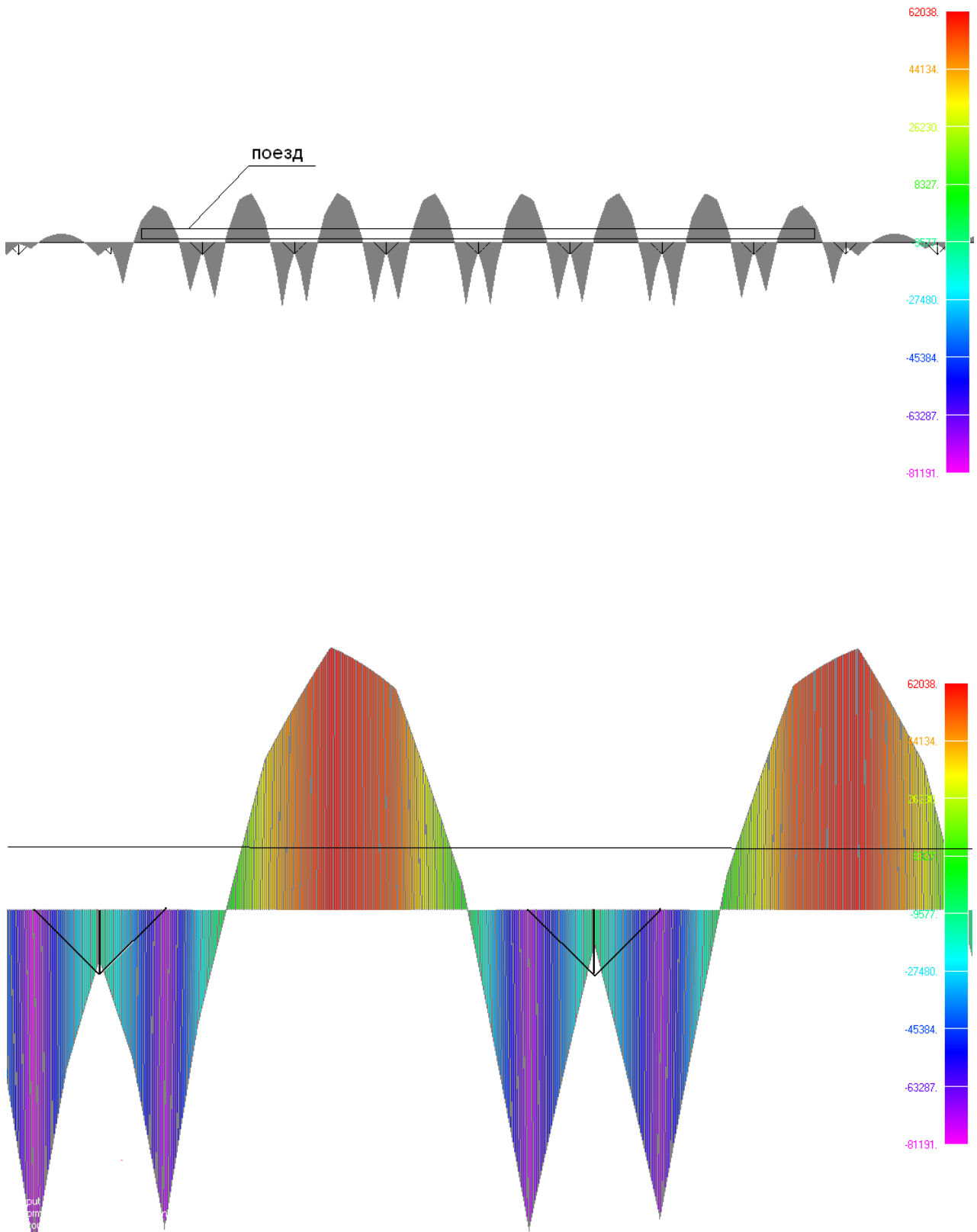


Рис. 2.57. Эпюры изгибающих моментов в путевой структуре по длине поезда.
Максимальный момент +62 038 Н·м, минимальный –81 191 Н·м

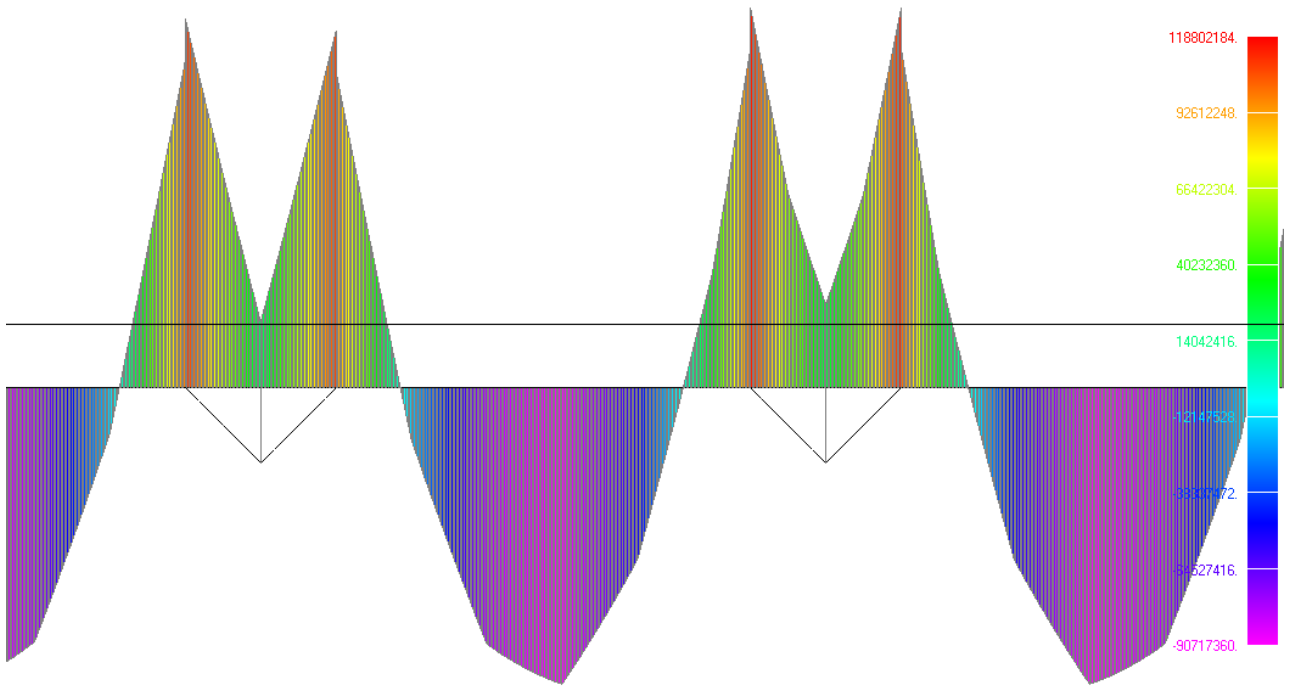


Рис. 2.58. Эпюра напряжений от изгиба (Па) в головке рельса

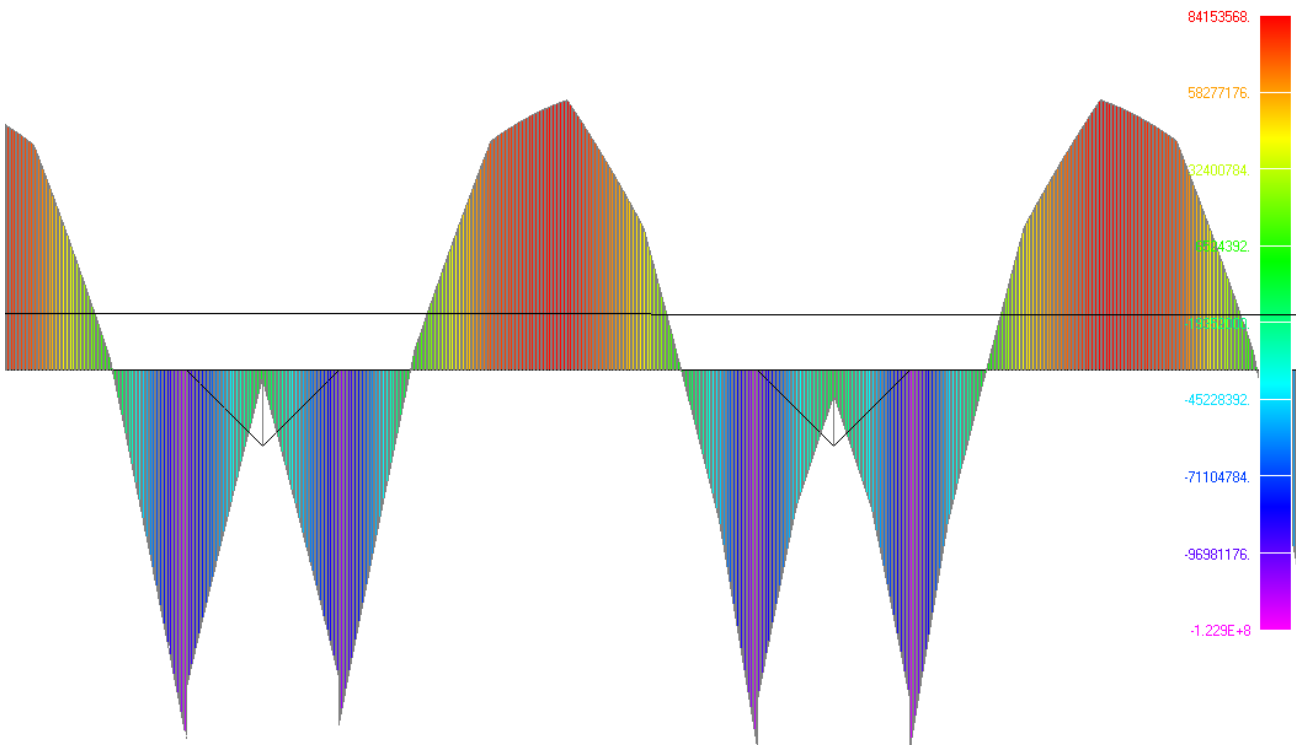


Рис. 2.59. Эпюра напряжений от изгиба (Па) в нижней части рельса



2.11.3.1. Расчёт прочности

Проверку прочности будем проводить для наиболее ослабленного поперечного сечения рельса-струны — для поперечных сварных швов в головке и корпусе рельса. Расчёт проводим для перепада температур относительно температуры замыкания: $\Delta t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\sigma_t = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 40 = 96 \cdot 10^6 \text{ Па} = 96 \text{ МПа}$$

Расчёт прочности элементов стальных конструкций и их соединений следует выполнять по формуле:

$$\sigma_{\max} \leq R_y \cdot m$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma = 96 + 123 = 219 \text{ МПа} - \text{наибольшее по абсолютной величине напряжение.}$$

Напряжение вычисляется от действия постоянных и временных нагрузок.

$$m = 0,9 - \text{коэффициент условий работы.}$$

$R_y = 315 \text{ МПа}$ – расчётное сопротивление текучести для сталей с добавками марганца.

Материал рельса — конструкционная легированная сталь 09Г2С после закалки и отпуска при толщине проката 15—20 мм класса С345 по ГОСТ 27772-88.

$$\sigma_{\max} = 211 \text{ МПа} \leq R_y \cdot m = 315 \cdot 0,9 = 283,5 \text{ МПа}.$$

Прочность рельса обеспечена.

2.11.3.2. Расчёты выносливости

Проверку выносливости будем проводить для наиболее ослабленного поперечного сечения рельса-струны — для поперечных сварных швов в головке и корпусе рельса. Расчёт проводим для перепада температур относительно температуры замыкания: $\Delta t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\sigma_t = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 40 = 96 \cdot 10^6 \text{ Па} = 96 \text{ МПа}.$$

Расчёты выносливости по российскому СНиП 2.05.03-84* (Мосты и трубы)

При максимальной температуре в рельсе не будет ни продольного сжатия, ни продольного растяжения (от температурного воздействия):

Рельс: $\sigma_{\max} = 119 \text{ МПа}$, $\sigma_{\min} = 0 \text{ МПа}$ (середина пролёта), $\rho = 0$

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \rho \cdot \left[\alpha \beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha \beta \mp \delta \right] \cdot \rho} = \frac{1}{1 \cdot 0,72 \cdot 1,8 + 0,24} = 0,651$$

$$119 \text{ МПа} \leq 0,651 \cdot 315 \cdot 0,9 = 184 \text{ МПа}.$$

При минимальной температуре в рельсе будет максимальное растяжение (от температурного воздействия):

Рельс: $\sigma_{\max} = 96 + 119 = 215 \text{ МПа}$, $\sigma_{\min} = 96 \text{ МПа}$ (середина пролёта), $\rho = 96/215 = 0,447$,



$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \rho \cdot \left[\alpha \beta \pm \delta \right] - \left[\alpha \beta \mp \delta \right] \rho} = \frac{1}{1 \cdot \left[0,72 \cdot 1,8 + 0,24 \right] - \left[0,72 \cdot 1,8 - 0,24 \right] \cdot 0,447} = 0,94,$$

$$215 \text{ МПа} \leq 0,94 \cdot 315 \cdot 0,9 = 266 \text{ МПа}.$$

Выносливость рельса обеспечена.

Расчёт выносливости по российскому СНиП II-23-81* (Стальные конструкции)

При максимальной температуре в рельсе не будет ни продольного сжатия, ни продольного растяжения (от температурного воздействия):

Рельс: $\sigma_{max} = 119 \text{ МПа}$, $\sigma_{min} = 0 \text{ МПа}$ (середина пролёта), $\rho = 0$

$$\gamma_v = \frac{2,5}{1,5 - \rho} = 1,67.$$

При $n > 3,9 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 0,77$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 0,77 \times 75 \times 1,67 = 96 \text{ МПа} < \sigma_{max} = 119 \text{ МПа}.$$

При $n = 2,0 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,2$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,2 \times 75 \times 1,67 = 150 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 119 \text{ МПа}.$$

При $n = 5,0 \cdot 10^5$ принимаем $\alpha = 1,9$.

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,9 \times 75 \times 1,67 = 238 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 119 \text{ МПа}.$$

При минимальной температуре в рельсе будет максимальное растяжение:

Рельс: $\sigma_{max} = 96 + 119 = 215 \text{ МПа}$, $\sigma_{min} = 96 \text{ МПа}$ (середина пролёта), $\rho = 96/215 = 0,447$

$$\gamma_v = \frac{2,0}{1,2 - \rho} = 2,656$$

При $n > 3,9 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 0,77$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 0,77 \times 75 \times 2,656 = 153 \text{ МПа} < \sigma_{max} = 202 \text{ МПа}.$$

При $n = 2,0 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,2$;

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,2 \times 75 \times 2,656 = 239 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 202 \text{ МПа}.$$

При $n = 5,0 \cdot 10^5$ принимаем $\alpha = 1,9$.

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,9 \times 75 \times 2,656 = 378 \text{ МПа} > \sigma_{max} = 202 \text{ МПа}.$$

Выносливость места сварки рельса обеспечена до 2 000 000 циклов.

Расчеты выносливости по ENV

Примем $\Delta\sigma_C = 90 \text{ МПа}$ (деталь категории 90, поперечные стыковые швы). Поскольку данная методика расчёта не учитывает асимметрию цикла, то температурные напряжения не учитываем. Размах определяется только изгибом рельса.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 119 \text{ МПа}$$

при $N = 5\,000\,000$ циклов:

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{\sqrt[3]{\frac{5\,000\,000}{2\,000\,000}}} = \frac{90}{1,357} = 66,3 \text{ МПа},$$



$$\Delta\sigma = 119 \text{ МПа} > \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{66,3}{1,15} = 57,7 \text{ МПа},$$

при N = 2 000 000 циклов:

$$\Delta\sigma_R = 90 \text{ МПа}, \quad \Delta\sigma = 119 \text{ МПа} > \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{90}{1,15} = 78,3 \text{ МПа},$$

при N = 700 000 циклов:

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2000000}}} = \frac{90}{\sqrt[3]{\frac{700000}{2000000}}} = \frac{90}{0,7} = 128 \text{ МПа},$$

$$\Delta\sigma = 119 \text{ МПа} \approx \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{128}{1,15} = 111 \text{ МПа},$$

при N = 500 000 циклов:

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_C}{\sqrt[3]{\frac{N}{2000000}}} = \frac{90}{\sqrt[3]{\frac{500000}{2000000}}} = \frac{90}{0,63} = 142,8 \text{ МПа},$$

$$\Delta\sigma = 106 \text{ МПа} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_f} = \frac{142,8}{1,15} = 124,2 \text{ МПа}.$$

Выносливость места сварки рельса обеспечена до 700 000 циклов. При большем количестве циклов нагружения необходимо усиление поперечных сварных швов, например, накладками.

2.12. Расчёт динамического взаимодействия рельсового автопоезда на эстакадном участке путевой структуры STS

Исходные данные по рельсу-струне и его конструкция для динамических расчётов представлены выше в разделе 2.11 (сечение расчётного рельса – см. рис. 2.45).

Расчётная схема эстакадного участка рельсо-струнной путевой структуры с пролётами по 15 м для выполнения динамических расчётов представлена выше в разделе 2.11.3 (см. рис. 2.55).

2.12.1. Исходные данные по нагрузкам от веса рельсового автопоезда

Для уменьшения времени инженерных расчётов и их упрощения, количество вагонов принято равным восьми, а длина поезда – 50 м, т.е. превышающей длину 3 пролётов. Точность динамических расчётов по вертикальным колебаниям системы при этом практически не пострадает (от длины автопоезда в большей степени будет зависеть динамика разгона и торможения поезда, которые в данном разделе не анализируются). Расчётная схема принятого в расчётах автопоезда представлена на рис. 2.60.

Расчётная скорость автопоезда при установившемся движении принята равной $V = 100 \text{ км/ч} = 27,8 \text{ м/сек}$.

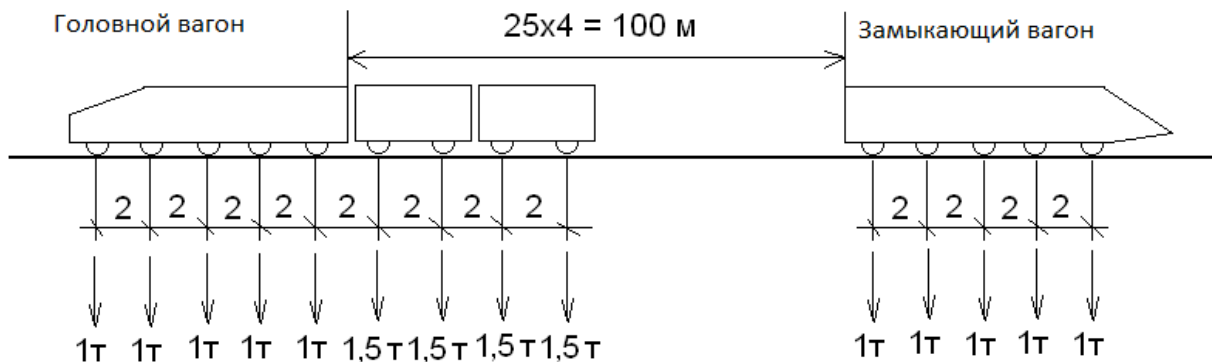


Рис. 2.60. Расчётная схема рельсового автопоезда

Нагрузка от одного колеса головного и замыкающего вагонов $P_1 = 10\,000 \text{ Н}$.

Нагрузка от одного колеса грузовых вагонов $P_2 = 15\,000 \text{ Н}$.

Динамические характеристики головного вагона:

$M_L = 9800 \text{ кг}$ — подрессоренная масса;

$m_k = 20 \text{ кг}$ — масса одного колеса;

$n_0 = 5$ — количество осей;

$M_p = 9800 + 2 \cdot 20 \cdot 5 = 10000 \text{ кг}$ — полная масса;

$L_M = 8 \text{ м}$ — расстояние между первой осью и последней осью;

$L_0 = 2 \text{ м}$ — расстояние между осями;

$Hod = 0,04 \text{ м}$ — статический ход подвески;

$EJ = 5,92 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ — изгибная жёсткость корпуса вагона.

Коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса головного вагона взят равным 25% (см. [7], стр.150) от критического коэффициента (при критическом коэффициенте происходит апериодический процесс при свободных колебаниях подрессоренной массы):

$$\beta = 0,25 \cdot \beta_{кр} = \frac{M}{2} \cdot \sqrt{\frac{g}{Hod}} = \frac{9800}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{0,04}} = 77476 \text{ Н} \cdot \text{с/м},$$

где $\beta = 77476 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ — коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса головного вагона; на одно колесо головного вагона: $\beta_k = 77476/10 = 7747,6 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.

Динамические характеристики грузового вагона:

$M_V = 5920 \text{ кг}$ — подрессоренная масса;

$m_k = 20 \text{ кг}$ — масса одного колеса;

$n_0 = 2$ — количество осей;



$M_p = 5920 + 2 \cdot 20 \cdot 2 = 6000$ кг — полная масса;
 $L_0 = 2$ м — расстояние между осями;
 $H_{od} = 0,04$ м — ход подвески;
 $EJ = 5,92 \cdot 10^9$ Н·м² — изгибная жёсткость корпуса.

Коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса грузового вагона:

$$\beta = 0,25 \cdot \beta_{кр} = \frac{M}{2} \cdot \sqrt{\frac{g}{H_{od}}} = \frac{5920}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{0,04}} = 46802 \text{ Н·с/м.}$$

$\beta = 46802$ Н·с/м — коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса грузового вагона; на одно колесо грузового вагона: $\beta = 46802/4 = 11700$ Н·с/м.

Натянутые струны находятся в рельсе-струне и предназначены для обеспечения его поперечной и продольной устойчивости (от воздействия температуры и динамики движения автопоездов). В динамическом расчёте, ввиду малой поперечной жёсткости натянутых струн, в сравнении с изгибной жёсткостью рельса, их натяжением пренебрегаем (это натяжение идёт в запас прочности и устойчивости рельса).

2.12.2. Расчёт резонансных скоростей корпуса вагонов при движении по эстакадной путевой структуре

Частотный анализ вертикальных колебаний корпуса вагонов проводим упрощённо аналитическими методами.

Аналитический расчёт первой частоты (см. [6], стр.236):

$H_{od} = 0,04$ м — ход подвески,

$$f_1 \approx f_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{H_{od}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{10}{0,04}} = 2,516 \text{ Гц.}$$

Третья форма колебаний соответствует изгибным формам балки корпуса вагонов. Решаем частотную задачу для свободной балки в невесомости (см. [6], стр. 294 — 300). Корпуса вагонов приняты в расчёте достаточно жёсткими, поэтому частоты, соответствующие их изгибным формам, получаются большими. В последующем, в процессе проектирования автопоезда, эти изгибные жёсткости необходимо будет уточнить.

$$f_3 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_L}} \cdot \left(\frac{k_1}{L_M}\right)^2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{5,92 \cdot 10^9}{980}} \cdot \left(\frac{4,73}{10}\right)^2 = 87,5 \text{ Гц} - \text{ для головного вагона,}$$

где:

$EJ = 5,92 \cdot 10^9$ Н·м² — изгибная жёсткость секции корпуса головного вагона;

$L_M = 8$ м — расстояние между первой осью и последней осью;

$M = 9800$ кг — подрессоренная масса;

$m_L = M/L_M = 9800/10 = 980$ кг/м — погонная масса корпуса;

$k_1 = 4,73$ — коэффициент для расчёта первой изгибной частоты свободных колебаний балки в невесомости.

$$f_3 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_L}} \cdot \left(\frac{k_1}{L_M}\right)^2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{5,92 \cdot 10^9}{1480}} \cdot \left(\frac{4,73}{4}\right)^2 = 445 \text{ Гц} - \text{ для грузового вагона,}$$

где:

$EJ = 5,92 \cdot 10^9$ Н·м² — изгибная жёсткость корпуса грузового вагона;

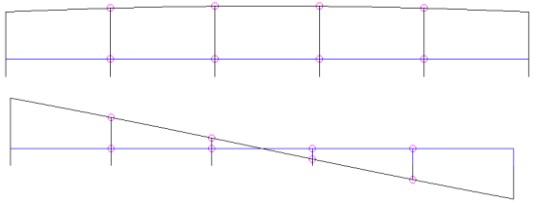
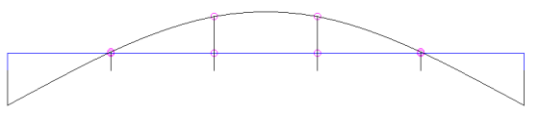
$L_M = 4$ м — длина корпуса;

$M = 5920$ кг — подрессоренная масса вагона;

$m_L = M / L_M = 5920 / 4 = 1480$ кг/м — погонная масса корпуса вагона.

Найдём, на основании численных расчётов частот, резонансные скорости автопоезда при движении по путевой структуре с длиной пролётов $L = 15$ м (см. табл. 2.21).

Таблица 2.21
Резонансные скорости движения автопоезда для пролётов путевой структуры 15 м

Номер формы	Частота, Гц	Резонансная скорость движения автопоезда, м/с $V_i = L \cdot f_i$
1 	$f_1 = f_2 = 2,516$ Гц	$V_1 = V_2 = 15 \cdot 2,516 = 37,7$ м/с (136 км/ч)
2 	$f_3 = 87,5$ Гц — для головного вагона $f_3 = 445$ Гц — для грузового вагона	$V_3 = 15 \cdot 87,5 = 1312,5$ м/с $V_3 = 15 \cdot 445 = 6675$ м/с

Как видно из табл. 2.21, при скорости установившегося движения $V = 100$ км/ч = 27,8 м/с вертикальных резонансов в корпусах вагонов не будет (1 форма резонансных колебаний возникнет при более высокой скорости движения – 136 км/ч).

2.12.3. Конечно-элементная модель STS для расчётов динамических процессов

Patran 2007 r1b 19-May-10 10:25:48

Deform: Dinamika, A2:Dyn.Incr=57500,Time=5.75000, Displacement, Translation.

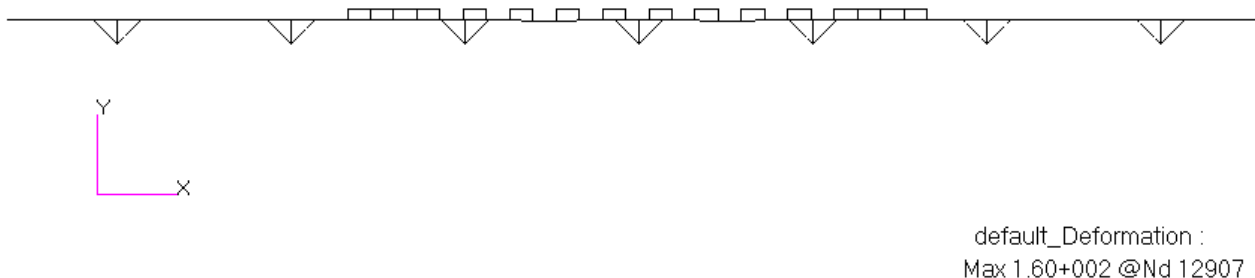


Рис. 2.61. Конечно-элементная модель путевой структуры для расчётов динамических процессов (головной вагон, грузовые вагоны и замыкающий вагон)

Моделирование динамического контактного взаимодействия автопоезда с путевой структурой STS осуществлялось при использовании программной системы MSC.Patran – MSC.Marc. Эта конечно-элементная система ориентирована на эффективный анализ сложного контактного взаимодействия. Постоянно развиваясь, она аккумулирует в себе достоинства новейших технологий, методов, алгоритмов и поэтому остается ведущей системой конечно-

элементного анализа в мире. Расчёты проводились для вертикальной динамики переходных процессов (Transient Dynamic). Это достигалось движением модели автопоезда по модели рельсо-струнной путевой структуры, состоящей из 17 пролётов по 15 метров каждый с постоянной скоростью 100 км/ч.

При движении по путевой структуре многоколёсного автопоезда происходят вертикальные колебания корпусов составного поезда и рельса-струны. Они являются суммой свободных и вынужденных колебаний. Свободные колебания определяются начальными условиями движения и появляются из-за внезапного въезда поезда с начального жёсткого участка на деформируемый первый пролёт. Рассеивание энергии вертикальных колебаний силами демпфирования приводит к уменьшению влияния свободных колебаний на динамический процесс. При дальнейшем движении автопоезда увеличивается влияние вынужденных колебаний, которые являются определяющими при установившемся динамическом процессе.

2.12.4. Результаты динамических расчётов

2.12.4.1. Результаты динамического расчёта при отсутствии противовыгиба рельса-струны на пролётах при скорости движения автопоезда 100 км/ч

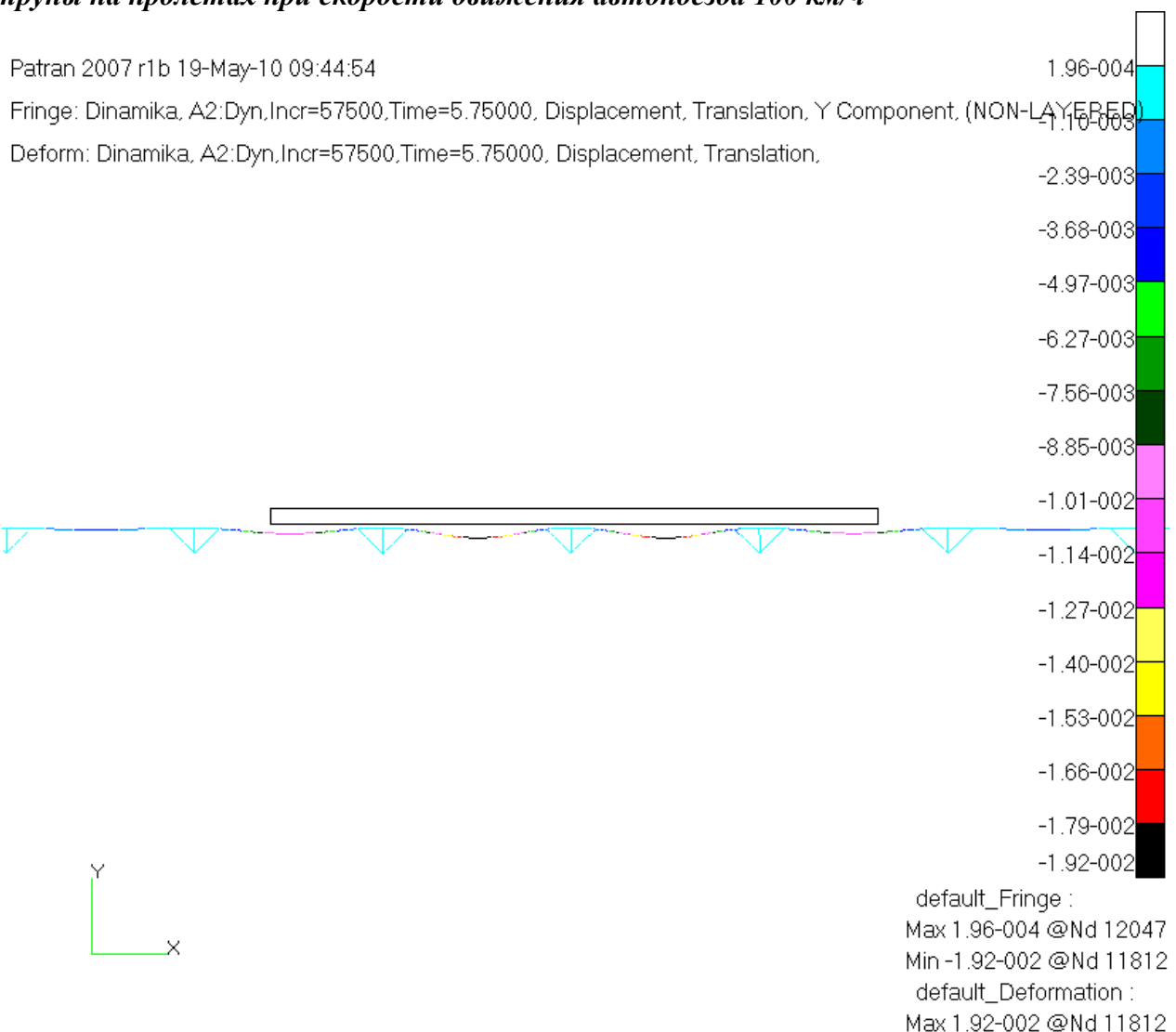


Рис. 2.62. Вертикальные деформации (в метрах) эстакады. Максимальный прогиб – 19,2 мм

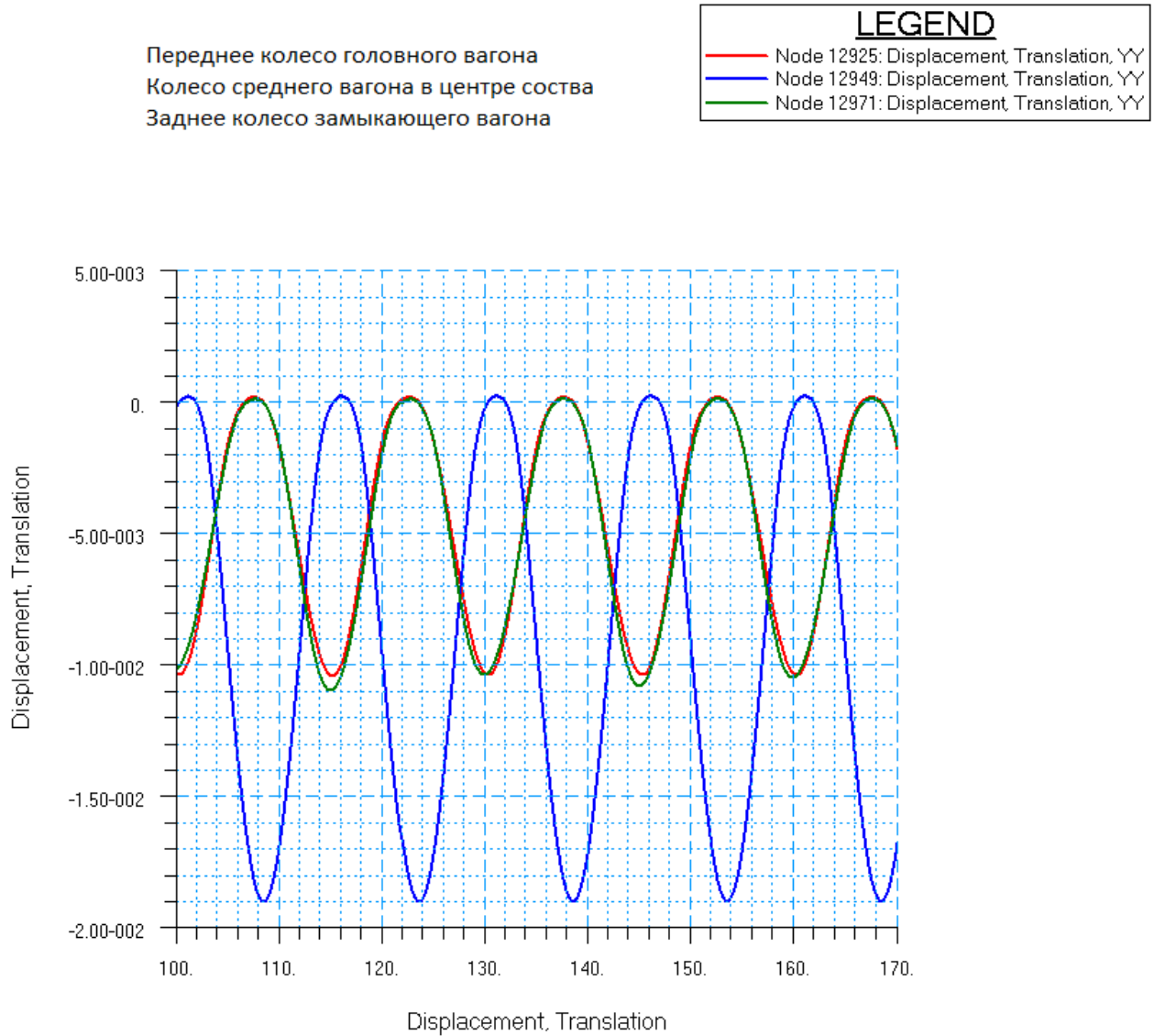


Рис. 2.63. Графики вертикальных перемещений (в метрах) колёс автопоезда.
Максимальный прогиб пути под колесом центрального вагона – 19,2 мм (1/781 от длины пролёта),
под колёсами головного и замыкающего вагонов – 12 мм (1/1250 от длины пролёта).

Передняя часть головного вагона(место водителя)
Вагон в центре состава
Задняя часть замыкающего вагона

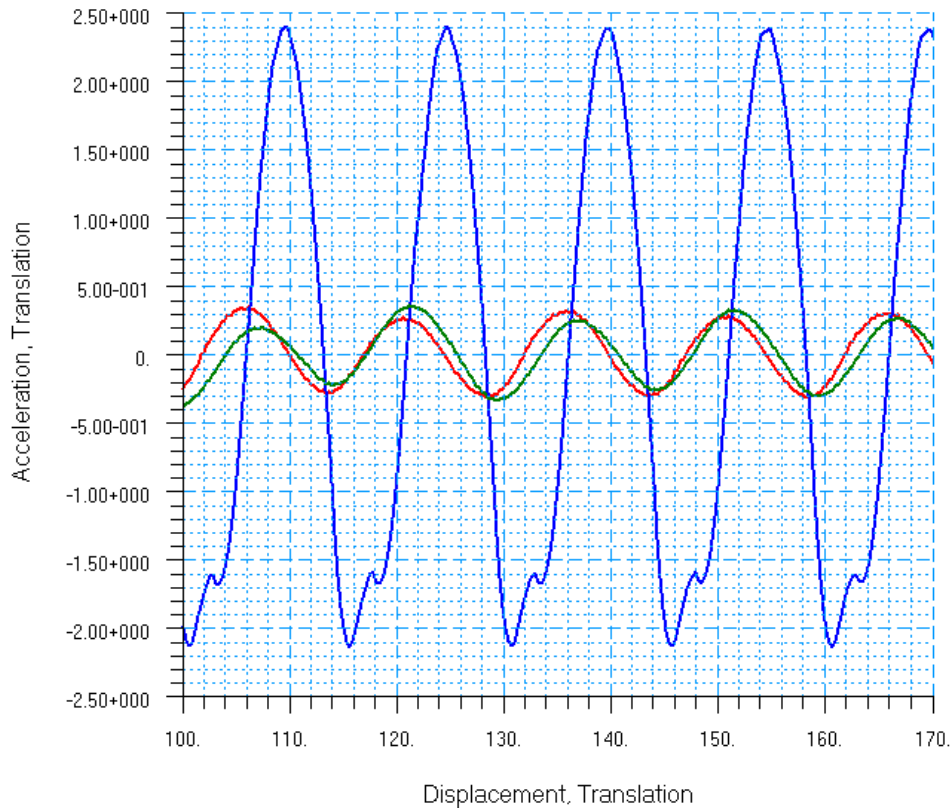
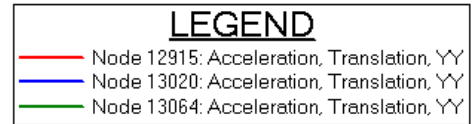


Рис. 2.64. Графики вертикальных ускорений (m/s^2) вагонов автопоезда. Максимальные вертикальные ускорения места водителя (головной вагон) – $0,3 \text{ m/s}^2$, грузового вагона – $2,4 \text{ m/s}^2$

2.12.4.2. Результаты динамического расчёта при противовыгибе рельса-струны на каждом пролёте при скорости движения автопоезда 100 км/ч

Как видно из рис. 13.5, максимальные вертикальные ускорения грузового вагона могут достигать значений $2,4 \text{ m/s}^2$. Для снижения динамических нагрузок на автопоезд и путевую структуру необходимо на головке рельса создать строительный (монтажный) противовыгиб вверх величиной $15,5 \text{ мм}$ в середине каждого пролёта (кривая, близкая к синусоиде – см. рис. 2.65).

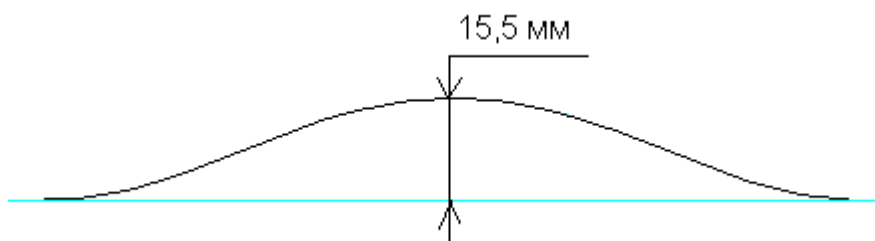


Рис. 2.65. Кривая противовыгиба рельса (увеличена в 100 раз по вертикали)



Patran 2007 r1b 19-May-10 09:11:01

Fringe: Dinamika, A2:Dyn,Incr=57500,Time=5.75000, Displacement, Translation, Y Component, (NON-LAYERED)

Deform: Dinamika, A2:Dyn,Incr=57500,Time=5.75000, Displacement, Translation,

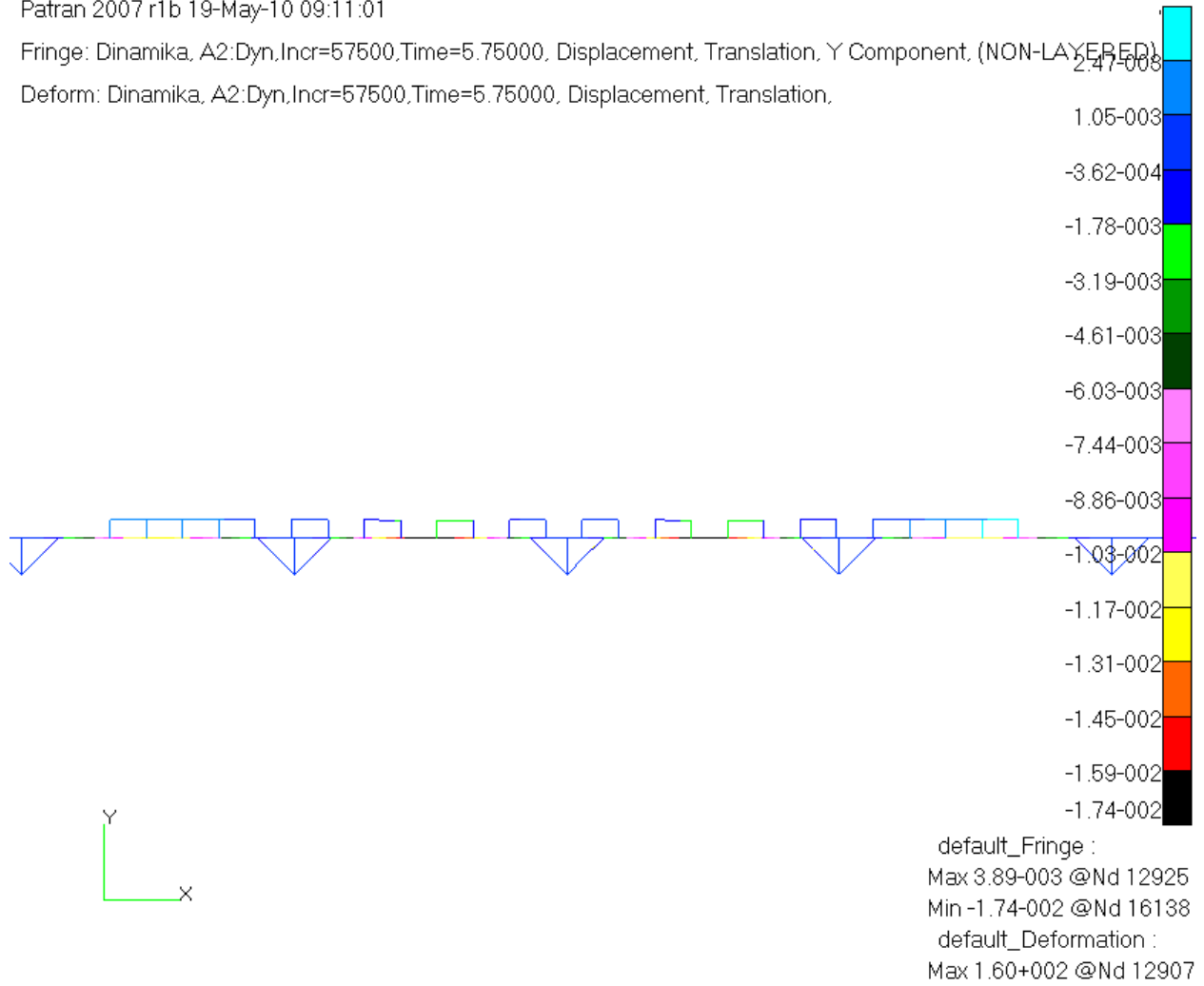


Рис. 2.66. Вертикальные деформации (в метрах) эстакады с противовыгибом. Максимальный прогиб – 17,4 мм (относительно горизонтальной линии максимальная неровность составит: $15 - 17,4 = -2,4$ мм или $1/6250$ от длины пролёта)



Переднее колесо головного вагона
Колесо среднего вагона в центре состава
Заднее колесо замыкающего вагона

LEGEND	
—	Node 12925: Displacement, Translation, YY
—	Node 12949: Displacement, Translation, YY
—	Node 12971: Displacement, Translation, YY

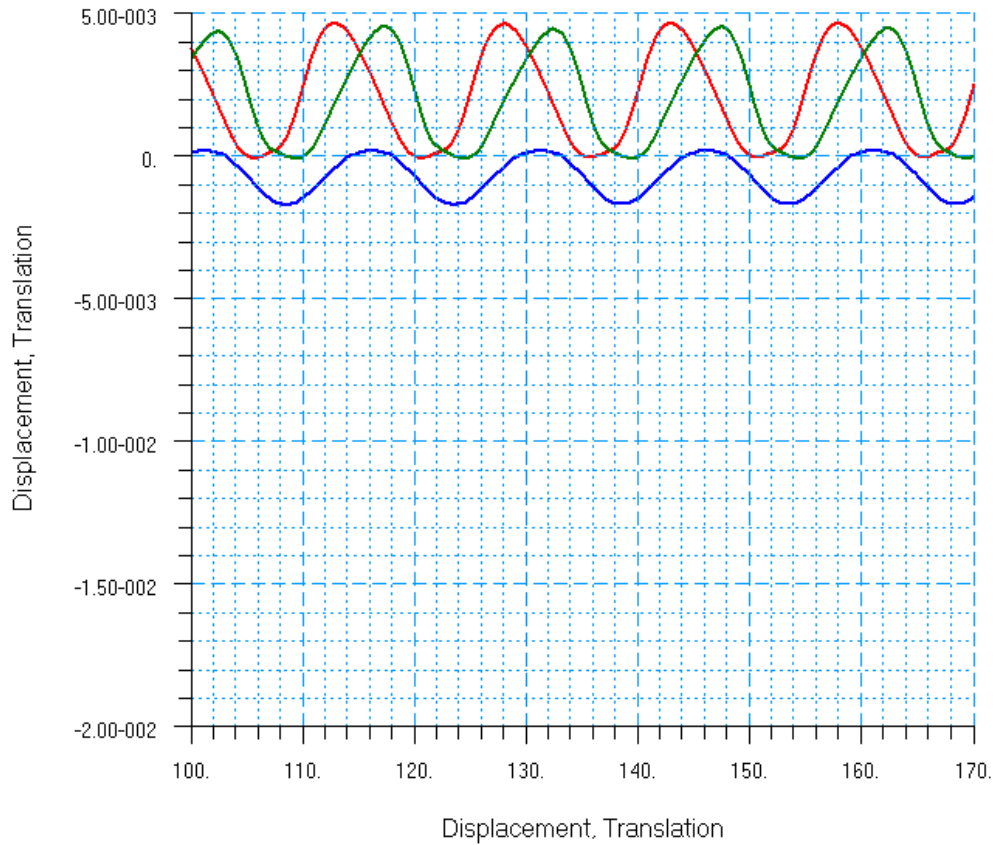


Рис. 2.67. Графики вертикальных перемещений (в метрах) колёс автопоезда.
Максимальный провал под колесом центрального вагона – 1,9 мм (1/7890 от длины пролёта), под колёсами головного вагона – подъём 4,8 мм (1/3125 от длины пролёта)

Передняя часть головного вагона(место водителя)
 Вагон в центре состава
 Задняя часть замыкающего вагона

LEGEND	
—	Node 12915: Acceleration, Translation, YY
—	Node 13020: Acceleration, Translation, YY
—	Node 13064: Acceleration, Translation, YY

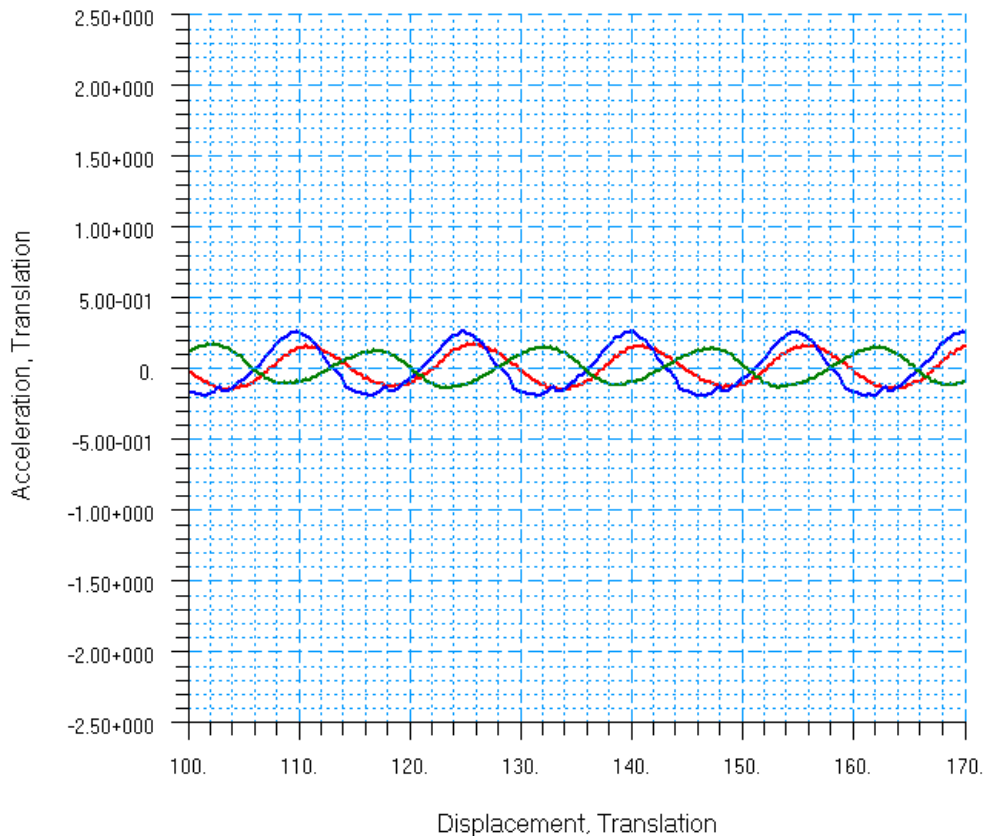


Рис. 2.68. Графики вертикальных ускорений (м/с²) вагонов автопоезда. Максимальные вертикальные ускорения места водителя (головной вагон) – 0,2 м/с², грузового вагона – 0,3 м/с²

2.12.4.2. Оценка плавности хода автопоезда и комфортности движения

Основным параметром оценки плавности хода рельсового автопоезда принят наиболее универсальный на сегодняшний день параметр, в частности, на железнодорожном транспорте, – комплексный параметр W , который учитывает как ускорения колебаний, так и их частоту (см. [7], стр.145):

$$W = 0,9 \cdot k \cdot 10^{\sqrt{\frac{z^3}{f}}}$$

где:

k — коэффициент пропорциональности, зависящий от частоты вертикальных колебаний (см. рис. 2.69);

f — частота вертикальных колебаний кузова, Гц;

Z — амплитуда вертикальных ускорений кузова (место водителя), см/с².

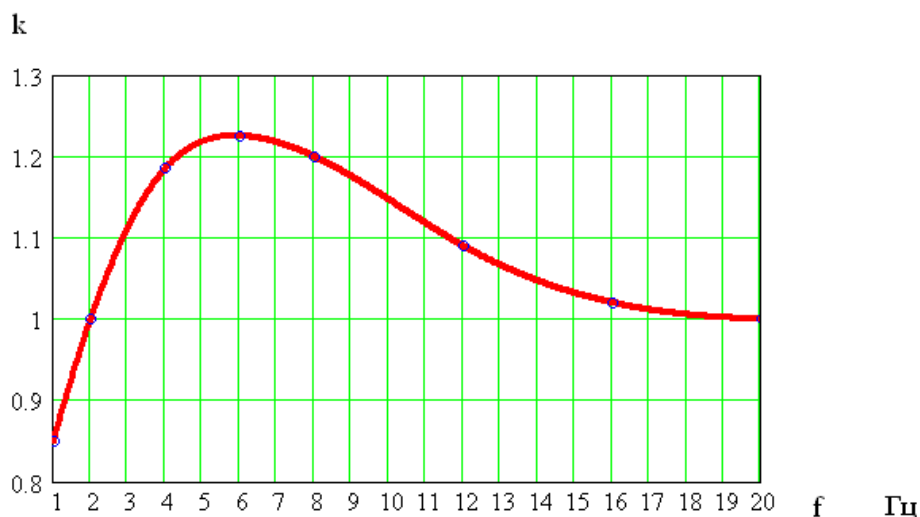


Рис. 2.69. Зависимость коэффициента k от частоты вертикальных колебаний

Плавность хода транспортного средства тем лучше, чем меньше величина показателя W. В табл. 2.22 приведены рекомендуемые и предельные значения параметра W.

Таблица 2.22

Характеристики плавности хода

Значения параметра W, используемого для оценки плавности хода	
Очень хороший	2
Хороший	2 – 2,5
Достаточный для пассажирских вагонов	2,5 – 3
Предельный для пассажирских вагонов	3 – 3,25
Предельный для человека с физиологической точки зрения	4,5

При установившемся движении (со скоростью 100 км/ч) найдём комплексный параметр W в рельсовом автопоезде:

Головной вагон состава (место водителя), имеют амплитуду вертикальных ускорений $Z = 20$ см/с² и глобальную частоту $f = 1,853$ Гц:

$$W = 0,9 \cdot k \cdot \sqrt[10]{\frac{z^3}{f}} = 0,9 \cdot 0,98 \cdot \sqrt[10]{\frac{20^3}{1,853}} = 2,038.$$

Плавность хода для места водителя можно оценить как очень хорошую.

Кроме того, необходимо учитывать то, что утомляемость человека зависит не только от режима колебаний кузова транспортного средства (ускорения и частоты), но и от длительности воздействия ускорения t_d (см. табл. 2.23, где приведены данные для пассажира; для водителя уровень воздействия вибраций может быть значительно выше).



Таблица 2.23

Допустимая длительность воздействия вибраций на человека

Допустимая длительность воздействия вибраций на организм человека t_d			
a_G , м/с ²	t_d , мин		Допуск, %
	Стандарт ISO	Стандарт PN	
0,12	1 440	1 516	5,3
0,18	960	941	2
0,27	600	586	2,3
0,315	480	469	2,3
0,38	378	372	1,6
0,53	240	225	4,6
0,71	150	148	1,3
0,95	96	93,6	2,5
1,18	60	64,5	7
1,5	40	40	0
1,8	25	25,4	1,6
2,13	16	14,8	7,5
2,36	10	9,91	0,9
2,65	6,3	5,9	6,8

При ускорениях $a_G = 0,2$ м/с² допустимая длительность поездки для человека – 900 минут или 15 часов.

2.13. Расчёт динамического взаимодействия рельсового автопоезда на грунтовых участках путевой структуры STS

Исходные данные по рельсу-струне и его конструкция для динамических расчётов представлены выше в разделе 2.10.3 (сечение расчётного рельса – см. рис. 2.31). Рельс рассматривается как балка, опирающаяся по всей своей длине на упругое основание. Упругое основание оказывает на рельс пропорциональное прогибу реакцию. Коэффициент пропорциональности (податливости) упругого основания численно равен силе, которую необходимо приложить к единице площади основания (1 см²), чтобы дать ему осадку, равную единице длины (1 см).

Расчётная схема грунтового участка рельсо-струнной путевой структуры состоит из двух участков. Первый участок большой жёсткости (например, бетонное основание) длиной 50 м (с него и начинается движение), а второй, длиной 250 м, грунт. Расчёты динамического взаимодействия при съезде рельсового автопоезда проводились для трёх различных грунтов с различными коэффициентами k пропорциональности (податливости) упругого основания: плотного 10 кгс/см³, средней плотности 2,5 кгс/см³ и неплотного грунта 0,5 кгс/см³. Исходные данные по нагрузкам от веса рельсового автопоезда представлены выше в разделе 13.1. Расчётная скорость автопоезда при установившемся движении принята, как и ранее, равной $V = 100$ км/ч = 27,8 м/сек.

2.13.1. Конечно-элементная модель STS для расчётов динамических процессов на грунтах

Грунт моделируется набором пружин постоянной жёсткости (см. рис. 2.70). Такое предположение является приближением, но оно достаточно близко к действительности и широко используется в железнодорожном деле.

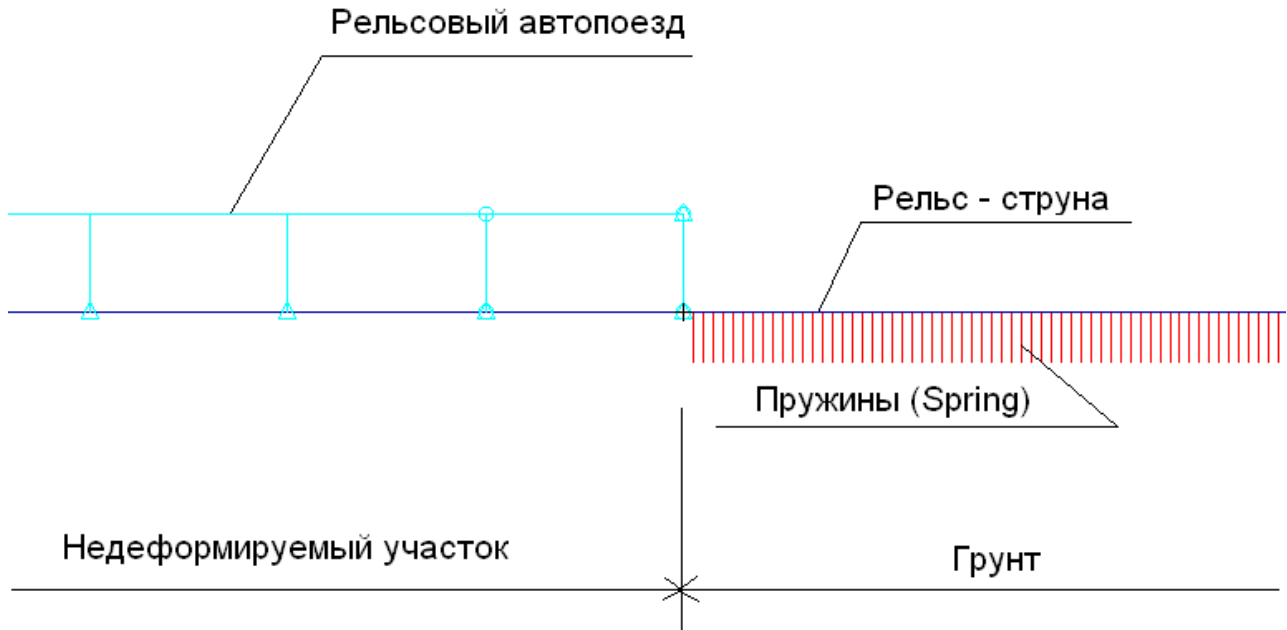


Рис. 2.70. Часть конечно-элементной модели путевой структуры для расчётов динамических процессов на грунтах

Моделирование динамического контактного взаимодействия автопоезда с путевой структурой STS осуществлялось аналогично пункту 2.12.3 при использовании программной системы MSC.Patran – MSC.Marc.



2.13.2. Результаты динамических расчётов

2.13.2.1. Результаты динамического расчёта для движения по плотному грунту при скорости движения автопоезда 100 км/ч

Patran 2007 r1b 26-May-10 09:26:08

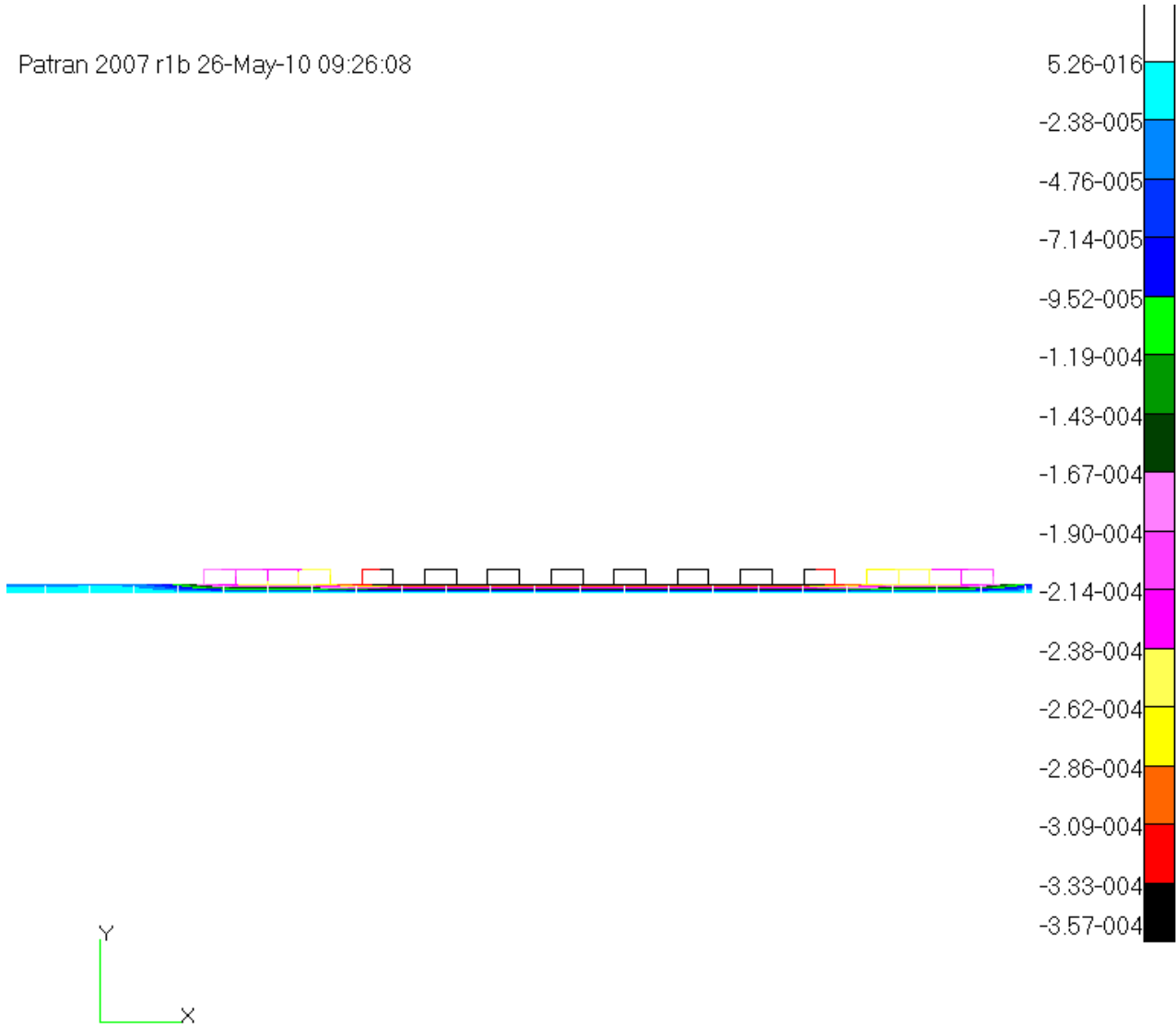


Рис. 2.71. Вертикальные деформации (в метрах) при движении по плотному грунту. Максимальный прогиб рельса – 0,357 мм

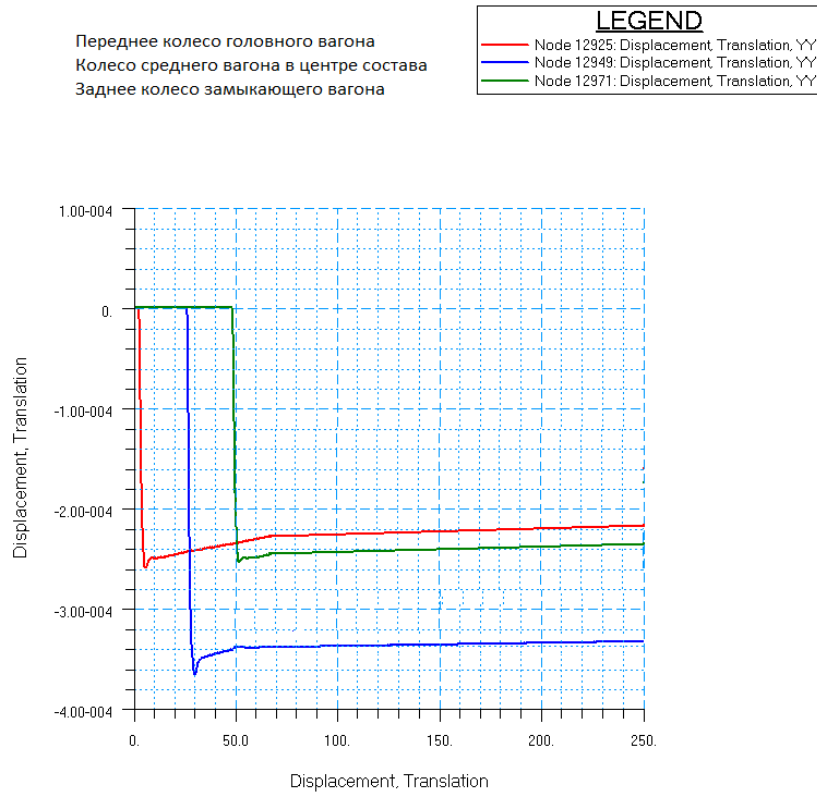


Рис. 2.72. Графики вертикальных перемещений (в метрах) колёс автопоезда при съезде с жёсткого участка на плотный грунт и движение по нему. Максимальный прогиб пути под колесом центрального вагона – 0,362 мм, под колёсами головного вагона – 0,26 мм

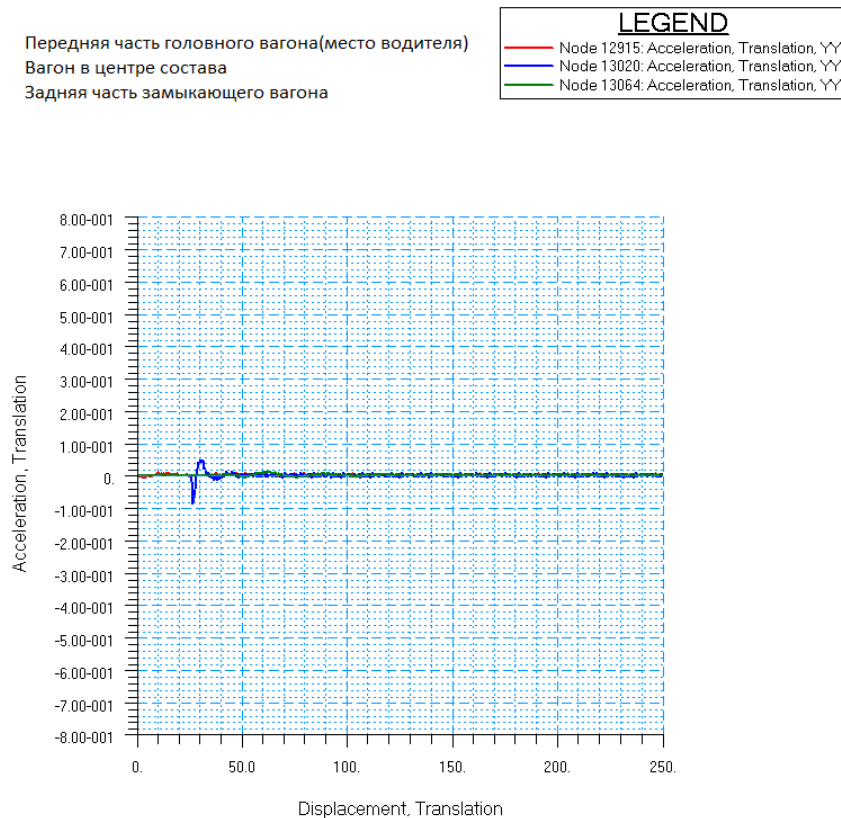


Рис. 2.73. Графики вертикальных ускорений (м/с^2) головного вагона автопоезда (место водителя) и центрального грузового вагона при съезде с жёсткого участка на плотный грунт и движение по нему. Максимальные вертикальные ускорения мест водителя – $0,01 \text{ м/с}^2$, грузового вагона – $0,08 \text{ м/с}^2$



2.13.2.2. Результаты динамического расчёта для движения по грунту средней плотности при скорости движения автопоезда 100 км/ч

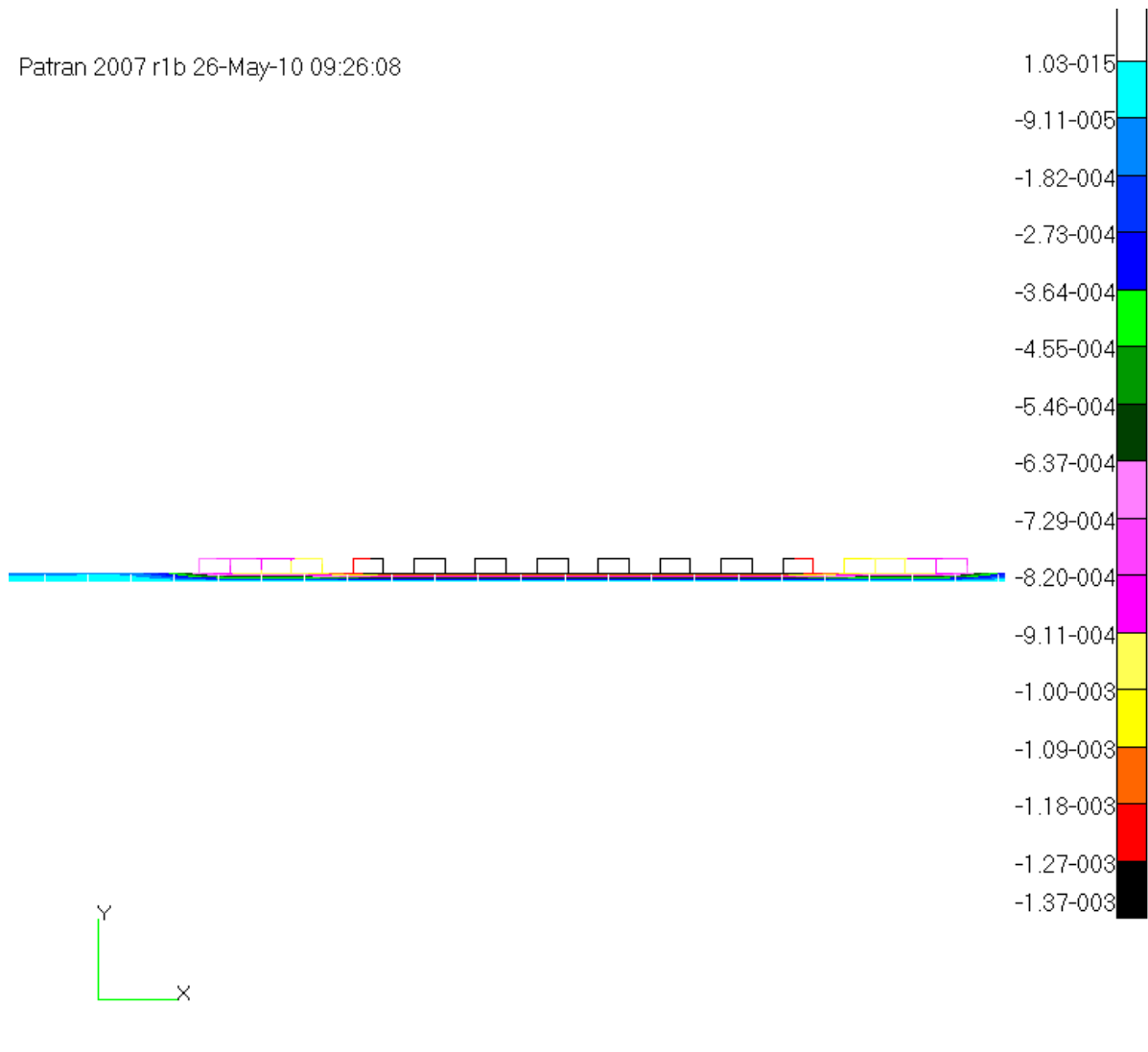


Рис. 2.74. Вертикальные деформации (в метрах) при движении по грунту средней плотности. Максимальный прогиб рельса – 1,37 мм

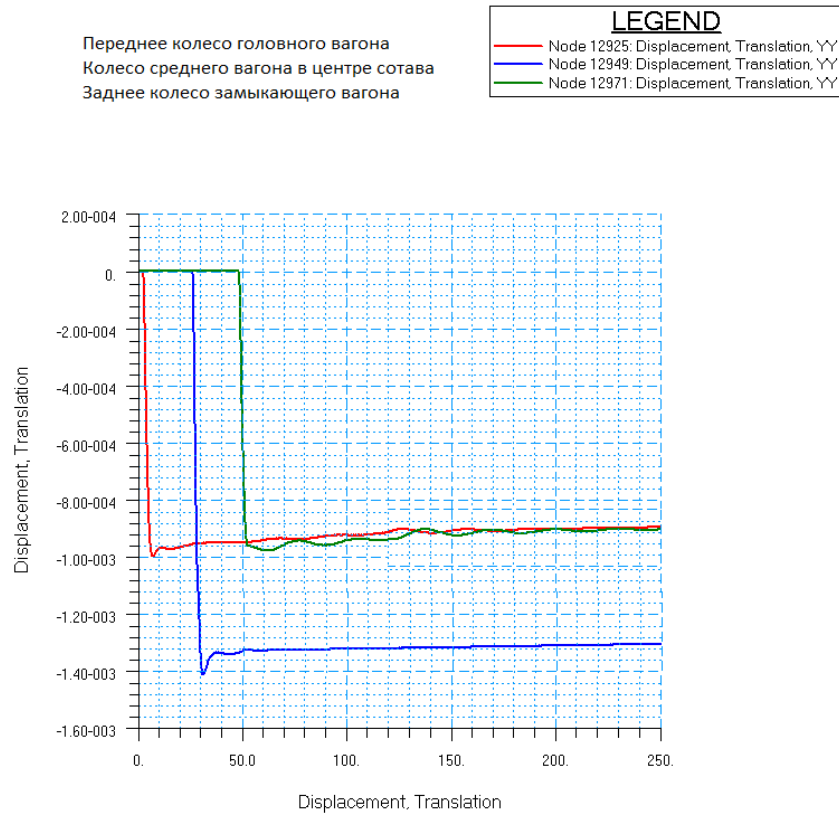


Рис. 2.75. Графики вертикальных перемещений (в метрах) колёс автопоезда при съезде с жёсткого участка на грунт средней плотности и движение по нему. Максимальный прогиб пути под колесом центрального вагона – 1,4 мм, под колёсами головного вагона – 1,0 мм

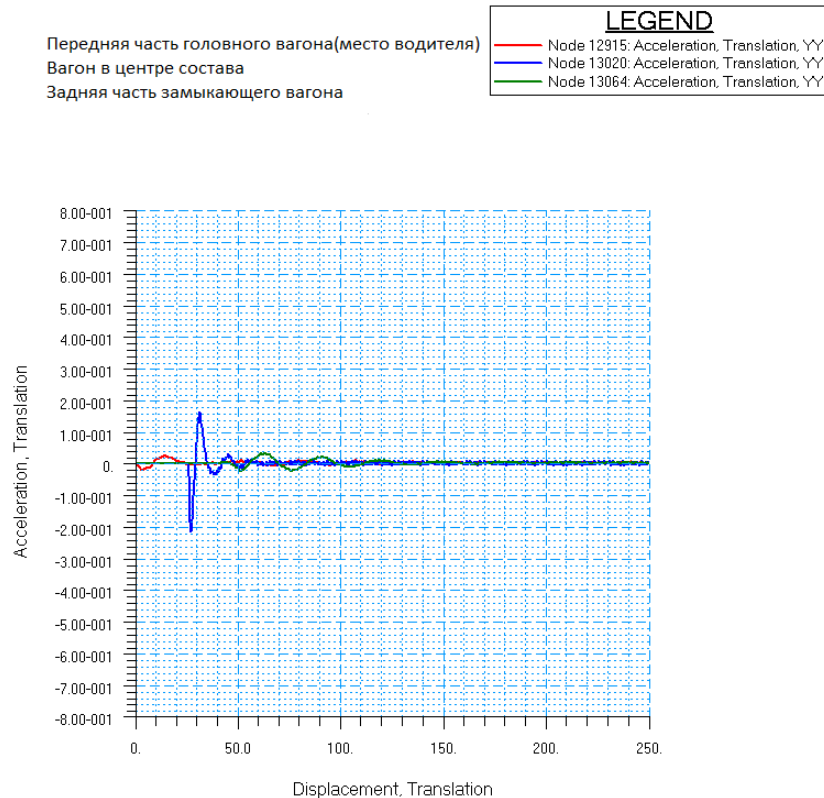


Рис. 2.76. Графики вертикальных ускорений (м/с^2) головного вагона автопоезда (место водителя) и центрального грузового вагона при съезде с жёсткого участка на грунт средней плотности и движение по нему. Максимальные вертикальные ускорения мест водителя – $0,04 \text{ м/с}^2$, грузового вагона – $0,22 \text{ м/с}^2$



**2.13.2.3. Результаты динамического расчёта для движения по
неплотному грунту при скорости движения автопоезда 100 км/ч**

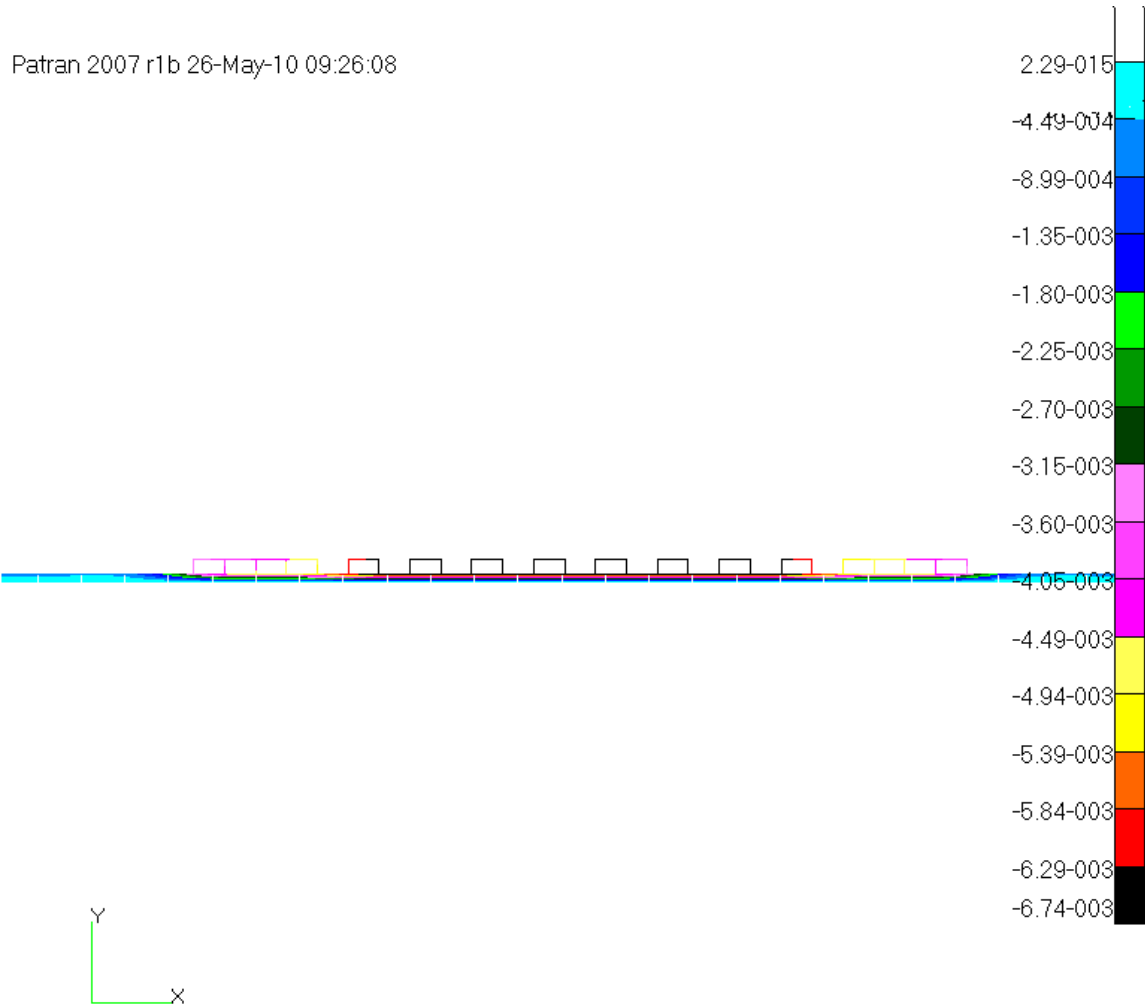


Рис. 2.77. Вертикальные деформации (в метрах) при движении по неплотному грунту. Максимальный прогиб рельса – 6,74 мм

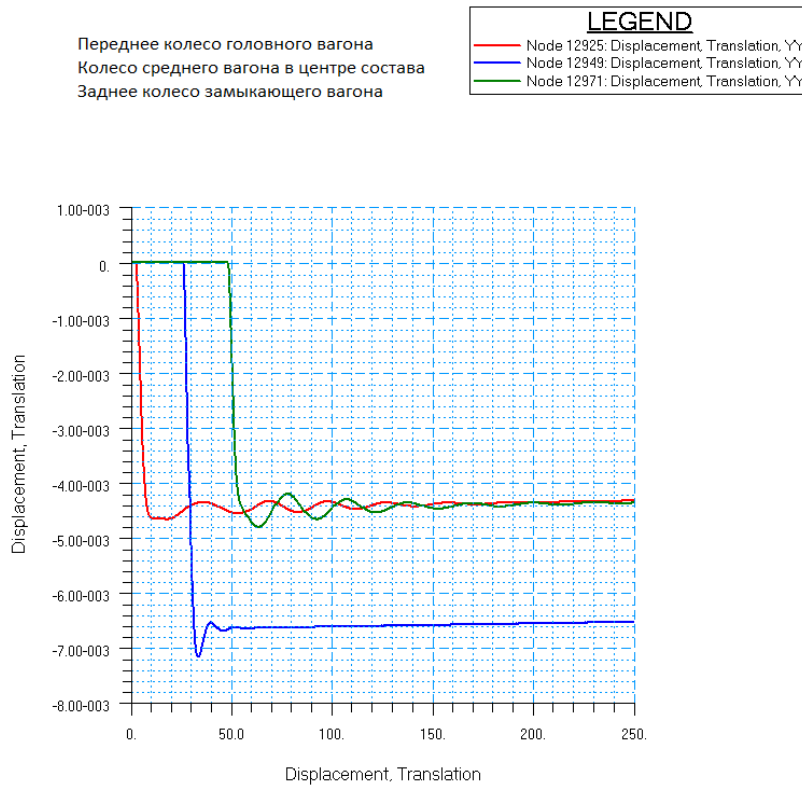


Рис. 2.78. Графики вертикальных перемещений (в метрах) колёс автопоезда при съезде с жёсткого участка на неплотный грунт и движение по нему. Максимальный прогиб пути под колесом центрального вагона – 7,2 мм, под колёсами головного вагона – 4,8 мм

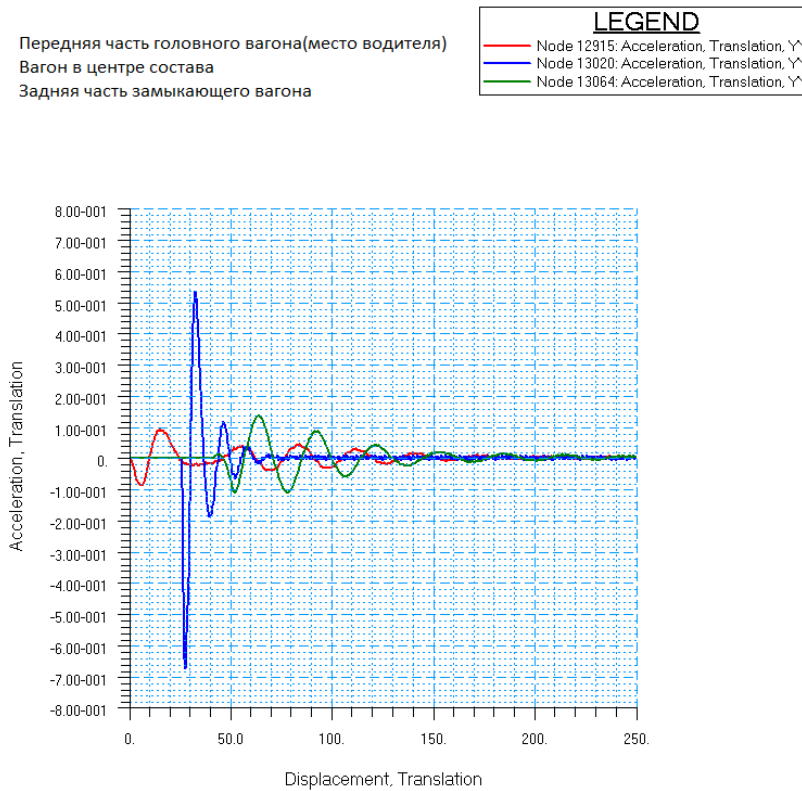


Рис. 2.79. Графики вертикальных ускорений (м/с^2) головного вагона автопоезда (место водителя) и кузова центрального грузового вагона при съезде с жёсткого участка на неплотный грунт и движение по нему. Максимальные вертикальные ускорения мест водителя – $0,14 \text{ м/с}^2$, грузового вагона – $0,68 \text{ м/с}^2$



2.13.2.4. Оценка плавности хода автопоезда и комфортности движения по неплотному грунту

Поскольку съезд рельсового автопоезда с жёстких участков и заезд на них будет происходить редко, то расчёт основного параметра оценки плавности хода W – см. выше пункт 2.12.4.2. Плавность хода для места водителя можно оценить как очень хорошую.

Утомляемость человека зависит не только от режима колебаний кузова транспортного средства (ускорения и частоты), но и от длительности воздействия ускорения t_d (см. табл. 2.23, где приведены данные для пассажира; для водителя уровень воздействия вибраций может быть значительно выше). При ускорениях $a_G = 0,14 \text{ м/с}^2$ допустимая длительность непрерывной поездки для водителя – 1200 минут или 20 часов.

2.14. Выводы по навесному STS

Подытоживая результаты предварительной конструкторской проработки, анализа и оценки концепции перевозки товарной железной руды навесным STS для условий Австралии, можно сделать следующие выводы:

- высокая насыпная плотность железной руды ($2,4 - 2,8 \text{ т/м}^3$) и высота кузова грузового вагона, равная 1205 мм и определяемая высотой кабины водителя, при заданной производительности обуславливают относительно небольшие значения внутренней ширины кузова грузового вагона (470 мм) и колеи рельсового автопоезда (1000 мм);
- для обеспечения годовой производительности около 50 млн. т/год (при работе в три смены с 20-ти минутными междусменными перерывами) транспортная система должна быть оснащена автопоездами грузоподъёмностью 160 т, погрузка и разгрузка которых на терминалах должна производиться на ходу, при скорости около 2 м/с;
- количество автопоездов грузоподъёмностью 160 т, задействованных в перевозке руды на расстояние 100 км при годовой производительности 51 млн. т/год должно быть не менее 77 единиц, или на каждые 1 млн.т/год – 1,5 автопоезда;
- удельный расход топлива на перевозку 1 т руды на расстояние 1 км для автопоезда грузоподъёмностью 160 т составляет $4,2 \text{ г/т} \times \text{км}$, что ниже уровня энергозатрат при перевозке руды по традиционной железной дороге (в частности, при перевозке руды, например, железнодорожным составом из 40 вагонов-самосвалов-думпкаров грузоподъёмностью 60 т со средней скоростью 100 км/ч удельный расход топлива тепловоза будет выше примерно на 15 %, т.е. будет равен $4,8 \text{ г/т} \times \text{км}$);
- расход топлива при перевозке руды автомобильным транспортом по асфальтобетонной дороге со скоростью 100 км/ч будет выше в 3,6 раза, а по укатанной гравийной дороге – в 4,8 раза;
- дополнительные расчёты показывают, что при увеличении грузоподъёмности автопоезда в 2 раза (320 тонн) удельный расход топлива снижается примерно на 4,5 %;
- дополнительные расчёты показывают, что снижение коэффициента тары грузовых вагонов до уровня железнодорожных вагонов-хопперов ($k_t = 0,4$) позволит увеличить грузоподъёмность автопоезда на 12 т и снизить удельный расход топлива примерно на 7%;



- для обеспечения разгона гружёного автопоезда в условиях встречного ветра без ухудшения топливной экономичности и снижения ресурса силовых установок суммарная установочная мощность их должна быть около 600 кВт;
- предельно допустимая скорость бокового ветра, при которой автопоезд утрачивает боковую устойчивость, составляет: для порожнего – 259 км/ч, для груженого – 352 км/ч, что соответствует высшей категории урагана (№5) по шкале Саффира-Симпсона;
- плавность хода автопоезда на месте водителя можно оценить как очень хорошую ($W = 2,04$);
- результаты расчёта динамического взаимодействия рельсового автопоезда на грунтовых участках путевой структуры STS удовлетворительные (для разных плотностей грунта). Для наиболее худшего случая (съезд с жёсткого участка на неплотный грунт и движение по нему) максимальные вертикальные ускорения на месте водителя составляют 0,14 м/с², а максимальный прогиб пути (под колесом центрального вагона) – 7,2 мм;
- при размещении струнного рельса навесного STS непосредственно в грунте (в виде продольной шпалы), максимальное давление на грунт под подошвой рельса будет невысоким: 0,33 – 0,36 кгс/см². На традиционной железной дороге, даже при наличии мощной рельсо-шпальной решётки и песчано-щебёночной подушки, до грунта насыпи доходят значительно большие напряжения: 0,6 – 0,8 кгс/см². Приведённые давления на грунт также значительно ниже давлений от фундаментов традиционных зданий и сооружений со сроком службы в десятки и сотни лет. Это позволяет предположить высокую надёжность и долговечность «защитой» в грунт рельсо-струнной путевой структуры STS;
- отказ от дорогостоящих шпальной решётки, песчано-щебёночной подушки и земляной насыпи позволяет снизить стоимость путевой структуры навесного STS по сравнению с традиционной железной дорогой в 3 – 5 раз для варианта «струнный рельс в грунте» и в 2 – 3 раза – для варианта «струнный рельс на опорах», при обеспечении высокой производительности транспортной системы (50 млн. тонн в год и более);
- вариант навесного STS с «продольной шпалой в грунте» будет в 1,5 – 2 раза менее ресурсоёмким и, соответственно, более дешёвым в сравнении с STS со «струнным рельсом на опорах»;
- предлагаемая рельсо-струнная путевая структура обеспечит долговечность конструкции не менее 5 млн. циклов нагружения, что при грузоподъёмности рельсового автопоезда в 160 тонн обеспечит суммарный объём перевозок за срок службы навесного STS не менее 800 млн. тонн грузов;
- размещение струнного рельса в грунте позволит уменьшить его температурный размах в течение года на 40 – 50 °С (благодаря снижению температуры нагрева рельса днём на солнце летом и повышения температуры рельса ночью зимой, т.к. минимальная температура грунта зимой, из-за тепловой инерционности, выше минимальной температуры воздуха). Это позволяет при прочих равных условиях спроектировать рельс-струну с уменьшенным размахом напряжений в неразрезных элементах конструкции примерно на 1000 кгс/см², что увеличит надёжность и долговечность всей транспортной системы STS;
- навесной STS имеет высокую экологичность благодаря:
 - снижению расхода топлива (энергии) на транспортную работу: на 10 – 20 % в сравнении с железной дорогой и в 3 – 5 раз – в сравнении с автомобильной дорогой;



- снижению в 3 – 5 раз и более ресурсоёмкости путевой структуры (сталь, бетон, щебень, песок, грунт и др.) и связанному с этим снижению негативного воздействия на Природу на всём жизненном цикле системы: при добыче, транспортировке, укладке и восстановлении пришедших в негодность в процессе эксплуатации указанных минеральных ресурсов, составляющих основную конструктивную (материальную) часть любой транспортной системы;
- отсутствию насыпи и рельсо-шпальной решётки в сравнении с железной дорогой и дорожной одеждой и насыпи – в сравнении с автомобильной дорогой, не разрушит флору и фауну в зоне отчуждения и позволит, в частности, в пределах полосы отвода дороги восстанавливать зелёными растениями кислород, сжигаемый в двигателях подвижного состава транспортной системы;
- отсутствие насыпи (с уплотнённым грунтом) не превратит навесной STS, в отличие от традиционных автомобильных и железных дорог, в низконапорную дамбу, нарушающую движение грунтовых и поверхностных вод и миграцию животных, особенно мелких (пресмыкающихся, грызунов, насекомых и др.).

3. Подвесной STS

Сущность концепции подвесного STS – перевозка сыпучих материалов по рельсо-струнной путевой структуре при помощи рельсовых автомобилей (далее юникар), приспособленных под погрузку и выгрузку груза на ходу в специальных терминалах в режиме автоведения.

Юникар представляет собой моторизованный хоппер с автономной энергетической установкой в виде дизель-электрического агрегата.

Концепция предполагает полную автоматизацию процесса перевозки.

Рельсо-струнная путевая структура подвесного STS представляет собой разновидность висячих и вантовых мостов с предварительно напряженной вантой, зашитой в балку жёсткости, которая одновременно является рельсовым полотном для юникаров.

3.1. Весогабаритные параметры юникара

Исходными данными для оценочного определения весогабаритных параметров юникара принимается допустимая подвижная нагрузка на путевую структуру (из расчётных норм грузового подвесного СТЮ – STS).

Допустимая подвижная нагрузка на путевую структуру при приемлемых значениях стрелы прогиба струнного рельса 4 – 6 м на пролёте 250 м составляет 25 тонн (подвижная нагрузка на один струнный рельс – 12,5 тс).

3.1.1. Грузоподъёмность юникара

Грузоподъёмность юникара определяется по формуле:

$$P = Z / (1 + k_t) \cdot g = 250000 / (1 + 0,65) \cdot 9,8 = 15460 \text{ кг},$$

где:

$Z = 250\,000 \text{ Н}$ – допустимая подвижная нагрузка на путевую структуру;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;



$k_t = 0,65$ – коэффициент тары (на этапе предпроектных работ принимается равным примерно значению коэффициентов тары автосамосвалов).

Грузоподъёмность вагона принимается равной:

$$P = 15 \text{ т.}$$

3.1.2. Масса юникара

Порожняя масса юникара (тара) составит: $T = P \cdot k_t = 15 \cdot 0,65 = 9,75 \text{ т.}$

Полная масса юникара (брутто) составит: $M = P + T = 15 + 9,75 = 24,75 \text{ т.}$

3.1.3. Объём загружаемой в кузов юникара железной руды

Расчётный объём v загружаемой в кузов юникара руды определяется по формуле:

$$v = P / \rho, \text{ м}^3,$$

где: ρ – насыпная плотность сыпучего груза, т/м^3 .

Насыпная плотность железной руды принимается равной $2,5 \text{ т/м}^3$, которая характерна для товарной мелкодробленной руды (крупность примерно до 25 мм), в больших объёмах экспортируемой австралийскими рудодобывающими компаниями.

В этом случае расчётный объём загружаемой в кузов юникара руды составит:

$$v = 15 / 2,5 = 6 \text{ м}^3.$$

3.1.4. Диаметр колеса по кругу катания

Диаметр колеса определяется из расчёта на контактную прочность. В зависимости от формы обода колеса и рельса возможны два варианта контакта:

- линейный контакт (пятно контакта близко к прямоугольной форме);
- точечный контакт (пятно контакта близко к форме эллипса).

Опыт эксплуатации подвесных рельсовых дорог [2] показывает, что при точечном контакте сопротивление качению колеса примерно в 1,5 выше, чем при линейном контакте (при одинаковом диаметре колёс и той же нагрузке). Однако, здесь нужно отметить, что большие значения длины контакта в паре «колесо-рельс» реализовать сложнее. Конечно, благодаря податливости струнного рельса эти проблемы снимаются при движении юникара между опорами. Но для обеспечения линейного контакта при движении юникара по радиусным башмакам опор потребуются дополнительные мероприятия (повышение точности взаимного расположения головки рельса и колеса, использования технических решений типа «самоустанавливающееся колесо» и т.д.).

Ниже приводится расчёт на контактную прочность для обоих вариантов. Окончательный выбор формы обода колеса будет производиться в рабочем проекте.

3.1.4.1. Вариант с линейным контактом

В соответствии с рекомендациями [2], колёса юникара должны иметь диаметр по кругу катания не менее 450 мм. Ширина головки струнного рельса составляет 60 мм. Схема контакта колеса с головкой рельса предоставлена на рис. 2.1)

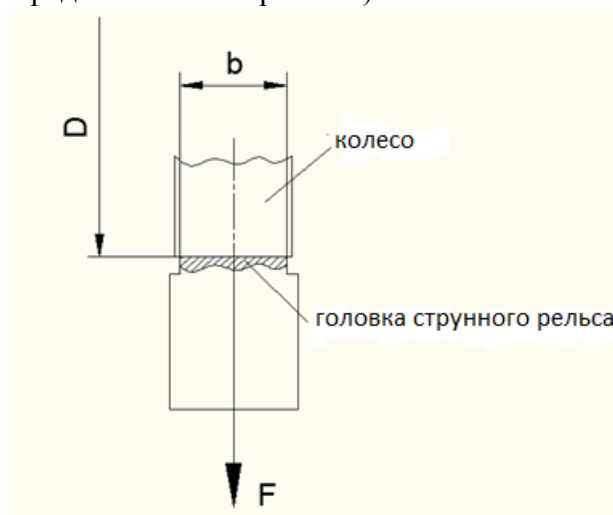


Рис. 3.1. Линейный контакт колеса с головкой струнного рельса

Контактные напряжения при этом составят:

$$\sigma_k = 272 \cdot 10^3 (F / (D \cdot b))^{1/2} = 272 \cdot 10^3 (30318,75 / (0,45 \cdot 0,06))^{1/2} = 288232314 \text{ Па} = 288,2 \text{ МПа},$$

где:

$F = M \cdot g / n_k = 24750 \cdot 9,8 / 8 = 30318,75 \text{ Н}$ – нагрузка на колесо;

$D = 0,45 \text{ м}$ – диаметр поверхности качения колеса;

$b = 0,06 \text{ м}$ – ширина плоской полоски на головке рельса (длина линии контакта);

$M = 24750 \text{ кг}$ – полная масса грузового вагона (брутто);

$n_k = 8$ – количество колес (подбирается предварительным расчётом).

Допускаемые контактные напряжения для стальных рельсов в случае линейного контакта приведены в табл. 3.1.

Допускаемые контактные напряжения для стальных колёс в случае линейного контакта приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.1

Допускаемые контактные напряжения для стальных рельсов (линейный контакт)

Сталь	Твёрдость, НВ, не менее	$[\sigma_k]$, МПа
Углеродистые обыкновенного качества		
Ст3	130	400
Ст5	140	450
14Г	130	460
14Г2	140	480
24Г	140	500
Углеродистые и марганцовистые качественные		
45	229	570
60Г	260	650
35Г2	225	650
Рельсовые		
М71	217	600
М75	245	770



Таблица 3.2

Допускаемые контактные напряжения для стальных колес (линейный контакт)

Сталь	Твёрдость обода (нормализация), НВ	$[\sigma_k]$, МПа
45	217	450
50Г2	241	550
65Г	260	600
40ХН	255	550

При наличии касательных сил (силы тяги или торможения) значения, приведенные в табл. 3.1 и 3.2 необходимо снижать. Величина снижения зависит от величины отношения касательных сил к нормальным (см. табл. 3.3).

Таблица 3.3

Снижение допускаемых контактных напряжений

Отношение касательной силы к нормальной	0,0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Снижение допускаемых напряжений, %	0,0	2	4	6	10	15-20

Коэффициент сцепления колеса и рельса определяется также отношением касательной силы к нормальной. Для пары «сталь-сталь» наибольшая величина указанного коэффициента составляет примерно 0,3 – 0,35. Отсюда следует, что значения допускаемых контактных напряжений, приведённых в табл. 3.1 и 3.2, необходимо уменьшить на 20%. В этом случае в качестве материала для колеса юникара могут быть использованы все приведенные выше марки стали, а для головки рельса – стали марок Ст3, Ст5, 14Г, 14Г2 и 24Г (свариваются без ограничений). Остальные марки сталей – трудносвариваемые (требуется подогрев, термообработка) или не применяемые для сварных конструкций.

3.1.4.2. Вариант с точечным контактом

Для случая качения стального колеса с выпуклым ободом по плоской поверхности стального рельса (см. рис. 3.2) местные контактные напряжения можно определить по рекомендуемой научно-исследовательским институтом подъемно-транспортного машиностроения РФ формуле [2]:

$$\sigma_k = 35 \cdot k \cdot (F / r_{\max}^2)^{1/3} = 35 \cdot 0,49 \cdot (30318,75 / 0,6^2)^{1/3} = 752 \text{ МПа,}$$

где:

F = 30318,75 Н – нагрузка на колесо;

$r_{\max} = 0,6$ м (большее значение радиусов R = 0,6 м и r = 0,3 м);

k = 0,49 – коэффициент, зависящий от соотношения r_{\min} / r_{\max} (см. табл. 3.4).

Таблица 3.4

Значение коэффициента k

r_{\min} / r_{\max}	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05
k	0,388	0,400	0,420	0,440	0,468	0,490	0,536	0,600	0,716	0,800	0,970	1,280

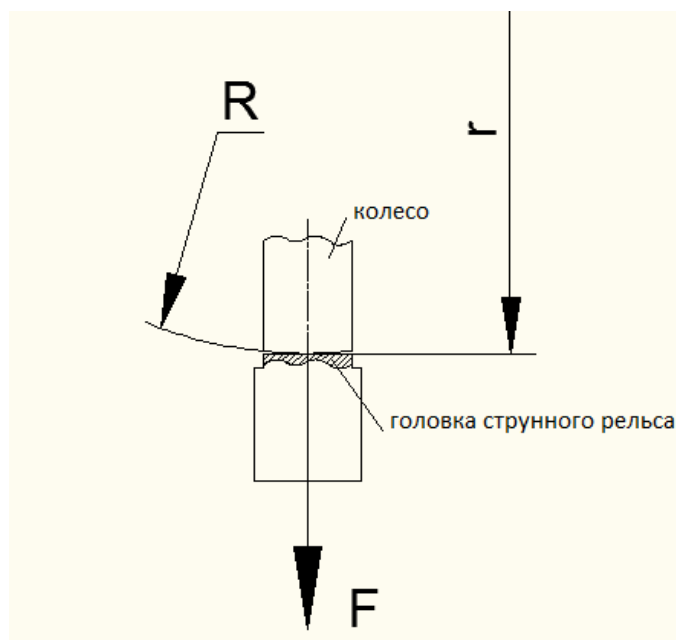


Рис. 3.2. Точечный контакт колеса с головкой рельса

Допускаемые контактные напряжения для стальных рельсов в случае точечного контакта приведены в табл. 3.5.

Допускаемые контактные напряжения для стальных колёс в случае точечного контакта приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.5

Допускаемые контактные напряжения для стальных рельсов (точечный контакт)

Сталь	Твёрдость, НВ, не менее	$[\sigma_k]$, МПа
Углеродистые обыкновенного качества		
Ст3	130	960
Ст5	140	1100
14Г	130	1100
14Г2	140	1150
24Г	140	1200
Углеродистые и марганцовистые качественные		
45	229	1400
60Г	260	1500
35Г2	225	1500
Рельсовые		
М71	217	1450
М75	245	1800

Таблица 3.6

Допускаемые контактные напряжения для стальных колёс (точечный контакт)

Сталь	Твёрдость обода (нормализация), НВ	$[\sigma_k]$, МПа
45	217	1100
50Г2	241	1300
65Г	260	1400
40ХН	255	1300

При наличии касательных сил (силы тяги или торможения) значения, приведенные в табл. 3.5 и 3.6 необходимо снижать. Величина снижения зависит от величины отношения касательных сил к нормальным (см. табл. 3.7).

Таблица 3.7

Снижение допускаемых контактных напряжений

Отношение касательной силы к нормальной	0,0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Снижение допускаемых напряжений, %	0,0	2	4	6	10	15-20

Коэффициент сцепления колеса и рельса определяется также отношением касательной силы к нормальной. Для пары «сталь-сталь» наибольшая величина указанного коэффициента составляет примерно 0,3 – 0,35. Отсюда следует, что значения допускаемых контактных напряжений, приведённых в табл. 3.5 и 3.6, необходимо уменьшить на 20%. В этом случае в качестве материала для колеса могут быть использованы все приведенные выше марки стали, а для головки рельса – стали марок Ст5, 14Г, 14Г2 и 24Г (свариваются без ограничений). Остальные марки сталей – трудносвариваемые (требуется подогрев, термообработка) или не применяемые для сварных конструкций.

3.1.5. Поперечные габаритные размеры юникара и ширина колеи

Габаритная ширина юникара, его кузова и колеи определяются предварительной прорисовкой при исходных данных: минимальный радиус прохождения кривых 20 м, габаритная длина тягового электродвигателя типа DKWBZ 385 мм, габаритная ширина упругого элемента типа GMT 197 мм, габаритная ширина колеса 60 мм, габаритная ширина дизель-электрического агрегата типа GEKO (32 – 48 кВт) до 900 мм. Наиболее близкий размер ширины колеи, соответствующий нормам грузового подвесного STS – 1750 мм. Габаритный размер высоты юникара 2150 мм назначен по соображениям обеспечения центра парусности юникара в плоскости рельса-струны.

Результаты предварительной прорисовки подвесного юникара грузоподъемностью 15 тонн схематично представлены на рис. 3.3.

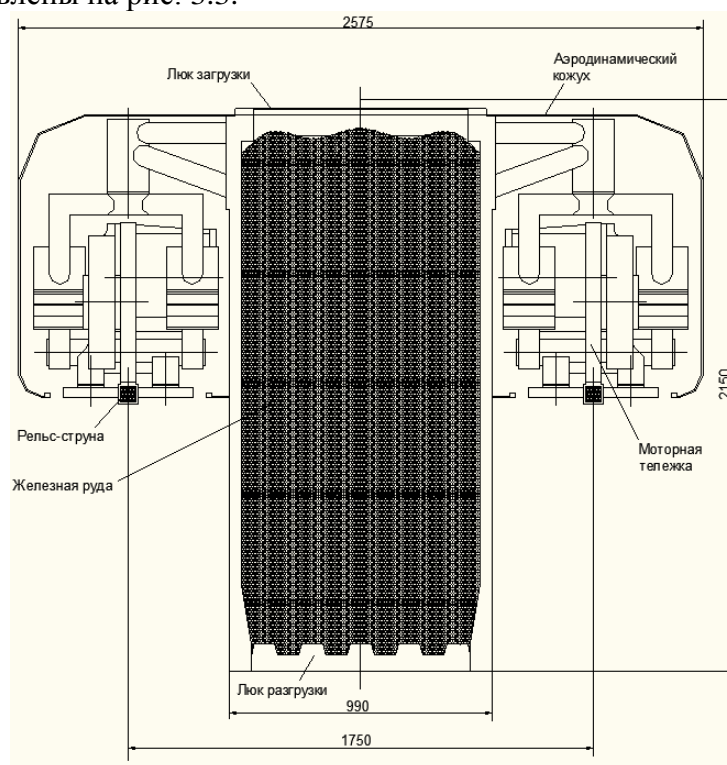


Рис. 2.3. Поперечное сечение юникара

3.1.6. Внутренняя длина кузова юникара

Расчетный объем загружаемой в кузов юникара руды составляет 6 м^3 (см. п. 3.2.3). Для полного использования паспортной грузоподъемности юникара его геометрический объем кузова должен превышать расчетный объем загружаемой руды. Как уже упоминалось выше, опыт железнодорожного транспорта показывает, что даже при самой тщательной загрузке вагона его геометрический объем используется на 90 – 95% ввиду неполной загрузки в торцовых частях вагонов и неполного использования высоты бортов, что обусловлено углом естественного откоса груза [4]. Геометрический объем кузова юникара определим по формуле, используемой для железнодорожных вагонов-самосвалов:

$$v_r = v \cdot k_n = 6 \cdot 1,25 = 7,5 \text{ м}^3 - \text{геометрический объем кузова грузового вагона,}$$

где:

$k_n = 1,1 - 1,25$ – коэффициент наполнения вагонов-самосвалов [4] (на этапе предпроектных работ принимается большее значение коэффициента, равное 1,25).

Внутреннюю длину кузова юникара в этом случае можно определить из соотношения:

$$L = v_r / (b \cdot h) = 7,5 / (0,9 \cdot 1,99) = 4,2 \text{ м,}$$

где:

$b = 0,9 \text{ м}$ – внутренняя ширина кузова юникара;

$h = 1,99$ – внутренняя высота кузова юникара.

3.1.7. Продольные размеры юникара

Для получения оптимальных значений изгибных напряжений в корпусе струнного рельса (без наложения эпюр напряжений, возникающих в корпусе от смежных колёс), расстояние между колёсами юникара должно быть не менее 1500 мм. При этом число опорно-тяговых колёс, в соответствии с результатами расчёта на контактную прочность пары «рельс-колёсо», должно быть равно восьми. Исходя из этого выбирается схема ходовой части юникара: две двухколесных тележки на каждую сторону (см. рис. 3.4). Тележки моторные, при прохождении юникаром радиусов кривых могут поворачиваться в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

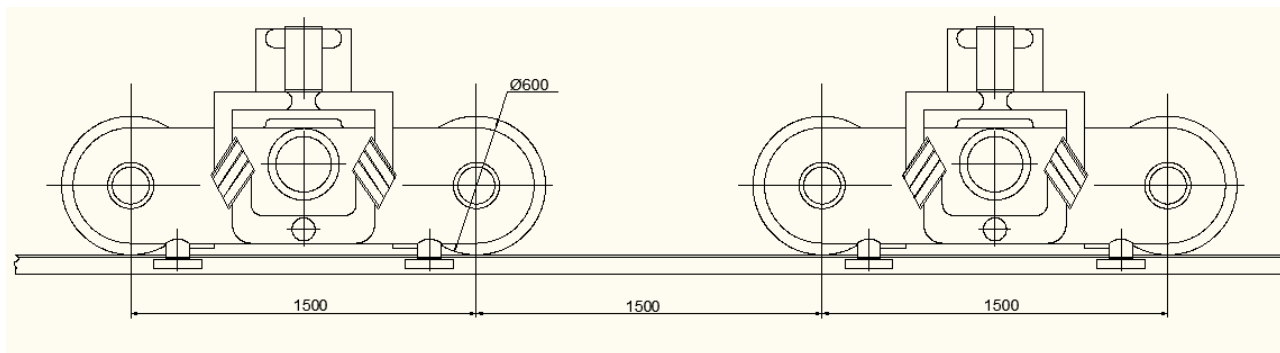


Рис. 3.4. Схема ходовой части подвешенного юникара

Габаритная длина юникара 7850 мм определяется предварительной прорисовкой при исходных размерах основных составляющих (определяющих габаритную длину и основную часть полной массы юникара): грузовых отсеков 1, 2 (см. рис. 3.5), дизель-электрического

агрегата 3 и основного топливного резервуара 4. Оптимальная привязка, обеспечивающая относительно равномерное нагружение тележек, перечисленных составляющих, к колёсным парам будет производиться на этапе рабочего проекта.

Результаты предварительной прорисовки представлены на рис. 3.5.

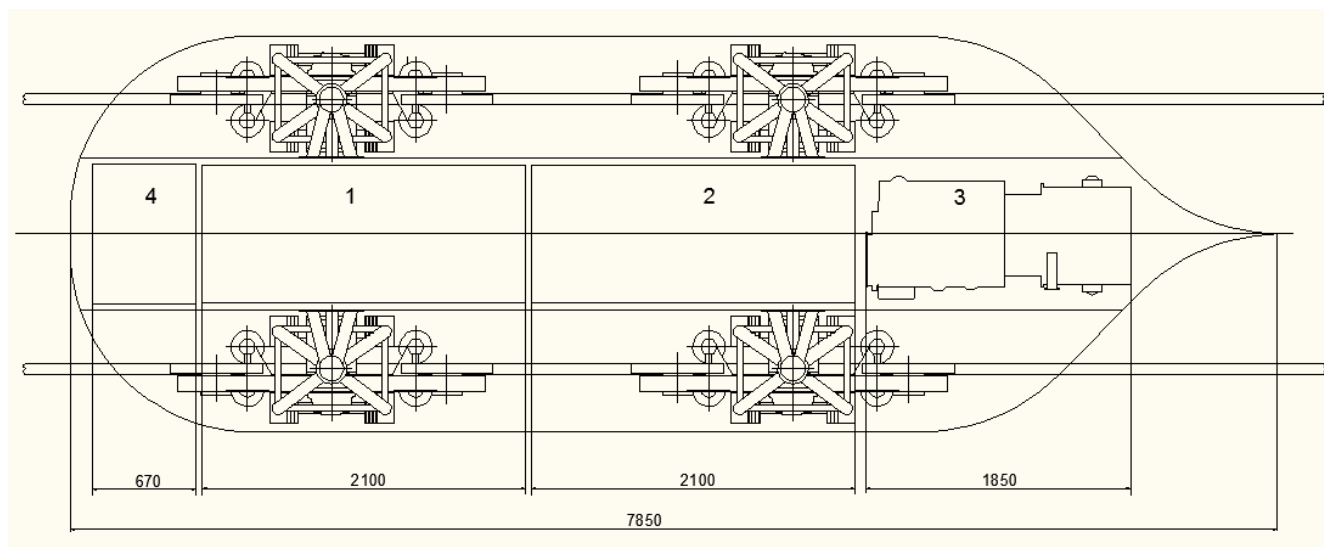


Рис. 3.5. Схема определения габаритной длины юникара

3.2. Обеспечение перевозки руды в объёме 50 млн. т/год

Сам процесс перевозки руды включает четыре этапа:

- погрузка руды в движущийся на небольшой скорости юникар на погрузочном терминале (0,5–1,5 м/сек);
- транспортировка руды юникаром по трассе к разгрузочному терминалу (65–75 км/ч);
- разгрузка руды движущимся с небольшой скоростью юникаром на разгрузочном терминале (0,5–1,5 м/сек);
- движение порожнего юникара по трассе к погрузочному терминалу (65–75 км/ч).

Для перевозки руды в объёме 50 млн.т/год необходимо обеспечить производительность транспортной системы 1,5 т/сек. Юникары грузоподъемностью 15 т обеспечат такую производительность при движении по трассе с интервалом в 10 сек. При этом процесс перевозки руды в таких объёмах должен происходить в непрерывном автоматическом режиме.

3.2.1. Погрузка

Непрерывный автоматический режим перевозки руды в больших объёмах предполагает погрузку руды в юникар в движении. Технических решений погрузки сыпучих грузов в движении существует множество. В качестве примера можно рассмотреть наиболее известный способ, успешно применяемый в грузовых канатных дорогах: руда ленточным конвейером (одним или несколькими) подаётся во вращающийся магазин, из воронок которого при открытии заслонки груз пересыпается в вагонетки (в нашем случае в юникары), движущиеся с угловой скоростью вращающегося магазина (см. рис. 3.6). Определив объёмную производительность транспортной системы по формуле:

$$Q_2 = Q_1 / \rho = 1,5 / 2,5 = 0,6 \text{ м}^3/\text{сек},$$

где:

$Q_1 = 1,5 \text{ т/сек}$ – производительность транспортной системы;

$\rho = 2,5 \text{ т/м}^3$ – насыпная плотность руды,

можно определить скорость движения юникара на погрузочном терминале.

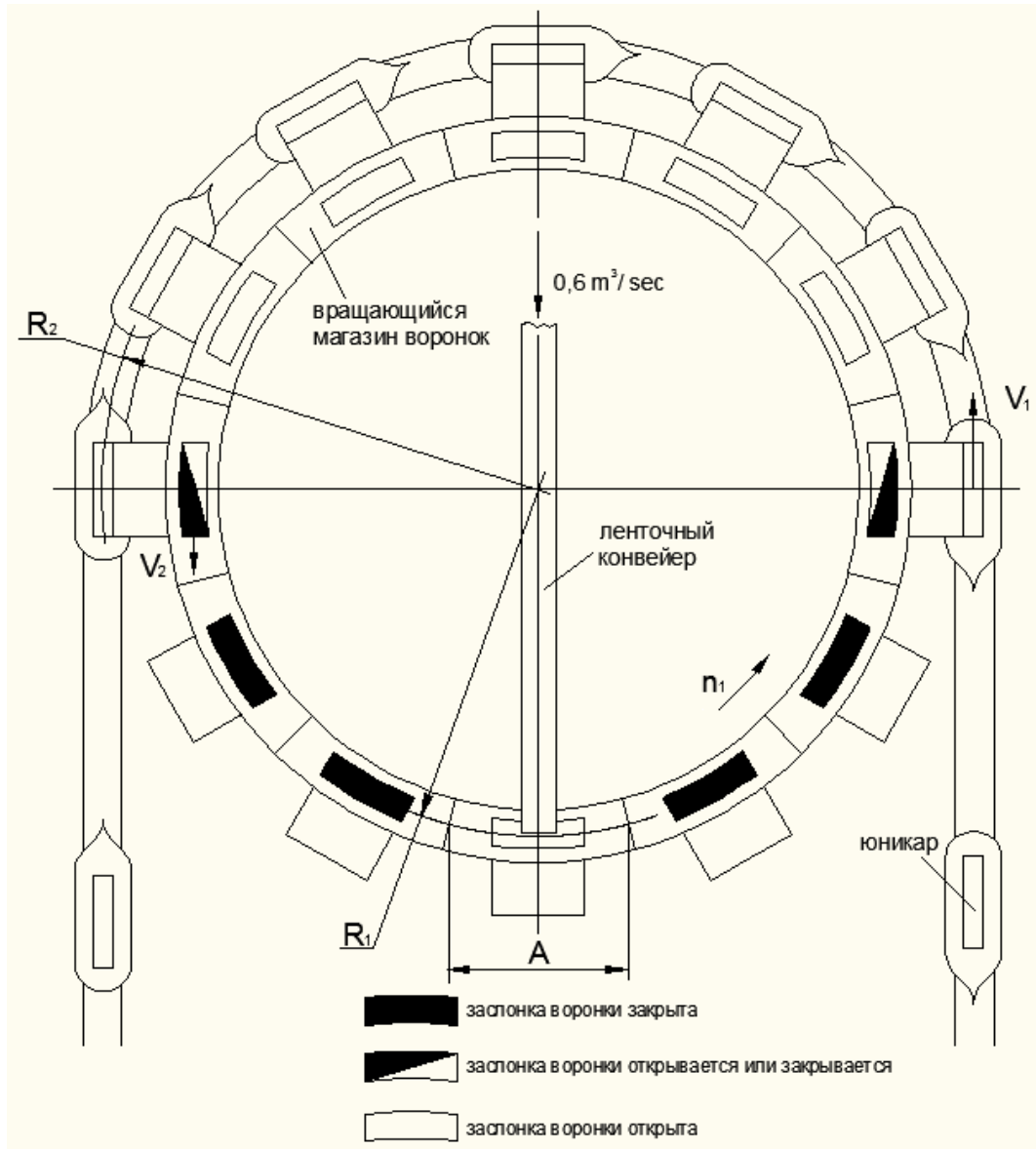


Рис. 3.6. Схема погрузки руды в движущиеся юникары (вариант)

Объем каждой воронки вращающегося магазина равен объему руды, загружаемой в юникар. Тогда время, необходимое для загрузки одной воронки, составит:

$$t_1 = v / Q_2 = 6 / 0,6 = 10 \text{ сек,}$$

где:

$v = 6 \text{ м}^3$ – расчётный объем загружаемой в юникар руды.

Линейная скорость воронок в составе вращающегося магазина можно определить по общеизвестной формуле:



$$V_1 = A / t_1 = 8,3 / 10 = 0,83 \text{ м/сек},$$

где:

$A = 8,3 \text{ м}$ – длина воронки по дуге радиусом $R_1 = 15,9 \text{ м}$

Линейная скорость движения юникара на погрузочном терминале определяется из выражения:

$$V_2 = V_1 \cdot R_2 / R_1 = 0,83 \cdot 20 / 15,9 = 1,044 \text{ м/сек}$$

где:

$R_2 = 20 \text{ м}$ – средний радиус разворотного круга погрузочного терминала (по осевой линии путевой структуры на терминале).

При этом угловая частота вращения магазина составит:

$$n_1 = V_1 \cdot 30 / R_1 \cdot \pi = 0,83 \cdot 30 / 15,9 \cdot 3,14 = 0,5 \text{ об/мин.}$$

3.2.2. Разгрузка

Разгрузка юникаров осуществляется также в движении путем открытия в зоне разгрузки нижних люков по сигналу, поступающему к запорным устройствам крышек люков (или вследствие непосредственного воздействия на них наездом). Возвращение крышек в исходное положение производится в движении путем наезда на прижимные роликовые батареи. Руда может выгружаться как в штабеля на пирсе, так и в бункера погрузочного терминала, который может быть сооружен непосредственно в море в случае доставки руды потребителю балкерами (см. рис. 3.7).

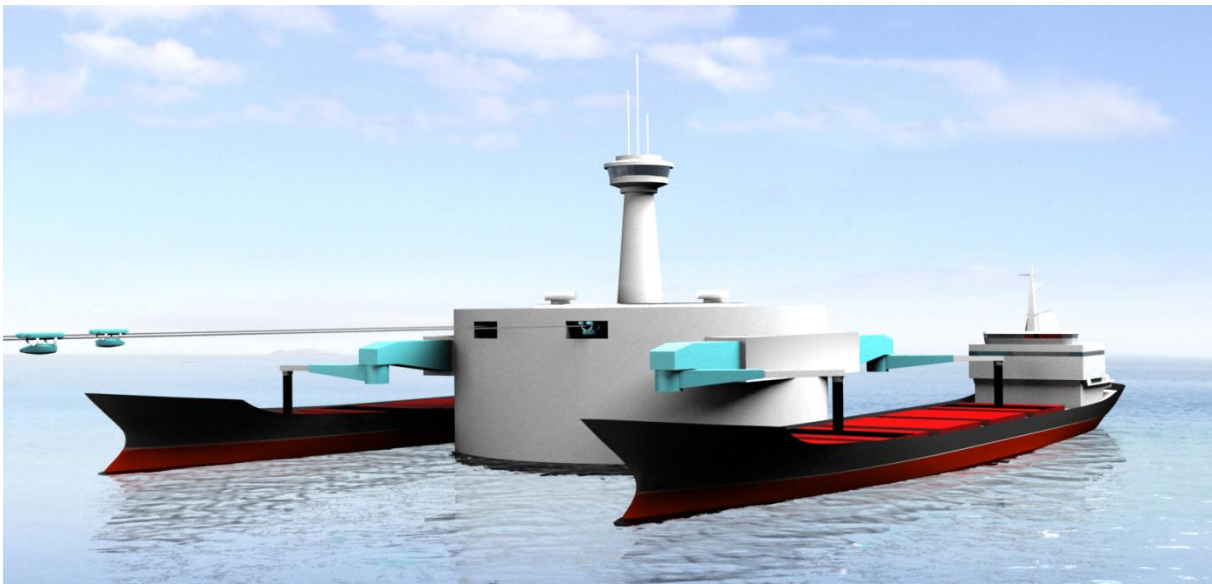


Рис. 3.7. Погрузочный терминал STS, вынесенный в море (вариант)

В случае необходимости доставляемая на разгрузочный терминал руда может быть отсортирована и выгружена в разные бункера. При этом могут быть предложены как минимум два варианта перегрузки руды с бункеров в балкер:

- каждый бункер оснащен своим перегружающим устройством (см. рис. 3.8);
- перегрузка руды осуществляется одним перегружающим устройством, который имеет возможность передвигаться вдоль всех бункеров (см. рис.3.9).

В обоих вариантах при разгрузке юникаров руда поступает из них в приемные люки бункеров, минимальная длина которых может быть вычислена по формуле [1]:

$$B = t_{ul} \cdot V_{ul} + X = 3 \cdot 1 + 4 = 7 \text{ м,}$$

где:

$t_{ul} = 3$ сек – время разгрузки (по опыту эксплуатации грузовых канатных дорог [1];

$V_{ul} = 1$ м/сек – скорость движения юникара в пределах разгрузочного терминала;

$X = 4$ м – общая длина разгрузочных люков юникара.



Рис. 3.8. Вариант перегрузки руды в балкер
(каждый бункер оснащен своим перегружающим устройством)

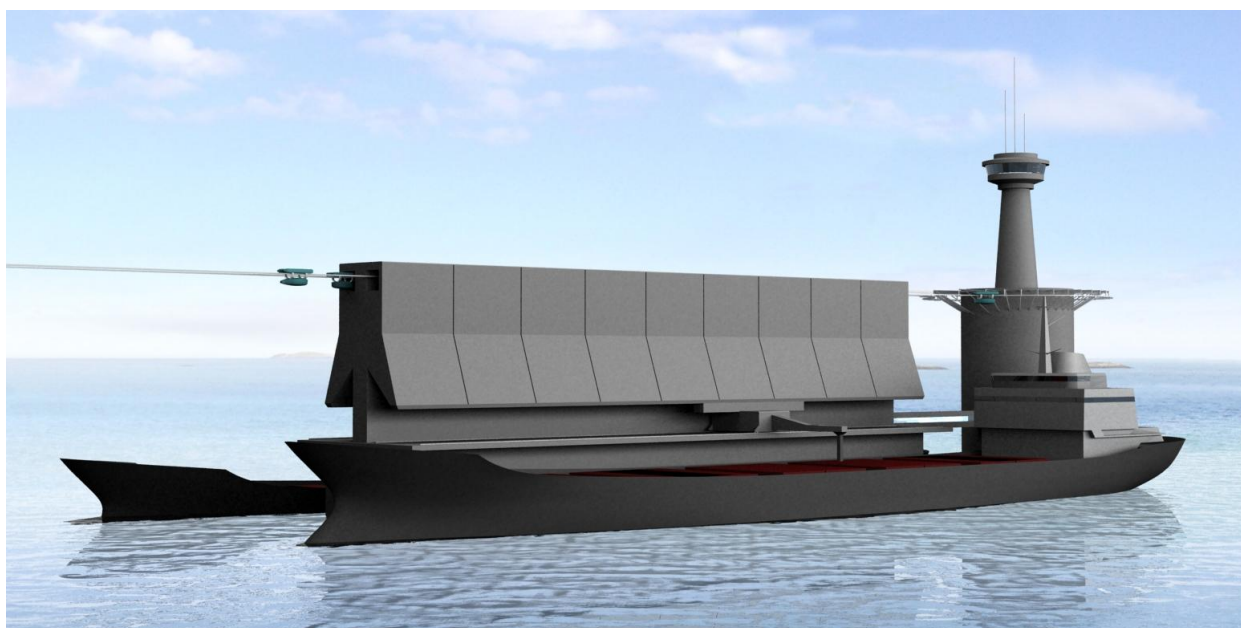


Рис. 3.9. Вариант перегрузки руды в балкер (перегружающее устройство имеет возможность передвигаться вдоль всех бункеров, выбирая из них нужный)



3.2.3. Средняя скорость движения юникаров на трассе и их количество

Средняя скорость движения юникаров на трассе определяется интервалом их движения, который легко рассчитывается по заданному годовому объёму перевозки руды, и расстоянием между промежуточными опорами, исходя из которого назначается минимальная дистанция между юникарами на трассе. При годовом объёме перевозки руды 50 млн. тонн интервал движения юникаров составляет 10 сек. Допустимая подвижная нагрузка на путевую структуру 25 тонн определяет расстояния между промежуточными опорами до 250 м. В этом случае дистанция между юникарами на трассе будет равна 200 м. Таким образом, для случая перевозки руды в объёме 50 млн.т/год средняя скорость движения юникаров на трассе составит 20 м/сек. Количество задействованных юникаров зависит от расстояния перевозки, и при перевозке руды на расстояние 100 км в объёме 50 млн. т/год количество их составит примерно 1010 шт.

3.3. Мощность силовой установки системы автономного электропитания

В данном разделе производится расчёт установочной мощности силовой установки (дизельного двигателя внутреннего сгорания) системы автономного электропитания на основе тягово-динамического расчёта для юникара грузоподъёмностью 15 тонн, обеспечивающего среднюю скорость перевозки руды до 72 км/ч в условиях встречного ветра 15 м/сек.

3.3.1. Мощность, потребная для движения юникара с грузом

Мощность, потребная для движения (полезная мощность) определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = (F_1 + F_2) \cdot V = (485 + 359,5) \cdot 20 = 16890 \text{ Вт},$$

где:

$V = 20$ м/с – расчетная скорость юникара.

Расчёт значений, входящих в формулу для определения $N_{\text{п}}$:

1) $F_1 = M \cdot g \cdot f = 24750 \cdot 9,8 \cdot 0,002 = 485 \text{ Н}$ – сила сопротивления качению колес юникара,

где:

$M = 24750$ кг – полная масса юникара;

$f = 0,002$ – коэффициент сопротивления качению стального колеса для точечного контакта при $D > 600$ мм;

2) $F_2 = 0,5 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A_{\text{м}} \cdot C_x \cdot V_{\text{а}}^2 = 0,5 \cdot 1,204 \cdot 3,75 \cdot 0,13 \cdot 35^2 = 359,5 \text{ Н}$ – сила аэродинамического сопротивления движению юникара,

где:

$\rho_{\text{в}} = 1,204$ кг/м³ – плотность воздуха на уровне моря при температуре + 20° С;

$A_{\text{м}} = 3,75$ м² – наибольшая площадь миделевого сечения;

$C_x = 0,13$ – коэффициент аэродинамического сопротивления (из расчётных норм подвесного СТЮ);

$V_{\text{а}} = 20 + 15 = 35$ м/сек – скорость обтекающего юникар воздуха.

3.3.2. Мощность на коленчатом валу силовой установки



Мощность на коленчатом валу силовой установки вычисляется по формуле:

$$N = N_{\text{п}} / (\eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot (1 - \eta_{\text{в}}) \cdot \text{Cos}\varphi) = 16890 / (0,94 \cdot 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,92 \cdot (1 - 0,1) \cdot 0,95) = 27000 \text{ Вт},$$

где:

$\eta_{\text{р}} = 0,94$ – КПД понижающего редуктора (три зацепления);

$\eta_{\text{д}} = 0,92$ – КПД тягового электродвигателя;

$\eta_{\text{п}} = 0,94$ – КПД тяговых преобразователей;

$\eta_{\text{г}} = 0,92$ – КПД генератора;

$\eta_{\text{в}} = 0,1$ – потери на привод вентиляторов системы охлаждения силовых установок;

$\text{cos}\varphi = 0,95$ – фазовый сдвиг.

Установочная мощность силовой установки системы электропитания по соображениям топливной экономичности и ресурсосбережения назначается большим. В частности, для дизель-электрических агрегатов типа GEKO средняя мощность в течение 24 часов не должна превышать 60% установочной мощности. В итоге установочная мощность силовой установки системы автономного электропитания должна составить не менее 45 кВт. При построении системы автономного электропитания на базе дизель-электрических агрегатов типа GEKO наиболее близким вариантом может быть выбрана модель 60000 ED-SDEDA с мощностью силовой установки 48 кВт.

3.3.3. Динамика разгона юникара

Динамика разгона гружёного юникара определена на основе тягово-динамического расчёта. Результаты расчёта (время и путь разгона, изменение скорости и ускорения) приведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Изменения значений скорости, ускорения, времени и пути разгона гружёного юникара

V, км/ч	V, м/с	a, м/с ²	t _y , сек	S _y , м
0	0	0	0	0
2	0,556	0,600	0,926	0,257
4	1,111	0,600	1,852	1,029
6	1,667	0,600	2,778	2,315
8	2,222	0,527	3,764	4,232
10	2,778	0,417	4,941	7,175
12	3,333	0,344	6,399	11,631
14	3,889	0,292	8,144	17,931
16	4,444	0,253	10,180	26,414
18	5,000	0,223	12,513	37,432
20	5,556	0,199	15,149	51,345
22	6,111	0,179	18,095	68,529
24	6,667	0,162	21,357	89,370
26	7,222	0,148	24,943	114,272
28	7,778	0,136	28,860	143,650
30	8,333	0,125	33,117	177,938
32	8,889	0,116	37,721	217,588
34	9,444	0,108	42,683	263,071
36	10,000	0,101	48,012	314,879



V, км/ч	V, м/с	a, м/с ²	t, сек	S _y , м
38	10,556	0,094	53,718	373,527
40	11,111	0,088	59,813	439,557
42	11,667	0,083	66,309	513,537
44	12,222	0,078	73,218	596,067
46	12,778	0,073	80,555	687,781
48	13,333	0,069	88,335	789,347
50	13,889	0,066	96,573	901,480
52	14,444	0,062	105,288	1024,935
54	15,000	0,059	114,497	1160,522
56	15,556	0,056	124,223	1309,107
58	16,111	0,053	134,487	1471,617
60	16,667	0,050	145,313	1649,054
62	17,222	0,047	156,730	1842,497
64	17,778	0,045	168,765	2053,116
66	18,333	0,043	181,452	2282,186
68	18,889	0,040	194,826	2531,093
70	19,444	0,038	208,927	2801,360
72	20,000	0,036	223,799	3094,658

3.4. Основные технические характеристики юникара подвешного STS грузоподъемностью 15 т для перевозки железной руды

Основные технические характеристики юникара подвешного STS грузоподъемностью 15 т, главный вид и вид сверху которого показаны на рис. 3.10, приведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Основные технические характеристики юникара подвешного STS

№	Наименование характеристики	Значение (описание) характеристики
1	Грузоподъемность, т	15
2	Порожняя масса, т	9,75
3	Кузовная вместимость, м ³	7,5
4	Габаритные размеры, мм: - длина - ширина - высота	8200 2575 2150
5	Колея, мм	1750
6	База тележки, мм	1500
7	Колёсная формула	8 x 8
8	Нагрузка на путевую структуру: - осевая, тс - погонная, тс/м	6,2 4,2
9	Количество грузовых отсеков	2
10	Максимальная эксплуатационная скорость, км/ч	85
11	Время разгона до максимальной скорости, мин	3,75
12	Максимальный преодолеваемый подъем, %: - с грузом 15 т - без груза	8,0 13,0
13	Длина тормозного пути (начальная скорость 72 км/ч), м	200
14	Привод	Дизель-электрический

№	Наименование характеристики	Значение (описание) характеристики (вариант производителя GEKO, VEM, Германия)
15	Удельный расход дизельного топлива на перевозку 1 т руды на расстояние 1 км, г/т × км	3,9
16	Тормозная система: - рабочая - стояночная (запасная)	электродинамическая электромеханическая (вариант производителя Мауг, Германия)
17	Погрузка руды	через верхние люки
18	Разгрузка руды	через нижние люки
19	Минимальный радиус разворотного участка, м	20
20	Система управления движением	автоматическая

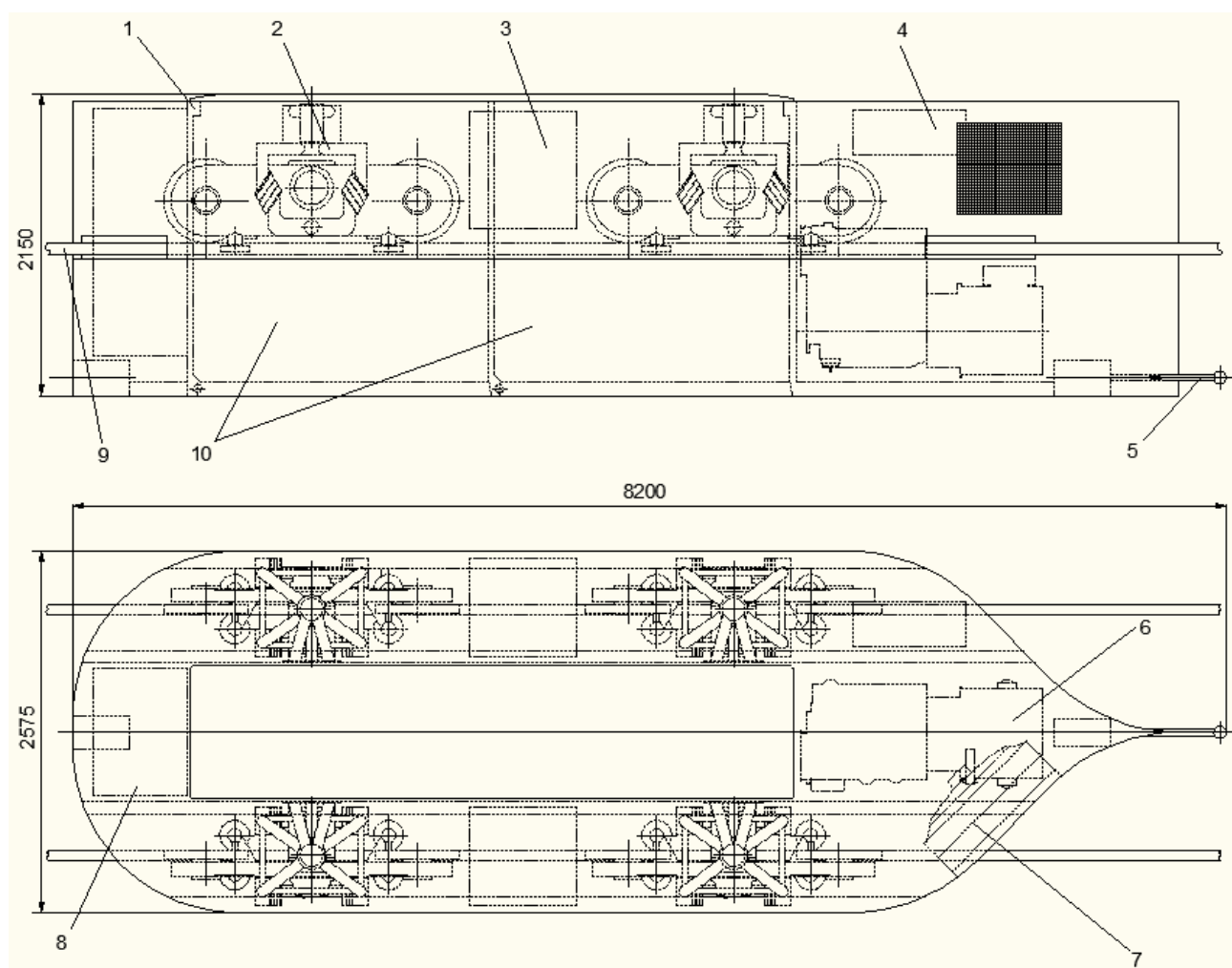


Рис. 3.10. Юникар подвесного STS грузоподъемностью 15 т для перевозки железной руды:
 1 – корпус; 2 – моторная тележка; 3 – силовой преобразователь; 4 – бортовое устройство управления; 5 – сцепное устройство; 6 – дизель-электрический агрегат; 7 – блок охлаждения;
 8 – основной топливный резервуар; 9 – струнный рельс; 10 – грузовые отсеки

3.5. Топливная экономичность юникара подвесного STS

Удельный расход дизельного топлива на перевозку одной тонны железной руды на расстояние один километр для юникара подвешного STS грузоподъёмностью 15 т составляет 3,9 г/т×км, что ниже среднего уровня расхода топлива при перевозке руды по традиционной железной дороге примерно на 16% и значительно ниже в сравнении с автопоездами «Road train», часто используемыми в Австралии для перевозки горнорудной продукции (см. рис. 3.11).



Рис. 3.11. Автопоезда «Road train» часто используются в Австралии для перевозки горнорудной продукции

В табл. 3.10 приведены расчётные расходы дизельного топлива для автопоездов «Road train» и юникаров STS при перевозке ими груза в объёме 1 млн. тонн на расстояние 100 км.

Таблица 3.10

Сравнительная таблица значений расчётного расхода дизельного топлива при перевозке 1 млн. тонн груза на расстояние 100 км автопоездами «Road train» и подвешными юникарами STS

Автопоезд	Расход дизельного топлива при перевозке 1 млн. тонн груза на расстояние 100 км, тонн		
	Асфальтобетонное покрытие	Укатанное гравийное покрытие	Путевая структура STS
«Road train»	2375*	3125*	-
STS	-	-	590*

*при удельном расходе топлива дизельными двигателями 210 г/кВт×ч

3.6. Автоматическая система управления подвешной транспортной системы STS

В настоящее время рельсовые дороги, к числу которых относится и СТЮ, являются системами, управление которыми осуществляется в значительной мере извне. Поэтому сравнительно просто реализовать режим автоматического управления рельсовых транспортных средств. В отличие от автомобильного транспорта, где все решения принимает водитель, машинист локомотива или электропоезда строго руководствуется инструкциями,

показаниями сигналов и расписанием движения. Такая система является удобным объектом автоматизации. Можно выделить два уровня автоматизации управления движением: автоведение с машинистом и автоведение без машиниста.

В настоящее время реализованы оба уровня автоматизации. При этом опыт эксплуатации показывает, что высокая плотность движения небольших укороченных поездов окупают себя только при режиме управления поездами без машинистов. Автоматическая система управления (далее АСУ) подвесной транспортной системы STS при объемах перевозки 50 млн.т/год, где интервал движения юникаров может достигать 10 сек, очевидно должна соответствовать второму уровню автоматизации – автоведение без машиниста. Вариант структурной схемы АСУ у рельсового транспорта «второго уровня» представлен на рис. 3.12.

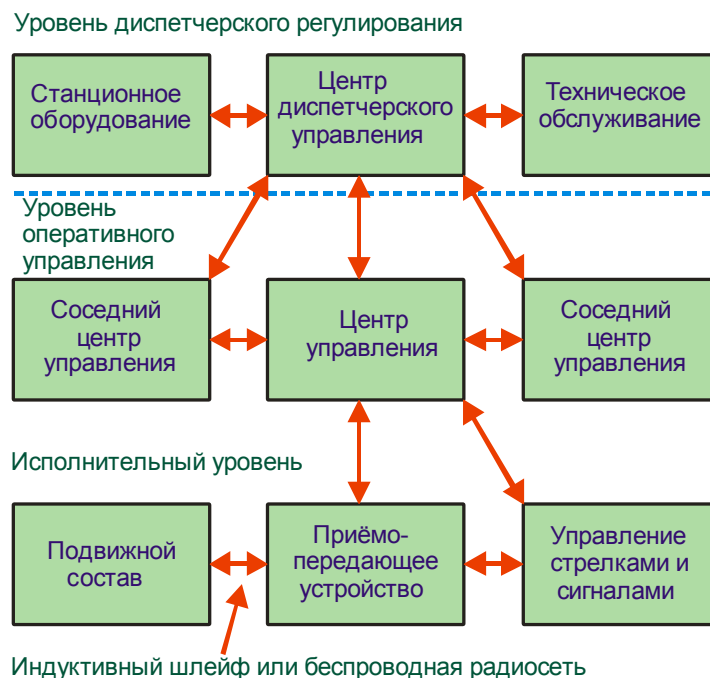


Рис. 3.12. Структурная схема АСУ при автоведении без машиниста

Основной задачей центров управления (они полностью автоматические) является управление движением подвижного состава. Они регулируют их скорость в зависимости от заданного графика скорости на трассе, обеспечивают поддержание между ними безопасных расстояний и задают для них пункты остановок. Подвижной состав оборудуется бортовыми устройствами АСУ. Основной задачей бортового устройства является расчёт и контроль заданной скорости.

Заданная скорость движения подвижного состава рассчитывается на основе руководящей информации, передаваемой из центра управления и включающей в себя данные о месте окончания графика скорости при торможении, величине замедления (с учётом уклона участка пути), месте препятствия и скорости в месте препятствия. Помимо задания скорости и контроля за ней необходимо выполнять функцию управления тяговыми двигателями и тормозами. Эта функция интегрирована в программное обеспечение бортового устройства. Через АСУ в подвесной транспортной системе STS будет осуществляться также управление выполнением вспомогательных функций, такими, как открывание крышек погрузочных и разгрузочных люков, а также контроль за ними. Центр диспетчерского управления оборудуется вычислительной системой, не рассчитанной на выполнение ответственных функций. Для транспортной системы предусматривается только один центр диспетчерского управления, который выполняет общую координацию эксплуатационного процесса. Центр диспетчерского управления соединен со всеми центрами управления (на трассе, на

погрузочном и разгрузочном терминалах) и выдаёт этим центрам диспетчерские задания. Он также образует интерфейс с персоналом диспетчерского центра, обеспечивая управление выводом информации на мониторы и обработку регулировочных заданий диспетчеров.

3.7. Статический расчёт рельса-струны на подвесном участке путевой структуры

3.7.1. Исходные данные по подвесной путевой структуре

Требуется провести предварительное расчётное исследование рельса-струны подвесной путевой структуры для условий Австралии. Проверка рельса-струны на подвесном участке путевой структуры производится по жёсткости, прочности и выносливости.

Схематично участок путевой структуры с длиной пролётов по 250 метров каждый, изображен на рис. 3.13. Конструкция струнной подвесной путевой структуры крепится на промежуточных и анкерных опорах (анкерные опоры на рис. 3.13 не показаны).

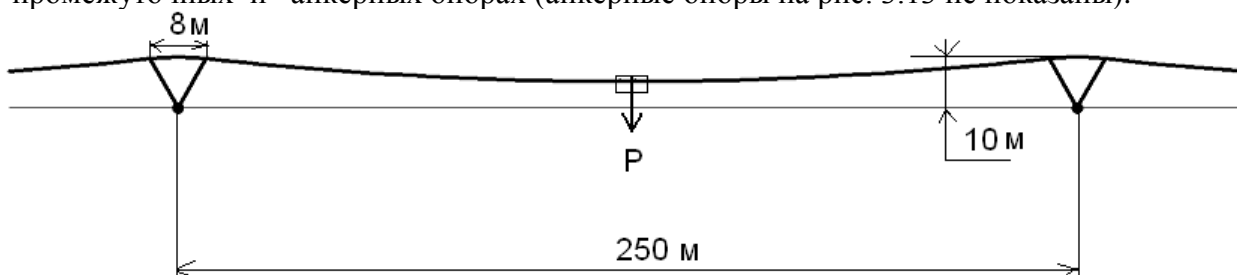


Рис. 3.13. Схема струнной подвесной путевой структуры

Путевая структура состоит из двух струнных рельсов. Внутри корпуса каждого рельса находятся предварительно натянутые на расчётные усилия струны (стальные проволоки) и наполнитель (как связующий между корпусом рельса и струнами). Сечение рельса и находящихся внутри струн изображено на рис. 3.14 в масштабе 1:1.

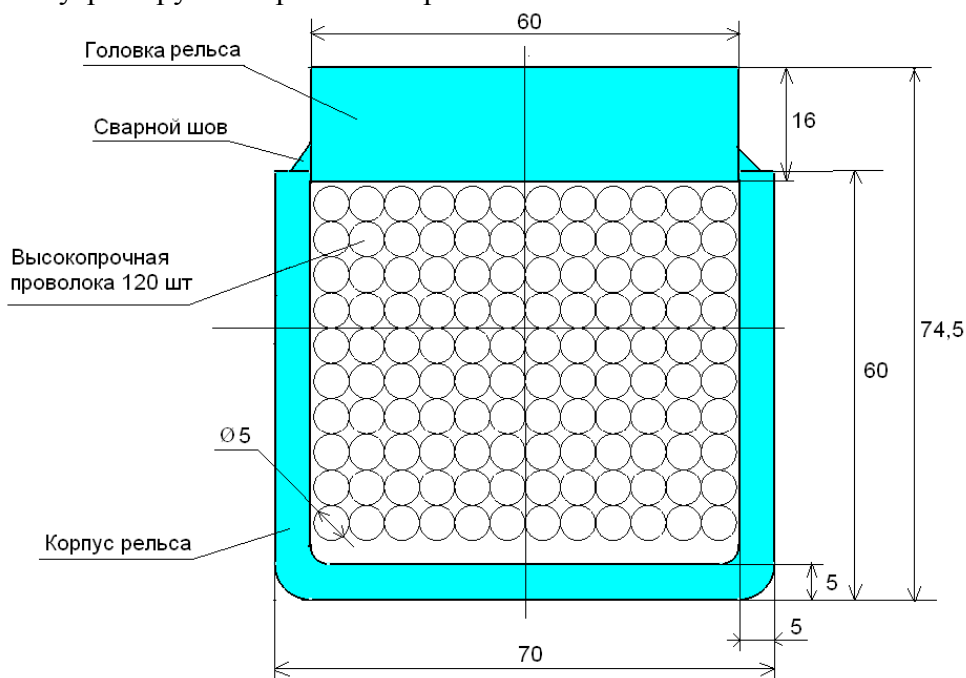


Рис. 3.14. Сечение рельса и находящихся внутри струн

Погонный вес одного рельса струнной подвесной путевой структуры составляет 35 кг/м (7,5 кг/м – головка рельса, 7 кг/м – корпус рельса, 18,5 кг/м – струны (диаметром 5 мм и по 120 штук в каждом рельсе) и 2 кг/м – наполнитель).

Материал струн – стальные проволоки диаметром 5 мм. Проволоки должны изготавливаться из углеродистой стали марок 75, 80, 85 и иметь предел текучести не ниже 1336 МПа и предел прочности не ниже 1670 МПа.

Материал корпуса и головки рельса – сталь 09Г2. При толщине проката 2 – 20 мм предел текучести у этой стали 335 – 315 МПа, предел прочности 490 – 470 МПа.

Выбор материала заполнителя разнообразен. В прочностном расчёте струнного рельса механические свойства заполнителя не учитываются. Заполнитель предназначен для более равномерной передачи нагрузки от веса юникара через головку и корпус рельса на струны.

3.7.2. Расчётное сечение рельса-струны

Площадь сечения корпуса рельса: $A = 18,5 \text{ см}^2$;

$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль упругости стали рельса-струны;

Момент инерции сечения корпуса рельса: $J = 1,305 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$;

$E \cdot J = 2,61 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$;

$\rho = 35 \text{ кг/м}$ – линейная плотность (масса) рельса-струны.

Расчётное поперечное сечение корпуса рельса-струны изображено на рис. 3.15.

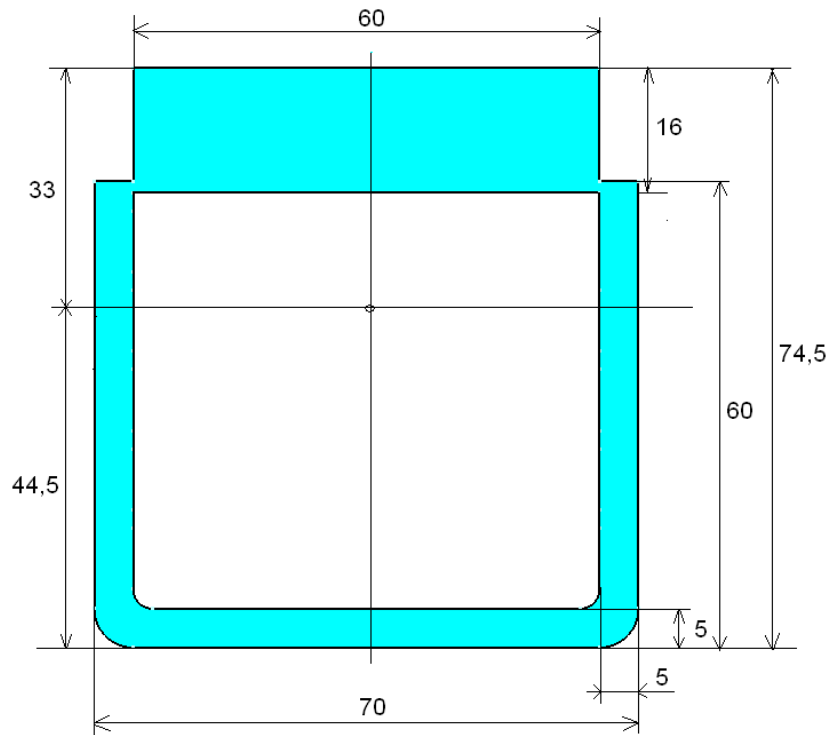


Рис. 3.15. Сечение корпуса рельса–струны

Предполагалось, что материал заполнителя равномерно распределяет нагрузку от головки и корпуса на струны. На местный изгиб работают только жёстко соединённые между собой головка и корпус, опёртые на струны (происходит сдвиг между сечением корпуса и струнами). В этом случае напряжения от местного изгиба в корпусе и рельсе возрастают, и это идёт в запас прочности головки и корпуса. На прочность струн такое предположение влияет незначительно.

3.7.3. Исходные данные по нагрузкам от веса юникара

Схема нагружения рельсов-струн юникаром представлена на рис. 3.16.

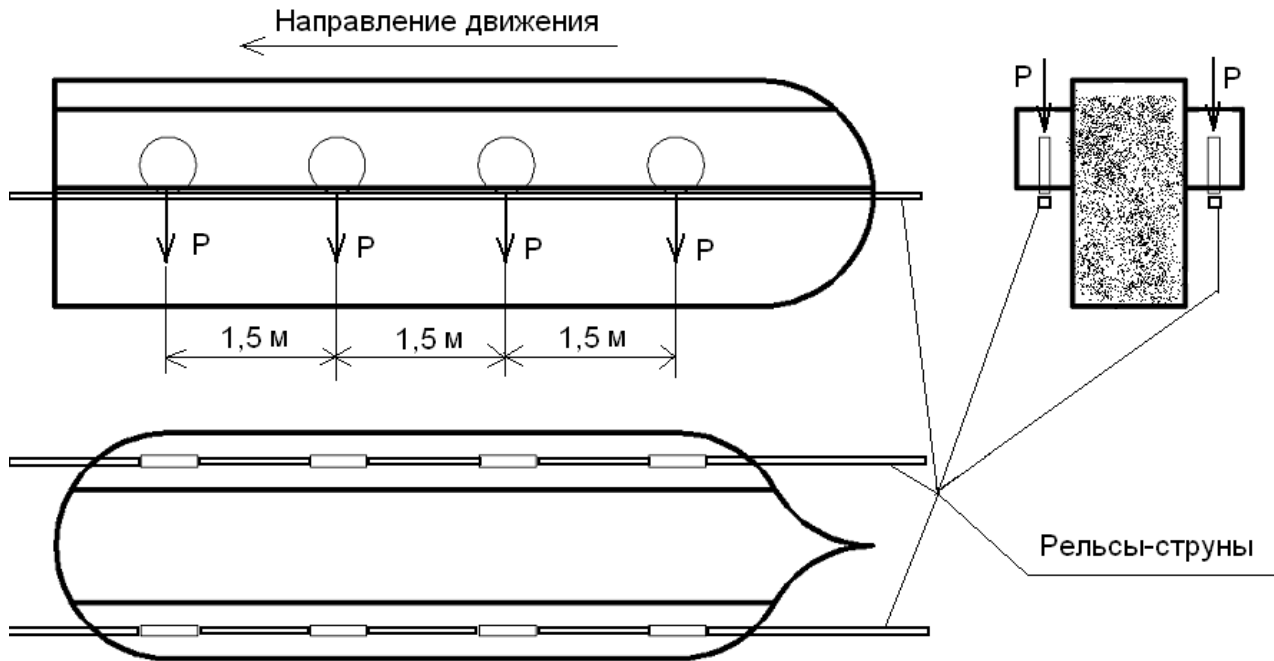


Рис. 3.16. Схема нагружения рельсов-струн юникаром
(нагрузка от одного колеса юникара $P = 32000 \text{ Н}$)

Для расчёта струнной путевой структуры на жёсткость и выносливость предполагалось, что юникар создаёт вертикальную силу 25,6 тс (на половину струнной путевой структуры (одного пояса) приходится 12,8 тс, а на каждое колесо по 3,2 тс).

Для расчёта на прочность предполагалось, что юникаров два, они движутся рядом в сцепке и каждый создаёт вертикальную силу 25,6 т. Для расчёта на прочность два юникара создавали вертикальную силу 51,2 т (на половину струнной путевой структуры (одного пояса пути) приходится 25,6 тс, а на каждое колесо также по 3,2 тс).

3.7.4. Описание расчётной модели и этапов расчёта

Расчёты проводились на основе метода конечно-элементного анализа. Модели строилась на ПК с помощью конечно-элементного комплекса Femap with NX Nastran. Конечно-элементная модель представляла собой пятипролётную струнную путевую структуру длиной $250 \cdot 5 = 1250$ м. В качестве конечных элементов использовались элементы линейного типа. Характеристики расчётной модели: число узлов – 11782, число элементов – 11784. Конечно-элементная модель струнной путевой структуры подвесного STS представлена на рис. 3.17.

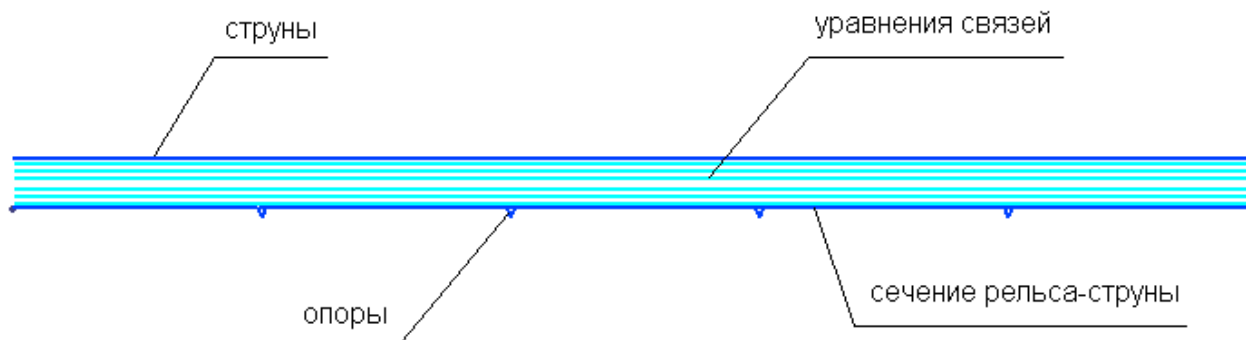


Рис. 3.17. Конечно-элементная модель струнной путевой структуры подвешного STS

Граничные условия конечно-элементной модели разбивались на четыре этапа набора сил и закреплений для реализации предварительной сборки путевой структуры и её нагружений.

Первый этап расчёта – нагружение струн собственным весом путевой структуры (от веса головки рельса, корпуса, заполнителя) при сборочной температуре $+40^{\circ}\text{C}$. При этом струны под действием сил тяжести провисают, натяжение струн при этом после провиса 225 тс. Корпус и головка рельса с применением технологических операций после этого соединяется с провисшими струнами. В корпусе и головке рельса внутренние усилия при сборке не возникают.

Второй этап расчёта заключался в пересчёте усилий натяжения и провисов элементов путевой структуры от сил тяжести в зависимости от температурного режима ($+100^{\circ}\text{C}$ и 0°C).

Третий этап расчёта заключался в нагружении вертикальными силами от одного юникара при расчёте жёсткости и выносливости путевой структуры и от двух юникаров – при расчёте прочности для двух температурных режимов ($+100^{\circ}\text{C}$ и 0°C).

Четвёртый этап расчёта – на основании расчётов напряжённо-деформированного состояния путевой структуры проводятся дальнейшие расчёты прочности и выносливости рельса-струны.

3.7.5. Результаты расчётов

На рис. 3.18 – 3.25 изображены эпюры прогибов и внутренних усилий путевой структуры от собственного веса и веса юникара при температуре сборки $+40^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3.26 – 3.33 изображены эпюры прогибов и внутренних усилий путевой структуры от собственного веса и веса юникара при максимальной температуре $+100^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3.34 – 3.42 изображены эпюры прогибов и внутренних усилий путевой структуры от собственного веса и веса юникара при минимальной температуре 0°C .

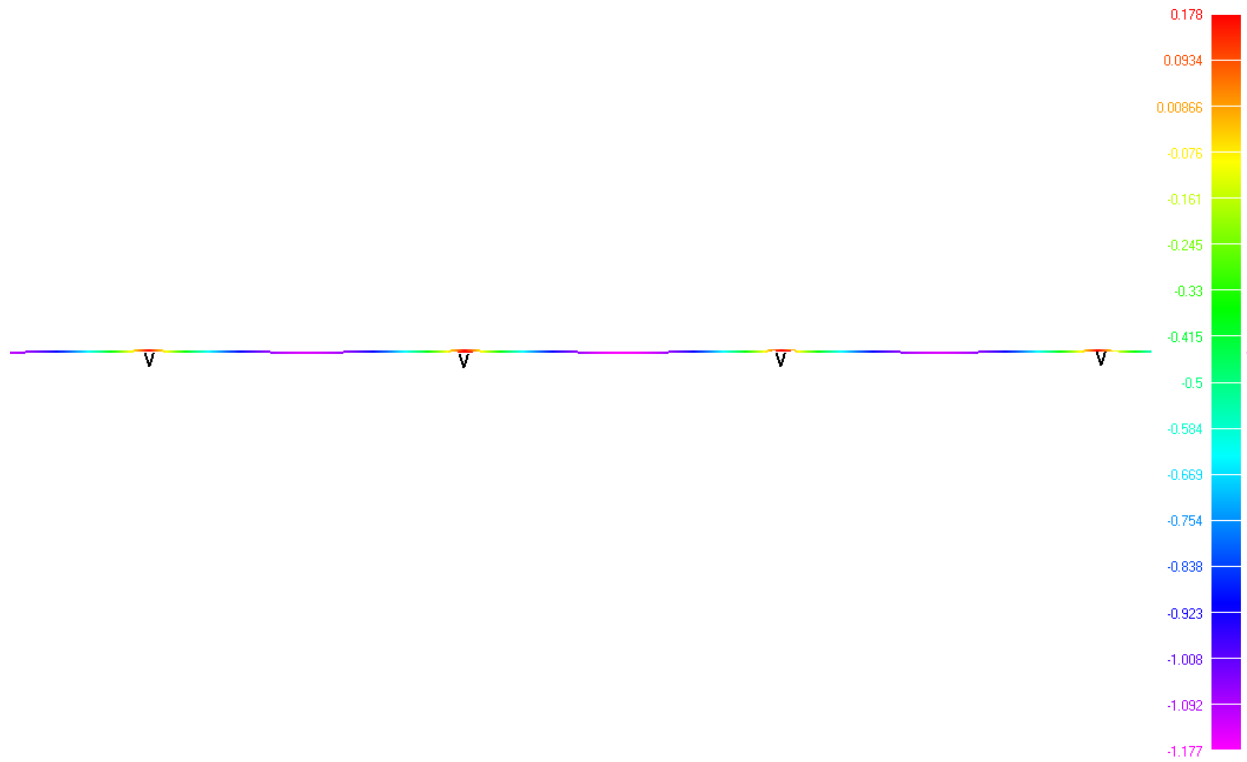


Рис. 3.18. Эпюра прогибов (метры) от собственного веса при температуре сборки +40°C (максимальный прогиб 1,177 м)

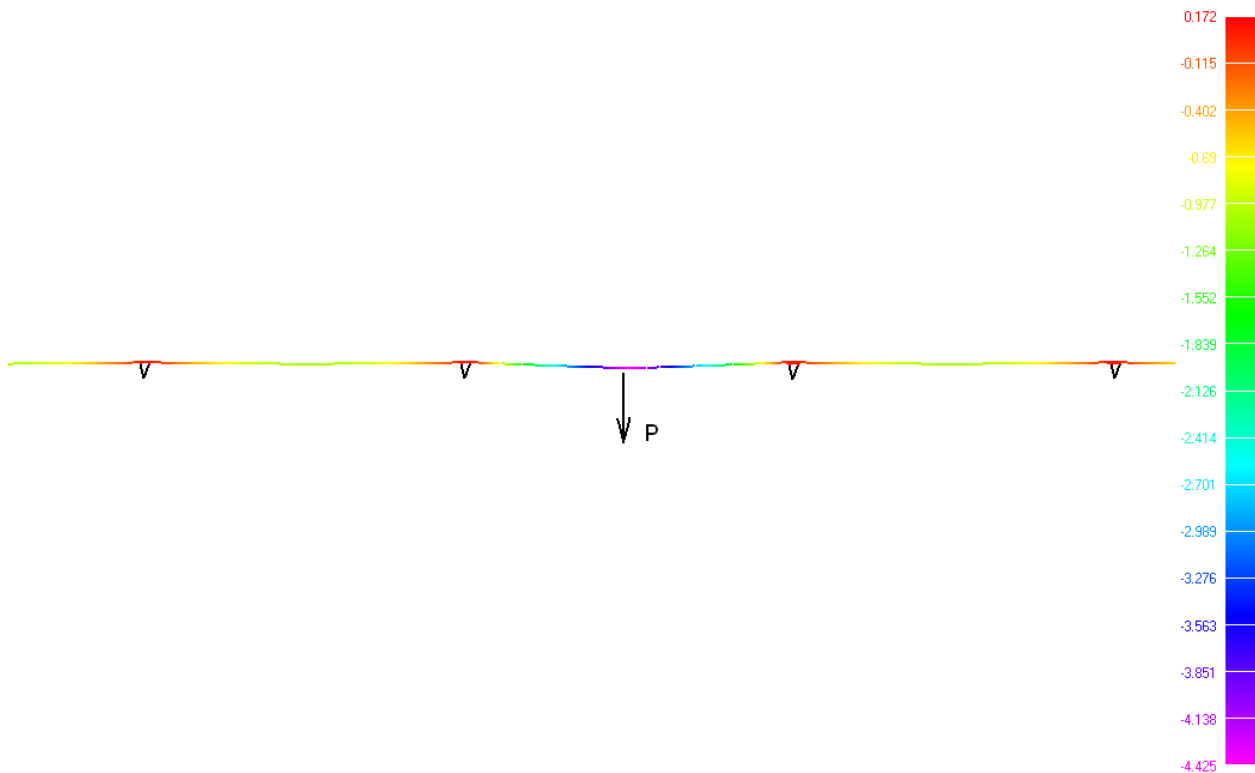


Рис. 3.19. Эпюра прогибов (метры) от собственного веса и юникара при температуре сборки +40°C (максимальный прогиб 4,425 м)

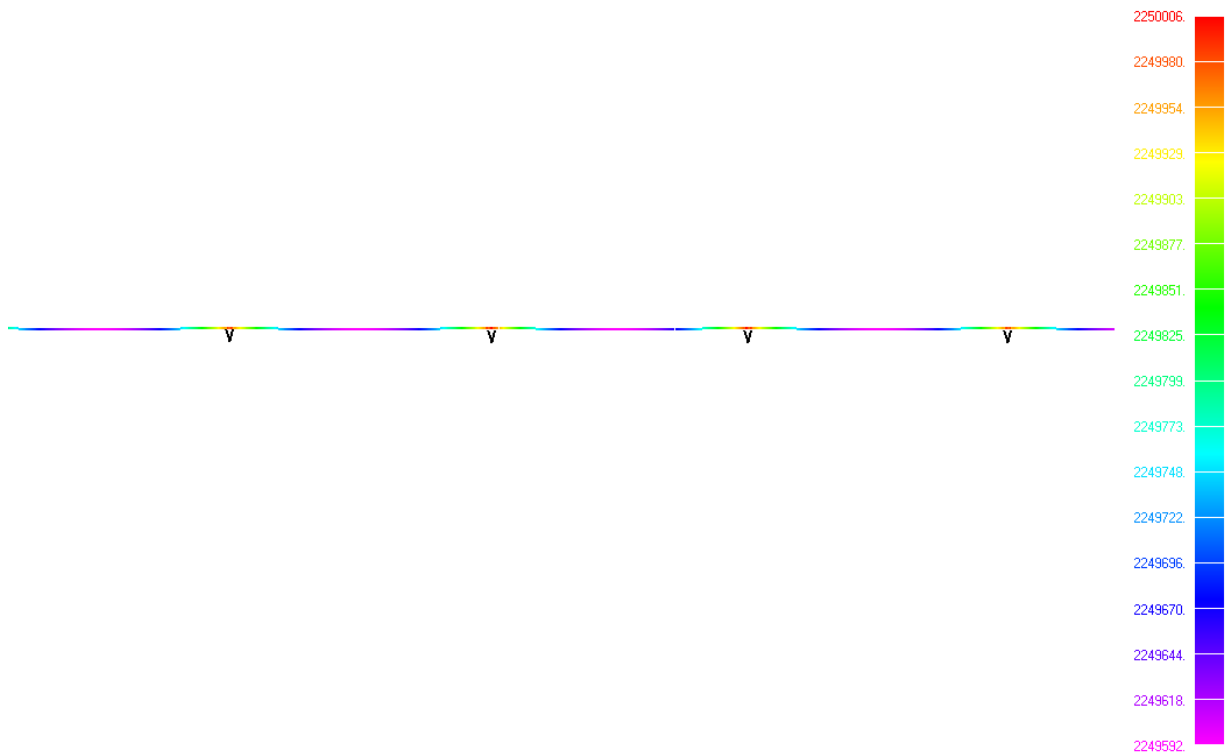


Рис. 3.20. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса при температуре сборки +40°C
(сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 225 тс)

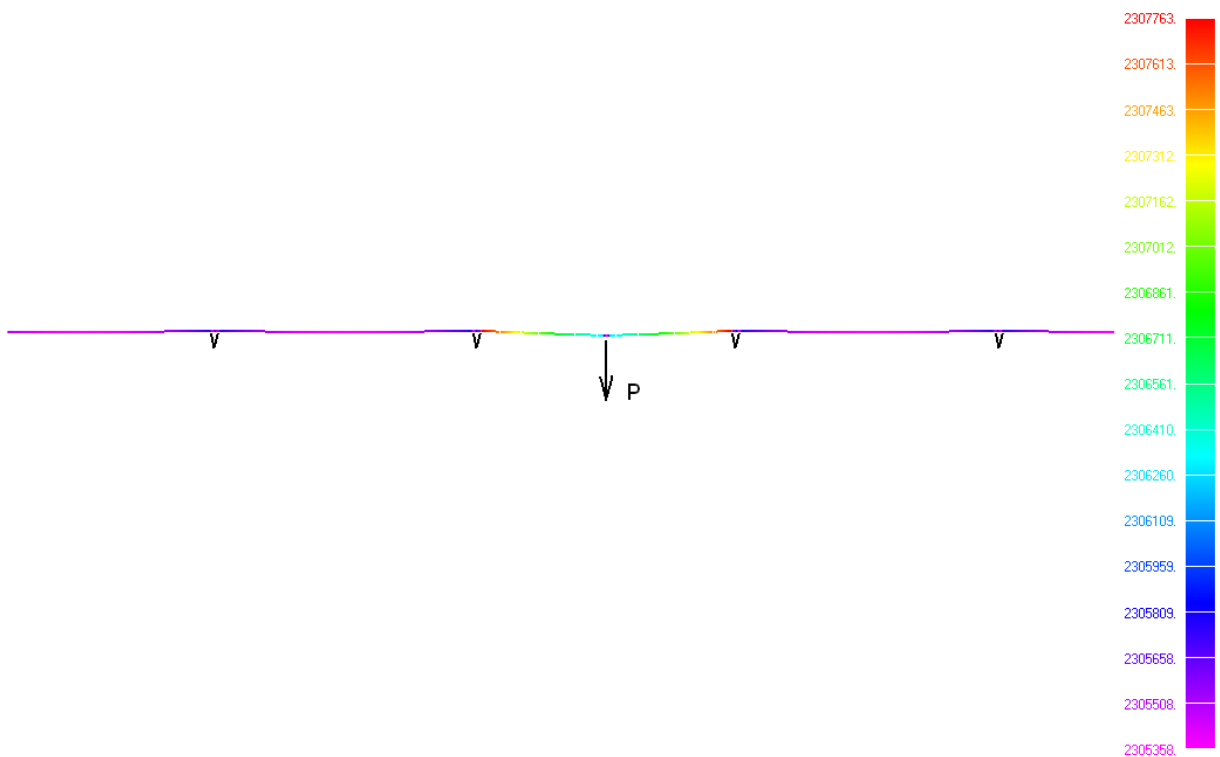


Рис. 3.21. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса и веса юникара при температуре сборки +40°C
(сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 230,7 тс)

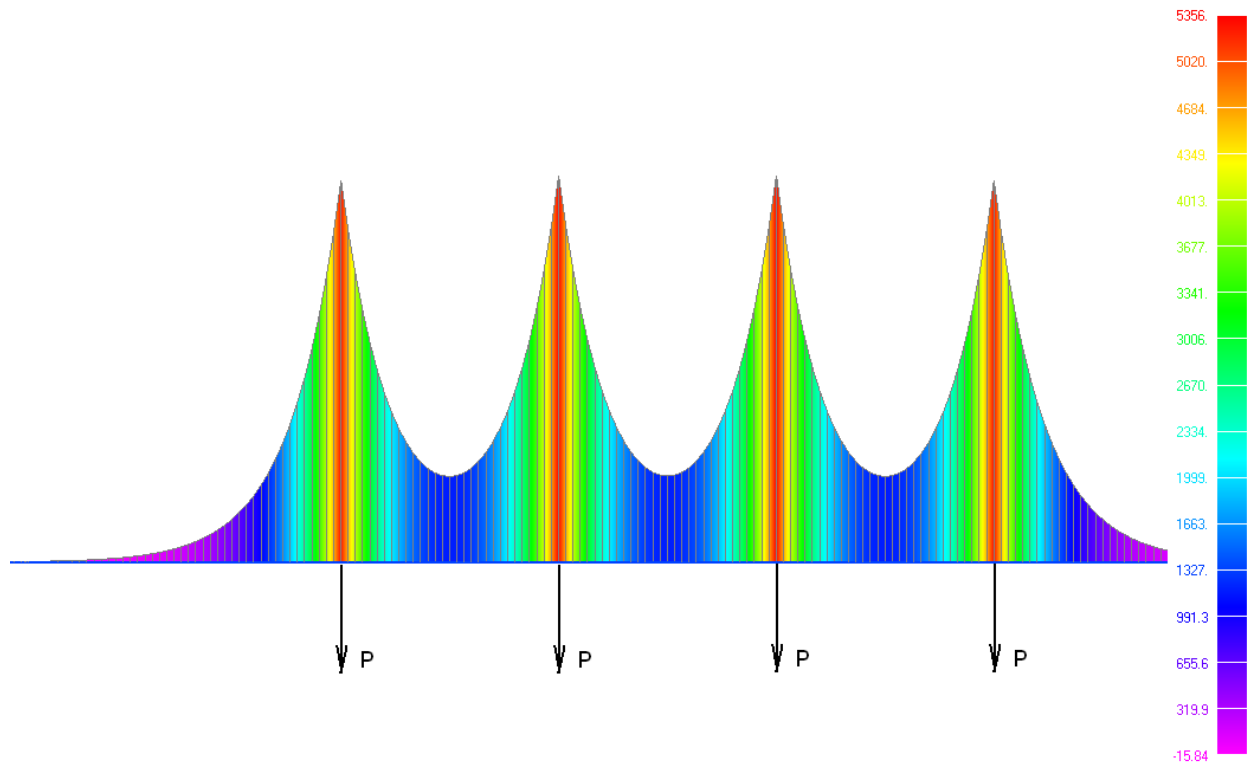


Рис. 3.22. Эпюра изгибающих моментов в сечении рельса-струны (Н·м) от собственного веса и веса юникара при температуре сборки +40°C (максимальный изгибающий момент 5356 Н·м)

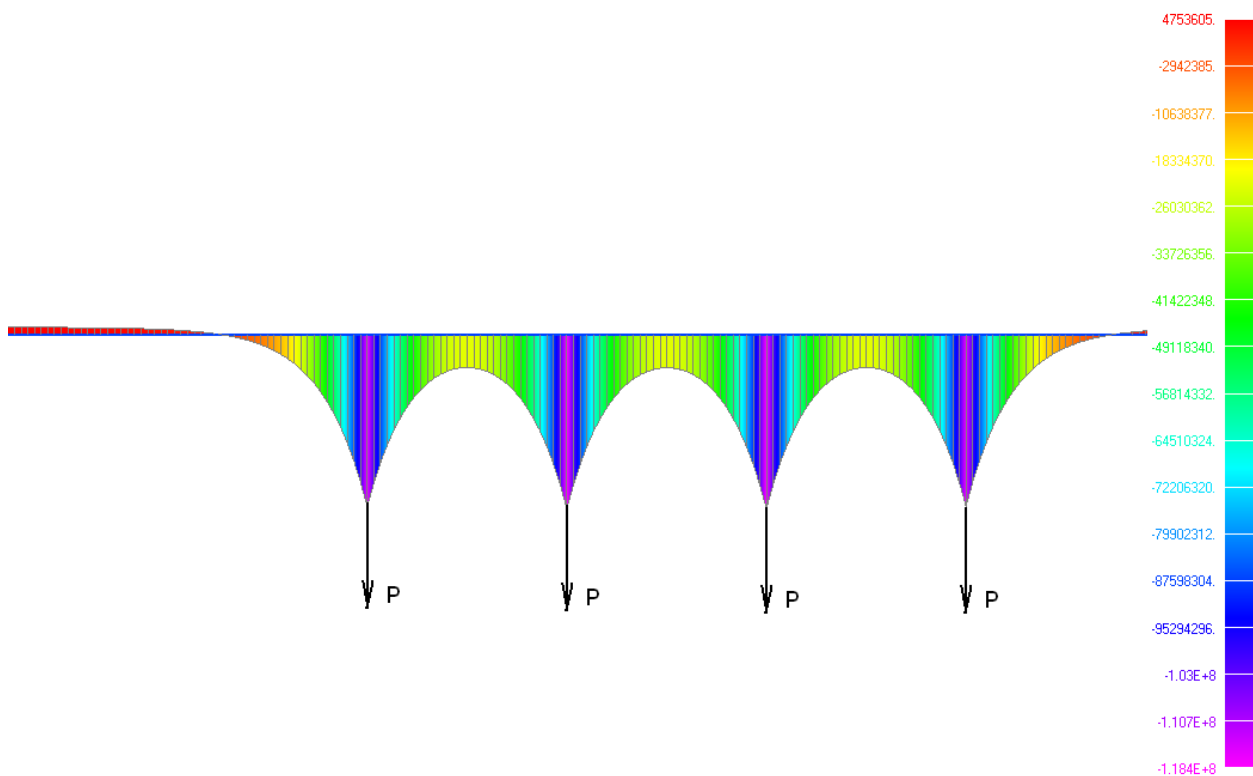


Рис. 3.23. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в верхней части головки (Па) от собственного веса и веса юникара при температуре сборки +40°C (максимальное напряжение сжатия 118,4 МПа)

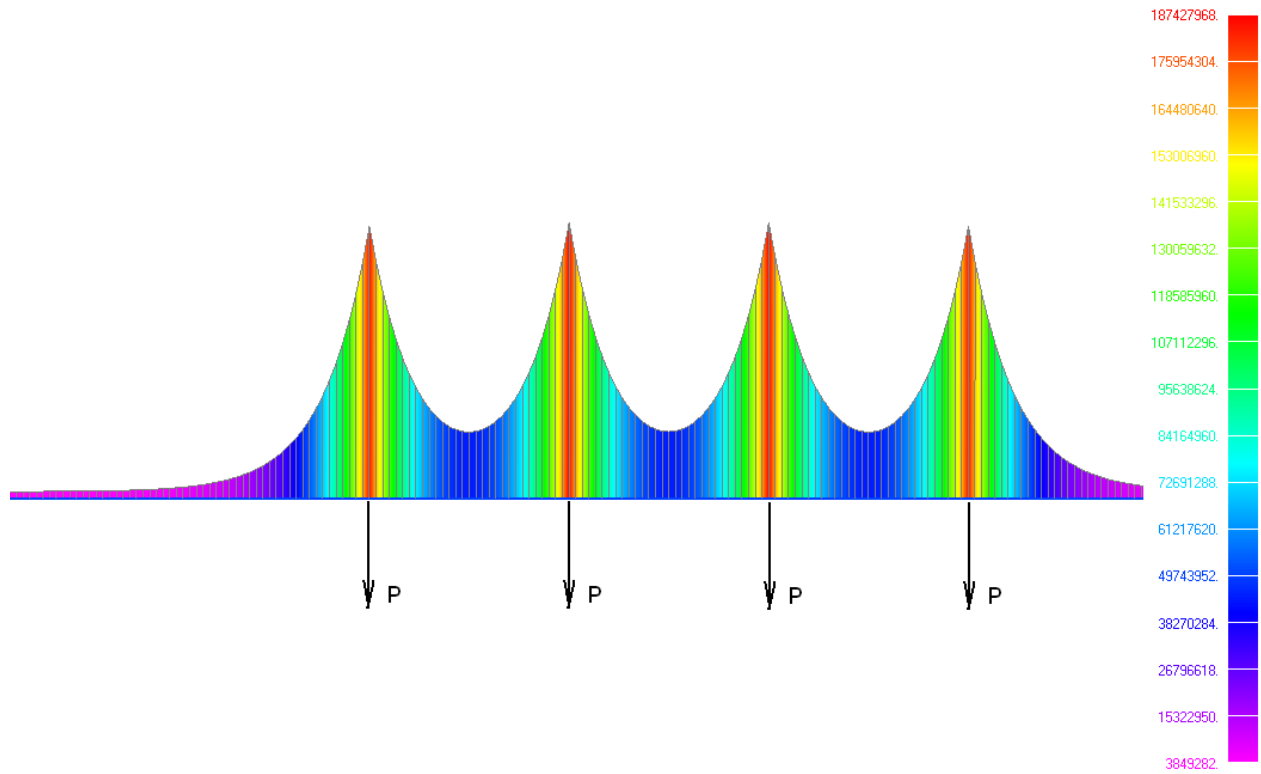


Рис. 3.24. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в нижней части корпуса (Па) от собственного веса и веса юникара при температуре сборки +40° (максимальное напряжение растяжения 187,4 МПа)

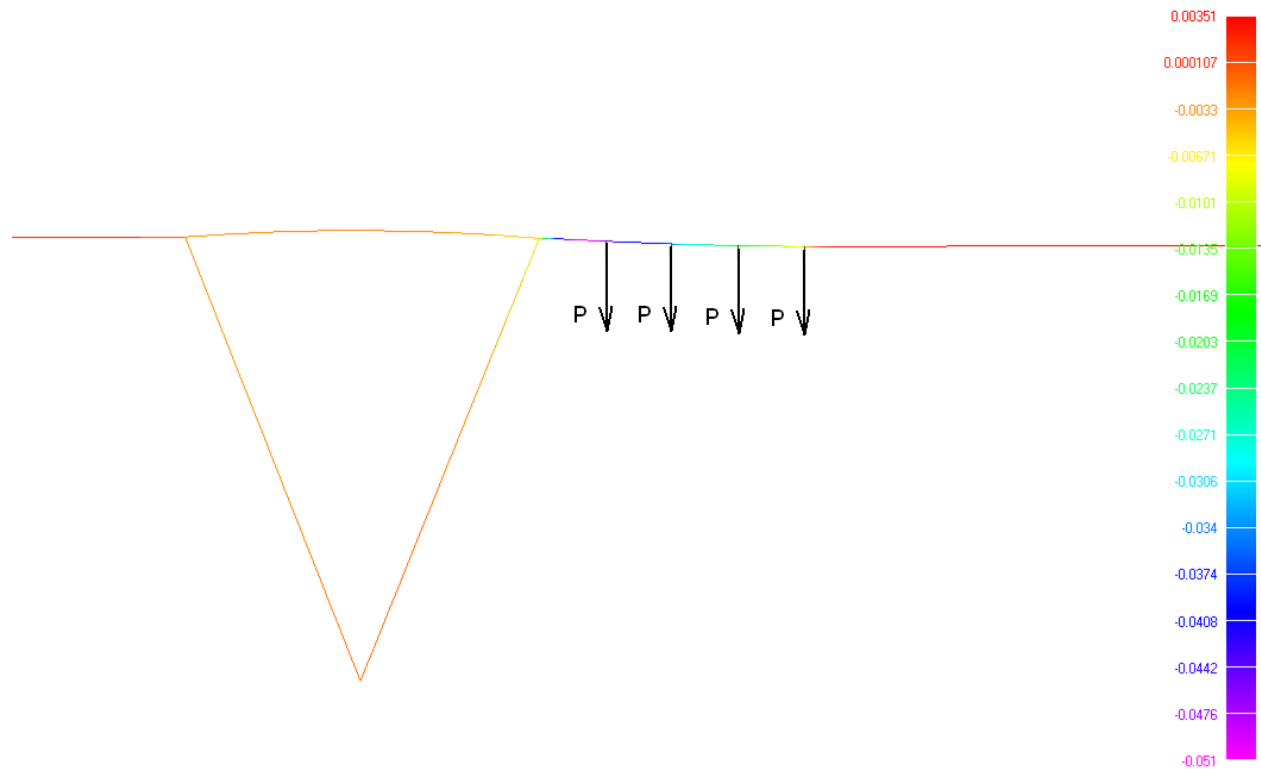


Рис. 3.25. Эпюра уклонов (углов поворота в радианах) под колёсами от собственного веса путевой структуры и расположенного рядом с опорой юникара при температуре сборки +40° (наибольший уклон пути под передним колесом 0,051)

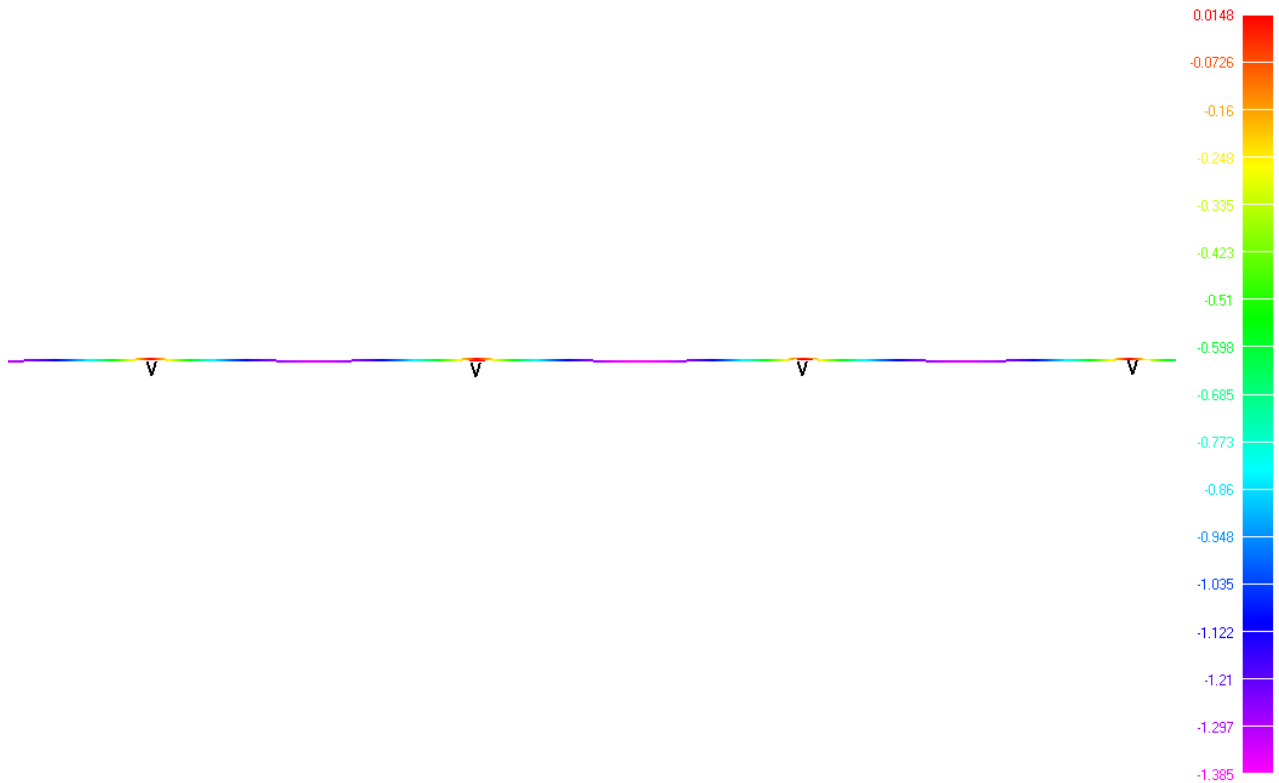


Рис. 3.26. Эпюра прогибов (метры) от собственного веса при максимальной температуре +100°C (максимальный прогиб пути на пролёте 1,385 м)

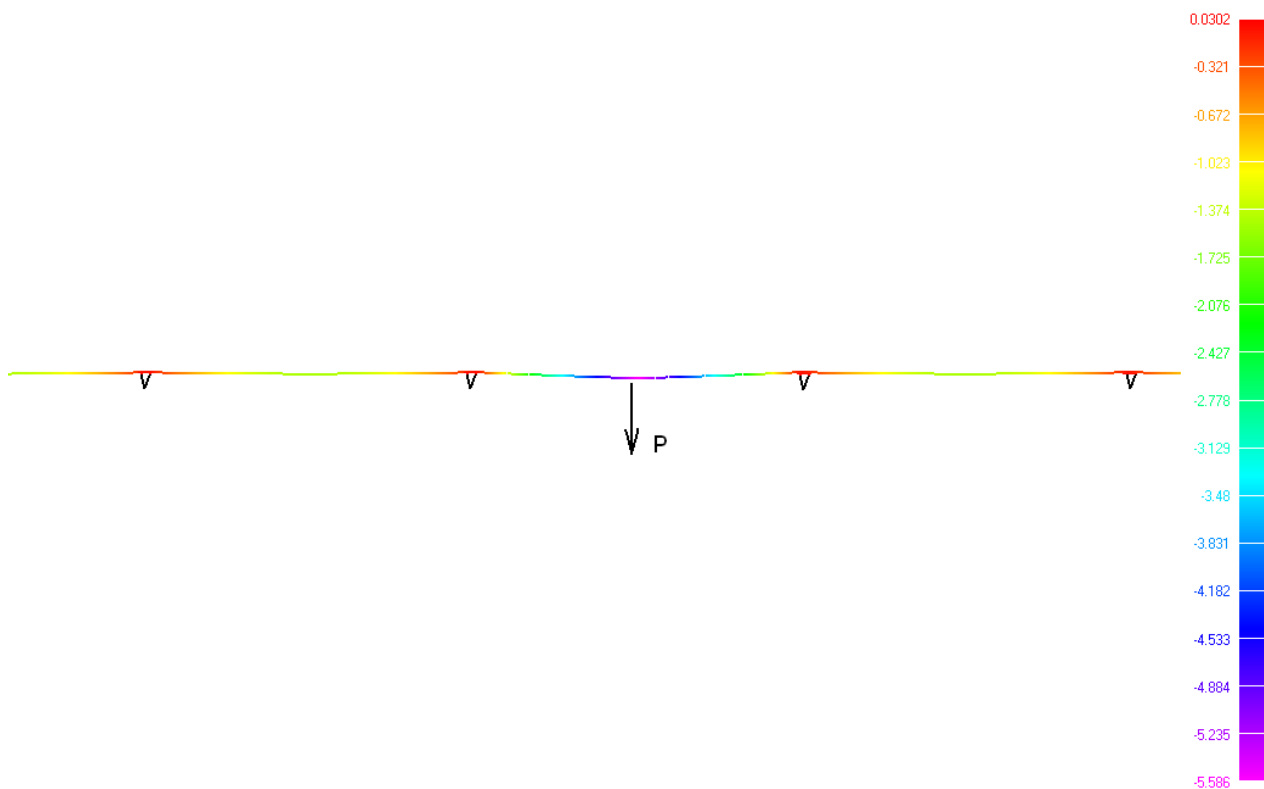


Рис. 3.27. Эпюра прогибов (метры) от собственного веса и веса юникара при максимальной температуре +100°C (максимальный прогиб пути на пролёте 5,586 м)

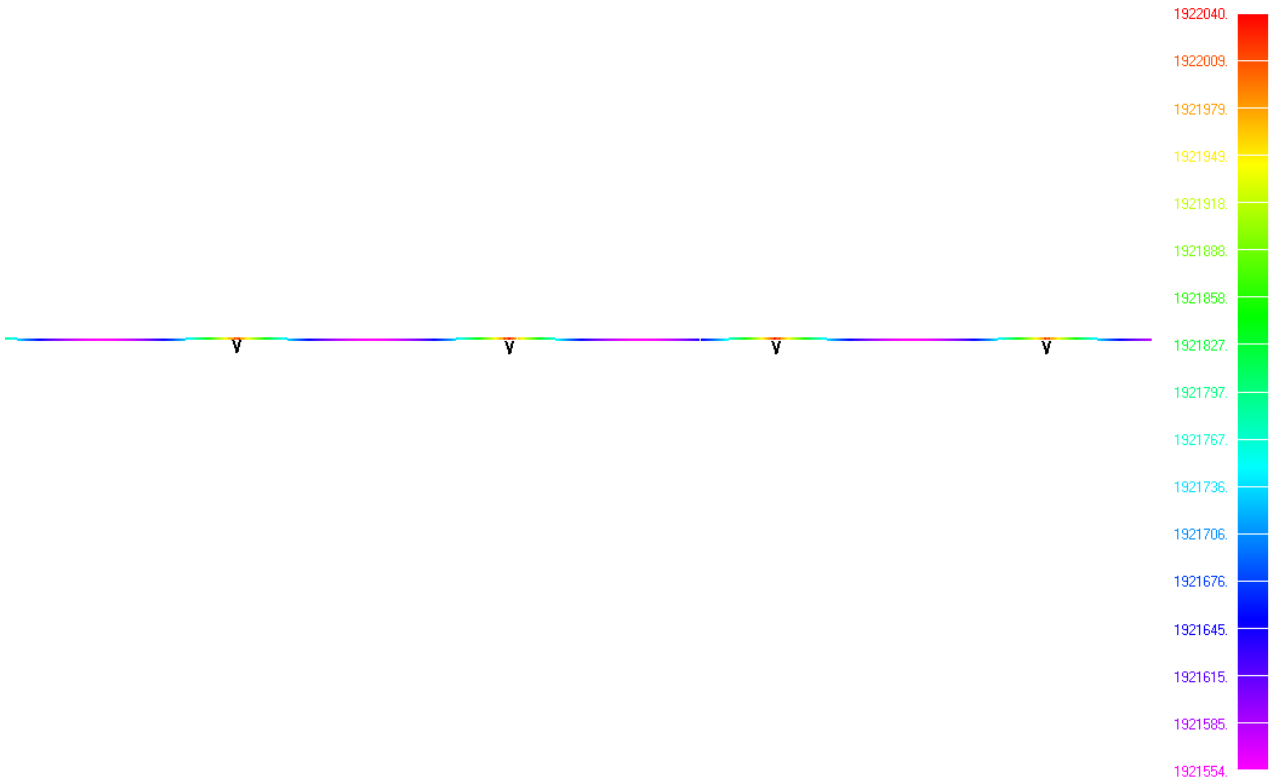


Рис. 3.28. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса при максимальной температуре +100°C (сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 192 тс)

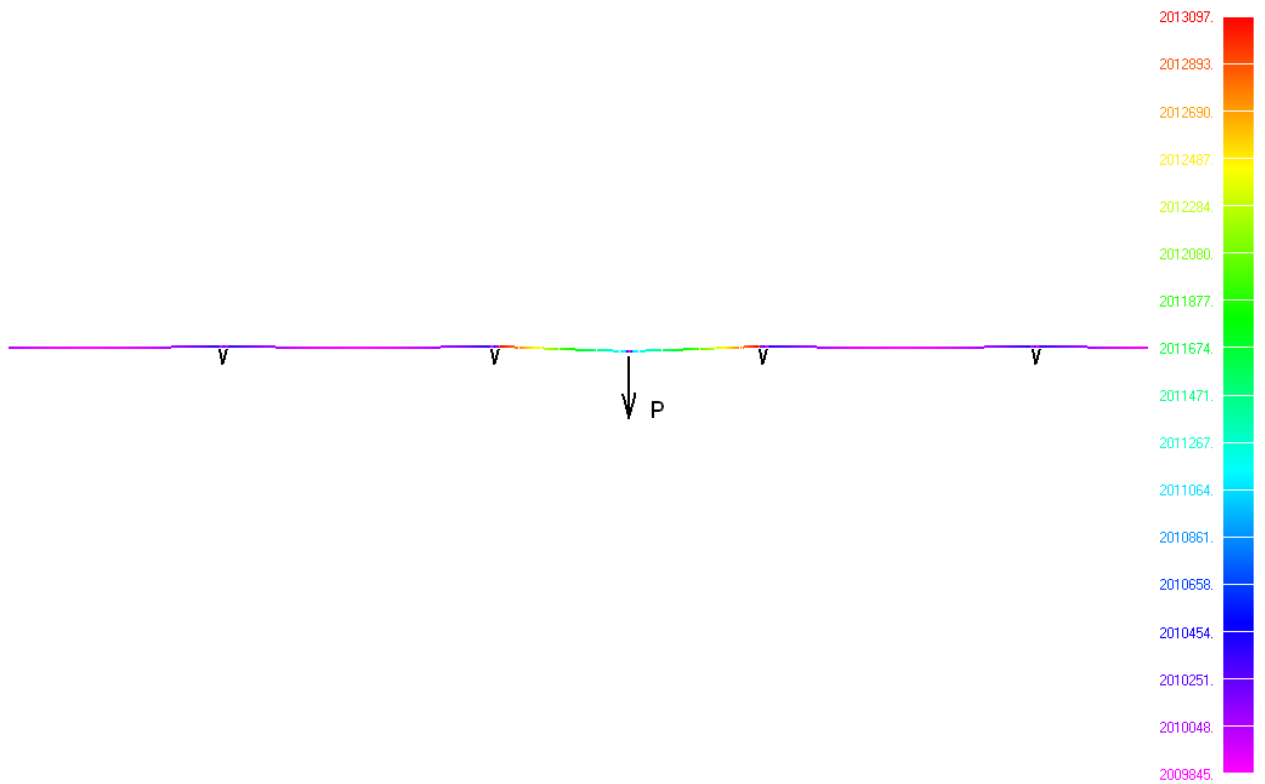


Рис. 3.29. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса и веса юникара при максимальной температуре +100°C (сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 201 тс)

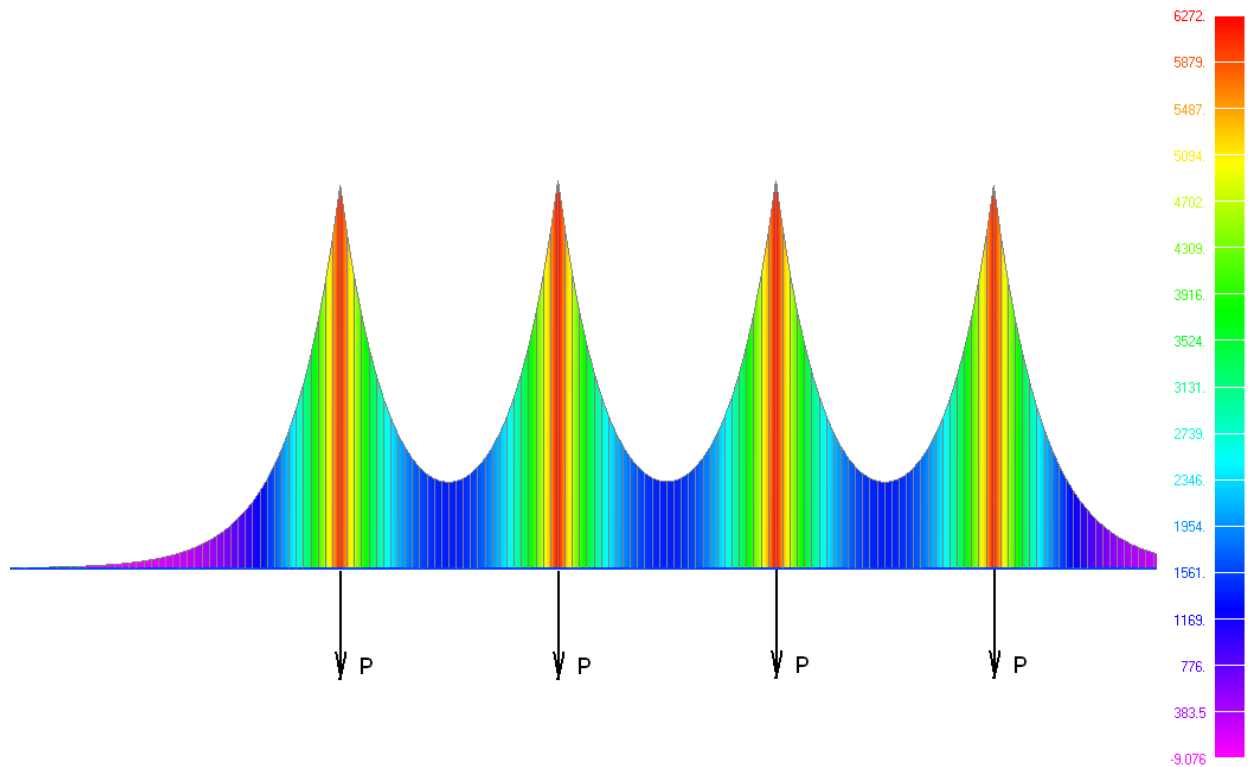


Рис. 3.30. Эпюра изгибающих моментов в сечении рельса-струны (Н·м) от собственного веса путевой структуры и веса юникара при максимальной температуре +100°C (максимальный изгибающий момент 6272 Н·м)

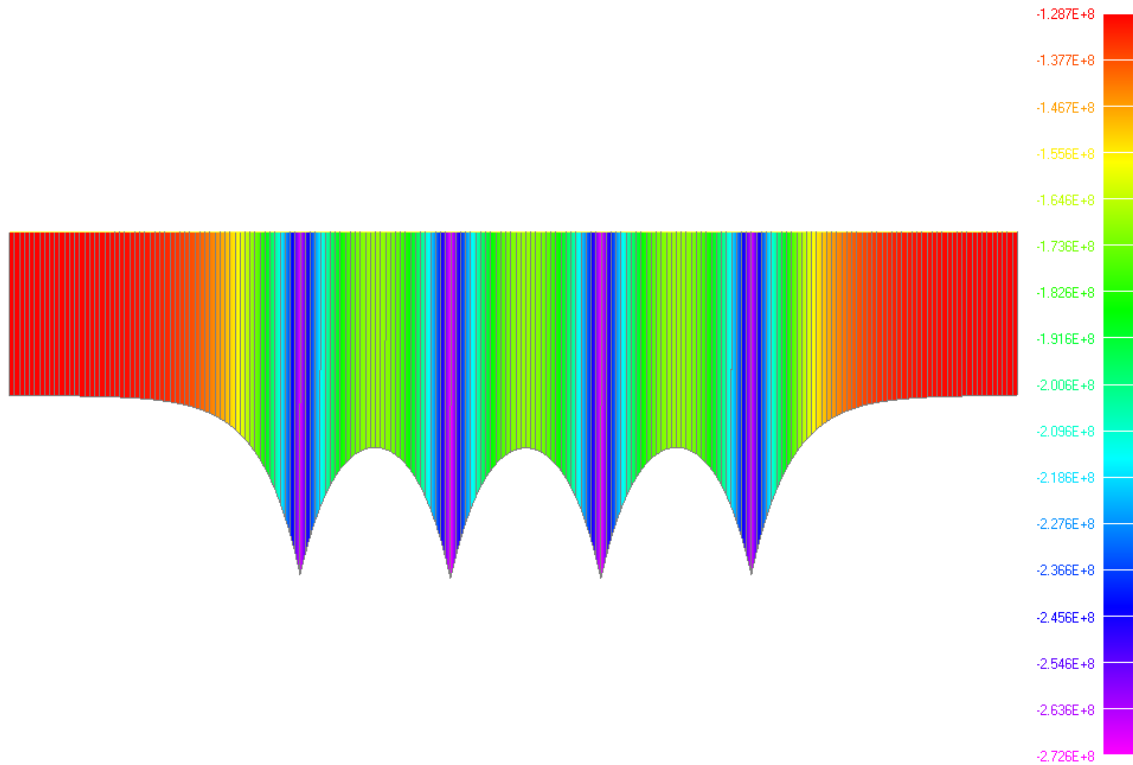


Рис. 3.31. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в верхней части головки (Па) от собственного веса путевой структуры и веса юникара при максимальной температуре +100°C (максимальное напряжение сжатия 272,6 МПа)

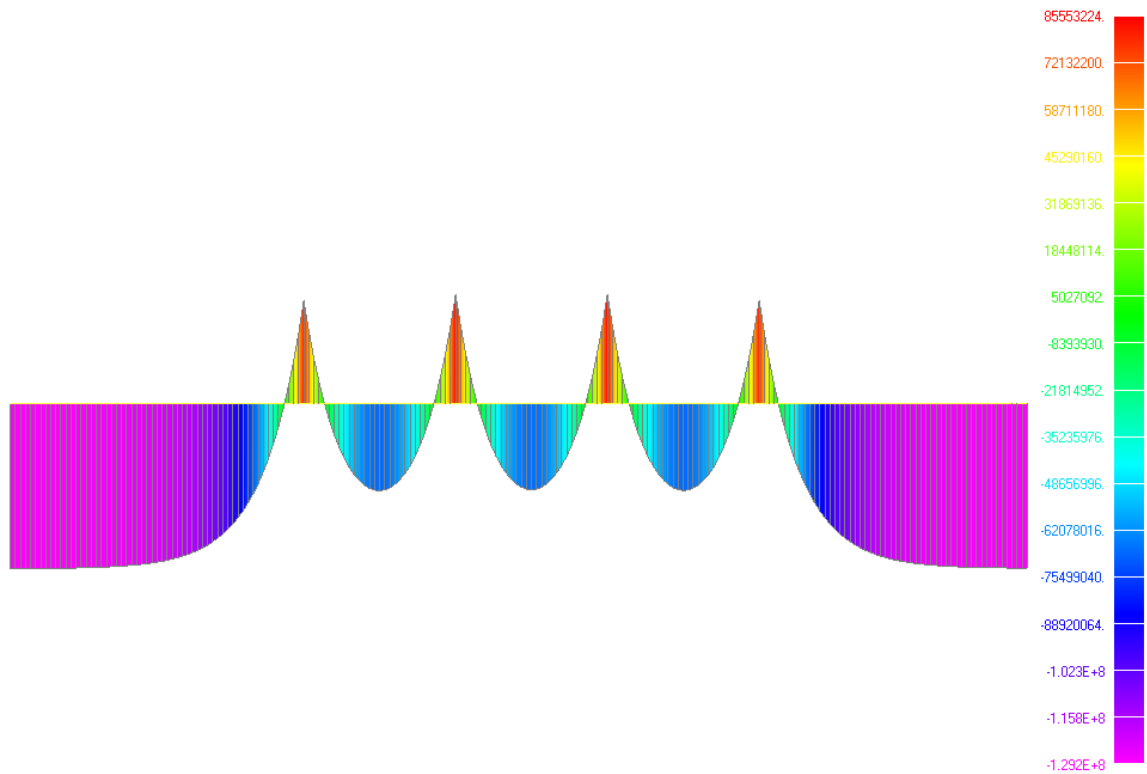


Рис. 3.32. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в нижней части корпуса (Па) от собственного веса путевой структуры и веса юникара при максимальной температуре +100°C (максимальное напряжение сжатия 129,2 МПа)

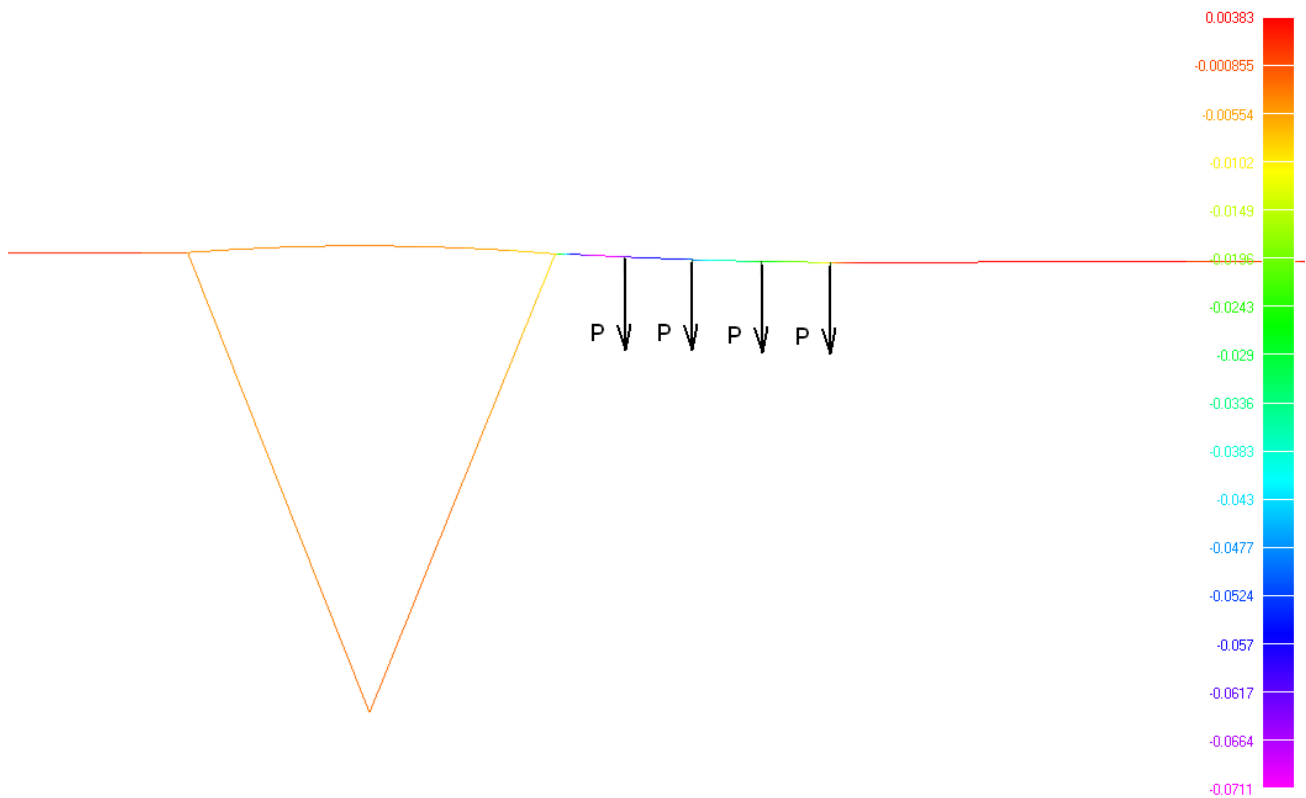


Рис. 3.33. Эпюра уклонов (углов поворота в радианах) под колёсами от собственного веса путевой структуры и расположенного рядом с опорой юникара при максимальной температуре +100°C (наибольший уклон пути под передним колесом 0,071)

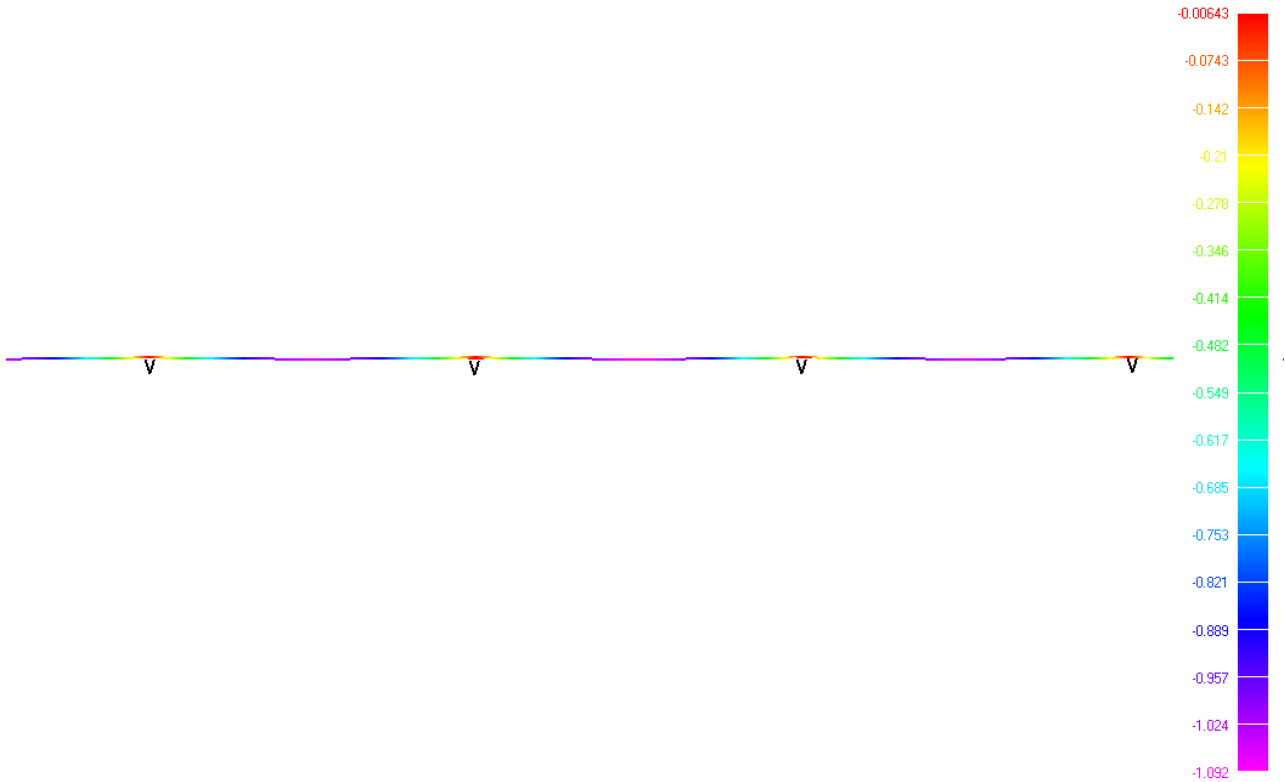


Рис. 3.34. Эпюра прогибов (метры) от собственного веса при минимальной температуре 0°C (максимальный прогиб путевой структуры 1,092 м)

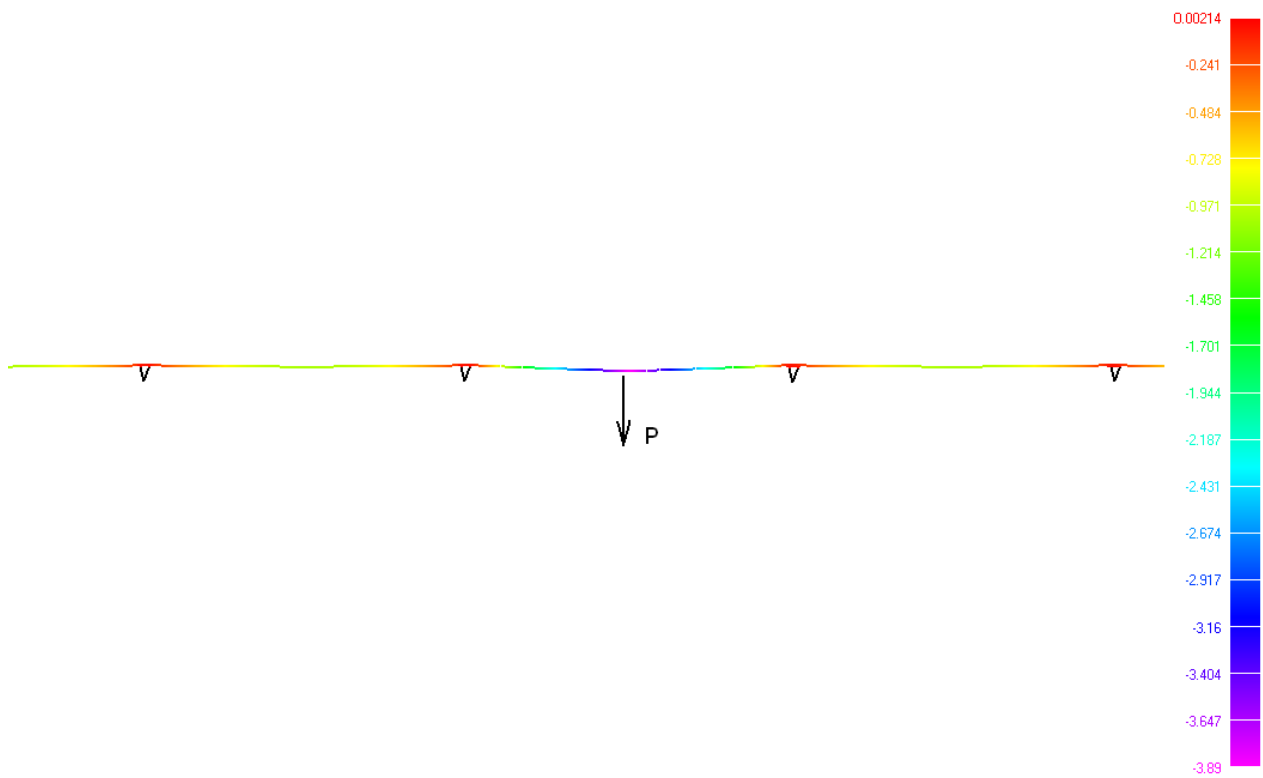


Рис. 3.35. Эпюра прогибов (метры) от собственного веса и юникара при минимальной температуре 0°C (максимальный прогиб путевой структуры 3,89 м)

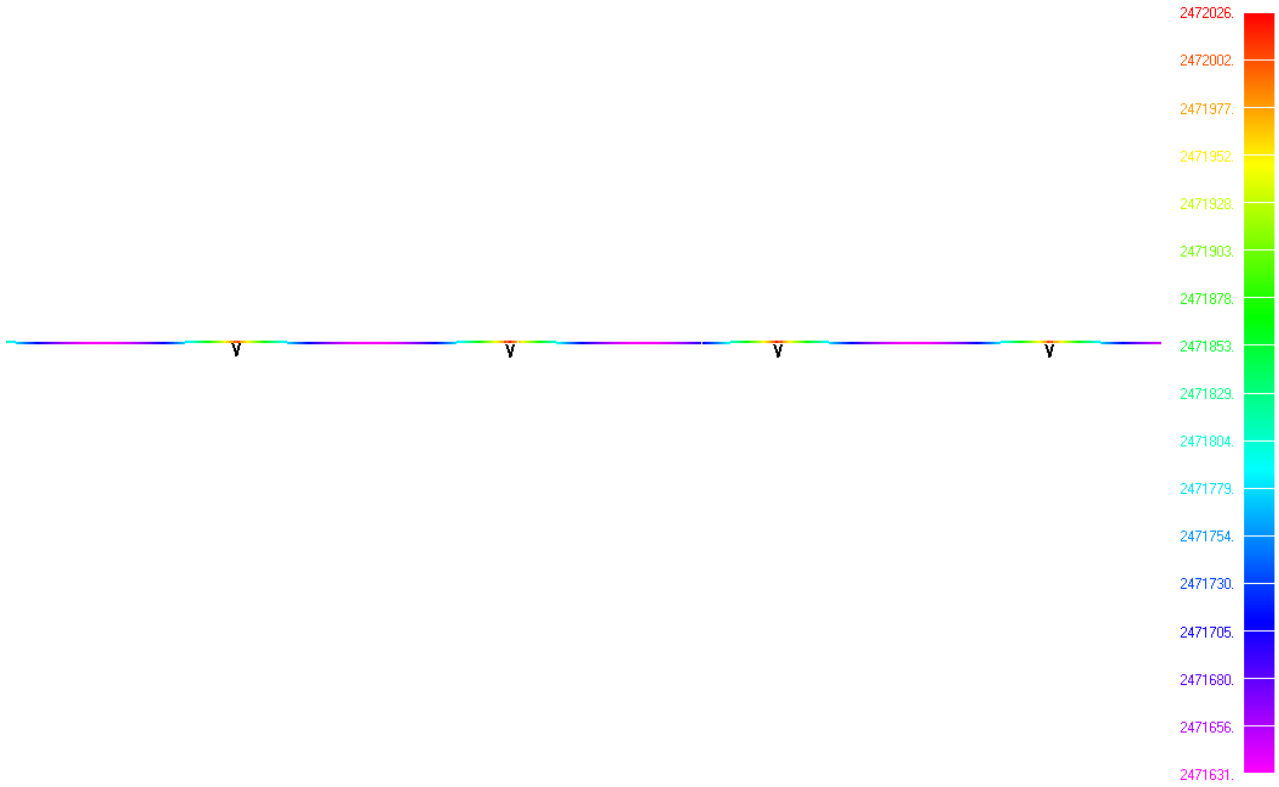


Рис. 3.36. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса при минимальной температуре 0°C (сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 247,2 т с)

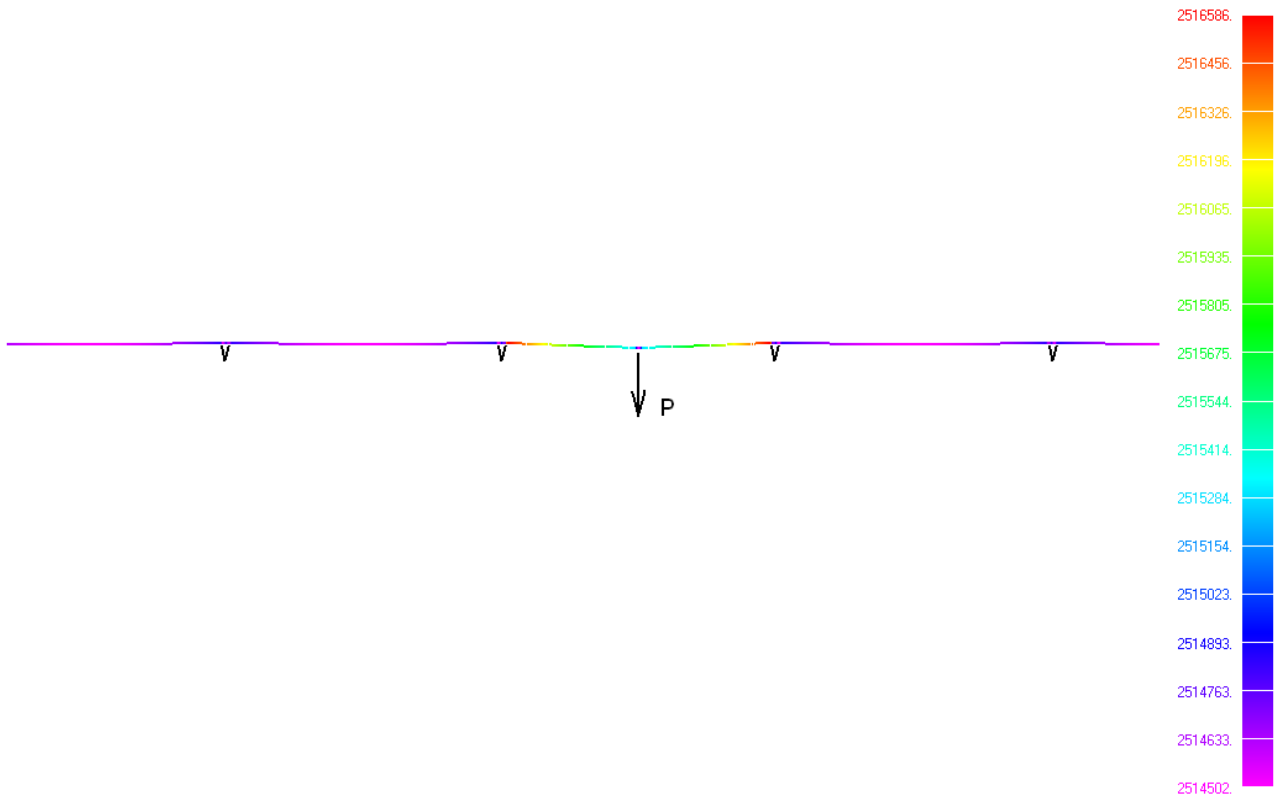


Рис. 3.37. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса и веса юникара при минимальной температуре 0°C (сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 251,5 т с)

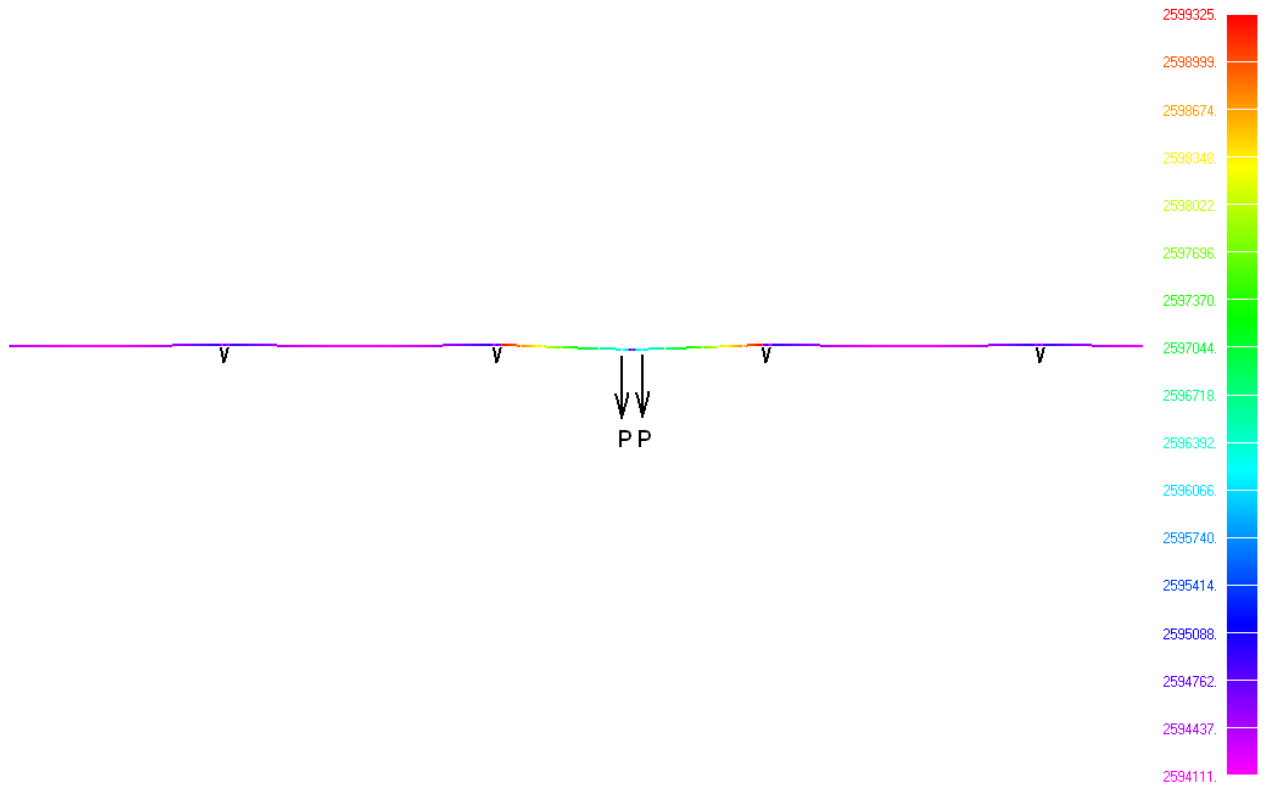


Рис. 3.38. Эпюра сил в струне (Н) от собственного веса и веса двух юников при минимальной температуре 0°C (сила натяжения по длине струны примерно одинаковая и равна 260 т с)

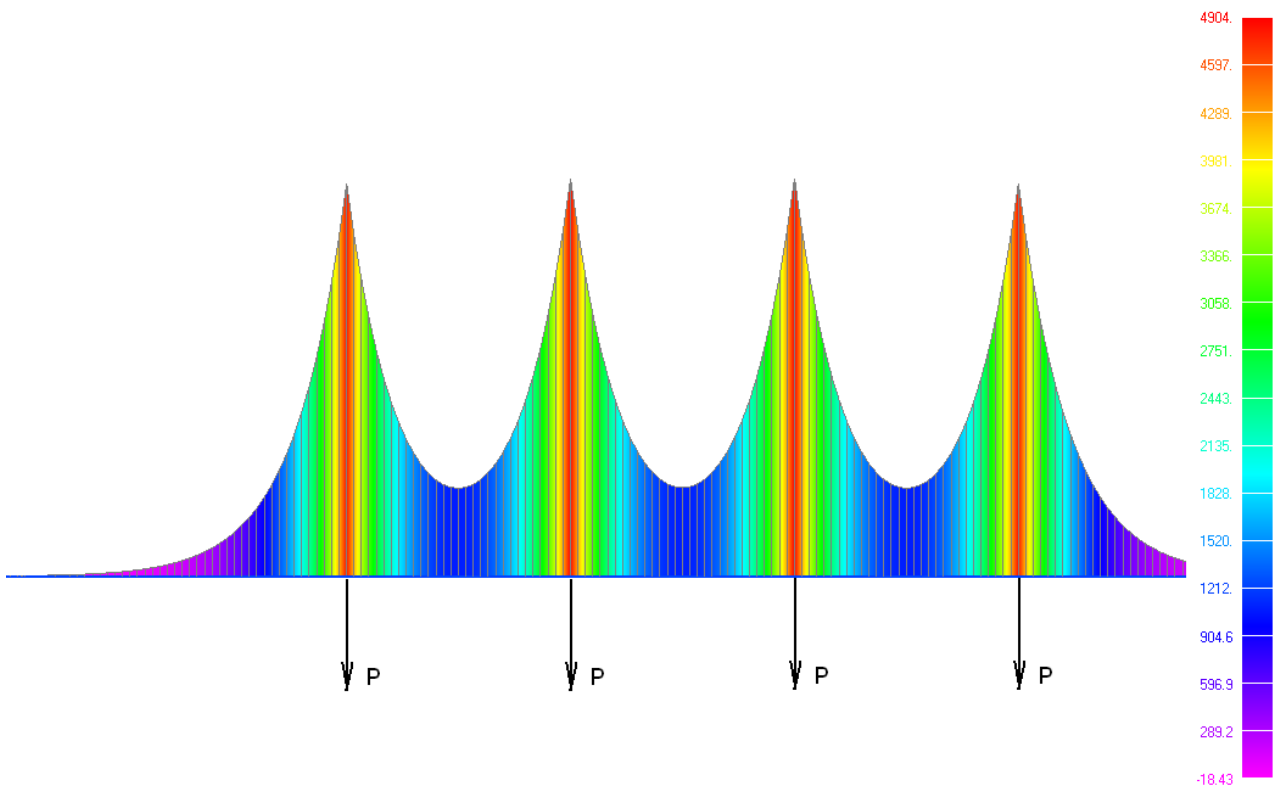


Рис. 3.39. Эпюра изгибающих моментов в сечении рельса-струны (Н·м) от собственного веса и веса юника при минимальной температуре 0 С° (максимальный изгибающий момент 4904 Н·м)

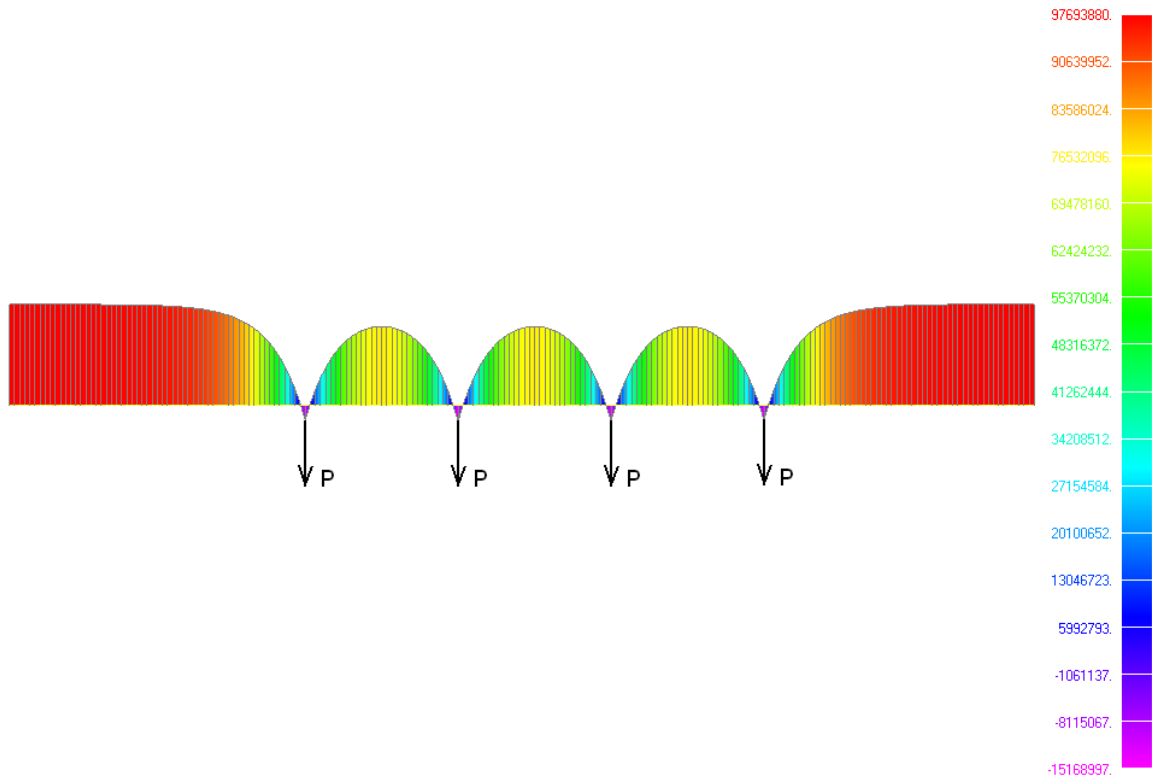


Рис. 3.40. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в верхней части головки (Па) от собственного веса и веса юникара при минимальной температуре 0°C (максимальное напряжение растяжения 97,7 МПа)

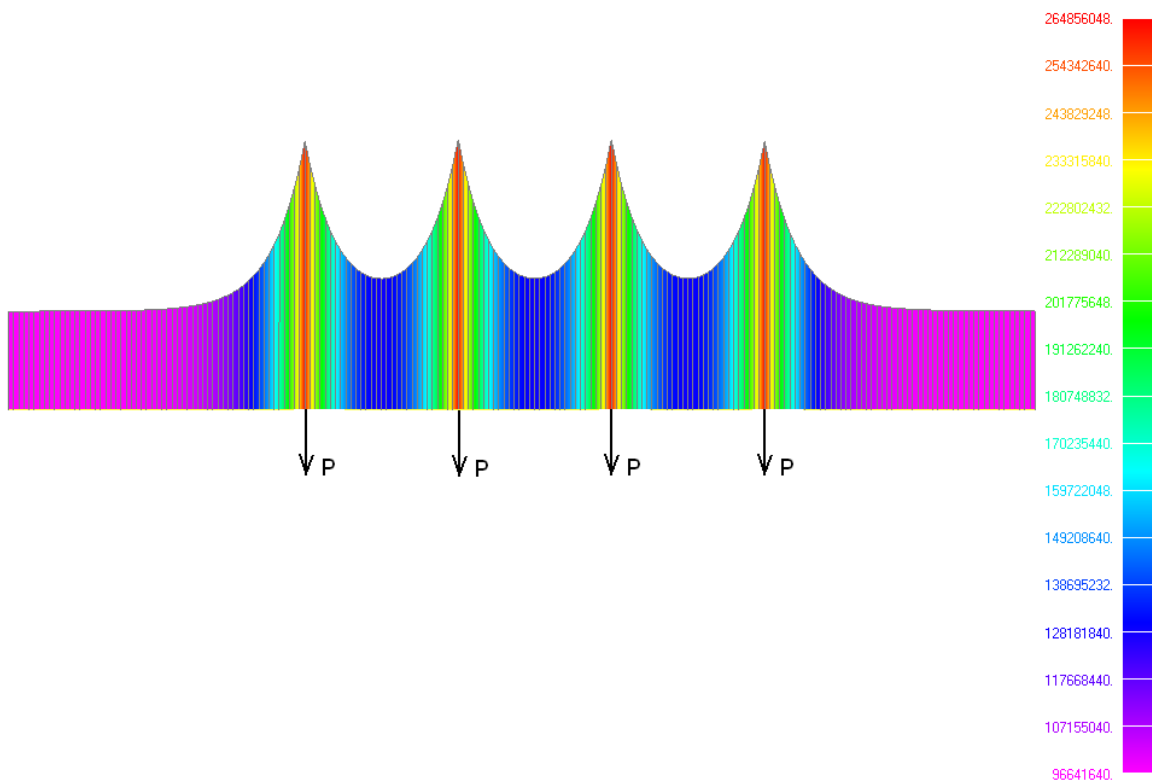


Рис. 3.41. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в нижней части корпуса (Па) от собственного веса и веса юникара при минимальной температуре 0°C (максимальное напряжение растяжения 264,9 МПа)

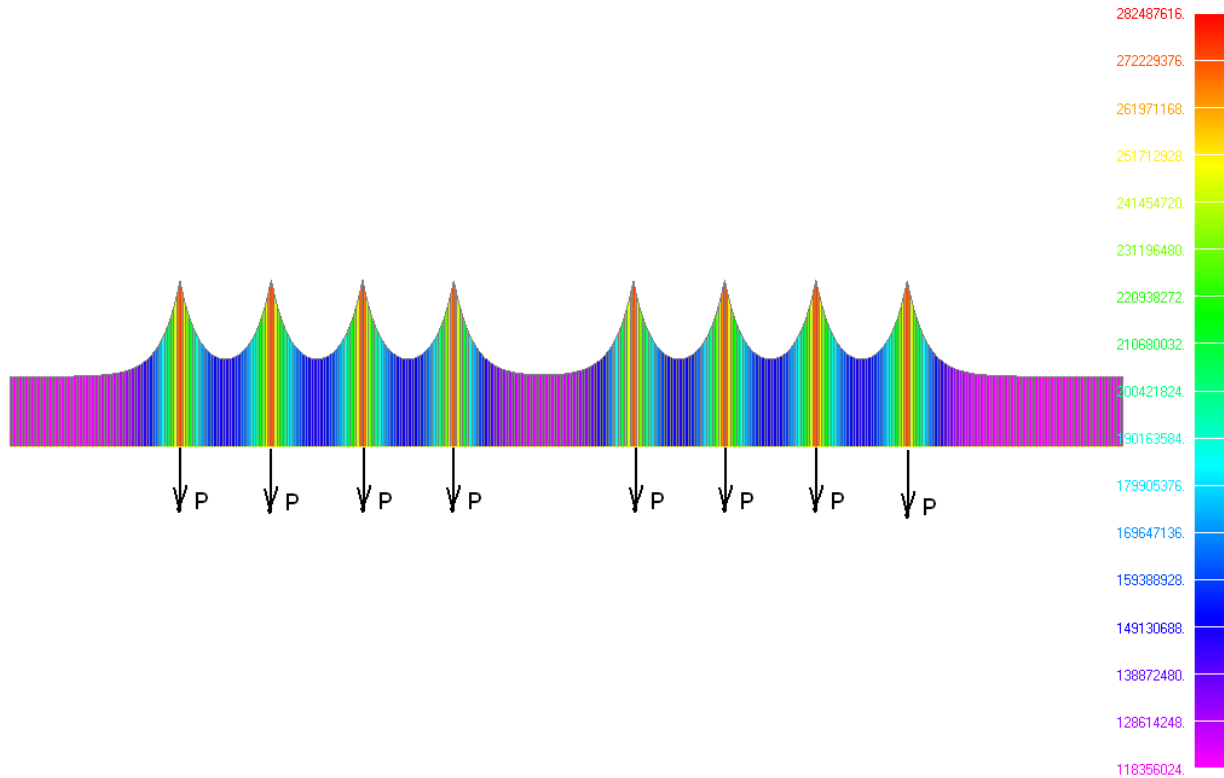


Рис. 3.42. Эпюра напряжений (растяжение + изгиб) в нижней части корпуса (Па) от собственного веса и двух юникаров при минимальной температуре 0°C (максимальное напряжение растяжения 282,5 МПа)

3.7.6. Расчёт прочности и выносливости струн

3.7.6.1. Расчёт прочности струн

Проверку прочности будем проводить для струн, изготовленных из высокопрочной проволоки. Для расчёта на прочность струн – на пролёте размещаем два юникара (в механической сцепке друг с другом).

Расчёт прочности струн следует выполнять по формуле:

$$\sigma_{\max} \leq R_y \cdot m \quad (3.1.)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}}{A_{\text{струн}}} = \frac{260 \cdot 10^4}{0,002356} = 1104 \cdot 10^6 = 1104 \text{ МПа (см. рис. 3.38) – наибольшее напряжение}$$

растяжения струн от веса двух юникаров;

$$A_{\text{струн}} = 0,002356 \text{ м}^2 \text{ – площадь сечения струн одного рельса;}$$

$m = 0,95$ – коэффициент условий работы;

$R_y = 1336 \text{ МПа}$ – расчётное сопротивление текучести материала струн (с учётом крепления в анкерах).

$$\sigma_{\max} = 1104 \text{ МПа} \leq R_y \cdot m = 1336 \cdot 0,95 = 1269 \text{ МПа}$$

Прочность струн обеспечена.



3.7.6.2. Расчёт выносливости струн

Расчёт выносливости по российскому СНИП 2.05.03-84* (Мосты и трубы)

Выносливость струн (высокопрочных проволок) не ниже выносливости аналогичных по прочности стальных канатов. Расчёт выносливости канатных элементов мостовых сооружений по СНИП выполняется по формуле:

$$\sigma_{\max} \leq m_1 \gamma_{ws} R_y m \quad (3.2)$$

γ_{ws} – коэффициент, учитывающий переменность напряжений.

$$\gamma_{ws} = \frac{0,15}{\zeta \cdot \vartheta \cdot [0,884 \cdot \beta_s - 0,387] - (0,884 \cdot \beta_s - 0,455) \cdot \rho} \quad (3.3)$$

ρ - коэффициент асимметрии цикла $\rho = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$;

$m_1 = 1,0$ – коэффициент условий работы каната при расчёте на выносливость, для гибких несущих элементов при индивидуальном регулировании усилий в канатах;

$\vartheta = 1,1$ – коэффициент зависит от длины загрузки линии влияния;

$\zeta = 1,0$ – как для железнодорожного моста;

$\beta_s = 1,3$ – значение эффективного коэффициента концентрации напряжений при анкерении в зажиме;

$m = 0,9$ – коэффициент условий работы.

При максимальной температуре +100°C в струнах будет следующее растяжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{T}{A_{\text{струн}}} = \frac{201 \cdot 10^4}{0,002356} = 853 \cdot 10^6 = 853 \text{ МПа (см. рис. 3.28)}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{T}{A_{\text{струн}}} = \frac{192 \cdot 10^4}{0,002356} = 815 \cdot 10^6 = 815 \text{ МПа (см. рис. 3.29)}$$

$$\rho = 815/853 = 0,955$$

$$\gamma_{ws} = \frac{0,15}{1,1 [0,884 \cdot 1,3 - 0,387] - (0,884 \cdot 1,3 - 0,455) \cdot 0,955} = 1,378 > 1,0 \quad \text{примем } \gamma_{ws} = 1,0$$

При более низких температурах коэффициент асимметрии цикла $\rho > 0,955$ и поэтому

$$\gamma_{ws} > 1. \text{ При } 0^\circ\text{C} \text{ найдём } \sigma_{\max} = \frac{T}{A_{\text{струн}}} = \frac{251,5 \cdot 10^4}{0,002356} = 1067,5 \cdot 10^6 = 1067,5 \text{ МПа (см. рис. 3.37)}$$

Проверим условие:

$$\sigma_{\max} = 1067,5 \text{ МПа} \leq m_1 \gamma_{ws} R_y m = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1336 \cdot 0,9 = 1202,4 \text{ МПа}$$

Выносливость обеспечена.

Расчёты выносливости по ENV

Оценка выносливости выполняется по формуле:



$$\Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_f} \quad (3.4)$$

где:

$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ – действующий размах напряжений;

$\gamma_{Mf} = 1,25$ – коэффициент надёжности по оценке предела выносливости;

$\Delta\sigma_R$ – предельный размах напряжений при заданном числе циклов N.

$$\text{При } N < 5\,000\,000 \quad \Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_c}{\sqrt[3]{\frac{N}{20\,000\,000}}} \quad (3.5)$$

N – заданное число циклов изменений напряжений;

$\Delta\sigma_c$ – предельный размах напряжений при 2 000 000 симметричных циклов для деталей и соединений (удвоенный предел выносливости). Для оценки выносливости прядей каната принят наиболее напряженный узел – узел закрепления пряди в клиновом зажиме. Предельный размах напряжений по Еврокоду для 2 млн. циклов $\Delta\sigma_c = 112$ МПа.

при N = 5 000 000 циклов

$$\Delta\sigma_D = \frac{\Delta\sigma_c}{\sqrt[3]{\frac{N}{20\,000\,000}}} = \frac{112}{\sqrt[3]{\frac{5\,000\,000}{20\,000\,000}}} = \frac{112}{1,357} = 82,5 \text{ МПа}$$

при N = 100 000 000 циклов

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_D}{\sqrt[5]{\frac{N}{50\,000\,000}}} = \frac{82,5}{\sqrt[5]{\frac{100\,000\,000}{50\,000\,000}}} = \frac{82,5}{1,82} = 45,3 \text{ МПа}$$

Наибольший размах будет при максимальной температуре +100°C.

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 853 - 815 = 38 \text{ МПа.}$$

$$\Delta\sigma = 38 \text{ МПа} \leq \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}} = \frac{82,5}{1,25} = 45,3 \text{ МПа}$$

Выносливость струн обеспечена более 100 млн. циклов, т.е. фактически не ограничено (суммарный объём перевозок 15-ти тонными юникарами по одной трассе STS – более 1,5 млрд. тонн).



3.7.7. Расчёт прочности и выносливости сечения рельса-струны

3.7.7.1. Расчёт прочности сечения рельса-струны

Проверку прочности будем проводить для наиболее ослабленного поперечного сечения рельса-струны — для поперечных сварных швов в головке и корпусе. Для расчёта на прочность – на пролёте размещаем два юникара (в механической сцепке друг с другом).

Расчёт прочности элементов стальных конструкций и их соединений следует выполнять по формуле:

$$\sigma_{\max} \leq R_y \cdot m \quad (3.6)$$

$\sigma_{\max} = 282,5 \text{ МПа}$ (см. рис. 3.42) – наибольшее напряжение растяжения низа корпуса от двух юникаров;

$m = 0,9$ – коэффициент условий работы;

$R_y = 335 \text{ МПа}$ – расчётное сопротивление текучести материала корпуса. Ввиду хорошей свариваемости стали 09Г2 прочность материала шва, примем такую же, как и материала корпуса.

$$\sigma_{\max} = 282,5 \text{ МПа} \leq R_y \cdot m = 335 \cdot 0,9 = 301,5 \text{ МПа}$$

Прочность сечения рельса-струны обеспечена.

3.7.7.2. Расчёт выносливости сечения рельса-струны

Проверку выносливости будем проводить для наиболее ослабленного поперечного сечения рельса-струны — для поперечных сварных швов в головке и корпусе рельса. Расчёт проводим для трёх температур:

1) При максимальной температуре $+100^\circ\text{C}$ сжатие корпуса: $\Delta t = 100 - 40 = 60^\circ\text{C}$.

$$\sigma_{100} = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 60 = 144 \cdot 10^6 \text{ Па} = 144 \text{ МПа}$$

2) При температуре сборки $+40^\circ\text{C}$ (наиболее статистически частой) $\Delta t = 40 - 40 = 0^\circ\text{C}$.

$$\sigma_{40} = 0 \text{ МПа}$$

3) При минимальной температуре 0°C растяжение корпуса: $\Delta t = 40 - 0 = 40^\circ\text{C}$.

$$\sigma_0 = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 40 = 96 \cdot 10^6 \text{ Па} = 96 \text{ МПа}$$

Расчёт выносливости по российскому СНиП 2.05.03-84* (Мосты и трубы)

Расчёт выносливости элементов стальных конструкций мостов и их соединений следует выполнять по формулам:

$$\sigma_{\max, ef} \leq \gamma_w \cdot R_y \cdot m, \quad (3.7)$$

$$\tau_{\max, ef} \leq 0,75 \gamma_w \cdot R_y \cdot m, \quad (3.8)$$



где:

$\sigma_{\max, ef}$ - наибольшее по абсолютной величине напряжение (положительное при сжатии).

Напряжение вычисляется от действия постоянных и временных нагрузок;

$\tau_{\max, ef}$ - наибольшее по абсолютной величине касательные напряжения при расчёте угловых швов на срез (его направление принимается за положительное);

Напряжение вычисляется от действия постоянных и временных нагрузок.

γ_w - коэффициент понижения расчётного сопротивления стали за счёт усталости;

m - коэффициент условий работ (табл. 60 СНиП);

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha \beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha \beta \mp \delta \right] \cdot \rho} \leq 1, \quad (3.9)$$

где:

ζ - коэффициент, равный 1 для железнодорожных мостов и 0,7 - для автодорожных и городских мостов;

ϑ - коэффициент зависит от длины загрузения линии влияния при определении $\sigma_{\max, ef}$.

При длине линии влияния $\lambda \geq 22$ м, коэффициент $\vartheta = 1$; при $\lambda < 22$ м, $\vartheta = \nu - \xi \cdot \lambda$, где значения ζ и ν принимают в зависимости от марки стали и эффективного коэффициента концентрации β .

Коэффициент ϑ для длин линий влияния менее 22 м может быть вычислен по формулам:

- для углеродистой стали:

$$\vartheta = \nu - \xi \cdot \lambda = 0,45 + 0,2917 \cdot \left[\beta - 1 \right] - 0,0205 + 0,01325 \cdot \left[\beta - 1 \right] \cdot \lambda, \quad (3.10)$$

- для низколегированной стали:

$$\vartheta = \nu - \xi \cdot \lambda = 0,65 + 0,44 \cdot \left[\beta - 1 \right] - 0,0295 + 0,02006 \cdot \left[\beta - 1 \right] \cdot \lambda, \quad (3.11)$$

где:

α и δ - коэффициенты, учитывающие марку стали и нестационарность режима нагружения, принимаются по табл. 3.11

Таблица 3.11

Марка стали	α	δ
16Д	0,64	0,20
15ХСНД; 09Г2СД	0,72	0,24
10ХСНД; 15ХСНД-40; 14Г2АФД; 15Г2АФДпс	0,81	0,20

β - эффективный коэффициент концентрации напряжений. Значения берутся из табл. 1 приложения 17 СНиП 2.05.03-84*, стр.181 – 186. В таблице не приведены рисунки соединений, и коэффициенты берутся из описания деталей конструкции.

ρ - коэффициент асимметрии цикла: $\rho = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, $\rho = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$,

σ_{\min} , σ_{\max} и τ_{\min} , τ_{\max} - наименьшие и наибольшие по абсолютной величине значения напряжений со своими знаками, определяемые в тех же сечениях, что и $\sigma_{\max, ef}$ и $\tau_{\max, ef}$. Худшим является симметричный цикл, при котором $\rho = -1$. При $\rho = +1$ изменений напряжений не происходит и проверка выносливости не требуется.

В формуле (3.4) верхние знаки в скобках следует принимать при вычислении по формуле (3.2), если $\sigma_{\max, ef} > 0$, и всегда по формуле (3.3).



Для конструкции значения коэффициентов приняты равными:

$$\zeta = 1,0;$$

$$\vartheta = 1,0;$$

$\alpha = 0,72$ и $\delta = 0,24$ для стали 09Г2СД;

$\beta = 1,8$ – для основного металла детали по границе необработанного стыкового шва с плавным переходом к основному металлу.

При максимальной температуре $+100^{\circ}\text{C}$ в головке рельса-струны максимальное сжатие:

Головка сжата (рис. 3.31) $\sigma_{max} = 273$ МПа $\sigma_{min} = \sigma_{100} = 144$ МПа (середина пролёта) $\rho = 144/273=0,527$

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha\beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha\beta \mp \delta \right] \cdot \rho} = \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot \left[0,72 \cdot 1,8 - 0,24 \right] \cdot \left[0,72 \cdot 1,8 + 0,24 \right] \cdot 0,527} = 4,05 \geq 1$$

$$273 \text{ МПа} \leq 1,0 \cdot 315 \cdot 0,9 = 283,5 \text{ МПа}$$

При температуре $+40^{\circ}\text{C}$ в корпусе рельса-струны нет ни сжатия, ни растяжения:

Низ корпуса растянут (рис. 3.33) $\sigma_{max} = 187$ МПа, $\sigma_{min} = \sigma_{40} = 0$ МПа (середина пролёта), $\rho = 0$.

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha\beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha\beta \mp \delta \right] \cdot \rho} = \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot \left[0,72 \cdot 1,8 + 0,24 \right]} = 0,651$$

$$187 \text{ МПа} \leq 0,651 \cdot 335 \cdot 0,9 = 196 \text{ МПа}$$

Выносливость корпуса обеспечена.

При минимальной температуре 0°C в корпусе рельса-струны максимальное растяжение:

Низ корпуса растянут (рис. 3.41) $\sigma_{max} = 265$ МПа, $\sigma_{min} = \sigma_0 = 96$ МПа (середина пролёта), $\rho = 96/265=0,362$.

$$\gamma_w = \frac{1}{\zeta \cdot \vartheta \cdot \left[\alpha\beta \pm \delta \right] \cdot \left[\alpha\beta \mp \delta \right] \cdot \rho} = \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot \left[0,72 \cdot 1,8 + 0,24 \right] \cdot \left[0,72 \cdot 1,8 - 0,24 \right] \cdot 0,362} = 0,867$$

$$265 \text{ МПа} \approx 0,867 \cdot 335 \cdot 0,9 = 261 \text{ МПа}$$

Минимальная температура по статистике бывает очень редко. Выносливость корпуса обеспечена.

Расчёты выносливости по российскому СНиП II-23-81* (Стальные конструкции)

Расчёт на выносливость следует производить по формуле:

$$\sigma_{max} \leq \alpha \times R_v \times \gamma_v, \quad (3.12)$$

где:

R_v — расчётное сопротивление усталости, принимаемое по табл. 32* СНиПа в зависимости от временного сопротивления стали и групп элементов конструкций, приведенных в табл. 83* СНиПа (см. ниже табл. 3.12); для поперечных сварных швов (соединение встык прокатных профилей) не зависит от прочности материала рельса и равен $R_v = 75$ МПа (четвёртая группа элементов, №=14).

Таблица 3.12

Группы элементов и соединений при расчёте на выносливость

№ п/п	Схема элемента и расположение расчётного сечения	Характеристика элемента	Группа элемента
1		Основной металл с прокатными или обработанными механическим путём кромками То же, с кромками, обрезанными машинной газовой резкой.	1 2
3		Основной металл в соединениях на высокопрочных болтах Основной металл в болтовом (болты класса точности А) соединении в сечениях по отверстию	1 4
9		Стыковой необработанный шов; нагрузка перпендикулярна сварному шву; стыкуемые элементы одинаковой ширины и толщины	2
14		Соединение встык прокатных профилей	4
20		Основной металл в месте перехода к поперечному (лобовому) угловому шву	6
21		Основной металл в соединениях с фланговыми швами (в местах перехода от элемента к концам фланговых швов): а) с двойными фланговыми швами б) с фланговыми и лобовыми швами в) при передаче усилия через основной металл г) щеки анкеров для крепления стальных канатов	8 7 7 8



Значения коэффициентов R_v приведены в табл. 3.13.

Таблица 3.13

Значения коэффициента R_v (табл. 32* СНиП II-23-81)

Группа элементов	Значения R_v при временном сопротивлении стали разрыву R_{un} , МПа (кгс/см ²)				
	до 420 (4300)	св. 420 (4300) до 440 (4500)	св. 440 (4500) до 520 (5300)	св. 520 (5300) до 580 (5900)	св. 580 (5900) до 635 (6500)
1	120 (1220)	128 (1300)	132 (1350)	136 (1390)	145 (1480)
2	100 (1020)	106 (1080)	108 (1100)	110 (1120)	116 (1180)
3	Для всех марок стали 90 (920)				
4	Для всех марок стали 75 (765)				
5	Для всех марок стали 60 (610)				
6	Для всех марок стали 45 (460)				
7	Для всех марок стали 36 (370)				
8	Для всех марок стали 27 (275)				

α — коэффициент, учитывающий количество циклов нагружений n :

При $10^5 < n < 3,9 \cdot 10^6$ по формулам:

-для групп элементов 1 и 2:

$$\alpha = 0,064 \left(\frac{n}{10^6} \right)^2 - 0,5 \left(\frac{n}{10^6} \right) + 1,75; \quad (3.13)$$

-для групп элементов 3-8:

$$\alpha = 0,07 \left(\frac{n}{10^6} \right)^2 - 0,64 \left(\frac{n}{10^6} \right) + 2,2; \quad (3.14)$$

при $n > 3,9 \cdot 10^6$ $\alpha = 0,77$.

Для групп элементов 3 - 8 расчёт по формуле (3.14) даёт:

для $n = 3,9 \cdot 10^6$	$\alpha = 0,77;$
для $n = 2,5 \cdot 10^6$	$\alpha = 1,04;$
для $n = 2,0 \cdot 10^6$	$\alpha = 1,2;$
для $n = 1,0 \cdot 10^6$	$\alpha = 1,63;$
для $n = 5,0 \cdot 10^5$	$\alpha = 1,9;$
для $n = 1,0 \cdot 10^5$	$\alpha = 2,14.$

γ_v — коэффициент, определяемый по табл. 33 СНиПа в зависимости от вида напряжённого состояния и коэффициента асимметрии напряжений $\rho = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$; здесь σ_{\min} и σ_{\max} — соответственно наибольшее и наименьшее по абсолютному значению напряжения в рассчитываемом элементе.

Значения коэффициента γ_v представлены в табл. 3.14.

Значения коэффициента γ_v (таблица 33 СНиП II-23-81)

σ_{max}	Коэффициент асимметрии напряжений ρ	Формулы для вычисления коэффициента γ_v
Растяжение	$-1 \leq \rho \leq 0$	$\gamma_v = \frac{2,5}{1,5 - \rho}$
	$0 < \rho \leq 0,8$	$\gamma_v = \frac{2,0}{1,2 - \rho}$
	$0,8 < \rho < 1$	$\gamma_v = \frac{1,0}{1 - \rho}$
Сжатие	$-1 \leq \rho < 1$	$\gamma_v = \frac{2}{1 - \rho}$

При максимальной температуре $+100^\circ\text{C}$ в головке рельса-струны максимальное сжатие: головка сжата (рис. 3.31): $\sigma_{max} = 273$ МПа, $\sigma_{min} = \sigma_{100} = 144$ МПа (середина пролёта),
 $\rho = 144/273 = 0,527$,

$$\gamma_v = \frac{2}{1 - \rho} = 2,1.$$

При $n = 5,0 \cdot 10^5$ принимаем $\alpha = 1,9$.
 $\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,9 \times 75 \times 2,1 = 299$ МПа $> \sigma_{max} = 273$ МПа.

При температуре $+40^\circ\text{C}$ в корпусе нет ни сжатия, ни растяжения:

Низ корпуса растянут: (рис. 3.33) $\sigma_{max} = 187$, МПа $\sigma_{min} = \sigma_{40} = 0$ МПа (середина пролёта),
 $\rho = 0$

$$\gamma_v = \frac{2,5}{1,5 - \rho} = 1,67$$

При $n = 1,3 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,49$.
 $\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,49 \times 75 \times 1,67 = 187$ МПа $\approx \sigma_{max} = 187$ МПа.

При минимальной температуре 0°C в корпусе максимальное растяжение:

низ корпуса растянут (рис. 3.41): $\sigma_{max} = 265$ МПа, $\sigma_{min} = \sigma_0 = 96$ МПа (середина пролёта),
 $\rho = 96/265 = 0,362$.

$$\gamma_v = \frac{2,0}{1,2 - \rho} = 2,39$$

При $n = 1,3 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,49$.
 $\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,49 \times 75 \times 2,39 = 267$ МПа $\approx \sigma_{max} = 265$ МПа

Минимальная и максимальная температура по статистике бывает редко.

Следует отметить, что расчёты велись в запас прочности. Поскольку заполнитель, так или иначе будет сопротивляться сдвигу, то величины напряжений низа корпуса уменьшатся (часть изгибающего момента будет передаваться струнам). Расчёты показывают, что при отсутствии сдвига и температуре $+40^\circ\text{C}$ возможно снижение до 36% напряжений низа корпуса. Проведём расчёт для этого случая:

При температуре $+40^\circ\text{C}$ в корпусе нет ни сжатия, ни растяжения:

низ корпуса растянут (рис. 3.33): $\sigma_{\max} = 137$ МПа, $\sigma_{\min} = \sigma_{40} = 0$ МПа (середина пролёта), $\rho = 0$.

$$\gamma_v = \frac{2,5}{1,5 - \rho} = 1,67$$

При $n = 2,3 \cdot 10^6$ принимаем $\alpha = 1,098$.

$$\alpha \times R_v \times \gamma_v = 1,098 \times 75 \times 1,67 = 137 \text{ МПа} \approx \sigma_{\max} = 137 \text{ МПа}.$$

Выносливость корпуса повысилась до 2.300.000. циклов. Для увеличения числа циклов больше 2.300.000. рекомендуется одновременно применять наполнитель с большим внутренним трением (для уменьшения сдвига между сечением и струнами) и усиливать место поперечных сварных швов. Фактически по методике расчёта это предполагает переход в другую группу элементов конструкции (см. табл. 3.12 и табл. 3.13).

Общий вид подвешенного STS показан на рис. 3.43.



Рис. 3.43. Общий вид подвешенного STS (слева – вид спереди на юникар, справа – вид сзади)

3.8. Выводы по подвесному STS

Подытоживая результаты предварительной конструкторской проработки, анализа и оценки концепции перевозки товарной железной руды подвесным STS для условий Австралии, можно сделать следующие выводы:

- юникары грузоподъемностью 15 т обеспечивают перевозку в руды в объеме 50 млн. т/год при следующих параметрах: средняя скорость движения на трассе 72 км/ч, скорость движения на погрузке-выгрузке руды на терминалах около 1 м/с, интервал движения на трассе 10 сек, дистанция между соседними юникарами – 200 м;
- процесс перевозки должен быть автоматизированным;
- количество юникаров грузоподъемностью 15 тонн, задействованных в перевозке руды на расстояние 100 км при годовой производительности 50 млн. т/год, должно быть около 1010 единиц;
- удельный расход топлива на перевозку 1 т руды на расстояние 1 км для юникара грузоподъемностью 15 т составляет 3,9 г/т×км, что ниже уровня энергозатрат при перевозке



руды по традиционной железной дороге (в частности, при перевозке руды, например, железнодорожным составом из 40 вагонов-самосвалов-думпкаров грузоподъемностью 60 т со средней скоростью 100 км/ч удельный расход топлива у тепловоза будет выше примерно на 16 %);

- расход топлива при перевозке руды автомобильным транспортом по асфальтобетонной дороге будет выше в 4 раза, а по укатанной гравийной дороге – примерно в 5,3 раза;

- для обеспечения топливной экономичности и ресурсосбережения при эксплуатации установочная мощность силовой установки системы автономного электропитания должна составить не менее 45 кВт;

- результаты расчёта на контактную прочность в паре «рельс-колесо» показывают, что в подвесном STS могут быть применены как линейный, так и точечный варианты контакта колеса с головкой струнного рельса (при установке восьми колес с диаметром не менее 450 мм при линейном контакте и 600 мм при точечном контакте);

- основные линейные размеры юникара грузоподъемностью 15 т будут примерно следующими: длина корпуса (без сцепного устройства) – 7850 мм, ширина – 2575 мм, высота – 2150, колея – 1750 мм;

- полная масса юникара ожидаемо будет около 25 т;

- подвесной STS имеет высокую экологичность благодаря:

- снижению расхода топлива (энергии) на транспортную работу: на 10 – 20 % в сравнении с железной дорогой и в 4 – 6 раз – в сравнении с автомобильной дорогой;

- снижению в 3 – 5 раз и более ресурсоёмкости путевой структуры (сталь, бетон, щебень, песок, грунт и др.) и связанному с этим снижению негативного воздействия на Природу на всём жизненном цикле системы: при добыче, транспортировке, укладке и восстановлении пришедших в негодность в процессе эксплуатации указанных минеральных ресурсов, составляющих основную конструктивную (материальную) часть любой транспортной системы;

- отсутствию насыпи и рельсо-шпальной решётки в сравнении с железной дорогой и дорожной одежды и насыпи – в сравнении с автомобильной дорогой, не разрушит флору и фауну.



4. Заключение

Навесной STS (перевозка сыпучих материалов по рельсо-струнной путевой структуре при помощи скоростных многозвенных рельсовых автопоездов грузоподъемностью 160 тонн, приспособленных под погрузку и выгрузку груза на ходу в специальных терминалах) и подвесной STS (перевозка сыпучих материалов по рельсо-струнной путевой структуре при помощи юникаров грузоподъемностью 15 тонн, приспособленных под погрузку и выгрузку груза на ходу в специальных терминалах в режиме автоведения) обеспечивают объемы перевозки 50 млн. тонн в год.

При этом:

- оба варианта обеспечивают снижение расхода топлива (энергии) на транспортную работу: на 10 – 20 % в сравнении с железной дорогой и в 3 – 5 раз – в сравнении с автомобильной дорогой;
- оба варианта STS обеспечивают значительное снижение ресурсоемкости путевой структуры (сталь, бетон, щебень, песок, грунт и др.) и связанное с этим снижение негативного воздействия на Природу на всём жизненном цикле транспортной системы;
- дополнительным важным преимуществом подвесного STS является возможность выхода в море на расстояние 5—10 км от берега для выгрузки сыпучего груза в специальный терминал, который одновременно станет выносным морским портом.

5. Список литературы

1. Беркман М.Б. и др. «Подвесные канатные дороги». – М.: Машиностроение, 1984.
2. Петренко О.С. «Подвесные рельсовые дороги». – М.: Машиностроение, 1981;
3. Robert Bosch GmbH. «Automotive handbook» 4th edition, 1999;
4. Логинов А.И. и др. «Вагоны-самосвалы». – М.: Машиностроение, 1975.
5. Тимошенко С. П. "Колебания в инженерном деле".- М.: Наука, 1967.
6. Биргер И. А. и Пановко Я. Г. "Прочность. Устойчивость. Колебания". Справочник в трёх томах. Том 3.- М.: Машиностроение, 1968.
7. Вершинский С.В. "Динамика вагона". 2-е изд.- М.: Транспорт, 1978.