

УДК 539.3

**Ю.С. Воробьев, профессор, д-р техн. наук,
М.В. Чернобрышко, ст. науч. сотр., канд. техн. наук,
М.А. Чугай, канд. техн. наук,**

В.Н. Романенко, главный инженер-исследователь

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,

ул. Дм. Пожарского, 2/10, Харьков, Украина, 61046,

E-mail: vorobiev@ipmash.kharkov.ua

ДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С УЧЕТОМ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Рассмотрены колебания лопаточного аппарата турбомашин с учетом повреждений. Проведен анализ особенностей распределения и локализации вибрационных напряжений в области фронта трещины с использованием специальных конечных элементов. Исследуется скоростное упруго - пластическое деформирование элементов конструкций при локальных ударных нагрузках. Разработан метод конечных разностей с адаптацией пространственно-временной сетки в зависимости от стадии деформирования.

Ключевые слова: колебания, скоростное деформирование, локализация напряжений, повреждения, численные методы.

ВВЕДЕНИЕ

Элементы энергетического оборудования (лопаточный аппарат, корпуса двигателей, аппаратура и др.) подвержены действию нестационарных вибрационных, ударных и ударно-волновых нагрузок. В процессе эксплуатации невозможно избежать повреждений различного типа в ответственных элементах конструкций. В наиболее жестких условиях работает лопаточный аппарат паровых, и особенно, газовых турбин. Возникает необходимость рассмотреть колебания лопаточного аппарата турбомашин с учетом повреждений. Проводится анализ особенностей распределения и локализации вибрационных напряжений в области фронта трещины с использованием специальных конечных элементов.

Ряд элементов энергетического оборудования испытывает воздействие ударных и виброударных нагрузок. В связи с этим исследуется скоростное упруго-пластическое деформирование элементов конструкций при локальных ударных нагрузках. Разработан метод конечных разностей с адаптацией пространственно-временной сетки в зависимости от стадии деформирования.

Условия эксплуатации современного энергетического оборудования требуют учета свойств конструкционных материалов и изменение их в процессе деформирования [1].

Сложность деформационных процессов заставляет использовать численные методы исследования. Метод конечных элементов и метод конечных разностей дополняют друг друга, но в ряде случаев необходима адаптация к условиям новых задач. Так использование специальных конечных элементов позволяет проанализировать особенности локализации напряжений в области фронта трещины [2, 3].

Адаптация метода конечных разностей к задачам скоростного упруго-пластического деформирования в зоне удара позволяет выявить особенности динамического напряженно-деформированного состояния при кратковременных нагрузках.

Нестационарные нагрузки и вызванные ими динамические напряжения являются наиболее опасными и приводят к повреждениям элементов энергетического оборудования. Колебания лопаточного аппарата с повреждениями и распределение напряжений в них мало исследованы, поэтому данная проблема является актуальной. Для лопаток сложной геометрической формы наиболее полной моделью является трехмерная модель, в которой также могут быть учтены неоднородность свойств материала, наличие повреждений и другие факторы. Трехмерный подход в сочетании с методом конечных элементов (МКЭ) и конечных разностей позволяет получить полную картину распределения напряжений и выявить зоны локализации опасных напряжений.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ

Для исследования количественных и качественных характеристик полей вибрационных напряжений в элементах энергетического оборудования разработаны расчетные модели элементов лопаточного аппарата на основе трехмерного подхода в сочетании с методом конечных элементов.

Виды повреждений в лопаточном аппарате включают в себя: забоины, коррозионные и эрозионные повреждения, повреждения типа химических неоднородностей и разного происхождения трещины [1]. Большая часть повреждений моделируются клинообразными вырезами без учета контакта берегов. Это предположение является явным упрощением, но, согласно исследованиям в этом направлении, оно вызывает повышение уровня концентрации напряжений в вершине трещины, что дает

запас прочности. Поэтому такое предположение часто используется при анализе напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне повреждения.

Для построения конечноэлементных моделей в работе использовался изопараметрический 20-узловой квадратичный конечный элемент, который может вырождаться в 15-узловой конечный элемент путем совмещения трех узлов одной стороны (рисунок 1).

Однако очень важно дополнить конечно-элементную модель специальными элементами, которые отражают особенности НДС в области фронта трещины.

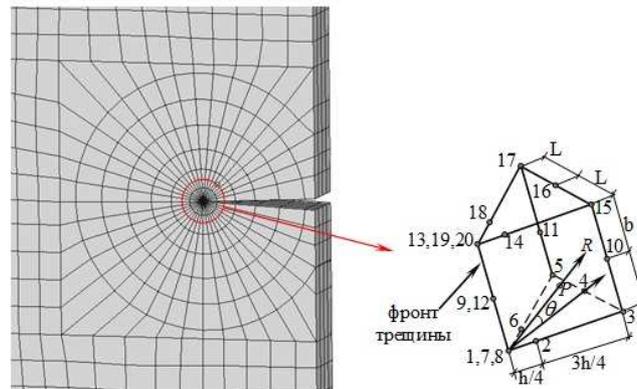


Рисунок 1 – Специальный конечный элемент

Для обеспечения моделирования особенностей распределения перемещений типа $O(r^{1/2})$ и напряжений типа $O(r^{-1/2})$ необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узлового элемента на четверть длины стороны по направлению к вершине трещины. Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида $O(r^{-1/2})$ для напряжений σ_{ij} , они достаточно хорошо описывают изменения напряжений и перемещений в вершине трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами, а вся конечно-элементная модель отображает особенности деформации тела как целого.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА

Влияние вибраций на долговечность элементов конструкций многогранно. Основное влияние связано с близостью (совпадением) собственных частот и частот гармонических составляющих нагрузки. Это определяет коэффициент повышения напряжений по всей конструкции.

Локальные проявления выражены заметным увеличением напряженного состояния в отдельных зонах конструкции, что связано с особенностями напряженного состояния, присущими только конкретной форме. Такие повышения возникают в большинстве случаев в зонах различных концентраций, что зависит, прежде всего, от сложной геометрии объекта и повреждений. На рисунке 2 приведено поле интенсивности напряжений колеблющейся лопатки в месте соединения лопатки с полкой, где наблюдается концентратор в виде выемки, размер которой может увеличиваться в процессе эксплуатации конструкции.

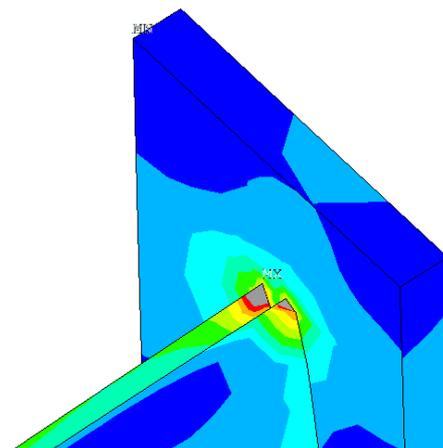


Рисунок 2 – Концентрация интенсивностей напряжений в месте соединения лопатки с полкой

Проведены исследования для образца, единичной лопатки, пакетов и рабочего колеса с повреждениями различной глубины и местоположения [2, 3]. Из этих исследований можно сделать следующие общие выводы. Поскольку собственная частота является интегральной характеристикой, то по ней сложно судить о наличии повреждений. Однако, если проанализировать весь частотный спектр, то можно выявить определенные закономерности: при появлении повреждений частоты всегда понижаются; на низшие частоты наибольшее влияние оказывают повреждения находящиеся вблизи корня лопатки, а на высшие – по середине и на периферии пера лопатки; чем сложнее рассматриваемая система лопаточного аппарата, тем меньше наблюдается влияние повреждений на собственные частоты колебаний.

Для всех объектов при появлении повреждения происходит существенное изменение полей напряжений и появление существенной локализации напряжений в зоне повреждения. Увеличение напряжений в вершине трещины для всех моделей достаточно велико, в среднем в зависимости от глубины повреждения напряжения увеличиваются в 1,4 – 1,6 раза. Наибольшее влияние наблюдается на преимущественно кругильные формы колебаний.

На рисунке 3 приведена зависимость влияния повреждений на собственные частоты колебаний в зависимости от рассматриваемого реального объекта k .

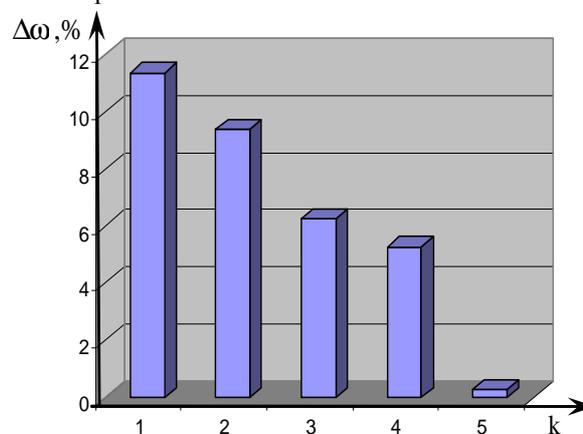


Рисунок 3 – Закономерность влияния повреждений на собственные частоты колебаний

На рисунке 3 используются следующие обозначения: $k=1$ – упрощенная лопатка, $k=2$ – единичная лопатка, $k=3$ – пакет лопаток ГТД, $k=4$ – пакет парных лопаток газовой турбины, $k=5$ – рабочее колесо вентиляторной ступени двухконтурного ГТД, $\Delta\omega$ – относительное изменение собственных частот колебаний при расчете указанных выше объектов.

Вычисление коэффициента интенсивности напряжений (КИН) для трещин в рабочих лопатках является весьма сложной задачей. Перо лопатки имеет переменную толщину поперечного сечения и сложную форму. Кроме того, перо лопатки располагается под наклоном к направлению действия центробежных сил, вследствие чего в вершине трещины (особенно с увеличением ее размера) будут реализовываться КИН как первого, так и других типов. Тем не менее, основной вклад в развитие трещины вносит КИН первого типа (рисунок 4).

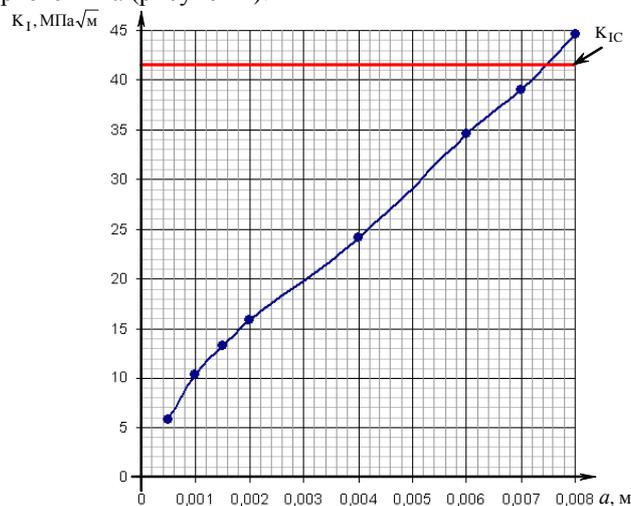


Рисунок 4 – Зависимость КИН K_I от глубины трещины a

Был посчитан статический КИН K_I при растяжении. Рассматривалась модель в виде образца камертонного типа, для которого были известны напряжения, рассчитанные экспериментальным путем [2]. На рисунке 4 приведена зависимость КИН первого типа от глубины трещины. При глубине трещины $a \approx 7,3$ мм он достигает критического значения $K_{Ic} = 41,6 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$, что соответствует фактическим условиям разрушения.

3. ЛОКАЛИЗАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ ВСЛЕДСТВИЕ ВИБРОУДАРНОГО НАГРУЖЕНИЯ

Много элементов современных конструкций подвержены влиянию интенсивных динамических нагрузок [3]. Это, прежде всего, относится к таким объектам как элементы авиационной, космической, транспортной, энергомашиностроительной и другой техники. Сложность объектов, неоднородность материалов, наличие температурных полей, конструктивные и эксплуатационные особенности приводят к необходимости использования трехмерных моделей и численных приемов исследования динамического напряженно-деформированного состояния элементов конструкций. Развита метод конечных разностей с адаптацией пространственно-временной сетки в зависимости от градиентов перемещений, деформаций и напряжений в упругой или пластической стадии деформирования.

Проведен анализ динамических процессов в элементах конструкций при виброударной нагрузке. На первом этапе работы проведены численные исследования влияния первого локального удара [4]. Для расчетов были приняты следующие параметры материала: модуль упругости $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ Па; модуль упрочнения за пределами упругости $E_1 = 7,39 \cdot 10^8$ Па; статическая граница упругости деформаций $\epsilon_s = 1,43 \cdot 10^{-3}$; статическая граница упругости напряжений $\sigma_s = 2,99 \cdot 10^8$ Па; граница разрушения $\sigma_{II} = 5,89 \cdot 10^8$ Па; плотность материала $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/г}^3$; параметры динамического упрочнения материала $D = 3,96 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$; $n = 7,14$. Исследована зона нагрузки размером $0,003 \text{ м} \times 0,003 \text{ м}$.

Результаты расчетов интенсивности деформаций в локальной зоне нагрузки и на расстоянии $0,15 \text{ м}$ представлены на рисунке 5. Анализ расчетов показывает, что процесс происходит в локальной зоне. Параметры напряженно-деформированного состояния в зоне нагрузки значительно больше чем на расстоянии. Анализ локализованного разрушения в зоне нагрузки проводится с применением динамического предела текучести [4] и критерием разрушения Писаренко-Лебедева [6]. Анализ результатов дает возможность сделать вывод, что нагрузка не является разрушительной и целостность конструкции сохраняется.

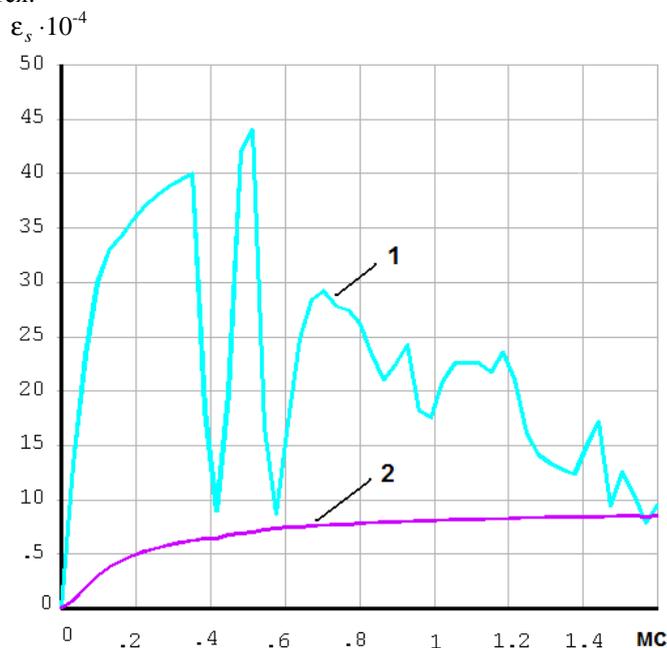


Рисунок 5 – Деформации в центре зоны нагружения (1) и на расстоянии $0,15 \text{ м}$ от зоны нагружения (2)

На следующем этапе исследования проведен численный анализ влияния вибрационной локальной ударной нагрузки на пластину. На основе экспериментальных данных [5] создана модель виброударной нагрузки. Численная аппроксимация ударного влияния на пластину принималась в следующем виде:

$$q(x, y, t) = Q(x, y) \exp(-\delta t), \quad (1)$$

где $Q(x, y)$ – амплитудные значения нагрузки; δ – параметр затухания нагрузки во времени.

Расчеты напряженно-деформированного состояния пластины были проведены с момента влияния виброударного нагружения. Использование выражения (1) позволяет проводить численные исследования как для модельной нагрузки при $Q(x, y) = Q_{\max}$, так и для экспериментальных данных при $Q(x, y) = \{Q_i^{\text{exp}}\}$, где значения Q_i получены экспериментально.

Проведены численные исследования пластины с размерами $0,05 \text{ м} \times 0,03 \text{ м} \times 0,009 \text{ м}$ для случая, когда $Q_{\max} = 4 \text{ кПа}$. Координаты точки нагружения были следующие: $(x, y) = (0,025 \text{ м}, 0,015 \text{ м})$. Результаты моделирования вибрационной нагрузки в зоне контакта показаны на рисунке 6.

Для расчетов были приняты следующие параметры материала: модуль упругости $E = 2,18 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; статическая граница упругости напряжений $\sigma_s = 9,6 \cdot 10^8 \text{ Па}$; граница разрушения $\sigma_{\Pi} = 11,65 \cdot 10^8 \text{ Па}$; плотность материала $\rho = 7,76 \cdot 10^3 \text{ кг/г}^3$;

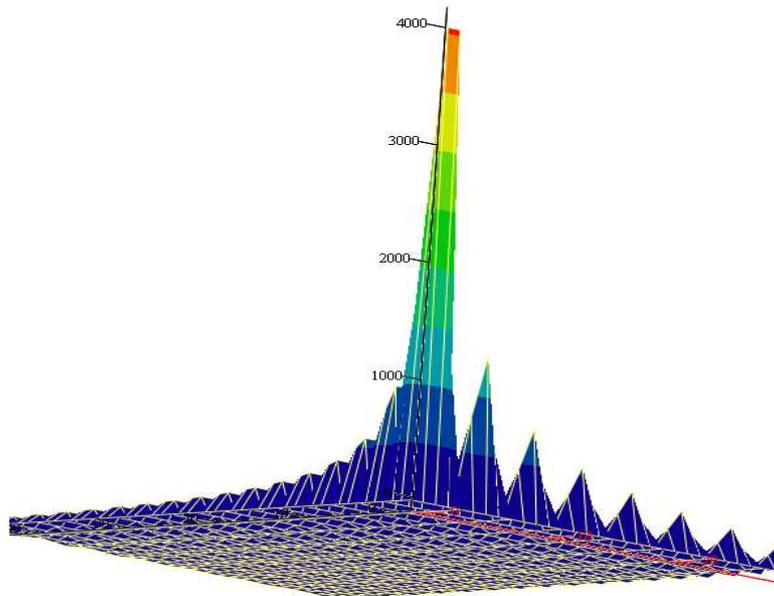


Рисунок 6 – Модель виброн нагружения

Результаты численного анализа показаны на рисунке 7 и рисунке 8. Анализ результатов показывает, что деформирование происходит в упругой зоне. Хорошо видна локализация напряжений и их быстрое убывание вдали от места приложения нагрузки. Это дает возможность провести уточненные расчеты в ограниченной области.

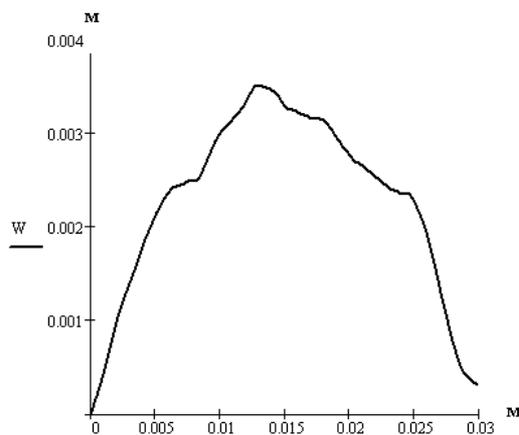


Рисунок 7 – Перемещения вдоль ширины пластины

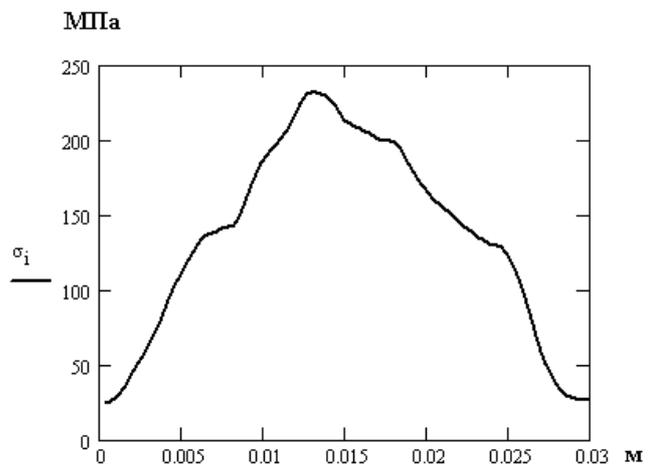


Рисунок 8 – Интенсивности напряжений по ширине пластины

Результаты исследований демонстрируют эффективность использования предложенной модели. Численные исследования разрешают выявить основные закономерности процессов деформирования

элементов металлических конструкций при виброударной нагрузке. Анализ максимальных напряжений разрешает сделать выводы о степени разрушения конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты численных исследований показывает, что сочетание метода конечных элементов и адаптированного метода конечных разностей позволяет решать широкий круг задач по динамике элементов энергетического оборудования при воздействии нестационарных вибрационных и ударных нагрузок. Развитие методик, использующих специальный конечный элемент, обеспечивающий моделирование сингулярных свойств напряжений, позволяет выявить особенности распределения и локализации напряжений в лопатках с повреждениями. Метод конечных разностей, адаптированный с учетом конечных упругопластических деформаций и изменения динамических свойств материалов в зоне удара, позволил проводить эффективный анализ динамического НДС элементов ответственных конструкций [3, 4, 7].

Когда известна картина распределения и локализации динамических напряжений в элементах конструкций, их динамическая прочность может быть повышена за счет небольших конструктивных изменений [6].

Библиографический список использованной литературы

1. Материалы и прочность оборудования ТЭС / В.М. Боровков [и др.]. — СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. — 611 с.
2. Сопротивление материалов деформированию и разрушению. Справочное пособие. Ч. 1 / Под ред. В.Т. Трошенко. — Киев: Наук. думка, 1993. — 288 с.
3. Токарь И.Г. Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем / И.Г. Токарь, А.П. Зиньковский // Проблемы прочности. — 2006. — № 2. — Р. 39–46.
4. Задачи обеспечения динамической прочности ответственных элементов современных конструкций / Ю.С. Воробьев, М.В. Чернобрышко, В.Н. Романенко, Н.Ю. Овчарова // Вестник СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — 2013. — Вып. 137. — С. 9–14.
5. Чернобрышко М.В. Модель скоростного упругопластического деформирования элементов конструкций при импульсном нагружении / М.В. Чернобрышко // Вісник СевНТУ. Сер. Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. — 2012. — Вып. 133. — С. 21–26.
6. Писаренко Г.С. Деформация и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. — Киев: Наук. думка, 1976. — 214 с.
7. Божко А.Е. Динамико-энергетические связи колебательных систем / А.Е. Божко, Н.М. Голуб. — Киев: Наук. думка, 1980. — 188 с.

Поступила в редакцию 14.02.2014 г.

Воробийов Ю.С., Чернобрышко М.В., Чугай М.О., Романенко В.М. Динамічна міцність елементів енергетичного обладнання з урахуванням пошкоджень

Розглянуто коливання лопаткового апарату турбомашин з урахуванням пошкоджень. Проведено аналіз особливостей розподілу і локалізації вібраційних напружень в області фронту тріщини із застосуванням спеціальних скінченних елементів. Досліджено швидкісне пружно-пластичне деформування елементів конструкцій при локальних ударних навантаженнях. Розвинуто різницевий метод з адаптацією просторово-часової сітки в залежності від стадії деформування.

Ключові слова: коливання, швидкісне деформування, локалізація напружень, пошкодження, чисельні методи.

Vorobiov Iu.S., Chernobryvko M.V., Chugay M.A., Romanenko V.N. Dynamics strength of elements of power equipment with due regard for damages

The vibrations of damaged turbine blading are considered. The analysis of features of distributing and localization of stress vibration is conducted in area of crack front with the use of the special finite elements.

The high rate elastic-plastic deformation of structural elements under local impact loads are investigated. The method of finite-differences adaptation of space-time grid depending on the stage of deformation is developed.

Keywords: vibration, high rate deformation, stress localization, damages, numerical methods.