



**Marlene Liliana da
Silva Airosa**

**Estudo da flexibilidade de tubos sob esforços
generalizados**



**Marlene Liliana da
Silva Airosa**

**Estudo da flexibilidade de tubos sob esforços
generalizados**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica de Francisco Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Ricardo José Alves de Sousa

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor Francisco Queirós de Melo

Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro (orientador)

Prof. Doutor Maria Luísa Romariz Madureira

Professora Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Agradecimentos / Acknowledgements

Em primeiro lugar um enorme obrigado ao Professor Francisco Queirós de Melo por toda a dedicação e tempo perdido ao longo desta dissertação, sem o seu apoio era impensável realizar um trabalho tão completo. Um obrigado ao Marlon e ao Prof. Doutor Mario Vaz pelo material cedido para a realização do trabalho experimental. Não podia deixar de agradecer aos meus amigos, que ao longo destes cinco anos se tornaram a minha "família" de Aveiro. Um obrigado especial às minhas meninas, Carmen e Catarina que ficaram pelo Porto mas sempre que precisei elas estavam presentes. O maior obrigado vai para os meus pais, sem eles não conseguiria chegar onde cheguei. Não podia pedir uns pais melhores, sou uma sortuda por ter uns pais assim, por todo o carinho, amor, chamadas de atenção e dedicação um OBRIGADO do tamanho do mundo. À minha restante família obrigado pelo apoio, principalmente aquelas que já não se encontram presentes mas que sempre acreditaram. Por fim e não menos importante e por saber que às vezes é complicado levar com o meu mau feitio, um obrigado ao meu João Torrão que se tornou em pouco tempo o meu pilar, o meu melhor amigo, o meu tudo.

Palavras-chave

Tubos retos; Tubos curvos; Equação de Euler; Equação de Von Kàrman; Ovalização

Resumo

A análise estrutural de tubos é uma ferramenta sempre útil para diversas aplicações. O facto de existir um conjunto de equações que preveja o comportamento destes no momento em que são solicitados, tornaria mais fácil o processo de dimensionamento bem como da escolha da geometria dos tubos. Esta dissertação tem como principal objetivo obter o comportamento de tubos retos e curvos quando lhes é aplicada uma força concentrada ou uma carga distribuída. Numa fase inicial foram usados tubos retos como objeto de estudo, pelo facto de se tratar de uma geometria menos complexa. Numa fase seguinte foram então analisados os de geometria curva. De modo a estabelecer um termo de comparação, foram realizados também ensaios experimentais com o objetivo de analisar o erro da formulação proposta, tendo para o efeito utilizado a geometria menos complexa. Os resultados experimentais obtidos permitiram concluir acerca da assertividade dos modelos propostos, uma vez que a comparação é bastante satisfatória.

Keywords

Straight pipes; Curved pipes; Euler's equations; von Kármán equation; Ovalization

Abstract

Structural analysis of pipes is an invaluable tool for all sorts of applications. Were there to be a set of equations that would describe their behavior under a duty service, it would enable a more documental choice in what concerns both pipe geometry and dimensions.

The main objective of this thesis is to obtain a mathematical formulation for the behavior of both straight and curved pipes while prompted by a localized or uniformly distributed load. Firstly, during this study straight pipe geometry was selected due to its simplicity. On a second analysis a curved pipe was then analyzed.

For a validation purpose an experimental study on the straight pipe was undertaken. The latter was able to conclude that both analytical and numerical results are appropriated to define the structural behavior of pipes under a duty service, namely commencing application of localized or uniformly distributed loads.

Conteúdo

Lista de Tabelas	iv
Lista de Figuras	vi
Lista de Símbolos	vii
1 Introdução	1
1.1 Teoria da Membrana de Cascas	1
1.2 Análise teórica de tubos curvos	2
1.3 Avanço nos processos de manufatura	2
1.4 Análise de elementos finitos	6
1.4.1 Vibrações	6
1.4.2 Análise de tensões e deformações	6
1.4.3 Problemas de estabilidade	7
1.4.4 Problemas térmicos	8
1.4.5 Mecânica da Fratura em processos de conformação de tubos	8
1.4.6 Problemas de contacto	10
1.4.7 Problemas de interação fluído-estrutura	11
1.4.8 Manufatura de tubos e tubagens	12
1.4.9 Componentes de tubos soldados e tubos de pressão	13
1.4.10 Desenvolvimento de um elemento finito especial para tubos de pressão	15
1.5 Aspectos tribológicos	15
1.5.1 Compatibilidade tribológica	15
1.5.2 Revestimentos	15
1.5.3 Corrosão	16
2 Objetivos	19
2.1 Tubos retos	19
2.2 Tubos curvos	19
2.3 Guia de leitura	20
3 Modelação numérica	21
3.1 Tubos retos	21
3.1.1 Solução baseada na técnica de variações. Equação de Euler	21
3.2 Tubos curvos	26
3.2.1 Equações de Euler	26
3.2.2 Problema de Theodore von Kàrman	29

4	Simulação	35
4.1	Tubos retos	35
4.2	Tubos curvos	37
5	Ensaio Experimental	41
5.1	Tubo	41
5.2	Extensómetros	42
5.3	Comparador	43
5.4	Procedimento Experimental	44
6	Resultados Numéricos	47
6.1	Tubos retos	47
6.1.1	Tubo longo e raio pequeno	47
6.1.2	Tubo curto e raio pequeno	49
6.1.3	Tubo longo e raio grande	50
6.1.4	Tubo curto e raio grande	51
6.2	Tubos curvos	52
6.2.1	Equações de Euler	52
6.2.2	Equações de Vón Kàrman	59
6.2.3	Tubos com flanges	60
6.3	Energia de Deformação	61
6.3.1	Tubos retos	61
6.3.2	Tubos curvos	62
7	Resultados experimentais	65
8	Conclusões	67
8.1	Tubos retos	67
8.2	Tubos curvos	69
8.3	Ensaio experimental	70
8.4	Trabalho futuro	70
	Bibliografia	71

Lista de Tabelas

4.1	Propriedades do material do tubo.	35
5.1	Propriedades do material do tubo.	42
6.1	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 500mm de comprimento e 10mm de raio.	47
6.2	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 100mm de comprimento e 10mm de raio.	49
6.3	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 500mm de comprimento e 25mm de raio.	50
6.4	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 100mm de comprimento e 25mm de raio.	51
6.5	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 30mm$ e $r = 10mm$	52
6.6	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 30mm$ e $r = 25mm$	53
6.7	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 60mm$ e $r = 10mm$	54
6.8	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 60mm$ e $r = 25mm$	56
6.9	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 90mm$ e $r = 10mm$	57
6.10	Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 90mm$ e $r = 25mm$	58
6.11	Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 50mm.	59
6.12	Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 100mm.	59
6.13	Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 150mm.	59
6.14	Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 200mm.	60
6.15	Coefficientes de um tubo de $r=50mm$, $R=200m$ e $\delta_a = 0.01rad$	61
6.16	Energia de Deformação de tubos curtos e raios pequeno.	61
6.17	Energia de Deformação de tubos curtos e raios grandes.	62
6.18	Energia de Deformação de um tubo longo com raio pequeno.	62
6.19	Energia de Deformação de um tubo longo e raio grande.	62
6.20	Energia de Deformação de tubos curvos de $R=30$ e $r = 10$	63
6.21	Energia de Deformação de tubos curvos de $R=30$ e $r=25$	63
6.22	Energia de Deformação de tubos curvos de $R=60$ e $r=10$	63
6.23	Energia de Deformação de tubos curvos de $R=60$ e $r=25$	64

6.24	Energia de Deformação de tubos curvos de $R=90$ e $r=10$	64
6.25	Energia de Deformação de tubos curvos de $R=90$ e $r=25$	64
7.1	Resultados do ensaio experimental com um batente de aço e cortiça.	65
7.2	Resultados do ensaio experimental com um batente de aço.	65
7.3	Comparação de resultados experimentais e simulação.	65
7.4	Valores dos parâmetros e coeficientes para o ensaio experimental.	66
8.1	Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 100 mm e raio de 10mm.	67
8.2	Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 100 mm e raio de 25mm.	68
8.3	Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 500 mm e raio de 10mm.	68
8.4	Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 500 mm e raio de 25mm.	69

Lista de Figuras

1.1	Etapas da manufatura de tubos metálicos [9].	3
1.2	Etapa 1 do processo de hidro conformação [58].	4
1.3	Etapa 2 do processo de hidro conformação [58].	4
1.4	Etapa 3 do processo de hidro conformação [58].	5
1.5	Etapa 4 do processo de hidro conformação [58].	5
1.6	Exemplo de fendas em tubos [61].	9
1.7	Contacto de duas estruturas tubulares [59].	10
1.8	Interação de água com a estrutura tubular [60].	11
1.9	Processo de hidro conformação [57].	13
1.10	Soldadura de duas estruturas tubulares [62].	14
1.11	Compatibilidades tribológicas segundo Rabinowicz [51].	16
3.1	Representação do problema de Theodore von Kàrman.	30
3.2	Simplificação do problema de Theodore von Kàrman.	30
3.3	Campo de deslocamentos do problema de Theodore von Kàrman.	31
3.4	Fase inicial de tubos com flanges adaptada do problema de Theodore von Karman.	32
4.1	Geometria utilizada para a simulação de tubos retos.	36
4.2	Esquema da aplicação de forças num tubo reto.	36
4.3	<i>Set</i> de um tubo reto (linha a vermelho).	37
4.4	Esquema de forças da simulação referente ao ensaio experimental.	37
4.5	Geometria dos tubos curvos usado na simulação.	38
4.6	<i>Set</i> criado na aresta superior do tubo.	38
4.7	Pressupostos assumidos na localização de carga e condições de fronteira no tubo curvo.	39
4.8	Simulação de um tubo curvo com elemento C3D8R.	39
4.9	Partição de um tubo curvo na zona central da secção radial.	40
5.1	Tubo utilizado para o ensaio experimental	41
5.2	Extensómetro uniaxial [63].	42
5.3	Soldadura dos extensómetros ao tubo.	43
5.4	Comparador utilizado para retirar os valores da deformação nos eixos OX e OY.	43
5.5	Ligação do comparador aos extensómetros soldados no tubo.	44
5.6	Caços de aço na extremidade do tubo.	44
5.7	Zona de carga aplicada no tubo.	45
5.8	Montagem experimental.	46

6.1	Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.	48
6.2	Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.	48
6.3	Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.	48
6.4	Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.	48
6.5	Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.	49
6.6	Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.	49
6.7	Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.	50
6.8	Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.	50
6.9	Deslocamento de um tubo longo de raio 25mm.	51
6.10	Deslocamento de um tubo longo de raio 25mm	51
6.11	Deslocamento de um tubo longo de raio 25mm.	51
6.12	Deslocamento de um tubo curto de raio 25mm.	52
6.13	Deslocamento de um tubo curto de raio 25mm.	52
6.14	Deslocamento de um tubo curto de raio 25mm.	52
6.15	Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$, $r = 10mm$ e $h = 0.1mm$	53
6.16	Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$, $r = 10mm$ e $h = 0.5mm$	53
6.17	Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$, $r = 10mm$ e $h = 1mm$	53
6.18	Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.1mm$	54
6.19	Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.5mm$	54
6.20	Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$ e $r = 25mm$ e $h = 1mm$	54
6.21	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.03mm$	55
6.22	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.05mm$	55
6.23	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.1mm$	55
6.24	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.15mm$	55
6.25	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 1mm$	55
6.26	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.25mm$	56
6.27	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.5mm$	56
6.28	Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 25mm$ e $h = 1mm$	56
6.29	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.03mm$	57
6.30	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.05mm$	57
6.31	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.1mm$	57
6.32	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.15mm$	58
6.33	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.1mm$	58
6.34	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.15mm$	58
6.35	Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.25mm$	58
6.36	Tensão circunferencial de um tubo curvo de $h=0.03mm$	60
6.37	Deslocamento de um tubo curvo com flanges nas extremidades.	61
7.1	Comparação de resultados experimentais com resultados teóricos para uma força de 300N.	66
7.2	Comparação de resultados experimentais com resultados teóricos para uma força de 600N.	66

Lista de Símbolos

- $a(x)$ - Função de deslocamento
- $b(x)$ - Função de ovalização
- C_n - Constantes de condições de fronteira
- E - Módulo de Young
- h - Espessura do tubo
- k_{xx} - Encurvadura em torno de X
- $k_{\theta\theta}$ - Encurvadura em torno de θ
- $k_{x\theta}$ - Encurvadura de $x\theta$
- r - Raio do tubo
- R - Raio de curvatura de tubos curvos
- $u(x, \theta)$ - Deslocamento em X
- $v(x, \theta)$ - Deslocamento em Y
- $w(x, \theta)$ - Deslocamento em Z
- $W(x)$ - Deslocamento da linha centrórida
- U - Energia de Deformação
- θ - Ângulo da ovalização
- ν - Coeficiente de Poisson
- β - Coeficiente da Equação de Euler
- λ - Coeficiente do expoente da Equação de Euler
- ϵ_{xx} - Deformação na direção X
- δ_a - Distância em radianos entre a linha central e a linha após a solicitação
- $\gamma_{x\theta}$ - Distorção de corte

Capítulo 1

Introdução

Grandes estruturas tubulares são usadas em diversas aplicações nas diferentes indústrias existentes. Indústrias tais como aeroespacial, farmacêutica, química, petrolíferas, mecânica entre outras utilizam estruturas tubulares para o transporte de substâncias, reabastecimento de matéria prima, sistemas de refrigeração, por exemplo. Uma vez que na maior parte dos casos estas desempenham importantes funções, em que a sua falha ou paragem significaria uma grande perda económica para a indústria em causa, desde cedo se começou a realizar análises estruturais no intuito de prevenir possíveis falhas ou danos.

A maior parte das investigações têm como principal objetivo prever o comportamento da estrutura, simulando todos os parâmetros envolvidos no ambiente de trabalho e circundante e retirando para posterior análise, os valores críticos de cada situação. Uma parte da investigação também seguiu o caminho da manufatura dos componentes, isto é, os tubos, especialmente os *elbow pipes*, sempre foram produzidas com processos de maquinação tradicionais e com o decorrer do tempo foram propostos novos processos.

Os aspectos tribológicos também têm a sua cota parte de importância, na medida que a escolha dos materiais influencia o seu comportamento principalmente se existir contacto entre diferentes materiais, caso das flanges, sem qualquer tipo de proteção.

1.1 Teoria da Membrana de Cascas

Em 1874, H. Aron [1] apresentou um conjunto de equações para a curvatura de cascas finas, generalizando o método de Kirchoff e Clebsch derivando equações de pequenas tensões, no entanto com deslocamentos finitos, de pequenas hastes e placas a partir das equações gerais de elasticidade. No entanto o desenvolvimento de Aron continha lacunas que foram corrigidos por Kirchoff. Em 1881, Lord Rayleigh [2] propôs uma teoria para as vibrações da casca e assumindo que a superfície média se mantém inalterada [3].

Love desenvolveu um conjunto de equações de movimento e condições de fronteira para cascas que sofrem uma extensão infinitesimal e flexão e que são analisadas a partir da Teoria de Elasticidade 3-D, adotando as suposições de Kirchoff da Teoria de Placas Finas [4] e adicionando uma aproximação de cascas finas [5]. Esta aproximação adicional negligencia termos em que a razão entre o raio de curvatura e a espessura é próxima da unidade.

A Teoria Linear de Cascas é apresentada como um conjunto de equações de derivadas

parciais (PDE) em dois conjuntos de coordenadas da superfície média, isto foi bastante útil em diversas aplicações de engenharia [6].

O trabalho pioneiro de Love conduziu a uma grande investigação da Teoria de Cascas com diferentes direções. Uma direção natural foi o desenvolvimento de uma solução para o valor da primeira condição de fronteira. É de conhecimento geral que as soluções desenvolvidas para os problemas lineares são simplificadas a partir da simetria inerente à estrutura da primeira aproximação linear da Teoria de Cascas conhecida como a Dualidade da Geometria Estática. Esta analogia foi observada pela primeira vez por A. L. Goldenveizen [7], simplificada e completada por W. Gunther [8] que aproveitou o trabalho de H. Schaefen para cascas cilíndricas e formulou a teoria geral de cascas 2-D sem referir a Teoria da Elasticidade 3-D. Para a dualidade da geometria estática, o elemento crítico desta formulação é a introdução de um componente em todos os vetores de tensão e deformação da casca.

1.2 Análise teórica de tubos curvos

As primeiras equações teóricas de tubos curvos foram introduzidas por Von Kármán, um matemático húngaro, em 1911, este desenvolveu uma formulação para os momentos no plano de tubos curvos simples [10]. Na sua primeira análise ele utilizou os seguintes pressupostos: (a) A secção transversal é plana e normal ao eixo do tubo (o *warping* é negligenciado); (b) O tubo é inextensível na direção radial; (c) A deformação longitudinal (ϵ_z) é constante através da espessura da parede do tubo; (d) O raio de curvatura do tubo é muito maior que o seu próprio raio de secção; (e) o coeficiente de Poisson é desconsiderado [11]. Partindo do mesmo desenvolvimento de Von Kármán, Vigness analisou os momentos fletores fora do plano [12] e Kafka e Dum [13] analisaram a influência da pressão interna no plano de curvatura.

Mais tarde Rodabaugh e George [14] realizaram uma tentativa de analisar o efeito da pressão interna na tensão, quando o tubo curvo é sujeito a momentos fora e no plano. Posteriormente, Gross [15] modificou a teoria da membrana para o cálculo da tensão, membrana em arco, e as análises combinadas formaram a base dos índices de tensão atualmente utilizados no código nuclear ASME Section III [16]

1.3 Avanço nos processos de manufatura

A manufatura de tubos é uma das áreas onde se observa avanços significativos. O principal objetivo desse avanço é encontrar um ponto ótimo entre o custo e a qualidade da peça obtida. Para isso é necessário elaborar peças com o mínimo de defeito possível com o menor tempo de maquinação e que ao mesmo tempo que a sua qualidade não seja posta em causa.

Por esse motivo vários investigadores, tentaram encontrar processos inovadores, utilizando pressupostos já conhecidos e usados em processos antigos.

Os primeiros processos de manufatura de tubos metálicos dividem-se em duas categorias: os tubos sem costura e os tubos soldados. Apesar de se obter o mesmo produto final estes processos possuem etapas distintas.

Os tubos sem costura, Figura 1.1 (a), são obtidos a partir do aquecimento de um lingote metálico a altas temperaturas que posteriormente é furado (furo guia) e alongado

até se obter o tamanho pretendido. A seguir é realizada uma bobinagem e rolamento para adquirir a forma oval, no entanto é necessário realizar o dimensionamento e alisamento das faces para eliminar possíveis imperfeições [9].

Por fim os tubos soldados possuem etapas ligeiramente diferentes, Figura 1.1 (b), uma placa ou faixa metálica é colocada num molde (rolo) e as extremidades são soldadas. Acabada a soldadura o tubo é sujeito a um tratamento mecânico em que no final a soldadura é inspeccionada. Caso não sejam encontradas falhas na soldadura é realizado o dimensionamento do tubo e posterior acabamento [9].

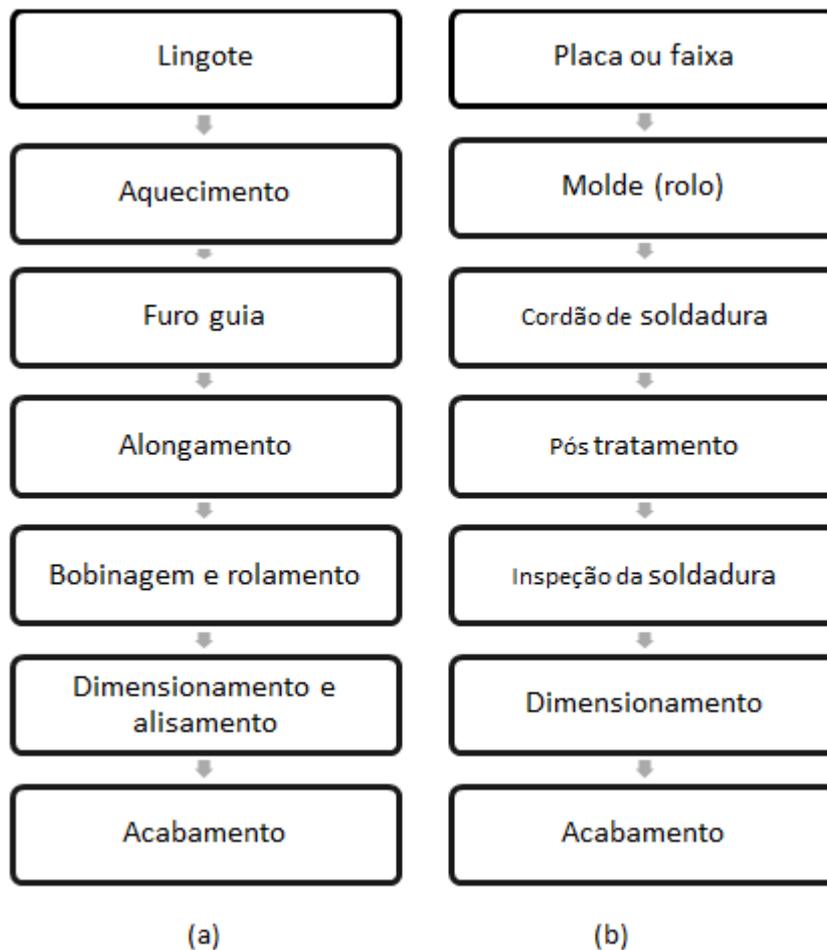


Figura 1.1: Etapas da manufatura de tubos metálicos [9].

Em meados de 1940 e 1950 um novo processo de manufatura de tubos foi criado: hidro conformação. Este processo consegue obter, a custo reduzido, a moldagem de materiais conseguindo peças estruturalmente rígidas e fortes. A sua maior aplicação traduz-se na indústria automóvel e também tubos de alumínio de bicicletas utilizados nos quadros das mesmas.

A hidro conformação pode ser dividida em quatro etapas:

- Etapa 1: Uma chapa metálica é colocada no anel de suporte;

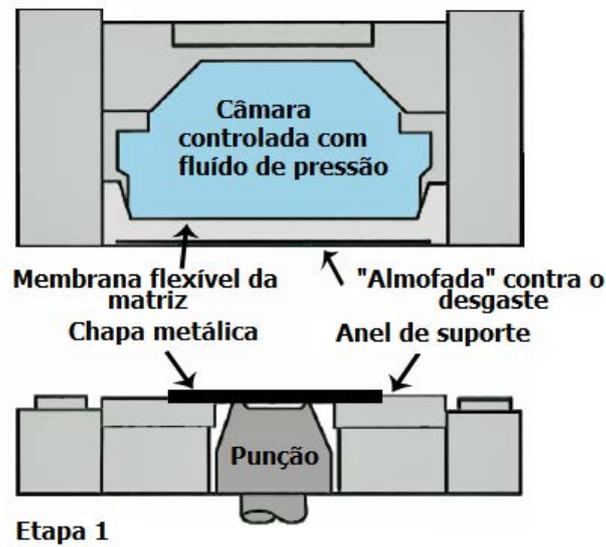


Figura 1.2: Etapa 1 do processo de hidro conformação [58].

- Etapa 2: Início da redução de pressão e pressurização do fluido inserido na câmara;

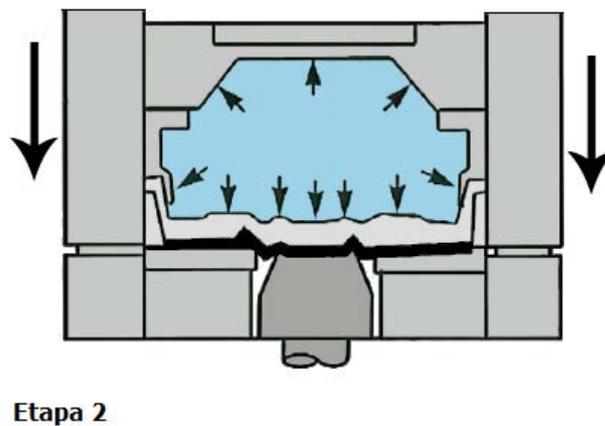


Figura 1.3: Etapa 2 do processo de hidro conformação [58].

- Etapa 3: O punção sobe, movendo a chapa metálica contra a câmara de pressão;

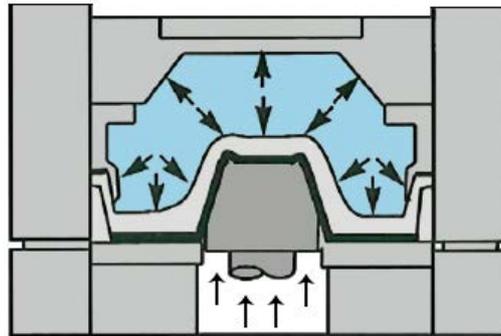
**Etapa 3**

Figura 1.4: Etapa 3 do processo de hidroconformação [58].

- Etapa 4: A pressão é libertada e o punção baixa. A peça final é obtida;

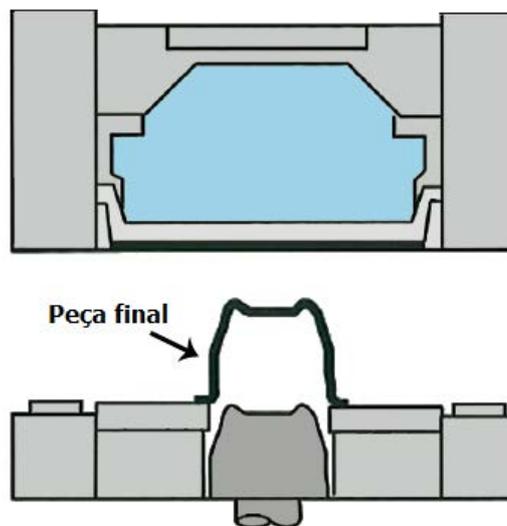
**Etapa 4**

Figura 1.5: Etapa 4 do processo de hidroconformação [58].

Além de ser possível conformar chapa, também se pode conformar peças mais complexas nomeadamente tubos. A hidroconformação de tubos tem a mesma base de funcionamento, simplesmente a matriz é alterada e por vezes o processo tem diferentes etapas para garantir a boa forma da peça final.

As principais vantagens do processo são:

- Custos reduzidos de ferramenta e tempo reduzido de fabrico;
- Custos reduzidos de desenvolvimento;
- Marcas de desenho, linhas de choque e defeitos associados à forma da matriz são eliminados;

- Material inutilizado reduzido;
- Processos de endurecimento reduzidos;
- Ideal para contornos complexos e irregulares;
- Várias operações de estampagem ou soldadura podem ser substituídas por um ciclo numa prensa hidráulica;
- Material e espessura da chapa metálica pode ser otimizada para reduzir custos de produção;

1.4 Análise de elementos finitos

A análise de elementos finitos (FEA) possui uma vasta área de aplicação. As principais áreas em que se inserem podem ser traduzidas em: vibrações, problemas de estabilidade, mecânica da fratura, de contacto, de interação fluido-estrutura, manufatura de tubos e tubagens, componentes de tubos soldados e tubos de pressão, elementos finitos especiais, entre outros [17].

1.4.1 Vibrações

Vibrações não são mais do que oscilações mecânicas, que representam a variação repetitiva, tipicamente ao longo do tempo, da mesma medida sobre o ponto central (ponto de equilíbrio) ou entre dois ou mais estados. No caso de tubos/tubagens representam o limite de variações do diâmetro até entrar em regime plástico. Estas vibrações induzem forças e tensões internas que por vezes não são quantificadas uma vez que não estão presentes no estudo inicial.

Para haver alguma forma de quantificar essas forças e tensões internas Revesz [18] utilizou o método dos parâmetros modais em conjunto com a resposta espectral na localização adequada em que os vetores modais eram estimados por um modelo de elementos finitos do sistema em causa. Com este método foi possível quantificar as forças internas, os momentos internos, as tensões e reações no sistema.

Posteriormente Abdel-Hamid et al. [19] apresentou um método que calculava a tensão instantânea num sistema de tubagens sujeito a uma vibração linear. O método é baseado na medição de simultâneas vibrações, num número reduzido de localizações, em conjunto com vetores modais locais complexos determinados experimentalmente para obter a deflexão instantânea. Estas deflexões podem ser usadas posteriormente para serem determinados os momentos de curvatura interna, bem como a tensão de corte. Com este método as zonas de risco são identificadas pela quantificação das forças e pressão internas.

1.4.2 Análise de tensões e deformações

A análise de tensões e deformações em sistemas tubulares encontra-se bastante estabilizada, uma vez que a primeira análise publicada refere-se ao ano de 1867 por Love [6]. Love apoiando-se nas hipóteses de Kirchoff [4] obteve o conjunto de equações necessárias para determinar as tensões e deslocamentos máximos. Depois desta pioneira abordagem,

diversos investigadores transpuseram este conjunto de equações para análise de elementos finitos, o que originou um grande avanço na Teoria das Cascas. No entanto devido à complexidade das forças obtidas muitas investigações encontram-se em fase de desenvolvimento bem como os métodos aplicados a elas.

A solução encontrada foi negligenciar alguns efeitos para simplificar a análise. King [20] negligenciou o efeito da força de corte e as forças axiais na parte de secção do tubo, mas as forças axiais têm uma grande importância pois estas provocam pressões internas que não são contabilizadas e podem levar à rotura do sistema.

Caso se tenha em conta a força de corte a solução do problema complica-se de tal forma que só é necessária concluí-la com o auxílio de técnicas de simulação no computador (análise de elementos finitos). Apesar de diversos engenheiros e investigadores optarem por simplificar o problema omitindo a força de corte Abhary [21] provou, sobre certas condições, que esta simplificação pode originar um erro de 50% no valor da tensão máxima da estrutura.

Com a sua descoberta Abhary et al. [22] decidiu realizar uma experiência que incorporava tanto a força de corte como a força axial na análise. Com a sua metodologia chegou a uma equação trigonométrica polinomial de quarta ordem que facilmente poderia ser resolvida com um simples programa de cálculo.

Outro método para obter a tensão longitudinal da membrana em tubos curvos foi descrito por Luísa R. Madureira e F. Q. Melo. Estes autores usando o método de variações de funções desconhecidas aliadas a séries de Fourier conseguiram obter uma solução analítica bastante próxima de outros métodos que usaram uma expansão trigonométrica total [23].

1.4.3 Problemas de estabilidade

O principal objetivo num problema de estabilidade estrutural é a obtenção das tensões e momentos críticos principalmente se a estrutura estiver submetida a cargas axiais ou axiais e transversais. As estruturas podem-se situar em qualquer local, debaixo do solo, debaixo do mar, no ar, etc., o que influencia o seu desempenho e as condições que necessitam para que haja estabilidade. Também a sua geometria, bem como o material, se tornam importantes uma vez que uma boa combinação entre estes dois aspectos pode evitar ou atrasar o colapso da estrutura.

Escolher o diâmetro do tubo, a espessura da parede, as tolerâncias geométricas, a tensão de cedência do material, os processos de fabrico da estrutura entre outros torna-se bastante importante, mas nem sempre é suficiente devido a fatores externos, nomeadamente o impacto de corpos estranhos, defeitos locais devido à flexão excessiva, a redução de espessura devido a problemas de corrosão entre outros [24].

A corrosão é um grave problema nestas estruturas, pois na maior parte dos casos existe o contacto de materiais diferentes, sem qualquer tipo de isolamento, o que origina a corrosão galvânica. A corrosão galvânica traduz-se numa corrosão generalizada no interior da estrutura provocando fissuras e a posterior rotura. Xue e Hoo Fatt quantificaram o ângulo de corrosão, usando elementos finitos curvos (B21) no programa Abaqus [26]. Concluíram que caso o ângulo de propagação de corrosão ultrapassasse os 90° ocorreria uma fenda na zona de propagação, caso o ângulo não excedesse os 90° mas a corrosão já era severa ocorreria uma fenda em toda a zona corroída.

Tal como foi dito anteriormente, por vezes as tubagens encontram-se enterradas no

solo e é o caso da maior parte dos gasodutos. Estando a estrutura enterrada no solo é preciso ter em conta os deslocamentos presentes no solo, uma vez que estes podem provocar deslocamentos de tamanha grandeza que irão originar a ruptura do tubo. Outro problema presente nestes casos são os problemas mecânico-térmicos que podem surgir com os deslocamentos anteriormente referidos. Foi o que aconteceu em 2000, no Rio de Janeiro, o gasoduto em Guanabara Bay sofreu uma ruptura que se traduziu numa grave poluição nos lençóis de água. Costa et al. [25] realizaram uma simulação mecânico-térmica, considerando deslocamentos infinitos, em que no final propõem uma nova geometria, "zig-zag", para evitar falhas laterais e verticais.

1.4.4 Problemas térmicos

Problemas térmicos em estruturas tubulares ou tubos são considerados como um dos maiores inconvenientes, tendo em conta que por vezes estas estruturas transportam substâncias bastante voláteis. Por este motivo há a necessidade de controlar certos parâmetros térmicos, tais como a temperatura crítica, a expansão térmica, a dilatação térmica, etc..

Dos parâmetros acima mencionados, a expansão térmica é aquele que mais vezes é analisado porque influencia os deslocamentos da estrutura, o aparecimento de fissuras com a progressão à rotura. A expansão térmica de gasodutos aquecidos situados abaixo do solo desenvolvem um complexo fenómeno de interação, induzindo falhas instáveis que possivelmente podem ser suportadas pela reação natural do solo. Estas falhas poderão desenvolver um regime elástico não-linear e os gasodutos sofrerão deslocamentos laterais ou verticais que podem ir de poucos centímetros a metros. Tais deslocamentos fazem com que o tubo não sofra de encurvadura local causando uma rutura e um vazamento da substância a transportar como consequência [27].

1.4.5 Mecânica da Fratura em processos de conformação de tubos

A mecânica da fratura é uma das áreas da mecânica de materiais que estuda os processos que levam um determinado componente estrutural a desenvolver e proporcionar a propagação de fendas, Figura 1.6, fissuras e outros defeitos originando uma diminuição do material provocando a fratura (rotura) do mesmo.

Nos processos de dimensionamento de componentes mecânicos e estruturais para aplicações generalizadas, uma das preocupações do projetista consiste em verificar se o componente a desenvolver pode suportar o sistema de forças previsto em serviço. Para este objeto, usa-se um critério de dano do material que foi selecionado. Este procedimento não tem contudo, em conta a eventual presença de defeitos estruturais que podem resultar de processos de fabrico, consequências de tratamentos térmicos ou da própria estrutura natural do material usado, o qual em termos correntes, pode ser uma desvantagem para a aplicação [28].

Para resolver certos problemas socorre-se de métodos de aproximação numérica do estado de tensão em peças estruturais quando podem existir defeitos. Há modelos de aproximação baseados em critérios lineares e assumindo que o material se mantém elástico até que a rotura se verifique. O dimensionamento e a peritagem de segurança a elementos estruturais à luz deste critério leva a uma considerável margem de segurança, mas de tal modo que a experiência com materiais dúcteis conduz a um considerável desperdício de



Figura 1.6: Exemplo de fendas em tubos [61].

material, uma vez que categoriza muitas peças portadoras de defeitos, impossíveis de continuar a operar quando de facto ainda o podem fazer [28].

Sendo os tubos retos mais a zona de cotovelo a estrutura em estudo, várias experiências foram realizadas para se determinar as condições mínimas para que não acontecesse rotura. Seak-Hwan et al. [29], em 2002, realizou um estudo usando vários tubos retos em conjunto com a zona de cotovelo em que analisaram o modo de falha, o limite de carga, a espessura mínima do tubo baseada na deformação plástica. Decidiram dividir o modo de falha em quatro categorias: rotura, fratura local, ovalização e colapso total que não é menos do que o fenómeno de rotura e fratura local juntos. Já para a zona do cotovelo testaram o colapso plástico, por considerarem a zona mais frágil da estrutura, e o ciclo de fadiga. Com estes testes foi possível calcular os momentos máximos mais a carga axial máxima permitida antes de ocorrer qualquer defeito.

A experiência de Seak-Hwan et al. foi realizada para uma análise 2-D, por isso no mesmo ano M. Heitzer incorporou uma análise 3-D. Apresentou uma nova formulação matemática, para o elemento finito, que é capaz de realizar uma análise estática 3-D em estruturas no regime plástico. O procedimento numérico foi aplicado para que a estrutura aguentasse toda a análise, em colapso plástico, com tubos expostos a uma determinada pressão interna e tensão axial. Para otimizar a sua própria formulação realizou uma iteração direta [30].

Também Yun-Jar et al. realizaram uma experiência tendo como base um elemento finito 3-D. Obtiveram uma aproximação para o cálculo na zona de rotura e apesar de os valores obtidos terem sido bastante discrepantes em relação a outras experiências similares os resultados foram validados tanto para problemas de colapso plástico de tubos submetidos a pressão e para a estimativa não-linear de fratura [31]. Esta foi a primeira

análise de problemas não-lineares, uma vez que todos os outros autores consideraram um problema linear.

Com a primeira análise realizada, vários investigadores seguiram o trajeto de Yun-Jar et al. e começaram a analisar casos não-lineares. F. C. Bardi et al. são um exemplo, determinaram a magnitude do colapso bem como a sua localização e a consequência de existir colapso sem ser devidamente solucionado. Para a determinação de todos os parâmetros foi elaborado um novo elemento finito capaz de lidar com problemas não-lineares [32].

1.4.6 Problemas de contacto

Tal como já foi referido em outra secção, problemas de estabilidade, a corrosão é a principal desvantagem do contacto, Figura 1.7, entre metais. Além da corrosão galvânica que já foi anteriormente explicada, há mais dois tipos de corrosão que podem ocorrer: corrosão por erosão e corrosão intersticial. A corrosão por erosão ocorre quando há o contacto direto entre dois materiais distintos e devido a forças de tração as micro asperidades da superfície vão colidir umas com as outras levando a uma perda da proteção da superfície do material. Sem proteção o material está desprotegido quanto à corrosão.



Figura 1.7: Contacto de duas estruturas tubulares [59].

Já a corrosão intersticial não é detetada com facilidade. No exterior do interstício pode haver muito pouca corrosão e, no entanto, parafusos ou rebites podem encontrar-se no limite da sua resistência e os tubos a ele ligados na iminência de sofrerem perfuração. A propagação deste tipo de corrosão é muito rápida devido à grande razão entre as áreas catódicas e anódicas, aumento acentuado da acidez dentro dos interstícios, aumento acentuado da concentração de iões agressivos dentro do interstício, etc. Na maior parte das vezes, este tipo de corrosão ocorre aquando a soldadura devido às grandes temperaturas que se atingem durante o processo e devido à reação do material soldado ao cordão de soldadura [33].

Podemos também classificar o contacto em dois tipos: contacto não lubrificado e contacto lubrificado. No contacto não lubrificado existe a vantagem de não necessitar de óleo ou massa para a sua lubrificação, o que permite uma montagem da estrutura mais simples e de menor custo. Para o contacto lubrificado são usados óleos minerais ou vegetais e massas emulsionantes. Os lubrificantes são considerados filmes viscosos entre

as superfícies [33].

Como a maior parte das estruturas tubulares servem para o transporte de substâncias, são essas mesmo substâncias que vão causar erosão na estrutura e até mesmo cavitação caso a substância a transportar seja líquida e seja transportada a altas pressões. A cavitação ocorre quando se formam bolhas de vapor no líquido, e estas bolhas ao explodirem provocam colisões nas paredes das estruturas provocando erosão ou até fendas [34].

O contacto entre flanges é talvez o caso que ocorre com mais frequência, e não há maneira de o resolver sem mudar a geometria da estrutura. Em 2004 M. Abid e D. H. Nash apresentaram os resultados de um estudo paramétrico que envolvia o contacto das flanges (metal-metal) com diferentes espessuras. Devido à variação de espessuras foi possível calcular as tensões máximas, rotações e deslocamentos. As principais conclusões que conseguiram obter foi que a máxima torção longitudinal ocorre na interseção do tubo com o ponto central do círculo [35], o que contradiz um ensaio feito anteriormente por Nash [36]. Também concluíram que a melhor geometria para que não ocorram fugas é a seguinte: ângulo de cavidade positivo, ponto central elíptico, espessura seis vezes o diâmetro de parafuso usando parafusos com o mínimo de pré-tensão de 80% a tensão de cedência.

1.4.7 Problemas de interação fluido-estrutura

Os problemas de interação fluido-estrutura, Figura 1.8 , são problemas de contacto, só que neste caso só serão referidos contactos entre fluidos e a estrutura. Nem sempre o contacto ocorre dentro do tubo, caso a estrutura esteja debaixo do mar e ao mesmo tempo em contacto com a areia, há medidas que têm que ser tomadas pois uma parte da estrutura tem as ondas do mar como o principal problema e a outra parte tem as movimentações que o solo, areia neste caso, possa ter devido às ondas.



Figura 1.8: Interação de água com a estrutura tubular [60].

Por esse motivo foi feita uma avaliação à geometria de tubos nessa situação para determinar o valor das tensões máximas. Investigações anteriormente realizadas consideravam a estrutura como um material rígido e a tensão interna no interior do tubo não era examinada como um problema de interação onda-tubo. Jeng D. S. considerou a estrutura como um material elástico e relacionou a análise com a interação onda-tubo. Baseado num modelo numérico, analisou os efeitos da geometria, as características variáveis do solo tendo em consideração as ondas e os poros por elas libertados. Conseguiu

então determinar qual o valor da tensão máxima a partir da magnitude da onda a que a estrutura era sujeita [37].

No entanto nesta secção os casos com maior relevo são aqueles em que um fluido se encontra no interior da estrutura a uma determinada velocidade e pressão. Tubos flexíveis que transportam fluidos são sujeitos a uma excitação paramétrica durante o período em que ocorre a flutuação do fluido. Estes sistemas são conhecidos por apresentar fenómenos complexos de instabilidade como problemas de divergência acoplados a vibrações. Vários investigadores utilizam técnicas ponderadas para reduzir o modelo do sistema contínuo num modelo discreto, com base em funções de aproximação com o apoio global, para a realização da análise da estabilidade. Embora esta abordagem seja útil para tubos retos, é necessário a modelação de elementos finitos para o estudo de tubagens mais complexos, em que as funções de aproximação são realizados em locais próprios [38].

Outro fator que também influencia a estabilidade da estrutura é a velocidade que o fluido possui no interior. As condutas de escoamento de alta velocidade podem sofrer severas vibrações induzidas pelo fluxo devido à interação fluido-estrutura. Para prever as vibrações induzidas Usik Lee e Hyuckjin Oh apresentaram um modelo de elemento espectral. O modelo é representado pela matriz exata de rigidez dinâmica, o qual é formulado a partir das soluções de onda que satisfaçam as equações dinâmicas estruturais através da relação de dispersão [39]. Em contraste com o modelo de elementos finitos clássico, o modelo de elemento espectral pode fornecer soluções muito precisas usando apenas um elemento finito para o membro da estrutura uniforme, independente do seu comprimento.

Para controlar a velocidade do fluido por vezes são utilizadas válvulas ou bombas para que o seu caudal seja controlado. As válvulas e as bombas têm que ser contabilizadas no sistema, o que o vai tornar complexo devido ao momento em que estes sistemas podem ser acionados. B. Sreejith et al. formularam um novo elemento finito para o sistema que continha válvulas e bombas e que tinha como base a velocidade de escoamento do fluido.

1.4.8 Manufatura de tubos e tubagens

A hidro conformação, Figura 1.9 é um processo plástico no qual pode ser utilizado para aumentar o diâmetro, alterar a geometria, ou para expandir as paredes exteriores das cascas cilíndricas ou tubos. O princípio da hidro conformação baseia-se num molde que restringe a geometria exterior do tubo e em seguida é bombeado óleo a alta pressão no interior do tubo de modo a forçar o tubo a entrar na cavidade do molde. A fim de prevenir o enfraquecimento local e para melhorar a capacidade de fluxo do material uma força axial pode ser aplicada em ambos os lados do tubo. Caso a força não seja imposta corretamente poderá ocorrer encurvadura. [41]

O sucesso de hidro conformação dos tubos depende da direção da força: avanço axial ou pressão. Uma simulação de elementos finitos foi realizada para determinar direções ótimas para diferentes materiais. Juntando a manufatura do tubo e os materiais utilizados é possível afirmar que as zonas de soldadura influenciam bastante o fluxo do material na cavidade da matriz. [42]

A ovalização e a ruptura são outros defeitos que ocorrem e limitam as flanges no processo de hidro conformação. N. Boudeau [43] elaborando uma análise linear de estabilidade estendida a tensões 3D para detetar esses defeitos conseguiu concluir que a ovalização e a ruptura podem ser analisados da mesma maneira e que são fenómenos de

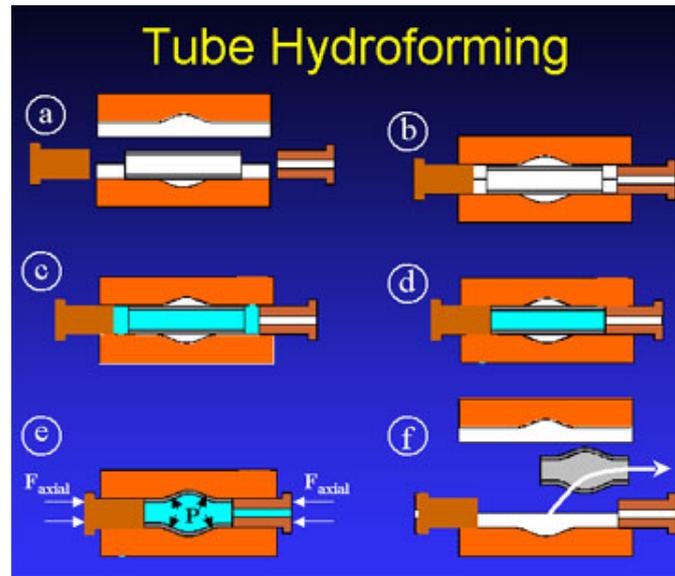


Figura 1.9: Processo de hidro conformação [57].

instabilidade plástica.

Outro problema por vezes é obter uma boa forma final do tubo. Para ser possível analisar a sua ductibilidade usou-se equações, baseadas em termodinâmica de processos irreversíveis, tendo em conta o endurecimento isotrópico bem como o estrago dúctil isotrópico. Com essas equações realizou-se uma simulação numérica usando um esquema de integração implícita para o local da integração e uma resolução dinâmica explícita. Com esta simulação conseguiu-se evitar o problema da ductibilidade e encontrar melhores combinações de carregamentos de força para obter uma boa forma final. [44]

Também podem ser usados outros processos de conformação para a manufatura dos tubos. Por esse motivo é necessário explorar o padrão de escoamento do plástico quando o tubo é hidraulicamente expandido ou esmagado por uma secção. Y. M. Hwang e T. Altan [45], usando elementos finitos, expandiram e esmagaram com um secção rectangular tubos para obter valores máximos de pressão interna e força máxima de esmagamento. Este estudo foi útil para determinar as melhores formas da matriz e a sua geometria.

Outro processo usado é a chamada hidro moldagem, consiste em usar a pressão hidráulica para forçar o material a entrar no molde. É uma técnica barata e por isso muito solicitada na engenharia automóvel pois as peças possuem uma estrutura mais rígida e forte. M. Ahmed e M. S. J. Hashmi [46] testaram, para tubos retos, a influência da pressão interna no processo. Concluíram que quando a pressão interna é aumentada lentamente em comparação com a compressão axial, o material move-se a partir das extremidades devido à menor força normal na interface do molde-tubo. Isto permite aumentar a pressão interna mais tarde no processo.

1.4.9 Componentes de tubos soldados e tubos de pressão

A soldadura, Figura 1.10, é um processo muitas vezes utilizado para ligar duas estruturas ou mesmo para retificar fendas para prevenir a rotura, encontram-se principalmente nas zonas de flanges. Apesar de ser um ótimo processo para ligação, a soldadura trás

convenientes, que já foram referidos em secções anteriores.



Figura 1.10: Soldadura de duas estruturas tubulares [62].

Quando há necessidade de reforçar alguma estrutura por vezes é realizada a soldadura de anéis na zona exterior do tubo para diminuir a pressão que o tubo suporta naquele local. Chin-Hyung Lee e Kyong-Ho Chang previram a tensão residual e axial produzidos na argola de um tubo de aço de carbono de alta resistência soldado a um tubo de carbono. Resolveram incorporar um modelo de elementos finitos o estado sólido da mudança de fase do material durante a soldadura. Este último complemento foi bastante útil para determinar a tensão residual, uma vez que sem os parâmetros da mudança de fase do material existia um erro associado ao resultado [47].

O que também influencia as tensões presentes na soldadura é o ângulo da deposição do material e por esse motivo T. H. Hyde analisou o efeito do ângulo de soldadura, isto é a influência do ângulo da deposição do material, num tubo pressurizado com uma parede espessa. Observou que uma solicitação baixa ou moderada na extremidade do tubo resulta numa crescente insuficiência do ângulo da soldadura, já quando a solicitação é elevada os defeitos reduzem consideravelmente com o aumento do ângulo para ângulos superiores a 15° [48].

É norma comum todas as soldaduras serem avaliadas por questões económicas e principalmente questões de segurança. A avaliação de uma soldadura faz-se pela forma de radiografia analisando possíveis micro fraturas. No entanto as avaliações de defeitos de soldadura são bastante sensíveis ao perfil através das tensões residuais assumidas em cálculos teóricos. Para resolver esse problema foi elaborada uma metodologia que permite obter a distribuição das tensões residuais, de tubos de diâmetros arbitrários, tendo como base elementos finitos [49].

1.4.10 Desenvolvimento de um elemento finito especial para tubos de pressão

Desenvolver um novo elemento finito nem sempre é fácil e por vezes o caminho a tomar é partir de um elemento finito já pré existente e simplesmente alterar alguns parâmetros para obter o resultado pretendido. No entanto há determinadas situações que a necessidade de criar um novo elemento finito recai na sua particular geometria, campo de tensões pouco habituais entre outros. Por isso alguns investigadores cingiram-se nesta área e elaboraram novas simulações para apoiar novos parâmetros de elementos finitos.

Abbasi criou um novo elemento finito 3-D para tanques de pressão simplesmente apoiados em suportes flexíveis. A análise foi feita usando um novo elemento de casca fina e tem em conta a fricção que ocorre entre o tanque e os suportes. Nesta formulação do elemento o sétimo parâmetro é capaz de descrever a variação do campo de tensões e deformações através da espessura do tanque. Para que não fosse tão específico também foram testadas outras geometrias e outros diâmetros [50].

1.5 Aspectos tribológicos

Nas estruturas tubulares existentes há a necessidade de prever o comportamento dos materiais e das reações dos materiais com o seu próprio meio ambiente.

Há certos aspectos que necessitam de uma análise prévia, nomeadamente:

- Compatibilidade tribológica
- Revestimentos
- Corrosão

1.5.1 Compatibilidade tribológica

Em certas estruturas ocorre a necessidade de existir dois tipos de materiais, nessas situações é necessário verificar a sua compatibilidade tribológica, isto é, há materiais que não devem de coexistir. Rabinowicz realizou uma tabela de compatibilidades tribológicas para os metais, Figura 1.11.

Um dos inconvenientes de não escolher materiais compatíveis tribologicamente é o desgaste adesivo. *"Quando duas superfícies metálicas perfeitamente limpas são postas em contacto, as forças atrativas entre os átomos das duas superfícies, nas áreas de contacto efetivo, produzem a ligação entre os dois corpos.[33]"*

Existem formas de combater o desgaste por adesão. Recorrer à lubrificação, usar materiais tribologicamente compatíveis, aplicar num dos elementos do par tribológico um material cristalizado no sistema hexagonal compacto, utilizar materiais com ponto de fusão mais elevado, introduzir elementos anti-gripagem, são alguns exemplos [33].

1.5.2 Revestimentos

No sentido de proteger a estrutura são aplicados revestimentos ou outro tipo de tratamentos que prolonguem a vida do material sem ser necessária a intervenção periódica do homem.

	W	Mo	Cr	Co	Ni	Fe	Nb	Pt	Zr	Ti	Cu	Au	Ag	Al	Zn	Mg	Cd	Sn	Pb	In
In				●	○	●		○	○	○	○	○	○	●	○	○	○	○	○	○
Pb	●	●	●	●	●	●	●	●	○	○	○	○	○	●	●	○	○	○	○	○
Sn	○		●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cd			○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Mg		○		○	○	○	●		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Zn		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Al	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Ag	●	●	●	●	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Au	○	○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cu	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Ti	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Zr	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Pt	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Nb	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Fe	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Ni	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Co	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Cr	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
Mo	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
W	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

- - Duas fases líquidas. Materiais insolúveis.
- (com ponto) - Uma fase líquida e solubilidade sólida inferior a 0,1%.
Materiais parcialmente insolúveis.
- (com ponto) - Solubilidade sólida de 0,1 a 1%.
Materiais parcialmente solúveis.
- (com ponto) - Solubilidade sólida superior a 1%. Materiais solúveis.
- (vazio) - Solubilidade total. Metais idênticos

Figura 1.11: Compatibilidades tribológicas segundo Rabinowicz [51].

Os revestimentos básicos são: a pintura, revestimentos orgânicos poliméricos, esmaltagem, etc. No que diz respeito à pintura, esta só funciona sem imperfeições caso seja aplicado uma camada primária (isoladora, tapa-poros,...), uma sub-capa e por fim a camada com a tinta de acabamento ou esmalte [52].

Caso não seja possível realizar revestimentos, tratamentos de superfície e mecânicos pode ser a solução. Os tratamentos de superfície passam pela cementação, nitruração, carbonitruração, fosfatação, fosfatação amorfa ou cristalina. Já os tratamentos mecânicos pode ser a granalhagem, brunimentos, entre outros [53].

Por outro lado existe também revestimentos metálicos, nomeadamente revestimentos cerâmicos e ultra-duros, por soldadura, por projeção, por contacto e placagem, metalização por imersão, eletrodeposição, deposição em fase de vapor, metalização por via química, etc [52].

1.5.3 Corrosão

A corrosão pode ser descrita como um processo de deterioração de um dado material metálico que por contacto com outro material ou o próprio meio ambiente reage, formando produtos de reação prejudiciais ao material em causa.

Nas estruturas tubulares podem ocorrer três tipos de corrosão: corrosão galvânica, corrosão intergranular e corrosão por picadas.

A corrosão galvânica acontece quando dois metais diferentes estão em contacto sem qualquer tipo de vedação ou proteção. O risco deste tipo de corrosão aumenta com a diferença entre os potenciais de equilíbrio. Para combater este tipo de corrosão pode

recorrer-se a duas soluções: evitar o contacto entre dois materiais diferentes ou caso não seja possível a primeira solução isolar bem os materiais para que estes deixem de estar em contacto.[54]

A corrosão intergranular ocorre com mais frequência em materiais que estiveram envolvidos em processos de soldadura. Como acontece nas tubagens, por vezes é necessário usar processos de soldadura para garantir certas uniões de tubos ou flanges. Este tipo de corrosão ocorre quando as juntas de grão são significativamente menos resistentes do que o interior dos grãos. [54]

Por fim a corrosão por picadas, só ocorre quando existe um filme passivo, isto é, a destruição desse filme passivo origina o aparecimento de picadas que se propagam rapidamente e por vezes os produtos anti-corrosivos tapam as picadas originando uma corrosão generalizada.[54]

Capítulo 2

Objetivos

O principal objetivo desta dissertação é o de elaborar uma solução analítica no âmbito de Mecânica de Estruturas e na técnica de variações. A solução otimizada obtém-se em ordem a funções desconhecidas, que no presente estudo servem para determinar o campo de deslocamentos em tubos retos ou curvos considerados de parede fina e submetidos a forças de flexão de ação radial (perpendicular à superfície da casca).

Os parâmetros a obter são: os deslocamentos ao longo do tubo, os momentos dentro e fora do plano, a energia interna de deformação, o trabalho dos vetores de forças (ou momentos) externos e a energia total. Obtidos esses parâmetros, foram realizadas diversas simulações para que houvesse um termo de comparação com o que foi descrito anteriormente. Para completar este estudo foi feito também um ensaio experimental, no que diz respeito aos deslocamentos, para se realizar uma nova comparação. Uma vez que existe uma grande variedade de geometria de tubos no mercado, esta dissertação foi dividida em duas grandes secções: a deformação de tubos retos e tubos curvos.

2.1 Tubos retos

No que diz respeito a tubos retos, simplesmente foi realizada uma abordagem ligeira para servir de ligação com a Secção 2.2. Nesta secção irá ser calculado: a energia interna de deformação, bem como a energia total do sistema; os momentos no plano, uma vez que nos tubos retos os momentos fora do plano são nulos devido à sua geometria; e por fim irá ser representado graficamente o resultado da nova formulação teórica em conjunto com o resultado da simulação realizada em Abaqus®.

2.2 Tubos curvos

Em tubos retos, a geometria dificulta a nova formulação dando origem a equações mais complexas. Com a nova formulação elaborada foi possível obter a forma final do tubo após ter sido aplicado um par de forças, calculada a energia interna de deformação e a energia interna total, tendo em conta o trabalho (W), calculados os momentos dentro e fora do plano, que neste caso já não serão nulos. Para facilitar a visualização foram elaborados gráficos com os parâmetros descritos anteriormente e para ser feita uma comparação entre a simulação e a formulação teórica.

2.3 Guia de leitura

Esta dissertação foi dividida em três partes: Enquadramento, Métodos e Modelos e Resultados e Discussão.

Na parte do Enquadramento existem 2 capítulos: Introdução e Objetivos. O primeiro capítulo destina-se a elaborar um pequeno estado de arte, que serve de introdução aos diversos temas envolvidos na dissertação. Esta divide-se em cinco secções: Teoria da membrana em cascas, análise teórica de tubos curvos, avanço dos processos de manufatura, análise de elementos finitos e aspectos tribológicos. As primeiras duas secções têm como principal objetivo realizar o enquadramento teórico das equações necessárias para a elaboração da formulação teórica. As duas seguintes secções servem para mostrar o avanço tecnológico dos processos de fabrico dos tubos e o avanço nas simulações utilizando o método dos elementos finitos (FEM). Por último e não menos importante é referida a importância e consequência da escolha de materiais bem como o meio ambiente que o rodeia.

O segundo Capítulo, Objetivos, mostra uma breve descrição dos objetivos da dissertação e os principais resultados a obter.

A segunda parte, Métodos e Modelos, está dividida em três secções: Modelação Numérica, Simulação e Ensaio Experimental. Na secção de Modelação Numérica é feita uma descrição exhaustiva da formulação realizada, com todos os passos descritos e justificados. Esta secção contém duas formulações para dois tipos de geometria: os tubos retos e tubos curvos. A formulação para os tubos retos é elaborada a partir da Equação de Euler e a formulação para os tubos curvos é obtida a partir do problema de Theodore von Kármán e Equação de Euler.

Na secção de Simulação é descrito o software usado (Abaqus®) e qual o procedimento para a realização das simulações, nomeadamente o tipo de elementos, a geometria do elemento, entre outros parâmetros.

A terceira e última parte diz respeito à discussão e amostragem dos resultados obtidos nos capítulos anteriores. Na sua grande maioria os resultados estão expostos em forma de tabelas ou gráficos facilitando a perceção dos mesmos. No Capítulo 8, Conclusão, encontra-se uma breve explicação de todos os resultados obtidos bem como uma análise qualitativa dos mesmos.

Capítulo 3

Modelação numérica

3.1 Tubos retos

3.1.1 Solução baseada na técnica de variações. Equação de Euler

Em Mecânica dos Sólidos e Estruturas, com incidência no estudo de deformação de estruturas tipo placa ou casca, é frequente deparar com equações de equilíbrio e constitutivas levando a soluções virtualmente difíceis de obter sob forma analítica; a alternativa é o recurso a métodos numéricos, em que a solução a obter é aproximada; contudo tem para a formulação escolhida, um erro mínimo em relação ao resultado exato. Isto pode ser assegurado por recurso a técnicas de variações buscando o mínimo para o erro referido. Por exemplo, consideremos uma equação diferencial explicando determinado fenómeno físico ou comportamento de uma estrutura ou componente estrutural:

$$L(U) + B = 0 \quad (3.1)$$

Onde U e B são funções (de x e θ , neste caso, que se trata de tubos retos ou curvos, sendo x a coordenada axial ou segundo a direção longitudinal). Se a função $U(x, \theta)$ não for a exata (por ser difícil de obter sob forma analítica), então a relação diferencial (3.1) não se cumpre, sendo igual a um resíduo ou erro:

$$L(\hat{U}) + B = \varepsilon \quad (3.2)$$

A função \hat{U} é aproximada e normalmente tem parâmetros ou funções desconhecidas; neste último caso, \hat{U} pode ser uma função potencial (função de funções elementares). Em Mecânica Estrutural é frequente que a função potencial referida seja a Energia de Deformação da estrutura distorcida por aplicação de forças externas. Então a Eq. 3.2 tem esta forma:

$$L\hat{U}(a, a', a'', \dots, b, b', b'') + B = \varepsilon \quad (3.3)$$

O erro é minimizado a partir da forma quadrática, assim estabelecida:

$$\int_{\Omega} [L\hat{U}(a, a', a'', \dots, b, b', b'') + B]^2 d\Omega = \varepsilon^2 \quad (3.4)$$

Esta forma constitui de certo modo o método dos mínimos quadrados, em que em vez de um somatório de resíduos quadráticos na solução a desenvolver, a forma quadrática

constitui a energia total contida na estrutura em estudo, em que esta energia é a soma da energia interna (ou de deformação) com o trabalho realizado pelos vetores forças (ou momentos) externos:

$$U_{total} = U_{int} + W_{F(extern)} \quad (3.5)$$

A solução para o problema que se estuda é obtida buscando as funções desconhecidas a partir do cálculo de variações em ordem às referidas funções. Seja então $U_{tot} = \varepsilon^2$ em 3.5, onde ε^2 corresponde à energia total no sólido. Para obter o mínimo da energia total no sistema estrutural, vamos primeiro estabelecer a variação dessa função potencial em ordem a variações arbitrárias das funções desconhecidas, assim com, em ordem às derivadas (até à ordem que existam ou seja necessário):

$$\int_{\Omega} [L\hat{U}(a, a', a'', \dots, b, b', b'') + B]^2 d\Omega = U_{total} = \varepsilon^2 \quad (3.6)$$

$$dU_{total} = \frac{\partial U_{total}}{\partial a} da + \frac{\partial U_{total}}{\partial a'} da' + \frac{\partial U_{total}}{\partial a''} da'' \dots + \frac{\partial U_{total}}{\partial b} db + \frac{\partial U_{total}}{\partial b'} db' + \frac{\partial U_{total}}{\partial b''} db'' \dots = 0 \quad (3.7)$$

A condição necessária para que a equação de variação anterior seja satisfeita é, que separadamente se verifique:

$$\begin{cases} \frac{\partial U_{total}}{\partial a} da + \frac{\partial U_{total}}{\partial a'} da' + \frac{\partial U_{total}}{\partial a''} da'' \dots = 0 \\ \frac{\partial U_{total}}{\partial b} db + \frac{\partial U_{total}}{\partial b'} db' + \frac{\partial U_{total}}{\partial b''} db'' \dots = 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Este sistema de equações diferenciais permite pelo cálculo de variações chegar à solução ótima para a obtenção das funções desconhecidas que definem a função potencial U_{total} .

Consideremos agora o caso da deformação de um tubo cilíndrico, de secção circular e parede fina; vamos aplicar a solução anteriormente descrita à obtenção da forma do tubo quando submetido à ação de forças ou momentos externos. As seguintes funções serão usadas para caracterizar o campo de deslocamentos da superfície do tubo:

$$u = b(x) \cos(2\theta) \quad (3.9)$$

$$v = a(x) \left(-\frac{1}{2} \right) \sin(2\theta) \quad (3.10)$$

$$w = a(x) \cos(2\theta) \quad (3.11)$$

Partindo das equações 3.9, 3.10 e 3.11 determinou-se as deformações possíveis no tubo.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = b'(x) \cos(2\theta) \quad (3.12)$$

$$\epsilon_{\theta} = 0 \quad (3.13)$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{r} (-2b(x) \sin(2\theta)) + a'(x) \left(-\frac{\sin 2\theta}{2} \right) \quad (3.14)$$

A equação 3.13 é nula uma vez que está a ser considerado um tubo inextensível na direção circunferencial θ . Quanto à curvatura e torção da superfície, respetivamente k_{xx} e $k_{x\theta}$, não são consideradas no modelo de semi-membrana, em que se admite que a energia de deformação devida à participação destas parcelas na distorção do tubo é bastante menor do que os termos de membrana, respetivamente ϵ_{xx} , $\gamma_{x\theta}$ e a curvatura circunferencial $k_{\theta\theta}$. Já para as equações de encurvadura k_{xx} não é aplicável devido à rigidez própria do tubo e $k_{x\theta}$ que representa a torção do tubo, *twist* não foi considerado.

$$k_{\theta\theta} = \frac{\partial^2 w}{r^2 \partial \theta^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \quad (3.15)$$

Todos os campos determinados anteriormente irão ser utilizados para o cálculo da Energia de deformação.

$$U = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left[\frac{Eh}{1-\nu^2} \times \frac{1}{2} \epsilon_{xx}^2 + \frac{Gh}{2} \gamma_{x\theta}^2 + \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \times \frac{1}{2} K_{\theta\theta}^2 \right] r d\theta dx \quad (3.16)$$

A Equação 3.16 traduz a energia de deformação no tubo, a qual é igual ao trabalho realizado pelas forças externas ao deformar o tubo. Esta energia de deformação é sob o ponto de vista analítico formulada como uma função potencial que é por sua vez função de um campo de deslocamentos sob a forma de funções desconhecidas a determinar:

$$U = U(a, a', b, b') \quad (3.17)$$

A determinação das funções desconhecidas dos deslocamentos da superfície do tubo, quando submetido a forças externas, é efetuada buscando as condições de variação estacionária da função potencial U . Para isso, vamos estabelecer uma variação de U em função de cada uma das funções desconhecidas:

$$dU = \frac{\partial U}{\partial a} da + \frac{\partial U}{\partial a'} da' + \frac{\partial U}{\partial b} db + \frac{\partial U}{\partial b'} db' \quad (3.18)$$

Para obter a Equação 3.18 é necessário calcular individualmente todas as variações, nomeadamente $\frac{\partial U}{\partial a}$, $\frac{\partial U}{\partial a'}$, $\frac{\partial U}{\partial b}$, $\frac{\partial U}{\partial b'}$.

$$\frac{\partial U}{\partial a} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \times \frac{(-3a(x) \cos 2\theta)}{r^2} \times \frac{(-3 \cos 2\theta)}{r^2} \quad (3.19)$$

Simplificando

$$\frac{\partial U}{\partial a} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{3Eh^3 a(x) (\cos 2\theta)^2}{4r^4 (1-\nu^2)} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial U}{\partial b} = \int_0^L \int_0^{2\pi} Gh \gamma_{x\theta} \left(\frac{-2 \sin 2\theta}{r} \right) \quad (3.21)$$

Simplificando

$$\frac{\partial U}{\partial b} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{Eh(2(\sin 2\theta)^2 b(x) + (\sin 2\theta)^2 a'(x))}{r^2(1+\nu)} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial U}{\partial a'} = \int_0^L \int_0^{2\pi} Gh\gamma_{x\theta}(-2\sin 2\theta) \quad (3.23)$$

Simplificando

$$\frac{\partial U}{\partial a'} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{Eh}{2r(1+\nu)} (4(\sin 2\theta)^2 b(x) + (\sin 2\theta)^2 a'(x)) \quad (3.24)$$

Por último

$$\frac{\partial U}{\partial b'} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{Eh}{1-\nu^2} \epsilon_{xx} \cos 2\theta \quad (3.25)$$

Simplificando

$$\frac{\partial U}{\partial b'} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{Eh}{1-\nu^2} (\cos 2\theta)^2 b'(x) \quad (3.26)$$

Aplicando o Teorema de Green é possível obter um sistema de equações diferenciais, que em conjunto com as condições de fronteira irá ser possível determinar os deslocamentos e respetivas tensões e deformações.

A condição necessária para que a variação ,Equação 3.18, seja nula (chama-se a esta situação, a condição de função estacionária), é que seja individualmente verificada esta condição:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{\partial U}{\partial a} da - \frac{\partial U'}{\partial a'} da' \right] = 0 \\ \left[\frac{\partial U}{\partial b} db - \frac{\partial U'}{\partial b'} db' \right] = 0 \end{array} \right. \quad (3.27)$$

Substituindo nas Equações 3.27 as Equações 3.20, 3.22, 3.24 e 3.26 obtém-se as seguintes equações

$$\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \frac{9a(x)}{r^3} - \frac{2Ehb'(x)}{1+\nu} - \frac{2Ehra''(x)}{4(1+\nu)} = 0 \quad (3.28)$$

$$\frac{2Eh}{r(1+\nu)} b(x) + \frac{Eh}{2(1+\nu)} a'(x) - \frac{Ehr}{1-\nu^2} b''(x) = 0 \quad (3.29)$$

Resolvendo a Equação 3.28 em ordem a $b'(x)$ obtém-se

$$b'(x) = \frac{3h^2(1+\nu)}{8r^3(1-\nu^2)} a(x) - \frac{r}{4} a''(x) \quad (3.30)$$

Uma vez que já é sabida a equação referente a $b(x)$ é necessário derivar a Equação 3.29 para posteriormente substituir na Equação 3.28

$$\frac{2Eh}{r(1+\nu)} b'(x) + \frac{Eh}{2(1+\nu)} a''(x) - \frac{Ehr}{1-\nu^2} b'''(x) = 0 \quad (3.31)$$

Visto que se obteve a derivada de terceira ordem de $b(x)$ na Equação 3.31, é necessário derivar a Equação 3.30 duas vezes.

$$b''(x) = \frac{3h^2(1+\nu)}{8r^3(1-\nu^2)}a'(x) - \frac{r}{4}a'''(x) \quad (3.32)$$

$$b'''(x) = \frac{3h^2(1+\nu)}{8r^3(1-\nu^2)}a''(x) - \frac{r}{4}a^{(4)}(x) \quad (3.33)$$

Substituindo na Equação 3.31 as Equações 3.30, 3.32 e 3.33 e colocando a Equação em ordem a $a(x)$ obtém-se

$$a(x) = \frac{r^2(1+\nu)}{2h^2(1-\nu^2)}a''(x) + \frac{r^6}{3h^2}a^{(4)}(x) \quad (3.34)$$

A equação diferencial 3.34 é ordinária e de coeficientes constantes, como notação que permite transformá-la numa equação algébrica biquadrada, será usado o operador D , que simboliza esta notação:

$$\begin{aligned} Df &= f'(x) \\ D^2f &= f''(x) \\ D^n f &= f^n(x) \end{aligned} \quad (3.35)$$

Então a Equação 3.34 pode ser assim reescrita:

$$\left[\frac{r^6}{3h^2}D^4 + \frac{r^2(1+\nu)}{2h^2(1-\nu^2)}D^2 - 1 \right] a(x) = 0 \quad (3.36)$$

A equação algébrica associada é do tipo biquadrado e tem 4 soluções no campo complexo, com parte real e parte imaginária. A fórmula resolvente permite obter essas soluções a partir da expressão:

$$D^2 = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (3.37)$$

As exponenciais positivas determinam que uma distorção de bordo se propaga de modo crescente ao longo da geratriz, ora isto não é fisicamente admissível, por isso no caso de tubos longos retira-se a contribuição das exponenciais positivas, ficando a solução final mais simples e da seguinte forma:

$$a(x) = e^{-\lambda x} (C_2 \cos(\beta x) + C_4 \sin(\beta x)) \quad (3.38)$$

Uma vez que a equação é de quarta ordem, irá ser necessário realizar uma mudança de variável em que $d = D^2$, passando à seguinte forma

$$Ad^2 + Bd + C = 0 \quad (3.39)$$

Em que

$$B = \frac{r^2(1+\nu)}{2h^2(1-\nu^2)} \quad (3.40)$$

$$A = \frac{r^6}{3h^2} \quad (3.41)$$

E por fim

$$C = 1 \quad (3.42)$$

A seguir obteve-se as raízes complexas das anteriores. Estas são expoentes complexos de solução de forma exponencial, as quais, com auxílio de software Maple16[®] têm a forma:

$$\beta = 1/2 \sqrt{3} \sqrt{2} \sqrt{\left(-1/2 \frac{r^2 (1 + \nu)}{h^2 (1 - \nu^2)} + \sqrt{1/4 \frac{r^4 (1 + \nu)^2}{h^4 (1 - \nu^2)^2} + 4/3 \frac{r^6}{h^2}} \right) h^2 r^{-6}} \quad (3.43)$$

$$\lambda = 1/2 \sqrt{3} \sqrt{2} \sqrt{\left(-1/2 \frac{r^2 (1 + \nu)}{h^2 (1 - \nu^2)} - \sqrt{1/4 \frac{r^4 (1 + \nu)^2}{h^4 (1 - \nu^2)^2} + 4/3 \frac{r^6}{h^2}} \right) h^2 r^{-6}} \quad (3.44)$$

3.2 Tubos curvos

3.2.1 Equações de Euler

As equações dos deslocamentos são as seguintes:

$$u(x, \theta) = r \cos \theta \times \varphi(x) + \Omega(x, \theta) \quad (3.45)$$

$$v(x, \theta) = -w(x) \sin \theta - \frac{1}{j+1} a_j(x) \sin(j+1)\theta \quad (3.46)$$

$$w(x, \theta) = w(x) \cos \theta + a_j \cos(j+1)\theta \quad (3.47)$$

Nas Equações 3.45, 3.46 e 3.47 foram tomadas as seguintes simplificações:

$$\varphi(x) = \frac{\partial w(x)}{\partial x} \quad (3.48)$$

$$\Omega(x, \theta) = b(x) \cos 2\theta \quad (3.49)$$

Para as deformações as Equações são:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u(x, \theta)}{\partial x} + \frac{1}{R} (w(x, \theta) \cos \theta - v(x, \theta) \sin \theta) + \frac{\partial U(x)}{\partial x} \quad (3.50)$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u(x, \theta)}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial v(x, \theta)}{\partial x} + \frac{U \sin \theta}{R} \quad (3.51)$$

$$k_{\theta\theta} = \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 w(x, \theta)}{\partial \theta^2} - \frac{\partial v(x, \theta)}{\partial \theta} \right) \quad (3.52)$$

Na Equação 3.50 o último membro da Equação representa o desvio da linha centroridal do tubo quando este é sujeito a uma carga, ou seja, quando o tubo é fletido a distância

da linha centroridal da posição inicial não é linear à linha final necessitando de um ajuste que é representado por

$$\frac{U \sin \theta}{R} = -\frac{W(x)}{R} \quad (3.53)$$

Na Equação 3.51, o último membro irá ser considerado zero para simplificação de cálculos.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -w''(x) \cos \theta r + b'(x) \cos 2\theta \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \theta} = w'(x) \sin \theta - 2b(x) \sin 2\theta \quad (3.55)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -w'(x) \sin \theta - \frac{1}{2}a_1'(x) \sin 2\theta \quad (3.56)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \theta} = -w(x) \cos \theta - a_1(x) \cos 2\theta \quad (3.57)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \theta} = -w(x) \sin \theta - 2a_1(x) \sin 2\theta \quad (3.58)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} = -w(x) \cos \theta - 4a_1(x) \cos 2\theta \quad (3.59)$$

Depois de feitas todas as substituições as Equações da deformação são traduzidas em:

$$\varepsilon_{xx} = -w''(x) \cos \theta r + b'(x) \cos 2\theta + \frac{a_1(x) \cos 2\theta}{R} + \frac{a_1(x) \sin 2\theta \sin \theta}{2R} \quad (3.60)$$

$$\gamma_{x,\theta} = \frac{1}{r}(w'(x) \sin \theta r - 2b(x) \sin 2\theta) + \left(-w'(x) \sin \theta - \frac{1}{2}a_1'(x) \sin 2\theta \right) \quad (3.61)$$

$$k_{\theta\theta} = \frac{1}{r^2}(-3a_1(x) \cos 2\theta) \quad (3.62)$$

Usando as mesmas correlações na secção dos tubos retos, determinou-se a energia interna de deformação.

Todos os campos determinados anteriormente irão ser utilizados para o cálculo da Energia de deformação.

$$U = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left[\frac{Eh}{1-\nu^2} \times \frac{1}{2}\varepsilon_{xx}^2 + \frac{Gh}{2}\gamma_{x\theta}^2 + \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \times \frac{1}{2}K_{\theta\theta}^2 \right] r d\theta dx \quad (3.63)$$

A Equação 3.63 traduz também o trabalho das forças externas do tubo. Foi também determinado possíveis pequenas variações da energia global de U, para isso foi usada a seguinte formulação.

$$U = U(a_1, a_1', b, b') \quad (3.64)$$

$$dU = \frac{\partial U}{\partial a_1} da_1 + \frac{\partial U}{\partial a'_1} da'_1 + \frac{\partial U}{\partial b} db + \frac{\partial U}{\partial b'} db' \quad (3.65)$$

Para obter a Equação 3.65 é necessário calcular individualmente todas as variações, nomeadamente $\frac{\partial U}{\partial a_1}$, $\frac{\partial U}{\partial a'_1}$, $\frac{\partial U}{\partial b}$, $\frac{\partial U}{\partial b'}$.

$$\frac{\partial U}{\partial a_1} = \int_0^L \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left(\frac{-3c_2 r}{2R} + \frac{5a_1(x)}{8R^2} \right) + \frac{Eh^3}{2(1-\nu^2)} \left(\frac{-a_1(x)}{r^2} \right) \quad (3.66)$$

$$\frac{\partial U}{\partial a'_1} = \int_0^L \frac{Eh}{2r^2(1+\nu)} b'(x) - \frac{Eh}{8r^2(1+\nu)} a'_1(x) \quad (3.67)$$

$$\frac{\partial U}{\partial b} = \int_0^L \frac{2Eh}{r^2(1+\nu)} b(x) + \frac{Eh}{2r^2(1+\nu)} a'_1(x) \quad (3.68)$$

$$\frac{\partial U}{\partial b'} = \int_0^L \frac{Eh}{1-\nu^2} b'(x) \quad (3.69)$$

Para se obter as constantes necessárias para o cálculo dos deslocamentos, é necessário resolver o seguinte sistemas de equações

$$\frac{dU}{da_1} da_1 + \frac{dU}{da'_1} da'_1 = 0 \quad (3.70)$$

$$\frac{dU}{db} db + \frac{dU}{db'} db' = 0 \quad (3.71)$$

Resolvendo as equações obtém-se

$$\frac{Eh}{1-\nu^2} \left(\frac{-3c_2 r}{2R} + \frac{5a_1(x)}{8R^2} \right) + \frac{Eh^3}{2(1-\nu^2)} \left(\frac{-a_1(x)}{r^2} \right) - \frac{Eh}{2r^2(1+\nu)} b'(x) - \frac{Eh}{8r^2(1+\nu)} a''_1(x) = 0 \quad (3.72)$$

$$\frac{2Eh}{r^2(1+\nu)} b(x) + \frac{Eh}{2r^2(1+\nu)} a'_1(x) - \frac{Eh}{1-\nu^2} b''(x) = 0 \quad (3.73)$$

Colocando a Equação 3.72 em ordem a $b'(x)$

$$b'(x) = \frac{3r^2}{R(1-\nu)} c_2 + a_1(x) \left(\frac{5r^2}{4R(1-\nu)} - \frac{h^2}{1-\nu} \right) - \frac{1}{4(1-\nu)} a''_1(x) \quad (3.74)$$

Agora é necessário derivar a Equação 3.73 e derivar duas vezes a Equação 3.74

$$\frac{2Eh}{r^2(1+\nu)} b'(x) + \frac{Eh}{2r^2(1+\nu)} a''_1(x) - \frac{Eh}{1-\nu^2} b'''(x) = 0 \quad (3.75)$$

$$b''(x) = a'_1(x) \left(\frac{5r^2}{4R(1-\nu)} - \frac{h^2}{1-\nu} \right) - \frac{1}{4(1-\nu)} a'''_1(x) \quad (3.76)$$

$$b'''(x) = a''_1(x) \left(\frac{5r^2}{4R(1-\nu)} - \frac{h^2}{1-\nu} \right) - \frac{1}{4(1-\nu)} a''''_1(x) \quad (3.77)$$

Substituindo na Equação 3.75 as Equações 3.76 e 3.77 obtém-se o seguinte resultado

$$a_1(x) \left(\frac{5}{2R(1-\nu^2)} - \frac{2h^2}{r^2(1-\nu^2)} \right) = -\frac{6c_2}{R(1-\nu^2)} + a_1''(x) \left(\frac{5r^2}{4R(1-\nu)(1-\nu^2)} - \frac{h^2}{(1-\nu^2)(1-\nu)} \right) + \frac{a_1''''(x)}{4(1+\nu)(1-\nu^2)} = 0 \quad (3.78)$$

Sendo a Equação 3.78 uma equação diferencial de quarta ordem é possível resolvê-la da mesma forma que se resolveu na secção anterior, ou seja, aplicar a fórmula resolvente duas vezes devido a mudança de variável.

Neste caso os parâmetros A, B e C da fórmula resolvente são os seguintes

$$A = - \left(\frac{r^2 R^2}{10} + \frac{r^6 (1 + \nu)}{12h^2} \right) \quad (3.79)$$

$$B = \frac{\frac{5r}{4R^2(1-\nu)(1-\nu^2)} + \frac{9h^2}{6r^3(1-\nu^2)(1-\nu)}}{\frac{5}{2rR^2(1-\nu^2)} - \frac{9h^2}{3r^5(1-\nu)}} \quad (3.80)$$

$$C = \frac{\frac{3c_2}{R(1-\nu^2)}}{\frac{5}{2rR^2(1-\nu^2)} - \frac{9h^2}{3r^5(1-\nu)}} \quad (3.81)$$

A solução toma a seguinte forma:

$$a_1(x) = e^{-\lambda_2 x} (C_3 \cos(\beta_2 x) + C_4 \sin(\beta_2 x)) \quad (3.82)$$

3.2.2 Problema de Theodore von Kàrman

O problema de Theodore von Kàrman refere-se um estudo a uma situação ideal, uma vez que é praticamente impossível de ser encontrada nas instalações industriais contendo tubagens curvas, dado que estes acessórios aparecem combinados sempre com tubagens retas. Além disto, as soluções de projeto também recorrem a juntas com ligações de flanges em que a elevada rigidez deste acessório impõe restrições à ovalização da secção transversal.

Apesar de tudo isto o problema de Von Kàrman representa uma valiosa ferramenta de modelação do estado de deformação pela técnica de aproximação que este propõe, em que o campo de deslocamentos fisicamente admissível na flexão de tubos curvos no plano de curvatura é levado a cabo por utilização de séries de Fourier. A análise de Von kàrman para esta situação é a seguinte:

- 1) Flexão pura de um tubo curvo no plano da sua própria curvatura (arco médio, que é o lugar geométrico dos centros de cada secção circular transversal):

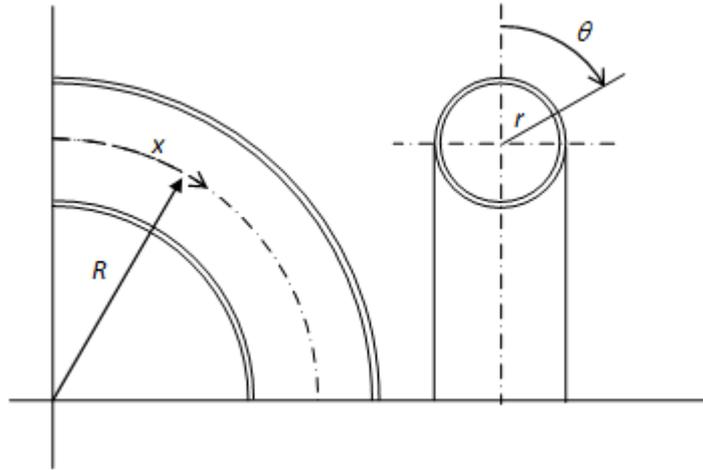


Figura 3.1: Representação do problema de Theodore von Kármán.

1.1) Hipótese de simplificação do problema:

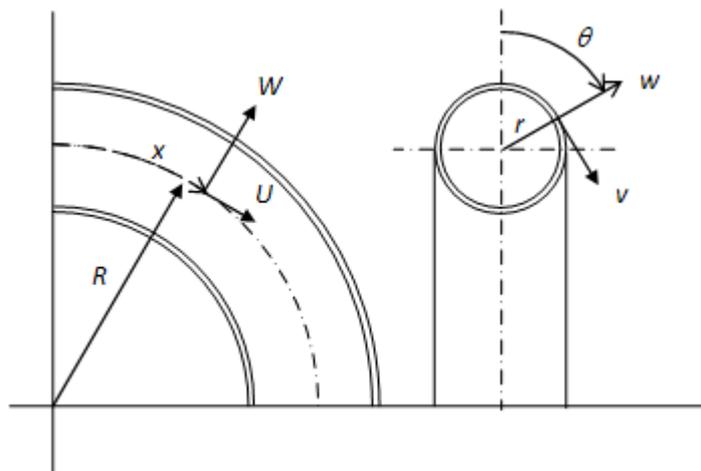


Figura 3.2: Simplificação do problema de Theodore von Kármán.

Admitindo que o tubo se encontra fixo no ponto A e livre no ponto B, Figura 3.3, e aplicando um momento M no extremo do ponto B de modo a rodar uniformemente o tubo, originando um regime de flexão pura o campo de deslocamentos é o seguinte:

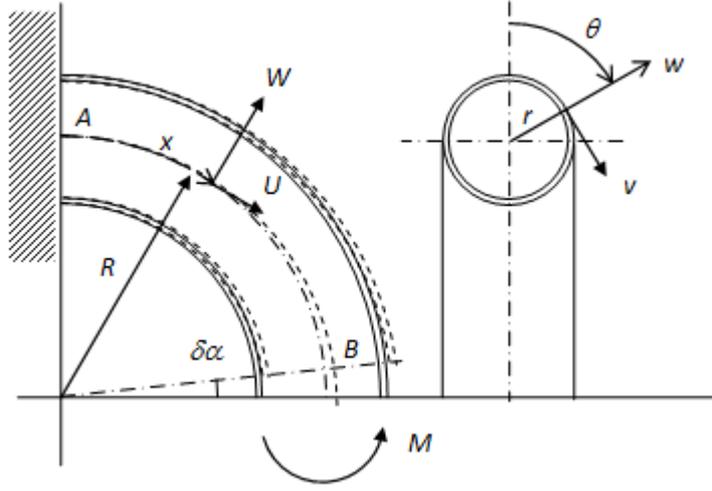


Figura 3.3: Campo de deslocamentos do problema de Theodore von Kàrman.

$$u(x, \theta) = -\frac{\delta_a}{3RL}x^3 - r \cos \theta \frac{\delta_a}{RL}x \quad (3.83)$$

$$v(x, \theta) = -\sin \theta \frac{\delta_a}{RL}x^2 - \frac{a_2}{2} \sin 2\theta \quad (3.84)$$

$$w(x, \theta) = \cos \theta \frac{\delta_a}{RL}x^2 + a_2 \cos 2\theta \quad (3.85)$$

Com as Equações 3.83, 3.84 e 3.85 é possível obter o campo das deformações

$$\epsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{R}(w \cos \theta - v \sin \theta) \quad (3.86)$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.87)$$

$$k_{\theta\theta} = \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.88)$$

Simplificando obtemos as seguintes expressões:

$$\epsilon_{xx} = -r \cos \theta \frac{2\delta_a}{L} + \frac{a_2}{R} \cos^3 \theta \quad (3.89)$$

$$\gamma_{x\theta} = 0 \quad (3.90)$$

$$k_{\theta\theta} = \frac{1}{r^2} (-3a_2 \cos 2\theta) \quad (3.91)$$

Portanto, no caso de flexão pura de um tubo curvo, temos uma tensão de corte nula como o esperado. Neste caso a Energia de Deformação fica da seguinte forma:

$$U = \frac{1}{2} \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \int_0^L \int_0^{2\pi} \epsilon_{xx}^2 r d\theta dx + \frac{1}{2} \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \int_0^L \int_0^{2\pi} k_{\theta\theta}^2 r d\theta dx \quad (3.92)$$

A variação da Energia de Deformação para um regime estacionário obtém-se da seguinte forma

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial \delta_a} = M \\ \frac{\partial U}{\partial a_2} = 0 \end{cases} \quad (3.93)$$

Ou seja,

$$\begin{cases} \frac{-Eh\pi r^3}{L(1-\nu^2)} \delta_a + \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \frac{3r^2\pi}{2R} a_2 = M \\ \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \frac{2r^2}{RL} \frac{3\pi}{4} \delta_a + \left[\frac{Eh}{(1-\nu^2)} \frac{5\pi r}{12r^3(1-\nu^2)} \frac{9}{r^3} \right] a_2 = 0 \end{cases} \quad (3.94)$$

Simplificando,

$$\begin{cases} \frac{3r^2}{4RL} \delta_a - \left(\frac{5r}{8R^2} + \frac{3h^2}{4r^3} \right) a_2 = 0 \\ \frac{\pi r^3}{L} \delta_a - \frac{3\pi r^2}{4R} a_2 = M \frac{(1-\nu^2)}{Eh} \end{cases} \quad (3.95)$$

Por exemplo para um tubo de $r = 50mm$, $R = 200mm$, $h = 2mm$, um ângulo de curvatura de 90° e um modo de 2θ de ovalização para um ângulo de bordo δ_a é $a_2 = 74.6\delta_a$ conforme o previsto.

Existindo um tubo com flanges é possível utilizar o problema de Theodore von Kàrman para o resolver usando uma sobreposição de esforços. A fase inicial encontra-se representada na Figura 3.4.

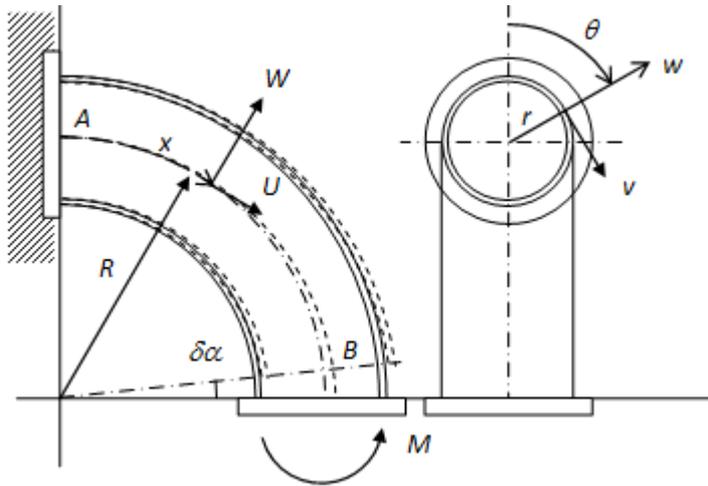


Figura 3.4: Fase inicial de tubos com flanges adaptada do problema de Theodore von Karman.

Como na zona de flanges não pode existir ovalização o problema pode ser resolvido usando uma sobreposição de um caso de um tubo sem ovalização com um tubo onde nos extremos se prescreve uma ovalização de sinal contrário à que se verificou no tubo fletido, no entanto sem restrições no bordo (problema de Theodore von Kàrman)

Resolvendo o sistema de Equações 3.95 determina-se tanto o deslocamento como o desvio radial, obtendo-se:

$$a_2 = \frac{\frac{M(1-\nu^2)}{12R} - \frac{Eh}{\pi r^2}}{\frac{Eh}{\pi r^2} - \frac{\pi h^2 R}{r^2}} \quad (3.96)$$

$$\delta_a = \frac{4RL}{3r^2} \left[\frac{5r}{8R^2} + \frac{3h^2}{4r^3} \right] a_2 \quad (3.97)$$

É possível também obter, partindo da Equação 3.89, o valor de σ_{xx}

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1-\nu^2} \left(-r \cos \theta \frac{2\delta_a}{L} + \frac{a_2}{R} \cos^3 \theta \right) \quad (3.98)$$

Capítulo 4

Simulação

Para realizar as simulações foi usado o software Abaqus®. Neste software é possível efetuar diversos tipos de simulação dependendo do que é pretendido. Para estas simulações foram usados dois materiais, Tabela 4.1. A escolha dos materiais prendeu-se pelo facto de estes serem materiais fáceis de adquirir no momento de realizar os ensaios experimentais.

Tabela 4.1: Propriedades do material do tubo.

Material	E [Mpa]	ν
Aço	210×10^6	0.3
Aço inoxidável	190×10^6	0.29

4.1 Tubos retos

Para esta geometria foi usada uma superfície casca seguindo da extrusão do respetivo comprimento do tubo. De modo a otimizar a simulação realizou-se apenas metade do tubo uma vez que este é simétrico em torno do eixo θ , Figura 4.1. Neste tipo de geometria, como o objetivo principal era determinar a ovalização do tubo as forças foram impostas no início do tubo com sentidos opostos, Figura 4.2.

Na Figura 4.2 é representado o aspeto de um tubo reto submetido a um par de forças de bordo. Neste exemplo, sugere-se a ovalização da secção aproximadamente de acordo com o chamado modo 2θ (quer dizer que o deslocamento radial é da forma $a_1 \cos 2\theta$, sendo a_1 a amplitude da forma trigonométrica. As condições de fronteira para este modo de carregamento são:

- Deslocamento imposto w em $x=0$ (condição essencial);
- Forças impostas em $x=0$ (condição natural);
- $u'(x=0)=0$ (esta condição refere-se à ausência de forças na direção axial);

Para um tubo longo, onde na solução de forma exponencial só foi considerado o termo de exponencial negativa, ficando com duas constantes de integração, sendo estas suficientes as condições anteriores (recorda-se que neste modelo de deformação não se

considerou que o tubo tivesse resistência à flexão ou torção com termos de curvatura ou torção da superfície na coordenada x).

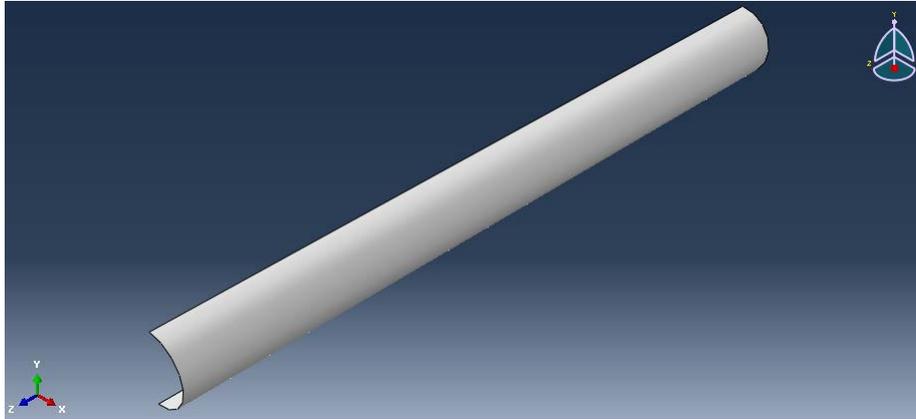


Figura 4.1: Geometria utilizada para a simulação de tubos retos.

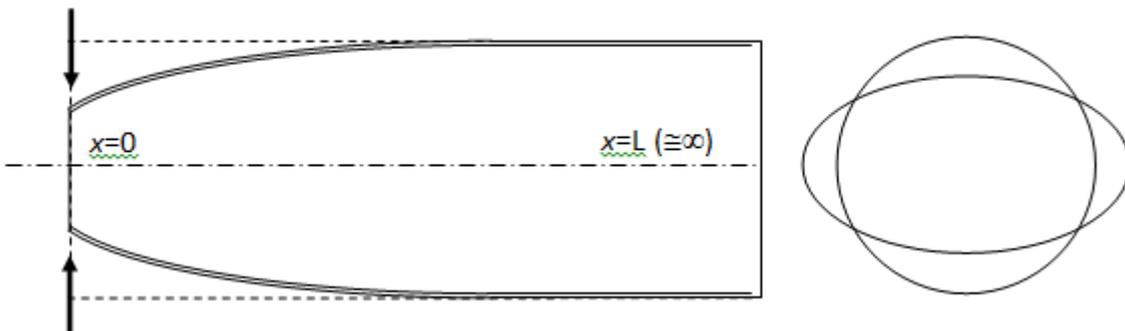


Figura 4.2: Esquema da aplicação de forças num tubo reto.

No momento de realizar a malha do tubo foi tido em conta a menor dimensão do objeto, neste caso a espessura, como tamanho máximo da mesma. Numa fase seguinte a malha foi refinada até se obter uma convergência dos resultados, após se verificar essa convergência esses resultados foram transpostos para os gráficos que se encontram no Capítulo 5.

Uma vez que ao objeto foi-lhe atribuída uma superfície *shell*, o elemento escolhido foi um elemento quadrático com integração reduzida, também denominado de elemento S4R.

Uma vez feita a simulação, foi necessário retirar os dados do deslocamento, nomeadamente o deslocamento na direção do eixo OY pois era nesta direção que a força estava aplicada. Foi criado então um *Set* na face do tubo que seria analisada, Figura 4.3, posteriormente todos os dados referentes a essa aresta foram exportados para um documento Excel.

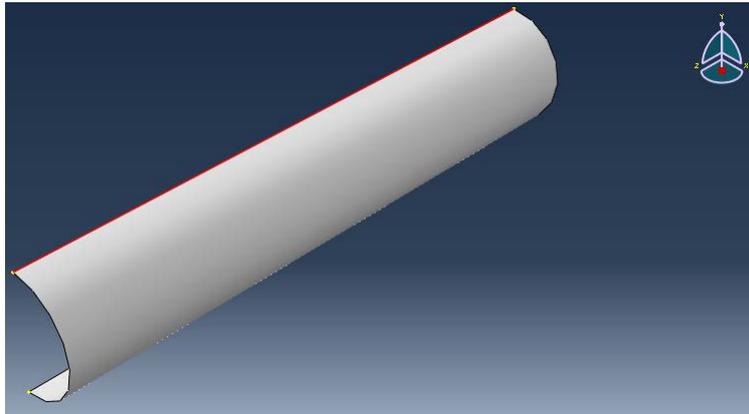


Figura 4.3: *Set* de um tubo reto (linha a vermelho).

Com os resultados em forma de tabela, estes foram tratados com o auxílio do software Matlab™, sendo elaborado um gráfico com os resultados.

No caso do procedimento experimental, como a aplicação da força foi feita no centro do tubo, o pressuposto tomado foi o representado na Figura 4.4.

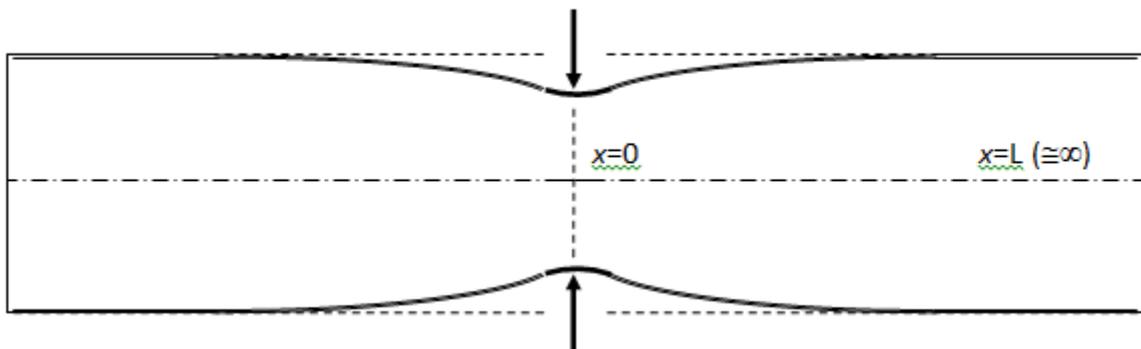


Figura 4.4: Esquema de forças da simulação referente ao ensaio experimental.

Neste caso as condições de fronteira são da seguinte forma:

- Em $x=0$ o deslocamento é imposto;
- $w'(x=0)=0$, por simetria, a derivada do deslocamento na direção axial deve ser nula. Contudo não é garantido que $u(x=0)=0$ e $u'(x=0)=0$, embora por simetria assim devesse acontecer. As condições em que $w(x=0)=0$ e $w'(x=0)=0$ são mais importantes pois caracterizam efetivamente o caso de ovalização equidistante dos extremos.

4.2 Tubos curvos

Em termos de objeto, tal como a secção anterior, a superfície escolhida foi *Shell*, no entanto neste caso foi simulado metade do tubo em relação ao diâmetro e o tubo na to-

talidade em relação ao raio de curvatura para que não houvesse resultados comprometidos aquando a aplicação da carga distribuída, Figura 4.5.

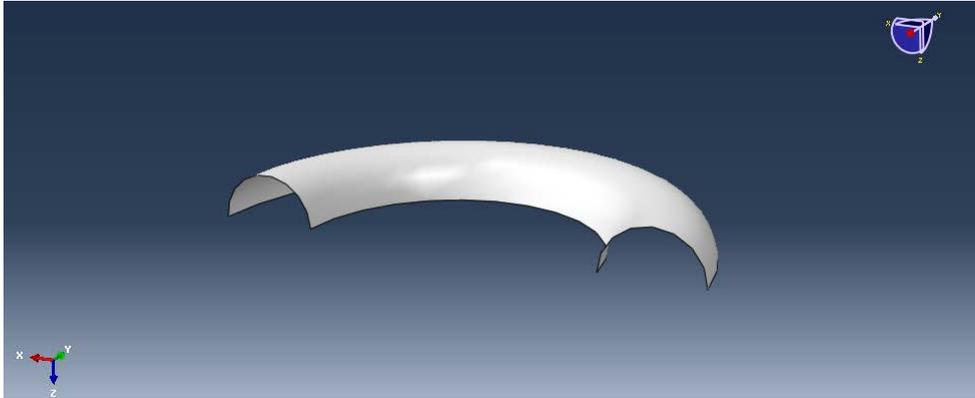


Figura 4.5: Geometria dos tubos curvos usado na simulação.

De modo a retirar os valores do deslocamento, foram feitos dois *Sets*, um posicionado no nó central da zona central do tubo e outro na aresta superior (linha a vermelho), Figura 4.6.

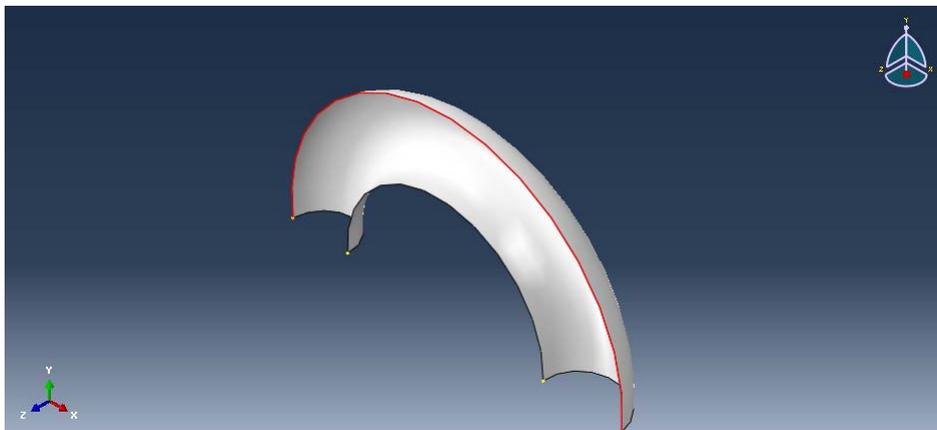


Figura 4.6: *Set* criado na aresta superior do tubo.

Todos os parâmetros, nomeadamente tipo de elemento e tamanho da malha, foram utilizados da mesma forma que nos tubos retos. A grande diferença nesta secção é a aplicação da carga distribuída, isto é, foi efetuada uma partição de 50% no diâmetro e numa metade foi imposto uma carga aplicada no sentido do tubo e na outra metade uma carga com sentido oposto com a mesma magnitude, Figura 4.7.

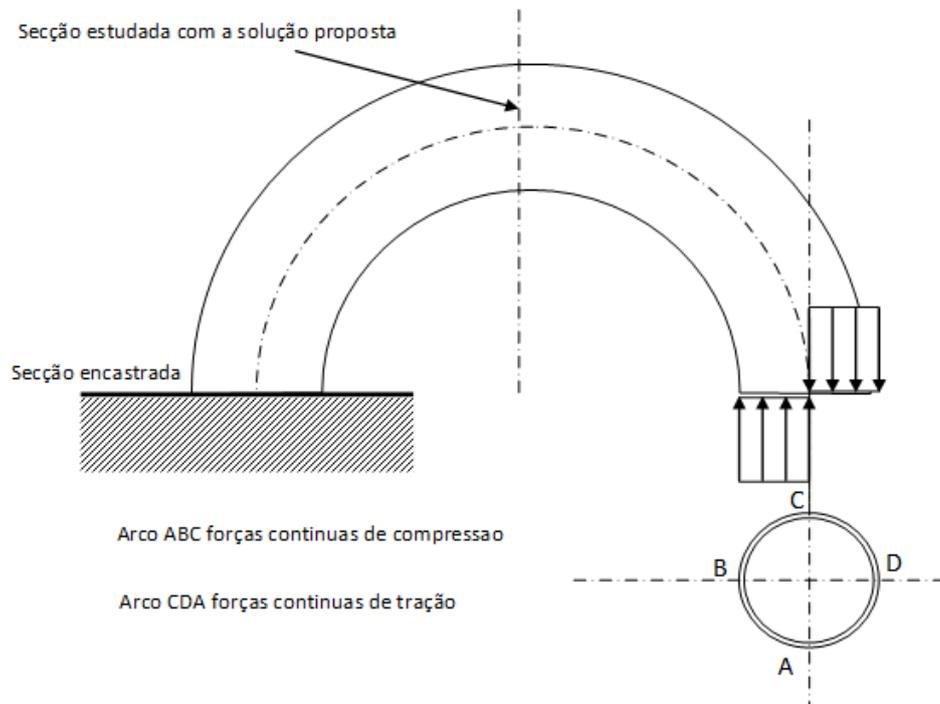


Figura 4.7: Pressupostos assumidos na localização de carga e condições de fronteira no tubo curvo.

Para retirar as tensões, foi realizada uma nova simulação. Desta vez foi feito um elemento sólido 3D com efeito *sweep*. Desta maneira a simulação foi feita com um elemento designado de C3D8R, Figura 4.8. a carga aplicada foi a mesma referida na Figura 4.7.

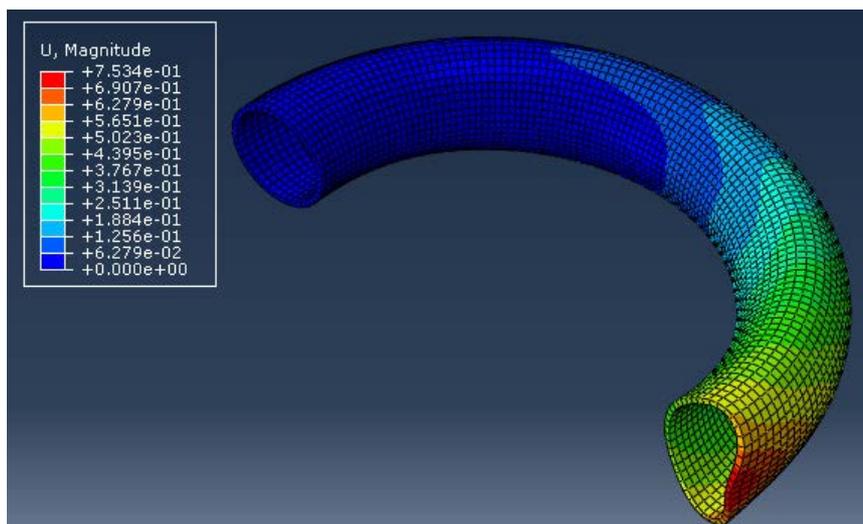


Figura 4.8: Simulação de um tubo curvo com elemento C3D8R.

De modo a obter as tensões na direção OX, neste caso S11, foi feita uma partição no centro do tubo ao longo de toda a secção radial, Figura 4.9.

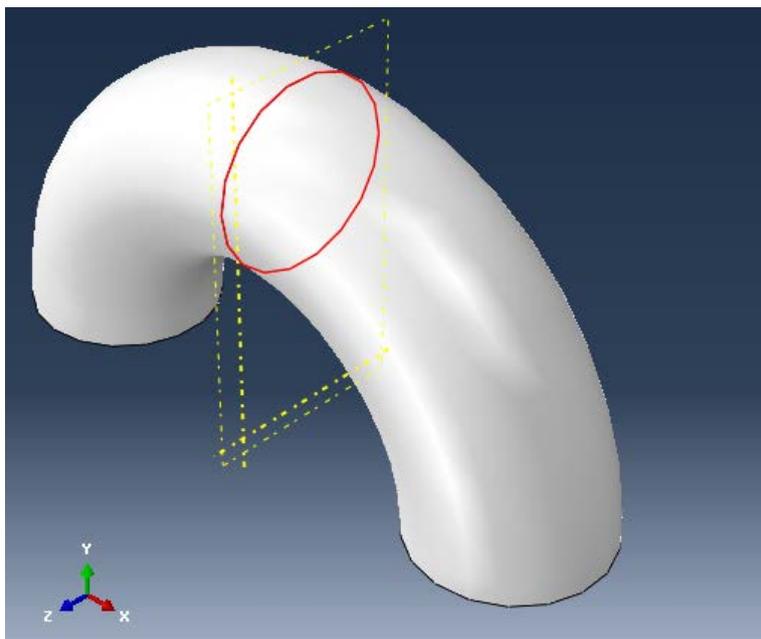


Figura 4.9: Partição de um tubo curvo na zona central da secção radial.

Capítulo 5

Ensaio Experimental

Com o auxílio de uma máquina de ensaios de tração, nomeadamente uma Shimadzu com carga máxima de 10 ton, foi possível implementar um sistema capaz de efetuar a medição da deformação na direção x e y do tubo.

5.1 Tubo

O tubo utilizado, Figura 5.1, tem as seguintes características:

- $L = 1010$ mm;
- $r = 77.5$ mm;
- $h = 3$ mm;



Figura 5.1: Tubo utilizado para o ensaio experimental

O material do tubo era aço inoxidável e possuía as propriedades descritas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Propriedades do material do tubo.

Material	E [Mpa]	ν
Aço inoxidável	200×10^6	0.29

5.2 Extensômetros

Os extensômetros são transdutores capazes de medir a deformação de um corpo numa determinada direção, a variação de resistência provocada pela deformação do material vai ser proporcional à alteração do comprimento do material. A Equação 5.2 traduz o funcionamento de um extensômetro.

$$\frac{\Delta R}{R_0} = k\epsilon \quad (5.1)$$

Em que ΔR representa a variação da resistência do material, R a resistência do medidor, k o fator do medidor (2 aproximadamente) e ϵ a deformação.

Os extensômetros possuem várias características que os tornam bastante apelativos e ao mesmo tempo bastante precisos. As principais características são: fácil instalação, excelente linearidade, baixo custo, alta precisão, excelente resposta dinâmica, entre outros. [56]

Existindo diversos tipos de extensômetros, para este ensaio experimental foram usados dois extensômetros uniaxiais, Figura 5.2, para cada direção do tubo.

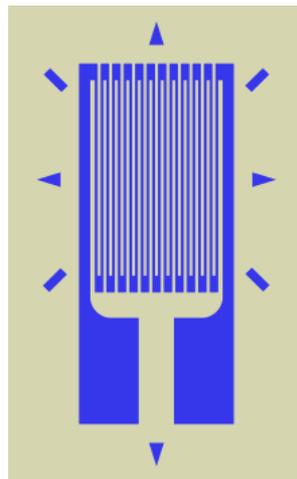


Figura 5.2: Extensômetro uniaxial [63].

Para os fixar no tubo foi necessário recorrer a um centro de soldadura de modo a fixar os extensômetros e garantir que estes não mudavam de posição aquando o ensaio, Figura 5.3.



Figura 5.3: Soldadura dos extensómetros ao tubo.

5.3 Comparador

Uma vez já montados os extensómetros no tubo era necessário conseguir uma solução para extrair os valores da deformação. Foi usado então um comparador portátil, Figura 5.4, em que posteriormente foram feitas as ligações aos dois extensómetros do tubo Figura 5.5.



Figura 5.4: Comparador utilizado para retirar os valores da deformação nos eixos OX e OY.



Figura 5.5: Ligação do comparador aos extensómetros soldados no tubo.

5.4 Procedimento Experimental

Com todas as partes individuais montadas, o procedimento experimental foi o seguinte:

- 1 Colocação de uma viga que servirá de apoio para não existir a oscilação do tubo;
- 2 Colocação de calços de aço nas extremidades do tubo para assegurar a flecha do tubo na zona da carga aplicada, Figura 5.6;



Figura 5.6: Calços de aço na extremidade do tubo.

- 3 O tubo foi colocado de maneira a que este estivesse centrado na zona de aplicação da força;
- 4 Utilização de um calço de aço, com uma área de 704mm^2 , Figura 5.7, e um calço de cortiça com a mesma área a fazer de amortecimento entre o tubo e a aplicação da força;

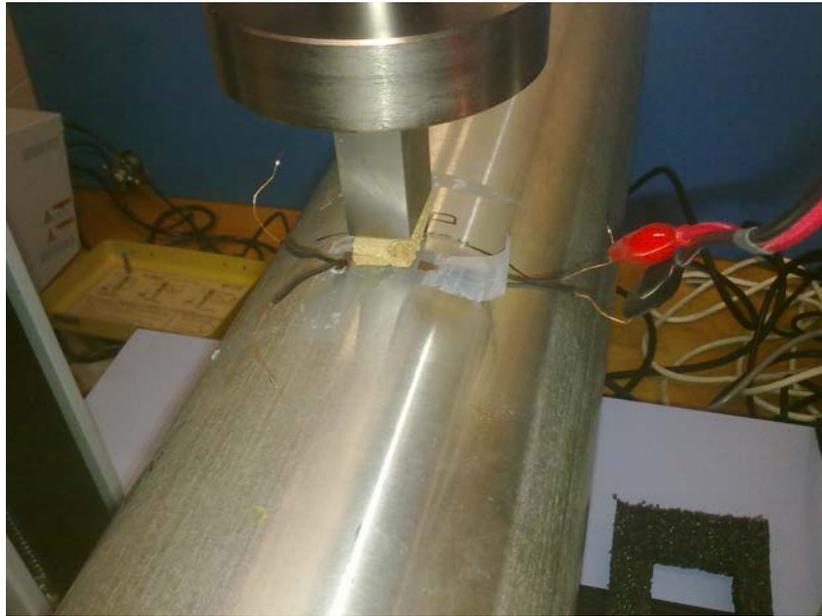


Figura 5.7: Zona de carga aplicada no tubo.

- 5 Aplicação de uma força até realizar alguma pressão de modo a que o calço de aço e cortiça ficassem na mesma posição;
- 6 Calibração da máquina Shimadzu;
- 7 Ligação dos fios do extensómetro ao Comparador;
- 8 Calibração do Comparador;
- 9 Aplicada uma determinada carga ao tubo;

Posteriormente foram realizados mais ensaios experimentais, mas foi retirado o bante de cortiça uma vez que este estava a originar dados erróneos devido às suas propriedades anisotrópicas, Figura 5.8.



Figura 5.8: Montagem experimental.

Capítulo 6

Resultados Numéricos

6.1 Tubos retos

Partindo das Equações descritas no Capítulo 3, na Secção 3.1 foram elaboradas tabelas com as constantes dimensionadas, Tabelas 6.1 a 6.4. Partindo das Tabelas anteriormente referidas foram elaborados alguns gráficos representando o perfil do tubo, depois de ser aplicado uma força concentrada no início do tubo.

Esta sub secção foi dividida em quatro pontos. As simulações feitas foram as seguintes:

- Tubo longo e raio pequeno
- Tubo curto e raio pequeno;
- Tubo longo e raio grande;
- Tubo curto e raio grande;

6.1.1 Tubo longo e raio pequeno

Tabela 6.1: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 500mm de comprimento e 10mm de raio.

Espessura(h)	C_1	C_{12}	λ	β	F (kN)
0.03	8.132×10^{-1}	1.299	3.455×10^{-3}	1.505×10^{-2}	20
0.05	3.392×10^{-1}	2.088×10^{-1}	5.534×10^{-3}	1.564×10^{-2}	20
0.1	4.235×10^{-1}	4.307×10^{-1}	9.824×10^{-3}	1.723×10^{-2}	200
0.15	1.618	1.212	1.319×10^{-2}	1.970×10^{-2}	2000
0.25	3.881×10^{-1}	3.009×10^{-1}	1.845×10^{-2}	2.352×10^{-2}	2000
0.50	5.427×10^{-2}	4.337×10^{-2}	2.767×10^{-2}	3.130×10^{-2}	2000
1	6.601×10^{-2}	6.811×10^{-2}	4.035×10^{-2}	4.292×10^{-2}	20000

Alguns dos resultados foram os seguintes:

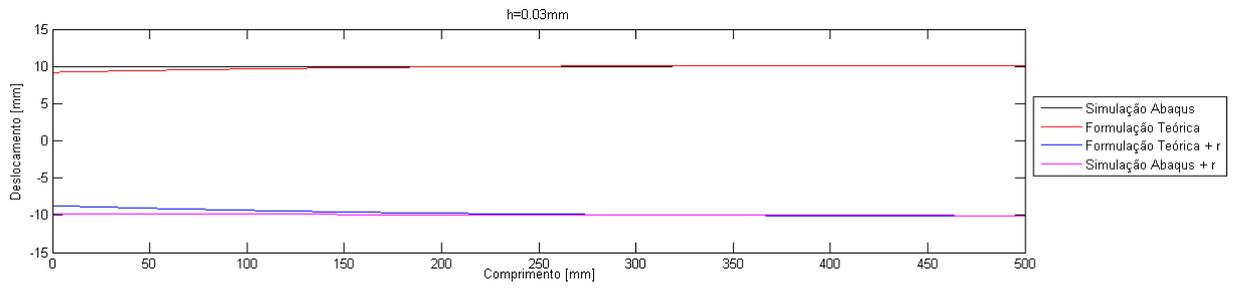


Figura 6.1: Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.

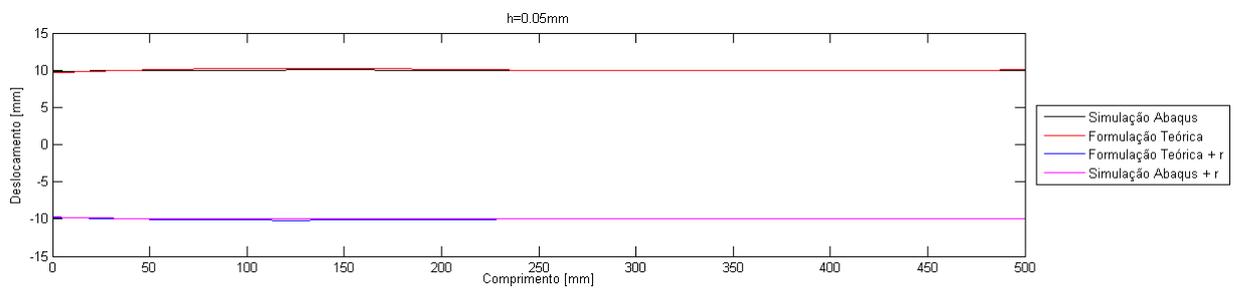


Figura 6.2: Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.

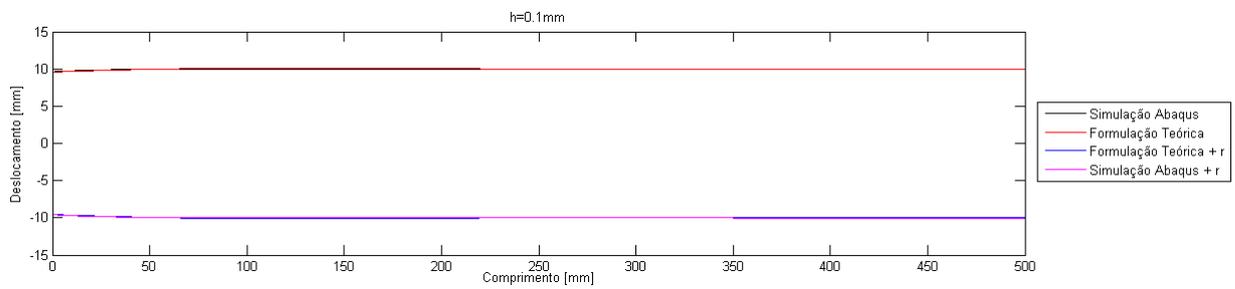


Figura 6.3: Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.

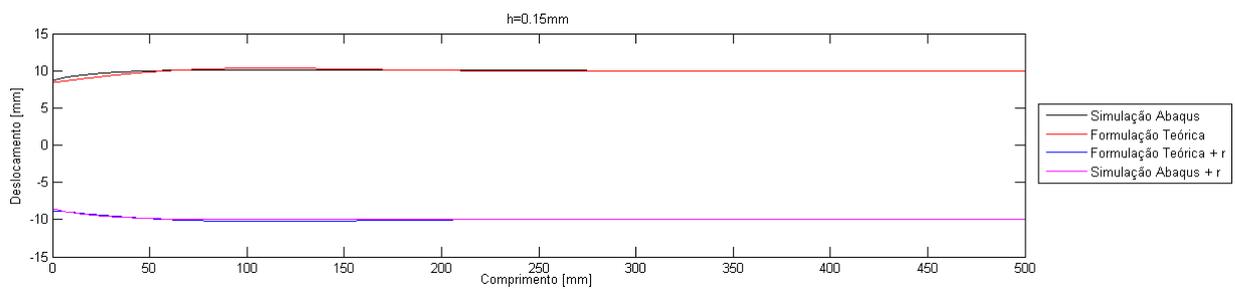


Figura 6.4: Deslocamento de um tubo longo de raio 10mm.

6.1.2 Tubo curto e raio pequeno

Tabela 6.2: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 100mm de comprimento e 10mm de raio.

Espessura(h)	C_1	C_{12}	λ	β	F (kN)
0.03	2.140×10^{-1}	5.599×10^{-2}	3.455×10^{-3}	1.505×10^{-2}	2
0.05	3.155×10^{-2}	3.054×10^{-2}	5.534×10^{-3}	1.564×10^{-2}	2
0.1	1.155×10^{-2}	7.892×10^{-2}	9.824×10^{-3}	1.723×10^{-2}	20
0.15	1.609	1.234	1.319×10^{-2}	1.970×10^{-2}	2000
0.25	4.557×10^{-1}	2.340×10^{-1}	1.845×10^{-2}	2.352×10^{-2}	2000
0.50	2.801×10^{-1}	6.998×10^{-1}	2.767×10^{-2}	3.130×10^{-2}	20000
1	7.398×10^{-2}	6.092×10^{-2}	4.035×10^{-2}	4.292×10^{-2}	20000

Os resultados foram os seguintes

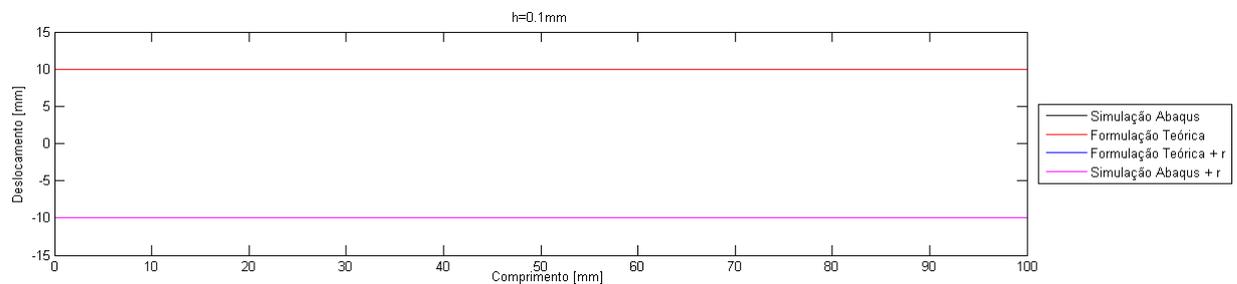


Figura 6.5: Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.

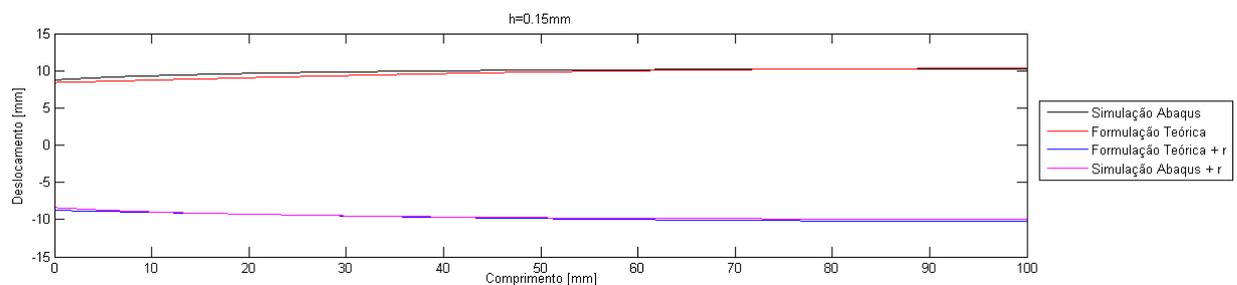


Figura 6.6: Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.

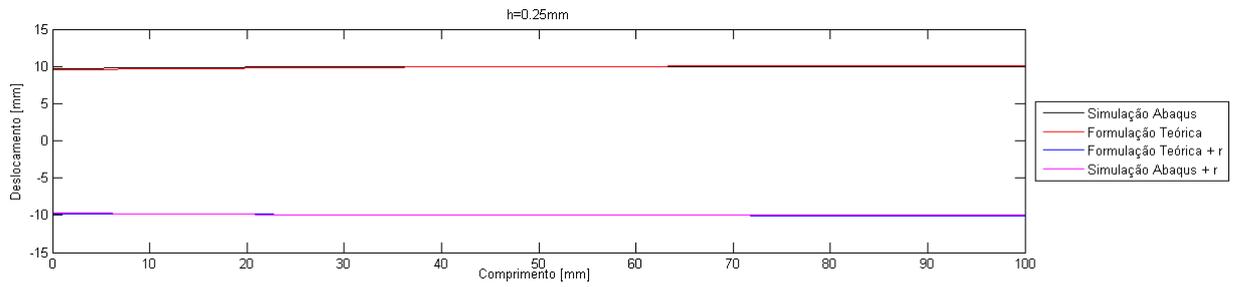


Figura 6.7: Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.

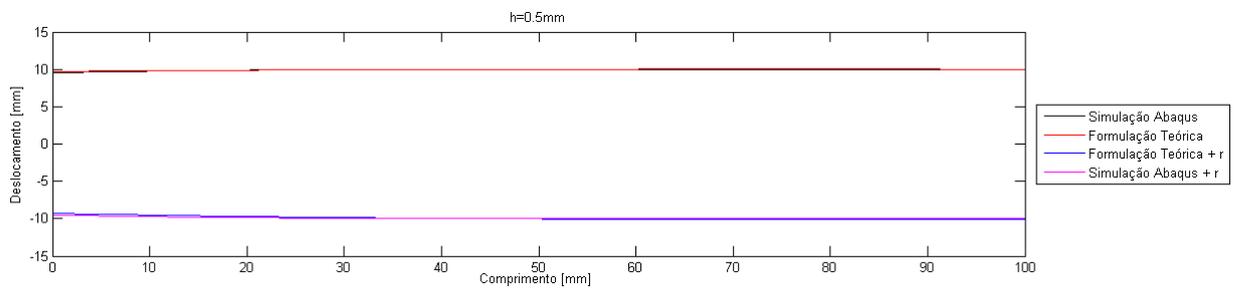


Figura 6.8: Deslocamento de um tubo curto de raio 10mm.

6.1.3 Tubo longo e raio grande

Tabela 6.3: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 500mm de comprimento e 25mm de raio.

Espessura(h)	C_1	C_{12}	λ	β	F (kN)
0.03	5.087	5.561	1.252×10^{-3}	2.656×10^{-3}	20
0.05	12.77	12.97	1.855×10^{-3}	2.988×10^{-3}	200
0.1	0.4604	4.125	2.946×10^{-3}	3.763×10^{-3}	200
0.15	0.6631	0.6823	3.756×10^{-3}	4.427×10^{-3}	200
0.25	0.1902	0.1508	5.010×10^{-3}	5.531×10^{-3}	200
0.50	2.612×10^{-2}	2.508×10^{-2}	7.263×10^{-3}	7.631×10^{-3}	200
1	3.797×10^{-2}	3.567×10^{-2}	1.039×10^{-2}	1.066×10^{-2}	200

Os resultados para os tubos longo e raio grande foram os seguintes:

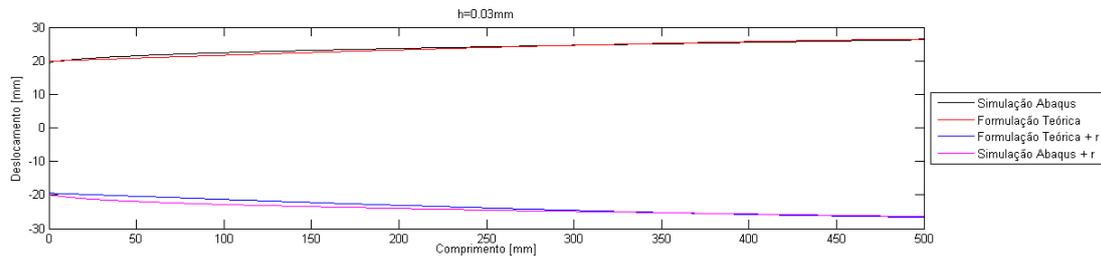


Figura 6.9: Deslocamento de um tubo longo de raio 25mm.

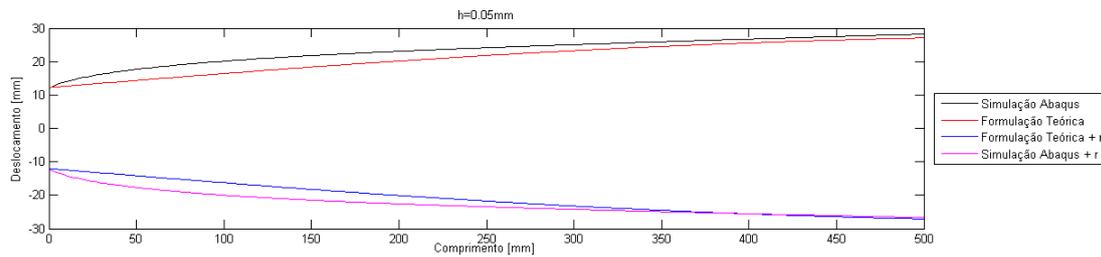


Figura 6.10: Deslocamento de um tubo longo de raio 25mm

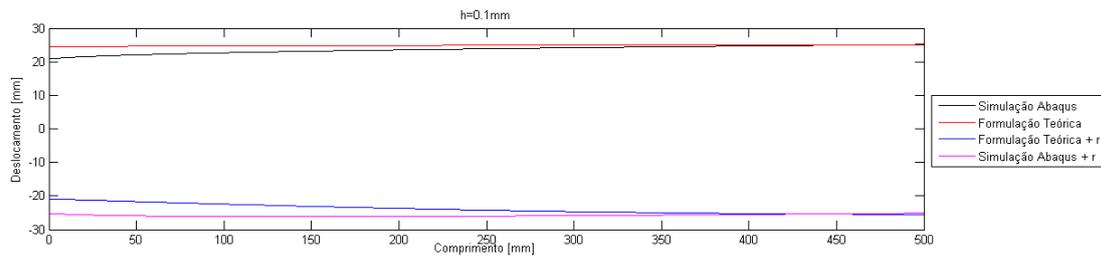


Figura 6.11: Deslocamento de um tubo longo de raio 25mm.

6.1.4 Tubo curto e raio grande

Tabela 6.4: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de 100mm de comprimento e 25mm de raio.

Espessura(h)	C_1	C_{12}	λ	β	F (kN)
0.03	2.304	3.491	1.252×10^{-3}	2.656×10^{-3}	20
0.05	0.2879	0.388	1.855×10^{-3}	0.299×10^{-3}	2
0.1	4.577	4.618	2.946×10^{-3}	3.763×10^{-3}	2
0.15	10.83	9.398	3.756×10^{-3}	4.427×10^{-3}	2000
0.25	2.446	2.028	5.010×10^{-3}	5.531×10^{-3}	2000
0.50	2.707×10^{-1}	3.10×10^{-1}	7.263×10^{-3}	0.007631271822	2000
1	5.08×10^{-2}	2.637×10^{-2}	1.039×10^{-2}	1.066×10^{-2}	2000

Os resultados foram os seguintes

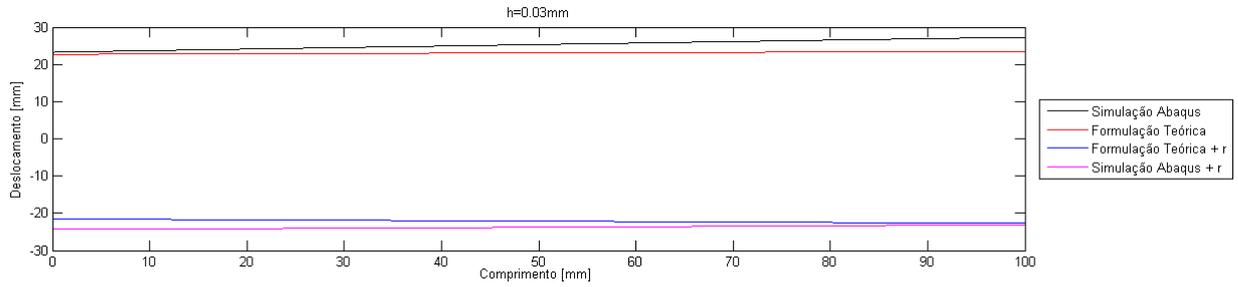


Figura 6.12: Deslocamento de um tubo curto de raio 25mm.

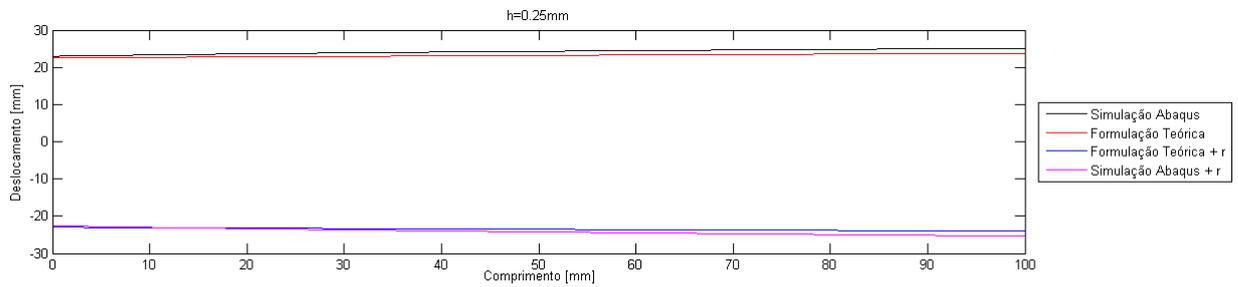


Figura 6.13: Deslocamento de um tubo curto de raio 25mm.

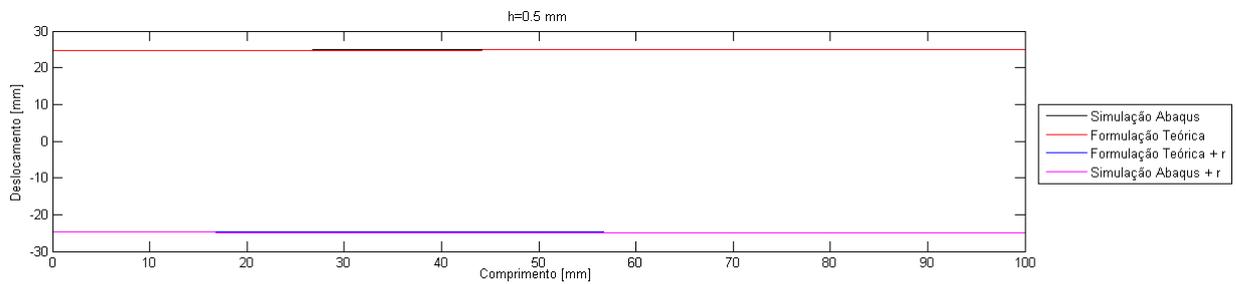


Figura 6.14: Deslocamento de um tubo curto de raio 25mm.

6.2 Tubos curvos

6.2.1 Equações de Euler

Raio de curvatura pequeno

Tabela 6.5: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 30mm$ e $r = 10mm$.

Espessura(h)	C_3	λ_2	β_2	Pressão (Mpa)
0.1	2.162×10^{-1}	2.3789×10^{-2}	2.3933×10^{-2}	20
0.5	2.274×10^{-1}	5.3430×10^{-2}	5.1877×10^{-2}	2000
1	2.441×10^{-1}	7.3372×10^{-2}	6.9516×10^{-2}	20000

Os resultados foram os seguintes

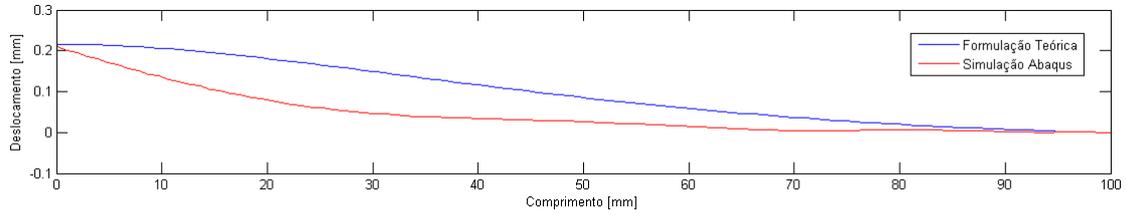


Figura 6.15: Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$, $r = 10mm$ e $h = 0.1mm$.

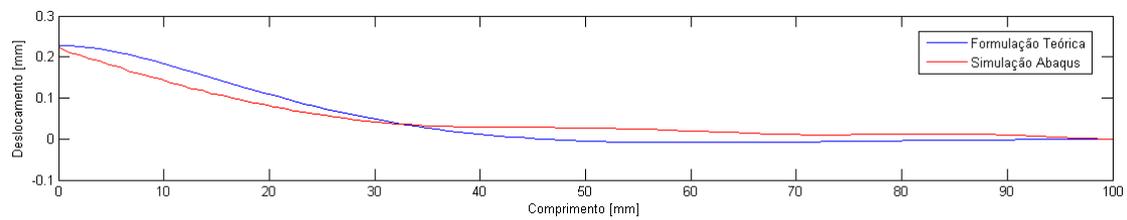


Figura 6.16: Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$, $r = 10mm$ e $h = 0.5mm$.

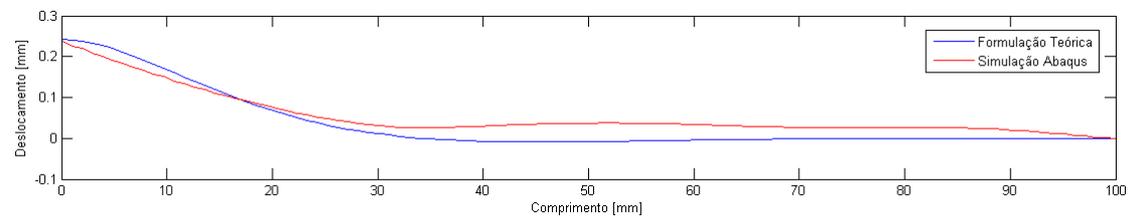


Figura 6.17: Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$, $r = 10mm$ e $h = 1mm$.

Tabela 6.6: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 30mm$ e $r = 25mm$.

Espessura(h)	C_3	λ_2	β_2	Pressão (Mpa)
0.1	1.154	7.5998×10^{-3}	7.5884×10^{-3}	20
0.50	2.313×10^{-2}	1.7039×10^{-2}	1.6912×10^{-2}	200
1	1.393×10^{-1}	2.4160×10^{-2}	2.3802×10^{-2}	2000

Os resultados foram os seguintes

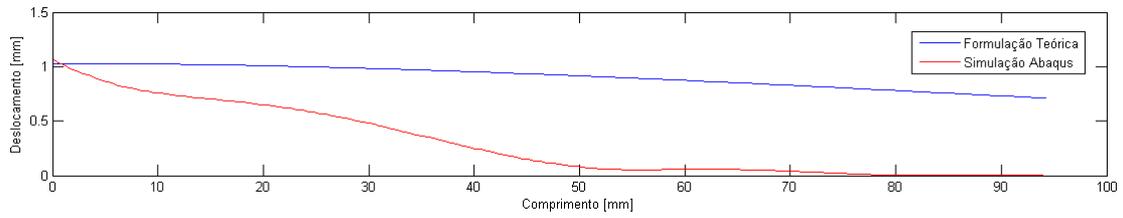


Figura 6.18: Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.1mm$.

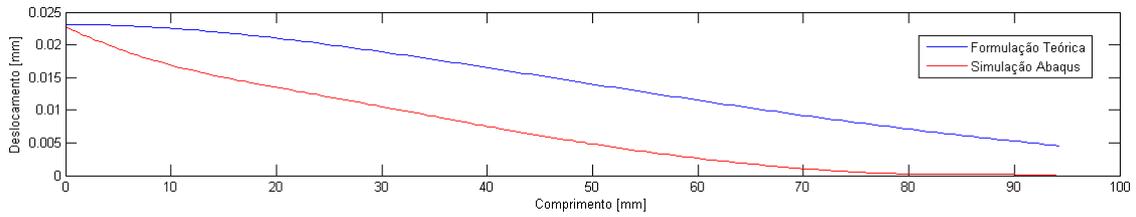


Figura 6.19: Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.5mm$.

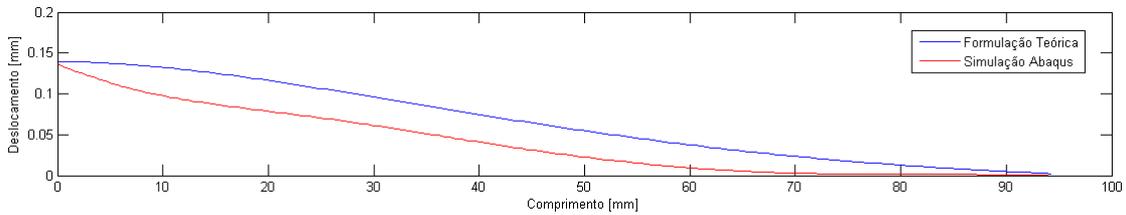


Figura 6.20: Deslocamento de um tubo de $R = 30mm$ e $r = 25mm$ e $h = 1mm$.

Raio de curvatura médio

Tabela 6.7: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 60mm$ e $r = 10mm$.

Espessura(h)	C_3	λ_2	β_2	Pressão (Mpa)
0.03	3.631	1.5556×10^{-2}	1.5537×10^{-2}	20
0.05	9.051×10^{-1}	2.0084×10^{-2}	2.0042×10^{-2}	20
0.1	1.628	2.8386×10^{-2}	2.8267×10^{-2}	200
0.15	6.012×10^{-1}	3.4704×10^{-2}	3.4488×10^{-2}	200
1	6.780×10^{-1}	7.6265×10^{-2}	7.3172×10^{-2}	20000

Os resultados foram os seguintes

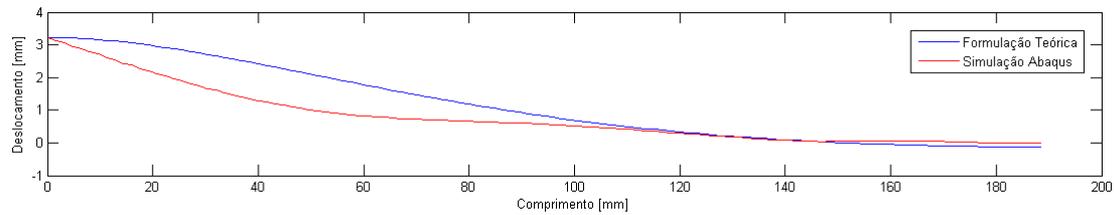


Figura 6.21: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.03mm$.

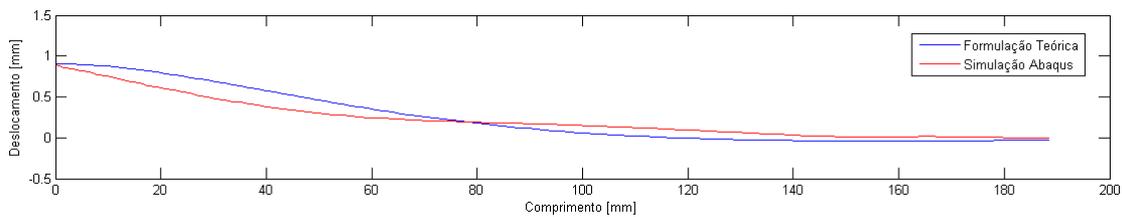


Figura 6.22: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.05mm$.

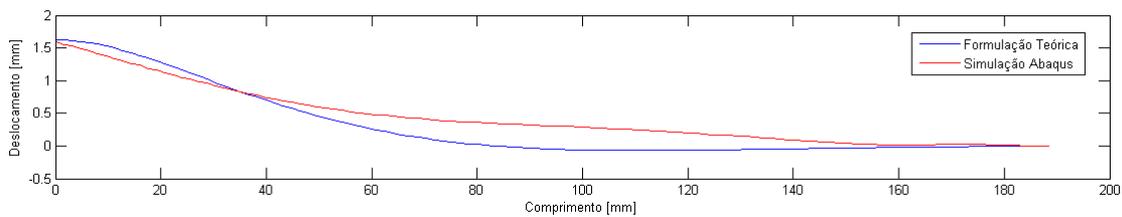


Figura 6.23: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.1mm$.

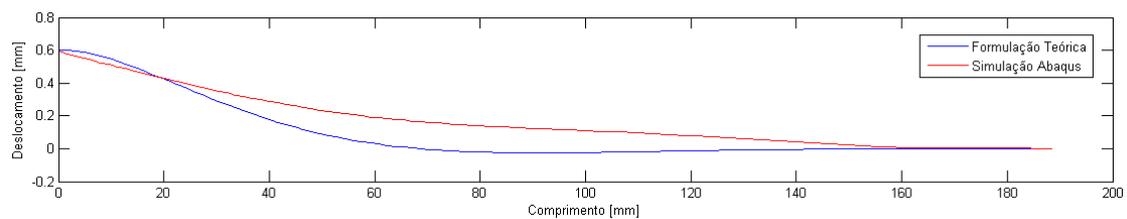


Figura 6.24: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.15mm$.

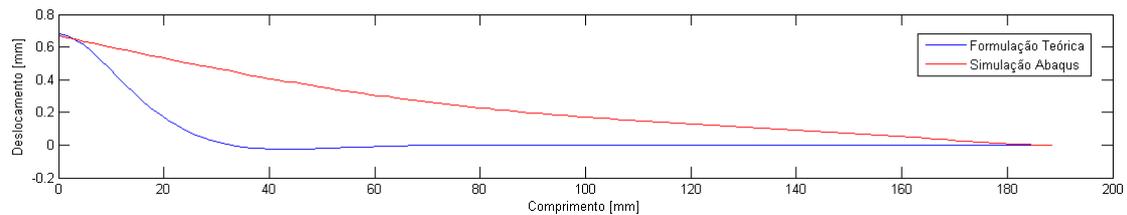


Figura 6.25: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 10mm$ e $h = 1mm$.

Tabela 6.8: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 60mm$ e $r = 25mm$.

Espessura(h)	C_3	λ_2	β_2	Pressão (Mpa)
0.25	4.620×10^{-1}	1.4293×10^{-2}	1.4255×10^{-2}	200
0.50	5.119×10^{-2}	2.0218×10^{-2}	2.0112×10^{-2}	200
1	7.088×10^{-2}	2.8546×10^{-2}	2.8246×10^{-2}	2000

Os resultados foram os seguintes

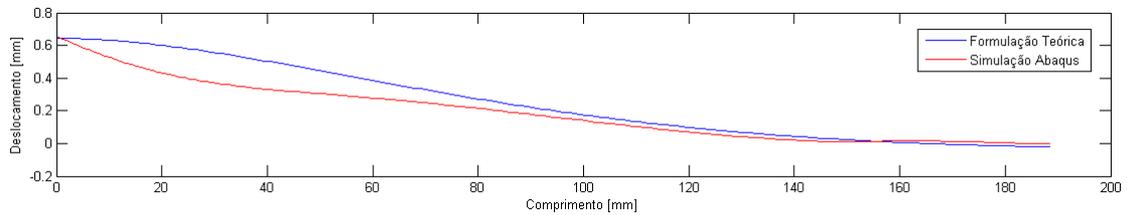


Figura 6.26: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.25mm$.

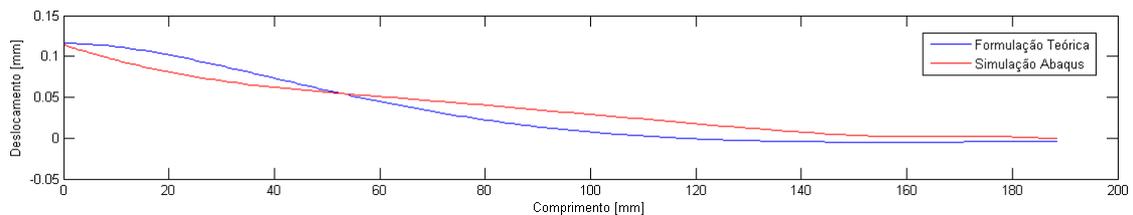


Figura 6.27: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.5mm$.

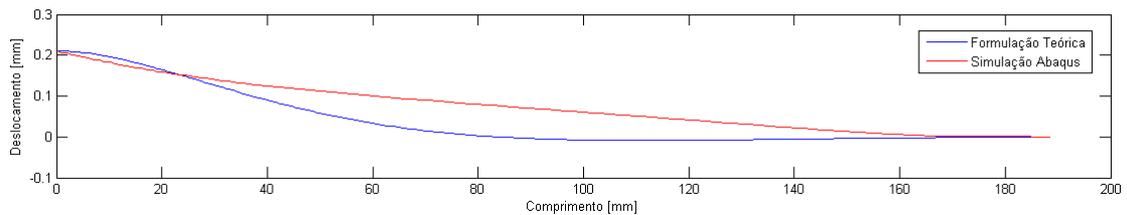


Figura 6.28: Deslocamento de um tubo de $R = 60mm$ e $r = 25mm$ e $h = 1mm$.

Raio de curvatura grande

Tabela 6.9: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 90mm$ e $r = 10mm$.

Espessura(h)	C_3	λ_2	β_2	Pressão (Mpa)
0.03	1.470	1.7209×10^{-2}	1.7192×10^{-2}	2
0.05	3.747	2.2207×10^{-2}	2.2169×10^{-2}	20
0.1	58.73	3.1414×10^{-2}	3.1208×10^{-2}	2000
0.15	19.81	3.8147×10^{-2}	3.7952×10^{-2}	2000

Os resultados foram os seguintes

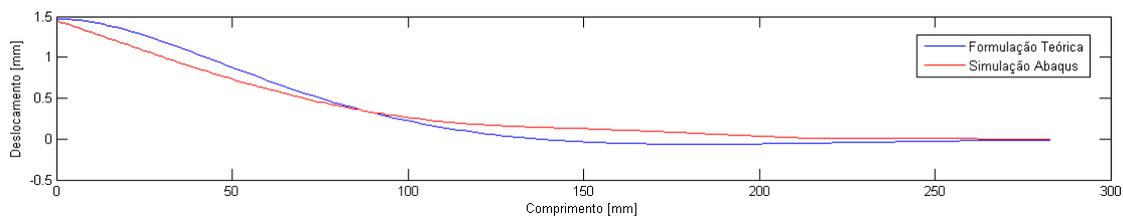


Figura 6.29: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.03mm$.

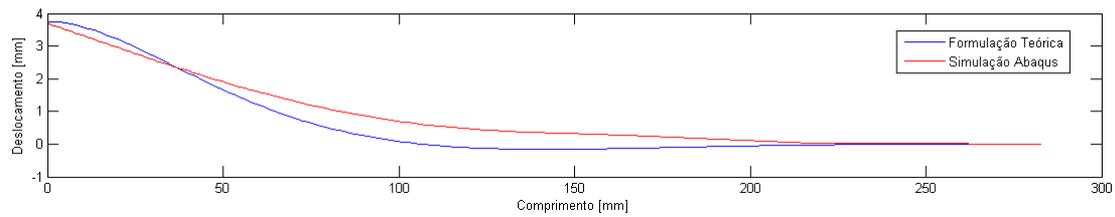


Figura 6.30: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.05mm$.

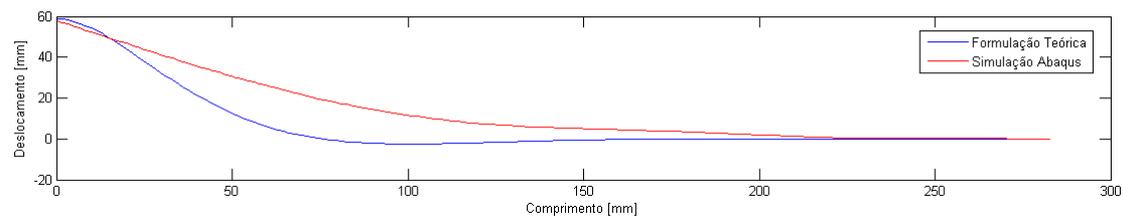


Figura 6.31: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.1mm$.

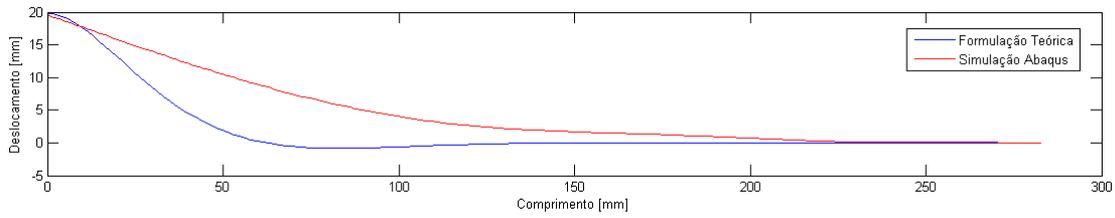


Figura 6.32: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 10mm$ e $h = 0.15mm$.

Tabela 6.10: Dados para diferentes espessuras de um tubo de aço de $R = 90mm$ e $r = 25mm$.

Espessura(h)	C_3	λ_2	β_2	Pressão (Mpa)
0.1	1.050	9.9998×10^{-3}	9.989×10^{-3}	200
0.15	4.398×10^{-1}	1.2245×10^{-2}	1.2229×10^{-2}	200
0.25	1.144	1.5807×10^{-2}	1.5773×10^{-2}	2000

Os resultados foram os seguintes

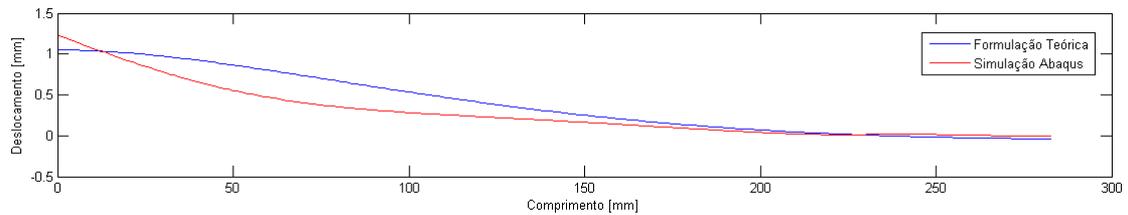


Figura 6.33: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.1mm$.

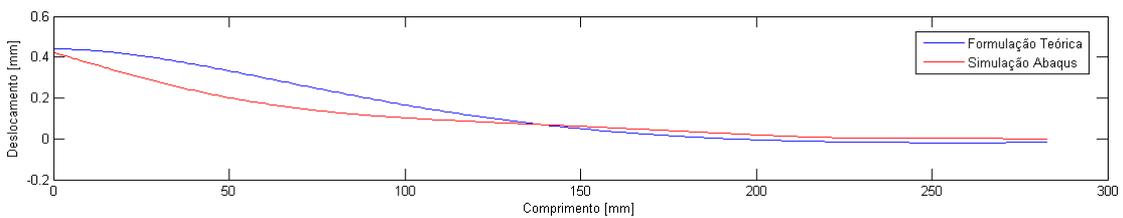


Figura 6.34: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.15mm$.

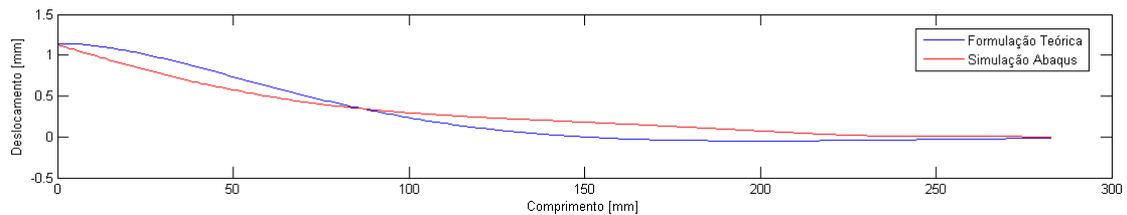


Figura 6.35: Deslocamento de um tubo de $R = 90mm$ e $r = 25mm$ e $h = 0.25mm$.

6.2.2 Equações de Vón Kárman

De acordo com as Equações descritas no Capítulo 3, foi possível obter o valor dos deslocamentos do tubo, bem como o desvio em radianos da linha centoridal quando este é solicitado.

Os resultados foram os seguintes:

Tabela 6.11: Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 50mm.

R [mm]	r [mm]	h [mm]	M x10 ⁻³ [N.mm]	q x10 ⁻³ [N.mm ²]	δ_a [rad]	a_2 (Kárman) [mm]	a_2 (Abaqus) [mm]
50	10	0,03	2	45,4730	0,0556	0,2122	0,2384
		0,05	2	45,4730	0,0334	0,1274	0,0635
		0,1	2	45,4730	0,0162	0,0639	0,0109
		1	20	454,7300	0,0347	0,1018	0,0055
	5	0,03	2	18,1891	0,4487	0,8533	0,7036
		0,05	2	18,1891	0,2739	0,5170	0,1678
		0,1	2	18,1891	0,1486	0,2709	0,0221
		1	20	181,8910	0,1546	0,0509	0,0148

Tabela 6.12: Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 100mm.

R [mm]	r [mm]	h [mm]	M x10 ⁻³ [N.mm]	q x10 ⁻³ [N.mm ²]	δ_a [rad]	a_2 (Kárman) [mm]	a_2 (Abaqus) [mm]
100	25	0,03	20	72,7570	0,0711	0,679	0,2480
		1	20	72,7570	0,0023	0,0212	3,97E-03
		0,1	20	72,7570	0,0213	0,2038	0,8241
		0,03	2	45,4730	0,1114	0,4249	0,1393
	10	0,05	2	45,4730	0,0671	0,2556	0,0363
		0,1	20	454,7300	0,3424	1,2924	0,5987
		1	20	454,7300	0,1466	0,2546	0,00219

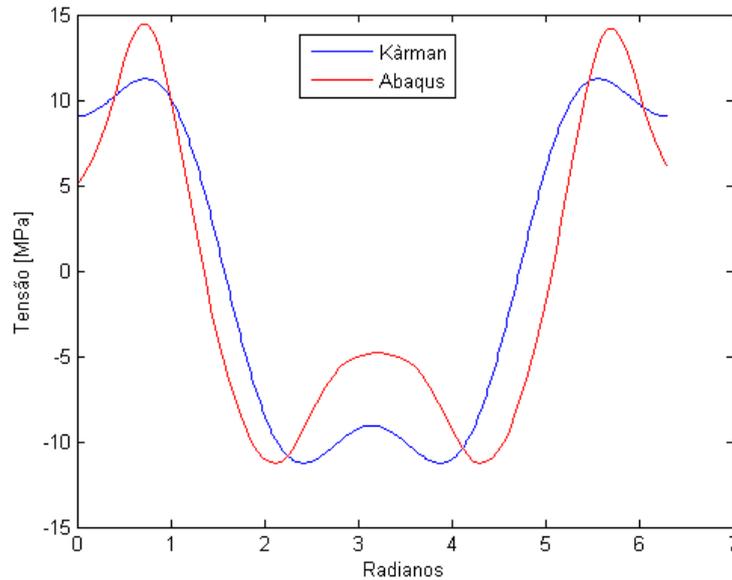
Tabela 6.13: Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 150mm.

R [mm]	r [mm]	h [mm]	M x10 ⁻³ [N.mm]	q x10 ⁻³ [N.mm ²]	δ_a [rad]	a_2 (Kárman) [mm]	a_2 (Abaqus) [mm]
150	25	0,1	200	72,7565	0,3204	3,0578	7,0145
		0,5	200	72,7565	0,0665	0,6245	0,1030
		1	200	72,7565	0,0374	0,3344	0,01847
		2	2000	727,5654	0,3120	2,3344	3,7412
		0,1	2000	181,8914	0,4000	7,6384	15,3599
	50	0,5	2000	181,8914	0,0802	1,5297	0,3121
		1	2000	181,8914	0,0409	0,7679	0,5682
		2	20000	1.818,9140	0,2079	3,9033	1,00650

Tabela 6.14: Resultados teóricos para tubos de raio de curvatura de 200mm.

R [mm]	r [mm]	h [mm]	M x10 ⁻³ [N.mm]	q x10 ⁻³ [N.mm ²]	δ_a [rad]	a_2 (Kármán) [mm]	a_2 (Abaqus) [mm]
200	50	0,1	200	18,1891	0,0533	1,0185	0,5469
		0,5	200	18,1891	0,0107	0,2042	0,0583
		1	2000	181,8910	0,0543	1,0283	0,9577
		2	2000	181,8910	0,0286	0,5295	0,1703
	75	0,1	2000	80,8406	0,158	4,5263	1,1979
		0,5	2000	80,8406	0,0316	0,9057	0,2609
		1	20000	804,4061	0,1585	4,5348	4,9040
		2	20000	804,4061	0,0801	2,2804	1,0034

Para o valor de σ_{xx} o resultado foi o seguinte:

Figura 6.36: Tensão circunferencial de um tubo curvo de $h=0.03$ mm.

6.2.3 Tubos com flanges

Visto que o tubo é simétrico em $L = \frac{L}{2}$, poderá ser admitido as seguintes condições fronteira para as Equações $a_1(x)$ e $b(x)$, descritas no Capítulo 3.

$$\begin{cases} a_1\left(\frac{L}{2}\right) = 0 \\ a_1(0) = -74.6\delta_a \end{cases} \quad (6.1)$$

$$\begin{cases} b\left(\frac{L}{2}\right) = 0 \\ b(0) = 0 \end{cases} \quad (6.2)$$

Usando um tubo curvo com um raio de 50mm, raio de curvatura de 200mm e uma espessura de 2 mm, é possível obter os coeficientes λ_2, β_2, C_1 e C_2 Tabela

Tabela 6.15: Coeficientes de um tubo de $r=50\text{mm}$, $R=200\text{m}$ e $\delta_a = 0.01\text{rad}$.

Espessura (mm)	β_2	λ_2	C_1	C_2
2	2.2633×10^{-2}	2.2541×10^{-2}	-0.746	1.4174

Com todos os coeficientes calculados é possível determinar os deslocamentos ao longo do tubo, Figura 6.37.

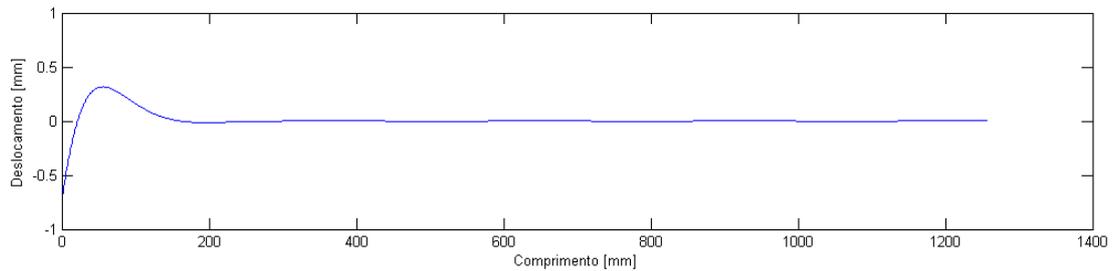


Figura 6.37: Deslocamento de um tubo curvo com flanges nas extremidades.

6.3 Energia de Deformação

Partindo das Equações descritas no Capítulo 3 foi possível obter a Energia de Deformação referente a cada tubo. Nas próximas secções encontrar-se-á Tabelas com os valores discriminados.

6.3.1 Tubos retos

Na Tabela 6.16 e 6.17 encontram-se os valores referente à Energia de Deformação para tubos curtos de raio pequeno e de raio grande respetivamente.

Tabela 6.16: Energia de Deformação de tubos curtos e raios pequeno.

L [mm]	r [mm]	F [N]	h [mm]	U [J/mm ²]
100	10	20	0,03	6,584952
		2	0,05	5,99211
		2	0,1	7,5946
		2000	0,15	7,8593
		2000	0,25	9,6867
		2000	0,5	32,4331
		2000	1	197,821

Tabela 6.17: Energia de Deformação de tubos curtos e raios grandes.

L [mm]	r [mm]	F [N]	h [mm]	U [J/mm ²]
100	25	2	0,03	3,2695
		2	0,05	3,8627
		20	0,1	9,4982
		2000	0,15	25,2709
		2000	0,25	51,5758
		20000	0,5	$2,822 \times 10^4$
		20000	1	126,007

Para os tubos longos, de raio pequeno (Tabela 6.20) e raio grande (Tabela 6.19) os resultados foram os seguintes.

Tabela 6.18: Energia de Deformação de um tubo longo com raio pequeno.

L [mm]	r [mm]	F [N]	h [mm]	U [J/mm ²]
500	10	20	0,03	206,7549
		20	0,05	398,799
		200	0,1	192,799
		2000	0,15	1893,08
		2000	0,25	257,5639
		2000	0,5	742,4458
		20000	1	854,6242

Tabela 6.19: Energia de Deformação de um tubo longo e raio grande.

L [mm]	r [mm]	F [N]	h [mm]	U [J/mm ²]
500	25	200	0,03	114,8999
		200	0,05	2213,74
		20	0,1	184,7037
		200	0,15	99,6893
		200	0,25	135,5416
		200	0,5	$1,8360 \times 10^4$
		2000	1	320,5839

6.3.2 Tubos curvos

A Energia de Deformação para tubos de raio de curvatura pequeno ($R=30$) e raio pequeno encontram-se na Tabela 6.20, enquanto que para raio grande encontram-se na Tabela 6.21.

Tabela 6.20: Energia de Deformação de tubos curvos de R=30 e r = 10.

R [mm]	r [mm]	P [Pa]	h [mm]	U [J/mm2]
30	10	2	0,03	4,9902
		20	0,05	12,77
		20	0,1	29,256
		200	0,15	11,241
		200	0,25	107220
		2000	0,5	143,31
		200000	1	679,11

Tabela 6.21: Energia de Deformação de tubos curvos de R=30 e r=25.

R [mm]	r [mm]	P [Pa]	h [mm]	U [J/mm2]
30	25	2	0,03	37583000
		2	0,05	315,19
		20	0,1	66,922
		20	0,15	915,45
		200	0,25	44,385
		200	0,5	144,31
		2000	1	310,54

Para um raio de curvatura médio (R=60) e raio pequeno os valores da Energia de Deformação encontram-se na Tabela 6.22, e na Tabela 6.23 encontram-se os valores para um raio grande.

Tabela 6.22: Energia de Deformação de tubos curvos de R=60 e r=10.

R [mm]	r [mm]	P [Pa]	h [mm]	U [J/mm2]
60	10	20	0,03	19,312
		20	0,05	99,696
		200	0,1	166,1
		200	0,15	323,94
		2000	0,25	5139,3
		20000	0,5	755,26
		20000	1	118,31

Tabela 6.23: Energia de Deformação de tubos curvos de R=60 e r=25.

R [mm]	r [mm]	P [Pa]	h [mm]	U [J/mm2]
60	25	2	0,03	62,85
		2	0,05	67,192
		20	0,1	387,02
		20	0,15	2122,5
		200	0,25	155,8
		200	0,5	902,61
		2000	1	1707,9

Por fim para um raio de curvatura grande (R=90) os valores da Energia de Deformação para um raio pequeno encontram-se na Tabela 6.24 e os de raio grande na Tabela 6.25.

Tabela 6.24: Energia de Deformação de tubos curvos de R=90 e r=10.

R [mm]	r [mm]	P [Pa]	h [mm]	U [J/mm2]
90	10	2	0,03	162,29
		20	0,05	86,597
		2000	0,1	74,565
		2000	0,15	84,455
		2000	0,25	115,56
		20000	0,5	19257
		20000	1	691,82

Tabela 6.25: Energia de Deformação de tubos curvos de R=90 e r=25.

R [mm]	r [mm]	P [Pa]	h [mm]	U [J/mm2]
90	25	20	0,03	199,12
		20	0,05	2698,8
		200	0,1	202,9
		200	0,15	11313
		2000	0,25	340,85
		2000	0,5	980,05
		20000	1	804,32

Capítulo 7

Resultados experimentais

Com todo o procedimento descrito no capítulo 5, os resultados obtidos foram os descritos na Tabela 7.1 e 7.2.

Tabela 7.1: Resultados do ensaio experimental com um batente de aço e cortiça.

Força(N)	Deslocamento (mm)	ϵ_{xx} (μm)	$k_{\theta\theta}$ (μm)
200	0.9726334	0.022	0.028
300	2.049467	0.043	0.050
400	2.28443	0.058	0.050

Tabela 7.2: Resultados do ensaio experimental com um batente de aço.

Força(N)	Deslocamento (mm)	ϵ_{xx} (μm)	$k_{\theta\theta}$ (μm)
300	0.3708	0.026	0.040
600	0.6944	0.052	0.082

Como se pode verificar os resultados retirados dos ensaios com o batente de cortiça, Tabela 7.1, não possuem a correlação linear esperada, uma vez que a cortiça sendo um material anisotrópico e com propriedades visco-elásticas não possui um comportamento linear o que leva a resultados incorretos. Já os ensaios somente com o batente de aço, Tabela 7.2, seguiram uma linearidade de aproximadamente duas unidades e os resultados foram os esperados.

Tabela 7.3: Comparação de resultados experimentais e simulação.

Força(N)	Experimental (mm)	Simulação (mm)	Desvio relativo (%)
300	0.3708	0.3996	7.207
600	0.6944	0.7993	13.124

Utilizando agora a formulação teórica descrita no Capítulo 3, os coeficientes β , λ , C_1 e C_2 foram determinados. Para o cálculo dos dois últimos coeficientes foi necessário

refazer as condições de fronteira de modo a obter as mesmas condições do ensaio. Visto que em todos os casos anteriormente referidos a força foi aplicada numa extremidade do tubo e não no centro as novas condições de fronteira são as seguintes:

$$a(0) = \text{deslocamento} \quad (7.1)$$

$$a'(505) = 0 \quad (7.2)$$

Com as condições de fronteira indicadas anteriormente e com os parâmetros de dimensão do tubo, os parâmetros são os descritos na Tabela 7.4.

Tabela 7.4: Valores dos parâmetros e coeficientes para o ensaio experimental.

β	λ	C_1	C_2
3.3455×10^{-3}	3.3367×10^{-3}	0.3708	0.38
3.3455×10^{-3}	3.3367×10^{-3}	0.7993	0.8192

Os resultados foram os seguintes,

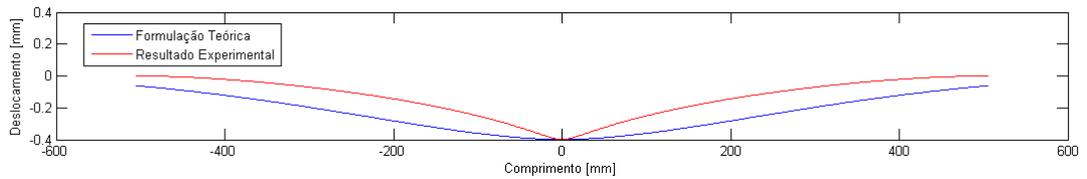


Figura 7.1: Comparação de resultados experimentais com resultados teóricos para uma força de 300N.

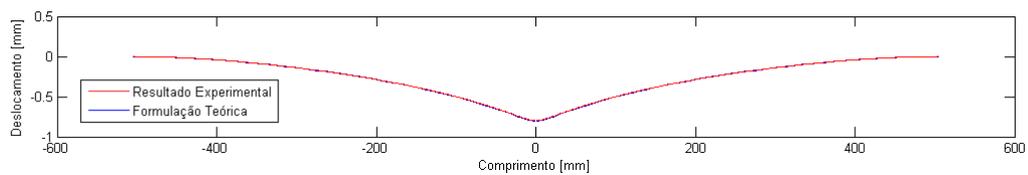


Figura 7.2: Comparação de resultados experimentais com resultados teóricos para uma força de 600N.

Capítulo 8

Conclusões

8.1 Tubos retos

No que diz respeito a tubos retos conseguiu-se chegar a uma boa aproximação entre o valor obtido e o simulado. Mantendo as mesmas características e propriedades do problema comparou-se então os resultados obtidos.

Tabela 8.1: Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 100 mm e raio de 10mm.

Espessura (mm)	Desvio relativo [%]	Desvio máximo [%]	Desvio mínimo [%]
0.03	1.5392	1.6216	1.1649
0.05	0.0961	0.1760	8.0726×10^{-5}
0.1	0.1438	0.1845	0.0261
0.15	3.0384	6.8362	0.0051
0.25	0.7490	1.6077	7.0917×10^{-4}
0.5	0.2528	1.9712	0.0022
1	0.1481	0.4082	8.712×10^{-4}

Como se pode verificar na Tabela 8.1, a espessura que apresentou o maior desvio de comparação de resultados foi de 0.15mm. O pico do desvio, na espessura 0.15mm, deve-se sobretudo à ovalização uma vez que no desenvolvimento da formulação teórica o *warp* não foi considerado. À medida que a espessura aumenta verifica-se que na simulação, realizada em Abaqus [®], o *warp* já não é significativo o que leva a concluir que quanto maior for a espessura menor é a influência do *warp* na secção transversal do tubo. Apesar de este ser o resultado mais dispar de todas as espessuras, o desvio é insignificante concluindo que a formulação teórica aproximasse corretamente do esperado.

Tabela 8.2: Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 100 mm e raio de 25mm.

Espessura (mm)	Desvio relativo [%]	Desvio máximo [%]	Desvio mínimo [%]
0.03	9.6002	16.2929	2.4756
0.05	0.7289	1.18	0.1986
0.1	20.771	33.5933	7.2283
0.15	15.2905	16.9664	10.1071
0.25	4.4443	5.4918	1.8525
0.5	0.2196	0.3482	0.0019
1	0.1056	0.1973	0.0272

Visto que a formulação foi elaborada para tubos de raio pequeno, era de esperar que os resultados para um tubo com um maior raio tivesse um desvio maior que o caso anterior. Como pode ser verificado na Tabela 8.2 houve três espessuras, 0.03mm, 0.1mm e 0.15mm, em que os resultados se distanciaram dos obtidos na simulação. Apesar de nas espessuras reduzidas o desvio ter sido algo elevado, o deslocamento nestas situações é considerado o que origina um comportamento exponencial na equação até convergência para o valor de zero. O resultado mais próximo da simulação foi o da espessura igual a 1mm.

A formulação teórica apresentada no Capítulo 3 foi sustentada em tubos inextensíveis, o que origina resultados mais similares para um comprimento de 500mm.

Tabela 8.3: Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 500 mm e raio de 10mm.

Espessura (mm)	Desvio relativo [%]	Desvio máximo [%]	Desvio mínimo [%]
0.03	1.9863	8.2423	0.0016
0.05	0.8818	2.3005	6.3027×10^{-4}
0.1	0.4295	1.1959	5.678×10^{-4}
0.15	1.0325	5.7625	0.0016
0.25	0.2692	1.0886	1.4685×10^{-5}
0.5	0.0150	0.1350	0.0022
1	0.0660	0.1879	1.4932×10^{-4}

Como pode ser verificado na Tabela 8.3, retirando o caso da espessura de 0.03mm, os resultados foram próximos em que o desvio relativo na sua grande maioria não ultrapassa 1%. Verificando-se que quanto mais espessa for a parede do tubo menor é o desvio entre as duas retas.

Tabela 8.4: Desvios de resultados para um tubo reto de comprimento 500 mm e raio de 25mm.

Espessura (mm)	Desvio relativo [%]	Desvio máximo [%]	Desvio mínimo [%]
0.03	11.8317	23.7645	1.5555
0.05	1.6298	3.7271	0.0037
0.1	4.8205	14.9335	0.0107
0.15	0.3949	0.8484	0.0013
0.25	0.1494	0.3448	1.9335×10^{-4}
0.5	0.0108	0.0323	8.194×10^{-5}
1	0.0119	0.0401	9.4829×10^{-5}

Deste modo, constata-se pela Tabela 8.4 que para um mesmo comprimento, mas com um raio maior, os resultados comparam razoavelmente bem com a modelação por Abaqus® particularmente a partir da espessura 0.15mm, em que o desvio é mínimo e menor que 1%. Verifica-se também que quanto maior for a espessura, menor é o desvio em relação ao resultado ao mesmo exemplo simulado com Abaqus®, tal como se identifica na Tabela 8.4.

As seguintes constatações podem ser resumidas de imediato:

- Quando a espessura é inferior a 0.25mm e para tubos longos e raios grandes, existe uma diferença entre a formulação e simulação por Abaqus®, possivelmente explicada pelo facto da formulação proposta se basear num modelo de deformação de semi-membrana, implicando com o empenamento das secções (*warp*);
- No caso de tubos curtos, com raios grandes e pequenas espessuras, os resultados não são conclusivos, havendo espessuras em que os resultados da formulação apresentam uma inversão. Possivelmente este facto resulta de na formulação um dos bordos se considerar que de todo não interfere estruturalmente com o oposto (tubo de comprimento "infinito");
- Quando a espessura é superior ou igual a 0.25mm, os resultados da formulação e simulação são praticamente iguais;

A formulação analítica baseada em funções que combinando termos trigonométricos com funções desconhecidas, a determinar por técnicas de análise funcional e variações, é um método que permite obter formas de solução de excelente continuidade e derivabilidade, ultrapassando problemas que muitas vezes se encontram nos elementos finitos, só melhoráveis com elementos de formulação especial (de alta ordem) ou malhas muito refinadas. Tal leva a grande trabalho de computação

8.2 Tubos curvos

Nos tubos curvos foram analisados os resultados utilizando tanto a Equação de Euler como a Equação de Vón Kármán.

A forma de solução que foi proposta contém apenas um só termo trigonométrico combinado com funções a obter partindo da solução da Equação de Euler. Para tubos

retos, a forma proposta até levou a resultados de boa coincidência com os do programa Abaqus®. Maiores dificuldades foram encontradas com o estudo da flexão de tubos curvos. Um método de sobreposição permitiu simplificar os resultados, combinando o problema de Vón Kàrman (tubo curvo sob flexão pura mas sem restrições de bordo) com a solução anterior dedicada a tubos retos. Os resultados só foram examinados para a tensão longitudinal σ_{xx} , tendo apresentado uma boa concordância nos valores de pico (comparação com Abaqus®) mas mostrando desvios importantes no resto do perfil dos gráficos. Muito possivelmente a inclusão de mais termos trigonométricos das funções de forma para a solução poderia melhorar os resultados originando desvios mais reduzidos.

8.3 Ensaio experimental

No que diz respeito aos ensaios experimentais, os resultados foram satisfatórios na medida que a formulação teórica pouco se desviou do resultado obtido. É possível concluir que quanto maior for a força exercida no tubo menor será o desvio entre a formulação e os resultados simulados no Abaqus®.

8.4 Trabalho futuro

Uma decisão imediata consiste em reformular a solução do problema aumentando o número de termos trigonométricos a fim de melhorar a precisão dos resultados. Neste trabalho pretendeu-se arranjar uma formulação teórica que conseguisse prever o comportamento de um tubo sob solicitações generalizadas. No entanto nem todos os parâmetros possíveis foram analisados, isto é, a principal variante analisada foi a espessura sendo esta a principal mudança em toda a análise. Também se tentou analisar o efeito do comprimento do tubo bem como o diâmetro deste, mas poderia ser feito um estudo mais aprofundado deste parâmetro bem como o do tipo de material utilizado. Como foi possível de verificar, o material utilizado foi sempre o aço ou o aço inoxidável, o que leva a concluir que não foi estudada a variação do coeficiente de Poisson e o Módulo de Young. Realizar o mesmo estudo para diferentes materiais poderia determinar qual o tipo de material que melhor resultados obtém, se com um maior ou menor coeficiente de Poisson e Módulo de Young. Os diâmetros estudados também cingiram-se a 10mm e 25mm, era possível realizar mais testes para uma gama de diâmetros mais abrangente. Experimentar diâmetros de 5mm a 100mm, por exemplo, comparando o comportamento da formulação com esta variação. No que toca à simulação poderia testar-se outro tipo de elementos, sem ser elementos casca, como os sólidos e mesmo elementos de formulação específica disponíveis no Abaqus, como o modelo 2D planar e aproximações com elementos axissimétricos.

Bibliografia

- [1] H.Aron: Das Gleichgewicht und die Bewegung einer unendlich dunner, beliebig gekrummter elastischen Schale, J. Reine u. Angew. Math , Volume 78 pp. 136-174,1874
- [2] Lord Rayleigh (J.W. Strutt): On the infinitesimal bending of surfaces of revolution, London Math Soc. Proc., Volume 13, Issue 4-16,1881
- [3] M. L. Lecorne: Sur l'equilibre des surfaces flexibles et inextensibles J. de l'Ecole Polytech, Volume 29 pp. 1-109,1980
- [4] G. R. Kirchoff: Uber das Gleichgewicht und die Bewegung eines unendlich dunner elastisches Stabes,J. Reine U. Angew-Math, Volume 40 pp. 51-88,1851
- [5] A. J. Callegani and E. L. Reiss: Non-linear boundary value problems for the circular membrane, Arch Rat Mech Anal, Volume 31 pp. 390-400,1968
- [6] A. E. H. Love: A treatise on the mathematical theory of elasticity, 4th Edition Dover, 1944
- [7] A. L. Goldenveizen: Theory of thin elastic shells, Prink. Mat. Mek.(PMM), Volume 4 pp. 32-42,1940
- [8] W. Gunther: Analoge systeme von Shaler-Gleichungen, Ing-Arch, Volume 30 pp. 160-186,1961
- [9] M.S.J. Hashmi: Aspects of tube and pipe manufacturing processes: Meter to nanometer diameter,Journal of Materials Processing Technology, Volume 179, Issues 1-3, pp 5-10,2006
- [10] Amran Ayob: Stress analysis of piping elbows using FEM, University of Technology Malaysia, 2003
- [11] Kevin Weicker et al: Shell analysis of thin-walled pipes. Part I e Field equations and solution, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 87, pp 402-413,2010
- [12] I. Vigness: Elastic Properties of curved Tubes, 1943
- [13] P. G. Kafka and M. B. Dunn: Stiffness of curved circular tubes with internal pressure, 1956

-
- [14] E. C. Rodabaugh and H. H. George: Effect of internal pressure on flexibility and stress intensification factors of curved pipe on welding elbows, 1957
- [15] N. Gross: Experiments on short-radius pipebends, 1952-1953
- [16] ASME Boiler and Pressure Vessels Code, 1981
- [17] Jaroslav Mackerle: Finite elements in the analysis of pressure vessels and piping, an addendum: A bibliography, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 82, Issue 7, pp 571-592, 2005
- [18] Revesz, Zs. and Ferroni, F., Trouble shooting in power-plant piping through combined test and analysis, Proceedings of the 2nd International Modal Analysis Conference, pp. 926-924, 1984
- [19] Abdel-Hamid AN, Farahat WA - Evaluation of stresses in piping systems subjected to unspecified random excitation. 17th Int Modal Anal Conf. Kissimmee: IMAC, p, Volume 463, Issue 9, 1999
- [20] R. C. King, S. Crocken - Piping Handbook, MacGrawHill, New York, Chapter 4, pp. 63, 65, 1967
- [21] K. Abhary - Maximum stress in round structural members under general case of static loading, Computers and Structures, Volume 60, Issue 5, pp. 705-713, 1996
- [22] K. Abhary et al. Exact analytical method for stress analysis of pipelines. Int J Press Vess Piping, Volume 76, Issue 8, pp 561-5, 1999
- [23] Luísa R. Madureira e F. Q. Melo: Stress analysis of curved pipes with a hybrid formulation, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 81, Issue 3, pp 243-249, 2004
- [24] Kyriakides et al. - Dynamic performance of integral buckle arrestors for offshore pipelines, Volume 42, Issue 7, pp. 1405-1423, 2000
- [25] Da Costa AM, et al. An engineering solution to the problem of thermal buckling of heated pipelines buried in soft clay. Pipes Pipelines Int, Volume 48, Issue 1, pp. 19-31, 2003
- [26] Hoo Fatt MS, Xue J. Propagating buckles in corroded pipelines. Marine Struct, Volume 14, Issue 6, pp 571-92, 2001
- [27] Da Costa AM, et al. An engineering solution to the problem of thermal buckling of heated pipelines buried in soft clay. Pipes Pipelines Int, Volume 48, Issue 1, pp 19-31, 2003
- [28] Melo, F. J. Q. e Cardoso, Rui. Introdução à mecânica de fratura, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, 2011
- [29] Ahn SH, et al. Fracture behavior of straight pipe and elbow with local wall thinning. Nuclear Engng Des, Volume 211, Issue 2-3, pp 91-103, 2002

-
- [30] Heitzer M. Plastic limit loads of defective pipes under combined internal pressure and axial tension. *Int J Mech Sci*, Volume 44, Issue 6, pp 1219-24,2002
- [31] Kim YJ, et al. Plastic limit pressures for cracked pipes using finite element limit analyses. *Int J Press Vess Piping*, Volume 79, Issue 5, pp 321-30,2002
- [32] Bardi FC, et al. On the axisymmetric progressive crushing of circular tubes under axial compression. *Int J Solids Struct*, Volume 40, Issue 12, pp 3137-55,2003
- [33] Davim, J. P. Meios e materiais de contacto - Capítulo 5, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro,2008
- [34] Barbosa, M. A. Fundamentos da corrosão, Ciência e Tecnologia dos Materiais, 2008
- [35] Abid M, Nash DH. A parametric study of metal-to-metal contact flanges with optimised geometry for safe stress and no-leak conditions. *Int J Press Vess Piping*; Volume 81, Issue 1, pp 67-74,2004
- [36] D. H. Nash et al. A parametric study of metal-to-metal full face taper-hub flanges. *Int J Press Vess Piping*; pp.791-797,2000
- [37] Jeng DS. Numerical modeling for wave-seabed-pipe interaction in a non-homogeneous porous seabed. *Soil Dyn Earthquake Engng*, Volume 21, Issue 8, pp 699-712,2001
- [38] Kochupillai J, et al. Model reduction for parametric instability analysis in shells conveying fluid. *J Sound Vib*, Volume 262, Issue 3, pp 633-49,2003
- [39] Lee U, Oh H. The spectral element model for pipelines conveying internal steady flow. *Engng Struct*, Volume 25, Issue 8, pp 1045-55,2003
- [40] Sreejith B, et al. Finite element analysis of fluid-structure interaction in pipeline systems. *Nuclear Engng Des*, Volume 227, Issue 3, pp 313-22,2004
- [41] Hsu QC. Theoretical and experimental study on the hydroforming of bifurcation tube. *J Mater Process Technol* ;142(2):367-73,2003
- [42] Aue-U-Lan Y, et al. Optimizing tube hydroforming using process simulation and experimental verification. *J Mater Process Technol*, Volume 146, Issue 1, pp 137-43,2004
- [43] Boudeau N, et al. Influence of material and process parameters on the development of necking and bursting in flange and tube hydroforming, *J Mater Process Technol*, Volume 125-126, pp 849-55,2002
- [44] Cherouat A, et al. Numerical improvement of thin tubes hydroforming with respect to ductile damage. *Int J Mech Sci*;44(12):242-46,2002
- [45] Hwang YM, Altan T. Finite element analysis of tube hydroforming processes in a rectangular die, *Finite Elem Anal Des*, Volume 39, Issue 11, pp 1071-82,2003
- [46] Ahmed M, Hashmi MSJ. Three-dimensional finite element simulation of bulge forming, *J Mater Process Technol*, Volume 119, Issue 1-3, pp 387-92,2001

- [47] Chin-Hyung Lee, Kyong-Ho Chang. Prediction of residual stresses in high strength carbon steel pipe weld considering solid-state phase transformation effects, *Computers e Structures*, Volume 89, Issues 1-2, pp 256-265, 2011
- [48] Hyde TH, et al. Effect of weld angle and axial load on the creep failure behaviour of an internally pressurised thick walled CrMoV pipe weld, *Int J Press Vess Piping*, Volume 78, Issue 5, pp 365-72, 2001
- [49] P.J. Bouchard, Validated residual stress profiles for fracture assessments of stainless steel pipe girth welds, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 84, Issue 4, pp 195-222, 2007
- [50] El-Abbasi N, et al. Three-dimensional finite element analysis of saddle supported pressure vessels, *Int J Mech Sci*, Volume 43, Issue 5, pp 1229-42, 2001
- [51] J. Paulo Davim e A. Monteiro Baptista, Capítulo 4 - Processos e Mecanismos de Desgaste
- [52] A. P. Monteiro Baptista et al: Revestimentos e tratamentos de superfície
- [53] S. F. Murray: Wear resistant coatings and surface treatments, CRC-Handbook of lubrication, Vol II, E. R. Booses, Florida, 1985
- [54] M.A.Barbosa: Ciência e Tecnologia dos Materiais
- [55] Shijian Yuan et al: A new hydroforming process for large elbow pipes, *Journal of materials processing technology*, Volume 117, pp 28-31, 2001
- [56] Marcos Portnoi, <http://www.eecis.udel.edu/portnoi/academic/academic-files/extensometria.html>, visto em 07/06/2013
- [57] <http://www.americanhydroformers.com/what-is-hydroforming.aspx> visto pela última vez em 22/12/2012
- [58] <http://www.jmpforming.com/hydroforming/about-hydroforming-process.htm> visto pela última vez em 22/12/2012
- [59] <http://tutorialtown.com/3d-studio-max-tutorials/3ds-max-3d-model-water-pipe-joint-tutorial>, visto pela última vez em 22/12/2012
- [60] <http://meioambiente.culturamix.com/poluicao/esgotos-residenciais>, visto pela última vez em 22/12/2012
- [61] <http://www.bobvila.com/articles/winterizing-pipes/>, visto pela última vez em 22/12/2012
- [62] <http://www.arqhys.com/construcciones/fotos/construcciones/Preparaciones-de-tubos-para-la-soldadura1.jpg>, visto pela última vez em 22/12/2012
- [63] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Extens>, visto pela última vez em 12/07/2013