

При желании можно получить список значений UY_2 на каждом шаге нагружения: в окне Time History Variables выбираем операцию List. Появляется таблица значений UY_2 .

С помощью отредактированного командного файла, который был создан программой после завершения этапа 7 динамического расчета, можно выполнить анализ параметрических колебаний аналогичного стержня с другой геометрией при других условиях его закрепления и нагружения.

Заключение

Изложенный метод работоспособен при анализе параметрических колебаний сложных стержневых конструкций (рамы, фермы и т. п.), пластин, оболочек и комбинированных конструкций.

Получено 02.11.15

Библиографические ссылки

1. Шмитд Г. Параметрические колебания. – М. : Мир, 1978. – 336 с.
2. Прочность, устойчивость, колебания : справочник : в 3 т. – Т. 3. – М. : Машиностроение, 1968. – 567 с.
3. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. – М. : Физматлит, 1958. – 408 с.
4. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
5. Чигарев А. В., Кравчук А. С., Смаляк А. Ф. ANSYS для инженеров : справ. пособие. – М. : Машиностроение, 2004. – 512 с.

УДК 539.374 ; 620.178.3

Д. С. Добровольский, магистрант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ В УСЛОВИЯХ МЕЛКИХ И ГЛУБОКИХ ТРЕЩИН

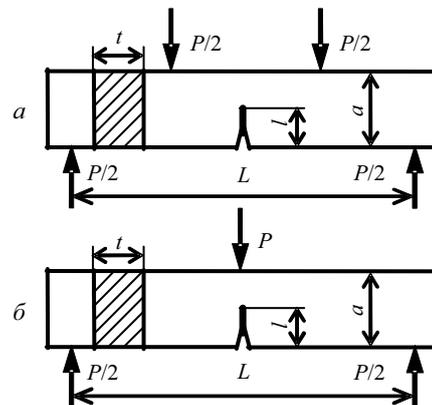
Использование высокопрочных материалов пониженной пластичности, распространение сварки вместо клепки, освоение северных территорий, развитие криогенной техники, повышение рабочих характеристик конструкций (скоростей нагружения, давлений, агрессивности сред) выдвинули в число важнейших проблему повышения трещиностойкости (вязкости разрушения) материалов и элементов конструкций. При силовой трактовке разрушения трещиностойкость элементов конструкций прогнозируют, сопоставляя расчетные K_1 и экспериментально определяемые критические K_{1c} КИН ($K_1 \ll K_{1c}$).

Экспериментальное определение характеристик трещиностойкости материалов проводится в соответствии с методикой [1] на образцах с предварительно выращенными мелкими ($\approx 1 \dots 2$ мм) трещинами. Для более надежного прогнозирования работоспособности конструкций вязкость разрушения целесообразно определять в широком диапазоне размеров трещин, наблюдаемых при эксплуатации соответствующих конструкций. Вместе с тем такая методика нуждается в теоретическом обосновании. В связи с этим в данной работе предлагаются соотношения для определения расчетных и критических КИН в условиях трещин произвольных размеров при чистом (четырёхточечном) и поперечном (трехточечном) изгибах (рисунок).

При изгибе балки с мелким V -образным надрезом для коэффициента концентрации напряжений рекомендуется зависимость [2, с. 71]

$$\alpha_\sigma = 1 + 2\sqrt{l/\rho}, \quad (1)$$

где l – глубина надреза; ρ – радиус кривизны в его вершине.



Схемы нагружения при оценке трещиностойкости в условиях чистого (четырёхточечного) изгиба (а) и поперечного (трехточечного) изгиба (б)

С учетом (1) аналогично [3, с. 118] можно представить КИН при чистом изгибе (см. рис. а) моментом M испытываемого образца с предельно мелкой ($l \rightarrow 0$, $\lambda = l/a \rightarrow 0$) трещиной как предельно острым ($l/\rho \rightarrow \infty$) надрезом:

$$K_{1m.n} = \lim_{\rho \rightarrow 0} (0,5\sigma_n \alpha_\sigma \sqrt{\pi\rho}) = \sigma_n \sqrt{\pi l}, \quad (2)$$

где λ – относительная глубина трещины; a – высота брутто-сечения образца; $\sigma_n = 6M/t(a-l)^2$ – номинальное напряжение в ослабленном трещиной нетто-сечении; t – ширина сечения.

Результаты исследований [4, с. 53–55] показывают, что КИН существенно зависит от относительной глубины λ трещины. С учетом этого для мелкой ($\lambda > 0$) трещины можно записать

$$K_{1m} = Y_{1m} \sigma_n \sqrt{\pi l} \quad \text{или} \quad K_{1m} = \frac{Y_{1m}}{(1-\lambda)^2} \sigma \sqrt{\pi l}, \quad (3)$$

где Y_{1m} – функция, учитывающая некоторое отличие КИН (до 5 %) мелкой трещины от предельно мелкой ($\lambda \rightarrow 0$) и определяемая далее при K -тарировке; $\sigma = \sigma_n (1-\lambda)^2$ – номинальное напряжение в брутто-сечении.

Сопоставление формулы (3) с конечно-элементными (КЭ) данными Ю. Мураками показало, что в рассматриваемой задаче трещину следует считать мелкой в диапазоне $0 < \lambda \leq 0,3$. При этом K -тарировочную функцию целесообразно принять в согласующемся с (3) виде $Y_{1m} = (1-b\lambda)(1-\lambda)$. С учетом этого и (3) получаем

$$K_{1m} = \frac{1-b\lambda}{1-\lambda} \sigma \sqrt{\pi l}. \quad (4)$$

При $\lambda = 0,3$ КЭ-значение $K_{1m} = 1,108\sigma\sqrt{\pi l}$. Используя это, из (4) получаем $b = 0,78$. Таким образом, при чистом изгибе образца с мелкой трещиной для определения КИН предлагается решение

$$K_{1m} = \frac{1-0,78\lambda}{1-\lambda} \sigma \sqrt{\pi l}. \quad (5)$$

При чистом изгибе балки прямоугольного сечения с предельно глубоким V-образным надрезом для коэффициента концентрации напряжений G . Нейбе-ром получена формула

$$\alpha_\sigma = \frac{2\left(\frac{a_1}{\rho} + 1\right) - \alpha_1 \sqrt{\frac{a_1}{\rho} + 1}}{\frac{4}{\alpha_2} \left(\frac{a_1}{\rho} - 1\right) - 3\alpha_1}, \quad (6)$$

где

$$\alpha_1 = \frac{2\left(\frac{a_1}{\rho} + 1\right) \sqrt{\frac{a_1}{\rho}}}{\left(\frac{a_1}{\rho} + 1\right) \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_1}{\rho}} + \sqrt{\frac{a_1}{\rho}}}; \quad (7)$$

$$\alpha_2 = \frac{4 \frac{a_1}{\rho} \sqrt{\frac{a_1}{\rho}}}{3 \left[\sqrt{\frac{a_1}{\rho}} + \left(\frac{a_1}{\rho} - 1\right) \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_1}{\rho}} \right]}.$$

Здесь a_1 – высота минимального сечения в области надреза.

Для образца (см. рис.) с высотой нетто-сечения $a_1 = a - l$ и предельно глубокой ($\lambda \rightarrow 1$) трещиной ($a_1/\rho \rightarrow \infty$), используя (6) и (7), получаем коэффициент концентрации напряжений:

$$\alpha_\sigma = 0,814 \sqrt{\frac{a-l}{\rho}} = 0,814 \sqrt{\frac{1-\lambda}{\lambda}} \sqrt{\frac{l}{\rho}}. \quad (8)$$

По аналогии с (2) и (3) с учетом (8) можно представить КИН для образца с глубокой ($0,3 \leq \lambda < 1$) трещиной:

$$K_{1r} = Y_{1r} \lim_{\rho \rightarrow 0} (0,5 \sigma_n \alpha_\sigma \sqrt{\pi \rho}) = 0,407 Y_{1r} \sqrt{\frac{1-\lambda}{\lambda}} \sigma_n \sqrt{\pi l}, \quad (9)$$

или в номинальных напряжениях по брутто-сечению образца:

$$K_{1r} = \frac{0,407 Y_{1r}}{(1-\lambda)^2} \sqrt{\frac{1-\lambda}{\lambda}} \sigma \sqrt{\pi l}, \quad (10)$$

где Y_{1r} – функция, учитывающая некоторое отличие КИН (до 5 %) глубокой трещины от предельно глубокой ($\lambda \rightarrow 1$) и определяемая при K -тарировке.

Сопоставление решения (10) и КЭ-данных показало, что в диапазоне $0,3 \leq \lambda < 1$ функция Y_{1r} линейна, а при $\lambda \rightarrow 1$ значение $Y_{1r} \rightarrow 1$. Следовательно, можно представить $Y_{1r} = c + (1-c)\lambda$. При смежном значении $\lambda = 0,3$ $K_{1r} = K_{1m} = 1,108\sigma\sqrt{\pi l}$, откуда получаем $c = 0,84$. Таким образом, при чистом (четырёхточечном) изгибе (см. рис. а) образца с глубокой трещиной для КИН предлагается решение

$$K_{1r} = \frac{0,407(0,84 + 0,16\lambda)}{(1-\lambda)^2} \sqrt{\frac{1-\lambda}{\lambda}} \sigma \sqrt{\pi l}. \quad (11)$$

При оценке погрешностей Δ определения КИН для мелких и глубоких трещин в условиях чистого изгиба по решениям (5) и (11) в сравнении с КЭ-данными получены следующие результаты: $\lambda \rightarrow 0$ $\Delta \rightarrow 0$; $\lambda = 0,2$ $\Delta = +1,5$ %; $\lambda = 0,4$ $\Delta = -1,4$ %; $\lambda = 0,6$ $\Delta = -1,5$ %; $\lambda = 0,8$ $\Delta = -1,2$ %; $\lambda \rightarrow 1$ $\Delta \rightarrow 0$.

Во многих случаях трещиностойкость материалов определяется на образцах с мелкими ($\approx 1...2$ мм) трещинами в условиях поперечного (трехточечного) изгиба в связи с относительной простотой методики испытаний (см. рис. б). Вместе с тем для широкого диапазона размеров трещин, наблюдаемых при эксплуатации конструкций, методика испытаний при поперечном изгибе нуждается в теоретическом обосновании. Анализ КЭ-результатов показал, что КИН при поперечном изгибе несколько (до 5 %) меньше от аналогичных данных при чистом изгибе в связи с влиянием поперечной силы и градиента изгибающего момента. Указанное влияние наиболее просто учесть в решениях (3) и (10) путем рационального выбора K -тарировочных функций $Y_{1m} = (d - b_n \lambda)/(1 - \lambda)$

и $Y_{lr} = c_n + (1 - c_n)\lambda$. С учетом этого выражения (3) и (10) принимают вид, соответственно,

$$K_{lm} = \frac{d - b_n \lambda}{1 - \lambda} \sigma \sqrt{\pi l};$$

$$K_{lr} = \frac{0,407 [c_n + (1 - c_n)\lambda]}{(1 - \lambda)^2} \sqrt{\frac{1 - \lambda}{\lambda}} \sigma \sqrt{\pi l}. \quad (12)$$

При $\lambda = 0,2$ КЭ-значение $K_{lm} = 0,990 \sigma \sqrt{\pi l}$, а для смежного значения $\lambda = 0,3$ $K_{lm} = K_{lr} = 1,054 \sigma \sqrt{\pi l}$. С учетом этого и (12) получаем: $b_n = 0,86$; $c_n = 0,77$; $d = 0,98$. Таким образом, при поперечном изгибе образца с мелкой или глубокой трещиной для КИН получены решения, соответственно,

$$K_{lm} = \frac{0,98 - 0,86\lambda}{1 - \lambda} \sigma \sqrt{\pi l};$$

$$K_{lr} = \frac{0,407(0,77 + 0,23\lambda)}{(1 - \lambda)^2} \sqrt{\frac{1 - \lambda}{\lambda}} \sigma \sqrt{\pi l}. \quad (13)$$

Оценка погрешностей Δ решений (13) по сравнению с КЭ-данными показала следующие результаты:

Получено 02.11.15

$\lambda \rightarrow 0$ $\Delta = -2\%$; $\lambda = 0,2$ $\Delta = +2\%$; $\lambda = 0,4$ $\Delta = -0,3\%$; $\lambda = 0,6$ $\Delta = -0,1\%$; $\lambda = 0,8$ $\Delta = +0,2\%$; $\lambda \rightarrow 1$ $\Delta \rightarrow 0$.

При исследовании критических КИН проводятся испытания на трещиностойкость в условиях чистого или поперечного изгиба партии образцов с предварительно выращенными трещинами исследуемых размеров l , определяются в соответствии с нормативными требованиями критические нагрузки P_c , вычисляются критические напряжения σ_c , а затем по предлагаемым соотношениям (5), (11) или (13) определяются характеристики трещиностойкости K_{lmc} или K_{lrc} .

Библиографические ссылки

1. ГОСТ 25.506–85. Методы механических испытаний. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – Введ. 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 61 с.
2. Нейбер Г. Концентрация напряжений. – М.; Л.: Гостехиздат, 1947. – 204 с.
3. Разрушение. – Т. 2 / ред. Г. Либовиц. – М.: Мир, 1975. – 764 с.
4. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: в 2 т. – Т. 2: пер. с англ. / ред. Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 1016 с.

УДК 629.3.023

Ehab S. M. M. Soliman, Mechatronics Department, Egyptian Russian University
Tamer A. El-Sayed, Mechanical Design Department, Faculty of Engineering, Mataria-Helwan University
Soheir A. R. Naga, Mechanical Design Department, Faculty of Engineering, Mataria-Helwan University

A NEW APPROACH TO DESIGN A COMPOSITE MATERIAL FOR LIGHT MONO LEAF SPRING USING FEA

Introduction

The weight reduction of automotive parts while keeping their strength is one of the main challenges in the vehicles industry. As leaf springs are widely used in many vehicles, it is important to investigate how to reduce their weight. The composite materials are widely used to reduce the leaf spring weight without any reduction in load carrying capacity [1]. The stored elastic strain energy in a leaf spring is a main factor for a comfortable suspension system. Since the strain energy in the spring is inversely proportional to the density and the young's modulus of the material, and the composite materials possess low density and modulus of elasticity, hence, they are suitable for a leaf spring [2, 3, 4]. The steel leaf spring was replaced by composite leaf spring whose thickness varied linearly from the middle to the end and the springs have been analyzed using FEA [5] and were designed and tested [6]. The composite leaf springs showed a reduction in weight 80 % to 88 % less than the steel spring. Designed simulation using finite element package

(LUSAS) was put forward to calculate numerically elliptic woven roving glass/epoxy composite spring constants [7]. The investigation verified that composites can be utilized for vehicle suspension and meet the requirements, together with substantial weight saving. A comparative study between composite and steel leaf springs has been done [4] and inferred that composite materials reduce the weight of the leaf spring without any reduction on load carrying capacity and stiffness. A single leaf spring with variable thickness and variable width while keeping a constant cross sectional area of different composite materials was modeled and analyzed [8]. It was concluded that, the composite leaf spring has lower stresses for the same deflection, and the total leaf spring weight was nearly 78 % lower than the steel leaf spring. It has been showed [9] that the carbon composite leaf springs have high stiffness and offer substantial weight savings as compared to conventional steel leaf spring.

In the present work, proposed composite mono leaf spring models are designed to have the same stiffness