

Capítulo 1

ENQUADRAMENTO TEÓRICO

1.1 – Introdução

Na fase da concepção há vários requisitos que têm de ser tomados em consideração como, por exemplo, garantir que não ocorram falhas em serviço dos componentes mecânicos e/ou estruturas. Para tal é de extrema importância, desde logo, um correcto dimensionamento para que não ocorra nenhum dos possíveis modos de ruína; deformação plástica, fadiga, fluência, fractura, corrosão e desgaste do material. A presença isolada destes modos de ruína ou, muitas vezes, em simultâneo acaba por depender das características do material (propriedades mecânicas, defeitos existentes, etc...) e das condições de serviço (temperatura, meio ambiente, solicitações mecânicas, etc...).

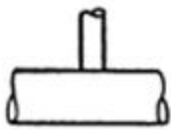
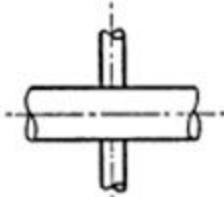

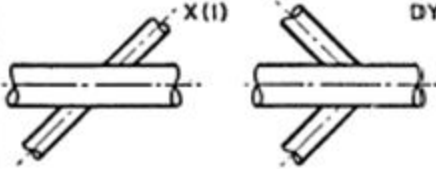
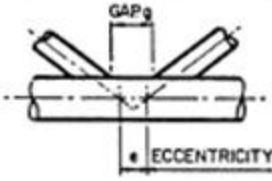
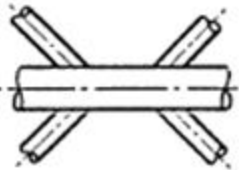

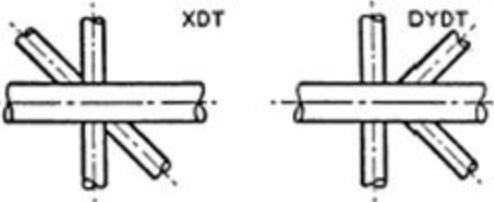

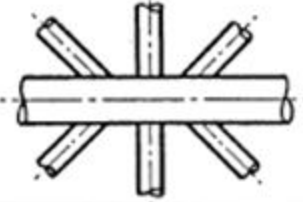
Por outro lado, e em questões de dimensionamento, cada vez mais se recorre à informática. Com a utilização dos códigos de elementos finitos, em detrimento dos ensaios experimentais, passamos a ter economia de tempo e dinheiro. Neste contexto torna-se necessário estabelecer um modelo numérico e, posteriormente, validá-lo a partir dos resultados experimentais. Todavia, o seu sucesso só é conseguido se tivermos o conhecimento de todas as variáveis inseridas no projecto. É neste sentido que, seguidamente, se faz o enquadramento de alguns conceitos importantes para a realização do trabalho proposto.

1.2 – Juntas Tubulares

As juntas tubulares são utilizadas na construção de estruturas metálicas, em particular nas “offshore”, e podem envolver perfis de diversas secções transversais. Contudo, na prática as configurações mais utilizadas são as CHS (“circular hollow section”) e as RHS (“rectangular hollow section”) [1], dependendo essencialmente do fim a que se destinam. Por exemplo na indústria “offshore” os tubos ocos de secção circular são os mais aplicados, devido a esta geometria minimizar o impacto das ondas na estrutura [1]. Por outro lado, de acordo com Almeida [2] e Landesman [3], as ligações desempenham aqui um papel muito importante, pois estão-lhe associados aspectos construtivos, económicos e de segurança que se revelam determinantes no sucesso global de qualquer estrutura.

As juntas tubulares podem ser constituídas por dois ou mais elementos e são classificadas, segundo códigos internacionais, de acordo com a geometria do carregamento e a disposição dos seus elementos [2]. Almeida [2] faz uma abordagem aos vários tipos de juntas tubulares, classificando-as em T, Y, K e X conforme ilustra a tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Configuração dos vários tipos de juntas tubulares. [4].

JUNTAS SIMPLES	JUNTAS DUPLAS
 <p style="text-align: right;">T (I)</p>	 <p style="text-align: right;">DT (I)</p>
 <p style="text-align: right;">Y (I)</p>	 <p style="text-align: right;">X (I) DY (I)</p>
 <p style="text-align: right;">K (I)</p>	 <p style="text-align: right;">DK (I)</p>
 <p style="text-align: right;">YT</p>	 <p style="text-align: right;">XDT DYDT</p>
 <p style="text-align: right;">KT</p>	 <p style="text-align: right;">DKDT</p>

Para este tipo de juntas existe uma nomenclatura típica que se encontra definida internacionalmente. A figura 1.1 apresenta um detalhe de uma junta tubular e a respectiva nomenclatura específica.

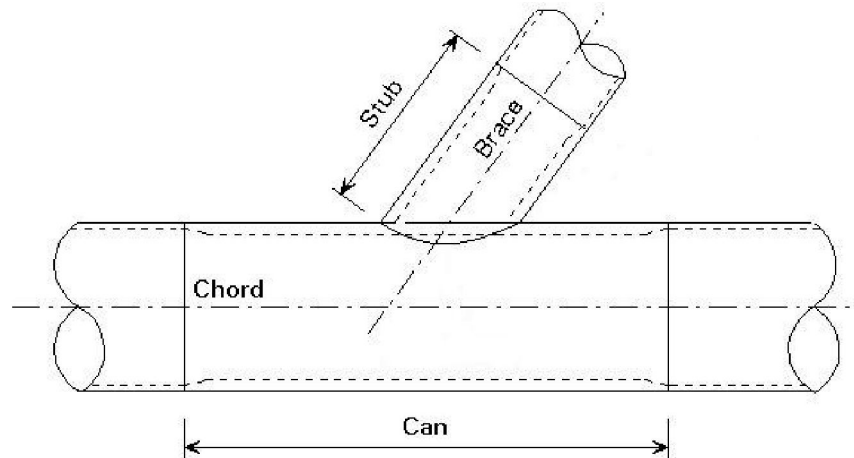


Figura 1.1 – Detalhe de uma junta tubular [2].

Define-se como “CHORD” o elemento principal passante que recebe todos os outros componentes. Estes são soldados ao elemento principal sem que sua estrutura seja perfurada. Qualquer membro tubular pertencente à mesma junta pode ser tão grande quanto um “CHORD”, porém, nunca maior. A secção do “CHORD” reforçada com o recurso ao aumento da espessura do tubo, que pode ser interior ou exterior, é denominada por “CAN”.

Nestas estruturas os “BRACES”, ou também denominados por braços, são os membros secundários estruturais que são interrompidos pela passagem de um “CHORD”. Muitas vezes verifica-se que uma junta pode possuir mais do que um “BRACE” e este pode ser mesmo o “CHORD” de outra junta. “STUB” é neste caso a extremidade do braço reforçada localmente com o aumento da espessura (interiormente ou exteriormente).

Finalmente o “GAP” é a distância entre as faces dos dois braços no mesmo plano da junta. O “GAP” ocorre em juntas do tipo K e Y tendo, na indústria offshore, um valor mínimo de 50 mm para que não seja considerado como overlap [2].

A junta T revela-se como a mais simples, pois neste caso o “chord” faz um ângulo recto com o “brace” e, tal como na junta Y, o carregamento axial deve ser equilibrado pelo

esforço transversal observado no “chord”. Por sua vez, para a junta ser classificada como K o carregamento axial num “brace” deve ser no máximo 10% ao observado no outro “brace”, isto claro, no mesmo plano da junta. Finalmente na junta X o carregamento deve ser transferido através do “chord” para o “brace” do lado oposto da junta. Convém salientar que numa junta tridimensional pode ocorrer uma determinada configuração num plano e outras diferentes, nos restantes planos.

A figura 1.2 mostra, por exemplo, uma junta singular do tipo K e todos os parâmetros que a caracterizam. Borges [5] refere que estas juntas ficam suficientemente caracterizadas pelos diâmetros dos tubos (D , d), pelas suas espessuras (T , t), pelos ângulos que os “braces” fazem com o “chord” (θ_{br}), pelo comprimento do “chord” (L_{ch}), a altura do “brace” (H) e o “gap” (g).

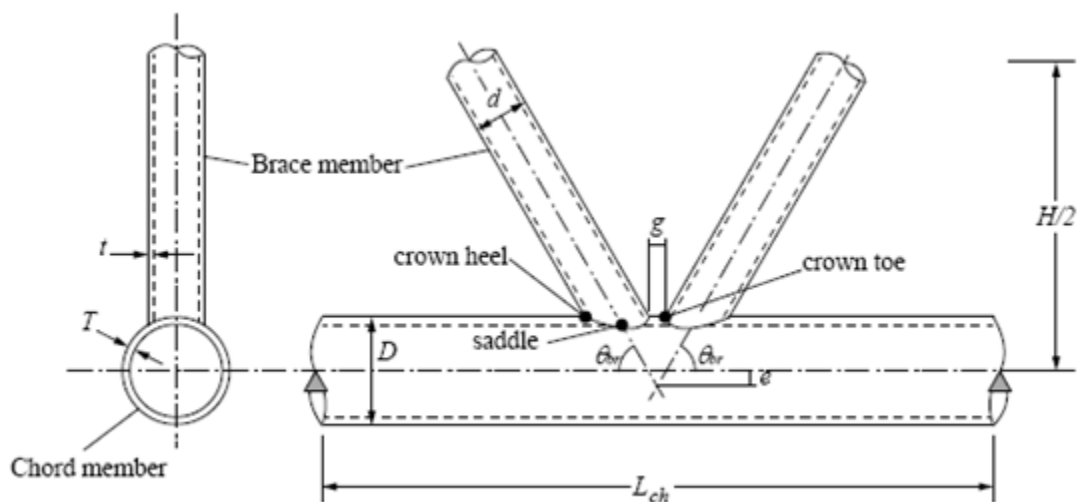


Figura 1.2 – Ilustração dos parâmetros que definem uma junta (CHS) do tipo K [5].

Para além destes parâmetros é ainda vulgar utilizar os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\alpha = \frac{2.L_{ch}}{D_c} \quad (1.1)$$

$$\gamma = \frac{D_c}{2.T_c} \quad (1.2)$$

$$\xi = \frac{g}{D_c} \quad (1.3)$$

$$(1.5)$$

$$\beta = \frac{d_b}{D_c} \quad (1.4)$$

$$\tau = \frac{t_b}{T_c} \quad (1.4)$$

$$(1.4)$$

Para as diferentes geometrias apresentadas os modos de carregamento passíveis de existir nestes componentes são as cargas axiais (tensão/compressão), a flexão e a torção, ou a combinação de qualquer um deles [1]. O seu conhecimento, tanto no domínio estático como à fadiga, revela-se determinante para prever o comportamento dos componentes da estrutura em serviço e, conseqüentemente, o seu tempo de vida.

Apesar dos ensaios experimentais ainda se revelarem a forma mais usual de obter as forças exercidas nos vários elementos da estrutura, já se encontram disponíveis equações empíricas para a maioria das juntas tubulares de secção circular [1]. O departamento de energia do Reino Unido [6] efectuou uma compilação da maioria dos resultados experimentais e das equações empíricas existentes, verificando que ainda existe uma enorme falta de conhecimento no que se passa ao nível das outras secções transversais, para além de ter observado que o aço é o material mais estudado/aplicado às juntas tubulares. Sparrow *et al* [7], por exemplo, refere que a indústria offshore utiliza vários tipos de aços, no entanto, os mais aplicados nas juntas tubulares são os aços macios.

Relativamente a outras secções transversais Khalid *et al* [8], efectuaram ensaios experimentais em “chords” de forma elíptica para juntas tubulares T e compararam os resultados com os obtidos com “chords” circulares. Neste tipo de juntas o “brace” manteve-se inalterável, e de secção transversal circular, às quais foram aplicadas carregamentos de tracção, compressão, flexão no plano e fora do plano. Segundo estes autores as juntas tubulares com “chords” de forma elíptica mostraram ser mais resistentes que as mesmas juntas de secção circular. Verificaram ainda que juntas com “chords” de forma elíptica e “brace” com secção circular de maior diâmetro são também mais resistentes que as juntas de “braces” com menor diâmetro.

Para uma melhor análise/compreensão do carregamento nas estruturas, em especial naquelas com elevado tempo de uso, revela-se de grande importância a introdução do parâmetro “flexibilidade”. De acordo com Carlos Almeida [2], a “flexibilidade” das juntas pode ser entendida como a deformação localizada da secção transversal do “chord” sob a acção de forças que actuam no “chord” e no “brace”. Para Avakian [9] e Oliveira [10] este parâmetro deve ser considerado logo na fase de projecto, pois o comportamento semi-rígido da ligação tubular tende a aliviar os esforços que ocorrem na extremidade dos elementos estruturais. Oliveira [10] considera, todavia, que as equações representativas da flexibilidade devem ser agrupadas em função do tipo de junta e condições de carregamento.

Este assunto encontra-se abordado em vários estudos [11, 12, 13, 14, 15 e 16], muitos deles com recurso aos códigos de elementos finitos.

1.3 – Tensões em Juntas Tubulares

As tensões em juntas tubulares são vulgarmente caracterizadas por três componentes. A primeira é denominada por tensões nominais e corresponde aos esforços nas juntas quando se analisa a estrutura como se se tratasse de vigas e, deste modo, não são considerados os efeitos geométricos ou as concentrações de tensões devido às geometrias de ligações.

A outra componente advém da necessidade de manter a compatibilidade geométrica entre tubos contíguos sob a acção das cargas aplicadas. Esta continuidade da estrutura, que resulta de um tubo cortado unido à parede externa de outro, promove a transmissão de cargas dos tubos secundários para os principais com as conseqüentes deformações localizadas na zona de união. Este facto resulta dos diferentes valores de rigidez, axial do secundário e radial no primário. Como podemos observar pela figura 1.3 surgem assim elevados gradientes de tensão nesta região, sendo então essas tensões denominadas por tensões de deformação. Devido ao facto de serem muito localizadas incluem também o efeito do aumento local da rigidez provocado pelo cordão de soldadura.

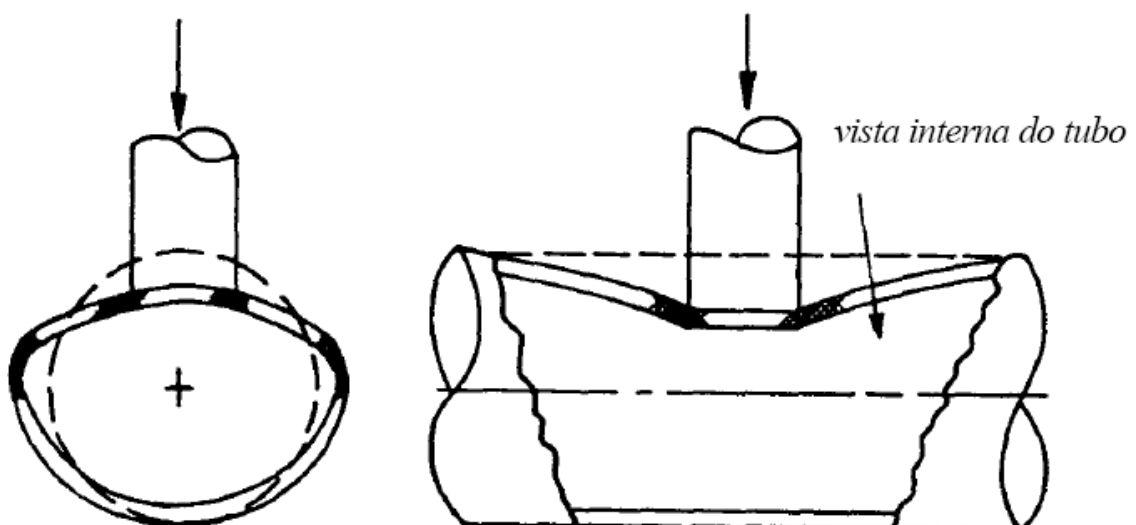


Figura 1.3 – Deformação ocorrida no tubo primário (chord) sob a acção da carga axial no secundário (brace) [17].

Finalmente a terceira componente está associada ao processo de soldadura, como resultado das imperfeições e descontinuidades muito localizadas.

1.4 – Definição de Tensão Crítica

A tensão crítica é definida como a tensão na superfície exterior do pé do cordão de soldadura e surge numa região denominada como região crítica [18]. O valor desta tensão pode ser estimado por análise numérica, através de um modelo de elementos finitos, ou com recurso à extensometria eléctrica. Devido às limitações físicas dos extensómetros [19] e ao facto de não se considerarem os efeitos geométricos dos cordões de soldadura, as tensões críticas são vulgarmente extrapoladas para os pés dos cordões conforme ilustra a figura 1.4.

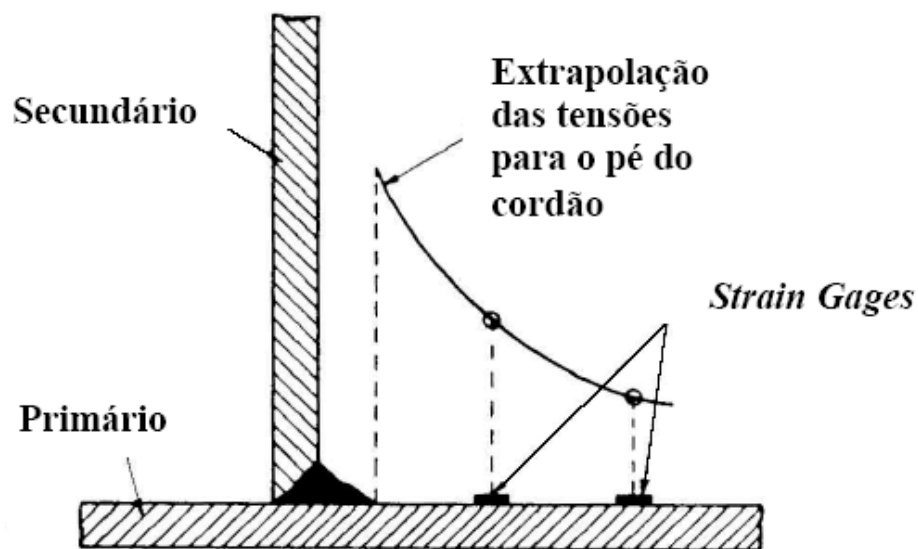


Figura 1.4 – Extrapolação da tensão no pé do cordão de soldadura [17].

Gibstein [20] acaba por incluir na tensão crítica os efeitos geométricos do cordão, excepto as tensões induzidas pelo processo de soldadura. Neste caso conhecida a tensão crítica e a tensão nominal no tubo secundário, o factor de concentração de tensões é a razão, maior que a unidade, entre estes valores.

1.5 – Factor de Concentração de Tensões

As peças/componentes apresentam frequentemente pequenos orifícios, entalhes e ranhuras que provocam, na sua vizinhança, alterações na distribuição de tensões. Verifica-se um considerável aumento no valor máximo da tensão nesses locais em relação ao que seria obtido na ausência desses cortes. Pelo Princípio de Saint-Venant, pode-se considerar que regiões distantes das descontinuidades a distribuição das tensões nominais permanecem inalteradas e, assim, é possível estabelecer que o processo de concentração de tensões é localizado e difícil de determinar analiticamente. Todavia com recurso aos métodos experimentais, tais como a extensometria e a fotoelasticidade, ou a utilização de métodos computacionais permite-nos obter o factor de concentração de tensões para um determinado corte. Ao multiplicar este valor pela tensão nominal será então obtida a tensão máxima real.

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nom}} \quad (1.6)$$

A tensão nominal, para elementos unidimensionais, será dada por F/A_{min} , onde A_{min} é o valor da área da secção transversal mínima. Por sua vez a tensão máxima pode ser obtida com recurso ao método dos elementos finitos como ilustra, por exemplo, a figura 1.5. Verificamos assim que o factor de concentração de tensões é característico de uma dada geometria e tipo de carregamento.

No caso das juntas tubulares este factor avalia quantas vezes a tensão máxima na junta, denominada tensão crítica, é superior às tensões nominais num ponto suficientemente longe da junta (membro secundário) [17]. O conhecimento da tensão máxima é de extrema importância pois, segundo Kallaby [21], se ela for majorada em 50% conduz a um aumento da espessura da junta na mesma ordem de grandeza e, deste modo, ao conseqüente aumento de custos que se revelam desnecessários.

Ao nível do projecto as décadas de 50 e 60 caracterizaram-se por um misto entre os estudos teóricos e os ensaios laboratoriais [22]. As formulações análticas com base na teoria de cascas finas, onde se realça os trabalhos de Bijllard [23 e 24], eram apenas aplicadas a geometrias simples (cilindros de cascas finas sujeitos a cargas axiais) conduzindo, neste

caso, a resultados simplificados. Todavia as primeiras evidências analíticas de elevadas concentrações de tensões surgiram com os estudos desenvolvidos por Scordelis e Boukamp [25]. O modelo desenvolvido por estes autores consistia em assumir que o deslocamento é constante ao longo da linha de contacto entre os dois tubos. Neste caso a elevada rigidez axial do tubo secundário em relação á rigidez radial do tubo principal é suficiente para que os deslocamentos na intersecção entre os dois tubos possam ser considerados constantes. Deste modo conseguiam-se bons resultados, apesar de não se conseguir ajustar a geometria do cordão de soldadura. No entanto a grande lacuna desta metodologia residia no facto de apenas se aplicar a juntas com tubos a 90°. Posteriormente o recurso à fotoelasticidade, a implementação de novos algoritmos e a elaboração de novas formulações para o elemento finito de casca revelaram-se um avanço significativo para a análise de juntas tubulares.

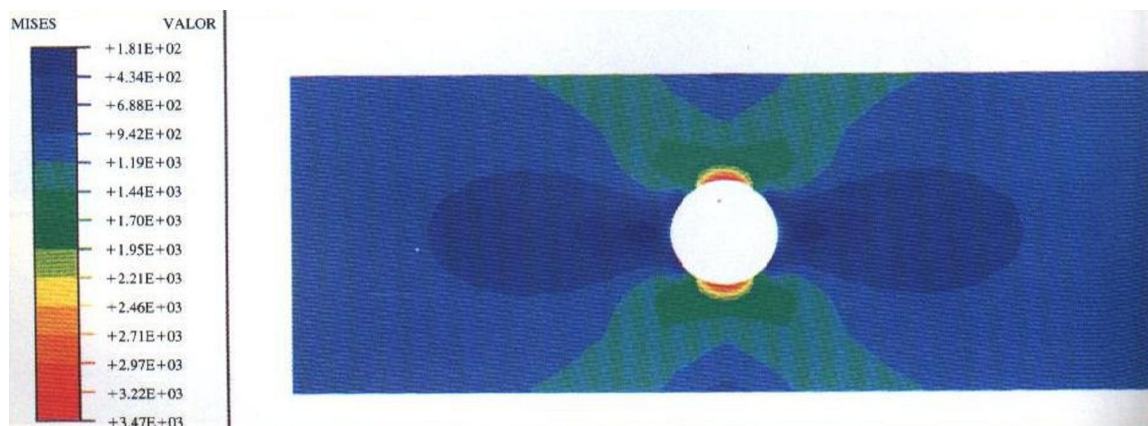


Figura 1.5 - Análise com elementos finitos para a obtenção da tensão máxima numa barra plana com um furo e carregada axialmente.

O método dos elementos finitos surgia assim como uma ferramenta promissora neste domínio. Mais recentemente, o aparecimento de novos computadores possibilitaram o desenvolvimento de novos programas de computadores para a construção e análise dos modelos de juntas tubulares. Com isso, programas para análise, pré e pós-processamento de malhas de elementos finitos ficaram mais acessíveis.

Neste enfoque, por exemplo, Borges [5] aborda os diferentes métodos que podem ser usados para calcular os factores de concentração de tensões, verificando que a sua maioria utiliza expressões obtidas a partir de estudos paramétricos realizados para determinadas

geometrias. Assim, uma abordagem mais complexa passa por desenvolver uma malhagem mais cuidada e o recurso ao método dos elementos finitos. Segundo este autor a malha da superfície tem de ser cuidadosamente escolhida e a sua qualidade depende da forma dos elementos que definem, por exemplo, a superfície de uma fenda (figura 1.6).

No caso da existência de fendas, uma característica intrínseca do método dos elementos finitos é a necessidade de uma malhagem contínua do volume tridimensional para acompanhar a propagação da fenda, o que na prática resulta de uma desvantagem deste método segundo Mellings *et al* (2003) [26]. Por sua vez, em situações semelhantes, o método das condições de fronteira torna-se bem mais fácil de usar, apesar de nas grandes geometrias, como a matriz está completa e é assimétrica, este método torna-se computacionalmente “caro”. Assim as abordagens híbridas ao combinarem estes dois métodos, elementos finitos e elementos de fronteira, podem ser uma mais valia pois associam as vantagens específicas de cada um e eliminam as desvantagens descritas anteriormente. Esta metodologia tem sido bastante investigada, mas ainda não está disponível para ser usada em geometrias complexas (3-D), de acordo com Forth e Staroselsky [27].

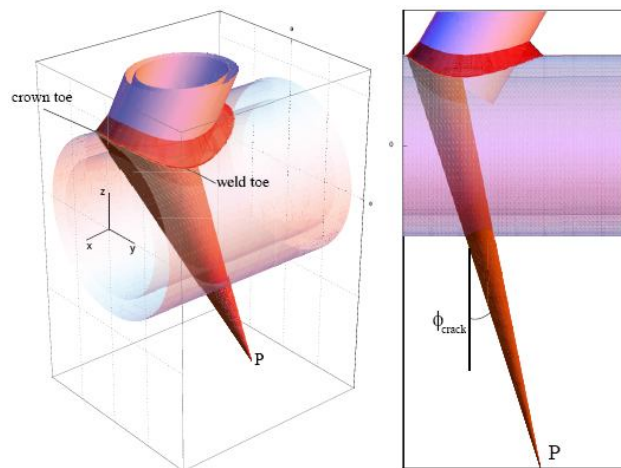


Figura 1.6 - Representação de uma malhagem [5].

1.6 – Equações Paramétricas para o Cálculo do Factor de Concentração de Tensões

As dificuldades de calcular o factor de concentração de tensões, segundo uma expressão previamente definida, é enorme quando são considerados os efeitos da geometria do cordão de soldadura que une os tubos primário e secundário. Esse efeito é praticamente desprezado nos modelos e nas equações, quer sejam obtidas por simulação numérica quer por modelos deacrílico [28 e 29]. Nas simulações é vulgar a utilização dos elementos de casca fina, em que a intersecção entre os dois tubos é representada apenas por uma linha e nos modelos deacrílico a geometria do cordão de soldadura não é considerada [17].

Como as juntas tubulares do tipo Y são um caso particular de todas as outras, pois só se diferenciam pelo ângulo θ entre os tubos, passamos a analisar algumas expressões para o cálculo do factor de concentração de tensões na tabela 1.2. Nestas expressões aparece nomenclatura que se encontra previamente ilustrada na figura 1.7.

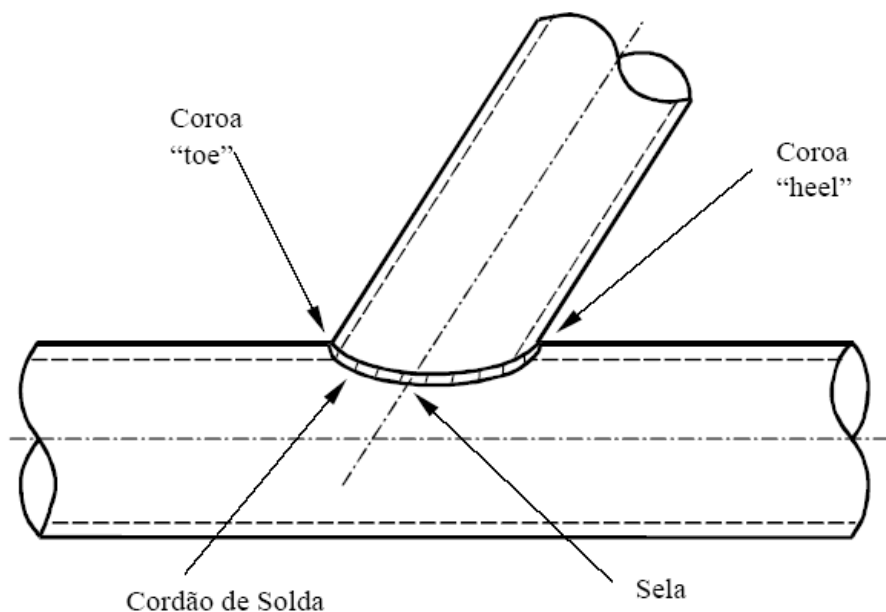


Figura 1.7 – Localização da Coroa e da Sela numa junta soldada [17].

Tabela 1.2 – Equações para o cálculo do factor de concentração de tensões [17].

Autores	Equações	Observações
Kuang	$K_t = 2.06\gamma^{0.808} e^{-1.2\beta^3} \tau^{1.333} \alpha^{0.057} \sin^{1.694} \theta$	Força axial no plano Tubo primário
	$K_t = 4.076\gamma^{0.55} e^{-1.35\beta^3} \tau \alpha^{0.12} \sin^{1.94} \theta$	Força axial no plano Tubo secundário
	$K_t = 0.702\gamma^{0.6} \beta^{-0.04} \tau^{0.86} \sin^{0.57} \theta$	Momento flector no plano Tubo primário
	$K_t = 1.301\gamma^{0.23} \beta^{-0.38} \tau^{0.38} \sin^{0.21} \theta$	Momento flector no plano Tubo secundário
Efthymiou	$K_t = \gamma \tau^{1.1} [1.11 - 3(\beta - 0.5)^2] \sin^{1.6} \theta$	Força axial no plano/tubo primário Sela
	$K_t = \gamma^{0.2} \tau [2.65 + (\beta - 0.65)^2] + \tau \beta (0.25\alpha - 3) \sin \theta$	Força axial no plano/tubo primário Coroa
	$K_t = 1.3 + \gamma \tau^{0.52} \alpha^{0.1} 0.187 - 1.25\beta^{1.1} (\beta - 0.96) \sin^{(0.27-0.01\alpha)} \theta$	Força axial no plano/tubo secundário Sela
	$K_t = 3 + \gamma^{1.2} [0.12e^{-4\beta} + 0.011\beta^2 - 0.045] + \beta \tau (0.1\alpha - 1.2)$	Força axial no plano/tubo secundário Coroa
Efthymiou	$K_t = 1.45\beta \tau^{0.85} \gamma^{(1-0.68\beta)} \sin^{0.7} \theta$	Momento flector no plano/tubo primário Coroa
	$K_t = 1 + 0.65\beta \tau^{0.4} \gamma^{(1.09-0.77\beta)} \sin^{(0.06\gamma-1.16)} \theta$	Momento flector no plano/tubo secundário Coroa

(Continuação)		
Autores	Equações	Observações
	$K_t = \gamma\tau\beta(6.78 - 6.42\beta^{0.5})\sin^{1.7+0.7\beta^{0.3}}\theta(Q'_\beta Q'_\gamma)^{0.5}$	Força axial no plano/tubo primário sela
	$K_t = (X'_c + X_o X''_c)$	
	com:	
	$X'_c = [0.7 + 1.37\gamma^{0.5}\tau(1 - \beta)](2\sin^{0.5}\theta - \sin^3\theta)$	Força axial no plano/tubo primário coroa
	$X_o = \frac{\tau(2\gamma\beta - \tau)\left(0.5\alpha - \frac{\beta}{\sin\theta}\right)\sin\theta}{2\gamma - 3}$	
	$X''_c = 1.05 + \frac{30\tau^{1.5}(1.2 - \beta)(\cos^4\theta + 0.15)}{\gamma}$	
UEG		
	$K_{t\text{ braço}} = 1 + 0.63K_{t\text{ principal}}$	Força axial no plano/tubo secundário
	$0.13 \leq \beta \leq 1.0$	
	$0.25 \leq \tau \leq 1.0$	
	$12 \leq \gamma \leq 40$	
	$2.5 \leq \alpha \leq 40$	
	$30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$	Faixa de validade dos parâmetros
	$K_t = [1.5 - 3.88(\beta - 0.47)^2] \gamma^{0.87} \tau^{1.37} \alpha^{0.06}$	Força axial no plano/tubo primário
	$K_t = [1.09 - 1.93(\beta - 0.5)^2] \gamma^{0.76} \tau^{0.57} \alpha^{0.12}$	Força axial no plano/tubo primário
Gibstein	$K_t = [1.65 - 1.1(\beta - 0.42)^2] \gamma^{0.36} \tau^{1.05}$	Momento flector no plano/tubo primário
	$K_t = [0.95 - 0.65(\beta - 0.41)^2] \gamma^{0.38} \tau^{0.29}$	Momento flector no plano/tubo secundário

(Continuação)

Autores	Equações	Observações
	$K_t = \tau\gamma^{1.2}(2.12 - 2\beta)\sin^2 \theta$	Força axial no plano/tubo primário sela
	$K_t = \tau\gamma^{0.2}(3.5 - 2.4\beta)\sin^{0.3} \theta + B0 \cdot B1$	
	com:	
	$B0 = \frac{0.7\tau\left(\beta - \frac{\tau}{2\gamma}\right)\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{\sin \theta}\right)\sin \theta}{\left(1 - \frac{3}{2\gamma}\right)}$	Força axial no plano/tubo primário coroa
	$B1 = 1.05 + \frac{30\tau^{1.5}(1.2 - \beta)(\cos^4 \theta + 0.15)}{\gamma}$	
Lloyd's Register	$K_t = 1 + \tau^{0.6}\gamma^{1.3}\beta(0.76 - 0.7\beta)\sin^{2.2} \theta$	Força axial no plano/tubo secundário sela
	$K_t = 2.6\beta^{0.65}\gamma^{(0.3-0.5\beta)}$	Força axial no plano/tubo secundário coroa
	$K_t = 1.22\tau^{0.8}\beta\gamma^{(1-0.68\beta)}\sin^{(1-\beta^3)} \theta$	Momento flector no plano/tubo primário
	$K_t = 1 + \beta\tau^{0.2}\gamma(0.26 - 0.21\beta)\sin^{1.5} \theta$	Momento flector no plano/tubo secundário coroa
	$0.13 \leq \beta \leq 1.0$	
	$0.25 \leq \tau \leq 1.0$	
	$10 \leq \gamma \leq 35$	
	$30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$	
	$\alpha \geq 4$	Faixa de validade dos parâmetros