

Рубрика 1. ТЕХНОЛОГИИ И ПРОЕКТЫ

Направление – Проектирование и строительство дорог, метрополитенов, аэродромов, мостов и транспортных тоннелей

УДК [UDC] 625.5

DOI 10.17816/transsyst20228410-125

© А.Э. Юницкий, А.С. Хлебус, Е.А. Иванова, А.Е. Шашко, М.И. Цырлин
ЗАО «Струнные технологии»
(Минск, Республика Беларусь)

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ ПАРЫ «КОЛЕСО–РЕЛЬС» ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ГИБКОГО РЕЛЬСА В ЛЕГКИХ ЛИНИЯХ СТРУННОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ uST

Обоснование: создание струнных рельс с низким погонным весом и высокими эксплуатационными характеристиками, определяющими долговечность, износостойкость, надежное сцепление колес транспортных средств с дорожкой качения рельса является актуальной задачей.

Цель: исследовать влияние геометрических параметров стального колеса и гибкого струнного рельса с полимерным покрытием на эксплуатационные характеристики; выбрать наиболее оптимальные параметры контактной пары "колесо-рельс".

Методы: расчет производился при помощи программного комплекса конечно-элементного анализа ANSYS.

Результаты: для уменьшения уровня контактных давлений целесообразнее уменьшить нагрузку на колесо либо увеличить ширину контакта, чем увеличивать радиус колеса; наиболее оптимальной является контактная пара, где модуль упругости полимерной головки рельса равен модулю упругости материала колеса, т. е. в контактной паре используются подобные по упругости материалы.

Ключевые слова: рельсо-струнная путевая структура, uST, струнный рельс, подвесной юнимобиль, контактная пара "колесо–рельс", моделирование, контактные напряжения, оптимизация параметров

Rubric 1. TECHNOLOGIES AND PROJECTS

Field – Design and construction of roads, subways, airfields, bridges and transport tunnels

© A.E. Unitsky, A.S. Khlebus, E.A. Ivanova, A.E. Shashko, M.I. Tsyrlin
Unitsky String Technologies, Inc.
(Minsk, Republic of Belarus)

SIMULATION OF THE CONTACT PAIR “WHEEL–RAIL” OF THE EXPERIMENTAL DESIGN OF THE FLEXIBLE RAIL IN THE LIGHTWEIGHT TRACKS OF THE uST STRING TRANSPORT SYSTEM

Rationale: Development of string rails with low weight per meter and high-performance characteristics that determine durability, wear resistance, reliable grip of vehicle wheels to the rail rolling surface is a vital task.

Objective: to investigate impact of the geometric parameters of the steel wheel and the flexible string rail with a polymer coating on the performance characteristics; to choose the most optimal parameters of the contact pair “wheel-rail”.

Methods: The calculation was made using the ANSYS finite element analysis software package.

Results: in order to reduce the level of contact pressures, it is more expedient to lower the load on the wheel or increase the width of the contact, rather than to increase the radius of the wheel; the most optimal is the contact pair, where the modulus of elasticity of the polymer rail head is equal to the modulus of elasticity of the wheel material, that is, materials similar in elasticity are used in the contact pair.

Key words: string rail track structure, uST, string rail, suspended unimobile, contact pair “wheel-rail”, simulation, contact stresses, optimization of parameters

ВВЕДЕНИЕ

Одним из важнейших технологических элементов всех типов струнных транспортных систем uST является взаимодействие колеса юнимобилия со струнным рельсом [1]. Применяемые в uST типы струнных рельсов в зависимости от используемой путевой структуры разнообразны: жесткий рельс (ферма), полужесткий рельс, гибкий рельс [2]. В этой связи одной из актуальных задач для uST является разработка легкой линии с самым низким погонным весом (весом одного погонного метра путевой структуры) по сравнению с другими видами.

В качестве используемого материала для уменьшения веса конструкции рельса была предложена гипотеза использования альтернативного металлу материала – полимеров из полиуретановой группы. При такой замене материала обязательно необходимо сохранить высокие эксплуатационные характеристики гибкого рельса – долговечность, коррозионная стойкость, ремонтпригодность, износостойкость, надежное сцепление колес электромобилия с дорожкой качения рельса. В то же время, изготовление натурной модели из гипотетических материалов весьма затратно, в связи с чем на предварительном этапе целесообразнее произвести расчет и моделирование в программном приложении. Как подчеркивают многочисленные пользователи программного комплекса ANSYS Workbench [3–5], комплекс позволяет использовать значительное количество настроек для моделирования напряженно-деформированного состояния сложных конструкций в контактной зоне, при этом настройки позволяют использовать самые различные материалы и их комбинации.

В рамках решения вышеуказанной задачи требуется исследовать влияние геометрических параметров колеса и рельса на эксплуатационные

характеристики, непосредственно влияющие на долговечность и надежность рельса легких транспортных систем, выбрать наиболее оптимальные параметры контактной пары "колесо-рельс".

В этой связи предложено использовать плоскую струну в качестве гибкого рельса, состоящую из стальных проволок, собранных в один ряд и защищенных от внешнего воздействия полимерным составом (полиуретан). Данная конструкция гибкого рельса характеризуется низким удельным весом при относительно высоком усилии натяжения «струны» (на 1 кг/м.п. легкого рельса приходится около 9 тонн натяжения, что в 2 раза выше, чем при применении стандартных высокопрочных канатов, где на 1 кг/м.п. рельса допустимо не более 4,5 тонн натяжения), а также должна иметь значительное преимущество по уровню шума при движении колесного транспорта по струнному рельсу.

В качестве транспортного средства на легкой линии предполагается использовать бирельсовые подвесные электромобили (юнимобили) полной массой до 2 тонн с ограничением вертикальной нагрузки на одно колесо до 2,5 кН. Данное решение обосновано преимуществом в уменьшении и более равномерном распределении транспортной нагрузки на легкие путевые структуры uST за счет использования автоматизированного поточного движения юнимобилей вместимостью до 8 пассажиров вместо многотонных вместимостью 40–60 пассажиров. При этом пассажиропоток для двух вариантов одинаков, но применение данного подхода с легкими автоматизированными электромобилями многократно уменьшает материалоемкость, увеличивает долговечность и надежность конструкций путевых структур uST.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В ходе моделирования реализованы типичные этапы расчетной задачи ANSYS [5, 6], которые приведены в Табл. 1.

Таблица 1. Этапы расчетной задачи анализа контактного взаимодействия пары "колесо–рельс"

№ этапов задачи	Наименование выполненных этапов задачи
1	Подготовка геометрической 2D модели с расчетными нагрузками
2	Создание 3D модели, подготовка конечно-элементной модели (КЭМ) в препроцессоре
3	Задание характеристик материалов контактной пары колесо–рельс, граничных условий, диапазона значений варьируемых параметров
4	Запуск расчетов
5	Анализ и описание результатов контактных взаимодействий

На Рис. 1 приведена схема общего вида контактной пары «колесо–рельс» с приложенными нагрузками (выполнена в ПО AutoCAD).

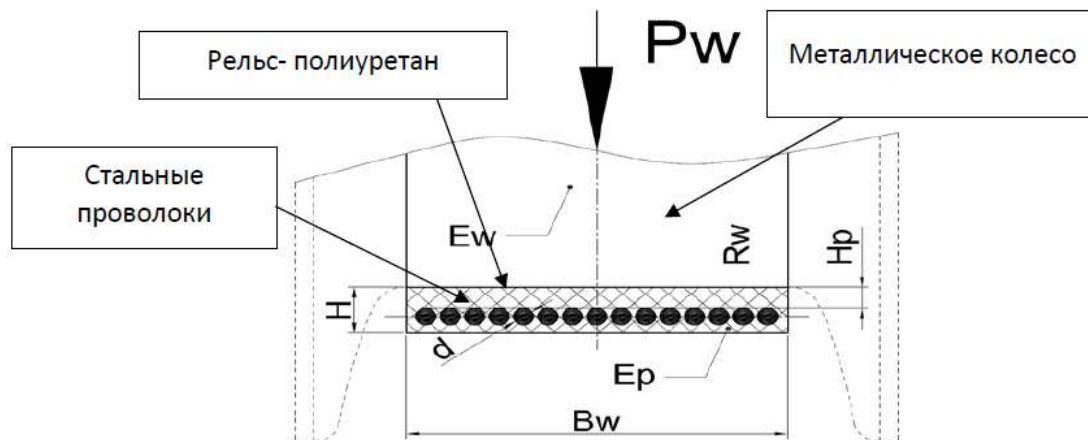


Рис. 1. Схема общего вида контактной пары «колесо–рельс» с прилагаемыми нагрузками: P_w – вертикальная нагрузка на колесо; E_w – модуль упругости материала колеса, E_p – модуль упругости материала головки рельса; B_w – ширина контакта колесо–рельс; R_w – радиус качения колеса; d – диаметр проволоки; H_p – толщина полимерного слоя над проволоками; H – суммарная высота рельса $H=H_p+d+2$ (мм)

Указанные нагрузки, физические и геометрические параметры согласно схеме Рис. 1 P_w , E_w , E_p , B_w , R_w , d ; H_p ; H были приняты как варьируемые показатели. Варианты, используемые далее для расчетов и анализа, приведены в Табл. 2.

Таблица 2. Варьируемые параметры для расчетов и их значения

№ п/п	Изменяемые параметры	Обозначение параметра	Принятый шаг варьирования	Единица измерения
1	Ширина рельса/колеса	B_w	50, 60, 75, 90, 100	мм
2	Толщина полимерного слоя над проволоками	H_p	5, 8, 10	мм
3	Модуль упругости материала колеса	E_w	50, 200, 1000, 200000	МПа
4	Модуль упругости материала головки рельса	E_p	50, 200, 1000	МПа
5	Вертикальная нагрузка на колесо	P_w	50–2500 (шаг 245)	Н

После задания граничных условий выполнен статический расчет напряженно-деформированного состояния контактной зоны. На Рис. 2 приведено распределение контактных напряжений на общем виде пятна контакта «колесо–рельс», на Рис. 3 – распределение максимального размаха контактных напряжений σ_k в проволоках рельса.

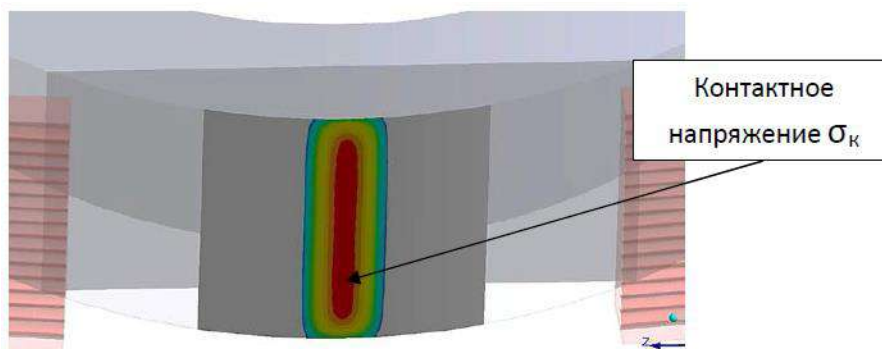


Рис. 2. Общий вид пятна распределения напряжений в зоне контакта «колесо–рельс»

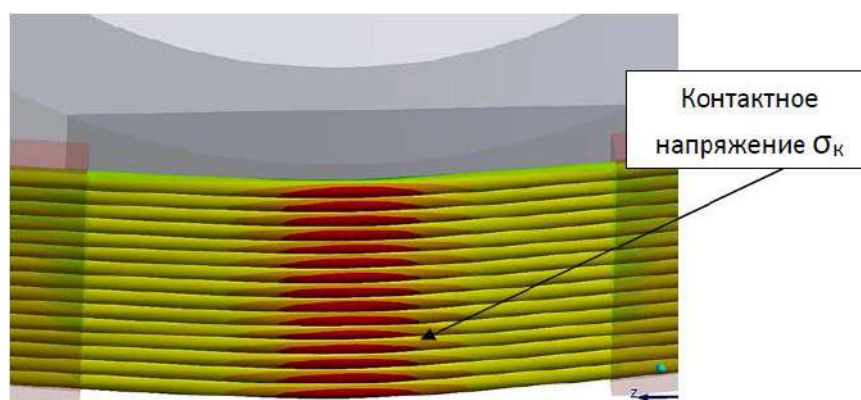


Рис. 3. Зона максимального размаха напряжений в стальных проволоках полиуретановой конструкции рельса

После расчетов по варьируемым параметрам, приведенным в Табл. 2, в качестве критериев оптимизации выбраны два следующих показателя:

1) максимальный уровень контактных напряжений σ_k в паре «цилиндрическое колесо–полимерная головка рельса» как показатель, напрямую влияющий на износостойкость рельса и сопротивление качению колеса;

2) максимальный размах напряжений в несущих стальных проволоках (струнах) при воздействии циклической вертикальной нагрузки от колес подвижного состава как показатель, определяющий долговечность и соответственно срок службы рельса.

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ

Расчетная модель представляет собой параметрическую твердотельную конечно-элементную модель контактной пары «цилиндрическое колесо–полимерная головка рельса». В ее состав входит гибкий рельс с предварительно напряженными проволоками и сектор

колеса для передачи вертикального усилия от веса юнимобиля. Реализованная конечно-элементная модель представлена на Рис. 4.

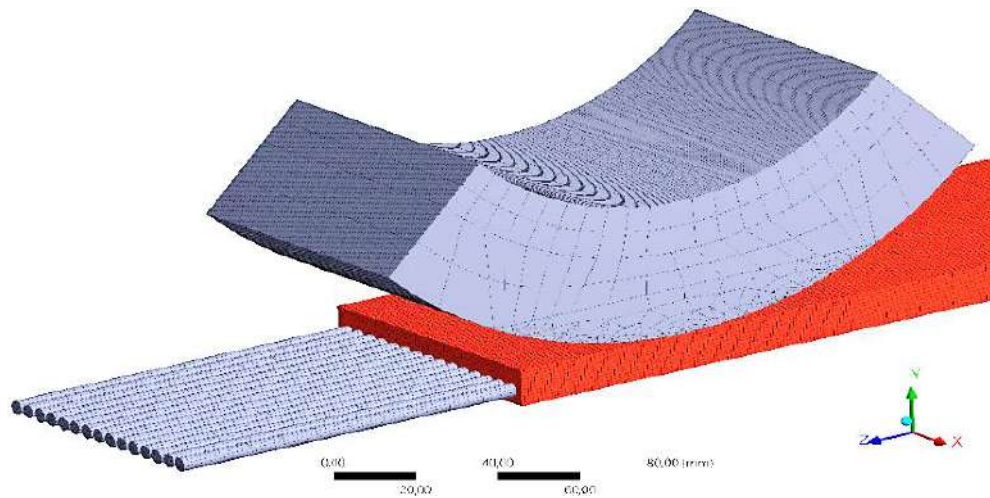


Рис. 4. Общий вид расчетной КЭМ

Порядок нагружения контактной пары принят в 2 этапа: на первом из них происходит натяжение гибкого рельса до уровня $0,5 \sigma_{0,2}$ (до 1000 МПа) материала проволок, на втором прикладывается вертикальная нагрузка P_w от колеса до 2500 Н.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Влияние диаметра проволок на величину размаха напряжений.

Величина размаха напряжений в проволоках рельса при воздействии колес подвижного состава непосредственно определяет усталостную выносливость несущих элементов рельса и является определяющим критерием выбора конструктивных параметров. В гибких системах суммарный размах напряжений можно оценить по формуле 1:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_N + \Delta\sigma_M = \frac{\Delta N_{\max}}{A} + \frac{M_{\max}}{W}, \quad (1)$$

где

$\Delta\sigma_N$ – размах напряжений, возникающий в проволоках площадью поперечного сечения A вследствие «донатяжения» элементов при проезде юнимобиля на величину усилия ΔN_{\max} ;

$\Delta\sigma_M$ – размах напряжений, возникающий в проволоках с моментом сопротивления поперечного сечения проволок W вследствие действия локального изгибающего момента $M_{\text{изг}}$.

Эпюра изгибающего момента $M_{\text{изг}}$ приведена на Рис. 5.

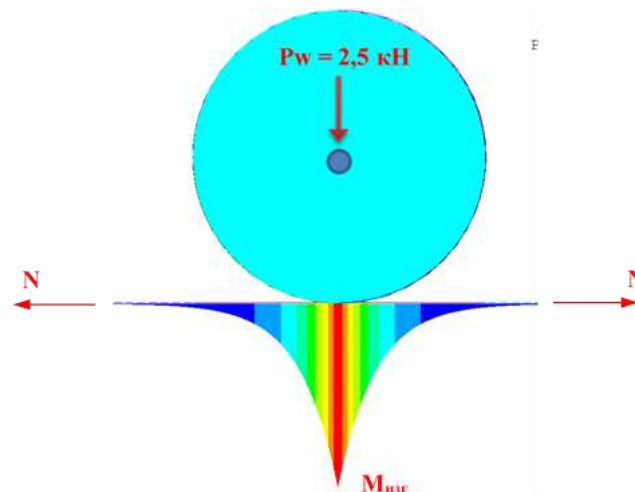


Рис. 5. Эпюра изгибающего момента, действующего на гибкий рельс в зоне контакта с колесом

Результаты расчетов и аналитическая зависимость, приведенная в формуле 2, указывают на то, что величина момента прямо пропорциональна вертикальной нагрузке, корню квадратному из жесткости рельса и обратна пропорциональна корню квадратному из величины натяжения рельса:

$$M_{\text{изг}} \sim \frac{P_w \sqrt{EI}}{\sqrt{N}} \quad (2)$$

где

P_w – вертикальная нагрузка на колесо, Н;

E – расчетный модуль упругости стали проволоки, Па;

I – момент инерции поперечного сечения гибкого рельса, приведенный к стали, соответствующий сопротивлению изгибу от действия вертикальных сил, м⁴;

N – усилие натяжения рельса, Н.

Ввиду низкого значения модуля упругости полимерной головки (до 1000 МПа) жесткость легкого рельса в основном определяется диаметром проволок и их количеством в ряду. В этой связи для выбора наиболее оптимального диаметра выполнена оценка размаха напряжений в несущих проволоках на пролете 100 метров при проезде юнимобилиа массой до 2 тонн.

В Табл. 3 приведено четыре варианта гибкого рельса с различными диаметрами преднапряженных проволок: 3, 4, 5 и 6 мм.

В Табл. 4 представлены результаты расчетов для каждого из 4-х предложенных вариантов Табл. 3.

Анализ результатов вычислений из Табл. 4 позволяет сделать вывод о том, что минимально допустимый диаметр проволок – 4 мм при условии

увеличения их количества до 20, что соответствует ширине рельса примерно в 100 мм, поскольку предел выносливости для стали $\Delta\sigma_c=160$ МПа [7].

Таблица 3. Конструктивные варианты гибкого рельса с различным диаметром преднапряженных проволок

Маркировка варианта, диаметр проволоки	Конструктивные варианты гибкого рельса с различным диаметром преднапряженных проволок
Вариант № 1 Ø3 мм	
Вариант № 2 Ø4 мм	
Вариант № 3 Ø5 мм	
Вариант № 4 Ø6 мм	

Таблица 4. Оценка размаха напряжений в проволоках рельса при движении бирельсового юнимобилia полной массой 2 тонны с нагрузкой на колесо 2,5 кН на пролете 100 метров для четырех диаметров проволоки (3, 4, 5 и 6 мм)

Характерные параметры оценки размаха напряжений	Номера конструктивных вариантов гибкого рельса с различным диаметром преднапряженных проволок			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Диаметр проволок, мм	3	4	5	6
Количество проволок в рельсе шириной 75 мм при однорядном расположении	20	15	12	10
Толщина рельса, мм	10	11	12	13
Суммарная площадь рельса, см ²	1,41	1,88	2,36	2,83
Расчетное натяжение рельса при предварительном напряжении проволок до $0,5\sigma_{02}$, кН	155,5	207,3	259,2	311,0
Погонная масса рельса, кг/м.п.	2,023	2,434	2,846	3,258
Прогиб от собственного веса на пролете 100 метров, м	0,159	0,144	0,135	0,128
Прогиб на пролете 100 метров от одиночного юнимобилia полной массой 2 тонны с учетом распределения нагрузки на два рельса, м	1,463	1,130	0,917	0,770

Характерные параметры оценки размаха напряжений	Номера конструктивных вариантов гибкого рельса с различным диаметром преднапряженных проволок			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Максимальное натяжение рельса при проезде юнимобилиа на пролете 100 метров, кН	167,5	216,9	267,1	317,7
Размах напряжений в проволоке от донатяжения при проезде юнимобилиа $\Delta\sigma_N$, МПа	85	51	34	24
Размах напряжений в проволоке от изгибающего момента под колесом $\Delta\sigma_M$, МПа	203	154	123	103
Суммарный размах напряжений $\Delta\sigma$, МПа	288	205	157	127

Влияние нагрузки на колесо на уровень контактных напряжений. На Рис. 6 приведена схема нагружения вертикальной нагрузки на колесо.

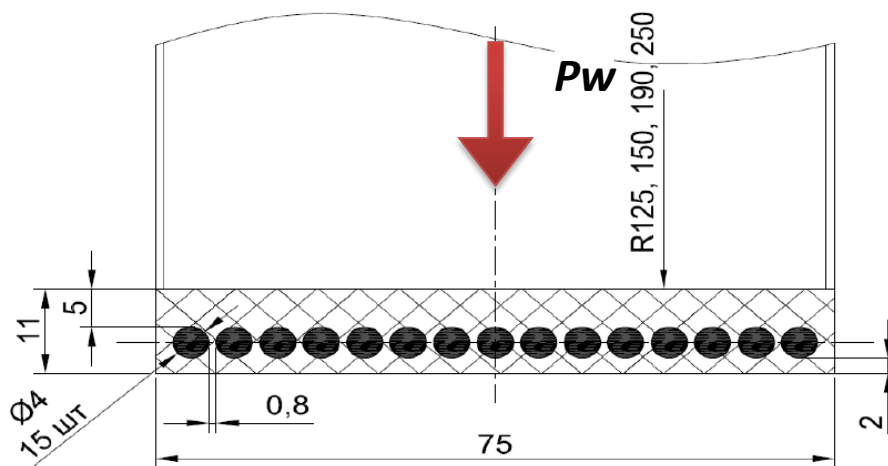


Рис. 6. Расчетный конструктивный вариант гибкого рельса

В Табл. 5 приведены результаты моделирования на контактное напряжение различных значений вертикальных нагрузок на колесо (соответствующий график представлен на Рис. 7).

Таблица 5. Результаты расчетов по исследованию влияния нагрузки от колеса на контактные напряжения

Нагрузка на колесо, P_w , Н	50	295	540	785	1030	1275	1520	1765	2010	2255	2500
Контактное напряжение, σ_k , МПа	0,28	0,79	1,17	1,47	1,74	1,99	2,23	2,47	2,68	2,90	3,11

Контактные
напряжения σ_k

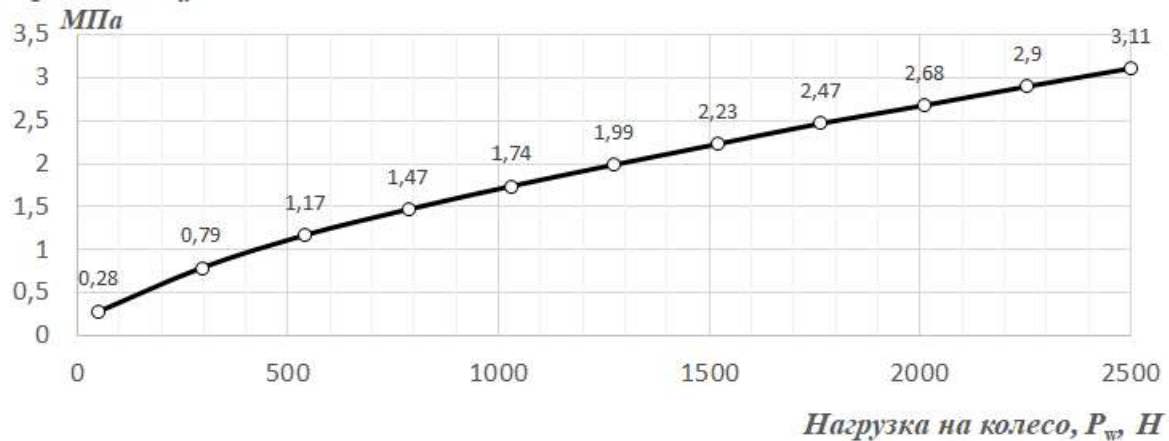


Рис. 7. Зависимость уровня контактных напряжений σ_k от нагрузки на колесо P_w

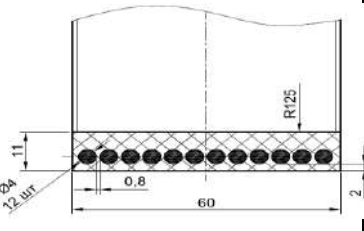
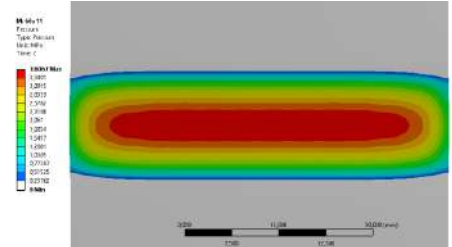
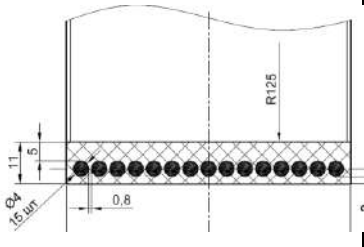
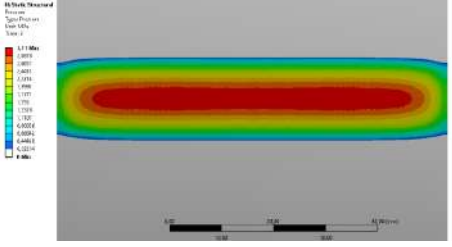
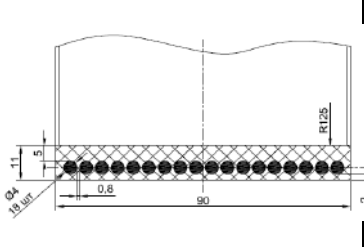
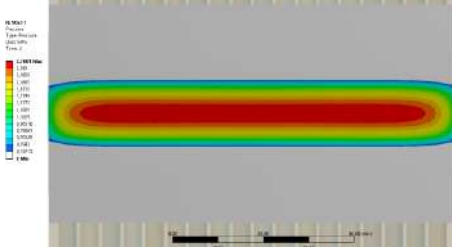
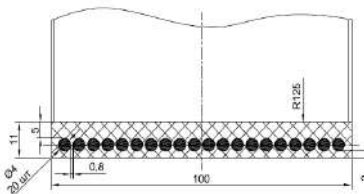
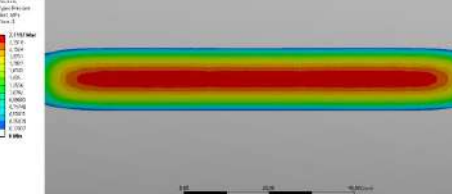
По результатам расчетов для стального колеса при модуле упругости $E_w = 200000$ МПа, полимерного рельса $E_p = 50$ МПа, приведенных в Табл. 5 и в графическом виде на Рис. 7, получена зависимость, выраженная формулой 3, которая показывает, что уровень контактных напряжений в паре пропорционален нагрузке на колесо в степени 2/3:

$$\sigma_k \sim \sqrt[3]{P_w^2} \quad (3)$$

Влияние ширины контакта «колесо-рельс» на уровень контактных напряжений. Влияние ширины на контактное напряжение исследовано для следующих значений ширины: 50, 60, 75, 90 и 100 мм. Результаты моделирования приведены в Табл. 6, графическая зависимость B_w от σ_k – на Рис. 8.

Таблица 6. Уровень контактных напряжений σ_k в зависимости от ширины контакта B_w

Ширина контакта колесо-рельс B_w , мм	Конструктивный вариант	Пятно контакта	Контактное напряжение σ_k , МПа
50			4,12

Ширина контакта колесо-рельс B_w , мм	Конструктивный вариант	Пятно контакта	Контактное напряжение σ_k , МПа
60			3,61
75			3,11
90			2,76
100			2,51

В результате расчета уровень контактных напряжений при модуле упругости колеса $E_w=200000$ МПа и для полимерного рельса при модуле упругости $E_p=50$ МПа установлена зависимость σ_k от B_w в формуле 4, которая показывает, что σ_k обратно пропорционален ширине контакта B_w в степени $2/3$:

$$\sigma_k \sim \frac{1}{\sqrt[3]{B_w^2}} \quad (4)$$

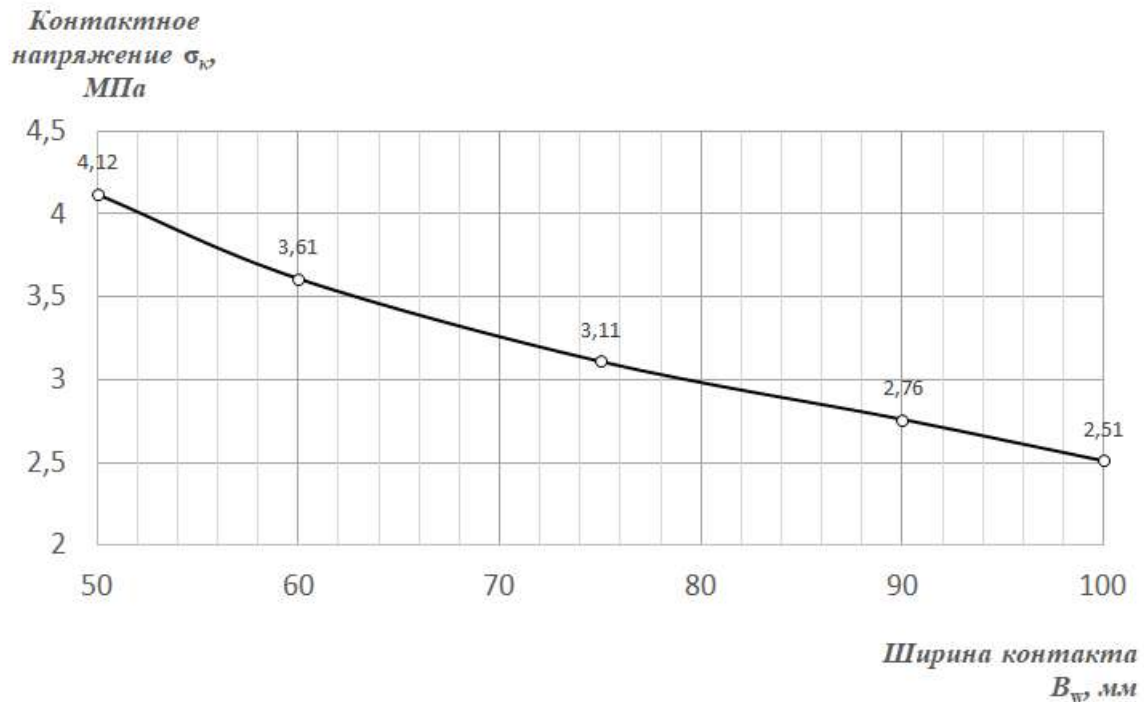


Рис. 8. Зависимость уровня контактных напряжений σ_k от ширины контакта B_w

Влияние радиуса колеса на уровень контактных напряжений. Следующий этап моделирования контактных напряжений, возникающий в зоне контакта колесной пары, проведен при четырех вариациях размеров колес. Расчетный вариант приведен на Рис. 9 (диаметр стальных проволок в сечении рельса принят 4 мм), результаты моделирования – в Табл. 7.

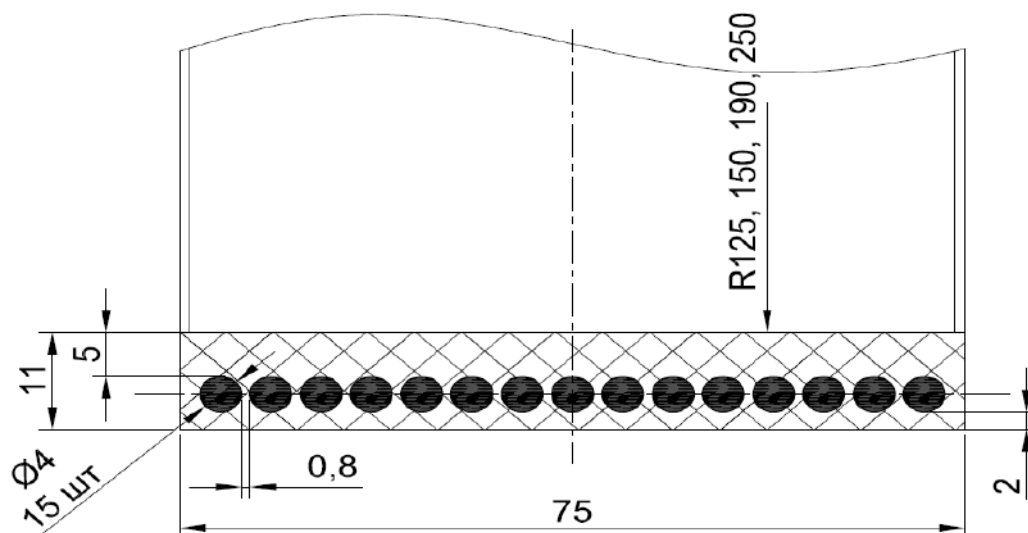
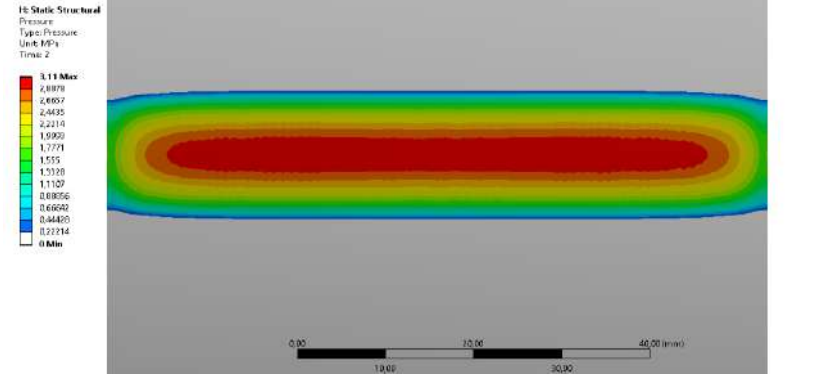
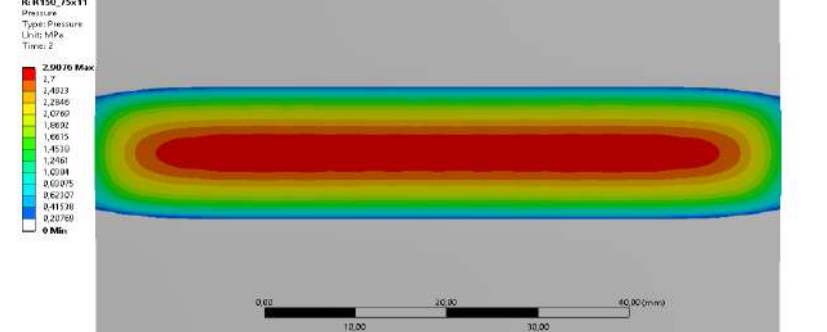
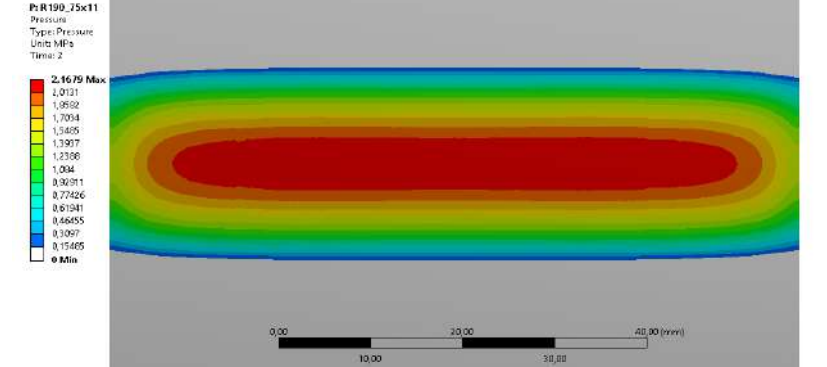
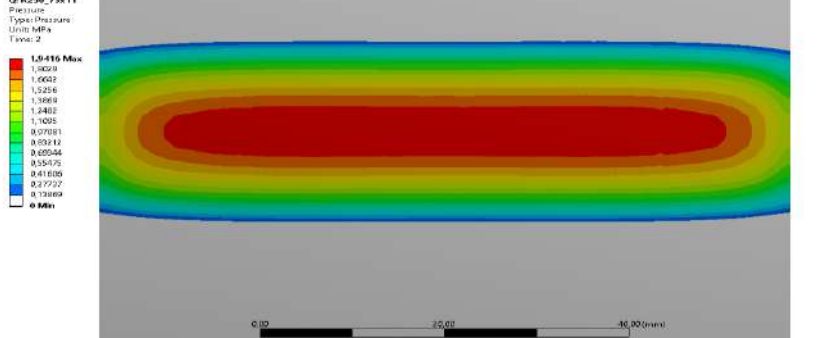


Рис. 9. Расчетный конструктивный вариант гибкого рельса

Таблица 7. Уровень контактных напряжений в зависимости от радиуса колеса R_w

Радиус колеса R_w , мм	Пятно контакта	Контактное напряжение σ_k , МПа
125		3,11
150		2,91
190		2,17
250		1,94

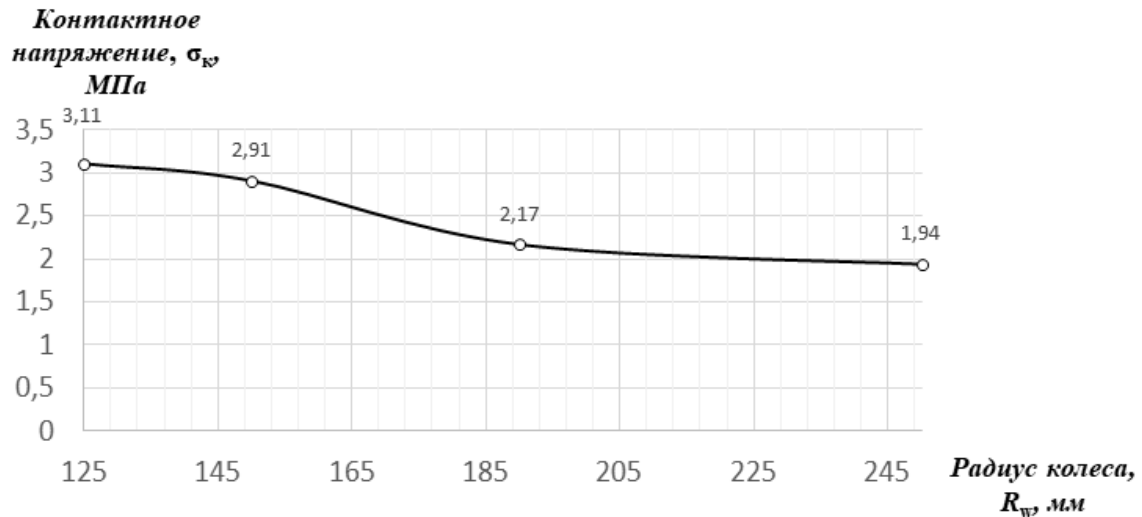


Рис. 10. Зависимость уровня контактных напряжений σ_k от радиуса колеса R_w

По результатам расчета уровень контактных напряжений стального колеса с модулем упругости $E_w = 200000$ МПа и полимерного рельса с модулем $E_p = 50$ МПа, установлена зависимость, представленная в формуле 5, обратно пропорциональна радиусу колеса R_w в степени $1/3$:

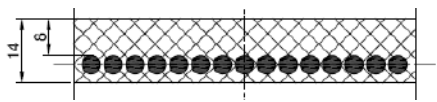
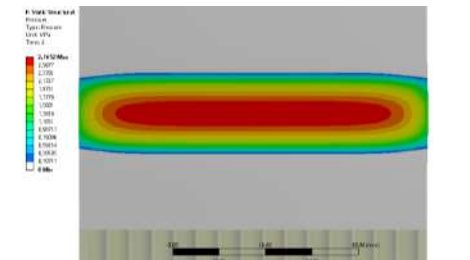
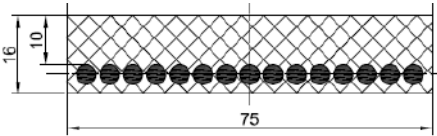
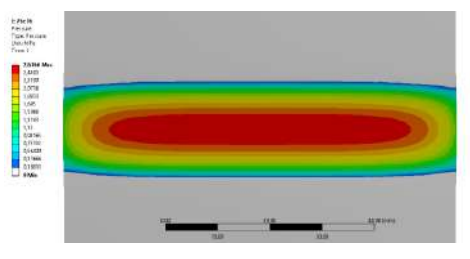
$$\sigma_k \sim \frac{1}{\sqrt[3]{R_w}} \quad (5)$$

Влияние толщины полимерного слоя на уровень контактных напряжений

Моделирование пятна напряжений в зоне контакта «колесо–рельс» в зависимости от различной толщины полимерного слоя H_p над стальными проволоками представлено в Табл. 8.

Таблица 8. Результаты моделирования контактных напряжений в зависимости от толщины полимерного слоя над проволоками H_p

Конструктивный вариант, толщина полимерного слоя над проволоками H_p , мм	Пятно контакта	Контактное напряжение σ_k , МПа
<p>$H_p = 5$ мм</p>		3,11

Конструктивный вариант, толщина полимерного слоя над проволоками H_p , мм	Пятно контакта	Контактное напряжение σ_k , МПа
<p style="text-align: center;">$H_p = 8$ мм</p> 		2,77
<p style="text-align: center;">$H_p = 10$ мм</p> 		2,63

Анализ данных Табл. 8 позволяет сделать вывод, что:

- изменение толщины полимерного слоя незначительно влияет на уровень контактных напряжений в контактной паре стальное колесо ($E_w = 200000$ МПа) и полимерный рельс ($E_p = 50$ МПа);
- при увеличении толщины H_p в 2 раза с 5 до 10 мм контактные напряжения снижаются на 18 %.

Влияние упругих свойств материалов колеса и рельса на уровень контактных напряжений, величину пятна контакта, условный показатель. На данном этапе варьирование двух показателей – модулей упругости полимерного рельса и материала колеса (для колеса были приняты варианты как для полиуретана, так и для стали) – позволило установить изменяемость контактных напряжений, площадь контакта. Также для оценки результатов расчета был введен условный показатель. Соответствующие численные значения представлены в таблицах 9–11.

Вертикальная нагрузка на колесо принята постоянной и равной 2500 Н.

Таблица 9. Влияние упругих характеристик материалов контактной пары «колесо–рельс» на максимальный уровень контактных напряжений

Модуль упругости материала рельса (полиуретан), E_p , МПа	Уровень контактных напряжений σ_k , МПа			
	Модуль упругости материала колеса E_w , МПа			
	полиуретан			сталь
	50	200	1000	200000
50	2,7	3,3	3,7	3,8
200	2,9	4,4	5,4	5,9
1000	2,9	4,9	8,2	10,6

Таблица 10. Влияние упругих характеристик материалов контактной пары «колесо–рельс» на площадь пятна контакта

Модуль упругости материала рельса (полиуретан), E_p , МПа	Площадь пятна контакта A_k , мм ²			
	Модуль упругости материала колеса E_w , МПа			
	полиуретан			сталь
	50	200	1000	200000
50	1498	1202	1077	1063
200	1366	874	719	657
1000	1321	777	452	370

Таблица 11. Зависимости условного показателя оптимальности контактируемых материалов* от модулей упругости материала рельса E_p и колеса E_w

Модуль упругости материала рельса (полиуретан), E_p , МПа	Условный показатель* $\sigma_k \cdot A_k$, МПа·мм ²			
	Модуль упругости материала колеса, E_w , МПа			
	полиуретан			сталь
	50	200	1000	200000
50	4045	3967	3985	4039
200	3961	3846	3883	3876
1000	3831	3807	3706	3922

* Примечание: за условный показатель оптимальности контактируемых материалов и площади пятна контакта принято произведение уровня контактных напряжений и площади пятна контакта. Чем ниже значения данного показателя, тем ниже удельное сопротивление качению колеса по рельсу и, соответственно, энергозатраты на движение транспорта

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате моделирования в пакете конечно-элементного анализа ANSYS Workbench получены численные результаты, анализ которых позволяет сделать следующие выводы и установить зависимости:

1) долговечность несущих элементов легкого рельса – высокопрочных проволок с полиуретановым покрытием – главным образом определяется величиной изгибающего момента под колесом подвижного состава, которая прямо пропорциональна вертикальной нагрузке, корню квадратному из изгибной жесткости рельса и обратна пропорциональна корню квадратному из величины натяжения рельса (2);

2) для обеспечения требуемой надежности данных элементов рекомендуется ограничить нагрузку на колесо до 2500 Н, а суммарную площадь проволок одного рельса при однорядном расположении – не менее 2,3 см². Этому соответствуют конструкции рельса для движения бирельсового юнимобилиа полной массой до 2 тонн, одна ветвь которого включает 20 проволок диаметром 4 мм при ширине рельса 100 мм, либо 12 проволок диаметром 5 мм при ширине рельса 75 мм (эти два варианта приведены на Рис. 11). В данном случае номинальное натяжение легкой бирельсовой путевой структуры, состоящей из двух струнных рельсов, составит около 52 тонн;

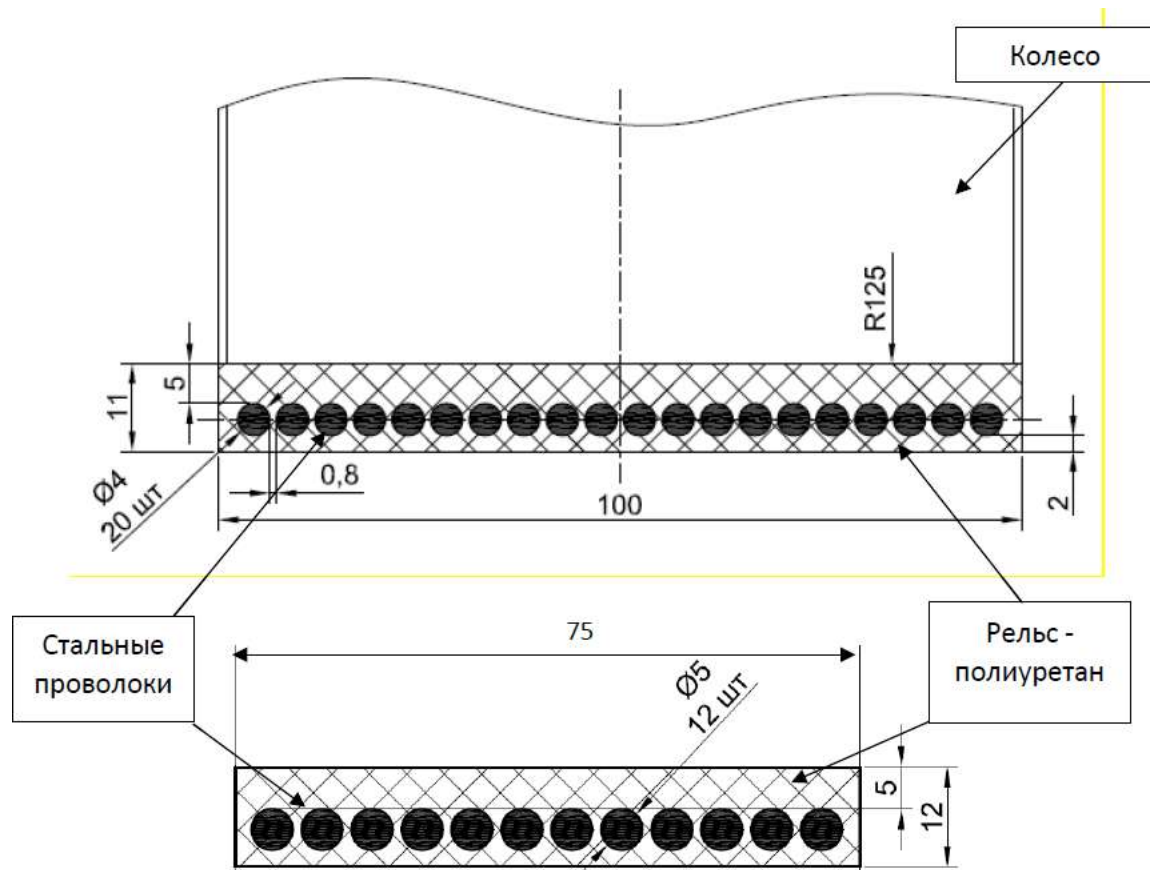


Рис. 11. Оптимальные конструкции ветви легкого струнного рельса (с точки зрения долговечности несущих элементов рельса) для движения бирельсового юнимобиля полной массой до 2 тонн

3) максимальный уровень контактных напряжений в паре «колесо–рельс» определяет стойкость полимерной головки к износу. Допустимая величина контактных напряжений достоверно не известна, зависит от многих параметров и во многом будет определяться на основе экспериментов и статистических данных. По результатам расчетов, зависимости контактных давлений σ_k от ширины контакта B_w , радиуса колеса R_w и нагрузки на колесо P_w сводятся к следующей зависимости в (6)

$$\sigma_k = \sqrt[3]{\frac{P_w^2}{R_w \cdot B_w^2}} \quad (6)$$

Таким образом, для уменьшения уровня контактных давлений целесообразнее уменьшить нагрузку на колесо либо увеличить ширину контакта, чем увеличивать радиус колеса;

4) на основе результатов расчета пятен контакта для различных сочетаний материалов колеса и рельса рассчитаны уровни контактных давлений и предложен показатель, характеризующий удельное сопротивление качению колеса по рельсу. С этой точки зрения, наиболее оптимальной является контактная пара, где модуль упругости полимерной

головки рельса равен модулю упругости материала колеса $E_p = E_w$, т. е. в контактной паре используются подобные по упругости материалы.

Библиографический список / References

1. Юницкий А.Э. Струнные транспортные системы: на Земле и в Космосе. – Силакросг: ПНБ принт, 2019. – 576 с. [Yunitskii AE. *Strunnnye transportnye sistemy: na Zemle i v Kosmose*. Silakrogs: PNB print; 2019. 576 p. (In Russ.)]. (In Russ.)]. Ссылка активна на: 26.09.2022 Доступно по: <https://www.rulit.me/books/strunnnye-transportnye-sistemy-na-zemle-i-v-kosmose-read-488548-1.html>
2. Структура комплекса [Электронный ресурс]. [*Struktura kompleksa* [Internet]. (In Russ.)]. Доступно по: <https://ust.inc/technology/structure-complex?lang=ru> Ссылка активна на: 17.10.2022.
3. Попов А.Н. Моделирование конструктивно-нелинейных контактных задач в программном комплексе ANSYS // Форум молодежной науки. – № 2. – 2021. [Popov AN. *Modelirovanie konstruktivno-nelinejnyh kontaktnyh zadach v programmnom komplekse ANSYS* [Internet]. Forum molodjozhnoj nauki. 2021;2. (In Russ.)]. Ссылка активна на: 28.09.2022. Доступно по: <https://forumn.ru/article-2.2.1.pdf>
4. Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бокучава П.Н. Моделирование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений в среде ANSYS // Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова. – СПб. [Karatushin SI, Hramova DA, Bokuchava PN. *Modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostojanija boltovyh soedinenij v srede ANSYS*. Baltic State Technical University VOENMEH by D.F. Ustinov. St. Petersburg. (In Russ.)] Ссылка активна на: 28.09.2022. Доступно по: <https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-napryazhenno-deformirovannogo-sostoyaniya-boltovyh-soedineniy-v-srede-ansys/viewer>
5. Лукьянова А.Н. Моделирование контактной задачи с помощью программы ANSYS: лабор. работа. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2014. – 52 с. [Luk'janova AN. *Modelirovanie kontaktnoj zadachi s pomoshh'ju programmy ANSYS: labor. work*. Samara: Samara State Technical University; 2014. 52 p. (In Russ.)] Ссылка активна на: 28.09.2022. Доступно по: http://mmm.samsu.ru/polyakov/ansys/lab_samgtu/lab_09_samgtu.pdf
6. Котов А.Г. Основы моделирования в среде ANSYS. – Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 2008. – 200 с. [Kotov AG. *Osnovy modelirovanija v srede ANSYS*. Perm': Perm State Technical University; 2008. 200 p. (In Russ.)].
7. ТКП EN 1993-1-11-2009 (02250) Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-11. Проектирование конструкций со стальными элементами, работающими на растяжение. – Введ. 2009-12-10. – Минск: Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь, 2009. – 44 с. [ТССР EN 1993-1-11-2009 (02250) Eurocode 3. *Proektirovanie stal'nyh konstrukcij. Chast' 1-11. Proektirovanie konstrukcij so stal'nymi jelementami, rabotajushhimi na rastjazhenie*. Intro. 2009-12-10. Minsk: Ministry of Architecture and Construction of Republic of Belarus, 2009. 44 p. (In Russ.)].

Сведения об авторах:**Цырлин Михаил Иосифович**, кандидат технических наук;

eLibrary SPIN: 9548-6321; ORCID: 0000-0002-2983-3255

E-mail: m.tsirlin@unitsky.com

Юницкий Анатолий Эдуардович, председатель совета директоров, генеральный конструктор;

E-mail: a@unitsky.com

Хлебус Александр Степанович, начальник группы прочностного анализа;

E-mail: a.khlebus@unitsky.com

Иванова Елена Аллксандровна, ведущий научный сотрудник;

E-mail: e.ivanova@unitsky.com

Шашко Александр Евгеньевич, ведущий инженер;

E-mail: a.shashko@unitsky.com

Information about the authors:**Michael I. Tsyrlin**, Candidate of Technical Sciences;

eLibrary SPIN: 9548-6321; ORCID: 0000-0002-2983-3255;

E-mail: m.tsirlin@unitsky.com

Anatoli E. Unitsky, Chairman of the Board of Directors and General Designer;

E-mail: a@unitsky.com

Aliaksandr S. Khlebus, Strength Analysis Team Lead;

E-mail: a.khlebus@unitsky.com

Elena A. Ivanova, Leading Researcher;

E-mail: e.ivanova@unitsky.com

Aliaksandr E. Shashko, Lead Engineer;

E-mail: a.shashko@unitsky.com

Цитировать:

Юницкий А.Э., Хлебус А.С., Иванова Е.А., и др. Моделирование контактной пары «колесо-рельс» экспериментальной конструкции гибкого рельса в легких линиях струнной транспортной системы uST // Инновационные транспортные системы и технологии. – 2022. – Т. 8. – № 4. – С. 107–125. doi: 10.17816/transsyst202284107-125

To cite this article:

Unitsky AE, Khlebus AS, Ivanova EA, et al. Simulation of the contact pair “wheel-rail” of the experimental design of the flexible rail in the lightweight tracks of the uST string transport system. *Modern Transportation Systems and Technologies*. 2022;8(4):107-125. doi: 10.17816/transsyst202284107-125