



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
Universidade Federal de Ouro Preto  
Escola de Minas – Departamento de Engenharia Civil  
Mestrado em Engenharia Civil

---



Caio Orsi Vieira Ramos Pereira

Análise Numérico-Experimental de Resistência a Flexão em Ligações Tubulares  
Flangeadas

Ouro Preto - MG  
Maio - 2016

Caio Orsi Vieira Ramos Pereira

Análise Numérico-Experimental de Resistência a Flexão em Ligações Tubulares  
Flangeadas

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil do Departamento de Engenharia Civil da Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto, como parte integrante dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, na área de concentração: Construções Metálicas.

Orientadora: Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Arlene Maria Cunha Sarmanho

Ouro Preto - MG

Maio - 2016

P436a

Pereira, Caio Orsi Vieira Ramos.

Análise numérico-experimental de resistência a flexão em ligações tubulares flangeadas [manuscrito] / Caio Orsi Vieira Ramos Pereira. - 2016. 93f.: il.: color; grafs; tabs.

Orientadora: Profa. Dra. Arlene Maria Cunha Sarmanho.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil.

Área de Concentração: Construções Metálicas.

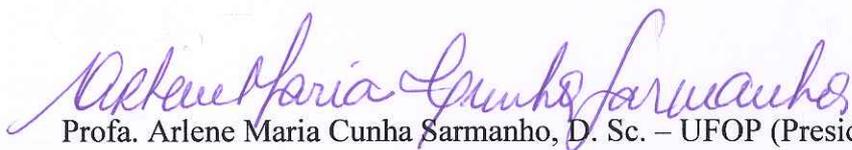
1. Estruturas metálicas. 2. Perfis tubulares. 3. Ligação flangeada. 4. Análise experimental. I. Sarmanho, Arlene Maria Cunha. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 624.016

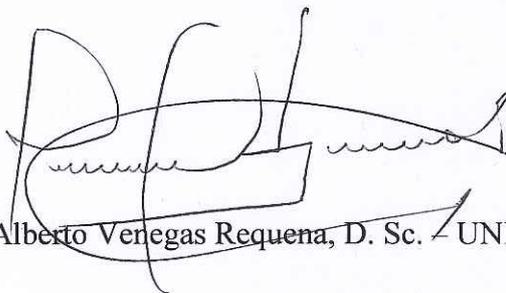
# ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE RESISTÊNCIA À FLEXÃO EM LIGAÇÕES TUBULARES FLANGEADAS

**AUTOR: CAIO ORSI VIEIRA RAMOS PEREIRA**

Esta dissertação foi apresentada em sessão pública e aprovada em 12 de maio de 2016, pela Banca Examinadora composta pelos seguintes membros:



Prof. Arlene Maria Cunha Sarmanho, D. Sc. – UFOP (Presidente)



Prof. João Alberto Venegas Requena, D. Sc. / UNICAMP



Prof. Flávio Teixeira de Souza, D. Sc. - IFMG

## RESUMO

As aplicações de ligações flangeadas são muito comuns em treliças, sendo que tubos em sistemas treliçados estão submetidos a esforços semelhantes aos esforços de cálculo para o dimensionamento dessas ligações. Devido a sua facilidade de montagem em canteiros de obras, a ligação flangeada se torna uma das principais ligações parafusadas existentes. Porém, no dimensionamento existente em prescrições de norma da ligação flangeada o efeito da flexão não é considerado. Cabendo a esta dissertação o objetivo de estudar a influência da flexão na ligação, numericamente (utilizando o Método de Elementos Finitos via software ANSYS) e experimentalmente (por meio de um programa experimental desenvolvido no Laboratório de Estruturas do Departamento de Engenharia Civil da Escola de Minas da UFOP), utilizando os perfis comerciais disponíveis no mercado. Para a consideração da flexão foi variado o centro de aplicação da carga de tração, partindo do centro geométrico dos tubos, conforme a excentricidade de projeto; a excentricidade de projeto foi variada de zero até vinte e quatro por cento do diâmetro externo dos tubos. Com isso foi possível estudar a flexão das flanges e o efeito alavanca gerado. Os estudos propiciaram também a validação do procedimento experimental, sendo que o modelo numérico desenvolvido apresentou boa correlação com os resultados experimentais encontrados neste trabalho e também de outros pesquisadores, levando a um modelo numérico-experimental com uma boa representatividade quando considerada a flexão na ligação.

Palavras-chave: Estruturas metálicas, Perfis tubulares, Ligação flangeada, Análise experimental.

## ABSTRACT

The application of flanged connections is very common in trusses, in which tubes are submitted to similar loadings to design efforts of flanged connection. Because of its easiness of assembly on construction sites, the flanged connection becomes one of the main existing bolted connections. However, in standard prescriptions of flanged connections, the existing design does not consider the bending effect. This dissertation aims to study the influence of bending in connections, numerically (using the Finite Element Method via ANSYS software) and experimentally (through an experimental program developed in the Structures Laboratory of the Civil Engineering's Department of "Escola de Minas" from UFOP) using commercial profiles available on the market. For the consideration of bending, the center of tension load application was varied, starting from the geometric center of the tubes, according to the eccentricity designed; the eccentricity was varied from zero to twenty-four percent of the outer diameter of the tubes. Therefore, it was possible to study the bending of flanges and the generated of prying effect. The studies also enabled the validation of the experimental procedure, since the numerical model showed good agreement with the experimental results found in this dissertation and also in other researches, leading to a numerical-experimental model with a good representation regarding the bending effect in the connection.

Keywords: Steel structures, tubular profiles, flanged connection, experimental analysis.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1	O aço como elemento estrutural.....	14
1.2	Estruturas tubulares .....	15
1.3	Ligações em perfis tubulares.....	16
1.4	Objetivos .....	17
1.5	Justificativa .....	17
1.6	Metodologia .....	18
1.7	Revisão bibliográfica .....	19
<b>2</b>	<b>ANÁLISE TEÓRICA.....</b>	<b>25</b>
2.1	Efeito Alavanca .....	25
2.2	Geometria e identificação dos protótipos.....	26
2.2.1	Tubos.....	26
2.2.2	Soldas.....	28
2.2.3	Flanges.....	29
2.2.4	Parafusos .....	34
2.2.5	Ligação .....	36
<b>3</b>	<b>ANÁLISE NUMÉRICA.....</b>	<b>37</b>
3.1	Modelagem das soldas .....	37
3.2	Materiais.....	38
3.3	Simetria .....	38
3.4	Elementos .....	40
3.4.1	Elemento de casca .....	40
3.4.2	Elemento de sólido .....	41
3.4.3	Elemento de viga .....	41
3.4.4	Elementos de contato .....	42
3.4.5	Malha de elementos .....	43
3.5	Carregamento .....	43
<b>4</b>	<b>PROGRAMA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>47</b>
4.1	Geometria dos protótipos .....	47

<b>4.2</b>	<b>Fabricação e montagem dos protótipos</b> .....	<b>49</b>
4.2.1	Preparação dos tubos da ligação .....	49
4.2.2	Preparação das soldas da ligação.....	49
4.2.3	Preparação das flanges da ligação.....	50
4.2.4	Montagem dos parafusos da ligação .....	50
4.2.5	Aparato de carregamento .....	50
<b>4.3</b>	<b>Caracterização mecânica</b> .....	<b>54</b>
<b>4.4</b>	<b>Instrumentação</b> .....	<b>55</b>
<b>4.5</b>	<b>Sistema de carregamento</b> .....	<b>58</b>
<b>4.6</b>	<b>Sistema de aquisição e controle de dados</b> .....	<b>58</b>
<b>4.7</b>	<b>Imperfeições dos protótipos</b> .....	<b>59</b>
<b>4.8</b>	<b>Metodologia de ensaio</b> .....	<b>60</b>
<b>5</b>	<b>ANÁLISE E APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b> .....	<b>62</b>
<b>5.1</b>	<b>Resultados dos ensaios dos primeiros protótipos ensaiados (P1<sub>Exc 5,93 %</sub> e P1<sub>Exc 25,90 %</sub>)</b> .....	<b>62</b>
5.1.1	P1 <sub>Exc 5,93 %</sub> .....	63
5.1.2	P1 <sub>Exc 25,90 %</sub> .....	65
<b>5.2</b>	<b>Gráficos de carga x deslocamento</b> .....	<b>66</b>
<b>5.3</b>	<b>Deformação nos tubos da ligação flangeada</b> .....	<b>69</b>
<b>5.4</b>	<b>Análise da flange da ligação</b> .....	<b>72</b>
<b>5.5</b>	<b>Capacidade de resistência observada dos ensaios</b> .....	<b>73</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS NUMÉRICOS E COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS TEÓRICOS</b> .....	<b>75</b>
6.1	Distribuição do carregamento por parafuso.....	75
6.2	Comparação das equações de FIDALGO (2014) com a equação da NBR 16239:2013 .....	77
<b>7</b>	<b>COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICO - EXPERIMENTAIS</b> .....	<b>83</b>
<b>8</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>86</b>
8.1	Resultados numéricos da ligação .....	86
8.2	Resultados experimentais da ligação .....	86
8.3	Resultado da comparação com o modelo numérico de FIDALGO (2014)..	87

<b>8.4</b>	<b>Resultado da comparação numérico-experimental da ligação.....</b>	<b>88</b>
<b>8.5</b>	<b>Sugestões para trabalhos futuros .....</b>	<b>89</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>90</b>
	<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>92</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Ligação flangeada (FONTE: WARDENIER, et al., 2010).....	16
Figura 1.2 - Ligações flangeadas circulares e retangulares aeroporto Trancredo Neves em Confins - MG (FONTE: Arquivo pessoal). ....	16
Figura 1.3 - Ligação flangeada em sistemas treliçados (FONTE: SAMARRA, 2007). ...	17
Figura 1.4 - Ligação flangeada (FONTE: KATO e HIROSE, 1985). ....	19
Figura 1.5 - Teoria das linhas de falha (FONTE: KATO e HIROSE, 1985). ....	20
Figura 2.1 - Efeito alavanca (FONTE: NBR 8800:2008).....	25
Figura 2.2 - Geometria da flange.....	30
Figura 2.3 – Constantes $r_1$ , $r_2$ e $r_3$ .....	31
Figura 3.1 - Modelagem numérica das soldas.....	37
Figura 3.2 - Condições de contorno (Modelo simétrico).....	40
Figura 3.3 - Elemento de casca, SHELL181 (FONTE: ANSYS, 2012).....	40
Figura 3.4 - Elemento de sólido, SOLID95 (FONTE: ANSYS, 2012). ....	41
Figura 3.5 - Elemento de viga, BEAM188 (FONTE: ANSYS, 2012).....	42
Figura 3.6 - Ligação flangeada– Malhas (Modelo simétrico).....	43
Figura 3.7 - Representação de um dos casos do gráfico de forças na extremidade dos tubos. ....	45
Figura 3.8–Efeito da excentricidade na distribuição do carregamento. ....	45
Figura 3.9 - Carregamento transmitido por meio de elementos de contato.....	46
Figura 3.10 - Carregamento com aplicação de elemento de contato – com as espessuras de linhas e áreas expandidas. ....	46
Figura 4.1 - Geometria geral dos protótipos ensaiados.....	48
Figura 4.2 - Perfil “T” com o detalhe do raio de concordância, região de fixação à máquina de ensaios, e a região para solda do protótipo de ensaio (FONTE: adaptado de SILVA, 2012). ....	51
Figura 4.3 - Efeito da influência da rigidez da mesa do perfil "T" no carregamento do protótipo. ....	52
Figura 4.4- Aparato de carregamento - mecanismo de rótula e perfil "T" - soldado no protótipo de ensaio.....	52

Figura 4.5 – Perfil “T” com furos ovalizados.....	53
Figura 4.6 – Perfil “T” com chapas de reforço.....	53
Figura 4.7 - Esquema de montagem do tubo com a maior excentricidade em relação ao eixo da mesa do perfil "T" - P6 <sub>Exc 24%</sub> (dados em milímetros).....	53
Figura 4.8–Configuração final do protótipo de ensaio da Ligação flangeada.....	54
Figura 4.9 - Instrumentação do protótipo P1 <sub>Exc 8%</sub> .....	56
Figura 4.10 - Instrumentação e diagrama de tensão de von Mises do P1 <sub>Exc 24%</sub> .....	56
Figura 4.11 - Instrumentação utilizada nos ensaios posteriores.....	57
Figura 4.12 - Representação das excentricidades ao longo dos eixos. ....	60
Figura 4.13 – Posicionamento extensômetro no perfil “T” para medir a deformação específica do aço do perfil "T". ....	61
Figura 5.1 - Rompimento da solda do protótipo P1 <sub>Exc 5,93 %</sub> .....	63
Figura 5.2 - Flexão da flange do ensaio P1 <sub>Exc 5,93 %</sub> .....	64
Figura 5.3 - LVDT para medição de deslocamento longitudinal da ligação.....	66
Figura 5.4 - Rompimento da solda do protótipo P3 <sub>Exc 0,00 % B</sub> .....	69
Figura 6.1 - Tensão de von Mises das Flanges para um carregamento de 304 kN e considerando as excentricidades (0 %, 9 % e 15 %). ....	80
Figura 6.2 - Tensão de von Mises dos tubos e flanges para um carregamento de 304 kN e considerando as excentricidades (0 %, 9 % e 15 %). ....	80
Figura 7.1 - Deformações de von Mises da flange P1 <sub>Exc 25,90 %</sub> .....	84
Figura A. 1 - Geometria da ligação tubo-perfil T e dispersão do carregamento transmitido (FONTE: CIDECT, 2008).....	92

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1.1 - Perfis x Custo (R\$) - (FONTE: PILLAR, 2013).....	15
Gráfico 1.2 - Dimensionamento excêntrico (FONTE: FIDALGO, 2014). ....	24
Gráfico 2.1 - Dimensionamento excêntrico (FONTE: Adaptado de FIDALGO, 2014). ...	34
Gráfico 3.1 - Tensão x Deformação dos materiais trilineares.....	38
Gráfico 3.2 - Carregamento por nó da extremidade do tubo conforme a excentricidade de projeto – Modelo do Protótipo de geometria 1.....	44
Gráfico 5.1 - Deformação principal $\epsilon_1$ x Deslocamento $\Delta$ – $P1_{Exc\ 5,93\ \%}$ . ....	64
Gráfico 5.2 - Deformações principais x Carregamento - $P1_{Exc\ 24\%,\ Experimental}$ . ....	65
Gráfico 5.3 - Carregamento x Deslocamento dos ensaios experimentais P1. ....	67
Gráfico 5.4 - Carregamento x Deslocamento dos ensaios experimentais P3. ....	67
Gráfico 5.5 - Deformação x Carregamento do protótipo $P3_{Exc\ 0,00\ \%}$ B. ....	68
Gráfico 5.6 - Deformação longitudinal (lado mais tracionado) x Carregamento - Ensaio experimental P1. ....	70
Gráfico 5.7 - Deformação longitudinal (lado menos tracionado) x Carregamento - Ensaio experimental P1.....	70
Gráfico 5.8 - Deformação longitudinal (lado mais tracionado) x Carregamento - Ensaio experimental P3. ....	71
Gráfico 5.9 - Deformação longitudinal (lado menos tracionado) x Carregamento - Ensaio experimental P3.....	71
Gráfico 5.10 - Deformação principal das flanges x Carregamento - Ensaio experimental P1.....	72
Gráfico 5.11 - Deformação principal das flanges x Carregamento - Ensaio experimental P3.....	73
Gráfico 6.1 - Carregamento x Deslocamento – $P1_{Exc\ 8\%,\ Numérico}$ (Excentricidade Real de 5,93 %). ....	75
Gráfico 6.2 - Carregamento x Deslocamento – $P1_{Exc\ 16\%,\ Numérico}$ (Excentricidade Real de 12,81 %). ....	76
Gráfico 6.3 - Carregamento x Deslocamento – $P3_{Exc\ 8\%,\ Numérico}$ (Excentricidade Real de 8,44 %). ....	76

Gráfico 6.4 - Carregamento x Deslocamento – P3 <sub>Exc 16%</sub> , Numérico (Excentricidade Real de 19,42 %).	76
Gráfico 6.5 - Carregamento x Contato das flanges.	81
Gráfico 7.1 - Deformação principal das flanges x Carregamento – Comparação de resultados do protótipo de geometria P1 com excentricidade de 8 % e 24 %.	83
Gráfico 7.2 - Deformação principal das flanges x Carregamento – Comparação de resultados do protótipo de geometria P1 e P3 e com excentricidade de 16 %.	84

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Geometria dos tubos.....	27
Tabela 2.2 - Comprimento da perna da solda em milímetros.....	28
Tabela 2.3 - Geometria das flanges segundo a NBR 16239:2013. ....	31
Tabela 2.4 - Geometria das flanges adotadas para os protótipos (valores em milímetros).....	32
Tabela 2.5 - Quantidade de parafusos de 12,70 mm (½ polegada). ....	35
Tabela 2.6 - Geometria dos protótipos. ....	36
Tabela 4.1 - Geometria dos tubos dos protótipos.....	47
Tabela 4.2 - Comprimentos dos protótipos ensaiados. ....	48
Tabela 4.3 - Geometria dos protótipos ensaiados.....	48
Tabela 4.4 - Classificação dos protótipos ensaiados quanto às suas excentricidades teóricas.....	49
Tabela 4.5 - Resultado de caracterização dos tubos. ....	54
Tabela 4.6 - Resultado de caracterização das flanges.....	55
Tabela 4.7 - Excentricidades reais dos protótipos.....	60
Tabela 5.1 - Excentricidades reais dos protótipos.....	62
Tabela 5.2 – Carregamento e modo de falha. ....	74
Tabela 6.1- Tabela de dados do protótipo P3. ....	79
Tabela 6.2 - Valores de espessura da flange.....	79
Tabela 6.3 - Relação do carregamento $N_{t,Sd,b} / F_{t,Rd,b}$ do parafuso 1.....	82

# 1 INTRODUÇÃO

Junto ao desenvolvimento de novas tecnologias, surgem também algumas dificuldades dentro da engenharia, fazendo com que o desenvolvimento seja acompanhado dentro das diversas áreas de estudo do processo construtivo. Os novos desafios tendem a serem cada vez mais desafiadores e complexos, exigindo-se estudos aprofundados para a correta aplicação de novas tecnologias.

Para que seja possível uma evolução, tanto no Brasil quanto nos países em desenvolvimento, há necessidade de um melhor entendimento dos materiais e elementos utilizados, sendo o aço um material altamente recomendado para a construção civil devido a suas inúmeras características positivas.

## 1.1 O AÇO COMO ELEMENTO ESTRUTURAL

O aço é um dos principais materiais utilizados dentro do mercado da construção civil, apresentando elementos das mais diversas formas e finalidades. Podendo destacar inúmeras características positivas, tais como:

1. Alta capacidade resistente aos esforços solicitantes;
2. Estética agradável, introduzindo arrojo e modernidade às estruturas, favorecendo a tendência de deixar expostos os elementos estruturais da edificação;
3. Agilidade na execução, devido à facilidade de transporte de elementos inteiros, e de montagem em canteiros de obras, podendo iniciar a obra a partir da indústria, elevando também a precisão nas obras;
4. Limpeza dos canteiros de obras, não gerando acúmulo de material e deixando as obras mais racionalizadas.

O aço também se destaca conforme a disposição de sua seção transversal, podendo apresentar seções abertas e fechadas. No presente trabalho, é destacado o aço de seção fechada, representado por meio das seções tubulares.

## 1.2 ESTRUTURAS TUBULARES

As seções em perfis tubulares ainda são pouco utilizadas, dentre estas, as mais comuns são as circulares, quadradas e retangulares. As seções tubulares são mais eficientes do que as abertas, quando utilizadas para resistir a esforços de compressão na aplicação em barras de treliças e pilares. Esta característica é dada devido a sua inércia ser constante (ou variar pouco) ao longo de seus eixos coordenados. Com isso, para uma mesma área da seção transversal, tem-se um raio de giração maior do que para as seções abertas, tornando a esbeltez do perfil menor.

As seções tubulares são as mais indicadas para a execução de coberturas de grandes vãos, por apresentar um peso próprio reduzido, podendo segundo PILLAR (2013), ser menos da metade do peso próprio de perfis laminados a quente. O Gráfico 1.1, de Perfis *versus* Custos, exemplifica esta comparação, onde para resistências semelhantes foi dimensionada uma treliça com vão de 10 metros utilizando diferentes tipos de seções transversais: Perfis laminados a quente (PLQ), perfis formados a frio (PFF) e perfis tubulares (PT).

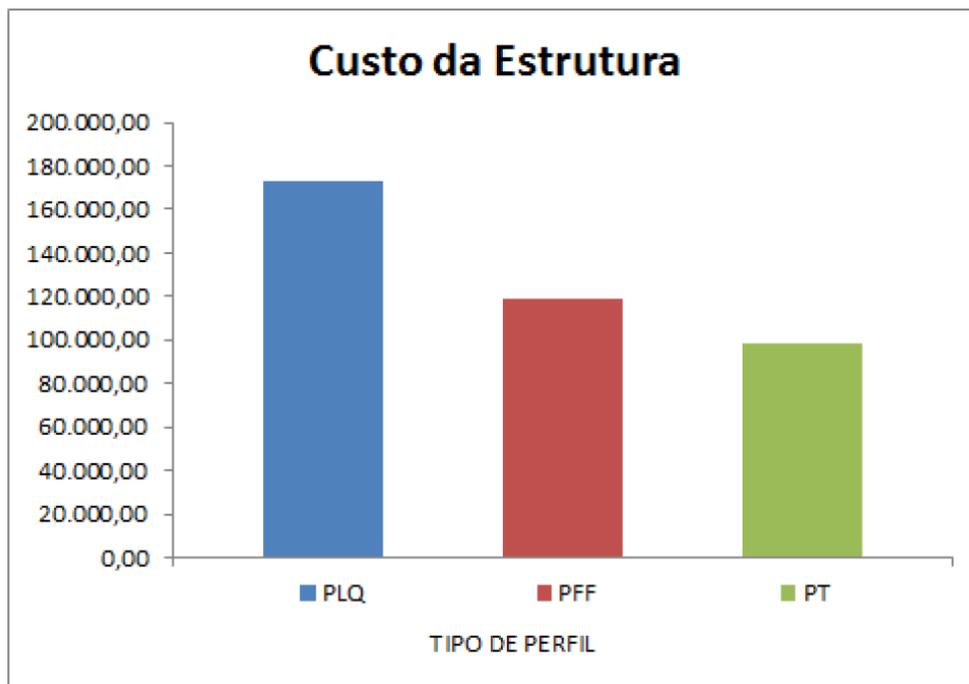


Gráfico 1.1 - Perfis x Custo (R\$) - (FONTE: PILLAR, 2013).

Com relação a projetos, a norma brasileira de perfis tubulares (NBR 16239:2013) ainda é pouco conhecida, devido a esta ser relativamente nova se comparada com outras normas brasileiras de construção civil.

### 1.3 LIGAÇÕES EM PERFIS TUBULARES

As ligações são partes da estrutura destinadas a conectar duas ou mais peças. As mais comuns são as ligações soldadas, do tipo K, T, KT, e outras. Têm-se também as ligações flangeadas, que são ligações que conectam os perfis tubulares por meio do parafusamento de flanges de seções inteiras (Figura 1.1 e 1.2) ou de seções vazadas.

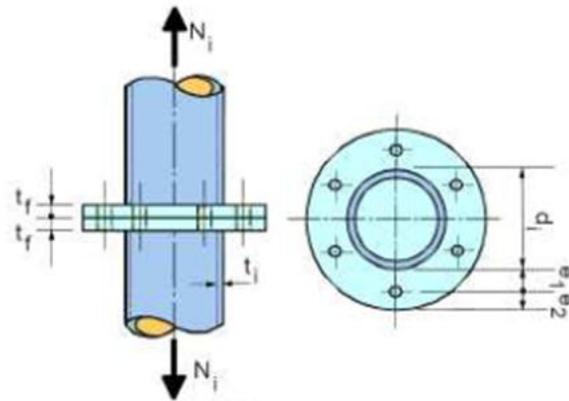


Figura 1.1 - Ligação flangeada (FONTE: WARDENIER, et al., 2010).

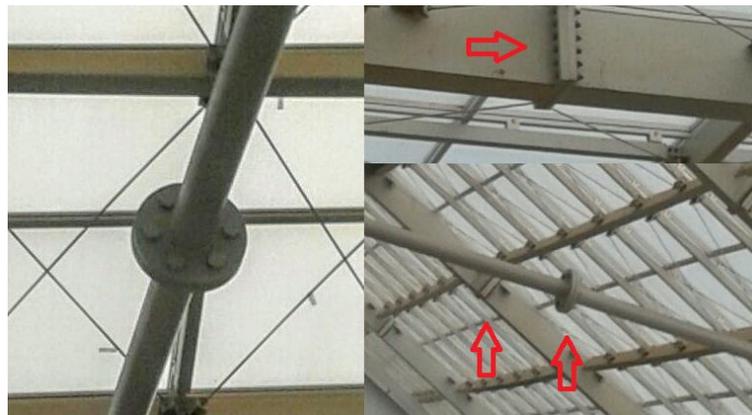


Figura 1.2 - Ligações flangeadas circulares e retangulares aeroporto Trancredo Neves em Confins - MG (FONTE: Arquivo pessoal).

## 1.4 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo avaliar o efeito da flexão (oriunda de carregamentos excêntricos) em ligações flangeadas com flanges de seção inteira, por meio de um estudo numérico-experimental em que a capacidade resistente e o comportamento da ligação são observados. Os resultados e análises visam a comparação com prescrições existentes e as proposições oriundas da pesquisa desenvolvida por FIDALGO (2014).

## 1.5 JUSTIFICATIVA

As utilizações de perfis tubulares em sistemas treliçados possibilitam grande eficiência, já que os elementos são basicamente submetidos apenas aos esforços axiais de tração e compressão, podendo ocorrer situações de projeto com excentricidades de carga provocando a flexão na ligação. Ainda não existe um critério definido pelas correntes normas e manuais internacionais como CIDECT (2008), EUROCODE (2010) e NBR 16239:2013 (Projeto de Estruturas de Aço e de Estruturas Mistas de Aço e Concreto de Edificação com perfis tubulares) que considere o efeito da flexão em ligações flangeadas, o que justifica os estudos realizados neste trabalho. Tem-se na Figura 1.3 um exemplo de ligação flangeada e sua aplicação em sistemas treliçados.



Figura 1.3 - Ligação flangeada em sistemas treliçados (FONTE: SAMARRA, 2007).

## 1.6 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do trabalho foi realizado o dimensionamento das ligações utilizando-se os perfis tubulares disponíveis no Laboratório de Estruturas (DECIV / EM / UFOP). Dentre os tubos disponíveis, foram escolhidas seis geometrias diferentes para a fabricação dos protótipos. Também foram utilizadas as seguintes prescrições existentes: NBR 8800:2008, NBR 16239:2013 e o manual de dimensionamento de ligações em barras tubulares de estruturas metálicas planas de REQUENA e SANTOS (2007) que se baseia no CIDECT (2008).

Para a definição da geometria da ligação, foi considerada a redução da espessura das flanges, fazendo com que ocorresse a flexão nas mesmas. Possibilitando estudar também o efeito alavanca, que é causado pela flexão das flanges.

Em posse das geometrias das ligações, definiram um modelo numérico com a utilização do software ANSYS (2012). Sendo este, um software de análise numérica, que permite o estudo estrutural utilizando o método dos elementos finitos para a definição de valores de tensões e deformações gerados no modelo numérico.

A consideração da flexão, iniciada na etapa numérica deste trabalho, foi feita com a imposição de uma carga de tração, excêntrica em relação ao centro geométrico da seção transversal dos tubos da ligação. O valor desta excentricidade foi definido conforme a sua proporção em relação ao diâmetro externo do tubo.

Com os valores dos diagramas de tensões, gerados pelo modelo numérico, foi possível definir os pontos críticos que seriam instrumentados durante a realização dos ensaios experimentais.

Os ensaios experimentais foram realizados no laboratório de estruturas da Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP) com a utilização de uma prensa servo-hidráulica, onde os protótipos foram tracionados e suas excentricidades impostas por meio de um aparato de carregamento. Este aparato garantiu a transmissão do carregamento excêntrico à ligação, sendo feito por meio da simulação de rótulas nas extremidades dos tubos da ligação.

A partir dos resultados experimentais foram feitas as adequações do modelo numérico. Com os ajustes, novas simulações foram feitas e em seguida foi analisada a proposição existente da pesquisa realizada por FIDALGO (2014).

É importante destacar, que o estudo comparativo feito do trabalho de FIDALGO (2014) e esta dissertação é puramente numérico, devido ao número de ensaios terem sido limitados apenas para a validação numérica, focando-se nos efeitos causados nas flanges com espessuras reduzidas, o que é evitado por FIDALGO (2014) em suas equações.

## 1.7 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

KATO e HIROSE (1985) publicaram pela primeira vez um estudo teórico-experimental da ligação flangeada, considerando o efeito alavanca na flange da ligação quando tracionada e a protensão dos parafusos. O efeito alavanca foi definido com o responsável pelo acréscimo da tensão de tração nos parafusos da ligação gerado pela flexão da flange.

Neste trabalho foram estudadas ligações com flanges vazadas (*ring flanged*) e inteiras (*blank flanged*), verificando a influência da geometria das flanges e dos tubos da ligação. As duas geometrias estudadas são representadas na Figura 1.4.

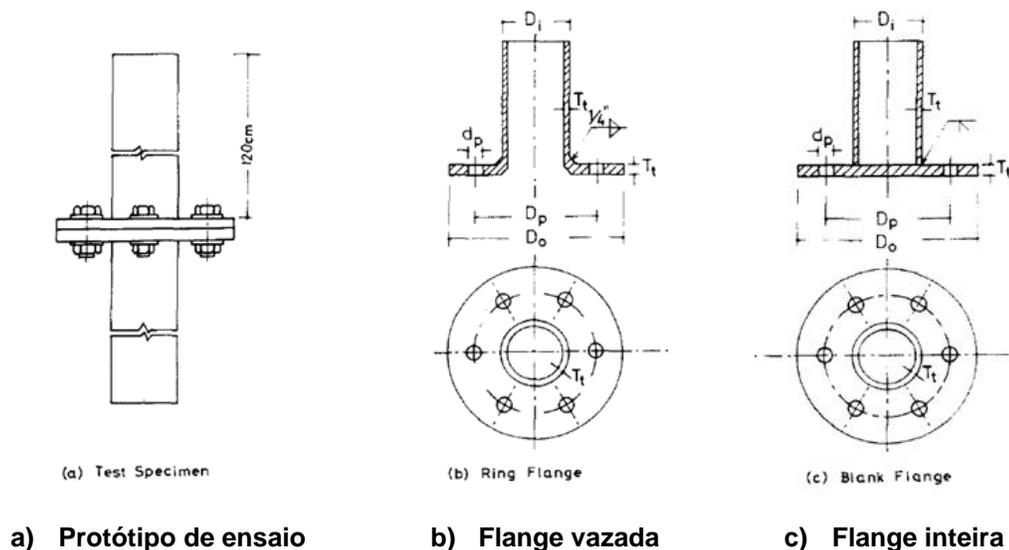


Figura 1.4 - Ligação flangeada (FONTE: KATO e HIROSE, 1985).

Nesta pesquisa foram considerados os seguintes modos de falha: escoamento da flange, ruptura dos parafusos e a ruptura do tubo. O escoamento da flange foi considerada através da teoria das linhas de falha. E para que a ruptura do tubo fosse considerada, esta deveria estar 150 mm da zona de aquecimento da solda.

Os cálculos teóricos da resistência da flange foram feitos através da consideração da simetria, considerando 1/12 da ligação, e sendo as partes curvas consideradas como uma aproximação por trechos retos. O carregamento foi dado por meio da aplicação de momento de plastificação por unidade de comprimento na parte interna da seção da flange, e a ação dos parafusos na flange foi considerada através de reações.

Com a utilização da teoria das linhas de falha, KATO e HIROSE (1985) chegaram a diferentes diagramas para flanges com seis parafusos. Na Figura 1.5 tem-se a representação dos diagramas, onde a região hachurada demonstra a área em que uma flange comprime a outra devido a flexão das mesmas:

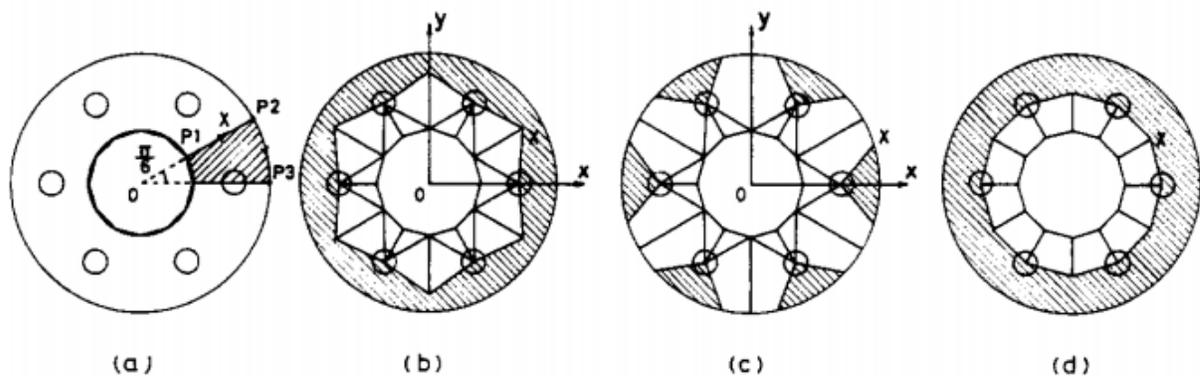


Figura 1.5 - Teoria das linhas de falha (FONTE: KATO e HIROSE, 1985).

O diagrama da figura (b) foi determinado considerando a variação do  $X$  da figura (a) entre  $P_1$  e  $P_2$ . O diagrama da figura (c) foi determinado considerando a variação do  $X$  entre  $P_2$  e  $P_3$ . E para o cálculo do diagrama da figura (d) foi definida a localização de  $X$  para que o trabalho virtual fosse mínimo, chegando a conclusão que o ponto  $X$  é definido pela distância dos parafusos ao centro da flange.

Utilizando a teoria das linhas de falha, chegaram-se a conclusão que para as flanges de seções inteiras a rótula plástica se desenvolvia na borda externa aos tubos, e nas flanges de seções vazadas a rótula plástica ocorreria no meio da seção da solda.

Os resultados obtidos nos ensaios experimentais foram semelhantes aos resultados dos ensaios teóricos, com exceções de alguns, que devido à padronização das dimensões da solda criaram-se zonas de rigidez na ligação que não consideravam as dimensões dos tubos. E também havia uma incerteza nos ensaios experimentais, pois algumas ligações de geometrias similares falharam com carregamentos distintos.

CAO e BELL (1996) estudaram uma nova metodologia de cálculo para a ligação, simplificando os cálculos por meio de tabelas e gráficos. Neste estudo foi analisada a transmissão do carregamento dos tubos até os parafusos, considerando o efeito alavanca. Para o desenvolvimento deste trabalho foram utilizados o método dos elementos finitos, através do software ABAQUS. CAO e BELL (1996) consideraram também a flexão das flanges e a protensão dos parafusos. Chegando-se as seguintes conclusões:

- Conforme aumenta a espessura das flanges ( $t_f$ ), o carregamento solicitado pelos parafusos diminuem;
- Aumentando o diâmetro da flange e mantendo as demais geometrias ( $e_2$ ), o carregamento solicitado pelos parafusos diminuem;
- Aumentando a distância dos parafusos com relação ao diâmetro externo dos tubos ( $e_1$ ), os carregamentos solicitados pelos parafusos aumentam.

REQUENA e SANTOS (2007) criaram um guia para o dimensionamento de ligações em barras tubulares de estruturas metálicas planas, tendo como resultado uma sequência de cálculos para o dimensionamento da ligação flangeada com perfis tubulares circulares e retangulares. As considerações dos cálculos foram realizadas levando-se em conta o efeito alavanca. Nesse estudo, os procedimentos de cálculos foram desenvolvidos com base em normas e especificações: AISC – Hollow Structural Sections (Connections Manuals), AISC – LRFD (Load and Resistance Factor Design), EUROCODE (2010), CIDECT (2008) e NBR 8800:2008 (Projeto e Execução de Estruturas de Aço de Edifício).

WANG, ZONG e SHI (2013) realizaram uma análise numérico-experimental de ligações flangeadas vazadas (tubulares e retangulares) e com e sem enrijecedores. Para este estudo foram consideradas a padronização das ligações quanto ao carregamento, o número de parafusos e o comprimento das pernas de soldas. O primeiro, foi definido com a consideração da ligação como uma viga biapoiada, e nessa foi imposta duas cargas perpendiculares ao eixo da ligação, fazendo com que a mesma trabalhe sob efeito da flexão pura. A quantidade de parafusos foi definida com oito parafusos por protótipo, e ainda foram consideradas a protensão. E por último, as soldas, foram consideradas como sendo as de penetração total e com seis milímetros de perna.

Para o modelo numérico foi utilizado o software ANSYS, com as propriedades mecânicas dos materiais simuladas por um diagrama trilinear. Os elementos utilizados foram: os de sólido para flange, tubo e parafusos; e elementos de contato entre os parafusos e a flange e entre flanges.

Os resultados experimentais e numéricos foram comparados, apresentando boa concordância e permitindo a definição de uma metodologia de cálculo para a geometria da ligação.

Os trabalhos descritos a seguir possuem características numéricas importantes para a escolha dos elementos e modelagem utilizada desta dissertação.

BITTENCOURT (2008) fez um estudo considerando a modelagem numérica da solda em perfis tubulares com ligações do tipo T e K, considerando um material bilinear (com comportamento elasto-plástico, encruamento de 10 %, módulo de elasticidade de 210 GPa e uma tensão de escoamento de 380,5 MPa). Também realizou um estudo comparativo entre os elementos de casca e sólido, concluindo que o elemento de casca simula o comportamento real da solda de maneira mais satisfatória.

SILVA (2009) fez um estudo dos principais parâmetros que podem influenciar nos problemas de contato através da aplicação do software ANSYS e as análises foram feitas para o caso de uma biela automotiva. Os parâmetros são, por exemplo, rigidez e tolerância do contato e os métodos de interpolação para a aplicação de cargas ou

deslocamentos, onde foi considerado o tempo de processamento do modelo e a malha de elementos finitos aplicada.

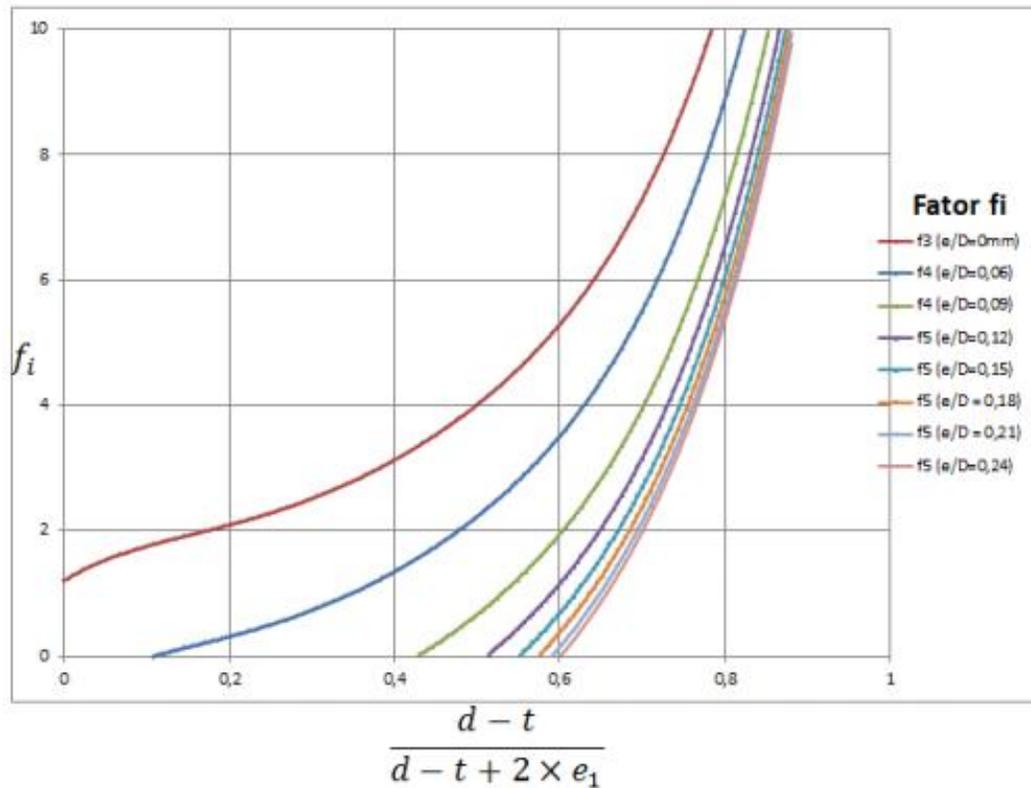
FIDALGO (2014) fez um estudo numérico da ligação flangeada, considerando a aplicação de excentricidade na ligação e também o efeito alavanca “prying”. Neste trabalho foi utilizado o software ANSYS, onde foram observados pontos de concentração de tensões e também a deformação da ligação.

Para a simulação numérica, foram utilizado o elemento de sólido e a aplicação do carregamento foi feito por meio de quatro forças concentradas, aplicadas nas extremidades dos tubos da ligação. Das quatro forças, duas representariam o carregamento de tração e as outras duas representariam um binário de forças, simulando a flexão na ligação.

O estudo paramétrico foi definido como um procedimento de cálculo que considerou o carregamento excêntrico aplicado à ligação. Este procedimento de cálculo foi definido como uma série de equações que relacionam a excentricidade com a geometria da ligação. Onde, para a definição da espessura dos flanges segundo as equações de FIDALGO (2014), foi necessária a definição de um fator “ $f_i$ ”, semelhante ao fator  $f_3$  da equação proposta por outras referências, tais como: WARDENIER e CIDECT (2008) e COUCHAUX, HJIAJ E RYAN (2010), porém com valores de excentricidades diferentes.

A partir da pesquisa desenvolvida por FIDALGO (2014) observa-se o Gráfico 1.2, onde o eixo x representa as propriedades geométricas dos tubos (sendo, “ $d$ ” o diâmetro, e “ $t$ ” a espessura) e também a constante  $e_1$  que representa a distância dos parafusos à borda dos tubos (melhor descrito no item 2 – Análise teórica). No eixo y tem-se o fator “ $f_i$ ” que relaciona o carregamento solicitante e as propriedades das flanges. E por fim, as excentricidades são representadas por meio de curvas que têm como referência a curva do fator “ $f_3$ ” (excentricidade zero).

Com as curvas do Gráfico 1.2, obtém-se uma série de equações que determinam a resistência da ligação para as diferentes espessuras de flanges e excentricidades de carregamento. Essas equações são apresentadas no item 2.2.3.2 – Dimensionamento das flanges segundo FIDALGO (2014).



**Gráfico 1.2 - Dimensionamento excêntrico (FONTE: FIDALGO, 2014).**

Com base nos trabalhos descritos, observa-se que a flexão em ligações flangeadas é um tema que necessita de um melhor aprofundamento, para que sejam entendidas todas as propriedades da ligação.

FIDALGO (2014) foi uma das primeiras pesquisas a considerar ligações flangeadas submetidas a carregamentos excêntricos, e a criar um método para dimensioná-la. Porém seu trabalho não apresenta uma abordagem experimental da ligação, sendo o foco deste trabalho a análise numérico-experimental para verificar a validade e a aplicabilidade das equações.

## 2 ANÁLISE TEÓRICA

Esta etapa da pesquisa foi realizada considerando as prescrições normativas existentes.

### 2.1 EFEITO ALAVANCA

O efeito alavanca, conhecido também como “prying”, é causado pela flexão de chapas. Este efeito faz com que os parafusos da ligação fiquem solicitados por um carregamento extra, podendo fazer com que os mesmos falhem. A Figura 2.1 representa o efeito alavanca:

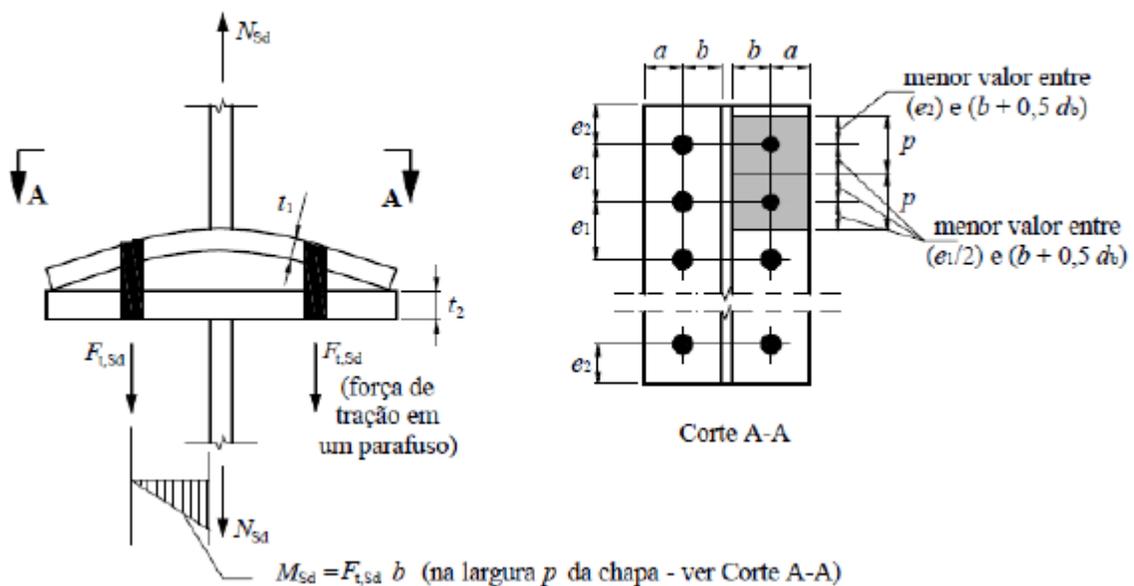


Figura 2.1 - Efeito alavanca (FONTE: NBR 8800:2008).

A influência o efeito alavanca é proporcional a esbelteza das chapas de ligação, ou seja, quanto mais fina for as chapas, maior será o efeito transmitido aos parafusos da ligação. Há também, outros parâmetros da geometria de ligação que podem fazer com que o valor acrescido nos parafusos varie. Estes parâmetros de geometria são os

mesmos definidos por CAO e BELL (1996),  $e_1$  e  $e_2$  representados no corte A-A da Figura 2.1.

No caso da ligação flangeada, este efeito ocorre devido a flexão da flange da ligação, fazendo com que os parafusos fiquem submetidos a um carregamento maior que a carga aplicada na ligação.

## 2.2 GEOMETRIA E IDENTIFICAÇÃO DOS PROTÓTIPOS

A análise foi realizada visando a definição da geometria dos protótipos de ensaios e as análises de capacidade resistente da ligação.

Para o dimensionamento das ligações foi utilizada a norma brasileira para perfis tubulares NBR 16239:2013, a norma brasileira para projetos em estrutura em aço NBR 8800:2008, e o guia de dimensionamento segundo REQUENA e SANTOS (2007).

As geometrias das ligações foram definidas, partindo-se da capacidade resistente da seção bruta dos tubos disponíveis no Laboratório de Estruturas (DECIV / EM / UFOP). Destacando-se que a definição da geometria das flanges foi norteada por prescrições existentes, mas optou-se por dimensionar a ligação com flanges de espessuras menores e assim avaliar a flexão nas mesmas.

Os valores utilizados para as propriedades mecânicas dos elementos que compõem a ligação flangeada foram inicialmente os nominais e, para as comparações futuras com os resultados experimentais, foram utilizados os valores reais, apresentados nos capítulos seguintes.

A seguir tem-se a geometria segundo os elementos que compõem a ligação.

### 2.2.1 Tubos

O material utilizado para os tubos foi o aço VMB 350 COR, com módulo de elasticidade longitudinal,  $E$ , de 200 GPa, tensão ao escoamento,  $f_y$ , de 345 MPa, e tensão última,  $f_u$ , de 485 MPa. Porém, nesta fase de dimensionamento, ainda não se dispunha dos valores reais de materiais, sendo assim foi utilizado os valores teóricos do

aço A36, com módulo de elasticidade,  $E$ , de 200 GPa, tensão ao escoamento,  $f_y$ , de 250 MPa, e tensão última,  $f_u$ , de 400 MPa.

As dimensões comerciais disponíveis no laboratório são as disponíveis pelo catálogo da V&M do Brasil, dadas pela Tabela 2.1. Também são apresentadas as áreas da seção bruta dos tubos e forças axiais de tração resistente de cálculo para o limite de escoamento da seção bruta de cada perfil segundo o procedimento da norma NBR 8800:2008, dada pela Equação (2.1):

Escoamento da seção bruta dos tubos:

$$N_{t,Rd} = \frac{A_g \cdot f_y}{\gamma_{a1}} \quad (2.1)$$

Sendo,

- $N_{t,Rd}$  – Força axial de tração resistente de cálculo;
- $A_g$  – Área da seção bruta do tubo;
- $f_y$  – Tensão de escoamento do tubo;
- $\gamma_{a1}$  - Coeficiente de ponderação da resistência ao escoamento igual a 1,1.

Tabela 2.1 - Geometria dos tubos.

Protótipo	Diâmetro do tubo, $D_t$ [mm]	Espessura do tubo, $t_t$ [mm]	Área da seção transversal [cm <sup>2</sup> ]	Carga Resistente, $N_{t,Rd}$ [kN]
1	61,1	6,0	10,39	236,05
2	63,5	4,5	8,34	189,57
3	73,0	5,5	11,66	265,07
4	81,2	4,5	10,84	246,44
5	88,9	6,0	15,63	355,14
6	88,9	4,5	11,93	271,18

### 2.2.2 Soldas

O tipo de solda utilizada para a união dos elementos da ligação flangeada foi a de filete, dimensionada considerando a norma NBR 8800:2008, descrita pelo maior valor de perna de solda das seguintes equações:

Metal base:

$$h_s = \frac{F_{w,Rd}}{\frac{0,60 \cdot f_y}{\gamma_{a1}} \cdot \cos(\alpha_s) \cdot \pi \cdot D_t} \quad (2.2)$$

Metal da solda:

$$h_s = \frac{F_{w,Rd}}{\frac{0,60 \cdot f_w}{\gamma_{a2}} \cdot \cos(\alpha_s) \cdot \pi \cdot D_t} \quad (2.3)$$

Sendo,

- $h_s$  – Comprimento da perna de solda (maior valor entre as Equações 2.2 e 2.3);
- $F_{w,Rd} = N_{t,Rd}$  – Força resistente de cálculo da solda igual a força axial de tração resistente de cálculo;
- $D_t$  - Diâmetro do tubo;
- $\cos(\alpha_s)$  - Cosseno do ângulo da seção de cisalhamento, definido como igual a 1,000 para metal base e 0,707 para o metal da solda;
- $f_w$  – Tensão de ruptura do metal da solda considerada foi de 485 MPa (E70 XX);
- $\gamma_{a2}$  - Coeficiente de ponderação da resistência à ruptura igual a 1,35.

**Tabela 2.2 - Comprimento da perna da solda em milímetros.**

<b>Protótipo</b>	1	2	3	4	5	6
<b><math>h_s</math> calculado</b>	5,83	4,44	5,41	4,47	5,93	4,48
<b><math>h_s</math> adotado</b>	8,00					

Os valores de comprimento das pernas de solda foram padronizados em 8,00 milímetros, sendo este um valor definido para que a falha pelo rompimento das soldas

fosse evitada. A perna de solda definida como padrão respeita o comprimento mínimo definido pela Tabela 10 da norma NBR 8800:2008.

### 2.2.3 Flanges

As análises para o dimensionamento das flanges foram feitas segundo as prescrições da NBR 16239:2013 e as equações de FIDALGO (2014).

#### 2.2.3.1 Dimensionamento das flanges segundo a NBR 16239:2013

Os valores de carga solicitante utilizadas para os cálculos das geometria das flanges foram determinadas considerando o valor da Equação 2.1 da norma NBR 8800:2008, mas sem a utilização do coeficiente de ponderação da resistência,  $\gamma_{a1}$ , e ainda considerando uma redução da resistência de 30 %. Esta redução foi admitida para que fosse gerada uma ligação com flanges mais esbeltos induzindo que a falha nos protótipos ocorresse nas chapas da ligação.

O dimensionamento das flanges foi obtido em função dos parâmetros  $e_1$  e  $e_2$ , conforme a prescrição da norma NBR 16239:2013. A representação de  $e_1$  e  $e_2$  é ilustrada na Figura 2.2, sendo o primeiro definido como a distância entre a lateral externa do tubo e o centro dos furos dos parafusos e o segundo, definido como a distância entre o centro dos furos dos parafusos à extremidade da flange.

O valor de  $e_1$ , deve estar no intervalo entre  $1,5.D_b$  e  $2.D_b$ , sendo  $D_b$  o diâmetro dos parafusos. Para a definição de  $e_1$  foi utilizado um valor que possibilitasse um espaçamento suficiente para a aplicação das soldas e o aperto das porcas dos parafusos. O valor adotado de  $e_1$  foi de 1,8 vezes o diâmetro do parafuso ( $\frac{1}{2}$  polegada), totalizando  $e_1$  igual a 22,86 milímetros. Essa consideração foi feita para que o efeito alavanca, influenciado pela distância entre a parede do tubo e a distância ao parafuso fosse a menor possível.

O valor de  $e_2$ , segundo a norma de tubos, deve ser o mais próximo possível de  $e_1$ . Portanto, o valor de  $e_2$  também ficou igual a 22,86 milímetros

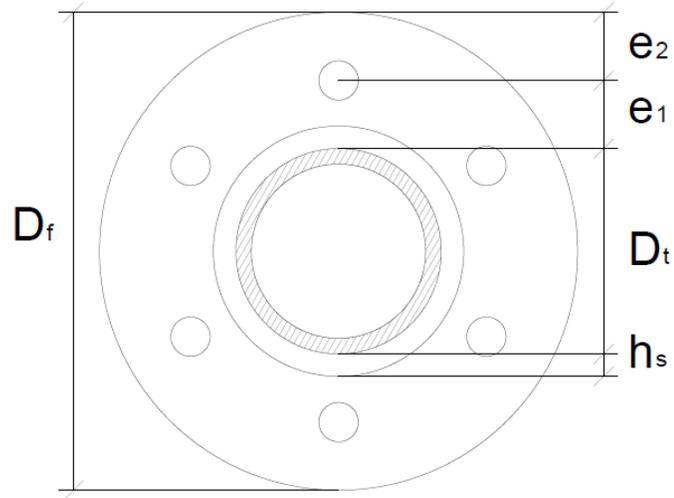


Figura 2.2 - Geometria da flange.

Segundo a NBR 16239:2013, a espessura da flange,  $t_f$ , é calculada pelas seguintes equações:

$$t_{f,min} = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma_{a1} \cdot N_{t,Sd}}{f_y \cdot \pi \cdot f_3}} \quad (2.4)$$

Sendo,

- $f_3$  - Coeficiente de forma da ligação obtido pela Equação 2.5;
- $N_{t,Sd}$  - Força axial de tração solicitante de cálculo.

$$f_3 = \frac{1}{2 \cdot k_1} \cdot \left( k_3 + \sqrt{k_3^2 - 4 \cdot k_1} \right) \quad (2.5)$$

$$k_1 = \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right) \quad (2.6)$$

$$k_3 = k_1 + 2 \quad (2.7)$$

$$r_1 = \frac{D_t}{2} + 2 \cdot e_1 \quad (2.8)$$

$$r_2 = \frac{D_t}{2} + e_1 \quad (2.9)$$

$$r_3 = \frac{D_t - t_t}{2} \quad (2.10)$$

Sendo  $r_1, r_2$  e  $r_3$ , representados geometricamente na Figura 2.3:

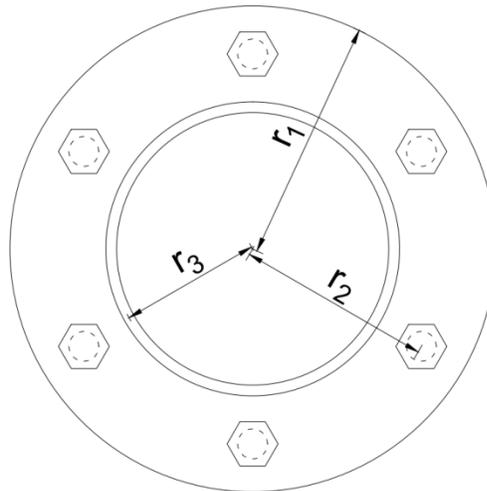


Figura 2.3 – Constantes  $r_1$ ,  $r_2$  e  $r_3$ .

A partir destas equações, foi possível calcular os diâmetros e espessuras das flanges, sendo o diâmetro  $D_f$  da flange dado por  $2.(e_1 + e_2) + D_t$ . Na Tabela 2.3, têm-se os valores obtidos para a flange da ligação:

Tabela 2.3 - Geometria das flanges segundo a NBR 16239:2013.

Protótipo	Diâmetro da flange, $D_f$ [mm]	Espessura da flange, $t_f$ [mm]	Carga solicitante, $N_{t,sd}$ [kN]
1	159,55	12,46	181,76
2	160,36	10,91	145,97
3	171,03	12,48	204,11
4	178,15	11,54	189,76
5	187,59	13,62	273,46
6	185,88	11,76	208,81

Os valores obtidos por norma foram aproximados, visando à fabricação dos protótipos e considerando a disponibilidade de material para os tubos. A espessura da flange, foi definida em função de propiciar a falha por flexão. Na Tabela 2.4 têm-se os valores adotados para os protótipos estudados neste trabalho.

O valor para a espessura da flange adotada foi padronizada para o valor comercial de 9,5 milímetros. Destaca-se também que inicialmente haviam sido adotados os valores comerciais de 12,5 e 16,0 milímetros, mas a partir da análise numérica foi possível observar que as flanges com essas espessuras não sofriam a flexão devido a rigidez excessiva de espessura de flange.

**Tabela 2.4 - Geometria das flanges adotadas para os protótipos (valores em milímetros).**

Protótipo	Diâmetro da flange, $D_f$ [mm]	Espessura da flange, $t_f$ [mm]
1	160	9,50
2	160	
3	170	
4	180	
5	190	
6	185	

### 2.2.3.2 Dimensionamento das flanges segundo FIDALGO (2014)

Considerando os valores obtidos para o carregamento do tubo apresentado anteriormente, foi possível determinar a geometria da flange conforme proposto por FIDALGO (2014), por meio das equações:

$$f_3 \left( \frac{e}{D} = 0 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x + 1,1127 \quad \text{(2.11)}$$

$$f_4 \left( \frac{e}{D} = 0,06 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 0,572 \quad \text{(2.12)}$$

$$f_4 \left( \frac{e}{D} = 0,09 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 2,132 \quad \text{(2.13)}$$

$$f_4 \left( \frac{e}{D} = 0,12 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 2,922 \quad \text{(2.14)}$$

$$f_5 \left( \frac{e}{D} = 0,15 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 3,392 \quad \text{(2.15)}$$

$$f_5 \left( \frac{e}{D} = 0,18 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 3,702 \quad \text{(2.16)}$$

$$f_5 \left( \frac{e}{D} = 0,21 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 3,932 \quad \text{(2.17)}$$

$$f_5 \left( \frac{e}{D} = 0,24 \right) = -1,1659 \cdot x^6 + 102,15 \cdot x^5 - 172,22 \cdot x^4 + 125,67 \cdot x^3 - 37,527 \cdot x^2 + 8,1337 \cdot x - 4,092 \quad \text{(2.18)}$$

O índice de “ $e/D$ ” de “ $f$ ” é proporcional a excentricidade aplicada na ligação. Sendo a excentricidade, referente a relação entre a mesma e o diâmetro externo do tubo. Os valores de “ $f$ ” e “ $x$ ” foram determinados pelas equações:

$$f_i = \frac{2 \cdot \gamma_{a1} \cdot N_{t, Sd}}{f_y \cdot \pi \cdot t_f^2} \quad (2.19)$$

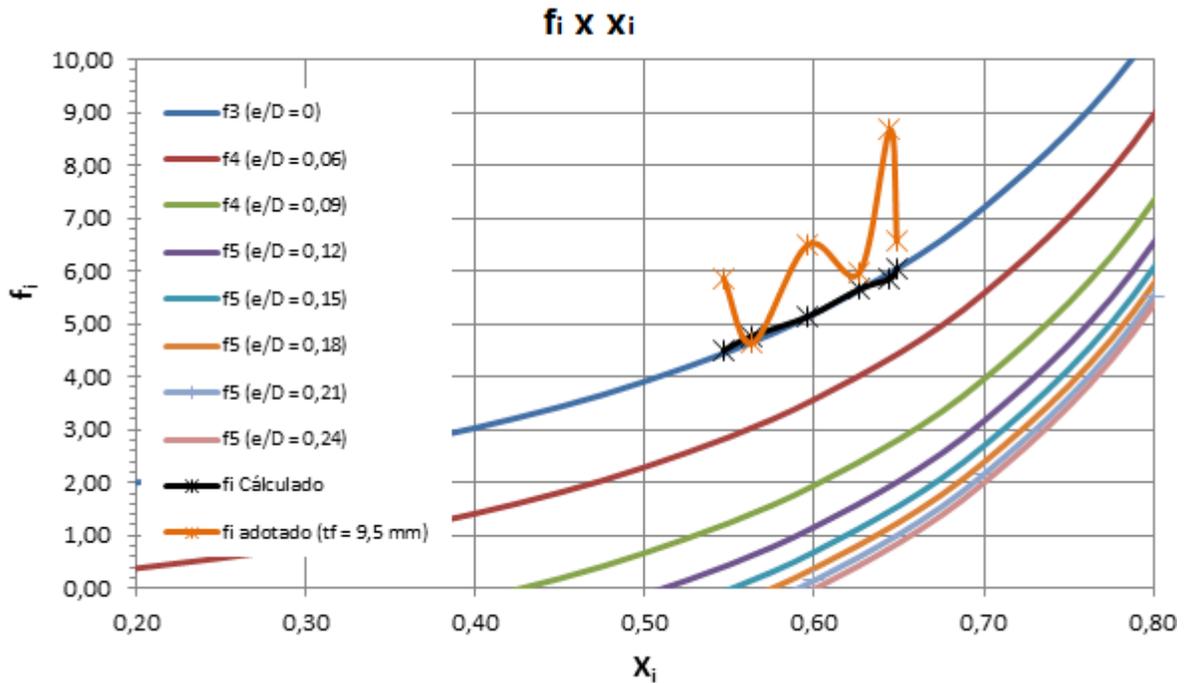
$$x_i = \frac{D_t - t_t}{D_t - t_t + 2 \cdot e_1} \quad (2.20)$$

A partir das equações propostas por FIDALGO (2014) foi possível fazer uma representação gráfica em função das Equações de 2.11 a 2.20 (Gráfico 1.2). Os valores referentes aos valores obtidos das equações da norma de tubos foram todos obtidos a partir da consideração do carregamento sem excentricidade, pois a norma ainda não prevê esta consideração em suas equações.

Os valores calculados deste trabalho foram feitos por meio da representação no Gráfico 1.2 com as legendas: “ $f_i$  calculado” e “ $f_i$  adotado ( $t_f = 9,5$  mm)”. O primeiro, referente à Tabela 2.3, onde os valores obtidos das equações sem os arredondamentos utilizados para a padronização para os valores comerciais dos elementos da ligação. E o segundo, referente à Tabela 2.4, onde foi considerado a alteração das espessuras das flanges para a espessura comercial de 9,5 milímetros.

As séries de dados descritas no gráfico referem-se à excentricidade, onde segundo FIDALGO (2014) os índices “ $i$ ” de “ $f_i$  (excentricidade/diâmetro do tubo)” são:

- “3” para excentricidade nula (mesmo índice utilizado pela norma NBR 16239:2013);
- “4” para excentricidades maiores que zero e menor que 12 %, referente aos valores para os quais o carregamento estaria dentro do núcleo central da ligação, portanto apresentando apenas o carregamento de tração nos parafusos;
- “5” para a excentricidades maiores que 12 % e menor que 24 % (valor máximo determinado por FIDALGO (2014). A partir da excentricidade de 12 %, FIDALGO (2014) observou que o parafuso mais afastado do núcleo central de aplicação do carregamento começava a apresentar valores de compressão, significando que o carregamento havia ultrapassado o limite do centro de pressão da ligação.



**Gráfico 2.1 - Dimensionamento excêntrico (FONTE: Adaptado de FIDALGO, 2014).**

#### 2.2.4 Parafusos

Para a definição da geometria dos parafusos, foram considerados os diâmetros comerciais disponíveis.

O cálculo da quantidade de parafusos não considera a redução de sua resistência de 33 % (recomendado por norma) devido ao efeito alavanca nos parafusos. Essa consideração foi feita para que a falha nos parafusos também se tornasse um critério de falha. Deste modo, foi estudado o efeito causado nos parafusos quando a ligação está submetida a flexão.

Considerando os diversos diâmetros disponíveis para os ensaios, foi utilizado o menor diâmetro possível, gerando um maior número de parafusos para a ligação, e assim uma distribuição mais uniforme das tensões nas flanges.

Para a determinação do número de parafusos segundo a NBR 16239:2013, tem-se as seguintes equações:

$$n_{min} = \frac{N_{t,Sd}}{F_{t,Rd}(\text{parafusos})} \cdot \left( 1 - \frac{1}{f_3} + \frac{1}{f_3 \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \right) \quad (2.21)$$

$$F_{t,Rd,b}(\text{parafusos}) = \frac{A_{be} \cdot f_u}{\gamma_{a2}} \quad (2.22)$$

$$A_{be} = 0,75 \cdot A_b \quad (2.23)$$

Sendo,

- $F_{t,Rd,b}$  – Força de tração resistente de cálculo à ruptura dos parafusos;
- $A_b$  - Área bruta da seção transversal;
- $A_{be}$  - Área líquida efetiva da seção transversal.

Considerando o diâmetro comercial de 12,70 mm (½ polegada), têm-se as seguintes quantidades de parafusos, bem como a quantidade adotada nos protótipos:

**Tabela 2.5 - Quantidade de parafusos de 12,70 mm (½ polegada).**

<b>Protótipo</b>	1	2	3	4	5	6
<b>Número mínimo de parafusos</b>	5	4	6	5	8	6
<b>Número de parafusos adotado</b>	6					

Considerou-se ainda a quantidade de parafusos maiores que o mínimo recomendado pela norma NBR 16239:2013 que é de 5 parafusos, e menores que o limite máximo definido pela seguinte equação:

$$n_{max} = \frac{\pi \cdot (D_t + 2 \cdot e_1)}{3 \cdot D_b} \quad (2.24)$$

Para que a simetria fosse garantida, o número de parafusos adotados por ligação foram padronizados para um número par,.

O número de parafusos da ligação de protótipo nº 5 é superior ao adotado, porém quando se calcula sem o  $\gamma_{a2}$  na equação (valor nominal, sem o coeficiente de segurança), tem-se 6 parafusos.

### 2.2.5 Ligação

A partir do dimensionamento apresentado dos componentes da ligação, as geometrias inicialmente obtidas são resumidas na Tabela 2.6:

**Tabela 2.6 - Geometria dos protótipos.**

Protótipo	Tubos da ligação [mm]		Flanges da ligação [mm]		Comprimento da perna de Solda [mm]	Número de Parafusos De 12,7mm (½ polegada)
	$D_t$	$t_t$	$D_f$	$t_f$		
1	61,1	6,0	160	9,5	8,0	6
2	63,5	4,5	160			
3	73,0	5,5	170			
4	81,2	4,5	180			
5	88,9	6,0	190			
6	88,9	4,5	185			

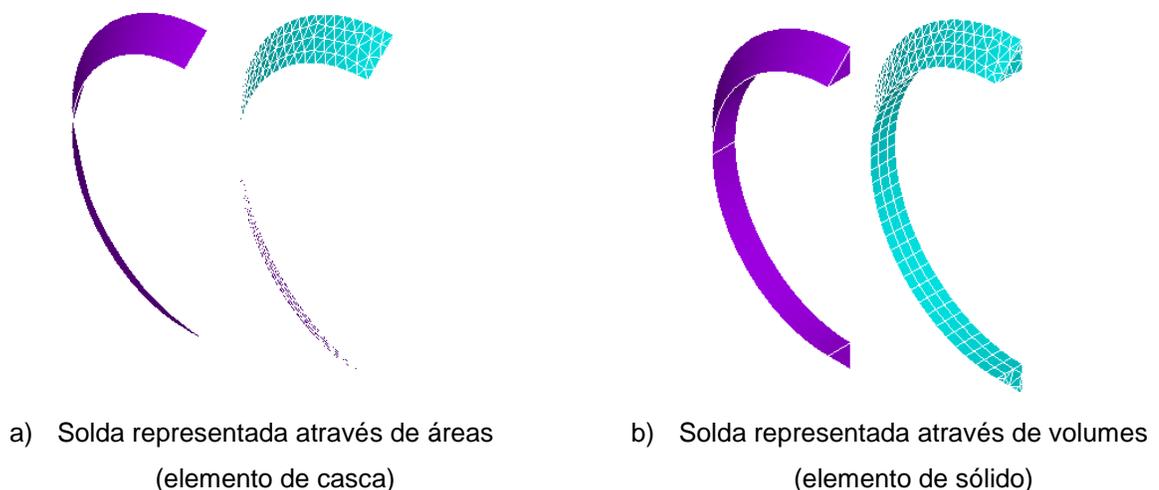
### 3 ANÁLISE NUMÉRICA

A seguir tem-se a descrição da análise numérica utilizando o software de elementos finitos ANSYS, com a descrição dos elementos da modelagem, malha e a metodologia utilizada nas análises. Para a simulação da ligação foi implementada a linguagem APDL (“ANSYS Parametric Design Language”).

Os resultados obtidos com os valores nominais foram utilizados na definição da instrumentação dos ensaios realizados. Posteriormente novas análises foram realizadas considerando os parâmetros reais dos protótipos.

#### 3.1 MODELAGEM DAS SOLDAS

A modelagem das soldas inicialmente era feita pela consideração de elementos de casca, ou seja, através de áreas que eram posicionadas nas alturas médias das gargantas das soldas. Mas através dessa imposição foi observado que a solda transmitia um carregamento muito concentrado em apenas uma linha que ligava a solda (elemento de casca) a flange (elemento de sólido). Esta transmissão fazia com que os elementos de sólido da flange ficasse muito distorcidos, devido a rigidez do elemento de casca ser maior na linha de transmissão do carregamento, pois o programa considera a espessura dos elementos de casca através da consideração de uma maneira implícita de constantes reais.



**Figura 3.1 - Modelagem numérica das soldas.**

Com isso foi alterado o elemento da solda para elemento sólido, representado na Figura 3.1, observando uma melhor distribuição do carregamento.

O contato das soldas com os tubos e flanges foi feito considerando os elementos colados, de tal maneira que o software não permitisse a separação desses elementos ao longo da aplicação de carga. Uma vez que não se dá a ruptura na solda.

### 3.2 MATERIAIS

Os materiais utilizados para a simulação numérica foram todos programados para trabalharem como material trilinear. Os gráficos de tensão *versus* deformação dos materiais foi determinado por meio da composição de três retas, representado no Gráfico 3.1:

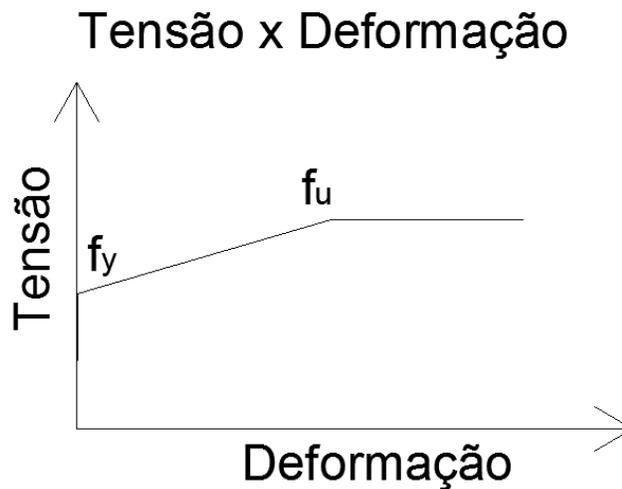


Gráfico 3.1 - Tensão x Deformação dos materiais trilineares.

### 3.3 SIMETRIA

A simulação também passou a considerar metade da ligação, com apenas uma flange. Para a simulação do restante da ligação foram utilizados apoios e elementos de contato. Esse procedimento reduziu significativamente o tempo de processamento das análises.

Para a consideração da simetria, foi inicialmente simulado o modelo completo para comparação e a validação do modelo simétrico através de um gráfico de força *versus* deslocamento.

A simulação da ligação foi feita por meio de dois tipos de condições de contorno. Uma com apoios que restringiam o deslocamento axial dos parafusos (representado por “*P*” na Figura 3.2). Este método permitia a obtenção das reações de cada parafuso, podendo assim ter uma noção da distribuição do carregamento recebido pelo parafuso.

E para a outra condição de contorno, era criada uma placa auxiliar que representaria a borda do flange omitido na análise. Nesta placa era aplicado um apoio que restringia os deslocamentos nas direções do eixo *x*, *y* e *z*, (representado por “*RF*” na Figura 3.2).

A placa auxiliar que simularia o contato entre as flanges, era feita considerando um elemento de contato entre as mesmas, e adicionando também um outro tipo de contato que simularia a transmissão do carregamento transmitido entre as placas, pelo efeito alavanca, ao apoio criado. Com isso, foi possível obter os valores das forças de compressão que uma flange exercia sobre a outra por meio da obtenção das reações do apoio criado.

O carregamento também foi simulado por um elemento de contato que permitiu a consideração da transmissão dos esforços de um ponto deslocado do centro dos tubos conforme a excentricidade a ser considerada à borda dos tubos.

A seguir pode-se observar um exemplo das condições de contorno existentes na ligação, com o carregamento excêntrico de 24 % do diâmetro do tubo (descrito a seguir no item 3.5, e representado na Figura 3.2 como “*F*”), e também os apoios existentes no encontro das flanges.

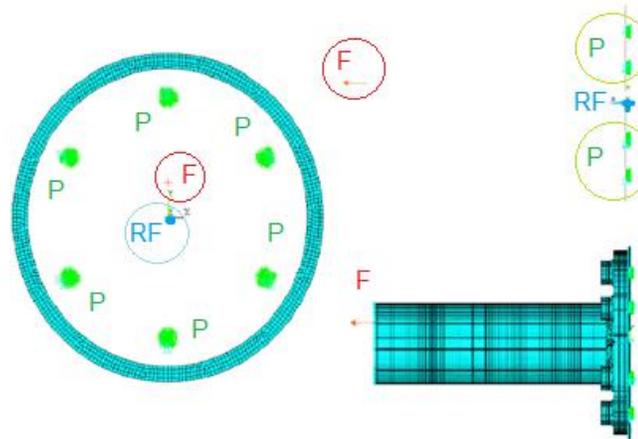


Figura 3.2 - Condições de contorno (Modelo simétrico).

### 3.4 ELEMENTOS

Para a simulação da ligação foram utilizados os elementos de casca, sólido, viga e os pares de contato.

#### 3.4.1 Elemento de casca

O elemento de casca considerado foi o SHELL181, representando os tubos e a área de contato (que representa a flange omitida na análise numérica). Este elemento possui 4 nós, um em cada vértice; sua geometria pode variar de quadrada, retangular e triangular; apresenta seis graus de liberdade por nó. O elemento de casca utilizado está representado na Figura 3.3:

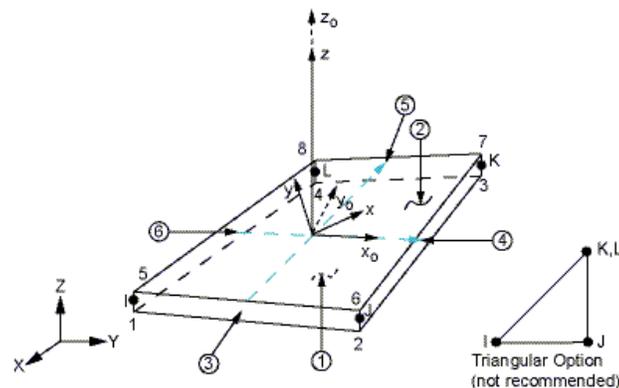


Figura 3.3 - Elemento de casca, SHELL181 (FONTE: ANSYS, 2012).

### 3.4.2 Elemento de sólido

O elemento utilizado para representar as flanges, parafusos, arruelas, porcas e a solda foi o elemento de sólido, SOLID95. Este elemento possui 20 nós, sua geometria pode variar do padrão cúbico para tetraédrico, piramidal e prismática; e apresenta três graus de liberdade por nó, sendo a translação nos seus eixos coordenados  $x$ ,  $y$  e  $z$ . O elemento de sólido utilizado está representado na Figura 3.4:

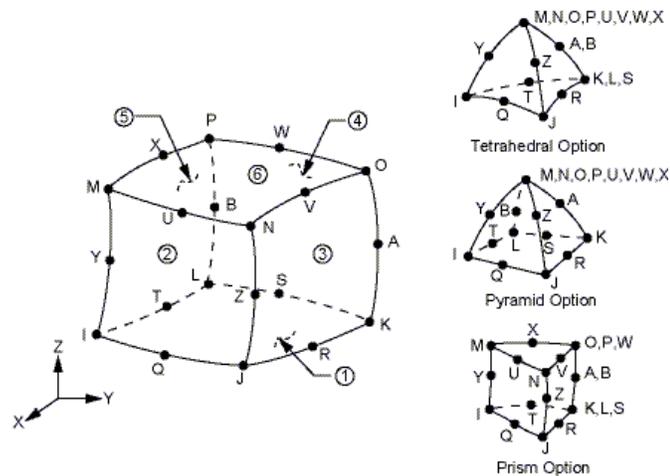


Figura 3.4 - Elemento de sólido, SOLID95 (FONTE: ANSYS, 2012).

### 3.4.3 Elemento de viga

O elemento de viga foi utilizado para que houvesse uma melhor distribuição do carregamento ao longo da extremidade carregada dos tubos (descrito no item 3.5 – Carregamento).

O elemento de viga, BEAM188 possui 3 nós, sua geometria é descrita através de uma linha; e apresenta de 6 a 7 graus de liberdade por nó, sendo a rotação e translação nos seus eixos coordenados  $x$ ,  $y$  e  $z$ , e também considera opcionalmente o empenamento. O elemento de viga utilizado está representado na Figura 3.5:

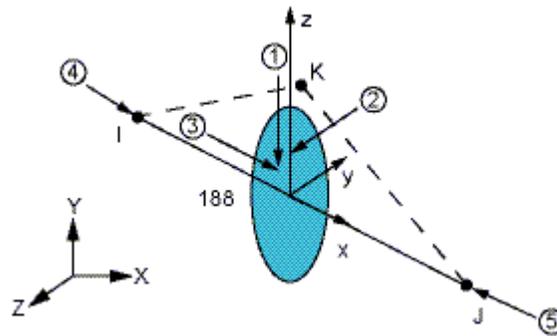


Figura 3.5 - Elemento de viga, BEAM188 (FONTE: ANSYS, 2012).

#### 3.4.4 Elementos de contato

Para consideração do contato entre a flange e os parafusos foram considerados os elementos de volumes como colados, já que estas peças não se deslocavam muito.

Na simulação numérica, consideraram-se três pares de contato, com duas finalidades distintas representadas conforme os pares de contato aplicado.

##### 3.4.4.1 Par de contato CONTA175 e TARGET170

Este par de contato foi utilizado por dois dos três pares de contato.

Por meio desta consideração de contato, o software considerava a transmissão de esforços do elemento CONTA175 para o TARGET170 por meio da consideração de uma placa rígida.

Para criar este par de contato foi necessário a definição de um nó extra que seria imposta as condições de contorno utilizadas. As condições de contorno utilizadas foram: a carga de tração aplicada na extremidade do tubo, a imposição de um apoio que restringia os deslocamentos aplicados na placa simulando a flange omitida.

Para o nó extra criado, foi aplicado o elemento CONTA175.

#### 3.4.4.2 Par de contato CONTA174 e TARGET170

Para simular o contato entre as flanges foram utilizados o par de contato que considerava o contato entre superfícies, e também foram utilizados os parâmetros padrões fornecidos de maneira automática pelo software.

Para este contato, é importante destacar que uma flange foi simulada por um elemento de sólido, e a outra foi simulada com a consideração de um elemento de casca.

#### 3.4.5 Malha de elementos

A malha foi definida como mapeada para todos os seus elementos, como observa-se na Figura 3.6, que representa o modelo do protótipo de geometria 4:

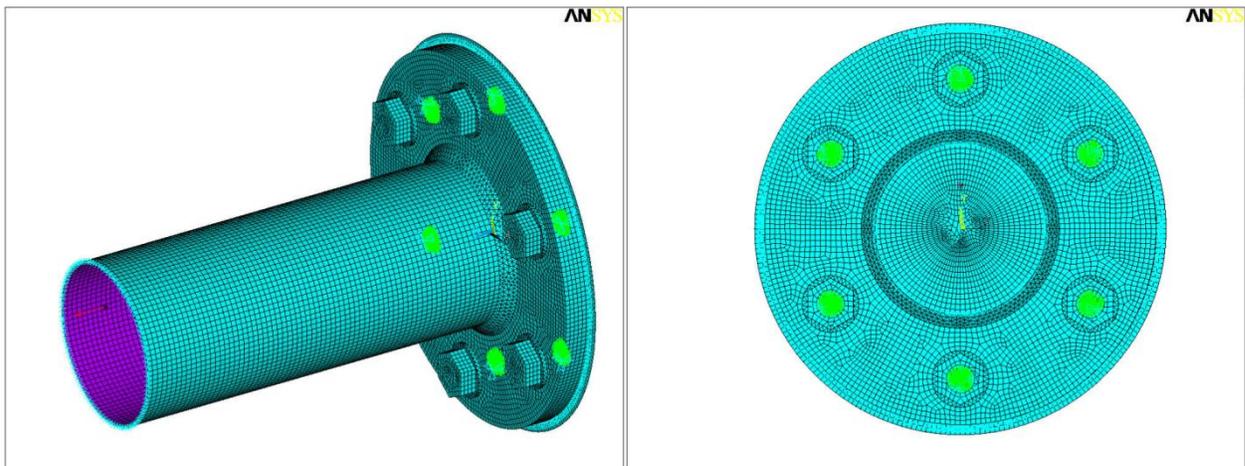


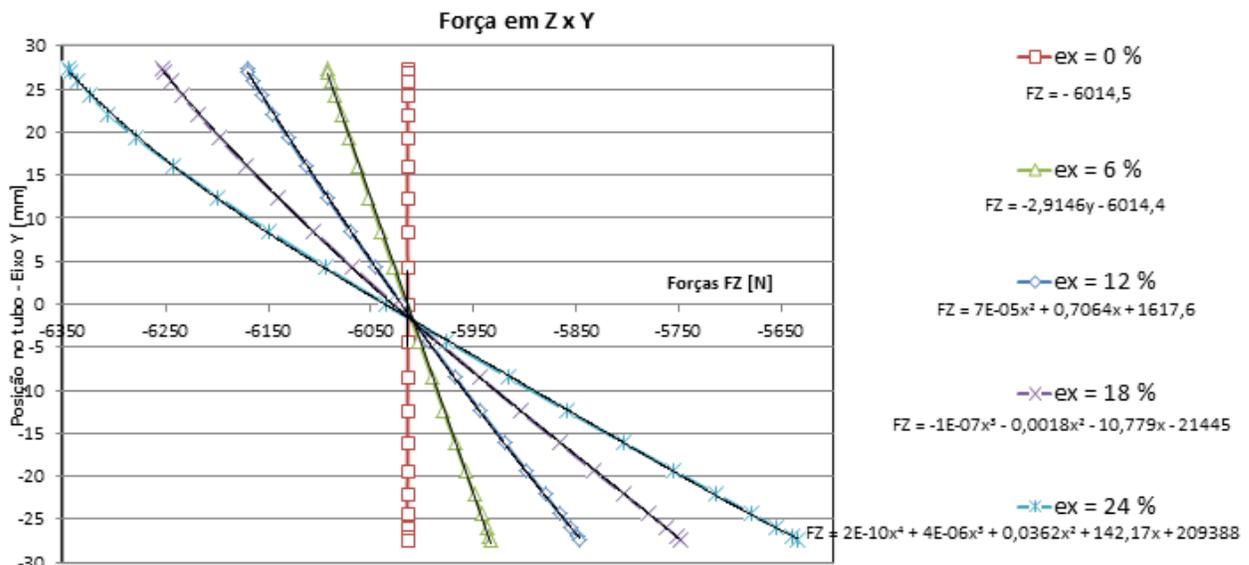
Figura 3.6 - Ligação flangeada– Malhas (Modelo simétrico).

### 3.5 CARREGAMENTO

Inicialmente foi considerada uma placa rígida para a transmissão do esforço de tração, porém observou-se que a placa absorvia parte do carregamento e se deformava excessivamente (mesmo quando aplicada uma elasticidade cem vezes maior que a do aço).

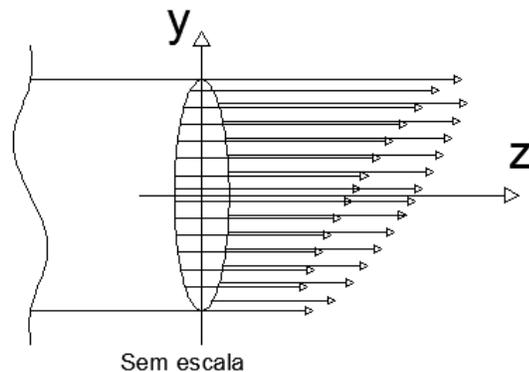
Em seguida optou-se pela aplicação de carregamento por cargas concentradas nos nós nas extremidades dos tubos da ligação. Esse método reduziu a concentração de tensões em apenas alguns nós da malha. A concentração de tensões acontecia em apenas alguns nós fazia com que a malha de elementos finitos ficasse extremamente deformada, atingido um dos critérios de parada do software antes do previsto.

Para a determinação das cargas por nó, foi modelada uma placa no ANSYS, com o carregamento excêntrico, e apenas um trecho da extremidade de um dos tubos, colado a essa placa rígida. O carregamento excêntrico foi aplicado com o valor do carregamento determinado no item 2.1.1, e também foi imposto um engastamento na extremidade do tubo. Com as reações obtidas do carregamento, foi possível traçar um gráfico e obter uma equação para o carregamento. O valor de carregamento por nó da extremidade do tubo e suas equações estão descritos pelo Gráfico 3.2:



**Gráfico 3.2 - Carregamento por nó da extremidade do tubo conforme a excentricidade de projeto – Modelo do Protótipo de geometria 1.**

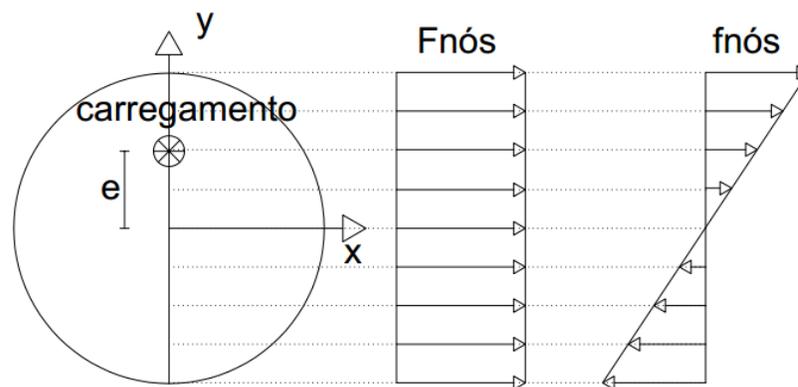
A Figura 3.7 representa um dos casos exposto do Gráfico 3.2, em que a distribuição de carregamento por nó se dá através de uma distribuição linear.



**Figura 3.7 - Representação de um dos casos do gráfico de forças na extremidade dos tubos.**

Como se pode observar do Gráfico 3.2, para um valor de excentricidade zero a equação é constante em toda a extremidade do tubo, e conforme se aumenta a excentricidade aumenta também o grau da equação. Os valores de carregamento são representados com sinal negativo (mesmo sendo esforços de tração), pois são resultantes com sentido negativo do eixo z do software ANSYS.

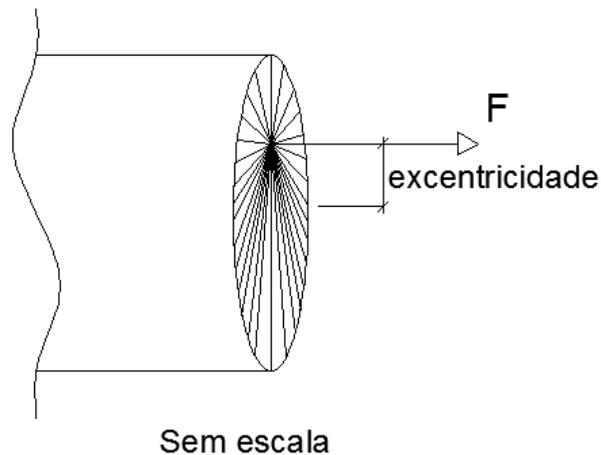
Para ilustrar o efeito da excentricidade tem-se a Figura 3.8, onde a carga pode ser dividida em duas parcelas, uma constante referente ao esforço de tração,  $F_{nós}$ , e uma variável,  $f_{nós}$  devido a excentricidade. Estas duas são somadas, gerando uma das distribuições de forças ao longo da extremidade do tubo dada pelo gráfico anterior.



**Figura 3.8–Efeito da excentricidade na distribuição do carregamento.**

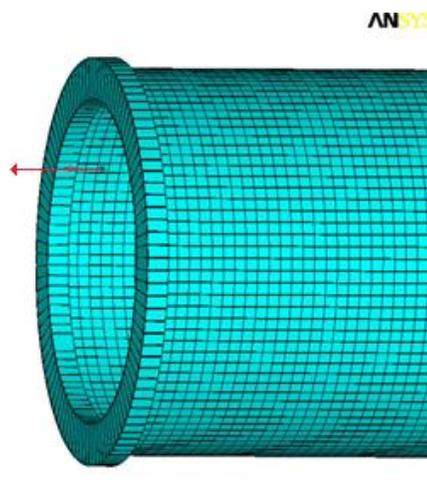
Por fim, utilizou um elemento de contato para simular a tração excêntrica por meio do acréscimo de apenas um nó extra. Esse nó foi posicionado na extremidade do

tubo com um deslocamento a partir do centro referente à excentricidade do carregamento, descrito na Figura 3.9.



**Figura 3.9 - Carregamento transmitido por meio de elementos de contato.**

Este tipo de carregamento pode ser observado na Figura 3.9, onde para uma melhor distribuição de tensões ao longo da extremidade do tubo, foi considerada a simulação da linha de extremidade por um elemento de viga (BEAM188). A Figura 3.10 representa a simulação do contato (carregamento excêntrico) e também apresenta os elementos de casca e viga expandidos para um melhor entendimento sobre o que o software considera, mas não fica claro com a representação padrão do programa.



**Figura 3.10 - Carregamento com aplicação de elemento de contato – com as espessuras de linhas e áreas expandidas.**

## 4 PROGRAMA EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentadas as geometrias dos protótipos ensaiados, características de fabricação e montagem, os resultados de caracterizações dos materiais, instrumentação dos protótipos e características da realização dos ensaios experimentais.

### 4.1 GEOMETRIA DOS PROTÓTIPOS

Dentre as geometrias analisadas no Capítulo 2 – Análise Teórica, e resumidas na Tabela 2.6, foram escolhidas duas geometrias diferentes de protótipos para a realização dos ensaios no programa experimental. Para essas geometrias têm-se diferentes valores de excentricidades (quatro por geometria), totalizando oito ensaios distintos.

A nomenclatura utilizada para os dois protótipos é P1 e P3, onde “P” representa a palavra protótipo, e o número 1 e 3 são referentes às geometrias dos tubos calculadas no Capítulo 2 – Análise Teórica, e resumida na Tabela 4.1.

**Tabela 4.1 - Geometria dos tubos dos protótipos.**

<b>Protótipos</b>	<b><math>D_t \times t_t</math> [mm]</b>
1	61,1 x 6,0
2	63,5 x 4,5
3	73,0 x 5,5
4	81,2 x 4,5
5	88,9 x 6,0
6	88,9 x 4,5

Os comprimentos dos tubos dos protótipos 1 e 3 foram definidos como o produto de seus diâmetros pela razão do comprimento do tubo do protótipo 6 ( $L = 400$  mm) pelo seu diâmetro ( $D_t = 88,9$  mm), gerando o valor de comprimento  $L_{calculado}$ . Em seguida

para facilitar a fabricação, os valores foram aproximados para medidas múltiplas de 50 mm,  $L_{adotado}$ . Os valores de comprimentos finais são descritos pela Tabela 4.2:

**Tabela 4.2 - Comprimentos dos protótipos ensaiados.**

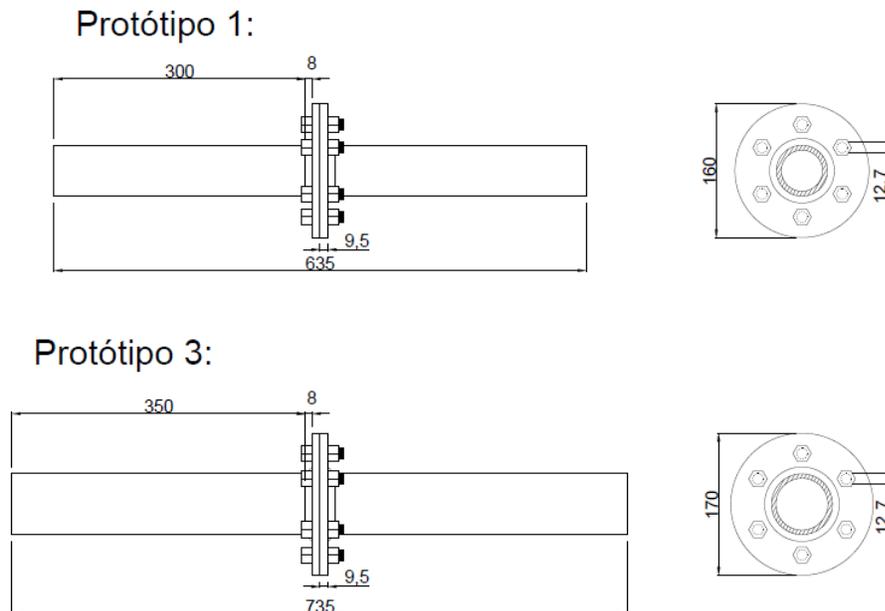
Protótipo	$D_t$ [mm]	$L_{calculado}$ [mm]	$L_{adotado}$ [mm]
P1	61,1	274,92	300
P3	73,0	328,46	350

Sendo assim, os protótipos ensaiados apresentaram as seguintes geometrias:

**Tabela 4.3 - Geometria dos protótipos ensaiados.**

Protótipo	Tubos [mm]		Flanges [mm]		Perna de Solda [mm]	Número de Parafusos de 12,70 mm ( $\frac{1}{2}$ polegada)
	$D_t$	$t_t$	$D_f$	$t_f$		
P1	61,1	6,0	160	9,5	8,0	6
P3	73,0	5,5	170			

Na Figura 4.1 tem-se a geometria geral dos protótipos ensaiados com os valores (em milímetros) descritos da Tabela 4.3:



**Figura 4.1 - Geometria geral dos protótipos ensaiados.**

As excentricidades variaram de 8,0 % em 8,0 % do diâmetro dos tubos, sendo assim têm-se as excentricidades dos protótipos, apresentadas na Tabela 4.4:

**Tabela 4.4 - Classificação dos protótipos ensaiados quanto às suas excentricidades teóricas.**

Protótipos	Excentricidade com relação ao diâmetro do tubo ( $D_t$ )			
	0 %	8 %	16 %	24 %
1	P1 <sub>Exc 0%</sub>	P1 <sub>Exc 8%</sub>	P1 <sub>Exc 16%</sub>	P1 <sub>Exc 24%</sub>
3	P3 <sub>Exc 0%</sub>	P3 <sub>Exc 8%</sub>	P3 <sub>Exc 16%</sub>	P3 <sub>Exc 24%</sub>

## 4.2 FABRICAÇÃO E MONTAGEM DOS PROTÓTIPOS

A ligação flangeada foi fabricada no Laboratório de Estruturas, do Departamento de Engenharia Civil da Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto (DECIV / EM / UFOP).

### 4.2.1 Preparação dos tubos da ligação

Os tubos da ligação foram preparados partindo-se de seus comprimentos padrões, de seis metros, fornecidos pela fabricante Vallourec do Brasil – VBR. Os cortes foram feitos de acordo com os valores adotados de comprimento por ligação da Tabela 4.2 do item 4.1 – Geometria dos protótipos.

### 4.2.2 Preparação das soldas da ligação

Para a execução da solda, foi utilizada a soldagem com arco elétrico com gás de proteção, GMAW (Gas Metal Arc Welding), também conhecida como solda MIG (Metal Inert Gas). Na soldagem utilizou-se o Argônio como gás de proteção do eletrodo.

A solda foi realizada sem o entalhe dos tubos, mas com um afastamento de aproximadamente três milímetros entre os elementos visando à penetração de toda a espessura do material soldado.

#### 4.2.3 Preparação das flanges da ligação

As flanges foram preparadas, partindo-se de sua forma circular fornecida pela empresa fabricante ACERLORMITTAL BRASIL S.A.. Onde foi necessário fazer as marcações para a furação dos furos dos parafusos.

A marcação foi definida, partindo da impressão de um projeto em escala real. Deste modo, os erros foram reduzidos de maneira significativa, podendo desprezar os mesmos.

Em posse da primeira flange a ser furada, já com as devidas marcações, as flanges eram furadas utilizando uma furadeira eletromagnética. A furadeira utilizada não apresentava uma broca com os exatos diâmetros dos parafusos (1/2 polegada) mais a folga de 1,5 mm (valor de norma). Portanto o valor final dos furos da furação foi de 14 mm, sendo o diâmetro dos parafusos com 12,7 mm mais 1,3 mm de folga.

A partir da furação da primeira flange, esta era utilizada como base para a furação das demais, reduzindo assim o erro relativo entre flanges.

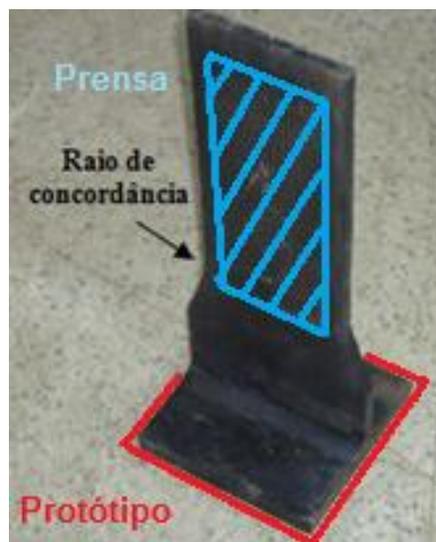
#### 4.2.4 Montagem dos parafusos da ligação

Para a uniformização do aperto dos parafusos foi utilizado um torquímetro. O valor do aperto dos parafusos foi padronizado em 5 kgf.m. A norma NBR 8800:2008, sugere aperto para os parafusos de 1/3 de volta. Este valor foi superado conforme foi aplicado o torque de 5 kgf.m.

#### 4.2.5 Aparato de carregamento

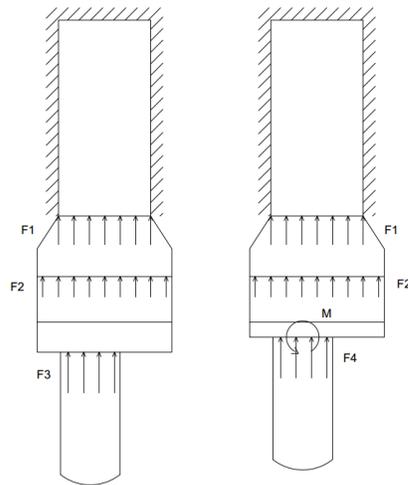
Para fixação da ligação flangeada a máquina de ensaios foi utilizado um aparato de ensaio na extremidade dos tubos da ligação (chamado perfil "T"). Esse aparato de fixação foi utilizado em pesquisas com ensaios de tração como: SILVA (2012) e AMPARO (2014). A metodologia de cálculo do perfil "T" é descrita no Apêndice A (CIDECT, 2008) e segue a sistemática para uma ligação tubo-perfil T.

O aparato garantiu uma à transmissão do carregamento ao protótipo de ensaio, Figura 4.2. Na figura é possível observar descrita em azul como sendo a região em que o perfil "T" foi fixada à máquina de ensaio e em vermelho a região em que o perfil é soldado ao protótipo ensaiado. E também, segundo SILVA (2012), devido à largura das garras da máquina ser limitadas em 110 mm, foi feito um raio de concordância a uma distância de aproximadamente 60 mm da mesa dos perfis "T", de forma a permitir a sua fixação às garras da máquina de ensaio.



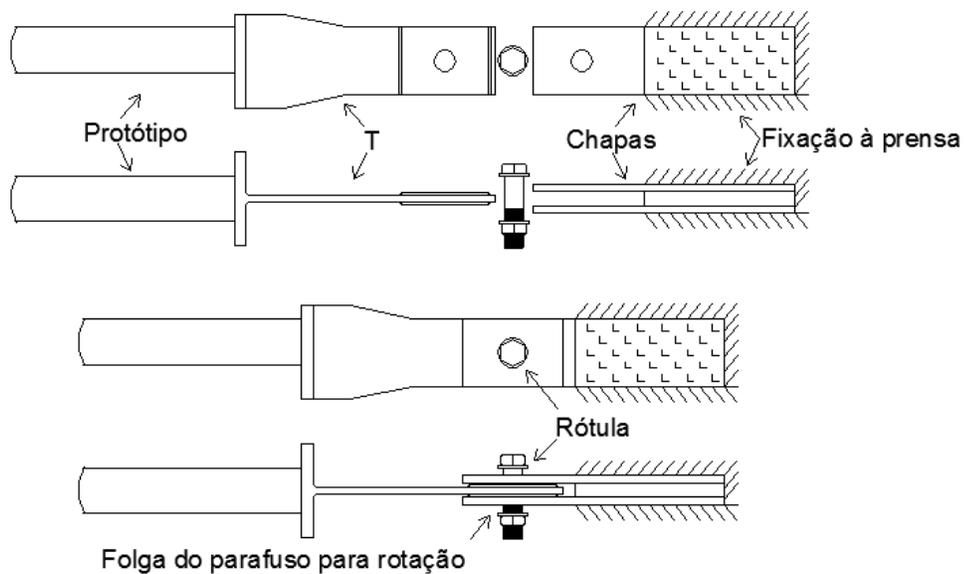
**Figura 4.2 - Perfil "T" com o detalhe do raio de concordância, região de fixação à máquina de ensaios, e a região para solda do protótipo de ensaio (FONTE: adaptado de SILVA, 2012).**

No entanto, foi observado que a conexão do perfil "T" aos tubos dos protótipos era caracterizado como engaste. E devido à elevada rigidez da mesa do perfil "T", a flexão imposta na ligação poderia ser anulada ou poderia gerar uma flexão com valores diferentes dos valores de projeto. Na Figura 4.3 tem-se uma representação do efeito da rigidez do perfil "T". Na primeira imagem tem-se uma mesa excessivamente espessa em que o eventual efeito do carregamento excêntrico seria anulado. E na segunda imagem tem-se uma mesa com uma espessura suficiente para não fletir durante o ensaio, mas parte do carregamento seria absorvido pela mesa do "T" e nesse caso, o carregamento no protótipo não seria o mesmo que o carregamento excêntrico de projeto.



**Figura 4.3 - Efeito da influência da rigidez da mesa do perfil "T" no carregamento do protótipo.**

A solução utilizada para que os protótipos permitissem a aplicação de uma excentricidade conhecida, foi a de um mecanismo de rótula, conforme indicado na Figura 4.4. O perfil "T" foi soldado às extremidades dos tubos de cada protótipo e conectado às chapas para a rotulação das extremidades dos protótipos.



**Figura 4.4- Aparato de carregamento - mecanismo de rótula e perfil "T" - soldado no protótipo de ensaio.**

Após a realização do primeiro ensaio, foi observado que os furos dos perfis "T" utilizados para a rotulação da ligação foram ovalizados. Para correção deste problema foram soldadas duas chapas de reforço, de aproximadamente cinco milímetros de espessura em cada perfil "T". As Figuras 4.5 e 4.6 ilustram a ovalização do furo e o reforço adotado, respectivamente.

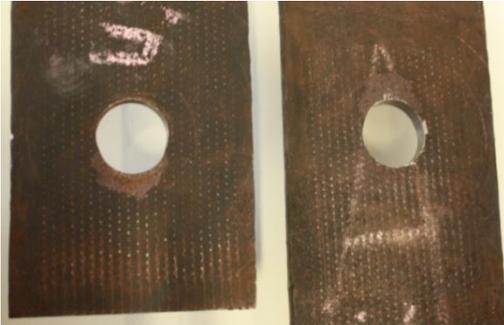


Figura 4.5 – Perfil "T" com furos ovalizados.

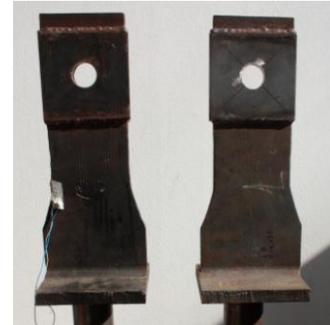


Figura 4.6 – Perfil "T" com chapas de reforço.

A excentricidade de carregamento foi considerada com a soldagem dos tubos da ligação flangeada no perfil "T" com um deslocamento em relação ao eixo da mesa do perfil "T" que é o eixo de aplicação de carga pela máquina de ensaios. A Figura 4.7 ilustra a excentricidade do tubo soldado à mesa do perfil "T" para o protótipo com tubo de maior diâmetro (P6):

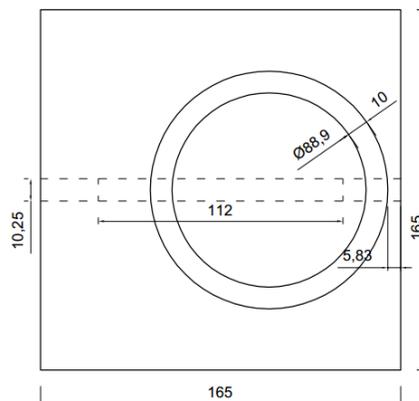


Figura 4.7 - Esquema de montagem do tubo com a maior excentricidade em relação ao eixo da mesa do perfil "T" - P6<sub>Exc</sub> 24% (dados em milímetros).

A Figura 4.8 representa a configuração final dos protótipos da ligação flangeada. Nesta figura é possível observar os deslocamentos entre o centro de gravidade da mesa do perfil “T” e o centro de gravidade da seção transversal dos tubos. O deslocamento observado foi dimensionado de acordo com a excentricidade (definida em porcentagem do diâmetro externo dos tubos).

Observa-se também que a excentricidade imposta na ligação é feita no eixo paralelo as almas dos perfis “T”. Esta consideração foi feita para que os tubos da ligação fossem soldados na região da mesa, e esta estaria enrijecida pela alma do perfil “T”. Reduzindo a ocorrência da flexão na mesa dos perfis.

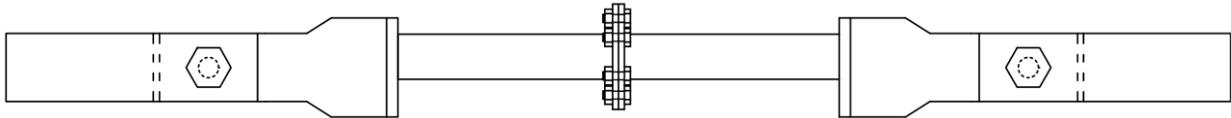


Figura 4.8–Configuração final do protótipo de ensaio da Ligação flangeada.

### 4.3 CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA

Os tubos dos protótipos foram fabricados e caracterizados pela empresa Vallourec do Brasil – VBR. A caracterização foi realizada atendendo as especificações de norma e os resultados são apresentados na Tabela 4.5:

Tabela 4.5 - Resultado de caracterização dos tubos.

Tubos - Protótipos	$D_t \times t_t$ [mm]	$f_y$ [MPa]	$f_u$ [MPa]	$\Delta L$ [%]
1	61,1 x 6,0	381	479	34,5
2	63,5 x 4,5	-	-	-
3	73,0 x 5,5	399,5	539,5	35,0
4	81,2 x 4,5	-	-	-
5	88,9 x 5,5	375,0	474,0	34,0
6	88,9 x 4,8	403,0	544,5	36,0

O valor de variação de comprimento (última coluna) da Tabela 4.5 refere-se a variação máxima de seu comprimento, apresentada pela peça caracterizada antes do rompimento.

As flanges dos protótipos foram fabricados e caracterizados pela empresa ACERLORMITTAL BRASIL S.A.. A caracterização foi realizada atendendo as especificações de norma e o resultado é apresentado na Tabela 4.6:

**Tabela 4.6 - Resultado de caracterização das flanges.**

<b>Flanges</b>	<b><math>t_f</math> [mm]</b>	<b><math>f_y</math>[MPa]</b>	<b><math>f_u</math>[MPa]</b>	<b><math>\Delta L</math> [%]</b>
Aço A36	9,5	302	467	41,0

#### **4.4 INSTRUMENTAÇÃO**

A instrumentação dos corpos de provas foi feita com a utilização de transdutores de deslocamentos (LVDTs – Load Variable Displacement Transducers) e extensômetros elétricos de resistência.

Como representação do esquema geral de instrumentação tem-se a descrição dos instrumentos de medição para o primeiro protótipo ensaiado - P1<sub>Exc 8%</sub> (Protótipo 1 com excentricidade de 8,0 %), representado na Figura 4.9.

- 2 (dois) extensômetros longitudinais colados a meia altura do tubo, um do lado (região de maior tração) e o outro do lado oposto (região de menor tração);
- 1 (uma) roseta de deformações posicionada na flange entre os parafusos 4 e 5;
- 1 (um) LVDT para medição do afastamento das mesas do perfil “T” indicando o alongamento da ligação flangeada;
- 1 (um) LVDT medindo o deslocamento vertical do perfil “T” inferior;
- 1 (um) LVDT superior e 1 (um) outro inferior, para medição de eventuais deslocamentos laterais oriundos de uma excentricidade acidental de montagem.

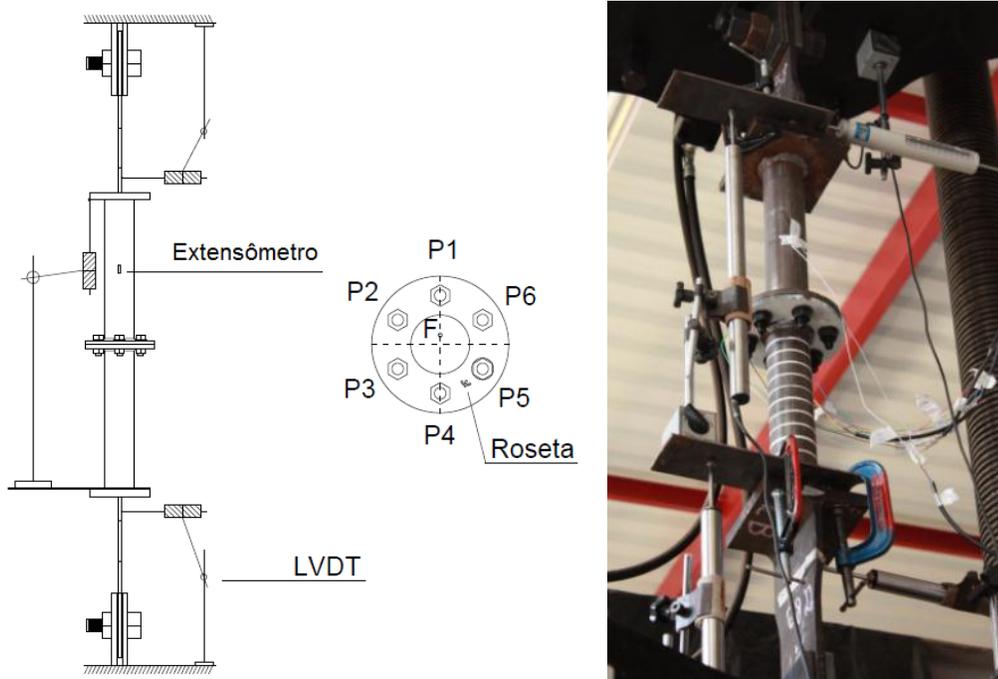


Figura 4.9 - Instrumentação do protótipo P1<sub>Exc 8%</sub>.

Com a realização do primeiro ensaio foi reavaliada a instrumentação e foi adicionada uma roseta de deformações entre os parafusos 1 e 2 para a realização do ensaio do protótipo P1<sub>Exc 24%</sub>. Esta consideração foi feita para validar o modelo numérico e comprovar onde ocorre a maior concentração de tensões. Na Figura 4.10 tem-se o posicionamento da nova roseta na flange e a distribuição de tensões de von Mises na flange.

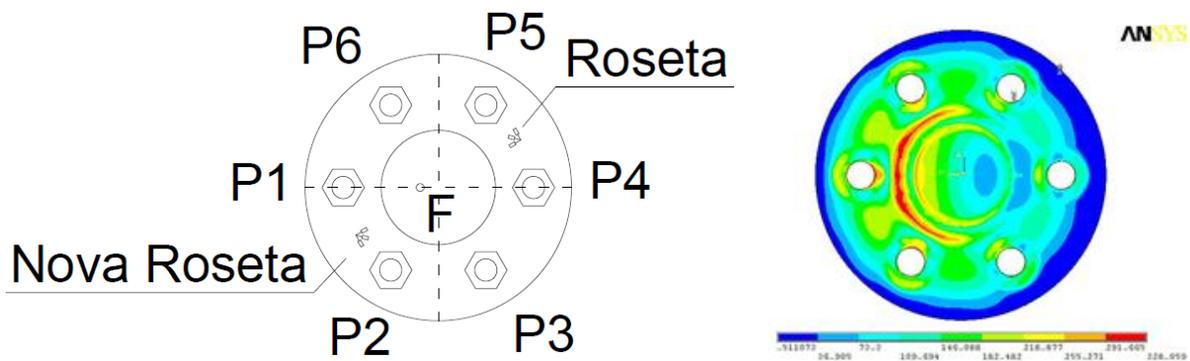
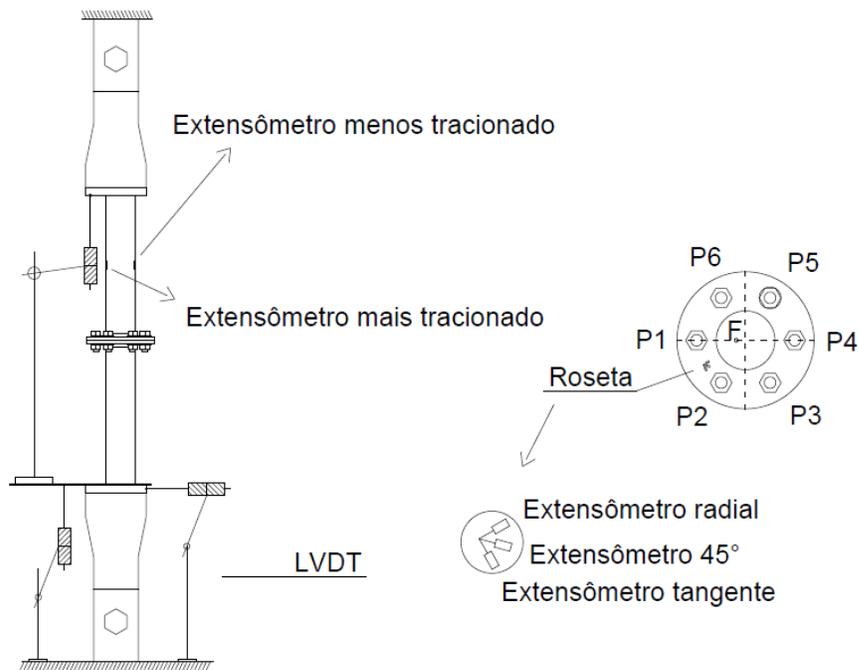


Figura 4.10 - Instrumentação e diagrama de tensão de von Mises do P1<sub>Exc 24%</sub>.

Com o acréscimo da nova roseta foi possível verificar que os maiores valores de tensões ocorrem entre os parafusos 1 e 2. Definindo, deste modo a nova roseta como padrão de instrumentação e eliminando a roseta localizada entre os parafusos 4 e 5.

Também foi observado que o deslocamento lateral dos perfis “T” era muito pequeno e que seria mais interessante obter a medida do deslocamento referente à eventual rotação da mesa desses.

Concluindo esta etapa com as adequações apresentadas anteriormente, tem-se na Figura 4.11 a instrumentação que foi utilizada para os ensaios dos protótipos restantes:



**Figura 4.11 - Instrumentação utilizada nos ensaios posteriores.**

- 2 (dois) extensômetros longitudinais colados a meia altura do tubo, um do lado (região de maior tração) e o outro do lado oposto (região de menor tração);
- 1 (um) extensômetro longitudinal colado na alma do T, localizado próximo ao trecho da redução de sua largura (devido ao raio de concordância) e do lado referente ao posicionamento excêntrico do tubo;
- 1 (uma) roseta de deformações posicionada na flange entre os parafusos 1 e 2;

- 1 (um) LVDT para medição do afastamento das mesas do perfil “T” indicando o alongamento da ligação flangeada;
- 1 (um) LVDT medindo o deslocamento vertical do perfil “T” inferior;
- 1 (um) LVDT inferior, medindo eventuais deslocamentos laterais oriundos da excentricidade projetada.

#### **4.5 SISTEMA DE CARREGAMENTO**

Para a realização dos ensaios foi utilizada uma prensa servo-hidráulica INSTRON SATEC 5569. A aplicação da carga de tração foi realizada com controle de deslocamentos por meio do software da prensa.

A prensa também possui uma célula de carga, que possibilitou a aquisição dos valores de carregamentos para cada etapa do deslocamento das garras da máquina de ensaio.

#### **4.6 SISTEMA DE AQUISIÇÃO E CONTROLE DE DADOS**

A aquisição e controle de dados foram realizados por dois sistemas diferentes. O primeiro sistema fabricado pela Instron e controlado pelo software, e o segundo fabricado pela HBM – Spider8 e controlado pelo software de aquisição.

O Partner é um software computacional utilizado para controle e aquisição dos dados da Prensa servo-hidráulica. O Partner permite fazer a aquisição dos dados de carregamento (obtido a partir da célula de carga da prensa) e dos dados de deslocamento (LVDT que mede o alongamento da ligação sem considerar os deslocamentos dos aparatos de carregamento e perfil “T”).

Devido o sistema de aquisição acoplado a prensa ser de apenas dois canais para a aquisição de dados, foi necessário à utilização do Spider8 para a leitura dos demais LVDTs e extensômetros.

## 4.7 IMPERFEIÇÕES DOS PROTÓTIPOS

Visando análises futuras, as reais dimensões das ligações foram medidas, visto que assim foi possível avaliar a influência de imperfeições no comportamento e resistência das ligações flangeadas ensaiadas. Essas medições permitiram que o valor real de excentricidade fosse considerado nos modelos numéricos, e assim, possibilitando o início da calibração dos mesmos.

As imperfeições medidas foram geradas da fabricação dos protótipos de ensaios. Foi feito também um levantamento das possíveis causas de imperfeições e os procedimentos utilizados para minimizar os erros de fabricação e montagem:

- Não perpendicularidade do corte dos tubos:

Os tubos foram cortados segundo os comprimentos de cada protótipo, porém nem sempre a perpendicularidade do corte era garantida. Para a minimização deste efeito foi utilizado um nível digital, aumentando assim o nível de precisão dos cortes;

- Furo dos parafusos com distâncias desiguais:

A discretização do local de furação foi feita imprimindo um projeto em escala real em uma folha de papel A4 e por meio desta foram feitas as marcações nas flanges e, por fim, realizadas as furações. A partir da primeira flange furada como descrito anteriormente, utilizou-se esta como gabarito para a furação das demais;

- Soldagem com excentricidades acidentais:

Quando feita a soldagem dos perfis “T” dos protótipos foi minimizada a possibilidade de eventuais desalinhamentos da ligação com um correto posicionamento dos tubos em relação aos perfis “T” por meio da utilização de um nível digital.

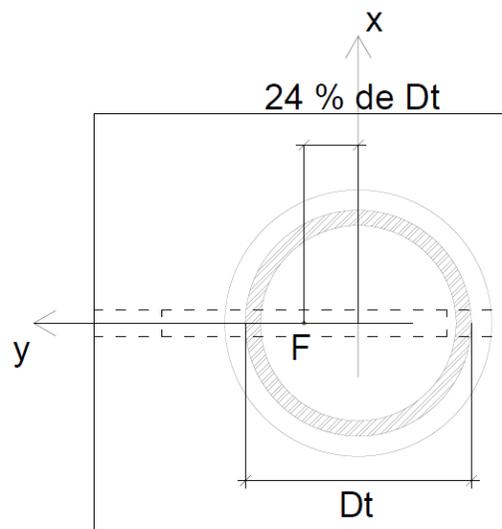
O procedimento de controle da primeira e segunda imperfeições foram eficientes. Para a terceira, o erro foi minimizado, no entanto foram identificadas imperfeições com uma variação da excentricidade teórica prevista (Tabela 4.4 do item 4.1 – Geometria

dos protótipos) e a medida nos protótipos. Na Tabela 4.7, tem-se as medidas reais de excentricidade nos protótipos:

**Tabela 4.7 - Excentricidades reais dos protótipos.**

Protótipo	P1				P3			
	0 %	8 %	16 %	24 %	0 %	8 %	16 %	24 %
Excentricidade teórica								
$X$ [%]	3,28	3,34	7,98	- 6,95	0,00	- 2,00	-4,00	0,00
$Y$ [%]	1,23	4,90	10,02	24,95	0,00	8,20	19,00	18,00
Excentricidade resultante [%]	3,50	5,93	12,81	25,90	0,00	8,44	19,42	18,00

O eixo  $X$  da tabela se refere ao eixo da excentricidade acidental e o eixo  $Y$ , seria o eixo de excentricidade planejada, como por exemplo, o protótipo  $P1_{Exc\ 24\%}$  deveria apresentar  $X = 0,00\ %$  e  $Y = 24,00\ %$ . A excentricidade resultante descrita na tabela se refere à hipotenusa das excentricidades ao longo dos eixos  $X$  e  $Y$ . O “ $F$ ”, apresentado na Figura 4.12, representa a posição do carregamento na ligação.



**Figura 4.12 - Representação das excentricidades ao longo dos eixos.**

#### 4.8 METODOLOGIA DE ENSAIO

Para a transmissão do carregamento dos ensaios foi utilizada a prensa servo-hidráulica. Onde a aplicação da carga de tração foi realizada com controle de

deslocamento com uma taxa de deslocamento de 0,4 mm / min e o critério de parada de segurança, definido pelo software Partner. O critério de segurança foi determinado que para deslocamentos excessivos, superiores a cinco vezes ao valor da taxa de deslocamentos pré-determinada pela prensa, o ensaio era encerrado.

A frequência de aquisição dos dados foi a de uma aquisição de dado a cada cinco segundos. A mesma frequência foi adotada para os sistemas de aquisição dos dois softwares utilizados. Esse procedimento propiciou que os dados registrados dos deslocamentos e deformações fossem simultâneos para os dois sistemas utilizados.

Para a realização dos ensaios também foram definidos alguns critérios para a finalização dos mesmos, considerando as seguintes situações:

- Ruptura na região da solda;
- escoamento do tubo antes do escoamento das flanges;
- escoamento da seção bruta do T, quando esta ocorria antes do escoamento das flanges: Buscou-se manter o valor de deformação específica do aço dos perfis "T" abaixo do limite de seu escoamento. Esta confirmação foi feita por um extensômetro localizado no ponto mais crítico do perfil "T", como apresentado na Figura 4.13:



**Figura 4.13 – Posicionamento extensômetro no perfil "T" para medir a deformação específica do aço do perfil "T".**

O ponto de instrumentação dos perfis "T" foi definido com base em uma análise numérica. Onde neste caso foi simulado apenas o perfil "T".

## 5 ANÁLISE E APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados dos ensaios experimentais das ligações flangeadas ensaiadas. Os resultados dos ensaios serão apresentados por geometria de protótipos ensaiados, geometria P1 e geometria P3. No entanto, inicialmente serão apresentados os dois primeiros ensaios realizados, os ensaios dos protótipos P1<sub>Exc 8%, Experimental</sub> e P1<sub>Exc 24%, Experimental</sub>. Os resultados obtidos nestes dois primeiros ensaios indicaram a necessidade de adequação da instrumentação (como descrito anteriormente – item 4.4) e, portanto na forma de apresentação dos resultados, justificando sua apresentação antes dos demais resultados.

Após o levantamento dos valores reais de imperfeições dos protótipos, descrito pela Tabela 4.7 do item 4.7 – Imperfeições dos protótipos. Foi-se criada uma nova nomenclatura que considerava os valores reais de excentricidade dos protótipos. Para a nova nomenclatura dos protótipos, temos como exemplo os protótipos P1<sub>Exc 8%, Experimental</sub> e P1<sub>Exc 24%, Experimental</sub>, que se tornaram P1<sub>Exc 5,93 %</sub> e P1<sub>Exc 25,90%</sub>. O resumo dos valores das excentricidades reais descritos na Tabela 4.7 está resumido na Tabela 5.1:

**Tabela 5.1 - Excentricidades reais dos protótipos.**

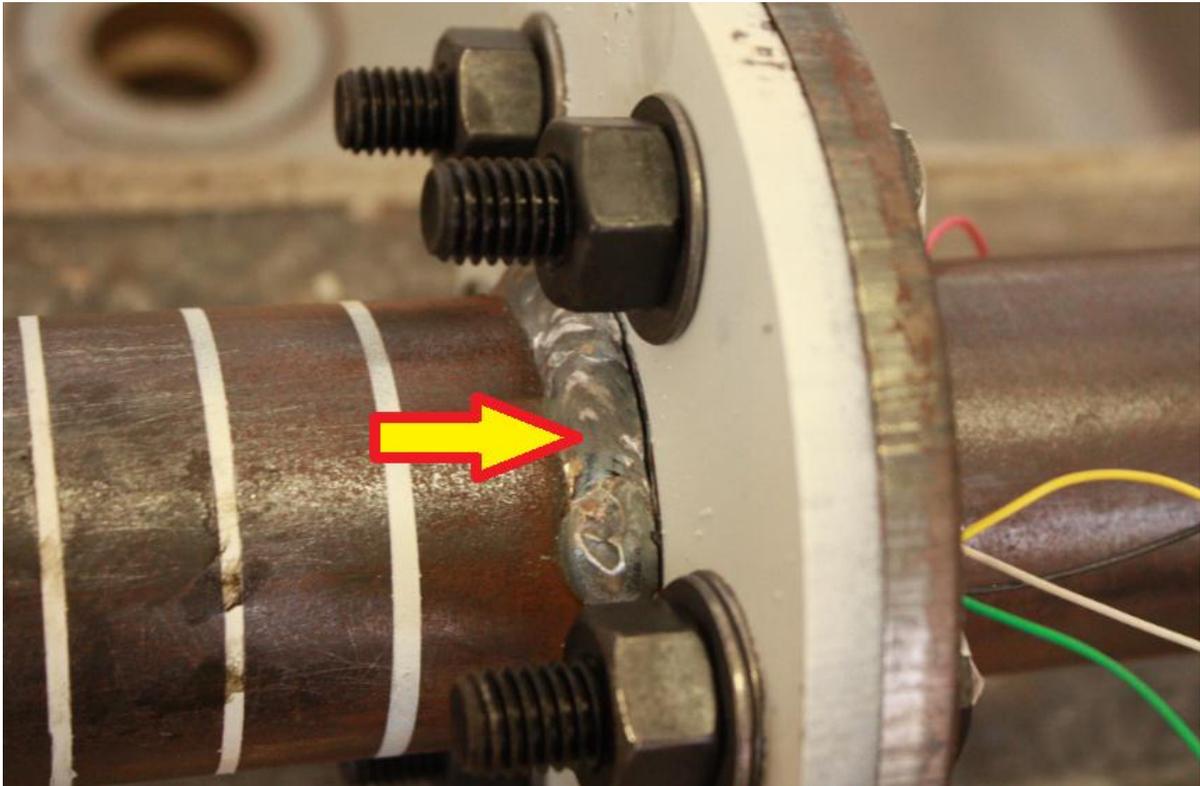
Protótipo	P1				P3			
	0 %	8 %	16 %	24 %	0 %	8 %	16 %	24 %
Excentricidade real [%]	3,50	5,93	12,81	25,90	0,00	8,44	19,42	18,00

### 5.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS DOS PRIMEIROS PROTÓTIPOS ENSAIADOS (P1<sub>Exc 5,93 %</sub> E P1<sub>Exc 25,90 %</sub>)

Inicialmente não havia uma definição final da instrumentação e a instrumentação foi baseada nos pontos críticos de tensões e deformações identificados com base nos modelos numéricos iniciais. Portanto, com os resultados dos dois primeiros ensaios foi analisada a instrumentação para validação e padronização para os demais ensaios.

### 5.1.1 P1<sub>Exc 5,93 %</sub>

Inicialmente foi feito o ensaio do protótipo P1<sub>Exc 5,93 %</sub>, este ensaio teve como critério de parada a ruptura na região da solda conforme ilustrado na Figura 5.1.



**Figura 5.1 - Rompimento da solda do protótipo P1<sub>Exc 5,93 %</sub>**

Os resultados das medições das deformações específicas medida pela roseta de deformação, indicaram que o escoamento do material da flange ocorria antes da falha na solda. O limite para o escoamento do aço da flange da ligação segundo a caracterização, foi de 302 MPa (correspondendo a uma deformação específica de escoamento de aproximadamente 1510  $\mu\text{m/m}$ ).

No Gráfico 5.1 tem-se a deformação específica na direção principal,  $\epsilon_1$ , versus Deslocamento longitudinal,  $\Delta$ , da ligação. Há também a indicação da deformação no limite escoamento do aço da flange, representado pela linha tracejada:

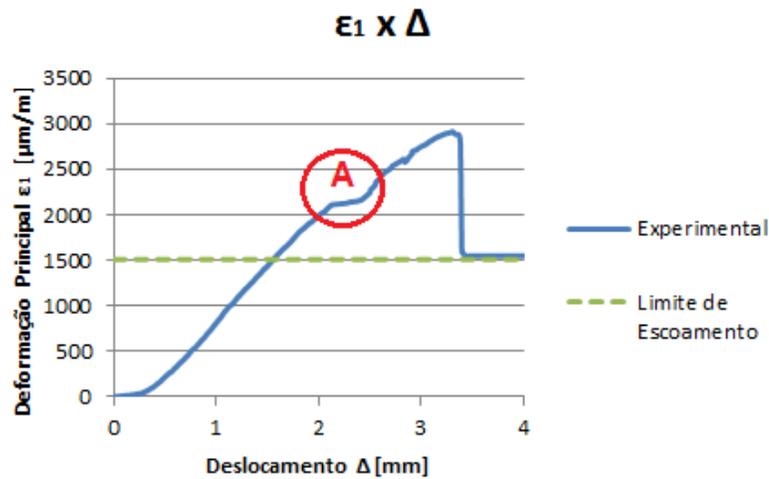


Gráfico 5.1 - Deformação principal  $\epsilon_1$  x Deslocamento  $\Delta$  - P1<sub>Exc 5,93 %</sub>

Observa-se do Gráfico 5.1, que na região identificada como “A” no gráfico houve um aumento de deslocamento sem o acréscimo de carga. Indicando o início do rompimento na região da solda. Neste mesmo ponto, observou-se também um ruído metálico, reforçando a observação citada.

Neste mesmo ensaio, pode-se notar também a flexão da flange (Figura 5.2), onde chegou-se a atingir uma deformação residual após a plastificação da flange. Com base na Figura 5.2, pode-se observar que a flange chegava a se deslocar mais de 3,0 milímetros em sua parte central.

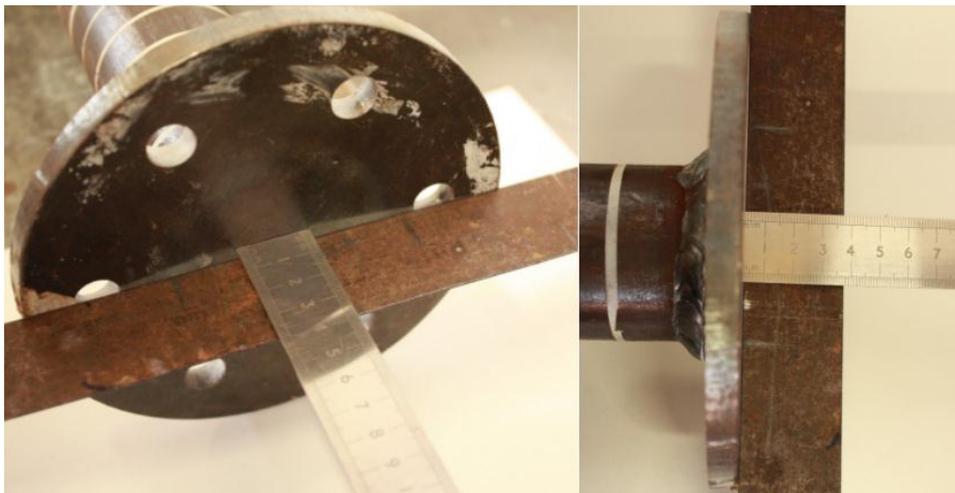


Figura 5.2 - Flexão da flange do ensaio P1<sub>Exc 5,93 %</sub>

Após a realização desse ensaio, foi observada uma ovalização localizada no furo do aparato de carregamento (“T”). Com isso, surgiu a necessidade de alterar a geometria do aparato de carregamento, reforçando as bordas do furo com a soldagem de duas chapas auxiliares (conforme descrito no item 4.2).

### 5.1.2 P1<sub>Exc 25,90 %</sub>

Neste ensaio, além das análises de comportamento e resistência da ligação, foi testado qual região da flange estaria mais tensionada para ajustar a instrumentação com a extensometria. Para definir a região mais solicitada foram utilizadas duas rosetas de deformações entre os parafusos P1-P2 e P4-P5, como descrito anteriormente (item 4.4 - Instrumentação). Para comparação foram utilizados os valores das deformações principais máximas e mínimas *versus* o carregamento na ligação. Os resultados são apresentados no Gráfico 5.2.

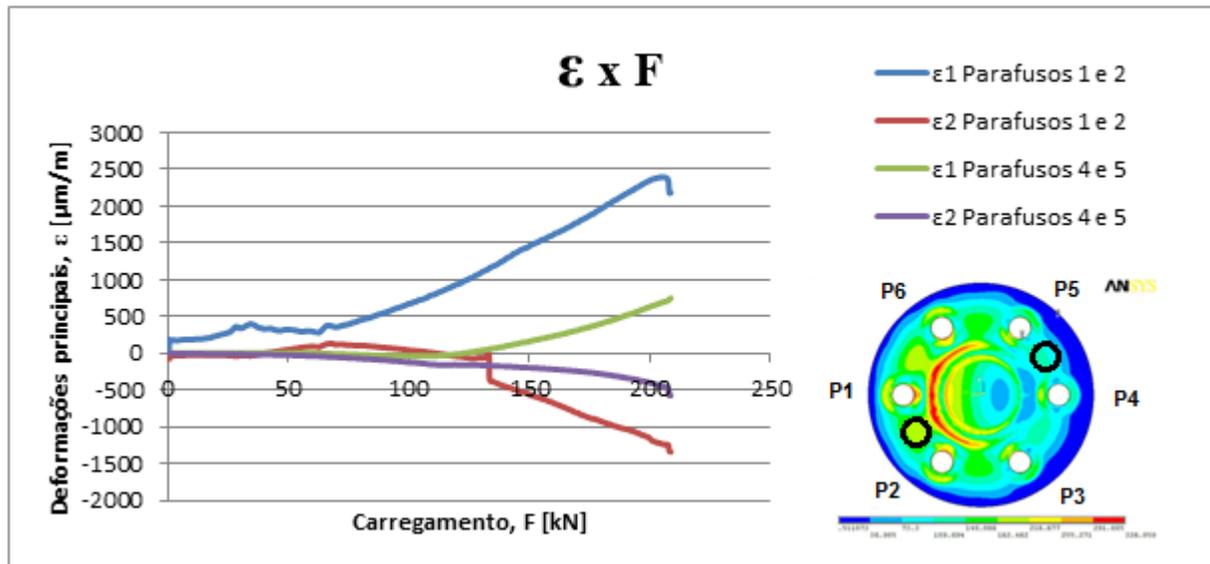


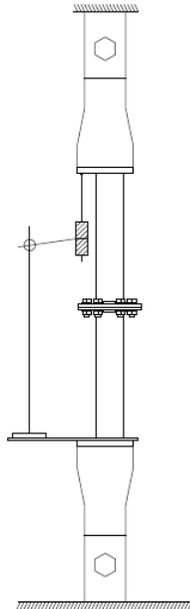
Gráfico 5.2 - Deformações principais x Carregamento - P1<sub>Exc 24%, Experimental</sub>

A partir do gráfico gerado das deformações principais das rosetas, chegou-se a conclusão que as tensões eram máximas (em módulo) entre os parafusos P1 e P2, e por isso a roseta escolhida dos demais protótipos foi posicionada entre estes parafusos.

## 5.2 GRÁFICOS DE CARGA X DESLOCAMENTO

Depois de realizados todos os ensaios obteve-se um gráfico geral com os resultados para todas as ligações ensaiadas. O gráfico contém dados do carregamento aplicado na ligação *versus* o deslocamento nas extremidades dos tubos.

A medição dos deslocamentos da ligação foi feita como descrito anteriormente, no capítulo de instrumentação e é destacado na Figura 5.3, onde os valores de deslocamento medidos pelo LVDT considera apenas o deslocamento da ligação, excluindo os perfis “T”.



**Figura 5.3 - LVDT para medição de deslocamento longitudinal da ligação.**

Nos Gráfico 5.3 e 5.4 são apresentados os resultados dos protótipos, com suas excentricidade reais.

Nos gráficos apresentados pode-se observar que os valores de carregamento e deslocamento referente a cada excentricidade estão coerentes, já que quanto maior a excentricidade do carregamento menor é a sua capacidade resistente.

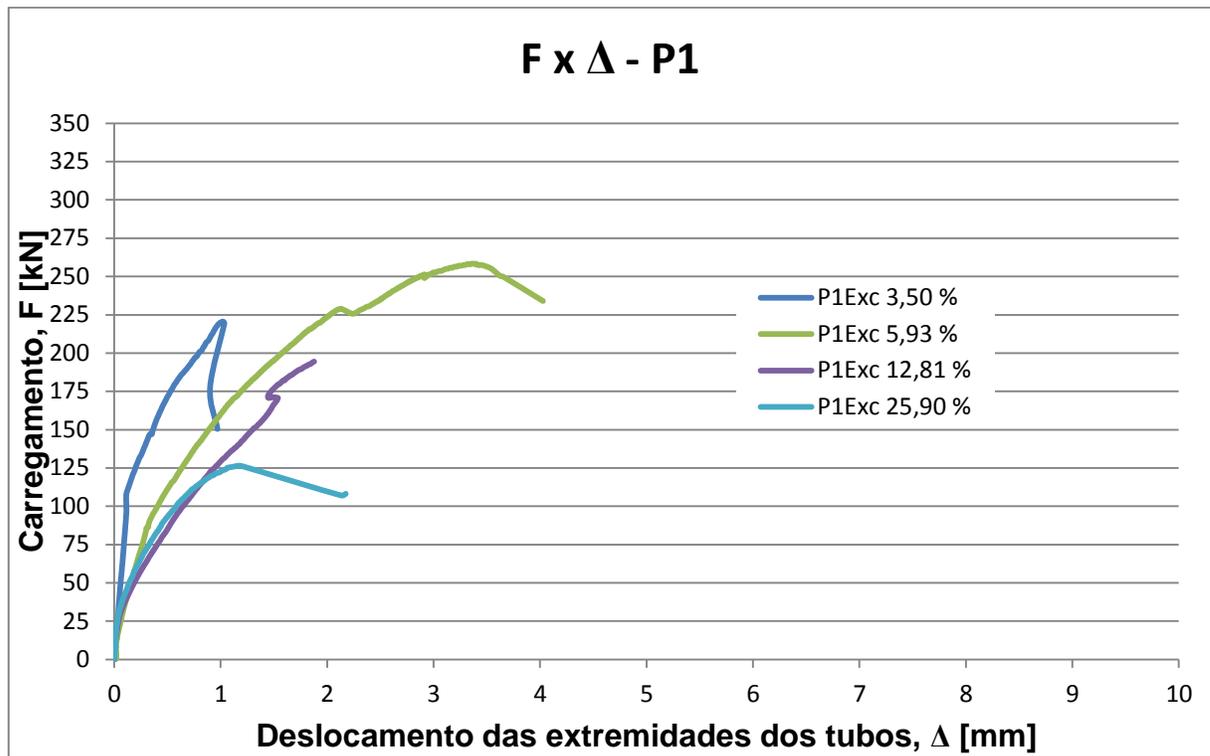


Gráfico 5.3 - Carregamento x Deslocamento dos ensaios experimentais P1.

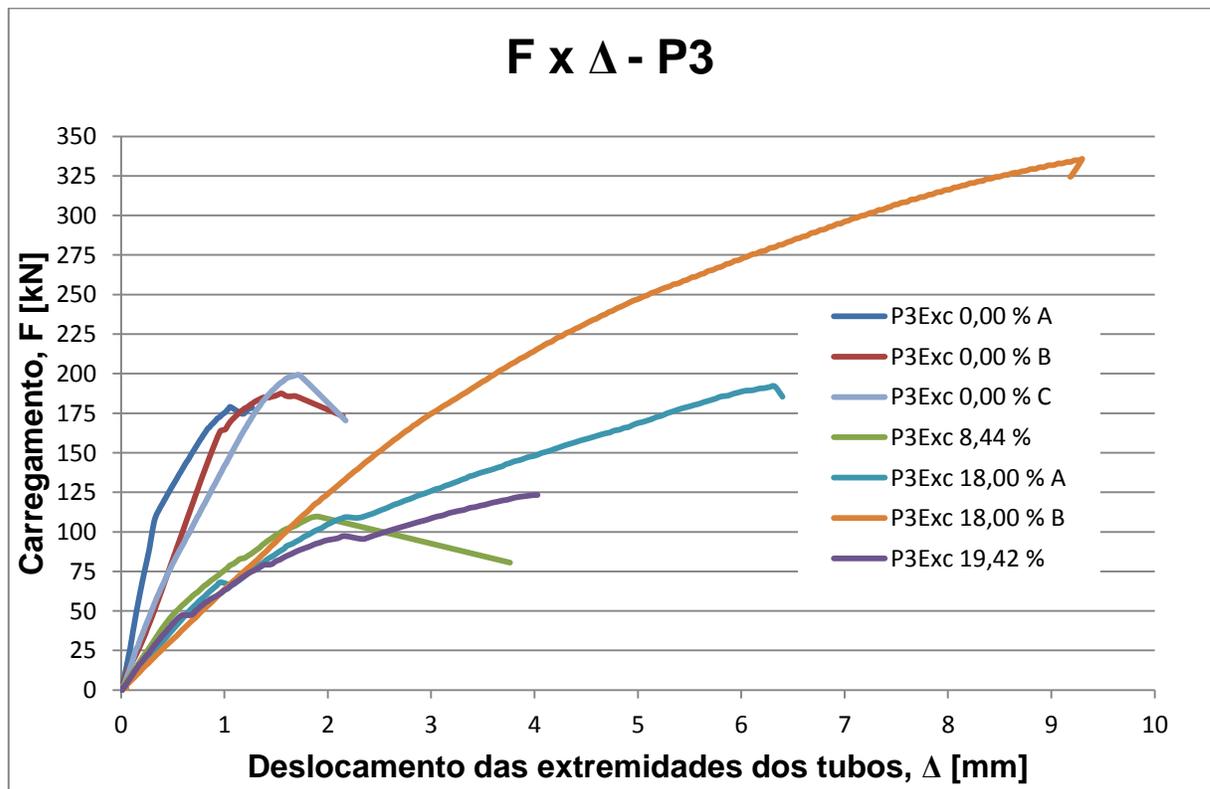


Gráfico 5.4 - Carregamento x Deslocamento dos ensaios experimentais P3.

No Gráfico 5.3 e 5.4, pode-se observar que os protótipos mais excêntricos, apresentavam uma capacidade de carregamento menor, fazendo com que as curvas dos gráficos demonstrem uma rigidez menor.

Do Gráfico 5.4, nota-se que os protótipos  $P3_{Exc\ 0,00\ \%}$  e  $P3_{Exc\ 18,00\ \%}$  apresentam resultados com as letras A, B e C. Isto se deve aos mesmos protótipos, já ensaiados, terem sido ensaiados novamente. Sendo A, o primeiro ensaio dos protótipos, seguindo por B, e no caso do  $P3_{Exc\ 0,00\ \%}$  também houve um terceiro ensaio C, feito no mesmo protótipo.

Para o protótipo  $P3_{Exc\ 0,00\ \%}$ , o ensaio A foi interrompido antes da perda total de sua capacidade de suportar o carregamento, apresentando apenas um decaimento, mas seguido de uma recuperação que foi observada somente após o término do ensaio. Portanto para a realização do ensaio B não foi feita alterações no protótipo.

O ensaio B do protótipo  $P3_{Exc\ 0,00\ \%}$ , representado na Figura 5.4, apresentou o rompimento da solda antes deste apresentar deformações de escoamento (como se pode observar no Gráfico 5.5). Para aproveitar o mesmo protótipo, foi necessário serrar o tubo em sua extremidade próxima à solda rompida, esmerilhar a flange e realizar uma nova solda. A nova solda foi feita com a utilização de uma amperagem maior do que a utilizada nos demais protótipos. Esta nova metodologia de soldagem também foi aplicada na recuperação do protótipo  $P3_{Exc\ 18,00\ \%}$  A.

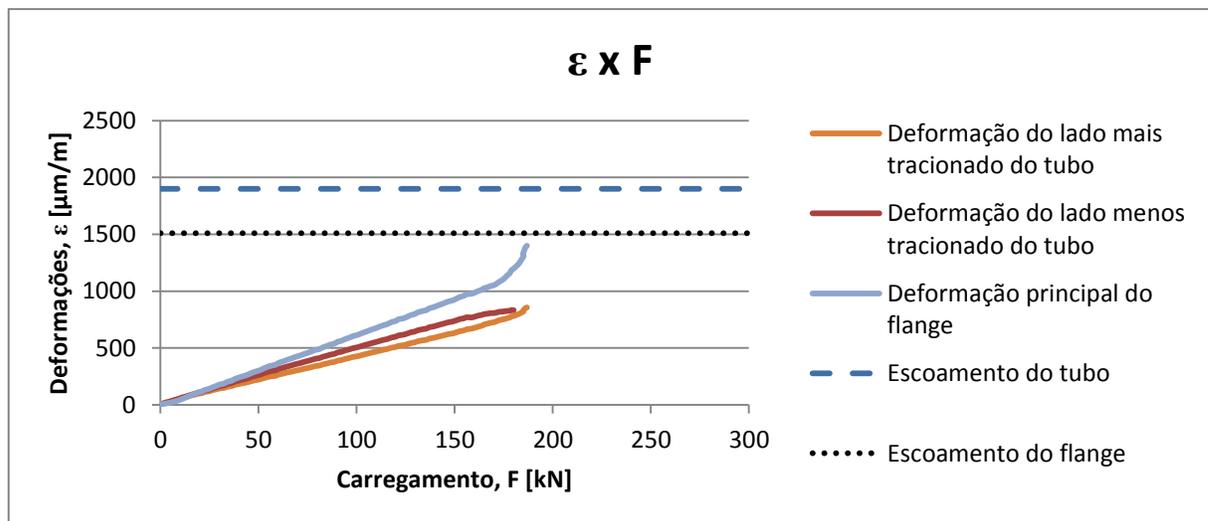
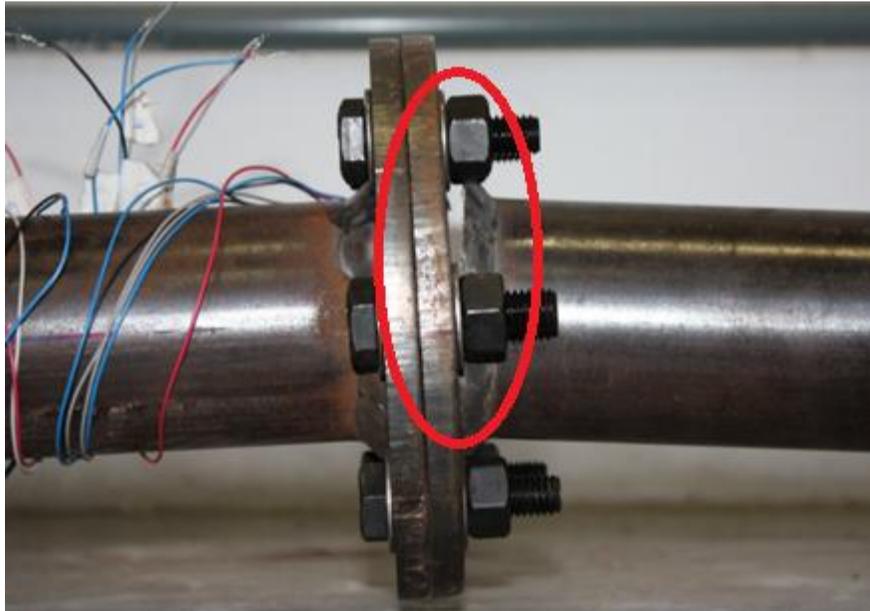


Gráfico 5.5 - Deformação x Carregamento do protótipo  $P3_{Exc\ 0,00\ \%}$  B.



**Figura 5.4 - Rompimento da solda do protótipo P3<sub>Exc 0,00 %</sub> B.**

Apesar das alterações feitas no Protótipo P3<sub>Exc 0,00 %</sub>, não foi possível observar grandes alterações no gráfico de carregamento *versus* deslocamento da ligação, significando que para este protótipo, a falha tinha ocorrido nas soldas e seus demais elementos ainda não haviam escoado.

O protótipo P3<sub>Exc 18,00 %</sub> chegou a apresentar uma ruptura da solda em seu ensaio A e, portanto foi feito o mesmo procedimento que o P3<sub>Exc 0,00 %</sub> B. Chegando-se em curvas semelhantes, porém o ensaio B (segundo ensaio do P3<sub>Exc 18,00 %</sub>) apresentou uma resistência maior antes da ruptura da solda.

### **5.3 DEFORMAÇÃO NOS TUBOS DA LIGAÇÃO FLANGEADA**

Assim como definido no item de instrumentação do item 4.4 foi posicionado em um dos tubos de cada ligação dois extensômetros axiais. Um posicionado do lado mais tracionado da ligação e o outro extensômetro medindo a deformação do lado menos tracionado da ligação.

Os resultados são apresentados por meio de um gráfico de deformação por carregamento. A utilização do carregamento como eixo X dos gráficos seguintes foi

definido, pois os resultados de deslocamento apresentavam uma grande variação devido aos ajustes das folgas existentes e também, ajustes da excentricidade lateral dos protótipos. A variação da excentricidade foi causada devido à excentricidade acidental de montagem dos protótipos, descrita na linha de excentricidade de  $X$  [%] da Tabela 4.7 – do item 4.7 (Imperfeição dos protótipos):

### Protótipo de geometria P1:

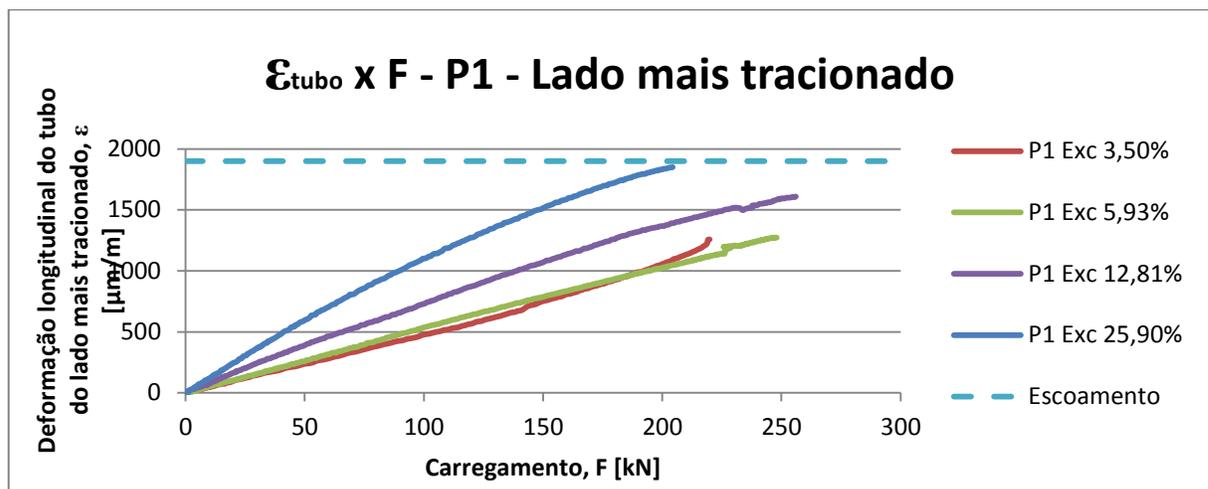


Gráfico 5.6 - Deformação longitudinal (lado mais tracionado) x Carregamento - Ensaios experimental P1.

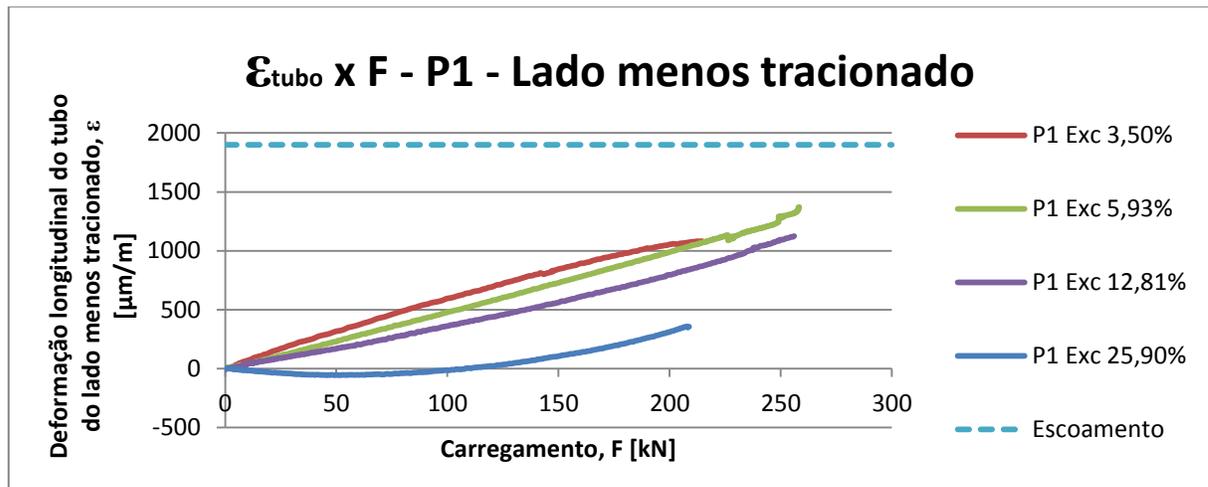


Gráfico 5.7 - Deformação longitudinal (lado menos tracionado) x Carregamento - Ensaios experimental P1.

### Protótipo de geometria P3:

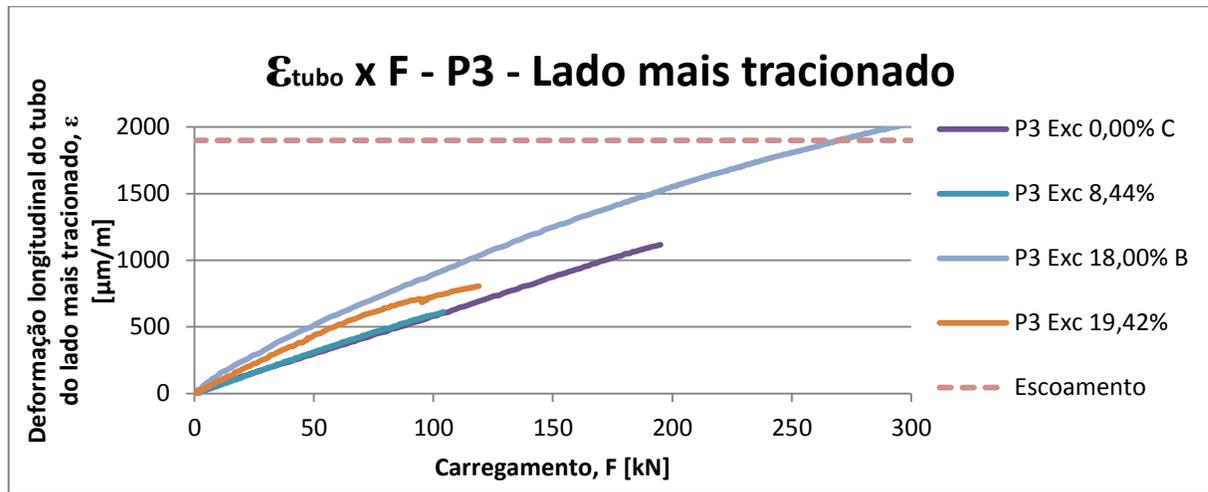


Gráfico 5.8 - Deformação longitudinal (lado mais tracionado) x Carregamento - Ensaios experimental P3.

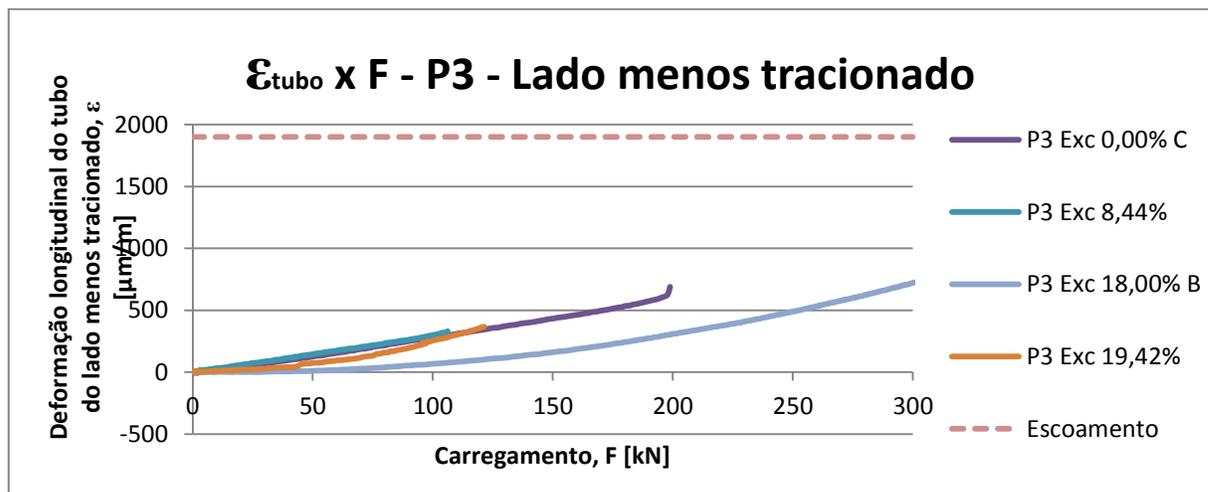


Gráfico 5.9 - Deformação longitudinal (lado menos tracionado) x Carregamento - Ensaios experimental P3.

Observar-se que os resultados obtidos dos gráficos apresentam valores compatíveis. Os valores de deformação referente ao lado mais tracionado são maiores nos protótipos mais excêntricos, e os valores de deformações referente ao lado menos tracionado são menores nos protótipos mais excêntricos, chegando a gerar uma compressão no protótipo P1<sub>Exc 25,90%</sub> para valores de carregamento inferiores a 100 kN.

É interessante notar, que os valores de deformação obtidos estão todos na fase elástica do material do tubo com exceção do protótipo P3<sub>Exc</sub> 18,00 %. Este protótipo apresentou valores maiores que a deformação de escoamento dos tubos (deformação de 1900  $\mu\text{m} / \text{m}$ ). Porém, antes de ocorrer o escoamento do tubo (carregamento de 263 kN), ocorreu o escoamento da flange (carregamento de 185 kN). Com base nos gráficos, é possível notar uma simetria dos resultados, baseando-se nos protótipos sem excentricidade. Para o caso dos protótipos sem excentricidade, os valores das deformações observadas em ambos os lados dos tubos são aproximadamente iguais.

#### 5.4 ANÁLISE DA FLANGE DA LIGAÇÃO

Para a definição da flexão das flanges, tem-se como critério o valor de sua deformação principal máxima,  $\epsilon_1$ , obtida através das medições da roseta de deformações. Estes valores são apresentados nos Gráficos 5.10 e 5.11:

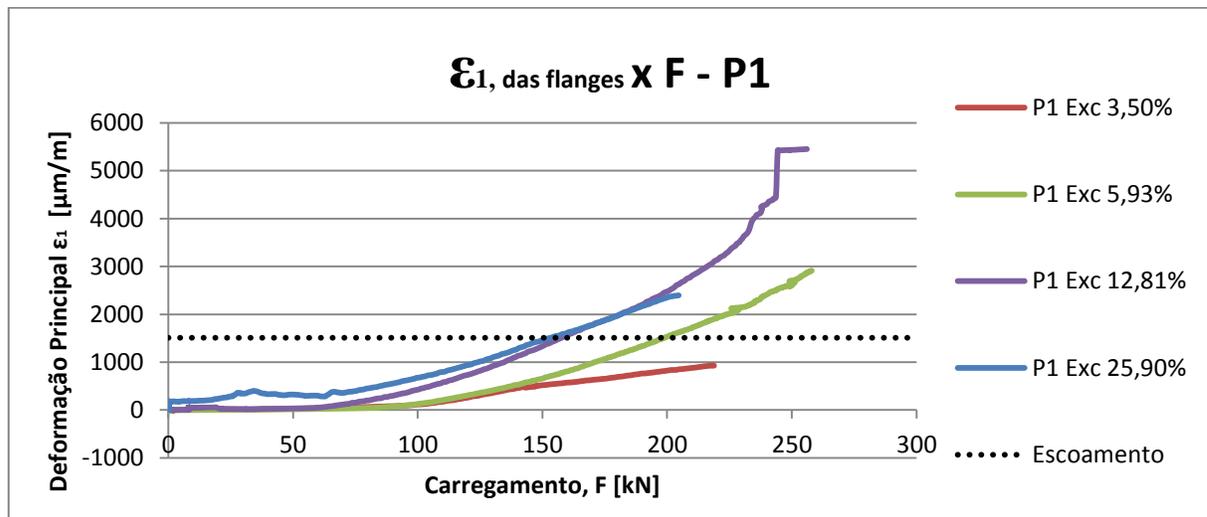
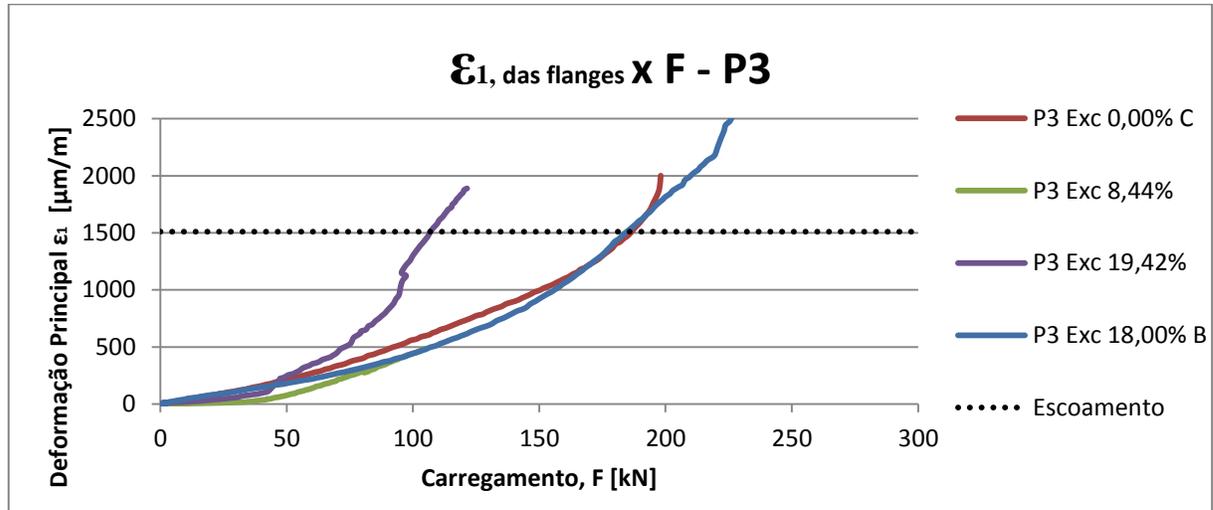


Gráfico 5.10 - Deformação principal das flanges x Carregamento - Ensaios experimental P1.

Os resultados obtidos do protótipo de geometria P1 apresentam valores adequados e com valores de deformação menores para excentricidades menores. Isto se deve a uma distribuição de carregamento mais uniforme ao longo da ligação.

Com a análise do Gráfico 5.10, pode-se notar que as disposições das curvas estão bem distribuídas, com exceção da curva que apresenta uma excentricidade de

25,90 %. Para esta curva, era esperada uma disposição mais afastada da curva com 12,81 % de excentricidade.



**Gráfico 5.11 - Deformação principal das flanges x Carregamento - Ensaio experimental P3.**

Do Gráfico 5.11, pode-se notar que os valores das curvas referentes aos protótipos com 8,44 % e 18,00 % de excentricidade, apresentam valores fora do intervalo esperado. Sendo o primeiro, apresentando uma falha precoce na solda para o carregamento de 110 kN. O protótipo P3<sub>Exc 18,00 %</sub> apresentou a falha devido o escoamento da flange, mas esta curva não apresentou a disposição esperada. Apresentando valores semelhantes à curva de carregamento centrado (excentricidade 0,00 %).

## 5.5 CAPACIDADE DE RESISTÊNCIA OBSERVADA DOS ENSAIOS

Como critério para limitar a capacidade de resistência nos ensaios definiu-se que o protótipo perderia a capacidade de suportar carregamentos com valores superiores aos da Tabela 5.1. Este valor foi observado quando o protótipo atingia o carregamento de um dos modos de falhas descritos no item 4.8, ou quando se atingia o escoamento da flange.

Tabela 5.2 – Carregamento e modo de falha.

Protótipo	$N_{t,Sd}$	Falha	Protótipo	$N_{t,Sd}$	Falha
P1 <sub>Exc 3,50 %</sub>	218 kN	RUPTURA NA SOLDA	P3 <sub>Exc 0,00 %</sub>		
			A	179 kN	RUPTURA NA SOLDA
			B	187 kN	RUPTURA NA SOLDA
			C	187 kN	RUPTURA NA FLANGE
P1 <sub>Exc 5,93 %</sub>	199 kN	RUPTURA NA FLANGE	P3 <sub>Exc 8,44 %</sub>	110 kN	RUPTURA NA SOLDA
P1 <sub>Exc 12,81 %</sub>	158 kN	RUPTURA NA FLANGE	P3 <sub>Exc 18,00 %</sub>		
			A	186 kN	RUPTURA NA SOLDA
			B	185 kN	RUPTURA NA FLANGE
P1 <sub>Exc 25,90 %</sub>	154 kN	RUPTURA NA FLANGE	P3 <sub>Exc 19,42 %</sub>	107 kN	RUPTURA NA FLANGE
Observação: <ul style="list-style-type: none"> <li><math>N_{t,Sd}</math> é o valor de carregamento referente à falha da ligação.</li> </ul>					

Com os resultados dos ensaios referente ao protótipo 1 da Tabela 5.1, pode-se observar que conforme ocorre o aumento da excentricidade dos protótipos, a capacidade resistente é reduzida. O mesmo acontece com os protótipos de geometria P3 quando se desconsideram os valores do protótipo com excentricidade de 18,00 % e também os valores do protótipo com 8,44 % de excentricidade que a falha se deu pela solda.

Outra observação importante a ser considerada, é que o protótipo P3<sub>Exc 18,00 %</sub> apresentou um carregamento solicitante para a falha semelhante ao observado pelo protótipo sem excentricidade. Este fato pode ter sido causado devido a erros de soldagem, onde os ensaios em que houve a separação entre a solda e a flange, não houve a ruptura do metal das flanges, houve apenas o “descolamento” da solda. Não foi determinado o motivo das possíveis causas para o “descolamento” da solda, pois seria necessário um estudo mais aprofundado na sua ligação com a flange. Há apenas teorias sobre o que poderia ter ocorrido, como por exemplo, a presença de algum material revestindo o aço da flange, impedindo assim uma fusão adequada com a solda.

## 6 RESULTADOS NUMÉRICOS E COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS TEÓRICOS

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos, iniciando por uma avaliação da distribuição do carregamento por parafuso do modelo numérico para a ligação dos protótipos de geometria P1 e P3 (variando a excentricidade teórica de 8 % para 16 %), seguindo para a comparação dos resultados numéricos com as equações propostas por FIDALGO (2014) e a equação proposta na norma brasileira NBR 16239:2013.

### 6.1 DISTRIBUIÇÃO DO CARREGAMENTO POR PARAFUSO

Utilizando o modelo numérico desenvolvido desta dissertação foi possível determinar a distribuição do carregamento imposto na ligação para cada parafuso, podendo inclusive determinar a ocorrência ou não do efeito alavanca.

Quando imposto um carregamento excêntrico na ligação, foi possível observar que a carga solicitante em cada parafuso varia conforme a sua distância ao centro de aplicação do carregamento.

Os Gráficos 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 representam a distribuição do carregamento para os parafusos dos modelos de excentricidade teórica de 8 % e de 16 %, dos protótipos 1 e 3:

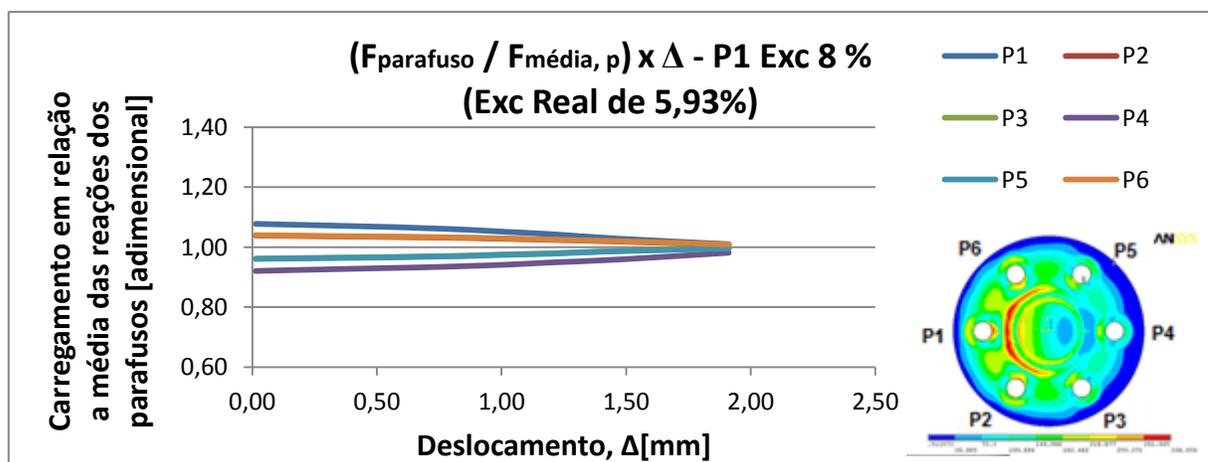


Gráfico 6.1 - Carregamento x Deslocamento – P1<sub>Exc 8%</sub>, Numérico (Excentricidade Real de 5,93 %).

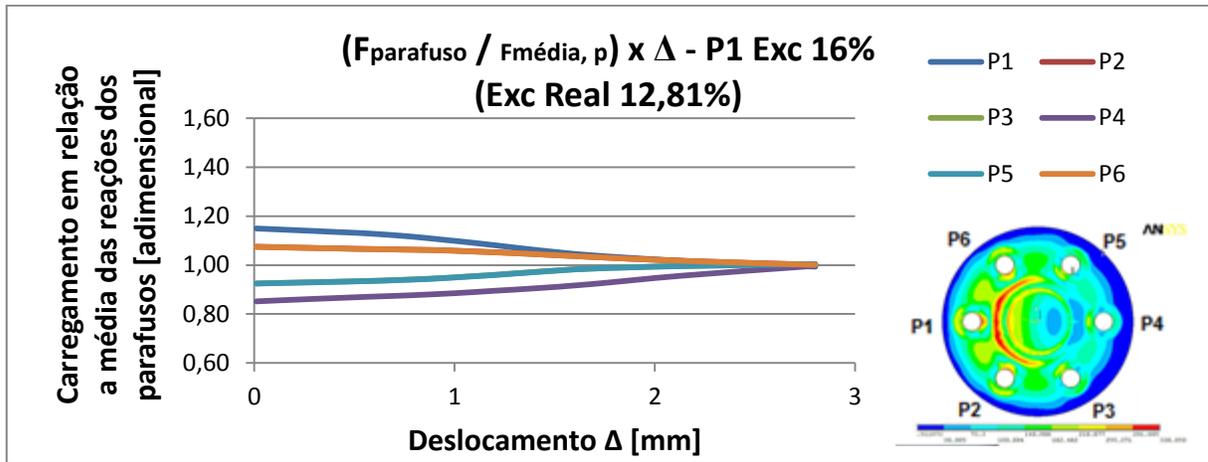


Gráfico 6.2 - Carregamento x Deslocamento – P1<sub>Exc 16%, Numérico</sub> (Excentricidade Real de 12,81 %).

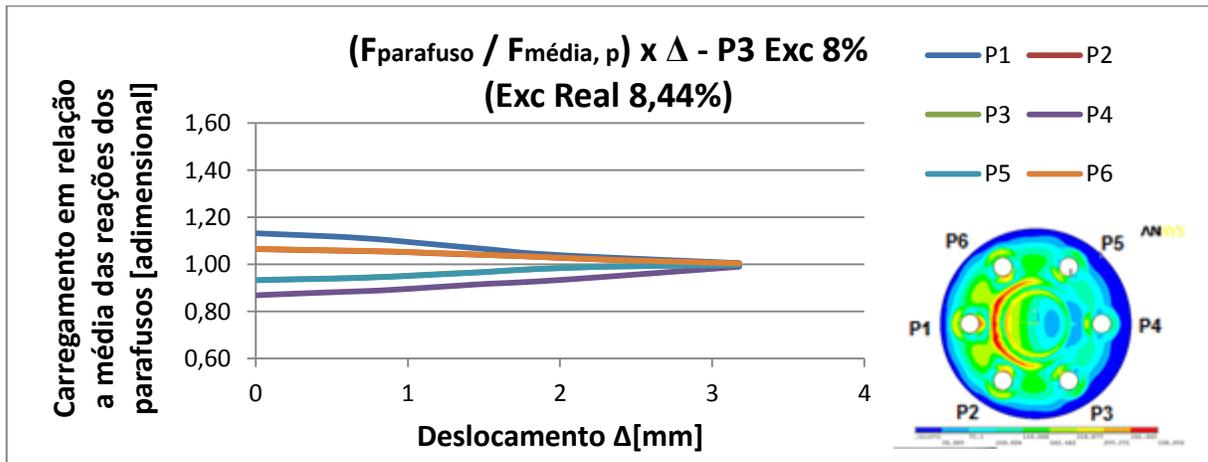


Gráfico 6.3 - Carregamento x Deslocamento – P3<sub>Exc 8%, Numérico</sub> (Excentricidade Real de 8,44 %).

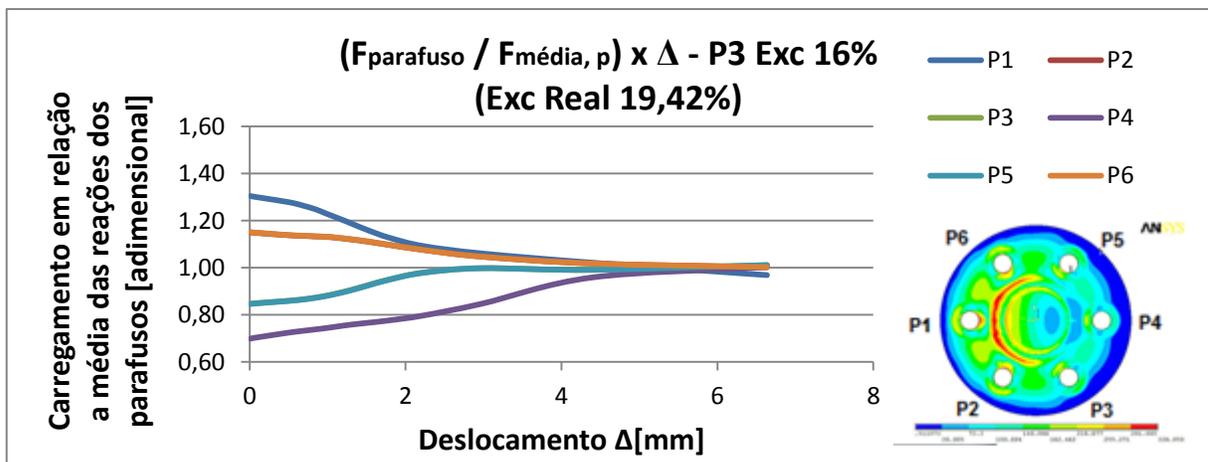


Gráfico 6.4 - Carregamento x Deslocamento – P3<sub>Exc 16%, Numérico</sub> (Excentricidade Real de 19,42 %).

Pode-se observar dos Gráficos 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 que:

- De uma maneira geral, os parafusos P1 são sempre os mais carregados e os parafusos P4 são sempre os que apresentam o menor carregamento. Esta variação de carregamento (entre os parafusos P1 e P4) é sempre a mesma, onde para os parafusos P1 têm-se um acréscimo de carregamento em relação a média semelhante ao decréscimo dos parafusos P4;
- Devido o modelo numérico apresentar uma simetria de carregamento, os valores suportados pelos parafusos P2 são iguais ao P6 e o P3 igual ao P5. Esta simetria é considerada, pois os valores de excentricidade acidental são muito menores que as excentricidades planejadas, gerando efeitos que podem ser desprezados;
- Conforme se aumenta a excentricidade dos protótipos, há uma maior variação do carregamento suportado pelos parafusos;
- Conforme há a evolução do carregamento imposto na ligação, há uma uniformização da parcela do carregamento suportado por cada parafuso, tendendo-se a um valor médio (representado pelo valor igual a 1 do eixo Y dos gráficos). O ponto em que os valores de carregamento dos parafusos são iguais, foi atingido para o modelo do protótipo P1 com um carregamento de 292 kN e para o modelo do protótipo P3 em 323 kN, independentemente da excentricidade;
- É possível observar também que quando variada a geometria da ligação, o valor de carregamento suportado pelos parafusos quase não variam (considerando as excentricidades reais).

## **6.2 COMPARAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE FIDALGO (2014) COM A EQUAÇÃO DA NBR 16239:2013**

Para os resultados do modelo numérico foi feita uma comparação das equações sugeridas por FIDALGO (2014) e a definida pela norma brasileira, NBR 16239:2013.

FIDALGO (2014) define que para cada excentricidade de carregamento na ligação flangeada deve-se utilizar uma equação diferente, produzindo assim resultados conforme apresentado no Gráfico 1.2 do item 1.7 – Revisão bibliográfica.

As equações propostas por FIDALGO (2014), representadas matricialmente, são:

$$\{f\} = [A] \cdot \{x\} \quad (6.1)$$

$$\begin{pmatrix} f_{0\%} \\ f_{6\%} \\ f_{9\%} \\ f_{12\%} \\ f_{15\%} \\ f_{18\%} \\ f_{21\%} \\ f_{24\%} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & 1,1127 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -0,572 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -2,132 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -2,922 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -3,392 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -3,702 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -3,932 \\ -1,1659 & 102,15 & -172,22 & 125,67 & -37,527 & 8,1337 & -4,092 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x^6 \\ x^5 \\ x^4 \\ x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{pmatrix}$$

Sendo os valores dos vetores  $\{f\}$  e  $\{x\}$  dados pelas equações em valor nominal:

$$f_i = \frac{2 \cdot N_{t,Sd}}{f_{yp} \cdot \pi \cdot t_f^2} \quad (6.2)$$

$$x_i = \frac{D_t - t_t}{D_t - t_{t+2} \cdot e_1} \quad (6.3)$$

Para comparação das equações da norma e de FIDALGO (2014) foi utilizado o protótipo de geometria P3, resumido na Tabela 6.1, em que a ligação é dimensionada para uma força igual à força axial de tração resistente ao escoamento da seção bruta do tubo da ligação. Assim, foram calculadas as novas espessuras de flange da ligação utilizando as equações 6.1, 6.2 e 6.3 (FIDALGO, 2014) e a norma brasileira de perfis tubulares (NBR 16239:2013). Os resultados são apresentados na Tabela 6.2.

Os novos valores de espessuras de flange, apresentados na Tabela 6.2, foram utilizados para a comparação com a simulação numérica do modelo desenvolvido nesta dissertação.

Dados do protótipo P3:

Tabela 6.1- Tabela de dados do protótipo P3.

Protótipo	Tubos			Flanges			Força Resistente, $N_{t, Rd}$ [kN]
	$D_t$ [mm]	$t_t$ [mm]	$f_y$ [MPa]	$e_1$ [mm]	$D_f$ [mm]	$f_{yp}$ [MPa]	
P3	73,0	5,5	381	22,86	170	302	403,97

Observações:

- O valor de  $e_1$  foi definido como 1,8 vezes o diâmetro do parafuso utilizado,  $d_p$  de 12,7 mm;
- O valor dado pela carga resistente foi calculado utilizando a fórmula de tração de escoamento da seção bruta dos tubos da norma NBR 8800:2008.

Tabela 6.2 - Valores de espessura da flange.

Protótipo	NBR	FIDALGO							
	Excentricidade	Excentricidade							
3	0 %	0 %	6 %	9 %	12 %	15 %	18 %	21 %	24 %
$f_e$	4,111	5,138	3,453	1,893	1,103	0,633	0,323	0,093	-0,067
$x$	0,5962	0,5962							
$t_f$ [mm]	<b>15,50</b>	<b>13,50</b>	16,50	<b>22,50</b>	29,50	<b>38,50</b>	54,00	100,5	-

Os valores referentes ao procedimento da norma da Tabela 6.1 foram obtidos através das equações 2.4 a 2.10, do item 2.2.3.

As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam a distribuição de tensões de von Mises das flanges e tubos da ligação com as novas espessuras de flange determinadas por FIDALGO e a norma brasileira.

O valor do carregamento aplicado na ligação foi padronizado em 304 kN, referente ao início de escoamento das flanges dimensionadas através da NBR 16239:2013 (sem excentricidade). Para a consideração do escoamento da flange, foi definido o valor de carregamento que faz com que o diagrama apresentado pelo software ANSYS apresente valores de tensões superiores aos 302 MPa (tensão de escoamento definida pela caracterização da flange) ao longo de toda espessura da flange.

A distribuição de tensões da terceira e quarta imagem das Figuras 6.1 e 6.2, representam a ligação com a excentricidade deslocada para a direita do centro geométrico da ligação.

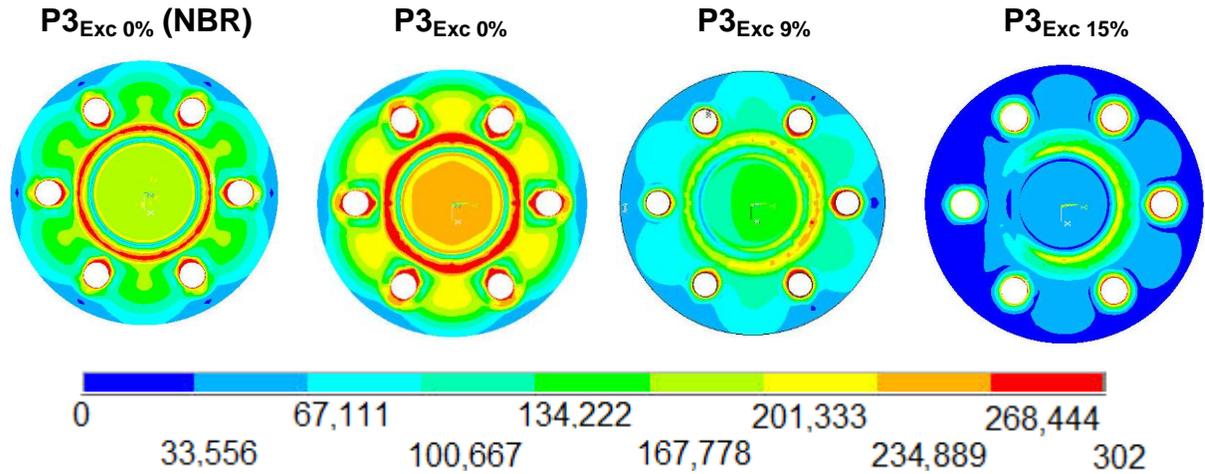


Figura 6.1 - Tensão de von Mises das Flanges para um carregamento de 304 kN e considerando as excentricidades (0 %, 9 % e 15 %).

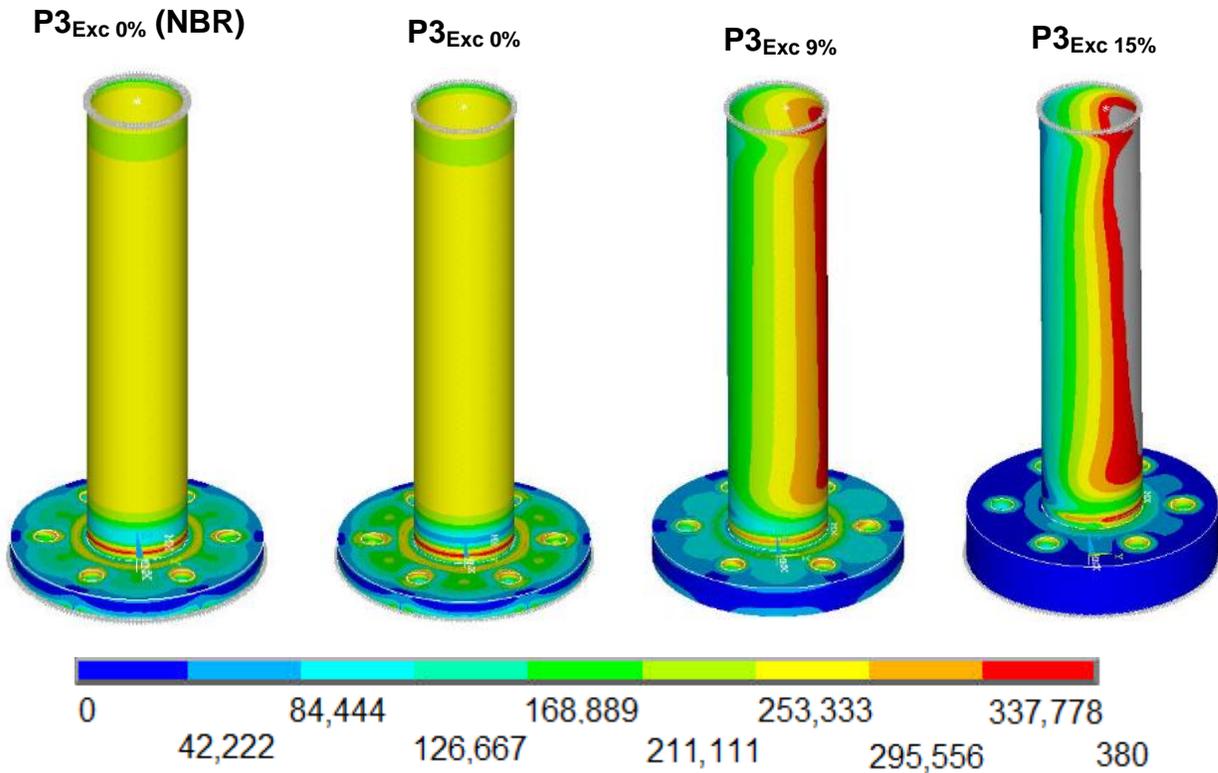


Figura 6.2 - Tensão de von Mises dos tubos e flanges para um carregamento de 304 kN e considerando as excentricidades (0 %, 9 % e 15 %).

Na flange propostas por Fidalgo (2014), considerando a ligação sem excentricidade (segundas imagens das Figuras 6.1 e 6.2) os valores de tensões são inferiores a tensão limite de escoamento da flange, porém superiores as tensões da flange calculada pela norma brasileira (primeiras imagens das Figuras 6.1 e 6.2). Isto é esperado, já que a espessura da flange é menor.

Para a excentricidade de 9 % de FIDALGO (2014), tem-se uma distribuição de tensões inferiores a de escoamento da flange e do tubo.

Para valores de excentricidade maiores que 15 %, as flanges apresentam valores excessivos de espessura, impedindo que a flange trabalhe com sua capacidade máxima.

Assim, observa-se que quando imposto um carregamento excêntrico na ligação flangeada, a equação prevê flanges com maior espessura, o que gera um comportamento menos dúctil da ligação. Os valores referentes as reações de contato entre as flanges são representadas pelo Gráfico 6.5:

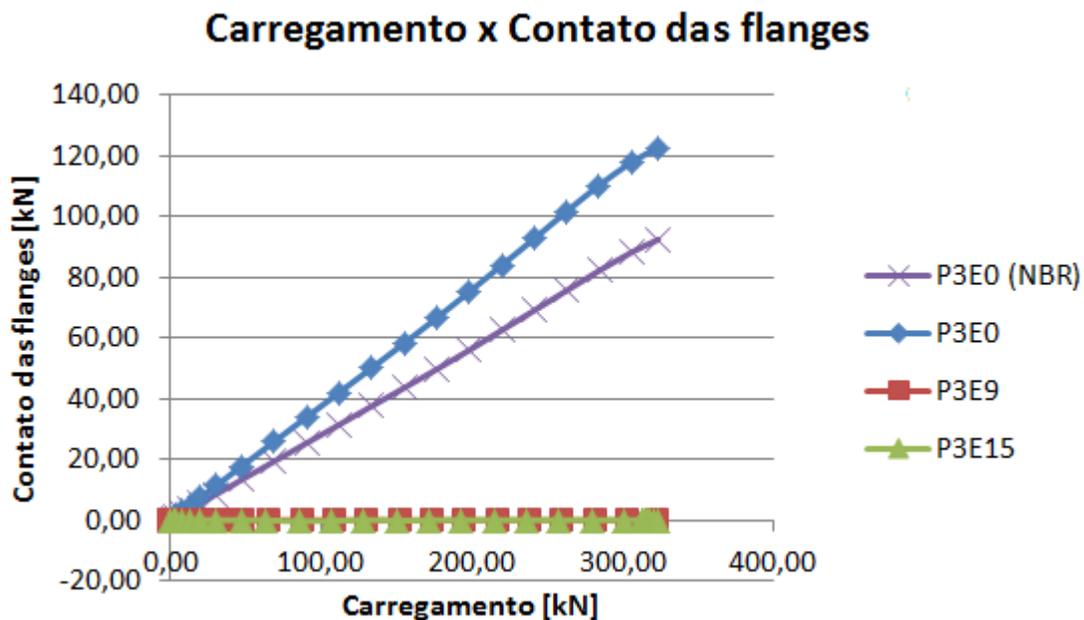


Gráfico 6.5 - Carregamento x Contato das flanges.

O Gráfico 6.5, apresenta valores da força de reação na região radial (distante de  $e_2 - D_p/2$  até a borda da flange) que uma flange exerce sobre a outra. Esta força de

reação, nomeada no gráfico como “contato entre das flanges”, é a responsável pelo o efeito alavanca na flange. Do Gráfico 6.5, também pode-se concluir que os valores de espessura das flanges apresentam um efeito alavanca excessivo para o protótipo de excentricidade de 0 %, e desprezíveis para as demais excentricidades. Onde as curvas que representam as ligações com excentricidades apresentam um contato entre flanges igual a zero.

A Tabela 6.3 apresenta os resultados da comparação de capacidade de resistência dos parafusos mais solicitados, parafuso 1. Essa comparação é feita entre os valores de carga solicitante do parafuso em função capacidade resistente do mesmo. A equação utilizada para o cálculo da força de tração resistente de cálculo à ruptura dos parafusos foi a dada pela equação da norma NBR 8800:2008 apresentada no item 2.1.4 dessa dissertação e transcrita a seguir.

$$F_{t,Rd,b} (\text{parafuso}) = \frac{A_{be} \cdot f_u}{\gamma_{a2}} \quad (6.4)$$

**Tabela 6.3 - Relação do carregamento  $N_{t,Sd,b} / F_{t,Rd,b}$  do parafuso 1.**

Carregamento de Ruptura (parafuso de 1/2")	$N_{t,Sd,b} / F_{t,Rd,b}$			
	NBR	FIDALGO (2014)		
	P3 <sub>Exc 0%</sub>	P3 <sub>Exc 0%</sub>	P3 <sub>Exc 9%</sub>	P3 <sub>Exc 15%</sub>
$F_{t,Rd,b} = 77,41 \text{ kN} (\gamma_{a2} = 1,35)$	0,90	0,96	0,81	0,87
$F_{t,Rd,b} = 104,51 \text{ kN} (\gamma_{a2} = 1,0)$	0,66	0,71	0,60	0,64

Sendo,

$N_{t,Sd,b}$  – Carregamento solicitado pelo parafuso 1.

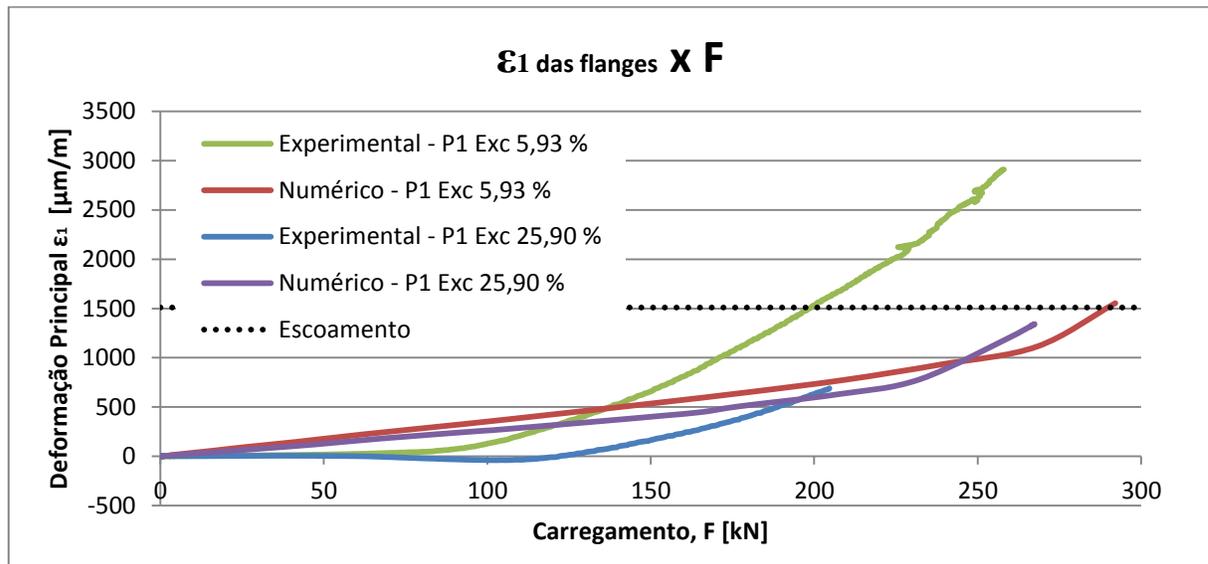
Analisando os resultados deste item 6.2, observa-se que é possível reduzir as espessuras das flanges para os casos de excentricidades de 9% e 15%. E também, que a partir de certo ponto, a equação de FIDALGO (2014) começa a fornecer espessuras de flanges superiores a necessária para a superação da flexão da flange, e por isso os valores da relação das duas ultimas colunas da Tabela 6.3 começa a aumentar com valores proporcionais a excentricidade.

## 7 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICO-EXPERIMENTAIS

Neste capítulo é apresentada uma comparação dos resultados numéricos e experimentais, para a validação do modelo numérico proposto por meio da comparação dos valores das deformações apresentadas nas flanges.

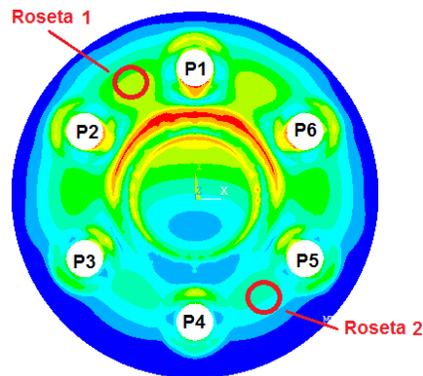
A comparação dos resultados foi feita por meio de gráficos de deformação principal *versus* carregamento. Para a análise de flexão das flanges foram comparados os protótipos de geometria P1, utilizando sua excentricidade teórica de 8 % (excentricidade real de 5,93 %) e de 24 % (excentricidade real de 25,90 %). E também foi considerada a comparação entre geometria dos protótipos, mantendo-se fixa a excentricidade em 16 % e considerando a variação dos protótipos de geometria P1 (excentricidade real de 12,81 %) e P3 (excentricidade real de 19,42 %).

Para a comparação da excentricidade aplicada na ligação, tem-se o Gráfico 7.1:



**Gráfico 7.1 - Deformação principal das flanges x Carregamento – Comparação de resultados do protótipo de geometria P1 com excentricidade de 8 % e 24 %.**

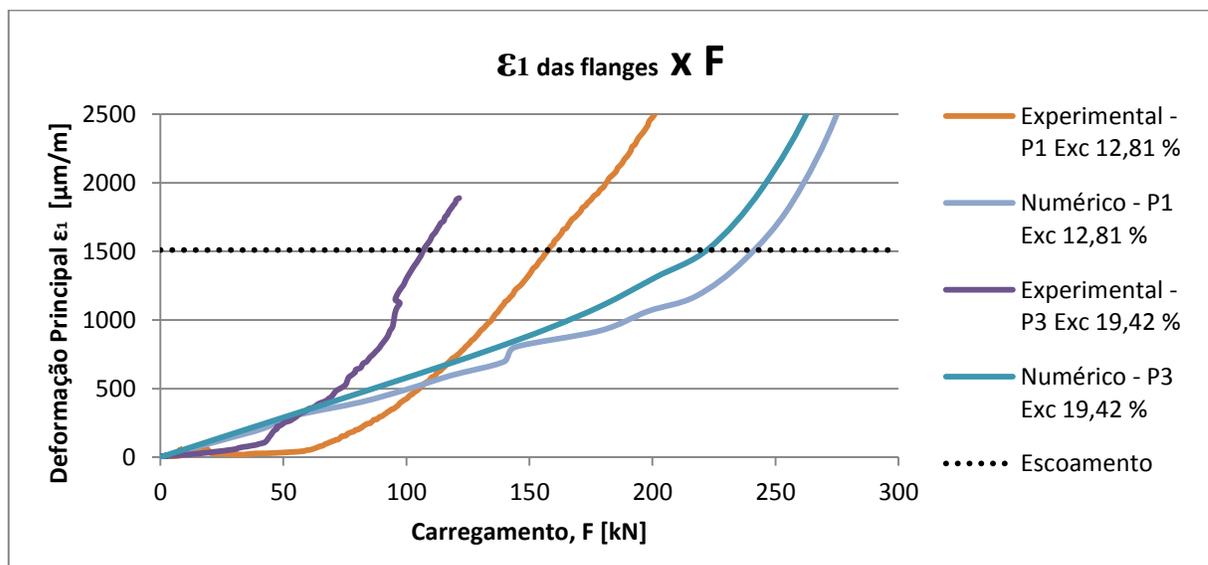
Os valores de deformações principais do Gráfico 7.1 foram obtidos a uma distância igual a  $e_1$  da borda dos tubos e entre os parafusos P4 e P5, como representada pela roseta 2 da Figura 7.1:



**Figura 7.1 - Deformações de von Mises da flange P1<sub>Exc 25,90 %</sub>**

Com base no Gráfico 7.1, pode-se observar que os valores de deformações são maiores para o protótipo de excentricidade menor. Isto foi devido aos dois ensaios terem sido os primeiros a serem ensaiados, portanto a roseta estava em uma região onde as tensões não são máximas, como representado pela roseta 2 da Figura 7.1. Sendo assim, as tensões apresentadas na flange do ensaio de menor excentricidade é maior do que as mesmas do ensaio de 25,90 %, pois o ensaio com excentricidade maior apresenta uma maior redução de tensões na região da roseta 2.

Os valores de deformações principais do Gráfico 7.2 foram obtidos a uma distância igual a  $e_1$  da borda dos tubos e entre os parafusos P1 e P2, como representado pela roseta 1 da Figura 7.1.



**Gráfico 7.2 - Deformação principal das flanges x Carregamento – Comparação de resultados do protótipo de geometria P1 e P3 e com excentricidade de 16 %.**

Com base no Gráfico 7.2, pode-se observar que os valores dos resultados numéricos e experimentais apresentam os mesmos afastamentos das curvas, e também apresentando uma maior resistência para os protótipos de geometria P1.

Como observação geral é possível prever o comportamento da flange pelo modelo numérico, pois o mesmo indica um comportamento conservador e a favor da segurança (mais rígido), mas deve ser melhor ajustado para considerar de maneira precisa as imperfeições experimentais.

## **8 CONSIDERAÇÕES FINAIS**

Este trabalho discute e avalia as ligações flangeadas com excentricidades sob os aspectos de comportamentos e deformações, considerando a análise experimental, numérica e as formulações propostas por FIDALGO (2013). Destaca-se também a inexistência de bibliografias sobre as técnicas experimentais para análise de ligações flangeadas.

Os resultados serão comentados seguindo a mesma ordem da apresentação da dissertação nos capítulos anteriores.

### **8.1 RESULTADOS NUMÉRICOS DA LIGAÇÃO**

Os resultados numéricos analisados apresentaram valores semelhantes ao esperado. Com uma capacidade de carga de tração cada vez menor, proporcional ao aumento de excentricidade nos protótipos. Destaca-se que os valores definidos das geometrias dos protótipos P1 e P3 foram dimensionados utilizando as mesmas razões entre os diâmetros dos tubos e diâmetros das flanges, bem como a distância dos parafusos em relação ao centro das flanges.

Também é possível observar que quando imposta a excentricidade na ligação, os parafusos mais próximos do centro de carregamento tem até 36 % (caso mais excêntrico) de carregamento a mais do que a média de todos os parafusos da ligação, e os mais distantes do centro de carregamento apresentam a mesma porcentagem a menos. Observou-se também que conforme o carregamento é aplicado e a flexão da flange ocorre, estes valores se uniformizam, fazendo com que o carregamento de cada parafuso fique solicitado por um mesmo carregamento.

### **8.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA LIGAÇÃO**

Os resultados experimentais obtidos para os protótipos escolhidos para ensaio indicaram:

- Flexão das flanges: Assim como previsto, os ensaios apresentaram a flexão das flanges, destacada na Figura 5.2 do ensaio experimental P1<sub>Exc 5,93 %</sub>;
- Os tubos não atingiram a tensão de escoamento, observado por meio dos valores de extensometria nos mesmos;
- A solda resistiu aos esforços impostos, excluindo os casos em que houve ruptura nas superfícies das flanges, que não possibilitou uma fusão adequada com o metal base. O estudo deste modo de falha não foi aprofundado, chegando-se a teoria de que isto foi devido a impurezas presentes na superfície das flanges;
- Os aparatos de carregamento, aplicados para que a condição de contorno adotada considerasse a rotulação nas extremidades da ligação, funcionasse de maneira adequada, permitindo a consideração da ligação como uma barra biapojada. E o aparato não permitiu o movimento referente ao eixo perpendicular da rotação;
- O controle de deslocamento da prensa foi eficiente, permitindo a análise estática de carregamento e possibilitando um controle preciso do ensaio e das deformações;
- A frequência de aquisição de dados também foi eficiente, permitindo uma quantidade de dados suficiente para as análises.

A técnica experimental foi aprimorada no decorrer do trabalho e conforme foi feito os ensaios, notou-se uma uniformização dos procedimentos, que junto com as técnicas aprendidas aceleraram a realização dos mesmos sem a perda de qualidade. Isso foi observado quando se iniciou a fabricação das ligações referentes aos ensaios de geometria P3, possibilitando desconsiderar os erros em alguns casos, destacado na Tabela 4.7 do item 4.7.

### **8.3 RESULTADO DA COMPARAÇÃO COM O MODELO NUMÉRICO DE FIDALGO (2014)**

Os resultados de espessura de flange fornecida pela NBR 16239:2013 e os resultados de espessura por FIDALGO (2014), foram comparados utilizando os

diagramas de tensões de von Mises gerados pelo modelo numérico desenvolvido nesta dissertação com os novos valores de espessuras de flanges. É importante destacar que a norma não oferece um procedimento de cálculo que considere a excentricidade, mas este fato foi ignorado, comparando-se apenas as tensões geradas no modelo, já que o material é o mesmo e falha com as mesmas tensões.

Com relação ao estudo comparativo de carregamentos centrados, os valores de tensões obtidos da norma e da referência apresentaram diagramas com a falha ocorrendo por escoamento das flanges, o que torna a ligação menos resistente que os tubos a ela conectados, portanto os resultados são contra a segurança.

Analisando os valores de espessuras de flange, com carregamento excêntrico, recomendadas pelo procedimento de cálculo da referência, pode-se observar que a ligação trabalha de maneira satisfatória, apresentando uma resistência maior do que os tubos conectados a ela, porém as novas espessuras de flange apresentam resultados exagerados, mas a favor da segurança, conseguindo anular o efeito alavanca causado pela flexão das flanges.

Também foi comparado as distribuições de tensões de von Mises de um dos modelos numéricos de FIDALGO (2014) com seis parafusos com os modelos apresentados nesta dissertação, apresentando uma boa correlação. Onde ambos os modelos apresentando uma distribuição de tensão similar, com os mesmos pontos críticos. É importante destacar que são modelos diferentes, com geometria, condições de contorno e carregamentos aplicados à ligação diferentes.

Sendo assim, é possível afirmar que o modelo numérico funciona de maneira semelhante às pesquisas anteriores, apresentando resultados adequados.

#### **8.4 RESULTADO DA COMPARAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DA LIGAÇÃO**

O modelo numérico representa uma simulação da ligação com resultados bem comportados, onde é necessário destacar que os valores utilizados para a comparação nesta dissertação não apresentam alterações das propriedades dos materiais utilizados (redução do escoamento em função das tensões residuais) essa consideração foi feita, mas os resultados não apresentaram uma alteração significativa.

O modelo numérico ainda não é o ideal, sendo necessário um aprimoramento para que seja reduzida a sua rigidez excessiva. Essa rigidez foi notada quando comparado o ensaio experimental com os resultados dos modelos numéricos. E também não foi estudado o efeito da rigidez acrescida a flange pela união do tubo a flange pela solda.

## 8.5 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como continuação para este trabalho, sugere-se:

- a) Realização de uma análise numérica complementar, considerando:
  - A realização de uma análise numérica, focando-se inicialmente em uma análise com carregamentos centrados, e estudando todas as particularidades da ligação, a partir deste ponto analisar a ligação submetida aos efeitos da flexão;
  - Conferir a adequabilidade da imposição do carregamento excêntrico aplicado ao modelo numérico;
  - A realização de uma análise numérica, analisando o efeito da solda sobre a rigidez acrescida na ligação.
  
- b) Realização de uma análise experimental complementar, considerando:
  - A realização de análise experimental com uma quantidade maior de ensaios por geometria, eliminando incertezas e erros de fabricação;
  - A realização de uma análise experimental com a alteração da solda, alterando os materiais aplicados e outras tipologias;
  
- c) Realização de uma análise numérico-experimental complementar, considerando:
  - A validação do modelo numérico-experimental considerando a instrumentação dos parafusos;
  - A realização de uma análise numérico-experimental considerando as particularidades observadas das análises dos itens (a) e (b) deste tópico.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800:1986 - Projeto e execução de estruturas de aço em edifícios (método dos estados limites)**. Rio de Janeiro, 1986. 129 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800:2008 - Projeto de Estruturas de Aço e de Estruturas Mistas de Aço e Concreto de Edifícios**. Rio de Janeiro, 2008. 237 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16239:2013- Projeto de Estruturas de Aço e de Estruturas Mistas de Aço e Concreto de Edificação com perfis tubulares**. Rio de Janeiro, 2013.85 p.

ANSYS, Ansys program version 12.0. **Finite Element Software**. S.1. Ansys Incorporation, 2012.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION Inc. **AISC: Hollow Structural Section Connections**. Estados Unidos, 2010. 153 p.

AMPARO, L. R. **Análise teórica – experimental de ligações tipo “luva” compostas de perfis tubulares com parafusos em linha e cruzados**. 2014. 93 f.. Dissertação (Mestrado em engenharia civil) - Universidade Federal de Ouro Preto, UFOP, Ouro Preto, 2014.

BITTENCOURT, M. C. **Avaliação de ligações soldadas de Perfis Tubulares em Estruturas de Aço Através do Método dos Elementos Finitos**. 2008. 144 f.. Dissertação (Mestrado em engenharia civil) - Universidade do Estado do Rio de Janeiro, UERJ, Rio de Janeiro, 2008.

CAO, J. J.; BELL, A. J.. **Determination of bolt forces in a circular flange joint under tension force**. Elsevier, Manchester, Reino Unido, p.63-71, 1996. Mensalmente. International Journal of Pressure Vessels and Piping.

CIDECT (2008). **Design Guide for Circular Hollow Section (CHS) - Joints Under Predominantly Static Loading**. Konl: Verl. TUV Rheinland.

COUCHAUX, M., HJIAJ, M., RYAN, I.,. **Static Resistance of bolted circular flange joints under tensile force**. Proc. 13st International Symposium on tubular structures, Hong-Kong: CRC Press, 2010b, p. 27-35.

EUROCODE. **Design of Steel Structures**, Part 1-8 – Design of Joints. 2010.

FIDALGO, A. M. **Estudo Teórico e Numérico do Comportamento de Ligações tipo Flange Circular para Estruturas Tubulares de Aço**. 2014. 155 f.. Dissertação

(Mestrado em engenharia civil) - Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas, 2014.

KATO, B.; HIROSE, R.. **Bolted Tension Flanges Joining Circular Hollow Members**. Elsevier, Tóquio, Japão, p.79-101, 1985. Mensalmente. J. Construct. Steel Research.

PILLAR, R. V. **Estudo de Viabilidade de Cobertura Metálica com Alternativas em Perfis Formados a Frio, Laminados Abertos ou Tubulares**. 2013. 92 f.. Projeto (Graduação em engenharia civil) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Rio de Janeiro, 2013.

REQUENA, J. A. V.; SANTOS, A. L. E. de F. e. **Dimensionamento de ligações em barras tubulares de estruturas metálicas planas**. Campinas, 2007. 44 p. Coleção Técnico-Científica V&M do Brasil.

SAMARRA, F. A. **Estudo Teórico – Experimental de Treliças Tubulares Planas para Coberturas Padronizadas de Grandes Vãos**. 2007. Dissertação (Mestrado em engenharia civil) - Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas, 2007.

SILVA, J. M. **Análise teórica – experimental de ligações tubulares tipo “luva”**. 2012. 83 f.. Dissertação (Mestrado em engenharia civil) - Universidade Federal de Ouro Preto, UFOP, Ouro Preto, 2012.

SILVA, G. H. **Escolha de Parâmetros para Análise de Contato entre Corpos Elásticos Usando Elementos Finitos e Redes Neurais**. 2009. 126 f.. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas, 2009.

VALLOUREC & MANNESMANN Tubes do Brasil. **Vantagens das estruturas tubulares em aço**. Disponível em: <<http://www.metalica.com.br/vantagens-das-estruturas-tubulares-de-aco>>. Acesso em 03 de agosto de 2015.

WANG, Y. Q.; ZONG, L.; SHI, Y. J.. **Bending behavior and design model of bolted flange-plate connection**. Elsevier, Pequim, China, p.1-16, 2013. Mensalmente. Journal of Constructional Steel Research.

WARDENIER, J., et al. 2010. **Computational Contact Mechanics**. Hannover: Springer, 2006.

## APÊNDICE A

A Figura A.1 representa a ligação tubo-perfil T, segundo o CIDECT (2008):

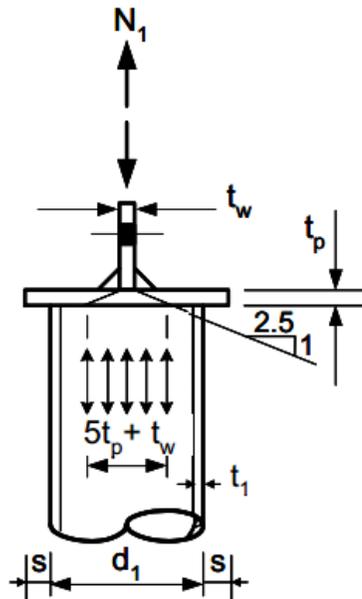


Figura A. 2 - Geometria da ligação tubo-perfil T e dispersão do carregamento transmitido (FONTE: CIDECT, 2008).

Segundo o CIDECT (2008), as seguintes condições devem ser atendidas:

Para o tubo:

$$N_1 = 2 \cdot f_{y_1} \cdot t_1 (t_w + 5t_p) \leq A_1 \cdot f_{y_1} \quad (\text{A.1})$$

Sendo,

- $N_1$  - Força resistente de cálculo ( $N_{sd}$ );
- $f_{y_1}$  - Tensão de escoamento do tubo;
- $t_1$  - Espessura da parede do tubo ( $e_t$ );
- $t_w$  - Espessura da alma do perfil T;
- $t_p$  - Espessura da mesa do perfil T;
- $A_1$  - Área da seção circular do tubo.

Para a alma do perfil T:

$$N_1 = 2 \cdot f_{y_w} \cdot t_w (t_1 + 2,5t_p + s) \leq 2 \cdot f_{y_w} \cdot t_w (t_1 + 5t_p) \quad (\text{A.2})$$

Sendo,

- $f_{y_w}$  - Tensão de escoamento do perfil T;
- $s$  - Distância entre o tubo e a borda da mesa.

Os perfis T utilizados foram fabricados a partir de um perfil I laminado. O aço utilizado foi A572 Grau 50, com a tensão de escoamento teórica de 345 MPa e tensão de ruptura teórica de 450 MPa.

A partir do dimensionamento da ligação, foi-se feita à verificação das quatro geometrias do aparato de ensaios perfil “T” e disponíveis no Laboratório de Estruturas. As dimensões dos perfis “T” utilizados variam apenas a largura da mesa, são as seguintes:

- $t_w$  de 10,25 mm;
- $t_p$  de 18,8 mm;
- $l_{mesa} = d_1 + 2 \cdot s = \begin{cases} 140 \text{ mm} \\ 150 \text{ mm} \\ 155 \text{ mm} \\ 165 \text{ mm} \end{cases}$

Todas as quatro geometrias de perfis “T” se apresentaram capazes de resistir aos esforços que foram submetidas, porém foi-se feita à utilização apenas dos dois perfis “T” de maior comprimento de mesa,  $l_{mesa}$  (155 milímetros e 165 milímetros).