

КОНЕЧНО ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ПОЛЗУЧЕСТИ И ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Підвищення якості обробки при алмазному шліфуванні композиції «твердий сплав «Релит» - нержавіюча сталь»

У роботі вирішується задача виключення утворення заусенців при алмазному шліфуванні торцевої поверхні кільця композиції «твердий сплав «Релит» – нержавіюча сталь». Приведено теоретичні й експериментальні результати досліджень.

Альтенбах Х.Й., Науменко К.В.
Морачковский О.К., Бурлаенко В.Н.
(НТУ «ХПИ», г. Халле, Германия)

Abstract

Improvement of the quality of processing at diamond grinding of composition "«hard alloy" Relit » - stainless steel »

In activity the problem of exception of a finning is decided at diamond grinding of an end surface of a ring of composition "«hard alloy" Relit » - stainless steel ». The idealized and experimental outcomes of researches are adduced.

В работе на основе численных исследований ползучести и повреждаемости пластины при изгибе с использованием ANSYS установлено, что в случае жесткого закрепления сторон пластины результаты расчета оболочечными элементами SHELL43, отвечающими модели Рейснера-Мидлина и пространственными элементами SOLID95 с граничными условиями TYPE II имеют значительные расхождения в распределении напряжений краевой зоны и оценках длительной прочности.

Введение. Современные инженерные исследования немислимы без использования систем автоматизированного расчета. К числу наиболее эффективных и приспособленных для решения инженерных задач относится пакет ANSYS. Анализ ползучести с учетом повреждаемости конструкций при помощи ANSYS требует введение в его код пользовательских подпрограмм уравнений состояния, учитывающих накопление повреждаемости [1], например, модель Качанова-Работнова-Хейхейста [2]:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{cr} = \frac{3}{2} a \left(\frac{\sigma_{vM}}{1 - \omega} \right)^n \frac{s_{ij}}{\sigma_{vM}}, \quad \dot{\omega} = b \frac{[\alpha \sigma_I + (1 - \alpha) \sigma_{vM}]^k}{(1 - \omega)^l} \quad (1)$$

Здесь $\dot{\varepsilon}_{ij}^{cr}$ - компоненты тензора скорости деформаций ползучести, s_{ij} - компоненты девиатора тензора напряжений, σ_{vM} - напряжение Мизеса, σ_I - главное напряжение, ω - параметр повреждаемости, α - весовой коэффициент, учитывающий механизм развития повреждаемости (σ_I или σ_{vM}).

Анализ тонкостенных конструкций с помощью ANSYS можно выполнять с использованием пространственных (3D) или оболочечных (2D) конечных элементов [5]. Из [3] известно, что результаты анализа ползучести с учетом повреждаемости изгиба тонкостенной трубы с использованием 2D и 3D моделей отличаются по промежутку времени до разрушения, характеру перераспределения напряжений в области защемленного края и месту окончания скрытого разрушения.

В данной статье на основе численных исследований выполнено объяснение различий в результатах конечноэлементного анализа ползучести и повреждаемости тонкостенных конструкций с

повреждаемости тонкостенных конструкций с использованием оболочечных 2D и трехмерных 3D конечных элементов, имеющихся в коде ANSYS.

Численный анализ. Численные исследования ползучести и повреждаемости проводились для тонких пластин при изгибе. Анализ выполнен с использованием ANSYS и подключением модели материала (1) как подпрограммы, определенной пользователем. Материальные константы в законе (1) приняты для нержавеющей стали 316 при 650 С и согласно [4] составляли: $a=2.13 \times 10^{13}$ МПаⁿ/ч, $b=9 \times 10^{10}$ МПа^k/ч, $n=3.5$, $k=2.8$, $l=2.8$, $\alpha=1$. Коэффициенты в упругости принимались: $E=1.44 \times 10^5$ МПа и $\nu=0.314$. Для конечноэлементного анализа пластичности и ползучести в коде ANSYS используются конечные элементы: 20-ти узловой 3D элемент SOLID95 и 4-х узловой оболочечный элемент SHELL43 [5]. Разбивка половины пластины (из условия симметрии задачи) оболочечными элементами выполнялась сеткой 30×15 , а в случае 3D элементов - $30 \times 15 \times 3$. Конечноэлементные сетки выбирались на основании упругого решения и решения для установившейся ползучести без учета повреждаемости. На этих сетках разбиения элементами 3D и оболочечными получали приблизительно равные значения относительно распределений компонентов напряжений и напряжения Мизеса для установившейся ползучести, которые не изменялись с уменьшением величины элемента разбиения. Анализ ползучести пластин выполнялся на интервале времени до достижения $\omega=0.9$. Подробное описание процедур интегрирования по времени и итерационных методов, используемых в ANSYS при расчетах ползучести, представлено в [5].

Согласно гипотезе Рейсснера-Мидлина для конечного элемента типа оболочки [5] кинематические граничные условия определены для трех перемещений u , v , w срединной поверхности пластины (u и v обозначают перемещения в плоскости, а w - прогиб) и двух углов поворота φ_1 и φ_2 . В случае трехмерного конечного элемента на границе пластины задаются три перемещения во всех узлах по толщине. Рис. 1 иллюстрирует квадратную пластину $l_x = l_y = 1000$ мм, $h = 100$ мм, нагруженную равномерно распределенной силой $q = 2$ Н/мм² и используемые в расчетах кинематические граничные условия для оболочечного и 3D элементов. Грани $x = 0$ и $x = l_x$ свободно оперты, а грани $y = 0$ и $y = l_y$ защемлены. Обратим внимание, что при использовании 3D элемента граничные условия защемленного края могут реализовываться различными способами. Чтобы продемонстрировать влияние краевой зоны на результаты решение задачи ползучести, рассмотрено два типа граничных условий, соответствующих защемленному краю. Для первого типа (TYPE I), (рис. 1) во всех узлах по толщине приняты ограничения по перемещениям в плоскости u и v . А про-

гиб $w = 0$ только в узлах срединной поверхности. Для второго типа (TYPE II) все три перемещения приняты нулевыми во всех узлах по толщине. Различия между этими двумя типами задания граничных условий можно показать на основании разрешающих уравнений теории упругости.

Для защемленного края при $y = 0$ можем принять $\epsilon_x = \epsilon_z = 0$ во всех точках края. Из обобщенного закон Гука

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1+\nu} \left(\epsilon_{ij} + \frac{\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \epsilon_{kk} \right)$$

согласно граничным условиям следует

$$\sigma_x = \sigma_{11} = \frac{E}{1+\nu} \frac{\nu}{1-2\nu} \epsilon_y, \quad \sigma_y = \sigma_{22} = \frac{E}{1+\nu} \frac{1-\nu}{1-2\nu} \epsilon_y, \quad \sigma_z = \sigma_{33} = \frac{E}{1+\nu} \frac{\nu}{1-2\nu} \epsilon_y$$

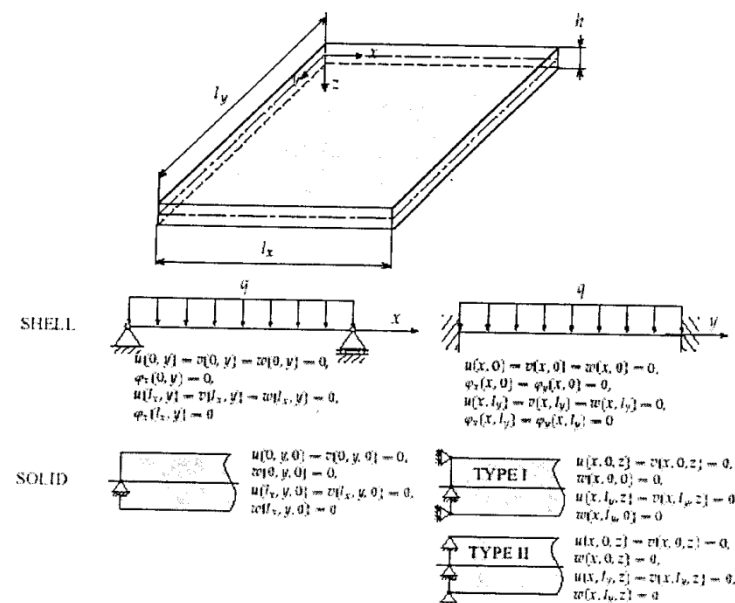


Рис. 1. Прямоугольная пластина: геометрия и граничные условия.

Тогда находим

$$\sigma_x = \sigma_z = \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_y.$$

При $\nu = 0.314$ для рассматриваемого материала получаем $\sigma_z \approx 0.458 \sigma_x$. Принятие этих условий защемленного края соответствуют граничным условиям TYPE II. В случае TYPE I можем заметить, что $\sigma_z = q$ на верхней поверхности пластины и $\sigma_z = 0$ на нижней поверхности. Граничные усло-

вия TYPE I соответствуют предположениям теории пластин типа Рейсснера. Поэтому конечно элементное решение задачи упругости, полученное с использованием 3D элемента при граничных условиях TYPE I и элемента SHELL, практически совпадают, рис. 2 и 3 (пунктирные линии).

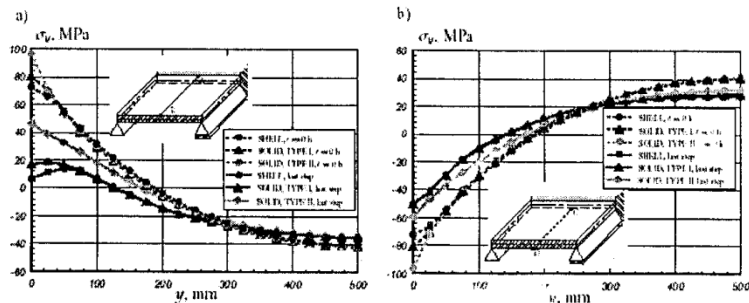


Рис.2. Распределения напряжения σ_y при изгибе: (a) по линии AB, верхняя поверхность; (b) по линии CD, нижняя поверхность.

В случае моделирования пластины 3D элементами с граничными условиями TYPE II нормальные напряжения σ_z на краю отличны от нуля, рис. 3.

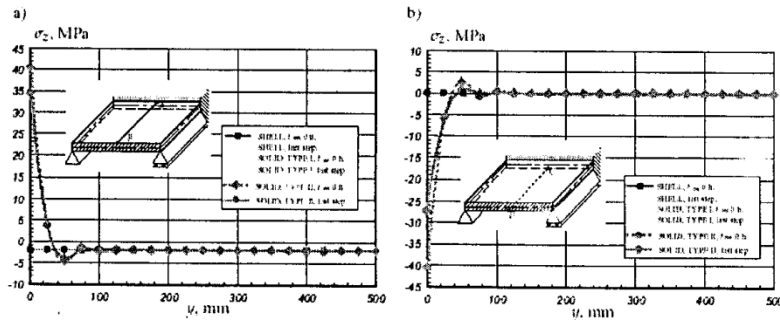


Рис.3. Распределение нормального напряжения σ_z : (a) вдоль линии AB, верхняя поверхность; (b) вдоль линии CD, нижняя поверхность.

Кроме того, напряжения σ_z максимальны на защемленных гранях и найденные их значения совпадают с выше выполненной оценкой $\sigma_z = 0.458 \sigma_x$, а с удалением от границы σ_z быстро уменьшаются и достигают значения равного заданной нагрузки на верхней поверхности и равны нулю на нижней поверхности. Распределение σ_z для модели с 3D элементами и граничными условиями TYPE I мало отличается от того, что получено с использованием SHELL. Сплошные линии на рис. 2 и 3 представляют распределения напряжений при достижении повреждаемостью значения

0.9.

Можно заметить, что при ползучести существенно изменяются изгибные напряжения: рост деформаций ползучести сопровождается релаксацией изгибных напряжений, рис. 2. Распределение нормального напряжения σ_z при ползучести не изменяется по данным расчетов первых двух моделей и мало изменяется в случае модели с 3D элементами и граничными условиями TYPE II, рис. 3. Поскольку жесткость пластины по толщине выше, чем ее изгибная жесткость, то можем принять, что напряжение σ_z полностью определено из условий равновесия (статически определимо) и не зависит от деформаций ползучести. Кроме того, результаты, найденные для оболочечного элемента совпадают с результатами, полученными для 3D элемента с граничными условиями TYPE I, рис. 3.

Различия между полученными решениями, найденными на основании трех обсуждаемых моделей пластины видны из иллюстрации изменения по времени максимального прогиба и повреждаемости, рис. 4.

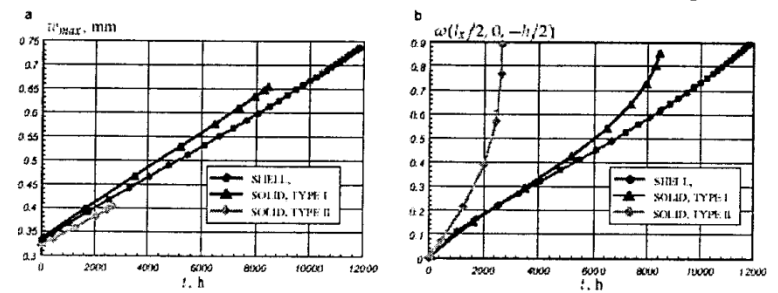


Рис.4. Изменение во времени: (a) максимального прогиба; (b) параметра повреждаемости.

Отметим, что оболочечная модель прогнозирует большой запас по длительной прочности. Эти данные являются слишком завышенными по времени до разрушения, но заниженными по значению максимального прогиба. Расчеты 3D элементами с граничными условиями TYPE I прогнозируют более короткое время до разрушения, но более высокую скорость роста прогиба. Так как защемление, реализованное в 3D модели по типу TYPE I, соответствует реализации граничных условий в оболочечной модели, то различия в решениях можно объяснить постоянством коэффициента сдвиговой коррекции и фиксированным (независимым от времени) распределением поперечного напряжения сдвига в оболочечной модели. Влияние поперечного сдвигового напряжения подробно обсуждалось в [3] для балки.

Максимальная повреждаемость пластины наблюдалась на верхней поверхности в середине защемленного края, как для оболочечной модели,

так и 3D модели с граничными условиями TYPE I и TYPE II. Однако время до разрушения значительно отличается для всех трех описанных моделей.

Рис. 5 иллюстрирует изменение по времени трех главных напряжений в точке Гаусса, где достигается наибольшее значение повреждаемости. Первое главное напряжение σ_I приблизительно равно доминирующему изгибному напряжению σ_y , σ_{II} определено изгибным напряжением σ_x , а σ_{III} - напряжением σ_z , при этом сдвиговые напряжения в рассматриваемой точке малы. Для 3D модели с граничными условиями TYPE I третье главное напряжение близко к нулю в течение всего процесса ползучести, рис. 5 а). Поэтому скорости ползучести и повреждаемости соответствуют процессам, происходящим в условиях двухосного напряженного состояния (определены два главных напряжения). Тот же результат получен и при использовании модели с оболочечным элементом. В отличие от этих решений 3D модель с граничными условиями TYPE II в краевой зоне имеет не нулевое σ_z , следовательно, третье главное напряжение, рис. 5 б). При $t = 0$ его значения намного меньше, чем значение первого главного напряжения. Однако вследствие релаксации изгибающего напряжения σ_y при ползучести, но почти неизменным напряжением σ_z наблюдаем, что процесс ползучести происходит в условиях трехосного напряженного состояния. Кроме того, вследствие релаксации компонентов напряжений значения всех трех главных напряжений становятся близкими.

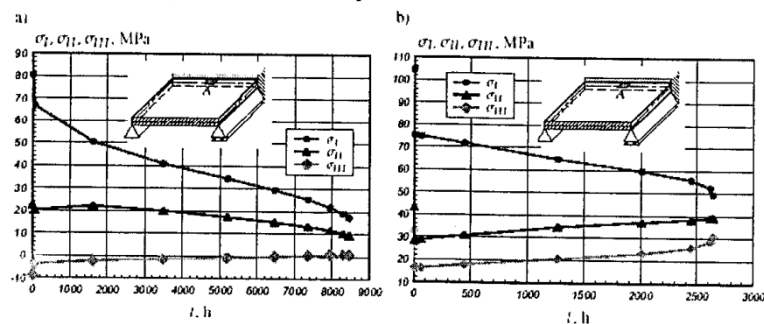


Рис.5. Изменения главных напряжений во времени в точке А: (а) SOLID, TYPE I; (б) SOLID, TYPE II.

Скорость повреждаемости остается неизменной, так как она определяется только первым главным напряжением. Итак, в случае 3D модели с граничными условиями TYPE II, скорость прогиба является меньшей, чем в других двух моделях, (рис. 4 а), но скорость повреждаемости - намного выше, (рис. 4 б). Этот результат хорошо согласуется с экспериментальными данными ползучести с учетом повреждаемости в условиях трехосного

напряженного состояния [6].

Заключение. На основе численных исследований ползучести и повреждаемости пластины при изгибе с использованием ANSYS установлено, что в случае жесткого закрепления сторон пластины результаты расчета оболочечными элементами SHELL43, отвечающими модели Рейсснера-Мидлина и пространственными элементами SOLID95 с граничными условиями TYPE II имеют значительные расхождения в распределении напряжений краевой зоны и оценках длительной прочности. Такое различие объяснено зависимостью скорости накопления повреждаемости от вида напряженного состояния. Трехмерная модель с граничными условиями TYPE II, учитывающая напряжение σ_z , позволила установить возникновение трехосного напряженного состояния в точках максимальной повреждаемости пластины. Такой эффект не возможно учесть в случае использования оболочечной модели, имеющейся в ANSYS. Поэтому дальнейшие исследования в уточнении решения задач ползучести с учетом повреждаемости пластин и оболочек должны быть направлены на использование оболочечных конечных элементов более высоких порядков аппроксимации и их тестирование к точности распределения напряжений в краевой зоне для различных типов граничных условий.

Авторы признательны Научному Совету НАТО за финансирование научно-исследовательской командировки Бурлаенко В.Н. в Мартин-Лютер Университет Хале-Виттенберг, Германия.

Список литературы

1. H. Altenbach, G. Kolarow, O. Morachkovsky, and K. Naumenko. On the accuracy of creep-damage predictions in thinwalled structures using the finite element method. *Comp. Mech.*, **25**, 87–98, (2000).
2. F. A. Leckie and D. R. Hayhurst. Constitutive equations for creep rupture. *Acta Metall.*, **25**, 1059 – 1070, (1977).
3. H. Altenbach, V. Kushnevsky, and K. Naumenko. On the use of solid and shell type finite elements in creep-damage predictions of thinwalled structures. *Arch. Appl. Mech.*, **71**, (2001).
4. Z. L. Kowalewski. Creep rupture of copper under complex stress state at elevated temperature. In *Design and life assessment at high temperature*, pages 113 – 122. Mechanical Engineering Publ., London, (1996).
5. ANSYS User's Manual V. I – IV. *Swanson Analysis Systems, Inc.*, (1994).
6. M. Sakane and T. Hosokawa. Biaxial and triaxial creep testing of type 304 stainless steel at 923 K. In S. Murakami and N. Ohno, editors, *IUTAM Symposium on Creep in Structures*, pages 411–418, Dordrecht. Kluwer, (2001).

Кінцево елементний аналіз повзучості і пошкоджуваності тонкостінних елементів конструкцій

У роботі на основі чисельних досліджень повзучості і пошкоджуваності пластини при вигині з використанням ANSYS установлено, що у випадку твердого закріплення сторін пластини результати розрахунку покриттєвими елементами SHELL43, що відповідають моделі Рейсснера-Мидлина і просторовими елементами SOLID95 із граничними умовами TYPE II мають значні розбіжності в розподілі напруг крайової зони й оцінках тривалої міцності.

Abstract

Certainly ultimate analysis of a creep and damage of thin-wall members of designs

In activity on the basis of numerical researches of a creep and damage of a lamina under bending with usage ANSYS is established, that in case of rigid fastening of the parties of a lamina the outcomes of calculation by shell members SHELL43, adequate to model Reissnera-Midlina and spatial members SOLID95 with boundary conditions TYPE II are available considerable divergences in a stress distribution of edge zone and estimations of long-lived strength.

КОЛЕБАНИЯ ВЕНЦОВ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК С ПОЛОЧНЫМ БАНДАЖОМ

Воробьев Ю.С. докт. техн. наук, Тишковец Е.В., Стороженко М.А.

Янецки С., докт. техн. наук

(ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; г. Гданьск, Польша)

В работе приведены результаты исследования колебания турбинных лопаток с полочным бандажом. Доказано, что сочетание численных и экспериментальных методов существенно повышает эффективность исследований и наглядность результатов.

Вибрационная прочность лопаточных венцов современных паровых и газовых турбин остается одной из актуальных проблем. В настоящее время все чаще используются бандажные связи, образуемые полками, которые изготовлены заодно с лопаткой. Сложная форма лопатки с полкой делает рациональным использование трехмерных моделей в сочетании с методом конечных элементов.

Сотрудничество Института проблем машиностроения Национальной академии наук Украины (ИПМаш НАНУ) и Института проточных машин Польской академии наук (ИПМ ПАН) позволяет повысить эффективность и достоверность исследований [1-7]. В ИПМаш НАНУ разработаны методы расчета на основе использования изопараметрических трехмерных 20-узловых конечных элементов в криволинейной системе координат [1, 4-6]. В ИПМ ПАН используются расчеты на основе пакета программ ADINA [2]. Сопоставление результатов численных исследований на основе различных методик с экспериментальными данными позволяет выявить новые качественные особенности колебаний системы и обеспечить их достоверность. Колебания пакетов лопаток с полочной связью на основе трехмерных конечноэлементных моделей рассмотрено в работах [5-8]. Колебания венцов лопаток на основе различных моделей изучались в работах [1-4]. Однако, эта проблема, особенно для венцов с полочной связью требует дальнейшего исследования.

Венец лопаток со сплошной полочной связью обладает поворотной симметрией, порядок которой равен числу лопаток N . Это дает возможность воспользоваться свойствами таких систем для снижения размерности задачи [1]. Общий подход к решению таких задач состоит в разложении его в конечный ряд Фурье по окружной координате. Так как решения задачи для каждой гармонике ряда Фурье являются независимыми, можно