

**Презентация методики
проведения инженерных расчётных исследований
транспортной системы «второго уровня» –
струнного транспорта Юницкого (СТЮ)
навесного типа**

Отдел инженерных расчётов ООО «СТЮ»

Расчётные исследования :

- 1. Методика проведения расчётных исследований динамического взаимодействия высокоскоростного междугороднего юнибуса-поезда (360 км/час) с высокоскоростной рельсо-струнной путевой структурой СТЮ навесного типа**
- 2. Методика проведения расчёта прочности рельса-струны со средним натяжением струны и средней изгибной жёсткостью рельса-струны навесного типа**
- 3. Расчёт жесткости и прочности кузова высокоскоростного юнибуса навесного типа**

1. Методика проведения расчётных исследований динамического взаимодействия высокоскоростного междугороднего юнибуса-поезда с высокоскоростной рельсо-струнной путевой структурой СТЮ навесного типа



Общий вид одной линии междугороднего СТЮ — высокоскоростной транспортной системы «второго уровня», обеспечивающей пассажирские перевозки со скоростью 300 км/час и более в объёме 100 тыс. пасс./сутки и более. Такой СТЮ состоит из высокоскоростной рельсо-струнной путевой структуры, опор (анкерных и промежуточных) и специальных высокоскоростных и высокоаэродинамичных многоколёсных рельсовых автомобилей — юнибусов-поездов, оснащённых противосходной системой

1.1. Исходные данные для динамического расчёта

1.1.1. Исходные данные для многоколёсного юнибуса



- | | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 1. Служебный вход | 5. Сидение водителя |
| 2. Дверь водителя | 6. Блок колёсной подвески ведущий |
| 3. Силовой агрегат | 7. Блок колёсной подвески |
| 4. Пассажи́рские сидения | 8. Система кондиционирования |

$V = 360 \text{ км/ч} = 100 \text{ м/с}$ — скорость юнибуса при установившемся движении.

$M = 18000 \text{ кг}$ — поддрессоренная масса, $M_p = 18600 \text{ кг}$ — полная масса юнибуса.

$L_0 = 6 \text{ м}$ — расстояние между осями юнибуса.

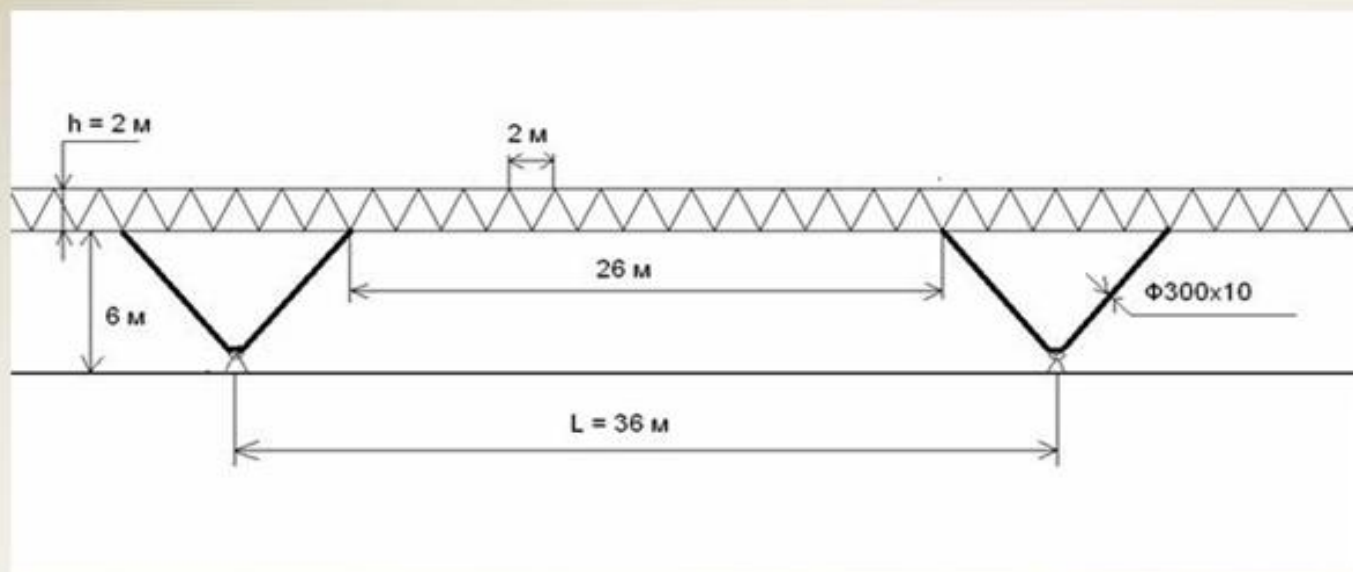
$H_{od} = 0,3 \text{ м}$ — статический ход подвески колёс.

$EJ = 10^8 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ — изгибная жёсткость секции корпуса юнибуса.

$$\beta = 0,25 \beta_{\text{сп}} = \frac{M}{2} \cdot \sqrt{\frac{g}{H_{od}}} = \frac{18000}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{0,3}} = 51961,5 \text{ Н}\cdot\text{с/м} \text{ — коэффициент демпфирования амортизаторов на все колёса, на одно колесо: } 51961,5/12 = 4330 \text{ Н}\cdot\text{с/м}.$$

1.1.2. Исходные данные для рельсо-струнной путевой структуры

Рельсо-струнная путевая структура для высокоскоростного СТЮ навесного типа может быть выполнена в 3-х принципиально различных вариантах исполнения: 1) высокое натяжение струны и низкая изгибная жёсткость рельса-струны; 2) среднее натяжение струны и средняя изгибная жёсткость рельса-струны; 3) низкое натяжение струны и высокая изгибная жёсткость рельса-струны. Первый вариант подробно исследован в монографии А.Э.Юницкого «Струнные транспортные системы на Земле и в космосе» (<http://www.stt21.ru/tabid/152/Default.aspx>), второй вариант — в технических условиях на рельсо-струну для ХМАО-Югры (<http://www.stt21.ru/tabid/201/Default.aspx>), поэтому в данной презентации рассмотрим третий вариант исполнения, как наиболее сложный для расчётов, — рельсо-струну, выполненную в виде фермы-струны (Евразийский патент № 006112 «Транспортная система Юницкого (варианты) и способ построения транспортной системы»).



Натянутые струны находятся в поясах фермы-струны и предназначены для обеспечения их механической устойчивости и жёсткости, компенсации температурных воздействий, обеспечения долговечности, террористической и вандалоустойчивости и других характеристик СТЮ, менее важных, но, тем не менее, учитываемых при проектировании (важен даже цвет окраски конструкций, так как это снизит температуру их нагрева на солнце на $10 - 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и уменьшит напряжения в отдельных стальных элементах на $25 - 40\text{ МПа}$).

Пояса и раскосы фермы-струны заполнены бетоном.

Характеристики половины фермы-струны

Верхний пояс:

Площадь поперечного сечения, приведённая к стали, — 55 см^2 ;

Линейная масса — 60 кг/м ; Натяжение струны — $1\,000\,000 \text{ Н}$;

Изгибная жёсткость — $EJ_1 = 5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

Нижний пояс:

Площадь поперечного сечения, приведённая к стали, — 30 см^2 ;

Линейная масса — 35 кг/м . Натяжение струны — $500\,000 \text{ Н}$.

Раскос:

Площадь поперечного сечения, приведённая к стали, — 20 см^2 ;

Линейная масса, приходящаяся на 1 м длины фермы-струны, — 55 кг/м .

Общие характеристики половины фермы-струны:

Линейная масса: $60 + 35 + 55 = 150 \text{ кг/м}$,

Изгибная жёсткость половины фермы-струны: $EJ_0 = 1,55 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

Характеристики половины опоры:

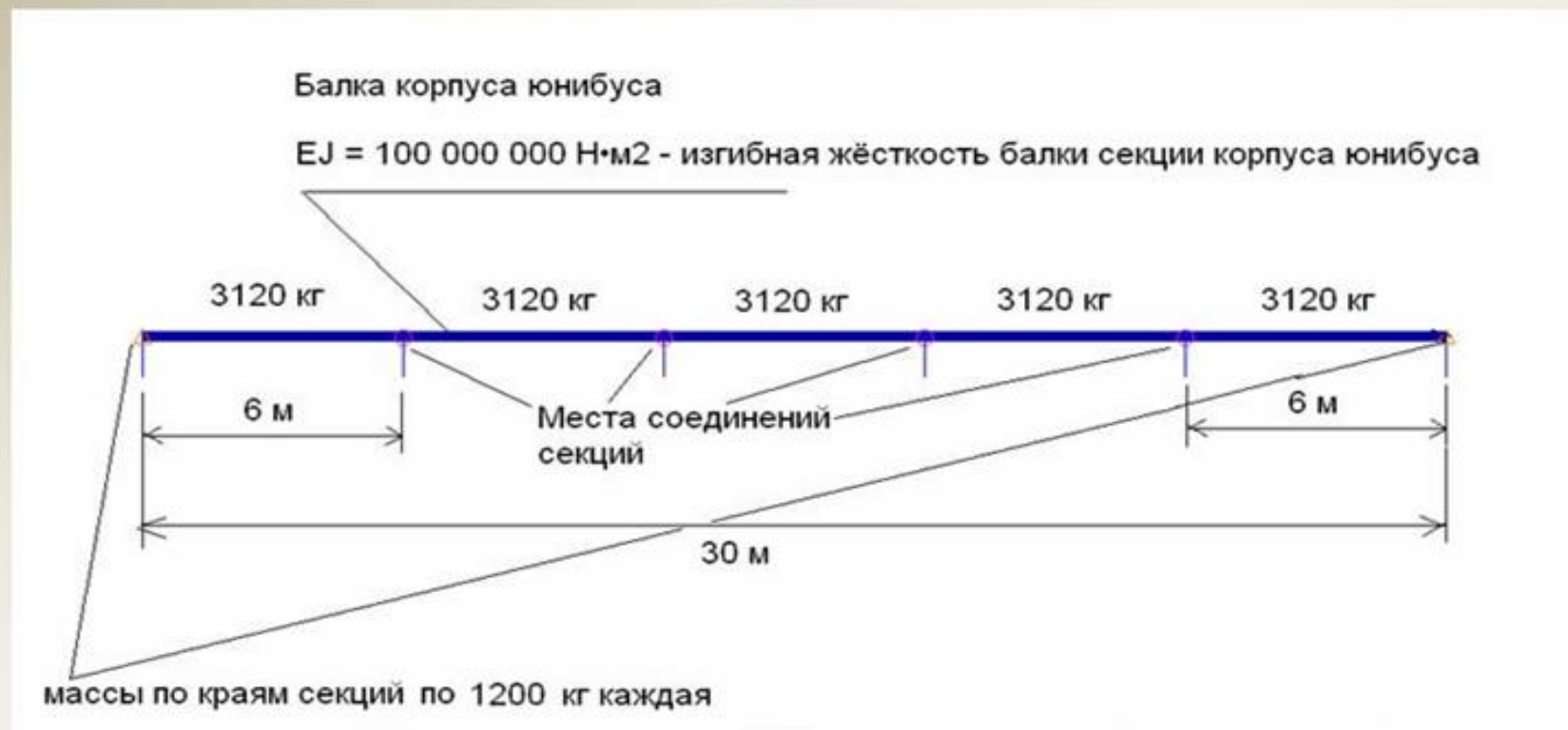
Площадь поперечного сечения одной трубы-опоры, приведённая к стали, — 91 см^2 ;

Линейная масса, приходящаяся на 1 м длины, — 140 кг/м ,

Изгибная жёсткость одной трубы-опоры — $EJ_T = 1,9 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

1.2. Расчёт резонансных скоростей движения для корпуса юнибуса-поезда при его движении по путевой структуре




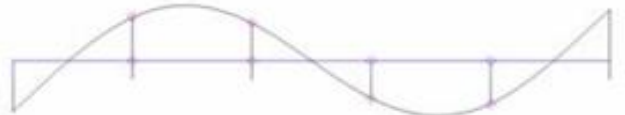
Частотный анализ колебаний корпуса высокоскоростного юнибуса-поезда при его движении проводим численно методом конечных элементов



Конечно-элементная модель корпуса юнибуса-поезда для частотного анализа

Таблица

Резонансные скорости движения юнибуса-поезда для пролётов путевой структуры длиной 36 м

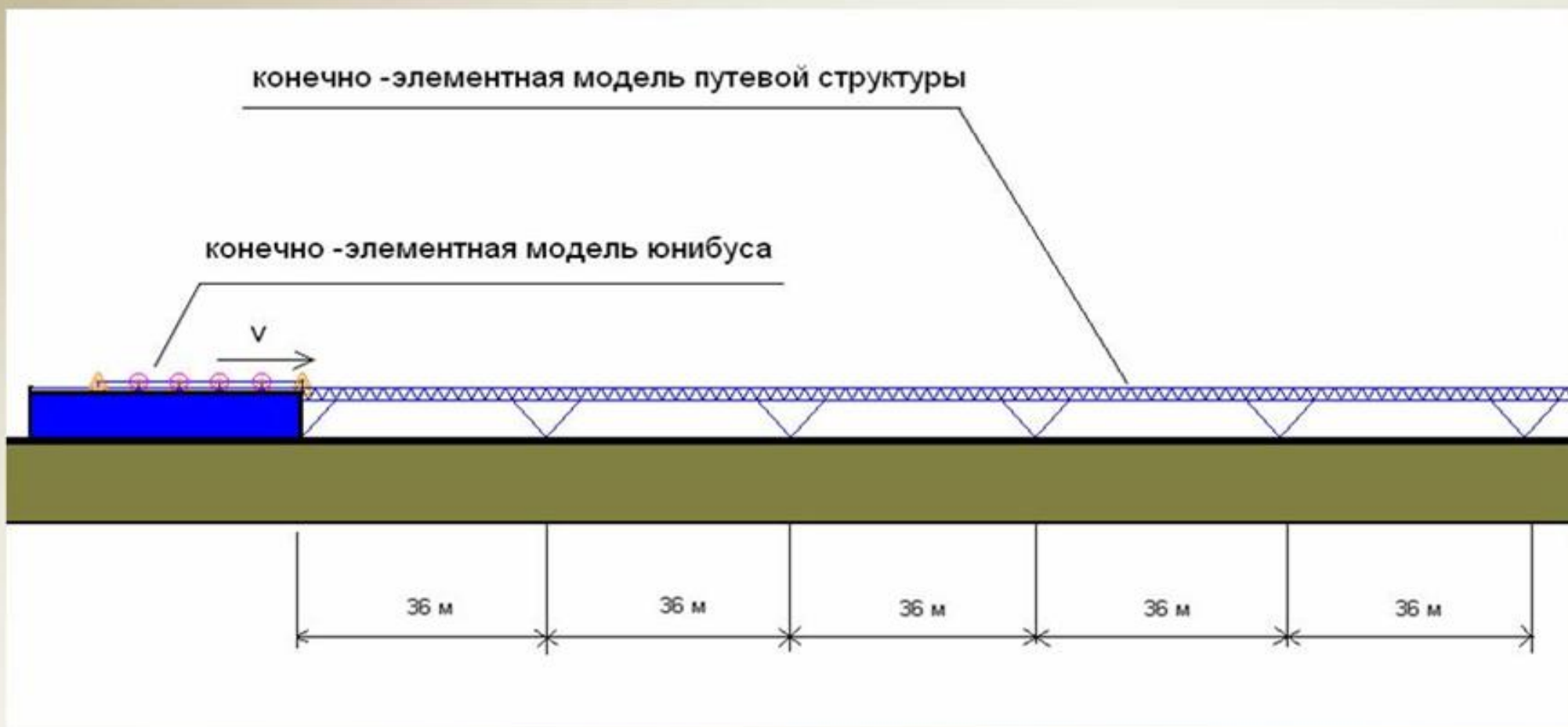
Номер формы	Частота, Гц	Резонансная скорость движения юнибуса, м/с $V_i = L \cdot f_i$
1 	$f_1 = 0,91634$ Гц	$V_1 = 36 \cdot 0,91634 = 33$ м/с
2 	$f_2 = 0,96447$ Гц	$V_2 = 36 \cdot 0,96447 = 37,7$ м/с
3 	$f_3 = 1,70103$ Гц	$V_3 = 36 \cdot 1,70103 = 61,2$ м/с
4 	$f_4 = 4,05021$ Гц	$V_4 = 36 \cdot 4,05021 = 145,8$ м/с

Как видно из таблицы, при скорости юнибуса $V = 360$ км/час = 100 м/с вертикальные резонансы в корпусе отсутствуют. Формам колебаний, больше четвёртого номера, соответствуют резонансные скорости движения юнибуса больше 150 м/с.

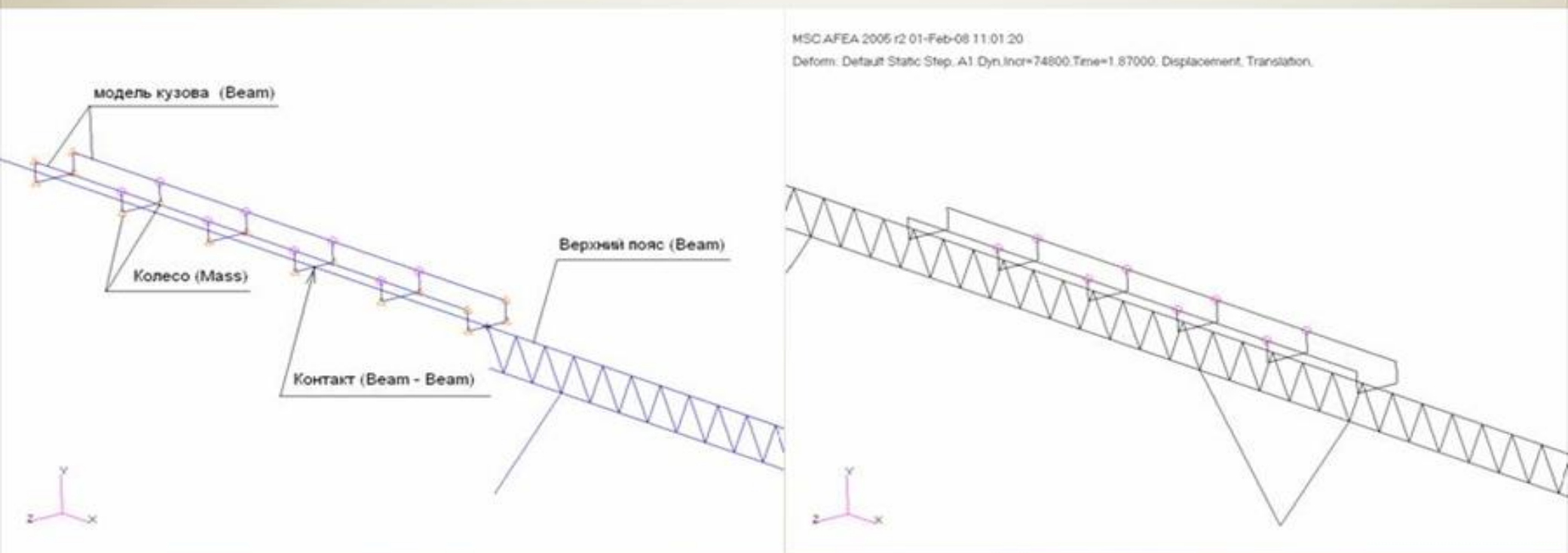
Такие высокие скорости движения (более 540 км/ч), как возможные, не рассматриваем.

1.3 Расчёты вертикальных перемещений и ускорений юнибуса

1.3.1 Конечно-элементные модели для расчётов динамических процессов



Моделирование динамического контактного взаимодействия многоколёсного рельсового автомобиля (юнибуса-поезда) с путевой структурой осуществлялось при использовании программной системы **Patran-Marc**. Эта конечно-элементная система ориентирована на эффективный анализ сложного контактного взаимодействия конструкций. 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 юнибуса по модели рельсо-струнной путевой структуры, состоящей из семи пролётов по 36 метров каждый.



1.3.2. Расчёты вертикальных перемещений, скоростей и ускорений

юнибуса-поезда при скорости движения 100 м/с (360 км/час)

1.3.2.1 Расчёт подрессоренных масс — корпуса юнибуса

Точки корпуса юнибуса при установившемся движении (со скоростью 100 м/с) имеют две частоты вертикальных колебаний:

- глобальную частоту колебаний, обусловленную деформативностью большого пролёта в целом (между опорами); на графиках перемещений один такой период составляет 6 делений = $6 \cdot 6 = 36$ м (по горизонтальной оси):

$$f_1 = \frac{V}{L} = \frac{100}{36} = 2,778 \text{ Гц} \quad L = 36 \text{ м} - \text{длина одного пролёта};$$

- локальную частоту колебаний, обусловленную деформативностью малого пролёта, т.е. верхнего пояса (между раскосами); на графиках ускорений расстояние между такими малыми пиками (период) составляет $1/3$ деления = $6/3 = 2$ м (по горизонтальной оси):

$$f_2 = \frac{V}{L_R} = \frac{100}{2} = 50 \text{ Гц} \quad L_R = 2 \text{ м} - \text{расстояние между раскосами.}$$



Точка 1

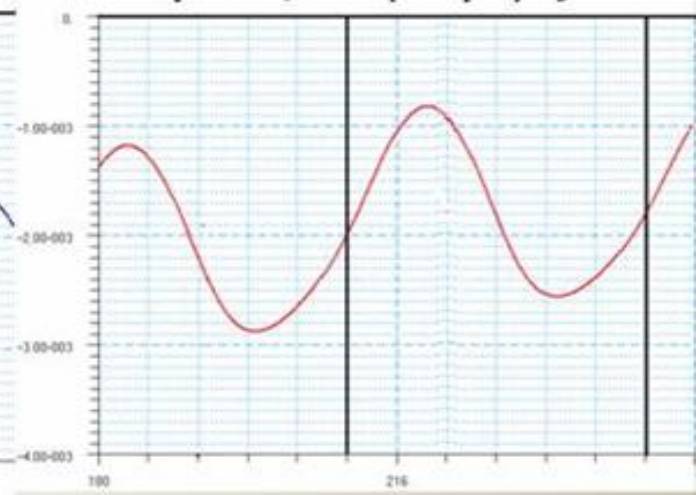
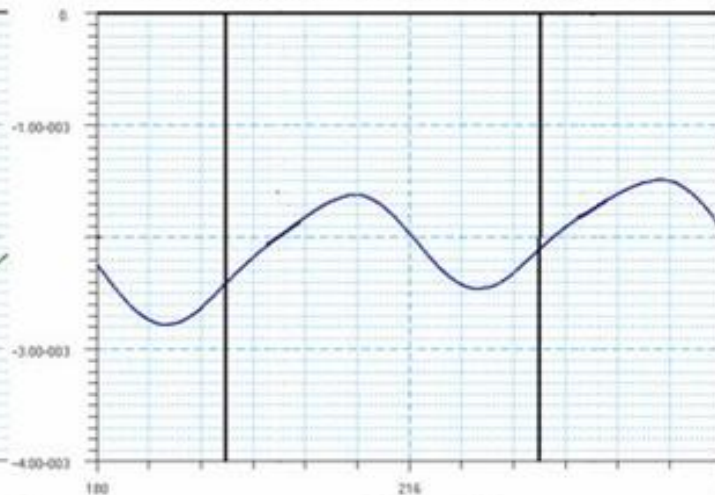
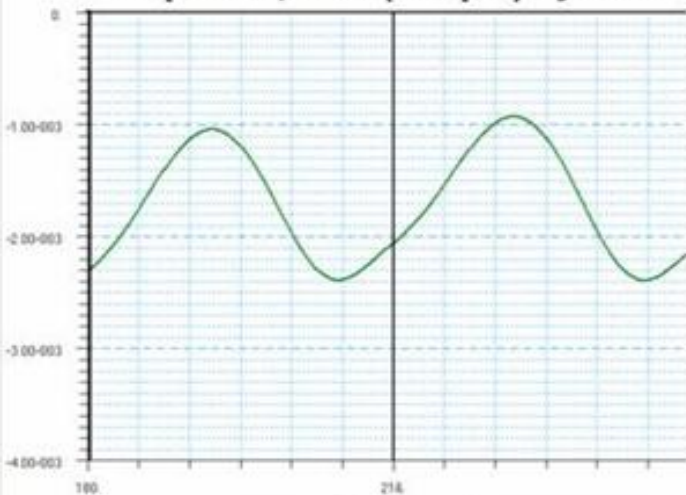
Точка 2

Точка 3

Перемещения (метры) кузова

Перемещения (метры) кузова

Перемещения (метры) кузова



Точка 1

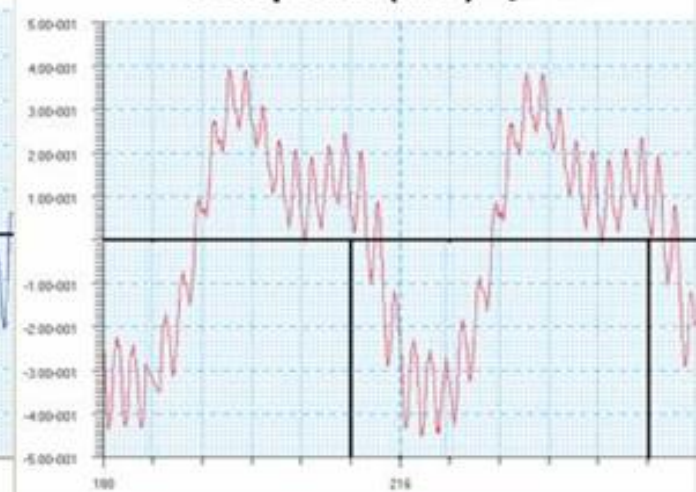
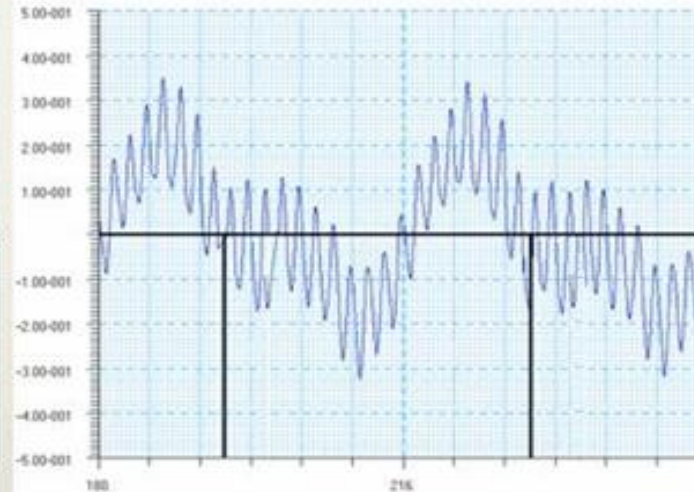
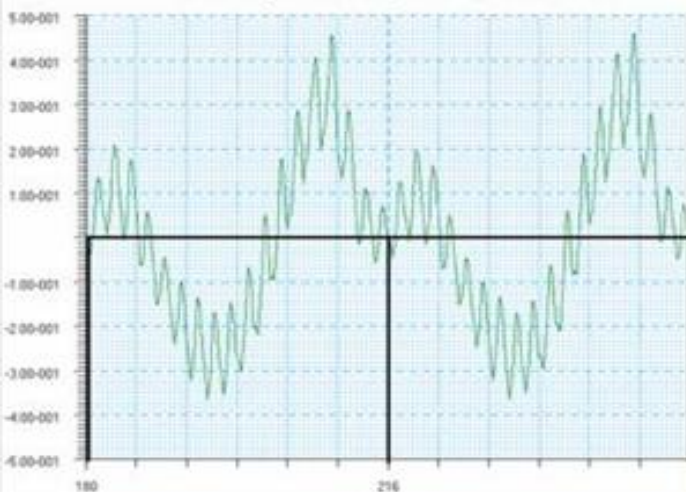
Точка 2

Точка 3

Ускорения (m/c^2) кузова

Ускорения (m/c^2) кузова

Ускорения (m/c^2) кузова



Расчётная точка кузова № 1 — передняя часть (место водителя), при установившемся движении (со скоростью 100 м/с) имеет наибольшую амплитуду перемещений $A_{G3} = 0,75$ мм и глобальную амплитуду ускорений $a_{G3} = 0,26$ м/с².

Расчётная точка кузова № 2 — середина корпуса, при установившемся движении (со скоростью 100 м/с) имеет наибольшую амплитуду перемещений $A_{G3} = 0,65$ мм и глобальную амплитуду ускорений $a_{G3} = 0,2$ м/с².

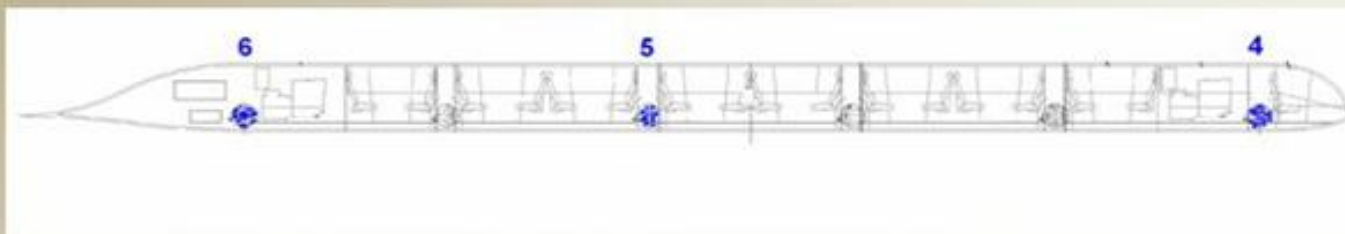
Расчётная точка кузова № 3 — кормовая часть, при установившемся движении (со скоростью 100 м/с) имеет наибольшую амплитуду перемещений $A_{G3} = 1,05$ мм и глобальную амплитуду ускорений $a_{G3} = 0,32$ м/с².

Амплитуды вертикальных колебаний и амплитуды глобальных ускорений приближённо связаны зависимостью:

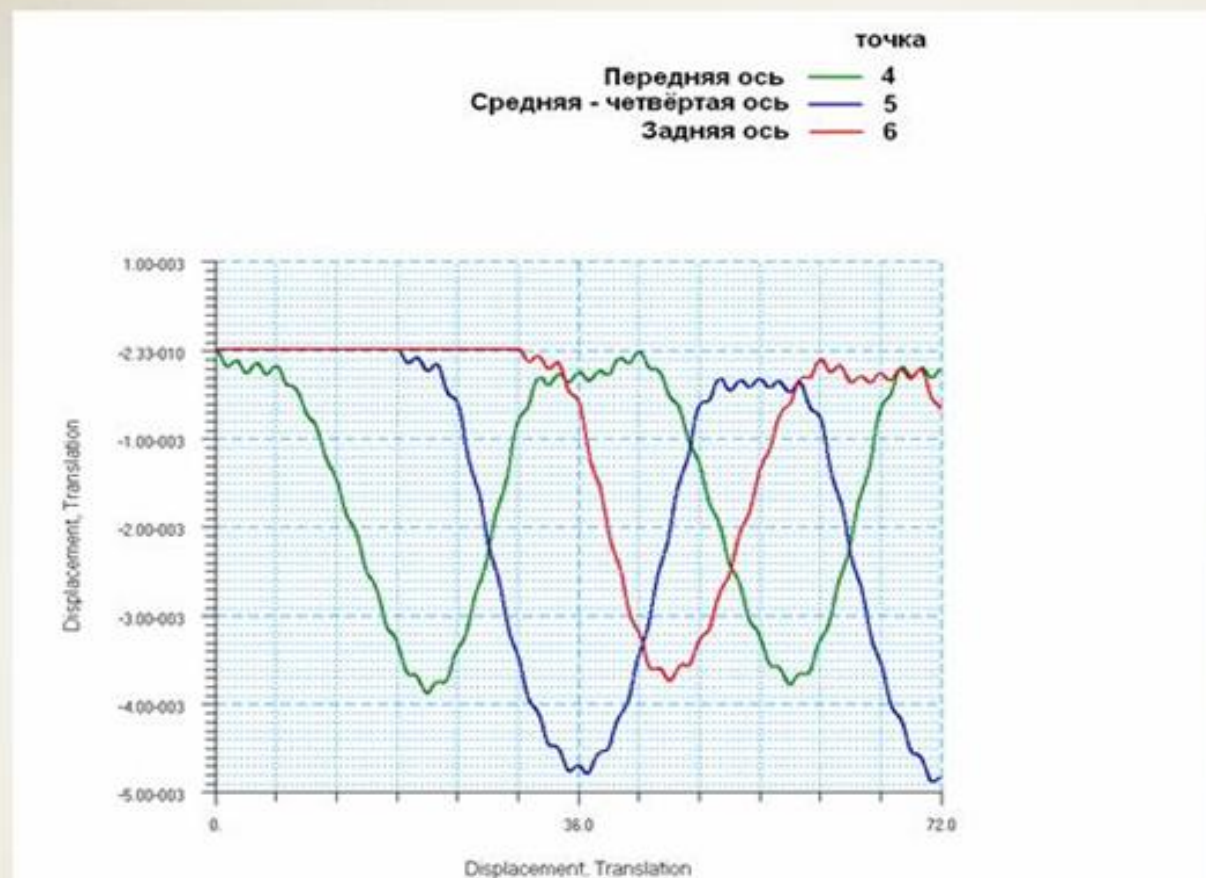
$a_G \approx A_G \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_1)^2$ — гармоническим законом колебаний.

Амплитуды локальных ускорений, обусловленные деформативностью малого рельсо-струнного пролёта верхнего пояса фермы-струны (между раскосами), для всех расчётных точек корпуса примерно одинаковы и составляют $a_L = 0,1$ м/с².

1.3.2.2. Расчёт неподрессоренных масс — колёс, осей и т.п.



Вертикальные динамические перемещения для наиболее характерных расчётных точек — неподрессоренных масс юнибуса № 4, 5 и 6 при скорости 100 м/с (колесо — жёсткое целое массой 50 кг).



Точка № 5 имеет наибольшие вертикальные динамические перемещения. Для этой точки покажем глобальные и локальные вертикальные ускорения.

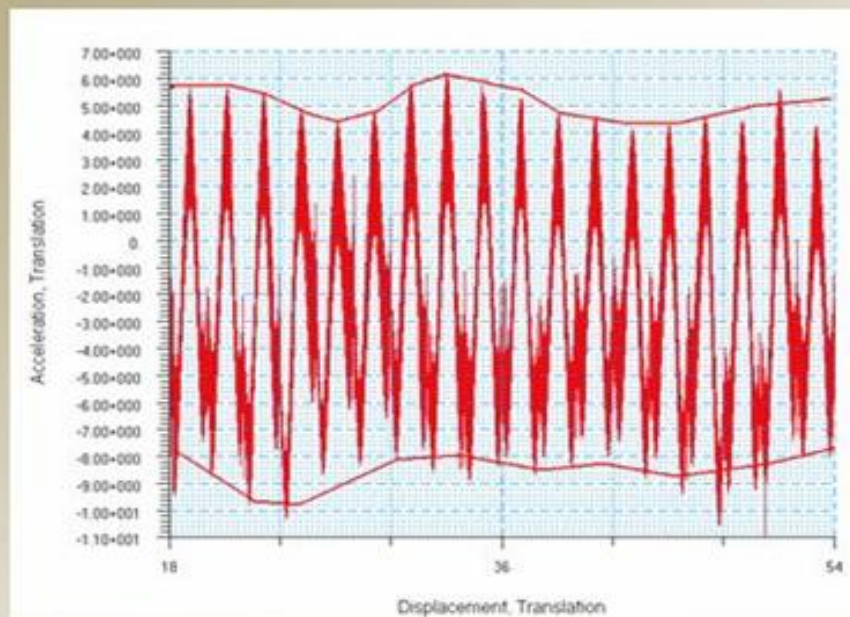


График ускорений (м/с²)

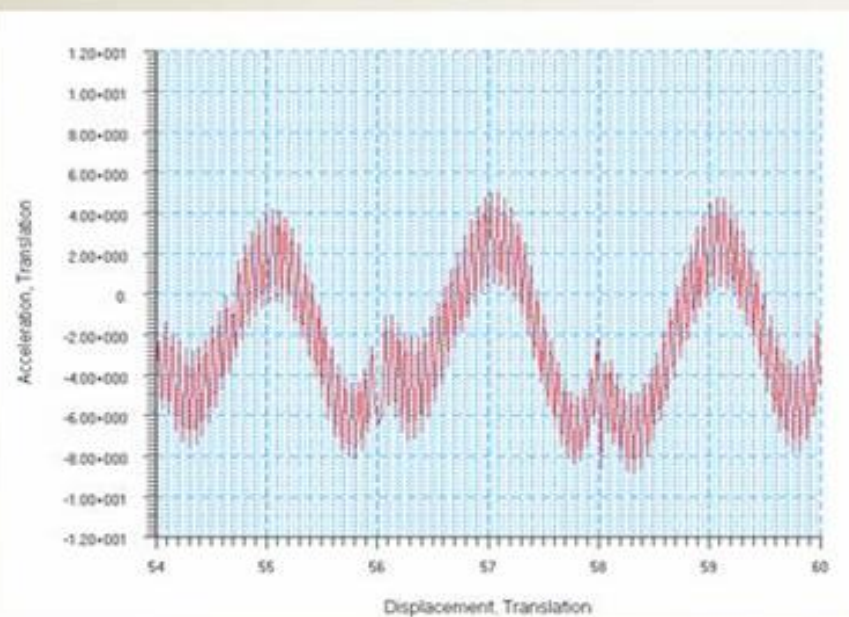


График локальных ускорений (м/с²)

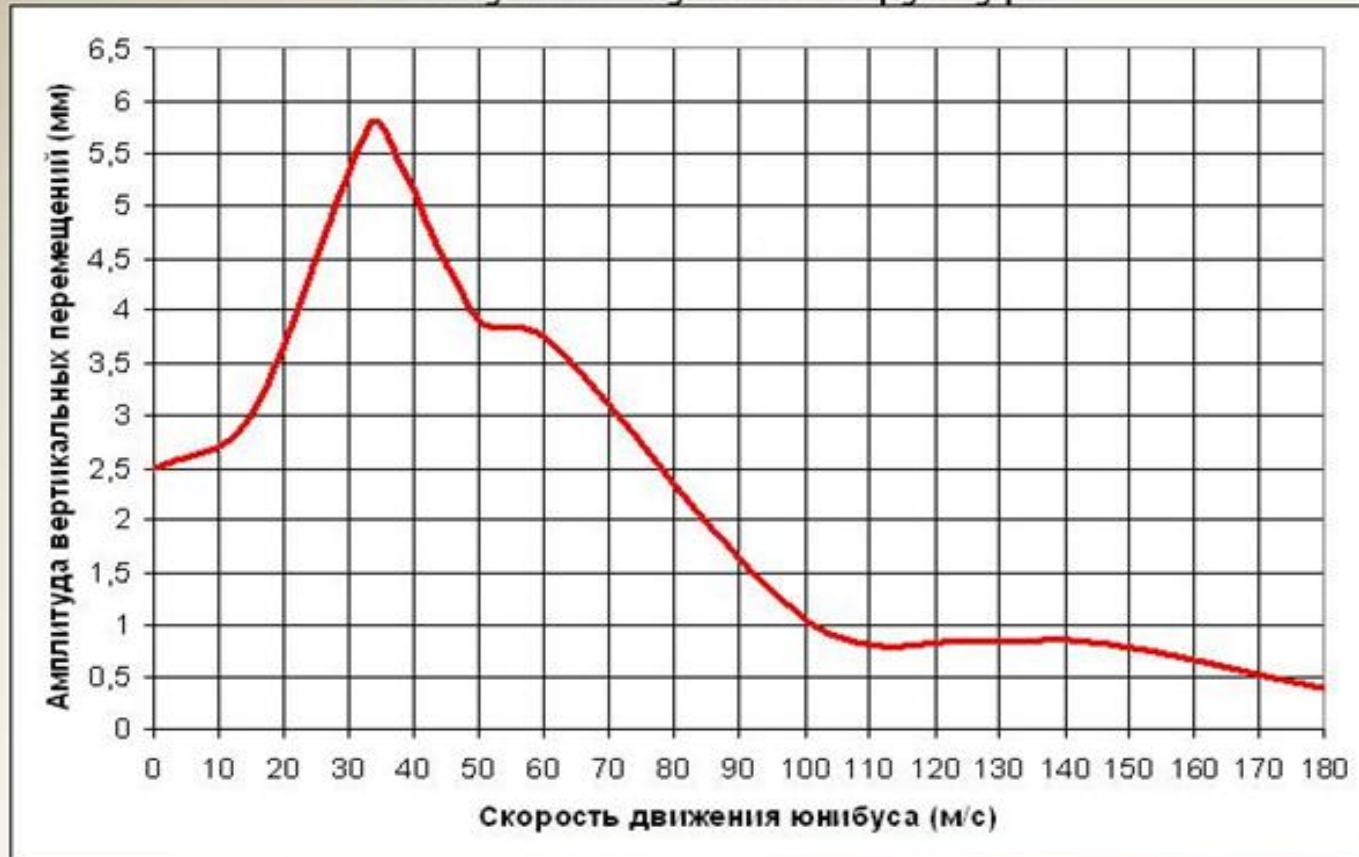
Амплитуда глобальных ускорений: $a_G = A_G \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_1)^2 = 0,0023 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 2,778)^2 = 0,7 \text{ м/с}^2$

Локальная амплитуда: $a_{L1} = A_{L1} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_2)^2 = 0,00005 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 50)^2 \approx 5 \text{ м/с}^2$

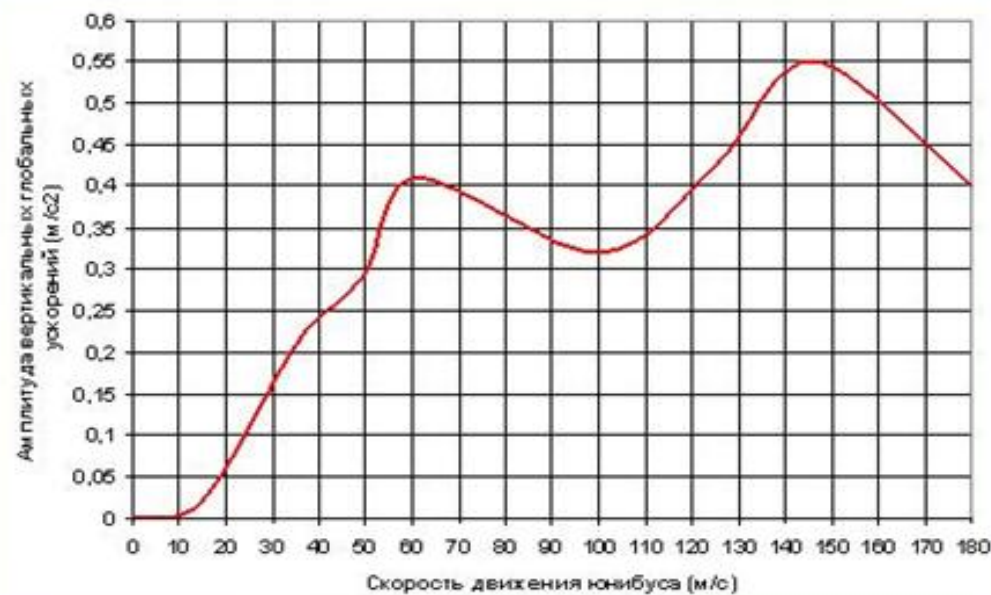
Величина полного вертикального ускорения достигает для неподрессоренных масс 10 м/с² или одного g. Таким образом, неподрессоренные массы юнибуса (стальные колёса, оси и др.) имеют очень небольшую, не более двойной, перегрузку при скорости 100 м/с.

1.3.3. Амплитудно-скоростные характеристики корпуса

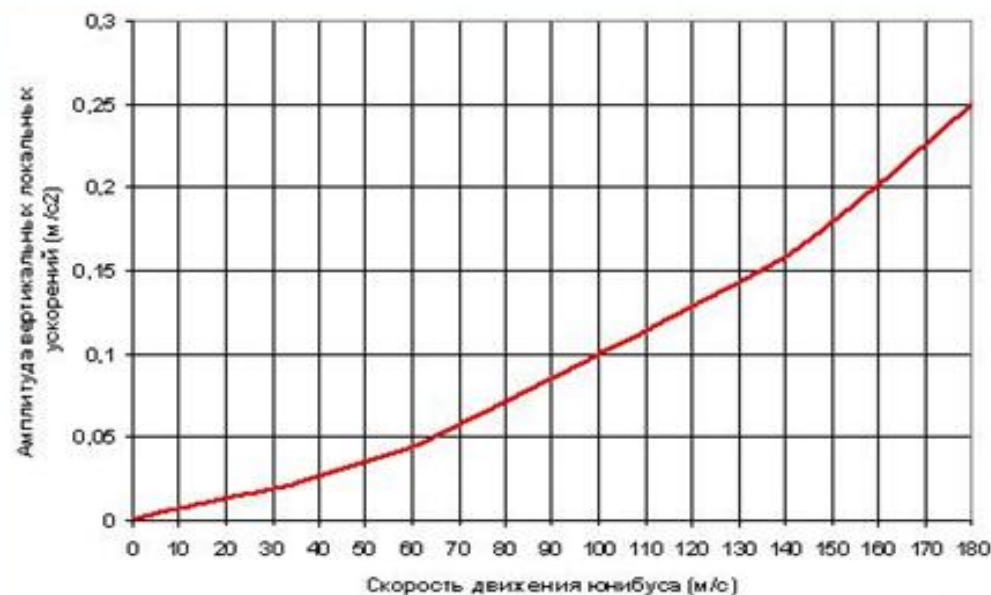
Под амплитудно-скоростными характеристиками корпуса многоколёсного юнибуса-поезда понимаем зависимость вертикальных динамических его перемещений и ускорений от скорости движения юнибуса по путевой структуре.



Зависимость амплитуды вертикальных колебаний расчётной точки № 3 (кормовая часть) корпуса юнибуса-поезда от скорости движения



Зависимость амплитуды вертикальных глобальных ускорений расчётной точки № 3 (кормовая часть) корпуса от скорости движения



Зависимость амплитуды вертикальных локальных ускорений расчётной точки № 3 (кормовая часть) корпуса от скорости движения

Как видно из первых двух графиков, амплитуды вертикальных перемещений и глобальных ускорений достигают максимумов при скоростях, близких к резонансным скоростям движения юнибуса (см. выше табл. п.1.2): 33 – 37,7 м/с; 61,2 м/с; 145,8 м/с.

1.4. Оценка плавности хода и комфортности движения юнибуса

Основным параметром оценки плавности хода юнибуса принят наиболее универсальный на сегодняшний день параметр, в частности, используемый на ж/д транспорте комплексный параметр плавности хода W , который учитывает как ускорения колебаний, так и их частоту:

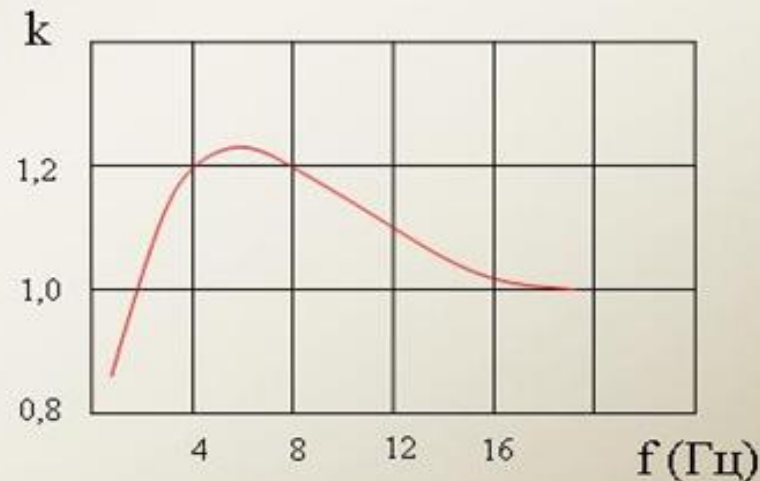
$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5}$$

где:

k — коэффициент пропорциональности, зависящий от частоты вертикальных колебаний;

f — частота вертикальных колебаний кузова, Гц;

A — амплитуда вертикальных колебаний (перемещений) кузова, см.



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 м/с) найдём комплексный параметр W :

Расчётная точка кузова № 1 — передняя часть, имеет амплитуду вертикальных колебаний $A_{G1} = 0,075$ см и глобальную частоту $f_1 = 2,778$ Гц:

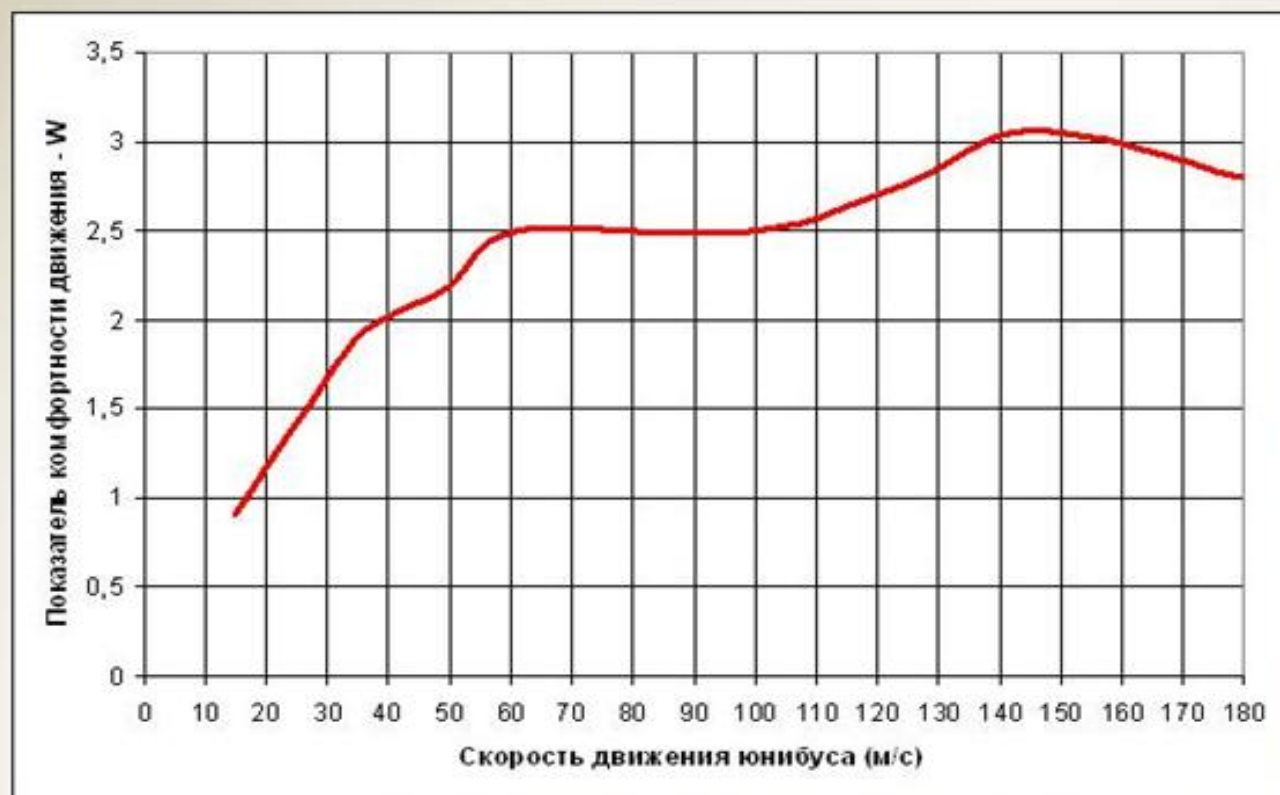
$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5} = 2,7 \cdot 1,091 \cdot \sqrt[10]{0,075^3 \cdot 2,778^5} = 2,26$$

Расчётная точка кузова № 2 — середина корпуса, имеет амплитуду вертикальных колебаний $A_{G2} = 0,065$ см и глобальную частоту $f_1 = 2,778$ Гц:

$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5} = 2,7 \cdot 1,091 \cdot \sqrt[10]{0,065^3 \cdot 2,778^5} = 2,16$$

Расчётная точка кузова № 3 — кормовая часть, имеет амплитуду вертикальных колебаний $A_{G3} = 0,105$ см и глобальную частоту $f_1 = 2,778$ Гц:

$$W = 2,7 \cdot k \cdot \sqrt[10]{A^3 \cdot f^5} = 2,7 \cdot 1,091 \cdot \sqrt[10]{0,105^3 \cdot 2,778^5} = 2,496$$



Зависимость параметра оценки плавности хода W для расчётной точки № 3 — кормовой части корпуса (отсек для двигателя, где нет пассажиров), — от скорости движения юнибуса

Таблица

Допустимая длительность воздействия вибраций на организм t_d			
а, 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

Расчётная точка кузова № 3 — кормовая часть, где установлен привод юнибуса, при движении со скоростью 100 м/с имеет наибольшую (наихудшую) амплитуду ускорений $a_G + a_L = 0,32 + 0,1 = 0,42$ м/с². Допустимая длительность такого воздействия на человека $t_d = 300$ мин = 5 часов (необходимо отметить, что в этом отсеке пассажирские сидения не предусмотрены).

1.5. Расчёты изгибающих моментов в расчётной модели корпуса юнибуса-поезда

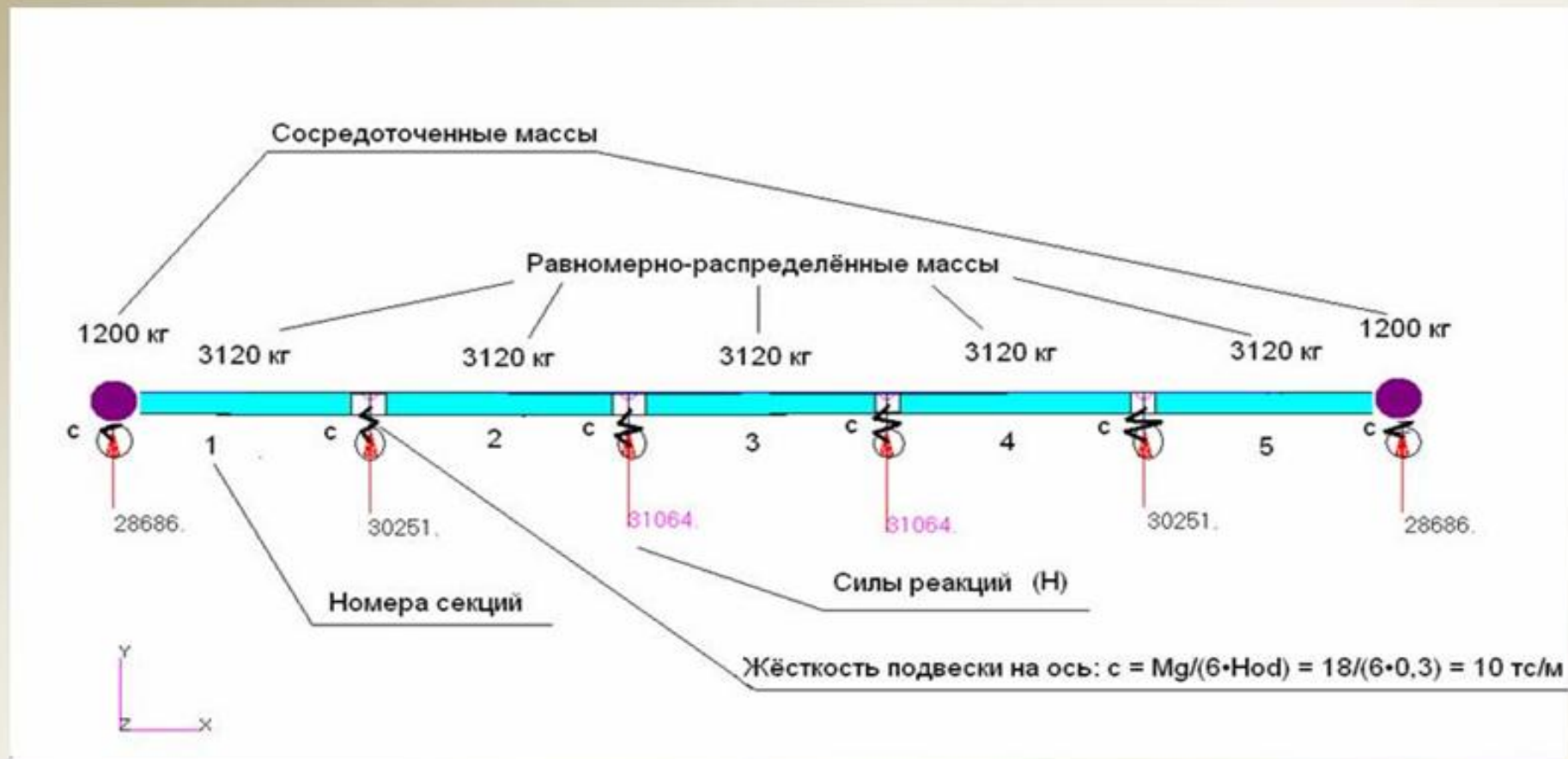
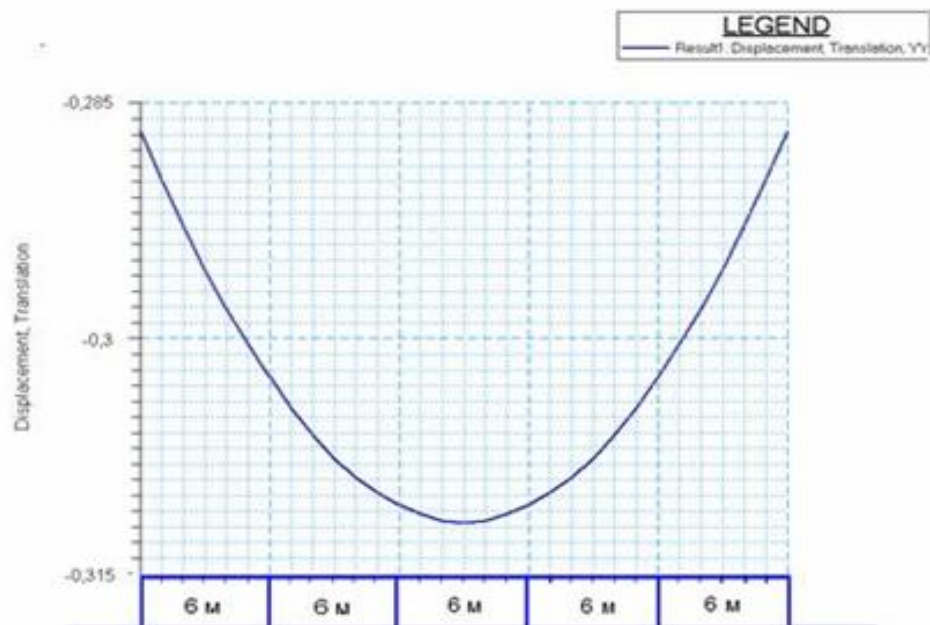
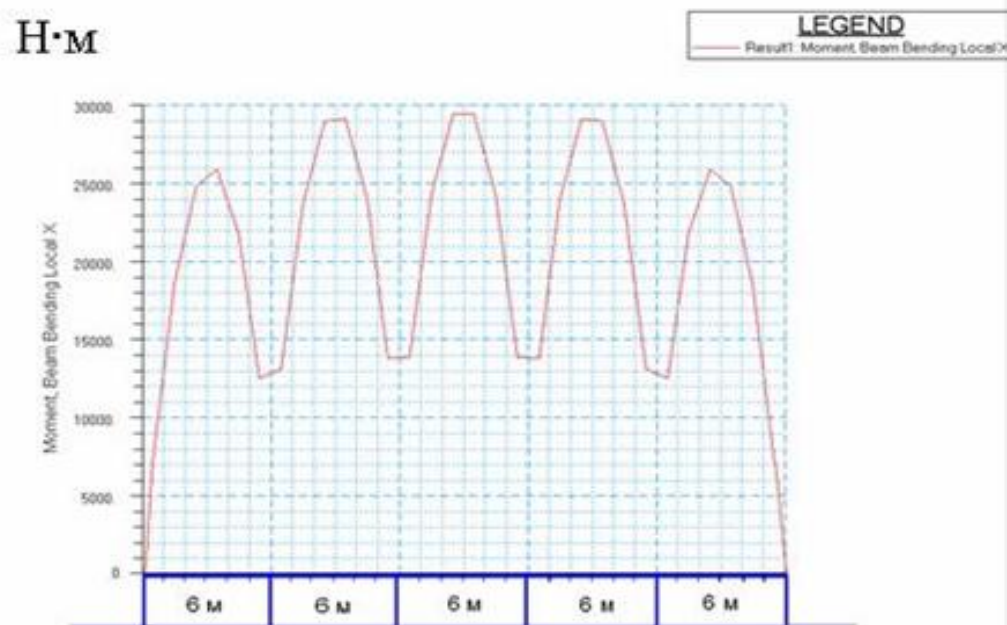


Схема нагрузок на корпус юнибуса от действия сил тяжести и реакций опор (колёс)

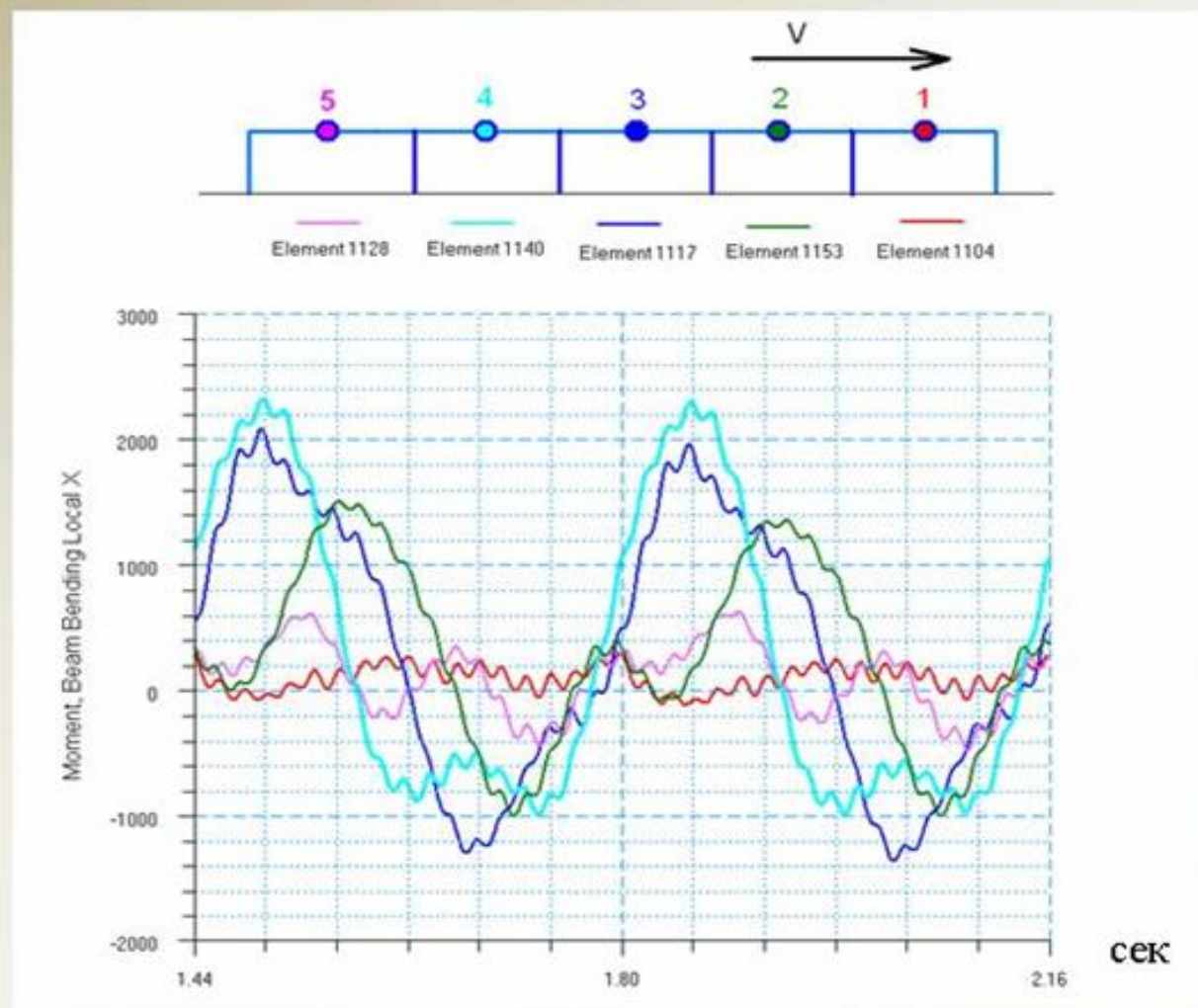


Эпюра вертикальных деформаций (м) для несущей балки корпуса юнибуса от действия статической нагрузки – силы тяжести



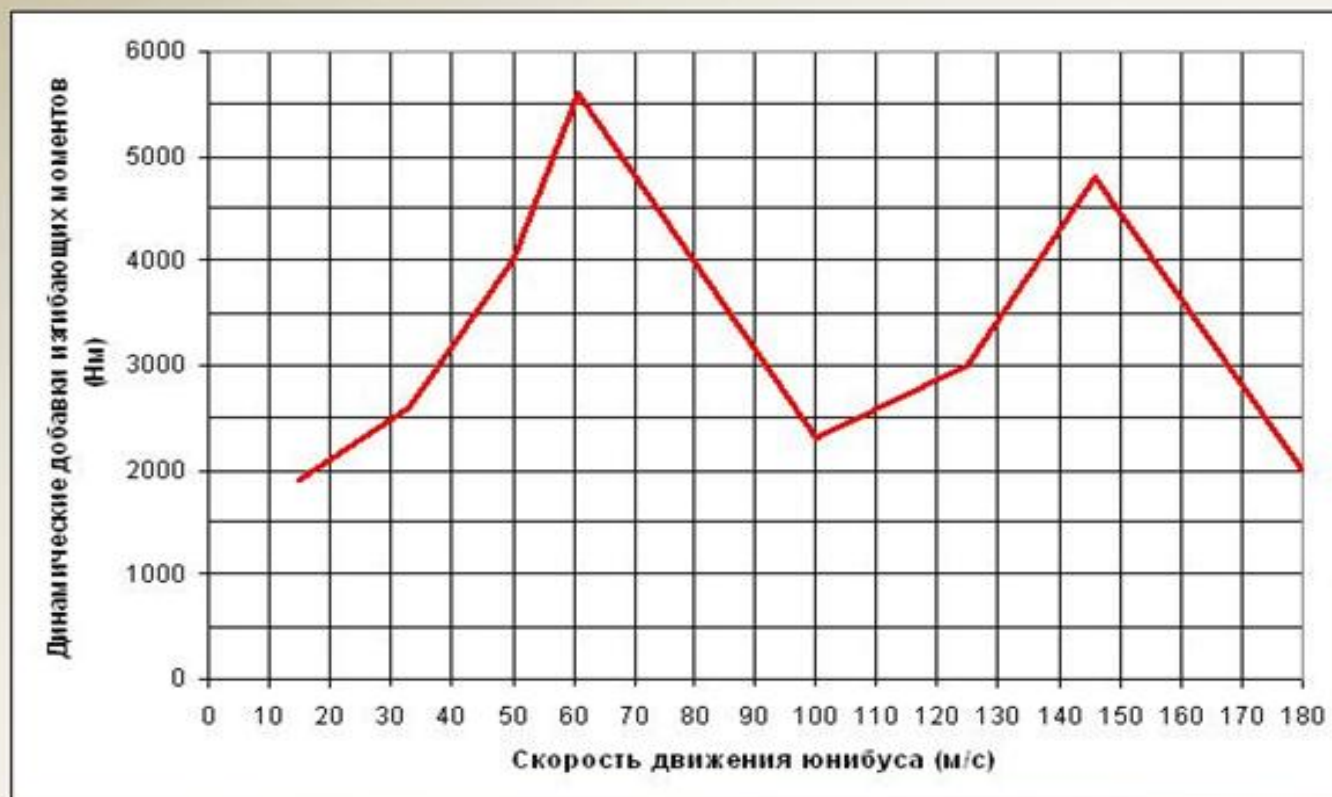
Эпюра изгибающих моментов (Н·м) для несущей балки корпуса юнибуса от действия статической нагрузки – силы тяжести

Динамические добавки изгибающих моментов (Н·м) для несущей балки корпуса юнибуса при его движении по путевой структуре со скоростью 100 м/с.



Наибольшая динамическая добавка от вертикальных изгибающих моментов в несущей балке корпуса при движении юнибуса по путевой структуре со скоростью 100 м/с будет в середине предпоследней секции корпуса (точка 4), её величина составляет от +2300 Н·м до -1000 Н·м. В середине третьей секции (точка 3) — от +2000 Н·м до -1400 Н·м.

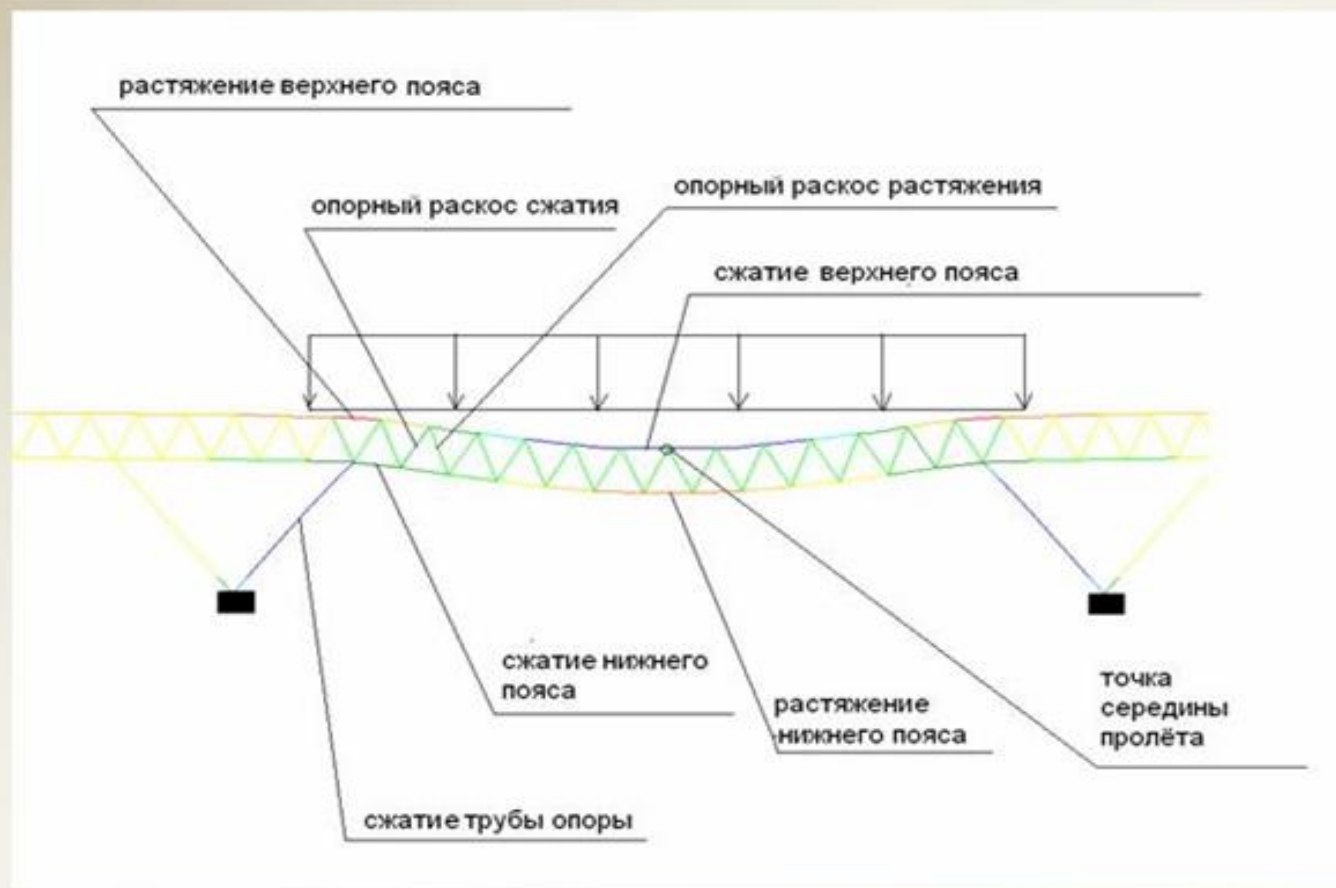
Построим график изменения динамической добавки изгибающих моментов (Н·м) в середине корпуса юнибуса (точка 3) в зависимости от скорости движения. Максимумы — при резонансных скоростях движения по изгибным формам колебаний корпуса



Статический изгибающий момент в середине корпуса юнибуса равен 30 000 Н·м. Полный изгибающий момент в середине корпуса при скорости 61 м/с будет достигать максимума: $M_{\max} = 30\,000 + 5\,600 = 35\,600$ Н·м.

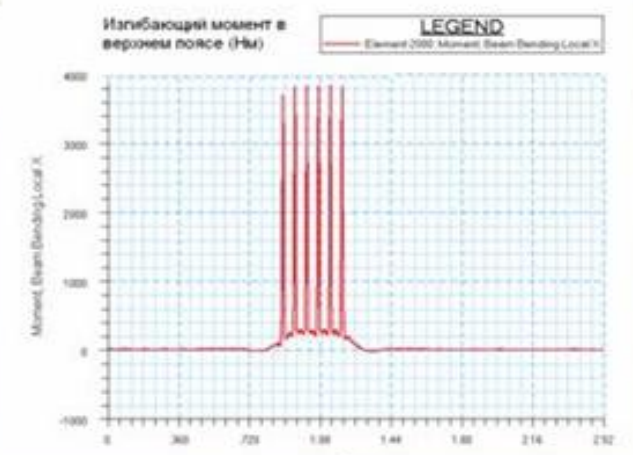
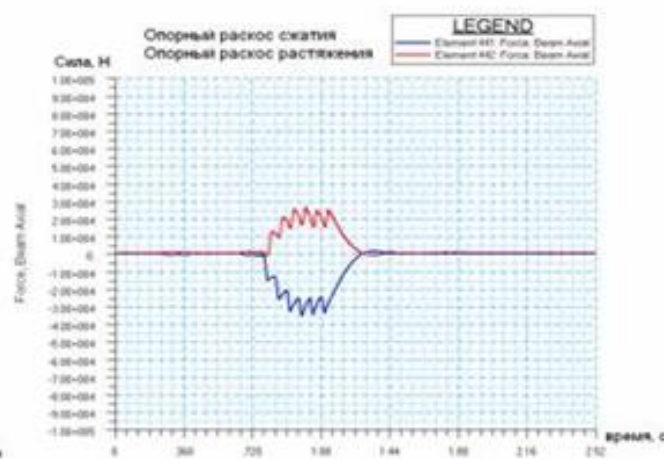
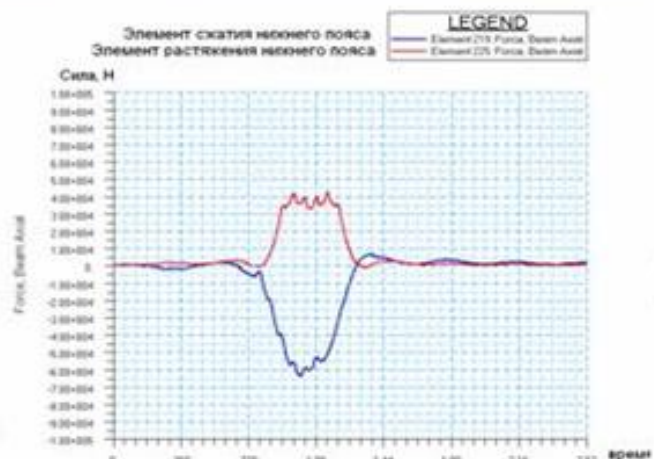
1.6. Расчёты деформаций и внутренних усилий в рельсо-струнной путевой структуре от динамического воздействия подвижного состава

Расчёт деформаций и внутренних усилий от собственного веса рельсо-струнной путевой структуры в данном исследовании не проводим



Положение расчётных участков фермы-струны и опор, в которых действуют наибольшие внутренние усилия при проезде многоколёсного юнибуса-поезда

Результаты расчёта деформаций и внутренних усилий в путевой структуре высокоскоростного СТЮ для установившегося движения многоколёсного юнибуса-поезда при его скорости 100 м/с (линии влияния)

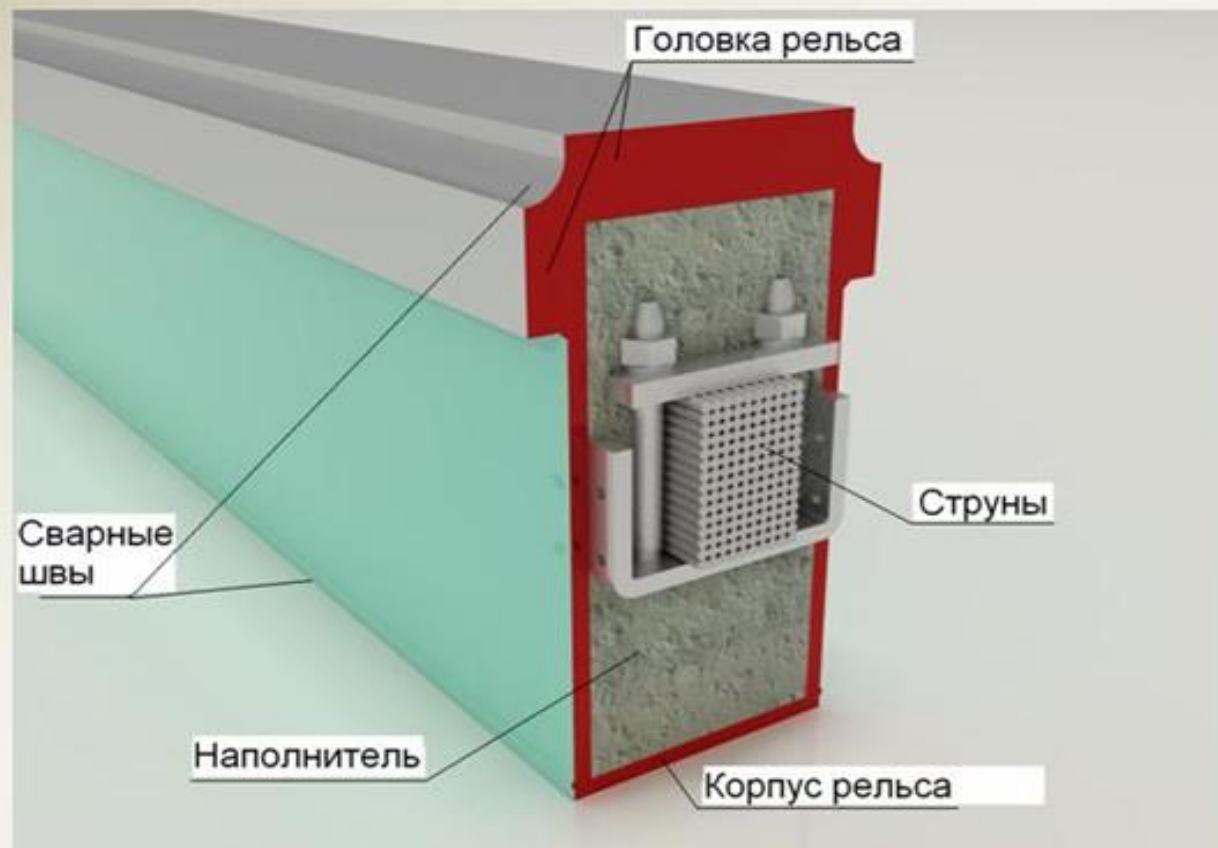


Расчёты для других установившихся движений юнибуса при изменении скорости его движения от 15 м/с до 180 м/с не дали существенных отличий деформаций и внутренних усилий в путевой структуре: при скорости юнибуса 140 — 180 м/с происходит не более чем 5%-ное их увеличение. Это объясняется высокой динамической ровностью рельсо-струнной путевой структуры (синусоидальная неровность — в пределах 5 мм на пролёте 36 м).

Таблица Результаты динамических расчётов в внутренних сил и перемещений в рельсо-струнной путевой структуре от движения многоколёсного юнибуса-поезда со скоростью 100 м/с

Напряжённый элемент рельсо-струнной путевой структуры			Растягивающая или сжимающая сила в элементе конструкции, тс	Максимальное вертикальное динамическое перемещение элемента конструкции, мм
Ферма-струна	верхний рельсо-струнный пояс	участок растяжения над краем опоры	+ 4,4 тс	4,9 мм в середине пролёта (относительная вертикальная деформация пути при движении юнибуса-поезда на пролёте 36 м при 360 км/час равна 1/7350) (у традиционных капитальных мостов – 1/800)
		участок сжатия в середине пролёта	- 7,3 тс	
		изгибающий момент от колеса (между точками крепления раскосов)	0,39 тс·м	
	раскосы	опорный раскос растяжения рядом с опорой	+ 2,5 тс	
		опорный раскос сжатия рядом с опорой	- 3,5 тс	
	нижний струнный пояс	участок растяжения в середине пролёта	+ 4,3 тс	
		участок сжатия над краем опоры	- 6,3 тс	
Опора	несущая труба	-растяжение -сжатие	+1,0 тс - 7,2 тс	0,4 мм

2. Методика проведения расчёта прочности рельса-струны навесного СТЮ со средним натяжением струны и средней изгибной жёсткостью рельса-струны



Рельс-струна в сборе (тип: среднее натяжение струны плюс средняя изгибная жёсткость рельса-струны)

2.1. Расчёт прочности струнного рельса

2.1.1. Материал рельса

Материал головки рельса — конструкционная легированная сталь 09Г2С после закалки и отпуска при толщине проката 15—20 мм класса С345 по ГОСТ 27772-88. Механические свойства проката С345 имеют следующие характеристики:

- модуль упругости 206 000 МПа
- коэффициент Пуассона 0,3
- плотность 7 850 кг/м³
- расчётное сопротивление текучести 335 – 315 МПа
- расчётное сопротивление прочности 490 – 470 МПа
- коэффициент линейного температурного расширения $1,2 \cdot 10^{-5}$ 1/град

2.1.2. Предположения при расчёте напряжённо-деформированного состояния рельса-струны

- Предполагается, что бетонный наполнитель частично передает вертикальную нагрузку от головки рельса и корпуса рельса на несущие струны (в основном эта нагрузка передается посредством силовых поперечных стальных стержней, т.е. специальных «шпал», установленных в корпусе рельса через каждые 2—3 м). Это соответствует случаю разрушенного наполнителя за длительный период эксплуатации. Тогда на местный изгиб работают, главным образом, жёстко соединённые между собой головка и корпус рельса, свободно опираясь на струны (происходит сдвиг между рельсом и струнами). В этом случае напряжения от местного изгиба в корпусе и головке рельса возрастают, и это предположение идёт в запас прочности как рельса, так и путевой структуры в целом.

- Расчёт прочности рельса проводим на основной части пролёта между опорами. Нагрузки: от предварительного натяжения в рельсе-струне при сборке; от температурного перепада; от изгиба при воздействии колеса. От собственного веса рельса-струны напряжения, ввиду их малости (монтажные напряжения будут в пределах 10 МПа), в данном исследовании не рассматриваем.

- На опорах сечение рельса-струны усиливают и существенное влияние на прочность оказывает характер опирания его в зоне опоры. Возможны различные конструктивные решения такого опирания. В представленных материалах таких расчётов не проводим ввиду их частного характера.

2.1.3. Расчёт напряженно-деформированного состояния рельса-струны

2.1.3.1. Расчёт напряжений растяжения (сжатия) от температурного перепада между летом и зимой в корпусе струнного рельса

При температуре сборки $+20^{\circ}\text{C}$, наибольшей температуре летом $+57^{\circ}\text{C}$ и наименьшей температуре зимой -41°C (условия для средних широт России), найдём температурные напряжения в рельсе. Напряжения в корпусе струнного рельса от перепада температур определяются по формулам:

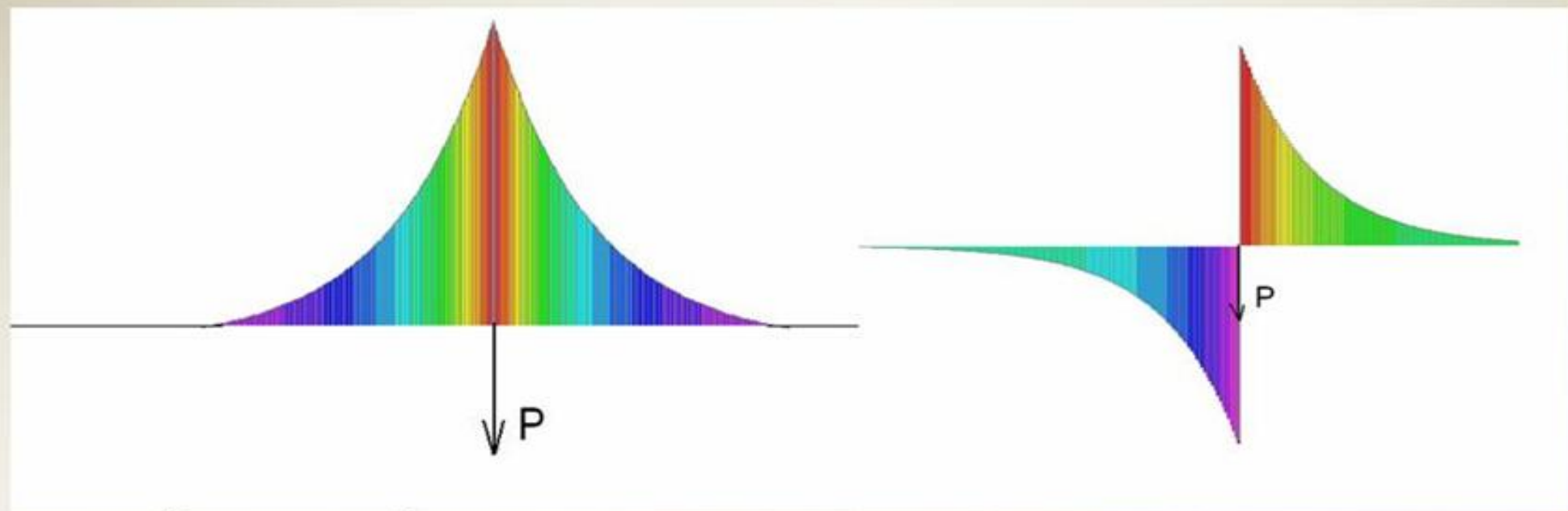
$$\text{Летом: } \Delta\sigma_t = \sigma_{20} + E \cdot \alpha \cdot \Delta t = 70 + 206000 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot (20 - 57) = -21,5 \text{ МПа}$$

$$\text{Зимой: } \Delta\sigma_t = \sigma_{20} + E \cdot \alpha \cdot \Delta t = 70 + 206000 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot (20 + 41) = 220,8 \text{ МПа}$$

где: $\sigma_{20} = 70 \text{ МПа}$ – предварительные напряжения в корпусе рельса при сборке рельса-струны

2.1.3.2. Расчёт напряжений в корпусе рельса от местного изгиба рельса-струны, вызванного вертикальной сосредоточенной силой, действующей в пролёте

Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил для рельса-струны от одиночной сосредоточенной силы (имеются существенные отличия от аналогичных параметров балочной конструкции, как по характеру, так и по значениям – в струнном рельсе эпюра будет только в зоне действия силы, а в балке – на всём пролёте, от опоры до опоры) имеют вид:



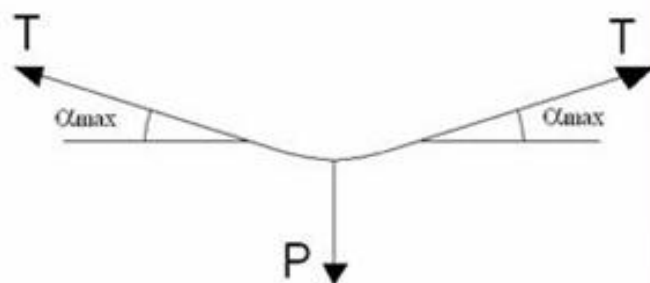
Эпюра изгибающих моментов

Эпюра поперечных сил

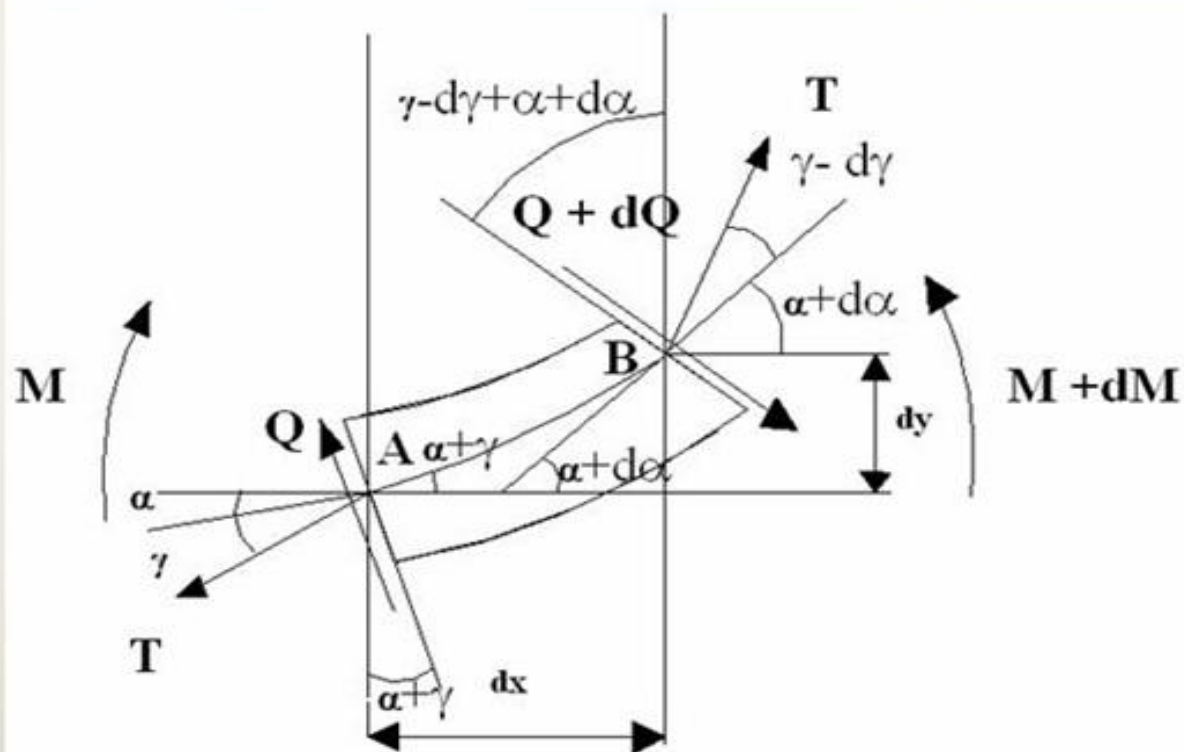
Аналитическое исследование напряжённого состояния корпуса струнного рельса проводится как для балки, лежащей на упругом основании, где роль упругого основания выполняют натянутые струны.

В аналитическом исследовании сосредоточенная сила приложена к длинной балке и предполагается достаточно большое расстояние между опорами (в сравнении с поперечными размерами балки). Вес струн и балки не учитывается (напряжения от них являются монтажными напряжениями). Балка свободно лежит на натянутых струнах. Балка работает на изгиб и на сдвиг, а струны работают только на растяжение.

Т.е. при $\alpha = \alpha_{\max} \Rightarrow Q=0$ и $M=0$



Где: T – усилие натяжения в струнах.



Формулы для расчёта максимального изгибающего момента и поперечной силы в корпусе струнного рельса от сосредоточенной силы

$$M_{изг} = \frac{P}{2} \sqrt{\frac{EJ}{T \left(1 + \frac{kT}{GA}\right)}} \quad Q = \frac{P}{2 \left(1 + \frac{kT}{GA}\right)}$$

Где: P – вертикальная сосредоточенная сила;

J – момент инерции сечения рельса-струны;

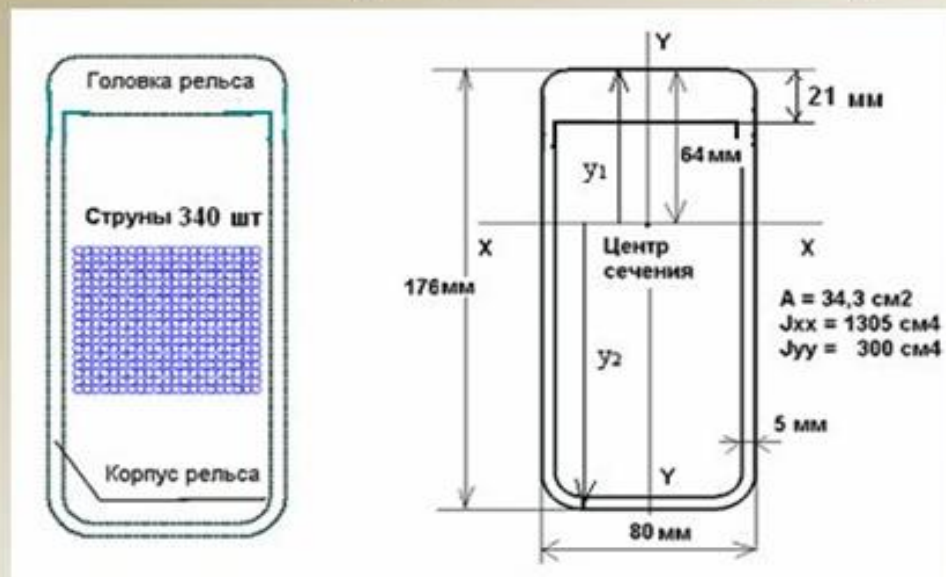
E – модуль упругости материала рельса;

G – модуль сдвига материала рельса;

A – площадь сечения рельса;

k – сдвиговой коэффициент сечения. Для тонкостенной круглой или квадратной трубы $k \approx 2$.

Расчёт изгибающих моментов в корпусе струнного рельса, вызванных вертикальной сосредоточенной силой 15 000 Н, приложенной в центре пролёта длиной 36 м



$P = 15\,000\text{ Н};$
 $T = 1,7 \cdot 10^6\text{ Н}$ – сумма сил натяжения струн
 и рельса летом и $3,1 \cdot 10^6\text{ Н}$ – зимой;
 $J = 1305 \cdot 10^{-8}\text{ м}^4;$
 $E = 2,06 \cdot 10^{11}\text{ Па};$
 $G = 8 \cdot 10^{10}\text{ Па};$
 $A = 34,3 \cdot 10^{-4}\text{ м}^2;$
 $k = 2,2;$
 $y_1 = 0,0643\text{ м};$
 $y_2 = 0,11165\text{ м}.$

Летом:

$$M_{изг} = \frac{P}{2} \sqrt{\frac{EJ}{T \left(1 + \frac{kT}{GA}\right)}} = \frac{15000}{2} \sqrt{\frac{2,06 \cdot 10^{11} \cdot 1305 \cdot 10^{-8}}{1,7 \cdot 10^6 \cdot \left(1 + \frac{2,2 \cdot 2,455 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^{10} \cdot 34,3 \cdot 10^{-4}}\right)}} = 9368\text{ Нм}$$

Зимой:

$$M_{изг} = \frac{P}{2} \sqrt{\frac{EJ}{T \left(1 + \frac{kT}{GA}\right)}} = \frac{15000}{2} \sqrt{\frac{2,06 \cdot 10^{11} \cdot 1305 \cdot 10^{-8}}{3,1 \cdot 10^6 \cdot \left(1 + \frac{2,2 \cdot 3,108 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^{10} \cdot 34,3 \cdot 10^{-4}}\right)}} = 6890\text{ Нм}$$

Примечание: у традиционной разрезной балки на пролёте 36 м от действия сосредоточенной силы величиной 15 000 Н изгибающий момент будет равен 135 000 Нм, т. е. он будет в 14,4 – 19,6 раз выше, чем в струнном рельсе в точно таких же условиях. Поэтому путевая структура СТЮ будет на порядок менее материалоемкой, чем балочные эстакады, и примерно во столько же раз – дешевле их.

Напряжения сжатия от изгиба головки рельса:

$$\text{Летом: } \sigma_{1_изг} = \frac{M_{изг} y_1}{J} = \frac{9368 \cdot 0,0643}{1305 \cdot 10^{-8}} = -46,2 \text{ МПа}$$

$$\text{Зимой: } \sigma_{1_изг} = \frac{M_{изг} y_1}{J} = \frac{6890 \cdot 0,0643}{1305 \cdot 10^{-8}} = -34 \text{ МПа}$$

Напряжения растяжения от изгиба низа корпуса рельса:

$$\text{Летом: } \sigma_{2_изг} = \frac{M_{изг} y_2}{J} = \frac{9368 \cdot 0,11165}{1305 \cdot 10^{-8}} = 80,1 \text{ МПа}$$

$$\text{Зимой: } \sigma_{2_изг} = \frac{M_{изг} y_2}{J} = \frac{6890 \cdot 0,11165}{1305 \cdot 10^{-8}} = 59 \text{ МПа}$$

2.1.3.3. Проверка прочности рельса:

Сумма (предварительные + температурные зимой + изгиб) максимальных напряжений в нижней части корпуса рельса:

$$\Delta\sigma_t + \sigma_{1_изг} = 220,8 + 59 = 279,8 \text{ МПа}$$

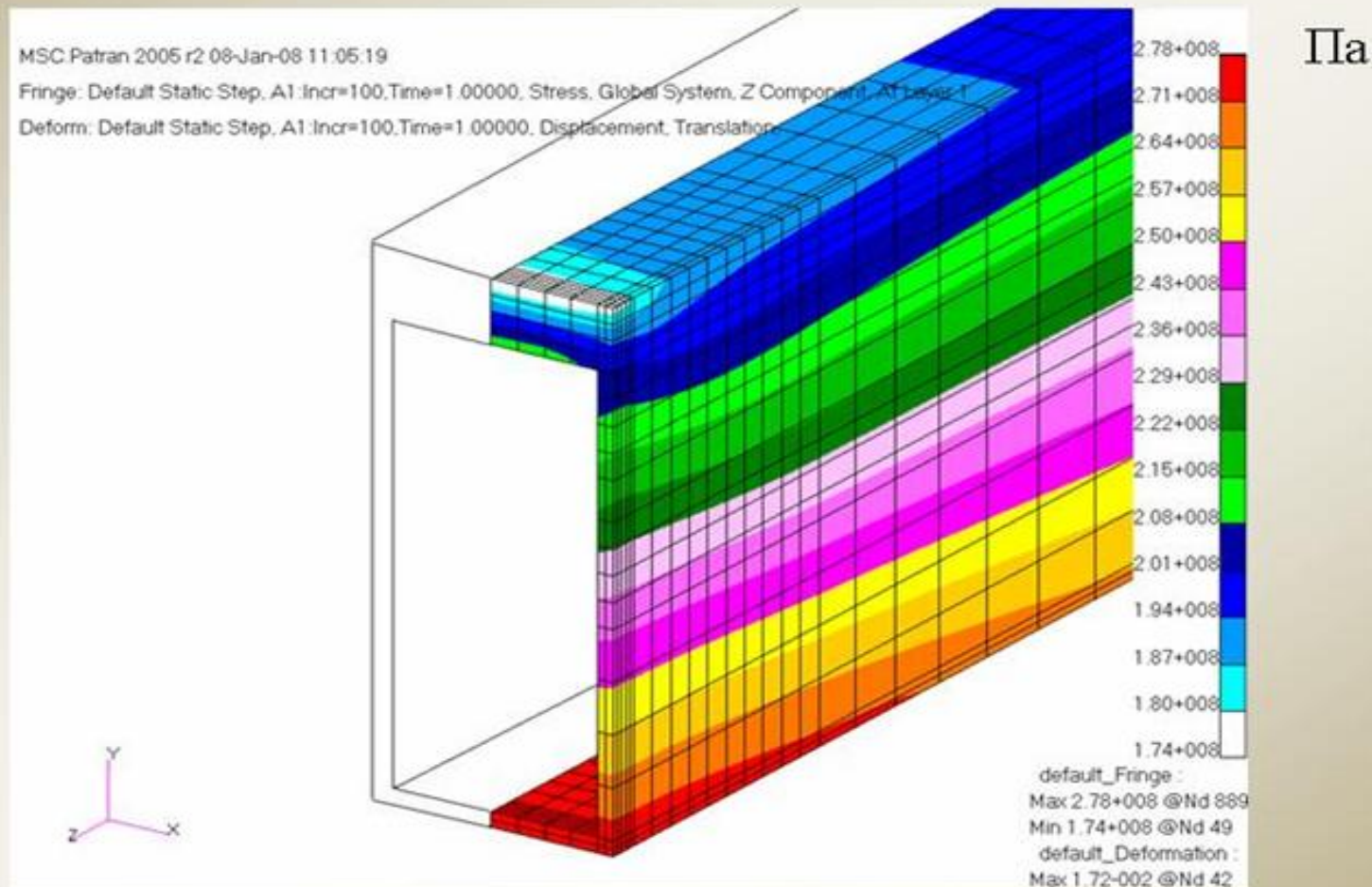
Требования для головки рельса: $m \cdot R_y = 0,95 \cdot 315 = 299 \text{ МПа} \geq 220,8 \text{ МПа}$

Требования для низа корпуса рельса: $m \cdot R_y = 0,95 \cdot 335 = 318 \text{ МПа} \geq 279,8 \text{ МПа}$

Прочность рельса обеспечена

2.1.3.4. Расчёт напряжений в корпусе струнного рельса методом конечных элементов

Конечно - элементная модель рельса свободно лежит на натянутых струнах (конечно - элементные модели струн не показаны). Ввиду симметрии рельса для уменьшения числа объёмных элементов расчёт проведён для 1/2 его части.



Эпюра распределения продольных (предварительные + температурные зимой + изгиб) напряжений (Па) по сечению и длине в конечно - элементной модели корпуса рельса

2.2. Расчёт прочности струн

2.2.1 Материал струн

Материал струн — стальные проволоки Ст. 75-85 (оцинкованные) арматурные диаметром 3 мм (площадь сечения проволок $7,065 \text{ мм}^2$), принят по табл. 34 СНиП 2.05.03-84* и ГОСТ 7348-71. Проволоки должны изготавливаться из углеродистой стали марок 75, 80, 85 по ГОСТ 14959-79 и иметь следующие характеристики:

- модуль упругости 206 000 МПа
- коэффициент Пуассона 0,3
- плотность 7 850 кг/м³
- предел прочности, не менее 1 783 МПа
- расчётное сопротивление, не менее 1 426 МПа
- коэффициент линейного температурного расширения $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ 1/град}$

2.2.2. Предположения при расчёте напряжённо-деформированного состояния струн в рельсе-струне

- Предполагается, что бетонный наполнитель не разрушен. Тогда на местный изгиб работает корпус рельса, жёстко соединённые с ним струны (не происходит сдвига между рельсом и струнами) и наполнитель. Жёсткость наполнителя не учитывается (идёт в запас прочности). В этом случае появляются напряжения от местного изгиба и в струнах, поэтому такое предположение идет в запас прочности струн.
- Расчёт прочности струн проводим на основной части пролёта между опорами. Нагрузки: предварительное натяжение в струнах при сборке; от температурного перепада; от изгиба при воздействии колеса. От собственного веса рельса-струны напряжения, ввиду их малости (монтажные напряжения в струне не превысят значений 10 МПа), не учитываются.
- На опорах сечение рельса-струны усиливают и существенное влияние на прочность оказывает опирание его в зоне опоры. Возможны различные конструктивные решения такого опирания. В представленных материалах таких расчётов не проводим ввиду их частного характера .

2.2.3. Расчёт напряженно-деформированного состояния струн в рельсе-струне

2.2.3.1. Расчёт напряжений растяжения от температурного перепада между летом и зимой в струнах

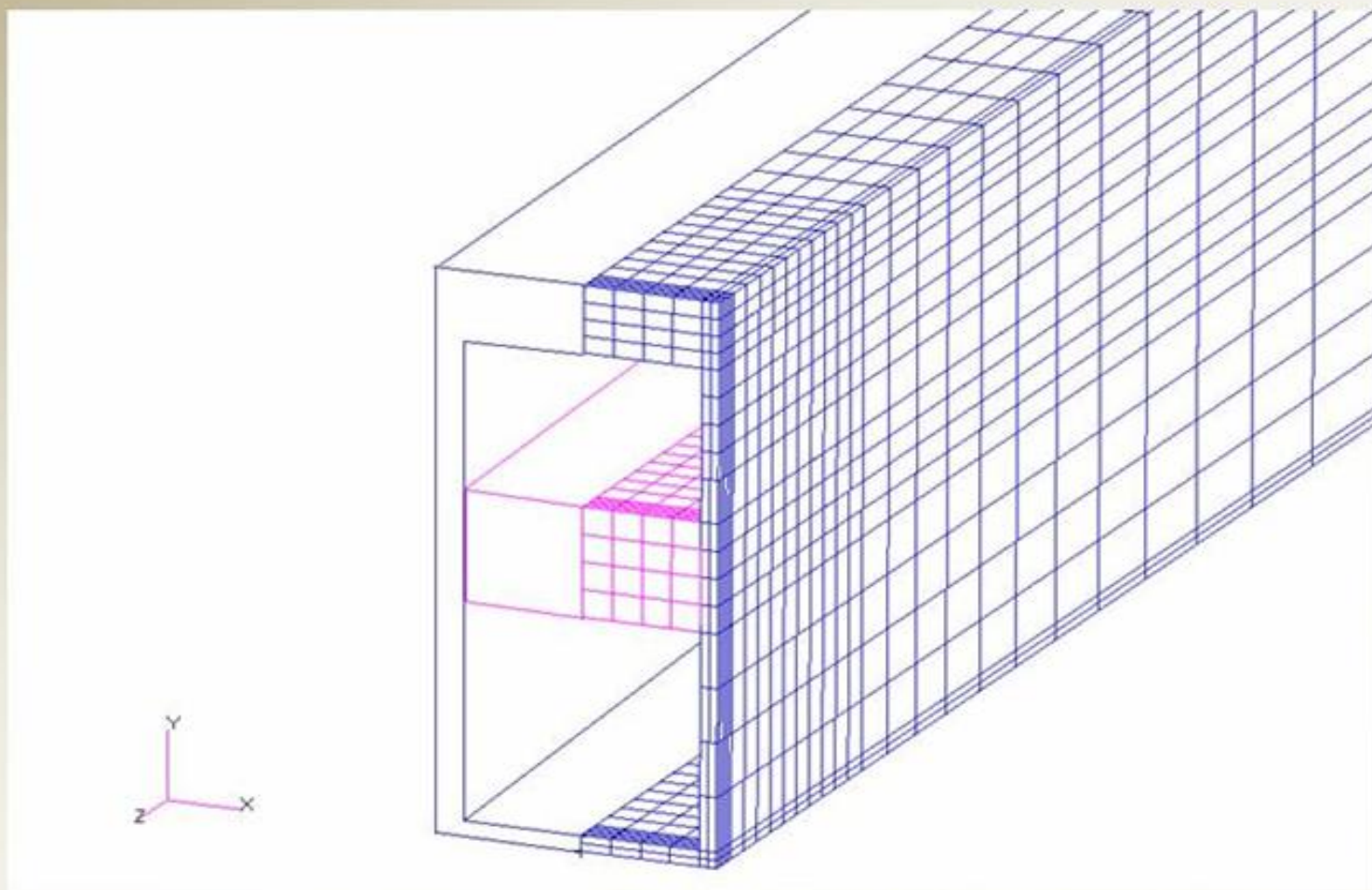
При температуре сборки $+20^{\circ}\text{C}$, наибольшей температуре летом $+57^{\circ}\text{C}$ и наименьшей зимой -41°C , найдём температурные напряжения в струне. Напряжения в струне от перепада температур определяются по формулам:

$$\text{Летом: } \Delta\sigma_t = \sigma_{20} + E \cdot \alpha \cdot \Delta t = 830 + 206000 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot (20 - 57) = 738,5 \text{ МПа}$$

$$\text{Зимой: } \Delta\sigma_t = \sigma_{20} + E \cdot \alpha \cdot \Delta t = 830 + 206000 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot (20 + 41) = 980,8 \text{ МПа}$$

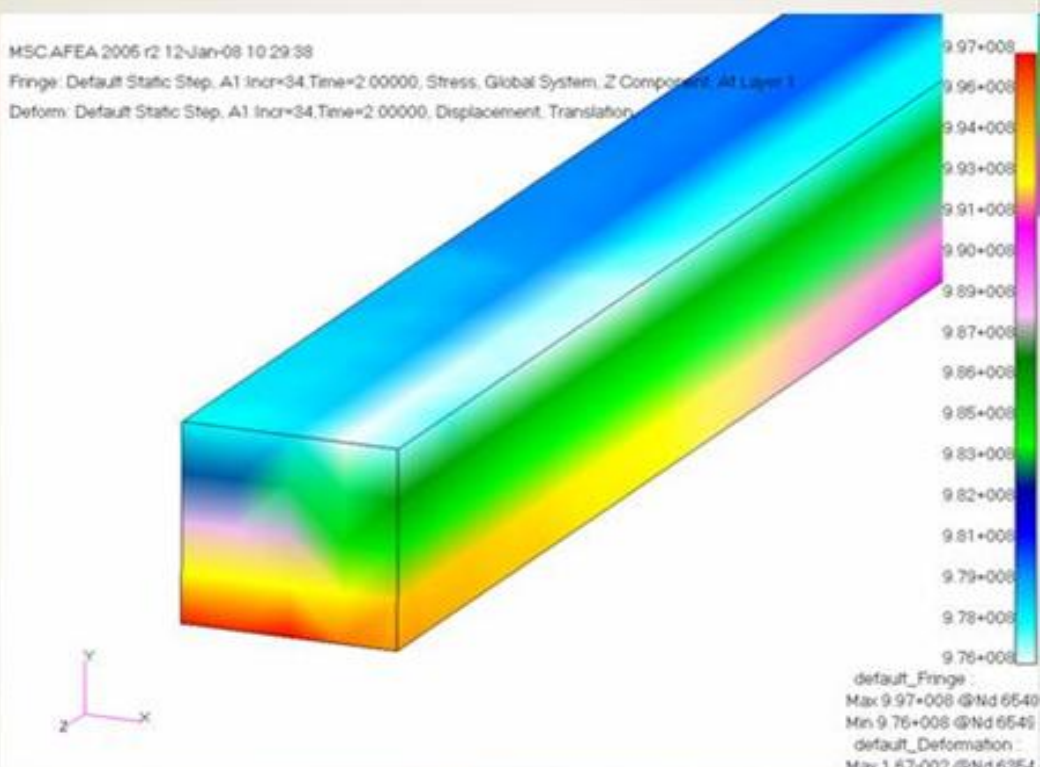
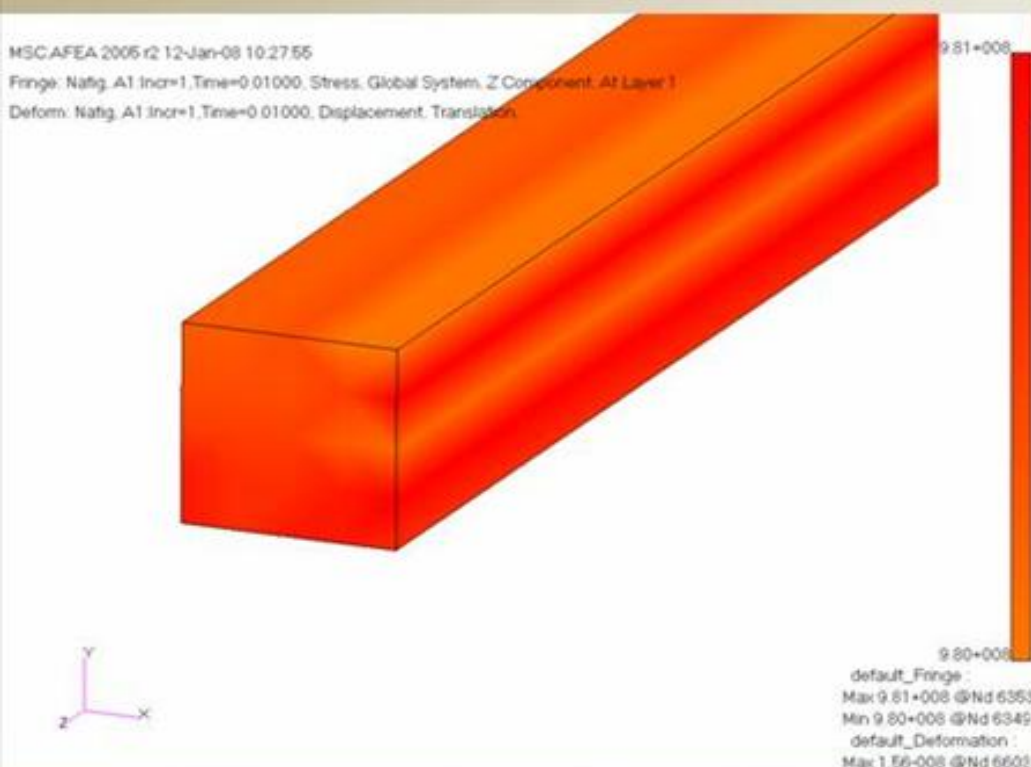
где: $\sigma_{20} = 830 \text{ МПа}$ - предварительные напряжения в струнах при их сборке (при $+20^{\circ}\text{C}$).

2.2.3.2. Расчёт напряжений в струнах (с учётом местного изгиба от воздействия колеса) методом конечных элементов



Конечно - элементная модель корпуса рельса жёстко скреплена с натянутыми струнами. Ввиду симметрии расчётной модели, для уменьшения числа объёмных элементов, расчёт проведён для 1/2 её части.

Расчёт напряжений в струнах рельса-струны методом конечных элементов



Предварительные напряжения в струнах после сборки плюс температурные напряжения зимой:
+980...+981 МПа

Предварительные + температурные зимой + изгиба напряжения:
- минимум +976 МПа
- максимум +997 МПа

Сумма (предварительные + температурные зимой + от растяжения под нагрузкой + от местного изгиба) напряжений в нижнем ряду проволок струны :

$$\Delta\sigma_t + \Delta\sigma_p + \sigma_{изг} = 997 \text{ МПа}$$

где: $\Delta\sigma_t = 980,8 \text{ МПа}$ – напряжения в струнах от перепада температур зимой,

$\Delta\sigma_p \approx \frac{976 + 997}{2} - \Delta\sigma_t = 986,5 - 980,8 = 5,7 \text{ МПа}$ – напряжения в струнах от растяжения под нагрузкой – вертикальной силой 15 000 Н,

$\Delta\sigma_{изг} \approx 997 - \Delta\sigma_t - \Delta\sigma_p = 997 - 980,8 - 5,7 = 10,5 \text{ МПа}$ – напряжения в струнах от местного изгиба под нагрузкой – вертикальной силой 15 000 Н

Сумма напряжений в струне при движении двух соседних колёс:

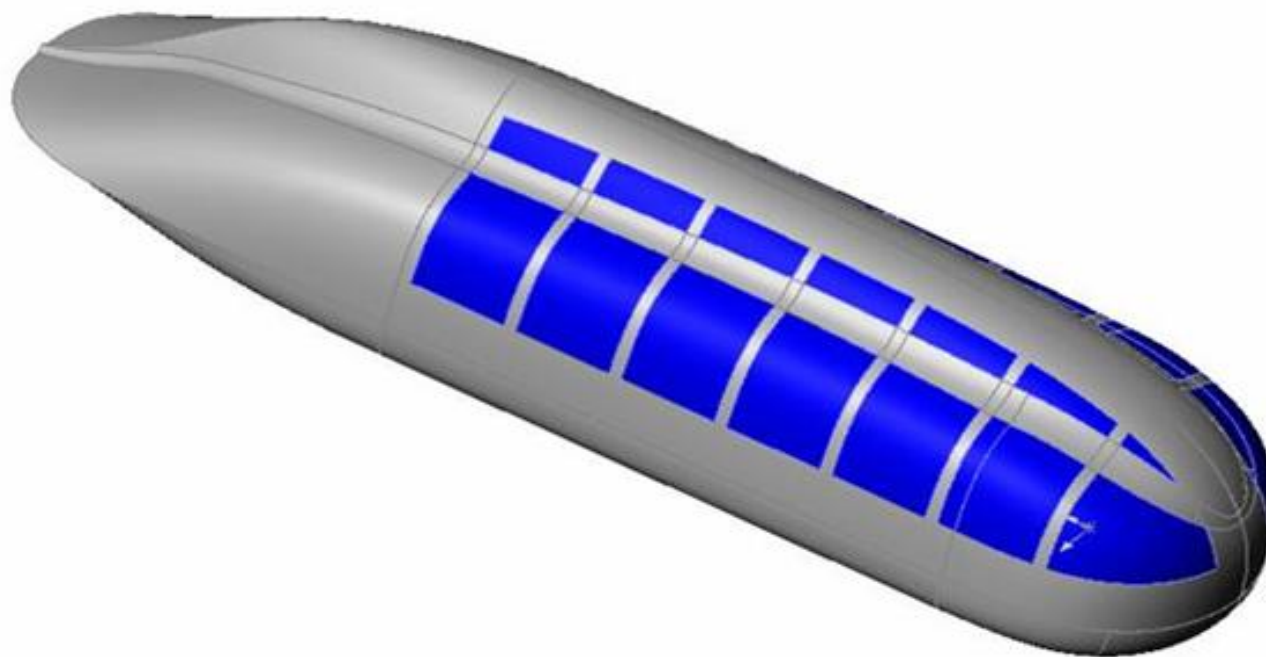
$$\Delta\sigma_t + 2 \cdot \Delta\sigma_p + \sigma_{изг} \approx 980,8 + 2 \cdot 5,7 + 10,5 \approx 1003 \text{ МПа}$$

2.2.3.3. Проверка прочности струн:

$$m \cdot R_y = 0,95 \cdot 1426 = 1355 \text{ МПа} \geq 1003 \text{ МПа}$$

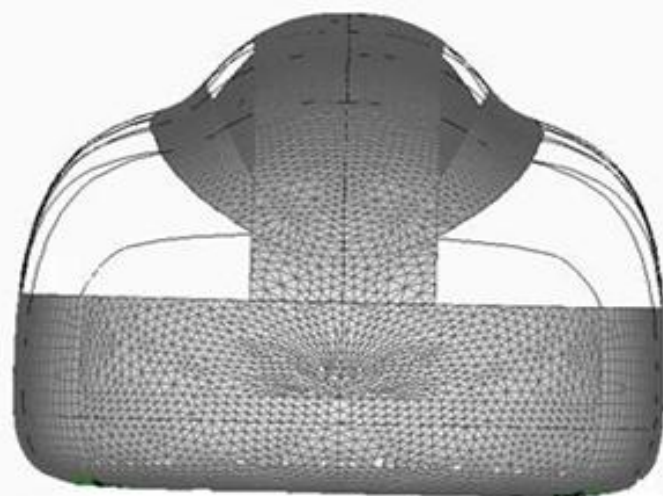
Прочность струн обеспечена

**3. Расчёт жёсткости и прочности кузова
высокоскоростного четырехколёсного навесного
юнибуса вместимостью 25 пассажиров**



Корпус юнибуса при расчёте рассматривался как трёхслойная конструкция: снаружи несущие пластины, а внутри – наполнитель. Конечно-элементная модель кузова строилась на ПК с помощью программы **MSC/NASTRAN for Windows**. Нагрузка – статическая от собственного веса и людей. В качестве конечных элементов использовались три их типа:

- **Beam** (линейные элементы, работающие как брусья) использовались при моделировании рёбер жесткости кузова (шпангоутов), рамы пола и как жёсткие детали, соединяющие кузов с колёсами.
- **Laminate** (плоские элементы, работающие как трёхслойная конструкция: снаружи – несущие пластины, внутри – наполнитель) использовались при моделировании силовой поверхности кузова (пол, потолок, бока и т.д.).
- **Plate** (плоские элементы, работающие как пластины) использовались при моделировании трубы воздуховода, а также при моделировании силовой рамы в агрегатной зоне.



Данные о материалах

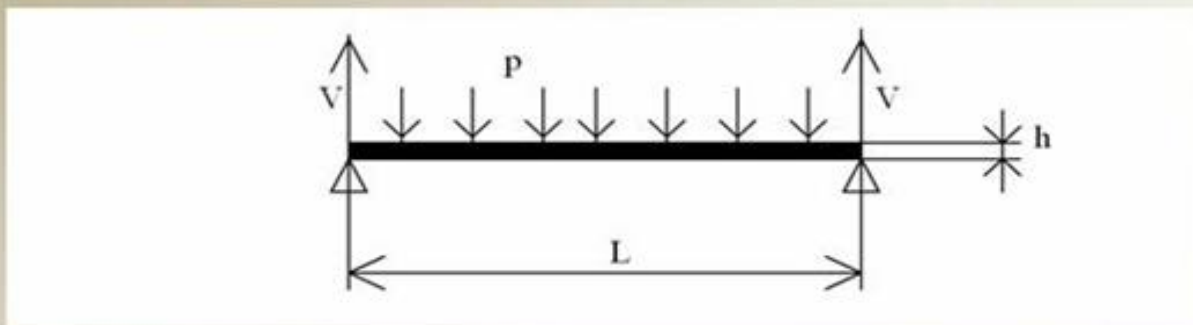
Предполагалось, что несущая пластина из стеклопластика должна обеспечивать пределы прочности при растяжении и сжатии по любому направлению не ниже 200 МПа и иметь модуль упругости по любому направлению не менее $2 \cdot 10^4$ МПа при температурах от -40° до $+50^\circ\text{C}$. Для упрощения расчёта предполагалось, что материал несущих пластин из стеклопластика изотропен и имеет следующие характеристики:

- модуль упругости – 20 000 МПа
- коэффициент Пуассона – 0,43
- предел прочности – 200 МПа
- плотность – 1 950 кг/м³

Предполагалось, что пенопласт в трёхслойной конструкции должен обеспечивать предел прочности при сдвиге не ниже 0,8 МПа и иметь модуль сдвига не менее 20 МПа при температурах от -40° до $+50^\circ\text{C}$. Пенопласт в расчёте рассматривался как изотропный материал с характеристиками:

- модуль сдвига – 20 МПа
- коэффициент Пуассона – 0,4
- предел прочности на сдвиг – 0,8 МПа
- плотность – 150 кг/м³

Аналитический расчёт перемещений и напряжений пола кузова



Для грубой оценки проведем аналитический расчёт. Пол представим как балку с равномерно распределенной нагрузкой:

где : $p = 2011$ Па – давление от веса людей и кресел;
 $L = 2,4$ м - ширина пола в средней части кузова;
 $h = 42,5$ мм – расстояние между средними осями несущих пластин;
 $t = 2,5$ мм – средняя толщина несущих пластин;
 $K_b = 5/384$ – коэффициент при изгибе;
 $K_s = 1/8$ - коэффициент при сдвиге.

$$\Delta = \frac{2 \cdot K_b \cdot p \cdot L^4}{E \cdot t \cdot h^2} + \frac{K_s \cdot p \cdot L^2}{h \cdot G} = \frac{2 \cdot \frac{5}{384} \cdot 2011 \cdot 2,4^4}{2 \cdot 10^{10} \cdot 0,0025 \cdot 0,0425^2} + \frac{2011 \cdot 2,4^2}{8 \cdot 0,0425 \cdot 2 \cdot 10^7} = 0,0192 + 0,0017 = 0,0209 \text{ м}$$

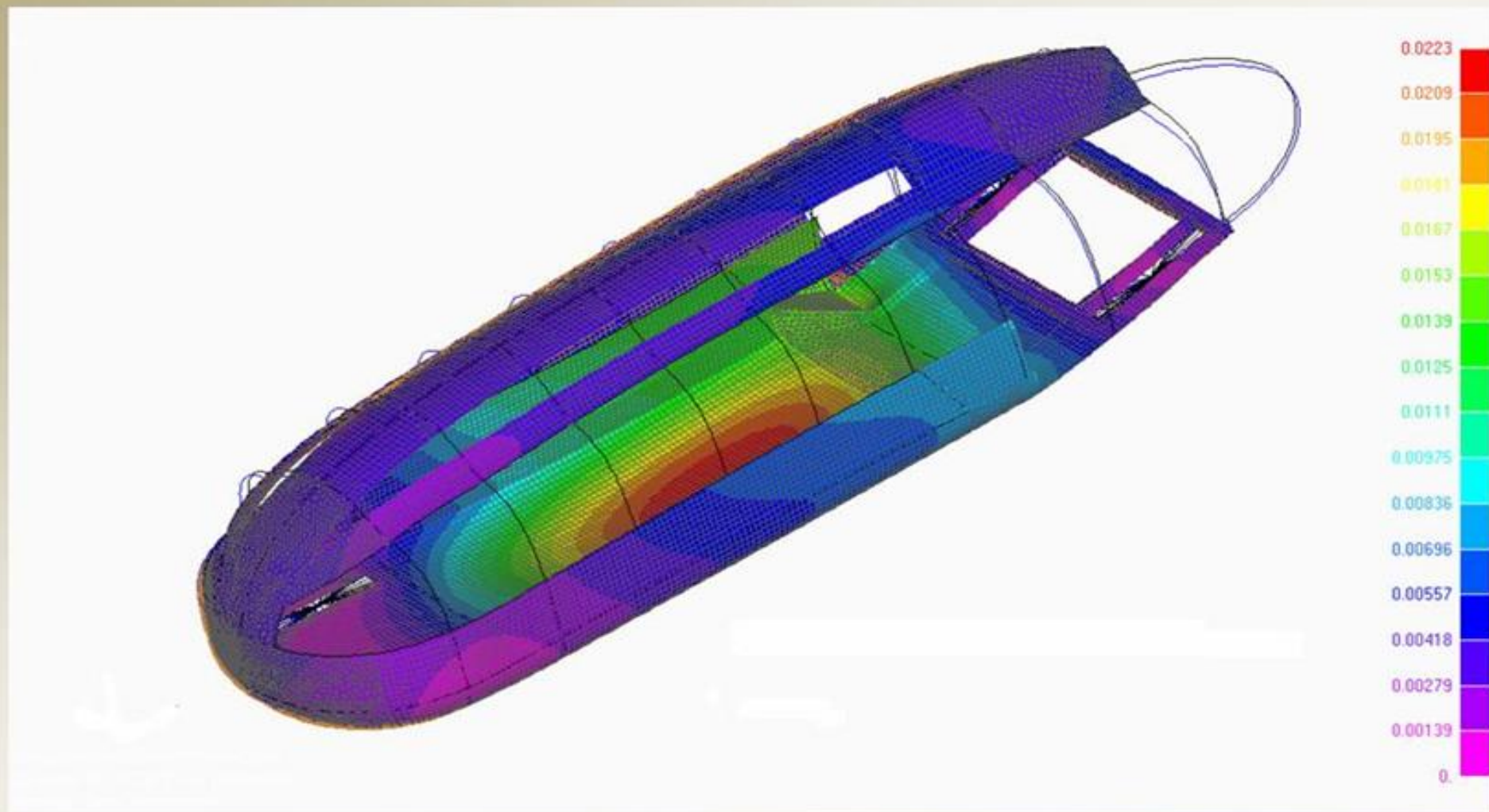
$V = p \cdot L / 2 = 2011 \cdot 2,4 / 2 = 2413$ Н/м – максимальное удельное усилие сдвига в расчёте на метр длины.

$M = p \cdot L^2 / 8 = 2011 \cdot 2,4^2 / 8 = 1448$ Н·м/м – максимальный удельный момент в расчёте на метр длины.

$\sigma_{\text{и}} = M / t \cdot h = 1448 / (0,0025 \cdot 0,0425) = 13,6$ МПа – напряжения изгиба несущих пластин пола.

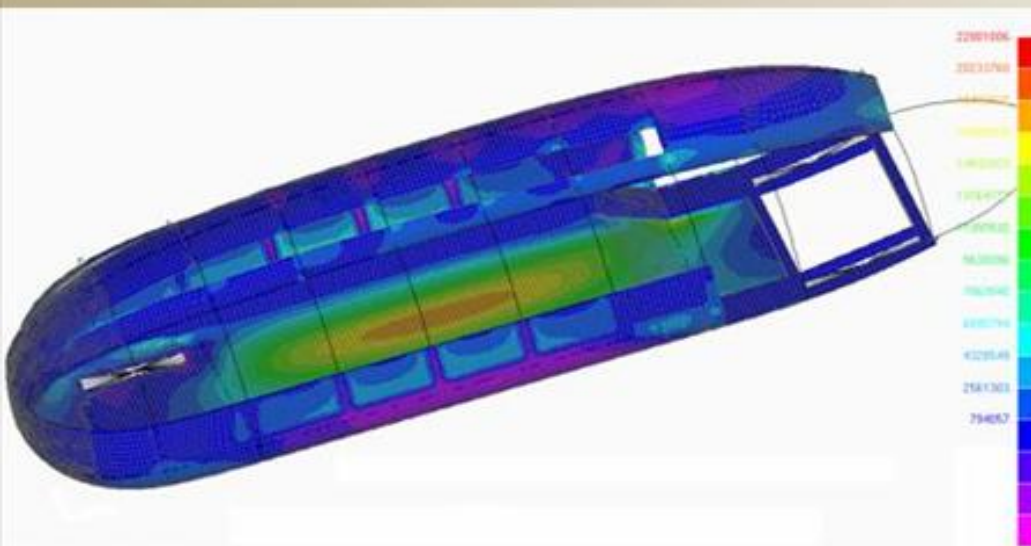
$\tau_{\text{сд}} = V / h = 2413 / 0,0425 = 56\,776$ Па = 0,057 МПа – средние напряжения сдвига в заполнителе пола.

Расчёт жесткости и прочности корпуса юнибуса

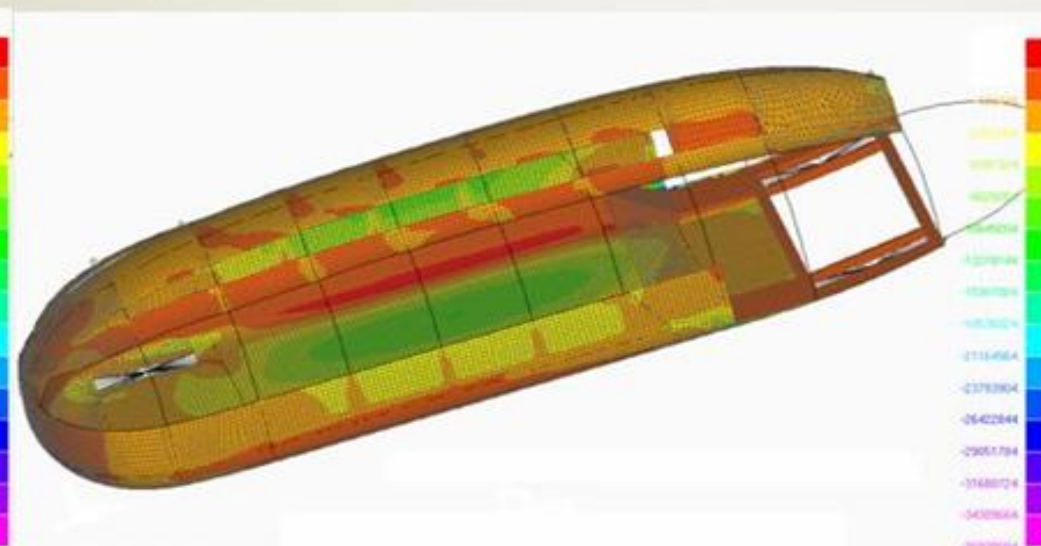


Перемещения кузова (метры)

Проверка прочности несущих пластин



Главные напряжения растяжения на внешней стороне расчётной модели кузова (Па)

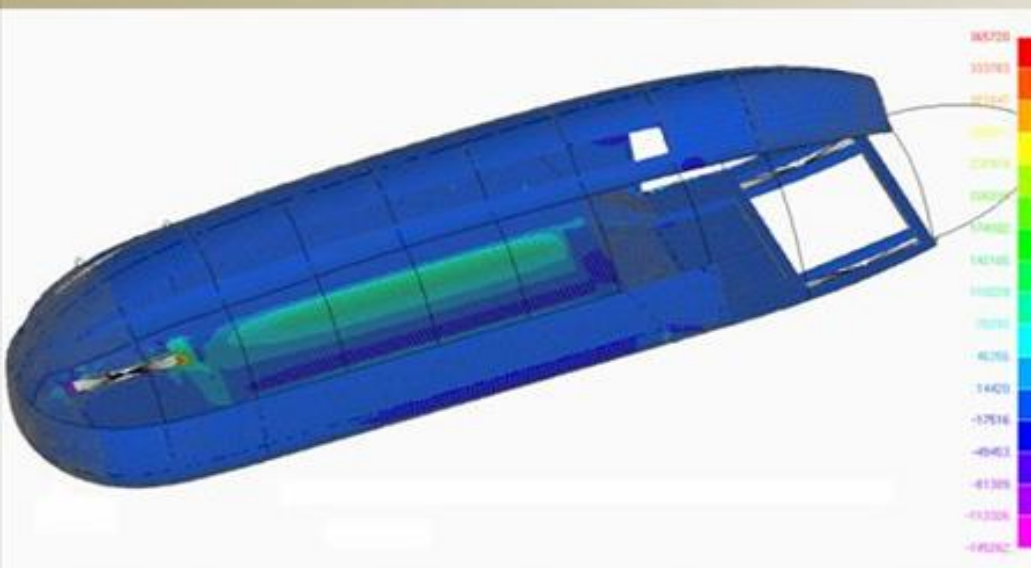


Главные напряжения сжатия на внешней стороне расчётной модели кузова (Па)

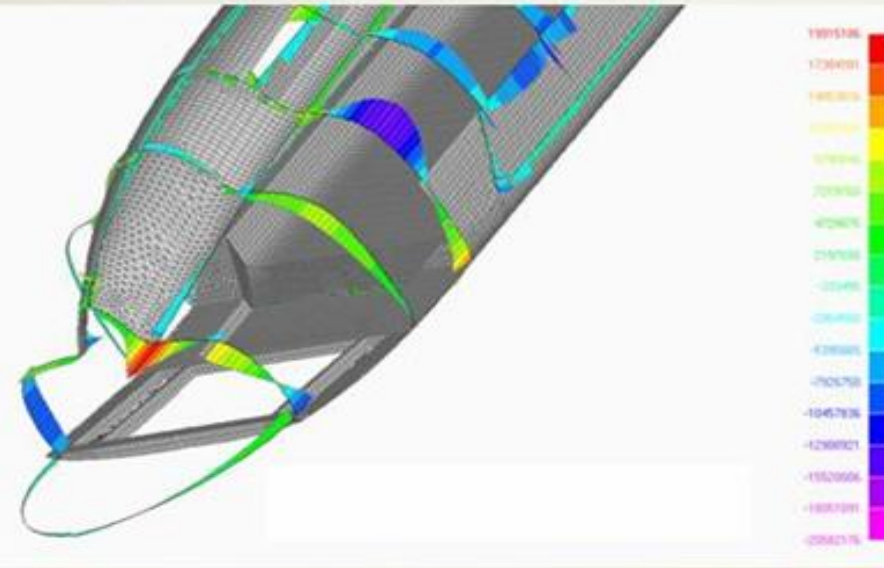
Как видно из рисунков, уровень главных напряжений сжатия в средней части пола кузова для внутренней поверхности кузова в несущих пластинах составляет 7 МПа, а уровень главных напряжений растяжения в средней части пола кузова для внешней поверхности кузова в несущих пластинах составляет 11 МПа.

Предел прочности несущих пластин – 200 МПа. Прочность кузова обеспечена.

Проверка прочности материала заполнителя



Напряжения сдвига в поперечном направлении в заполнителе расчётной модели кузова (Па)



Напряжения (изгиб + сжатие) в шпангоутах расчётной модели кузова (Па)

Напряжений сдвига в заполнителе, находящемся возле переднего колеса, в реальности не будет существовать, поскольку это локальное место крепления кожуха к полу предполагается усилить. Поэтому наибольшие напряжения сдвига в заполнителе в поперечном направлении расчётной модели кузова реально находятся вдоль трубы воздуховода (изображены зелёным цветом) и составляют 0,1 МПа. Величины напряжений сдвига для заполнителя в продольном направлении расчётной модели близки по своим величинам к поперечным (0,05 – 0,1 МПа), но имеют более сложный характер распределения.

Предел прочности на сдвиг заполнителя составляет 0,8 МПа. Прочность обеспечена.