

**Саенко Александр Викторович**

E-mail: aleks@fep.tti.sfedu.ru.

347922, г. Таганрог, ул. Шевченко, 2.

Тел.: 88634371603.

Кафедра конструирования электронных средств; аспирант.

**Malyukov Sergey Pavlovich**

Taganrog Institute of Technology – Federal State-Owned Autonomy Educational Establishment of Higher Vocational Education “Southern Federal University”.

E-mail: malyukov@fep.tti.sfedu.ru.

2, Shevchenko Street, Taganrog, 347900, Russia.

Phone: +78634371603.

The Department of Electronic Apparatuses Design; Head the Department; Professor; Corresponding Member RANS.

**Saenko Alexandr Victorovich**

E-mail: aleks@fep.tti.sfedu.ru.

The Department of Electronic Apparatuses Design; Postgraduate Student.

УДК 629.37:620.178.35

**В.В. Миронова**

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА УДАРНОГО  
НАГРУЖЕНИЯ КОЛЕС\***

*Предложена методика исследования поведения дисков алюминиевых колес при ударном воздействии. Она основана на методе конечных элементов с использованием программного комплекса КАПРИС. В результате получена картина напряженно-деформированного состояния обода колеса. Из нее можно сделать вывод, что при ударе напряжения концентрируются близко к месту приложения нагрузки, и для расчета достаточно рассмотреть одну четвертую часть обода колеса*

*Моделирование компьютерное; колесо алюминиевое; удар осевой; состояние напряженно-деформированное; метод конечных элементов.*

**V.V. Mironova**

**COMPUTER-BASED MODELING OF WHEELS IMPACT LOADING**

*The paper considers the technique of studying the behavior of aluminium wheels discs while impact loading. It is based on the finite element method with using software tool KAPRIC. As a result the picture of wheel stress-deformation field is drawn. From this it may be concluded that the stresses are concentrated near the place of loading; hence for further calculations it is enough to consider only a quarter of wheel*

*Computer-based modeling; aluminium wheel; axial impact; stress-deformation field; finite element method.*

**Введение.** Разрушение колес автомобиля при ударных воздействиях в процессе движения может привести к опасным последствиям, что особенно актуально для колес из легких сплавов. Поведение колеса в процессе ударных нагрузок описывается методом конечных элементов (МКЭ) [1]. Виды ударного нагружения могут быть различными, однако статистический анализ показывает, что один из наиболее типичных видов нагружения – осевой удар по ободу колеса.

---

\* Работа выполнена при поддержке: РФФИ (грант № 10-07-00727).

Осевой удар можно имитировать в типовых стендовых испытаниях (на испытательном стенде подвешивается груз массой  $M = 50$  кг, который падает с высоты  $H = 0,6$  м вдоль оси колеса на наружный обод колеса). Помимо этого, для проектирования колес следует иметь математическую модель ударных нагрузок.

В работе описана методика исследования динамического поведения колеса при ударном воздействии с использованием программного комплекса КАПРИС [2], предназначенного для динамических расчетов на основе МКЭ. Программы комплекса позволяют исследовать нестационарные динамические процессы, возникающие в конструкциях при внешних усилиях, с учетом начальных условий, соответствующих реальному механизму ударного нагружения.

Кроме обычных конечно-элементных моделей (КЭМ), программный комплекс предусматривает создание упрощенных расчетных динамических моделей за счет представления отдельных частей конструкции в схеме с помощью эквивалентных матриц жесткостей.

Таким образом, удалось провести совмещение в модели матриц треугольных оболочечных элементов общего вида и матриц жесткости и масс, полученных в результате осесимметричных расчетов оболочки. Подобный комбинированный подход позволяет снизить общее число степеней свободы задачи и значительно сократить время вычислений. Это особенно важно, если рассматривается задача ударного нагружения, для которой используются методы прямого интегрирования, позволяющие качественно моделировать процессы в широком частотном диапазоне.

Исследование динамики удара с помощью программного комплекса КАПРИС наряду с прямыми методами предусматривает процедуры, использующие разложение по тонам собственных колебаний, потенциально более быстрых при проведении многовариантных расчетов. Возможность сравнения результатов, полученных с помощью различных алгоритмов, позволяет пользователю выбрать оптимальный шаг интегрирования при прямых способах или необходимое для достижения заданной точности число учитываемых тонов при разложении, к тем самым свести к минимуму связанные с подобными вещами погрешности.

Расчетная часть исследования включает создание конечно-элементной модели оболочечного типа и формулировку начальных условий в момент контакта падающего груза с ободом колеса. Начальные условия динамического процесса моделировались следующим образом: в месте контакта падающего груза с ободом колеса помещалась эквивалентная масса, обладающая в начальный момент заданной скоростью, определяемой из энергетических соображений.

**Исходная модель колеса.** В работе рассмотрена наиболее опасная (по условиям эксперимента) часть колеса, состоящая из участков наружного и внутреннего обода со спицей (рис. 1).

Модель жестко закреплялась по внутреннему диаметру спицы и по крайним сечениям выделенной части обода колеса. Нагрузка сосредоточена в центральной части наружного обода колеса в направлении оси колеса. Конечно-элементная модель, представляющая собой несколько четырехугольных зон с восемью узлами, криволинейными границами и общими сторонами, была автоматически разбита с использованием программы генерации сетки на необходимое количество треугольных элементов. При создании КЭМ применялось семейство треугольных конечных элементов тонкой оболочки с переменной толщиной и шестью степенями свободы в узле (рис. 2).

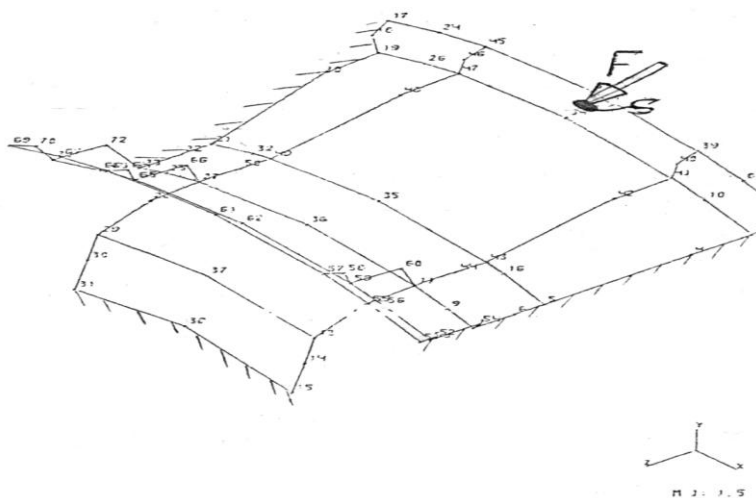


Рис. 1. Схематическое представление нагружения обода колеса со спицей

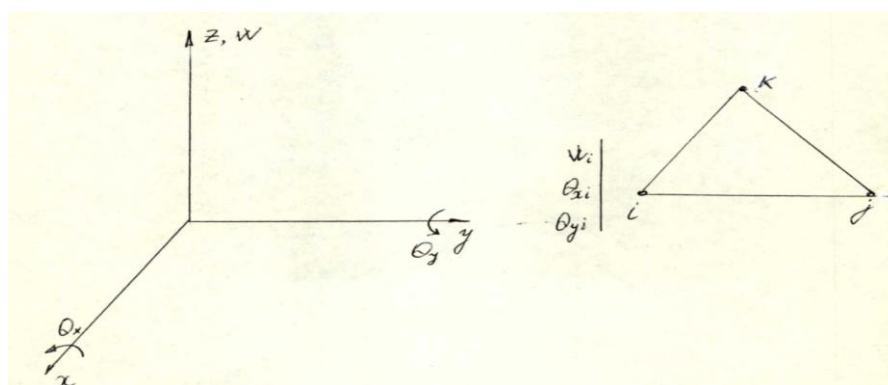


Рис. 2. Треугольный элемент тонкой оболочки

Для апробирования КЭМ были произведены предварительные расчеты на основе МКЭ, подсчитаны значения напряжения как при внезапной приложении нагрузки, так и при статическом действии эквивалентного груза. Динамический коэффициент получился равным  $K_{дин} = 1.5$ , что подтверждает недостаточность статического расчета и необходимость решения динамической задачи [3]. Анализ значений напряжений показал, что расчет рассматриваемой конструкции необходимо провести на основе уточненной модели. На рис. 3 представлены изолинии интенсивности напряжений при динамическом нагружении.

Рациональная расчетная схема (рис. 4), полученная из вариантных расчетов, представляет собой четвертую часть наружного обода колеса, абсолютно жестко закрепленного по правому краю обода (перемещения равны 0) и кососимметрично закрепления равны 0) и кососимметрично ( $u_y, u_z, \varphi_x$ ) по левому краю.

С целью снижения влияния жесткого закрепления (по внутреннему диаметру наружного обода) на точность расчета была проведена замена жесткого закрепления на податливое. Отброшенная эквивалентная жесткость части обода и спицы определялась на основе статического расчета осесимметричной модели колеса (рис. 5).

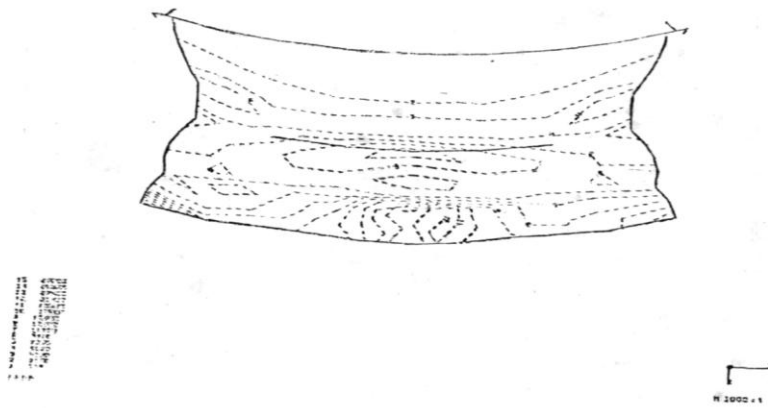


Рис. 3. Изолинии интенсивности напряжений при динамическом нагружении

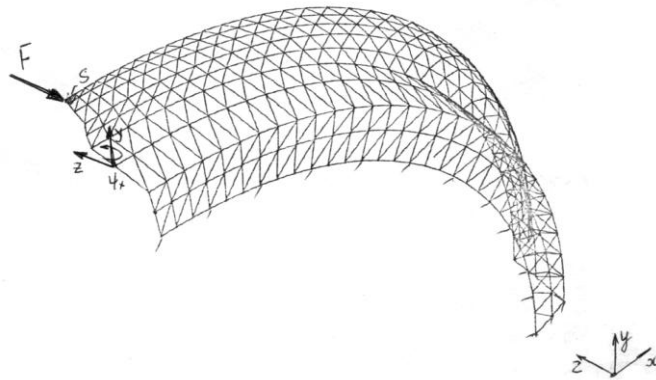


Рис. 4. Расчетная модель обода колеса

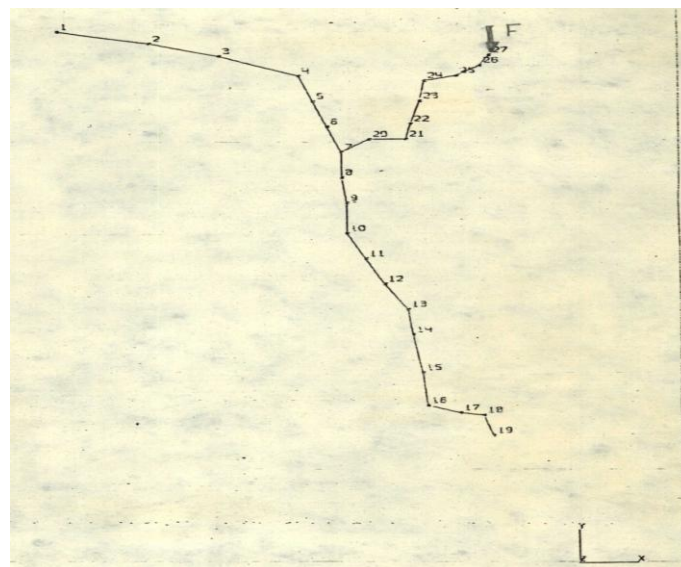


Рис. 5. Осесимметричная модель колеса

Окончательная КЭМ содержит 520 треугольных элементов тонкой оболочки, смещенных к месту приложения эквивалентной массы. Нагрузка распределена в пяти узлах исследуемой КЭМ. Для уменьшения объема исходных данных и числа неизвестных использована симметрия системы.

Динамические параметры модели определялись, как прямым интегрированием по времени системы дифференциальных уравнений равновесия в матричной форме, так и на основе разложения по нормальным координатам.

Для исследуемой расчетной модели были найдены собственные значения, получены формы собственных колебаний системы в диапазоне частот от 100 до 400 гц (рис. 6,7). Формы и частоты собственных колебаний представляет самостоятельную ценность для конструкторов, но наибольший интерес представляют параметры динамического нагружения при внезапном приложении нагрузки, т.е. реальная картина напряженно-деформированного состояния системы.

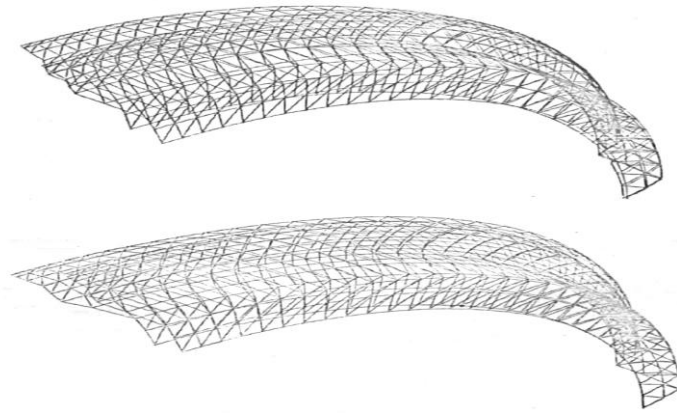


Рис. 6. Формы собственных колебаний обода: тон I,II

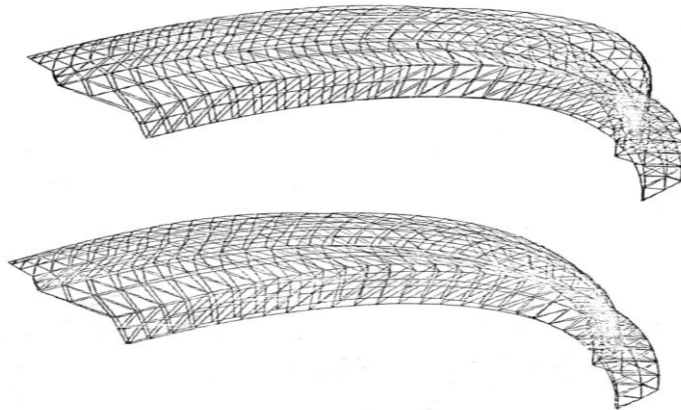


Рис. 7. Формы собственных колебаний обода: тон III,IV

В результате получены переменные по времени поля напряжений и перемещений. На рис. 8 представлены графики изменения по времени смещения в узлах близких к месту приложения нагрузки. Для момента времени соответствующего экстремальному смещению изображены изолинии интенсивности напряжений

(рис. 9), где отчетливо видна концентрация напряжений к месту приложения ударной нагрузки. Максимальное значение напряжений составляет 450 МПа.

Достоверность результатов расчета подтверждается данными стендовых испытаний.

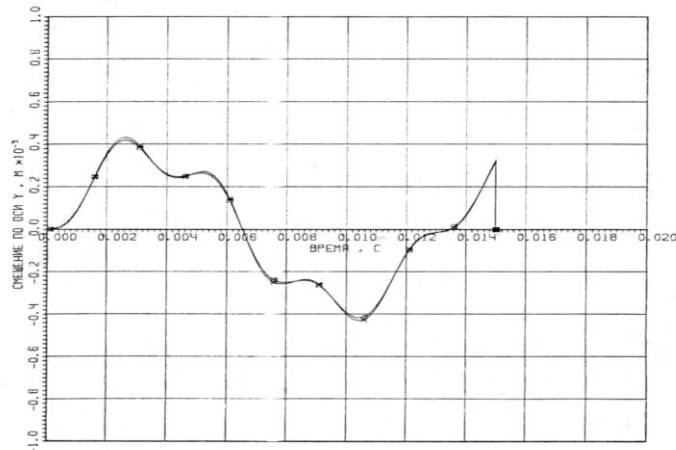


Рис. 8. График функции изменения по времени узловых смещений



Рис. 9. Поля напряжений при внезапном приложении нагрузки

**Заключение.** Таким образом, в работе предложена методика исследования поведения дисков алюминиевых колес при ударном воздействии. Результаты решения задачи моделирования осевого удара могут быть использованы при проектировании колес для нужд различных отраслей.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Зенкевич О.С.* Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975.
2. *Русанов О.А.* Программная система методов конечных и граничных элементов оценки прочности конструкций // Математика, механика, экология. – Вып. 1. Сборник научных трудов. – М.: МГУИЭ, 2002. – С. 193-200.
3. *Бидерман В.Л.* Расчеты на прочность в машиностроении. – Т. 3. – М.: Машиностроение, 1978.

**Миронова Виолетта Валерьевна**

Московский Автомобильно-Дорожный Университет.

E-mail: violettmir@gmail.com.

125319, г. Москва, Ленинградский пр., д. 64.

Тел.: 89057566997.

Кафедра строительной механики; старший преподаватель.

**Mironova Violetta Valerievna**  
 Moscow Automotive- Road University.  
 E-mail: violettmir@gmail.com.  
 64, Leningradsky ave., Moscow, 125319, Russia.  
 Phone: +79057566997.  
 The Department of Structural Mechanics; Senior Lecturer.

УДК 519.7

**А.А. Айбазова**

**СИТУАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ПОИСКА ЭКСТРЕМУМА КРИТЕРИЯ  
 КАЧЕСТВА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ**

*Приведено системное определение системы автоматической оптимизации, нечеткой ситуацией функционирования, описано назначение параметров нечеткой ситуации. Определена нечеткая ситуационная модель принятия решений. Выбор управляющих решений производится в соответствии с результатами теоретических и экспериментальных исследований алгоритмов поиска.*

*Автоматическая оптимизация; нечеткие параметры.*

**A.A. Ayibazova**

**SITUATIONAL MODEL OF SEARCH OF THE EXTREMUM OF CRITERION  
 OF QUALITY OF SYSTEM OF AUTOMATIC OPTIMIZATION**

*System definition of system of automatic optimisation, is resulted by an indistinct situation of functioning, appointment of parametres of an indistinct situation is described. The indistinct situational model of decision-making is defined. The choice of operating decisions is made according to results theoretical and experimental researches of algorithms of search.*

*Automatic optimization; indistinct parametres.*

Определим объект оптимизации в виде набора:

$$\langle A, S_A, R, S_R, X, \Lambda, \Theta, Z, Y, P, F, Q, t \rangle, \quad (1)$$

где  $A = \{a_i\}$  – множество элементов объекта управления (ОУ);  $S_A$  – множество свойств элементов;  $R = \{r_j\}$  – множество связей между элементами ОУ;  $S_R$  – множество свойств связей между элементами;  $X$  – множество допустимых управлений;  $\Lambda$  – множество входных воздействий;  $\Theta$  – множество возмущающих сигналов;  $Z$  – допустимое множество состояний ОУ;  $Y$  – множество выходных переменных ОУ;  $P$  и  $F$  – операторы функции переходов и функции выходов, определяющие процесс функционирования ОУ;  $Q$  – показатель (критерий) качества;  $t$  – время.

Модели САО могут быть представлены в виде функции переходов

$$p = \langle X \times \Lambda \times Z, Z, P \rangle, \text{ так что } X \times \Lambda \times Z \xrightarrow{p} Z, \quad (2)$$

где  $P$  – график соответствия  $p$ , и функции выходов

$$f = \langle X \times \Lambda \times Z, Y, F \rangle, \text{ так что } X \times \Lambda \times Z \xrightarrow{f} Y, \quad (3)$$

где  $F$  – график соответствия  $f$ .

Алгоритмы функционирования систем автоматической оптимизации (САО) базируются на моделях ОУ и определяют качество функционирования САО в целом. Для решения задач эффективного управления в условиях неполноты данных