

## РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОФИЛЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ ДИСКАМИ

Развитие теории проектирования профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками и разработка на ее основе новых высокоэффективных конструкций колес является актуальной научно-технической проблемой.

Классификация колес, включающая четыре группы известных профилей, в том числе освоенных в условиях промышленного производства, создана в работах [1, 2].

Теоретические основы проектирования новой группы профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками, созданные на базе принципа «золотого сечения» и использования «цепной линии» при построении оси диска, предложены в работе [3]. В работе [4] изложены основные принципы системного подхода при проектировании профилей колес этой группы, а также разработана для этих целей специализированная компьютерная программа. В указанных работах также выполнено проектирование новых профилей колес  $\varnothing 957$  мм, удовлетворяющих требованиям Межгосударственного стандарта ГОСТ 10791 – 2011 [5], действующего в Украине, России и ряде других государств. Показано, что по сравнению с известными конструкциями колес [5], в новых колесах минимизированы напряжения, которые возникают под действием эксплуатационных нагрузок. Оценки напряженно-деформированного состояния элементов колес в работах [3, 4] выполнялись в системе конечно-элементного моделирования DEFORM по методике ВНИИЖТ [6].

Развитие теории проектирования профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками является актуальным и выполняется с целью обеспечения дальнейшей минимизации напряжений в элементах колес, возникающих под действием эксплуатационных нагрузок. При этом одним из путей достижения результата является увеличение степени приближения оси каждого элемента диска к соответствующей «цепной линии» [3], определяющей прогиб указанной оси. Наибольшую актуальность предложенное решение имеет применительно к колесам, у которых расстояние между осью обода и осью ступицы превышает 20 – 25 мм. Для колес с меньшим межосевым расстоянием достаточную степень указанного выше приближения обеспечивает модель, предложенная в работе [3].

Практический интерес представляет проектирование новых профилей колес с повышенными характеристиками, которые удовлетворяют требованиям Европейского стандарта EN 13262:2004 [7].

На первом этапе покажем, что совершенствование профилей колес, которое выполняется с учетом основных положений теории, предложенной в работах [3, 4], обеспечивает повышение их эксплуатационных характеристик. Причем, в том числе и колес, широко используемых на практике и имеющих довольно высокие эксплуатационные характеристики.

Вначале рассмотрим вариант, который связан только с корректировкой ряда размеров диска без изменения схемы оси диска.

На рис.1 представлен контур, построенный по номинальным размерам радиального сечения чистового механически обработанного колеса  $\varnothing 920$  мм, поставляемого по Европейскому стандарту [7]. Дополнительной линией (см. рис.1, позиция 2) показан контур диска после его корректировки. При этом обод и ступица, а также их взаимное положение остались неизменными. Не изменено также положение осей обода и ступицы, которые, сопрягаясь с осью диска, определяют его положение относительно обода и ступицы.

Исходной информацией для расчетов и корректировки послужила схема диска, показанная на рис.2, а также высота оси диска  $H = 145,5$  мм и ее ширина  $A = 17,5$  мм. Толщины диска в зоне его соединения с ободом и ступицей, а также в средней части диска (см. рис.1) не изменяли.

Расчет размеров скорректированного диска выполнен в окне компьютерной программы [4], содержащем также схему оси диска и его контрольное построение.

На основе полученных размеров элементов оси диска (см. рис.2) можно проверить, что выполняется принцип «золотого сечения»:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{H_3}{H_2} = \frac{A_3}{A_2} = \frac{R_3}{R_2} = \frac{H_3}{H_4} = \frac{A_3}{A_4} = \frac{R_3}{R_4} = k = 1,618. \quad (1)$$

Для верхнего элемента оси диска в окне программы, представленном на рис.3, даны результаты расчета величины радиуса  $R = 98,9$  мм и показано, что величина прогиба оси диска ( $P = 2,7$  мм) определена на основе прогиба соответствующей «цепной линии». Из контрольного построения видно, что дуга окружности практически совпадает с «цепной линией». Максимальное отклонение рассмотренных кривых составляет 0,107 мм, а среднее отклонение - 0,055 мм.

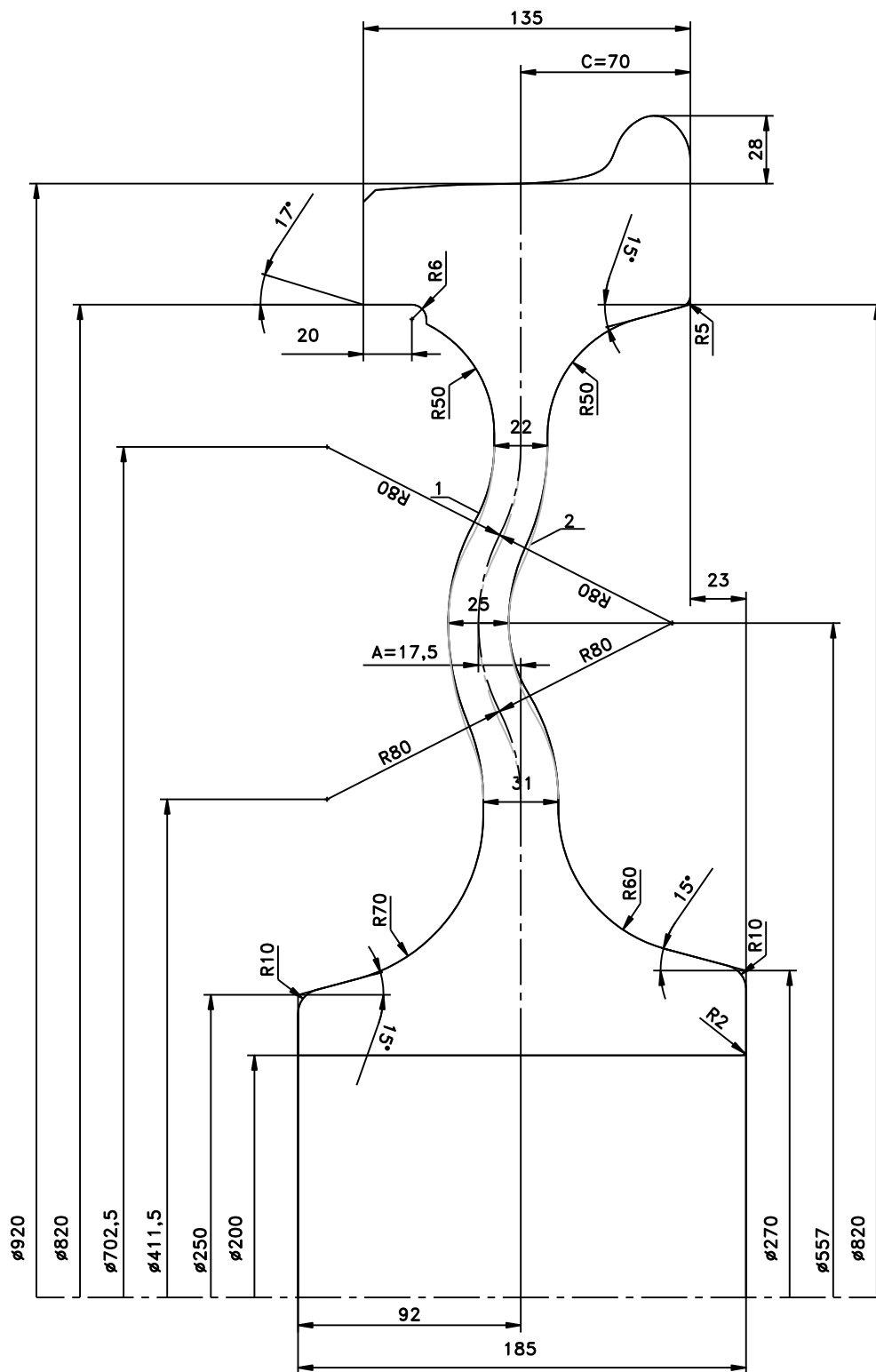
Аналогично определены значения других радиусов оси диска. Спроектированная ось диска и назначенные его толщины в зоне обода, ступицы, а также посередине, однозначно определили конфигурацию и размеры нового диска с наружной и внутренней сторон колеса, который и показан дополнительной линией на рис.1 (см. позицию 2).

В табл. 1 представлены результаты расчетов напряженно-деформированного состояния элементов исходного колеса  $\varnothing 920$  мм (см. рис.1) и колеса, имеющего скорректированный диск (причем его масса не превышает массу исходного колеса).

Расчеты выполнены по методике стандарта ИС 510-5:2003. Результаты по отклонению гребня под нагрузкой и перемещению обода по вертикали получены близкими. А вот максимальные эквивалентные напряжения в зоне центрального выгиба диска с внутренней стороны колеса и в зонах дуг сопряжения диска со ступицей у колеса со скорректированным диском получены ниже, чем у исходного колеса. Причем, скорректированный диск обеспечивает и более равномерное распределение в нем напряжений.

На следующем этапе применительно к решению задачи проектирования оси диска колеса рассмотрим возможность увеличения степени приближения оси каждого элемента диска колеса к соответствующей «цепной линии». В соответствии с теорией, созданной в работах [3, 4], в процессе проектирования оси диска колеса используется схема №1, представленная в левой части окна программы на рис.3. Величина радиуса окружности  $R$  и координаты ее центра  $(C, y_C)$  однозначно определяются координатами трех любых точек, лежащих на этой окружности. Здесь используются координаты трех точек  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$  и  $(x_3, y_3)$ , лежащих на «цепной линии», которые показаны на рис.3. Первые две точки – это крайние точки рассматриваемой кривой. Положение третьей точки определено координатами:  $x_3 = -x_2$ ;  $y_3 = y_2$ . То есть третья точка лежит на «цепной линии», но за пределами элемента длиной  $L$  (см. рис.3).

Решим поставленную выше задачу путем использования новой схемы, представленной на рис.4.



**Рис. 1.** Профиль железнодорожного колеса  $\phi 920$  мм:  
 1 – контур диска исходного колеса, поставляемого по стандарту EN 13262:2004; 2 – скорректированный контур диска.

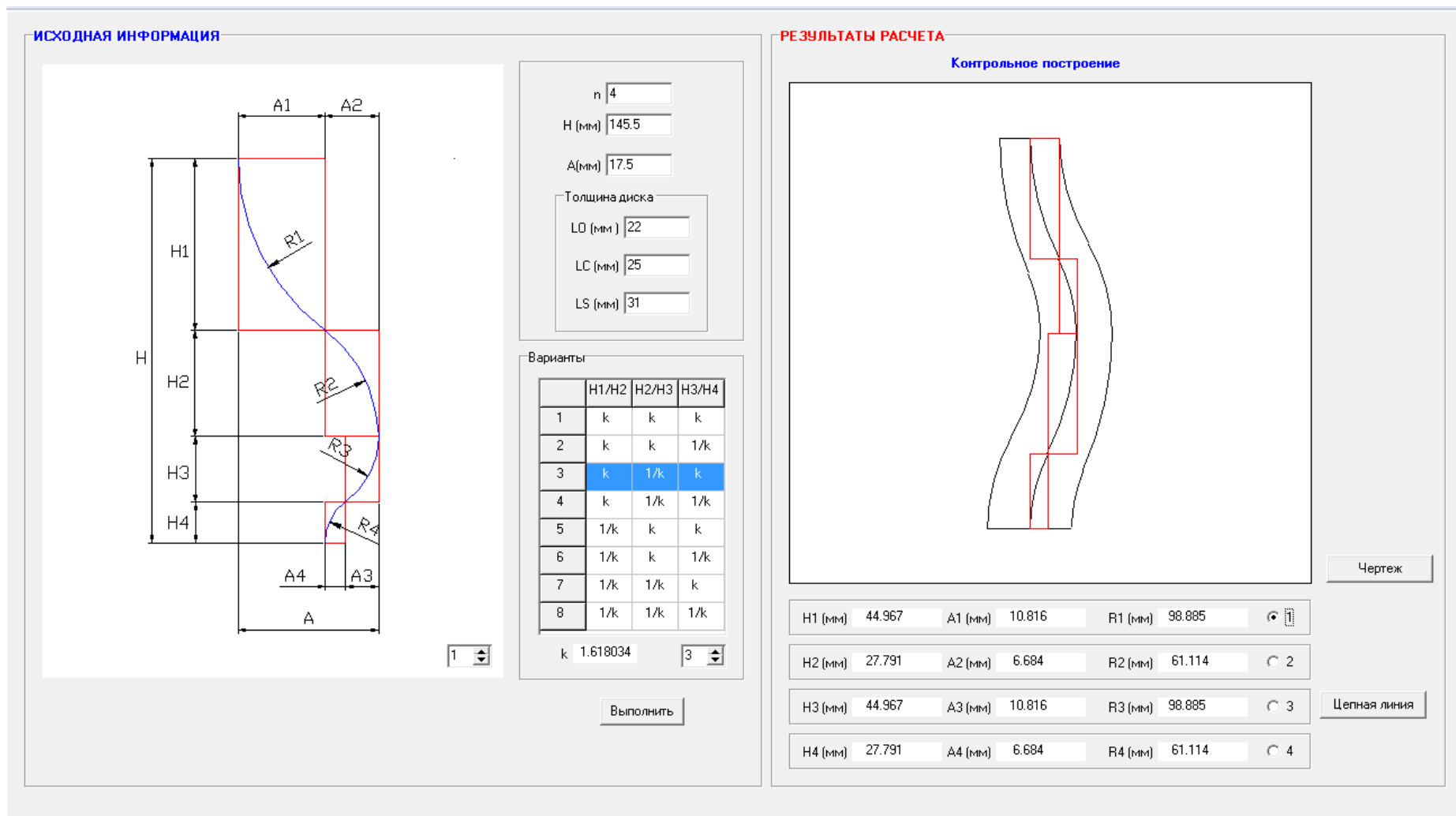
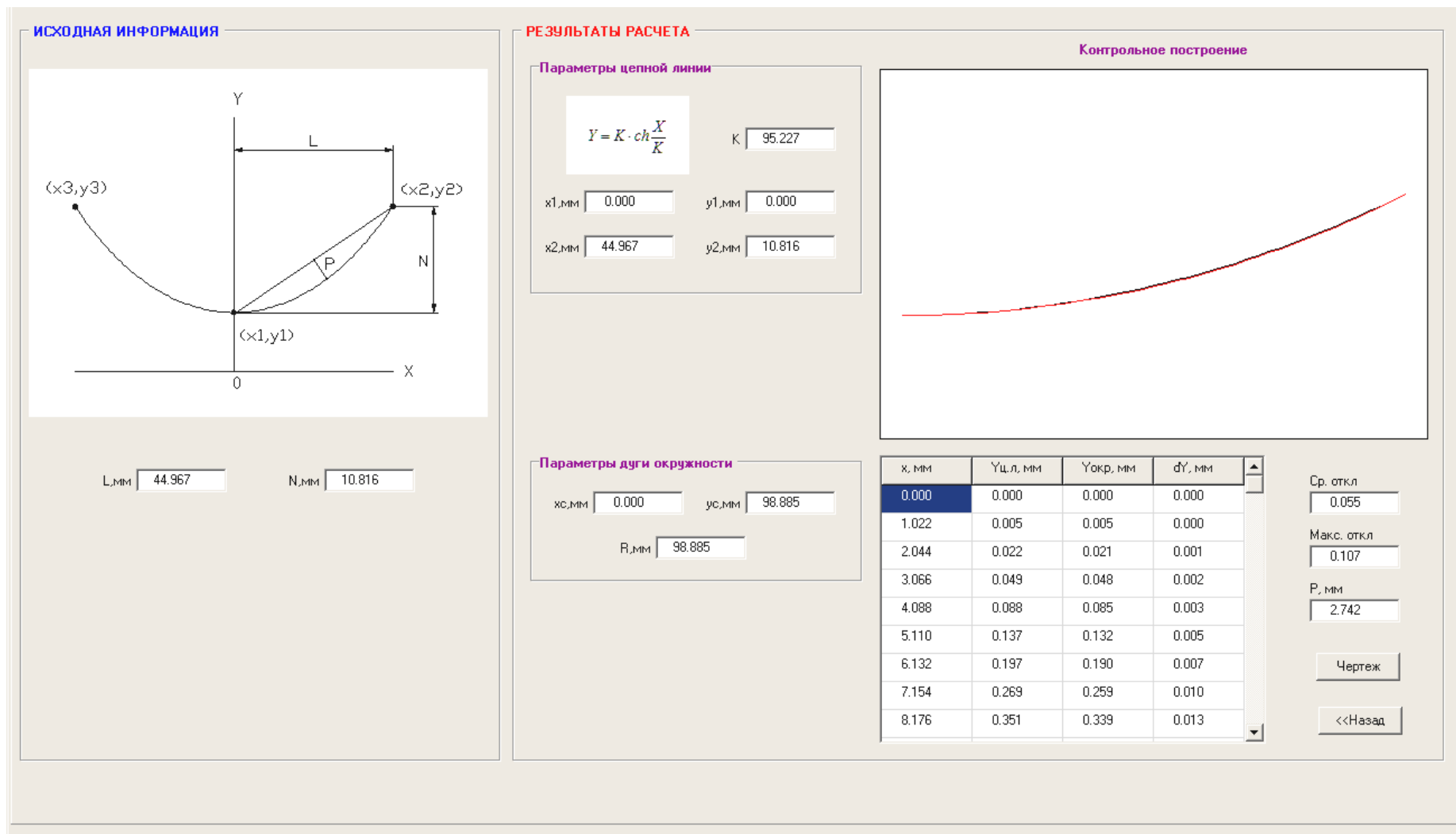


Рис.2. Окно компьютерной программы проектирования 4-х радиусного диска колеса на базе созданной теории



**Рис.3.** Окно компьютерной программы расчета (на базе схемы №1) параметров «цепной линии» и на ее основе – величины радиуса и прогиба дуги окружности, являющейся элементом оси диска

Таблица 1

## Сравнительные характеристики колес

		Конструкции колес Ø920 мм				
		Колесо, поставляемое по EN 1362:2004 (см. рис.1, исходный диск – позиция 1)	Колесо со скорректированным 4-х радиусным диском (см. рис.1, позиция 2)	Колеса с новым 2-х радиусным диском при заданных расстояниях между осью обода и осью ступицы, мм		
				40	45	50
При действии вертикальной нагрузки (137953 Н), приложенной к кругу катания колеса						
Отклонение гребня под нагрузкой, мм	от рельса	0,195	0,220		0,022	
	к рельсу			0,01		0,023
Перемещение обода по вертикали (гребень/полевая часть), мм		-0,075/0,002	-0,080/0,007	-0,063/-0,023	-0,069/-0,013	-0,067/-0,031
При одновременном действии двух нагрузок: вертикальной (137953 Н), приложенной у основания гребня, и горизонтальной (66217 Н), действующей на гребень с наружной стороны колеса						
Максимальные эквивалентные напряжения в диске, МПа	внутренняя сторона колеса	265 - в зоне дуги над ступицей; 206 - в зоне центрального выгиба	233 - в зоне дуги над ступицей; 191 - в зоне центрального выгиба	188 - в зоне дуги над ступицей; 174 - в зоне центрального выгиба	179 - в зоне дуги над ступицей; 172 - в зоне центрального выгиба	158 - в зоне дуги над ступицей; 230 - в зоне центрального выгиба
	наружная сторона колеса	189 - в зоне дуги над ступицей	175 - в зоне дуги над ступицей	118 - в зоне дуги над ступицей	113 - в зоне дуги над ступицей	112 - в зоне дуги над ступицей

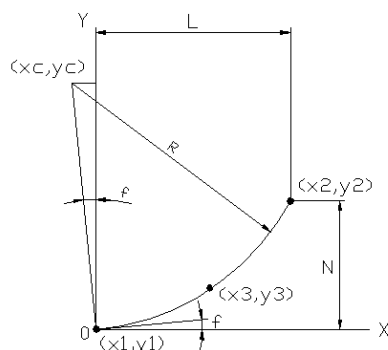


Рис.4. Схема №2 к расчету радиуса дуги окружности, являющейся осью элемента оси диска

В этом случае третья точка с координатами  $(x_3, y_3)$  также расположена на «цепной линии», но посередине дуги. Поэтому на рассматриваемом элементе длиной  $L$  такой вариант дает более точное описание «цепной линии» дугой окружности.

По схеме №1 (см. рис.3) в точке с координатами  $(x_1, y_1)$  дуга всегда расположена по касательной, параллельной оси  $OX$  [3], что удобно при проектировании профилей колес.

По схеме №2 (см. рис.4) дуга окружности в крайней точке с координатами  $(x_1, y_1)$  расположена под некоторым углом  $f$  по отношению к оси  $OX$ , что требует учета этого обстоятельства.

Во-первых, на практике известны конструкции колес, в которых ось диска в зоне его соединения с ободом или ступицей не параллельна рассматриваемой оси  $OX$ . Соответственно, схема №2 приемлема для таких вариантов.

Причем, величину угла  $f$  можно определить по формуле (см. рис.4)

$$f = \arctg\left(\frac{-x_C}{y_C}\right).$$

Во-вторых, в случае необходимости обеспечения сопряжения дуги окружности в точке  $(x_1, y_1)$  по касательной с прямой, параллельной оси  $OX$ , эту дугу можно повернуть на угол  $f$ . При этом новые координаты крайних точек дуги с радиусом  $R$  и новые координаты центра окружности определяются по следующим формулам, полученным на основе известных формул поворота системы координат:

$$x_{1-} = 0;$$

$$y_{1-} = 0;$$

$$x_{2-} = x_2 \cdot \cos(f) + y_2 \cdot \sin(f);$$

$$y_{2-} = -x_2 \cdot \sin(f) + y_2 \cdot \cos(f);$$

$$x_C = 0;$$

$$y_C = -x_C \cdot \sin(f) + y_C \cdot \cos(f).$$

Разработана компьютерная программа расчета радиуса  $R$  и координат центра соответствующей окружности применительно к схеме №2, представленной на рис.4. Окно этой программы показано на рис.5. Дуга окружности, являющаяся элементом оси диска колеса, по схеме №2, как указано выше, всегда проходит через три точки, лежащие на «цепной линии» в пределах длины  $L$ . Причем, две из них - это крайние точки дуги (см. рис. 4, 5), а третья – это точка, которая лежит посередине рассматриваемой дуги. Это обстоятельство, в первую очередь для колес, у которых расстояние между осью обода и осью ступицы превышает 20 – 25 мм, обеспечивает увеличение степени приближения оси каждого элемента диска к соответствующей «цепной линии» и расчет уточненных значений искомых радиусов дуг окружностей.

В окне программы, представленном на рис.3, координаты точки  $(x_2, y_2)$  и координаты центра дуги окружности  $(x_C, y_C)$  по каждому отдельно рассматриваемому элементу оси диска для удобства даются с учетом следующего условия:  $x_1 = 0$ ;  $y_1 = 0$ . Аналогичное условие учитывается и в окне программы, представленном на рис.5.

### ИСХОДНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

L, мм

N, мм

### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

#### Параметры цепной линии

$$Y = K \cdot ch \frac{X}{K}$$

K

x1, мм     y1, мм

x2, мм     y2, мм

#### Параметры дуги окружности

xс, мм     yc, мм

R, мм

#### Поворот вокруг точки x1, y1 на угол f

f, град

x1\_мм     y1\_мм

x2\_мм     y2\_мм

xс\_мм     yc\_мм

#### Контрольное построение

x, мм	Yц. л, мм	Yокр, мм	dY, мм
0.000	0.000	0.000	0.000
1.013	0.003	0.014	0.011
2.025	0.012	0.033	0.021
3.038	0.028	0.058	0.031
4.050	0.049	0.089	0.040
5.063	0.077	0.125	0.049
6.075	0.110	0.167	0.057
7.088	0.150	0.215	0.065
8.100	0.196	0.268	0.072

Ср. откл

Макс. откл

R, мм

**Рис.5.** Окно компьютерной программы расчета (на базе схемы №2, см. рис.4) параметров «цепной линии» и на ее основе – величины радиуса и прогиба дуги окружности, являющейся элементом оси диска



В настоящей работе поставлена задача с учетом требований стандарта [7] выполнить проектирование нового профиля колеса  $\varnothing 920$  мм, имеющего повышенные характеристики.

Исходной информацией для проектирования послужили следующие условия.

Во-первых, обод и ступица, а также их взаимное положение приняты такими же, как у исходного колеса  $\varnothing 920$  мм, поставляемого по стандарту EN 1362:2004 (см. рис.1).

Во-вторых, не изменяли толщину диска в зоне его соединения с ободом ( $L_O = 22$  мм) и ступицей ( $L_S = 31$  мм) (см. рис.1).

В-третьих, принята 2-х радиусная схема диска колеса (см. рис.6).

Проектирование оси диска колеса выполнено в окне программы, показанном на рис.6. Высота оси диска принята равной  $H = 154$  мм. Ширину оси диска варьировали в рассмотренном ниже диапазоне. В окне программы (см. рис.6) даны результаты расчета диска колеса при  $A = 45$  мм. Представленные под окном контрольного построения диска колеса размеры элементов оси удовлетворяют условию (1). Величины прогибов дуг окружностей, являющихся элементами оси диска, рассчитаны в окне, представленном на рис.5. Например, для радиуса  $R = 183,7$  мм величина указанного прогиба равна  $P = 6,8$  мм. При этом величина максимального отклонения дуги окружности от соответствующей «цепной линии» (ее параметры даны в этом же окне) не превышает 0,181 мм. Среднее отклонение составило 0,095 мм.

Установлено, что проектирование оси диска при  $A = 45$  мм по схеме №1 привело бы к увеличению указанных отклонений не менее, чем в 2,2 раза.

Известно, что величина  $A$  (расстояние между осью обода и осью ступицы) и величина  $C$  (расстояние от оси обода до боковой поверхности обода с внутренней стороны колеса) (см. рис.1) оказывают существенное влияние на распределение напряжений в диске колеса, а также на величину и направление перемещения гребня колеса под действием эксплуатационных нагрузок.

В процессе проектирования профиля нового колеса расстояние от оси обода до боковой поверхности обода с внутренней стороны колеса ( $C$ ) было определено путем исследования следующего диапазона изменения этого размера:  $70 \text{ мм} \leq C \leq 80 \text{ мм}$ . Установлено, что при  $70 \text{ мм} \leq C \leq 78 \text{ мм}$  на всем исследованном диапазоне изменения величины  $A$  ( $40 \text{ мм} \leq A \leq 50 \text{ мм}$ ) имеет место отклонение гребня под нагрузкой в сторону рельса. Исключить отклонение гребня по направлению к рельсу возможно при  $C = 80$  мм.

Полученная информация о влиянии величины межосевого расстояния на характер деформации колеса и получаемые в диске напряжения при прочих равных условиях (фиксированных толщинах диска у обода и ступицы, неизменных значениях радиусов дуг сопряжения обода и ступицы с диском и расстояния  $C = 80$  мм) представлена в табл.1.

Установлено, что наиболее приемлемым межосевым расстоянием является величина  $A = 45$  мм (см. табл.1 и рис. 7, 8). В этом случае даже при наиболее неблагоприятном виде эксплуатационной нагрузки обеспечиваются минимальные напряжения в диске колеса и минимальная неравномерность их распределения. Кроме того, при указанном межосевом расстоянии гребень колеса при действии на него вертикальной нагрузки, приложенной в круге катания, отклоняется по направлению от рельса на 0,02 мм. При этом максимальные эквивалентные напряжения в зонах дуг над ступицей, которые в исходном колесе имели наибольшие значения, снижаются: с внутренней стороны колеса на 32 %; с наружной – на 40 %. Напряжения в зоне центрального выгиба также снижаются на 17 %.

Профиль спроектированного колеса с 2-х радиусным диском выполнен по номинальным размерам и представлен на рис.7. Масса данного колеса не превышает массу исходного колеса  $\varnothing 920$  мм, поставляемого по EN 1362:2004 (см. рис.1). Распределения напряжений в элементах исходного колеса, колеса со скорректированным диском и колеса с новым 2-х радиусным диском показаны на рис.8.

## ВЫВОДЫ

Получила дальнейшее развитие теория проектирования профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками, созданная на базе принципа «золотого сечения» и использования «цепной линии» при построении оси диска.

Показано, что совершенствование профилей колес, которое выполняется с учетом основных положений предложенной теории, обеспечивает повышение их эксплуатационных характеристик. Это справедливо также для колес, широко используемых на практике и имеющих довольно высокие эксплуатационные характеристики, причем и в том случае, когда корректируются только величины радиусов диска без изменения его толщин и схемы оси диска.

На основе усовершенствованной теории и разработанной специализированной компьютерной программы выполнено проектирование профиля колеса  $\varnothing 920$  мм с новым 2-х радиусным диском, у которого обод и ступица, а также их взаимное положение соответствуют колесам, поставляемым по стандарту EN 1362:2004. Показано, что максимальные эквивалентные напряжения в диске такого колеса, возникающие от действия эксплуатационных нагрузок, уменьшены на 17 – 40 % (в сравнении с исходным колесом), что, соответственно, повышает его надежность.

### *Перечень ссылок*

1. *Яковченко А.В.* Проектирование профилей и калибровок железнодорожных колес: монография / *А.В. Яковченко, Н.И. Ивлева, Р.А. Гольшиков.* – Донецк: ДонНТУ, 2008. – 491с.
2. *Снитко С.А.* Классификация профилей железнодорожных колес / *С.А. Снитко, А.В. Яковченко, Н.И. Ивлева* // Наукові праці ДонНТУ. Металургія: Зб. наук. пр. – Донецьк, 2007. – Вип. 9 (122). – С.137 – 146.
3. *Снитко С.А.* Теоретические основы проектирования профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками, построенными на базе принципа «золотого сечения» и «цепной линии» / *С.А. Снитко, А.В. Яковченко, Н.И. Ивлева* // Наукові праці ДонНТУ. Металургія: Зб. наук. пр. – Донецьк, 2012. – Вип. (14) – 2 – (15)'2012 (212). – С.131 – 146.
4. *Снитко С.А.* Реализация системного подхода при проектировании профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками / *С.А. Снитко, А.В. Яковченко, Н.И. Ивлева* // Захист металургійних машин від поломок: Зб. наук. пр. – Маріуполь, 2012. – Вип. 14. – С.25-39.
5. ГОСТ 10791 – 2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. Действительный от 01. 01.2012. – Минск: Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2011. – 38с.
6. Пат. 2259279 Российская Федерация, МПК В60 В 3/02, 17/00, В21/Р. Цельнокатанное железнодорожное колесо и способ его изготовления / *С.А. Королев, А.М. Волков, А.И. Кондрушин, Р.А. Гольшиков, В.А. Крошкин, А.А. Яндимиров, А.И. Роньжин, И.Л. Пашолок, А.С. Разумов*; Открытое акционерное общество «Выксунский металлургический завод». – № 2004100876/11; заявл. 15.01.2004; опубл. 27.08.2005, Бюл. №24. – 13с.
7. EN 13262:2004. Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheels — Product requirement. Was approved on 18 March 2004. – Brussels: EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, 2004. – 48с.

Рецензент: д.т.н., проф. Е.А.Руденко

*Статья поступила 17.09.2013.*

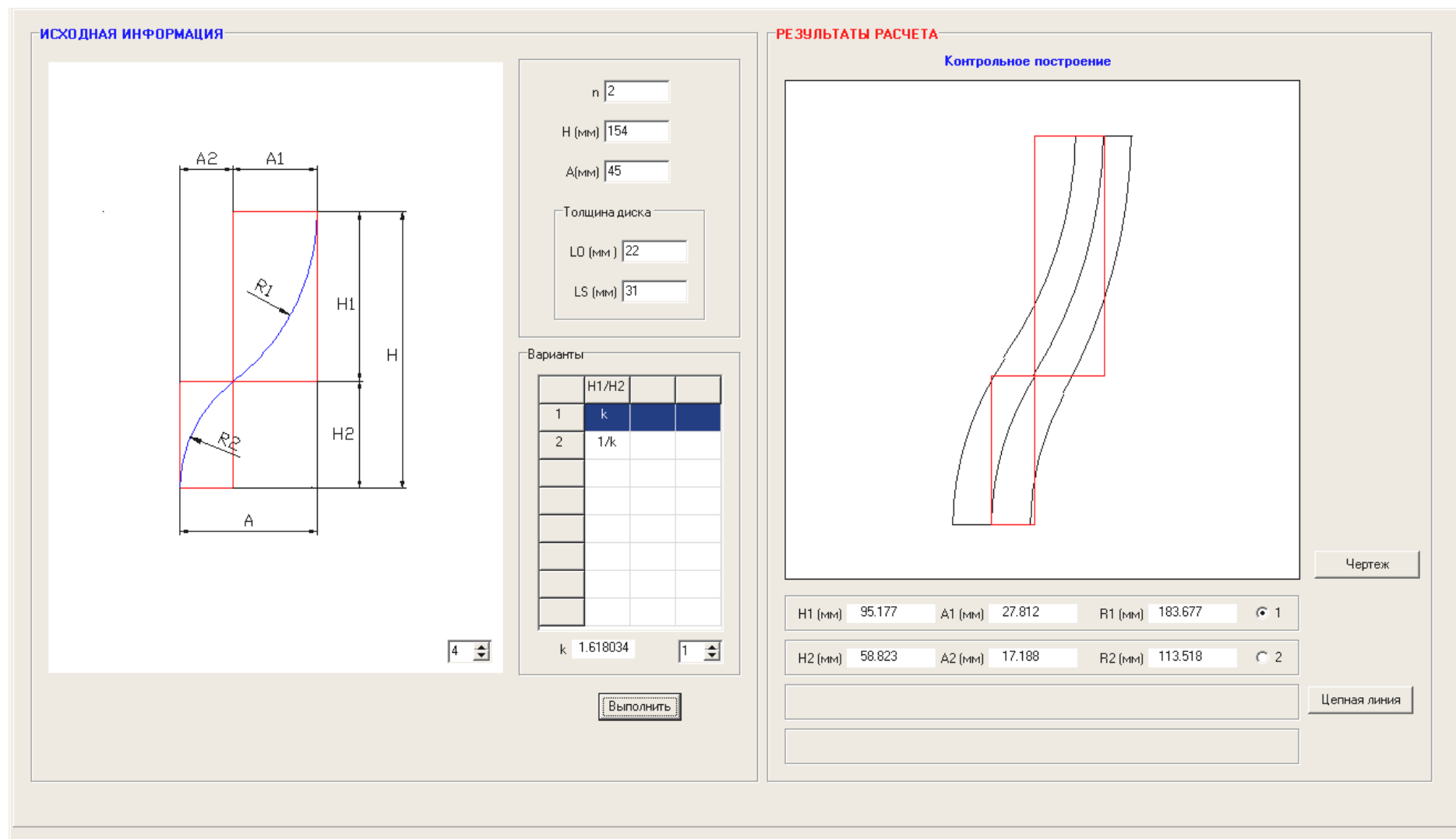
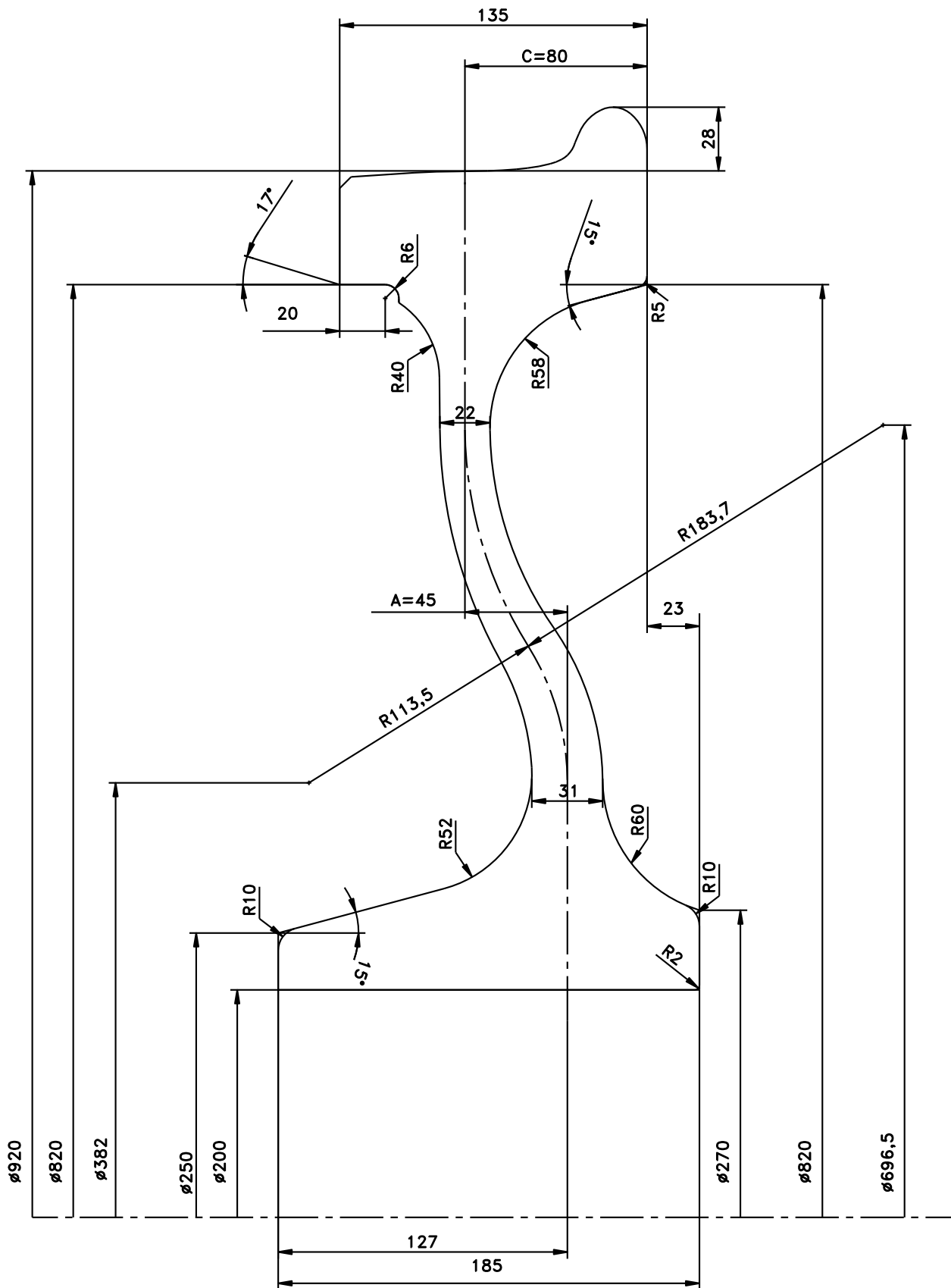
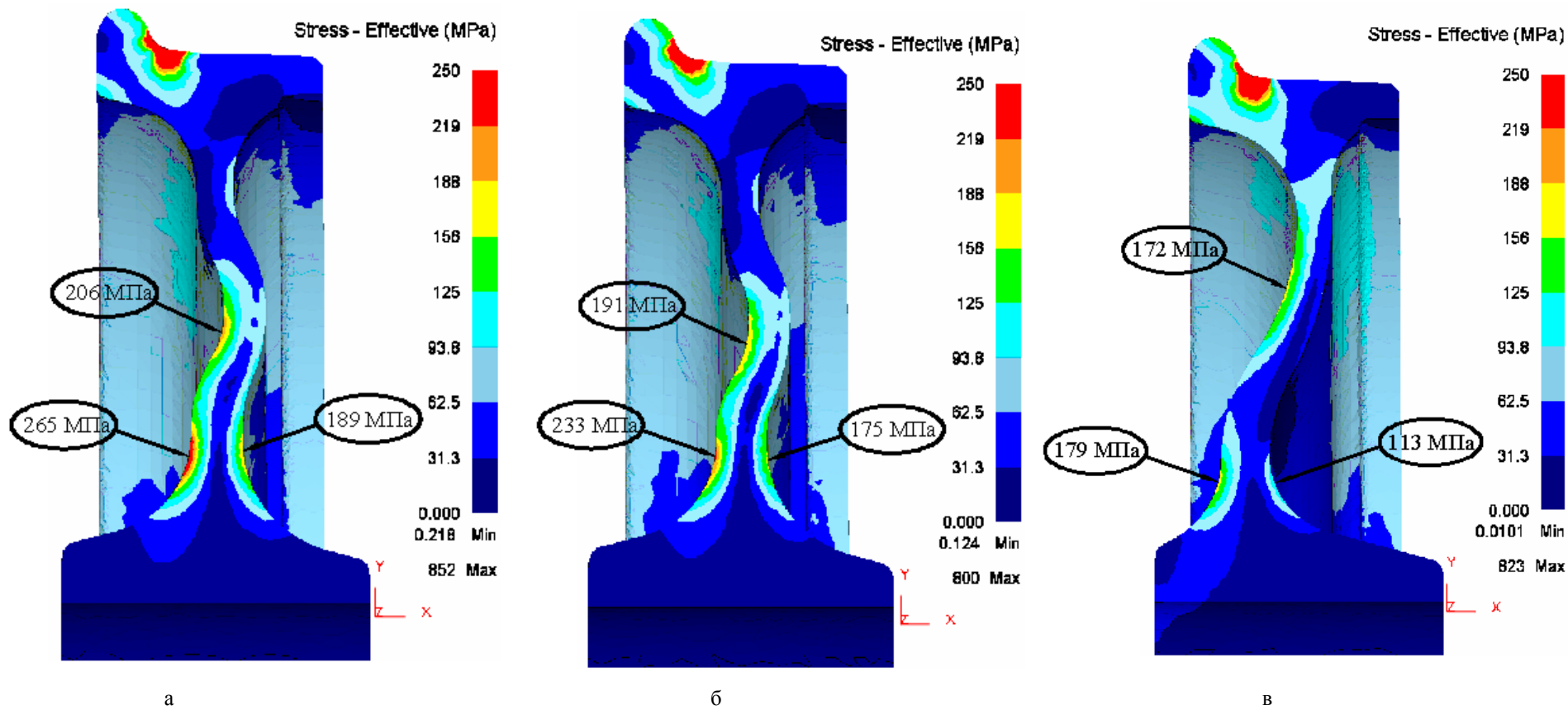


Рис.6. Окно компьютерной программы проектирования 2-х радиусных дисков колес на базе схемы №2 (см. рис.4)



**Рис.7.** Профиль железнодорожного колеса  $\varnothing 920$  мм с новым 2-х радиусным диском (расстояние между осью обода и осью ступицы  $A = 45$  мм), у которого обод и ступица, а также их взаимное положение соответствуют колесам, поставляемым по стандарту EN 1362:2004



**Рис.8.** Результаты конечно-элементного моделирования напряженного состояния колес  $\varnothing 920$  мм (при одновременном действии двух нагрузок: вертикальной (137953 Н), приложенной у основания гребня, и горизонтальной (66217 Н), действующей на гребень с наружной стороны колеса): а – колесо (исходное), поставляемое по стандарту EN 1362:2004 (см. рис1); б – колесо со скорректированным (по сравнению с исходным) 4-х радиусным диском; в – колесо с новым 2-х радиусным диском (см. рис.7).

