

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

ANÁLISE DE TUBULAÇÃO SUBMETIDA À PRESSÃO E TEMPERATURA

Por

Mauricio Sordi Pereira

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

Porto Alegre, novembro de 2014

ANÁLISE DE TUBULAÇÃO SUBMETIDA À PRESSÃO E TEMPERATURA

Por

Mauricio Sordi Pereira

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

Prof^a. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Letícia Fleck Fadel Miguel

Prof. Jakson Manfredini Vassoler

Prof. Herbert Martins Gomes

Porto Alegre, 10 de novembro de 2014.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço ao meu pai Sergio Silva pelo apoio incondicional, pela confiança e paciência.

Gostaria de agradecer também aos meus amigos e companheiros que mesmo nos momentos em que estive afastado devido aos estudos estavam prontos a dar apoio.

Aos meus colegas que em vários momentos colaboraram para a minha graduação, estudando junto, fazendo trabalhos e colaborando com experiências profissionais.

Ao meu orientador, Ignácio por estar me guiando e ampliando meus conhecimentos sendo um verdadeiro mestre.

A todas as pessoas que fizeram parte da minha vida.

PEREIRA, M. S. **ANÁLISE DE TUBULAÇÃO SUBMETIDA À PRESSÃO E TEMPERATURA**. 2014. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

O dimensionamento de tubulações industriais utilizando ferramentas de cálculo computacional tem facilitado a vida dos projetistas, particularmente no Brasil, onde essa utilização é muito vantajosa devido a grande demanda deste tipo de estrutura. Neste contexto, o objetivo deste trabalho é a análise crítica da correta utilização destes programas. Primeiramente, avaliações de estruturas simples, utilizando diferentes tipos de softwares são realizadas, no sentido de verificar o correto emprego dos mesmos. Posteriormente, é feita uma avaliação onde são abordados os conceitos da análise de flexibilidade em tubulações. Por último, é realizada uma análise de um traçado de uma tubulação real verificando diversas alternativas de solução. A discussão das propostas apresentadas permite confirmar a utilidade dessa ferramenta de cálculo, especialmente na análise de flexibilidade de tubulações industriais.

Palavras chave: Flexibilidade de tubulação, tensões primárias e secundárias.

PEREIRA, M. S. ANALYSIS OF PIPE SUBMITTED TO PRESSURE AND TEMPERATURE. 2014. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

The dimensioning of industrial pipes using computational calculation tools has facilitated the lives of designers, particularly in Brazil, where such use is very advantageous due to great demand of this type of structure. In this context, the purpose of this work is the critical analysis of the correct use of these programs. First, evaluations of simple structures, using different types of software are carried out, in order to verify the correct use of the same. Later, an assessment is made where are discussed the concepts of flexibility analysis in pipes. Finally, an analysis of a trace of a real pipe is performed by checking various alternative solutions. The discussion of the proposals confirms the usefulness of this calculation tool, especially in the analysis of flexibility of industrial pipes.

Keywords: Pipe flexibility, primary and secondary stresses

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
4.1. Solicitações devido à variação de temperatura.....	2
4.2. Tensão admissível.....	2
4.3. Critérios de cálculo	3
4.4. Coeficientes de concentração de tensão, sif	4
4.5. Suportes de tubulação.....	4
4.6. Vão entre suportes	4
4.7. Análise de flexibilidade	4
4.8. Influência da flexibilidade das curvas.....	5
5. METODOLOGIA.....	6
6. APLICAÇÕES REALIZADAS.....	6
6.1. Análise de um cotovelo.....	6
6.2. Resultados comparativos entre três softwares de uma tubulação simples.....	7
6.3. Alteração da flexibilidade com o traçado da tubulação	8
7. ESTUDO DE TUBULAÇÃO REAL.....	9
8. CONCLUSÃO	15
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
Anexo I	16
Anexo II	17
Apêndice I.....	18
Apêndice II.....	19
Apêndice III.....	20

Lista de Símbolos

Símbolo - Descrição

D_x - Deslocamento na direção x

D_y - Deslocamento na direção y

D_z - Deslocamento na direção z

f - Fator de redução para serviços cíclicos

F_x - Força na direção x

F_y - Força na direção y

F_z - Força na direção z

M_x - Momento na direção x

M_y - Momento na direção y

M_z - Momento na direção z

S_a - Tensão admissível devido à dilatação

S_c - Tensão admissível do material na temperatura ambiente

S_{df} - Tensão que causa uma deformação por fluência de 1% após 100.000 horas na temperatura considerada

S_e - Tensão admissível "Basic Allowable Stress"

S_h - Tensão admissível do material na temperatura de projeto

S_{pmax} - Tensão máxima devido à pressão

S_T - Tensão de ruptura "Tensile Strength"

S_{Tf} - Tensão que causa ruptura após 100.000 horas na temperatura considerada

S_y - Tensão de escoamento "Yield Strength"

α - Coeficiente de segurança adotado pela norma

β - Coeficiente de segurança adotado pela norma

γ - Coeficiente de segurança adotado pela norma

δ - Coeficiente de segurança adotado pela norma

Índice de Figuras

Figura 4.1 - Análise da influência da temperatura em uma tubulação	2
Figura 4.2 - Ovalização de uma curva submetida a momento fletor, Peng 2009.....	5
Figura.6.1 - Comparação entre três curvas com geometrias distintas utilizado o fator de flexibilidade.....	7
Figura 6.2 - Análise tensões, esforços axiais e momento fletor.....	7
Figura 6.3 - Redução da tensão resultante com a adição "U" em relação a um tubo reto.	8
Figura 6.4 - Aumento da tensão devido à desproporcionalidade e ao acréscimo de limitador de liberdade de movimento, no caso guia.....	8
Figura 7.1 - Forno reformador da refinaria Landulpho Alves	9
Figura 7.2 – Modelagem do forno, solução proposta por Pauletto, 2012.....	9
Figura 7.3 – Configuração A1 e A2, análise inicial das possíveis soluções.....	11
Figura 7.4 - Configuração B com os deslocamento, ampliado 15 vezes.	11
Figura 7.5 - Configuração C com os deslocamentos, ampliando 15 vezes.	12
Figura 7.6 - Configuração D com os deslocamentos, ampliando 15 vezes.	12
Figura 7.7 - Configuração E, solução proposta, com as restrições.....	14

Índice de Tabelas

Tabela 6.1 - Comparação da máxima tensão entre diferentes softwares	7
Tabela 6.2 - Redução das tensões devido à configuração da tubulação.....	8
Tabela 7.1 - Especificação de projeto, operação e teste hidrostático.....	10
Tabela 7.2 - Esforços admissível nos bocais	10
Tabela 7.3 - Deslocamento dos bocais	10
Tabela 7.4 - Dados estruturais e de projeto do material do tubo	10
Tabela 7.5 - Cargas e frequências nos bocais	13
Tabela 7.6 - Máximas tensões presentes nas tubulações de configuração C e D.....	13
Tabela 7.7 - Cargas, tensões e modos de vibração da configuração D', tubo com 5/8" de espessura.....	14
Tabela 7.8 - Cargas, tensões e modos de vibração da configuração E, tubo com 5/8" de espessura.....	14

1. INTRODUÇÃO

Tubulação é o nome atribuído ao conjunto de tubos, válvulas, dispositivos e acessórios que participam de uma unidade ou área. Representa uma das partes mais importantes de uma planta petroquímica e têm como principal finalidade o transporte de fluidos. Estima-se que o custo da tubulação em uma indústria representa 70% do custo de todos os equipamentos, ou 25% do custo total da instalação.

A correta análise de flexibilidade e de carregamento é fundamental para o melhor dimensionamento de uma tubulação promovendo a segurança e a redução dos custos. Com o avanço da tecnologia o uso de softwares tem se disseminado facilitando a análise estrutural, entretanto o uso inadequado dessa ferramenta pode estabelecer soluções ineficientes e/ou incorretas. Os softwares de análise de flexibilidade de tubulação como Triflex (Pipingsolutions), Caesar II (Intergraph Coade) e Autopipe (Bentley Systems) são versões específicas de programas de análise estrutural que se diferem por receber dados referentes à tubulação para que a modelagem seja realizada de forma mais rápida e fácil. Esses programas de análise estrutural empregam o uso de elementos finitos, com eles é possível resolver com elevado grau de confiabilidade sistemas complexos. Os resultados obtidos por software de flexibilidade são confrontados diretamente com os critérios de normas, a mais utilizada e completa é a ASME B31 (“Code for Pressure Piping”, American Society of Mechanical Engineers, 2012).

Este trabalho se estrutura da seguinte forma: após esta introdução é apresentada na seção 2 uma descrição dos objetivos propostos, na seção 3 se realiza uma revisão bibliográfica onde referências associadas ao tema abordado são comentadas, na seção 4 os fundamentos teóricos que serão utilizados. Posteriormente na seção 5 se apresenta a metodologia, na seção 6 as aplicações simplificadas no intuito de compreender os métodos de funcionamento do software e a influência do traçado na alteração da flexibilidade. Finalmente na seção 7 uma apresentação de um caso real a ser analisado e a análise da flexibilidade desse caso com propostas de soluções comentadas.

2. OBJETIVOS

Como objetivo geral se propõe realizar a análise crítica do software de análise de flexibilidade de tubulações, Caesar II.

Como objetivo específico se propõe:

- a) Verificar a influência da curva e do traçado na aquisição de flexibilidade em uma tubulação.
- b) Verificar em situações simples um dos mais populares softwares de análise de flexibilidade de tubulação (Caesar II), com a realização da análise em outra ferramenta de cálculo.
- c) Aplicar o uso do software mencionado no caso de uma tubulação industrial real.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Entre as pioneiras na análise de flexibilidade em tubulações a empresa M.W. Kellogg, desde 1941 realiza estudos neste assunto, sendo recopilado num livro clássico sobre análise de flexibilidade “Design of Pipe Systems”, Kellogg, M.W. 1975. Os sistemas de tubulação estão presentes em nossa sociedade e em muitos casos estão associados a um elevado grau de responsabilidade, as normas surgiram para minimizar os perigos. Existem varias normas de projeto que regem a construção de tubulações, entre elas as desenvolvidas pela American Society of Mechanical Engineers (ASME) nos Estados Unidos.

A norma ASME foi fundada em 1880 por um grupo de engenheiros com o intuito de reduzir os acidentes em caldeiras. Entre 1870 e 1910 ocorreram ao menos dez mil explosões de caldeiras, apenas em 1914 foi lançado o primeiro código ASME, “Boiler and Pressure Vessel Code”, era usado para regulamentar o projeto de caldeiras e começou a

valer como lei nos EUA. Devido à inexistência de normas nacionais sobre tubulação industrial no Brasil se utiliza esta norma complementada com uma série de disposições específicas publicadas pela Petrobras, para tipos de tubulações particulares, a exemplo da norma N-57, 2012. Entre os livros nacionais dedicados no auxílio do projeto de tubulações industriais se destacam os livros do Silva Telles, sendo três os principais, um relacionado aos materiais e processos para a fabricação de tubulações (“Tabelas e Gráficos para Projeto de Tubulações”, Telles 2011), outro com detalhes construtivos relacionados à construção de plantas de tubulações (“Tubulação Industrial – Materiais, Projeto, Montagem”, Telles, 2012) e o terceiro específico sobre o projeto mecânico e análise de flexibilidade (“Tubulação Industrial – Cálculo”, Telles 2012).

Em Peng 2009 é apresentado um balanço entre as dificuldades na análise de tubulações e a análise computacional com falta de critérios de cálculos. Neste livro o autor se refere que no dimensionamento correto de uma tubulação são empregadas horas de cálculos e de análise de engenheiros especializados, com a chegada dos computadores na década de 80 a análise estrutural passou a ser realizada com muito mais rapidez, mas muitas vezes sem o cuidado e critério adequado. As universidades deixaram de explorar a área de análise de flexibilidade, com isso há uma dificuldade dos usuários desses softwares de realizar análises críticas dos resultados obtidos. Em agosto de 1991, uma plataforma de extração de petróleo naufragou causando um enorme prejuízo, o inquérito apontou como falha uma modelagem mal realizada, um modelo com elevado número de nós ocasionou a multiplicação dos erros devido ao número astronômico de interações, relatório da Sintef.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nessa seção são abordados brevemente tópicos básicos relacionados a análise e dimensionamento de tubulações, uma maior explanação sobre estes tópicos podem ser encontrados em (Peng L. C. 2009, Telles, P.C. 2012, Baiolona, B. A. 2006, Mcguire, W. 2000, American Society of Mechanical Engineers (ASME) B31.3. 2012).

4.1. Solicitações devido à variação de temperatura

A variação de temperatura em uma tubulação promove aumento de seu comprimento original devido à dilatação térmica, quanto maior a diferença de temperatura maior será essa variação de comprimento. Quando se impõe uma restrição ao livre deslocamento ocorre a geração de tensões na tubulação. A ação da temperatura equivale ao efeito produzido por um deslocamento prescrito. Na Figura 4.1 se comparam três análises realizadas num elemento de viga de seção tubular, comparando esses fenômenos.

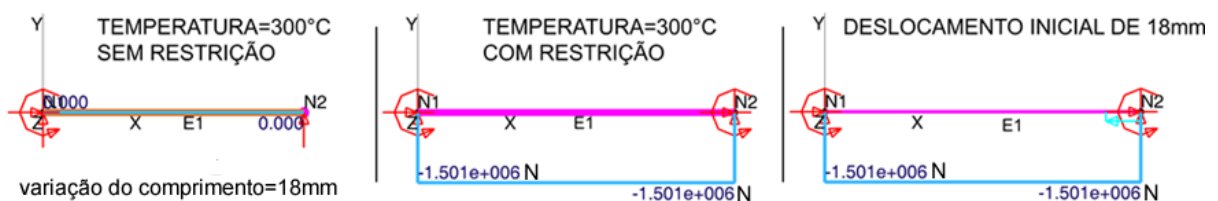


Figura 4.1 - Análise da influência da temperatura em uma tubulação

4.2. Tensão admissível

Elas são determinadas pelas normas específicas, no caso das tubulações pela ASME B31, e devem ser adequadas ao tipo de utilização empregada, por exemplo, B31.1 é correspondente à tubulação para o transporte de gás e a B31.3 corresponde à tubulação de processos de indústrias petroquímicas. Estas tensões admissíveis são calculadas como uma fração da tensão de escoamento e ou de ruptura obtidas num ensaio de tração uniaxial na temperatura considerada no projeto, expressões do tipo:

$$S_a = \text{mínimo}(\alpha \cdot S_y, \beta \cdot S_T) \quad 4.1$$

Onde α e β são adotados pela norma, S_y é a tensão de escoamento e S_T é a tensão de ruptura, são utilizadas.

Quando a tubulação trabalha com temperatura dentro da faixa de fluência na qual há deformação de forma permanente, sendo que a velocidade desta deformação depende da tensão e da temperatura aplicada, o critério para determinar a tensão admissível é diferente do indicado. A tensão admissível será aquela que produza uma deformação axial máxima para certa quantidade de horas na qual essa tensão é aplicada na temperatura de projeto indicada.

$$S_a = \text{mínimo}(\alpha \cdot S_y, \beta \cdot S_T, \gamma \cdot S_{df}, \delta \cdot S_{Tf}) \quad 4.2$$

Onde γ e δ são adotados pela norma, S_{df} e S_{Tf} são respectivamente a tensão que causa uma deformação por fluência de 1% e a tensão que causa ruptura após 100.000 horas na temperatura considerada.

Outro aspecto considerado para definir a tensão admissível em tubulação é quanto ao tipo de tensão atuante.

Tensões primárias são as tensões necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação às cargas externas (cargas provenientes do peso próprio, pressão interna, vento e sismos). Variação do carregamento tem interação direta com a rigidez estrutural, afetando o nível de tensões internas do tubo, ou seja, seções inadequadas levam a estrutura ao colapso, os coeficientes de segurança aplicados para determinar as tensões admissíveis são mais críticos que no caso das tensões secundárias.

Tensões secundárias (tensões proveniente da variação da temperatura) estão associadas com a existência de restrições geométricas no sistema que impedem ou limitam o livre deslocamento, tendem a reduzir sua magnitude com o tempo devido ao relaxamento espontâneo, por esta razão a norma permite valores de tensões admissíveis secundárias sejam maiores que as tensões admissíveis primárias.

4.3. Critérios de cálculo

A norma ASME B31.3 estabelece os seguintes critérios de cálculo:

- a) A tensão máxima devido à pressão interna ou externa, $S_{pmáx.}$, não deve ultrapassar a tensão admissível do material na temperatura considerada, S_h .
- b) A soma de todas as tensões primárias longitudinais provenientes da pressão, pesos, sobrecargas e quaisquer outras cargas permanentes (com exceção das tensões secundárias) devem ser inferiores ao valor de S_h .
- c) A tensão combinada resultante das diversas tensões secundárias, S_e (devido à dilatação e movimentos) devem ser inferiores ao valor da tensão admissível devido à dilatação, S_a , ($S_e < S_a$):

$$S_a = f(1,25 S_c + 0,25 S_h) \quad (4.1)$$

Onde S_c é a tensão admissível do material a temperatura ambiente e f é o fator de correção para fadiga térmica.

As normas empregadas para outros tipos de tubulações seguem a mesma filosofia, em alguns casos mudando o valor de algum coeficiente ou a forma de calcular as tensões admissíveis. A forma de proceder comumente é determinar a espessura da tubulação

considerando a tensão circunferencial devido à pressão interna, e posteriormente verificar a mesma frente às ações que produzam tensões longitudinais devidas a tensões primárias, e ao estado de carga produzido pelas tensões secundárias. A norma ASME B31 estabelece uma fórmula derivada da teoria de Lamé para cascas espessas na determinação da espessura mínima de uma tubulação submetida à pressão interna, considera dados do processo de fabricação e operação na sua formulação, levando em conta o tipo de solda e nível de inspeção sobre ela aplicado. Além disso, deve ser considerada uma tolerância de variação da espessura da parede devido à fabricação dos tubos, essa tolerância varia com o processo, para tubos sem costura se utiliza 12,5%.

- d) Cabe salientar que em condições de tensões simples (circunferenciais e longitudinais), a teoria de resistência que a norma utiliza é a teoria de resistência de Rankine, que no caso de ter um estado biaxial de tensões é menos restritiva que a teoria de Von Mises ou de Tresca. No caso de ter superposição de efeitos de tensões devidas à torsão e flexão, por exemplo, se aconselha realizar a simplificação trabalhando com a teoria de Tresca.

4.4. Coeficientes de concentração de tensão, K_t

São fatores utilizados caso haja alguma descontinuidade (a exemplo das curvas e conexões) e deve ser multiplicado pelo momento calculado. A norma fornece dois valores típicos de K_t , K_i e K_o (ASME, Code B.31.3 Apêndice D300, p.384), porém na prática adota-se o coeficiente de maior valor, denominado de fator de intensificação de tensão (K_t).

4.5. Suportes de tubulação

Há diversos tipos de suportes que são classificados quanto a sua função: sustentar peso, limitar movimento e absorver vibração. Recomenda-se a utilização do menor número possível de suportes e esses devem permitir a maior liberdade possível de movimentos da tubulação. Os suportes, preferencialmente, devem localizar-se nas curvas situadas no plano horizontal, para evitar esforço de torção devido ao seu peso, e próximos às cargas concentradas. No caso de tubulações conectadas a equipamentos que devam ser removidos periodicamente para manutenção, posicionar os suportes de forma que a tubulação continue devidamente suportada.

4.6. Vão entre suportes

O cálculo do vão entre suportes considera a tubulação como uma viga contínua e verifica se as tensões na viga não sejam excessivas devido ao peso próprio mais o peso do fluido. A flecha máxima da tubulação não deve ser elevada para evitar que líquidos possam ficar remanentes durante a purga da tubulação. Também é verificada que a frequência natural de vibração do trecho não seja muito elevada e nem esteja perto da frequência de excitação de compressores ou outros equipamentos alternativos que possam excitar a tubulação e fazer com que ela entre em ressonância. No dimensionamento do vão máximo seleciona-se o menor comprimento entre três critérios mencionados. A norma N-57 fornece tabelas para o dimensionamento de vão sem o uso de formulas, (Petrobras, 2012, N-57 tabela B1, P.62).

4.7. Análise de flexibilidade

Nessa análise a experiência do projetista é essencial para obter a solução mais adequada no traçado da tubulação, minimizando as tensões e reações nos pontos extremos e evitando traçados que produzam perdas de cargas elevadas ou frequência naturais indesejadas.

Com a utilização de programas de cálculo estrutural a análise de flexibilidade é facilitada. O método da rigidez aplicado à estrutura de vigas pode ser visto como um caso particular do método dos elementos finitos onde a matriz de rigidez que representa a cada

um dos elementos pode ser expressa da mesma forma. Este método consiste essencialmente em transformar um sistema de equações diferenciais com condições de contorno estabelecidas num sistema de equações algébrico com grande número de incógnitas, mas que pode facilmente ser resolvido com ajuda do computador. Detalhes sobre o método matricial se pode citar Macgire, 2000 e sobre especificidades de como aplicar o método matricial na análise de flexibilidade de tubulações pode-se citar como referência o Peng, 2009.

O traçado da linha de tubulação é o fator que mais influência na análise da flexibilidade. Telles, 2012 apresenta uma série de recomendações a fim de aumentar a flexibilidade de uma tubulação, elas são:

- a) Maximizar o comprimento desenvolvido em relação à distância entre os pontos extremos.
- b) Maximizar a simetria do traçado.
- c) Minimizar as desproporções entre os diversos ramos da tubulação.
- d) Maximizar a liberdade de movimento da tubulação.

4.8. Influência da flexibilidade das curvas

A primeira análise teórica do comportamento de curvas de tubo submetida a momento fletor, segundo a ASME, foi realizada por Theodore Von Karman. Este pesquisador demonstrou que quando um tubo de feixe reto está sujeito à flexão a máxima tensão ocorre na fibra mais afastada. No entanto um tubo curvo se comporta de maneira diferente, a seção transversal circular da curva se torna oval aumentando dessa forma a flexibilidade, pois ocorre o relaxamento da fibra mais afastada. Sem a participação adequada dessa fibra o momento de inercia efetivo é reduzido, Figura 4.2, esse relaxamento é definido como fator de flexibilidade, k .

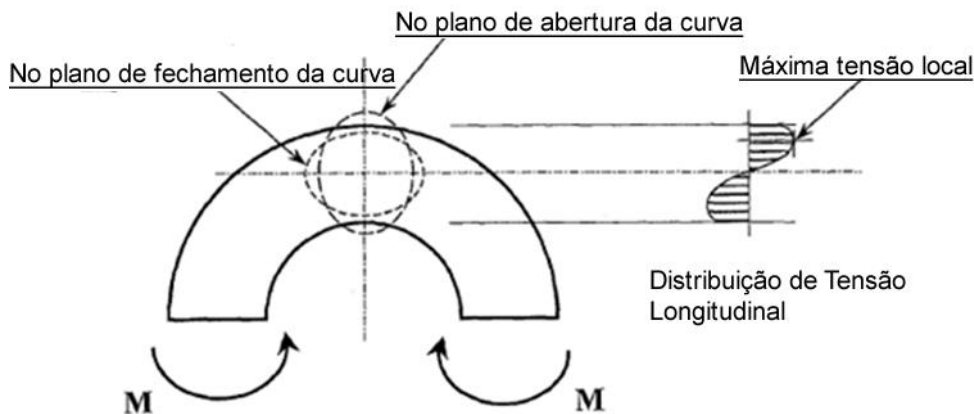


Figura 4.2 - Ovalização de uma curva submetida a momento fletor, Peng 2009.

Para o cálculo de um acessório se utiliza o fator de flexibilidade, que é definido como sendo a relação de flexibilidade que teria um trecho de tubo reto e o acessório em questão, verificar no anexo I, no caso de torção o fator de flexibilidade é 0,9. Esses fatores são introduzidos no cálculo dividindo-se o momento de inercia por esse fator e multiplicando o momento de inercia a torção por 0,9.

5. METODOLOGIA

As ferramentas utilizadas na realização das análises são apresentadas:

Programa de análise estrutural, Mastan 2: (<http://www.mastan2.com>) Este programa de pórtico espacial de domínio público permite o cálculo de estrutural, contemplando a realização de cálculos de análise linear, e também permitindo considerar alguns tipos de não linearidades, utiliza o método de matriz de rigidez. Para a introdução das propriedades da seção dos perfis é disponibilizado uma biblioteca onde é possível encontrar algumas séries de tubulações. A análise de solicitações devido à variação de temperatura pode ser realizada e também é possível incorporar apoios elásticos. O programa apresenta uma interface gráfica razoável para a montagem de estruturas e para a apresentação dos resultados. Considerar que o livro de Mcguire et al 2000 apresenta vários exemplos de problemas resolvidos com este programa, dessa forma pode ser considerado uma ferramenta que apresenta resultados satisfatórios. No contexto do presente trabalho este programa será utilizado para verificar se a utilização do programa de dimensionamento específico para tubulação, Caesar II, apresenta resultados semelhantes aos obtidos via Mastan.

Programas de dimensionamento de tubulações Caesar II (<http://www.coade.com>) e **AutoPipe** (<http://www.bentley.com>): Estes programas têm embutidos dentro de seu ambiente de trabalho um programa de análise de estrutural com certas ferramentas dedicadas ao cálculo de tubulações, como a implementação direta dos coeficientes de correção da flexibilidade e de apoios especiais utilizados na instalação de tubulações industriais. Esses programas seguem os critérios apresentados pela norma, no caso a mais utilizada é a ASME B31, fornecendo as propriedades mecânicas dos mais diversos materiais, é facilitada a entrada e exibição de todos os dados necessários para definir uma análise de uma tubulação. A parte gráfica é de fácil interpretação e visualização dos resultados (deslocamentos e tensões), esses programas apresentam resultados semelhantes entre si, se diferenciam pela forma que tratam os acessórios.

6. APLICAÇÕES REALIZADAS

São apresentadas aplicações simplificadas onde é possível verificar a correta utilização dos programas de dimensionamento e tendências de comportamento que surgem na análise de flexibilidade de uma tubulação.

6.1. Análise de um cotovelo

Para essa análise se dispõem de dois trechos de tubulação conectados por um cotovelo, considerando os dois extremos da tubulação engastados. A diferença dos resultados entre a solução obtida com o programa Caesar II e as diferentes implementações realizadas no programa Mastan são avaliadas comparando a reação nos engastes. O que diferencia os resultados apresentados pelos softwares de análise de flexibilidade é a geometria utilizada no cálculo do cotovelo.

Utilizando o programa Caesar II e o Mastan três configurações diferentes para modelar o cotovelo foram apresentadas conforme Figura 6.1, nessas configurações foram aplicadas, no Mastan, as propriedades do fator de flexibilidade nos trechos que representam as curvas. Ambos os casos foram submetidos nas mesmas condições de projeto, tubo de 4" de espessura padrão, sch. 40, material de aço carbono, ASTM A-106 Gr B, e submetidos a uma temperatura de 300 graus Celsius. O intuito dessa comparação é verificar a forma com que software de código fechado (Caesar II) trata esse acessório, possibilitando posteriormente uma verificação dos resultados desse software comparando-os com os obtidos através do Mastan.

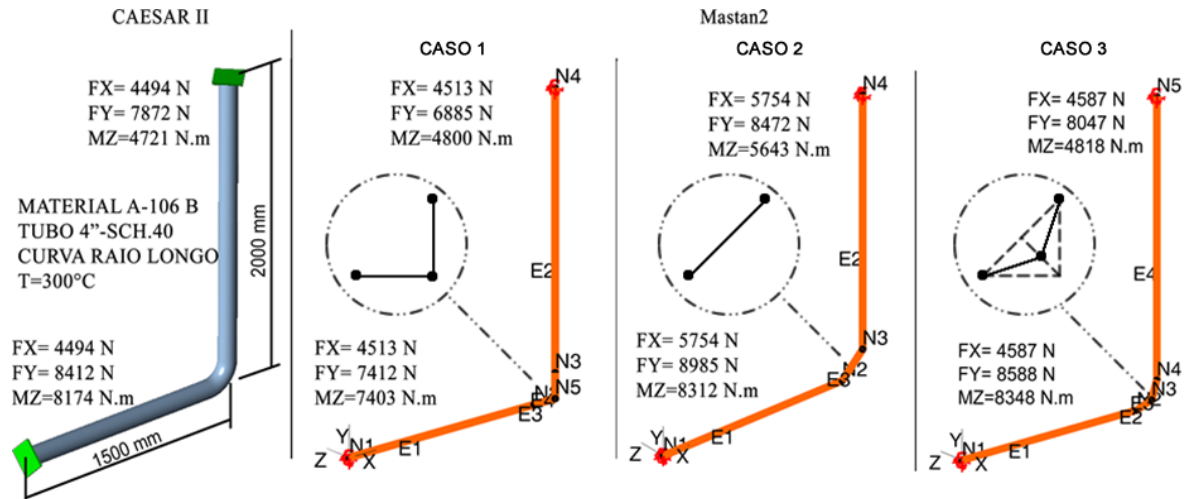


Figura.6.1 - Comparação entre três curvas com geometrias distintas utilizado o fator de flexibilidade.

Dos resultados apresentados na Figura 6.1 verifica-se que entre as soluções obtidas no Mastan a que mais se aproxima da apresentada pelo Caesar e a terceira configuração.

6.2. Resultados comparativos entre três softwares de uma tubulação simples

Na Figura 6.2 se apresenta a configuração geométrica a ser analisada, a tubulação foi considerada como bi engastada em seus extremos e submetida apenas a carga proveniente da variação de temperatura e de seu peso próprio. As tensões resultantes foram obtidas através da soma das tensões longitudinais. Antes de se utilizar qualquer ferramenta de cálculo pronta, código fechado, é importante verificar se ela apresenta resultados coerentes, para isso se utilizou como comparativo o erro relativo (modulo da diferença entre tensões sobre o valor da tensão tida como real, no caso a tensão obtida via Mastan). Como forma de comparar diferença entre os softwares de análise de flexibilidade essa análise foi realizada também com o programa AutoPipe.

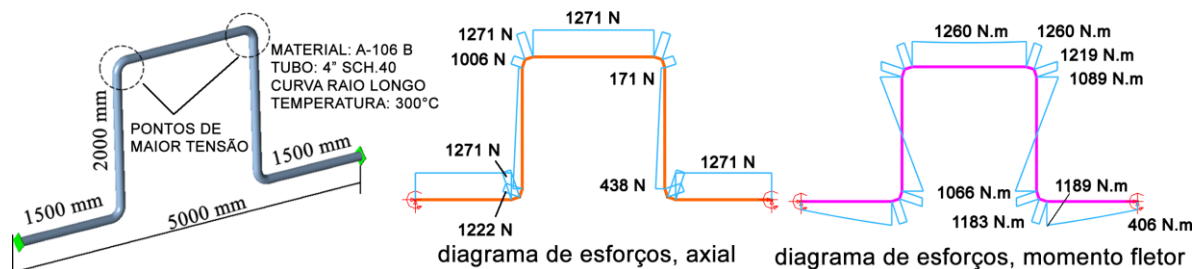


Figura 6.2 - Análise tensões, esforços axiais e momento fletor.

Tabela 6.1 - Comparação da máxima tensão entre diferentes softwares

TENSÕES RESULTANTE, Se [kPa]			ERRO RELATIVO	
MASTAN2	CAESARII	AutoPipe	CAESARII	AutoPipe
47.423,5	47.329,5	45.509,7	0,2%	4,03%

Dos resultados obtidos se constatou que a máxima tensão ocorre no mesmo ponto e apresentaram similaridades, o que permite obter certo grau de confiança sobre a forma em que os softwares de dimensionamento estão sendo utilizados. As maiores tensões ocorrem nas curvas devido ao fenômeno de ovalização, ver anexo I. Pode-se verificar ainda que os resultados obtidos no AutoPipe são diferentes dos obtidos entre o Caesar, mostrando a influência do cotovelo na flexibilidade. Com isso é possível adotar o software Caesar como ferramenta de análise desse trabalho.

6.3. Alteração da flexibilidade com o traçado da tubulação

A flexibilidade de tubulação depende de diversos fatores, bem como o material utilizado, os tipos de suportes e o traçado da linha. Quando se dimensiona uma tubulação se deseja uma flexibilidade adequada. Economicamente, o melhor traçado seria uma linha reta, pois ocorre a menor perda de carga e o menor custo, entretanto, devido à dilatação térmica e a baixa flexibilidade do material as cargas se tornam muito elevadas sendo necessário o uso de juntas de expansão ou o redesenho da linha.

Para tal, uma verificação comparando diferentes arranjos, utilizando o Caesar, submetidos às mesmas condições de projeto, tubo de 4" de espessura padrão, sch. 40, e material de aço carbono, ASTM A-106 Gr B, e submetidos a uma temperatura de 300 graus Celsius. Demonstra-se a importância do traçado a fim de obter uma redução nas tensões na tubulação, conforme figura 6.3, detalhes sobre os esforços podem ser visto em Apêndice II.



Figura 6.3 - Redução da tensão resultante com a adição "U" em relação a um tubo reto.

Analisando as configurações de traçados para uma mesma distância entre ancoragens nota-se que com o acréscimo de liberdade de movimento decorrente da adição de braços de alavanca conhecidos como loops "U" as tensões reduziram muito. No segundo modelos em relação ao primeiro há uma redução de 93,6% da tensão, no terceiro modelo essa redução chega a 95,6%, devido à torção causada pelo peso próprio não houve uma maior redução.

Segundo Telles, 2012 no caso de usar o modelo em "U" a melhor configuração é aquela que apresenta a menor desproporção entres os diversos lados e possui a maior liberdade de movimento, conforme figura 6.4.

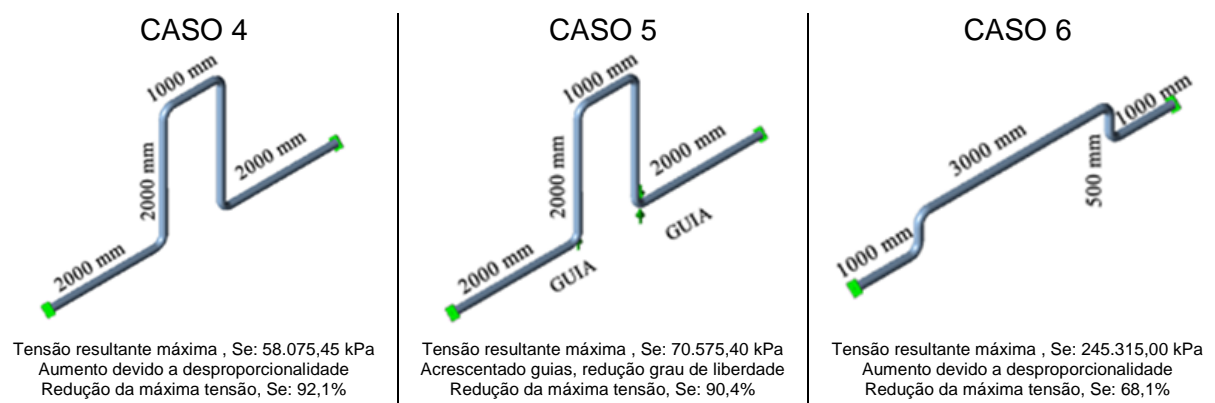


Figura 6.4 - Aumento da tensão devido à desproporcionalidade e ao acréscimo de limitador de liberdade de movimento, no caso guia.

Tabela 6.2 - Redução das tensões devido à configuração da tubulação

	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6
Tensão Resultante (kPa)	738.433,20	47.329,54	3.244,89	58.075,45	70.575,4	235.315,0
Redução	0,0%	93,6%	95,6%	92,1%	90,4%	68,1%

Com essa comparação nota-se a importância da configuração da tubulação para se alcançar a flexibilidade desejada, nesse caso a melhor relação custo/benefício é o caso 2, mais detalhes podem ser encontrado no livro do Telles, 2012.

7. ESTUDO DE TUBULAÇÃO REAL

Descrição do problema: Nesta seção se avalia um tramo da tubulação de uma refinaria. Dados sobre a refinaria e as suas características específicas se encontram no trabalho de conclusão de curso de Pauletto, 2012. No qual a análise realizada apresenta diversas alternativas para diminuir as tensões na parte da tubulação analisada. Na figura 7.1 se apresenta uma vista geral das instalações onde se encontra a tubulação em estudo e na figura 7.2 a solução proposta pelo autor.



Figura 7.1 - Forno reformador da refinaria Landulpho Alves

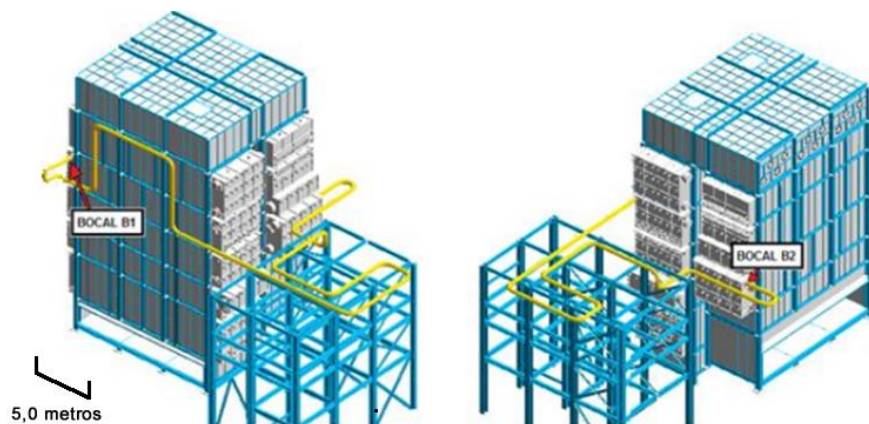


Figura 7.2 – Modelagem do forno, solução proposta por Pauletto, 2012.

Trata-se de uma tubulação, conectada a um forno reformador, destinada ao transporte de vapor de ar a uma temperatura elevada e considerada homogênea ao longo de todo o trecho, submetida à pressão interna. Devido à alta temperatura do forno a tubulação apresenta um deslocamento prescrito inicial nas conexões com o forno, decorrente da dilatação térmica. Além disso, o forno apresenta componentes internos que produzem solicitações cíclicas de até 2Hz.

Dados do problema: São obtidos através do trabalho do autor estudado.

Na tabela 7.1 são apresentados os valores das condições de operação, projeto e teste hidrostático para linha.

Tabela 7.1 - Especificação de projeto, operação e teste hidrostático

Temperatura [°C]			Pressão [MPa]		
Operação	Projeto	Teste	Operação	Projeto	Teste
350	410	21	4,41	4,9	7,35

Na tabela 7.2 estão apresentados os valores dos máximos esforços admissíveis nos bocais.

Tabela 7.2 - Esforços admissível nos bocais

	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [N.m]	My [N.m]	Mz [N.m]
Esforços	F. radial	F. tang.	F. longit.	M. torsor	M.longit.	M. tang.
Admissíveis	21.351	21.351	13.344	6.915	6.915	9.276

Devido à variação da temperatura de montagem e operação, dilatação térmica, os bocais possuem uma variação da sua posição original indicados na tabela 7.3.

Tabela 7.3 - Deslocamento dos bocais

Bocal	Dx [mm]	Dy [mm]	Dz [mm]
B1	-37	9	13
B2	76	3	-13

Tensões de projeto: Na tabela 7.4 os valores característicos das tensões utilizadas na realização dos cálculos são apresentados. Tensões escoamento, S_y , de ruptura, S_T , e admissíveis para tensões primárias na temperatura ambiente, S_c , e na temperatura de projeto, S_h . Estas tensões são obtidas utilizando a tabela A-1M da norma ASME B31.3. O valor da tensão admissível para verificar tensões secundárias, S_a , é calculada utilizando a expressão 4.1 já apresentada.

Tabela 7.4 - Dados estruturais e de projeto do material do tubo

Material tubo	Diâmetro Nominal [in]	Espesura [mm]	Sobre espessura de corrosão [mm]	Eficiência solda	S_y [MPa]	S_T [MPa]	S_c [MPa]	S_h [MPa]	S_a [MPa]
A-335 GR P11	16	25,4	2,0	100%	205	415	137,9	104,2	198,4

Vão máximo admissível: O vão máximo entre pontos de ancoragem é importante para que o projeto esteja adequado à norma. Conforme apêndice I, esse valor é de 15,38 metros, limitado pela flecha máxima.

Mínima espessura admissível da tubulação devido à pressão: Conforme norma ASME, anexo II, a mínima espessura admissível para a tubulação é de 11,41 mm para o trecho reto e para as curvas são de 13,70 mm no lado intrados (interno a curva) e de 10,25 mm para o lado extrados (externo a curva).

Análise da flexibilidade: Na análise da flexibilidade se utiliza os critérios de projeto, temperatura e dados estruturais. Inicialmente deve-se verificar o possível traçado da tubulação e os pontos onde esta poderá ser fixada. A melhor configuração é aquela em que apresenta o menor comprimento linear de tubulação e ao mesmo tempo cumpra com os requisitos mínimos de projeto, no caso as cargas nos bocais e a faixa de frequência aceitável.

No projeto de uma tubulação se busca a flexibilidade adequada, pois uma tubulação muito flexível apresenta uma frequência natural baixa que coincidem com a frequência de

trabalho de muitos equipamentos da indústria, entretanto uma tubulação muito rígida apresenta cargas muito elevadas.

Configuração Inicial: Após analisar os prováveis pontos de ancoragem apresentados verificou-se a possibilidade de implementar o traçado ilustrado na Figura 7.3 utilizando o menor comprimento linear de tubulação. A primeira curva do bocal B1 na direção de y negativo foi mantida da solução apresentada no trabalho estudado, com o intuito de anular a dilatação na direção y positivo do forno, a dilatação na direção x e y sobressalentes são absorvidas parcialmente pela flexibilidade das curvas.

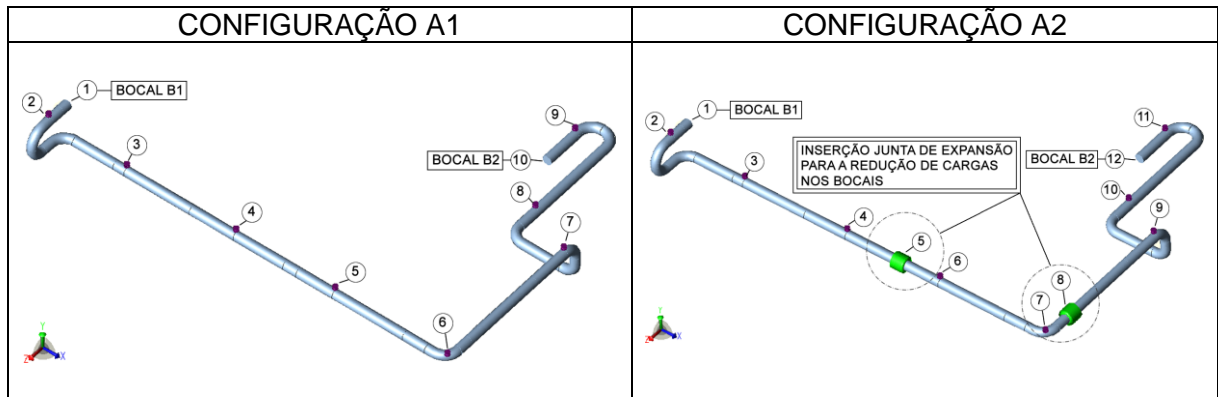


Figura 7.3 – Configuração A1 e A2, análise inicial das possíveis soluções.

Com a configuração A1 a tubulação se adequa a quase todos os requisitos, porém o momento nos bocais não satisfazem as condições de projeto. Outra solução seria o emprego de junta de expansão conforme configuração A2, porém a frequência natural não se adequa ao exigido.

Analisando possíveis soluções: Conforme analisado, para atender as condições de projeto deve-se melhorar a flexibilidade da configuração A1 e manter a frequência natural acima de 2,0 Hz. Inicialmente é inserido um ponto de limitador de deslocamento (ancoragem) na direção x e mais a adição de guias, com o intuito de igualar a dilatação da tubulação com o deslocamento inicial do bocal B1 e reduzir a interferência do lado oposto da tubulação. Além disso, deve-se introduzir um loop “U” a fim de inserir uma flexibilidade adicional, desta forma fica definida a Configuração B apresentada na Figura 7.4.

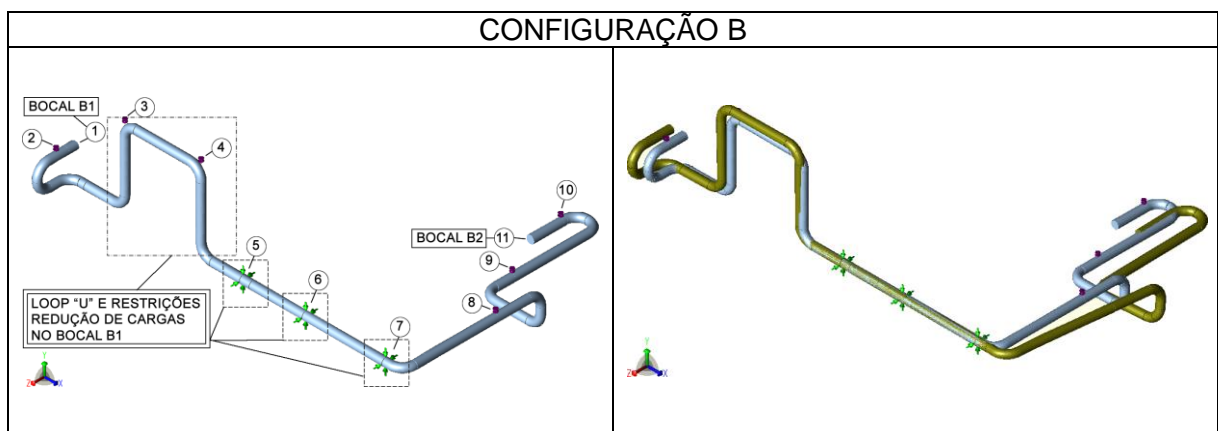


Figura 7.4 - Configuração B com os deslocamento, ampliado 15 vezes.

As cargas no bocal B1 proveniente do bocal B2 foram absorvidas parcialmente com a configuração B, entretanto devido às restrições 5, 6 e 7 uma carga alta de torção é

transferida para a tubulação devido ao deslocamento do bocal B2 ocasionando um momento alto M_x no bocal B1.

No intuito de reduzir as reações no bocal B2 e o momento M_x no bocal B1 é possível propor duas soluções, sendo uma com a adição de juntas de expansão e outra utilizando a flexibilidade proveniente do traçado da tubulação.

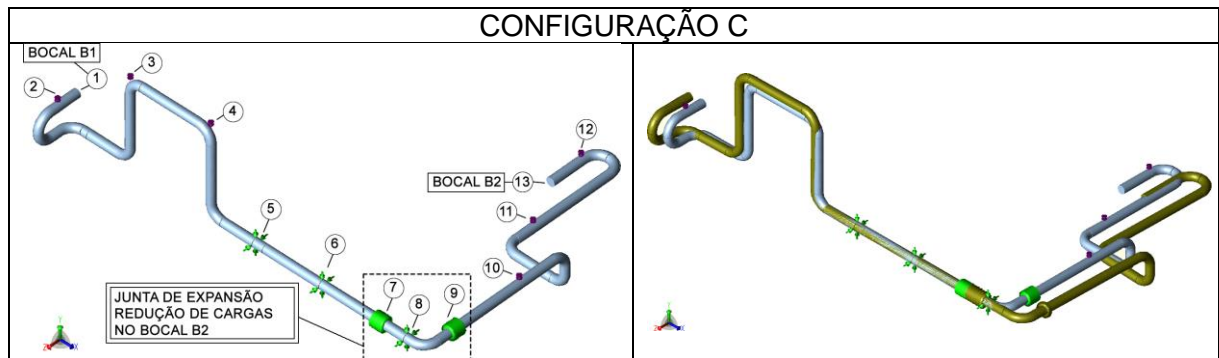


Figura 7.5 - Configuração C com os deslocamentos, ampliando 15 vezes.

Na configuração C é possível verificar que as cargas provenientes de B2 em B1 e as cargas em B2 foram absorvidas pelas juntas de expansão. Esta configuração teve como base a união da solução da configuração A2 e B. As juntas de expansão devem ser cuidadosamente adotadas, pois muitas suportam apenas cargas axiais, devido a essa restrição elas estão localizadas entre apoios.

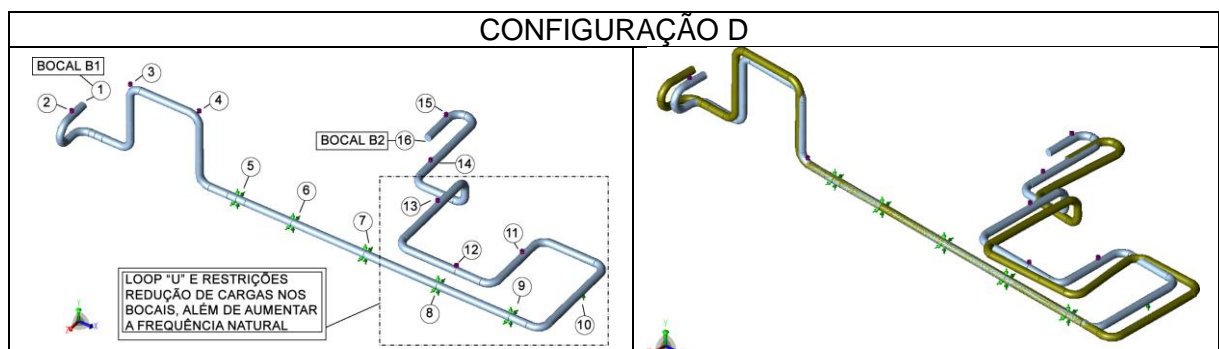


Figura 7.6 - Configuração D com os deslocamentos, ampliando 15 vezes.

Na configuração D a flexibilidade é adquirida com o traçado da tubulação e ancoragens em pontos certos. Devido à dilatação a correta localização dos pontos de ancoragens reduzem significativamente as cargas nos bocais. Os suportes tipo mola são projetados para suportar o peso próprio da tubulação e permitir o livre deslocamento no sentido oposto, essa proposta apresenta uma semelhança com a solução alcançada no trabalho de referência, porém com algumas alterações nas medidas dos loops U, redução da desproporcionalidade, foi possível reduzir o comprimento linear de tubulação utilizada.

Comparação dos resultados: Comparando os resultados adquiridos nas soluções propostas se verifica que somente nos casos das configurações C e D foi possível atender todos os critérios de projeto (cargas nos bocais, frequência natural e tensões). A tabela 7.5 demonstra os valores recorrentes dos cálculos nos bocais B1 e B2 e os dois primeiros modos de vibração para todas as configurações estudadas até o presado momento.

Tabela 7.5 - Cargas e frequências nos bocais

Cargas e Frequência	Configuração					Admissível
	ESFORÇOS BOCAL B1					
	A1	A2	B	C	D	
Fx [N]	2.779	699	-10.778	-10.270	-13.242	21.351
Fy [N]	9.294	9.782	-5.929	5.624	-6.270	21.351
Fz [N]	215	173	-2.589	-2.689	-3.100	13.344
Mx [N.m]	5.914	2.310	11.200	6.882	5.779	6.915
My [N.m]	-13.497	-3.150	3.796	5.250	5.334	6.915
Mz [N.m]	1.923	3.183	-5.904	-4.437	-6.700	9.276
	ESFORÇOS BOCAL B2					
Fx [N]	-2.779	-699	61.790	-7.361	-13.897	21.351
Fy [N]	209	536	25.004	-3.386	-4.369	21.351
Fz [N]	-215	-173	-172.208	-9.769	-9.022	13.344
Mx [N.m]	6.436	4.664	-35.799	5.106	-5.456	6.915
My [N.m]	-19.029	-6.602	230.540	1.748	-1.650	6.915
Mz [N.m]	-5.226	-4.987	-36.339	-6.926	-4.520	9.276
	MODO DE VIBRAÇÃO					
Modo 1 [Hz]	2,14	0,78	2,84	2,28	2,31	2,0
Modo 2 [Hz]	3,38	0,96	4,52	2,89	2,55	

Tensões na tubulação: As máximas tensões presentes na tubulação nas configurações C e D podem ser verificadas na tabela 7.6. Ambos apresentam tensões menores que a admissível.

Tabela 7.6 - Máximas tensões presentes nas tubulações de configuração C e D

Tipo de Carga	CONFIGURAÇÃO C		CONFIGURAÇÃO D		Tensão Admissível [kPa]
	Máxima Tensão [kPa]	Razão da admissível [%]	Máxima Tensão [kPa]	Razão da admissível [%]	
Pressão interna	47.270	45,34	47.270	45,34	104.250
Temperatura	24.910	12,56	50.200	25,30	198.375

Estudo dos resultados: Para as condições impostas no trabalho as possíveis soluções foram apresentadas, configuração C (utilizando junta de expansão) ou D (semelhante à adotada pelo autor, devido à simetria dos loops e alteração das fixações pode-se reduzir o comprimento final de tubulação). Analisando as tensões presentes na tubulação é possível verificar que a tubulação esta superdimensionada, dessa forma pode-se redimensionar sua espessura. Além de reduzir o custo com material a redução da espessura promove uma redução nas tensões nos bocais devido ao menor peso e a maior flexibilidade, sendo possível reduzir o comprimento total de tubo e o número de curvas.

Considerando que a tolerância da variação da espessura apresenta o valor de 12,5%, valor usual para tubo comercial conforme norma ASME, a espessura da chapa a ser usada na confecção do tubo e das curvas deve satisfazer inicialmente as tensões primárias. A mínima espessura comercial para curva: intrados 15,66 mm e extrados 11,71 mm e tubo: 13,04 mm. Com isso pode ser usado um tubo com espessura de 5/8 de polegada (15,87 mm).

Para verificar a influência da espessura na rigidez do tubo, conseqüentemente no ganho de flexibilidade, se utilizou o mesmo traçado da configuração D, proposta anteriormente, e reduziu-se a espessura da tubulação de 1" para 5/8". Com isso se verifica uma redução considerada nas reações nos bocais, na tabela 7.7 pode-se verificar os valores obtidos somente alterando a espessura da tubulação.

Tabela 7.7 - Cargas, tensões e modos de vibração da configuração D', tubo com 5/8" de espessura

Cargas	B1	B2	Admiss.		Modo 1	Modo 2	
Fx [N]	-6.584	-6.671	21.351		Frequência [Hz]	2,04	2,51
Fy [N]	4.692	-2.429	21.351		Mínima Frequência adm. [Hz]	2,0	
Fz [N]	-1.733	-4.333	13.344			Press. int.	Temperatura
Mx [N.m]	3.984	2.939	6.915		Máx. Tensão [kPa]	81.810	52.220
My [N.m]	3.084	1.701	6.915		Tensão adm. [kPa]	104.250	198.375
Mz [N.m]	-4.005	-3.294	9.276		Razão da adm. [%]	78,48	26,32

Solução final: A espessura da tubulação assume o valor de 5/8 de polegada, e o novo traçado pode ser verificado na figura 7.7, configuração E. Essa configuração é adotada como solução final do problema.

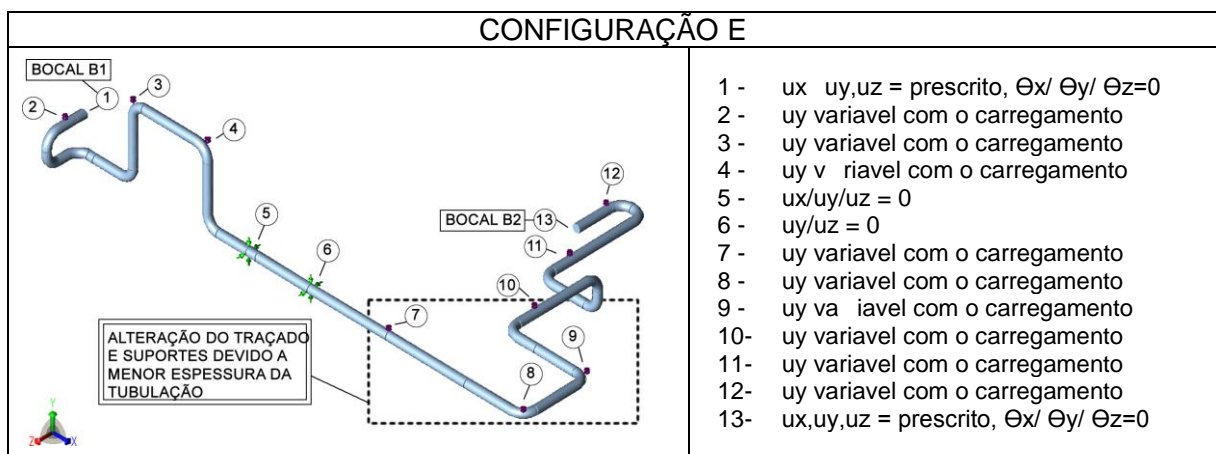


Figura 7.7 - Configuração E, solução proposta, com as restrições.

A configuração E somente é possível devido à redução da espessura da tubulação e consequentemente um aumento na flexibilidade devido à redução significativa no momento de inércia da seção tubular. A tabela 7.8 apresenta os valores referentes a esse novo arranjo.

Tabela 7.8 - Cargas, tensões e modos de vibração da configuração E, tubo com 5/8" de espessura

Cargas	B1	B2	Admiss.		Modo 1	Modo 2	
Fx [N]	-7.299	-8.083	21.351		Frequência [Hz]	2,32	2,62
Fy [N]	73	-2.924	21.351		Mínima Frequência adm. [Hz]	2,0	
Fz [N]	-988	-9.569	13.344			Press. int.	Temperatura
Mx [N.m]	3.474	-695	6.915		Máx. Tensão [kPa]	81.810	52.230
My [N.m]	192	6.417	6.915		Tensão adm. [kPa]	104.250	198.375
Mz [N.m]	-3.621	-4.610	9.276		Razão da adm. [%]	78,48	26,32

Com esse novo arranjo é possível uma redução no número de curvas utilizadas, número de suportes e comprimento linear de tubulação. Além disso, esse arranjo atende todos os critérios de projeto (frequência, pressão interna, temperatura e cargas nos bocais). O vão máximo para esse caso é de 14,82 metros.

8. CONCLUSÃO

No presente trabalho se realizou uma comparação entre os softwares de análise de flexibilidade de tubulações (Auto Pipe e o Caesar II) e o software de cálculo analítico (Mastan), procurando com um exemplo simples verificar o adequado uso do software de dimensionamento, posteriormente entender os princípios básicos utilizados nas análises de flexibilidade. Por último uma tubulação real é analisada, já previamente analisada em Pauleto, 2012, onde novas propostas de solução são discutidas.

Durante o trabalho foi possível obter as seguintes conclusões:

- A análise de traçados simples de tubulação permite perceber a influência do traçado geométrico na redução das tensões secundárias.
- O estudo de diferentes propostas empregando o software de análise Caesar permite ilustrar como este pode auxiliar na procura de soluções mais eficientes.
- A importância de contestar os resultados obtidos na busca de soluções mais viáveis.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

American Society of Mechanical Engineers (ASME) B31.3, “**Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31**”, 2012.

Autopipe. <http://www.bentley.com>. Acessado em 21/08/2014.

Baiolona, B. A., Porto, F. S. A., Camargo, J. R., Ferreira L. “**Análise de Tensões em tubulações Industriais**”. 1ª edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2006.

Intergraph® Coade Caesar ii®, <http://www.coade.com>. Acessado em 28/08/2014.

Kellogg, M. W. “**Design of Piping Systems**”, 2º edição, 1975.

Mcguire, W., R. H. GALLAGHER, AND R. D. ZIEMIAN “**Matrix Structural Analysis**”, 2ª edição, 2000.

Pauleto, R. (P.R.) **Dimensionamento mecânico de tubulações: Projeto normatizado, análise de flexibilidade e esforços atuantes**. 2012. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

Peng, L. C. and Peng, T. L.”**Pipe Stress Engineering**”, ASME Press (American Society of Mechanical Engineers), Houston, Texas, USA 1ª edição, 2009.

Petrobras Normas Técnicas “**N-57, Projeto Mecânico de Tubulações Industriais, 2ª emenda**”, Revisão G, 2012.

Silva Telles, P.C. “**Tubulações Industriais – Cálculo**”. 9ª edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2012.

Silva Telles, P.C. “**Tubulações Industriais – Materiais, Projeto, Montagem**”. 10ª edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2012.

Silva Telles, P.C.; PAULA BARROS, D.G. “**Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações**”. 7ª edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2011.

Anexo I

FATOR DE FLEXIBILIDADE DE CURVAS**Table D300¹ Flexibility Factor, k , and Stress Intensification Factor, i**

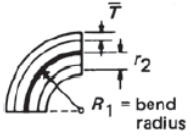
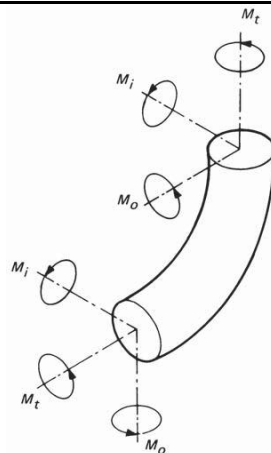
Description	Flexibility Factor, k	Stress Intensification Factor [Notes (2), (3)]		Flexibility Characteristic, h	Sketch
		Out-of-Plane, i_o	In-Plane, i_i		
Welding elbow or pipe bend [Notes (2), (4)-(7)]	$\frac{1.65}{h}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T}R_1}{r_2^2}$	

Tabela de fator de flexibilidade e intensificação de tensão de uma curva

TENSÃO RESULTANTE DA FLEXÃO EM CURVAS, S_b 

Momento em curva, ASME B31.3-2012

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z}$$

Sendo:

Z - Momento resistente da seção transversal;

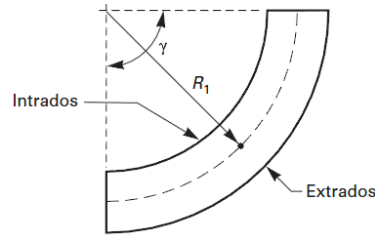
i_i - Fator intensificador de tensão, no plano da derivação;

i_o - Fator intensificador de tensão, no plano normal a derivação;

M_i - Momento fletor no plano da derivação;

M_o - Momento fletor no plano normal a derivação;

Anexo II
CÁLCULO DA ESPESSURA DA TUBULAÇÃO



Espessura mínima de uma curva

Conforme norma ASME a mínima espessura, t , que a tubulação deve ter é dada por:

Mínima espessura	Intrados	Extrados
$t = \frac{PD}{2(S_h E/I + PY)} + C$	$I = \frac{4(R_1/D) - 1}{4(R_1/D) - 2}$	$I = \frac{4(R_1/D) + 1}{4(R_1/D) + 2}$

A escolha da espessura da tubulação comercial, t_m , deve ser considerada a tolerância da variação da espessura devido à fabricação, x , para tubo sem costura x vale 0,125:

$$t_m = \left(\frac{1}{1-x} \right) \left[\frac{PD}{2(S_h E/I + PY)} + C \right]$$

Onde:

- P – Pressão interna de projeto;
- D – Diâmetro externo;
- S_h – Tensão admissível do material na temperatura de projeto
- E – eficiência de solda;
- C – sobre espessura de corrosão, erosão e abertura de roscas e de chanfros;
- Y – Coeficiente de redução de acordo com o material e a temperatura do tubo;
- R_1 – Raio da linha neutra da curva;
- I – Coeficiente de correção da espessura mínima após a dobra, tubo reto $I = 1,0$;

VÃO ENTRE SUPORTES

Vão devido à tensão máxima, L_s	Vão devido à flecha máxima, L_s
$L_s = \sqrt{\frac{10ZS_v}{q}}$	$L_f = \sqrt[4]{\frac{f_{cr} E_n I_n}{600q}}$

Onde:

- Z – Momento resistente da seção transversal do tubo, cm^3 ;
- S_v – Tensão máxima de flexão, MPa;
- q – Soma das cargas distribuídas, N/m;
- f_{cr} – Flecha máxima admissível, mm;
- E_n – Módulo de elasticidade do material na temperatura considerada, MPa;
- I_n – Momento de inércia da seção transversal do tubo, cm^4 ;

Apêndice I

CÁLCULO DO VÃO MÁXIMO

Localização	Na área de processo		
Material	A335 P11		
Diâmetro Nominal	DN	16"	16"
Espessura Nominal	tN	esp. 1"	esp. 5/8"
Temperatura	T	410,00	410,00 °C
Limite de resistência tubo	LR	414,00	414,00 Mpa
Densidade fluido trabalho	rhof	9.810,00	9.810,00 N/m ³
Densidade tubo	rho	76.473,00	76.473,00 N/m ³
Espessura real	t	25,4	15,87 mm
Diâmetro Externo	De	406,4	406,4 mm
Flecha máxima	fcr	10,00	10,00 mm
Área tubo	A	304,02	194,71 cm ²
Momento Inercia	In	5,54E+04	3,72E+04 cm ⁴
Momento Resiste	Z	2,73E+03	1,83E+03 cm ³
Módulo de elasticidade	En	2,00E+05	2,00E+05 Mpa
Área interna	Ai	993,15	1.102,46 cm ²
Peso linear tubo	qtubo	2.324,97	1.488,98 N/m
Peso linear fluido	qf	974,3	1.081,5 N/m
Peso linear total	q	3.299,24	2.570,50 N/m
Tensão máxima de flexão	Sv	41,4	41,4 Mpa
Vão devido à flecha	Lf	15,38	14,82 m
Vão devido à tensão	Ls	18,50	17,17 m
Vão máximo	Lmáx	15,38	14,82 m

COMPARAÇÃO DO MODELO DE CURVA ENTRE CAESAR II E MASTAN2

CONFIGURAÇÃO 01									
MASTAN2									
Elemento	nó	CARGAS [N]		TENSÕES [kPa]		TENSÕES RESULT. [kPa]		ERRO RELATIVO	
		AXIAL	MOMENTO	AXIAL σ_x	FLETOR σ_x	Se	Se		
E1	N1	4513	7403000	2201,5	140558,6	142760,1	157216,1	10,1%	<p>FX= 4513 N FY= 6885 N MZ=4800 N.m</p>
E1	N2	4513	2443000	2201,5	46384,5	48586,0	59454,21	18,3%	
E3	N2	4513	2443000	2201,5	90478,5	92679,9	113888,6	18,6%	
E3	N3	4513	3538000	2201,5	131032,7	133234,1	141302,5	5,7%	
E4	N3	7152	3538000	3488,8	131032,7	134521,4	141302,5	4,8%	
E4	N4	7152	2850000	3488,8	105552,0	109040,8	136496,2	20,1%	
E2	N4	7152	2850000	3488,8	54112,1	57600,9	71916,28	19,9%	
E2	N5	6885	4800000	3358,5	91136,2	94494,7	93369,89	1,2%	
MAIOR TENSÃO RESULTANTE (Se):						142760,0847	157216,1	9,2%	

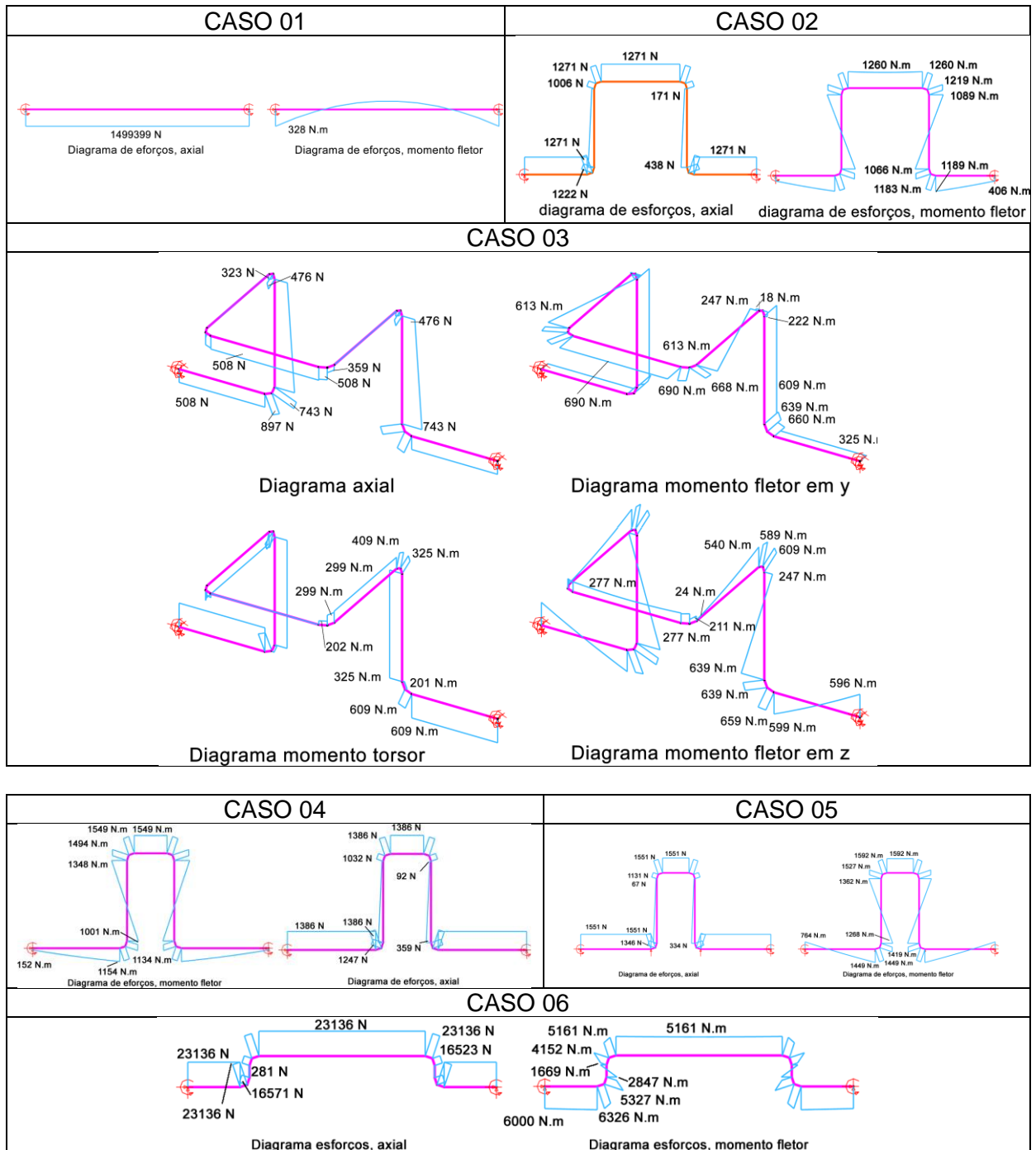
CONFIGURAÇÃO 02									
MASTAN2									
Elemento	nó	CARGAS [N]		TENSÕES [kPa]		TENSÕES RESULT. [kPa]		ERRO RELATIVO	
		AXIAL	MOMENTO	AXIAL σ_x	FLETOR σ_x	Se	Se		
E1	N1	5754	8312000	2806,8	157817,5	160624,4	157216,1	2,1%	<p>FX= 5754 N FY= 8472 N MZ=5643 N.m</p>
E1	N2	5754	3653000	2806,8	69358,5	72165,3	59454,21	21,4%	
E3	N2	10270	3653000	5009,8	135291,8	140301,5	113888,6	23,2%	
E3	N3	10250	4111000	5000,0	152254,2	157254,2	141302,5	11,3%	
E2	N3	8739	4111000	4262,9	152254,2	156517,1	141302,5	10,8%	
E2	N4	8472	5643000	4132,7	208993,0	213125,7	136496,2	56,1%	
MAIOR TENSÃO RESULTANTE (Se):						213125,6922	157216,1	35,6%	

CONFIGURAÇÃO 03									
MASTAN2									
Elemento	nó	CARGAS [N]		TENSÕES [kPa]		TENSÕES RESULT. [kPa]		ERRO RELATIVO	
		AXIAL	MOMENTO	AXIAL σ_x	FLETOR σ_x	Se	Se		
E1	N1	4587	8348000	2237,6	158501,1	160738,6	157216,1	2,2%	<p>FX= 4587 N FY= 8047 N MZ=4818 N.m</p>
E1	N2	4587	3082000	2237,6	58517,0	60754,6	59454,21	2,2%	
E2	N2	7000	3082000	3414,6	114144,3	117559,0	113888,6	3,2%	
E2	N3	6994	3864000	3411,7	143106,3	146518,0	141302,5	3,7%	
E3	N3	9379	3864000	4575,1	143106,3	147681,4	141302,5	4,5%	
E3	N4	9361	3657000	4566,3	135439,9	140006,3	136496,2	2,6%	
E4	N4	8338	3657000	4067,3	69434,4	73501,7	71916,28	2,2%	
E4	N5	8047	4818000	3925,4	91478,0	95403,3	93369,89	2,2%	
MAIOR TENSÃO RESULTANTE (Se):						160738,6241	157216,1	2,2%	

Comparação das tensões entre os diferentes modelos de representar uma curva, com o fator de flexibilidade aplicado.

Apêndice II

DIAGRAMAS DOS ESFORÇOS NAS DIFERENTES ESTRUTURAS



Diagramas de esforços na análise da redução de tensão conforme o traçado e restrições

