



## FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO À FADIGA - COMPARAÇÃO ENTRE VALORES EXPERIMENTAIS E OBTIDOS COM A UTILIZAÇÃO DE UM SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

**Luiz Daré Neto**

**Gustavo Tietz Cazeri**

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Rodrigo Daun Monici**

Universidade Estadual Paulista - UNESP - Bauru - SP; Av. Luiz E. C. Coube s/n, CEP 17033-360  
ldaren@feb.unesp.br; gustavocazeri@aol.com; bianchi@feb.unesp.br; daun@feb.unesp.br

**Resumo.** Para a determinação do fator de concentração de tensão à fadiga, também chamado de fator de concentração de tensão dinâmico, ( $K_f$ ), são realizados ensaios demorados e onerosos; devido a estes inconvenientes é vantajosa a utilização de software para a determinação deste fator. Neste trabalho, foi utilizado o software ANSYS® para a determinação das tensões atuantes em entalhes produzidos em corpos de prova, para posterior determinação do fator ( $K_f$ ) e determinando a diferença entre estes valores, quando comparados com os valores experimentais; propôs, também, uma alternativa para possibilitar a utilização do software, minimizando a diferença entre os valores experimentais e computacionais.

**Palavras chaves:** Fadiga; Fator de Concentração de Tensão; Método de Elementos Finitos

### 1. INTRODUÇÃO

Nas análises dinâmicas, devido às dificuldades de se obter o valor do fator de concentração de tensão à fadiga ( $K_f$ ), para a utilização em projetos mecânicos, faz-se uso, geralmente, do fator de concentração de tensão teórico ( $K_t$ ), para uma utilização rápida em projeto. Esta alteração simplista não é danosa ao projeto, embora superdimensiona as peças projetadas. Para uma análise mais aprimorada, torna-se necessário obter o valor do fator de concentração de tensão à fadiga ( $K_f$ ), o que é feito através de exaustivos testes laboratoriais, para os casos não disponíveis na literatura ou através de equações que relacionam o fator  $K_t$  com o fator  $K_f$ . Deve-se ressaltar, entretanto, que os dados disponíveis na literatura apresentam soluções para formas geométricas específicas, nem sempre as utilizadas em componentes mecânicos.

Com a possibilidade de se utilizar a ferramenta dos Métodos dos Elementos Finitos (MEF), a determinação do fator de concentração de tensão à fadiga ( $K_f$ ) torna-se mais simples, rápida e econômica, além de possibilitar a obtenção deste parâmetro para geometrias complexas.

### 2. OBJETIVO

Em projetos de componentes mecânicos, é usual o emprego de software que utiliza o método de elementos finitos para a determinação das tensões existentes e da vida estimada, a resposta dessa análise é assumida como correta, e sem erros.

O objetivo deste trabalho foi determinar, por intermédio de um software de elementos finitos, o valor do fator de concentração de tensão à fadiga ( $K_f$ ), e compará-lo com valores experimentais, anteriormente obtidos.

### 3. MATERIAIS

Como ferramenta básica deste trabalho foi utilizado o software ANSYS® na versão 5.5.1. Como plataforma de hardware, processador Pentium II 450MHz, 64MB RAM e 10 GB de capacidade de disco rígido.

Para a verificação da confiabilidade dos resultados teóricos, foi tomado como referência os valores dos ensaios experimentais obtidos por Daré (1993).

### 4. PROCEDIMENTO PARA DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO À FADIGA ( $K_f$ ) ATRAVÉS DO MÓDULO DE FADIGA DO SOFTWARE

Para o cálculo do Fator de Concentração de Tensão à Fadiga ( $K_f$ ), através do módulo de fadiga do software utilizado, são necessários os dados de entrada :

- Tensões estáticas atuantes na peça, obtidas pela análise em Elementos Finitos;
- Curva S-N do material da peça;
- Número de ciclos a que a peça está submetida;
- Parâmetros contidos no Código ASME em relação às propriedades elasto-plásticas do material, se necessários.

Como dado de saída tem-se o *fator de utilização cumulativo* ( $f_u$ ), que representa o número de vezes, em termos de vida, que o modelo suporta até se romper pela ação da fadiga, em relação ao número de ciclos a que é submetido nas condições de uso, ou seja, representa a durabilidade do modelo analisado pelo Método de Elementos Finitos (MEF).

#### 4.1. Determinação das Tensões Estáticas Atuantes na Peça

Para o cálculo da distribuição de tensões e a tensão máxima pelo Método dos Elementos Finitos foi utilizada a seguinte metodologia :

- Criação do modelo em Elementos Finitos;
- Aplicação das Condições de Contorno;
- Simulação, obtenção e análise dos resultados.

##### 4.1.1. Criação do Modelo em Elementos Finitos.

Neste passo foi definida a geometria com relação à modelagem em elementos finitos, sendo as formas geométricas dos corpos de prova, as utilizadas experimentalmente. A modelagem dos mesmos foram feitas aproveitando-se da axissimetria, tornando-se possível a modelagem em apenas duas dimensões (2-D).

A geração da malha foi realizada com elementos axissimétricos, planos e quadriláteros de 8 nós cada elemento. Elementos com estas características foram escolhidos devido à condição de geometria plana do problema e à habilidade em modelar curvaturas.

Em todos os modelos utilizou-se de malha mapeada, com maior refinamento na região do entalhe, para que se pudessem obter resultados mais precisos e uma melhor visualização na distribuição das tensões concentradas.

##### 4.1.2. Aplicação das condições de contorno

Nesta etapa, foram definidas as vinculações que o modelo deve possuir, ou seja, as restrições aos seus movimentos, bem como a que tipo e módulo de solitação estará sujeito. Deve-se ter a atenção focada na utilização experimental do modelo, para que as solitações e vinculações representem da melhor forma possível a realidade.

A máquina destinada a realizar os ensaios de fadiga, gera momento fletor constante, no corpo de

prova, que é devido ao mesmo ser bi-apoiado, e atuarem, sobre ele, duas forças iguais e simétricas. A partir das fórmulas elementares de resistência dos materiais, a tensão atuante em uma peça submetida à flexão pura é resultante da divisão do momento fletor atuante na mesma pelo módulo de resistência à flexão.

Os limites de fadiga de cada corpo de prova, obtidos experimentalmente, foram utilizados para se determinar a força aplicada ao respectivo modelo em Elementos Finitos do corpo de prova. Os testes experimentais foram realizados submetendo-se os corpos de prova à flexão rotativa, aplicando-se um ciclo de tensão alternado simétrico (razão de tensão,  $r = -1$ )

A seguir é mostrado o cálculo para o corpo de prova sem entalhe. Para os demais corpos de prova o procedimento de cálculo é o mesmo.

Limite de fadiga para o corpo de prova sem entalhe (CP1), obtido experimentalmente -  $\sigma_{exp} = 245$  MPa.

Relação fundamental da teoria da elasticidade

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot x}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (1)$$

onde :  $M$  = Momento fletor a que a peça está submetida;

$W$  = Módulo de resistência à flexão;

$d$  = diâmetro do corpo de prova sem entalhe ou diâmetro do fundo do entalhe para os corpos de prova entalhados;

$F$  = força obtida através da teoria da elasticidade;

$x$  = distância da força aplicada à vinculação;

Substituindo os valores na Eq. (1), resulta:

$$F = \frac{245 \cdot \pi \cdot 8^3}{32 \cdot 65} = 189,4 \text{ N} \quad (2)$$

A Tab. (1) mostra, para cada tipo de corpo de prova, os valores do diâmetro externo, do diâmetro no fundo do entalhe, do limite de fadiga obtido através de ensaios experimentais e a força obtida através dos cálculos da teoria da elasticidade segundo Eq. (1).

Tabela 1. Valores das forças atuantes em cada corpo de prova, para produzir a tensão igual ao limite de fadiga.

Corpo de Prova	Diâmetro Interno do Entalhe "d" [mm]	Diâmetro Externo "D" [mm]	Limite de Fadiga Experimental $\sigma_{exp}$ [MPa]	Força Calculada "F" [N]
CP1	8,0	8,0	245	198,4
CP2	8,0	8,4	185	143,1
CP3	8,0	8,8	160	123,7
CP4	8,0	9,6	130	100,5
CP5	8,0	10,4	120	92,8

No software deve-se utilizar, como dado de entrada para o valor da força aplicada ao modelo, o dobro da força calculada pela teoria da elasticidade, devido a uma característica das condições que os modelos foram construídos: elementos axissimétricos com capacidade de flexão.

Assim, o valor da força utilizada como condição de contorno para a análise em Elementos Finitos deve ser dobrado.

Os valores das forças aplicadas nos modelos em Elementos Finitos, para todos os corpos de prova estão mostrados na Tab. (2).

Tabela 2. Módulo das forças : calculada pela teoria da elasticidade e utilizada como condição de contorno no software

Corpo de Prova	F[N] calculada pela Teoria da Elasticidade.	F <sub>aplic</sub> [N] utilizada como condição de contorno no software.
CP1	189,44	378,88
CP2	143,06	286,12
CP3	123,73	247,46
CP4	100,53	201,06
CP5	92,80	185,60

Todos os modelos apresentam a mesma localização na aplicação das forças das Condições de Contorno e restrição do movimento na direção horizontal (eixo x). A força aplicada também apresenta a mesma direção e sentido em todos os modelos utilizados no MEF, variando-se, somente, o módulo da força aplicada.

#### 4.2. Curva Tensão-Deformação (Curva S-N)

A curva tensão-deformação (curva S-N), utilizada como entrada no software, foi a do corpo de prova sem entalhe, levantada experimentalmente por Daré (1993); nesse trabalho, os ensaios experimentais tiveram a finalidade de determinar apenas o limite de fadiga dos corpos de prova, sendo levantados, experimentalmente, apenas alguns pontos da curva S-N próximos à região do limite de fadiga do provete ensaiado. Assim, utilizando-se destes valores experimentais e do limite de resistência do material, também obtido experimentalmente, traçou-se a reta que melhor se ajusta aos valores obtidos. Para a obtenção da reta recorreu-se ao método dos mínimos quadrados, sendo os cálculos realizados pelo software Microsoft Excel 97. A curva obtida apresentou coeficiente de correlação igual a 99,79 %.

No caso em questão o ciclo de tensão, a que o corpo de prova está submetido é alternado simétrico.

#### 4.3. Número de Ciclos a que a Peça é Submetida

O software considera, inicialmente, o modelo sujeito a um ciclo de tensões aleatório, sendo o arranjo de tensões, com o número de ciclos feito segundo a regra de Miner.

A simulação computacional de um ciclo de tensões alternado simétrico, a que os corpos de prova foram submetidos, pode ser feita utilizando-se de dois eventos e duas condições de carregamento para cada evento. Para o evento 1, condição de carregamento 2 e evento 2, condição de carregamento 1, utiliza-se tensão igual a zero. Para o evento 1, condição de carregamento 1 e evento 2, condição de carregamento 2, utiliza-se módulo da tensão igual à tensão máxima obtida pela análise estática, que ocorre na raiz do entalhe. O valor de tensão utilizado no evento 1, condição de carregamento 1 é positivo, enquanto que o valor de tensão utilizado no evento 2, condição de carregamento 2 é negativo e do mesmo módulo que o utilizado no evento 1, carregamento 1. Os dados podem ser melhor visualizados na Tab. (3).

Tabela 3. Número de eventos, carregamentos e tensão associada a cada carregamento.

Evento	Nº de ciclos a que a peça foi submetida	Carregamento	Tensão Aplicada no carregamento
1	$10^7$	1	Tensão máxima
1	$10^7$	2	0
2	$10^7$	1	0
2	$10^7$	2	Tensão máxima de valor contrário

#### 4.4. Fator de Utilização ( $f_u$ )

A estimativa da vida dos corpos de prova entalhados, apresentados pelo software, foi realizada a partir da curva S-N do corpo de prova sem entalhe, obtida experimentalmente. Considerou-se a tensão máxima que ocorre na raiz do entalhe, pois, neste caso, é na raiz do entalhe que se inicia o processo de formação e propagação de trincas que levará o corpo de prova a se romper por fadiga.

Os cálculos realizados pelo software seguem o Código ASME para Caldeiras e Vasos de Pressão, Seção III ( e Seção VIII, Divisão 2) e se encontram no Capítulo 19.5 – POST1 – FATIGUE MODULE – ANSYS® Theory Reference, Inc®.

Como dado de saída tem-se o *fator de utilização cumulativo* ( $f_u$ ) calculado através da soma dos valores do *fator de utilização parcial*.

São calculados *fatores de utilização parciais* ( $f_u^p$ ) para todos os eventos a que a peça está sujeita, obtendo-se a variável de saída *fator de utilização cumulativo* ( $f_u$ ) como a soma de todos os *fatores de utilização parciais* ( $f_u^p$ ).

Para a utilização do módulo de fadiga do software, deve-se ter um número de carregamentos e eventos que resultem em um ciclo de tensão alternada simétrica. Isto ocorre porque o software, para fins de cálculo, pressupõe que o ciclo de tensão atuante em um componente durante a análise de fadiga é aleatório.

Se o fator de utilização apresentar valor maior que 1, indica que o componente estudado irá se romper antes do esperado, o que levará o projetista a superdimensionar a peça projetada. Para valores de fator de utilização menor que 1, o software indica uma vida maior que a encontrada experimentalmente, resultando em um subdimensionamento da peça analisada.

Neste trabalho, pelas condições de contorno utilizadas, foi esperado o valor do fator de utilização igual a 1 para todos os modelos analisados; já que o ciclo de tensão a que cada modelo foi submetido, para a análise de fadiga numérica, apresenta como tensão alternada (igual a tensão máxima ) o limite de fadiga encontrado experimentalmente, ou seja, a duração em termos de número de ciclos a que peça foi submetida numericamente é o mesmo que pode suportar na prática. Assim, quanto mais afastados da unidade estiverem os valores de fator de utilização, maior será o erro apresentado pelo software.

Obtidos os resultados do *fator de utilização* para CP2, CP3, CP4 e CP5, pode-se obter o respectivo valor de  $K_f$  para cada corpo de prova.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente modelou-se em elementos finitos a geometria dos corpos de prova.

Em todos os modelos utilizou-se de malha mapeada. A Fig. (1) apresenta a região com malha gerada, próximo ao concentrador de tensão no CP2, onde é observado o maior refinamento em sua malha.

No corpo de prova sem entalhe utilizou-se de 4 nós em qualquer linha da seção transversal. Nos corpos de prova CP2 e CP3, para melhorar a confiabilidade dos resultados, fez-se a análise de refinamentos de malha na região do entalhe com 16, 40, 80 e 100 nós sobre a linha da seção transversal que passa sobre o ponto de tensão máxima da descontinuidade geométrica.

Para os corpos de prova CP4 e CP5, devido às características geométricas destes modelos, a obtenção da malha mapeada foi conseguida através da concatenação de algumas linhas na região do entalhe, não sendo possível, conseqüentemente, refinar a malha da região do entalhe tendo-se como parâmetro o número de nós sobre a linha da seção transversal que passa sobre o ponto de tensão máxima da descontinuidade geométrica.

Fez-se a análise de refinamentos de malha na região do entalhe para o corpo de prova CP4 com 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 e 50 nós sobre a linha do fundo do entalhe, e, para o corpo de prova CP5, fez-se a análise com 50 nós sobre esta linha.

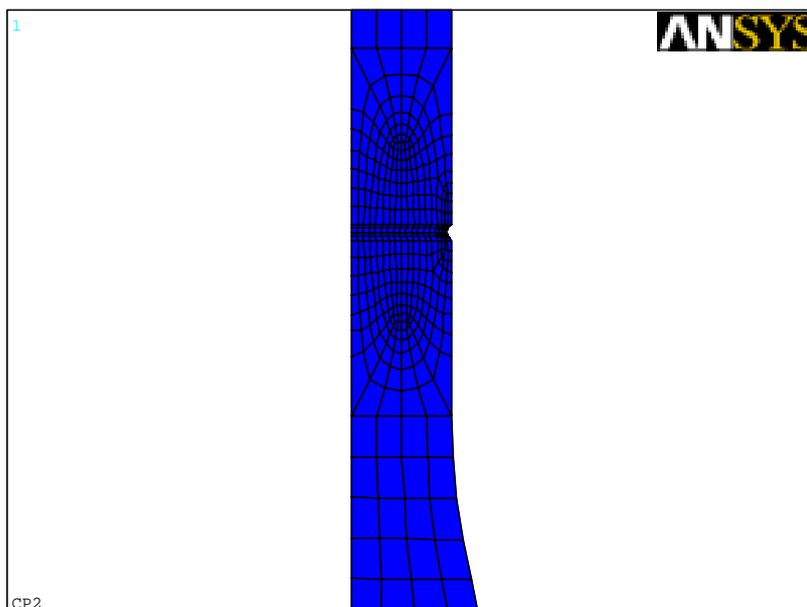


Figura 1. Região com malha gerada próxima ao entalhe no CP2.

Para a visualização dos resultados utilizou-se do POSTPROCESSING1 (POST1) presente no software ANSYS® versão 5.5.1, onde foram analisados resultados nodais.

Seguem os valores obtidos e análise dos resultados :

*Corpo de prova 1 (CP1) :*

A tensão obtida pela teoria da elasticidade ( $\sigma_{T.E.}$ ) foi 245 MPa, para o diâmetro constante de 8mm e força aplicada de 189,44N; a tensão estática obtida pelo MEF ( $\sigma_{EL}$ ) foi de 244,97 MPa e a tensão máxima obtida pelo MEF ( $\sigma_{máx1} = \sigma_{EL}$ ) foi de 244,97 MPa.

Foram utilizadas duas casas decimais para melhor visualização da precisão, obtendo uma diferença de 0,01 % entre a tensão obtida pela teoria da elasticidade versus tensão obtida pelo MEF. Será denominado Erro, esta diferença e quantificado pela Eq. (3):

$$E = \left( \frac{\sigma_{T.E.} - \sigma_{EL}}{\sigma_{T.E.}} \right) \cdot 100 \quad (3)$$

*Corpo de prova 2 (CP2) :*

A tensão obtida pela teoria da elasticidade ( $\sigma_{T.E.}$ ) foi de 159,80 MPa, para diâmetro externo de 8,4 mm e força aplicada de 143,06N; já a tensão estática obtida pelo MEF ( $\sigma_{EL}$ ), com 100 nós, foi de 159,8 MPa; obtendo-se o Erro de 0,006% ( $E = 0,006\%$ ). Tensão máxima obtida pelo MEF -  $\sigma_{máx1} = 391,7$  MPa; esta tensão máxima se refere à tensão que ocorre na raiz do entalhe dos corpos de prova entalhados, obtidas através da análise estática pelo MEF.

Diferença entre o resultado obtido de tensão máxima em relação ao refinamento da malha anterior (malha com 80 nós) = 0,25 %

As malhas foram refinadas até que se obtivesse uma diferença menor que 0,5 % em relação ao refinamento da malha anterior, para o resultado obtido de tensão máxima.

A Fig. (2) mostra o detalhe da distribuição de tensões na região próxima ao entalhe no corpo de prova número 2, CP2, que possui entalhe com menor intensidade de concentração de tensão.

*Corpo de prova 3 (CP3) :*

Tensão obtida pela teoria da elasticidade para diâmetro externo de 8,8 mm e força aplicada de 123,73N -  $\sigma_{T.E.} = 120,22$  MPa. Tensão estática obtida pelo MEF com 100 nós (região analisada não sofre perturbação do aumento de tensão gerado pela região do entalhe) -  $\sigma_{EL} = 120,2$  MPa.

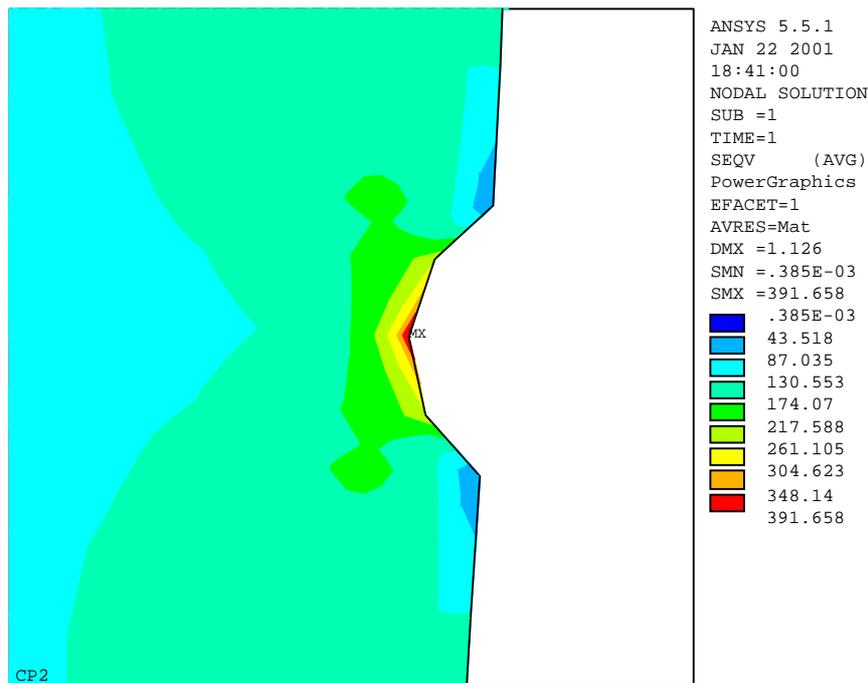


Figura 2. Detalhe da distribuição de tensões na região do entalhe no CP2.

Erro obtido entre a tensão calculada pela teoria da elasticidade e aquela calculada pelo MEF -  $E=0,008\%$ . Tensão máxima obtida pelo MEF -  $\sigma_{máx1} = 390,7$  MPa. Diferença entre o resultado obtido de tensão máxima em relação ao refinamento da malha anterior (malha com 80 nós) =  $0,02\%$

A forma da distribuição de tensões no corpo de prova CP3 é similar ao CP2, mostrada na Fig. (2).

#### Corpo de prova 4 (CP4) :

Tensão obtida pela teoria da elasticidade para diâmetro externo de 9,6 mm e força aplicada de 100,53N -  $\sigma_{T.E.} = 75,2$  MPa. Tensão estática obtida pelo MEF com 50 nós (região analisada não sofre perturbação do aumento de tensão gerado pela região do entalhe) -  $\sigma_{EL} = 75,2$  MPa. Erro obtido entre a tensão calculada pela teoria da elasticidade e aquela calculada pelo MEF -  $E = 0\%$ . Tensão máxima obtida pelo MEF -  $\sigma_{máx1} = 346,6$  MPa. Diferença entre o resultado obtido de tensão máxima em relação ao refinamento da malha anterior (malha com 45 nós) =  $0,46\%$ .

#### Corpo de prova 5 (CP5) :

Tensão obtida pela teoria da elasticidade para diâmetro externo de 10,4 mm e força aplicada de 92,80N -  $\sigma_{T.E.} = 54,62$ MPa. Tensão estática obtida pelo MEF com 50 nós (região analisada não sofre perturbação do aumento de tensão gerado pela região do entalhe) -  $\sigma_{EL} = 54,6$  MPa. Erro obtido entre a tensão calculada pela teoria da elasticidade e aquela calculada pelo MEF -  $E = 0\%$ . Tensão máxima obtida pelo MEF -  $\sigma_{máx1} = 328,6$  MPa.

A informação para o software dos valores da tensão e número de ciclos a que a peça está submetida é feita através das variáveis: carregamento e evento. Para que fosse obtido um ciclo de tensão alternado simétrico, utilizaram-se de dois eventos e dois carregamentos para cada evento, conforme mencionado anteriormente.

### 5.1. Fator de Utilização Calculado pelo Software

A Tab. (4) apresenta os valores do *fator de utilização* ( $f_u$ ). calculados pelo software para cada corpo de prova, utilizando a tensão máxima, encontrada no fundo do entalhe.

Tabela 4. Resultados obtidos do *fator de utilização* ( $f_u$ ).

Corpo de Prova	<i>Fator de utilização</i> ( $f_u$ ) obtido pelo software	Vida estimada pelo software em números de ciclos
CP2	801,9	12.518
CP3	756,7	13.060
CP4	117,8	84.813
CP5	56,3	182.012

Como pode ser observado pelos valores da Tab.(4) o *fator de utilização* calculado pelo software e, conseqüentemente, a vida, não condiz com aquele esperado teoricamente, estando longe da vida esperada de  $10^7$  ciclos, correspondendo ao fator de utilização igual a 1. Conforme Moura (1985), concentradores de tensão atuam de forma a diminuir o limite de fadiga, modificando a curva S-N. Assim, é esperado que, para as condições de contorno impostas aos modelos dos corpos de prova utilizados no MEF, o *fator de utilização* apresente o valor “1” para todos os corpos de prova.

Devido à discrepância dos resultados obtidos com a utilização da tensão máxima, foi repetido o processo computacional utilizando a tensão média entre os valores das tensões: nominal e a máxima, encontrada em cada entalhe dos corpos de prova; deve ser lembrado que as tensões nominais teóricas foram as mesmas que as tensões estáticas determinadas com a utilização do “software” ANSYS®.

Com o concentrador de tensão encontrado no CP2, a tensão média foi de 275,8 MPa, resultado de uma tensão nominal teórica de 159,8 MPa e uma tensão máxima de 391,7 MPa. Com este valor de tensão média, o “software” gerou, como saída, o valor do fator de utilização, ( $f_u$ ), igual a 5,849, correspondendo a uma vida de 1.709.606 ciclos, diferente do valor esperado de 10.000.000 ciclos, correspondendo a uma diferença de 82,9%.

Para cada corpo de prova e, conseqüentemente, para cada intensidade de concentração de tensão, a Tab. (5) mostra os valores encontrados para o fator de utilização ( $f_u$ ), a vida em número de ciclos, a partir da tensão média,.

O CP3 também apresentou uma vida menor que a esperada ( $f_u > 1$ ), com a particularidade da diferença entre o valor de saída, emitido pelo “software”, e a vida esperada ( $10^7$  ciclos), sendo de 59,6%, portanto, mais precisa que a encontrada no CP2.

Com o aumento da intensidade da concentração de tensão, formas encontradas nos corpos de prova CP4 e CP5, o fator de utilização, ( $f_u$ ), é menor que a unidade, indicando uma vida maior que a esperada ( $10^7$  ciclos), sendo de 26,8 milhões de ciclos para o CP4, resultado em uma diferença de 168% a mais que o valor esperado e 60,8 milhões de ciclos para o CP5, uma diferença de 508% cima do esperado.

Tabela 5. Valores do fator de utilização e da vida, em ciclos, baseados na tensão média de cada CP

Corpo de Prova	Tensão Nominal [MPa]	Tensão Máxima [MPa]	Tensão Média [MPa]	Fator de Utilização ( $f_u$ )	Vida em Número de Ciclos	Diferença em Relação ao Esperado [%]
CP2	159,8	391,7	275,8	5,849	1.709.606	-82,9
CP3	120,2	390,7	255,5	2,472	4.044.889	-59,6
CP4	75,2	346,6	210,9	0,373	26.830.232	+168,3
CP5	54,6	328,6	191,6	0,164	60.843.035	+508,4

A vida, em número de ciclos, de cada corpo de prova está longe de atingir  $10^7$  ciclos.

Depois de muita pesquisa, não foi encontrada uma forma direta de determinar, via software ANSYS®, o valor do limite de fadiga para os corpos de prova com várias intensidades do fator de concentração de tensão, impossibilitando, conseqüentemente, a determinação do  $K_f$ , já que é uma relação entre o limite de fadiga do corpo de prova sem entalhe e o corpo de prova com entalhe, o que inviabiliza a utilização do módulo de fadiga do software ANSYS® versão 5.5 para a determinação do  $K_f$ ; desta forma, foi procurada a tensão que resultasse via software, na vida de  $10^7$  ciclos. Como a curva S-N de entrada foi a curva do corpo de prova CP1, a tensão encontrada foi de 234 MPa; correspondendo ao limite de fadiga para todos corpos de prova.

O limite de fadiga encontrado experimentalmente para o CP1 foi 245 MPa, e o calculado para os outros corpos de prova foi 234 MPa; esta diferença é justificada pelo fator de correlação da curva S-N de entrada ser 0,9979 (99,79%) e não 1,0.

Com estes valores foi determinado o fator de concentração de tensão dinâmico para todos os tipos de corpos de prova (CP2 a CP5), mostrado pela Eq. (4).

$$K_{f2} = K_{f3} = K_{f4} = K_{f5} = \frac{245}{234} = 1,05 \quad (4)$$

Os valores de cada fator de concentração de tensão dinâmico,  $K_f$ , obtidos experimentalmente e através do software, são mostrados na Tab. (6); também é observada a diferença entre os dois valores, a qual foi denominada de “Erro”, e representado numericamente pela Eq. (5).

$$E = \left( \frac{Kf_{soft} - Kf_{exp}}{Kf_{exp}} \right) \times 100 \quad [\%] \quad (5)$$

Onde:  $Kf_{exp}$  é o fator de concentração de tensão dinâmico obtido experimentalmente.  
 $Kf_{soft}$  é o fator de concentração de tensão dinâmico obtido através do software.

Tabela 6 - Valores dos fatores de concentração de tensão dinâmicos,  $K_f$ , experimentais e obtidos pelo software, com o “Erro” entre eles.

Corpo de Prova	$K_f$ experimental	$K_f$ pelo software	Erro [%]
CP2	1,324	1,05	-20,99
CP3	1,531	1,05	-31,67
CP4	1,885	1,05	-44,48
CP5	2,042	1,05	-48,75

Os valores negativos do “Erro”, indicam que os valores calculados são menores que os experimentais, efeito contrário à segurança dos projetos mecânicos.

## 6. CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos, verifica-se que a utilização do módulo de fadiga do software ANSYS®, versão 5.5 não apresenta resultados compatíveis com os obtidos experimentalmente; a maior diferença entre os resultados ocorreu com o procedimento que utilizou a tensão máxima, encontrada no fundo do entalhe, para a determinação da vida e, conseqüentemente, do limite de fadiga, resultando em diferenças que foram de 56 vezes (5.600 %) a 802 vezes (80.200 %); embora a favor da segurança, o tal procedimento não é recomendável.

O procedimento que utilizou a tensão média, mostrou que o valor do fator de utilização ( $f_u$ ), para cada corpo de prova, ficou mais próxima do esperado (experimental), com a particularidade de que, para pequena intensidade de concentração de tensão, semelhante ao entalhe encontrado no CP2, o “software” indicou um fator de utilização grande ( $f_u = 5,8$ ); este valor está a favor da

segurança, quando utilizado em projetos mecânicos; com o aumento da intensidade do fator de concentração de tensão, semelhante ao CP3, o valor de ( $f_u$ ) ainda é a favor da segurança e diminuiu para 2,5, equivalente à vida, aproximada, de 4 milhões de ciclos; valor mais preciso que o obtido com o CP2, pois está mais próximo de “1”.

Continuando o aumento da intensidade da concentração de tensão, semelhante ao entalhe encontrado no CP4 a vida estimada, pelo “software”, é contra a segurança dos projetos mecânicos, resultando no ( $f_u$ ) de 0,37.

Para o corpo de prova CP5, o erro do “software” aumenta ainda mais, resultando em um fator de utilização igual a 0,16, equivalente a uma vida de 60,8 milhões de ciclos.

Pelo procedimento de “procurar” o limite de fadiga de cada tipo de entalhe dos corpo de prova, para a determinação do fator de concentração de tensão dinâmico,  $K_f$ , o software mostrou que produz um “Erro” contra a segurança dos projetos mecânicos, pelo fato de tomar como dado de entrada a curva S-N do corpo de prova sem concentrador de tensão; logicamente, o “Erro” aumenta com o aumento da intensidade do concentrador de tensões.

Com estes dados conclui-se que o “software” pode ser utilizado em projetos mecânicos, com o procedimento da utilização da tensão média, onde existe concentradores de tensões pequenos, semelhantes aos encontrados no CP2 e CP3; observando-se que a vida estimada pelo “software” será menor que a obtida através de ensaios de fadiga, conseguindo-se um melhor resultado em concentradores de tensão com intensidade semelhante ao encontrado no corpo de prova CP3.

Para concentradores de tensão com maior intensidade, semelhantes aos encontrados nos CP4 e CP5, não é recomendada a utilização do “software” ANSYS®, devido à estimativa da vida ser contra a segurança e com valores muito acima dos valores de ensaio.

## 7. REFERÊNCIAS

ANSYS® Theory Reference, release 5.5.1, ANSYS®, Inc. – Ninth Edition – SAS IP, Inc®.

Daré Neto, Luiz, “Levantamento da Curva de Sensibilidade ao Entalhe Vs. Dimensão do Entalhe em “U” em Corpos de Prova de Aço Baixo Carbono”. São Carlos, 1993. 72 p. . Dissertação – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Moura, C.A. G., “Mecânica dos Materiais”, Fundação Calouste Gulbenkian, Porto, 1985.

### **Fatigue Notched Factor - Comparison between values obtained with the use of the software of finite elements method and experimental values**

**Luiz Daré Neto**

**Gustavo Tietz Cazeri**

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Rodrigo Daun Monici**

Universidade Estadual Paulista - UNESP - Bauru - SP; Av. Luiz E. C. Coube s/n, CEP 17033-360  
ldaren@feb.unesp.br; gustavocazeri@aol.com; bianchi@feb.unesp.br; daun@feb.unesp.br

***Abstract.** For the determination of the fatigue notched factor, also called dynamic stress concentration factor, ( $K_f$ ), delay and onerous employed are realized, due to these inconveniences it is opportune the software use for the determination of this factor. In this work, the known ANSYS® software was used to determination of the stress in the specimens notched, for subsequent determination of the factor ( $K_f$ ) and comparison with the experimental values; determining the difference between these values; it proposed, also, an alternative to make possible the use of the software, minimizing the difference between the experimental and numerical values.*

*Keywords: Fatigue; Notch Factor; Finite Elements Method*