

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE UMA JUNÇÃO POR INTERFERÊNCIA
TÉRMICA

por

Luís Guilherme Martini Bolfoni

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Dezembro de 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ESTUDO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE UMA JUNÇÃO POR INTERFERÊNCIA
TÉRMICA

por

Luís Guilherme Martini Bolfoni

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Jakson Manfredini Vassoler

Comissão de Avaliação:

Prof. Herbert Martins Gomes

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Jun Sérgio Ono Fonseca

Porto Alegre, 05 de Dezembro de 2011.

Dedico este trabalho aos meus pais, Valnei Bolfoni e Maria Helena Martini Bolfoni, que não mediram esforços para que eu pudesse chegar até aqui; sua dedicação e apoio incondicionais sempre serão lembrados.

BOLFONI, L.G.M.; **Estudo da Integridade Estrutural de uma Junção por Interferência Térmica**. 2011. 21 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Este trabalho estuda a integridade estrutural de uma união por interferência térmica composta por um inserto cilíndrico vazado e uma chapa espessa furada; o objetivo é determinar a força necessária para se extrair o inserto de dentro da cavidade interferente e as tensões residuais decorrentes do processo de união. Para isso são utilizados métodos analíticos e numéricos, baseados na teoria da termoelasticidade e no método dos elementos finitos, respectivamente. Os resultados teóricos são então validados através de um teste de extração feito com três corpos de prova construídos para esse propósito e realizado em uma máquina de ensaio de tração. Concluiu-se que tanto a metodologia analítica como a numérica produzem resultados consistentes, condizentes com os obtidos experimentalmente; no entanto, tensões residuais e efeitos de plastificação só podem ser corretamente previstos com uma análise numérica termomecânica acoplada.

PALAVRAS-CHAVE: Interferência térmica, Termoelasticidade, Elementos finitos, Análise acoplada

BOLFONI, L.G.M.; **Study on the Structural Integrity of a Shrink-Fit Joint**, 2011. 21 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

This paper studies the structural integrity of a shrink-fit joint made of a cylindrical hollow insert and a thick holed plate; the objective is to determine the necessary force to extract the insert from the interfering cavity and the residual stresses due to the joining process. For that purpose analytical and numerical methods are employed, based on the thermoelasticity theory and finite element method, respectively. The theoretical results are then validated through an extraction test with three test bodies built for that purpose, performed on a traction test machine. It is concluded that both the analytical and numerical methods used produce consistent results, matching the experimental ones; however residual stresses and plastification can only be correctly predicted with a thermomechanical coupled numerical analysis.

KEYWORDS: Shrink-fit, Thermoelasticity, Finite elements, Coupled analysis.

ÍNDICE

Pág.

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Definição do problema.....	2
2. OBJETIVOS.....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
4. METODOLOGIA	3
4.1. Método Analítico.....	4
4.2. Método Numérico	5
4.3. Método Experimental.....	7
5. RESULTADOS	8
5.1. Resultados Analíticos	8
5.2. Resultados Numéricos.....	9
5.2.1. Análise estática	9
5.2.2. Análise transiente.....	10
5.3. Resultados Experimentais	13
6. CONCLUSÃO	14
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
APÊNDICE A	16

1. INTRODUÇÃO

A união de componentes é uma etapa crítica do projeto mecânico, e não é incomum a falha de um sistema ocorrer em suas juntas. Essa necessidade constante de uniões mais baratas, resistentes e de fácil construção fez com que diversos métodos fossem desenvolvidos ao longo dos séculos, baseados nos mais variados princípios físicos.

Métodos primitivos, utilizando encaixes e amarras, alguns até hoje utilizados em barcos a vela e sistemas de levante por cabos de aço, foram substituídos por juntas químicas à base de colas sintéticas e juntas compressivas feitas com pregos e parafusos. As uniões químicas, apesar de terem uma incrível versatilidade e facilidade de construção, em geral não apresentam alta resistência mecânica; as juntas compressivas são de montagem mais laboriosa e são menos versáteis, mas muito resistentes. Vantagens desses dois métodos foram combinadas pelas juntas metalúrgicas, de pouco mais de um século de existência, mas essas uniões também têm suas limitações, por alterarem as propriedades metalúrgicas dos materiais, e se tornaram uma alternativa às uniões compressivas ao invés de uma substituta.

Um método pouco comentado é a união por interferência, onde os componentes são encaixados uns nos outros devido a uma interferência geométrica. Isso resulta em deformações nos sólidos, o que gera esforços internos nos mesmos e faz com que ambos os componentes fiquem pressionados na interface de contato, podendo gerar uma alta força de atrito que os mantém unidos.

Essa interferência pode ser obtida através de deformações de origem mecânica ou térmica. No primeiro caso os componentes são montados aplicando-se uma força suficientemente grande para deformá-los plasticamente e permitir sua acomodação; no segundo utiliza-se uma deformação de origem térmica em um dos componentes para alterar sua geometria e permitir que sejam montados; o reestabelecimento do equilíbrio térmico impõe a interferência desejada.

Esse processo é amplamente utilizado na indústria, nos mais diversos ramos, e com variados objetivos. O encaixe por interferência térmica (*shrink fit*) é muito utilizado atualmente na montagem de cubos em eixos, tendo seu cálculo normatizado [DIN, 2001]. Outras aplicações incluem a expansão a frio de furos [Allan e Heller, 1997], encaixe de próteses ósseas, porta-ferramentas para insertos de usinagem, entre outros.

A união de dois componentes por interferência induz tensões radiais compressivas nos mesmos, o que é altamente desejado. No entanto, também aumenta a tensão circunferencial média do elemento externo. Por essa razão, é recomendada a deformação plástica do furo externo junto ao processo de encaixe para a introdução de tensões circunferenciais compressivas no mesmo [Allan e Heller, 1997; Chakherlou et al., 2009]. Tanto no regime elástico quanto no regime plástico, o encaixe por interferência aumenta a resistência à fadiga do furo, pois diminui a amplitude máxima de carregamento [Allan e Heller, 1997; Chakherlou et al., 2009].

Os consistentes benefícios proporcionados por uma junta desse tipo e a facilidade de montagem da junta por interferência térmica, em comparação à mecânica, motivaram o presente estudo. Foi constatado que são poucas as aplicações que tiram proveito das vantagens mecânicas desta junta. A principal ocorrência é na manutenção de aeronaves militares [Allan e Heller, 1997]. Mesmo nesses casos, o método convencional de inserção é de se esfriar o elemento interno ao invés de aquecer o externo.

Apesar de lógico no contexto no qual é empregado, muitas vezes durante o processo de fabricação de componentes é o componente externo que está aquecido, seja decorrente do próprio processo de fabricação ou em função de um tratamento térmico, alívio de tensões ou pré/pós-aquecimento decorrente de uma soldagem. Por essas razões propõe-se o estudo do encaixe por interferência térmica na configuração mencionada, estando o elemento externo sofrendo os efeitos termomecânicos ao invés do interno.

1.1. Definição do problema

O problema abordado nesse trabalho é o estudo através de modelos matemáticos da integridade estrutural de uma junta feita através de um encaixe por interferência térmica de um inserto cilíndrico em uma chapa furada. Para este estudo será considerado um conjunto genérico somente para efeitos de cálculo, onde este será reproduzido experimentalmente. Não será estudada uma junta para uma aplicação específica. No processo de união deste conjunto, a chapa é aquecida até uma temperatura usual de revenimento e alívio de tensões, onde tem suas dimensões alteradas graças aos efeitos de expansão térmica. Nessa condição, é inserida uma peça cilíndrica vazada a temperatura ambiente, temperada e revenida, dentro do furo e então todo o conjunto sofrerá um resfriamento forçado em água.

A peça insertada tem dimensões correspondentes às dimensões da chapa quando na condição aquecida, permitindo uma inserção sem deformação plástica dos componentes. O conjunto então sofre um resfriamento até atingir o equilíbrio térmico, ocasionando a contração da chapa e o encaixe por interferência.

2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como principal objetivo estudar a integridade estrutural de uma junta composta de um inserto encaixado por interferência térmica em um furo aquecido. Para isso, serão utilizados modelos matemáticos (analíticos e numéricos) para obter a força axial para o escorregamento do inserto dentro do furo. Os modelos analíticos e numéricos serão comparados e validados com ensaios experimentais.

Os efeitos térmicos transientes associados com a não linearidade do material, frente à mudança de temperatura, podem necessitar a utilização de ferramentas de cálculo mais avançadas que os modelos analíticos propostos em norma [DIN, 2001]. Como o modelo analítico pode apresentar fortes simplificações para o tratamento matemático da junta de interesse, além deste, serão utilizados diferentes modelos numéricos e testes experimentais para a avaliação da integridade estrutural do conjunto inserto/chapa.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O processo de união de componentes através de encaixes interferentes foi investigado analiticamente na década de 80, com o objetivo de se obter relações matemáticas práticas para auxiliar no projeto desse tipo de juntas.

Neste contexto, foram desenvolvidas soluções analíticas semi-empíricas para o encaixe de cubos em eixos, baseadas na Teoria de Cilindros Espessos de Lamé, aplicáveis tanto em encaixes puramente elásticos como elasto-plásticos [DIN, 2001]. Nessa abordagem, a pressão de contato na interface dos dois cilindros é tratada como uma pressão interna no cilindro exterior e uma pressão externa no cilindro interior, de igual magnitude; os componentes são então tratados como vasos de pressão sujeitos a tais esforços.

No caso particular de encaixe por interferência térmica, a expansão térmica é definida como um deslocamento prescrito ao longo do raio, calculado como uma deformação térmica clássica.

Como mencionado anteriormente, o encaixe por interferência é essencialmente um problema termomecânico com contato entre dois corpos sólidos, que é de uma natureza complexa e há muito vem sendo estudado. Devido a esse fato, é natural que se procurasse soluções utilizando métodos numéricos de discretização devido ao aumento crescente da capacidade computacional, que favorece esse caminho.

Inicialmente, este fenômeno foi tratado numericamente por elementos finitos como um problema de valor de contorno desacoplado quasi estático, para sólidos lineares [Taylor et. al, 1970]. Neste caso o problema térmico é resolvido e os perfis de temperatura obtidos são definidos como valor de contorno do equacionamento mecânico, que é então resolvido em

separado. Na última década, foram propostos novos procedimentos numéricos que lidam com uma formulação totalmente acoplada [Pantuso et. al, 2000], onde os esforços mecânicos e o perfil de temperaturas são calculados em conjunto a cada iteração. Com essa formulação pode-se computar a geração de calor interna no modelo térmico, possibilitando assim considerar a influência de termos dissipativos na equação da conservação de energia e estendendo seu uso para sólidos elastoplásticos.

Paralelamente, foram também concentrados esforços na caracterização experimental dessas juntas no que diz respeito às suas características mecânicas e vida em fadiga. Foi constatado que juntas montadas com interferência apresentam maior vida em fadiga [Allan e Heller, 1997; Chakherlou et al., 2009]. O encaixe gera tensões residuais radiais compressivas em ambos os componentes, e tensões circunferenciais compressivas no cilindro interno e trativas no externo; com isso a amplitude das tensões aplicadas cai consideravelmente, mesmo que a tensão média circunferencial na junta seja mais alta, e a resistência à fadiga é aumentada. Caso ainda haja plastificação do furo, podem-se diminuir sensivelmente as tensões médias circunferenciais, chegando até a valores negativos, aumentando ainda mais a vida em fadiga. [Allan e Heller, 1997; Chakherlou et al., 2009].

No que diz respeito à integridade da junta, testes de separação axial comprovaram a importância da rugosidade superficial na resistência mecânica da união [Yang et. al, 2001]. Um aumento da rugosidade média da interface causa o aumento da força necessária para extrair a junta, isto é, beneficia sua resistência mecânica. No entanto, esse efeito é atenuado por haver a plastificação dos picos durante a montagem, o que causa uma perda de aperto.

4. METODOLOGIA

Nesta seção será descrita a metodologia analítica e numérica empregada no trabalho. Em linhas gerais, foi considerado um problema termomecânico de contato entre dois corpos elásticos, cujos materiais são aços de diferentes ligas e tratamentos térmicos; as propriedades dos mesmos são descritas na Tabela 4.1 e sua geometria é apresentada na Fig.4.1.

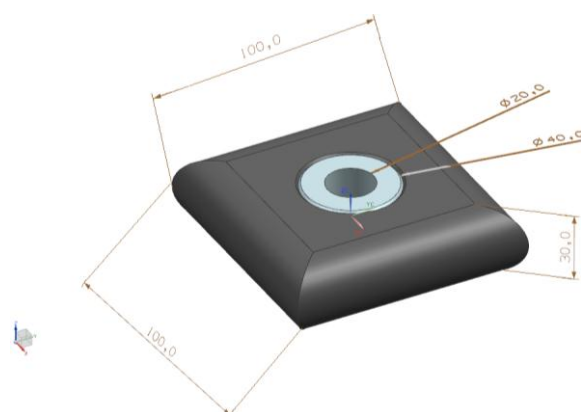


Figura 4.1 – Modelo CAD da junta (Medidas em mm)

Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados.

Componente	Material	Limite de escoamento (MPa)	Coef. Poisson	Módulo de Elasticidade (GPa)	Temperatura Inicial (°C)
Inserto	Aço SAE 1045 – Temperado	1440	0,29	210	20
Chapa	Aço SAE 5140 – Normalizado	450	0,29	210	300

4.1. Método Analítico

Para a solução do problema analítico, aproximou-se o problema para o de dois cilindros concêntricos de paredes espessas. Para isto partiu-se das relações constitutivas clássicas particularizadas para o caso de cilindros espessos [Boresi et. al., 1978, DIN, 2001]. Essa particularização é conhecida como *Teoria de Cilindros Espessos de Lamé*.

O objetivo desta análise é a obtenção da força axial necessária para desfazer a união por interferência de dois cilindros segundo expressões analíticas comumente utilizadas. Primeiro determina-se a pressão de contato na interface dos dois cilindros e então, utilizando-se da lei de atrito de Coulomb, obtém-se a força de atrito estático que se opõe à separação da junta.

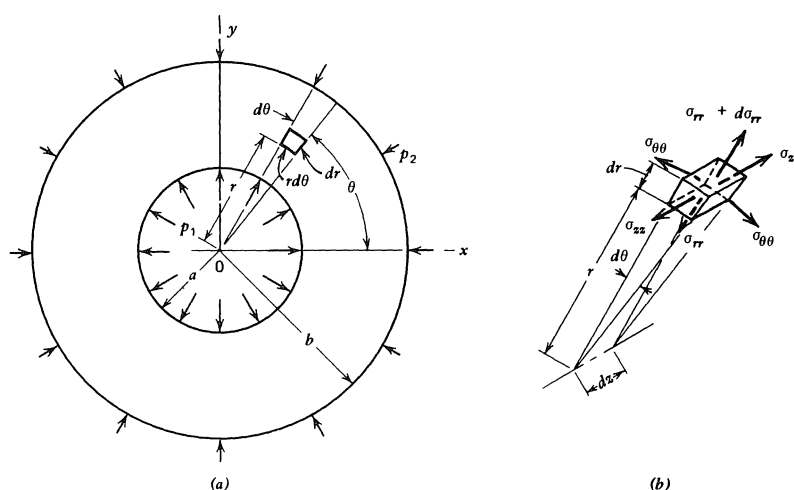


Figura 4.2 – Elemento infinitesimal de um cilindro espesso [Adaptado de Boresi et.al., 1978]

Neste caso as equações obtidas do equilíbrio do elemento infinitesimal da Fig.4.2, em coordenadas cilíndricas, se reduzem a

$$r \frac{d\sigma_{rr}}{dr} = \sigma_{\theta\theta} - \sigma_{rr} \quad (4.1)$$

Onde r é o raio do cilindro, σ_{rr} é a tensão normal radial e $\sigma_{\theta\theta}$ é a tensão normal circunferencial. Assumindo um vetor de deslocamentos $u_i = u_i(u, v, w)$, as relações deformação-deslocamento para o cilindro de paredes espessas são definidas como

$$\epsilon_{rr} = \frac{\partial u}{\partial r} \quad (4.2)$$

$$\epsilon_{\theta\theta} = \frac{u}{r} \quad (4.3)$$

$$\epsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (4.4)$$

onde $u = u(r, z)$, $w = w(r, z)$ são as componentes do vetor de deslocamentos nas direções r e z , respectivamente, e $v \stackrel{\text{def}}{=} 0$ [Boresi et. al., 1978].

As relações constitutivas gerais tornam-se, para um cilindro isotrópico elástico linear [Boley e Weiner, 1960; Boresi et al, 1978]:

$$\epsilon_{rr} = \frac{1}{E} [\sigma_{rr} - \nu(\sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz})] + \alpha T \quad (4.5)$$

$$\epsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{E} [\sigma_{\theta\theta} - \nu(\sigma_{rr} + \sigma_{zz})] + \alpha T \quad (4.6)$$

$$\epsilon_{zz} = \frac{1}{E} [\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta})] + \alpha T = \text{constante} \quad (4.7)$$

Onde E é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson do material e $\epsilon_{r\theta} = \epsilon_{rz} = \epsilon_{\theta z} = 0$.

Considerando-se um cilindro de paredes espessas com as extremidades livres, sem cargas axiais, sem mudanças de temperatura ($\Delta T = 0$), a manipulação e integração das Eq.(4.1) a (4.7) para uma seção suficientemente longe das pontas permite a obtenção de uma relação para determinar o deslocamento radial [Boresi et. al., 1978];

$$u = \frac{r}{E(r_e^2 - r_i^2)} \left[(1 - \nu)(p_i r_i^2 - p_e r_e^2) + \frac{(1 - \nu)r_i^2 r_e^2}{r^2} (p_i - p_e) \right] \quad (4.8)$$

Onde u é o deslocamento radial, r_e é o diâmetro externo do cilindro, r_i é o diâmetro interno, p_e é a pressão externa e p_i é a pressão interna.

A interferência entre os dois cilindros, uma vez montados, deve ser igual à soma dos seus deslocamentos radiais. Considerando o deslocamento radial do cilindro externo como positivo, e do interno como negativo, pode-se utilizar a Eq.(4.8) duas vezes para definir o deslocamento radial dos dois cilindros, e depois subtrair esses deslocamentos e igualá-los à interferência total.

$$\Delta u = u_e + u_i \quad (4.9)$$

A interferência radial total pode ser definida como o deslocamento causado pela diferença de temperatura antes e após a montagem,

$$\Delta u = \alpha r \Delta T \quad (4.10)$$

A equação obtida desse procedimento deve então ser resolvida para a pressão de interface p_s , que é ao mesmo tempo a pressão externa do cilindro interno e a pressão interna do cilindro externo.

De posse da pressão de interface, calcula-se a força axial de atrito segundo a lei de Coulomb,

$$F_z = \mu p_s 2\pi r h \quad (4.11)$$

Onde F_z é a força axial de extração, μ é o coeficiente de atrito estático e $2\pi r h$ é a área da parede do cilindro.

4.2. Método Numérico

Para a solução do problema numérico, utilizou-se o software comercial ANSYS, versão 13.0, e o modelamento foi feito no ambiente de trabalho "Workbench". Foi adotada uma geometria simétrica tridimensional, representando 1/16 de uma união por interferência de dois

cilindros concêntricos. Para isso utilizaram-se três planos de simetria, para representar 1/8 do conjunto no plano XY e 1/2 do conjunto ao longo de Z.

No cálculo numérico foram realizados diferentes modelos incorporando características de material e geometria que representassem melhor a junta estudada. Iniciou-se com um modelo tridimensional com contato com as mesmas simplificações utilizadas pelo método analítico. Uma vez que o modelo inicial com contato foi devidamente calibrado e validado segundo a solução analítica, alterou-se a geometria da chapa cilíndrica para uma chapa espessa quadrada, também adotando apenas 1/16 da geometria total.

Assim, o modelo numérico foi sendo construído de maneira iterativa, onde se partiu das simplificações consideradas no método analítico e se foi adicionando não linearidades, como a variação do perfil de temperatura ao longo do resfriamento, a dependência das propriedades do material (módulo de elasticidade, tensão de escoamento, coeficiente de dilatação térmica e condução térmica) em relação a temperatura e efeitos de plastificação.

Em todos os casos, foi utilizado um critério de contato friccional do tipo Lagrange Aumentado (*Augmented Lagrange*), que produz resultados consistentes, melhores que o modelo de penalidade pura, sem aumentar o tempo computacional como o método de Lagrange puro [Lanoue et. al., 2009].

No procedimento de discretização, primeiro realizou-se uma análise estática em uma geometria axissimétrica tridimensional, com o objetivo de reproduzir os cálculos analíticos apresentados na seção anterior. A variável de interesse foi a pressão de contato na interface dos dois corpos, e para a obtenção da força de extração utilizou-se a Eq. (4.11). Neste caso foram utilizados os elementos sólidos tridimensionais SOLID186, (*hexaédrico, quadrático de 20 nós*) e os elementos de contato CONTA174 e TARGE170 (*superfície de contato, 8 nós*). O método de solução indireto foi utilizado para esse modelo.

No método transiente, fez-se a análise de um modelo puramente térmico, onde foram obtidos os perfis de temperatura em função do tempo e os mesmos foram então definidos como carregamento térmico em uma análise estrutural. Em seguida foi feita uma análise termoelástica transiente utilizando a geometria proposta, com o acoplamento realizado através do Método de Transferência de Cargas. Esse tratamento do problema é válido se o mesmo for considerado desacoplado, simplificação válida para o caso estudado [Boley e Weiner, 1960].

Os elementos utilizados na análise térmica foram os sólidos tridimensionais SOLID87 (*tetraédrico, quadrático de 10 nós*) para o inserto e o SOLID90 (*hexaédrico, quadrático de 20 nós*) para a chapa. A degeneração dos elementos empregados no inserto se deve ao refino localizado na região de contato, o que impossibilitou o uso de elementos hexaédricos. As condições de contorno de convecção e radiação foram aplicadas através dos elementos SURF152 e SURF252.

Na análise estrutural, foi utilizada a mesma malha da análise térmica com os elementos SOLID187 e SOLID186, respectivamente, para o inserto e chapa. Também foram empregados os elementos CONTA174 e TARGE170 para as superfícies de contato.

Ambas as soluções transientes foram obtidas com o método de solução indireto. Uma vez com esse modelo resolvido, foram adicionadas dependências em função da temperatura às propriedades dos materiais, conforme a Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Propriedades mecânicas em função da temperatura [Adaptado de Fonseca e Vila Real, 2002]

Temperatura (°C)	Módulo de Elasticidade E (GPa)	Tensão de escoamento σ_e (MPa)	Coef. Expansão Térmica α (10^{-6} m/mK)	Condutividade Térmica K (W/mK)
20	210	450	12,00	54,00
100	210	450	12,48	50,67
200	189	450	12,88	47,34
300	168	450	13,28	44,01
400	147	450	13,68	40,68

Finalmente, foi adicionado um modelo de plasticidade, onde o cilindro aquecido foi considerado um corpo elástico-perfeitamente plástico, sem efeitos de encruamento ($H = 0$).

Testes de convergência de malha foram realizados para o modelo estático e para o transiente acoplado, com as não linearidades das propriedades e a plasticidade incorporadas, onde a malha foi refinada algumas vezes até não apresentar mais melhorias significativas na tensão máxima.

4.3. Método Experimental

Para o experimento, foram usinados três pares de componentes, denominados conjuntos I, II e III (ver Tabela 4.3), compostos de uma chapa espessa e de um inserto cilíndrico oco, para serem unidos por interferência térmica (ver Fig. 4.3). A geometria das chapas ficou levemente diferente do modelo CAD devido ao método de fabricação empregado, onde as mesmas foram serradas de uma barra contígua e não havia equipamento disponível para o arredondamento dos cantos.

Cada componente teve suas dimensões medidas três vezes com um paquímetro digital Mitutoyo, e a rugosidade superficial nos insertos e furos foi obtida com um rugosímetro Mitutoyo SJ-201P. A média e desvio padrão dos valores são mostrados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Medidas dos componentes (Paquímetro Mitutoyo Digital, Rugosímetro SJ-201P)

Dimensão	Inserto I	Inserto II	Inserto III	Chapa I	Chapa II	Chapa III
Diâmetro (mm)	40,69±0,02	40,71±0,02	40,70±0,02	40,65±0,02	40,66±0,02	40,65±0,02
Altura (mm)	29,70±0,02	29,81±0,02	29,82±0,02	29,60±0,02	29,61±0,02	29,61±0,02
Ra (µm)	1,02 ±0,01	2,42 ±0,01	2,30 ±0,01	2,37 ±0,01	1,43 ±0,01	1,72 ±0,01
Rz (µm)	6,60 ±0,01	12,41±0,01	11,35±0,01	9,63 ±0,01	7,89 ±0,01	13,70±0,01

Onde Ra é a medida da rugosidade superficial média e Rz é a medida da rugosidade superficial obtida através da média dos dez maiores picos e vales da superfície.

A interferência total ficou, em todos os casos, inferior à utilizada nos cálculos devido a problemas de fabricação. Devido à essa diferença em relação às considerações iniciais, foram realizadas análises matemáticas para essa nova geometria assim como para o caso original.

As chapas foram aquecidas em um forno a óleo Combustol a uma temperatura de 300°C; os insertos foram então introduzidos nos furos sem nenhum tipo de esforço, deslizando livremente para a posição. Os conjuntos foram então imersos em um recipiente com água e agitados vigorosamente.



Figura 4.3 – Componentes unidos por interferência

Por fim, os insertos foram extraídos com uma máquina de ensaios de tração e compressão KRATOS MKU de 500 kN. Os dados de força e deslocamento foram adquiridos pelo equipamento para comparação com os resultados numéricos.

5. RESULTADOS

Nesta seção, serão discutidos os resultados das análises analítica, numéricas e do ensaio experimental realizado, juntamente com os valores de força de extração obtidos.

5.1. Resultados Analíticos

Nesta etapa, o conjunto será considerado como composto por dois cilindros, que permitirá a realização de um cálculo analítico relativamente simples.

Como descrito no capítulo anterior, pode-se definir a Eq.(4.8) para os dois cilindros, interno e externo,

$$u_i = \frac{r}{E(r_{ie}^2 - r_{ii}^2)} \left[(1 - \nu)(p_{ii}r_{ii}^2 - p_{ie}r_{ie}^2) + \frac{(1 - \nu)r_{ii}^2r_{ie}^2}{r^2} (p_{ii} - p_{ie}) \right] \quad (5.1)$$

$$u_e = \frac{r}{E(r_{ee}^2 - r_{ei}^2)} \left[(1 - \nu)(p_{ei}r_{ei}^2 - p_{ee}r_{ee}^2) + \frac{(1 - \nu)r_{ei}^2r_{ee}^2}{r^2} (p_{ei} - p_{ee}) \right] \quad (5.2)$$

Onde o primeiro subscrito identifica a qual cilindro a medida se refere, e o segundo determina se é a medida interna ou externa.

Combinaram-se então as Eq. (5.1) e (5.2) montou-se um sistema de equações composto das Eq (4.9), (4.10) e (4.11).

Foram realizados cálculos para o caso teórico considerado inicialmente e para os conjuntos produzidos para o teste experimental. Os parâmetros utilizados nesse sistema de equações estão descritos na Tabela 5.2. As dimensões geométricas adotadas para o caso experimental foram as médias das medições feitas nos componentes utilizados no teste de extração.

Tabela 5.2 – Parâmetros utilizados no cálculo [Adaptado de Borelli et.al., 1978 e DIN,2001]

Caso	ΔT (°C)	α ($\frac{m}{m^\circ C}$)	r (mm)	E (GPa)	ν (adim.)	r_{ee} (mm)	r_{ei} (mm)
Experimental	280	12×10^{-6}	20,325	210	0,29	50,000	20,350
Teórico	280	12×10^{-6}	20,000	210	0,29	50,000	20,067

Caso	r_{ie} (mm)	r_{ii} (mm)	p_{ee} (MPa)	p_{ei} (MPa)	p_{ie} (MPa)	p_{ii} (MPa)	μ (adim.)
Experimental	20,325	10,000	0	p_s	p_s	0	0,14
Teórico	20,000	10,000	0	p_s	p_s	0	0,14

Onde p_s é a pressão de contato na interface dos cilindros. Substituindo os valores da Tabela 5.2 no sistema de equações, obtém-se os valores de pressão de contato e de força de extração, respectivamente. Esses resultados encontram-se na Tabela 5.3.

Tabela 5.3. – Resultados do cálculo analítico

Interferência Δu (mm)	Pressão de contato p_s (MPa)	Força de extração (kN)
0,050	170,0	89,95
0,067	236,6	128,19

5.2. Resultados Numéricos

5.2.1. Análise Estática

Nesta etapa do cálculo numérico o conjunto será considerado como composto por dois cilindros, como assumido no cálculo analítico, permitindo a comparação e a validação do modelamento tridimensional de contato e outros parâmetros escolhidos.

Inicialmente foi feito um teste de convergência de malha para verificar a estabilidade da solução obtida. A variável utilizada como critério de convergência foi a pressão de contato p_s e os resultados são mostrados na Tabela 5.4. Foi escolhida a malha de 3648 elementos já que o resultado se mostrou estável com o seu subsequente refino.

Tabela 5.4 – Resultados do teste de convergência de malha para a análise estática

Nº de elementos	Tempo computacional (s)	Pressão de contato (MPa)	Varição (%)
960	8.000	241,6	-
3648	19.000	247,6	2,48
7200	44.000	244,9	1,09
17440	64.000	243,7	0,53

A pressão de contato obtida foi constante ao longo da interface, como pode ser visto na Fig. 5.1.

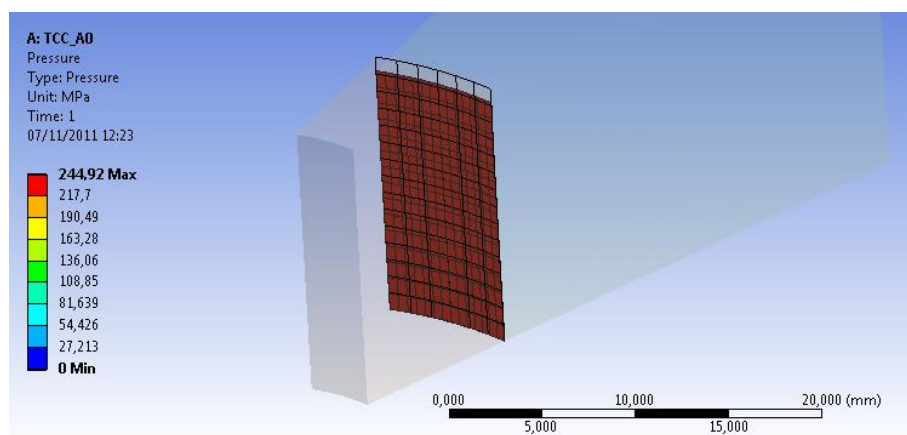


Figura 5.1 – Pressão de contato na interface dos corpos

Com o resultado de pressão na interface, calculou-se a força de extração necessária utilizando a Eq. (4.11). Os resultados são mostrados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Resultados da análise estática

Interferência Δu (mm)	Pressão de contato p_s (MPa)	Força de extração (kN)
0,050	186,6	98,75
0,067	244,9	129,60

O perfil de arrefecimento do corpo foi linear e homogêneo. Ainda mais, não houve transferência de calor da chapa para o inserto. Essa condição teórica irreal justificou uma análise transiente termoelástica acoplada, que será apresentada a seguir.

Utilizando o critério de tensão equivalente de von Mises, observou-se altas tensões na interface, devido principalmente ao efeito conjunto das tensões radiais (pressão de contato) e circunferenciais; isso fez com que a tensão limite de escoamento da chapa fosse ultrapassada nessa região. No entanto, optou-se por não incorporar um modelo elástico-perfeitamente plástico nessa etapa, e isso foi deixado para a análise transiente mais elaborada. Isso pode ser visto na Fig. A.1 do Apêndice A.

5.2.2. Análise Transiente

A análise transiente do problema termoelástico acoplado foi realizada partindo-se do modelo utilizado na obtenção da solução estática, e foi se adicionando não linearidades ao mesmo. Foram feitos ao todo quatro modelos numéricos, três modelos intermediários, que serviram para obtenção do modelo final, que será apresentado em detalhes a seguir.

Foi feito um teste de convergência de malha somente no modelo final, sendo que todos os outros modelos intermediários mostraram resultados compatíveis com os obtidos na análise estática e, portanto, a demonstração da convergência para esses casos não se fez necessária.

Modelos intermediários

No primeiro caso, foi calculado o perfil de temperaturas durante um arrefecimento em água da chapa aquecida. A consideração utilizada na análise estática de um isolamento perfeito no contato dos dois corpos foi mantida.

Em seguida, foi obtida uma solução para um problema que considerou a transferência de calor entre os dois sólidos, havendo assim uma dilatação térmica do inserto durante o arrefecimento. Devido às propriedades constantes do material e o material elástico considerado, essa dilatação não influenciou no resultado final.

Posteriormente foi incorporado a esse modelo propriedades térmicas e mecânicas do material dependentes da temperatura, como descrito anteriormente na Tabela 4.2. Com isso, houve uma diminuição da pressão de contato na região de dilatação do inserto. Isso é razoável ao se observar que o módulo de elasticidade diminui com o aumento da temperatura, isto é, deformações impostas a temperaturas mais altas geram tensões mais baixas.

Por fim, foi adicionado o modelo de plasticidade elástico-perfeitamente plástico, para avaliar as regiões onde haviam ocorrido tensões equivalentes acima da tensão de escoamento.

Modelo final

A seguir são apresentados os resultados referentes ao modelo numérico final utilizado, com todas as considerações descritas anteriormente.

Para uma condição de contorno de $T_{\infty} = T_{viz} = 20^{\circ}C$, $\varepsilon = 0,9$ e $h_{conv} = 3000 W/m^2K$, para resfriamento acelerado em água [Sahay et. al., 2009] encontrou-se o perfil de temperaturas apresentado na Fig. 5.2.

Perfil de Temperatura

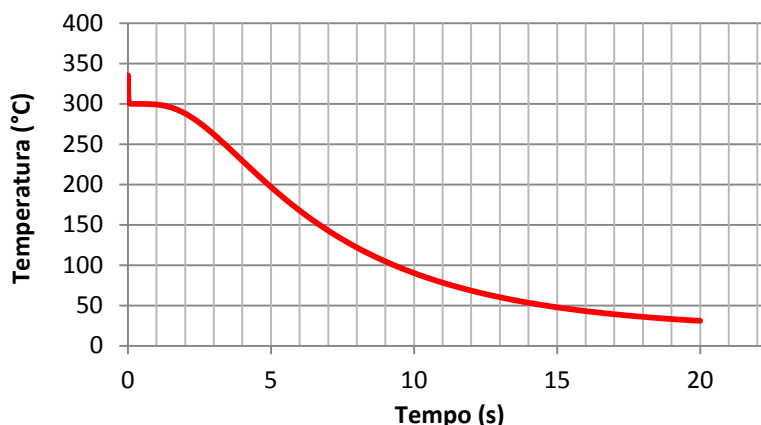


Figura 5.2 – Perfil de temperatura da análise transiente

A pressão de contato na região da interface é apresentada na Fig. 5.3. Devido ao chanfro introduzido na geometria, o canto vivo gerado acarretou em uma pressão mais elevada. No entanto, um refino maior da malha na região de contato não alterou o resultado geral ao longo da mesma,, como pode ser visto na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Resultados do refino da malha na região de contato

<i>Nº de elementos</i>	<i>Tempo computacional (s)</i>	<i>Pressões de contato (MPa)</i>	<i>Varição (%)</i>
19101	3248.000	267,65; 239,02; 214,47	-
39798	5706.000	262,78; 241,45; 214,97	1,82; 1,02; 0,02
47821	7727.000	259,52; 241,09; 217,47	1,24; 0,01; 1,16

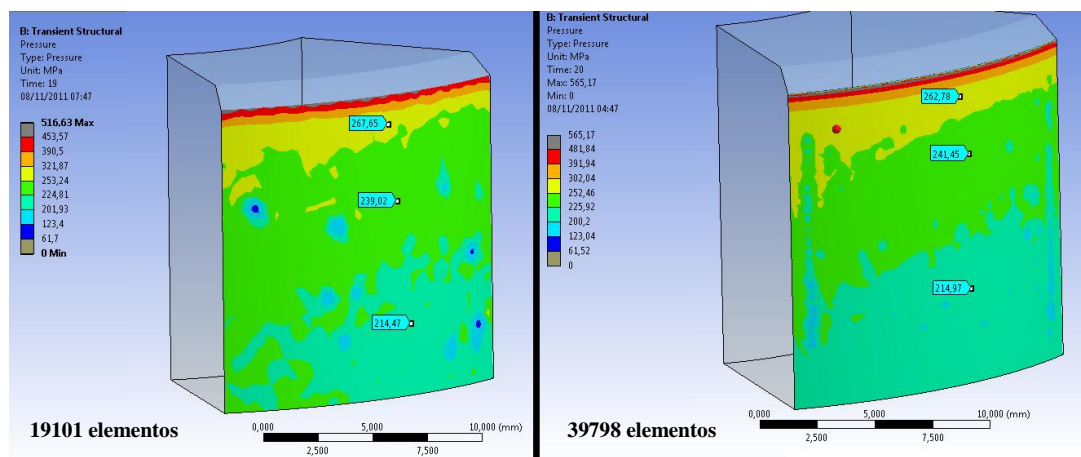


Figura 5.3 – Variação da pressão de contato em função do refino de malha

Na Fig. 5.3 era esperado que as regiões de pressão formassem bandas de cores contínuas, como no caso estático, mas isso não foi ocorrido devido à imprecisão numérica decorrente da utilização de elementos de ordem inferior (SOLID187). Para utilizar a Eq. (4.11), fez-se um somatório de 20 incrementos ao longo da altura (eixo z), considerando em cada um deles a variação da pressão e a influência da deformação radial na medida do raio. Com isso, chegou-se ao valor final de força de extração apresentado na Tabela 5.7.

Pressão de contato x Altura

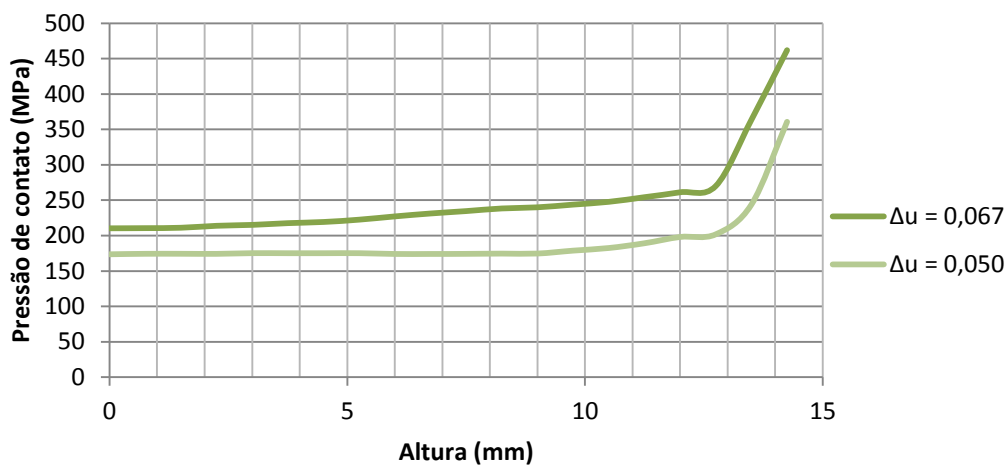


Fig.5.4 – Pressão de contato em função da altura z

Deformação radial x Altura

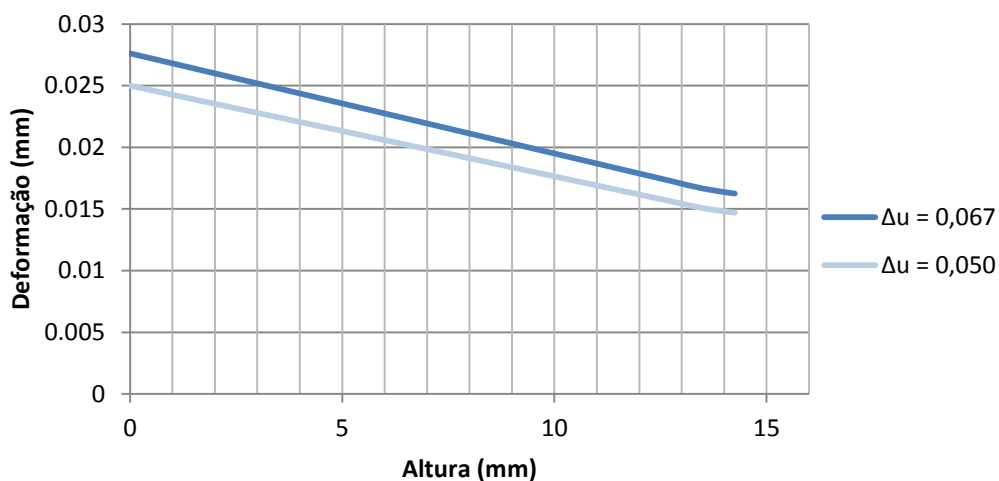


Fig.5.5 – Deformação radial em função da altura z

Tabela 5.7 – Força de extração total

<i>Interferência Δu (mm)</i>	<i>Força de extração (kN)</i>
0,050	96,22
0,067	126,11

Por fim, pode se observar as regiões onde houve plastificação, em especial na região do furo, devido às tensões oriundas dos efeitos termomecânicos combinados.

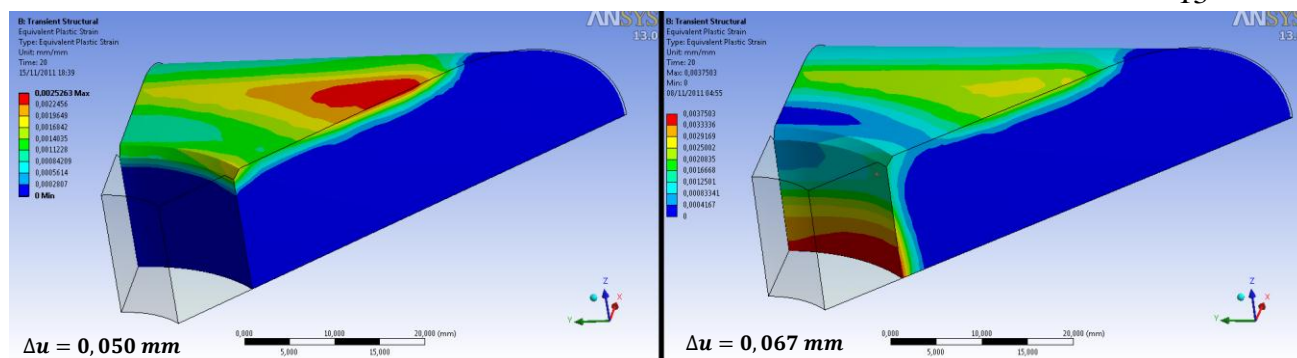


Figura 5.6 – Deformação plástica total

5.3. Resultados experimentais

Com os dados obtidos do teste de extração, foi possível plotar a força de extração em função do deslocamento para os três conjuntos. Os resultados foram muito parecidos para os três conjuntos, havendo uma leve diferença devido às interferências totais obtidas terem sido distintas em cada montagem.

Força de Extração x Deslocamento

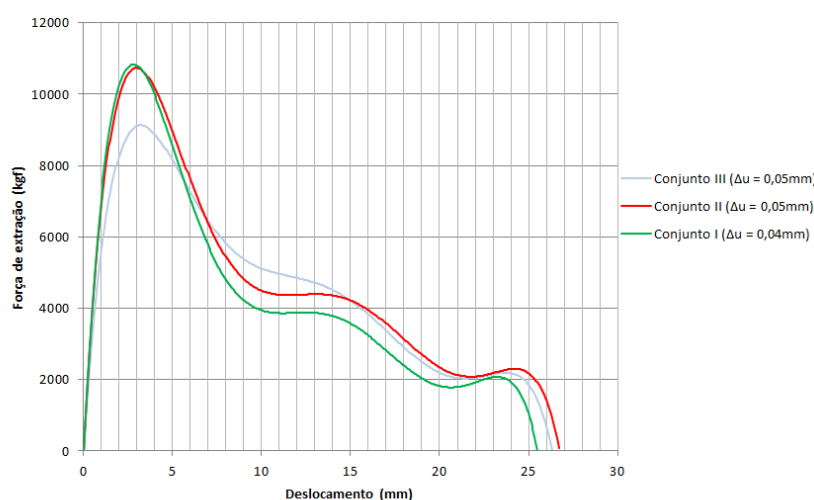


Figura 5.7 – Força de extração em função do deslocamento do inserto

Pode se observar uma absorção de carga no início do teste, correspondente à deflexão elástica da chapa devido ao modo como a mesma estava apoiada. No teste, a chapa foi apoiada por um anel de grande diâmetro, fazendo com que ela ficasse apoiada somente próximo das suas extremidades. Isso causou uma deflexão elástica na mesma e acarretou no deslocamento inicial observado.

Na Tabela 5.8, são apresentados os valores de força de extração obtidos pelos métodos utilizados. Os percentuais mostrados são a variação em relação ao resultado do cálculo analítico.

Tabela 5.8 – Valores obtidos para a força de extração em função dos métodos empregados

Interferência Δu (mm)	Força de extração (kN)		
	Método Analítico	Método Numérico	Método Experimental
0,050	98,75	96,22 (2,56%)	106,50 (7,85%)
0,067	129,60	126,11 (2,69%)	-

Por fim, na Fig. 5.8 pode-se observar a abrasão interna e a deformação na extremidade do furo de uma das chapas, decorrente do processo de extração do inserto.



Figura 5.8 – Região do furo após a extração do inserto

6. CONCLUSÃO

Com base no estudo realizado, pôde se obter uma avaliação quantitativa da integridade estrutural de uma união por interferência térmica de modo analítico e numérico. No campo numérico, o problema foi estudado tanto do ponto de vista puramente mecânico como do termoelástico, com a consideração dos efeitos do gradiente térmico ao longo do arrefecimento. Os resultados foram validados com um teste experimental de montagem e extração de três conjuntos de insertos temperados e chapas.

Foi observado que o gradiente térmico de resfriamento só tem influência sobre a solução quando as propriedades dos materiais são função da temperatura. Os efeitos gerados por essa interdependência, apesar de acarretar em significativas alterações do campo de tensões do corpo a ser resfriado, não causaram impacto na força final de extração.

A plastificação da região do furo é um efeito desejado e esperado, o que contribui para a manutenção da vida em fadiga da união. Pôde se observar que, mesmo com pressões de contato dentro do regime elástico do material, há a possibilidade de ocorrer plastificação da peça devido ao efeito combinado das componentes tensoriais. No entanto, viu-se que a diminuição relativamente pequena da interferência total observada no teste experimental em relação ao modelo teórico proposto inibiu a plastificação da região do furo.

Constatou-se que o cálculo analítico utilizado, mesmo com as fortes hipóteses simplificativas empregadas, apresentou resultados muito próximos dos observados na prática. No entanto, o complexo campo de tensões e sua evolução ao longo do tempo só são possíveis de serem previstos utilizando uma análise numérica, principalmente ao se trabalhar com geometrias assimétricas. O perfil de tensões obtidos no contato entre a chapa e o inserto apresenta um comportamento muito diferente do proposto na solução analítica devido à geometria que não pôde ser considerada no modelo mais simples. Assim, o modelo numérico final revelou uma distribuição de tensão com valores máximos muito maiores que a tensão média. Essas informações são de grande valia no projeto de juntas de alta responsabilidade e/ou sujeitas à fadiga.

Concluindo, neste trabalho estudou-se um problema termomecânico não linear de engenharia pelo ponto de vista analítico, numérico e experimental, e para essa finalidade foram empregados métodos de solução específicos abordados mas não amplamente desenvolvidos durante o curso de Engenharia Mecânica; com isso houve a oportunidade de adquirir e aplicar novos conhecimentos referentes a termoelasticidade, não linearidades de contato entre corpos, dependência de propriedades do material com a temperatura, plasticidade e análise não linear

por elementos finitos, e de complementar e desenvolver as técnicas de solução de problemas ministradas ao longo da graduação. Os resultados alcançados neste trabalho confirmam a complementaridade dos três métodos de análise empregados, e juntos compõem uma descrição completa do problema abordado. Ainda mais, permitem a visualização e o entendimento da influência de diversos parâmetros, simplificações e interdependências no resultado final, ajudando no projeto consciente de uniões por interferência térmica e potencializando o aproveitamento dos seus benefícios.

Como trabalhos futuros, pode-se sugerir simular o processo dinâmico de extração do inserto para determinar a deformação da região do furo e a tribologia envolvida no processo de extração, já que experimentalmente foi observada uma significativa abrasão nessa mesma região.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Allan, R.B.; Heller, M.; **“Stress analysis of an interference fit life extension option for a cold expanded elongated fuel flow vent hole on the F-111C aircraft”**, DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory, Australia, 1997.

Boley, B.A., Weiner, J.H., **“Theory of Thermal Stresses”**, John Wiley & Sons, New York, 1960.

Boresi, A.P.; Sidebottom, O.M.; Seely, F.B.; Smith, J.O.; **“Advanced Mechanics of Materials”**, John Wiley & Sons, 2nd Edition, 1978.

Chakherlou, T.N.; Mirzajanzadeh, M.; Abazadeh, B.; Saeedi, K.; **“An investigation about interference fit effect on improving fatigue life of a holed single plate in joints”**, European Journal of Mechanics A/Solids 29, pp. 675 – 682, Elsevier, 2010.

DIN 7190:2001; **“Interference fits – Calculation and design rules (in German)”**, Deutsche Institut für Normung, 2001.

Fonseca, E.M.M.; Vila Real, P.M.M.; **“Análise não-linear do comportamento termo-mecânico de componentes em aço sujeitos ao fogo”**, Instituto Politécnico de Bragança, 2002.

Lanoue, F.; Vadean, A.; Sanschagrín, B.; **„Finite element analysis and contact modelling considerations of interference fits for fretting fatigue strength calculations“**, Simulation Modelling Practice and Theory, pp.1587 – 1602, Elsevier, 2009.

Pantuso, D.; Bathe, K.J.; Bouzinov, P.A.; **“A finite element procedure for the analysis of thermo-mechanical solids in contact”**, Computers & Structures 75, pp. 551 – 573, 2000.

Sahay, S.S.; Mohapatra, G.; Totten, G.E.; **“Overview of Pearlitic Rail Steel: Accelerated Cooling, Quenching, Microstructure and Mechanical Properties”**, Journal of ASTM International, Vol.6, No.7, 2009.

Taylor, R.L.; Pister, K.S.; Goudreau, G.L.; **“Thermomechanical analysis of viscoelastic solids”**, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.2, pp. 45 – 59, 1970.

Yang, G.M.; Coquille, J.C.; Fontaine, J.F.; Lambertin, M.; **“Influence of roughness on characteristics of tight interference fit of a shaft and a hub”**, International Journal of Solids and Structures 38, pp. 7691 – 7701, Pergamon, 2001.

APÊNDICE A

A.1. Tensões equivalentes de von Mises – Análise estática

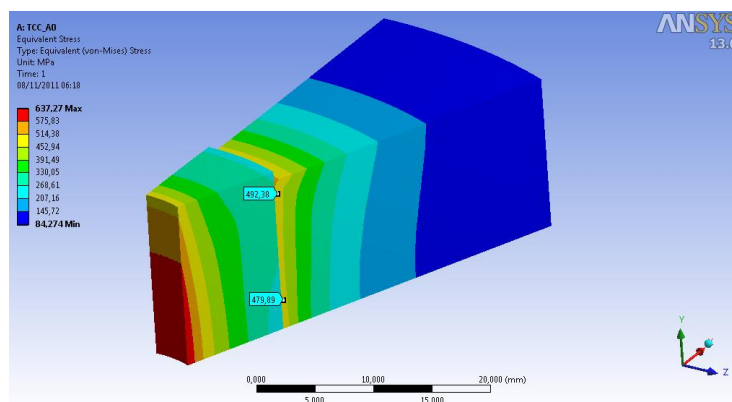


Fig.A.1 – Tensão equivalente de von Mises ($\Delta u = 0,067\text{mm}$)

A.2. Tensões de von Mises e perfis de temperatura – Análise transiente

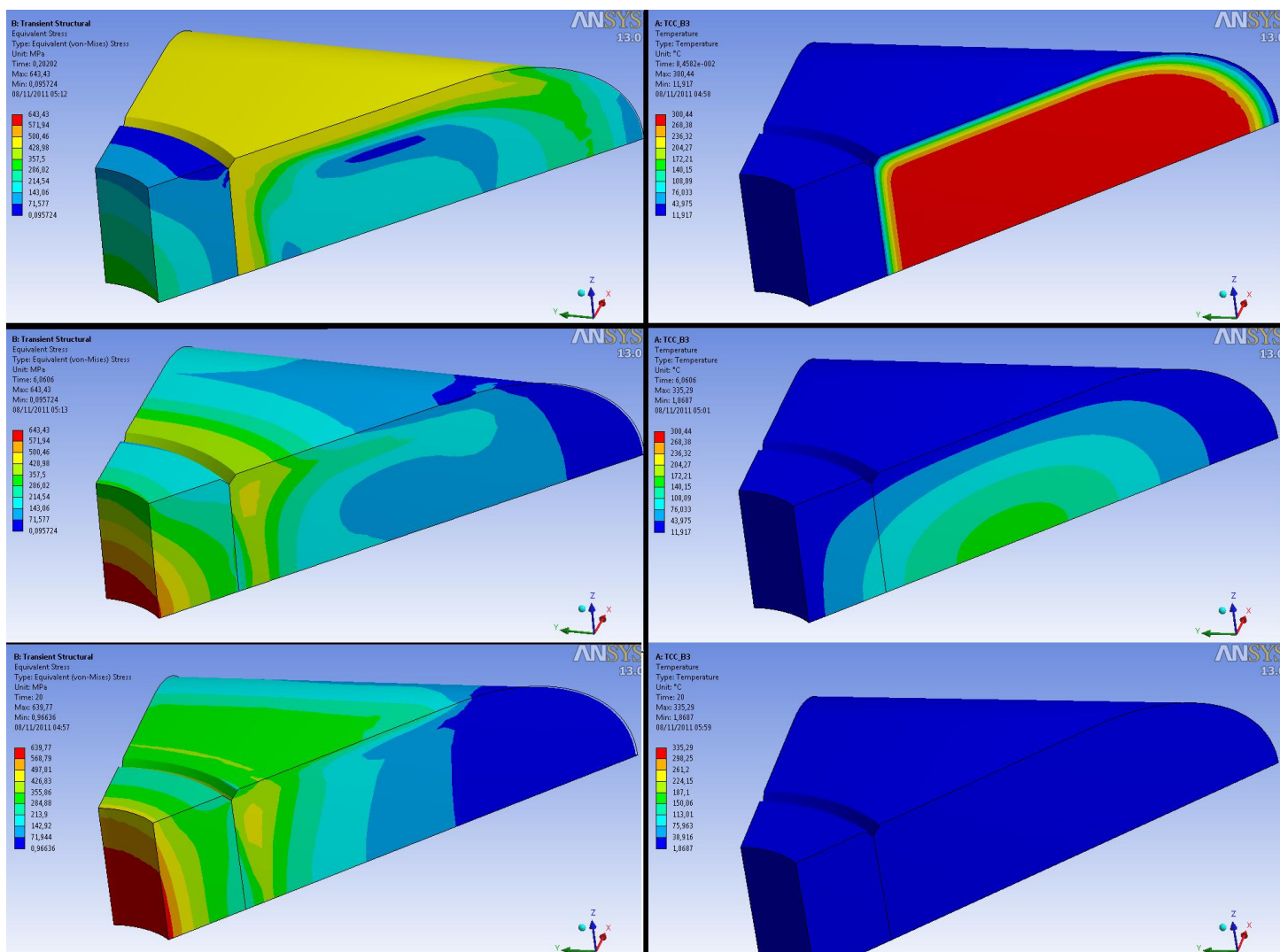


Fig.A.2 – Tensão de von Mises (esquerda) e temperatura (direita) ao longo do tempo (0s, 6s e 20s; $\Delta u = 0,067\text{mm}$)