



Руководство пользователя



Моделирование динамики железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар

Рассмотрены специализированные возможности программного комплекса «Универсальный механизм» для моделирования динамики железнодорожных колесных пар с учетом упругости

Оглавление

28. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖЕЙ С УЧЕТОМ УПРУГОСТИ КОЛЕСНЫХ ПАР	1-3
28.1. ОБЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ.....	1-3
28.2. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ	1-3
28.3. ПОДХОДЫ И МЕТОДЫ.....	1-4
28.3.1. Кинематика колесной пары.....	1-4
28.3.2. Кинематика профиля колеса	1-7
28.3.3. Моделирование качения.....	1-9
28.3.3.1. Подход Лагранжа	1-10
28.3.3.1.1. Расчет обобщенных сил	1-11
28.3.3.2. Подход Эйлера	1-13
28.4. ПОДГОТОВКА ДАННЫХ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УПРУГОЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ	1-14
28.4.1. Подготовка конечно-элементной модели	1-14
28.5. ДОБАВЛЕНИЕ УПРУГОЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ	1-16
28.5.1. Добавление внешней упругой подсистемы	1-17
28.5.2. Ввод вспомогательных систем координат	1-22
28.5.3. Редактирование модели АС4 после добавление упругой колесной пары	1-24
28.6. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРУГОЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ.....	1-27
28.6.1. Мастер переменных	1-27
28.6.2. Пример моделирования	1-35
28.6.2.1. Создание и настройка переменных	1-36
28.6.2.2. Расчет равновесия.....	1-38
28.6.2.3. Движение в ровной прямой	1-43
28.6.2.4. Движение в кривой с учетом неровностей	1-49

1. Моделирование динамики железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар

1.1. Общая информация

Программный комплекс "Универсальный механизм" (ПК УМ) позволяет моделировать динамику железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар при наличии в конфигурации комплекса модулей **UM Subsystems**, **UM Loco**, **UM FEM** и **UM Flexible Wheel Set**. Данное руководство пользователя описывает правила создания моделей упругих колесных пар (КП) и анализа их динамики.

Предполагается, что перед чтением данной главы руководства пользователь ознакомился с предыдущими главами:

- [Глава 2](#) "Механическая система как объект моделирования";
- [Глава 3](#) "Программа ввода данных";
- [Глава 4](#) "Программа моделирования";
- [Глава 8](#) " Моделирование динамики железнодорожных экипажей";
- [Глава 11](#) " Моделирование упругих тел".

Кроме того, рекомендуется предварительное изучение документов [gs um](#), [gs um loco](#) и [gs um fem](#) из серии "Начинаем работать", в которых последовательно в виде уроков изложены действия пользователя при создании и анализе динамических моделей.

1.2. Область применения

Представление колесной пары абсолютно твердым телом, взаимодействующим с невесомым рельсом, стало приемлемым подходом при анализе динамики экипажной части в частотной области до 50 Гц. Вместе с тем решение многих задач невозможно без учета упругости колесных пар и разработки подробных моделей пути, учитывающих его инерционные и упругие характеристики. К подобным задачам относятся анализ высокочастотных, в том числе звуковых, вибраций колесных пар и пути, расчет их напряженно-деформированного состояния, расчет долговечности колесных пар, расчет волнового износа колес и рельсов и другие.

Сила в контакте колесо-рельс является очень жесткой, то есть малые изменения координат и скоростей точек контактирующих площадок приводит к значительным изменениям сил. Поэтому учет упругости колесных пар при моделировании динамики в частотном диапазоне выше 50 Гц может оказать существенное влияние на результаты следующих исследований:

- анализ поперечной устойчивости экипажа;
- расчет сил в контакте колеса и рельса;
- моделирование процессов износа и изменения формы профилей колеса и рельса;
- анализ высокочастотных, в том числе звуковых, вибраций колеса.

С применением моделей упругих колесных пар можно решать следующие задачи.

1. Уточнение нагруженности и расчетное определение долговечности железнодорожных колес, осей колесных пар, элементов пути.

2. Моделирование движения колес с ползунами.
3. Моделирование прохода стрелочных переводов.
4. Анализ процессов волнового износа колес и рельсов.
5. Исследование шумов, возникающих при колебаниях колесной пары и железнодорожного пути.
6. Исследование изгиба осей колесных пар и связанного с этим изменения зазора в колее.
7. Исследование изгиба и закручивания осей колесных пар тягового электродвигателя под действием статических и динамических нагрузок и связанных с этим перекосов в подшипниках и в зубчатом зацеплении.
8. Моделирование тензометрической колесной пары и анализ её напряженно-деформированного состояния.

Теоретически частотный диапазон исследований с применением упругой колесной пары может быть расширен пары до 2,5 кГц.

1.3. Подходы и методы

Динамика упругой колесной пары моделируется с применением методов динамики упругих тел, реализованных в модуле **UM FEM** ([Глава 11](#) Руководства пользователя УМ), и методов анализа твердотельных колесных пар, реализованных в модуле **UM Loco** ([Глава 8](#) Руководства).

1.3.1. Кинематика колесной пары

В соответствии с подходами, лежащими в основе **UM FEM**, упругая колесная пара может совершать произвольные пространственные перемещения как абсолютно твердое тело, при этом перемещения ее точек за счет упругих деформаций полагаются малыми. Уравнения движения колесной пары выводятся с применением модального подхода. При этом используется импорт данных из внешних конечно-элементных (КЭ) программ, в которых создаются модели колесных пар, и выполняется модальный анализ. Упругие перемещения конечно-элементных узлов аппроксимируются множеством статических и собственных форм, рассчитанных в соответствии с методом Крэйга-Бэмптона. Алгоритмы создания и анализа динамических моделей упругих тел, а также список конечно-элементных программ, с которыми возможен обмен данными, изложены в [Главе 11](#) Руководства.

Здесь кратко остановимся на основных понятиях и подходах, применяемых при моделировании динамики упругих КП. Кинематика КП описывается с использованием присоединённой локальной системы координат (СК) (Рис. 1.1).

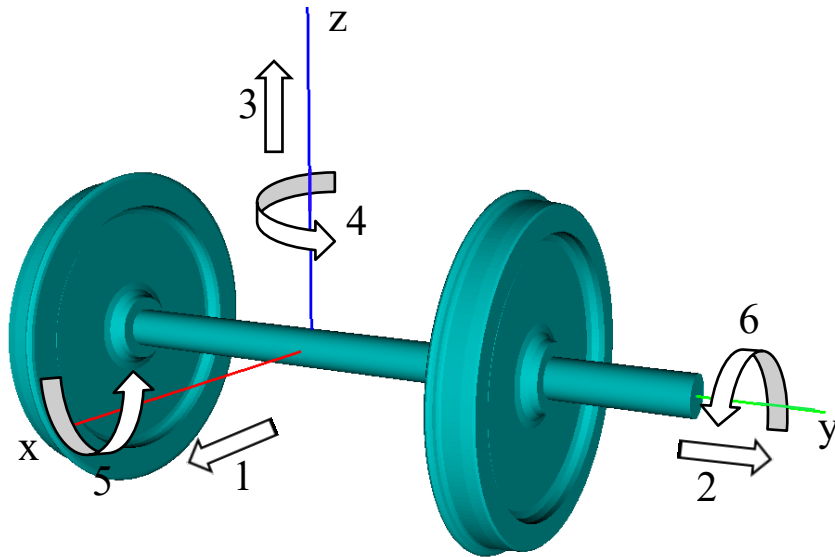


Рис. 1.1. Система координат колесной пары и нумерация степеней свободы, определяющих её положение и ориентацию

Положение произвольной точки K относительно глобальной СК0 представляется в виде суммы радиус-вектора начала отсчета СК1 и радиус-вектора точки в СК1 (Рис. 1.2):

$$\mathbf{r}_k^{(0)} = \mathbf{r}_1^{(0)} + \mathbf{A}_{01}\mathbf{p}_k^{(1)},$$

где \mathbf{A}_{01} – матрица поворотов (направляющих косинусов), определяющая ориентацию СК1 относительно СК0.

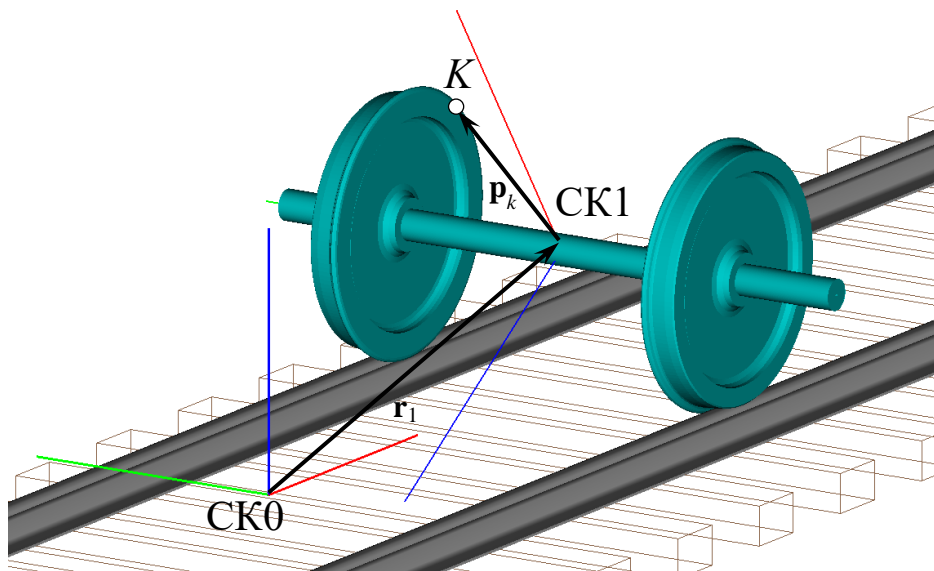


Рис. 1.2. Задание положения точки K колесной пары с помощью присоединенной системы координат

Радиус вектор \mathbf{p}_k может быть представлен в виде суммы (Рис. 1.3)

$$\mathbf{p}_k = \boldsymbol{\rho}_k + \mathbf{d}_k,$$

где $\boldsymbol{\rho}_k$ – постоянный в СК1 радиус-вектор точки K в недеформированном состоянии КП, \mathbf{d}_k – перемещение K , обусловленное упругими деформациями.

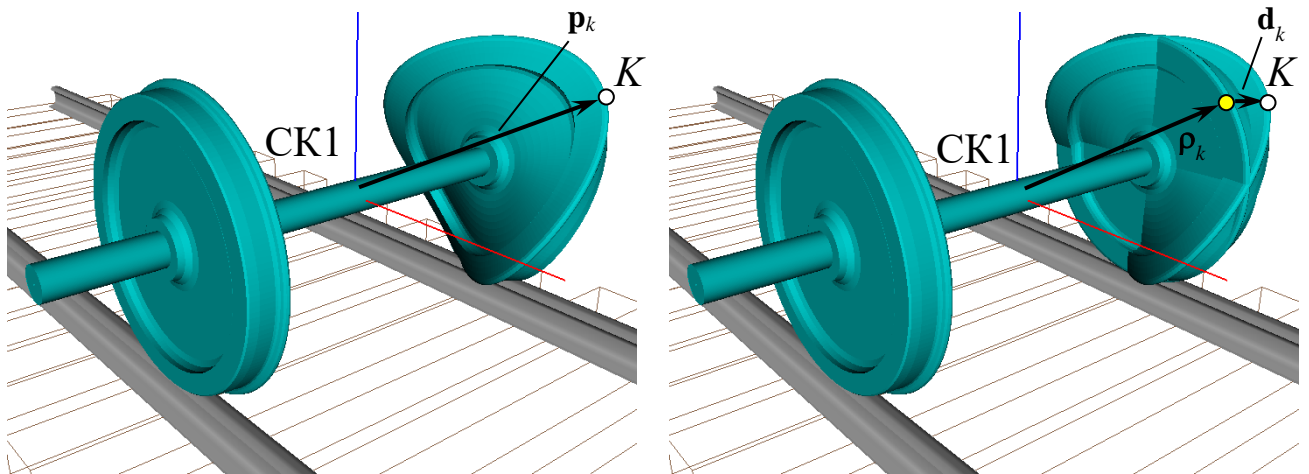


Рис. 1.3. Задание положения произвольной точки K относительно локальной системы координат колесной пары

Упругие перемещения точек КП рассчитываются с применением метода конечных элементов и модального подхода. Упругие перемещения узлов представляются произведением модальной матрицы на матрицу-столбец модальных координат:

$$\mathbf{x} = \sum_{j=1}^H \mathbf{h}_j w_j = \mathbf{H} \mathbf{w},$$

где \mathbf{x} – $N \times 1$ матрица-столбец узловых степеней свободы, N – число степеней свободы КЭ модели, \mathbf{h}_j – формы упругого тела, w_j – модальные координаты, H – число используемых форм, \mathbf{H} – $N \times H$ модальная матрица.

Таким образом, выполняется замена и резкое сокращение числа используемых координат. Узловые координаты, число N которых может составлять несколько сотен тысяч, заменяются модальными координатами число H которых относительно невелико, обычно не превосходит сотни.

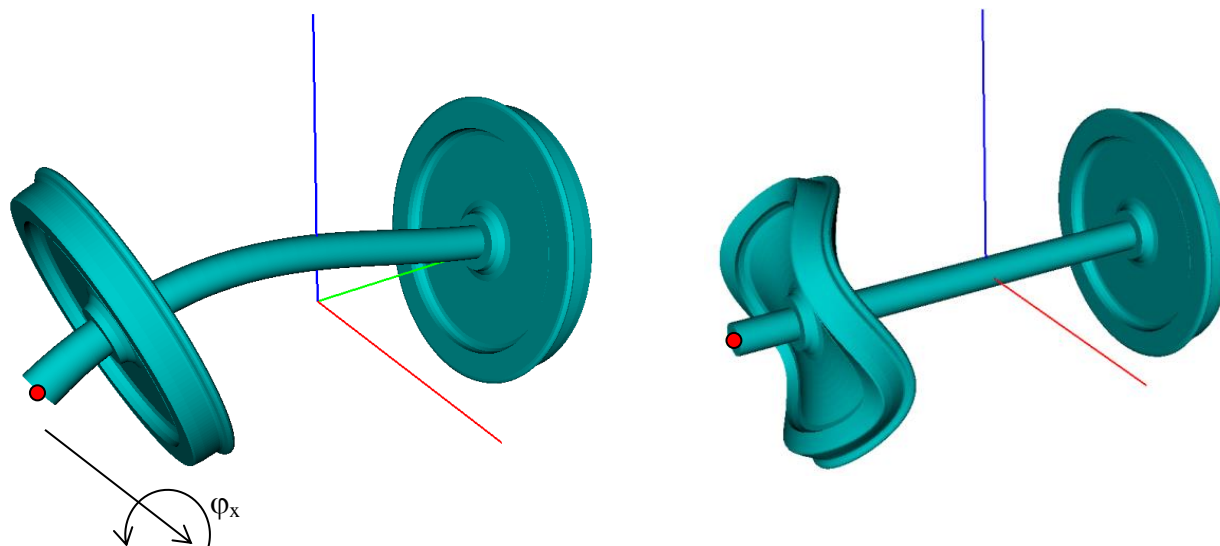
Если в точке K расположен узел, её упругие перемещения представляются в виде произведения

$$\mathbf{d}_k = \mathbf{H}_k \mathbf{w},$$

где \mathbf{H}_k – часть модальной матрицы, соответствующая узлу K .

Формы \mathbf{h}_j упругого тела рассчитываются в соответствии с методом Крэйга-Бэмтона. Вначале выбираются внешние (интерфейсные) узлы в шарнирных точках и точках присоединения силовых элементов. Затем вычисляются статические формы от единичных смещений и поворотов в интерфейсных узлах и собственные формы при закреплении интерфейсных узлов. Число используемых собственных форм зависит от частотного диапазона, в котором анализируется динамика упругого тела.

Примеры статической и собственной форм упругой КП изображены на Рис. 1.4. Два интерфейсных узла выбраны на торцах оси КП.



Статическая форма от единичного поворота вокруг оси X

Собственная форма колебаний с частотой 874 Гц; кратность частоты : 4

Рис. 1.4. Примеры упругих форм колесной пары, рассчитанных в соответствии с методом Крэйга-Бэмтона

Обычно точки прикрепления силовых элементов и шарнирные точки расположены в узлах конечно-элементной сетки упругого тела. При выполнении данного условия метод Крэйга-Бэмтона эффективен, его применение приводит к достаточно точным результатам при использовании относительно небольшого числа форм.

1.3.2. Кинематика профиля колеса

Основной трудностью при моделировании упругой колесной пары является то, что сила в контакте колесо-рельс является подвижной. То есть точка ее приложения относительно локальной системы координат меняется с течением времени и не совпадает ни с одним конечно-элементным узлом. Кроме того, необходимо предложить способ описания кинематики профиля колеса с учетом упругости колесной пары. Напомним, что для абсолютно твердого колеса профиль задается с помощью редактора кривых в системе координат, начало отсчета которой лежит на круге катания (см. пункты 8.2.3.5 – "Геометрия колесной пары" и 8.5.1.1 – "Создание профилей колес и рельсов" [Главы 8](#) Руководства). При движении колеса профиль не деформируется, положение любой его точки относительно глобальной СК0 определяются положением и ориентацией локальной СК1 колесной пары и радиус-вектором точки K на круге катания относительно локальной СК. Координаты, определяющие положение и ориентацию профиля относительно СК рельса, изображены на Рис. 1.5. Этот рисунок является копией рисунка 8.84 и приведен здесь для удобного изучения данной главы.

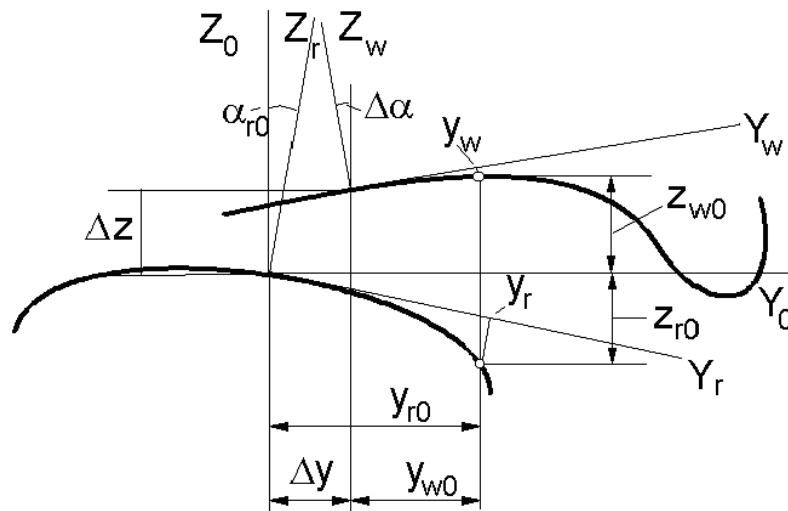


Рис. 1.5. Относительное положение профилей колеса и рельса

При расчете сил в контакте упругого колеса с рельсом профиль также полагается недеформируемым. Однако его положение и ориентация рассчитываются с учетом упругих перемещений узлов, лежащих на поверхности качения колеса, с применением метода наименьших квадратов.

Рассмотрим данный алгоритм. Вначале предположим, что в текущий момент времени точки контакта колеса с рельсом лежат на линии, на которой расположены узлы конечно-элементной модели (Рис. 1.6).

Для описания алгоритма расчета текущего положения профиля введем следующие обозначения:

ρ_{i0} – положение узлов профиля в модели упругой КП при отсутствии деформаций;

$\delta \mathbf{r}_i$ – упругие смещения узлов;

$\delta X, \delta Z (\delta \mathbf{R})$ – неизвестное смещение СК профиля колеса;

$\delta \alpha$ – неизвестный угол поворота СК профиля колеса.

Положения узлов с учетом упругих перемещений может быть представлено в виде суммы:

$$\rho_i = \rho_{i0} + \delta \mathbf{r}_i.$$

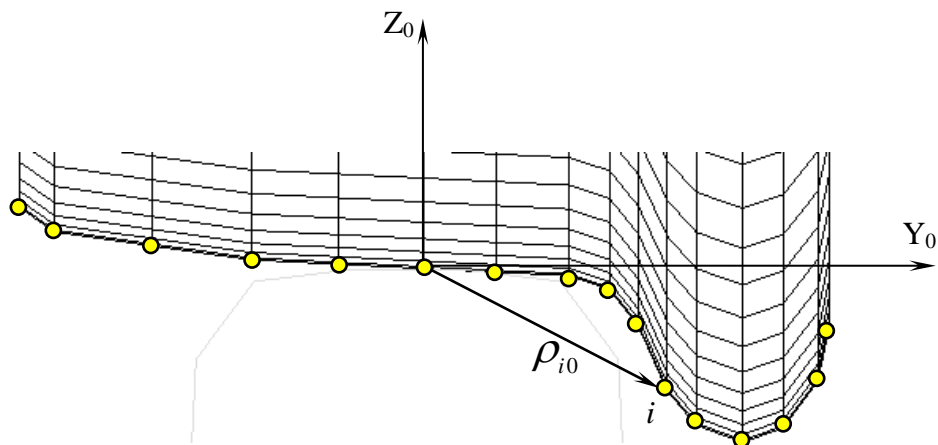


Рис. 1.6. К описанию положения и ориентации профиля упругого колеса

С другой стороны, положения узлов с учетом изменения положения и ориентации профиля можно записать следующим выражением:

$$\mathbf{R}_i = \mathbf{p}_{i0} + \delta\mathbf{R} - \tilde{\mathbf{p}}_{i0}\mathbf{e}_x\delta\alpha,$$

где $\tilde{\mathbf{p}}_{i0}$ – кососимметрический тензор, построенный по вектору \mathbf{p}_{i0} , \mathbf{e}_x – единичный вектор вдоль оси X, перпендикулярной плоскости чертежа (направление движения экипажа).

Зададим суммарную невязку следующим выражением:

$$\varepsilon(\delta\mathbf{R}, \delta\alpha) = \sum (\mathbf{R}_i^T - \mathbf{p}_i^T)(\mathbf{R}_i - \mathbf{p}_i).$$

Тогда условия экстремума, используемые в методе наименьших квадратов, можно представить уравнениями:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \mathbf{R}} = 2 \sum (\delta\mathbf{R} - \tilde{\mathbf{p}}_{i0}\mathbf{e}_x\delta\alpha - \delta\mathbf{r}_i) = 0,$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \alpha} = 2\mathbf{e}_x^T \sum \tilde{\mathbf{p}}_{i0}(\delta\mathbf{R} - \tilde{\mathbf{p}}_{i0}\mathbf{e}_x\delta\alpha - \delta\mathbf{r}_i) = 0.$$

Данные уравнения после преобразований принимают следующий вид, удобный для расчета неизвестных величин $\delta\mathbf{R}$, $\delta\alpha$:

$$(-n\|\mathbf{p}\|^2 + \sum \|\mathbf{p}_{i0}\|^2)\delta\alpha + \mathbf{e}_x^T(n\tilde{\mathbf{p}}\delta\mathbf{r} - \sum \tilde{\mathbf{p}}_{i0}\delta\mathbf{r}_i) = 0,$$

$$\delta\mathbf{R} = \frac{1}{n}(\sum \delta\mathbf{r}_i + (\sum \tilde{\mathbf{p}}_{i0})\mathbf{e}_x\delta\alpha) = \delta\mathbf{r} + \tilde{\mathbf{p}}\mathbf{e}_x\delta\alpha,$$

где n – число узлов, задающих профиль колеса.

1.3.3. Моделирование качения

При качении колесной пары по рельсам контактирующие профили колес располагаются между линиями конечно-элементной сетки. В соответствии с этим следует доработать алгоритм расчета кинематики профиля, описанный в предыдущем пункте, а также предложить способ расчета обобщенных сил, приложенных в произвольной точке поверхности качения колеса.

В ПК УМ предлагаются два способа решения указанных задач, которые условно назовем подходами Лагранжа и Эйлера.

Говоря простым языком, подход Лагранжа заключается в том, что исследователь наблюдает за точками объекта, движущегося в пространстве. Это привычный для динамики систем тел метод, он применяется для вывода уравнений движения в ПК УМ.

Согласно подходу Эйлера наблюдают за точками пространства. То есть уравнения движения описывают состояние точек пространства, занимаемого объектом исследования. Упругие перемещения в координатах Эйлера удовлетворяют уравнениям, имеющим вид уравнений Навье, нетипичных для динамики систем тел. Конечно-элементная сетка не вращается в координатах Эйлера. Если в начальный момент времени колесо ориентировано так, что линия контактирующего профиля проходит через узлы, данный немногочисленный набор узлов будет определять кинематику профиля до завершения численного интегрирования уравнений движения. Обобщенные силы от контактных взаимодействий прикладываются также к узлам только из упомянутого множества. Таким

образом, можно предположить, что использование координат Эйлера позволит повысить эффективность моделирования и сделает более удобными некоторые исследования.

В ПК УМ подход Эйлера в описанной выше постановке не используется. То есть, при описании упругих перемещений колесной пары уравнения Навье не применяются. Вместо этого реализован разработанный авторами алгоритм, имитирующий подход Эйлера. Он выполняется на стадии численного интегрирования уравнений движения. Основным результатом его применения является не вращающаяся конечно-элементная сетка и следовательно возможность использовать заранее определенный набор узлов в одном сечении колеса для описания кинематики профиля и расчета обобщенных сил от контактных взаимодействий.

Опишем далее предлагаемые подходы более подробно.

1.3.3.1. Подход Лагранжа

В произвольный момент времени профиль колеса, контактирующий с рельсом, расположен между узлами конечно-элементной сетки (Рис. 1.7).

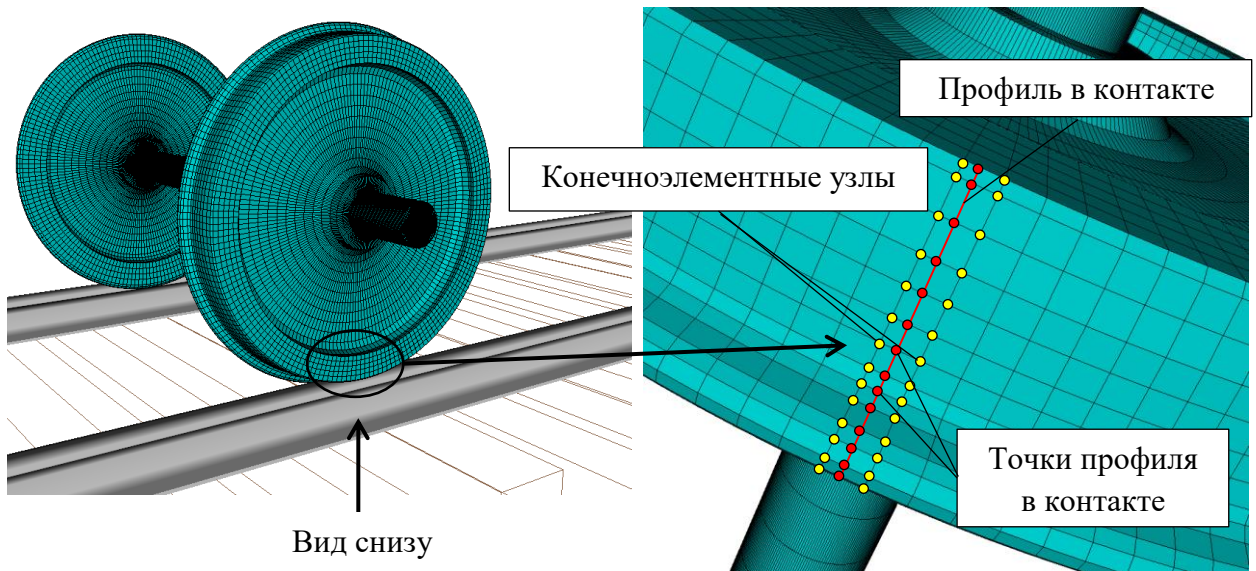


Рис. 1.7. К описанию положения и ориентации профиля упругого колеса

В этом случае кинематика профиля рассчитывается по характеристикам соответствующих точек. Для этого рассмотрим цилиндрическую систему координат (ρ, φ, z) , ось которой совпадает с осью вращения колесной пары. Поскольку КЭ модель создается поворотом плоского сечения с некоторым угловым шагом, в каждом ее сечении есть узлы, задающие профиль колеса, у которых равны координаты ρ и z . Правила создания КЭ модели колесной пары описаны далее в главе 2.

Тогда при повороте колесной пары на угол φ_p упругие перемещения каждой из n точек, определяющих кинематику профиля по правилам п.1.3.2, рассчитываются по двум ближайшим узлам с равными цилиндрическими координатами ρ и z (Рис. 1.8):

$$\delta \mathbf{r}_i = a \delta \mathbf{r}_{i,j} + b \delta \mathbf{r}_{i,j+1}, \text{ где } a = \frac{\varphi_{j+1} - \varphi_p}{\varphi_{j+1} - \varphi_j}, \quad b = \frac{\varphi_p - \varphi_j}{\varphi_{j+1} - \varphi_j}, \quad i=1..n, j=1..m, m - \text{число секторов КЭ}$$

модели колесной пары.

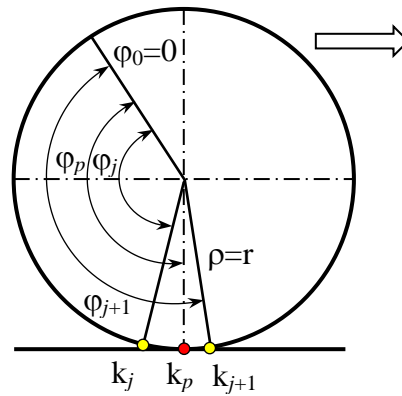


Рис. 1.8. К определению положения точек профиля в цилиндрических координатах

Аналогично рассчитываются упругие слагаемые в выражениях скоростей точек.

1.3.3.1.1. Расчет обобщенных сил

Конечноэлементная модель колесной пары состоит из восьмиузловых шестигранников. Рассмотрим основные идеи, лежащие в основе алгоритма расчета обобщенных сил от силы, приложенной в произвольной точке на грани КЭ данного типа. Попросту говоря, необходимо задать правила, по которым данная сила распределяется по узлам грани, к которой она приложена. После этого обобщенные силы вычисляются с помощью процедур, разработанных ранее для неподвижных нагрузок.

В ПК УМ применяются два способ расчета узловых сил: 1) упрощенный способ, учитывающий только геометрию полигона, к которому прикладывается нагрузка и 2) распределение приложенной силы с применением функций форм конечного элемента.

При использовании упрощенного способа внешняя сила распределяется по узлам в два этапа обратно пропорционально расстояниям от точки её приложения до узлов полигона (Рис. 1.9).

Для описания алгоритма расчета узловых сил с применением функций форм рассмотрим изопараметрическое представление шестигранного конечного элемента. Введем вспомогательную систему безразмерных координат ξ, η, ζ , начало отсчета которой поместим в центр конечного элемента (Рис. 1.10).

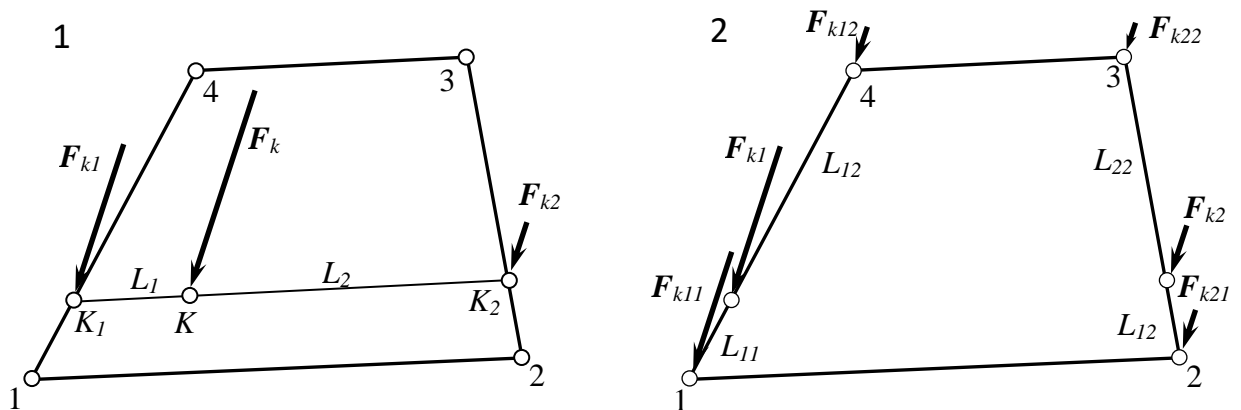


Рис. 1.9. Упрощенный способ расчета узловых сил

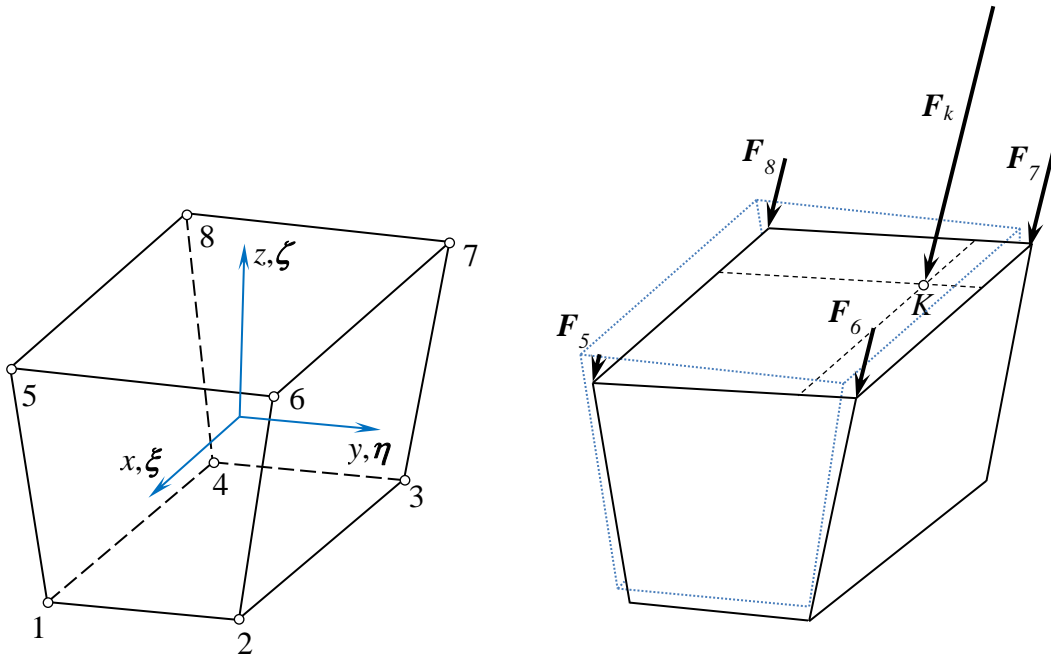


Рис. 1.10. К расчету узловых сил с применением функций формы конечного элемента

Значения безразмерных координат в узлах КЭ равны ± 1 . Обозначим перемещения точек КЭ вдоль осей x, y, z соответственно u, v, w . Тогда поля перемещений задаются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} u(\xi, \eta, \zeta) &= \mathbf{N}(\xi, \eta, \zeta) \mathbf{u}_e, \\ v(\xi, \eta, \zeta) &= \mathbf{N}(\xi, \eta, \zeta) \mathbf{v}_e, \\ w(\xi, \eta, \zeta) &= \mathbf{N}(\xi, \eta, \zeta) \mathbf{w}_e, \end{aligned}$$

где $\mathbf{u}_e = [u_1, \dots, u_8]^T$, $\mathbf{v}_e = [v_1, \dots, v_8]^T$, $\mathbf{w}_e = [w_1, \dots, w_8]^T$, $\mathbf{N} = [N_1, \dots, N_8]$,

$$N_i = 1/8 \cdot (1 + \xi \xi_i)(1 + \eta \eta_i)(1 + \zeta \zeta_i), \quad i=1..8, \text{ например,}$$

$$N_3 = 1/8 \cdot (1 - \xi)(1 + \eta)(1 - \zeta).$$

Узловые силы от силы, приложенной в произвольной точке K , рассчитываются по следующим соотношениям:

$$\mathbf{F}_{ex} = \mathbf{N}^T(\xi_K, \eta_K, \zeta_K) F_{kx},$$

$$\mathbf{F}_{ey} = \mathbf{N}^T(\xi_K, \eta_K, \zeta_K) F_{ky},$$

$$\mathbf{F}_{ez} = \mathbf{N}^T(\xi_K, \eta_K, \zeta_K) F_{kz},$$

где $\mathbf{F}_{ex} = [F_{x1}, \dots, F_{x8}]^T$, $\mathbf{F}_{ey} = [F_{y1}, \dots, F_{y8}]^T$, $\mathbf{F}_{ez} = [F_{z1}, \dots, F_{z8}]^T$, ξ_K, η_K, ζ_K – безразмерные координаты точки K , F_{kx}, F_{ky}, F_{kz} – проекции силы F_k . На Рис. 1.10 не показаны силы, приложенные в узлах 1–4. Они очень малы, но, строго говоря, не равны нулю в общем случае. Алгоритмы расчета безразмерных координат точки K по ее физическим координатам реализованы в ПК УМ.

1.3.3.2. Подход Эйлера

Поясним основные идеи алгоритма, имитирующего подход Эйлера на этапе численного интегрирования уравнений движения. Введем следующие обозначения (Рис. 1.11):

$\Delta \mathbf{r}_k$ – упругое смещение в узле с номером k на предыдущем шаге интегрирования,

$\Delta \mathbf{r}_{k'}$ – упругое смещение в точке, занимаемой узлом k до начала выполнения текущего шага, после поворота колеса на угол $d\alpha$,

$d\alpha = \varepsilon \Delta \alpha$, где $\Delta \alpha$ – угловой шаг создания КЭ сетки, $\varepsilon \in [0, \varepsilon_{\max}]$.

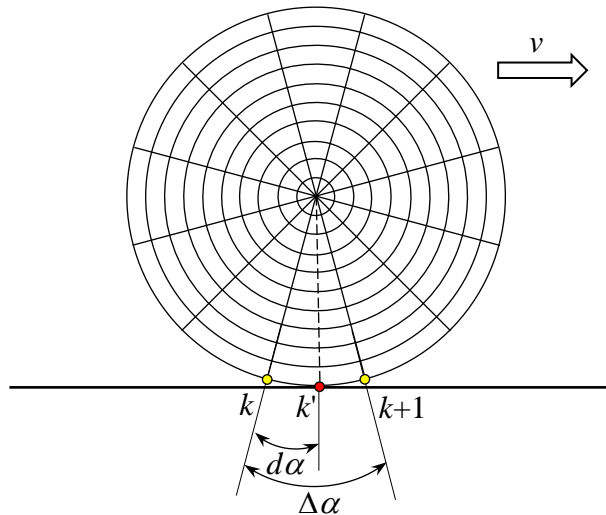


Рис. 1.11. К описанию подхода Эйлера

Суть предлагаемого подхода заключается в том, что упругие перемещения точки k' и упругие слагаемые в выражении её скорости рассчитываются приближенно с использованием кинематических характеристик узлов k , $k+1$ и, возможно, $k+2$. Узлы k , $k+1$ и точка k' лежат на окружности одинакового радиуса. Точнее говоря, в цилиндрической системе координат (ρ, φ, z) их координаты ρ и z равны при отсутствии деформаций колесной пары. Узел $k+1$ назовем следующим узлом по отношению к узлу k , то есть это узел, который займет место предыдущего после поворота колесной пары на угол $\Delta \alpha$.

Упомянутые вычисления выполняются для всех узлов КЭ модели, после чего сетка "поворачивается" обратно на угол $-d\alpha$, а рассчитанные упругие смещения и скорости назначаются соответствующим узлам. Кроме того, выполняются преобразования, обеспечивающие корректность уравнений движения на каждом шаге интегрирования.

Реализованы линейная и квадратичная интерполяции упругих перемещений:

$$\Delta \mathbf{r}_{k'} = a \Delta \mathbf{r}_k + b \Delta \mathbf{A} \Delta \mathbf{r}_{k+1} + c \Delta \mathbf{A}^2 \Delta \mathbf{r}_{k+2},$$

где $\Delta \mathbf{A} = \mathbf{A}_y(\Delta \alpha)$ – матрица поворота вокруг оси вращения на угол $\Delta \alpha$, $\Delta \mathbf{r}_{k+1}$, $\Delta \mathbf{r}_{k+2}$ – упругие смещения следующих узлов.

При линейной интерполяции справедливы следующие соотношения:

$$\varepsilon_{\max} = 1, \quad a = 1 - \varepsilon, \quad b = \varepsilon, \quad c = 0;$$

при квадратичной:

$$\varepsilon_{\max} = 2, a = 1 - 1.5\varepsilon + 0.5\varepsilon^2, b = 2\varepsilon - \varepsilon^2, c = -0.5\varepsilon + 0.5\varepsilon^2.$$

Заметим, что в обоих случаях коэффициенты в заданных интервалах по модулю не превосходят единицы, что важно для устойчивости метода интегрирования.

Совокупность предлагаемых подходов и методов, предназначенных для моделирования динамики упругих колесных пар, реализована в программном модуле **UM Flexible Wheel Set**. В следующих разделах данной главы будут последовательно рассмотрены все аспекты подготовки моделей, проведения исследований и анализа их результатов с применением данного модуля.

1.4. Подготовка данных динамической модели упругой колесной пары

Алгоритм создания динамической модели упругого тела описан в главе 11 Руководства пользователя УМ. Подготовка данных для упругой колесной пары полностью соответствует указанному алгоритму при выполнении нескольких дополнительных требований и рекомендаций. Опишем эти требования в следующем разделе.

1.4.1. Подготовка конечно-элементной модели

Конечно-элементная модель упругой колесной пары (Рис. 1.12) должна быть создана путем поворота половины ее сечения вокруг оси вращения Y с некоторым постоянным угловым шагом. Если данное требование не удовлетворено, модель считается некорректной. Соответствующее сообщение выводится на экран после добавления упругой подсистемы (см. пункт 1.5.1).

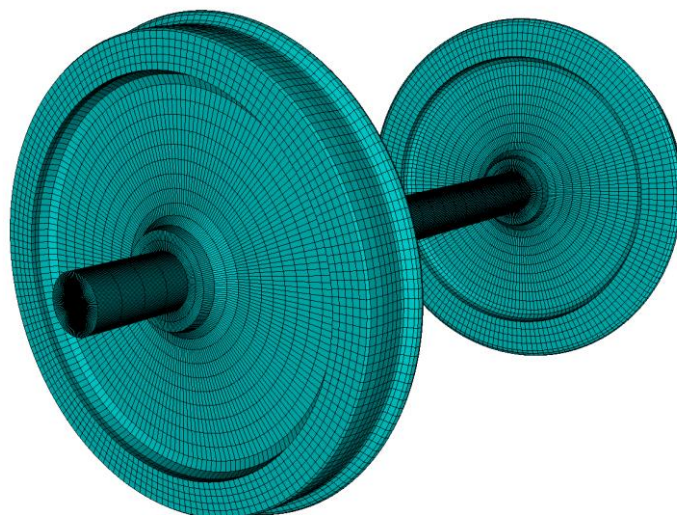


Рис. 1.12. Конечно-элементная модель упругой колесной пары автотрисы АС4

Рассмотрим основные этапы создания модели. Вначале описывается геометрия половины сечения колесной пары в программе конечно-элементного анализа и создается

плоская сетка (Рис. 1.13). При этом особое внимание следует уделить заданию профиля колеса.

В точке K , задающей круг катания колеса, должен быть узел. Его положение определяется радиусом круга катания r и полубазой колесной пары $L/2$ (см. пункт 8.2.3.5 "Геометрия колесной пары" Главы 8 Руководства пользователя).

Точка K является началом отсчета системы координат, в которой описывается профиль колеса с помощью редактора кривых УМ. Он будет использоваться для моделирования динамики в программе **UMSimul.exe** (Рис. 1.13).

После совмещения начала координат профиля с точкой K на линии профиля должны располагаться граничные узлы. В крайнем случае, они должны быть близки к профилю. Под близостью здесь понимается малое расстояние от узлов профиля КЭ модели до линии профиля, заданной в редакторе кривых, при совмещении начала отсчета СК профиля с точкой K .

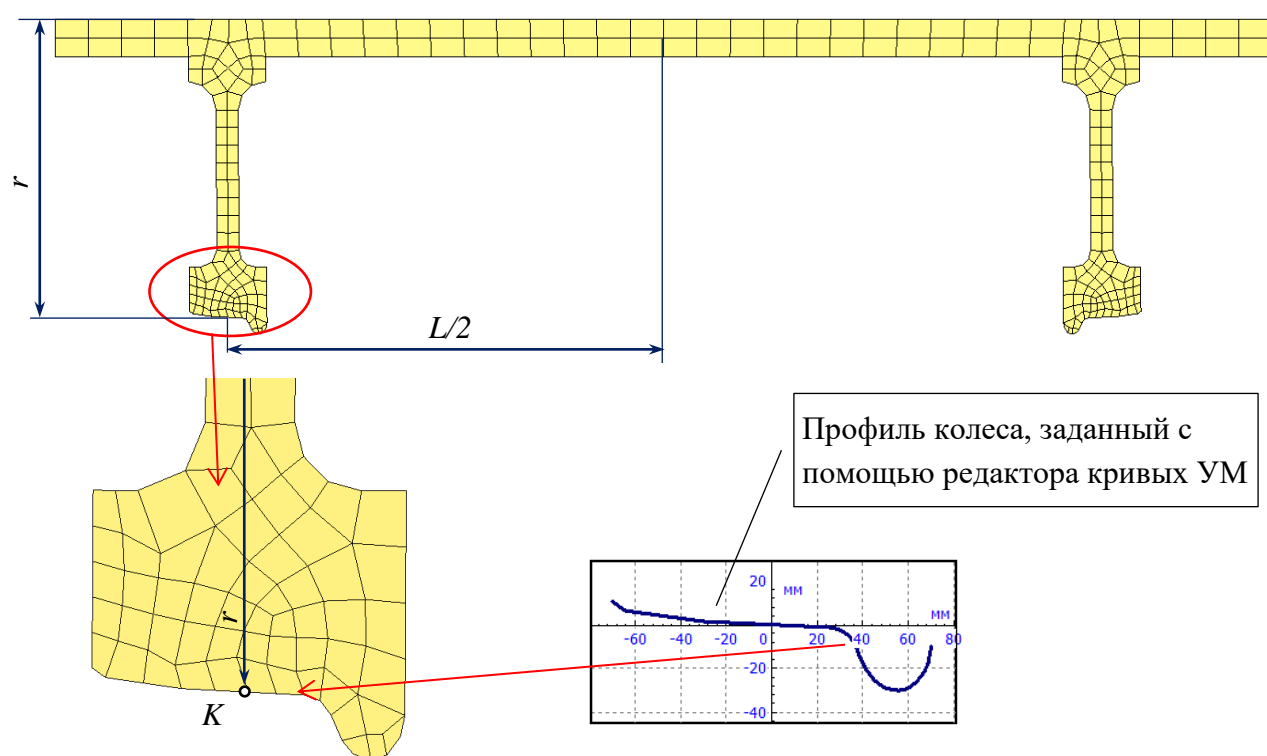


Рис. 1.13. Конечно-элементная сетка половины сечения колесной пары

Трехмерная КЭ модель колесной пары создается путем поворота плоской сетки на 360° с некоторым угловым шагом. Шаг поворота следует выбирать таким, чтобы обеспечить гладкость поверхности качения. Например, КЭ модель, представленная на Рис. 1.12, создана с шагом 2° .

Например, после создания плоской сетки в программе ANSYS описанные действия реализуются следующими командами APDL.

```
ESIZE, SIZE, NDIV
```

(пункт меню *Main Menu*>*Preprocessor*>*Meshing*>*Size Cntrl*s>*ManualSize*>*Global*>*Size*)

```
VROTAT, NA1, NA2, NA3, NA4, NA5, NA6, PAX1, PAX2, ARC, NSEG
```

(пункт меню *Main Menu*>*Preprocessor*>*Modeling*>*Operate*>*Extrude*>*Areas*>*About Axis*)

Подробное описание данных команд можно найти в системе помощи ANSYS.

Перед выполнением команды VROTAT в список типов конечных элементов необходимо добавить тип SOLID185 (пункт меню *Main Menu>Preprocessor>Element type>Add/Edit/Delete*). После создания трехмерной модели, плоские элементы следует удалить.

Подготовка КЭ модели колесной пары в других программах выполняется похожими действиями, описание которых можно найти в системах помощи.

Ещё одним требованием к модели является наличие вертикального сечения при нулевых значениях координат колесной пары (Рис. 1.14). Оно автоматически удовлетворяется, если вращаемое сечение задается в плоскости XZ.

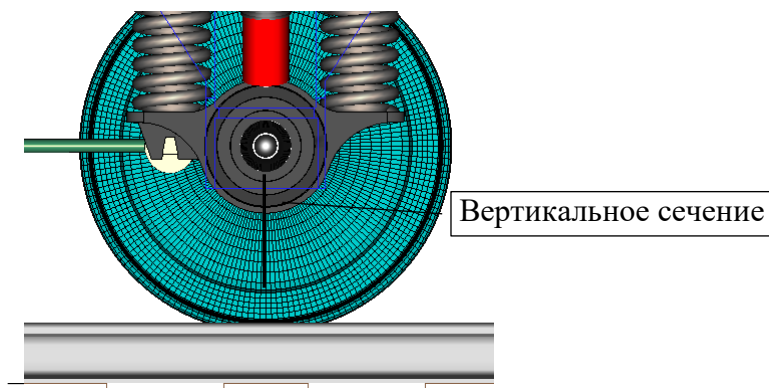


Рис. 1.14. Вертикальное сечение конечно-элементной модели упругой колесной пары при нулевом угле поворота вокруг горизонтальной оси Y

1.5. Добавление упругой колесной пары

В данном разделе показано добавление упругой колесной пары к модели рельсового экипажа. Общие правила работы продемонстрированы на примере модели автомотрисы АС4, которая входит в список примеров, поставляемых с ПК УМ. Её создание описано в руководстве "Начинаем работать", файл [gs_um_loco](#).

Переднюю абсолютно твердую колесную пару АС4 заменим упругой (Рис. 1.15) и рассчитаем динамические радиальные напряжения в нескольких узлах-датчиках.

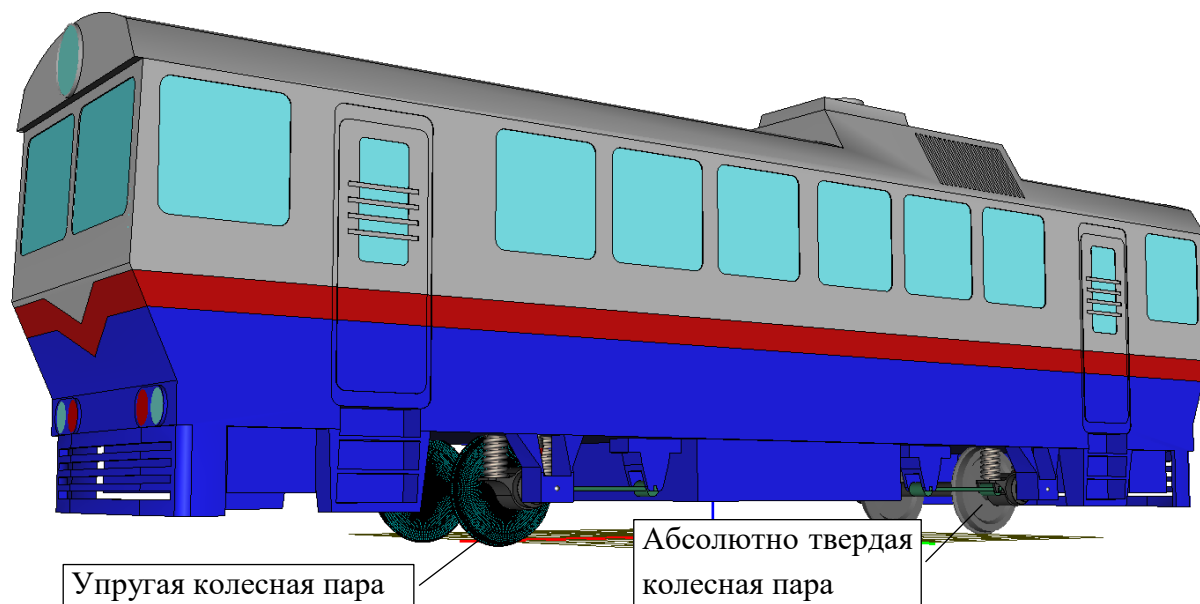



Рис. 1.15. Модель автомотрисы АС4 с упругой передней колесной парой

1.5.1. Добавление внешней упругой подсистемы

Вначале рассмотрим добавление упругой колесной пары при создании новой модели железнодорожного экипажа. Для этого необходимо выполнить следующие действия (Рис. 1.16):

- перейти на ветку **Подсистемы** в списке элементов модели;
- добавить новую подсистему кнопкой .
- выбрать тип подсистемы **Колёсная пара**;
- выбрать **Тип колесной пары Упругая колесная пара**;
- нажать кнопку **Редактировать** и в открывшемся новом окне **Конструктора объекта** описать модель упругой колесной пары (Рис. 1.17).

В самом простом случае она содержит только упругую подсистему, подготовленную в соответствии с п. 1.4.1. Однако никаких ограничений на содержание других элементов нет. По сути, к модели железнодорожного экипажа добавляется *включенная* подсистема, обязательным элементом которой должна быть *упругая* подсистема, моделирующая собственно колесную пару. Эта подсистема *должна быть первой* в списке подсистем добавляемой включенной подсистемы.

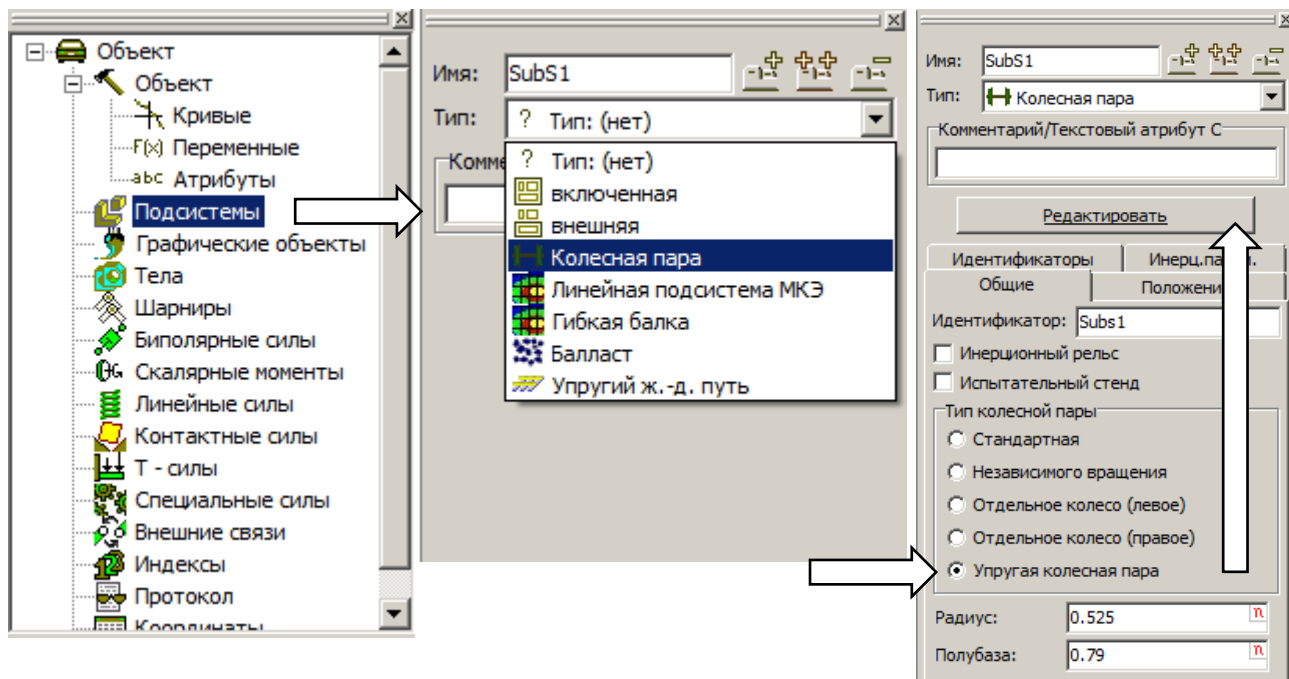


Рис. 1.16. Добавление упругой колесной пары

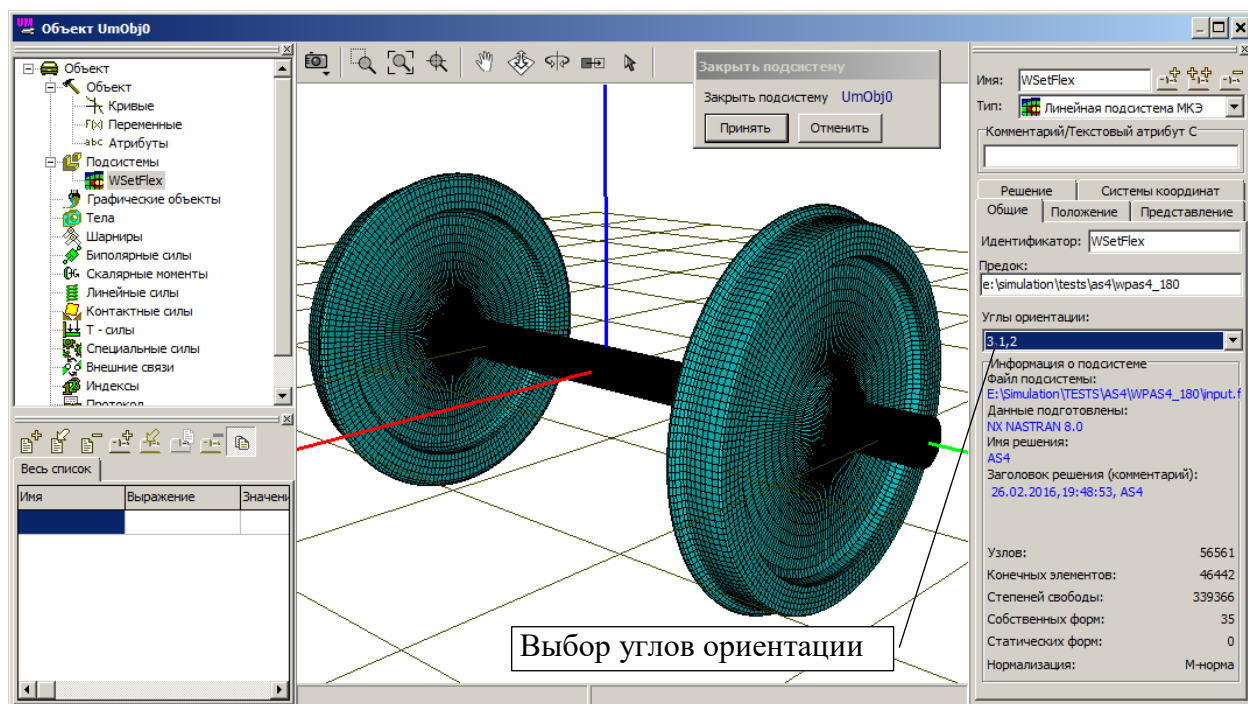


Рис. 1.17. Модель упругой колесной пары в режиме добавления включенной подсистемы после нажатия кнопки **Редактировать**

Если упругая подсистема не удовлетворяет требованиям, упомянутым в пункте 1.4.1, на экран будет выведено сообщение, показанное на Рис. 1.18, и будет предложено удалить ее. Пользователь может не удалять загруженную подсистему и продолжить разработку модели железнодорожного экипажа. Однако в окончательной версии модели объекта

некорректно подготовленная упругая колесная пара должна быть заменена подсистемой, разработанной в соответствии с требованиями. В противном случае модель объекта не может быть загружена в программе **UM Simulation**.

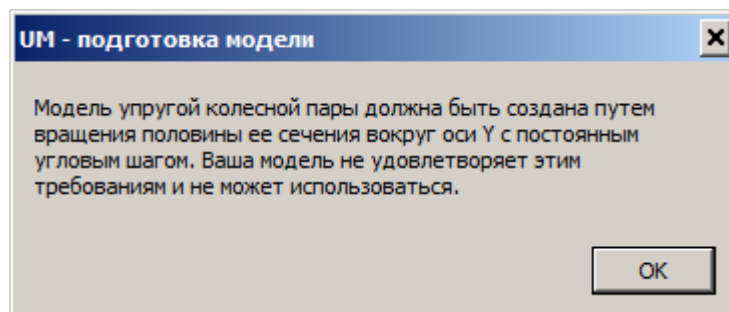


Рис. 1.18.

Пользователь может протестировать модель упругой колесной пары, включенной в модель железнодорожного экипажа, выбрав ветвь **Протокол** в **Дереве объекта**. Сообщение о некорректности колёсной пары появляется на панели **Инспектора объекта**, расположенной, как правило, в правой части **Конструктора объекта** (Рис. 1.19).

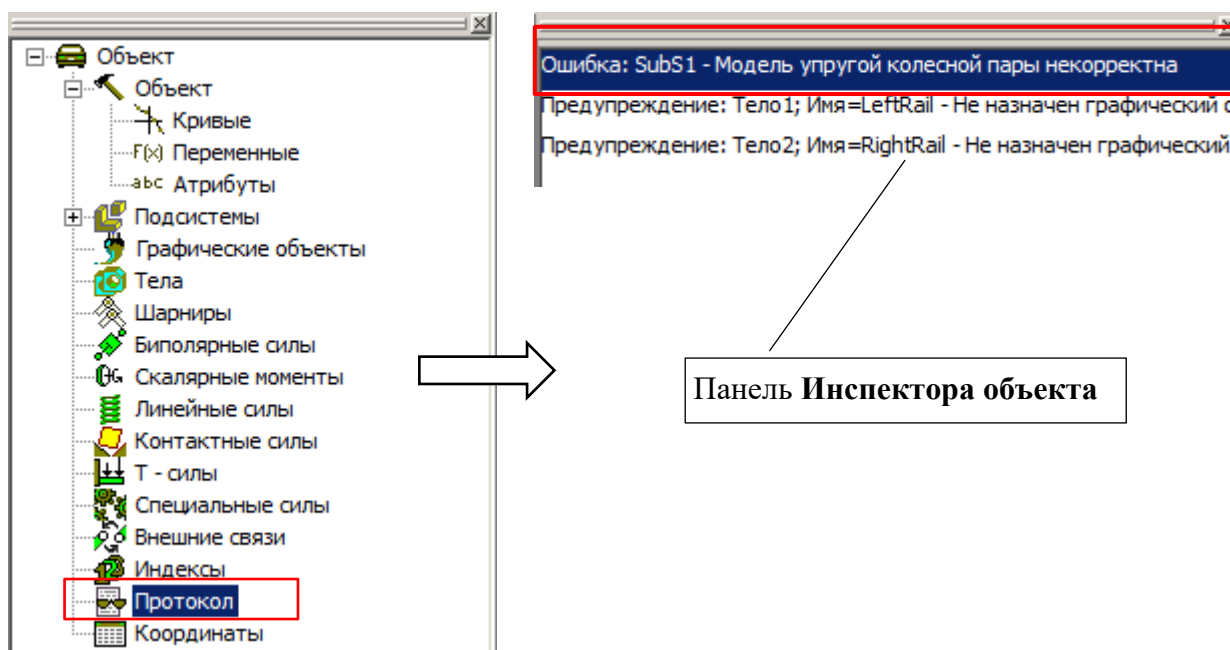


Рис. 1.19. Результаты тестирования объекта с некорректной моделью упругой колесной пары.

Согласно методике, изложенной в [Главе 11](#), для упругой подсистемы автоматически вводятся одно тело и один шарнир **6 степеней свободы**, которые не отображаются в списке элементов объекта. Важным требованием для упругой колесной пары является выбор последовательности углов ориентации (3,1,2), соответствующей принятой нумерации степеней свободы (см. Рис. 1.1).

Напомним, что модель стандартной колесной пары содержит два тела: базовое тело *WSet*, имеющее пять степеней свободы, и гиростат *WSetRotat* с единственной вращательной степенью свободы вокруг оси вращения колесной пары (см. п. 8.2.3.2).

Главы 8 "Стандартная колесная пара"). Такой подход позволяет прикреплять силовые элементы, например пружины, к телу *WSet*, то есть моделировать взаимодействия непосредственно с колесной парой. Для упругой колесной пары необходимо вводить промежуточные тела, моделирующие буксы, и прикреплять силовые элементы к ним.

После окончания редактирования подсистемы следует нажать кнопку **Принять** чтобы сохранить внесенные изменения.


Создадим модель железнодорожного экипажа с упругой колесной парой, заменив переднюю абсолютно твердую колесную пару автотрисы AC4 на упругую.

Скачайте архив um_samples_fws.zip с сайта www.universalmechanism.com. Данный архив содержит каталог **AS4FlexWSet**, включающий готовую модель автотрисы AC4 с упругой колесной парой. Ее можно использовать для быстрого знакомства с правилами создания подобных моделей, а также для сравнения с результатами моделирования, которые будут получены согласно данному руководству.

Каталог подсистемы "Упругая колесная пара" с именем **FlexSSWSetAS4**, расположен внутри каталога **AS4FlexWSet**.

После распаковки архива скопируйте каталог {Каталог распаковки}\AS4FlexWSet\FlexSSWSetAS4 в папку **Flex** каталога примеров УМ. Здесь {Каталог распаковки} – это каталог, в который распакован архив после скачивания.

Таким образом, в итоге модель упругой колесной пары вы можете скачать по адресу: www.universalmechanism.com/download/samples/um_samples_fws.zip.

Перейдем к созданию модели автотрисы. Загрузим модель AC4 из каталога {Данные УМ}\SAMPLES\Rail Vehicles\ac4 (Рис. 1.20) и сохраним её в рабочей каталог создаваемой модели (Рис. 1.21), нажав кнопку  на панели инструментов. Назовем новую модель мотрисы **AS4FlexWSet**.

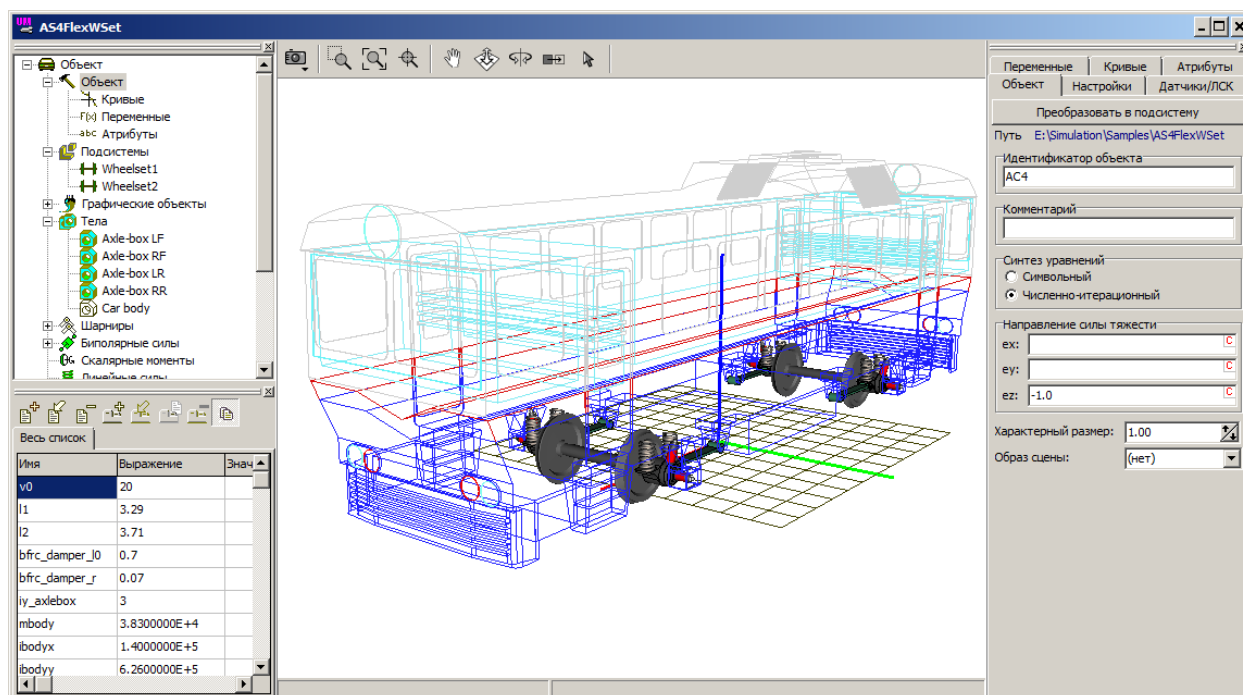


Рис. 1.20. Модель автотрисы AC4 из набора примеров, поставляемых с ПК УМ

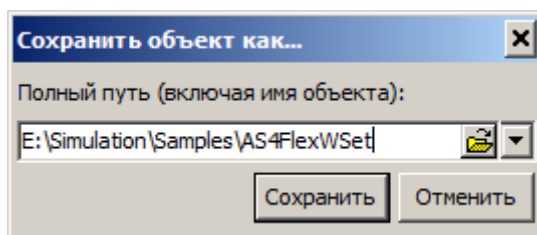



Рис. 1.21. Запись модели AC4 в другой каталог для последующего редактирования

Выберем переднюю колесную пару **Wheelset1** в списке подсистем объекта, изменим ее тип на **Упругая колесная пара** и начнем ее редактирование, нажав кнопку **Редактировать**. В открывшемся окне **Конструктора объекта** перейдем на ветку **Подсистемы** в списке элементов, добавим новую подсистему кнопкой , выберем тип подсистемы **Линейная подсистема МКЭ** и загрузим её из каталога (Рис. 1.22). Зададим имя подсистемы, например, **FlexWSet**.

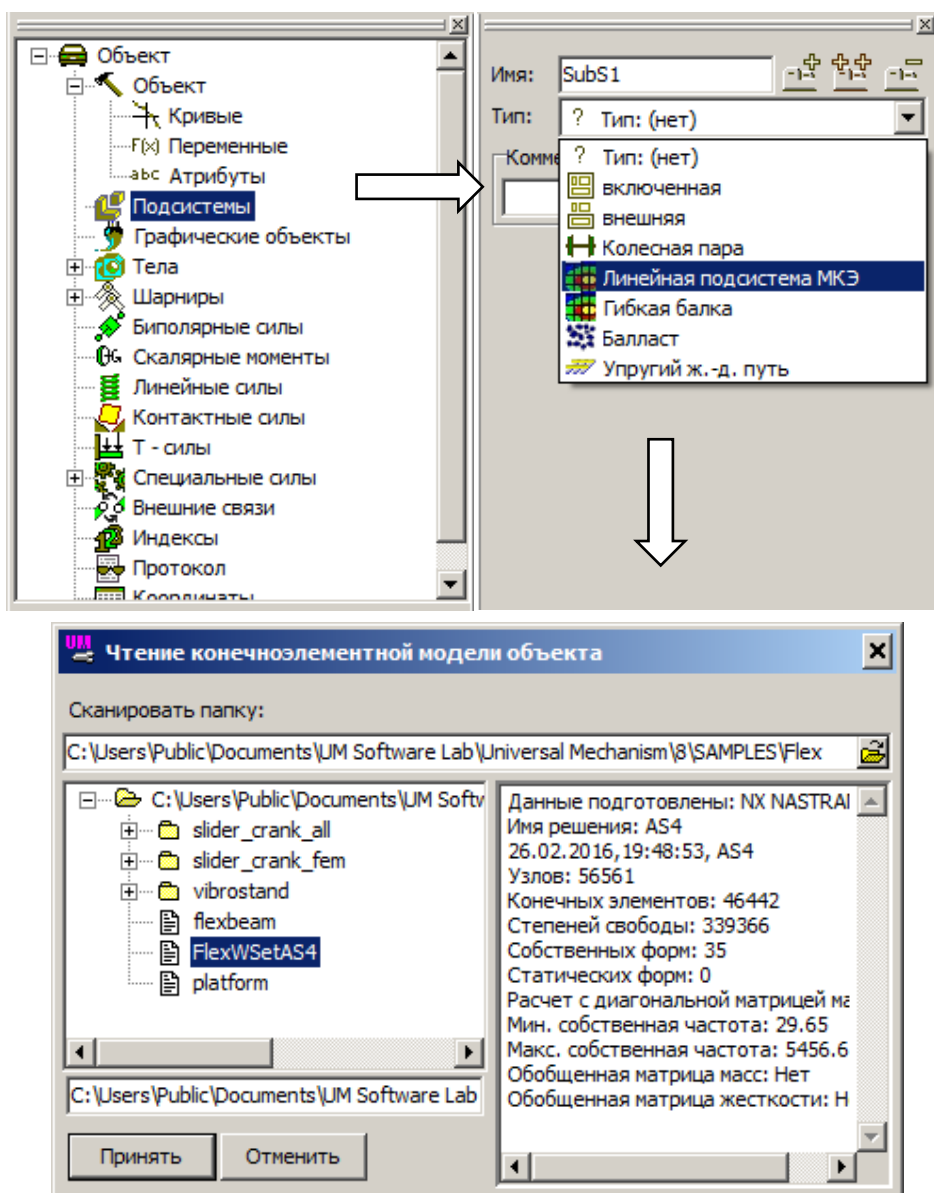




Рис. 1.22. Добавление упругой колесной пары

1.5.2. Ввод вспомогательных систем координат

Для анализа радиальных напряжений колеса введем вспомогательные системы координат, относительно которых будут рассчитываться напряжения. Выберем узлы-датчики на окружности радиусом 0.3756 метра с угловым шагом 30° . Нулевое значение угла соответствует вертикальному радиусу, направленному от оси вращения колесной пары вниз. Введем системы координат таким образом, чтобы радиальному направлению соответствовала ось Z , направленная от обода к оси вращения колеса, касательному направлению к окружности – ось X , а ось Y вспомогательной СК была бы параллельна оси Y локальной СК подсистемы. Каждая вспомогательная СК задается началом отсчета и тремя углами поворота относительно локальной СК подсистемы. При этом удобен визуальный способ описания вспомогательной СК с последующей корректировкой углов ориентации.

Выберем закладку **Системы координат** на форме упругой подсистемы. Нажмём кнопку  и в анимационном окне последовательно выберем мышью узлы, задающие начало отсчета, ось X и плоскость XY системы координат. Заметим, что визуальный выбор узлов возможен только при нажатой кнопке  анимационного окна – необходимо проконтролировать ее состояние. После выбора узлов, показанных на Рис. 1.23, поля формы заполняются значениями, показанными на Рис. 1.24 слева. Зададим добавленной системе координат имя **СК0**, и отредактируем поля группы **Ориентация** так, как показано на Рис. 1.24 справа.

Аналогично введем одиннадцать оставшихся систем координат. Их имена, координаты начала отсчета и значения угла поворота вокруг оси Y приведены в таблице 1.1. Два других поворота нулевые. Введенные системы координат показаны на Рис. 1.25.

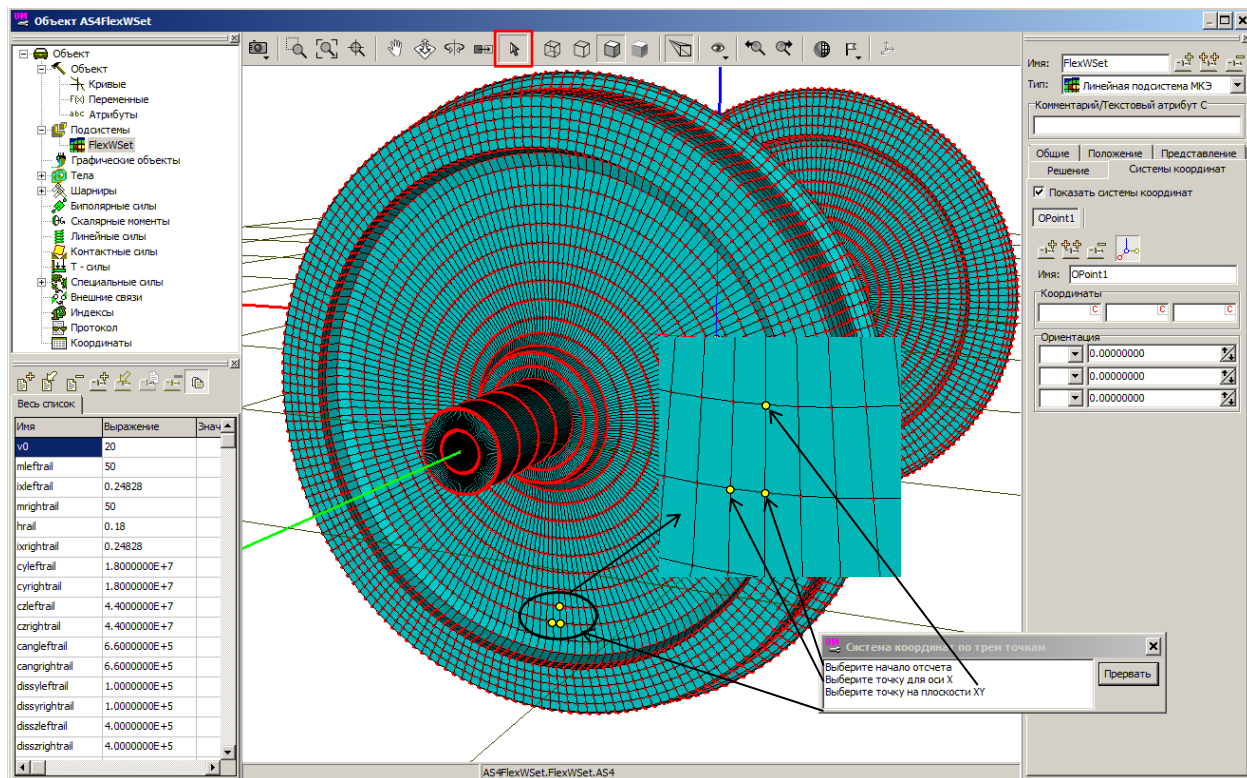


Рис. 1.23. Визуальный ввод вспомогательной системы координат для упругой подсистемы

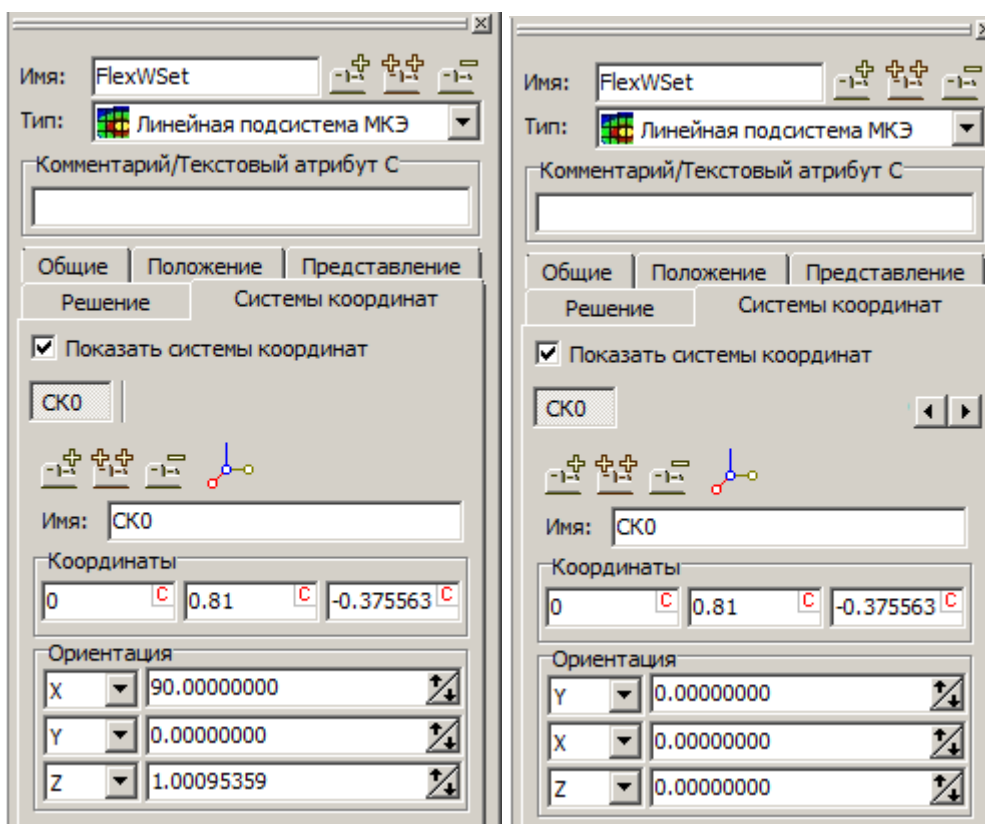


Рис. 1.24. Редактирование ориентации вспомогательной системы координат для упругой подсистемы: слева состояние после визуального ввода, справа – после редактирования

Таблица 1.1

Вспомогательные системы координат упругой колесной пары FlexWSet

№	Имя	Номер узла	X	Y	Z	Φ _y
1	СК0	14372	0.0000	0.8100	-0.3756	0
2	СК30	16742	-0.1878	0.8100	-0.3252	30
3	СК60	19112	-0.3252	0.8100	-0.1878	60
4	СК90	21482	-0.3756	0.8100	0.0000	90
5	СК120	23852	-0.3252	0.8100	0.1878	120
6	СК150	26222	-0.1878	0.8100	0.3252	150
7	СК180	55	0.0000	0.8100	0.3756	180
8	СК210	2522	0.1878	0.8100	0.3252	-150
9	СК240	4892	0.3252	0.8100	0.1878	-120
10	СК270	7262	0.3756	0.8100	0.0000	-90
11	СК300	9632	0.3252	0.8100	-0.1878	-60
12	СК330	12002	0.1878	0.8100	-0.3252	-30

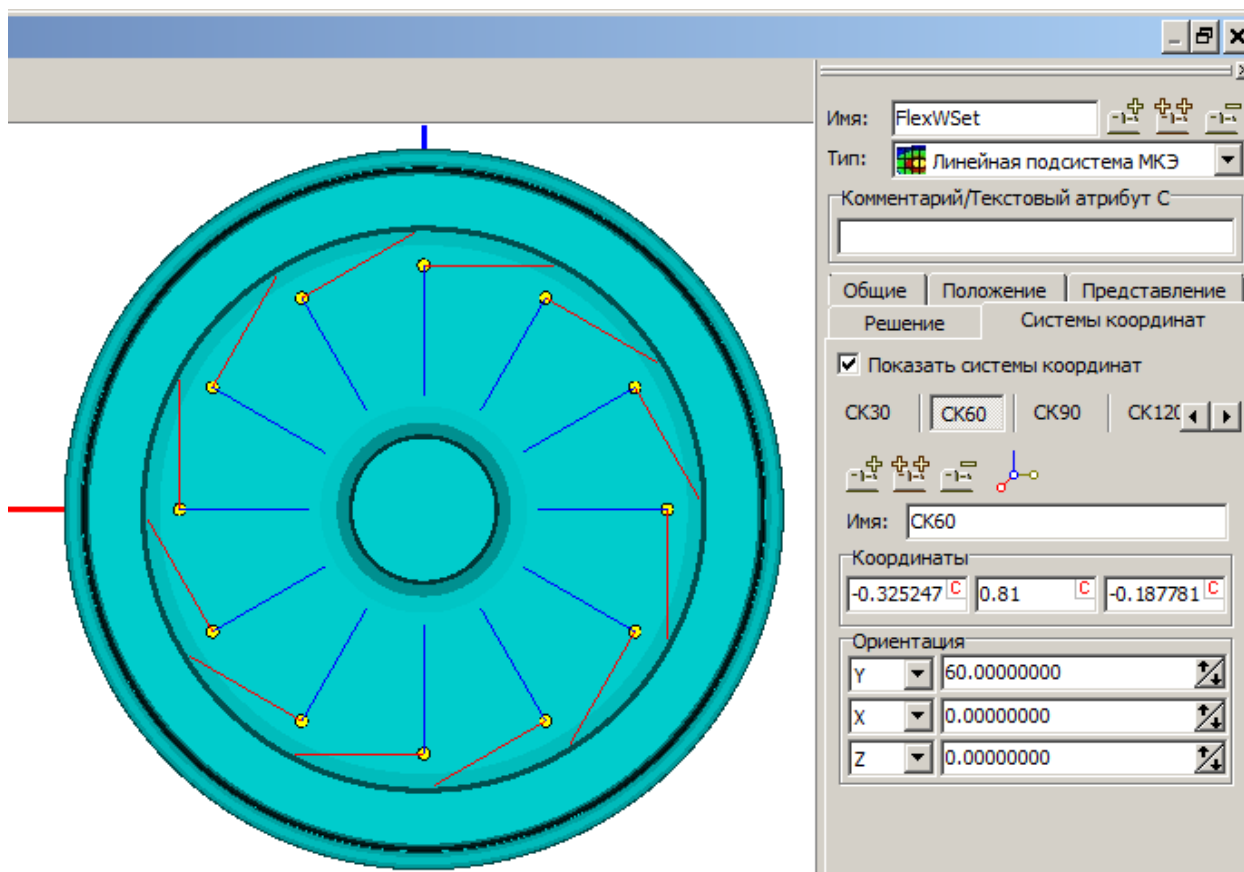


Рис. 1.25. Отображение введенных систем координат в анимационном окне

1.5.3. Редактирование модели АС4 после добавление упругой колесной пары

После замены стандартной колесной пары на упругую описание вращательных шарниров, связывающих колесную пару с буксами, становится неполным, поскольку

первое тело шарнира не задано (Рис. 1.26 слева). Рассмотрим для примера левую буксу. В исходной модели АС4 вращательный шарнир **jAxle-box LF** был единственным шарниром, введенным для левой буксы. Он задавал путь от буксы через стандартную колесную пару к базовому телу **Base0** в кинематическом графе модели (см. главу 2 Руководства, п. 2.3.1 "Связность системы и понятие шарнира").

По сути, изменение типа колесной пары означает удаление *включенной* подсистемы **Стандартная** колесная пара и добавление подсистемы **Упругая колесная пара**, включающей *внешнюю* подсистему типа **Линейная подсистема МКЭ**, с которой и должны быть связаны буксы вращательным шарниром. В этом случае путь от буксы к базе через внешнюю подсистему не может быть построен автоматически. То есть программа "не видит" буксу. Поэтому одного выбора тела **AS4FlexWSet.FlexWSet.AS4** в качестве первого тела вращательных шарниров **jAxle-box LF** (Рис. 1.26 справа) и **jWSet_Axle-box RF** оказывается недостаточным для корректного описания кинематики автотрисы. Для каждой буксы необходимо дополнительно задать шарниры **6 степеней свободы** связывающие их с базой (Рис. 1.27). Координаты шарнирных точек в локальных СК букс (0,0,0).

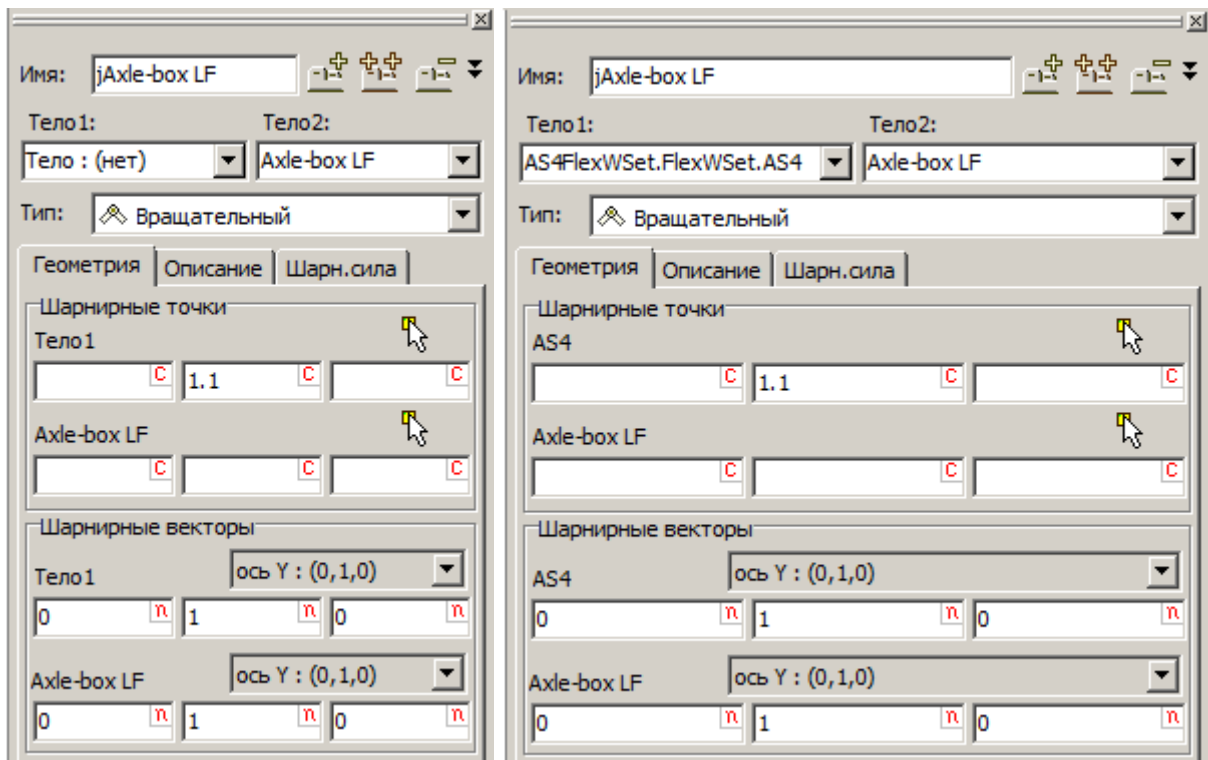


Рис. 1.26. Редактирование вращательного шарнира, связывающего упругую колесную пару и левую буксу

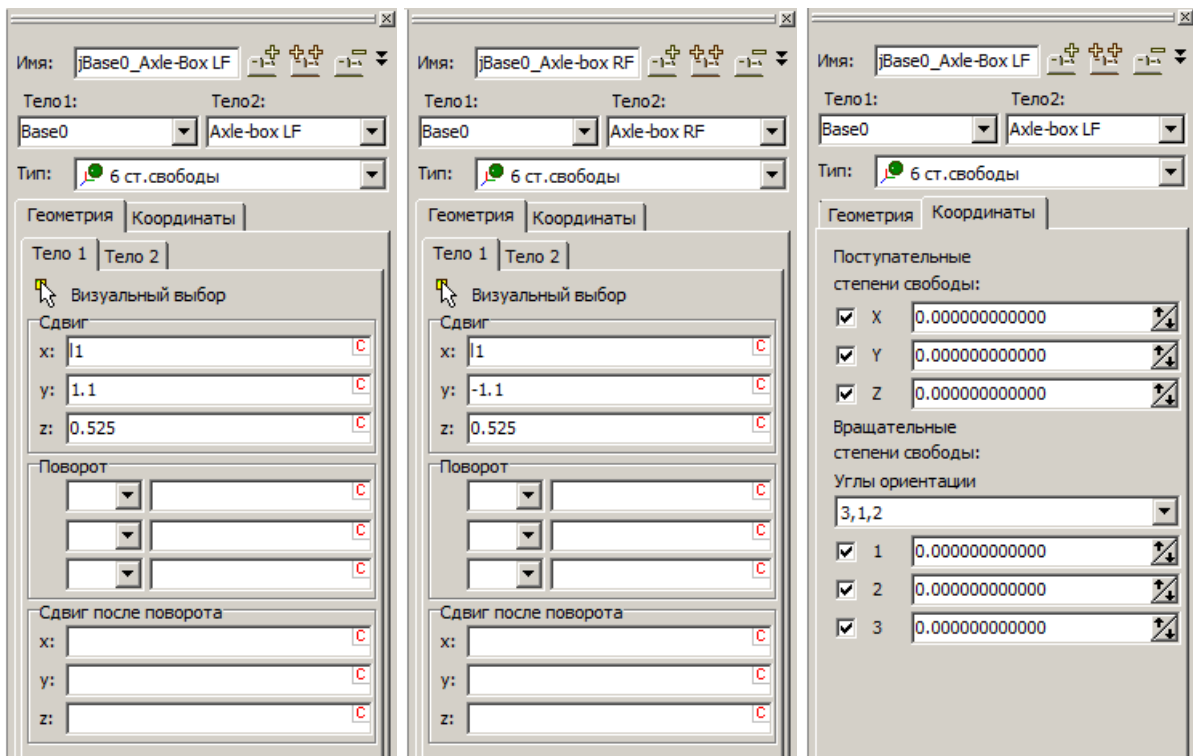


Рис. 1.27. Добавление шарниров **6 степеней свободы** тел **Axle-box LF** и **Axle-box RF**

Создание модели автомотрисы АС4 с упругой колесной парой завершено. Сохраним изменения и перейдем к моделированию.

1.6. Моделирование динамики упругой колесной пары

Инструменты подготовки и задания параметров моделирования динамики рельсовых экипажей описаны в п. 8.5 [Главы 8](#) "Моделирование динамики железнодорожных экипажей". При наличии в составе модели объекта упругих колесных пар на закладку **Колесо-рельс Инспектора моделирования** добавляется закладка **Упругие КП**, с помощью которой можно выбрать подход к моделированию, соответствующий описанию, представленному в пп. 1.3.3.1, 1.3.3.2, а также порядок интерполяции для подхода Эйлера (Рис. 1.28).

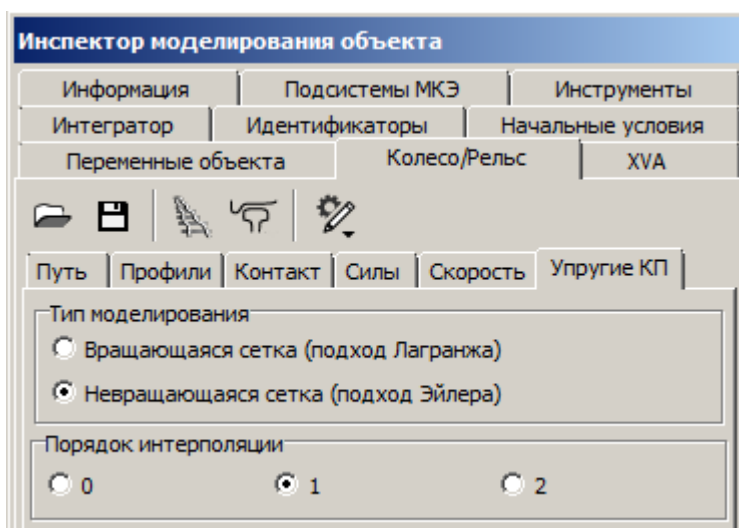


Рис. 1.28. Закладка **Упругие КП** Инспектора моделирования объекта

1.6.1. Мастер переменных

Динамика упругих колесных пар исследуется с помощью переменных, которые создаются на закладке **Упругая колесная пара Мастера переменных** (Рис. 1.31). Упругие колесные пары представлены простым списком, не имеющим иерархической структуры дерева. Наименование каждого элемента данного списка формируется по следующему правилу:

$Имя\ элемента = 'Колесная\ пара\ '+Индекс\ колесной\ пары+' ('+Имя\ подсистемы+')'$,
где *Индекс колесной пары* – индекс колесной пары в составе одиночного экипажа или поезда, учитывающий все колесные пары независимо от их типа, *Имя подсистемы* – имя подсистемы **Колесная пара**, заданное в программе ввода.

Поле **Датчик** содержит узел, выбранный для анализа с помощью кнопки выбора или контекстного меню. Форма выбора узла-датчика представлена на Рис. 1.32.

Возможны следующие виды анализа:

- Кинематика;
- Напряжения;
- Раскрашивание.

Каждому виду анализа соответствует одноименная закладка на форме.

Опишем назначение, порядок создания и использования переменных.

Кинематика.

С помощью элементов данной вкладки создаются переменные для расчета упругих кинематических характеристик узлов: перемещений, скоростей и ускорений, возникающих в результате упругих деформаций:

$$\mathbf{r}_{kf} = \mathbf{H}_k \mathbf{w}, \mathbf{v}_{kf} = \mathbf{H}_k \dot{\mathbf{w}}, \mathbf{a}_{kf} = \mathbf{H}_k \ddot{\mathbf{w}},$$

где k – индекс узла, f означает упругую составляющую значения. То есть движение колесной пары как абсолютно твердого тела не учитывается.

Переменная задается следующими параметрами (Рис. 1.28):

- типом;
- компонентой;
- подходом к расчету;
- системой координат, относительно которой будет рассчитываться значение.

Список систем координат включает элементы "Локальная СК подсистемы", "Цилиндрическая" и все вспомогательные системы координат, введенные для подсистемы в программе ввода (п. 1.5.2).

При расчете относительно цилиндрической СК компоненты соответствуют следующим направлениям: X – окружное, Y – поперечное, совпадающее с осью Y локальной СК, Z – радиальное (Рис. 1.30).

Поясним настройку **Подход к расчету**. Она может принимать два значения: **Лагранж** и **Эйлер**.

Свяжем с колесной парой промежуточную систему координат $x_c y_c z_c$. Ориентация данной СК_c относительно глобальной СК определяется углами поворотов вокруг осей Z и X (первый и второй углы в последовательности поворотов (3,1,2) колесной пары), угол поворота вокруг Y равен нулю (третий угол последовательности). То есть промежуточная СК движется вместе с колесной парой, но не поворачивается вокруг оси вращения Y .

Предположим, что в начальный момент времени $t = 0$ исследуемый узел находился в точке K_0 , а в данный момент времени, после поворота колеса на угол α , находится в точке K_α . Если применяется подход Лагранжа, характеристика рассчитывается в точке K_α , если подход Эйлера – в точке K_0 , координаты которой постоянны в промежуточной СК_c. Другими словами, мы наблюдаем за материальной точкой колеса в случае подхода Лагранжа и за точкой области пространства, движущегося вместе с колесом – при подходе Эйлера.

Заметим, что следует различать настройки **Подход к расчету** переменной и **Тип моделирования**, задаваемый в **Инспекторе моделирования** (Рис. 1.28) и определяющий методы формирования и интегрирования уравнений движения. Эти настройки задаются независимо. Их сочетание определяет метод расчета переменной: либо с использованием модальной матрицы узла-датчика, либо путем интерполирования значений в ближайших узлах к точке K_0 в данный момент времени. Все возможные варианты приведены в таблице Таблица 1.2.

Таблица 1.2

Метод расчета переменных в зависимости от настроек

Тип моделирования	Подход к расчету	Метод расчета переменной
-------------------	------------------	--------------------------

Лагранж	Лагранж	Матрица узла
Лагранж	Эйлер	Интерполирование
Эйлер	Лагранж	Интерполирование
Эйлер	Эйлер	Матрица узла

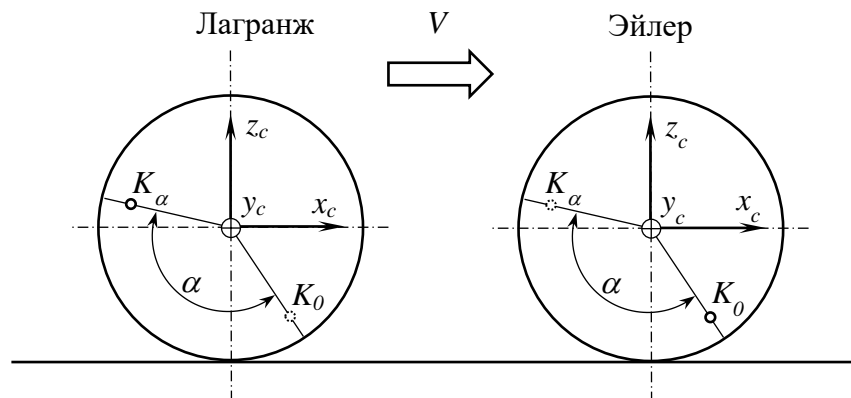


Рис. 1.29. Пояснение настройки **Подход к расчету переменной**

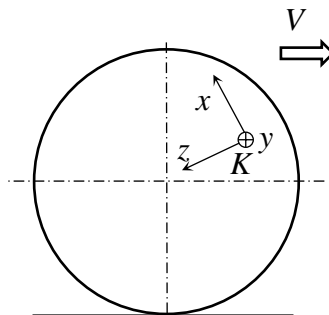


Рис. 1.30. Компоненты кинематических характеристик узла K .

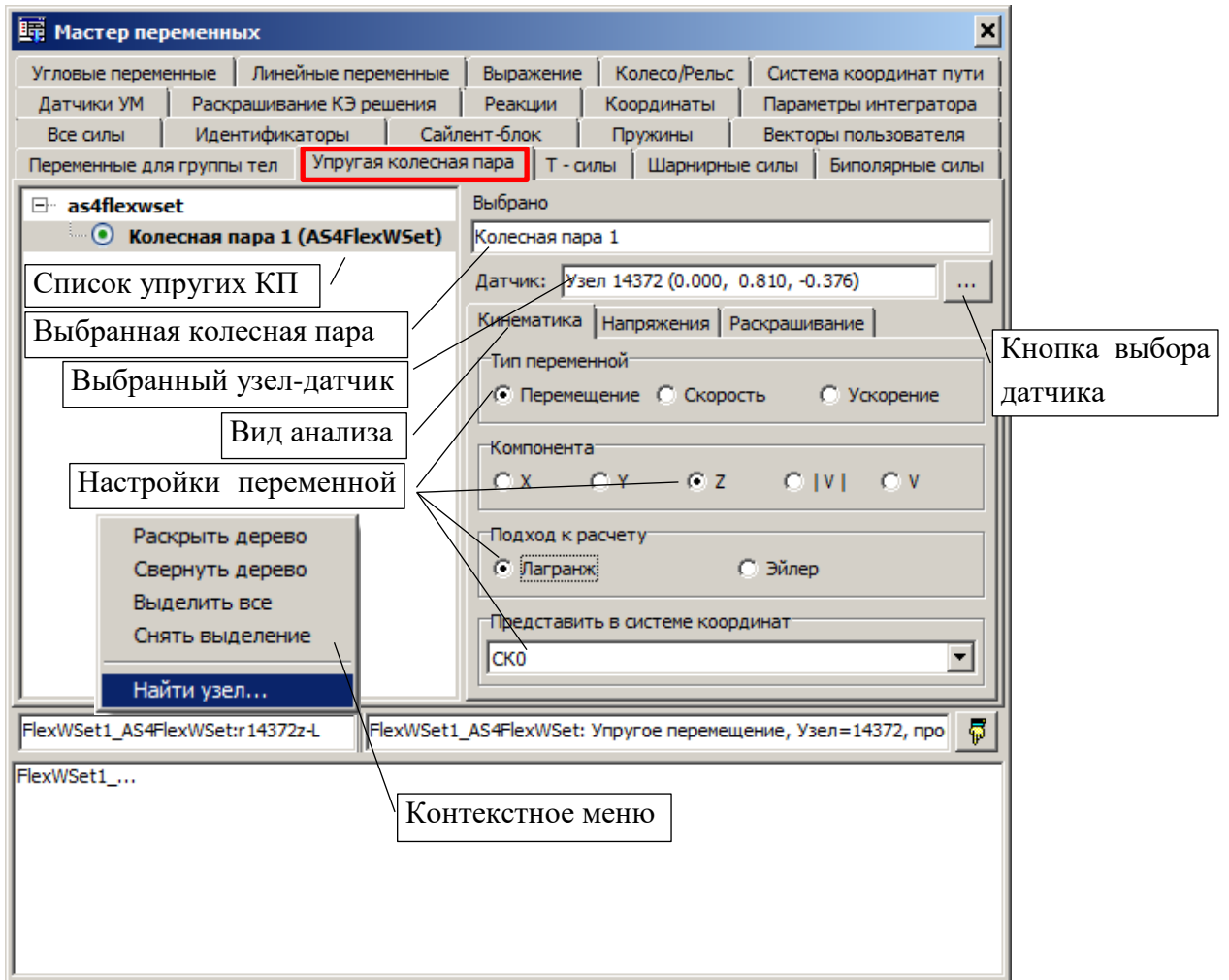


Рис. 1.31. Закладка Упругая колесная пара Мастера переменных

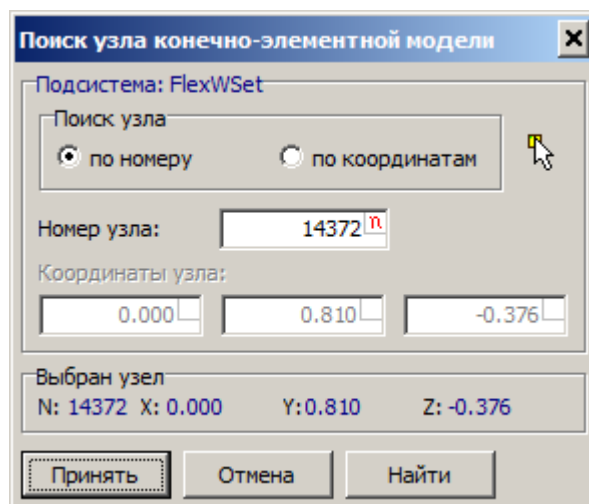


Рис. 1.32. Форма поиска узла

Идентификатор переменной формируется по следующему правилу:
 Идентификатор = 'FlexWSet' + индекс колесной пары + '_' + имя подсистемы + ':' + тип переменной + номер узла-датчика + компонента+'-' + подход к расчету. Например,
FlexWSet1_AS4FlexWSet:r14372z-L.

Возможные обозначения типа переменной: r – перемещение, v – скорость, a – ускорение; обозначения подхода к расчету: L – Лагранж, E – Эйлер.

Комментарий к переменной дополнительно содержит информацию о системе координат, относительно которой рассчитывается значение, например:

FlexWSet1_AS4FlexWSet: Упругое перемещение, Узел=14372, проекция Z(Lagrange), относительно СК "Локальная СК подсистемы".

Напряжения.

С помощью элементов данной вкладки создаются переменные для расчета напряжений после выбора следующих параметров (Рис. 1.33):

- группы элементов;
- компоненты;
- подхода к расчету;
- системы координат, относительно которой будет рассчитываться значение.

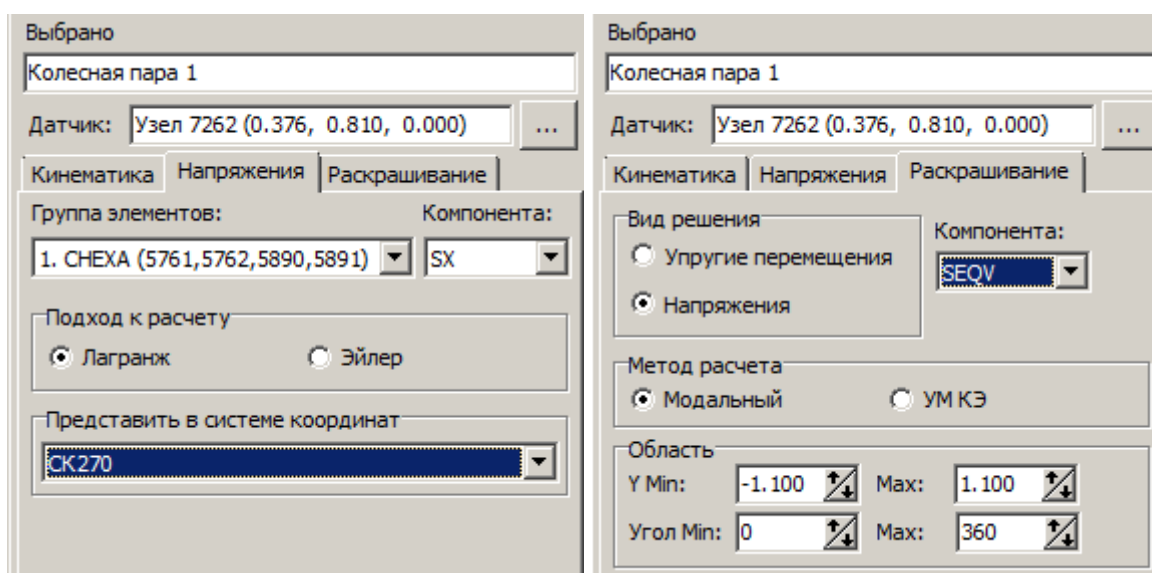


Рис. 1.33. Закладки **Напряжения** и **Раскрашивание**, задающие вид анализа упругой колесной пары

Выпадающий список **Группа элементов** содержит один элемент с названием типа и номерами конечных элементов, включающих выбранный узел-датчик. Поскольку модель колесной пары включает конечные элементы одного типа – восьмиузловые шестигранники – данный список не предоставляет выбора.

Выпадающий список **Компонента** содержит шесть компонент тензора напряжений, главные и эквивалентное напряжения: SX, SY, SZ, TXY, TYZ, TXZ, P1, P2, P3, PEQV. Символьные обозначения компонент соответствуют обозначениям, принятым в программе, из которой импортируются данные. Выше приведены имена компонент напряжений, используемые в NX NASTRAN.

Настройка **Подход к расчету** определяет исследуемую точку и способ вычисления напряжений, как это описано выше для кинематических переменных.

Значения переменных, созданных с помощью данной закладки, рассчитываются с применением внутренней библиотеки ПК УМ без привлечения импортированных данных о напряжениях (см. п. 11.1.2 [Главы 11](#) "Расчет напряжений и деформаций"). Для расчета

напряжений с использованием импортированных данных следует создавать переменные на закладке **Датчики МКЭ Мастера переменных** (см. п. 11.5.3.3 [Главы 11](#) "Напряжения и деформации").

Для расчета напряжений с использованием процедур ПК УМ необходимо задать свойства материала, которые в общем случае не импортируются из программ КЭ анализа. Предполагается, что материал упругой колесной пары изотропный. Тогда для расчета напряжений требуются модуль упругости и коэффициент Пуассона. Их значения вводятся на закладке **Подсистемы МКЭ\Решение\Материалы Инспектора моделирования объекта** Рис. 1.34. Они должны быть равны соответствующим данным, введенным в программе КЭ анализа.

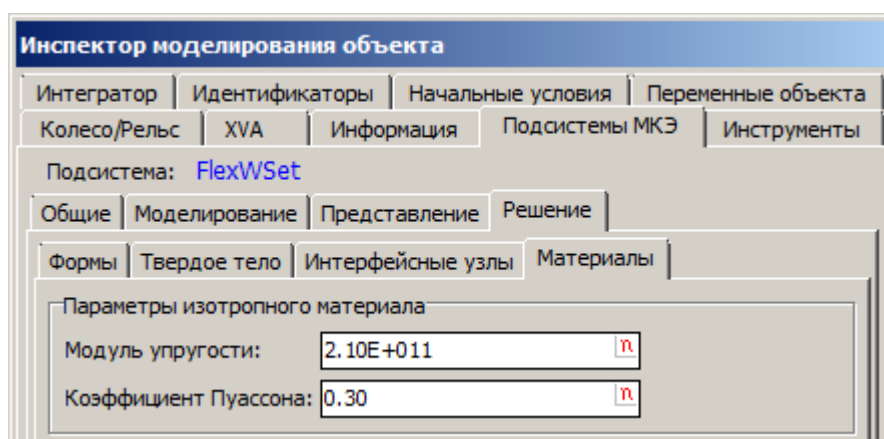


Рис. 1.34. Ввод свойств изотропного материала упругой колесной пары

Раскрашивание.

На данной закладке создаются переменные типа *раскрашивание* для отображения результатов расчета в анимационном окне. Каждому узлу на поверхности колесной пары, принадлежащему области раскрашивания, назначается цвет в соответствии с рассчитанным значением и выбранной шкалой.

Переменная типа раскрашивание задается следующими параметрами (Рис. 1.33):

- видом решения;
- компонентой;
- методом расчета, доступен для вида решения **Напряжения**;
- областью раскрашивания.

Компоненты, задающие направления расчета **Упругих перемещений**, аналогичны описанным выше компонентам закладки **Кинематика**: X – окружное, Y – поперечное, Z – радиальное (Рис. 1.30).

Метод расчета решения может принимать значения **Модальный** и **УМ КЭ**. Модальный метод означает расчет напряжений с использованием импортированных данных. Чтобы его использовать, необходимо создать датчики во всей интересующей области раскрашивания на этапе подготовки модели во внешней конечно-элементной программе.

При выборе **УМ КЭ** используется внутренняя библиотека конечных элементов, поэтому вся поверхность колесной пары может быть раскрашена. Однако процедура расчета решения и отображение результатов требует много ресурсов компьютера и может

заметно замедлить моделирование. С другой стороны, ввиду симметричности колесной пары может быть достаточно информации о состоянии части ее поверхности, чтобы сделать вывод о нагруженности или других условиях эксплуатации.

Группа элементов **Область** позволяет задать раскрашиваемую часть поверхности. Она определяется четырьмя параметрами: минимальным и максимальным значением Y (y_{\min} , y_{\max}), минимальным и максимальным значением угла, задающим сектор раскраски (φ_{\min} , φ_{\max}). Упомянутые параметры указаны на Рис. 1.35. Значение угла измеряется от вертикального нижнего радиуса, оно изменяется от 0° до 360° . Если необходимо раскрасить сектор, обозначенный α_1 , в поле **Угол Min** следует ввести φ_{\max} , в поле **Угол Max** нужно ввести φ_{\min} .

Идентификатор переменной формируется по следующему правилу:

Идентификатор = 'PS _' + имя подсистемы + '_' + компонента. Например, PS_AS4FlexWSet_SEQV.

PS – сокращение англоязычного "Painted Solution", что означает раскрашенное решение.

Созданную переменную нужно перетащить мышкой на анимационное окно, в котором будет отображаться раскрашенная в соответствии с решением поверхность. Переменная добавляется в список переменных раскраски. Видимость и положение данного списка в анимационном окне задается с помощью выпадающего меню (Рис. 1.36).

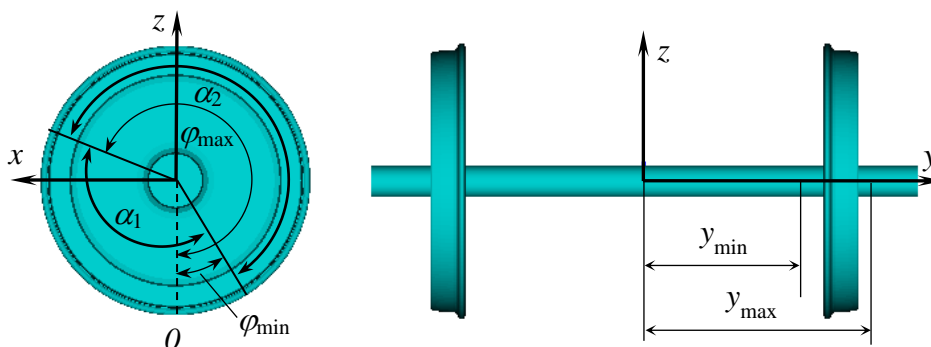


Рис. 1.35. Пример задания области раскрашивания колесной пары

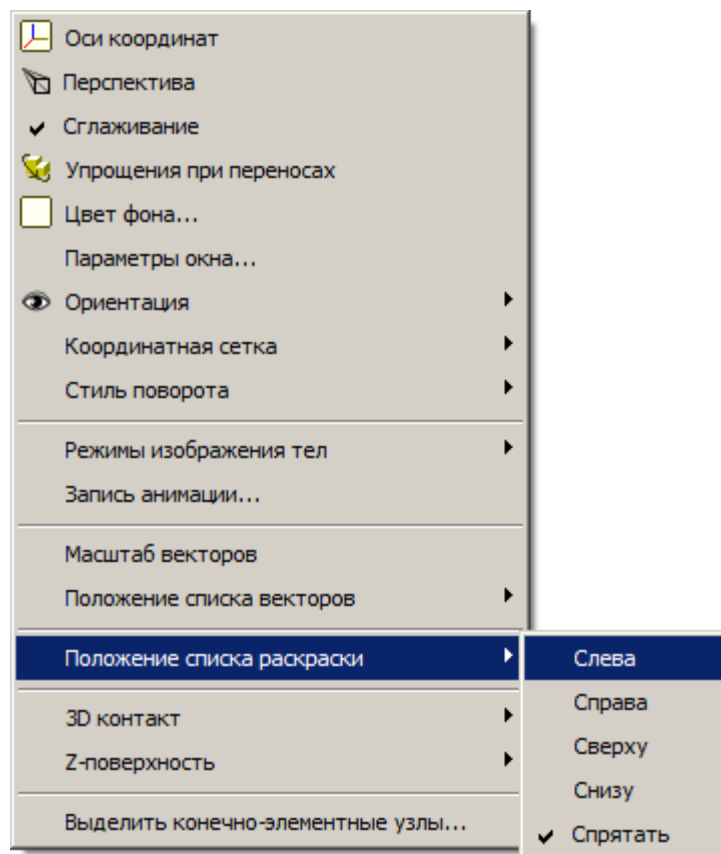


Рис. 1.36. Выбор положения списка раскраски в анимационном окне с помощью контекстного меню

Переменную можно выключить/включить галочкой элемента списка. Выключение переменной означает прекращение расчета решения и отображение колесной пары в соответствии с настройками графического объекта.

Настройка переменной выполняется с помощью экранной формы, которая вызывается двойным щелчком по элементу списка раскраски (Рис. 1.37). Шкала раскрашивания задается тремя цветами, которые назначаются минимальному, среднему и максимальному значениям. Диапазон значений может выбираться автоматически или задаваться пользователем. При автоматическом выборе цвет, установленный в поле **Максимальное значение**, будет назначен узлу с максимальным значением решения. Если **Верхняя граница** задается "вручную", то всем превышающим её значениям будет присвоен "максимальный" цвет. Аналогичное правило действует для минимальных значений.

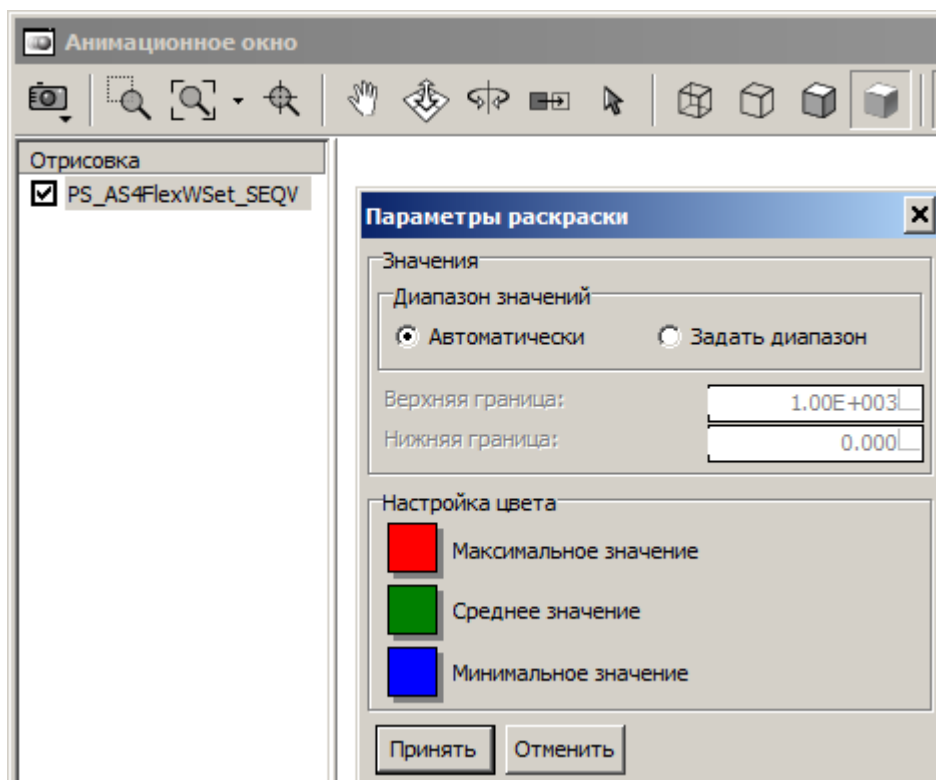


Рис. 1.37. Список переменных и форма выбора параметров раскрашивания

Заметим, что если в списке присутствуют включенные переменные, которые раскрашивают одну и ту же область колесной пары, в анимационном окне будет отображаться решение, рассчитанное для последней переменной. Подобная ситуация бессмысленна и даже вредна, поскольку рассчитываются *все* переменные, на это затрачиваются ресурсы компьютера, и моделирование замедляется. Поэтому в подобной ситуации рекомендуется выключить все переменные, кроме переменной, наблюдаемой в данный момент времени.

1.6.2. Пример моделирования

В данном разделе рассмотрим пример моделирования динамики автотрассы АС4 с упругой колесной парой.

Выполним следующие численные эксперименты:

- движение в ровной прямой со скоростью 80 км/ч;
- движение в кривой с учетом неровностей со скоростью 80 км/ч.

Исследуем упругие перемещения, ускорения и напряжения в радиальном и окружном направлениях в трёх узлах-датчиках, которые расположены в начале отсчета вспомогательных систем координат СК0, СК120 и СК240 (Рис. 1.38, см. также п. 1.5.2), а также оценим напряженное состояние левого колеса пары посредством его раскрашивания в анимационном окне в соответствии со значениями эквивалентных напряжений в узлах.

Настройку параметров начнем с подготовки расчета равновесия.

1.6.2.1. Создание и настройка переменных

Рассмотрим использование переменных для анализа динамики упругой колесной пары на примере моделирования автотрисы АС4. Создание модели АС4 описано в п 1.5.

Примеры создания переменных показаны на Рис. 1.39, Рис. 1.40. Для каждой характеристики, отображаемой в графическом окне, создадим пары переменных, применяющих подход Лагранжа и Эйлера для расчета значений.

Рекомендуется сформировать список переменных и сохранить его на диске в каталоге задачи для последующего использования (Рис. 1.41, см. также п. 4.3.3 [Главы 4](#) "Список переменных"). Создадим и настроим графические окна для каждого типа переменных (см. также п. 4.3.4 [Главы 4](#) "Окно для построения графиков") после чего сохраним все настройки в файл icf, используя пункт основного меню **Файл\Сохранить конфигурацию\Все настройки**. Пример графического окна представлен на Рис. 1.42.

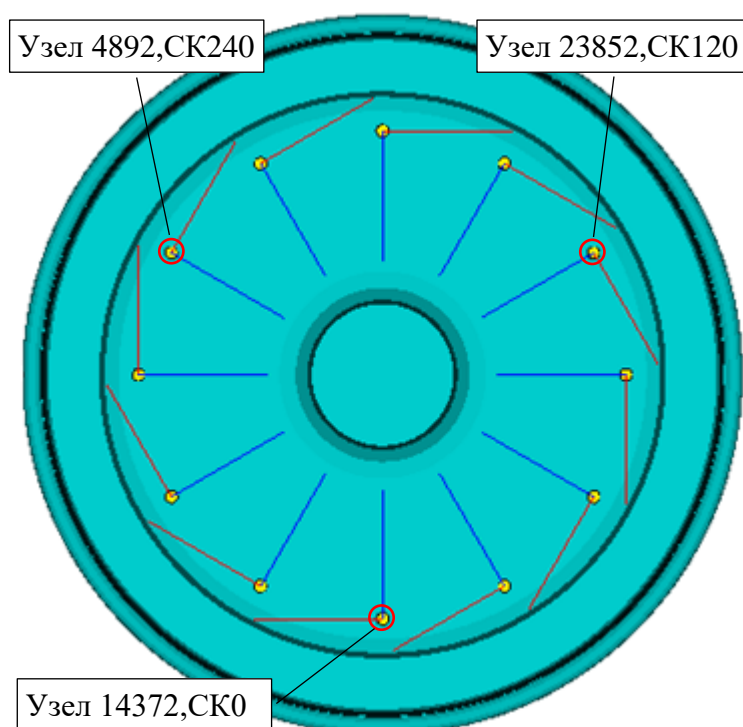


Рис. 1.38. Узлы-датчики, для которых создаются переменные в примере моделирования

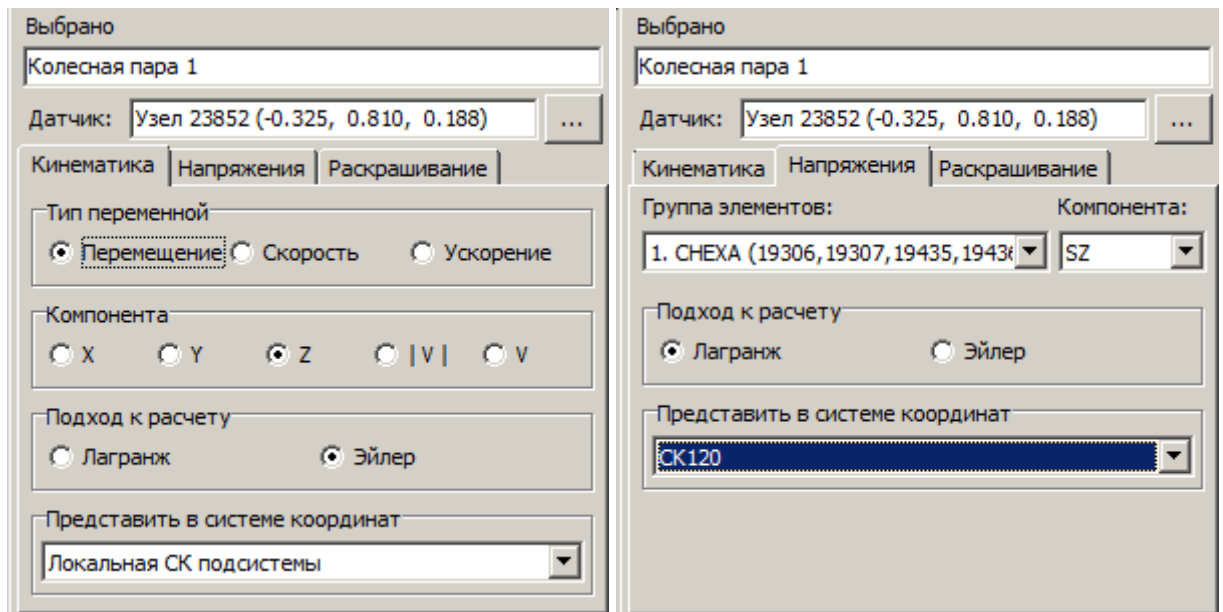


Рис. 1.39. Настройки переменной для исследования радиальных упругих перемещений в узле 23852 с применением подхода Эйлера (слева) и переменной для анализа радиальных напряжений в узле 23852 с использованием подхода Лагранжа (справа).

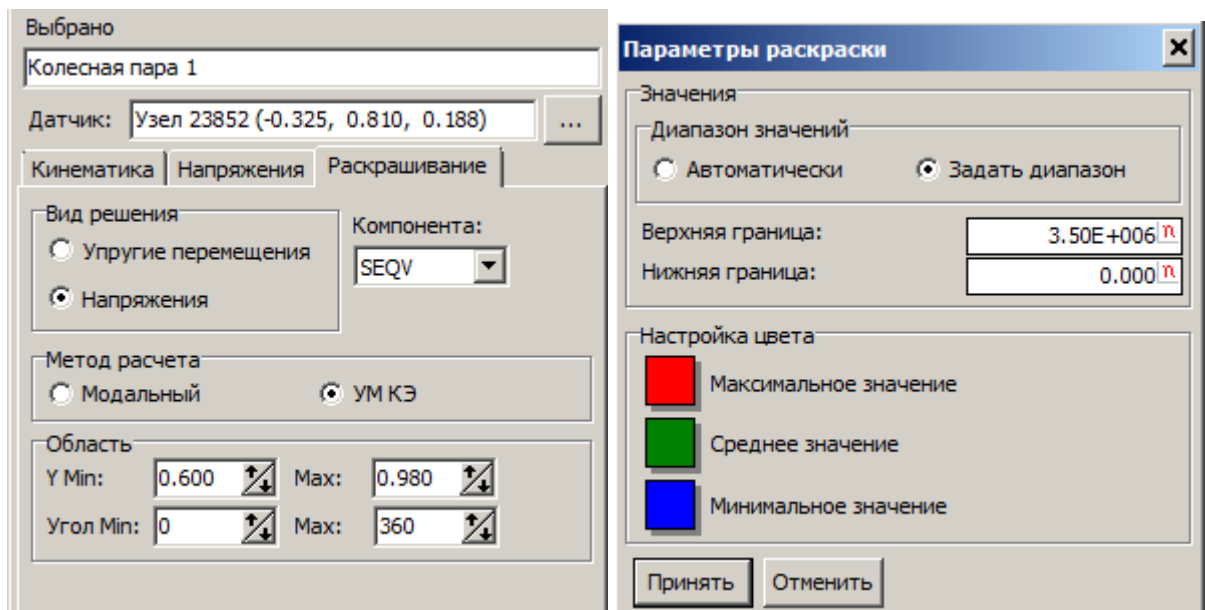


Рис. 1.40. Настройки переменной для раскрашивания левого колеса в соответствии с эквивалентными напряжениями в узлах.

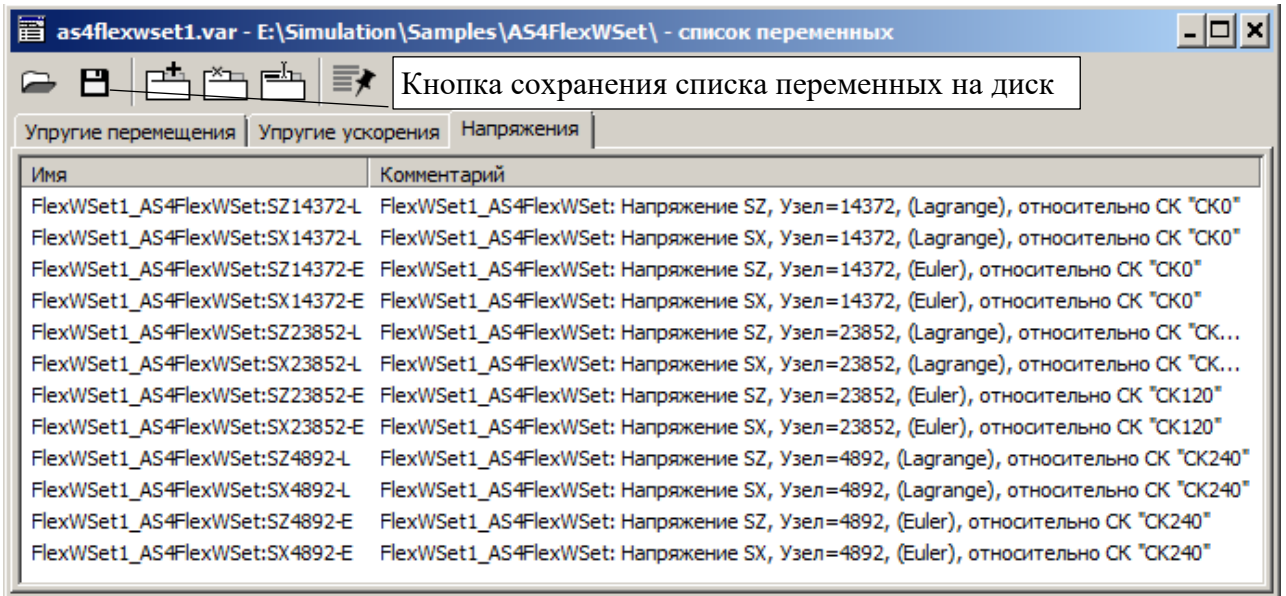


Рис. 1.41. Список переменных для анализа динамики упругой колесной пары



Рис. 1.42. Пример настройки графического окна для представления рассчитанных ускорений

1.6.2.2. Расчет равновесия

Перед расчетом равновесия установим значения параметров на форме **Инспектора моделирования** как это показано на рисунках ниже.

Параметры интегратора представлены на Рис. 1.43.

На Рис. 1.44 показано задание внутреннего демпфирования упругой колесной пары; выбран **Способ задания – Доля демпфирования для каждой формы** и введено значение 0.02 для всего диапазона частот с помощью экранной формы, которая вызывается из контекстного меню. Выбор модели и параметров пути отражен на Рис. 1.45; выбран **Безмассовый рельс**.

Некоторые настройки параметров взаимодействия колеса с рельсом показаны на Рис. 1.46: выбрана модель **Мюллера** сил крипа, блокирование вращения колесных пар при расчете равновесия ($v=0$) и подход **Лагранжа** к формированию уравнений движения упругой колесной пары.

На закладке **Колесо/Рельс\Профили** для всех колес автотрисы назначен профиль колеса из файла **newlocow.wpf**, профиль рельса – из файла **r65new.rpf**.

Выбор других параметров модели взаимодействия колеса с рельсом подробно описан в [Главе 8](#).

Запустим на выполнение тест равновесия кнопкой **Интегрирование**. После его окончания примем результаты расчета в качестве начальных значений координат (Рис. 1.47).

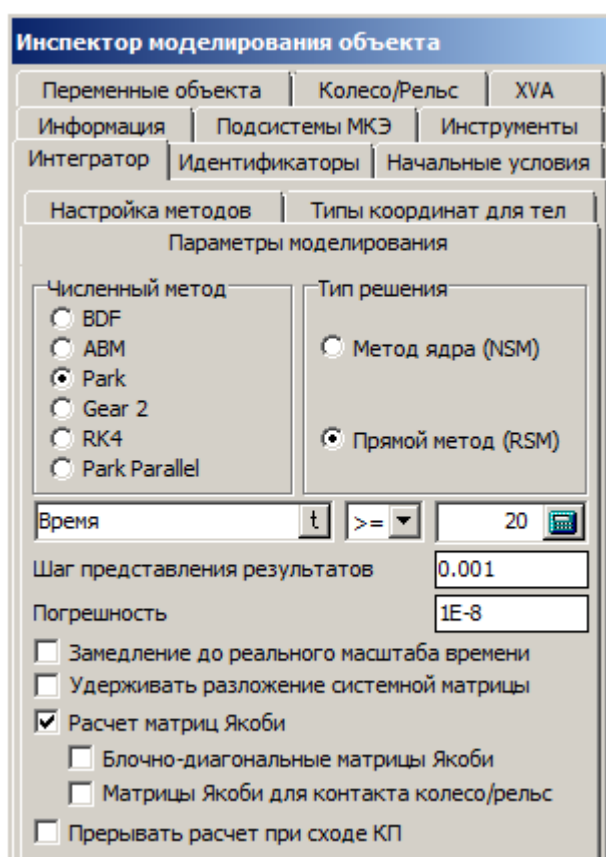


Рис. 1.43. Настройки параметров моделирования автотрисы АС4 с упругой КП

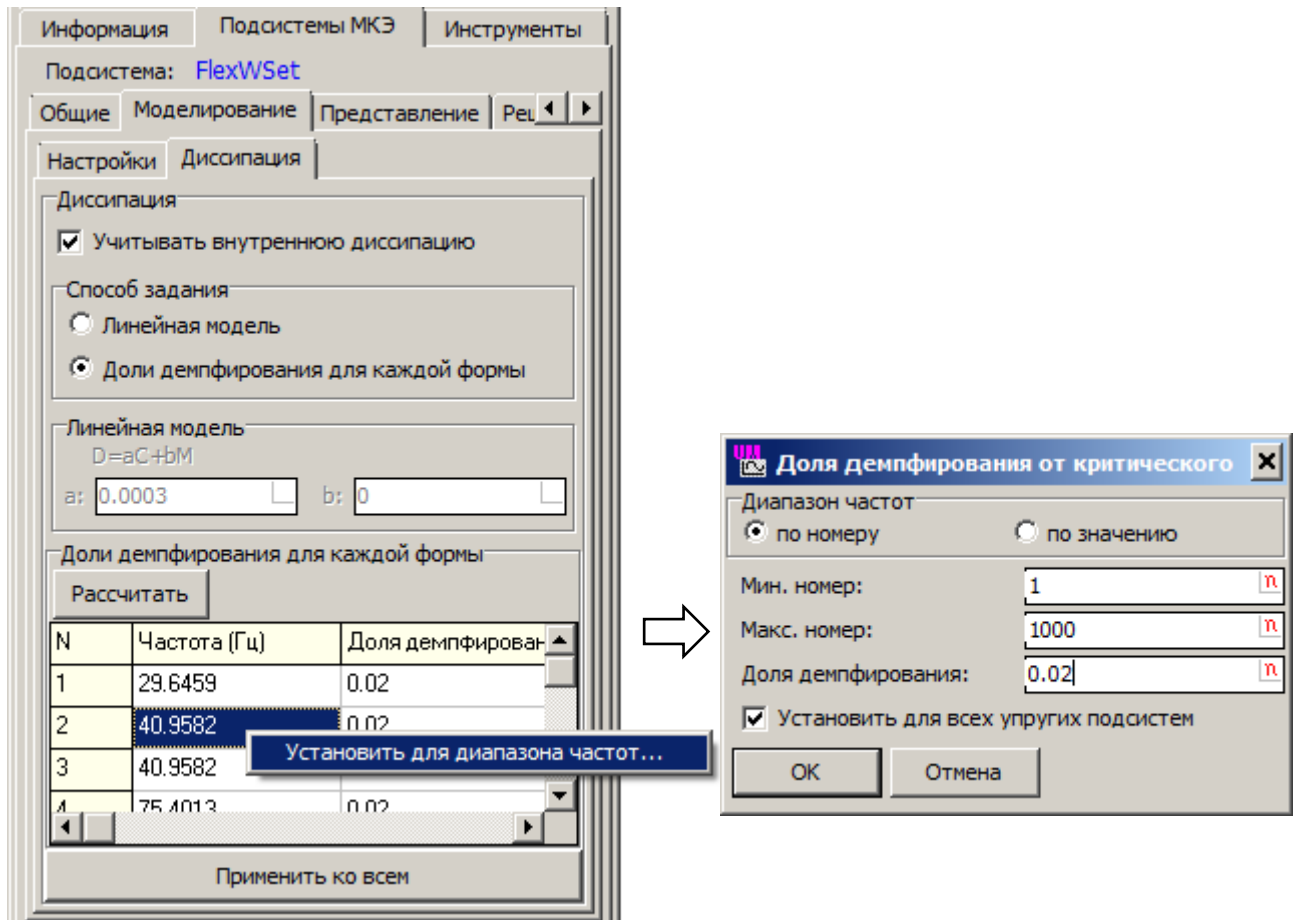


Рис. 1.44. Ввод параметров внутреннего демпфирования упругой колесной пары

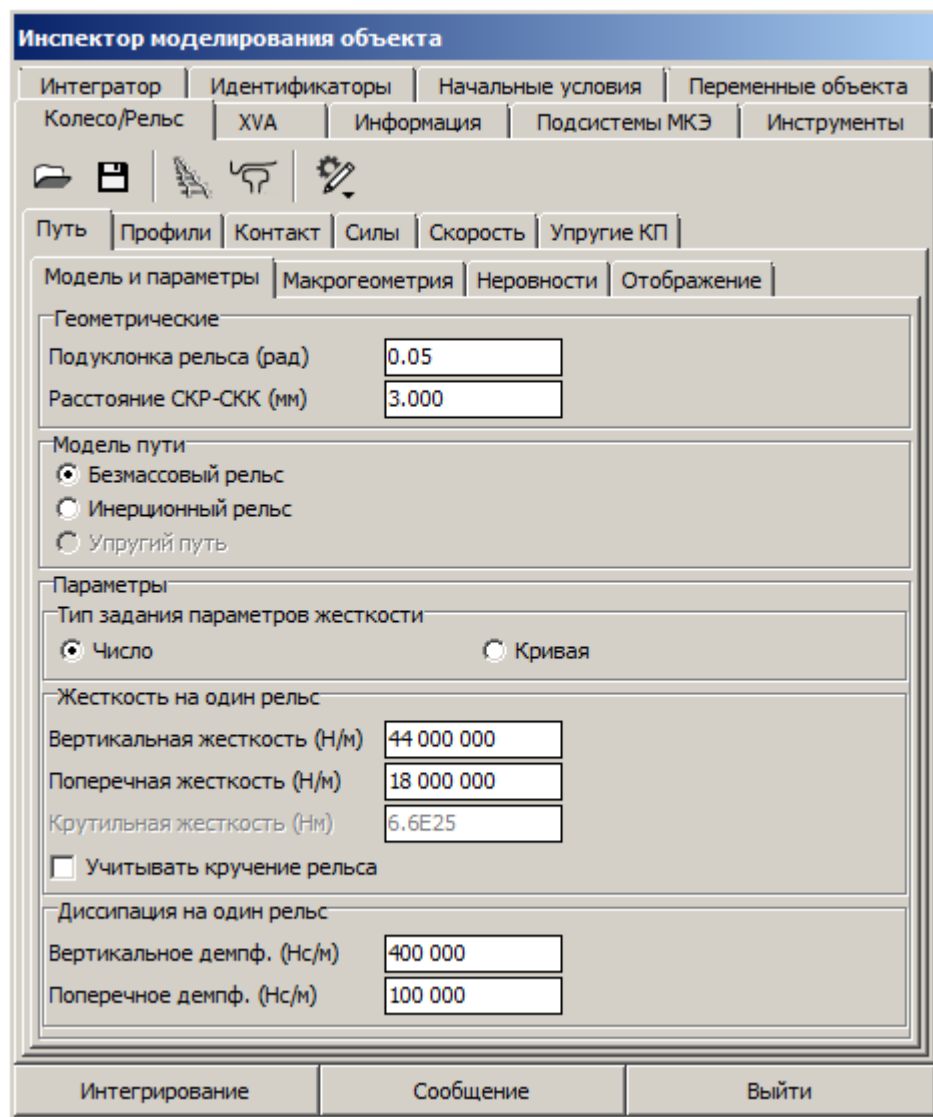


Рис. 1.45. Выбор модели и параметров пути

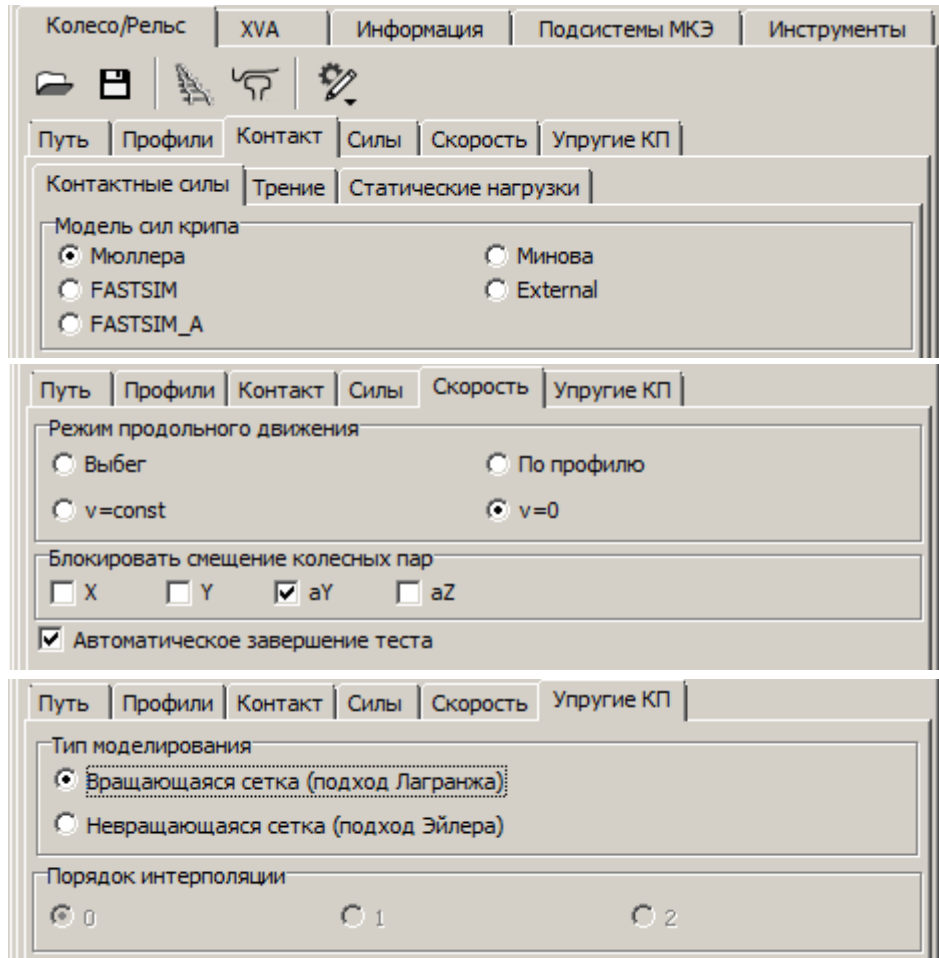


Рис. 1.46. Настройки параметров взаимодействия колеса с рельсом

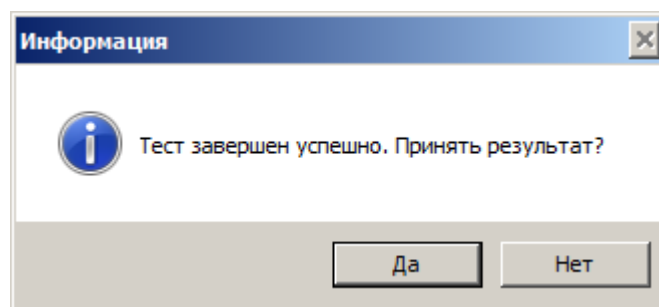


Рис. 1.47. Результаты расчета принимаются в качестве начальных условий

1.6.2.3. Движение в ровной прямой

Выполним моделирование движения автомотрисы в ровной прямой со скоростью 80 км/ч (22.222 м/с). Соответствующие настройки в **Инспекторе моделирования** показаны на Рис. 1.48. После их установки задайте время 10 секунд на закладке **Интегратор** и запустите интегрирование.

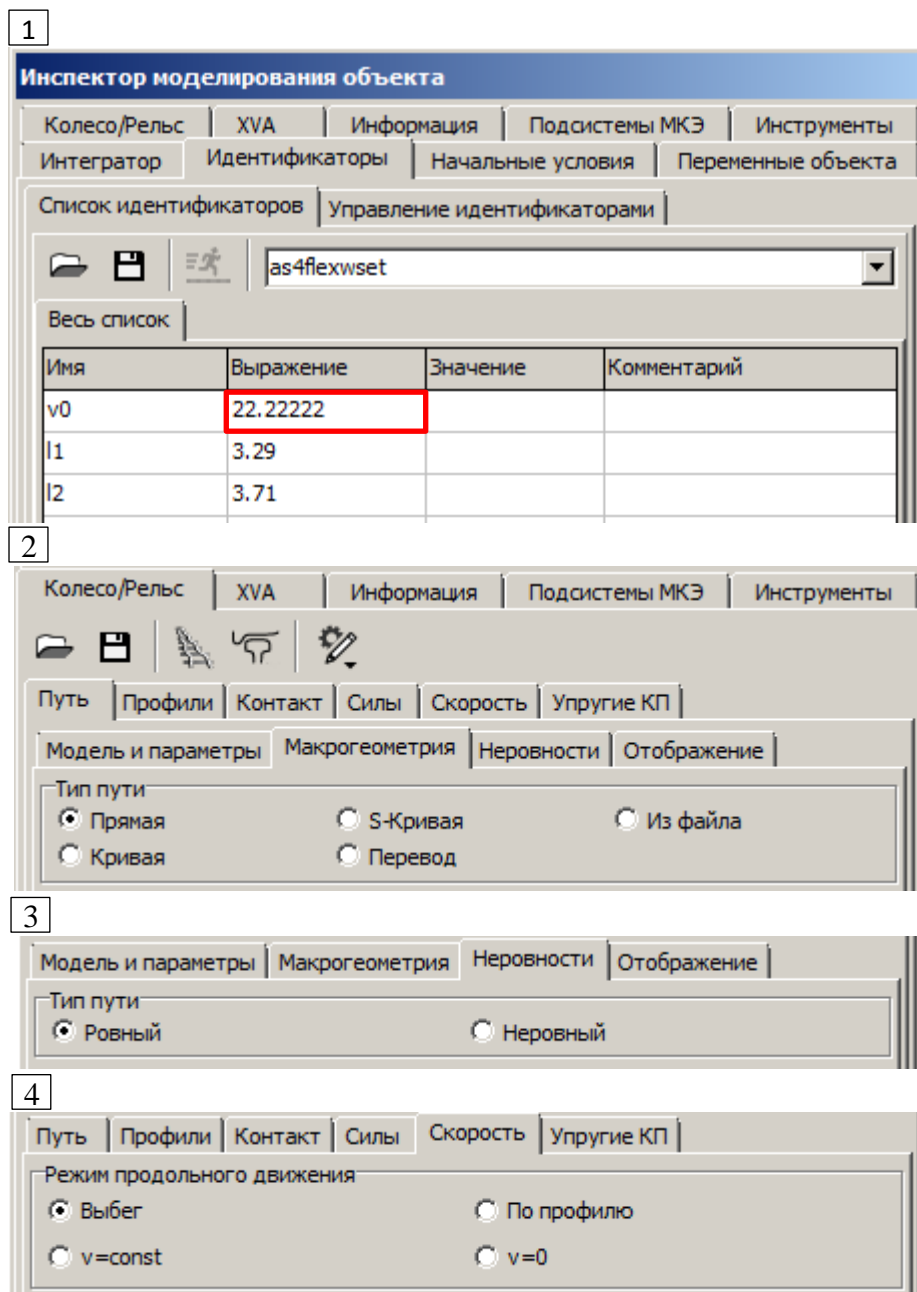


Рис. 1.48. Настройки движения автомотрисы в ровной прямой со скоростью 80 км/ч

Рассмотрим результаты. На Рис. 1.49 показаны графики упругих перемещений в узлах 14372 и 23852: весь период интегрирования и два фрагмента. Первый фрагмент содержит результаты за период 5.8...8.2 секунды. Во втором фрагменте в качестве абсциссы графика используется угол поворота колесной пары вокруг оси Y (координата 2.6 – шестая координата в шарнире **jBase0_flexwsetas4**). Чтобы отложить угол поворота по оси

абсцисс необходимо создать переменную, как это показано на Рис. 1.50, перетащить ее мышкой в графическое окно, выбрать ее в списке переменных окна и отложить по абсциссе с помощью контекстного меню (Подробнее см. п. 4.3.4.1 [Главы 4](#) "Работа с графиками в графическом окне").

Последний фрагмент наглядно демонстрирует различия в подходах при расчете переменных. Поскольку неровностей нет, возмущения со стороны рельса отсутствуют. Поле упругих перемещений относительно глобальной СК постоянно (и также относительно СК, связанной с КП и не вращающейся вместе с ней). Эйлеровы переменные имеют постоянные значения после непродолжительного переходного процесса. Графики переменных Лагранжа имеют вид, похожий на синусоиду. Для каждого узла значения переменных Эйлера и Лагранжа равны, когда он совпадает с точкой, в которой находился в начальный момент времени $t=0$. График переменной Лагранжа для узла 14372 касается графика Эйлера один раз за один оборот колесной пары, поскольку в начальный момент он располагался на вертикальном радиусе в нижней точке траектории. Аналогичные графики для узла 23852 пересекаются дважды за один оборот, ввиду симметрии поля перемещений относительно вертикальной оси. То есть радиальные упругие перемещения в узлах 23852 и 4892 равны (см. Рис. 1.38). Отметим еще одну закономерность, подтверждающую корректность полученных результатов.

График переменной Лагранжа для узла 23852 смещен относительно графика узла 14372, то есть "запаздывает", на 240° , что соответствует взаимному расположению узлов на колесе. Расстояние между максимумами или минимумами графиков равно 240° и 120° , когда по оси абсцисс отложен угол поворота. Чтобы понять, какой график "впереди" нужно рассмотреть начальный момент времени. При $t=0$ узел 14372 был в нижней точке, узел 23852 занял это положение после поворота колеса на 240° , а после последующего поворота на 120° , стартовал новый оборот колеса.

Графики напряжений и ускорений в узлах-датчиках выглядят похоже на графики перемещений (Рис. 1.51 – Рис. 1.53).

Пример раскрашивания колеса показан на Рис. 1.54.

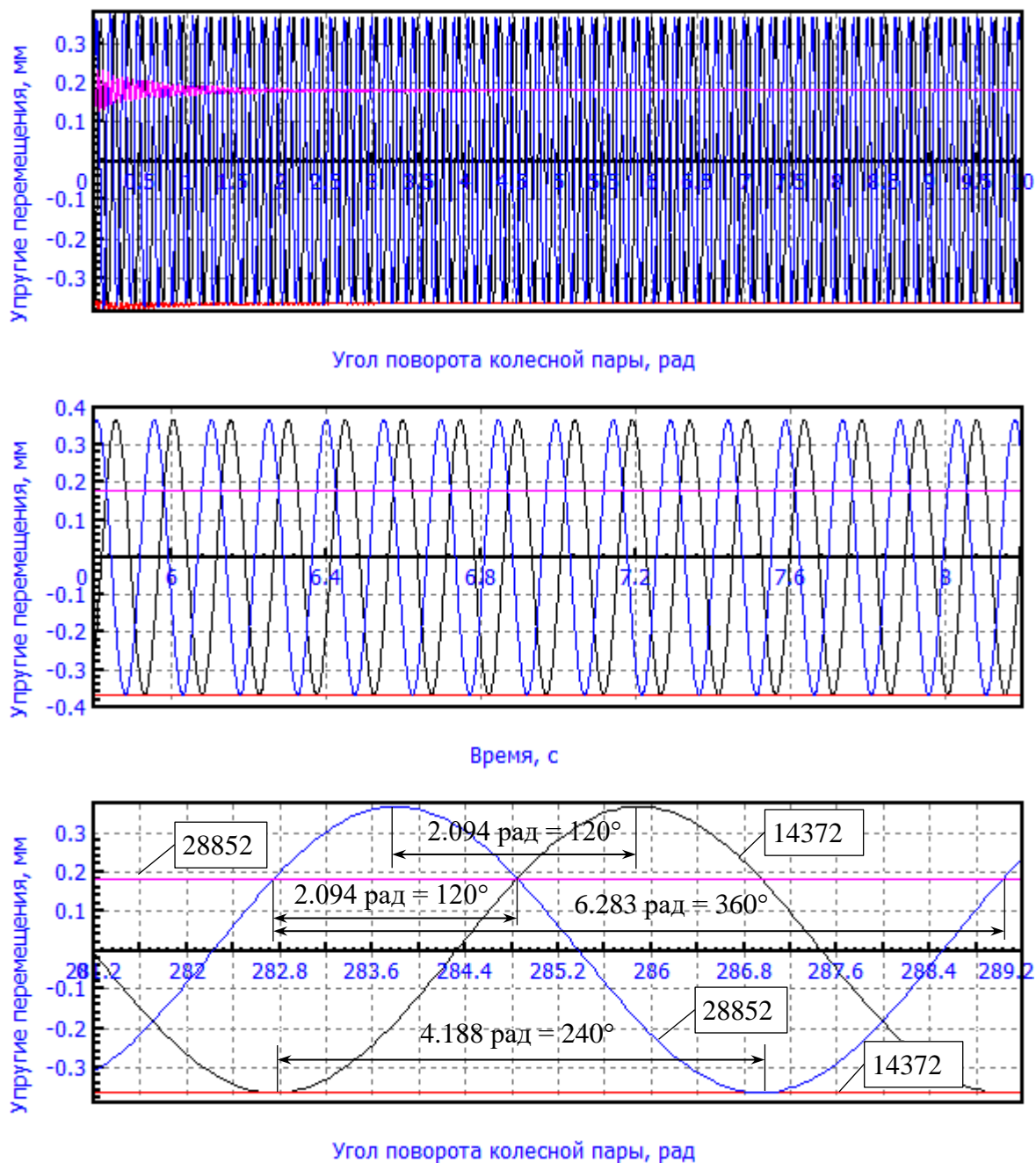


Рис. 1.49. Упругие радиальные перемещения узлов при движении автотрисы в ровной прямой со скоростью 80 км/ч

- – Узел 14372, переменная Лагранжа; ■ – Узел 14372, переменная Эйлера;
- – Узел 23852, переменная Лагранжа; ■ – Узел 23852, переменная Эйлера.

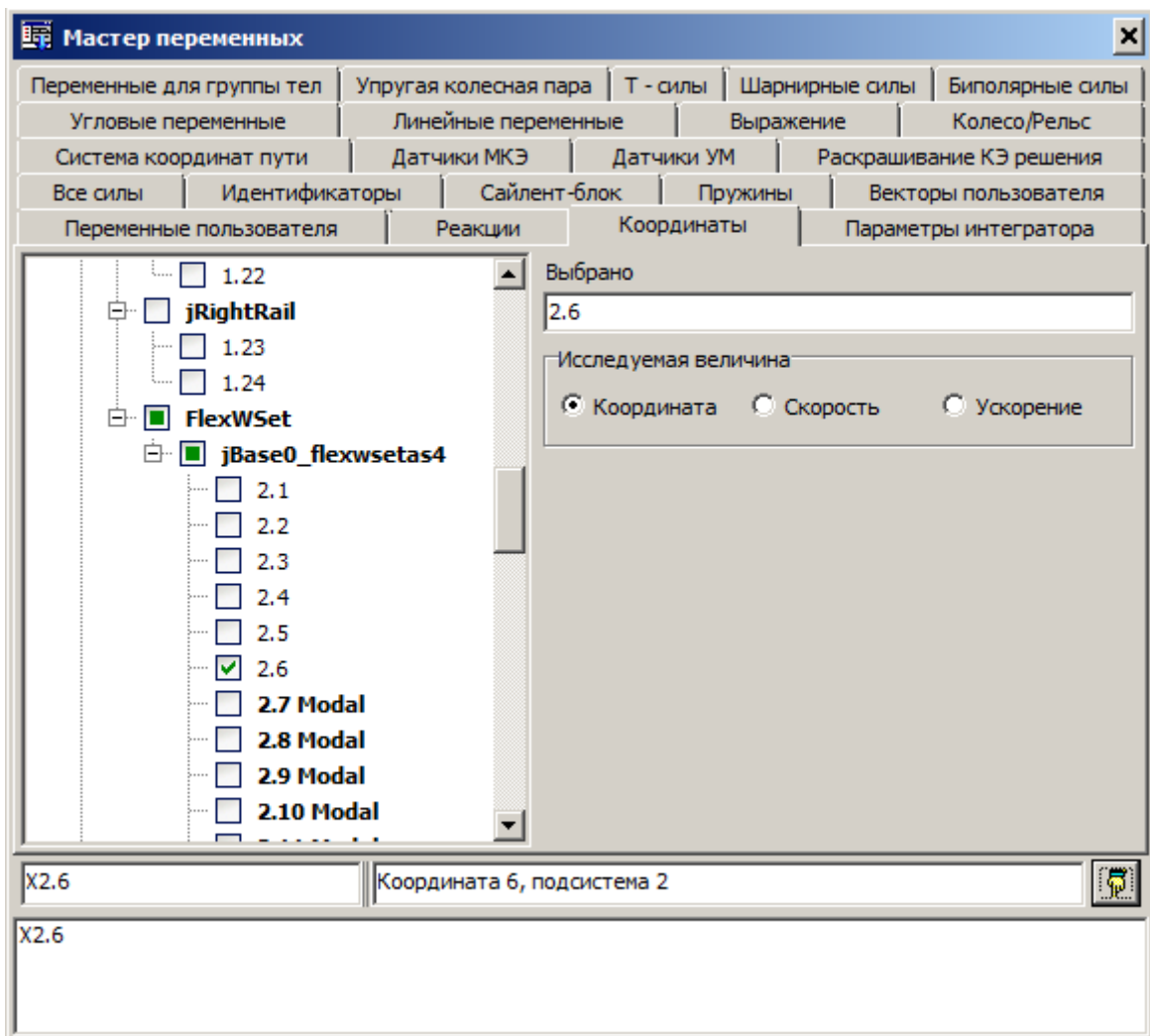
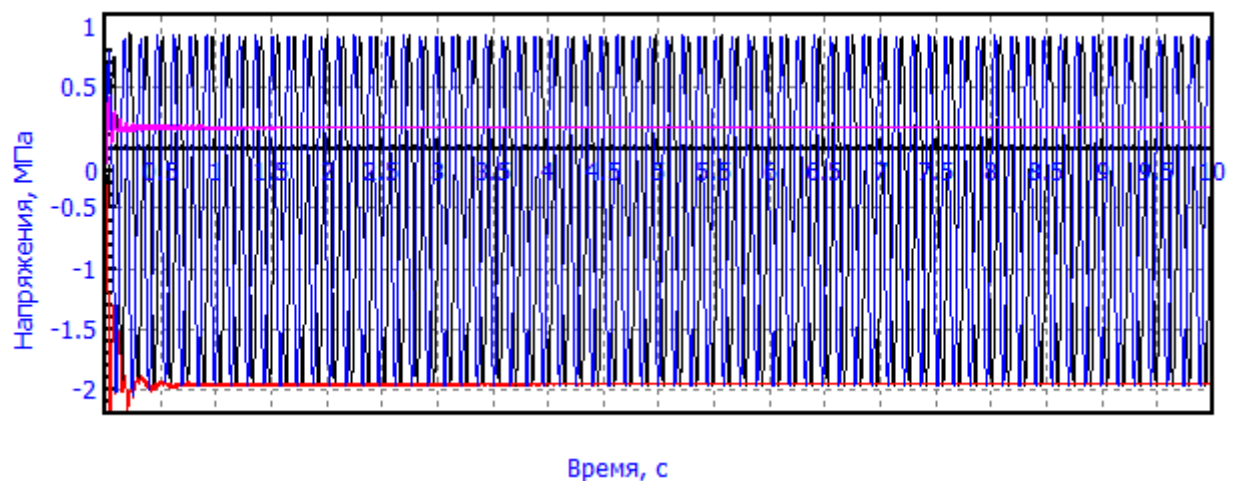


Рис. 1.50. Создание переменной для расчета угла поворота упругой колесной пары вокруг оси вращения



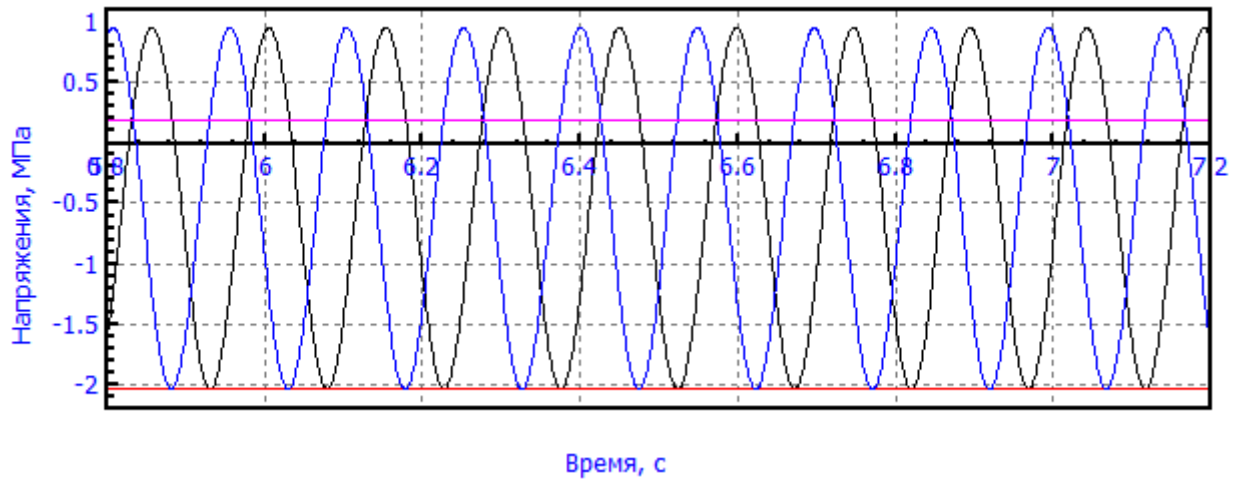


Рис. 1.51. Радиальные напряжения в узлах при движении автотрисы в ровной прямой со скоростью 80 км/ч. Цвет графиков аналогичен Рис. 1.49.

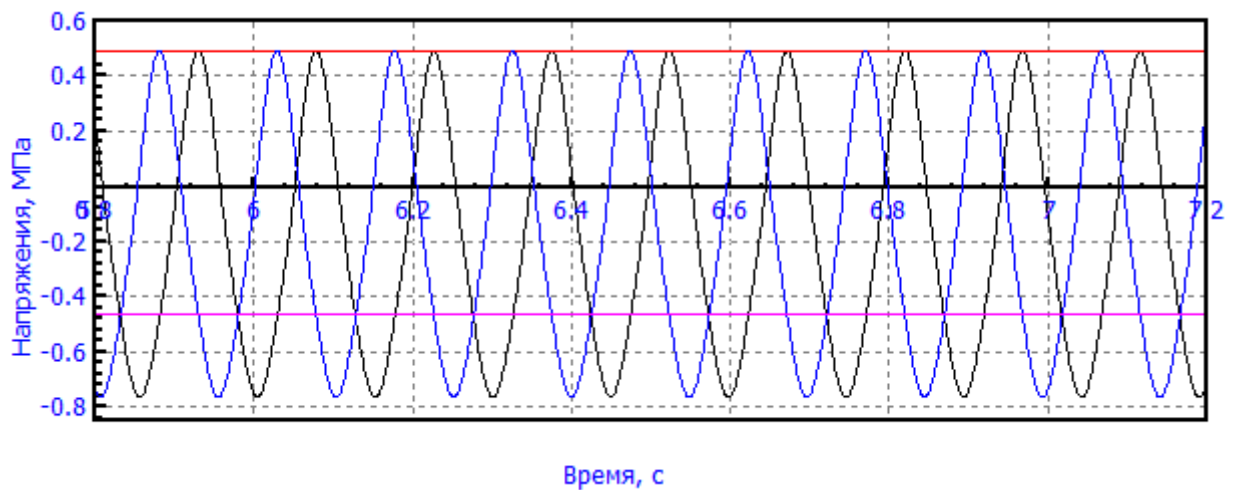
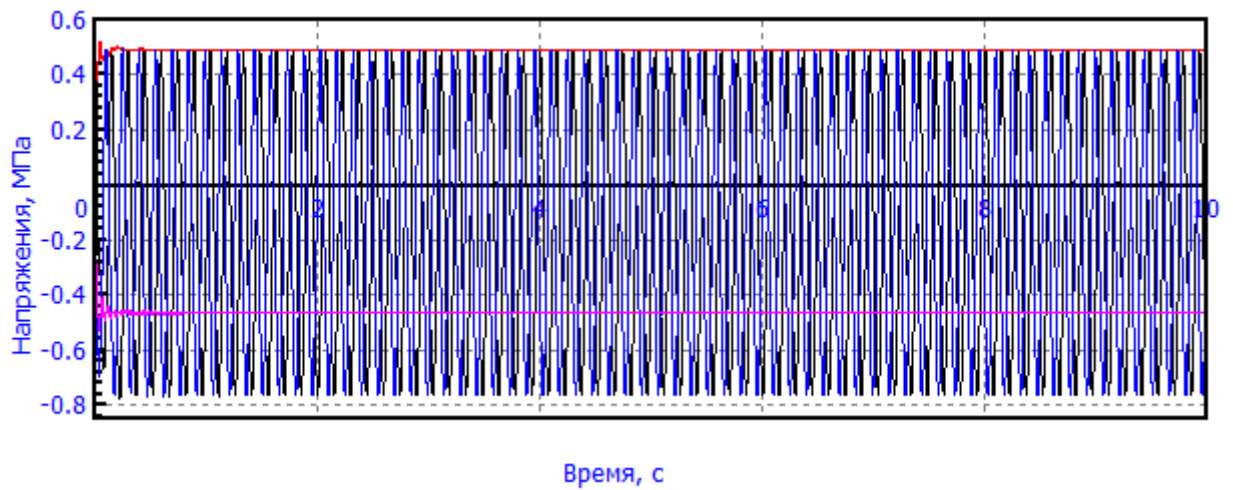


Рис. 1.52. Касательные напряжения в узлах при движении автотрисы в ровной прямой со скоростью 80 км/ч. Цвет графиков аналогичен Рис. 1.49.

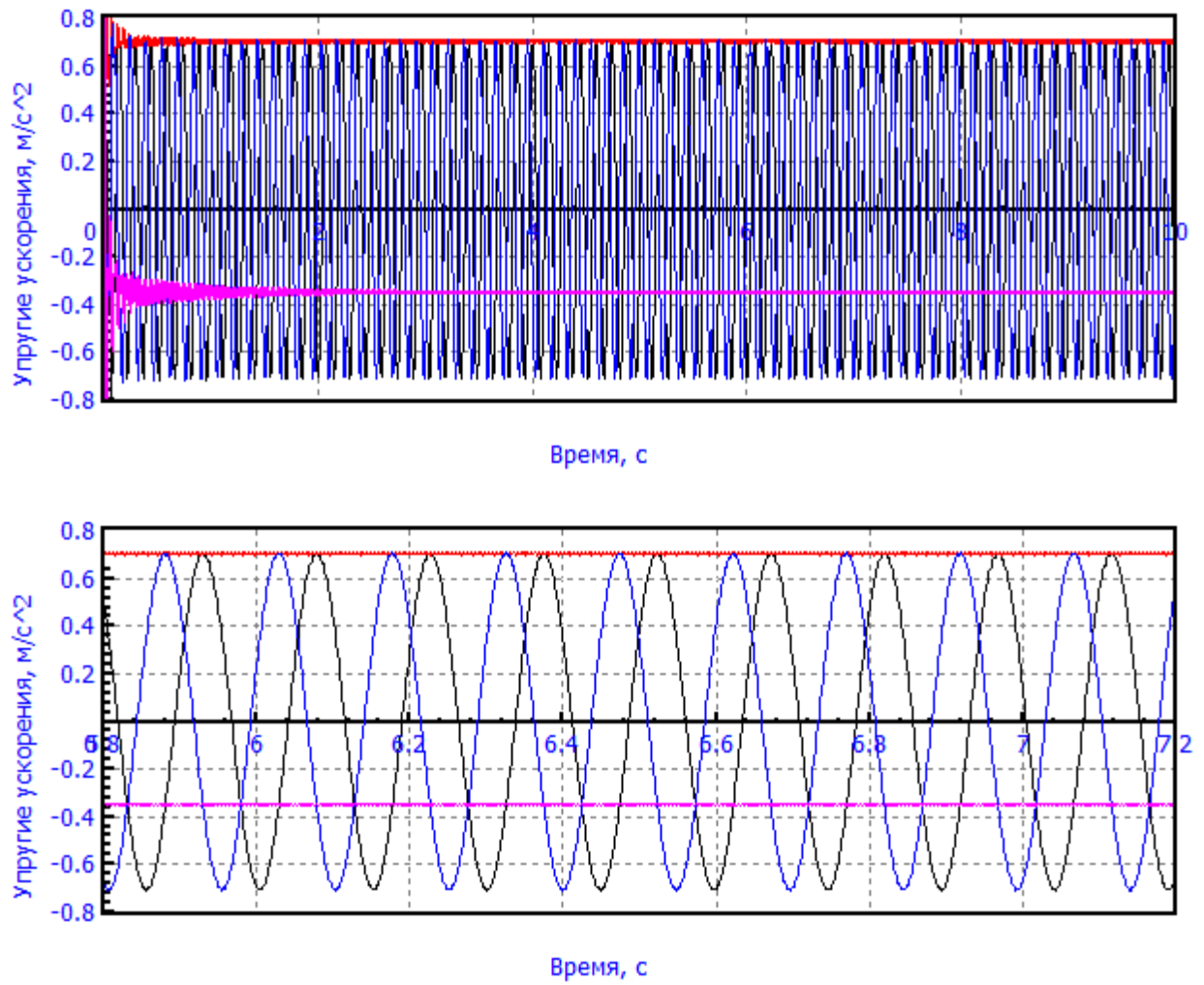


Рис. 1.53. Радиальные упругие ускорения в узлах при движении автотрисы в ровной прямой со скоростью 80 км/ч. Цвет графиков аналогичен Рис. 1.49

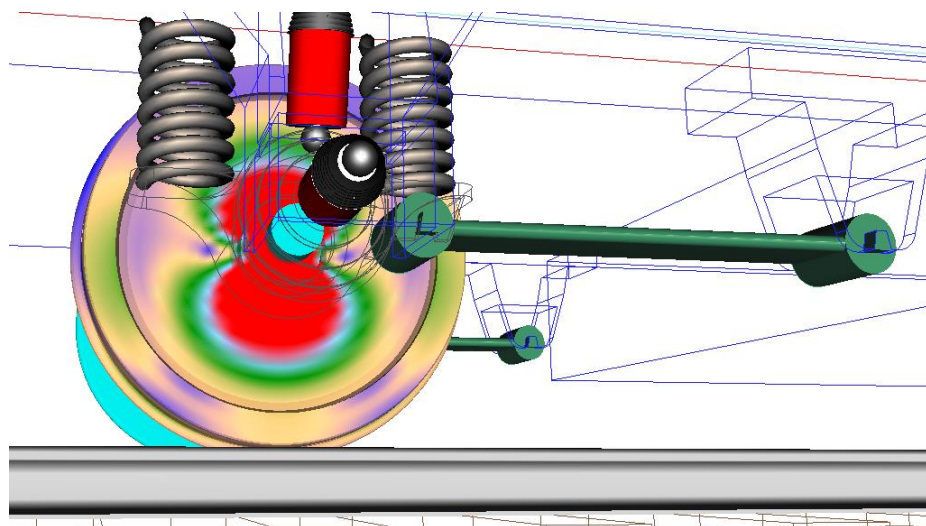


Рис. 1.54. Раскрашивание левого колеса в соответствии со значениями эквивалентных напряжений

1.6.2.4. Движение в кривой с учетом неровностей

Траектория движения автомотрисы в криволинейных участках пути задается после выбора **Кривая** для **Типа пути** на закладке **Колесо/Рельс\Путь\Макрогеометрия Инспектора моделирования**. Параметры кривой, применяемые в данном численном эксперименте, представлены на Рис. 1.55. Подробнее об описании геометрии кривой и используемых обозначениях см. п. 8.3.1.2 [Главы 8](#) "Макрогеометрия кривой".

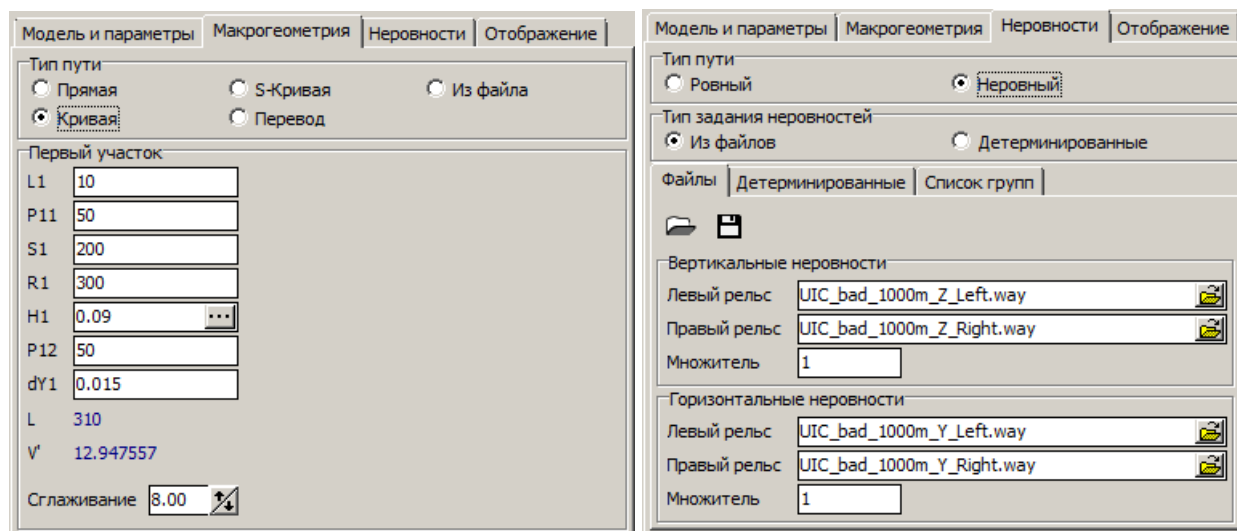



Рис. 1.55. Настройки криволинейного неровного пути

Неровности пути задаются на вкладке **Неровности**. Кнопкой  выбран поставляемый с УМ файл `.\rw\uic_bad_1000m.tig`, описывающий горизонтальные и вертикальные неровности для обоих рельсов (Рис. 1.55). В данном случае неровности соответствуют пути плохого состояния согласно стандарту UIC.

Для полного прохождения кривой постоянного радиуса $R1=300$ метров при выбранных параметрах геометрии необходимо преодолеть 260 метров, на что потребуется примерно 11.7 секунды при скорости 80 км/ч. Задайте время 13 секунд на закладке **Интегратор** и запустите интегрирование.

Результаты моделирования представлены на Рис. 1.56 – Рис. 1.59.

Пользователям предлагается самостоятельно выполнить анализ динамики упругой колесной пары при использовании инерционной и упругой моделей пути.

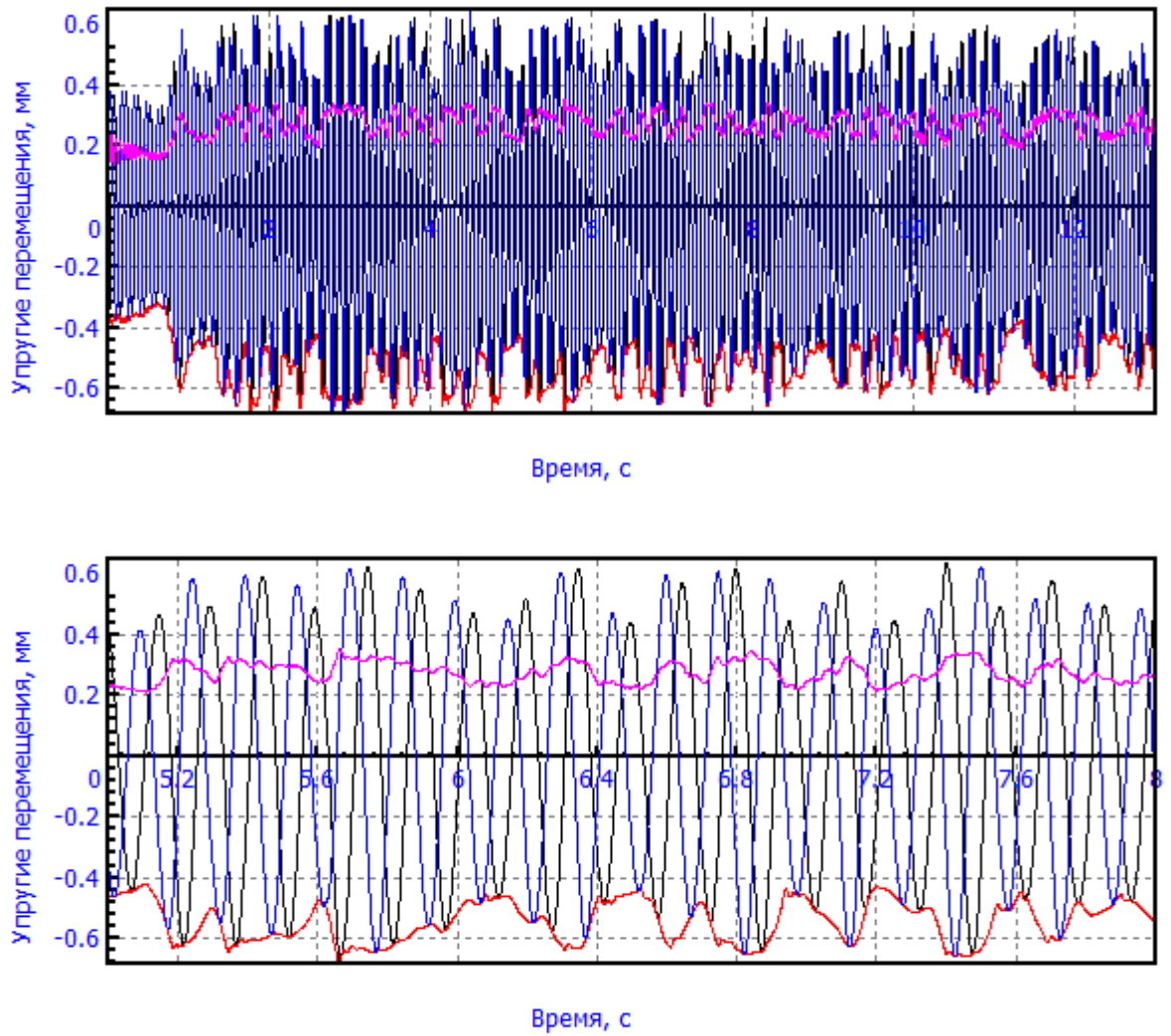
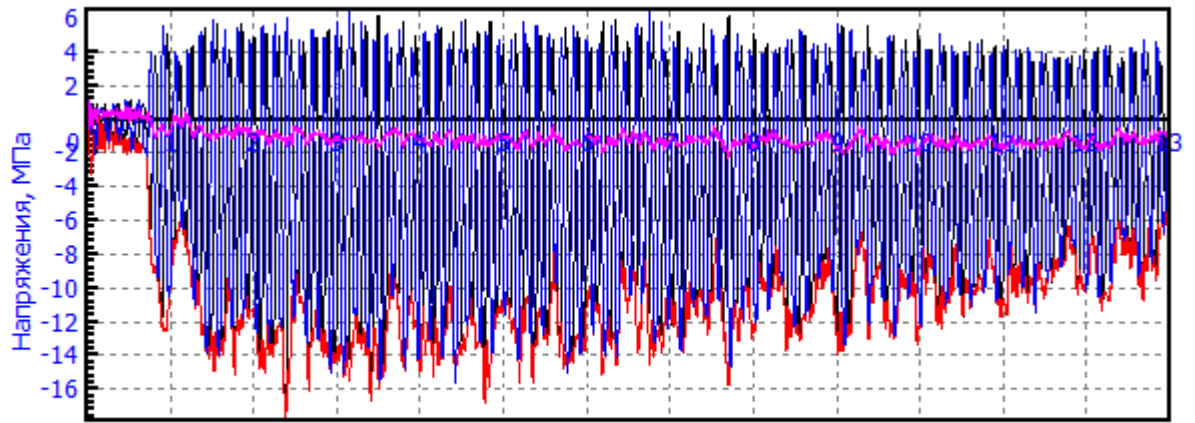
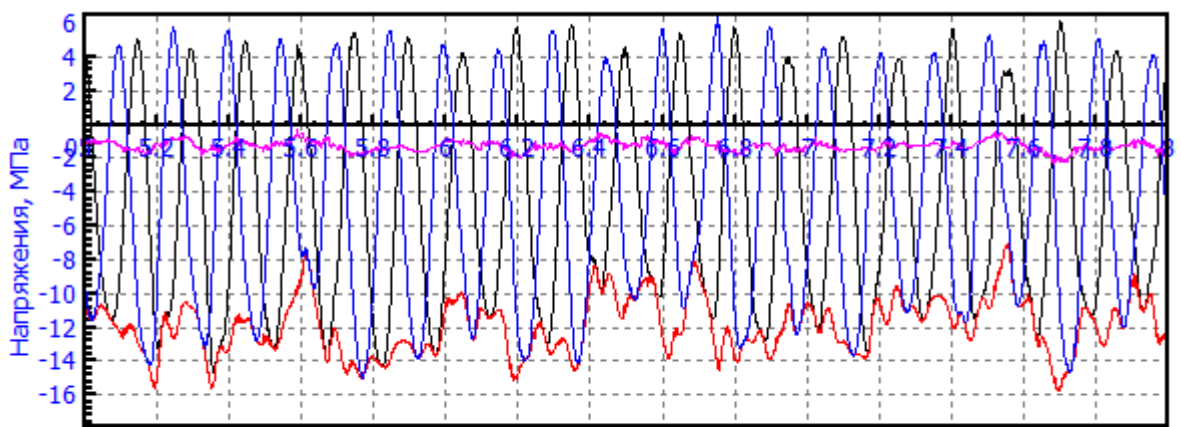


Рис. 1.56. Упругие радиальные перемещения узлов при движении автотрисы со скоростью 80 км/ч в кривой с учетом неровностей

- – Узел 14372, переменная Лагранжа; ■ – Узел 14372, переменная Эйлера;
- – Узел 23852, переменная Лагранжа; ■ – Узел 23852, переменная Эйлера.

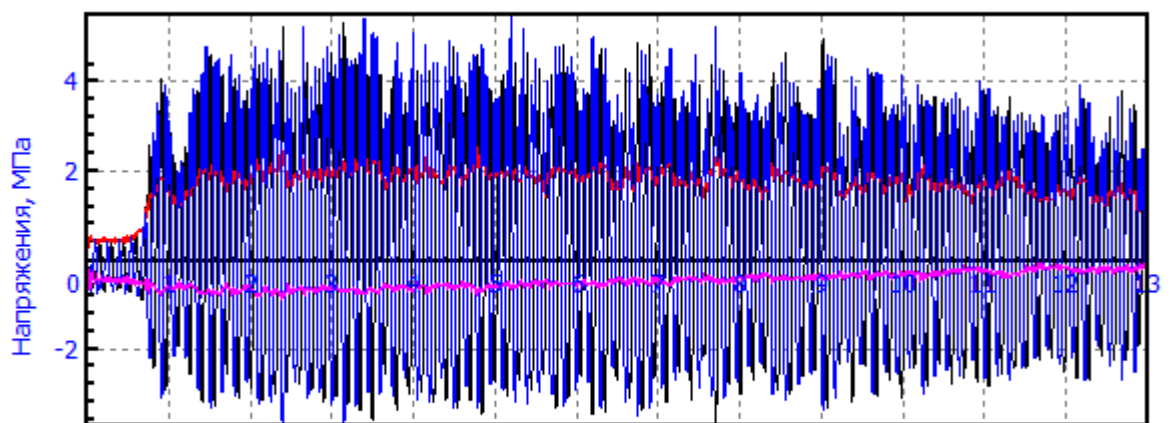


Время, с



Время, с

Рис. 1.57. Радиальные напряжения в узлах при движении автотрисы со скоростью 80 км/ч в кривой с учетом неровностей ровной прямой. Цвет графиков аналогичен Рис. 1.56



Время, с

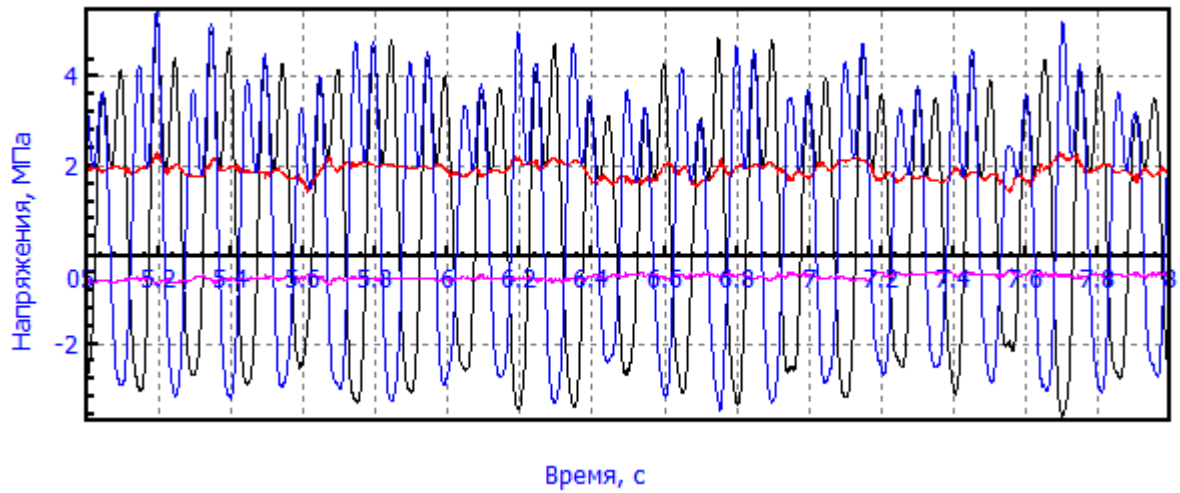


Рис. 1.58. Касательные напряжения в узлах при движении автотрисы со скоростью 80 км/ч в кривой с учетом неровностей ровной прямой. Цвет графиков аналогичен Рис. 1.56.

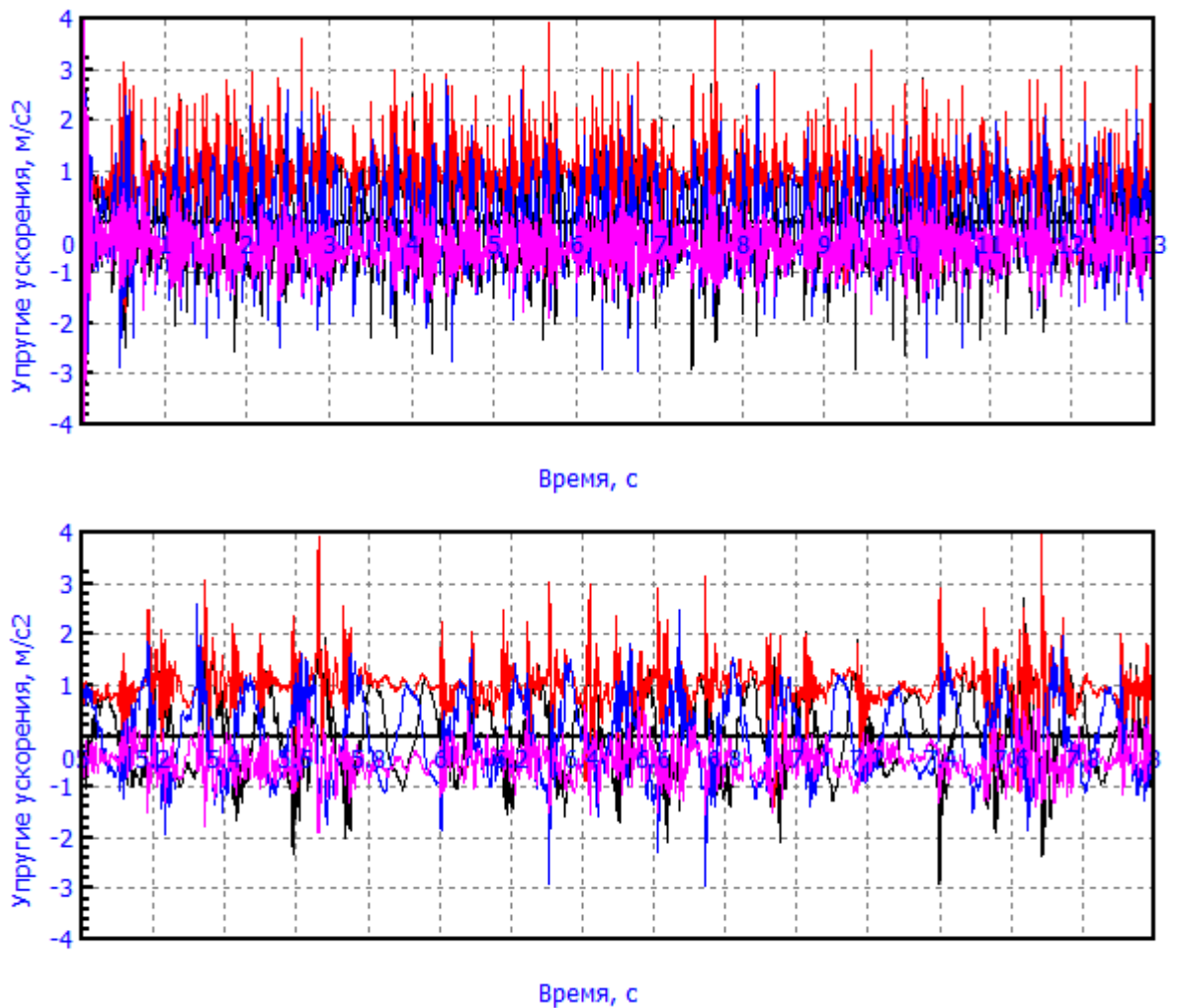


Рис. 1.59. Касательные ускорения в узлах при движении автотрисы со скоростью 80 км/ч в кривой с учетом неровностей ровной прямой. Цвет графиков аналогичен Рис. 1.56.