

динамические характеристики лопаточного аппарата на основе трехмерных моделей // Вісник НТУ «ХПШ». – Харків, НТУ «ХПШ». – 2005. – №21. – С. 35-43. 7. Жовдак В.А., Демус Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А., Степченко А.С. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного аппарата // Надійність і довговічність машин і споруд. – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України. – 2006. – Вип. 26. – С. 59-67. 8. Соболев И.М. Метод Монте-Карло. – М.: Наука, 1972. – 64 с.  
*Надійшла до редакції 26.10.2007.*

УДК 539.3

**О.В.КЕДРОВСКАЯ; Г.Ю.МАРТЫНЕНКО**, канд.техн.наук; НТУ «ХПИ»,  
**А.Д.ПИРОГОВ**; АО «НПО им.М.В.Фрунзе», Сумы

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ СВАРНЫХ УЗЛОВ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА С ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ДЕФЕКТАМИ**

У статті запропонована модель робочого колеса циркуляційного насоса ГЦН-195М, яка дозволяє адекватно врахувати умову непровару в місцях з'єднання лопаток з основним і покриваючим дисками. Створена модель може бути використана для подальшого аналізу тріщиностійкості конструкції та інших розрахунків.

In article the scheme of the goods accounting at the retail trade firm is considered, necessity of the computerized of the goods accounting as the basic parameter of work of trade enterprises is retail commodity circulation shows.

В настоящее время АО «НПО им. М.В. Фрунзе» является основным поставщиком специального насосного оборудования для всех энергоблоков атомных электростанций. Их производство осуществляется в специализированных цехах, которые оснащены самым современным оборудованием и имеют мощную испытательную базу. Оборудование изготавливается в полном соответствии с требованиями и правилами Госатомэнергонадзора (Минэкобезопасность Украины), проходит жесткий технический контроль. Общий срок его службы составляет не менее 30 лет.

К уникальному оборудованию относятся выпускаемые предприятием для энергоблоков ВВЭР-1000 главные циркуляционные насосы ГЦН-195М мощностью 8000 кВт и подачей теплоносителя 20000 м<sup>3</sup>/ч, предназначенные для работы внутри первого контура ядерного реактора АЭС. Действующие атомные электростанции России, Украины, Армении, Литвы, Болгарии, Финляндии, Германии, Кубы, Словакии, укомплектованы данным насосным оборудованием, изготовленным объединением.

Несмотря на высокую надежность всех элементов насоса ГЦН-195М, ко-

торые были проверены многочисленными испытаниями и натурными экспериментами, при современных уровнях безопасности, которые предъявляются к оборудованию атомных электростанций, необходимо проводить расчеты и теоретически обосновывать результаты экспериментов.

Одним из наиболее ответственных узлов циркуляционного насоса является его рабочее колесо, состоящее из основного и покрывного дисков и лопаток. При расчетах этого колеса и проведении экспериментов необходимо учитывать, что из-за технологических ограничений поверхность соединения лопатки с диском сваривается не полностью, а остается зазор (непровар), который может влиять на картину напряженно-деформированного состояния колеса насоса. Поэтому построение адекватной модели рабочего колеса циркуляционного насоса ГЦН-195М, которая позволит учесть условие непровара в местах соединения лопаток с дисками – является актуальной проблемой.

Построенная модель в дальнейшем должна давать возможность провести анализ трещиностойкости конструкции под действием реальных нагрузок. Необходимо оценить адекватность построенной модели, а также влияние непровара на напряженно-деформированное состояние конструкции, для чего необходимо провести ряд расчетов с различными конечно-элементными моделями.

Для решения задачи определения напряженно-деформированного состояния рабочего колеса насоса ГЦН-195М необходимо разработать модель конструкции, которая адекватно реализует условие непровара в местах соединения лопаток с основным и покрывным дисками.

Геометрическая модель рабочего колеса строится средствами программного комплекса SolidWorks (рис. 2), однако с помощью Cosmos/Works решить данную задачу затруднительно, поскольку он не обладает достаточными возможностями для сложного статического и динамического расчета существенно-нелинейной геометрии. Для проведения над моделью в дальнейшем таких исследований экспортируем уже созданную геометрическую модель в ANSYS и проверяем соответствие новой модели и исходной.

Используем циклическую симметрию конструкции для ускорения проведения расчета и уменьшения размерности задачи. ANSYS позволяет производить циклически-симметричные статические расчеты даже при приложении

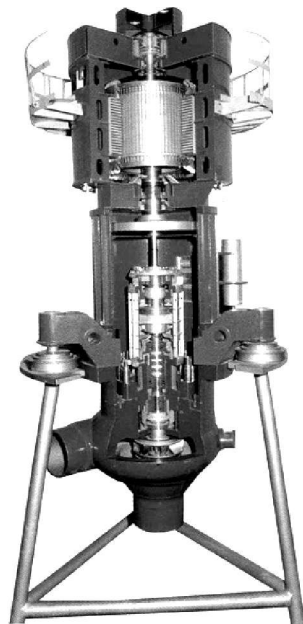


Рисунок 1

циклически-несимметричных нагрузок. Выделяем сектор циклической симметрии, производим расчеты и сравниваем результаты для сектора и полной модели с целью обоснования использования циклической симметрии.

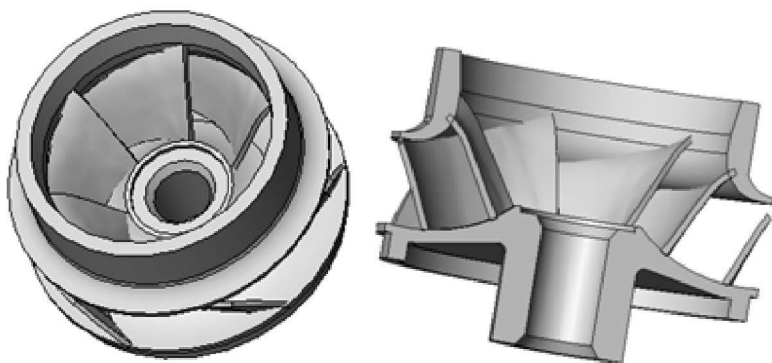


Рисунок 2 – Геометрическая модель рабочего колеса

Имитируем условие непровара – разбиваем поверхность соединения лопатки с диском на три поверхности, крайние полосы будут общими для диска и лопатки, средняя же полоса лопатки и диска не соединены. Необходимо удостовериться в правильности полученных циклически-симметричных моделей учитывающих и не учитывающих непровар путем проведения серии тестовых расчетов при различной густоте конечно-элементных сеток.

После получения результатов расчета сравниваем суммарные перемещения и эквивалентные напряжения моделей с учетом и без учета непровара и сделать выводы о его влиянии на напряженно-деформированное состояние рабочего колеса насоса ГЦН-195М.

#### **Полная и циклически-симметричная модели без учета непровара.**

Для решения задачи определения напряженно-деформированного состояния рабочего колеса насоса ГЦН-195М используем геометрическую модель конструкции представленную на рис. 2. В исходной модели выделяем сектор циклической симметрии конструкции (рис. 3, а).

Сектор циклической симметрии содержит одну лопатку и части обоих дисков, примыкающих к ней. Особую сложность при выделении сектора представляло то, что соседние лопатки перекрывают друг друга, поэтому линии сечения основного и покрывного дисков не совпадают.

При копировании сектора циклической симметрии на  $360^\circ$  вокруг оси симметрии колеса (оси Z) с шагом  $60^\circ$  может быть получена исходная полная модель конструкции, что показывает правильное выделение циклически-симметричной модели из полной (рис. 3, б).

Для дальнейших расчетов и преобразований геометрии был произведен

экспорт полной и циклически-симметричной моделей (рис. 3) из SolidWorks в ANSYS, для чего использовался общий для этих комплексов формат Parasolid. Для проверки адекватности созданной циклической модели были проведены тестовые расчеты полученных моделей с одинаковым размером конечно-элементной сетки.

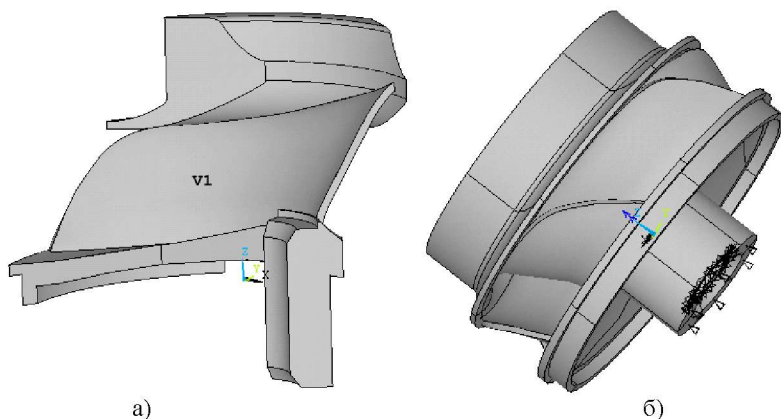


Рисунок 3 – Циклически симметричная модель (один объем):  
 а) сектор; б) тиражирование сектора

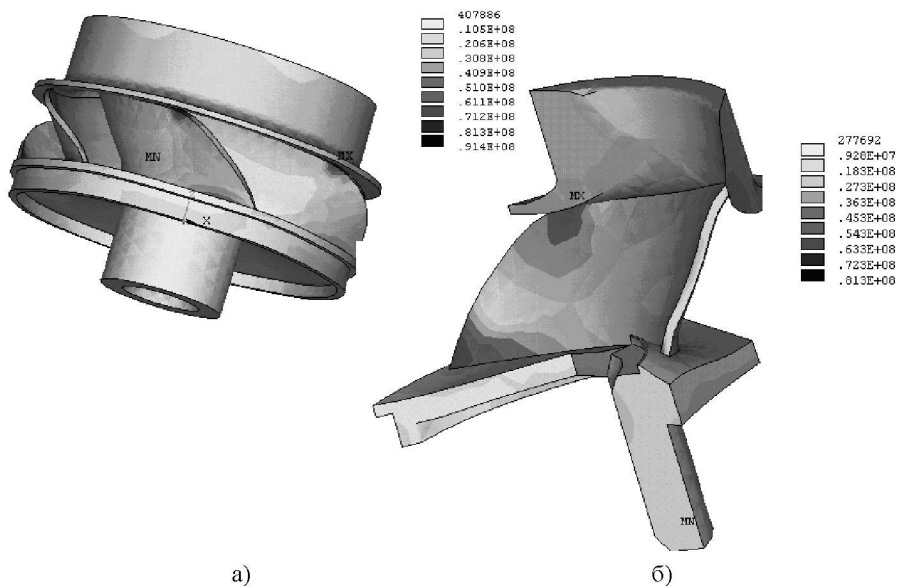
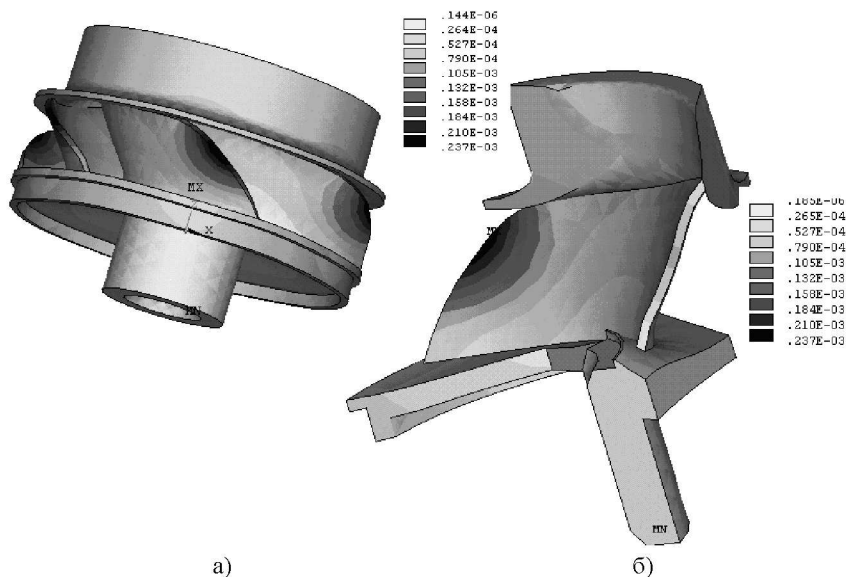


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения:  
 а) полная модель; б) циклически симметричная модель



а) б)  
 Рисунок 5 – Суммарные перемещения:  
 а) полная модель; б) циклически симметричная модель

Закрепление колеса моделирует осевой подшипник качения поверхность основного диска, перпендикулярная оси колеса закреплялась по этой оси (ось Z), а линия внутренней поверхности диска, прилегающая к валу, закреплялась в радиальном направлении (по осям X и Y). В качестве нагрузки задавалась угловая скорость вокруг оси Z равная 105 рад/с.

Для создания конечно-элементной сетки был выбран объемный тетраэдрический конечный элемент SOLID95. Этот 20-ти узловой квадратичный h-элемент может аппроксимировать нерегулярные формы без существенной потери точности и подходит для моделирования изогнутых нелинейных границ. SOLID95 также способен корректно вычислять большую смену напряжений в локальной области, что очень важно при построении достаточно густой конечно-элементной сетки.

При анализе использовалась произвольная КЭ-сетка (free mapped), задавался лишь усредненный размер конечного элемента.

Полученные результаты (табл. 1) по суммарным перемещениям (usum) и эквивалентным напряжениям по фон Мизесу (seqv) показали соответствие моделей наблюдается равенство максимальных значений величин и их распределение по конструкции.

**Циклически-симметричная модель с учетом условия не провара**  
 Сектор циклической симметрии, экспортированный из SolidWorks, со-

стоит из одного объема (рис. 3), этот объем необходимо разбить на 3 отдельных (рис. 6) – объем основного и покрывающего дисков, объем лопатки, а затем совместить их между.

Таблица 1 – Расчет полной и циклически-симметрической модели

Размер КЭ	Полная модель без учета непровара		Циклически-симметричная модель без учета непровара	
	Usum (м)	Seqv (МПа)	Usum (м)	Seqv (МПа)
0,05	0,00237 (рис. 5, а)	91,4 (рис. 4, а)	0,00237 (рис. 5, б)	81,3 (рис. 4, б)
0,03	0,00254	151	0,00254	139

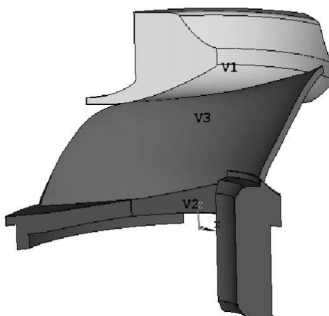


Рисунок 6 – Сектор циклической симметрии (три объема)

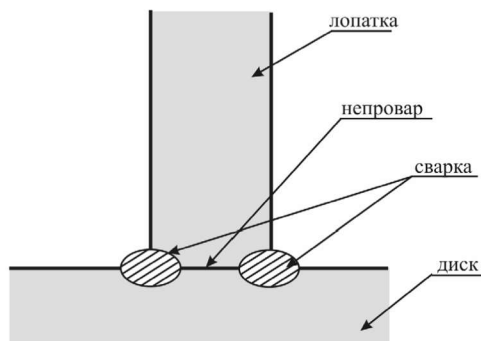


Рисунок 7 – Схема непровара в месте соединения лопатки с диском

Условие непровара (рис. 7) моделировалось следующим образом - поверхность пересечения лопатки (рис. 8) и диска (рис. 9, 10) разбивалась на 3 поверхности, крайние из которых были общими для двух объемов (эти поверхности считались сваренными вместе), а средняя поверхность для каждого объема была своей. Следовательно, в средней поверхности объемы не были соединены друг с другом – что и является моделью непровара.

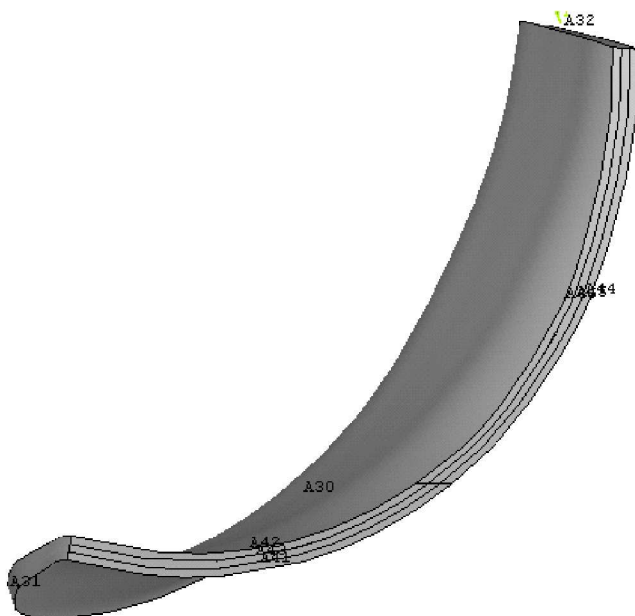


Рисунок 8 – Поверхность соединения лопатки с диском

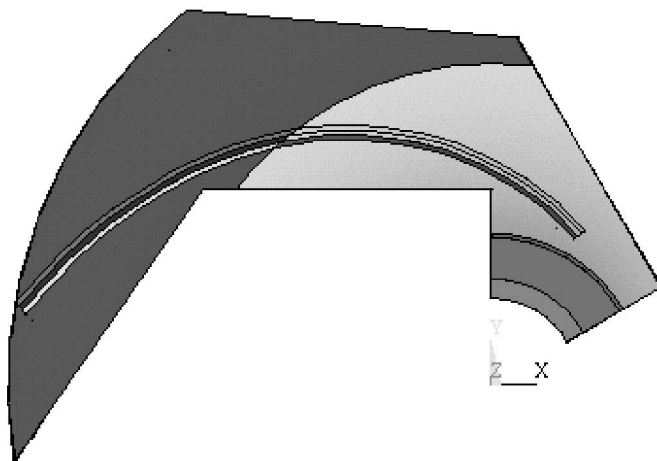


Рисунок 9 – Поверхность основного диска и место соединения с лопаткой

В результате создания дополнительных поверхностей, а затем объемов по этим поверхностям – получили модель сектора циклической симметрии рабочего колеса насоса, состоящую из объема лопатки, основного и покрывного дисков (рис. 11).

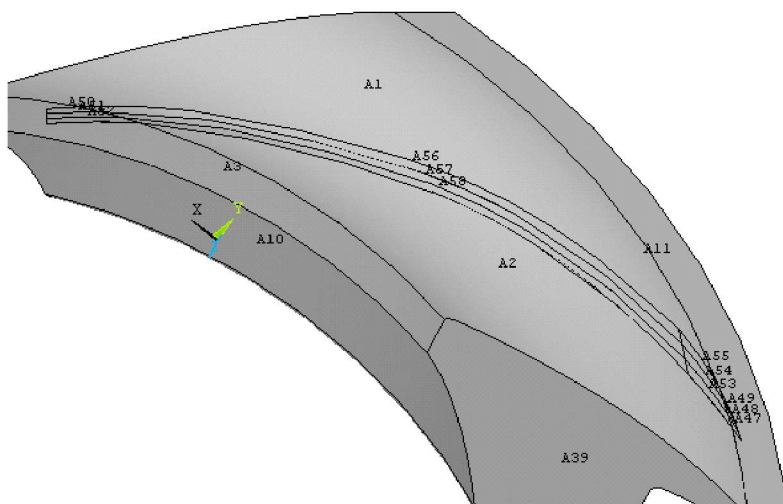


Рисунок 10 – Поверхность покрывного диска и место соединения с лопаткой

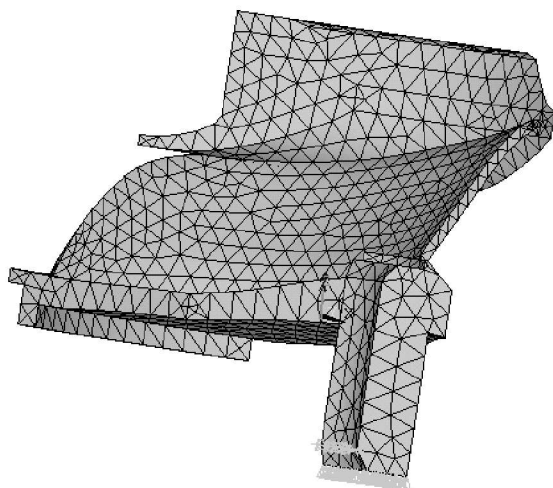


Рисунок 11 – Сектор циклической симметрии, состоящий из объемов лопатки, основного и покрывного диска

Следующим шагом необходимо удостовериться в адекватности моделирования условия непровара, для этого был проведен ряд тестовых расчетов, который включал в себя расчет циклически-симметрической модели с учетом и без учета непровара при различных размерах конечного элемента. Результаты расчетов суммарных перемещений ( $u_{sum}$ ) и эквивалентных напряжений по фон-Мизесу ( $seqv$ ) представлены в табл. 2.



Было создано несколько моделей исходной конструкции полная, циклически-симметричная без учета непрява, циклически-симметричная с учетом непрява. Разработанные модели рабочего колеса циркуляционного насоса ГЦН-195М позволяют адекватно учесть условие непрява в местах соединения лопаток с основным и покрывающим дисками.

Таблица 2 – Расчет моделей с учетом и без учета непрява

Размер КЭ	Циклически-симметричная модель без учета непрява		Циклически-симметричная модель с учетом непрява	
	Usum (м)	Seqv (МПа)	Usum (м)	Seqv (МПа)
0,05	0,00237	81,3	0,00243 (рис. 13)	108 (рис. 12)
0,03	0,00254	139	0,00254	140 (рис. 14)

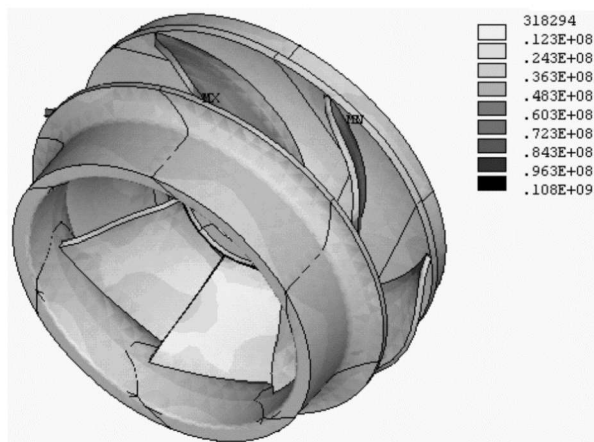


Рисунок 12 – Эквивалентные напряжения модели с учетом непрява

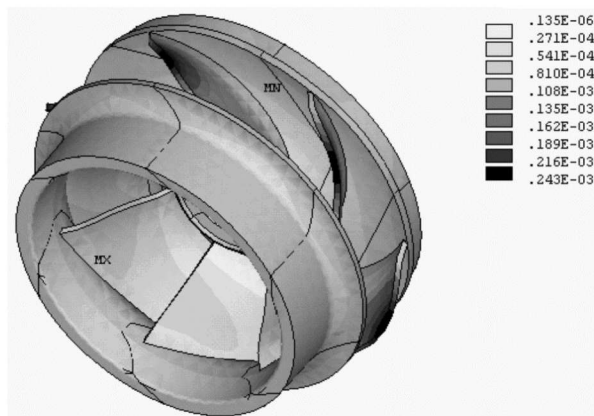


Рисунок 13 – Суммарные перемещения модели с учетом непрява

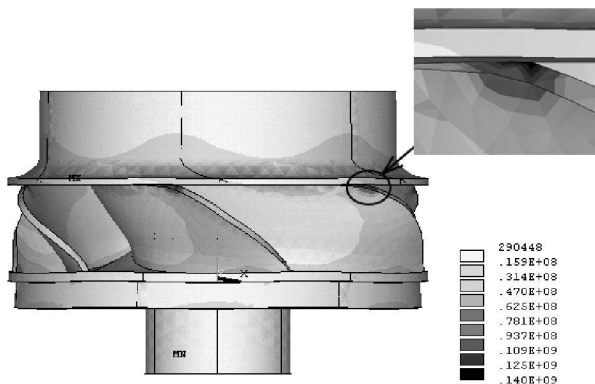


Рисунок 14 – Эквивалентные напряжения модели с учетом неперовара

Анализ результатов проведенных расчетов показал адекватность созданных моделей и их пригодность к использованию для дальнейшего анализа трещиностойкости конструкции с реальными нагрузками и оценки развития трещины в местах неперовара, а также других расчетов.

**Список литературы 1.** В.В.Панасюк Механика разрушения и прочность материалов. Т.1 – Киев, Наукова думка, 1988. **2.** ANSYS Online Manuals. Release 8.0. User Programmable Features. **3.** В.И.Мяченко Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов. – Москва, Машиностроение, 1989. **4.** А.Б.Капун ANSYS в руках инженера. – Москва, УРСС, 2003.

*Поступила в редколлегию 21.11.2007*

УДК 539.3

**В.И.ЛАВИНСКИЙ**, докт.техн.наук; **С.А.НАЗАРЕНКО**, канд.техн.наук;  
**Ю.П.АНАЦКИЙ**; НТУ «ХПИ»

## **АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ СТРУКТУРНО СВЯЗАННЫХ СИСТЕМ**

В статті пропонуються методи аналізу чутливості складних скінченноелементних моделей структурно зв'язаних систем. Досліджено обчислювальні етапи одержання градієнтів функціоналів міцності та жорсткості до відхилення фізико-механічних характеристик.

The methods to analyze the sensitivity of complicated finite-element models of structurally connected systems are proposed in this paper. Computational stages are investigated. The applications of developed mathematical apparatus are examined.