



Vitor Hugo Pimenta Carneiro

Estudo e ensaios experimentais destinados à caracterização do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de transformadores de potência quando sujeitos a curto-circuito

Universidade do Minho
Escola de Engenharia





Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Vitor Hugo Pimenta Carneiro

Estudo e ensaios experimentais
destinados à caracterização do
comportamento dinâmico de estruturas
mecânicas de transformadores de
potência quando sujeitos a curto-circuito

Tese de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor António Marques de Pinho

e coorientação do
Engenheiro Hélder Mendes

DECLARAÇÃO

Nome: Vitor Hugo Pimenta Carneiro

Correio eletrónico: a53996@alunos.uminho.pt

Tel./Tlm.: 252855592 / 913748880

Número do Bilhete de Identidade: 13568375

Título da dissertação:

Estudo e ensaios experimentais destinados à caracterização do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas de transformadores de potência quando sujeitos a curto-circuito

Ano de conclusão: 2013

Orientador(es): Professor Doutor António Marques de Pinho; Engenheiro Hélder Mendes

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia

Área de Especialização: Conceção de Estruturas

Escola: Escola de Engenharia

Departamento: Departamento de Engenharia Mecânica

1. É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

2. É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO PARCIAL DESTA DISSERTAÇÃO (indicar, caso tal seja necessário, nº máximo de páginas, ilustrações, gráficos, etc.), APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

3. De acordo com a legislação em vigor, não é permitida a reprodução de qualquer parte desta dissertação

Guimarães, ___/___/2013

Assinatura: _____

Agradecimentos

O mérito de um trabalho não está só na pessoa cujo nome consta na capa. Assim, aproveito este espaço para agradecer a todos aqueles que conscientemente, ou mesmo não o sabendo, deram o seu contributo.

Agradeço ao meu orientador, Professor Doutor Marques Pinho, pela experiência e conhecimento que me foi dando enquanto orientava o decurso dos trabalhos realizados. Da mesma forma agradeço ao coorientador, Engenheiro Hélder Mendes, pelo rumo que foi dando ao trabalho e, sobretudo, pela oportunidade de trabalhar neste projeto.

Do mesmo modo, agradeço ao Cassiano Linhares, cuja espírito de entreatajuda e companheirismo esteve sempre presente ao longo deste trabalho.

Não posso esquecer o contributo para a minha formação dos Professores José Meireles e Hélder Puga, que sempre tiveram um conselho oportuno e disponibilidade para me ajudar. Agradeço também ao Investigador Marco Dourado pelo tempo que despendeu a ajudar-me na elaboração deste projeto.

Aos meus pais, Vítor e Manuela e ao meu irmão Tiago, tenho de agradecer a oportunidade, pela forma como me educaram e os valores que me inculcaram. Sem esses, de nada serviriam os conhecimentos técnicos, para ser aquilo que eu interpreto como ser um Engenheiro.

Aos meus avós paternos e maternos, e ao meus tios, que sempre tiveram uma palavra sábia, as advertências que me davam para “eu me alimentar”, para “não andar ao frio” e pela preocupação constante com o meu bem-estar.

Um abraço aos meus colegas de curso, Miguel, Anselmo, Tropa, Desterro, Meira, Bolotas, Suíço, Marino, Vasco, Arieiro, Tó Zé e Bitinho, que me foram acompanhando ao longo destes anos e cujas memórias vão permanecer pelas situações boas e más que passamos.

Finalmente, agradeço aos meus amigos de Santo Tirso (e aqueles que já foram para outras terras...), pelo seu apoio constante e pelos bons momentos que me vão proporcionando ao longo dos anos. Não vou enunciar nomes, pois vocês são muitos e o espaço é curto. No entanto, não é preciso dizer nomes para demonstrar o apreço que tenho pela vossa amizade.

Por fim, aproveito para agradecer ao leitor deste trabalho. Se, o seu interesse o levou a ler até este parágrafo, é um sinal que o trabalho aqui apresentado tem realmente valor. Cordialmente retribuo a gentileza, saudando o leitor, com a esperança que este trabalho contribua de alguma forma para o seu conhecimento.

Resumo

Devido ao crescimento da competitividade do mercado global, ao aumento da capacidade da rede de distribuição elétrica e das normas mais restritas ao nível do ruído, os produtores de equipamentos como um transformador de potência, têm de otimizar constantemente os seus produtos.

A empresa Efacec Energia S.A. não é exceção. Deste modo, o trabalho apresentado, vem precisamente efetuar uma tentativa de melhoramento estrutural do grande reforço utilizado pela empresa referida nos seus transformadores de alta potência do tipo-Shell.

Neste trabalho, apresenta-se a seleção de um novo modelo de grande reforço, cuja geometria e/ou material de fabricação foram alterados para permitir uma redução de massa e um aumento da eficiência estrutural.

São também apresentados ensaios mecânicos de materiais, para a validação e determinação dos valores reais das características mecânicas usadas na fabricação destes componentes. Adicionalmente, os dados gerados por estes ensaios, serão usados em simulações numéricas para otimização e determinação do comportamento desta estrutura.

Finalmente, neste texto, apresenta-se a caracterização dinâmica do grande reforço, pela apresentação dos resultados decorrentes de análises modais experimentais e numéricas. Estes estabelecem que o componente em questão tem frequências naturais, em corpo livre, próximas das de excitação de um transformador.

Abstract

Due to the increase of competitiveness in the global market, the constant increase of the capacity of power lines and the more restrictive noise policies, the manufacturers of equipment such as a Power Transformer, have to constantly update their products.

The company Efacec Energia S.A. is no exception. Given this statement, the information presented in the thesis, shows an attempt to optimize the main frame, used the referred company in their Shell-type Power Transformers.

In this dissertation, it is shown the selection of a new model of main frame, with a different internal geometry and/or manufacturing material, in order to reduce mass and increase structural efficiency.

There are also presented tensile tests to materials used in the manufacturing of the referred structure, in order to determine and validate their real mechanical characteristics. Additionally, the generated data will be used in the optimization and the determination of the dynamic behavior of this structure, recurring it numerical simulations.

There are also presents mechanical testing to materials that are being considered to substitute the current ones used in the manufacturing of this structure. Additionally, the generated data will be used to perform numerical simulations, to further optimize and determine the deformation behavior of the main frame.

Finally, it will be shown the characterization of the dynamic behavior of the main frame, by the presentation of the information collected by the execution of experimental and numerical modal analysis. The results of these tests determine that, in free body conditions, the main frame has resonance frequencies in the proximity of the excitation frequencies of the power transformer.

Palavras-chave: transformador; tipo-Shell; modal; materiais; experimental.

Key-words: transformer; Shell-type; modal; materials; experimental.

Glossário de Símbolos

Símbolo grego	Definição	Unidade
ε	Deformação	-
$\bar{\varepsilon}$	Deformação verdadeira	-
ε_n	Deformação nominal	-
ε_{ar}	Extensão após rotura	[%]
ν	Coefficiente de Poisson	-
σ	Tensão	[Pa]
$\bar{\sigma}$	Tensão verdadeira	[Pa]
σ_n	Tensão nominal	[Pa]
σ_{ced}	Tensão de cedência	[Pa]
σ_{ci}	Tensão de cedência inferior	[Pa]
σ_{cs}	Tensão de cedência superior	[Pa]
σ_r	Tensão de rotura	[Pa]
τ	Rácio de resistência e reactância	-
Φ	Fluxo magnético	[Wb]
Φ_L	Fluxo magnético disperso	[Wb]
ω	Frequência	[Hz]

Símbolo Romano	Descrição	Unidade
a	Espessura	[m]
a_0	Espessura inicial	[m]
A_0	Área inicial	[m ²]
A_i	Área instantânea	[m ²]
A_t	Área de secção equivalente	[m ²]
b	Largura	[m]
[C]	Matriz de amortecimento	[N·s/m]

d	Diâmetro	[m]
E	Módulo de Young	[Pa]
F	Força eletromagnética	[N]
$F_{\text{máx}}$	Força máxima	[N]
F_i	Força instantânea	[N]
i	Intensidade de corrente elétrica	[A]
I	Momento de inércia	[m ⁴]
[K]	Matriz de rigidez	[Pa]
L	Comprimento	[m]
L_0	Comprimento inicial	[m]
L_t	Comprimento total	[m]
L_i	Comprimento instantâneo	[m]
m	Massa	[kg]
[M]	Matriz de massa	[N]
N	Número de espiras	-
p	Pressão	[Pa]
P	Carga	[N]
P_d	Parâmetro de deformação	-
P_p	Parâmetro de plasticidade	-
P_m	Parâmetro de massa	-
P_{cr}	Carga crítica	[N]
{P(t)}	Vetor de cargas	[N]
R	Reação dos apoios	[N]
R	Resistência elétrica	[Ω]
t	Intervalo de tempo	[s]
v	Velocidade	[m/s]
{v(t)}	Vetor de deslocamentos	[m]
V	Potencial elétrico	[V]

Índice

1	Introdução	1
1.1	Motivação.....	3
1.2	Objetivos da dissertação.....	4
1.3	Organização da dissertação	5
2	Estado da arte	7
2.1	Transformadores de alta potência	7
2.2	Transformadores – Tipo Core e tipo Shell	9
2.3	Projeto de melhoramento do grande reforço.....	11
2.4	Teste dos protótipos.....	18
2.5	Comportamento dinâmico do grande reforço	23
2.6	Ponto inicial da dissertação	24
3	Fundamentos Teóricos	25
3.1	Melhoria do grande reforço – alteração de geometria e material	25
3.2	Determinação de tensões.....	25
3.2.1	Regressões não-lineares	27
3.2.2	CrITÉrios de interpretação de seleção dos protótipos.....	28
3.3	Ensaio de tração	29
3.3.1	Curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras	29
3.3.2	Propriedades mecânicas dos materiais.....	30
3.3.3	Suavização dos dados	34
3.4	Comportamento dinâmico do grande reforço	34
3.4.1	Modos globais e modos locais.....	36
3.4.2	Frequências de funcionamento.....	37

3.4.3	Análise modal numérica	37
4	Planeamento experimental	39
4.1	Ensaio de tração	39
4.1.1	Geometria dos provetes	41
4.1.2	Velocidades de ensaio.....	42
4.2.	Comportamento dinâmico	46
4.2.1.	Definição e dimensionamento do aparato de elevação	47
4.2.2.	Posicionamento do acelerómetro e pontos de excitação	51
4.2.3.	Análise modal numérica	53
5	Resultados experimentais.....	57
5.1	Análise à alteração de geometrias e materiais	57
5.1.1	Deformações monitorizadas	57
5.1.2	Tensões calculadas.....	61
5.2	Ensaio de tração	69
5.2.1	Validação dos ensaios realizados.....	69
5.2.2	Resultados dos ensaios	70
5.2.3	Curvas tensão-deformação e propriedades gerais dos materiais...81	
4.3.	Comportamento dinâmico	83
6	Discussão dos resultados	87
6.1	Comparação de geometrias e materiais	87
6.2	Ensaio de tração	93
6.3	Comportamento dinâmico do grande reforço.....	96
7	Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	99
7.1	Conclusões	99
7.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	100
8	Referências.....	103

Anexos	113
Anexo A	115
Anexo B	121
Anexo C	129
Anexo E.....	155
Anexo F.....	163

Índice de Figuras

Capítulo 2

Figura 2. 1 Transformador de alta potência	7
Figura 2. 2 Representação do fenómeno de indução eletromagnética	7
Figura 2. 3 Esquema de funcionamento de um transformador	8
Figura 2. 4 Transformador tipo Core (a) e tipo Shell (b)	9
Figura 2. 5 Grande reforço colocado num transformador.	11
Figura 2. 6 Forças eletromagnéticas de um curto-circuito num transformador.	11
Figura 2. 7 Solução alternativa adotada para limitar as deformações.	12
Figura 2. 8 Gráfico de propriedades de materiais.	13
Figura 2. 9 Curva tensão-deformação típica de um material frágil.	13
Figura 2. 10 Microestrutura de um aço dual-phase.	14
Figura 2. 11 Design clássico do grande reforço.	15
Figura 2. 12 Geometria interna da viga do grande reforço clássico.	15
Figura 2. 13 Geometria interna dos protótipos e os seus componentes.	16
Figura 2. 14 Protótipo 2.	17
Figura 2. 15 Geometria interna da viga do protótipo 2.	17
Figura 2. 16 Protótipo 3.	17
Figura 2. 17 Geometria interna da viga do protótipo 3.	18
Figura 2. 18 Variação da força eletromagnética em função do tempo durante um curto-circuito.	19
Figura 2. 19 Fluxograma de metodologia de ensaio.	20
Figura 2. 20 Cilindros de aplicação de carga de curto-circuito.	20
Figura 2. 21 Ponte de Wheatstone.	22
Figura 2. 22 Posições de colocação dos extensómetros.	22

Capítulo 3

Figura 3. 1 Exemplo das tensões verificadas pelas leituras do extensómetro 7.	26
Figura 3. 2 Critérios de avaliação dos protótipos.	28
Figura 3. 3 Tensão de cedência superior e inferior.	31
Figura 3. 4 Tensão de cedência com 0,2% de deformação permanente.	32

Figura 3. 5 Identificação gráfica da tensão de rotura.	32
Figura 3. 6 Determinação da extensão após rotura.	33
Figura 3. 7 Variação geométrica representada pelo coeficiente de Poisson.	33
Figura 3. 8 Suavização de uma curva Força-Tempo num ensaio de tração.	34
Figura 3. 9 Modo local e global.	36

Capítulo 4

Figura 4. 1 Provete para ensaio de tração.	39
Figura 4. 2 Provete ISO 6892-1:2009 tipo D.	40
Figura 4. 3 Desenho técnico do tipo de provete utilizado.	41
Figura 4. 4 Equipamento de ensaios universal DARTEC modelo M1000 L2-1.	43
Figura 4. 5 Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10.	44
Figura 4. 6 Extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20.	44
Figura 4. 7 Extensómetro com “pernas” adaptadas para leitura transversal.	45
Figura 4. 8 Extensómetros aplicados no ensaio de tração.	45
Figura 4. 9 Software BridgeLab.	46
Figura 4. 10 Esquema do aparato de elevação.	47
Figura 4. 11 Viga simplesmente apoiada com carga central.	48
Figura 4. 12 Representação esquemática do pino e do apoio.	49
Figura 4. 13 Esforços nos elos da corrente (adaptado de.	50
Figura 4. 14 Aparato de elevação montado.	50
Figura 4. 15 Modos de vibração.	51
Figura 4. 16 Deformações globais no primeiro modo.	52
Figura 4. 17 Deformações globais no segundo modo.	52
Figura 4. 18 Pontos de monitorização dos acelerómetros.	53
Figura 4. 19 Modelação do grande reforço com malha.	54
Figura 4. 20 – Modelação do grande reforço em ANSYS.	54
Figura 4. 21 Acelerómetro PCB Piezoelectronics modelo 356A14 SN 137098.	55
Figura 4. 22 Excitador Modal Shop modelo 2060 E, conectado ao grande reforço.	55
Figura 4. 23 Sistema de aquisição de dados.	56

Capítulo 5

Figura 5. 1 Deformações monitorizadas no extensómetro 1.....	58
Figura 5. 2 Deformações monitorizadas no extensómetro 2.....	58
Figura 5. 3 Deformações monitorizadas no extensómetro 3.....	59
Figura 5. 4 Deformações monitorizadas no extensómetro 4.....	59
Figura 5. 5 Deformações monitorizadas no extensómetro 5.....	60
Figura 5. 6 Deformações monitorizadas no extensómetro 6.....	60
Figura 5. 7 Deformações monitorizadas no extensómetro 7.....	61
Figura 5. 8 Deformações monitorizadas no extensómetro 8.....	61
Figura 5. 9 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 1.....	62
Figura 5. 10 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 2.....	62
Figura 5. 11 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 3.....	63
Figura 5. 12 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 4.....	64
Figura 5. 13 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 5.....	65
Figura 5. 14 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 6.....	66
Figura 5. 15 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 7.....	67
Figura 5. 16 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 8.....	68
Figura 5. 17 Curvas tensão-deformação nominal do aço S275 na direção paralela.	71
Figura 5. 18 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S275 na direção paralela..	71
Figura 5. 19 Curvas tensão-deformação nominal do aço S275 na direção perpendicular.	72
Figura 5. 20 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S275 na direção perpendicular.	73
Figura 5. 21 Curvas tensão-deformação nominal do aço S355 na direção paralela.	74
Figura 5. 22 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S355 na direção paralela..	74
Figura 5. 23 Curvas tensão-deformação nominal do aço S355 na direção perpendicular.	75
Figura 5. 24 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S355 na direção perpendicular.	75
Figura 5. 25 Curvas tensão-deformação nominal do aço Weldom 700 na direção paralela.	76

Figura 5. 26 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Weldom 700 na direção paralela.....	77
Figura 5. 27 Curvas tensão-deformação nominal do aço Weldom 700 na direção perpendicular.....	78
Figura 5. 28 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Weldom 700 na direção perpendicular.....	78
Figura 5. 29 Curvas tensão-deformação nominal do aço Imex 700 na direção paralela.	79
Figura 5. 30 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Weldom 700 na direção paralela.....	79
Figura 5. 31 Curvas tensão-deformação nominal do aço Imex 700 na direção perpendicular.....	80
Figura 5. 32 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Imex 700 na direção perpendicular.....	81
Figura 5. 33 Curvas tensão-deformação dos materiais testados.	82
Figura 5. 34 Função de resposta em frequência.	83

Capítulo 6

Figura 6. 1 Extensómetro 1 e 2.	88
Figura 6. 2 Extensómetro 3.	89
Figura 6. 3 Extensómetro 4.	89
Figura 6. 4 Viga bidimensional simplesmente apoiada e biencastada.	90
Figura 6. 5 Extensómetro 5 e 6.	91
Figura 6. 6 Extensómetro 7.	92
Figura 6. 7 Extensómetro 8.	92
Figura 6. 8 Erro absoluto em cada software em relação aos resultados experimentais.	96

Índice de Tabelas

Capítulo 2

Tabela 2. 1 Propriedades mecânicas tabeladas do aço S275.	16
Tabela 2. 2 Propriedades mecânicas do aço Weldox 700.	18
Tabela 2. 3 Descrição e eixo dos extensômetros.	22

Capítulo 4

Tabela 4. 1 Dimensões gerais do provete ISO 6892-1:2009 tipo D.	40
Tabela 4. 2 Resumo de receção dos provetes.	40
Tabela 4. 3 Dimensões da cada provete	41
Tabela 4. 4 Velocidades de ensaio.	43
Tabela 4. 5 Características do extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100. ..	44
Tabela 4. 6 Características do extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20..	45

Capítulo 5

Tabela 5. 1 Resumo de ensaios validados.	70
Tabela 5. 2 Propriedades mecânicas do aço S275 na direção paralela.	72
Tabela 5. 3 Propriedades mecânicas do aço S275 na direção perpendicular.	73
Tabela 5. 4 Propriedades mecânicas do aço S355 na direção paralela.	74
Tabela 5. 5 Propriedades mecânicas do aço S355 na direção perpendicular.	76
Tabela 5. 6 Propriedades mecânicas do aço Weldox 700 na direção perpendicular. ...	77
Tabela 5. 7 Propriedades mecânicas do aço Weldox 700 na direção perpendicular. ...	78
Tabela 5. 8 Propriedades mecânicas dos provetes do aço Imex 700 na direção paralela.	80
Tabela 5. 9 Propriedades mecânicas dos provetes do aço Imex 700 na direção perpendicular.....	81
Tabela 5. 10 Propriedades e limites gerais dos materiais testados.	82
Tabela 5. 11 Modos de vibração natural do grande reforço.	84
Tabela 5. 12 Erros introduzidos pelo software.	85

Capítulo 6

Tabela 6. 1 Comparação das estruturas testadas. 93

1 Introdução

O projeto estrutural de um transformador de alta potência é um processo complexo, rigoroso e com carácter bastante empírico [1]. Existem diversas variáveis que intervêm na performance destes equipamentos, por exemplo: garantir a ausência de fugas de óleo, resistir às solicitações que ocorrem no seu transporte, elevação e colocação, entre outras. No entanto, o seu atributo mais importante é a sua capacidade de resistir aos esforços violentos de curto-circuitos internos [2], sendo este o principal requisito de produtor destes equipamentos [3].

Adicionalmente, o projeto destas estruturas reveste-se de uma responsabilidade não só pela vertente económica de quem os produz, mas também pela garantia do fornecimento de energia ao sector industrial, comercial e doméstico, assim como uma responsabilidade social no meio onde se insere.

Tudo isto faz com que, mesmo hoje em dia, o projeto da estrutura metálica de um transformador seja um processo conservador. Está dependente de métodos baseados na Lei da indução originalmente deduzida por *Faraday* e posteriormente desenvolvida por *Maxwell* [4]. É comum que estes métodos sejam desatualizados e sobredimensionados. O motivo para que isto ocorra prende-se com o risco inerente à alteração dos métodos de dimensionamento. Qualquer alteração à rotina de dimensionamento destas estruturas acarreta testes extensivos para garantir que não se compromete o seu bom desempenho.

Apesar do desenvolvimento dos transformadores ter sido constante nos últimos 100 anos, o ritmo a que esta evolução acontece é relativamente lento. Ainda assim há sempre desafios que obrigam a que esta evolução não possa estagnar. Seguem-se alguns exemplos desse facto [5]:

- Aumentos das capacidades e dimensões;
- Limitações de espaço e massa;
- Aumento da competição dos mercados;
- Aumento da complexidade dos sistemas de distribuição de energia;
- Diminuição do ruído permitido.

Estes factos geram uma necessidade para os produtores de transformadores como a otimização do design, os processos de manufatura e o controlo mais rigoroso na produção dos seus transformadores de alta potência [6].

Uma forma de otimizar este equipamento é reduzir a sua massa. Isto permite uma interação direta na margem de lucro de qualquer produtor, para além de simplificar em geral uma série de processos, como a sua elevação e transporte.

Contudo, todas as alterações acarretam ensaios experimentais e conseqüentemente custos adicionais. Tudo isto tem de ter sido em conta, aquando do planeamento de uma alteração.

A redução de massa pode ser efetuada pela alteração dos componentes estruturais do transformador. Isto faz com que a parte ativa, aquela que intervém diretamente no processo de conversão de tensão, se mantenha igual, partindo do princípio que as alterações efetuadas não alteram as condições de funcionamento do aparelho.

Foi precisamente este o princípio adotado pelo Departamento de *R&D* da empresa Efacec Energia S.A.

Em conjunto com o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, tem vindo a executar uma tentativa de melhoria de um componente específico dos seus transformadores de alta potência do tipo *Shell*: o grande reforço.

Este componente tem a função de restringir as deformações nos enrolamentos desses transformadores, geradas pelas forças eletromagnéticas derivadas das elevadas correntes elétricas que as atravessam.

Ao reduzir a massa neste tipo de componentes, diminui-se alguns dos custos gerais neste tipo de transformador. A justificação deste facto, é que a redução de massa implica uma redução da quantidade de material utilizado. Diminui-se, deste modo, uma parte das despesas relacionadas com as materiais primas e de fabricação. Adicionalmente, adota-se também uma filosofia de produção mais racional para com os recursos naturais disponíveis. Por outro lado, vão reduzir-se as despesas e riscos relacionadas com a elevação e transporte destes equipamentos, sendo que estes custos são significativos no seu preço final.

Tendo esta redução de massa em vista, foram definidas duas abordagens para reduzir a massa desta estrutura: a alteração da geometria e a modificação do material utilizado na sua fabricação.

A alteração da geometria tem como linha orientadora o aumento do momento de inércia da parte do grande reforço que suporta a maior parte das solicitações. Deste modo,

é possível reduzir o volume de material utilizado, sem comprometer o comportamento do grande reforço em condições de funcionamento normais e de curto-circuito.

Já com a alteração de material, foi pretendida a introdução de materiais mais resistentes do ponto de vista mecânico. Conseqüentemente, a quantidade de material utilizado seria reduzida.

De modo a comprovar a eficácia das alterações efetuadas, foram efetuados ensaios mecânicos a protótipos do grande reforço com a sua geometria e/ou material base alterados.

O trabalho desta dissertação inicia-se precisamente neste ponto. Nela vão ser apresentados os resultados destes ensaios, sendo um dos seus objetivos, a definição da geometria e material que possui a melhor performance estrutural. Essa conclusão permitirá à empresa Efacec Energia S.A. ter uma perspetiva da próxima geração dos grandes reforços que produz para os seus transformadores de alta potência do tipo Shell.

É no entanto conveniente ter a perceção que a realização de qualquer ensaio experimental é bastante morosa e dispendiosa. Deste modo, um outro objetivo desta dissertação, foi a execução ensaios mecânicos, a materiais comuns e a materiais que possivelmente serão os seus substitutos. Isto permitiu obter dados fidedignos das propriedades mecânicas que serão utilizadas na numa outra dissertação decorrente em paralelo (ver referência [7]) utilizada futuramente em simulações numéricas destas estruturas.

O último objetivo desta dissertação, foi a análise do comportamento dinâmico deste componente. Para atingir este objetivo, foram executadas análises modais experimentais e numéricas, para determinar se o grande reforço possui frequências naturais na gama de frequências de excitação aquando das suas funções.

1.1 Motivação

Sendo a empresa Efacec Energia S.A., uma empresa que concorre diretamente no mercado global de distribuição de energia, deve estar na vanguarda da tecnologia para assegurar a sua permanência neste mercado.

A base empírica do projeto de um equipamento como um transformador de alta potência e, conseqüentemente, dos seus componentes, é sem dúvida um método seguro.

No entanto, isto conduz a um aproveitamento irracional dos recursos disponíveis da empresa.

É assim perentório que se encontrem soluções para otimizar estes componentes e aumentar a competitividade da empresa.

A importância deste desafio cresce ao considerar que a empresa Efacec S.A. é uma organização de referência na indústria nacional e um exemplo da competitividade que o nosso país pode produzir.

Demonstra-se também a união de esforços de dois polos do conhecimento: (i) A feção concreta do projeto de engenharia, que é desenvolvido pelo Departamento de R&D da empresa Efacec; (ii) a feção voltada para o desenvolvimento mais teórico que caracteriza uma universidade.

Desta cooperação nasce a ligação destas duas vertentes, que culmina em soluções validadas pela prática e pela teoria.

1.2 Objetivos da dissertação

Esta dissertação é caracterizada por três objetivos fundamentais, discriminados em seguida:

- Análise dos dados recolhidos por ensaios mecânicos realizados previamente a protótipos do grande reforço de transformadores de alta potência do tipo Shell produzido pela empresa Efacec Energia S.A. e determinação do protótipo com melhor performance estrutural;

- Efetuar ensaios aos materiais usados correntemente e a possíveis substitutos, de modo a gerar dados fidedignos para a realização de simulações numéricas executadas numa dissertação decorrente em paralelo à aqui apresentada (referência [7]);

- Analisar o comportamento dinâmico do grande reforço, pela realização da análise modal experimental e numérica deste componente. Sendo que a convergência destes dois permite também validar as rotinas numéricas.

1.3 Organização da dissertação

No capítulo inicial, foram tecidas algumas considerações para contextualizar o leitor ao trabalho realizado nesta dissertação. Foram também referidas as razões da motivação deste trabalho e especificados os seus objetivos.

No segundo capítulo é apresentado um estado da arte. É feita uma introdução histórica ao problema, onde se apresenta a evolução dos campos da mecânica e do eletromagnetismo e se pode observar a influência que estes tiveram no trabalho aqui desenvolvido. Em seguida é descrito o funcionamento de um transformador e os seus tipos, convergindo na apresentação do grande reforço e do seu desenvolvimento por parte da empresa Efacec Energia S.A.. É assim descrito o ponto em que se iniciou o trabalho executado nesta dissertação.

O terceiro capítulo contém os fundamentos teóricos utilizados para desenvolver o trabalho apresentado. Está dividido em três partes fundamentais, onde é revista a teoria utilizada para interpretar os dados obtidos nos ensaios mecânicos aos protótipos do grande reforço. É feita uma revisão aos conceitos teóricos utilizados no ensaio de materiais e na determinação das suas propriedades. Posteriormente são revistos os fundamentos da análise modal experimental e teórica.

No quarto capítulo pode ser observado o planeamento dos ensaios mecânicos realizados aos materiais e da caracterização dinâmica do grande reforço. São também apresentados e explorados os equipamentos laboratoriais utilizados nos ensaios realizados.

Os resultados dos ensaios realizados são apresentados no capítulo cinco. Aqui reúnem-se os dados resultantes dos ensaios realizados previamente aos protótipos do grande reforço. Em seguida são apresentados os resultados dos ensaios mecânicos realizados aos diversos materiais. Finalmente, são apresentadas as frequências naturais do grande reforço, obtidas experimentalmente e pelas simulações numéricas.

Após a apresentação dos resultados, pode verificar-se no capítulo seis a sua interpretação. A performance de cada um dos protótipos do grande reforço é comparada e é definido o protótipo com maior eficiência estrutural. São interpretadas as diferenças entre os materiais testados nos ensaios mecânicos e são exploradas as vantagens e desvantagens do seu uso na fabricação do grande reforço. Adicionalmente, são revistos os

valores das frequências naturais do grande reforço obtidas pelos métodos experimentais e numéricos. Isto vai permitir a validação dos métodos numéricos e definir se o grande reforço possui alguma frequência natural na proximidade das suas frequências de excitação.

No sétimo, e último capítulo, são tecidas algumas considerações acerca das conclusões que podem ser retiradas deste trabalho e sobre o cumprimento das metas estabelecidas inicialmente. Adicionalmente são feitas algumas sugestões sobre trabalhos futuros, para a continuação do desenvolvimento desta dissertação.

2 Estado da arte

2.1 Transformadores de alta potência

Um transformador de alta potência (figura 2.1) é um componente estático do circuito de distribuição de energia com dois ou mais enrolamentos, que atuam por indução magnética, que transforma um sistema alternado de determinada corrente e voltagem num outro com diferentes valores destas grandezas [8].

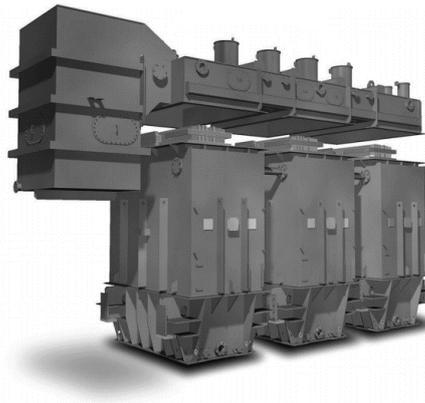


Figura 2. 1 Transformador de alta potência [9].

Para executar esta tarefa, o transformador depende do fenómeno de indução eletromagnética [10] que gera uma força eletromotriz num circuito fechado provocada por um fluxo magnético, conforme explicado em seguida e representado na figura 2.2.

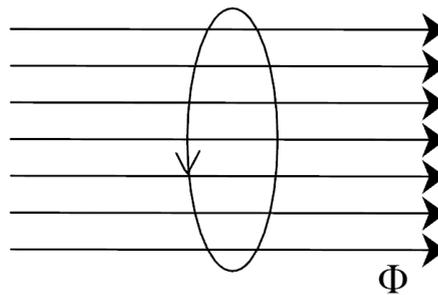


Figura 2. 2 Representação do fenómeno de indução eletromagnética [11].

Considere-se o fluxo de um circuito magnético (Φ), contido num corpo condutor. Se ocorrer uma variação neste campo magnético ($\Delta\Phi$) num intervalo de tempo definido (Δt), vai ser induzida uma corrente elétrica (I) nesse corpo. Imagine-se agora o caso de existirem não um corpo, mas vários (N) corpos. A corrente gerada vai ser proporcional a

essa quantidade. A relação entre estas quatro variáveis é descrita na forma vetorial pela equação 2.1 [11]:

$$\vec{I} = -N \frac{d\Phi}{dt} \quad (2.1)$$

A aplicação deste princípio num transformador, pode ser executado com o auxílio da figura 2.3. Assumindo que a um dos enrolamentos (1), normalmente compostos por cobre ou alumínio devido à sua grande condutividade elétrica, é fornecida uma corrente elétrica (I_1) caracterizada por uma voltagem (V_1). Vai produzir-se um fluxo magnético (Φ), que vai ser transmitido ao núcleo do transformador (3) [12].

O núcleo, que é fabricado em aço laminado no sentido em que passará o fluxo magnético, recolhe a maior parte deste fluxo magnético. No entanto, existe sempre fluxo magnético disperso (Φ_L) que não é transmitido, nem faz parte da transformação.

O circuito magnético, gerado no núcleo do transformador (3), percorre o interior do enrolamento 2. Pelo processo inverso ao referido anteriormente, gera-se uma corrente elétrica (I_2), caracterizada por uma voltagem (V_2).

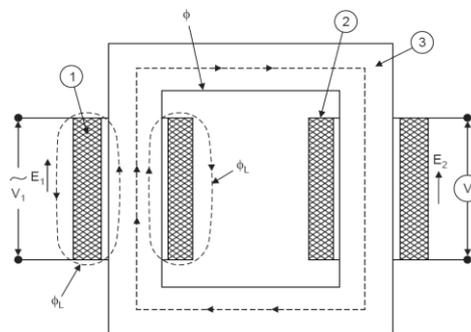


Figura 2. 3 Esquema de funcionamento de um transformador [12].

A vantagem de aproveitar os fenómenos descritos e de os aplicar no modo indicado, é que ao variar o número de espiras nos enrolamentos 1 e 2 (N_1 e N_2) vão obter-se valores de voltagem e correntes diferentes à entrada e saída do transformador. Num transformador ideal, vulgo sem perdas contabilizadas, esta relação proporcional é descrita pela equação 2.2 [13]:

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (2.2)$$

2.2 Transformadores – Tipo Core e tipo Shell

Apesar do seu princípio de funcionamento ser o mesmo, existem diversos tipos e classificações de transformadores. Neste trabalho vão ser explorados os classificados como transformadores de alta potência, sendo que os restantes tipo podem ser facilmente consultados por exemplo na referência [14].

Dentro da classe dos transformadores de alta potência, é normal encontrar dois tipos: Core (figura 2.4 – a) e Shell (figura 2.4 - b) [15]. Estes são também os tipos de transformador de alta-potência fabricados pela empresa Efacec Energia S.A.

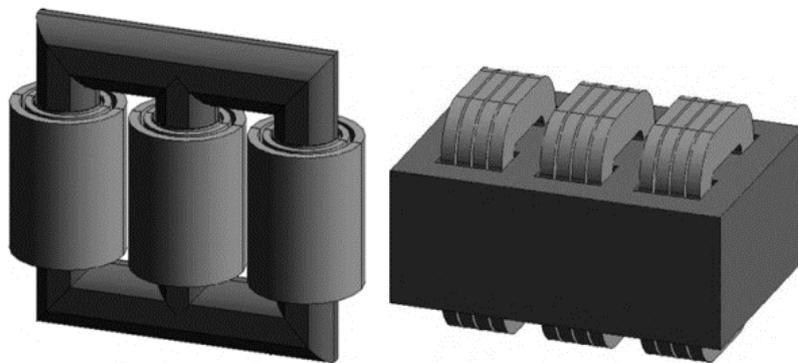


Figura 2. 4 Transformador tipo Core (a) e tipo Shell (b) [16].

Repare-se que em cada uma das figuras apresentadas, estão presentes três enrolamentos. Adicionalmente, é importante referir que cada enrolamento representa uma fase sendo os transformadores trifásicos e que cada uma tem circuitos de alta e baixa corrente.

A diferença mais óbvia, entre estes dois tipos de transformador, é a forma como são montados os enrolamentos no núcleo.

No tipo Core, os enrolamentos assumem uma forma cilíndrica, sendo enrolados em torno de cada perna do núcleo [16]. Cada um dos circuitos de alta e baixa voltagem são colocados concêntricamente, respetivamente no exterior e interior do enrolamento.

O tipo Shell, tem o núcleo a envolver os enrolamentos, que aqui assumem uma forma oval. Neste tipo de transformador, os circuitos de alta e baixa corrente são colocados de forma alternada lateralmente [13]. Este é o tipo de transformador que vai ser alvo de

estudo nesta dissertação. Deste modo vai ser explorado com maior detalhe pela enumeração das vantagens do seu uso [17]:

- Grande capacidade mecânica: O posicionamento dos seus enrolamentos, que estão maioritariamente rodeados pelas paredes do núcleo, permite um bom apoio que tende a cingir as deformações. Por outro lado a colocação alternada dos seus circuitos de alta e baixa potência, que atuam magneticamente de forma oposta, fazem com que estas forças se anulem parcialmente. Estes fatores são importantes, por exemplo em eventos de curto-circuito;

- Melhor controlo das fugas do fluxo magnético: Visto que os enrolamentos estão quase totalmente rodeadas pelo núcleo, este último recebe grande parte do fluxo magnético gerado. Adicionalmente, a espessura do fio dos enrolamentos pode ser escolhida de modo flexível. Isto não pode ser efetuado nos modelos Core, devido ao seu enrolamento contínuo;

- Refrigeração mais eficiente: Devido à colocação dos enrolamentos, o óleo que executa a sua refrigeração pode circular com mais facilidade ao longo de toda a sua superfície. Isto permite eliminar alguns pontos quentes e baixar a temperatura média dos enrolamentos, garantindo uma vida mais longa ao transformador;

- Design flexível: O projeto deste tipo de transformadores é facilitado devido à flexibilidade de colocação dos enrolamentos dos circuitos de baixa e alta tensão. O número e disposição destes conjuntos podem ser variados para convergir com os critérios especificados;

- Tamanho compacto: Devido ao seu modo de construção, os transformadores do tipo Shell têm em geral um volume 40% inferior a um transformador tipo Core correspondente. Consequentemente, também o volume de óleo utilizado é inferior no tipo Shell;

- Baixo nível de ruído [9]: Isto permite que este tipo de transformador seja aplicável em locais onde as normas de ruído são mais rigorosas.

2.3 Projeto de melhoramento do grande reforço

Pelos motivos referidos na introdução desta dissertação, a empresa Efacec Energia S.A. iniciou uma tentativa de melhorar a performance estrutural do grande reforço utilizado na produção dos seus transformadores de alta-potência do tipo Shell.

O grande reforço (figura 2.5), tal como referido, é um componente estrutural fabricado pela empresa Efacec Energia S.A., para a utilização nos seus transformadores de alta-potência do tipo Shell.

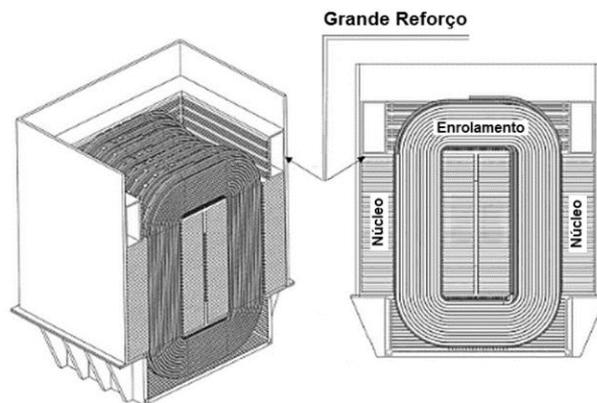


Figura 2. 5 Grande reforço colocado num transformador (adaptado de [18]).

Este é colocado no topo dos enrolamentos para limitar as deformações que decorrem da repulsão eletromagnética de um curto-circuito, conforme a figura 2.6.

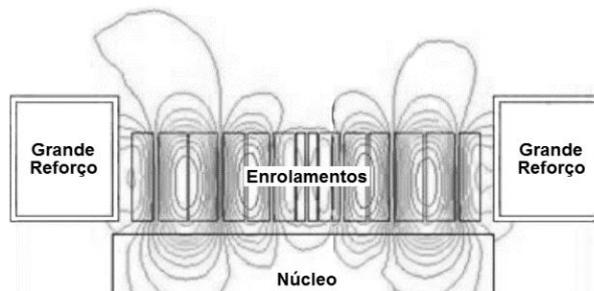


Figura 2. 6 Forças eletromagnéticas de um curto-circuito num transformador tipo Shell (adaptado de [19]).

Sendo este um componente bastante específico, produzido pela empresa Efacec Energia S.A. segundo especificações internas, existe uma informação reduzida sobre este tema. No entanto podem encontrar-se algumas soluções adotadas por outros fabricantes para resolver o mesmo problema, como por exemplo a representada na figura 2.7.

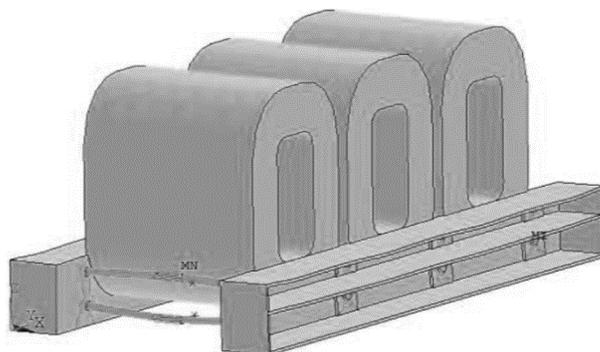


Figura 2. 7 Solução alternativa adotada para limitar as deformações dos enrolamentos [19].

O objetivo principal desta melhoria é diminuir a massa deste componente, o que permite reduzir os custos envolvidos na fabricação, do transporte e elevação dos transformadores. A abordagem realizada visou a alteração da geometria e do material de fabricação deste componente.

Uma ação de mudança no material de fabricação de um componente estrutural é uma tarefa que deve ser efetuada cuidadosamente. Cada material tem um comportamento diferente e a sua aplicação sem ter em conta cada um dos seus parâmetros é uma decisão potencialmente perigosa.

Deste modo, numa primeira fase é necessário apurar quais os materiais disponíveis que poderão ser considerados como uma opção para uma posterior aplicação na fabricação do grande reforço.

O primeiro ponto de vista explorado foi precisamente a capacidade de suportar os esforços aplicados. Esta tarefa foi realizada com recurso à figura 2.8, sendo os critérios adotados os seguintes: Módulo de Young aproximado ao de um aço corrente (205/210 [GPa]) e uma tensão de cedência superior a 250 [MPa].

Estes critérios foram adotados para garantir que as solicitações impostas eram suportadas e que as deformações não são demasiado elevadas durante o domínio elástico do material.

É possível verificar, na figura 2.8, que a disponibilidade é bastante limitada. Recai fundamentalmente nos materiais metálicos e cerâmicos.

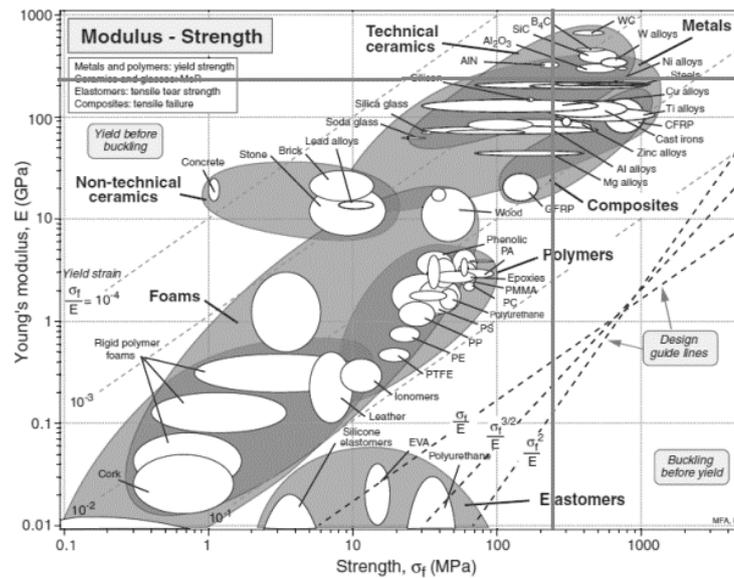


Figura 2. 8 Gráfico de propriedades de materiais – Módulo de elasticidade vs resistência [20].

No entanto, estes últimos são à partida eliminados devido à sua fratura frágil (figura 2.9) [21], o que poderia ser potencialmente perigoso dado que um transformador está sujeito a cargas de impacto devido a curto-circuitos.

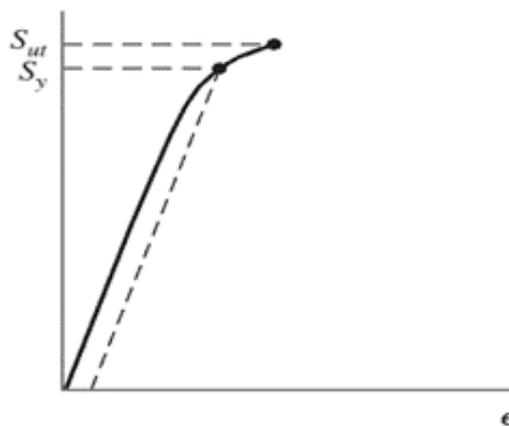


Figura 2. 9 Curva tensão-deformação típica de um material frágil [22].

Concluída a análise aos possíveis materiais a adotar, é possível afirmar que é conveniente continuar a utilizar metais para fabricar o grande reforço. Resta apenas refletir sobre o tipo de metal a utilizar.

Devido à tecnologia, mecanismos e conhecimento obtido ao longo de décadas na área da soldadura e processamento de aços nos processos produtivos da empresa Efacec Energia S.A., foi precisamente este o tipo de metal selecionado.

Podiam ter sido incluídos outros critérios para a seleção dos materiais para fabricar o grande reforço, como a densidade, a condutividade e difusão térmica ou a sua

resistividade elétrica. No entanto, sendo a seleção tão limitada à partida pela primeira análise realizada ao Módulo de Young e à tensão de cedência, considerou-se que o aço seria a única escolha viável.

O uso dos aços *dual-phase* foi considerado pelas suas características muito particulares. Esta classe de aços de construção de alta-resistência (AHSS) [23] é caracterizado por possuir uma microestrutura com partículas duras de martensite dispersas numa matriz contínua e dúctil de ferrite [24](figura 2.10). A coexistência dessas duas fases na sua microestrutura levou à sua cunhagem de dual-phase [21]. Do mesmo modo, pela presença destas fases, é possível obter um material com uma elevada resistência [24] e simultaneamente com características de boa ductilidade [25].

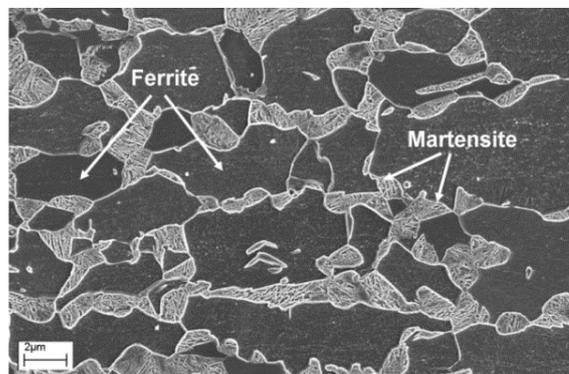


Figura 2. 10 Microestrutura de um aço dual-phase [26].

Estes factos são extremamente importantes na sua aplicação no grande reforço de um transformador de alta potência, pois a sua entrada em cedência e posterior rotura de forma frágil poderia ser desastrosa. O último argumento, utilizado a favor deste tipo de aço, é a sua boa soldabilidade. Este facto é importante para assegurar um processo de produção económico e competitivo [27, 28].

Consideradas todas as vantagens referidas pela utilização deste tipo de materiais na fabricação do grande reforço, considerou-se que este seria o material selecionado como promissor para substituir o aço de construção S275 usado correntemente.

O design clássico do grande reforço pode ser observado na figura 2.11. Este reforço pode ser dividido em duas subestruturas fundamentais, aqui denominadas por viga (figura 2.11-a) e coluna (figura 2.11-b). A denominação aqui adotada para estas subestruturas não é convencional, dado que o grande reforço é uma estrutura bastante específica.

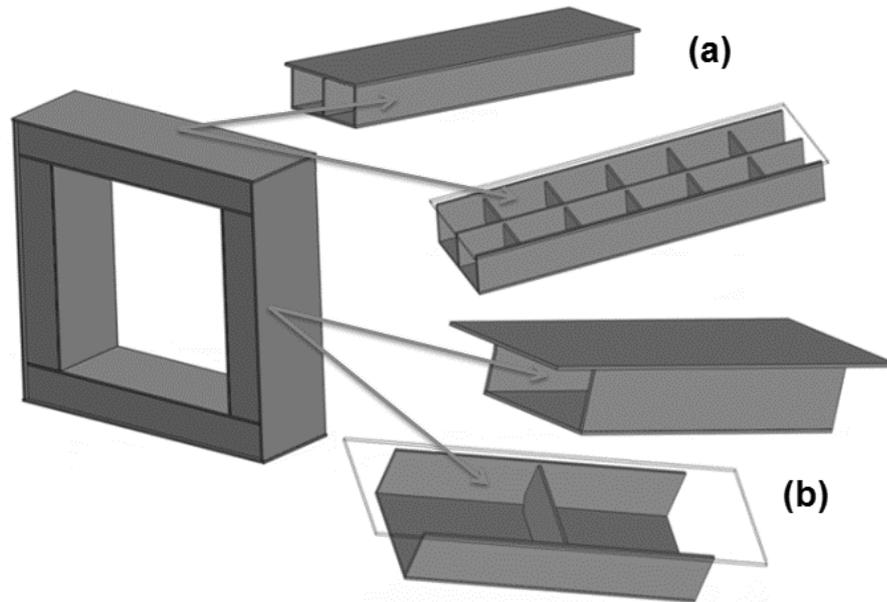


Figura 2. 11 Design clássico do grande reforço.

Tal como referido anteriormente, a maioria dos esforços executados pelas forças eletromagnéticas geradas nos enrolamentos são executadas paralelamente ao fluxo da corrente elétrica. Assim, as deformações que realmente têm significado físico e que têm de ser restringidas no decurso da atividade de um transformador de alta potência e num evento de curto-circuito, são as que atuam nas vigas. Esta é a razão de estas serem claramente mais reforçadas que as colunas.

Este facto, faz com que o passo mais lógico para efetuar a melhoria do grande reforço, seja a modificação das suas vigas, nomeadamente na sua geometria (figura 2.12) e material base.

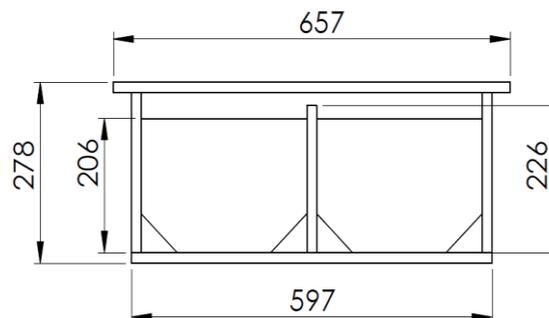


Figura 2. 12 Geometria interna da viga do grande reforço clássico (dimensões em milímetros).

Quanto ao material utilizado para fabricar o grande reforço clássico, são utilizadas chapas de 16 [mm] do aço de construção S275, cujas propriedades mecânicas anunciadas estão representadas na tabela 2.1 [29]. Devido à sua geometria e material base, a massa do grande reforço fabricado com as especificações originais é de 1814 [kg].

Tabela 2. 1 Propriedades mecânicas tabeladas do aço S275 [29].

σ_{ced} - Tensão de Cedência (Mínima)	275 [MPa]
σ_{rot} - Tensão de Rotura	360 – 510 [MPa]
Extensão após rotura	24%
E - Módulo de Elasticidade	205 [MPa]
Coefficiente de Poisson	0.3

Assim, o departamento de R&D da empresa Efacec Energia S.A., em conjunto o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho iniciou uma colaboração com o objetivo de desenvolver uma próxima geração do grande reforço.

A linha de pensamento para executar a melhoria deste componente foi a diminuição de massa do grande reforço, pela redução da espessura das chapas metálicas utilizadas e o aumento do momento de inércia da viga.

Deste modo, foram fabricados quatro protótipos do grande reforço para serem testados e analisada a sua eficácia estrutural. O primeiro protótipo, denominado por Protótipo 1, foi fabricado utilizando as especificações clássicas e serve como estrutura de controlo para verificar a eficácia das alterações efetuadas. Os restantes protótipos, que serão apresentados em seguida, sofreram alterações na sua geometria interna e/ou no seu material base.

Com o intuito de facilitar a perceção dos diversos componentes da viga, foi adotada a nomenclatura apresentada na figura 2.13.

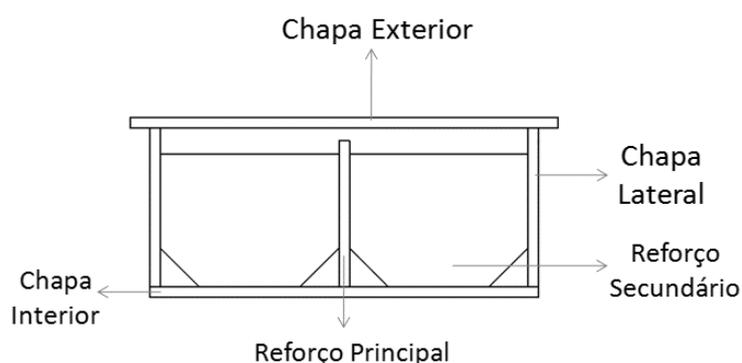


Figura 2. 13 Geometria interna dos protótipos e os seus componentes.

O protótipo 2 (figura 2.14) foi fabricado utilizando o mesmo material base do protótipo 1 (aço S275), no entanto a espessura das chapas utilizadas foi diminuída para 12 [mm].

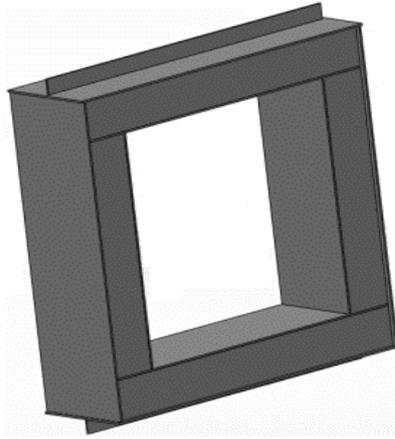


Figura 2. 14 Protótipo 2.

Ao nível da geometria, foi aumentada a altura do seu reforço principal, conforme pode ser observado na figura 2.15. A massa total obtida pelas alterações efetuadas é de 1603.6 [kg], o que representa uma redução de 20.04% em relação ao protótipo 1.

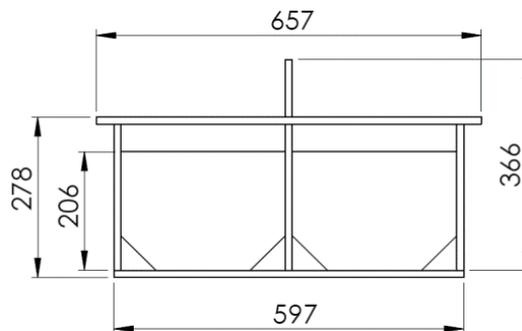


Figura 2. 15 Geometria interna da viga do protótipo 2 (dimensões em milímetro).

O conceito de aumentar o momento de inércia das vigas do grande reforço foi também explorado no protótipo 3 (figura 2.16). Apesar deste utilizar a mesma espessura de chapa do protótipo 2, a altura das paredes laterais, do reforço principal e dos reforços secundários foi aumentada.

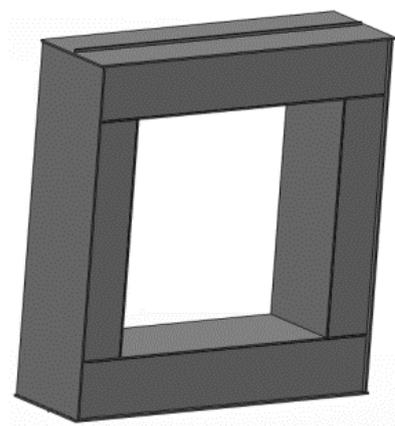


Figura 2. 16 Protótipo 3.

As alterações efetuadas na geometria da viga do protótipo 3, que podem ser visualizadas na figura 2.17, fazem com que a massa do protótipo 3 seja de 1684 [kg]. Isto representa uma redução de massa de 12.38% em relação ao protótipo original.

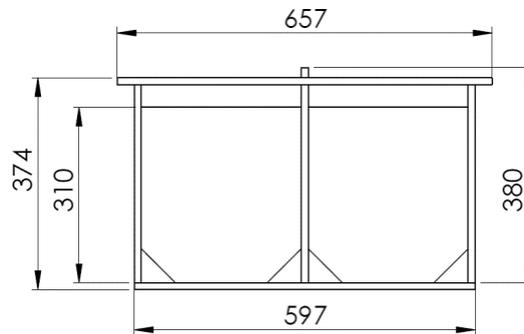


Figura 2. 17 Geometria interna da viga do protótipo 3 (dimensões em milímetro).

O protótipo 4 foi fabricado utilizando a mesma geometria interna do protótipo 3 (figura 2.17), no entanto o material de base utilizado na sua fabricação foi o aço dual-phase Weldox 700. Adicionalmente, a espessura da chapa foi diminuída para 8 [mm] devido às propriedades mecânicas superiores deste material (tabela 2.2) [30]. Este facto permitiu que a massa total do protótipo 4 seja de 1100 [kg], o que representa uma redução de 39.36% em relação ao protótipo 1.

Tabela 2. 2 Propriedades mecânicas do aço Weldox 700 [30, 31].

σ_{ced} - Tensão de Cedência (Mínima)	700 [MPa]
σ_{rot} - Tensão de Rotura	780 - 930 [MPa]
Extensão após rotura	14%
E - Módulo de Elasticidade	205 [MPa]
Coefficiente de Poisson	0.27 [31]

2.4 Teste dos protótipos

Com o objetivo de testar a eficiência das novas estruturas foi estabelecido um procedimento experimental que teve como objetivo simular as cargas a que o grande reforço está sujeito durante um evento de curto-circuito.

Previamente ao planeamento e execução de um ensaio deste tipo, é necessário conhecer as condições que se querem replicar, sendo este um fator chave [32]. Neste caso, os protótipos testados foram submetidos a uma simulação de um curto-circuito e foi avaliada a sua performance ao nível das deformações observadas e a presença de

deformações permanentes. A seleção deste teste deve-se á suma simplicidade e porque este é o critério geralmente exigido por um potencial cliente de um transformador [33].

De modo a executar esta avaliação e a determinar as deformações e tensões presentes nos protótipos, foi necessário submetê-los a uma carga. Assim, com base na abordagem feita no capítulo do estado da arte aos princípios físicos que influenciam o grande reforço num evento de curto-circuito, é possível calcular essa carga.

A carga a que o grande reforço está sujeita num evento de curto-circuito, baseada na força máxima eletromagnética verificada nos enrolamentos num evento de curto-circuito, é descrita pela equação 2.3 [34]:

$$F = F_{m\acute{a}x} \left[\frac{1}{2} + e^{-\frac{2t}{\tau}} - 2e^{-\frac{t}{\tau}} \cos(\omega t) + \frac{1}{2} \cos(2\omega t) \right] \quad (2.3)$$

Deste modo, sabendo que a força máxima gerada por um evento de curto-circuito é de 1000 [kN] [35], pode estimar-se que a força eletromagnética vai variar em função do tempo, acordo com a função apresentada na figura 2.18.

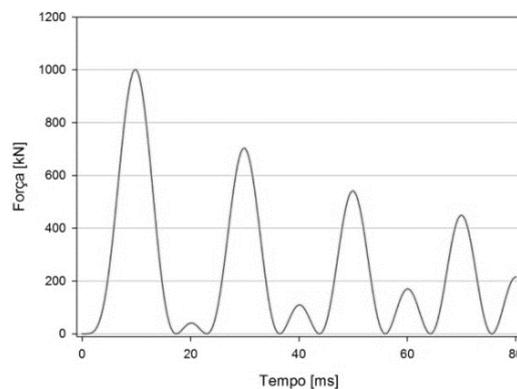


Figura 2. 18 Variação da força eletromagnética em função do tempo durante um curto-circuito.

No entanto, definiu-se que a carga máxima de ensaio seria de 300 [tonf]. Este valor suplanta o valor máximo da carga decorrente num curto-circuito, gerando um coeficiente de segurança que dará uma maior credibilidade à performance das estruturas testadas.

O processo de teste dos protótipos iniciou-se pela aplicação de uma carga inicial de 5 [tonf], sendo esta retirada em seguida. Esta ação teve a função de acomodar os cilindros à chapa interior da viga do grande reforço, assegurando que quando o ensaio realmente se inicia, todas as cargas são corretamente aplicadas.

As cargas de simulação de curto-circuito foram aplicadas em incrementos de 25 [tonf], desde o valor zero até à carga final de 300 [tonf]. Em cada um dos incrementos de aplicação de carga, as deformações induzidas foram monitorizadas conforme vai ser explicado em posteriormente. É conveniente referir que entre cada um dos incrementos de carga, a carga era retirada para verificar se existia deformação permanente. Deste modo, verificou-se na prática a carga para o qual cada protótipo entrou no domínio plástico de deformações.

Em seguida, para facilitar a perceção da metodologia utilizada para o ensaio, apresenta-se um fluxograma (figura 2.19) que descreve os passos efetuados.

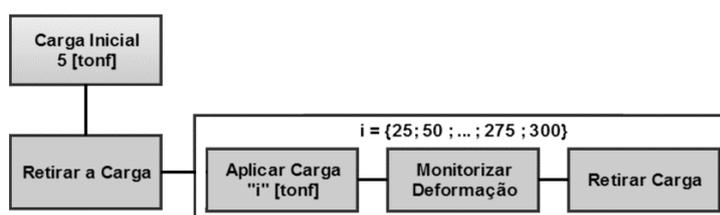


Figura 2. 19 Fluxograma de metodologia de ensaio.

O processo experimental foi constituído por duas partes essenciais: o aparato de aplicação das cargas e o aparato de monitorização das deformações.

O aparato de aplicação das cargas de simulação das cargas do evento de curto-circuito em cada um dos protótipos foi executado através de cinco cilindros hidráulicos (figura 2.20), que por sua vez foram colocados no interior do grande reforço posicionados no local onde são geradas as forças eletromagnéticas. Deste modo, a sua ação gera uma carga quasi-estática, aproximadamente distribuída ao longo da viga do grande reforço.

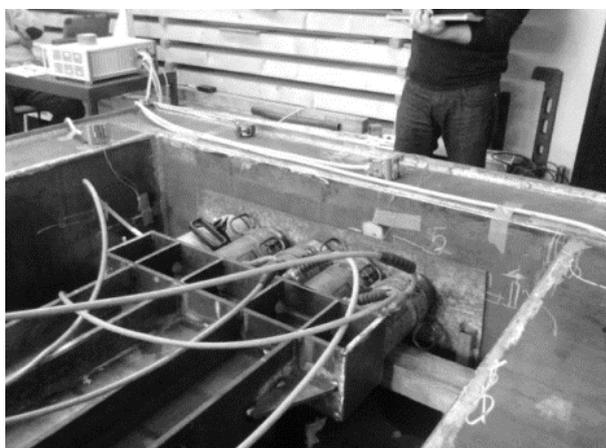


Figura 2. 20 Cilindros de aplicação de carga de curto-circuito.

A seleção deste tipo de aparato experimental, deveu-se à sua simplicidade, à orientação das cargas conforme as impostas pelos enrolamentos numa situação real e à severidade das cargas impostas.

Este último facto faz com que se gerem deformações, e conseqüentemente dados experimentais, que dão uma confiança reforçada na seleção do protótipo mais eficiente a nível estrutural.

Já a monitorização das deformações, conseqüentes das cargas impostas, foi executada pelo posicionamento de oito extensómetros eléctricos em posições-chave. Essas posições foram seleccionadas por serem os locais onde se verificam as maiores deformações.

A deformação pode ser definida como a quantidade geométrica que depende do movimento relativo de um ponto [36]. Está portanto relacionado com a deslocação de um ponto de referência, podendo este ser quantificado em relação a um ponto cartesiano ou polar. No caso apresentado, a deformação está quantificada e dividida em três componentes cartesianas.

Durante um evento de curto-circuito, vão ser geradas cargas conforme as estabelecidas anteriormente. Conseqüentemente, qualquer esforço origina deformações [37] no grande reforço. Assim, o meio fundamental para posteriormente avaliar o protótipo com a melhor performance estrutural, vai ser o valor das deformações observadas para cargas semelhantes. Deste modo, foi perentória a monitorização das deformações induzidas à medida que as cargas eram aplicadas nos protótipos.

A solução seleccionada foi o uso da extensometria eléctrica, devido à sua linearidade inerente, versatilidade e fácil instalação [38].

Os extensómetros eléctricos são definidos como instrumentos construídos e posicionados de modo a acompanharem a deformação de um corpo deformado, variando proporcionalmente uma característica básica eléctrica [39].

O princípio de funcionamento destes sensores baseia-se na variação da resistência eléctrica utilizado nas pontes de Wheatstone (figura 2.21) [40]. O extensómetro que sendo ligado a um dos braços da ponte, funciona ele próprio como uma resistência.

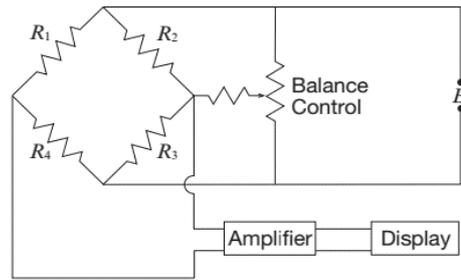


Figura 2. 21 Ponte de Wheatstone [41].

Quando a fonte de corrente contínua está ligada, e o corpo ao qual o extensómetro está ligado é deformado, gera-se um desequilíbrio na ponte sob forma de variação da resistência do conjunto. O valor resultante é proporcional à deformação induzida, que deste modo pode ser calculada [42].

As referidas posições dos extensómetros e as direções de medição de deformação nos protótipos do grande reforço estão representadas na figura 2.22 e descritas na tabela 2.3.

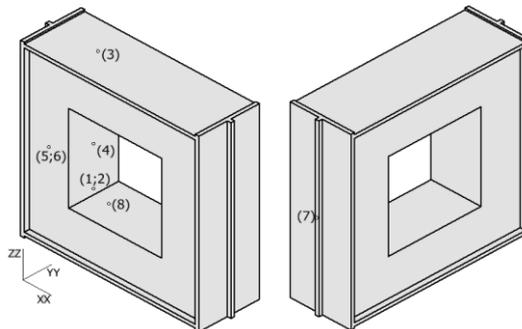


Figura 2. 22 Posições de colocação dos extensómetros.

Tabela 2. 3 Descrição e eixo dos extensómetros.

Extensómetro nº	Tipo	Marca e Modelo	Eixo de medição
1	Roseta	HBM RY 91-3/120	ZZ
2			YY
3	Simples	HBM LY 11-3/120	YY
4	Simples	HBM LY 11-3/120	ZZ
5	Roseta	HBM RY 91-3/120	ZZ
6			XX
7	Simples	HBM LY 11-3/120	ZZ
8	Simples	HBM LY 11-3/120	XX

Foram usados dois tipos de extensómetros: rosetas da marca HBM modelo RY 91-3/120 e extensómetros simples da marca HBM modelo LY 11-3/120. Esta seleção deveu-

se à sua disponibilidade e a experiência na sua utilização, um fator fundamental num processo experimental onde se pretende condições invariantes.

As rosetas HBM modelo RY 91-3/120 são geralmente utilizadas para efetuar medições de deformações biaxiais em aço, onde a principal direção de carga é desconhecida. Para isso possuem 3 grelhas, posicionadas a 0, 45 e 90 graus. No entanto, visto que no processo experimental aqui apresentado, as direções de medição são bem definidas, foram apenas utilizadas as grelhas a 0 e 90 graus.

Os extensômetros simples HBM modelo LY 11-3/120 são executados para monitorizar deformações em aço numa só direção. Deste modo têm apenas uma grelha de medição.

A variação de resistência elétrica decorrente em cada um dos extensômetros foi amplificada utilizando um sistema de aquisição/amplificação de sinal da marca HBM modelo MGCPlus de 24 canais.

2.5 Comportamento dinâmico do grande reforço

Um aspeto fundamental, quando se projeta uma estrutura como o grande reforço, é verificar que este é capaz de suportar as cargas decorrentes do seu funcionamento e as que decorrem num evento de curto-circuito. No entanto, por vezes é negligenciado o papel que o comportamento dinâmico de uma estrutura tem na sua performance, sendo que o grande reforço não é exceção a essa regra.

A determinação do comportamento dinâmico do grande reforço tem duas implicações importantes: por um lado deve garantir-se que não existem frequências de ressonância próximas das de funcionamento do transformador para prevenir falhas mecânicas. Por outro lado devem também evitar-se essas frequências para evitar ruídos elevados, dado que a legislação que controla este fator é cada vez mais rigorosa devido à crescente densidade populacional [43].

As frequências de excitação gerados num transformador, e conseqüentemente o seu ruído podem ser originadas de diversas formas [44]:

- Vibração do núcleo, causada pelo efeito de magnetostricção;
- Ruído causado pelos sistemas de refrigeração (ventiladores, bombas de óleo, etc.);

- Deformações e interação dos enrolamentos devido ao fluxo magnético perdido durante a passagem de corrente elétrica.

Para o estudo realizado, apenas pode ser trabalhado o último item. Deste modo é fundamental verificar que as frequências de funcionamento não coincidem com as frequências de excitação transmitidas ao grande reforço pelos enrolamentos.

A coincidência destas frequências tem a consequência de uma possível falha mecânica do grande reforço, de deformações excessivas nas espiras causadas pela falta de suporte e ruído excessivo que ultrapassa o limite imposto pela legislação.

O grande reforço, tal como foi referido anteriormente é um componente bastante específico, sendo produzido nos contornos apresentados apenas pela empresa Efacec Energia S.A. Deste modo, não existe informação disponível acerca do seu comportamento dinâmico, pelo que o trabalho desenvolvido neste campo torna-se assim essencial. A validação de resultados numéricos, gerada pelo ensaio experimental a esta estrutura, permite generalizar este tipo de simulação eventualmente para outro tipo de grandes reforços.

2.6 Ponto inicial da dissertação

O trabalho apresentado nesta dissertação iniciou-se com as condições impostas anteriormente: o ensaio realizado aos diversos protótipos do grande reforço (com a sua geometria e materiais alterados), a necessidade de caracterizar os materiais envolvidos neste projeto e pela falta de informação do comportamento dinâmico desta estrutura.

Sendo assim, nos capítulos que seguem vão ser explorados precisamente estes itens, culminando na interpretação dos resultados dos ensaios realizados anteriormente pela empresa Efacec Energia S.A. e pelos efetuados posteriormente.

No final será elaborada uma conclusão que relaciona todo o trabalho executado e vão ser apresentados os aspetos positivos gerados por esta investigação e patentes as suas limitações.

Adicionalmente, pode ser encontrado no anexo F, uma breve descrição da história do desenvolvimento do magnetismo, da mecânica e os próprios acontecimentos decorrentes na empresa Efacec Energia S.A. que conduziram ao trabalho aqui apresentado.

3 Fundamentos Teóricos

Uma teoria pode ser definida como o conjunto regras que permitem a atribuição de uma diretriz lógica a um agrupamento de acontecimentos empíricos [45].

Assim, neste capítulo são explorados os conceitos teóricos no qual se baseia o trabalho apresentado nesta dissertação. A base teórica destes trabalhos permite que os dados gerados possam ser analisados, comparados e sejam retiradas conclusões que conduzem a uma evolução do grande reforço.

3.1 Melhoria do grande reforço – alteração de geometria e material

Um dos objetivos do trabalho aqui apresentado é a determinação de um novo modelo de grande reforço, utilizado em transformadores de alta potência do tipo-Shell fabricados pela empresa Efacec Energia S.A. Este novo modelo, devido à competitividade do mercado tem de ser mais económico de produzir. Deverá ter também uma massa menor, pois este facto acarreta uma poupança considerável nos custos de transporte e elevação destes equipamentos.

Tal como foi referido no primeiro capítulo desta dissertação, a filosofia adotada para cumprir o objetivo de diminuir a massa, os custos de transporte e produção, foi redução de volume de material utilizado. Executou-se assim uma tentativa de alterar a geometria e o material de fabricação do grande reforço, de modo a aumentar o momento de inércia das vigas da estrutura e reduzir a espessura das chapas utilizadas.

A tarefa da dissertação aqui apresentada é a análise dos dados gerados por esses ensaios e a determinação do protótipo com o melhor desempenho estrutural. Assim, são apresentados em seguida os fundamentos teóricos que regulam esses ensaios e a análise dos dados gerados. Posteriormente, no capítulo 5 são apresentados os resultados destes ensaios e no capítulo 6 as conclusões retiradas dos mesmos.

3.2 Determinação de tensões

A determinação da tensão na estrutura do grande reforço é um fator essencial para a comparação da performance estrutural de cada um dos protótipos. A correta caracterização das tensões presentes em cada um dos pontos de medição e a sua

comparação com a tensão de cedência do material, permite determinar se este entrou no domínio plástico. Deste modo, são criados critérios de comparação da performance estrutural entre os protótipos: o valor das deformações, a presença de deformações permanentes e a carga para a qual estas se verificam.

O cálculo das tensões foi executado em cada ponto, utilizando os valores das deformações monitorizadas pelos extensómetros. Deste modo, recorreu-se fundamentalmente à Lei de Hooke [46], apresentada na equação 3.1 [47]:

$$\sigma = \varepsilon \times E \tag{3.1}$$

Visto que cada extensómetro monitoriza a deformação instantânea num determinado eixo, a tensão calculada vai também ser a verificada nesse eixo. Assim, salvaguarda-se que as tensões calculadas, não são as globais. Adicionalmente é importante referir que a equação utilizada é deduzida para corpos isotrópicos [48], deste modo é inserido um pequeno erro visto que os materiais testados são anisotrópicos. Isto será provado posteriormente pelos ensaios de tração realizados.

A verificação da carga para a qual se atinge a tensão de cedência não pode ser efetuada diretamente pelo método referido anteriormente, pois as funções que descrevem a evolução do estado tensional não são lineares. Este facto pode ser observado no exemplo apresentado na figura 3.1, que representa um exemplo de um dos resultados do ensaio. Adicionalmente, devido à irregularidade das funções, é difícil obter uma função matemática que as descreva com a precisão que a responsabilidade do trabalho em questão exige.

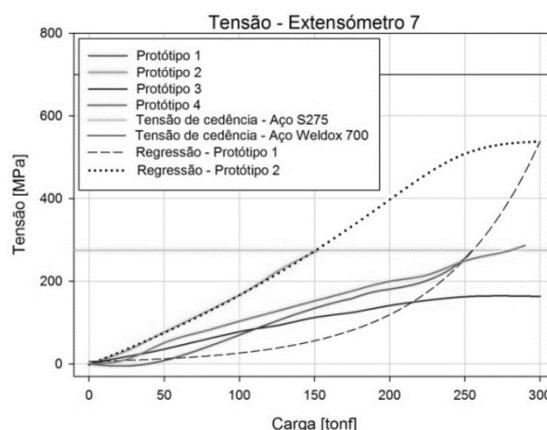


Figura 3. 1 Exemplo das tensões verificadas pelas leituras do extensómetro 7.

A solução encontrada, foi o recurso a regressões não-lineares que geraram funções matemáticas capazes de determinar a carga para a qual o material entra em cedência em cada um dos pontos de medição.

3.2.1 Regressões não-lineares

A análise por regressão é uma ferramenta estatística que permite verificar a relação entre duas variáveis. Ou seja, procura a influência causal que um certo acontecimento tem num outro, que surge como consequência. Tipicamente verifica também a significância estatística, mais concretamente o grau de confiança da relação extrapolada [49].

Quando é possível assumir que a relação a determinar pode ser descrita por uma função linear, a operação realizada tem a denominação de “regressão simples”. No entanto, nos dados monitorizados este facto não se verifica é necessário utilizar a regressão não-linear.

Neste género de regressão, o princípio nuclear é o mesmo que o da regressão linear [50], contudo é admitido que a função resultante depende de um ou mais fatores desconhecidos. Justificasse assim o método encontrado para determinar a carga de cedência nos diversos pontos de medição dos protótipos.

No entanto, ao contrário do que é habitual, as equações obtidas não foram elaboradas com o intuito de descrever a função do estado tensional nos pontos monitorizados. Conforme se pode observar mais uma vez no exemplo da figura 3.1, as regressões calculadas não acompanham rigorosamente a função da tensão, mas intercetam precisamente o ponto de entrada em cedência. Cria-se, assim, um meio de determinar o valor da carga de cedência com bastante precisão.

Como auxílio às regressões não-lineares, recorreu-se ao software de análise de dados científicos e estatísticos SigmaPlot versão 11.

Adicionalmente é conveniente referir que a caracterização da carga de cedência é executada com diferentes funções. Assim, é necessário utilizar diversos modelos de regressão não-linear. No capítulo 5, aquando da apresentação das tensões resultantes nos ensaios, estão também discriminados os modelos utilizados. No anexo B, faz-se uma listagem e uma breve descrição de cada uma das regressões.

3.2.2 Critérios de interpretação de seleção dos protótipos

Obtidos os valores de deformação e calculados os valores da tensão em cada ponto, é então possível interpretar os resultados. No entanto, sendo o objetivo desta interpretação a definição de um novo modelo de grande reforço, é necessário estabelecer critérios para avaliar os dados recolhidos.

Com este objetivo foram definidos três critérios fundamentais para efetuar a avaliação das mudanças efetuadas à estrutura e ao material dos protótipos: O valor da deformação monitorizada (parâmetro de deformação – Pd), a presença de deformação permanente (parâmetro de plasticidade – Pp) e a massa global de cada protótipo (parâmetro massa – Pm).

De modo a conjugar todos estes dados e a proceder à seleção do melhor protótipo, foi elaborado um fluxograma (figura 3.2), onde são definidos parâmetros em função dos três critérios definidos. A soma desses parâmetros e a posterior comparação dos valores finais obtidos vai definir o protótipo mais vantajoso para ser explorado.

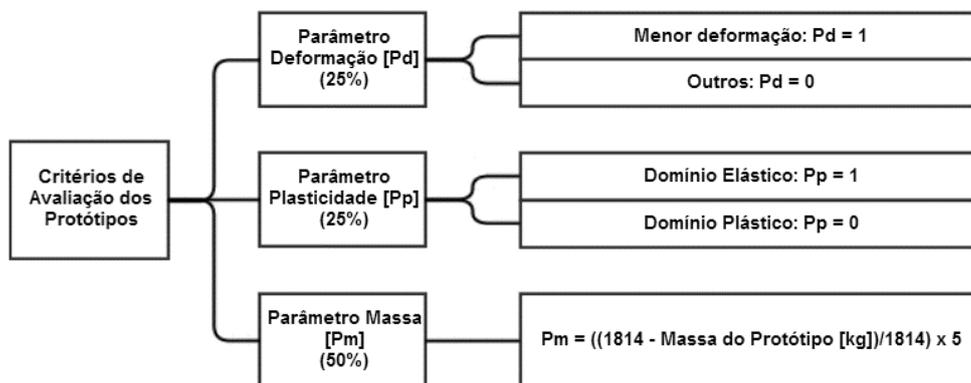


Figura 3. 2 Critérios de avaliação dos protótipos.

Definiu-se que o parâmetro de deformação, de plasticidade e de massa teriam respetivamente os pesos de 25%, 25% e 50%.

Assim, os parâmetros de deformação e plasticidade monitorizados em oito pontos, tendo percentagens de ponderação iguais, podem ser somados diretamente. Já o parâmetro de massa tem de se multiplicado por 5, de modo a efetuar a compensação em relação aos pontos medidos anteriormente.

3.3 Ensaio de tração

A forma selecionada para determinar o comportamento dos materiais, assim como as suas propriedades mecânicas dos materiais referidos. A sua seleção deveu-se aos meios laboratoriais disponíveis, à experiência que o laboratório tem na sua execução e à sua boa reprodutibilidade [51]. Neste tipo de teste, um corpo de geometria normalizada, é submetido a uma deformação uniaxial de tração, enquanto as forças induzidas e que mantêm o corpo em equilíbrio são monitorizadas [52]. Adicionalmente, pode monitorizar-se a variação da dimensão transversal para obter o valor do Coeficiente de Poisson e caracterizar o comportamento transversal de deformação transversal do corpo [53].

Com recurso a este ensaio foram também determinadas algumas propriedades mecânicas dos materiais, como o módulo de elasticidade, o coeficiente de Poisson, a tensão de cedência, a tensão de rotura e a extensão após rotura.

Recorde-se que para se definir completamente o comportamento elástico de um material, é necessário definir as quatro constantes elásticas referidas pela teoria da elasticidade além das apresentadas: o módulo de rigidez e o módulo de compressibilidade. No caso dos materiais testados serem isotrópicos, as duas constantes determinadas seriam suficientes para determinar as referidas. No entanto, apesar dos materiais em questão não serem extremamente anisotrópicos [54], não pode executar-se o cálculo dessas propriedades partindo apenas de duas constantes.

O método de ensaio de tração utilizado teve como base as instruções presentes na norma ISO 6892-1:2009 [55], de modo a ser validada a veracidade dos resultados obtidos.

3.3.1 Curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras

A curva tensão-deformação tem como função descrever a relação entre a tensão e a carga aplicada com a deformação verificada. É única para cada tipo e material, para condições de ensaio invariantes. Assim, para se obterem os dois parâmetros recorre-se às equações 3.2 e 3.3 [56], partindo dos valores de força e deformação instantâneas monitorizadas pelo equipamento de ensaio:

$$\sigma_n = \frac{F_i}{A_0} \quad (3.2)$$

$$\varepsilon_n = \frac{\Delta L_i}{L} \quad (3.3)$$

A curva de tensão-deformação verdadeira difere da nominal pela monitorização dos valores reais de tensão e deformação instantânea no provete ao longo do ensaio [57]. O valor da tensão real tem em conta a variação da área instantânea da secção do provete e a deformação real é a soma das deformações individuais que acontecem ao longo do provete [58]. Estas variáveis são calculadas utilizando as equações 3.4 e 3.5 [59]:

$$\bar{\sigma} = \frac{F_i}{A_i} = \sigma_n \times (\varepsilon_n + 1) \quad (3.4)$$

$$\bar{\varepsilon} = \ln\left(\frac{L_i}{L}\right) = \ln(1 + \varepsilon_n) \quad (3.5)$$

Adicionalmente é conveniente referir que as equações referidas são utilizadas até à formação da estrição [60]. Embora existam formas de determinar a tensão verdadeira após a estrição para provetes cilíndricos (por exemplo através da equação de Bridgman [61]) e algumas tentativas de o fazer para provetes de secção retangular [62]. Contudo nestes últimos não há uma garantia da sua precisão e pode haver uma discrepância entre os resultados analíticos e a realidade [63].

3.3.2 Propriedades mecânicas dos materiais

O conhecimento dos materiais é fundamental no processo de desenvolvimento de uma estrutura. Adicionalmente, a determinação das propriedades mecânicas dos materiais permite fazer uma verificação preliminar da sua aplicabilidade e se o material em questão possui a combinação de propriedades desejável. No entanto, previamente á definição destes parâmetros, é conveniente ter conhecimento do seu significado.

Assim, nesta secção é explorado o significado e o modo de determinação das diversas propriedades mecânicas que vão ser retiradas dos ensaios de tração realizados.

3.3.2.1 Módulo de Young

O Módulo de Young [64] é fundamentalmente a proporcionalidade entre a tensão num sólido hookeano solicitado no domínio elástico e a deformação observada [65]. Deste modo esta a propriedade representa a resistência que o corpo oferece à deformação. O seu valor pode ser simplesmente calculado pela equação básica da Lei de Hooke, conforme a direção considerada [66] (por exemplo no eixo dos XX) pela equação 3.6 [47]:

$$E = \frac{\Delta\sigma_x}{\Delta\varepsilon_x} \quad (3.6)$$

3.3.2.2 Tensão de cedência

A tensão de cedência é fundamentalmente o valor de tensão utilizado para o projeto mecânico no domínio elástico. Na teoria é aquele para o qual a remoção da carga aplicada não induz uma deformação permanente [67]. O valor desta tensão é calculado geralmente através de dois métodos. O primeiro é utilizado em casos onde o limite elástico é bastante definido [68]. Neste caso a tensão de cedência é o valor máximo da tensão no domínio elástico, denominada tensão de cedência superior (σ_{cs}). Pode também ser identificado o valor de tensão, onde o encruamento faz com que a tensão volte a aumentar, sendo este denominado tensão de cedência inferior (σ_{ci}). Estes valores podem ser visualizados graficamente na figura 3.3.

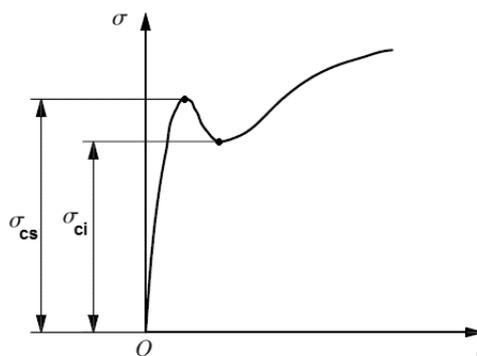


Figura 3. 3 Tensão de cedência superior e inferior [55].

O segundo método é definido como o valor de tensão para o qual o corpo apresenta uma deformação residual de 0,2% quando retirada a carga aplicada [69]. É utilizada ao invés do limite de proporcionalidade (limite real do domínio elástico), devido á dificuldade de definir um ponto de transição entre os domínios elástico e plástico [70]. A tensão de

cedência é representada graficamente por uma linha com o mesmo declive que a linha do domínio elástico do material a analisar, mas que passe através do ponto $(\epsilon; \sigma) = (0.002; 0)$. A tensão de cedência é a tensão verificada no ponto de interceção entre a curva tensão-deformação do material e a reta desenhada, conforme demonstrado na figura 3.4.

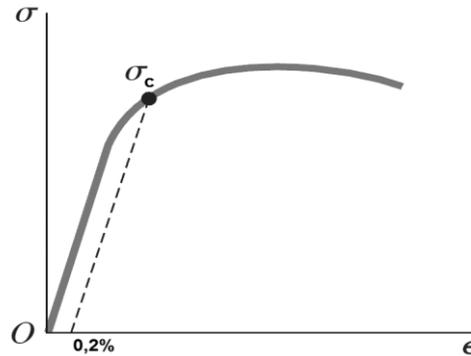


Figura 3. 4 Tensão de cedência com 0,2% de deformação permanente [71].

3.3.2.3 Tensão de rotura

A tensão de rotura é o ponto onde se forma a estrição as ligações que compõem o material entram em colapso [71]. Deste modo inicia-se a separação de material que culminará com a separação de um corpo inicial em dois, devido à fratura por instabilidade elástica [72]. A tensão de rotura dá-se no ponto da curva tensão deformação onde a força executada para tracionar o material é máxima (figura 3.5) [73]. Assim o valor da tensão é calculado dividindo a força máxima pela área inicial do provete, conforme a equação 3.7:

$$\sigma_r = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_0} \tag{3.7}$$

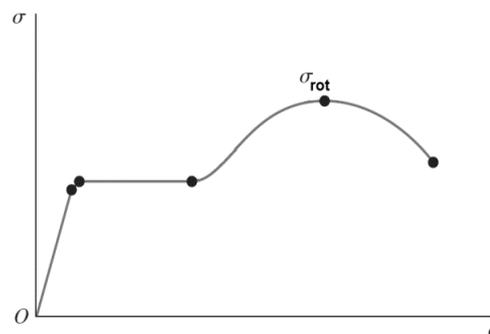


Figura 3. 5 Identificação gráfica da tensão de rotura [71].

3.3.2.4 Extensão após rotura

A extensão após rotura é o valor percentual de deformação adimensional no provete depois da sua fratura [74]. Note-se que apesar de se referir fratura, o valor de deformação medido pelo encosto das duas peças restantes do ensaio, é inferior à deformação no momento da fratura (figura 3.6). Isto deve-se ao retorno elástico do próprio material [75]. A extensão após rotura pode ser calculada recorrendo à equação 3.8:

$$\varepsilon_{AR} = \frac{L_{AR} - L_0}{L_0} \times 100 \quad (3.8)$$

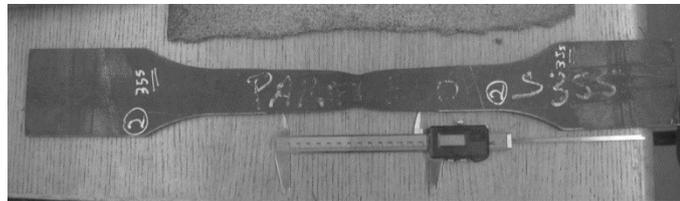


Figura 3. 6 Determinação da extensão após rotura.

3.3.2.5 Coeficiente de Poisson

O coeficiente de Poisson é a relação negativa entre a deformação relativa na direção transversal e a deformação relativa axial num corpo sujeito a um esforço de tração. Assim, o seu valor vai depender do eixo de aplicação do esforço e do plano considerado para definir o comportamento elástico de um corpo [53]. A determinação do seu valor pode ser executada pelo recuso à seguinte equação 3.9, conforme demonstrado na figura 3.7:

$$\nu_{xy} = -\frac{\varepsilon_{yy}}{\varepsilon_{xx}} \quad (3.9)$$

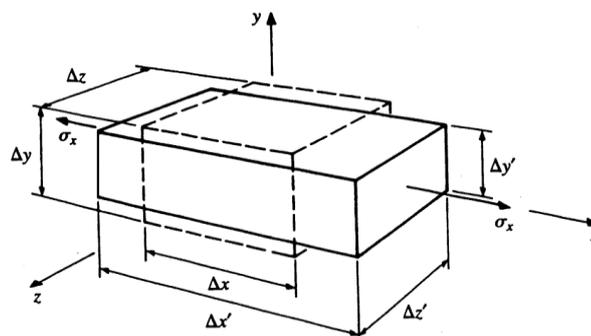


Figura 3. 7 Variação geométrica representada pelo coeficiente de Poisson [72].

Note-se que foram utilizados a título de exemplo o eixos XX e YY, no entanto como referido anteriormente, o valor deste parâmetro dependa da direção e plano da solitação.

3.3.3 Suavização dos dados

Os dados obtidos pelos ensaios de tração, são compostos por um elevado número de leituras, o que é excessivo principalmente no domínio linear elástico. Adicionalmente, estes dados são caracterizados por alguma instabilidade, o que pode originar uma dificuldade na sua interpretação. Deste modo, definiu-se o uso de uma ferramenta de suavização dos dados para reduzir o número de pontos de leitura sem comprometer a veracidade dos dados. O software utilizado para o efeito, foi o software de análise estatística SigmaPlot 11.

Numa operação de suavização de dados forma-se um modelo de função a partir de pontos definidos (figura 3.8), de modo a eliminar pontos complexos que não tenham importância direta para o comportamento da função principal. Produz-se uma função mais regular e dados mais simples de interpretar [76].

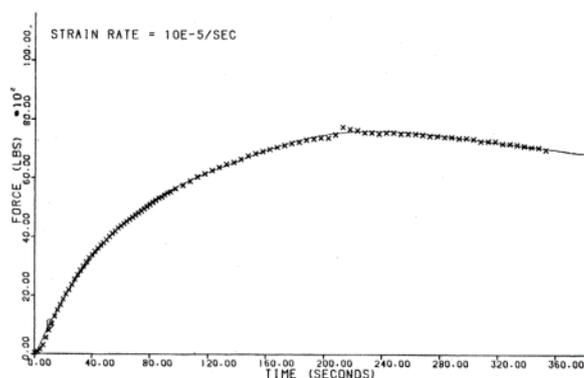


Figura 3. 8 Suavização de uma curva Força-Tempo num ensaio de tração (unidades imperiais) [77].

3.4 Comportamento dinâmico do grande reforço

Quando se fala em comportamento dinâmico de uma estrutura, em geral refere-se à sua variação de tensões e deformações ao longo do tempo. Sendo que estes parâmetros dependem de uma carga que também ela variável [78].

Visto que o grande reforço é fundamentalmente um conjunto de componentes unidos entre si, pode afirmar-se que este é um sistema dinâmico. Podendo este ser definido, como um conjunto de elementos que associados à sua massa, são capazes de

movimentos relativos [79]. No caso em estudo, esses movimentos surgem como consequência das forças eletrodinâmicas decorrentes do funcionamento do transformador de alta potência, manifestando-se em forma de ruído e vibração [80].

As vibrações e ruído gerados por máquinas em funcionamento são uma realidade que não pode ser evitada [81]. No entanto, é necessário ter em conta que as frequências resultantes podem coincidir com as de ressonância dos componentes envolvidos, neste caso, com as do grande reforço.

As vibrações de ressonância estão associados às propriedades inerentes de uma estrutura, como a geometria, as propriedades do material e as condições de fronteira e os seus contactos [82]. Este tipo de vibrações é caracterizado por ampliar a resposta da estrutura à vibração, podendo levar a estrutura para além dos seus limites de deformação e tensões [83].

Assim, aquando de alteração da geometria e material, como a executada no grande reforço, é necessário efetuar a sua caracterização dinâmica. Isto permite perceber se este componente tem alguma das suas frequências de ressonância dentro da gama de frequências de operação do transformador e consequentemente se o seu funcionamento pode ser comprometido.

Existem diversos modelos teóricos que permitem calcular de forma aproximada estas frequências (ver por exemplo [84]), baseados na equação (3.10) de equilíbrio dinâmico descrita em seguida [78]:

$$[M]\{\ddot{v}(t)\} + [C]\{\dot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = \{P(t)\} \quad (3.10)$$

Onde os termos $[M]$, $[C]$ e $[K]$ representam respetivamente as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, $\{v(t)\}$ é vetor dos deslocamentos nodais da estrutura e $\{P(t)\}$ é o vetor das cargas externas. Adicionalmente deve ser referido que a equação na forma vetorial representa um sistema com múltiplos graus de liberdade de modo a aproximar mais a realidade, que é composta por um número infinito de graus de liberdade [85].

No entanto estes modelos teóricos devem ser executados para sistemas simples ou que possam ser simplificados com coerência. Em casos mais complexos devem ser utilizados o método dos elementos finitos ou ensaios experimentais, sendo estes últimos obviamente mais precisos.

Partindo destas premissas, foram realizados ensaios experimentais e simulações numéricas, cujos pormenores serão desenvolvidos no decorrer deste trabalho, o objetivo de executar a análise modal do grande reforço, verificar as suas frequências naturais e os seus modos de ressonância e se existe coincidência com as frequências de excitação do transformador.

3.4.1 Modos globais e modos locais

Os modos são propriedades inerentes à estrutura e são definidos pela frequência de ressonância, pelo amortecimento modal e pela sua forma [86]. Estes podem ser divididos em duas classes distintas: rígidos e flexíveis [83].

Os modos rígidos são caracterizados pelo movimento da estrutura nas três direções ortogonais, por translação e rotação, sem que haja deformação relativa. Este tipo de modos ocorre em frequências próximas de zero. Já os modos flexíveis apresentam deformações na estrutura, sendo caracterizados por movimentos relativos nos seus pontos nodais.

A acrescentar a esta classificação inicial, os modos flexíveis de um sistema composto são ainda divididos em duas outras classes: locais e globais (figura 3.9).

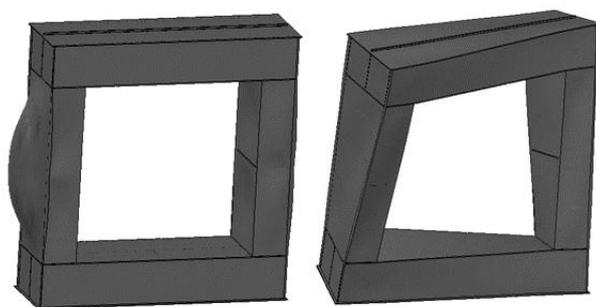


Figura 3. 9 Modo local e global.

Os modos locais acontecem quando ocorre uma frequência de ressonância confinados a uma região específica da estrutura [82]. Este tipo de deformação pode originar algum movimento na estrutura, mas isso deve-se somente aos movimentos do componente em ressonância.

Os modos globais de ressonância são caracterizados por uma deformação generalizada na estrutura em que a grande maioria dos componentes apresenta deformações solidárias. São estes os modos que interessa monitorizar no grande reforço,

pois são estes os que potencialmente podem originar a sua ruína no decorrer das suas funções.

3.4.2 Frequências de funcionamento

Definida a teoria de como encontrar as frequências críticas, é tempo de identificar as frequências de funcionamento de um transformador de alta-potência. Consequentemente são aquelas para o qual o grande reforço é excitado e as que permitirão fazer uma comparação e definir se a nova geometria e material estão aptos a funcionar em segurança do ponto de vista dinâmico.

As frequências de funcionamento de um transformador de alta-potência variam normalmente entre 50 e 60 [Hz] [87], conforme a rede de distribuição em cada país. A frequência de excitação provocada pelos enrolamentos tem um valor de frequência duas vezes maior que a rede de distribuição [43].

Assim, é fundamental verificar que o grande reforço não possui frequências naturais entre os 100 e os 120 [Hz], ou na sua proximidade.

3.4.3 Análise modal numérica

Visto que a maioria dos sistemas reais são dotados de uma extrema complexidade, devido às ações exteriores, à difícil representação das condições de fronteira reais, à interação verdadeira entre corpos e aos infinitos graus de liberdade, frequentemente recorre-se a modelos simplificados que têm como função representar aproximadamente os sistemas complexos reais [79].

O método dos elementos finitos vem precisamente providenciar, através de métodos de interpolação para a modelação e resolvendo problemas de fronteira, uma resposta aproximada para problemas estáticos e dinâmicos de sistemas contínuos. Implementando este método, que é caracterizado por ser bastante sistemático e modular, num código computacional, obtém-se um meio extremamente eficaz para resolver problemas mecânicos como numa análise de vibrações (modal) [43].

Este método, cujas bases matemáticas teóricas não vão ser exploradas neste trabalho (estas são detalhadas, por exemplo no capítulo 8 da [43]), consiste basicamente em três passos:

- Pré-processamento
- Solução
- Pós-processamento

É no entanto fundamental ter em conta que estes métodos, ao serem baseados em aproximações discretas têm erros inerentes. Daí a necessidade de, em situações de elevada responsabilidade, realizar ensaios experimentais para confirmar a sua precisão. Alguns destes erros são apresentados em seguida [79, 88]:

- Erros de arredondamento: Casos em que o número de algarismos significativos, decorrentes dos cálculos realizados, é superior ao número de algarismos que o computador pode memorizar. Desta forma é armazenado um número próximo, mas no qual se perdeu precisão;

- Erros de truncatura: Acontece quando um processo real é simplificado utilizando uma formulação aproximada. Isto limita a realidade da representação de um problema;

- Erros de definição de um problema: Atribuição incorreta de propriedades físicas, dimensões, cargas, condições de fronteira. Esta situação pode resultar em resultados adulterados e conclusões erróneas;

- Erros de malha: Discretização errada do corpo a simular, pela seleção do tipo de elemento, tamanho ou distribuição da malha, gerando resultados incorretos ou pouco precisos.

4 Planeamento experimental

Terminada a fundamentação teórica, realizada no capítulo anterior, apresenta-se na presente secção o planeamento dos trabalhos realizados.

A importância deste procedimento reside na poupança de meios e tempo, em assegurar a boa reprodutibilidade dos ensaios e a redução dos erros aquando dos trabalhos [89].

Deste modo, nos subcapítulos que se seguem, são explorados os meios e procedimentos adotados para a realização dos ensaios mecânicos às estruturas, aos materiais e os ensaios dinâmicos realizados.

4.1 Ensaios de tração

De modo a proceder à caracterização de cada um dos materiais enunciados, foram executados 40 provetes (figura 4.1). Cada material foi representado por 10 provetes fabricados a partir de chapas dos aços: S275, S355, Weldox 700 e Imex 700. Dos 10 provetes de cada material representado, 5 estavam orientados na direção paralela ao sentido de laminagem da chapa de amostragem e os restantes na direção perpendicular. Os aços referidos foram fabricados de acordo com a norma EN 10025 [90].



Figura 4. 1 Provete para ensaio de tração.

A determinação das propriedades destes materiais em duas direções pretende verificar a variação das suas propriedades nos dois sentidos. Dado que estes materiais são realmente anisotrópicos, as suas propriedades variam ligeiramente conforme a direção da solicitação [54]. Estas diferenças são causadas pelo processamento do material, neste caso particular, devido à laminagem da chapa [91].

O corte dos provetes foi executado por corte de plasma nas instalações da Efacec Energia S.A., com base no desenho técnico do anexo A. Devido ao mau acabamento e

falta de precisão dimensional deste processo de corte [92], os provetes foram posteriormente maquinadas por fresagem e retificação nas instalações das Oficinas de Apoio, para obter um provete com características semelhantes à figura 4.2 e à tabela 4.1.

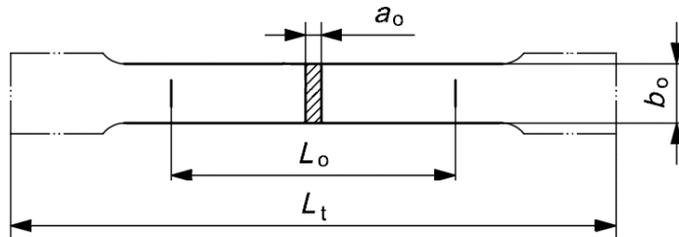


Figura 4. 2 Provette ISO 6892-1:2009 tipo D [55].

Tabela 4. 1 Dimensões gerais do provete ISO 6892-1:2009 tipo D [55].

Dimensão	a_0 [espessura]	L_0 [Comprimento entre marcações]	L_t [comprimento total]	b_0 [largura]
Valor [mm]	12	100	600	42

Pode referir-se que a origem dos provetes, como a sua localização de corte na chapa de amostra e as condições a que estiveram expostos, não foram aferidas.

Em seguida, na tabela 4.2, apresenta-se o resumo as condições de receção e processamento dos provetes:

Tabela 4. 2 Resumo de receção dos provetes.

Material	Direção	Quantidade	Tipo de Aço	Processamento
S275	Paralela	5	Aço Construção	-Corte por Plasma
	Perpendicular	5		
S355	Paralela	5		
	Perpendicular	5		
Weldox 700	Paralela	5	Aço Dual-Phase	-Fresagem para acabamento superficial e toleranciamento
	Perpendicular	5		
Imex 700	Paralela	5		
	Perpendicular	5		

Nas secções que se segue, são descritos e explorados os procedimentos efetuados para a execução dos ensaios de tração efetuados para caracterizar os materiais. Deste

modo, é apresentada a geometria definida para os provetes utilizados, são descritos os detalhes gerais dos ensaios e são enumerados os critérios utilizados para determinar as curvas tensão-deformação e as propriedades mecânicas dos materiais testados.

4.1.1 Geometria dos provetes

A geometria dos provetes foi executada de acordo com a norma ISO 6892-1:2009, tipo D [55]. Na figura 4.3 pode ser observado o desenho técnico do tipo de provete utilizado. Este pode ser observado com mais detalhe no anexo A.

Contudo é necessário referir que alguns dos provetes, devido ao corte por plasma tiveram de ser posteriormente maquinados devido ao seu mau acabamento.

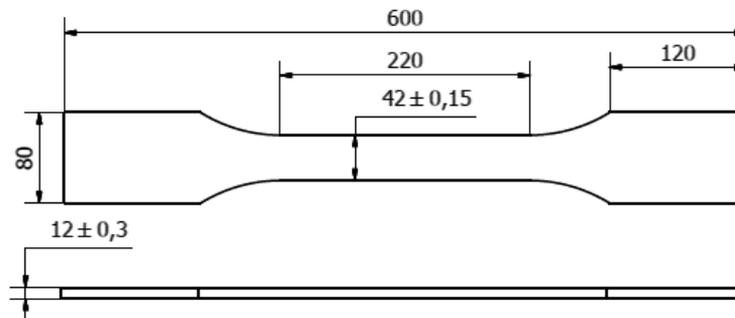


Figura 4. 3 Desenho técnico do tipo de provete utilizado [55].

De acordo com a norma ISO 6892-1:2009, as marcações nos provetes foram efetuadas marcas com um risco perpendicular nas superfícies laterais dos provetes. Foram também verificadas as dimensões de espessura e largura da secção entre marcações de cada provete (tabela 4.3). Estes procedimentos foram realizados utilizando um paquímetro Mitutoyo modelo Digimatic 500-311 CD-15D.

Tabela 4. 3 Dimensões da cada provete

Nº Proвете	Material	Direção	Secção transversal		
			Área [mm ²]	Largura [mm]	Espessura [mm]
1	S275	Perpendicular	492.66	41.40	11.90
4			509.11	41.90	12.36
9			498.35	41.05	12.14
10			511.46	41.38	12.36
11			498.42	41.26	12.08
14		Paralela	480.69	40.53	11.86

Nº Provete	Material	Direção	Secção transversal		
			Área [mm ²]	Largura [mm]	Espessura [mm]
19	S275	Perpendicular	491.12	41.41	11.86
23			495.60	41.30	12.00
32			484.33	40.70	11.90
33			493.85	41.50	11.90
5	S355	Perpendicular	539.52	42.65	12.65
6			528.41	42.96	12.30
7			534.93	42.56	12.56
8			538.02	42.87	12.55
20			548.26	42.60	12.87
2		Paralela	502.99	40.86	12.30
3			511.13	41.22	12.40
12			511.46	41.38	12.36
13			511.21	41.36	12.36
37			-	-	-
16	Weldox 700	Perpendicular	525.46	43.00	12.20
21			509.84	42.31	12.05
27			513.62	52.10	12.20
28			514.84	42.20	12.20
29			520.94	42.70	12.20
15		Paralela	520.17	42.29	12.50
22			505.49	41.95	12.05
24			506.40	42.20	12.00
25			502.80	41.90	12.00
26			514.84	42.20	12.20
18	Imex 700	Perpendicular	492.17	40.81	12.06
30			512.40	42.70	12.00
31			505.78	41.80	12.10
38			503.74	41.70	12.08
39			-	-	-
17		Paralela	529.99	43.23	12.26
34			524.60	43.00	12.20
35			511.20	42.60	12.00
36			507.60	42.30	12.00
40			509.41	42.10	12.10

4.1.2 Velocidades de ensaio

Foram definidos parâmetros de velocidade para os ensaios de cada material. Assim, na tabela 4.4, apresentam-se as velocidades para caracterizar os domínios elásticos e

plásticos e os respetivos limites. Os valores das velocidades apresentadas têm em conta os valores das leituras do sensor de posição do mecanismo de ensaio, pelo que não representam diretamente as velocidades de deformação nos provetes.

Tabela 4. 4 Velocidades de ensaio.

Material	Domínio			
	Elástico [1º Rampa]		Plástico [2º Rampa]	
	Velocidade [mm/s]	Paragem	Velocidade [mm/s]	Paragem
S275	0.01	145 [kN]	0.10	70 [mm]
S355		180 [kN]		
Weldox 700		365 [kN]		
Imex 700				

4.1.3. Máquina de ensaios universal

Uma máquina de ensaios universal é o meio mais comum para executar ensaios de tração, compressão e flexão, sendo a sua principal função gerar curvas tensão-deformação [93] originadas pelas forças e extensões que induz no material a testar.

Os ensaios de tração para caracterizar os materiais referidos, foram realizados na máquina servo-hidráulica DARTEC modelo M1000 L2-1 (figura 4.4), com uma capacidade de carga máxima de 600 [kN]. Este equipamento está localizado nas instalações do Laboratório de Ensaio de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho.

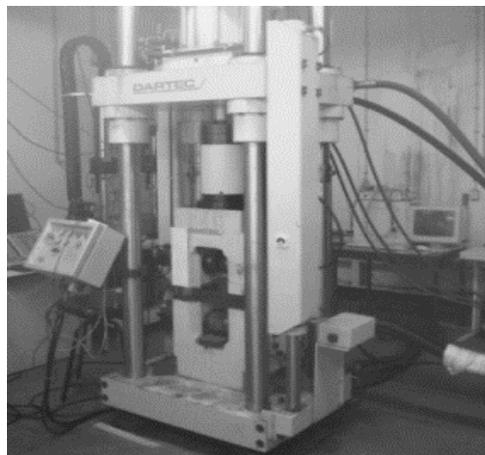


Figura 4. 4 Equipamento de ensaios universal DARTEC modelo M1000 L2-1.

4.1.4. Extensometria mecânica

A monitorização da deformação axial foi executada por um extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10 (figura 4.5), cujas características podem ser encontradas na tabela 4.5. O extensómetro foi utilizado em conjunto com as pernas de extensão específicas.

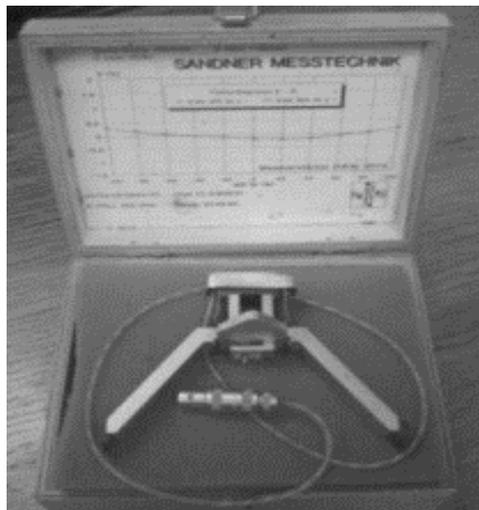


Figura 4. 5 Extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10.

Tabela 4. 5 Características do extensómetro mecânico SANDNER modelo EXA 100-10 [94].

Comprimento	Gama de Medição	Erro Máximo de Leitura	Força de Ativação	Precisão [mm]
100 [mm]	+/- 10 [mm]	+/- 0.2 [%]	2.5 [N]	0.001

A deformação verificada na direção transversal foi monitorizada usando um extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20, figura 4.6. As características deste extensómetro podem ser encontradas na tabela 4.6.



Figura 4. 6 Extensómetro mecânico MTS modelo 632 12C-20.

Tabela 4. 6 Características do extensômetro mecânico MTS modelo 632 12C-20. [95].

Comprimento [mm]	Gama de Medição [mm]	Erro Máximo de Leitura [%]	Precisão [mm]
25	+12.5/-2.5	+/- 0.21	0.001

Dado que o extensômetro mecânico MTS modelo 632 12C-20 é fabricado para ser aplicado na medição de deformações axiais, o seu uso em medições de deformação transversal requereu algumas ações de adaptação.

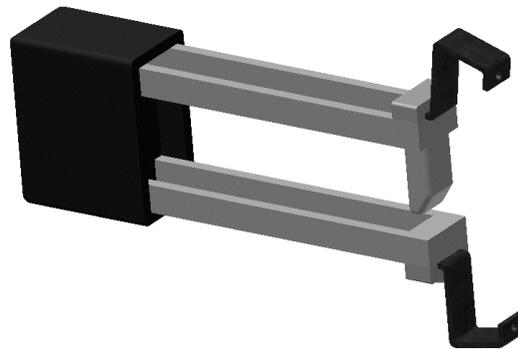


Figura 4. 7 Extensômetro com “pernas” adaptadas para leitura transversal.

Deste modo foram elaboradas um par de “pernas” (figura 4.7) que permitem a adaptação do extensômetro às faces laterais dos provetes (figura 4.8). Isto permite que se possa realizar assim a medição da variação da largura instantânea dos mesmos. Os desenhos técnicos respetivos às “pernas” elaboradas podem ser consultados no anexo A.

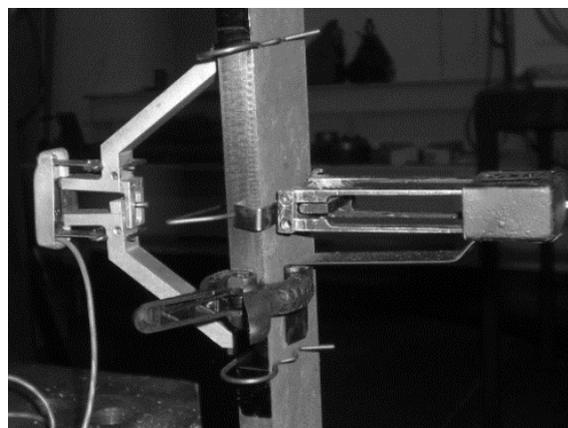


Figura 4. 8 Extensômetros aplicados no ensaio de tração.

4.1.5. Aquisição de dados

A aquisição de dados foi realizada pelo software BridgeLab (figura 4.9), programado em LabView, que faz o interface entre a máquina e o utilizador. Este efetua o registo em direto dos dados recolhidos pelos extensómetros referidos, pela célula de carga e pelo sensor de posição da máquina de ensaio.

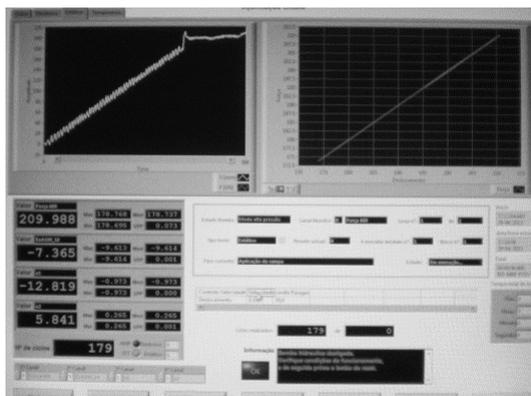


Figura 4. 9 Software BridgeLab.

4.2. Comportamento dinâmico

A alteração da geometria e dos materiais base em qualquer corpo tem implicações diretas no seu comportamento dinâmico, devido à alteração da rigidez e massa do sistema.

Deste modo, foi executado uma análise modal experimental, para determinar as frequências naturais do grande reforço.

Um ensaio experimental desta natureza é em geral realizado pela suspensão da estrutura de modo a aproximar uma situação de corpo livre. Em seguida a estrutura é excitada por meio de um excitador ou martelo de impacto. A excitação induzida por essa ação provoca deformações que são monitorizadas por acelerómetros ou por lasers, colocados estrategicamente.

A estrutura seleccionada para o teste foi o reforço com a geometria das suas vigas alteradas e fabricado utilizando chapas de aço dual-phase Weldox 700, neste trabalho referido como Protótipo 4.

Adicionalmente, é fundamental referir que tanto o ensaio experimental, como a análise modal numérica não representam o comportamento dinâmico real do grande reforço. Isto deve-se à dificuldade de reproduzir as condições e contactos reais em grandes

estruturas, neste caso os esforços magnéticos, o contacto com os tacos que prendem os rolamentos ou mesmo a imersão em óleo. No entanto, é necessário recordar que o ensaio experimental serve apenas para validar os resultados obtidos nas simulações numéricas e, assim, ganhar confiança na eficácia destes últimos.

4.2.1. Definição e dimensionamento do aparato de elevação

A determinação do comportamento dinâmico de uma estrutura, vulgo a sua análise modal, é geralmente realizada em corpo livre. Esta é a forma mais próxima de correlacionar o ensaio experimental às simulações numéricas. Este facto permite eliminar os fatores externos à caracterização e deste modo verificar se os resultados numéricos estão realmente corretos.

Por outro lado, não foram disponibilizados meios económicos para realizar o ensaio, pelo que foram utilizados os meios disponíveis no laboratório para realizar este procedimento. Assim, foi projetada uma estrutura de apoio [figura 4.10] que consistia fundamentalmente em duas colunas, uma viga, um garibalde e uma corrente para elevar o grande reforço e suspende-lo em corpo livre.

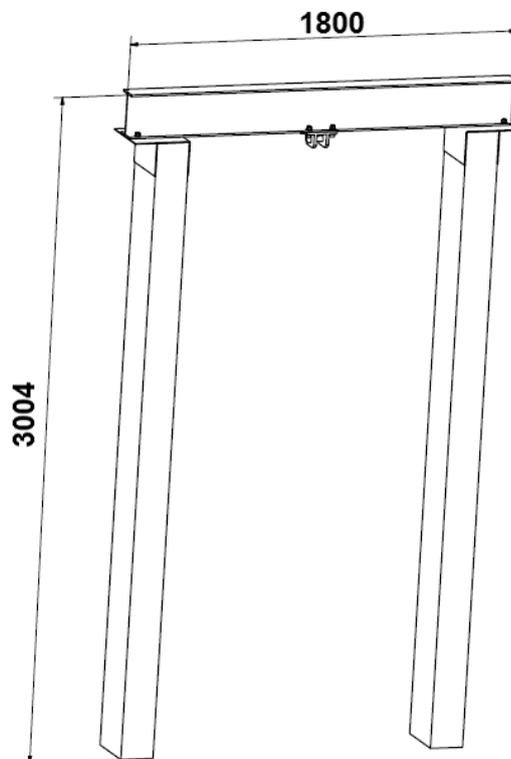


Figura 4. 10 Esquema do aparato de elevação (dimensões em milímetros).

As colunas utilizadas são compostas por duas travessas de pinho, provenientes de caminho-de-ferro, que no seu topo sustentavam uma viga em “I”. Este conjunto foi fixo por uniões aparafusadas. Foi aparafusado um componente de apoio a um pino que sustenta a corrente que prende o grande reforço.

De modo a garantir a segurança do aparato estabelecido, foram realizados alguns cálculos baseados na teoria básica da mecânica dos materiais. Assim, cada uma das colunas foi dimensionada à encurvadura, pelo cálculo da sua carga crítica (P_{cr}) de acordo com a equação 4.1 [95]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E b a^3}{12 L^2} \quad (4.1)$$

Dado que o módulo de elasticidade (E) do pinho à compressão na direção paralela às fibras é aproximadamente 16,65 [GPa] [96] e as dimensões de cada coluna são de 0,16x0,26,2,8 (a x b x L [m]), pode calcular-se que a carga crítica é de 1535,7 [kN]. Dado que a massa a suportar por cada coluna é de 5,395 [kN] (550 [kg]), as colunas são seguras para o trabalho a executar.

Quanto à viga utilizada, é normalmente empregue para ensaios mecânicos em madeira e foi dimensionada à flexão considerando que está simplesmente apoiada com uma carga centrada (figura 4.11). Este facto não é verdadeiro, visto que esta está aparafusada. No entanto, visto que a ligação aparafusada foi realizada para garantir que a viga não caía e não tinha significado relevante a nível estrutural, o erro induzido é pequeno. Assim, foi calculada a tensão exercida na viga, recorrendo à equação 4.2 [95]:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P L b}{8 I} \quad (4.2)$$

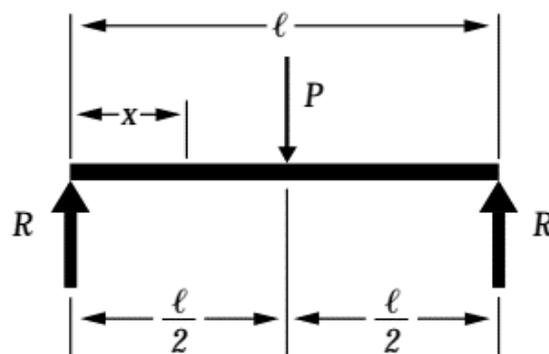


Figura 4. 11 Viga simplesmente apoiada com carga central [97].

Tendo em conta que o momento de inércia (I) da viga é $0.181 \times 10^{-4} [\text{m}^4]$ [98], a carga (P) é $10.791 [\text{kN}]$ (1100 kg), o comprimento da viga (L) é $1,8 [\text{m}]$ e a altura da viga (b) é $0,2 [\text{m}]$, pode calcular-se que a tensão máxima é de $26,82 [\text{MPa}]$. Sendo este valor consideravelmente menor que o da tensão de cedência do material ($345 [\text{MPa}]$), esta viga pode ser utilizada com segurança na elevação do grande reforço.

A verificação da tensão no pino (σ_{pino}) e da pressão de contacto no apoio do garfo (p_{garfo}), cujas dimensões podem ser observadas na figura 4.12 foi efetuada utilizando as equações 4.3 e 4.4 [99]:

$$\sigma_{\text{pino}} = \frac{32P(l + 2b)}{8\pi d^3} \quad (4.3)$$

$$p_{\text{garfo}} = \frac{P}{2bd} \quad (4.4)$$

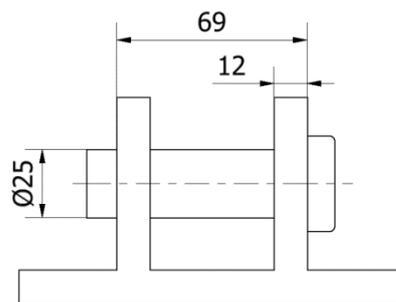


Figura 4. 12 Representação esquemática do pino e do apoio (dimensões em milímetros).

Dado que a força (P) aplicada é de $10.791 [\text{kN}]$, o comprimento da ligação (l) é de $45 [\text{mm}]$, a espessura de cada um dos apoios do garfo (b) é de $12 [\text{mm}]$ e o diâmetro do pino é de $25 [\text{mm}]$, foi calculado que a tensão no pino é $60.67 [\text{MPa}]$. Quanto à pressão de contacto nos apoios do garfo é de $17.98 [\text{MPa}]$.

Visto que aplicação do pino e do apoio é efetuada com uma excitação, Os valores para a sua tensão máxima admissível são respetivamente $850 [\text{MPa}]$ e $650 [\text{MPa}]$ [100]. Assim, pode afirmar-se que estes elementos podem ser utilizados com segurança.

São quatro, os parafusos (classe 8.8) que ligam o apoio do pino à viga. Todos eles estão sujeitos ao mesmo esforço de tração (P) de $2.7 [\text{kN}]$. Assim, foi calculado o estado tensional que os caracteriza, pela equação 4.5 [100]:

Dado que a área de secção equivalente (A_t) é de 58 [mm²], é possível calcular que a tensão normal do parafuso é 46.5 [MPa]. Este valor é bastante inferior à tensão de cedência dos parafusos em questão (660 [MPa]) [100].

Por fim, é necessário verificar se a corrente de elevação do grande reforço suporta a sua massa. Para isso foram utilizadas as equações 4.6 [95] e o esquema apresentado na figura 4.13:

$$\sigma_{normal} = \frac{P}{2\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (4.6)$$

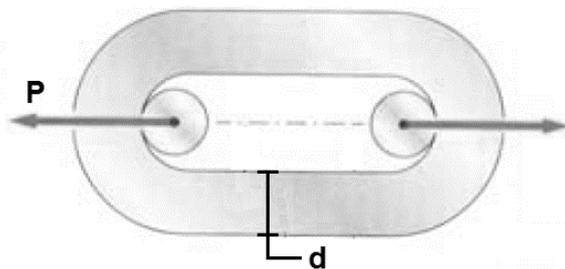


Figura 4. 13 Esforços nos elos da corrente (adaptado de [95]).

Visto que a carga atuante na corrente (P) é 10.791 [kN] e o diâmetro do arame (d) é 0.008 [m], determinou-se que a tensão máxima ($\sigma_{m\acute{a}x}$) no elo é 107.39 [MPa]. Dado que a tensão de cedência é de 380 [MPa], pode dizer-se que é seguro o uso desta corrente.

Confirmada a aptidão dos componentes utilizados para suportar os esforços necessários á elevação do grande reforço, todo o aparato experimental foi montado com total confiança (figura 4.14).



Figura 4. 14 Aparato de elevação montado.

4.2.2. Posicionamento do acelerómetro e pontos de excitação

A definição do posicionamento dos acelerómetros é essencial para o sucesso de a caracterização dinâmica de uma estrutura. A correta determinação da sua posição permite simplificar bastante o ensaio e facilita a visualização dos modos de vibração [101]. É também desejável, por motivos de economia de tempo, recursos e para reduzir a complexidade da análise dos dados que o número de pontos medidos seja o menor possível [102].

Assim, foi realizada uma análise modal numérica em corpo livre com o objetivo de determinar as frequências naturais do grande reforço. O resultado das simulações é explorado no capítulo 5.

Com base nos resultados das simulações referidas, foi possível observar os dois primeiros modos de ressonância (aqueles cuja frequência natural se aproxima das frequências observadas durante um curto-circuito – capítulo 3.4.2.), representados na figura 4.15.

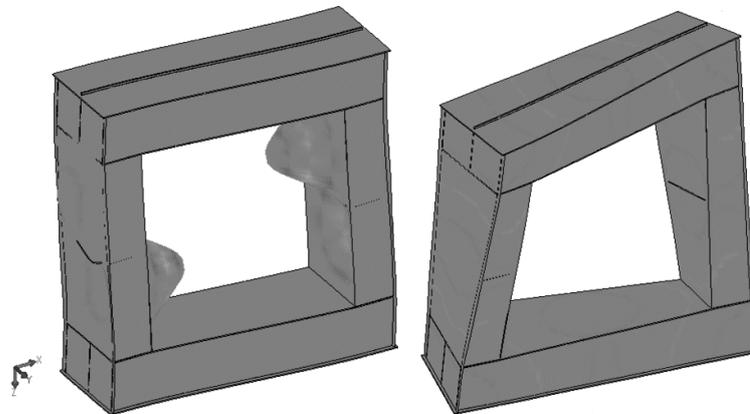


Figura 4. 15 Modos de vibração.

Interpretando as simulações efetuadas e os comportamentos determinados para os dos primeiros modos, observou-se que o primeiro modo de vibração consistia numa deformação de flexão no plano XZ, onde os pontos se movimentam no eixo dos XX (figura 4.16). Já o segundo modo é composto por uma deformação de torção, com rotação em relação ao eixo dos ZZ. Assim, pode efetuar-se o esquema apresentado na figura 4.17.

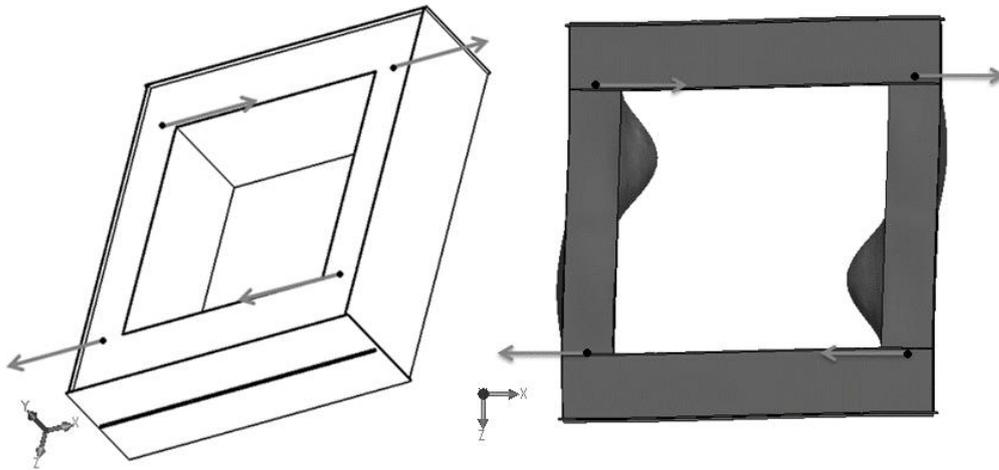


Figura 4. 16 Deformações globais no primeiro modo.

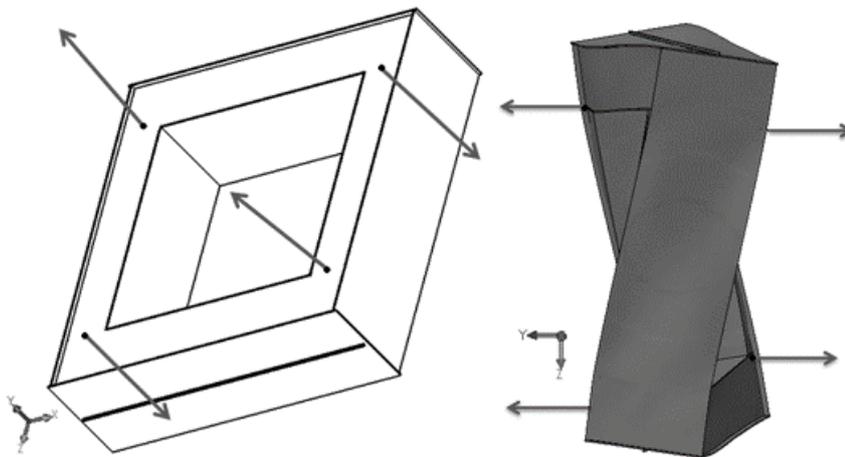


Figura 4. 17 Deformações globais no segundo modo.

Observando o primeiro modo, pode verificar-se que este pode ser descrito por apenas três pontos. Aleatoriamente iriam ser sempre escolhidos dois pontos com o mesmo sentido de deformação e um no sentido oposto. Já no caso do segundo modo, é fácil observar que isso também acontece. Observando apenas o deslocamento de 3 pontos é possível caracteriza-lo. Os pontos escolhidos para a monitorização com o extensómetro estão representados na figura 4.18.

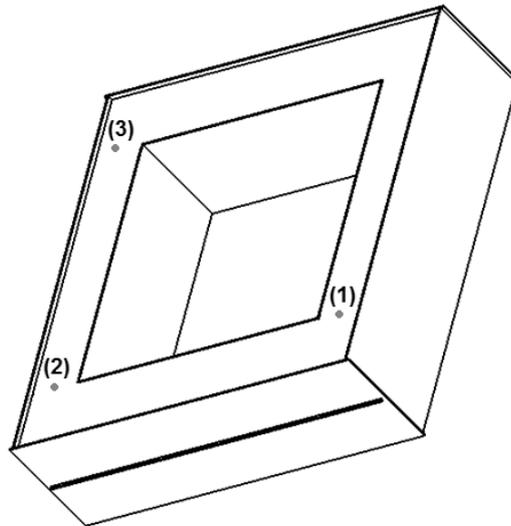


Figura 4. 18 Pontos de monitorização dos acelerómetros.

4.2.3. Análise modal numérica

A determinação experimental das frequências naturais do grande reforço é bastante importante para verificar o seu comportamento dinâmico. No entanto, este que este é um componente cujas dimensões e conseqüentemente a sua massa podem variar conforme o transformador em que é aplicado, é virtualmente impossível executar este teste para cada componente construído.

Assim, foram executadas simulações numéricas recorrendo aos softwares ANSYS e SolidWorks. Os objetivos destas simulações foram, numa primeira fase determinar os locais para a colocação do acelerómetro utilizado no ensaio experimental. O segundo, e mais importante, foi a comparação dos resultados experimentais e numéricos, para apurar o erro gerado virtualmente. No caso de este não ser relevante, pode afirmar-se que este meio é seguro para testar dinamicamente os grandes reforços individuais para cada transformador.

A simulação numérica realizada no software SolidWorks foi realizada com base na modelação do protótipo 4 (capítulo 2.3), executada no mesmo software. O modelo simulado (figura 4.19) é composto pela montagem de componentes, considerando que seus contactos são soldados. Quanto ao material utilizado na simulação, os seus parâmetros foram definidos em função das propriedades de tabela do aço Weldox 700.

Para executar a malha utilizada na simulação, foram usados 12241 elementos sólidos tetraédricos de quatro nós, o que perfaz um conjunto de 22693 nós.

Adicionalmente, não foram definidas forças a atuar no corpo, pois pretende-se testar o modelo em corpo livre.

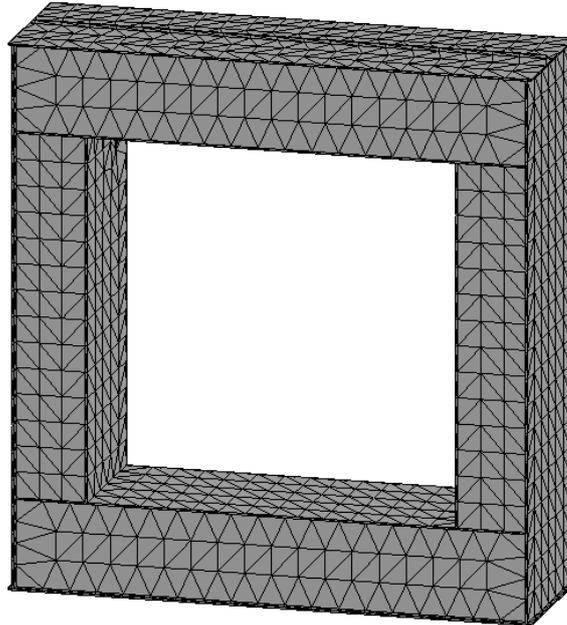


Figura 4. 19 Modelação do grande reforço com malha.

A simulação numérica realizada no software ANSYS, foi também realizada com base numa modelação (figura 4.20) do protótipo 4. No entanto, neste caso foi utilizado uma modelação com base na teoria de placas e cascas. Assim, toda a modelação é composta por placas bidimensionais, sendo a malha do modelo construída diretamente na modelação. Ao todo o modelo, neste software, é constituído por 2048 elementos retangulares do tipo Shell 63 e 1672 nós.

Quanto ao material utilizado, foi também baseado nas propriedades de tabela do aço Weldom 700.

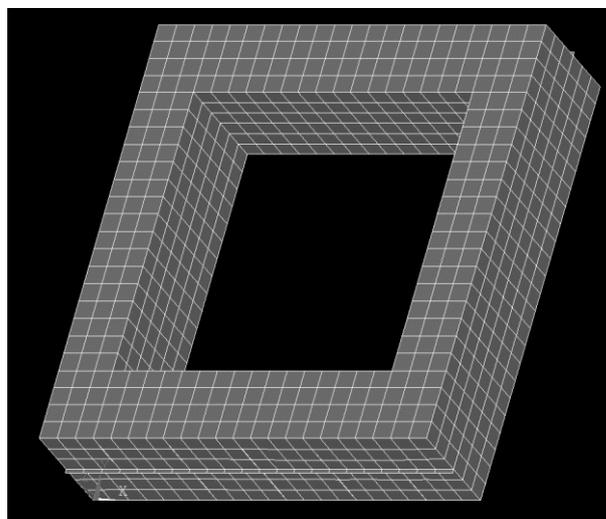


Figura 4. 20 – Modelação do grande reforço em ANSYS.

4.2.4. Acelerómetro

O equipamento utilizado para monitorizar as deformações induzidas durante a análise modal experimental foi o acelerómetro PCB Piezoelectronics modelo 356A14 SN 137098 (figura 4.21). Foi utilizado um único acelerómetro, sendo os três pontos monitorizados individualmente.

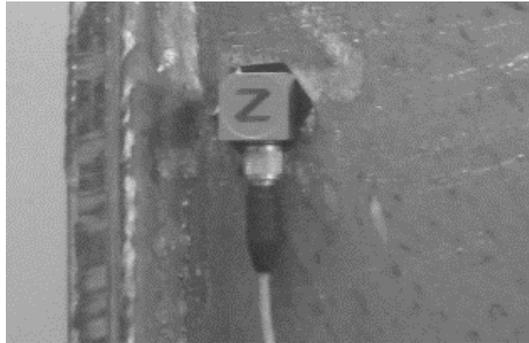


Figura 4. 21 Acelerómetro PCB Piezoelectronics modelo 356A14 SN 137098.

4.2.5. Excitador

O equipamento utilizado para induzir a excitação no grande reforço, foi o excitador Modal Shop modelo 2060 E (figura 4.22). Foi utilizada uma excitação em frequências aleatório, de modo a monitorizar todas as frequências naturais do grande reforço até 500 [Hz].



Figura 4. 22 Excitador Modal Shop modelo 2060 E, conectado ao grande reforço [102].

4.2.6. Aquisição de dados

O sistema de aquisição utilizado é o equipamento do fabricante LMS modelo SCM01 (figura 4.23). Foi este o responsável pela análise dos dados e posterior obtenção do gráfico de frequências.



Figura 4. 23 Sistema de aquisição de dados.

5 Resultados experimentais

Neste capítulo apresentam-se os resultados dos dados recolhidos pelas análises experimentais dos ensaios realizados no âmbito deste trabalho. Nestes estão incluídos os testes realizados previamente (sendo estes referidos e explorados no segundo capítulo), e os ensaios realizados para cumprir o objetivo principal desta dissertação: a melhoria do grande reforço de transformadores de alta potência do tipo Shell produzidos pela empresa Efacec Energia S.A.

5.1 Análise à alteração de geometrias e materiais

No presente subcapítulo podem observar-se os valores de deformações e as tensões unidirecionais presentes nos protótipos testados, aquando da aplicação das cargas definidas no estado da arte.

A apresentação dos valores de deformação e tensão foi executada através de gráficos que mostram a sua variação em cada um dos pontos monitorizados (figura 2.22). Adicionalmente, no caso das tensões observadas, pode ser encontradas junto do gráfico as equações obtidas por regressão que permitam calcular a carga de cedência (conforme explicitado no capítulo 3.2.1.) Os detalhes das regressões realizadas estão patentes no Anexo B.

A nomenclatura utilizada, foi definida no segundo capítulo.

5.1.1 Deformações monitorizadas

A primeira roseta foi colocada na chapa interior da viga do grande reforço. Esta é composta pelos extensómetros 1 e 2 que monitorizam respetivamente as deformações nos eixos ZZ e YY. As deformações monitorizadas, podem ser observadas nas figuras 5.1 e 5.2.

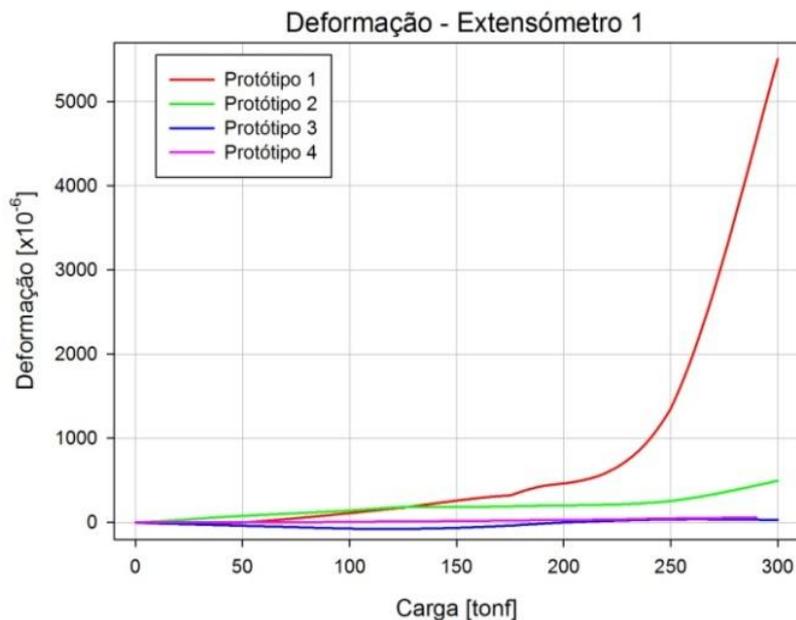


Figura 5. 1 Deformações monitorizadas no extensômetro 1.

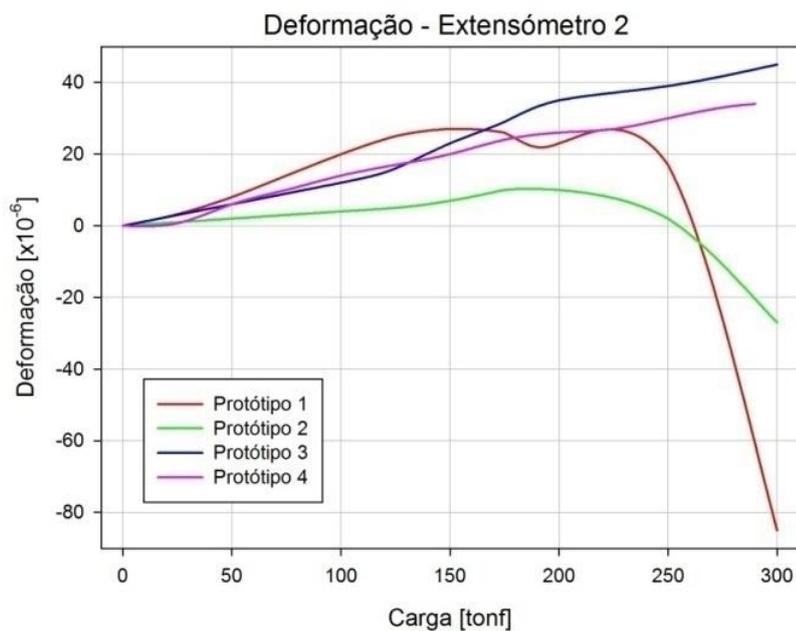


Figura 5. 2 Deformações monitorizadas no extensômetro 2.

O extensômetro 3 foi colocado na chapa exterior da coluna do grande reforço. As deformações monitorizadas por este extensômetro no eixo dos YY podem ser observadas na figura 5.3.

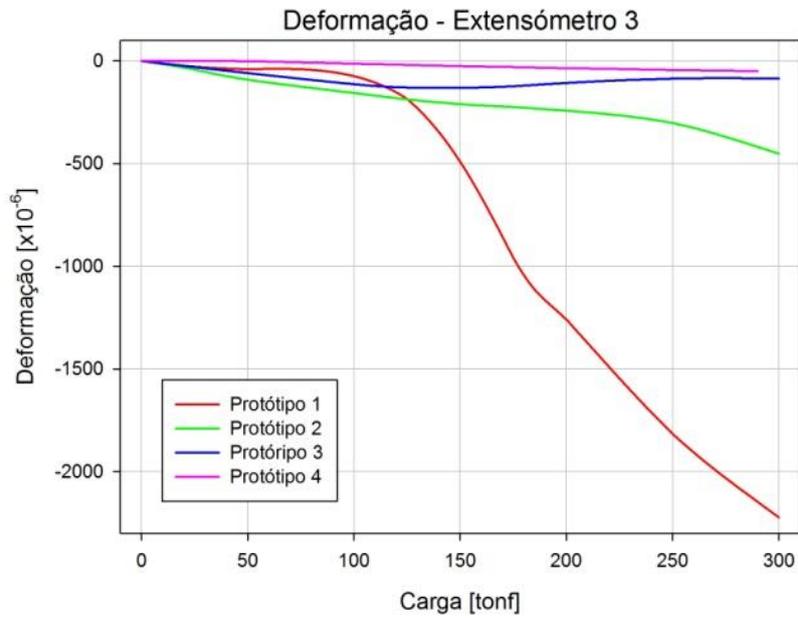


Figura 5. 3 Deformações monitorizadas no extensômetro 3.

O extensômetro 4 foi colocado no centro da chapa interior da viga do grande reforço. As deformações resultantes da aplicação das cargas no eixo dos ZZ, podem ser observadas na figura 5.4.

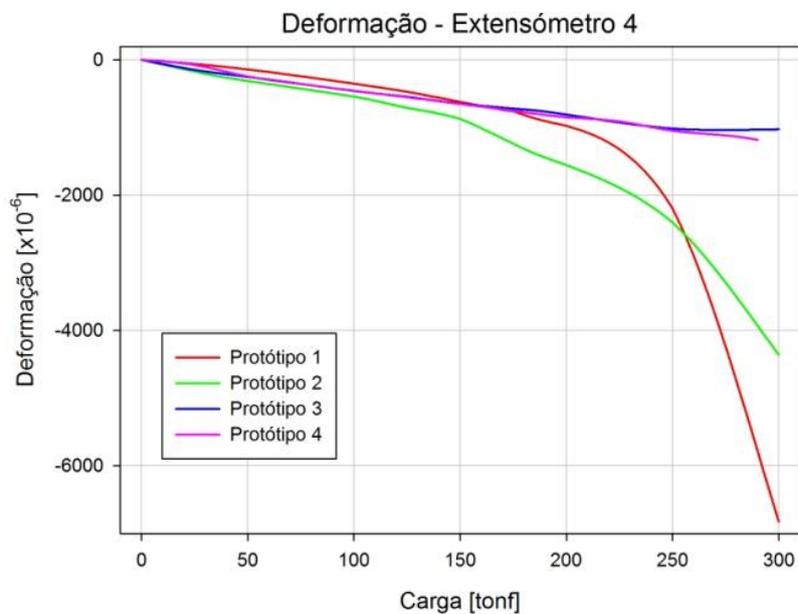


Figura 5. 4 Deformações monitorizadas no extensômetro 4.

A segunda roseta, composta pelos extensômetros 5 e 6, foi colocada na chapa lateral da viga do grande reforço e monitorizam respetivamente as deformações nos eixos ZZ e XX. As deformações observadas estão representadas nas figuras 5.5 e 5.6.

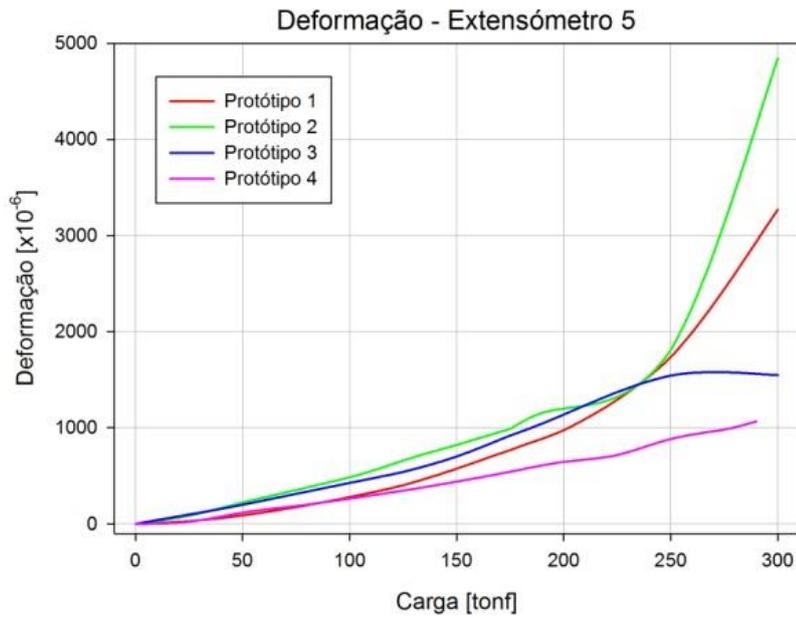


Figura 5. 5 Deformações monitorizadas no extensômetro 5.

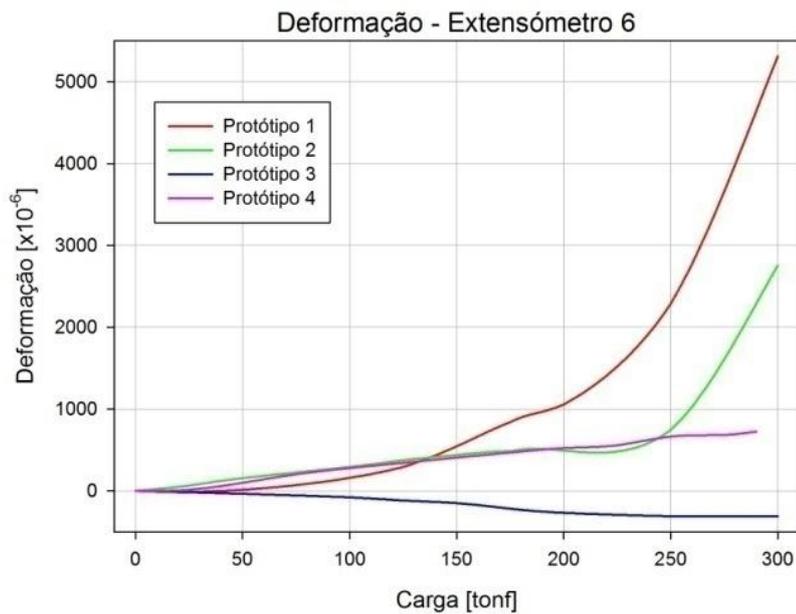


Figura 5. 6 Deformações monitorizadas no extensômetro 6.

O extensômetro 7 foi colocado no topo do reforço principal, precisamente a meio do comprimento da viga. As deformações monitorizadas por este extensômetro no eixo dos ZZ, podem ser observadas na figura 5.7.

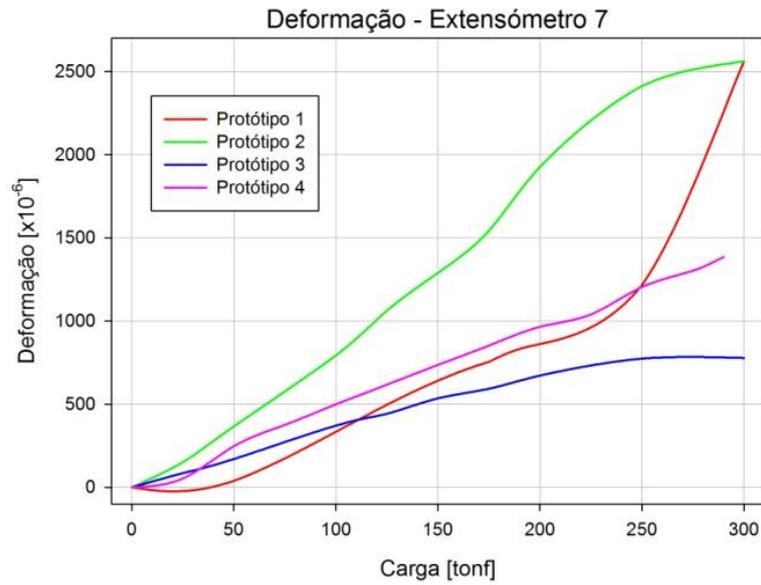


Figura 5. 7 Deformações monitorizadas no extensômetro 7.

O extensômetro 8 está localizado na chapa interior da coluna do grande reforço e monitoriza as deformações decorrentes no eixo dos XX. Estas podem ser observadas na figura 5.8.

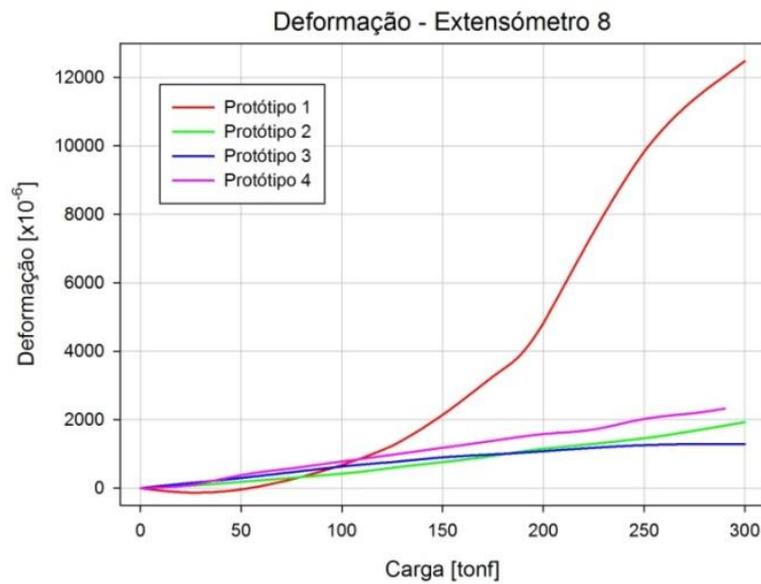


Figura 5. 8 Deformações monitorizadas no extensômetro 8.

5.1.2 Tensões calculadas

A variação da tensão nos eixos monitorizados pela primeira roseta, composta pelos extensômetros 1 e 2, pode ser observada nas figuras 5.9 e 5.10.

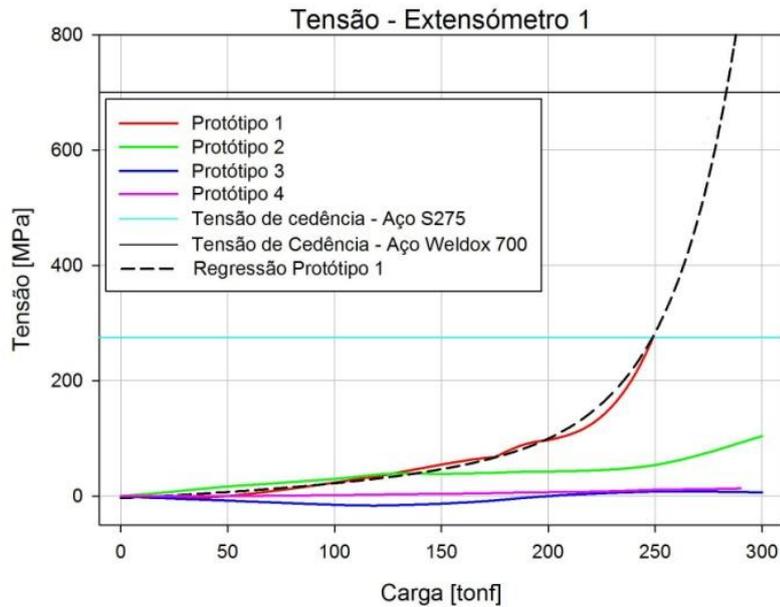


Figura 5. 9 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 1.

Visto que só o protótipo 1 entrou no domínio plástico, foi realizada apenas uma regressão não-linear. O modelo utilizado foi uma equação de crescimento exponencial dupla de 5 parâmetros, sendo este descrito pela equação 5.1:

$$\sigma = -31.6152 + 27.9877e^{0.0063 \times P} + 0.0319e^{0.0345 \times P} \quad (5.1)$$

Recorrendo à equação 5.1, calculou-se que a tensão de cedência foi atingida com uma carga de 249.1 [tonf].

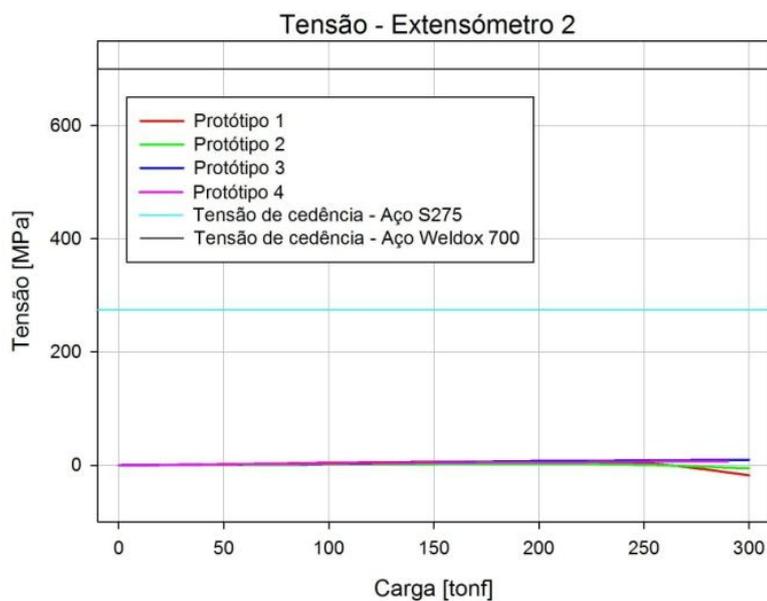


Figura 5. 10 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 2.

Com base nas tensões calculadas com base nos dados monitorizados no extensómetro 2, não foi atingida a tensão de cedência.

As tensões calculadas com base nas deformações monitorizadas pelo extensómetro 3 estão representadas na figura 5.11.

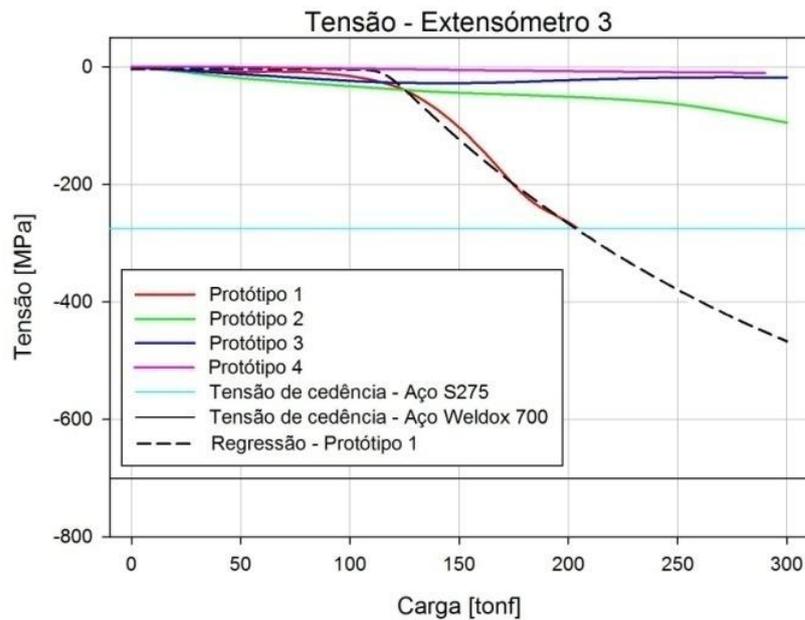


Figura 5. 11 Tensões calculadas com base nos dados do extensómetro 3.

De acordo com a figura 5.11, a tensão de cedência foi atingida apenas no protótipo 1. Assim, foi executada uma regressão não-linear para determinar a carga para a qual este facto se verificou. O modelo seleccionado foi o Sigmoidal de 5 parâmetros e a função gerada é representada pela equação 5.2:

$$\sigma = -789.2912 + \frac{785.0912}{\left(1 + e^{\frac{P-115.8922}{-3.3265}}\right)^{0.0161}} \quad (5.2)$$

A carga de cedência calculada segundo este modelo foi 203.5 [tonf].

As tensões verificadas no eixo monitorizado pelo extensómetro 4 podem ser observadas na figura 5.12.

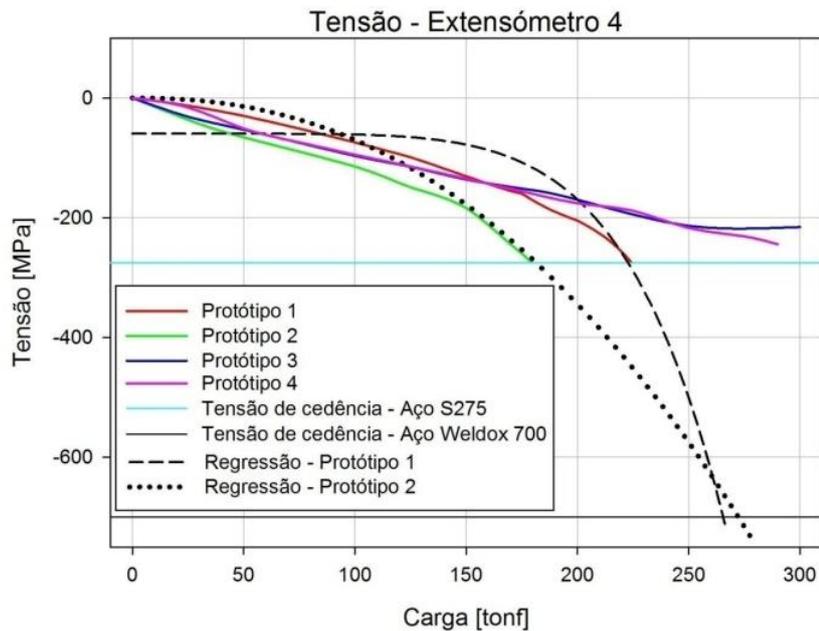


Figura 5. 12 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 4.

Deste modo, verifica-se que os protótipos 1 e 2 entram no domínio plástico. Assim, foram executadas duas regressões lineares.

O modelo potencial de 3 parâmetros selecionado para o protótipo 1. A função obtida é descrita pela equação 5.3:

$$\sigma = -59,6494 - 5,715 \times 10^{-13} \times P^{6.2082} \quad (5.3)$$

O modelo utilizado para a regressão não-linear do protótipo 2, foi o potencial de 2 parâmetros, sendo a sua função descrita pela equação 5.4:

$$\sigma = -0.0018 \times P^{2.2964} \quad (5.4)$$

As cargas de cedência calculadas para os protótipos 1 e 2, são respetivamente 222.8 [tonf] e 180.9 [tonf].

A variação das tensões resultantes das deformações no eixo ZZ e XX monitorizadas pela segunda roseta (composta pelos extensômetros 5 e 6), está representada nas figuras 5.13 e 5.14.

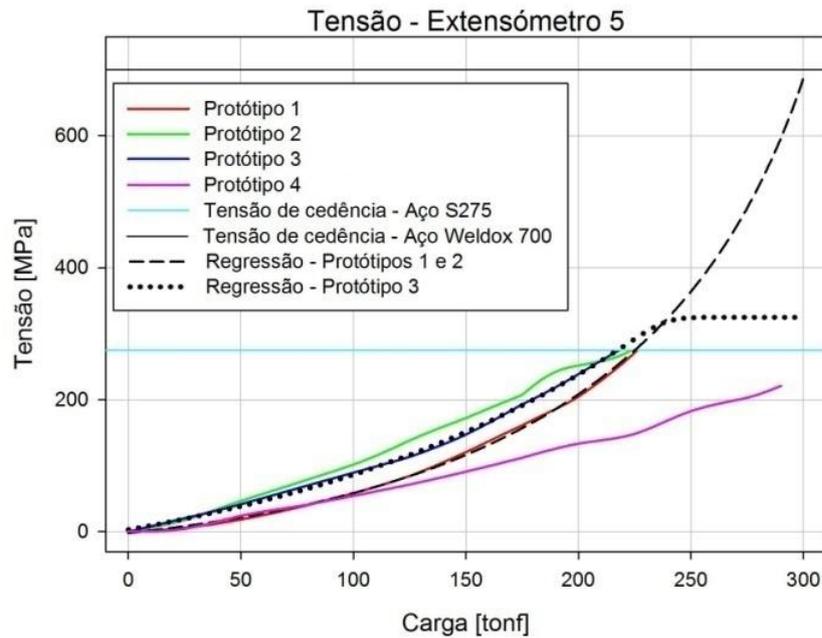


Figura 5. 13 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 5.

Com o objetivo de calcular as cargas de cedência no eixo monitorizado pelo extensômetro 5 (figura 5.13), nos diversos protótipos, forma utilizados dois modelos de regressão não linear.

Foi utilizado um modelo de crescimento exponencial modificado de 2 parâmetros para descrever a função de tensão dos protótipos 1 e 2, visto estes atingirem a carga de cedência para valores de carga idênticos. A função resultante é descrita pela equação 5.5:

$$\sigma = e^{0.0122(P+233.9935)} \quad (5.5)$$

Para calcular a carga de cedência do protótipo 3, foi utilizado um modelo Sigmoidal de 5 parâmetros. A função resultante é descrita pela equação 5.6:

$$\sigma = -98.6386 + \frac{423.5046}{\left(1 + e^{\frac{-(P-238.3428)}{4.5125}}\right)^{0.0270}} \quad (5.6)$$

Recorrendo aos modelos referidos, foi possível calcular que a carga de cedência nos protótipos 1 e 2 foi 226.5 [tonf]. Já para o protótipo 3 foi 217.5 [tonf].

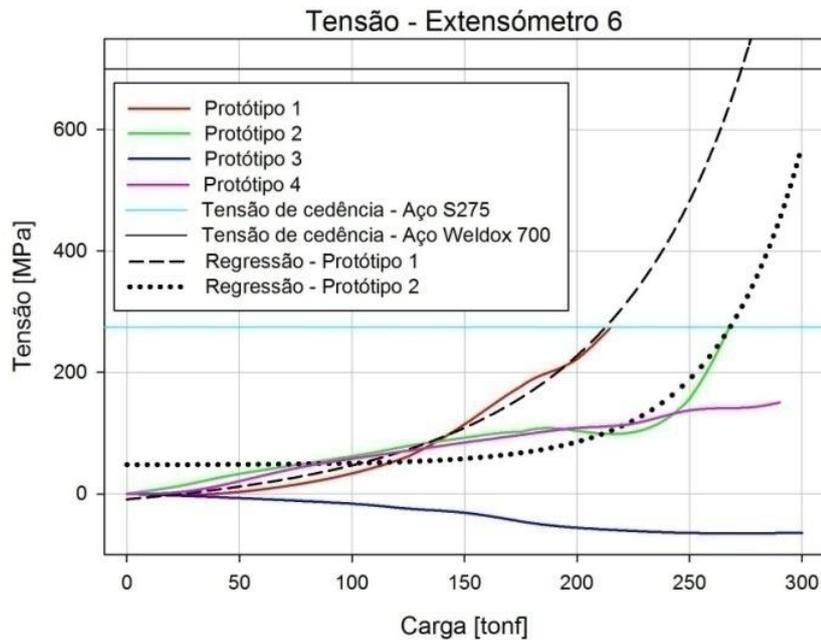


Figura 5. 14 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 6.

Para os dados monitorizados pelo extensômetro 6, foram definidos dois modelos de regressão para definir a carga de cedência dos protótipos 1 e 2.

Para determinar a carga de cedência do protótipo 1, utilizou-se um modelo hiperbólico modificado, cuja função é representada na equação 5.7:

$$\sigma = -54,5998 + \frac{45,5016}{(1 - 0.0019 \times P)^{\frac{1}{0.2708}}} \quad (5.7)$$

No caso do protótipo 2, foi utilizado um modelo de crescimento exponencial de 3 parâmetros. A função resultante é descrita pela equação 5.8:

$$\sigma = 47,6143 + 0.1951e^{0.0263 \times P} \quad (5.8)$$

As cargas de cedência determinadas pelas regressões realizadas para os protótipos 1 e 2, forma respetivamente 218.5 [tonf] e 268.5 [tonf].

O estado tensional no eixo monitorizado pelo extensômetro 7, este pode ser observado na figura 5.15.

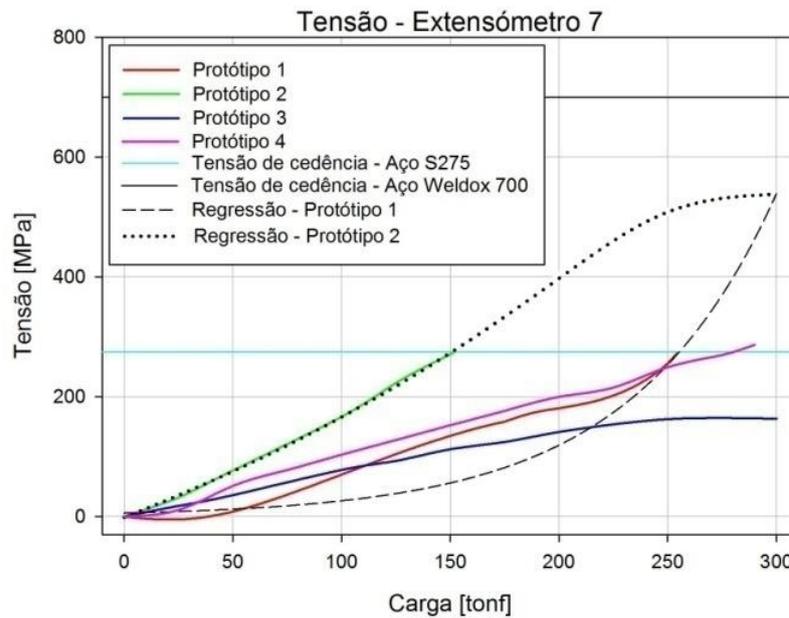


Figura 5. 15 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 7.

Para descrever a variação da tensão do protótipo 1 foi utilizado um modelo exponencial modificado de 2 parâmetros. A função resultante é descrita pela equação 5.9:

$$\sigma = 7,6457 \times 1,0167^P \quad (5.9)$$

Para determinar a carga de cedência no protótipo 2, foi utilizado um modelo Sigmoidal de 5 parâmetros. A função calculada é descrita pela equação 5.10:

$$\sigma = -420,868 + \frac{960.8324}{\left(1 + e^{-\frac{P-246,9403}{16,7218}}\right)^{0.0561}} \quad (5.10)$$

Recorrendo às funções, calcularam-se as cargas de cedência dos protótipos 1 e 2. Os seus valores são respetivamente 216.3 [tonf] e 150.8 [tonf].

As tensões calculadas partindo das deformações monitorizadas pelo extensômetro 8, estão representadas na figura 5.16.

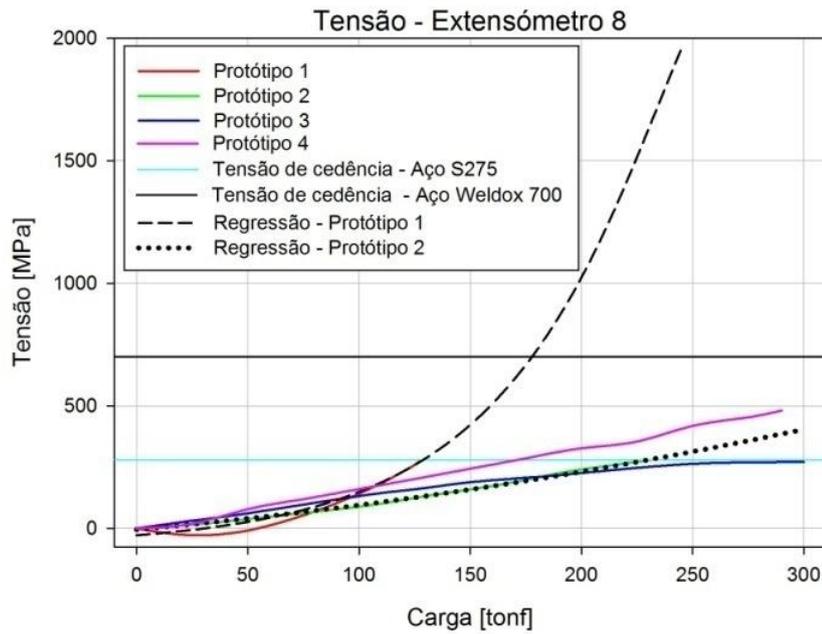


Figura 5. 16 Tensões calculadas com base nos dados do extensômetro 8.

O modelo utilizado para determinar a carga de cedência do protótipo 1, foi o Sigmoide de 5 parâmetros. A função gerada é descrita pela equação 5.11:

$$\sigma = -71,8465 + \frac{2756,8834}{\left(1 + e^{\frac{P-256,5671}{17,7612}}\right)^{0,2863}} \quad (5.11)$$

No caso do protótipo 2, foi utilizado o modelo Polinomial quadrático. A função resultante é descrita pela equação 5.12:

$$\sigma = -4,5307 + 0,8145 \times P + 0,0018 \times P^2 \quad (5.12)$$

Deste modo, determinou-se que as cargas de cedência dos protótipos 1 e 2 são respectivamente 128 [tonf] e 228.1 [tonf].

5.2 Ensaio de tração

Nesta secção são apresentadas os resultados dos ensaios de tração realizados aos aços S275, S355, Weldom 700 e Imex 700, considerados para a fabricação do grande reforço utilizado nos transformadores de alta potência do tipo Shell, fabricado pela empresa Efacec Energia S.A. São também validados os ensaios e é justificada a decisão de eliminação de determinados provetes.

É conveniente lembrar, conforme referido nos fundamentos teóricos, que as curvas de passagem das curvas tensão-deformação nominais para as curvas tensão-deformação verdadeiras são utilizadas geralmente até à estrição. Esta é a justificação para as curvas tensão-deformação verdadeira apresentadas serem traçadas apenas até esse ponto.

Adicionalmente, convém referir que os valores de deformação foram determinados com um extensómetro mecânico. Deste modo, é fácil entender que este deve ser retirado antes de ocorrer a fratura no provete. Este facto justifica a variação considerável no valor de deformação para o qual os gráficos de tensão-deformação nominal terminam, sendo que isto não é grave na caracterização dos materiais por três motivos: o dimensionamento mecânico é fundamentalmente feito à cedência, a informação introduzida em simulações não-lineares é executada através da curva tensão-deformação verdadeira e o valor da extensão após rotura é executada manualmente.

Os dados gerados pelo ensaio dos materiais referidos, além de terem sido utilizados para o trabalho desenvolvido na dissertação da referência [7], foram também usados na elaboração do artigo *Elasto-Plastic Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type Power Transformer During a Short-Circuit* [35] (anexo C).

5.2.1 Validação dos ensaios realizados

Na tabela 5.1, pode ser observada a validação dos ensaios aos provetes de cada material. Pode também ser observado o número de identificação dos provetes viáveis e rejeitados e o motivo, em caso de falha.

Tabela 5. 1 Resumo de ensaios validados.

Material	Direção	QTD	Viáveis	Identificação dos provetes		Motivo Falha
				Viáveis	Rejeitados	
S275	Paralela	5	3	19;23;33	14;32	(1)
	Perpendicular	5	3	1;4;11	9;10	(1); (2)
S355	Paralela	5	3	3;12;13	2;37	(1); (3)
	Perpendicular	5	5	5;6;7;8;20	-	-
Weldox 700	Paralela	5	5	15;22;24;25;26	-	-
	Perpendicular	5	5	16;21;27;28;29	-	-
Imex 700	Paralela	5	4	17;34;35;36	40	(2)
	Perpendicular	5	3	18;30;31	38;39	(2); (4)

Em que:

- (1) - Dados de leitura instáveis;
- (2) - Fratura fora das marcações;
- (3) – Defeito de fresagem, introdução de uma concentração de tensões;
- (4) – Inutilização do provete por compressão.

5.2.2 Resultados dos ensaios – Curvas tensão deformação e propriedades mecânicas dos provetes

No seguimento desta secção, são apresentadas as curvas de tensão-deformação e as propriedades mecânicas individuais de cada provete testado e validado. Estes resultados foram obtidos com base nos critérios estabelecidos nos fundamentos teóricos definidos no capítulo 3.

Os resultados encontram-se divididos por cada tipo de material e direção em relação ao sentido de laminagem testados.

5.2.2.1 Aço S275 – Direção paralela

As curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras em conjunto com as propriedades mecânicas obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 19, 23 e 33 do material S275 na direção paralela são apresentadas nas figuras 5.17 e 5.18, e na

tabela 5.2. Os dados relativos aos restantes provetes do aço S275 na direção paralela, concretamente os provetes 14 e 32 foram eliminados devido a dados instáveis durante os ensaios.

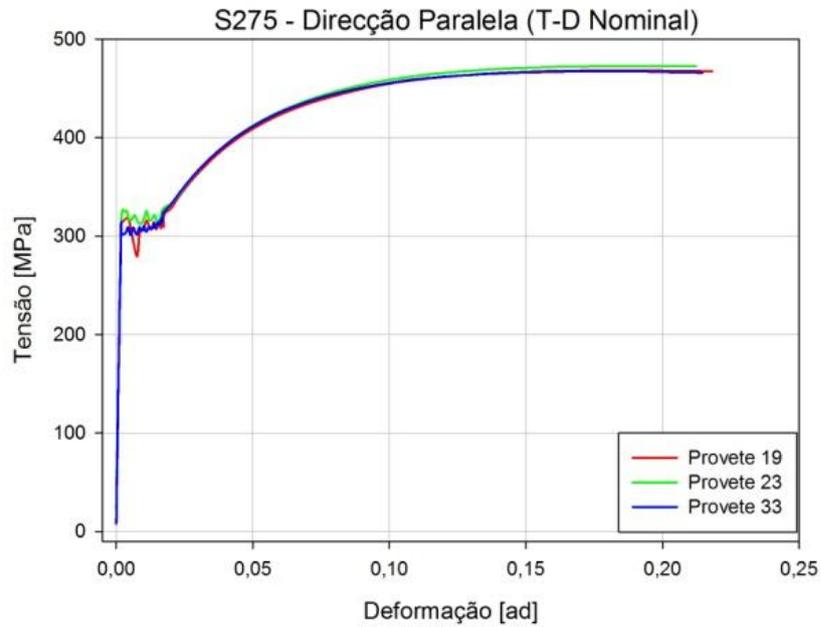


Figura 5. 17 Curvas tensão-deformação nominal do aço S275 na direção paralela.

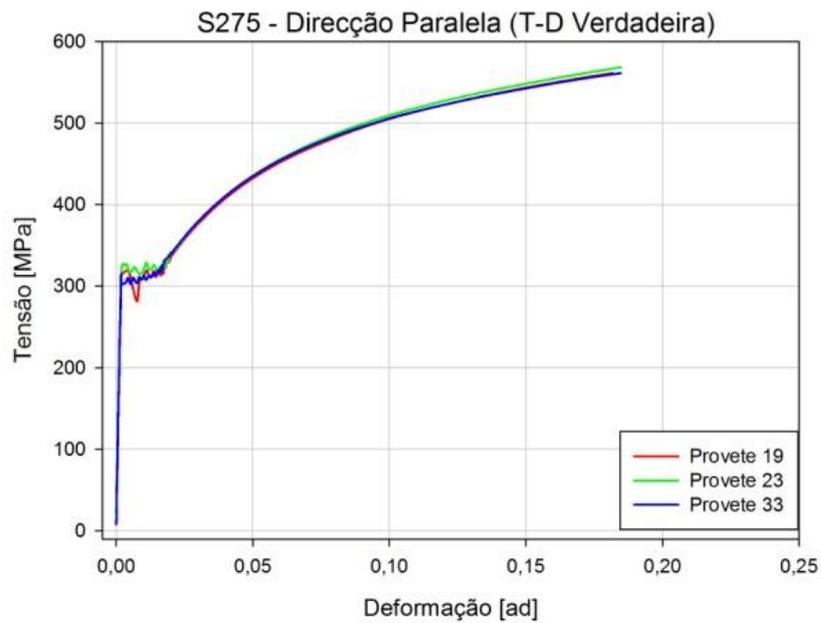


Figura 5. 18 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S275 na direção paralela.

Tabela 5. 2 Propriedades mecânicas do aço S275 na direção paralela.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
19	173.6	312.2	279.3	471.1	34.6	0.27
23	157.3	325.0	319.4	475.9	34.2	0.26
33	167.6	312.0	301.4	470.6	34.0	-

5.2.2.2 Aço S275 – Direção perpendicular

As curvas tensão-deformação nominais e as propriedades mecânicas obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 1, 4 e 11 do material S275 na direção perpendicular são apresentadas nas figuras 5.19 e 5.20, e na tabela 5.3. Os dados relativos aos restantes provetes do aço S275 na direção perpendicular, concretamente os provetes 9 e 10 foram eliminados devido a terem fraturado fora das marcações e por dados instáveis.

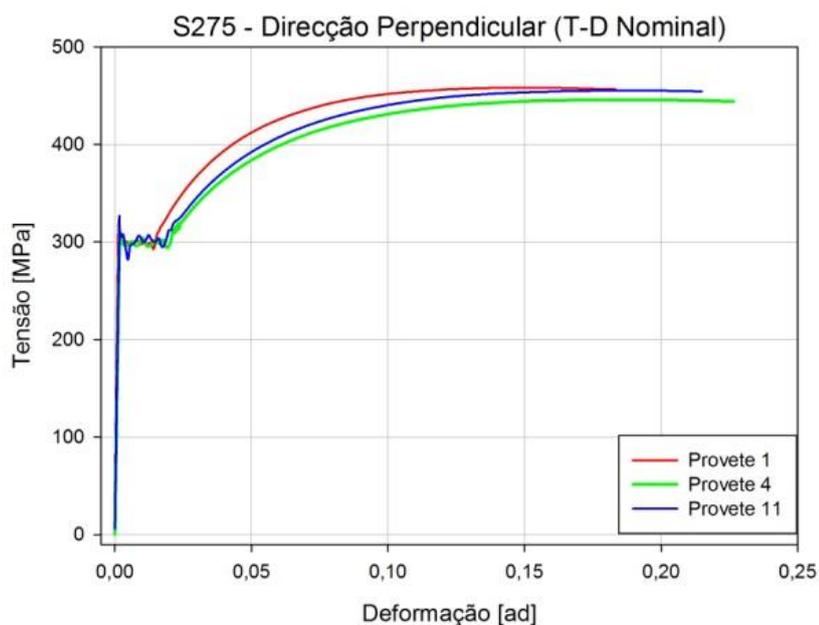


Figura 5. 19 Curvas tensão-deformação nominal do aço S275 na direção perpendicular.

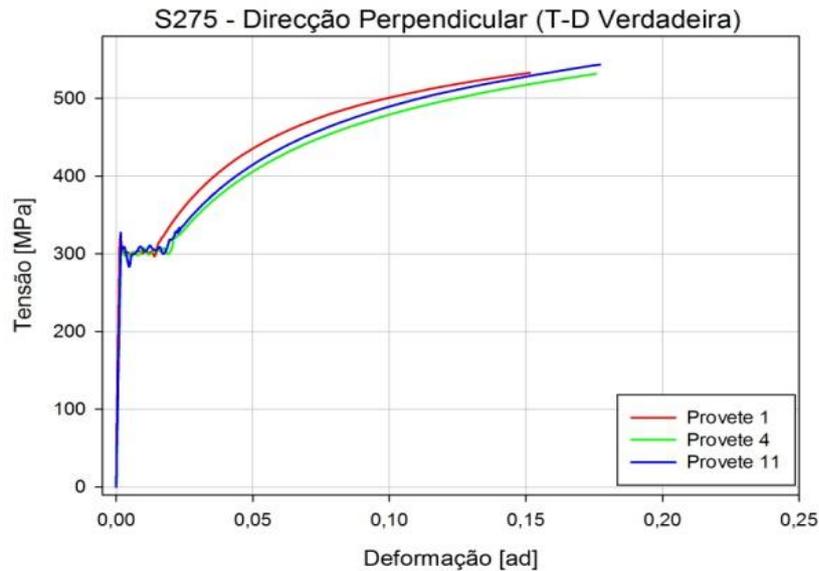


Figura 5. 20 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S275 na direção perpendicular.

Tabela 5. 3 Propriedades mecânicas do aço S275 na direção perpendicular.

Provede	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
1	201.4	322.3	298.6	460.1	34.1	-
4	180.1	312.5	303.5	448.4	35.2	-
11	183.0	323.6	282.1	458.0	34.9	-

5.2.2.3 Aço S355 – Direção paralela

As curvas tensão-deformação nominais obtidas pelos ensaios validados realizados aos provedes 3, 12 e 13 do material S355 na direção paralela são apresentadas nas figuras 5.21 e 5.22, e na tabela 5.4. Os dados relativos aos restantes provedes do aço S355 na direção paralela, respetivamente os provedes 2 e 37 foram eliminados devido a um defeito introduzido na maquinagem e por dados instáveis.

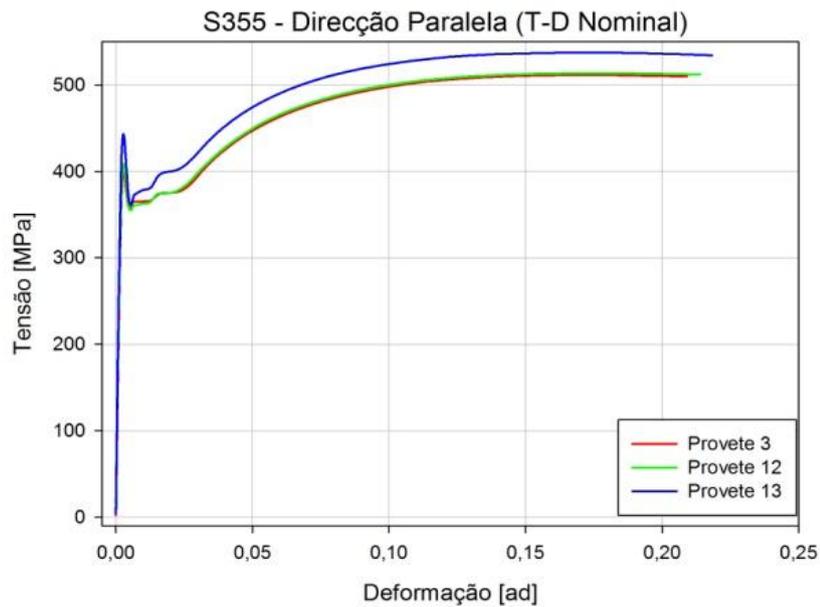


Figura 5. 21 Curvas tensão-deformação nominal do aço S355 na direção paralela.

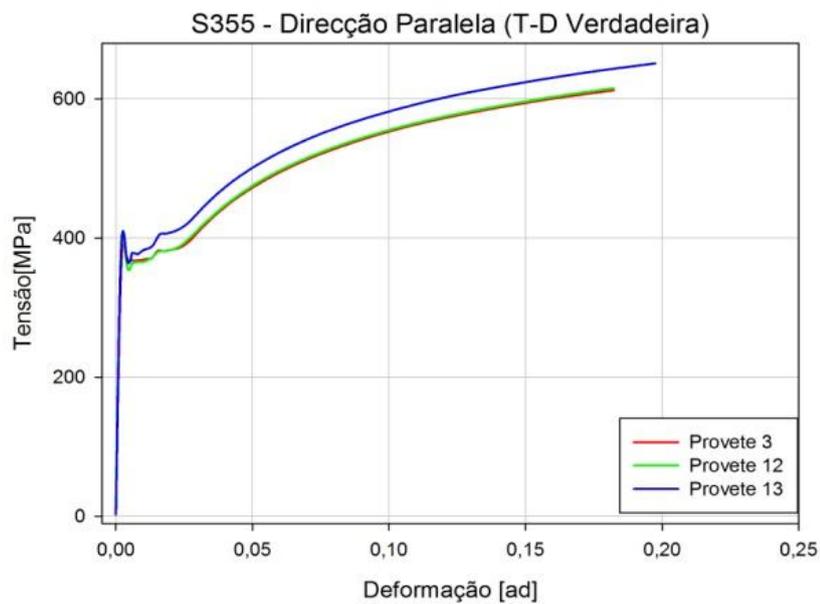


Figura 5. 22 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S355 na direção paralela.

Tabela 5. 4 Propriedades mecânicas do aço S355 na direção paralela.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
3	186.4	389.0	374.4	514.4	31.4	-
12	189.2	380.6	367.7	517	33.6	-
13	194.6	389.4	388.6	540.2	34.1	-

5.2.2.4 Aço S355 – Direção perpendicular

As curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras, em conjunto com as propriedades mecânicas obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 5, 6, 7, 8 e 20 do material S355 na direção perpendicular são apresentadas nas figuras 5.23 e 5.24, e na tabela 5.5.

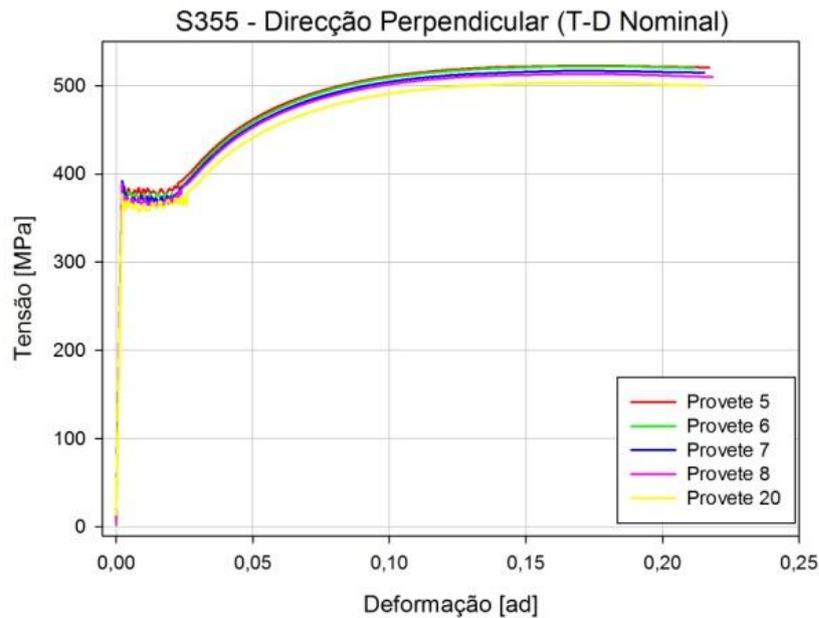


Figura 5. 23 Curvas tensão-deformação nominal do aço S355 na direção perpendicular.

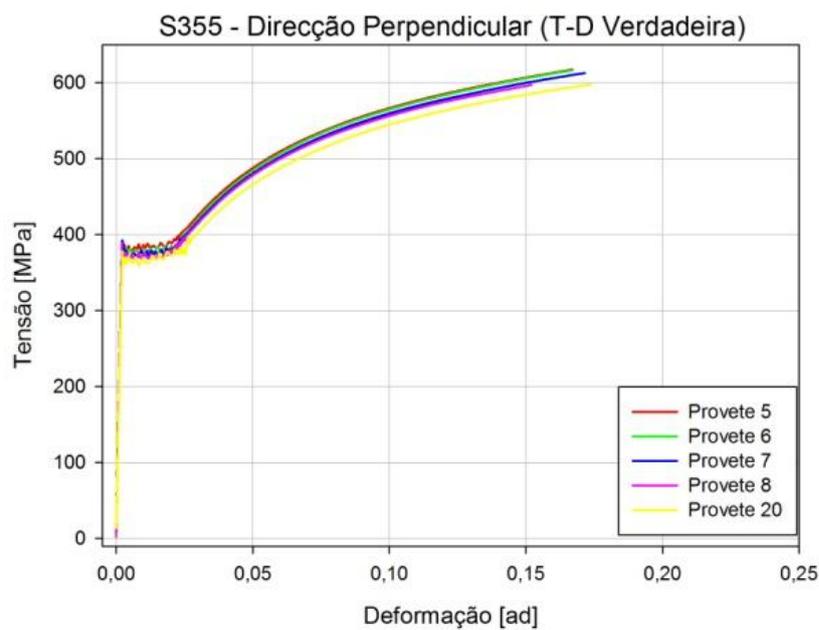


Figura 5. 24 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço S355 na direção perpendicular.

Tabela 5. 5 Propriedades mecânicas do aço S355 na direção perpendicular.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
5	175.5	383.5	377.9	525.9	31.7	-
6	180.0	387.1	375.6	524.8	34.2	0.26
7	176.5	389.2	380.0	519.8	29.9	-
8	179.2	383.8	366.7	515.9	28.9	-
20	162.8	371.2	364.1	507.3	29.6	0.28

5.2.2.5 Aço Weldox 700 – Direção paralela

As curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras, em conjunto com as propriedades mecânicas obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 15, 22, 24, 25 e 26 do material Weldox 700 na direção perpendicular são apresentadas nas figuras 5.25 e 5.26, e na tabela 5.6.

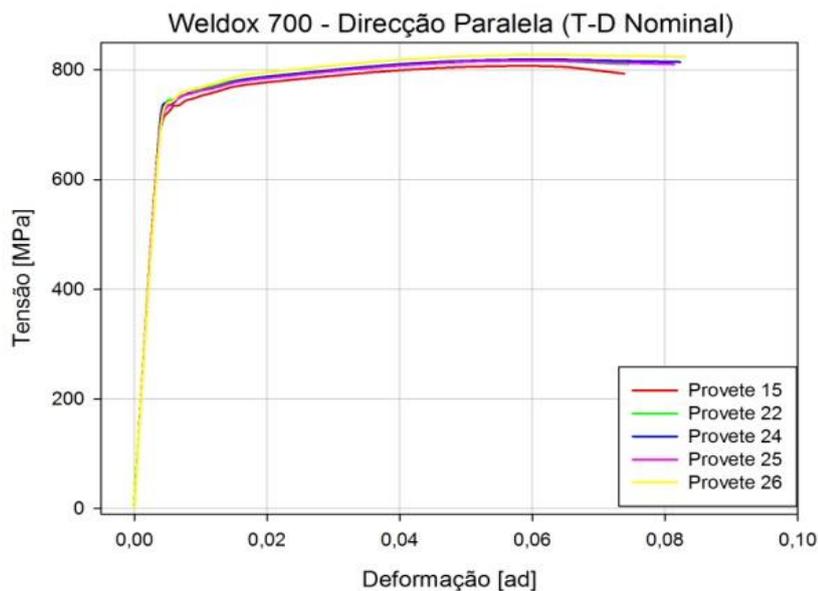


Figura 5. 25 Curvas tensão-deformação nominal do aço Weldox 700 na direção paralela.

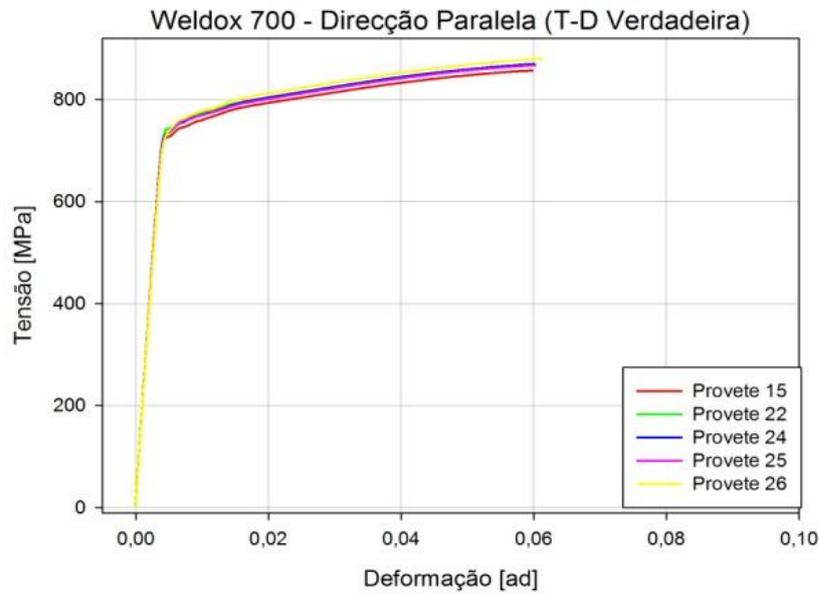


Figura 5. 26 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Weldox 700 na direção paralela.

Tabela 5. 6 Propriedades mecânicas do aço Weldox 700 na direção perpendicular.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
15	183.7	734.5	811.7	-	0.24
22	182.4	745.5	821.6	18.7	0.23
24	183.3	737.5	823.7	17.6	0.23
25	182.0	731.9	821.4	14.8	0.26
26	177.3	739.3	831.8	17.5	0.27

5.2.2.6 Aço Weldox 700 – Direção perpendicular

As curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras, em conjunto com as propriedades mecânicas obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 16, 21, 27, 28 e 29 do material Weldox 700 na direção perpendicular são apresentadas nas figuras 5.27 e 5.28, e na tabela 5.7.

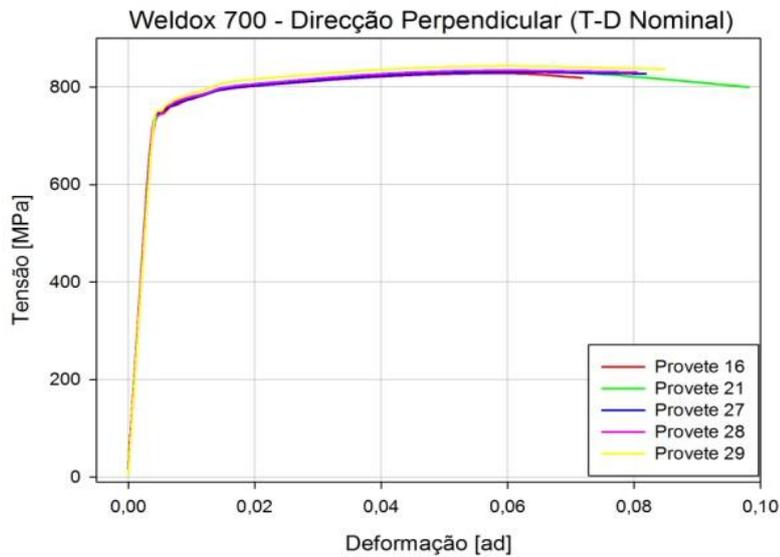


Figura 5. 27 Curvas tensão-deformação nominal do aço Weldox 700 na direção perpendicular.

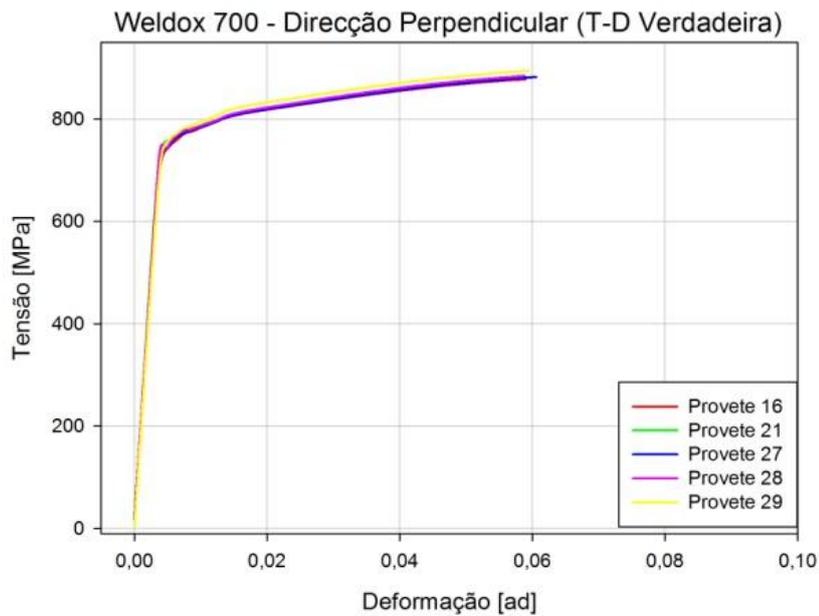


Figura 5. 28 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Weldox 700 na direção perpendicular.

Tabela 5. 7 Propriedades mecânicas do aço Weldox 700 na direção perpendicular.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Ext. Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
16	183.8	752.5	832.0	-	0.30
21	194.9	758.5	834.7	-	0.28
27	182.1	757.4	834.5	17.3	0.27
28	191.0	759.0	838.1	17.8	0.28
29	186.0	764.1	846.4	18.5	0.25

5.2.2.7 Aço Imex 700 – Direção Paralela

As curvas tensão-deformação nominais obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 17, 34, 35 e 36 do material Imex 700 na direção paralela são apresentadas nas figuras 5.29 e 5.30, e na tabela 5.8. Os dados relativos ao provete 40 do aço Imex 700 na direção paralela foram eliminados devido a este ter fraturado fora das marcações.

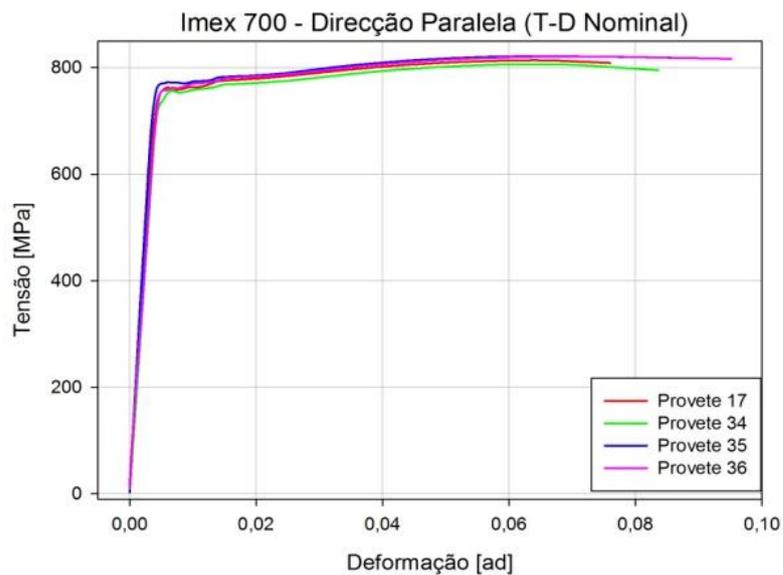


Figura 5. 29 Curvas tensão-deformação nominal do aço Imex 700 na direção paralela.

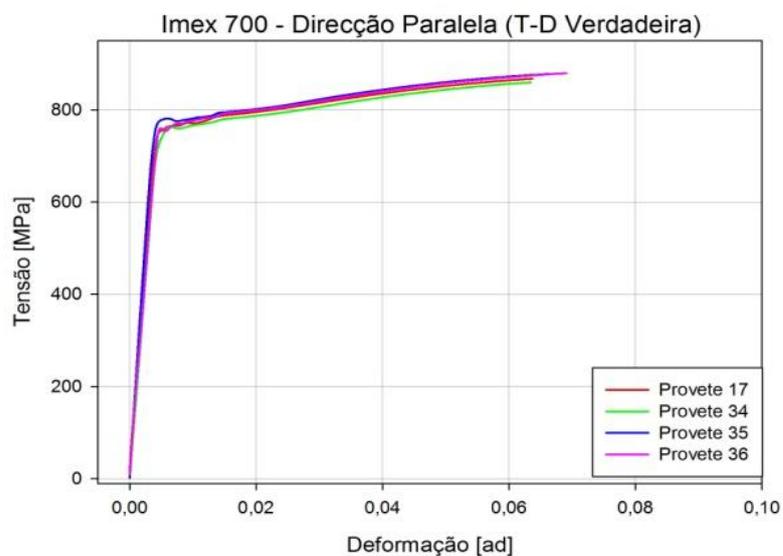


Figura 5. 30 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Wieldox 700 na direção paralela.

Tabela 5. 8 Propriedades mecânicas dos provetes do aço Imex 700 na direção paralela.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
17	171.7	759.0	819.5	-	0.25
34	167.7	750.4	810.1	-	0.23
35	195.5	770.6	825.5	18.8	0.28
36	166.2	757.8	824.5	18.7	0.24

5.2.2.8 Aço Imex 700 – Direção Perpendicular

As curvas tensão-deformação nominais e verdadeiras, em conjunto com as propriedades mecânicas obtidas pelos ensaios validados realizados aos provetes 18, 30 e 31 do material Imex 700 na direção perpendicular são apresentadas nas figuras 5.31 e 5.32, e na tabela 5.9. Os dados relativos aos restantes provetes do aço Imex na direção perpendicular, concretamente os provetes 38 e 39, foram eliminados devido a terem fraturado fora das marcações e encruamento por compressão accidental.

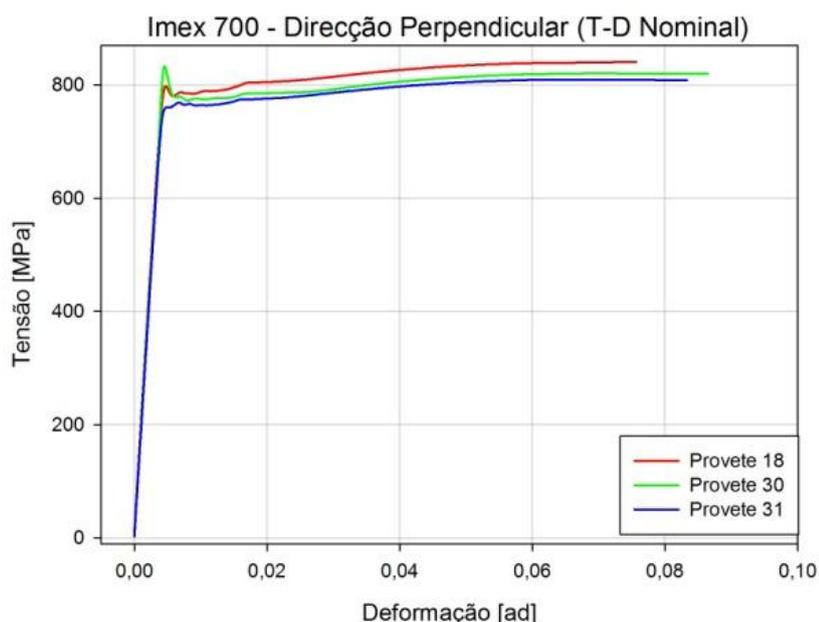


Figura 5. 31 Curvas tensão-deformação nominal do aço Imex 700 na direção perpendicular.

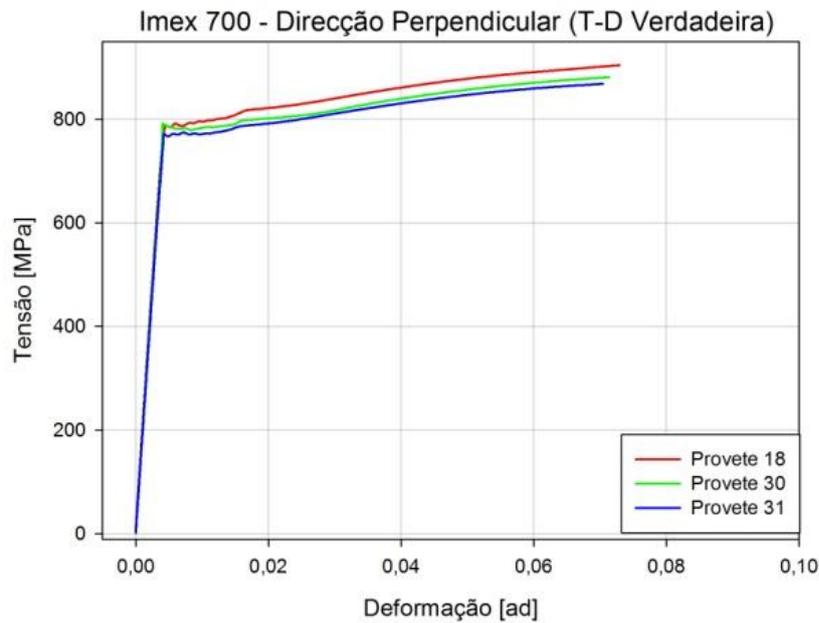


Figura 5. 32 Curvas tensão-deformação verdadeira do aço Imex 700 na direção perpendicular.

Tabela 5. 9 Propriedades mecânicas dos provetes do aço Imex 700 na direção perpendicular.

Provete	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
18	186.1	795.4	787.0	843.6	16.9	-
30	189.1	782.7	774.2	824.6	16.6	0.26
31	183.7	768.6	754.2	814.9	17.8	-

5.2.3 Curvas tensão-deformação e propriedades gerais dos materiais

Na presente secção, são apresentadas na figura 5.33 e na tabela 5.10, as curvas de tensão-deformação e as propriedades mecânicas gerais dos ensaios validados. Estes resultados foram obtidos com base nos critérios estabelecidos nos fundamentos teóricos definidos no capítulo 3. As curvas tensão-deformação individuais de cada um dos materiais testados estão representadas no Anexo E.

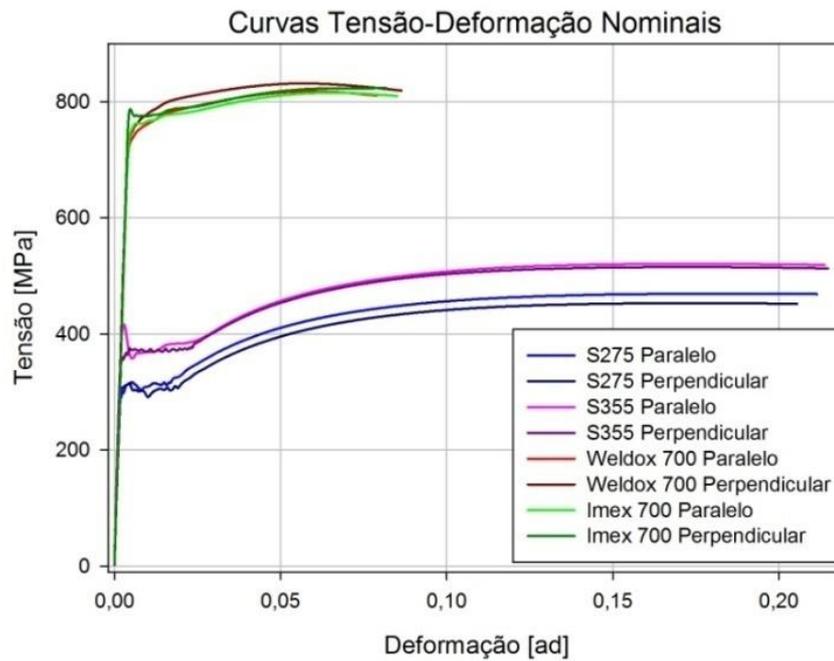


Figura 5. 33 Curvas tensão-deformação dos materiais testados.

Tabela 5. 10 Propriedades e limites gerais dos materiais testados.

Material	Direção	Módulo de Young [GPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão Após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson
S275	Paralela	166.2	312.0	279.3	470.6	34.3	0.27
	Perpendicular	188.2	312.5	282.1	448.4	34.7	-
S355	Paralela	190.1	380.6	367.6	514.4	33.0	-
	Perpendicular	174.8	371.2	364.1	507.3	30.9	0.27
Weldom 700	Paralela	181.7	731.9		811.7	17.2	0.25
	Perpendicular	187.6	752.5		832.0	17.9	0.28
Imex 700	Paralela	175.3	750.4		810.1	18.8	0.25
	Perpendicular	186.3	768.6	754.2	814.9	17.1	0.26

4.3. Comportamento dinâmico

Executado o ensaio experimental, ao protótipo 4 fabricado com o aço Weldox 700, para determinar o comportamento dinâmico do grande reforço, foi obtido pela função de resposta em frequência gerada no ensaio e representado na figura 5.41.

Este descreve a amplitude monitorizada pelo acelerómetro no grande reforço, para uma dada frequência.

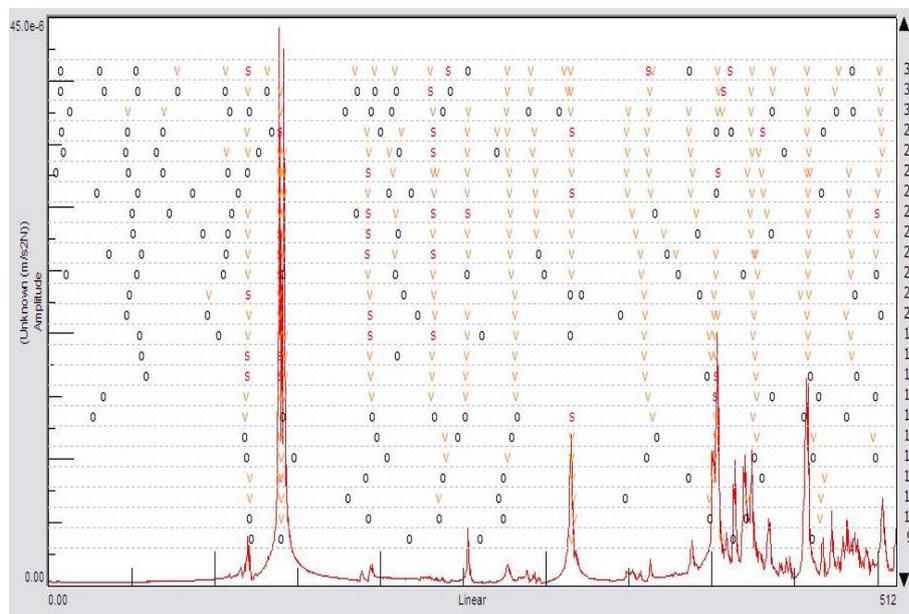
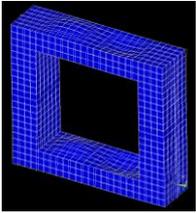
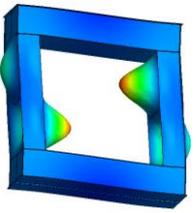
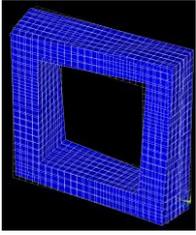
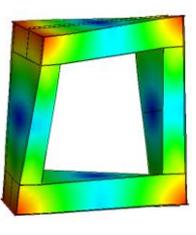
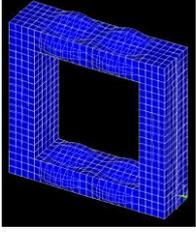
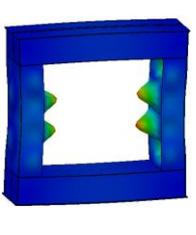
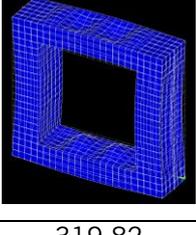
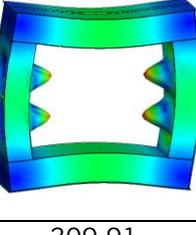
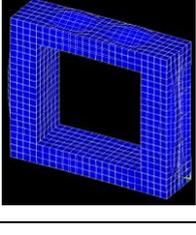
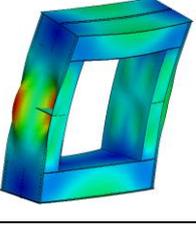


Figura 5. 34 Função de resposta em frequência.

Interpretando os picos de ressonância presentes e executadas as simulação numéricas da análise modal do grande reforço é possível obter os seus modos de vibração e as suas frequências globais. Em seguida, apresentam-se os modos de ressonância globais do grande reforço obtidas pelas análises modais numéricas e da análise modal experimental.

Assim, são apresentados os valores da frequência que ocorrem e o seu comportamento dinâmico na tabela 5.11.

Tabela 5. 11 Modos de vibração natural do grande reforço.

Modo de ressonância	Frequência [Hz]		
	ANSYS	SolidWorks	Experimental
1	118.75 	119.41 	120.61
2	138.4 	137.75 	139.81
3	247.07 	246.03 	253.14
4	258.1 	272.24 	276.83
5	319.82 	309.91 	315.35

Pode observar-se que os dados recolhidos são ligeiramente diferente dos obtidos numericamente, e mesmo os ensaios numéricos apresentam valores diferentes conforme

o software utilizado. Assim, foi elaborada a tabela 5.12, que apresenta o erro inserido pelo uso do software em função do modo de vibração.

Tabela 5. 12 Erros introduzidos pelo software.

Modo de Vibração	ANSYS		SolidWorks	
	Erro [Hz]	Erro [%]	Erro [Hz]	Erro [%]
1	1.86	1.54	1.2	0.99
2	1.41	1.01	2.06	1.47
3	6.07	2.39	7.11	2.81
4	18.73	6.77	4.59	1.66
5	4.47	1.42	5.44	1.73

6 Discussão dos resultados

Realizados os ensaios e compilada a informação que deles resultou, estão reunidas condições para efetuar a sua interpretação.

Neste capítulo pode encontrar-se a análise dos resultados obtidos nos ensaios de alteração de geometria e material do grande reforço, realizados anteriormente pela empresa Efacec Energia S.A., cujos resultados estão demonstrados no capítulo 5.

Pode também encontrar-se a comparação do comportamento à solicitação e das propriedades mecânicas dos aços S275, S355, Weldom 700 e Imex 700, cujos ensaios estão caracterizados anteriormente.

Por fim, é feita uma comparação ao comportamento dinâmico obtida por simulações numéricas e experimentalmente. Os resultados são também comparados com as frequências de funcionamento e em curto-circuito e é concluído se o funcionamento do grande reforço está comprometido pelo seu comportamento dinâmico.

6.1 Comparação de geometrias e materiais

A comparação da performance de cada um dos protótipos testados será executada analisando a informação recolhida por cada extensómetro, ou seja, a deformação monitorizada e conseqüentemente as tensões presentes. No final, será utilizado o método descrito no capítulo 3, para determinar qual o protótipo com a melhor performance.

De acordo com as deformações monitorizadas pelo extensómetro 1, representada na figura 5.1, é visível que o protótipo 1 tem uma performance estrutural muito inferior aos demais. Os seus valores de deformação por tração crescem de forma quase exponencial para cargas superiores a 200 [tonf]. Nos restantes protótipos, as deformações monitorizadas são relativamente baixas.

Observando o gráfico da figura 5.9, que representa a evolução do estado tensional do ponto monitorizado pelo extensómetro 1, pode também inferir-se que neste ponto só o protótipo 1 apresenta deformação permanente. Isto acontece para valores de carga superiores a 249.1 [tonf].

Interpretando a informação monitorizada pelo extensómetro 2, compilada na figura 5.2, pode observar-se que a deformação induzida pelas cargas é relativamente baixa em todos os protótipos testados. No entanto, ainda assim, é claro que o protótipo 1 é o que

apresenta uma pior performance estrutural. Adicionalmente, é conveniente referir que nenhum dos protótipos apresentou deformação permanente no eixo monitorizado por este extensómetro, conforme demonstrado na figura 5.10.

Na realidade, dada a localização dos extensómetros 1 e 2 (figura 6.1), pode verificar-se que os dados obtidos são coerentes. Dada a sua proximidade com o ponto de encontro com a perna do grande reforço, neste ponto pode considerar-se que a viga é quase encastrada. Isto faz com que o extensómetro 1 monitorize esforços da tração. No entanto, visto não haver aparentemente esforços de torção, não se verificam grandes deformações no eixo dos YY monitorizado pelo extensómetro 2.

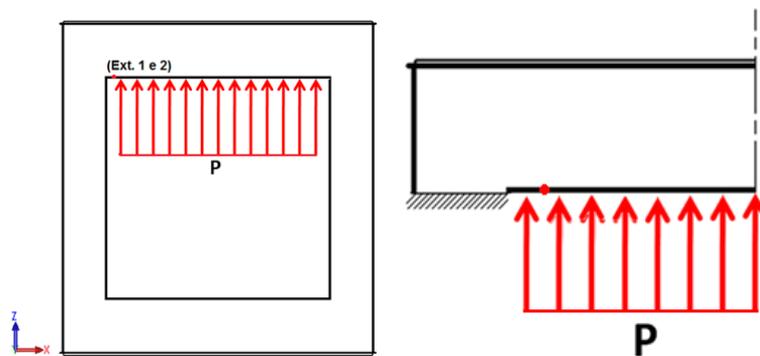


Figura 6. 1 Extensómetro 1 e 2.

Conforme os dados apresentados na figura 5.3, as deformações de compressão monitorizadas no extensómetro 3 foram muito superiores no protótipo 1. Já os valores de deformação monitorizados nos restantes protótipos foram relativamente baixos, sendo que no protótipo 4 são praticamente nulos.

Consequentemente, ao nível das tensões calculadas (figura 5.11), o protótipo 1 é o único que entra no domínio plástico para cargas superiores a 203.5 [tonf].

Dado que a posição onde o extensómetro 3 (figura 6.2) se encontra, e tendo em conta os reforços e ligações soldadas na sua proximidade, não seriam de esperar que este monitoriza-se deformações elevadas. No entanto isto não se verifica para o protótipo 1, onde o momento gerado pela força aplicada (figura 5.3), executa deformações de compressão significativas.

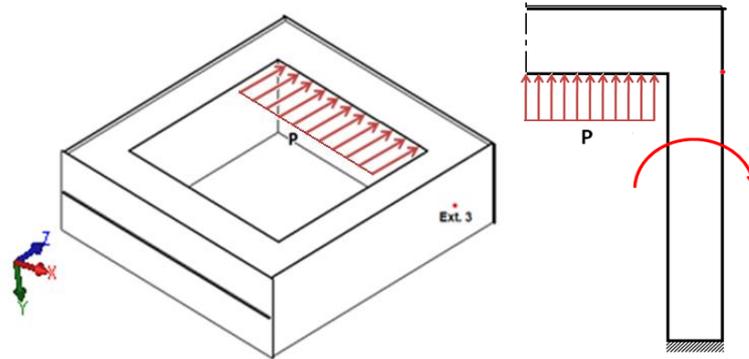


Figura 6. 2 Extensómetro 3.

Observando a figura 5.4, é possível observar que as deformações monitorizadas pelo extensómetro 4 são mais elevadas nos protótipos 1 e 2. Essas deformações são maiores no protótipo 2 até à carga de 250 [tonf], sendo depois superadas pelas do protótipo 1. Quanto aos protótipos 3 e 4, as suas deformações são bastante similares.

É no entanto claro, ao nível das tensões calculadas (figura 5.12), que neste caso a performance do protótipo 2 é bastante inferior pela sua entrada no domínio plástico para cargas superiores a 180.9 [tonf]. Já o protótipo 1 também apresenta deformações permanentes, no entanto isto se verifica para cargas superiores a 222.8 [tonf].

Interpretando a localização do extensómetro 4, pode observar-se que neste ponto a viga se comporta aproximadamente como uma viga encastrada (figura 6.3), embora como se irá observar posteriormente isso não é completamente verdade. No entanto, pode deduzir-se que as deformações terão de ser de compressão, sendo isto provado pelos dados recolhidos.

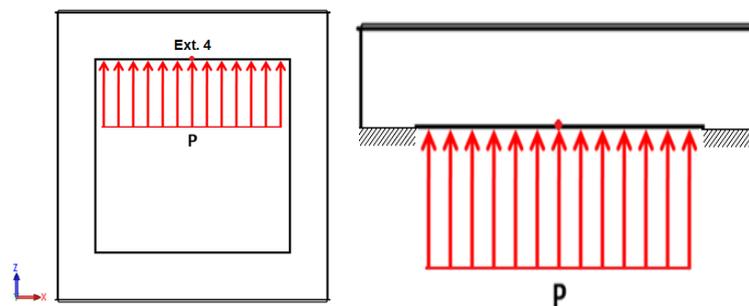


Figura 6. 3 Extensómetro 4.

Pelos dados recolhidos pelo extensómetro 5, é possível verificar (figura 5.5) uma progressão das deformações muito semelhante nos protótipos 1, 2 e 3, até à carga de 250 [tonf]. Após este valor, enquanto a deformação continua a progredir nos protótipos 1

e 2, no protótipo 3 tende a estabilizar. É contudo um facto, que as deformações no protótipo 4 as deformações são mais baixas que nos restantes protótipos.

Quanto às tensões calculadas (figura 5.13), pode concluir-se que à exceção do protótipo 4, todos os protótipos apresentaram deformação permanente. É importante referir que neste ponto, o protótipo 3 entra no domínio plástico para valores de carga superiores a 217.5 [tonf]. Este valor é ligeiramente inferior à dos protótipos 1 e 2, que apresentam deformação permanente em cargas superiores a 226.5 [tonf].

Ao analisar a informação recolhida pelo extensómetro 6 (figura 5.6), pode observar-se que as deformações são significativamente mais elevadas no protótipo 1. Adicionalmente pode verificar-se que os valores de deformação do protótipo 2 são semelhantes aos do protótipo 4 até à carga de 250 [tonf], altura em que aumentam bastante. É, no entanto, interessante observar que o protótipo 3, contrariamente a todos os outros revela uma deformação à compressão.

Devido à sua elevada deformação, os protótipos 1 e 2, apresentam ainda deformações permanentes, respetivamente para valores de carga superiores a 218.5 [tonf] e 268.5 [tonf].

Teoricamente, os extensómetros 5 e 6 estão localizados no eixo neutro da viga e no ponto onde ocorrerá a flecha máxima. Assim, é bastante importante analisar este ponto com mais pormenor.

Numa primeira fase, é interessante observar que ao existirem valores significativos de deformação à tração no extensómetro 5 implica que a posição deste extensómetro não seja o eixo neutro. Por outro lado, ao visualizar a geometria do grande reforço, pode facilmente ver-se que as suas vigas não são propriamente encastradas nem simplesmente apoiadas (figura 6.4), sendo um híbrido entre estes modelos.

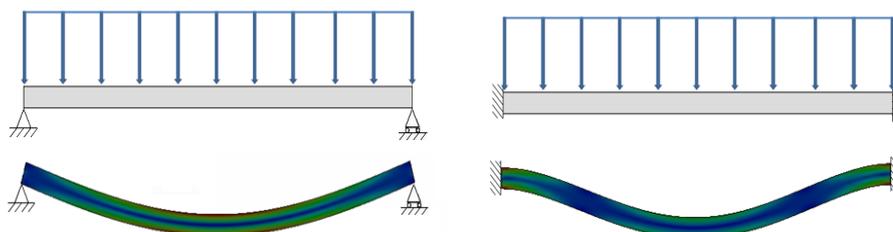


Figura 6. 4 Viga bidimensional simplesmente apoiada e biencastada.

Este facto faz com que seja difícil obter modelos teóricos que descrevam com precisão o comportamento do grande reforço, sendo que só isto já justifica a importância da realização de ensaios experimentais.

Por todos estes motivos, as cargas aplicadas (figura 6.5) fazem com que as deformações monitorizadas pelos extensómetros 5 e 6 sejam bastante significativas. Adicionalmente, pela presença de deformação por compressão no protótipo 3, pode concluir-se que neste protótipo a linha neutra encontra-se acima da posição dos extensómetros.

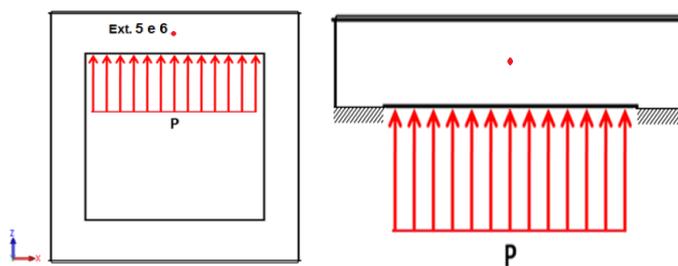


Figura 6. 5 Extensómetro 5 e 6.

Analisando a deformação monitorizada pelo extensómetro 7 (figura 5.7), pode ver-se que a performance do protótipo 2 é consideravelmente inferior à dos restantes protótipos. É também fácil verificar que neste ponto de medição, o protótipo 3 revela a melhor performance.

Ao nível das tensões calculadas (figura 5.15), é factual a performance inferior do protótipo 2, sendo que este entra no domínio plástico para cargas superiores a 150.8 [tonf]. Este valor é bastante inferior ao de entrada nesse domínio para o protótipo 1, já que este o efetua para cargas superiores a 216.3 [tonf].

Nesta posição (figura 6.6), as deformações deveriam ser reduzidas devido ao grande momento de inércia do reforço principal. No entanto experimentalmente isso não se verifica. Adicionalmente podemos observar que o protótipo com maior deformação é o protótipo 2, sendo que este difere do protótipo 1 na espessura de chapa e na altura do reforço principal. Isto significa que apenas o aumento do reforço principal não é suficiente para otimizar o grande reforço. É necessária a interação de todas as peças que o compõem.

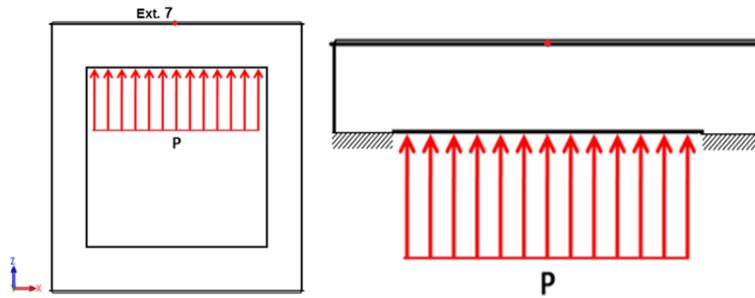


Figura 6. 6 Extensómetro 7.

Pelas deformações monitorizadas no extensómetro 8 (figura 5.8), é visível que a performance estrutural dos protótipos 2, 3 e 4, sendo bastante inferior no protótipo 1. É no entanto, importante verificar que ambos os protótipos 1 e 2 entram no domínio plástico (figura 5.16), respetivamente para as cargas superiores a 128 [tonf] e 228.1 [tonf]. Adicionalmente, pode referir-se que o protótipo 3 está no limiar de atingir também esse domínio.

Tal como na interpretação realizada para os dados do extensómetro 3, no caso do extensómetro 8 a perna do grande reforço vai estar sujeita a um momento fletor (figura 6.7). Isto faz com que ela se comporte aproximadamente com uma viga encastrada. Dado o sentido deste esforço, o extensómetro está sujeito a um esforço de tração. Isto é verificado experimentalmente, pelos dados recolhidos.

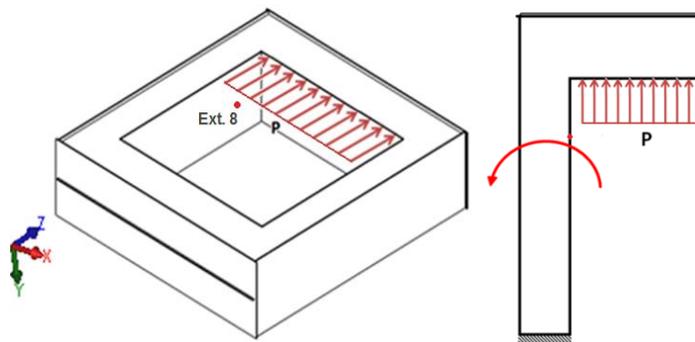


Figura 6. 7 Extensómetro 8.

Executada a comparação dos protótipos nas diversas posições monitorizadas, é possível utilizar os critérios definidos no capítulo 3 e decidir qual é o protótipo com melhor desempenho estrutural. A tabela 6.1 apresenta assim a aplicação desses critérios e a avaliação de cada um dos protótipos testados.

Tabela 6. 1 Comparação das estruturas testadas.

Protótipo	Parâmetro deformação; Parâmetro plasticidade (em cada extensômetro)								Parâmetro Massa	Σ
	1	2	3	4	5	6	7	8		
1	0;0	0;1	0;0	0;0	0;0	0;0	0;0	0;0	0	1
2	0;1	0;1	0;1	0;0	0;0	0;0	0;0	0;0	0.58	3.58
3	1;1	0;1	0;1	1;1	0;0	1;1	1;1	1;1	0.36	12.36
4	0;1	1;1	1;1	0;1	1;1	0;1	0;1	0;1	1.97	12.97

Comparando os resultados obtidos, pode observar-se que pelos critérios estabelecidos, o protótipo 4 é aquele que demonstra uma maior eficácia estrutural. No entanto é necessário ter em conta que a sua vantagem não é significativa em relação ao protótipo 3.

Pode inferir-se que a performance dos protótipos ainda está muito ligada à geometria do material, pois as diferenças ao nível das deformações monitorizadas nos protótipos 3 e 4 não são relevantes.

A real vantagem da adoção do aço dual-phase é realmente a significativa redução de massa e a elevação da tensão de cedência, que permitiu que o protótipo 4 nunca entrasse no domínio plástico.

6.2 Ensaio de tração

Realizados os ensaios de tração, foram obtidas as curvas de tensão-deformação dos materiais e as respetivas propriedades mecânicas. Toda esta informação pode ser observada com mais detalhe no capítulo 5.

A comparação será executada com base na figura 5.33, apresentada em seguida, onde podem ser observadas as curvas tensão-deformação dos materiais testados em cada uma das direções. As curvas de tensão-deformação verdadeiras não serão alvo de análise para comparação de materiais, dado que o objetivo principal da geração dessa informação é a execução posterior de simulações numéricas não-lineares.

Numa primeira fase os materiais serão analisados individualmente de modo a comparar a dependência das suas propriedades com o sentido de laminagem.

Assim, é visível que existe uma diferença visível entre a direção paralela e a perpendicular do aço S275, sendo que este último possui um valor de tensão inferior para iguais valores de deformação. Deste modo, o aço S275 é mais elástico no sentido paralelo, sendo isto corroborado pelo valor bastante mais baixo do seu módulo de elasticidade. Adicionalmente pode ser visualizado que a tensão de cedência é mais elevada no sentido paralelo, tendo mais tenacidade.

O comportamento à deformação do aço S355 nos dois sentidos é bastante semelhante, como pode ser observado na figura 5.33. No entanto há uma diferença na sua tensão de cedência, sendo esta ligeiramente mais elevada no sentido paralelo. O mesmo acontece com a tensão de rotura, já que o aço S355 na direção paralela cria a estrição para um valor de tensão ligeiramente mais elevado que no sentido perpendicular. O valor do módulo de elasticidade é também mais elevado no sentido paralelo, sendo o este bastante menos elástico que o perpendicular.

O aço Weldom 700 é mais resistente no sentido perpendicular, sendo os valores da sua tensão de cedência e de rotura mais elevados que no sentido perpendicular. Adicionalmente, também se verifica que na direção paralela, este material é ligeiramente mais rígido. Isto deve-se ao seu valor de módulo de elasticidade mais elevado que no sentido perpendicular.

É conveniente referir que, dos materiais dos materiais comparados até agora, apenas o aço Weldom 700 não possui um patamar de cedência, o que é característico de um aço Dual-phase [103].

No entanto, ao analisar o comportamento à deformação do aço Imex 700, pode verificar-se que para este material isto só se verifica na direção paralela. Enquanto a direção paralela tem uma cedência bastante definida, tal como os aços S275 e S355.

Teoricamente a causa da existência de aços dual-phase com uma cedência não continua já foi atribuída a elevados valores de fósforo [104]. Ao nível do processamento dos aços também existem provas que o temperamento destes aços em certas condições [24] pode originar uma cedência descontínua.

Contudo, nenhum destes argumentos é suficiente para justificar este comportamento na direção paralela do aço Imex 700, pois a sua composição é exatamente a mesma que na sua direção perpendicular e o seu tratamento térmico é efetuado de

forma uniforme. Assim, uma possibilidade para este comportamento é a laminagem executada para obter as chapas compostas por este material.

A acrescentar à cedência bem definida, a direção paralela do aço Imex 700 apresenta também uma maior elasticidade, tendo um valor de módulo de elasticidade mais baixo que o seu sentido perpendicular. Quanto ao valor da tensão de cedência de rotura, estes são ligeiramente mais baixos na direção paralela.

Juntando a informação discutida nos parágrafos anteriores, pode observar-se uma tendência para obter propriedades mecânicas mais desejáveis no sentido perpendicular. Em geral, sendo a exceção o aço S355, os valores das tensões de cedência e rotura são mais elevados nessa direção. O mesmo acontece com o valor do módulo de elasticidade, que na aplicação em questão é desejável ser o mais alto possível de modo a permitir poucas deformações.

Comparando agora os materiais entre si, as duas características mais evidentes, são o alto valor da tensão de cedência dos aços dual-phase (Weldox 700 e Imex 700) e a elevada extensão de rotura dos aços de construção (S275 e S355). Confirma-se a vantagem do uso dos aços dual-phase na construção do grande reforço. Estes aços, para geometrias iguais, podem suportar uma carga muito mais elevada sem entrar no domínio elástico.

Esta é realmente a vantagem principal destes aços, pois ao nível das outras características mecânicas, como o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson as diferenças entre os aços dual-phase e os aços comuns de construção testados não são muito diferentes.

Como foi referido, uma outra diferença entre estes aços é a sua deformação plástica. Neste caso, os aços de construção comuns permitem uma deformação bastante mais significativa até à rotura que os aços dual-phase. Este facto é no entanto pouco relevante, pois o dimensionamento da estrutura em questão é efetuado no domínio elástico ou elasto-plástico.

Assim, apesar de a deformação plástica dos aços dual-phase ser mais reduzida que a dos aços comuns de construção, estes têm ainda uma tenacidade suficiente para serem usados nesta aplicação.

6.3 Comportamento dinâmico do grande reforço

Obtidos os resultados da análise modal experimental e numérica, há um facto que se destaca: a existência de uma frequência natural próxima da gama de frequências de excitação. Recorde-se que a frequência de excitação deste componente é de 100 ou 120 [Hz], conforme a frequência da rede seja respetivamente 50 ou 60 [Hz], É, no entanto, necessário ter em conta que estes são valores nominais, pelo que haverá sempre pequenas variações.

A acrescentar a este facto, é necessário ter em conta que o grande reforço no decorrer das suas funções não vai estar em corpo livre. Isto altera as condições de rigidez e amortecimento. Fica no entanto, neste espaço, a advertência deste acontecimento e a referência para a necessidade de um estudo mais aprofundado desta questão.

Do ponto de vista de validação do software, foi calculado o erro absoluto (em valores de frequência) e o erro relativo (percentual). Esta decisão foi tomada porque, apesar de ser mais simples visualizar o erro percentualmente, estes valores podem ser enganadores dado que o valor dos modos se altera. Quer isto dizer que ao comparar a diferença de 2 [Hz] no primeiro modo, obteríamos um erro percentual maior que ao compara-lo com o segundo modo, apesar do valor absoluto do erro ser exatamente o mesmo.

Assim, foram elaboradas a figura 6.8, para auxiliar a interpretação dos erros absolutos obtidos.

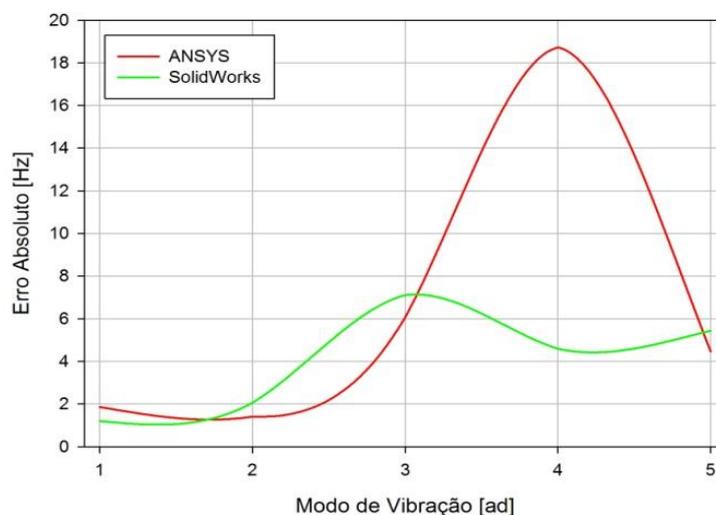


Figura 6. 8 Erro absoluto em cada software em relação aos resultados experimentais

Interpretando os dados representado no gráfico, é possível verificar que na maioria dos pontos, o software ANSYS tem um erro menor. Isto não se verifica para o primeiro e quarto modo, embora no primeiro a diferença seja irrisória. Já no quarto modo, a diferença não é negligenciável, mesmo considerando o erro percentual (6.77%). No entanto, numa imagem geral e descartando a diferença observada no modo referido, as soluções dos dois softwares são bastante próximas.

A diferença entre os dois softwares pode ser justificada pela adoção de uma modelação mais simplificada no software ANSYS.

É no entanto notório que tendo em conta os valores de erro absolutos ou os de erro percentual, os seus valores são pequenos. Deste modo podem validar-se as simulações numéricas e afirmar-se que o seu uso é credível para a aplicação em questão.

7 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

7.1 Conclusões

A otimização dos seus produtos é uma necessidade fulcral em empresas que desejam competir e sobreviver em mercado à escala global. A empresa Efacec Energia S.A., não é exceção. Deste modo, iniciou-se uma cooperação entre o seu Departamento de R&D e o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho. Essa colaboração teve o objetivo de desenvolver o grande reforço utilizados pela empresa referida nos seus transformadores de alta potência do tipo Shell.

A melhoria deste componente deve diminuir a sua massa, pela alteração da sua geometria e material de fabricação. Reduzem-se assim custos relacionados com a sua fabricação, elevação, transporte e promove-se um uso mais racional dos recursos naturais.

A dissertação que foi aqui apresentada parte desta necessidade e destas diretrizes apresentadas.

Foram analisados os ensaios mecânicos realizados a diversos protótipos do grande reforço com as suas geometrias e/ou materiais de fabricação alterados. Chegou-se à conclusão que a interação entre uma geometria com maior momento de inércia, fabricada com chapas de espessura inferior, e pelo uso de materiais como os aços dual-phase pode ser extremamente vantajoso. Isto deve-se às menores deformações e tensões observados e à diminuição de deformação permanente.

É necessário ter em atenção que a análise aqui realizada tem um carácter meramente técnico, do ponto de vista da engenharia mecânica. No entanto, é necessário ter em atenção que há inúmeras variáveis que não foram tidas em conta ao fazer a afirmação que há uma vantagem nessas alterações. Um exemplo dessas variáveis, é o reduzido número de produtores de aços dual-phase com as características pretendidas. Este facto pode pôr a empresa numa situação de dependência, sendo vulnerável ao poder de decisão desses produtores.

Fez parte dos objetivos deste trabalho a determinação das propriedades mecânicas dos aços comuns e dos possíveis para a fabricação do grande reforço. Foram assim realizados ensaios de tração para obter as curvas tensão-deformação e caracterizar estes materiais nas suas direções paralelas e perpendiculares. Os resultados demonstram mais uma vez que o uso dos aços dual-phase é viável e pode ser vantajoso, com as limitações

explicadas anteriormente. Geraram-se, também, dados fidedignos para a execução de simulações numéricas.

Quanto à caracterização do comportamento dinâmico desta estrutura, foram realizados análises modais experimentais e numéricas. Com a comparação executada, foi possível validar os ensaios numéricos. Deste modo, pode afirmar-se que a sua execução é fiável e elimina-se a necessidade de efetuar diversos ensaios modais experimentais dispendiosos e morosos. Finalmente, verificou-se que em corpo livre, o grande reforço possui frequências naturais dentro da gama de frequências de excitação proporcionada pelos enrolamentos do transformador.

Conclui-se, assim, que existe aqui uma potencial fonte de falha do transformador de alta potência do tipo Shell produzido pela empresa Efacec Energia S.A. No entanto, como referido anteriormente, o sistema em que este componente e as condições de amortecimento e rigidez não são iguais às em corpo livre. É então necessário analisar esta situação com mais profundidade. Fica, no entanto, aqui a referência e o alerta para essa situação.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

O facto de o grande reforço possuir, em corpo livre e admitindo as limitações que isso acarreta, frequência natural dentro da gama de frequência de excitação proporcionada pelos enrolamentos do transformador é potencialmente perigosa. Deste modo, sugere-se um estudo mais aprofundado desta questão. Dado que nesta dissertação se validou a coerência dos meios existentes para efetuar análises modais numericamente, uma solução possível é procurar condições de fronteira, rigidez e amortecimento que simulem o grande reforço numa situação em que este seja representado como na realidade. Este estudo pode conduzir à necessidade de alterar, uma vez mais, a geometria e os materiais utilizados nos protótipos ou mesmo invalidar a sua utilização.

Até a este ponto foram realizadas algumas análises e feitos ensaio, no entanto estes foram realizados isoladamente. Todos os fatores considerado, como o papel desempenhado pela geometria, material e comportamento dinâmico, forma realizados num ambiente que não é verdadeiramente aquele a que este componente está sujeito.

Adicionalmente, não foram tidos em conta por exemplo a influência da temperatura e do magnetismo presente um transformador de alta potência.

Deste modo, sugere-se que no futuro com a informação gerada neste trabalho, se desenvolvam simulações em softwares multifísicos que tenham a capacidade de simular as condições verdadeiras onde o grande reforço está inserido. Só este tipo de simulação dará uma resposta aceitável e a validação aceitável às alterações efetuadas no grande reforço.

8 Referências

- [1] C. Hernandez e M. Arjona, “An Intelligent Assistant for Designing Distribution Transformers” Expert systems with applications Vol. 34, Pp. 1931-1937, 2008.
- [2] C. Krause, “Short-Circuit Resistant Power Transformers – Prerequisites for Reliable Supply of Electrical Energy” Cigré 6th South Africa Conference 2009.
- [3] J. Faiz e B. Ebaraimi, “Computation of Static and Dynamic Axial and Radial Forces on Power Transformer Windings due to Inrush and Short-Circuit Currents” IEEE Jordan Conference on Applied electrical engineering and computing technologies, 2011.
- [4] V. H. Carneiro, C. C. Linhares, A. M. Pinho e H. G. Mendes, “Experimental Analysis of the Active Part of a Shell-type Power Transformer Subjected to a Short-circuit,” XIII Spanish-Portuguese electrical engineering conference Paper no. 197, 2013.
- [5] S. Kulkarni, “Challenges and Strategies in Transformer Design,”- Modern transformers conference - University of Vigo Pp. 3 , 2004.
- [6] M. A. Tsili, A. G. Kladas e P. S. Giorgilakis, “Computer Aided Analysis and Design of Power Transformers” Computers in industry, Vol. 59 Pp. 338-350, 2008.
- [7] C. Linhares, Utilização e/ou Desenvolvimento de Modelos Numéricos Destinados ao Estudo do Comportamento Dinâmico de Estruturas Mecânicas de Transformadores de Potência Quando Sujeitos a Curto-Circuito -Dissertação de mestrado, Guimarães, Portugal: Universidade do Minho, 2013.
- [8] I. E. Commission, “IEC 60076-1: Power Transformers: Part 1 – General,” Genebra, Suíça, 2000.
- [9] E. E. S.A., “ Catálogo Online,” visualizado em: [http://www.efacec.pt/PresentationLayer/ResourcesUser/CatalogoOnline/transfor madores/en01b0809b2\[1\].pdf](http://www.efacec.pt/PresentationLayer/ResourcesUser/CatalogoOnline/transfor madores/en01b0809b2[1].pdf) (2 de Outubro de 2013).

- [10] M. Faraday, *Experimental Researches in Electricity - vol.1*, Londres, Reino Unido: Richard and John Taylor, 1839.
- [11] ABB, "Transformer Handbook. ABB – Business Unit Transformers," Zurique, Suíça, 2004.
- [12] I. Dasgupta, *Power Transformers – Quality Assurance*, Nova Deli, India: New Age International, 2009.
- [13] M. J. Heathcote, *The J&P Transformer Handbook*, 13^o ed, Oxford, Reino Unido: Elsevier, 2007.
- [14] P. S. Georgilakis, *Spotlight on the Modern Transformer Design*, Berlim, Alemanha: Springer- Verlag, 2009.
- [15] I. M. Gottlieb, *Practical Transformer Handbook*, Oxford, Reino Unido: Newnes, 2004.
- [16] R. M. Del Vecchio, B. Poulin, P. T. Feghali, D. M. Shah e R. Ahuja, *Transformer Design Principles*, Boca Raton, EUA: Taylor and Francis, 2010.
- [17] M. E. Corporation, "Large Power Transfomers," Tóquio, Japão, 2005.
- [18] X. M. López-Fernández, H. B. Ertan e J. Turowski, *Transformers – Analysis, Design and Measurement*, Boca Raton, EUA: CRC Press, 2013.
- [19] H. Zhong, W. Niu, T. Lin, D. Han e G. Zhang, "The Analysis of Short-Circuit Withstanding Ability for a 800 kVA/10kV Shell-Form Power Transformer with Amorphous Alloy Cores" China international conference on electricity distribution, Paper No. CP0622, 2012.
- [20] M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*, 3^o ed, Amesterdão, Holanda: Elsevier, 2005.
- [21] D. Jones e M. F. Ashby, *Engineering materials 2 – an introduction to microstructures, processing and design*, 3^o ed., Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [22] R. G. Budinas e J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 8^o ed., Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill, 2006.

-
- [23] R. Jamwal, Microstructural Origins of the Variability in the Tensile Ductility of Dual-Phase Steels, Dissertação de mestrado, Atlanta, EUA: Georgia Institute of Technology, 2011.
- [24] P. Tsipouridis, Mechanical Properties of Dual-Phase Steels, Tese de doutoramento, Munique, Alemanha: Technische Universität München, 2006.
- [25] A. Fallahi, "Microstructure Properties Correlation of Dual-Phase Steels Produced by Controlled Rolling Process" Journal of materials sciences and technologies Vol 18, No.5 Pp. 451-454, 2002.
- [26] Y. Granbom, Structure and Mechanical Properties of Dual-Phase Steels -Tese de doutoramento, Estocolmo, Suécia: Royal Institute of Technology, 2010.
- [27] J.-O. Sperle, "High Strength Sheet and Plate for Optimum Structural Performance," SSAB Tunnpåt AB, Borlänge, Suécia, 2000.
- [28] I. Momoh, E. Dongo, S. Olusunle e O. Ogundare, "Weldability Assessment of Dual Phase Medium Carbon Low Alloy Steel" Journal of sciences Vol. 1, No. 11 Pp. 569-572, 2012.
- [29] C. Dolling, Materials Selection, Bombaim, India: Corus – Tata Steel, 2006.
- [30] SSAB, "Data Sheet 107en Weldom 700," SSAB, Estocolmo, Suécia, 2012.
- [31] Z. Fu, D. Hu e H. Liu, "Incremental Air-Bending Forming Simulation of Sheet Metal based Anisotropic Plasticity Theory" Optoelectronics and advanced materials Vol.5, No.12 Pp.1312-13119, 2011.
- [32] S. Vegas, "Analysis of the Influence of Communication Between Researchers on Experiment Replication," International symposium on empirical software engineering Pag 28-37, 2006.
- [33] E. E. Almeida, H. G. Mendes e A. M. Pinho, "Experimental Validation of a Core Type Power Transformer" ASME mechanical engineering congress, Paper 10446, 2009.
- [34] G. Bertagnolli, The ABB Approach to Short-circuit Duty of Power Transformers, Zurique, Suíça: ABB Management Services, 2007.
- [35] C. C. Linhares, V. H. Carneiro, A. M. Pinho e H. G. Mendes, "Elasto-plastic Analysis of the Active Support Part of a Shell-type Power Transformer Suring

- Short-Circuit,” XIII Spanish-Portuguese Electrical engineering conference,. Paper 198, 2013.
- [36] J. W. Dally e W. F. Riley, *Experimental Stress Analysis*, Nova Iorque, EUA: McGraw Hill, 1965.
- [37] P. Mallick e R. Little, *Load and Deformation Analysis in Solid Mechanics*, Ann Arbor, EUA: University of Michigan.
- [38] A. G. Piersol e T. L. Paez, *Harris’ Shock and Vibration Handbook 6º ed*, Nova Iorque, EUA: McGraw Hill, 2010.
- [39] C. Perry e H. Lissner, *The Strain Gage Primer 2º ed.*, Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill, 1962.
- [40] C. Wheatstone, “An Account of Several New Instruments and Processes for Determining the Constant of a Voltaic Circuit,” *Proceedings of the Royal Society of London Vol. 133*, 1843.
- [41] Vishay, “Errors due to Wheatstone Bridge Non-Linearity,” Vishay - Precision Group, Malvern, EUA, 2007.
- [42] H. Davis, G. Troxell e G. Hauck, *The Testing of Engineering Materials*, 4º ed., Auckland, Nova Zelândia: McGraw-Hill, 1982.
- [43] R. S. Masti, W. Desmet e W. Heylen, “On the Influence of Core Laminations Upon Power Transformer Noise” *Proceedings of the international conference on the Noise and Vibration engineering* Pp. 3851-3862, 2004.
- [44] M. Kavasoglu, *Load Controlled Noise Power Transformer : 3D Modelling of Interior and Exterior Sound Pressure Field - Tese de Mestrado*, Estocolmo, Suécia: Royal Institute of Technology, 2010.
- [45] P. Suppes, *What is a Scientific Theory? – Philosophy of Science Today*, Nova Iorque, EUA: Basic Books Inc. , 1967.
- [46] R. Hooke, *De Potentiâ Restitutiva*, Londres, Reino Unido: Royal Society, 1678.
- [47] J. D. Hartog, *Strength of Materials*, Nova Iorque, EUA: Dover Publications, 1977.
- [48] T. Böhlke e C. Brüggemann, “Graphical Representation of the Generalized Hooke's Law” *Technische Mechanik Vol. 21*, Pp. 145-158, 2001.

-
- [49] A. O. Sykes, *An Introduction to Regression Analysis*, Chicago, EUA: University of Chicago, 1992.
- [50] G. K. Smyth, *Non-Linear Regression*, Chichester, Reino Unido: John Wiley & Sons, 2002.
- [51] A. G. d. Castro, *Ciência e Tecnologia dos Materiais*, Vila Real, Portugal: Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, 1988.
- [52] J. Davim e A. Magalhães, *Ensaio Mecânicos e Tecnológicos*, Aveiro, Portugal: Estante Editora, 1992.
- [53] V. H. Carneiro e J. Meireles, "Auxetic Materials - A Review," *Materials Science - Poland*, in press, 2013.
- [54] U. Gandhi, *Investigation of Anisotropy in Elastic Modulus of Steel*, Ann Arbor, EUA: Toyota Technical Center, 2012.
- [55] ISO, *ISO 6892-1:2009 - Metallic Materials - Tensile Testing - Part 1: Method of Test at Room Temperature*, Genebra, Suíça: International Standards Organisation, 2009.
- [56] J. Davis, *Tensile Testing*, 2º ed, Ohio, EUA: ASM International, 2004.
- [57] Y. Ling, "Uniaxial True Stress-Strain After Necking" *AMP Journal of technology* Vol.5, Pp 37-48, 1996.
- [58] J. Chakrabarty, *Theory of Plasticity*, 3º ed., Oxford , Reino Unido: Elsevier Butterworth- Heinmann, 2006.
- [59] M. Gromada, G. Mishuris e A. Öschner, *Correction Formulae for the Stress Distribution in Round Tensile Specimens at Neck Presence*, Berlim, Alemanha: Springer. Heidelberg, 2011.
- [60] J. Rodrigues e P. Martins, *Tecnologia Mecânica – Tecnologia da Deformação Plástica – Volume 1: Fundamentos Teóricos*, Lisboa, Portugal: Escolar Editora, 2005.
- [61] J. Nunes, "Flow Stress-Strain Relationships in Tension Tests of Steel," *Watertown Arsenal Laboratories - U.S. Army*, Watertown, EUA, 1963.

- [62] M. Joun, I. Choi, J. Eom e M. Lee, “Finite Element Analysis of Tensile Testing with Emphasis on Necking” Computational Materials Science Vol. 41, Pp. 63-69, 2007.
- [63] K. Hasegawa, Z.-C. Chen, K. Nishimura e K. Ikeda, “Determination of True Stress-Strain Curves of Sheet Metals in Post-Uniform Elongation Range” Materials Transactions Vol. 50, No.1 Pp. 138-144, 2009.
- [64] T. Young, A Course of Lectures in Natural Philosophy and Mechanical Arts – Volume 1, Londres, Reino Unido: Taylor and Walton, 1845.
- [65] P. Stiopin, Resistência de Materiais, 2º ed, Moscovo, Rússia: Mir, 1976.
- [66] M. Stippes, G. Wempner, M. Stern e R. Beckett, An Introduction to the Mechanics of Deformable Bodies, Columbus, EUA: Charles E. Merrill Publishing Company, 1961.
- [67] A. Higdon, Mechanics of Materials – SI Version. 3º ed, Nova Iorque, EUA: John Wiley, 1978.
- [68] A. S. Khan e S. Huang, Continuum Theory of Plasticity, Nova Iorque, EUA: John Wiley & Sons, 1995.
- [69] T. Olsen, “Interpretation of Stress-Strain Curves and Mechanical Properties of Materials,” Tinius Olsen Testing Machine Co. Inc., 2013.
- [70] B. Raeisinia e W. Poole, “Modelling the Elastic-Plastic Transition of Polycrystalline Metals with a Distribution of Grain Sizes” Modelling and simulation in materials science and engineering, Vol 20, Pp. 015015, 2012.
- [71] V. Tvergaard, “Mechanical Modelling of Ductile Fracture” Meccanica, Vol. 26, Pp 11-16, 1991.
- [72] S. Meguid, Engineerig Fracture Mechanics, Arown House, Reino Unido: Elsevier Science Publishers LTD, 1989.
- [73] G. M. Seed, Strength of Materials – An Undergraduate Text, Edimburgo, Reino Unido: Saxe-Coburg Publications, 2000.
- [74] C. A. G. M. Branco, Mecânica dos Materiais, Lisboa, Portugal: Fundação Calouste Gulbenkian, 1998.

-
- [75] D. Banabic, H. Bunge, K. Pöhlandt e A. Tekkaya, *Formability of Metallic Materials*, Berlim, Alemanha: Springer, 2000.
- [76] V. Blobel, *Smoothing – Fitting Without Parametrization*, Hamburgo, Alemanha: University of Hamburg, 2005.
- [77] J. F. Doris e J. S. Austin, *Procedure for Smoothing MPSI Stress Strain Curves*, Washington D.C., EUA: Bureau of Safety and Environmental Enforcement, 1983.
- [78] R. W. Clough e J. Penzien, *Dynamics of Structures*, 2º ed, Nova Iorque, EUA: McGraw Hill Inc. , 1993.
- [79] J. F. Meireles, *Análise Dinâmica de Estruturas por Modelos de Elementos Finitos Identificados Experimentalmente - Tese de doutoramento*, Guimarães, Portugal: Universidades do Minho, 2007.
- [80] W. Kubiak, “Identification of Magnetostriction Vibrations in Power Transformers” *Elektryka*, Vol. 9, Pp. 51-61, 2006.
- [81] S. Zhao e Z. Gao, “An Active Disturbance Rejection Based Approach to Vibration Suppression in Two Inertia Systems” *Americasn control conferece*, Pp. 1520-1525, 2010.
- [82] M. H. Richardson, “ Is it a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape?”*Sound and vibration magazine 30th Aniniversary Issue*, Pp.1-11, 1997.
- [83] B. J. Schwarz e M. H. Richardson, “Experimental Modal Analysis,” 1999.
- [84] D. Ewins, *Modal Testing – Theory, Practice and Application*, 2º ed, Hertfordshire, Reino Unido: Research Studies Press LTD, 2000.
- [85] B. J. Schwarz e M. H. Richardson, “Introduction to Operating Defection Shapes” *CSI reliability week conference*, 1999.
- [86] P. Guillaume, “Modal Analysis” *Vrije Universiteit Brussels*, Vol 5..
- [87] S. Kulkarni e S. Khaparde, “Transformer Engineering – Design and Practice” *CRC Press*, Boca Raton, Estados Unidos da América, 2004.
- [88] D. J. Inman, *Engineering Vibration*, Nova Jersey, EUA: Prentice Hall Inc, 1996.
- [89] J. Antony, *Design of Experiments for Engineers and Scientists*, Amesterdão, Holanda: Elsevier Science & Technology Books, 2003.

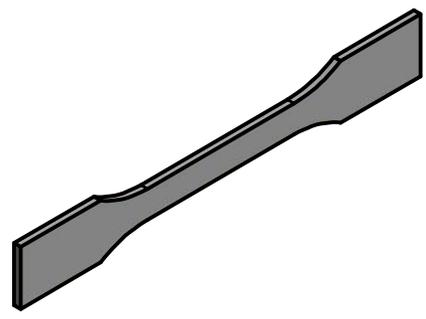
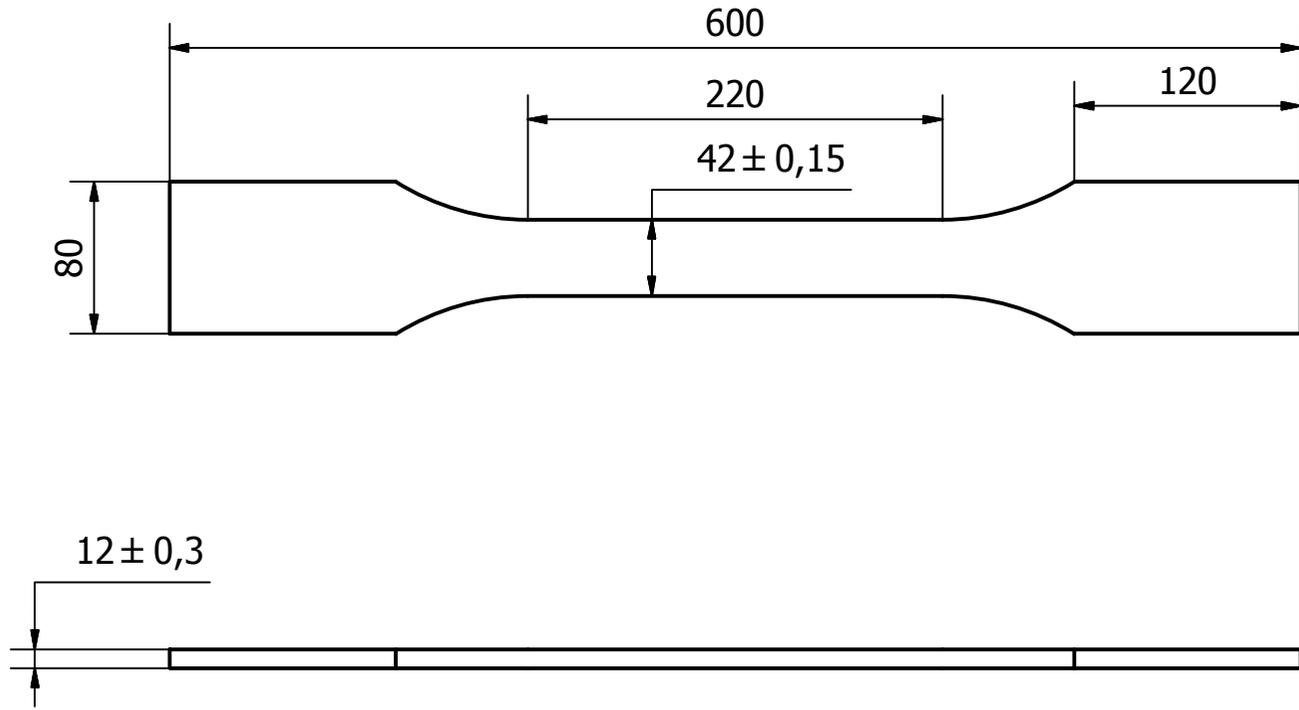
- [90] CEN, EN 10025-1:2004 - Hot rolled products of structural steels - Part 1: General technical delivery conditions, Bruxelas, Bélgica: European Comitee for Normalisation, 2006.
- [91] P. Cheng e Y. Lawrence, "The Influence of Sheet Metal Anisotropy on Laser Forming Process" *Journal of manufacturing science and engineering*, Vol. 127 Pp. 572-582, 2005.
- [92] M. Hatala, N. Hungureano, P. Michalik, J. Duplák, L. Olexa e M. Kormos, "Influence of Factors of Plasma Cutting on Surface Roughness and Heat Affected Zone" *International conference on manufacturing engineering and technology*, Pp 70-73, 2012.
- [93] R. Gedney, "Tensile Testing Basics, Tips and Trends" *ADMET*, Vol. 49, 2005.
- [94] Sandner, "Technical Specifications," Sandner Messtechnik GmbH, Beibesheim, Alemanha, 2006.
- [95] F. P. Beer e E. R. Johnston, *Resistência dos Materiais*, 3º ed., São Paulo, Brasil: Makron Books, 1989.
- [96] Y. Huang, B. Fei, Y. Yu, S. Wang, Z. Shi e R. Zhao, "Modulus of Elasticity and Hardness of Compression and Opposite Wood Cells walls of Masson Pine" *Bioresources*, Vol 7. No. 3 Pp. 3028-3037, 2012.
- [97] AFPA, "Beam Design and Design Formulas with Shear and Moment Diagrams," American Forest & Paper Association, Washington DC, EUA, 2005.
- [98] MetPro, "H Beams in Accordance with JIS," MetPro, <http://www.metpro.com/H%20Beams%20in%20accordance%20with%20JIS.pdf>, (visitado a 3 de Outubro de 2013).
- [99] G. Niemann, *Elementos de máquinas – Volume 1*, São Paulo- Brasil: Editora Edgard Blücher Ltda, 1971.
- [100] C. Moura Branco, J. Martins Ferreira, J. Domingos da Costa e A. Silva Ribeiro, *Projecto de Orgãos de Máquinas*, Lisboa , Portugal: Fundação Calouste Gulbenkian, 2005.
- [101] K. C. Yap e D. C. Zimmerman, "Optimal Sensor Placement for Dynamic Model Correlation" *18th International Modal Analysis Conference* Pp 607-612, 2000.

- [102] , B. & Kjaer, "Experimental Modal Analysis," Brüel & Kjaer - Sound and Vibration Measurement, Skodsborgvej, Dinamarca, 2003.
- [103] M. Pouranvari, "Tensile Strength and Ductility of Ferrite-Martensite Dual-Phase Steels" Association of metallurgical engineering of Serbia Vol. 16, No.3 Pp. 187-194, 2010.
- [104] V. Colla, M. D. Sanctis, A. Dimatteo, G. Lovicu, A. Solina e R. Valentini, "Strain hardening Behavior of Dual-Phase Steels" Metallurgical and materials transactions A, Vol. 40a, Pp. 2557- 2567, 2009.

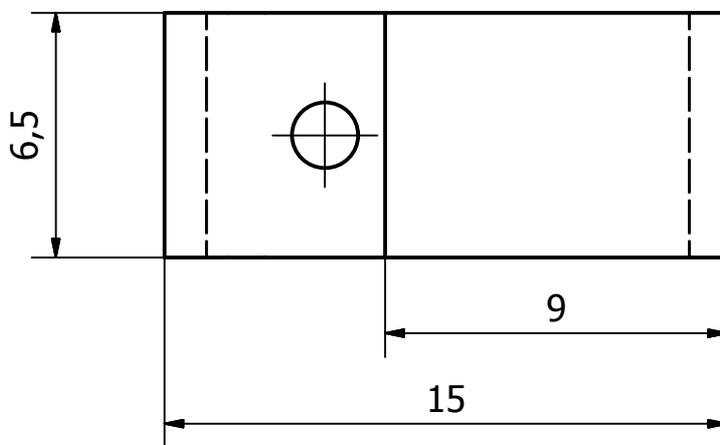
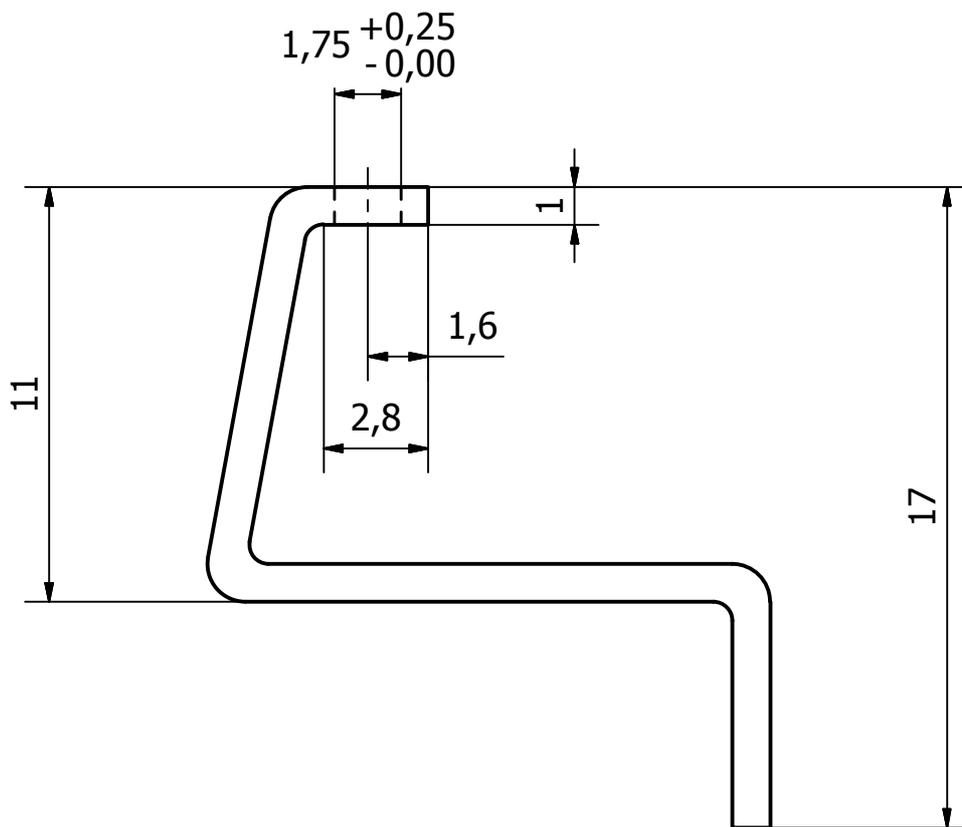
Anexos

Anexo A

Desenhos técnicos



	Data	Nomes		Universidade do Minho -Dep. Eng. Mecânica-
Desenhou				
Verificou				
Homologou				
Escala	Provet ISO 6892-1 - Tipo D			
1 : 4				



	Data	Nomes					Universidade do Minho -Dep. Eng. Mecânica-
Desenhou							
Verificou							
Homologou							
Escala	Perna - Extensómetro Transversal						
5 : 1							

Anexo B

Regressões Não-Lineares

Neste anexo podem observar-se os relatórios elaborados pelo software SigmaPlot 11, na execução das regressões não-lineares para a determinação da carga de cedência. Assim, apresentam-se me seguida esses dados, organizados por posição de medição e por cada protótipo que entrou em cedência.

Extensómetro 1 – Protótipo 1

Equation: Exponential Growth; Double, 5 Parameter

$$f=y_0+a*\exp(b*x)+c*\exp(d*x)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
1,0000	0,9999	0,9997	6,8111

Coefficient

a	27,9877
b	0,0063
c	0,0319
d	0,0345
y0	-31,6152

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,6489)

Extensómetro 3 – Protótipo 1

Equation: Sigmoidal; Sigmoid, 5 Parameter

$$f=y_0+a/(1+\exp(-(x-x_0)/b))^c$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9999	0,9998	0,9993	4,9036

Coefficient

a	785,0912
b	-3,3265
c	0,0161
x0	115,8922
y0	-789,2912

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,9955)

Extensómetro 4 - Protótipo 1

Equation: Power; 3 Parameter

$$f=y0+a*x^b$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9964	0,9928	0,9892	52,3791

Coefficient

y0	-59,6494
a	-5,7150E-013
b	6,2082

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,4765)

Extensómetro 4 – Protótipo 2

Equation: Power; 2 Parameter

$$f=a*x^b$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9899	0,9800	0,9775	41,5045

Coefficient

a	-0,0018
b	2,2964

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,1297)

Extensómetro 5 – Protótipo 1 e 2

Equation: Exponential Growth; Modified Single, 2 Parameter

$$f = \exp(a \cdot (x - x_0))$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9990	0,9979	0,9975	12,1009

Coefficient

a	0,0122
x ₀	-233,9935

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,7209)

Extensómetro 5 – Protótipo 3**Equation: Sigmoidal; Sigmoid, 5 Parameter**

$$f = y_0 + a / (1 + \exp(-(x - x_0)/b))^c$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9998	0,9996	0,9992	3,3217

Coefficient

a	423,5046
b	4,5125
c	0,0270
x ₀	238,3428
y ₀	-98,6386

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,3527)

Extensómetro 6 – Protótipo 1**Equation: Hyperbola; Modified Hyperbola III**

$$f = a - b / (1 + c \cdot x)^{1/d}$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9996	0,9993	0,9986	14,9764

Coefficient

a	-54,5998
b	-45,5016
c	-0,0019
d	0,2708

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,5347)

Extensómetro 6 – Protótipo 2

Equation: Exponential Growth; Single, 3 Parameter

$$f=y_0+a*\exp(b*x)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9834	0,9671	0,9577	34,3705

Coefficient	Std. Error
y0	47,6143
a	0,1951
b	0,0263

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,2754)

Extensómetro 7 – Protótipo 1

Equation: Exponential Growth; Modified Single, 2 Parameter

$$f= a*(b^x)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9878	0,9757	0,9709	31,2992

Coefficient

a	7,6457
b	1,0167

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,4401)

Extensómetro 7 – Protótipo 2

Equation: Sigmoidal; Sigmoid, 5 Parameter

$$f=y_0+a/(1+\exp(-(x-x_0)/b))^c$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9997	0,9994	0,9989	6,2738

Coefficient

a	960,8324
b	16,7218
c	0,0561
x ₀	246,9403
y ₀	-420,8680

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,7621)

Extensómetro 8 – Protótipo 1

Equation: Sigmoidal; Sigmoid, 5 Parameter

$$f=y_0+a/(1+\exp(-(x-x_0)/b))^c$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9998	0,9996	0,9988	35,3491

Coefficient

a	2756,8834
b	17,7612
c	0,2863
x ₀	256,5671
y ₀	-71,8465

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,7144)

Extensómetro 8 – Protótipo 2

Equation: Polynomial; Quadratic

$$f=y_0+a*x+b*x^2$$

R	Rsqr	Adj Rsqr	Standard Error of Estimate
0,9993	0,9985	0,9981	5,7344

Coefficient

y0	-4,5307
a	0,8145
b	0,0018

Statistical Tests:

Normality Test (Shapiro-Wilk) Passed (P = 0,8801)

Anexo C

Artigos

Experimental Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type Power Transformer Subjected to a Short-Circuit

Vitor H. Carneiro¹, Cassiano C. Linhares¹, A.C. Marques Pinho¹ and Hélder G. Mendes²

¹ Department of Mechanical Engineering
University of Minho

Campus of Azúrem – Guimarães (Portugal)

e-mail: a53996@alunos.uminho.pt; a55770@alunos.uminho.pt; acmpinho@dem.uminho.pt;

² Power Transformer R&D, EFACEC Energia, S.A.
São Mamede de Infesta, Portugal

e-mail: hmendes@efacec.com

Abstract

Structural simulation is the logic step in the evolution of Power Transformer project. It is fundamental to develop numerical reliable routines that can eliminate the empirical factor that characterizes the current project. This paper presents the results of experimental testing of different main frame geometries in Shell-Type Power Transformers, subjected to a simulation of a Short-Circuit. The resulting data allows the determination of novel structural lay-outs and the correlation and validation of future Finite Element Method dimensioning routines for Power Transformers.

Keywords: Power Transformer; Shell-Type; Short-Circuit; Structural Analysis; Quasi-Static

1. Introduction

The structural project of a transformer is even nowadays a complex, rigorous and empirical process ^[1], based on the classic law of electromagnetic induction first introduced by Faraday and then generalized by Maxwell by means of equation 1 ^[2]:

$$\nabla \cdot E = -\frac{\partial B}{\partial t} \quad (1)$$

This can be justified by the safety, economic and even social responsibility that this kind of project carries.

However, the successive increase of the competitive market and the raise of oil prices demands for a constant optimization in the energy transmission industry ^[3].

One way of accomplishing this objective, perhaps the most important, is the weight reduction of these structures. This will allow the decrease of transportation related costs, a reasonable use of

natural resources and a more economical fabrication of these structures.

There are different methods to execute the weight reduction of a Power Transformer, like the adoption of new materials and more structural efficient internal geometries ^[4]. Another way is to find more accurate ways to perform the dimensioning of these structures and eliminate the empirical factor of the current project. Since all these changes are correlated, this is an iterative process and the innovation associated to these developments must also generate a relative advantage to the final product, when compared to its competitors.

However, the resulting changes must not interfere with the duties of a Power transformer. It must be able to withstand the functional currents and the events of Short-Circuit that occur throughout its lifetime.

Under normal operation, the electromechanical forces induced in the transformer are relatively small ^[5]. As for the Short-Circuit events, they generate high electro-dynamic loads ^[6] which are one of the main reasons of transformer malfunction. This kind of event can make serious damage or even destroy the transformers structure ^[7]. Thus, the ability to resist them is one of the main design problems, an important transformer feature ^[8] and it is generally the main project criteria required by manufacturers ^[9].

Nevertheless, for the responsibilities referred previously, any change in the design of a Power Transformer is accompanied by several experimental testing to validate their practical performance. As this kind of testing is expensive and consumes time and resources, there is need to eliminate them to the minimum indispensable. So, there is a demand for new flexible, accurate, reliable and more efficient ways to execute the dimensioning and testing modifications and upgrades in Power Transformers ^[10].

Given this, the next obvious step is to substitute this kind of experimental testing by the numerical simulation, most precisely by the use of the Finite Element Method (F.E.M.). The way of allowing this evolution is to elaborate routines that represent real experimentation. However, the correlation of the deformations between the physical and virtual model is a difficult task. There are frequent discrepancies and inaccuracies between them [11].

Nevertheless, the developed methods must be risk free, so they must be validated using iterative routines like the flowchart shown in figure 1.

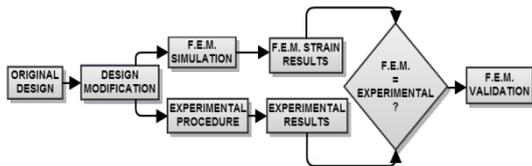


Fig. 1. Finite Element Method Iterative Testing

The way to do this validation is one of the focuses of this paper. There were executed experimental procedures in different prototypes of main frame geometries of Shell-Type Power Transformers, that represent a short-circuit event. The resulting data, more precisely, the values of deformation observed will generate three key results: The selection of the most efficient structural layout, the generation of the data necessary for the tuning and validation of future numerical simulation routines and the comparison of the overall weight reduction in the three prototypes.

2. Experimental Characteristics

A. Prototypes

The main task of this study is the estimation of the deformations in three distinct prototypes of Shell-Type Power Transformer main frames, when subjected to a Short-Circuit event. The main difference between them is their internal reinforcement geometry of the upper beam.

Prototype 1, represented in figure 2, is a standard design of a main frame. It is used here as to compare the structural performance of the improved designs used in Prototypes 2 and 3.

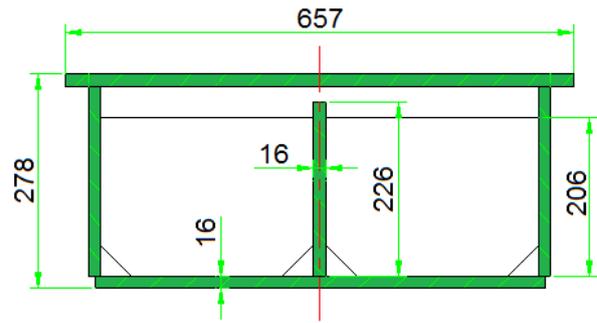


Fig. 2 – Prototype 1 Internal Reinforcement

Both Prototypes 2 and 3 were tuned to obtain a superior Moment of Inertia and reduce the overall mass of the main frame.

Prototype 2, represented in figure 3, was built with thinner steel sheets. However, the internal reinforcement had an increased height.

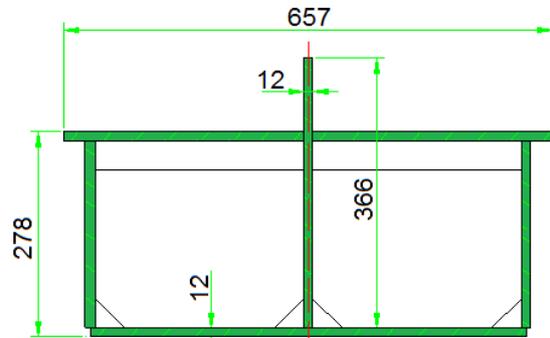


Fig. 3 – Prototype 2 Internal Reinforcement

Prototype 3, represented by figure 4, is composed by the same steel sheets as Prototype 2 and the change in design was made by increasing the height of both reinforcement and lateral walls.

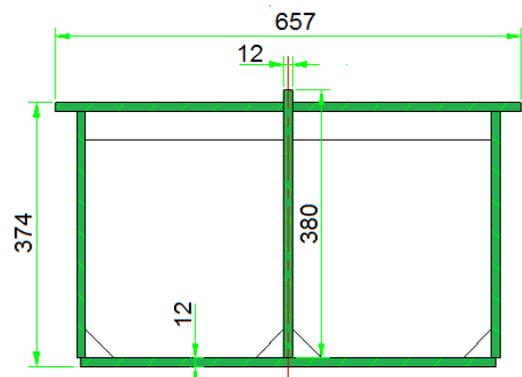


Fig. 4 –Prototype 3 Internal Reinforcement

The same base material was used for the three prototypes, in order to eliminate any material induced differentiation. All prototypes were fabricated using S275 steel, according to the standard EN10025, in the form of sheet and

assembled by welding. The properties of this material were obtained by tensile tests. The results of these tests are presented in table 1 and figure 5.

Table 1 – Material characteristics

S275 STEEL - PROPERTIES	
Young 's Modulus [GPa]	169.8
Yield Stress [MPa]	304.2
Ultimate Stress [MPa]	469.6
Poisson's Ratio	0.288

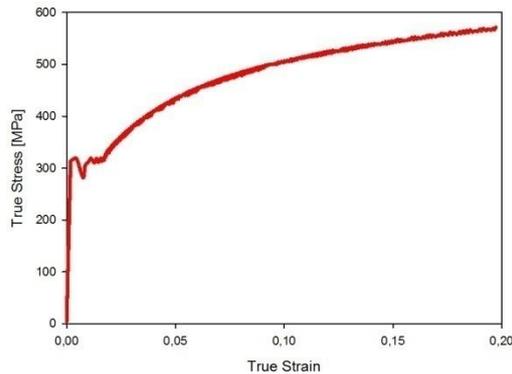


Fig. 5 – S275 True Stress-Strain Curve

B. Hydraulic Cylinders

The simulation of the Short-Circuit event was performed by the application of a quasi-static load on the upper beam of the prototypes, as represented in figure 3.

The quasi-static experiment was selected because of the simple apparatus necessary and the approximation to the real event, generated by the application of a large valued load in a short period of time.

The load was transmitted by five parallel equally distant cylinders that generated an approximately distributed load. The orientation of the load was consistent with the one that happens in a Short-Circuit event, as shown in figure 3.



Fig. 6 –Main Frame and Experimental Apparatus

C. Extensometry

In order to monitor all the induced deformations caused by the applied load, there were placed eight

strain-gauges in key positions in each main frame prototypes.

There were used two HBM RY91-3/120 Rosettes and four HBM LY11-3/120 strain-gauges. All deformation data was collected by a 24-channel HBM MGCPlus data acquisition system.

The localization of each individual Strain-Gauge is represented in figure 7 and table 2.

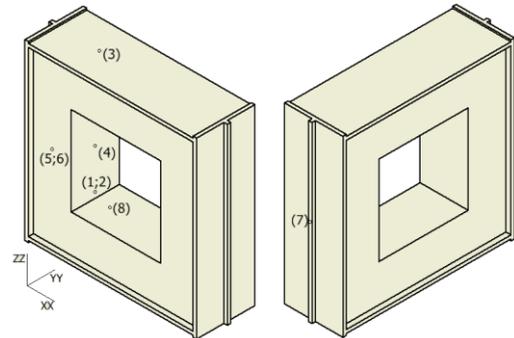


Fig. 7 – Strain-Gauge Locations

Table 2 – Strain-Gauge Listing

GAUGE	DESCRIPTION	DIRECTION
1	Rosette 1	ZZ Axis
2	Rosette 1	YY Axis
3	Simple	YY Axis
4	Simple	ZZ Axis
5	Rosette 2	ZZ Axis
6	Rosette 2	XX Axis
7	Simple	ZZ Axis
8	Simple	XX Axis

3. Methodology

With the described hydraulic cylinders, a range of loads, from 25 to 300 ton-force [tf] was applied to each Prototype's upper beam. The following protocol was executed in the Prototypes:

- 1- A initial load of 5 [ton] was applied and then withdrawn, in order to adjust the cylinders in the beam walls;
- 2- The load was then applied in increments of 25 [ton] and then withdrawn, until the maximum load of 300 [ton];
- 3- After each load increment, the deformation was measured to determine if there was permanent deformation.

4. Results/Discussion

The first rosette was applied in the interior face of the main frame. It was composed by strain-gauges numbers 1 and 2, which measured the deformation in the ZZ and YY axis respectively. The measurements for the corresponding applied load are shown in figures 8 and 9.

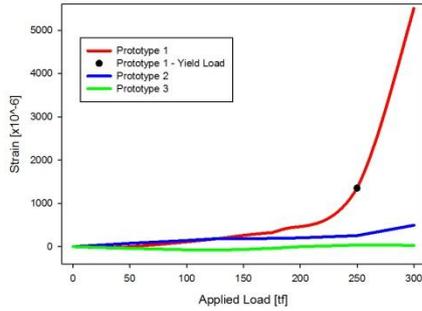


Fig. 8 – Deformation in Strain-Gauge 1

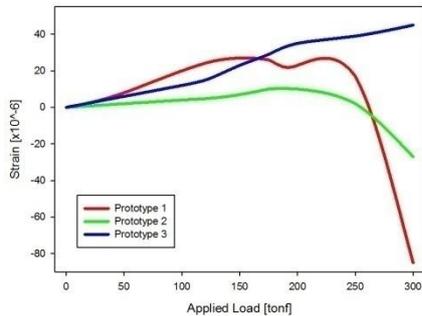


Fig. 9 – Deformation in Strain-Gauge 2

In Prototype 1, the strain values peaked. In figure 5, it can be observed that the deformations in the ZZ axis reached far more significant values in the Prototype 1 than in the others. The different geometry induced a more efficient structural performance and the proof of this fact is clear in the collected data.

However in the data collected by Strain-Gauge 2, it can be observed in figure 9 by the absolute values of strain, that the more efficient design for deformations in this point is Prototype 2. However, it is still clear that Prototype 1 has a lower performance than the other designs.

Strain Gauge 3 was positioned on the exterior lateral face of the main frame. The deformations monitored can be observed in figure 10.

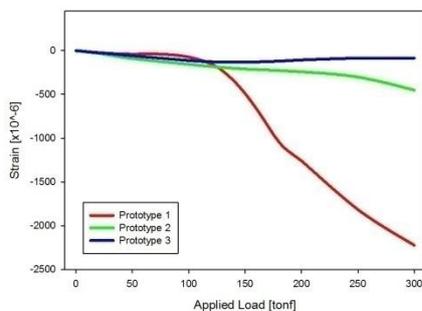


Fig. 10 – Deformations in Strain-Gauge 3

As the main reinforcements and differences between the prototypes are localized in the upper beams of the main frames, it would be expected for the values of deformation in the lateral faces to be similar in all models.

However, it can be concluded by the data gathered by Strain-Gauge 3, that the improved geometries reduced the deformation values even for the exterior faces of the core legs. Prototypes 2 and 3 show similar values of deformations, while Prototype 1 presented significant deformation values.

Strain-Gauge 4 was placed in the center of the interior plate of the upper beam. The deformations that resulted from the applied loads are shown in figure 11.

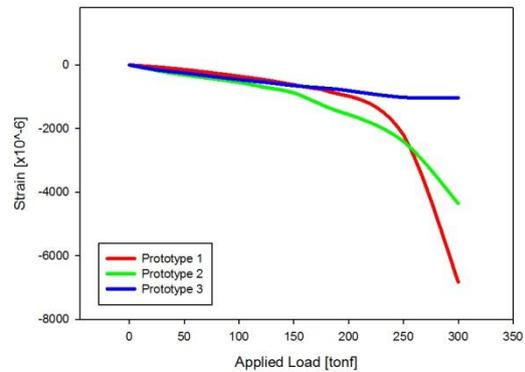


Fig. 11 – Deformations in Strain-Gauge 4

This is the location where the peak of the bending moment is theoretically localized. It is consequently the place where there reinforcements are localized and the point where the values of deformation are expected to be higher. Thus, this specific collected data is very important to the determination of the most efficient prototype.

As it was expected, Prototype 1 reveals much more deformations than the other two. However, for the first time, there is a significant difference between Prototypes 2 and 3. It can be concluded that the structural lay-out of Prototype 3 is more efficient than Prototype 2.

The second rosette was placed in the lateral face of the upper beam and is composed by strain-gauges 5 and 6, which measure the deformations in the ZZ and XX axis respectively. In figures 12 and 13 is expressed the deformations imposed by the applied loads.

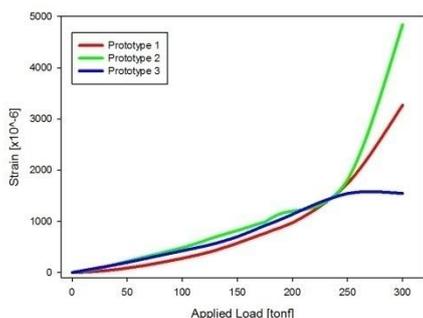


Fig. 12 – Deformation in Strain-Gauge 5

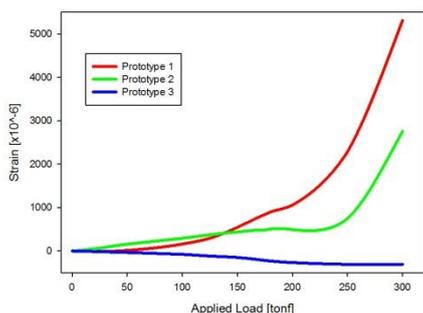


Fig. 13 – Deformation in Strain-Gauge 6

Due to the positioning of this rosette, it is expected that the observed deformations are elevated. The reason for this is that the rosette is near the load application, in the middle of the lateral face of the superior beam. This is exactly the place where the internal reinforcements will dissipate the load that they hold.

In the collected data it is confirmed that the deformations are elevated as expected. It is also shown by figures 12 and 13, that the Prototype 3 reveals an outstanding performance when compared to the remaining two.

Strain-gauge number 7 was placed on top of the upper beam, monitoring the deformations that occur in the superior reinforcement. In figure 14, it is shown the value of such deformations.

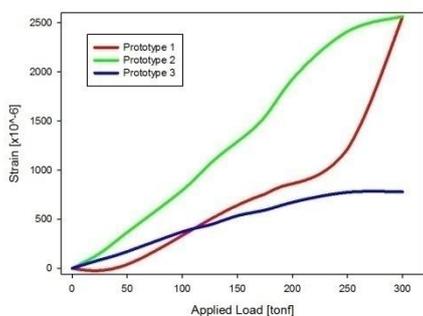


Fig. 14 – Deformations in Strain-Gauge 7

Given the location of Strain-Gauge 7, the values of deformation are expected to be low. This was verified by the experimental procedure.

However, this Strain Gauge led to an interesting fact. For the first time Prototype 1 showed a significant superior performance to another prototype. For the whole range of applied loads, Prototype 2 presented an inferior performance than the other prototypes.

Strain-Gauge 8 is located in the interior face of the main frame, near the upper beam. The deformations imposed by the applied loads are represented in figure 15.

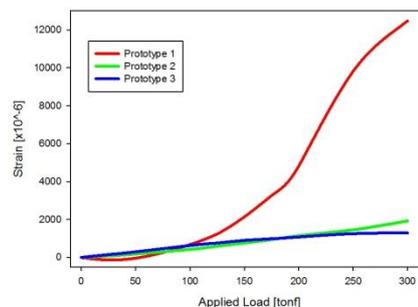


Fig. 15 – Deformations in strain-gauge no. 8

The localization of this Strain-Gauge is characterized by elevated deformations. This is confirmed with the experimental collected data. In figure 15, it can be observed that the performance of prototypes 2 and 3 are similar, as the performance of prototype 1 is relatively poor.

Until now, the fundamental parameter discussed was the relative deformations observed by the application of loads that simulated a Short-Circuit event. However, as discussed earlier, one other fundamental objective, by making more efficient structures, is the overall weight reduction. Given this, it is fundamental to analyze the specific weight of the presented prototypes, which is shown in table 3.

Table 3 – Prototype Mass Comparison

Prototype	Mass [Kg]
1	1814
2	1603.6
3	1684
Overall weight reduction [relatively to Prototype 1]	
Prototype 2	79.96 %
Prototype 3	87.62%

Recurring to Table 3, it can be seen that the Prototype 2 was the one that carried the most elevated weight reduction. However, correlating both deformation analysis and weight reduction information, it can be seen that it is not the prototype with the best overall performance.

It is evident that the presented values of deformation make Prototype 1 the lay-out with worst relative performance. But, even though in some points, the observed deformation is approximately the same for Prototypes 2 and 3. For example in the localizations of Strain-Gauges 1, 3, 8 and even

Strain-Gauge 2, for absolute deformations. There are points where the deformation behavior of Prototype 2 is worse than the other prototypes. In addition to this fact, there is a visible tendency to see a decrease of performance of the Prototype 2 as we move to more important deformation points. This can be observed in the readings of Strain-Gauges 4, 5, 6 and 7.

It is clear that the structure with best structural performance is Prototype 3, even though it is not the one with most weight efficiency.

As a consequence of the interpretation of the deformation results and the overall weight reduction, it can be said that the structural lay-out in Prototypes 2 and 3 had a key role on their performance, but the weight factor and consequent amount of material still represents an important variable in the overall performance.

5. Conclusion

An experimental procedure, consisting in applying a distributed load in the upper beam of three prototypes of Shell-Type Transformer main frames has been performed. The resulting data allowed the selection of the prototype with the best structural performance, the interpretation of the role performed by the weight of the structure and the gathering of data for the validation and correlation of future F.E.M. transformer dimensioning routines.

It was shown that the prototype with the best performance was the one with the reinforcement and lateral walls with most elevated height and 87% of the material weight removed (Prototype 3). Even though the weight reduction is one of the objectives of future transformer design, it has been shown that this parameter and the consequent amount of material used still has an important role in the structural performance of a Power Transformer. Thus, the generalized design procedure must carry in mind both structural lay-out and wise use of material to maximize the performance and economical production of these structures.

References

- [1] C. Hernandez and M.A. Arjona, "An Intelligent Assistant for Designing Distribution Transformers", *Expert Systems with Applications*, Vol. 34, pp. 1931-1937, 2008.
- [2] D. Funaro, *Electromagnetism and Structure of Matter*, World Scientific, New Jersey, United States of America (2008), pp. 1-8
- [3] E. Emanuel Almeida, Hélder G. Mendes and A. Marques Pinho. "Experimental Validation of a Core Type

Power Transformer". ASME Mechanical Engineering Congress, 2009

[4] M. A. Tsili, A. G. Kladas and P. S. Georgilakis, "Computer Aided Analysis and Design of Power Transformers", *Computers in Industry*, Vol.59, pp. 338-350, 2008

[5] A.J.P. Rosentino, et al., "Modelling and Analysis of Electromechanical Stress in Transformers Caused by Short-Circuits", *Renewable Energy and Power Quality Journal*, No. 9, 2011

[6] Y. Wang, J. Pan and M. Jin, "Finite Element Modelling of the Vibration of a Power Transformer", *Proceedings of ACOUSTICS*, Paper No.34, 2011

[7] C.C. Linhares, et al, "Elasto-Plastic Analysis of a Active Part Support on Shell-Type Transformers During a Short-Circuit", 13th Spanish-Portuguese Conference on Electrical Engineering, Paper no. 198, 2013

[8] C. Krause, "Short-Circuit Resistant Power Transformers – Prerequisites for Reliable Supply of Electrical Energy", *Cigré 6th Southern Africa Regional Conference*, 2009

[9] J. Faiz and B. M. Ebraimi, "Computation of Static and Dynamic Axial and Radial Forces on Power Transformer Windings Due to Inrush and Short-Circuit Currents", *IEEE Jordan Conference on Applied Electrical Engineering and Computing Technologies*, 2011

[10] Z. Andjelic, A. Fazlagic and R. S. Girgis, "Applications of 3D Simulation to Solutions of Field Problems and Performance Upgrades of Large Power Transformers", *Transmission and Distribution Conference and Exhibition*, 2006

[11] A. Rezaei-Zare and R. Irvani. "On the Transformer core dynamic behavior during electromagnetic transients". *IEEE Transactions on Power Delivery*, Vol.25 No. 3. 2010

Elasto-Plastic Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type Power Transformers During a Short-Circuit

Cassiano C. Linhares¹, Vitor H. Carneiro¹, A. Marques Pinho¹, Hélder G. Mendes²

¹ Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade do Minho

Campus de Azurém – Guimarães (Portugal)

e-mail: a55770@alunos.uminho.pt; a53996@alunos.uminho.pt; acmpinho@dem.uminho.pt;

² Power Transformer R&D, EFACEC Energia S.A.

São Mamede de Infesta, Portugal

e-mail: hmendes@Efacec.pt

Abstract

The design of Power Transformers is based on empirical knowledge and Elastic Theory of Mechanics of Materials. Due to the rise of materials' costs, nowadays the designers need to reduce the safety factors because they need to reduce the material used and their transportation cost. The short-circuit is the most expensive and common failures on Power Transformers. Based on a new geometry of the main frame for Shell type Power Transformer, this paper shows the results of a nonlinear dynamic simulation to study the behavior of main frame structure under a short-circuit forces. First, the short-circuit forces are calculated via traditional electrical equations. Then, using SolidWorks software, the simulation of short-circuit forces on main frame is presented. From the results of this study it can be concluded that the zones who exceeds the yield stress are mainly in interior side of main frame, specially next to the reinforcements.

Keywords

Short-circuit, Numerical Methods, Shell Type, Elastic-Plastic, Dynamic.

6. Introduction

Power Transformers are one of the most important and critical equipments in energy systems.

Nowadays, the market demands that transformers manufacturers and their customers increase the requirements of transformers mechanical and electrical properties. Due to the higher power, the materials price rise and the lowest profit, designers are forced to use small factors of safety.

Design based on empirical knowledge and Elastic Theory of Mechanics of Materials with larger factor of safety are no longer accepted. Today, with advanced numerical methods, e.g. Finite Elements Methods, it is possible make more complex simulations, e.g. magnetic leakage flux and short-circuit electromagnetic forces.

During a short-circuit, electromagnetic forces attain values that can make serious damage, or even destroy the transformer. As such, the basis of transformers structural

design is to determinate the values of the forces during a short-circuit.

Thus, it's necessary for a Power Transformer, a software capable of showing the pattern forces for a short-circuit and their magnitude.

The literature about Power Transformer is almost based in 2D analysis for determinate the magnetic field or short-circuit forces acting on windings.[2][3][4] However, this methods aren't precise enough for Shell type due his complex geometry. Therefore, for Shell type transformer is necessary to use 3D methods. [5][6]

Other aspect is the similarity between short-circuit forces and impact forces, where the high velocities of forces cause different reactions of material according with variation of deformation and inertia. Thus, the dynamic behavior of the transformer has to be studied in order to calculate the stresses and displacements resulted by the short-circuit forces.

In this paper, the FEM in SolidWorks software is used to study the elasto-plastic response of four different steel alloys under dynamic short-circuit forces on a new geometry of main frame for Shell Type Power Transformers.[7]

The optimization of main frame, based on material and form, allows to attain a lighter structure and than a less cost for material and transportation of Power Transformer.

7. Short-Circuit

The most expensive and common failures on Power Transformers are caused by insulation and material.[8] This failures create short-circuits and all the structure of the transformer is affected by the severity of this event. Stress resulting by the short-circuit can be mechanical or thermal. According [9] a Power Transformer is more subject to mechanical stress due higher currents while Distribution Transformers are more subject to thermal stresses.

Between various types of short-circuit, the three-phase is the less frequent but it's the most dangerous for the transformer. Thus, the design of transformer is made for withstand to three-phase short-circuit.[10]

Between two types of Power Transformer, Core and Shell, is the second who present better capacity to withstand short-circuit forces [11]
 Electromagnetic forces in pancake coils are 23% less than concentric coils [12].

8. Electromagnetic Force

Windings and main frame must be designed to withstand electromagnetic forces during a short-circuit. Electromagnetic forces are proportional to electric current squared and magnetic field, and the direction of the force is perpendicular to the plane of the above vectors. The pattern of the magnetic field depends on the geometry of transformer and the impermeability of the materials. The electromagnetic force is expressed by the equation [13]:

$$F(t) = F_{\max} \left(\frac{1}{2} + e^{-\frac{2t}{\tau}} - 2e^{-\frac{t}{\tau}} \times \cos(\omega t) + \frac{1}{2} \cos(2\omega t) \right) \quad (1)$$

In this paper we studied a Shell Type Transformer, in which it's necessary make a 3D simulation to obtain the pattern of the magnetic field. In Shell Type Transformer, the electromagnetic forces acts perpendicularly to the pancake coil (Fig. 2).[11]

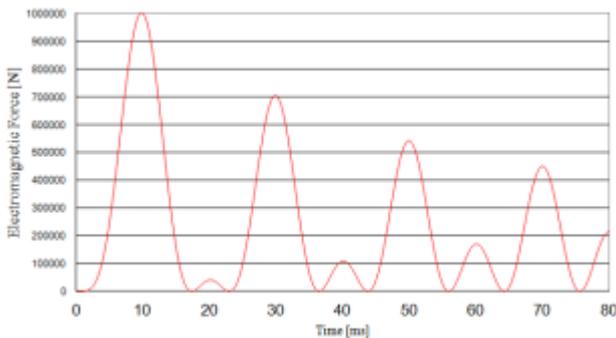


Fig. 1. Short-circuit force

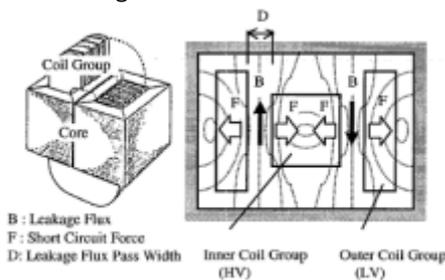


Fig. 2. Short-circuit forces of Shell Type Transformer [11]

9. Model

A. New Geometry

This paper presents a new geometry of the main frame of shell type transformer. In reference [7] this geometry and others were tested using static tests, and this geometry had the best results. This structure is constituted by sheets steel and assembled by welding, and so it's very difficult to simulate this last parameter. Therefore, for trust on results, the models were built on a scale in order to compare the experimental results with the simulation.



Fig. 3. Experimental Main frame

B. Materials

In this project, four different steels were analyzed, that can be divided in two types, S275 and S355 are structural steels, whereas Weldox 700 and Imex 700 are high strength steels.

The Fig. 4 illustrates the mechanical characteristics of the four steels alloys used in this study. The perpendicular and parallel are the directions of laminations for each specimen used in tensile testing.

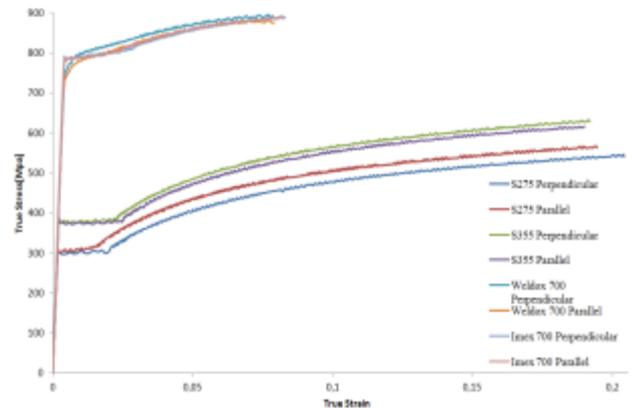


Fig. 4. True stress-strain curve

C. Nonlinear Studies

In the nonlinear dynamic analysis of the shell main frame the SolidWorks Simulation software was used, and the equilibrium equations at the time step are:

$$[M]^{t+\Delta t} \{U''\}^{(i)} + [C]^{t+\Delta t} \{U'\}^{(i)} + {}^{t+\Delta t} [K]^{(i)} \{\Delta U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t} \{R\} - {}^{t+\Delta t} \{F\}^{(i-1)} \quad (2)$$

Where:

- [M] - Mass matrix of the system;
- [C] - Damping matrix of the system;
- ${}^{t+\Delta t} [K]^{(i)}$ - Stiffness matrix of the system;
- ${}^{t+\Delta t} \{R\}$ - Vector of internally applied nodal loads;
- ${}^{t+\Delta t} \{F\}^{(i-1)}$ - Vector of internally generated nodal forces at iteration (i-1);
- ${}^{t+\Delta t} \{\Delta U\}^{(i)}$ - Vector of incremental nodal displacements at iteration (i);
- ${}^{t+\Delta t} \{U\}^{(i)}$ - Vector of total displacements at iteration (i);
- ${}^{t+\Delta t} \{U''\}^{(i)}$ - Vector of total velocities at iteration (i);

$t+\Delta t \{U^{i+1}\}^{(i)}$ - Vector of total accelerations at iteration (i).

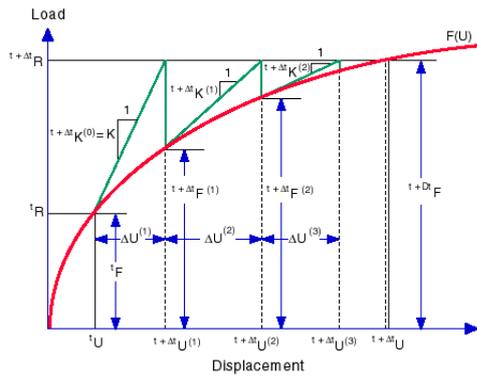


Fig. 5. Newton-Raphson Method

The Newton Raphson Method was the iterative method used to solve nonlinear equations. In this method, the tangential stiffness matrix is calculated at each iteration as shown in Fig. 5.

The materials are considered isotropy, that means that steel properties are uniformity in all orientations. However, as seen previously in Fig. 4, the curve of S355, Imex 700 and Weldox 700 are very similar for parallel and perpendicular directions.

10. Computer results

In simulations was used a quarter of the model for make the simulation simpler and hence faster.

The results from computer simulations are shown in Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 and Fig. 9. They show the stress values for each of the four steels under short-circuit force in the same zone of the structure, next to the reinforcement (Fig. 10).

It shows the variation of stress for parallel and perpendicular directions of lamination, and also the variation of the short-circuit force for the first 80 milliseconds.

The curve of stress is very different from curve of short-circuit force when the small peaks occurs, on 20 or 40 milliseconds for example. This happens in all materials but it's more significant on S275 and S355.

In the first peak of short-circuit all materials reach the plastic domain but S275 and S355 reach more times during 80 ms.

The Imex 700 and Weldox 700 curves are more smooth than others, this can be explain by permanent deformation on main frame.

Weldox 700 and Imex 700 are high strength steel and so they can resist to short-circuit force without reach plastic zone. Thus, this two materials can resist without or with very small permanent deformation.

However, the most of structure don't reach the yield stress. One of the solutions for optimization of structure of the main frame can be different thicknesses or materials for each sheet.

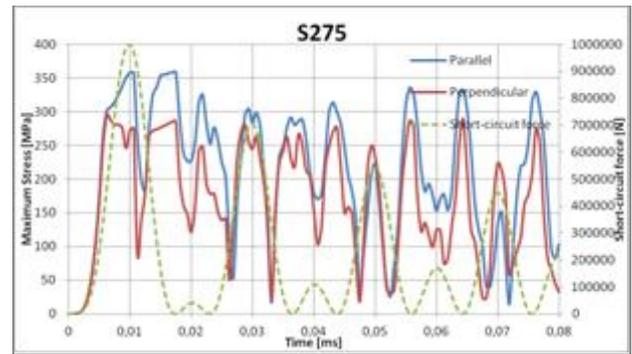


Fig. 6. Maximum Stress for Steel S275

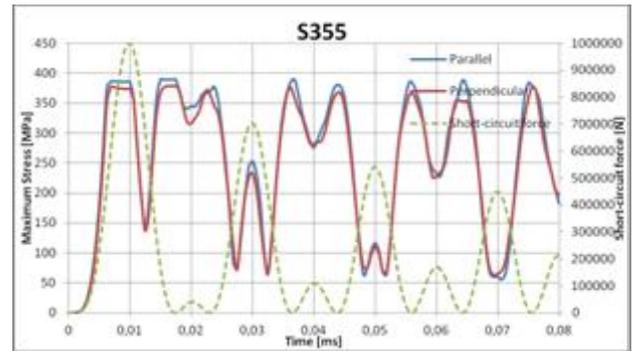


Fig. 7. Maximum Stress for Steel S355

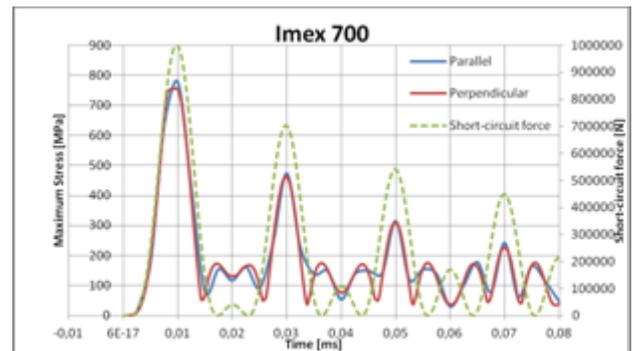


Fig. 8. Maximum Stress for Steel IMEX 700

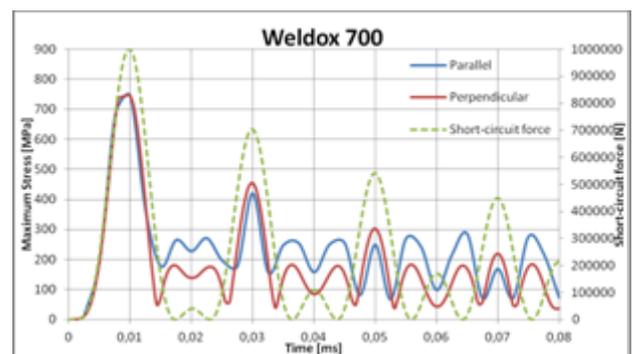


Fig. 9. Maximum Stress for Steel WELDOX 700

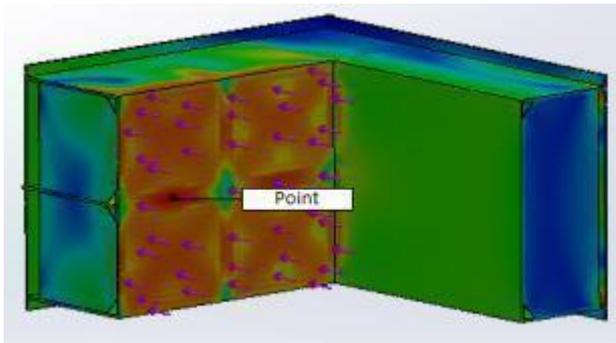


Fig. 10. Maximum stress next to reinforcements

11. Conclusion

This paper has presented a dynamic studied using Finite Element Method to obtain and analyze the behavior of a new geometry for main frame of Shell-Type Power Transformers

During a short-circuit, the electromagnetic forces reach several of tons only in a few milliseconds. The force act so fast that the material don't react with the same way as in a static situation. Therefore, it was necessary consider the dynamic behavior of structures subject to dynamic forces such as short-circuit.

A new geometry for main frame of Shell Type Power Transformer was modeled using finite element method and the short-circuit force on different steels were studied. In this study the effect of dynamic forces are considered and the analysis results indicate that the main zones in main frame affected for short-circuit are in interior side of yoke.

The results indicate that using Imex 700 or Weldom 700 the area above the yield stress is very small compared with S275 and S355.

However, there is many zones on main frame that they don't reach high stress, so they don't need to have the same thickness of the sheet or even be the same material. It can be concluded that Weldom 700 and Imex 700 have better performance than S275 and S355, because they have less permanent deformation.

Acknowledgment

The authors thank to Department of Mechanical Engineering of University of Minho and EFACEC for providing the equipments, materials and information for this paper.

References

- [1] E.E. Almeida, H.G. Mendes e A. Marques Pinho, "Experimental Validation of a Core Type Power Transformer", in *ASME Mechanical Engineering Congress & Exposition* (2009).
- [2] Watts, G. B., "A Mathematical Treatment of the Dynamic Behaviour of a Power-Transformer Winding Under Axial Short-Circuit Forces", in *Proc. I.E.E.*, Vol. 110, No. 3, pp. 551-560, March 1963

[3] Madin, A.B., Whitaker, J. D., "The Dynamic Behaviour of a Transformer Winding under axial short-circuit forces", in *Proc. I.E.E.*, Vol. 110, No. 3, pp. 535-550, March 1963

[4] Reza Feyzi, M., Sabahi, M., "Finite Element Analyses of Short Circuit Forces in Power Transformers with Asymmetric Conditions", *IEEE.*, pp. 576-581, 2008

[5] Z. Andjelic, A. Fazlagic e R. S. Girgis, "Applications of 3D Simulation of Field Problems and Performance Upgrades of Large Power Transformers", in *Transmission and Distribution Conference and Exhibition* (2007).

[6] R.W. Haack e R.S. Girgis, "Experimental Verification of Three-Dimensional Analysis of Leakage Magnetic Fields in Large Power Transformers", in *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, Vol PAS-102, No. 9, 1983.

[7] Carneiro, V.H., Linhares, C.C., Marques Pinho, A.C., Mendes, H.G., "Experimental Structural Analysis of the Active Support Part of a Shell-Type Power Transformer Submitted to Short-Circuit", 13th Spanish-Portuguese Conference on Electrical Engineering, Paper no. 197, 3013

[8] BARTLEY, W. H. Analysis of transformer failures. International Association of Engineering Insurers - 36th Annual Conference of IMIA, 2003.

[9] IEEE/ANSI C57.109. IEEE guide for transformer through-fault-current duration.[S.I.], 1985.

[10] WATERS, M. The Short-Circuit Strength of Power Transformers. 5. ed. [S.I.]:Macdonald and Co., London, 1966.

[11] Murakami, H., Hosokawa, N., Nakatsuka, S., Banjaya, N., Kishi, A., Takano, M., Short Circuit Strength of Shell-Form Transformer, *IEEE*, 2001

[12] Kashtiban, A. M., Vahedi, A., Halvaei, A., Investigation of Winding Type effect on Leakage Flux of Single Phase Shell Type Transformer Using FEM, pp 1755-1758

[13] Bertagnolli, G., "The ABB approach to short-circuit duty of power transformers 3rd edition", ABB Management Services Ltd Transformers. Switzerland, 2007

Structural optimization of the Main Frame used in Shell-type Power Transformers subjected to a short-circuit

Vitor H. Carneiro¹, Cassiano Linhares¹, A.C. Marques Pinho¹ and Hélder G. Mendes²

1. Department of Mechanical Engineering, University of Minho, Campus of Azúrem – Guimarães (Portugal)

2. Power Transformer R&D – Efacec Energia S.A., São Mamede de Infesta (Portugal)

Abstract: Structural simulation is the logic step in the evolution of power transformer project. It is fundamental to develop reliable numerical routines that can eliminate the empirical factor that characterizes current project. This paper presents the results of experimental testing on different main frame geometries of Shell-type power transformers, subjected to a simulation of a short-circuit. The resulting data allows the determination of novel structural lay-outs, the correlation and validation of future Finite Element Method dimensioning routines for this kind of structures used in the Shell-type power transformers produced by Efacec Energia S.A.

Key words: Power Transformer; Shell-Type; Short-Circuit; Structural Analysis; Quasi-Static.

1. Introduction

The structural project of a transformer is even nowadays a complex, rigorous and empirical process ^[1], based on the classic law of electromagnetic induction first introduced by Faraday and then generalized by Maxwell, as represented in equation 1^[2]:

$$\nabla \cdot E = -\frac{\partial B}{\partial t} \quad (1)$$

This can be justified by the safety, economy and quality that the energy distribution process has to fulfill ^[3].

However, the increase of competitiveness of the electric production and distribution market, and the raise of oil prices demands for a constant optimization in the energy transmission industry ^[4].

One way of accomplishing this objective is the weight reduction of these components. This will allow the decrease of transportation and elevation related costs, a reasonable use of natural resources and a more economical fabrication.

There are different methods to execute the weight reduction of a power transformer, like the adoption of new materials and the use of more efficient structural geometries ^[5], like the main frame used to clamp the windings on the Shell-type power transformers produced by Efacec Energia S.A (figure 1).

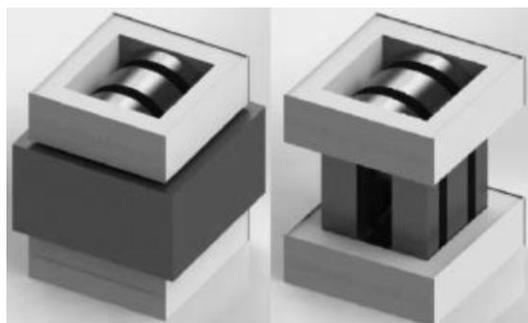


Fig. 5 – Main frame assembled in the power transformer.

Another way is to find more accurate ways to perform the dimensioning of these structures and eliminate the empirical factor of the current project. Since all these changes are correlated, this is an iterative process and the innovation associated to these developments must also generate a relative advantage to the final product, when compared to its competitors.

However, the resulting changes must not interfere with the duties of a power transformer. It must be able to withstand the functional currents and the events of short-circuit that occur throughout its lifetime.

Under normal operation, the electromagnetic forces induced in the transformer are relatively small ^[6]. As for the short-circuit events, they generate high electro-dynamic loads ^[7] which are one of the main reasons of transformer malfunction ^[8]. This kind of event can make serious damage or

even destroy the transformer's structure [9, 10]. Thus, the ability to resist them is one of the main problems of design, an important transformer feature [11] and it is generally the main project criteria required by manufacturers [12].

Nevertheless, for the responsibilities referred previously, any change in the design of a power transformer is accompanied by several experimental testing to validate their practical performance. As this kind of testing is expensive and it consumes time and resources, there is a need to eliminate them to the minimum indispensable. So, there is a demand for new flexible, accurate, reliable and more efficient ways to execute the dimensioning and testing modifications and upgrades in power transformers [13].

Given this, the next obvious step is to substitute this kind of experimental testing by numerical simulations, more precisely by the use of the Finite Element Method (F.E.M.). The way of allowing this

evolution is to elaborate routines that represent real experimentation. However, the correlation of the deformations between the physical and virtual model is a difficult task. There are frequent discrepancies and inaccuracies between them [14].

Nevertheless, the developed methods must be risk free, so they must be validated using iterative routines like the flowchart shown in figure 2.

The way to do this validation is one of the focuses of this paper. There were executed experimental procedures in different main frame geometries prototypes of Shell-type power transformers, that represent a short-circuit event. The resulting data, more precisely, the values of deformation, observed will generate three key results: The selection of the most efficient structural layout, the generation of the data necessary for the tuning and validation of future numerical simulation routines and the comparison of the overall weight reduction in the three prototypes.

2. Experimental characteristics.

2.1. Prototypes.

The main task of this study is the estimation of the deformations in three distinct main frame prototypes used in the Shell-type power transformers, produced by Efacec Energia S.A., when subjected to a short-circuit event. The main difference between them is their upper beam internal reinforcement geometry (figure 3).

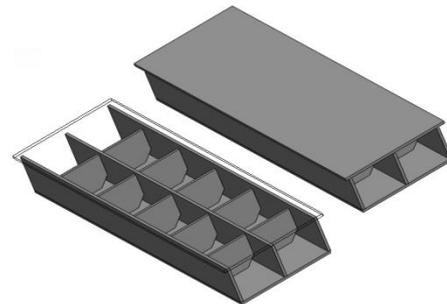


Fig. 7 - Upper beam of the main frame.

Prototype 1, represented in figure 3, is a standard design of a main frame. It is used here to compare the structural performance of the improved designs used in prototypes 2 and 3.

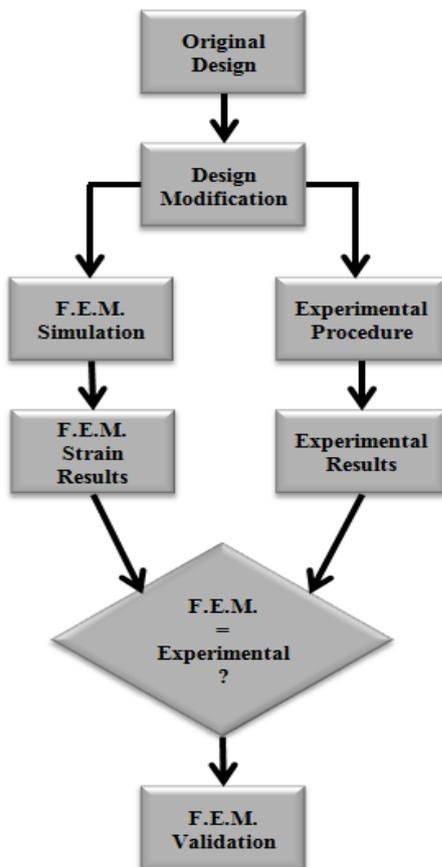


Fig. 6. Finite element method iterative testing

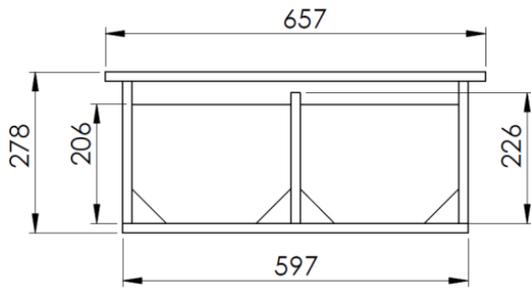


Fig. 8 – Prototype 1 internal reinforcements (dimensions in millimeter).

Both prototypes 2 and 3 were tuned to obtain a superior moment of inertia and reduce the overall mass of the main frame.

Prototype 2, represented in figure 5, had the thickness of the metal plates reduced. While in prototype 1, the used sheet thickness was 16 (mm), the thickness of the sheets used in prototype 2 was 12 (mm).

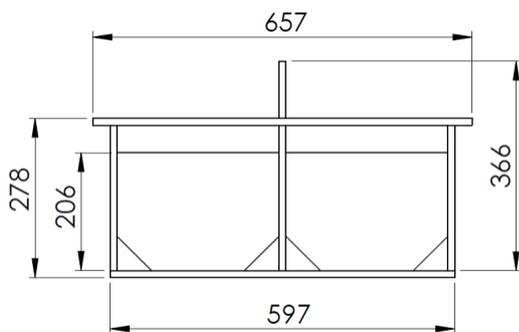


Fig. 9 – Prototype 2 internal reinforcements (dimensions in millimeter).

Prototype 3, represented by figure 6, is composed by the same sheet thickness as prototype 2 and the change in design was made by increasing the height of both reinforcement and lateral walls.

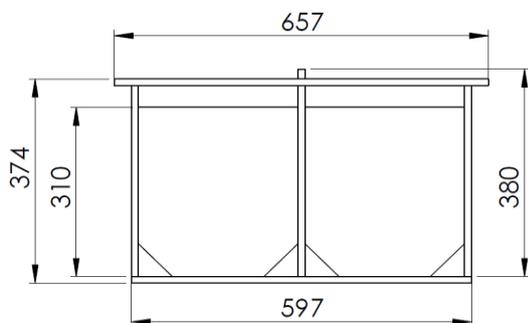


Fig. 10 –Prototype 3 internal reinforcements (dimensions in millimeter).

In order to eliminate any material induced differentiation, all three prototypes were built using the same base material, the S275 structural steel. This material was produced according to the standard EN10025, in the form of sheet and assembled by welding. The properties of this material were obtained by tensile testing (according to ISO 6892-1) and the results of these tests are presented in table 1 and figure 7.

Table 4 S275 steel mechanical properties

Young 's Modulus (GPa)	188.2
Upper Yield Stress (MPa)	312.5
Lower Yield Stress (MPa)	282.1
Ultimate Stress (MPa)	448.4
Poisson's Ratio	0.28

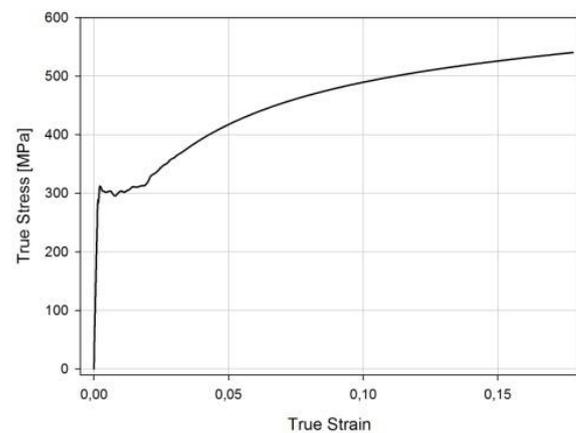


Fig. 11 - S275 true stress-strain curve.

2.2. Hydraulic cylinders.

The simulation of the short-circuit event was performed by the application of a quasi-static distributed load on the upper beam of the prototypes, as represented in figure 3.

The quasi-static experiment was selected because of the simple apparatus necessary and the approximation to the real event, generated by the application of a large valued load in a short period of time.

The load was transmitted by five parallel equally distant cylinders that generated an approximately distributed load. The orientation of the load was consistent with the one that happens in a short-circuit event, as shown in figure 8.

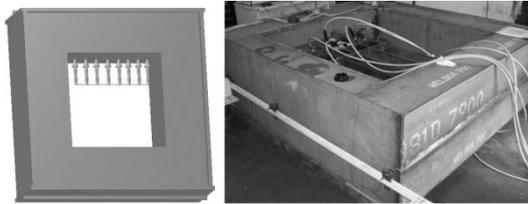


Fig. 12 - Main frame and experimental apparatus.

2.3. Extensometry.

In order to monitor all the induced deformations caused by the applied load, there were placed eight strain-gauges in key positions in each main frame prototypes.

There were used two TML GFLA-3 Rosettes and four HBM LY4Z 10-120 strain-gauges. All deformation data was collected by a 24-channel HBM MGCPlus data acquisition system.

The localization of each individual strain-gauge is represented in figure 9 and table 2.

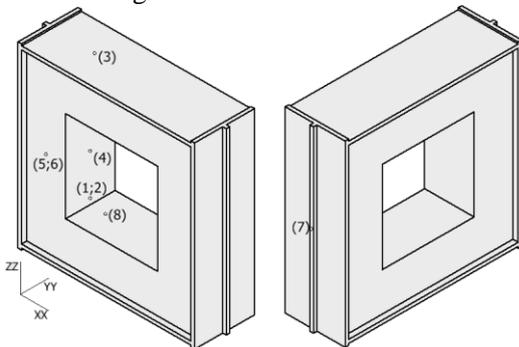


Fig. 13 - Strain-gauge location.

Table 5 – Strain-gauge listing.

Gauge	Description	Direction
1	Rosette 1	ZZ Axis
2		YY Axis
3	Simple	YY Axis
4	Simple	ZZ Axis
5	Rosette 2	ZZ Axis
6		XX Axis
7	Simple	ZZ Axis
8	Simple	XX Axis

3. Methodology

With the described hydraulic cylinders, a range of loads from 25 to 300 ton-force (tonf), was applied to each prototype’s upper beam. The following protocol (figure 10) was executed in each test:

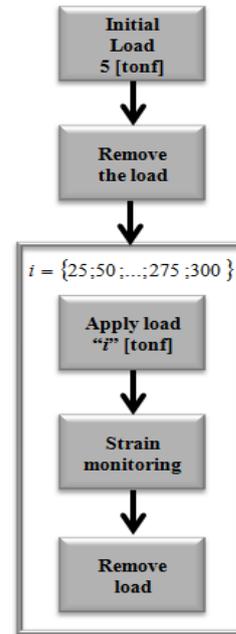


Fig. 14 - Flowchart of the load application

4. Results and discussion

The first rosette was applied in the interior face of the upper beam. It was composed by strain-gauges number 1 and 2, which measured the deformation in the ZZ and YY axis, respectively. The measurements for the corresponding applied load are shown in figures 11 and 12.

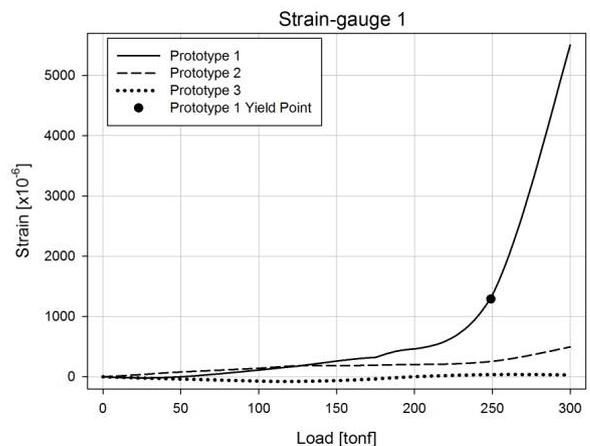


Fig. 15 - Deformation in strain-gauge 1.

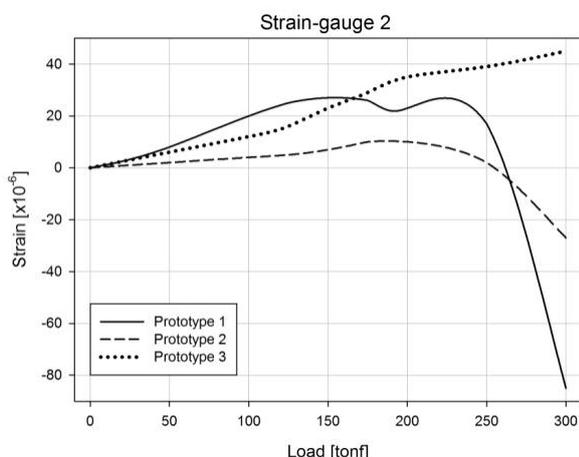


Fig. 16 - Deformation in strain-gauge 2.

In prototype 1, the strain values peaked. In figure 11, it can be observed that the deformations in the ZZ axis reached far more significant values in the prototype 1 than in the others. In addition it can be also observed that only prototype 1 presented permanent deformation in this location, for load superior to 249.1 (tonf). The different geometry induced a more efficient structural performance and the proof of this fact is clear in the collected data.

In the data collected by strain-gauge 2, it can be observed in figure 12 by the absolute values of strain, that the more efficient design for deformations in this point is prototype 2. However, it is still clear that prototype 1 has a lower performance than the other designs. However, in this axis the deformations are relatively low in all prototypes.

Strain-gauge 3 was positioned on the exterior lateral face of the main frame's leg. The deformations monitored can be observed in figure 13.

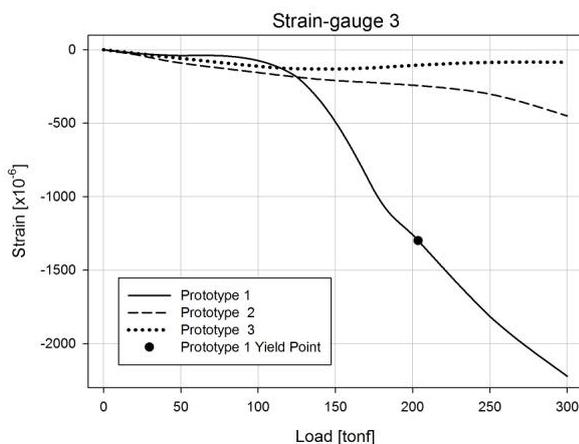


Fig. 17 - Deformations in strain-gauge 3.

As the main reinforcements and differences between the prototypes are localized in the upper beams of the main frames, it would be expected that the values of deformation in the lateral faces to be similar in all prototypes.

However, it can be concluded by the data gathered by strain-gauge 3, that the improved geometries reduced the deformation values even for the exterior faces of the main frame's legs. Prototypes 2 and 3 show similar values of deformations, while prototype 1 presented significant and permanent deformation for loads superior to 203.5 (tonf).

Strain-gauge 4 was placed in the center of the interior plate of the upper beam. The deformations that resulted from the applied loads are shown in figure 14.

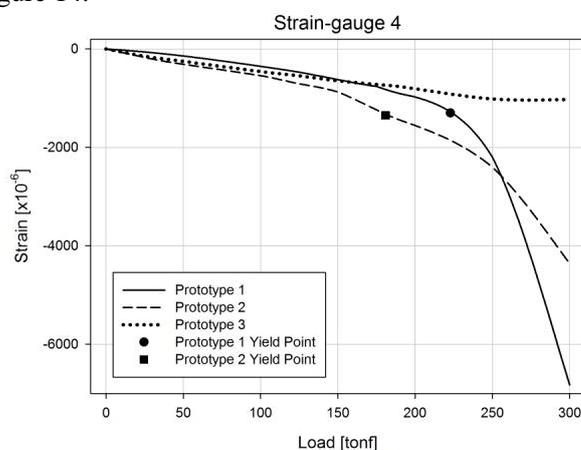


Fig. 18 - Deformations in strain-gauge 4.

This is the location where the peak of the bending moment is theoretically localized. It is consequently the place where there reinforcements are localized and the point where the values of deformation are expected to be higher. Thus, this specific collected data is very important to the determination of the most efficient prototype.

As it was expected, prototype 1 reveals much more deformations than the other two. However, for the first time, there is a significant difference between prototypes 2 and 3. It can be concluded that the structural lay-out of prototype 3 is more efficient than prototype 2. Additionally, it can be observed that both prototypes 1 and 2 present permanent deformation for superior loads of 222.8 (tonf) and 180.9 (tonf), respectively.

The second rosette was placed in the lateral face of the upper beam and is composed by strain-gauges 5 and 6, which measure the deformations in the ZZ and XX axis respectively. In figures 15 and 16 is expressed the deformations imposed by the applied loads.

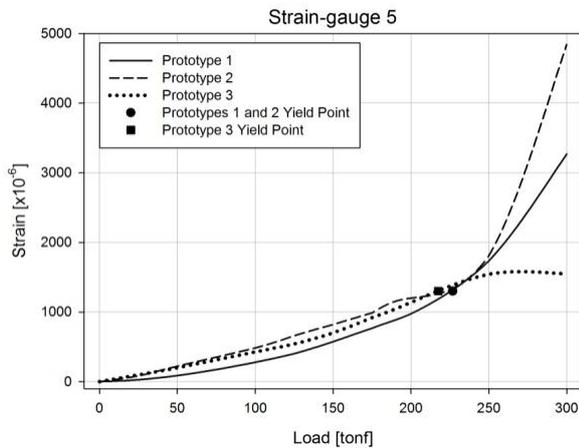


Fig. 19 - Deformation in strain-gauge 5.

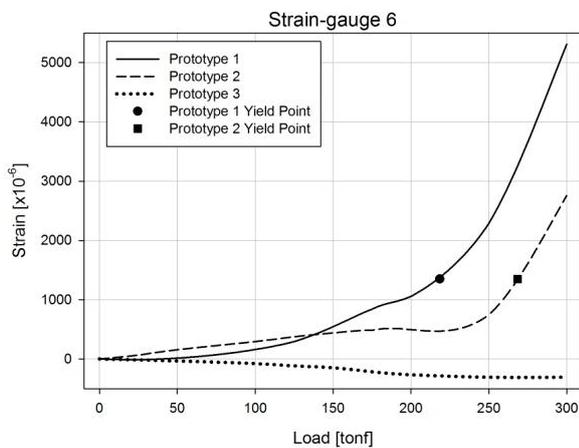


Fig. 20 - Deformation in strain-gauge 6.

Due to the positioning of this rosette, it is expected that the observed deformations are elevated. The reason for this is that the rosette is near the load application, in the middle of the lateral face of the superior beam. This is exactly the place where the internal reinforcements will dissipate the load that they hold.

For the first time, the data collected by strain-gauge 5, all prototypes presented permanent deformation. Prototypes 1 and 2 entered the plastic domain for loads higher than 226.8 (tonf) and prototype 3 for 217.5 (tonf).

However, by the data collected by strain-gauge 6, once again only prototypes 1 and 2 present permanent deformation. This happens when the applied load is higher than 218.5 (tonf) and 268.5 (tonf), respectively.

In the collected data it is confirmed that the deformations are elevated as expected. It is also shown by figures 15 and 16, that the prototype 3

reveals an outstanding performance when compared to the remaining two.

Strain-gauge number 7 was placed on top of the upper beam, monitoring the deformations that occur in the superior reinforcement. In figure 17, it is shown the value of such deformations.

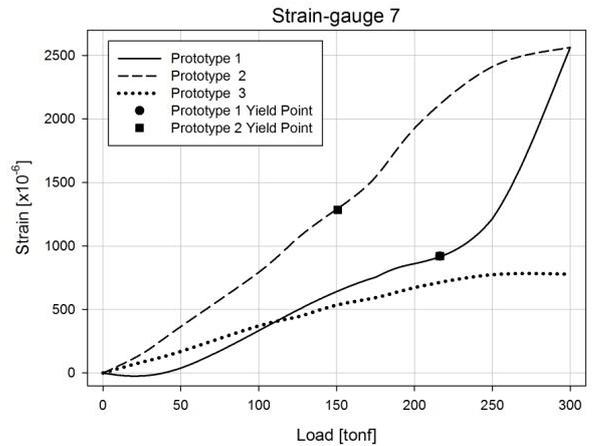


Fig. 21 - Deformations in strain-gauge 7.

Given the location of strain-gauge 7, the values of deformation are expected to be low. This was not verified by the experimental procedure. However, this strain-gauge led to an interesting fact. For the first time prototype 1 showed a significant superior performance to another prototype. For the whole range of applied loads, prototype 2 presented an inferior performance than the other prototypes.

In this position, the plastic domain is reached by prototypes 1 and 2, respectively for loads superior to 216.3 (tonf) and 150.8 (tonf).

Strain-gauge 8 is located in the interior face of the main frame's leg, near the upper beam. The deformations imposed by the applied loads are represented in figure 18.

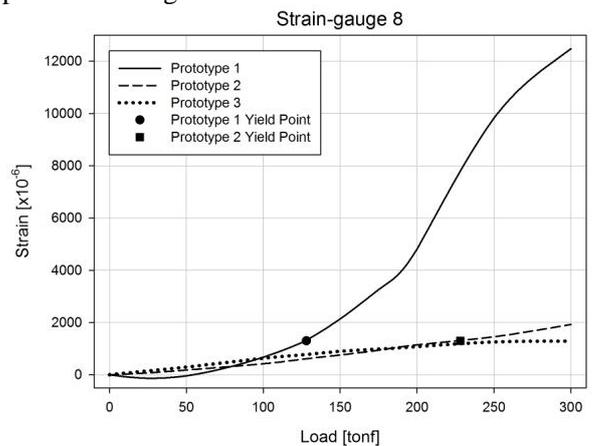


Fig. 22 - Deformations in strain-gauge 8.

The localization of this strain-gauge is characterized by elevated deformations. This is

confirmed with the experimental collected data. In figure 18, it can be observed that the performance of prototypes 2 and 3 are similar, as the performance of prototype 1 is relatively poor. In addition to this fact, prototype 1 presents permanent deformation when a load superior to 128 (tonf) is applied. This fact also happens in prototype 2 for a load superior to 228.1 (tonf).

Until this point, the fundamental parameter discussed was the relative deformations observed by the application of loads that simulated a short-circuit event and the existence of permanent deformation. However, as discussed earlier, one other fundamental objective by making more efficient structures, is the overall weight reduction. Given this, it is fundamental to analyze the specific weight of the presented prototypes, which is shown in table 3.

Table 6 – Prototype mass comparison.

Prototype	Mass (Kg)
1	1814
2	1603.6
3	1684
Overall weight reduction (relatively to Prototype 1)	
Prototype 2	79.96 %
Prototype 3	87.62%

Recurring to Table 3, it can be seen that the prototype 2 was the one that carried the most elevated weight reduction. However, correlating both deformation analysis and weight reduction information, it can be seen that it is not the prototype with the best overall performance.

It is evident that the presented values of deformation make prototype 1 the lay-out with worst relative performance. But, even though in some points, the observed deformation is approximately the same for prototypes 2 and 3. For example in the localizations of strain-gauges 1, 3, 8 and even strain-gauge 2, for absolute values of deformations. There are points where the deformation behavior of prototype 2 is worse than the other prototypes. In addition to this fact, there is a visible tendency to see a decrease of performance of the prototype 2 as we move to more important deformation points. This can be observed in the readings of strain-gauges 4, 5, 6 and 7.

It is clear that the structure with best structural performance is prototype 3, even though it is not the one with most weight efficiency.

As a consequence of the interpretation of the deformation results and the overall weight reduction, it can be said that the structural lay-out in prototypes 2 and 3 had a key role on their performance, but the

weight factor and consequent amount of material still represents an important variable in the overall performance.

5. Conclusions

An experimental procedure, consisting in applying a distributed load in the upper beam of three prototypes of Shell-type transformer main frames has been performed. The resulting data allowed the selection of the prototype with the best structural performance, the interpretation of the role performed by the weight of the structure and the gathering of data for the validation and correlation of future F.E.M. transformer dimensioning routines.

It was shown that the prototype with the best performance was the one with the reinforcement and lateral walls with most elevated height and 87% of the material weight removed (Prototype 3). Even though the weight reduction is one of the objectives of future transformer design, it has been shown that this parameter and the consequent amount of material used still has an important role in the structural performance of a power transformer. Thus, the generalized design procedure must carry in mind both structural lay-out and wise use of material to maximize the performance and economical production of these structures.

References

- [1] C. Hernandez, M.A. Arjona, An intelligent assistant for designing distribution transformers, *Expert Systems with Applications* 34 (2008) 1931-1937
- [2] D. Funaro, *Electromagnetism and Structure of Matter*, World Scientific, New Jersey, United States of America, 2008
- [3] D. Morar, B. Guzun, I. Rodean, Operational reliability in transmission power grid, *Journal of Energy and Power Engineering* 6 (2012) 150-154.
- [4] E. E. Almeida, H. G. Mendes, A. M. Pinho, Experimental validation of a core-type power transformer, in: *ASME Mechanical Engineering Congress*, 2009.

[5] M. A. Tsili, A. G. Kladas, P. S. Georgilakis, Computer aided analysis and design of power transformers, *Computers in Industry* 59 (2008) 338-350.

[6] A.J.P. Rosentino, et al, Modelling and analysis of electromechanical stress in transformers caused by short-circuits, *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 9 (2011) Paper no.432.

[7] Y. Wang, J. Pan, M. Jin, Finite Element Modeling of the Vibration of a Power Transformer, *Proceedings of ACOUSTICS* (2011) Paper No.34

[8] W.H. Bartley, Analysis of transformer failures, in: 36th Annual Conference of International Association of Engineering Insurers, 2003.

[9] C.C. Linhares, V.H: Carneiro, A.C.M. Pinho, H.G. Mendes, Elasto-Plastic Analysis of a Active Part Support on Shell-Type Transformers during a Short-Circuit, 13th Spanish-Portuguese Conference on Electrical Engineering (2013) Paper no. 198

[10] M. Gilany, W. Al-Hasawi, Reducing the short circuit levels in Kuwait transmission network (a case study), *Journal of Energy and Power Engineering* 4 (5) (2010).

[11] C. Krause, Short-Circuit Resistant Power Transformers – Prerequisites for Reliable Supply of Electrical Energy, in: Cigré 6th Southern Africa Regional Conference, 2009.

[12] J. Faiz, B. M. Ebraimi, Computation of Static and Dynamic Axial and Radial Forces on Power Transformer Windings Due to Inrush and Short-Circuit Currents, in: IEEE Jordan Conference on Applied Electrical Engineering and Computing Technologies, 2011

[13] Z. Andjelic, A. Fazlagic, R. S. Girgis, Applications of 3D Simulation to Solutions of Field Problems and Performance Upgrades of Large Power Transformers, in: Transmission and Distribution Conference and Exhibition, 2006

[14] A. Rezaei-Zare, R. Iravani, On the transformer core dynamic behavior during electromagnetic transients, *IEEE Transactions on Power Delivery* 25 (3) (2010)

ANEXO D

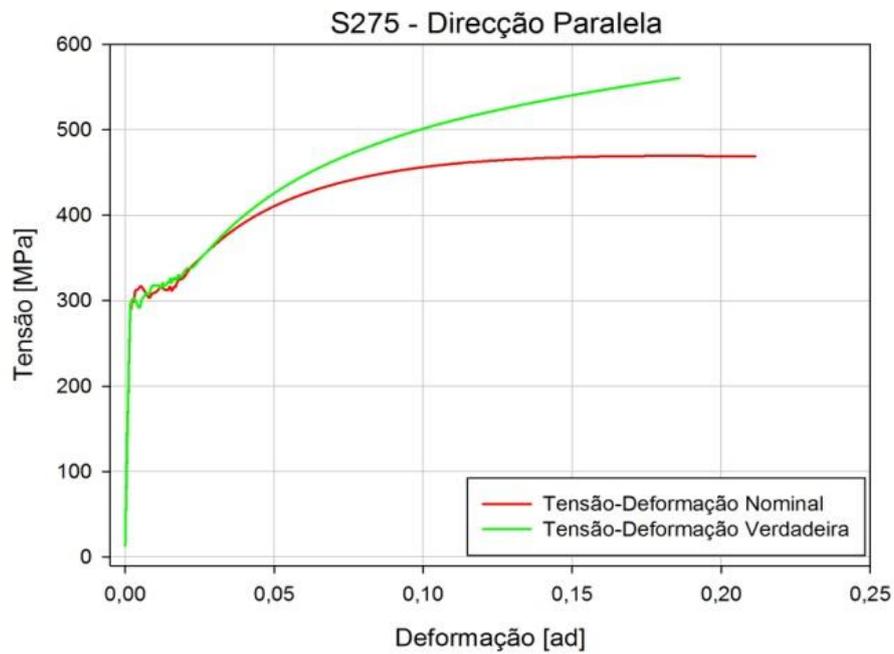
Dados dos provetes

Nº Proвете	Material	Direcção	Validação	Secção Transversal			Propriedades Mecânicas						
				Área [mm²]	Largura [mm]	Espessura [mm]	Módulo de Young [MPa]	Tensão Cedência Superior [MPa]	Tensão Cedência Inferior [MPa]	Tensão Rotura [MPa]	Extensão após Rotura [%]	Coefficiente de Poisson [ad]	
16	Weldox 700	Perpendicular	Sim	525.46	43.00	12.20	183.8	752.5		832.0	-	0.30	
21			Sim	509.84	42.31	12.05	194.9	758.5		834.7	-	0.28	
27			Sim	513.62	52.10	12.20	182.1	757.4		834.5	17.3	0.27	
28			Sim	514.84	42.20	12.20	191.0	759.0		838.1	17.8	0.28	
29			Sim	520.94	42.70	12.20	186.0	764.1		846.4	18.5	0.25	
15		Paralela	Sim	520.17	42.29	12.50	183.7	734.5		811.7	-	0.24	
22			Sim	505.49	41.95	12.05	182.4	745.5		821.6	18.7	0.23	
24			Sim	506.40	42.20	12.00	183.3	737.5		823.7	17.6	0.23	
25			Sim	502.80	41.90	12.00	182.0	731.9		821.4	14.8	0.26	
26			Sim	514.84	42.20	12.20	177.3	739.3		931.8	17.5	0.27	
18		Imex 700	Perpendicular	Sim	492.17	40.81	12.06	186.1	795.4	787	843.6	16.9	-
30				Sim	512.40	42.70	12.00	189.1	782.7	774.2	824.6	16.6	0.26
31	Sim			505.78	41.80	12.10	183.7	768.6	754.2	814.9	17.8	-	
38	Não			503.74	41.70	12.08	-	-	-	-	-	-	
39	Não			-	-	-	-	-	-	-	-	-	
17	Paralela		Sim	529.99	43.23	12.26	171.7	759.0		819.5	-	0.25	
34			Sim	524.60	43.00	12.20	167.7	750.4		810.1	-	0.23	
35			Sim	511.20	42.60	12.00	195.5	770.6		825.5	18.8	0.28	
36			Sim	507.60	42.30	12.00	166.2	757.8		824.0	18.7	0.24	
40			Não	509.41	42.10	12.10	-	-		-	-	-	

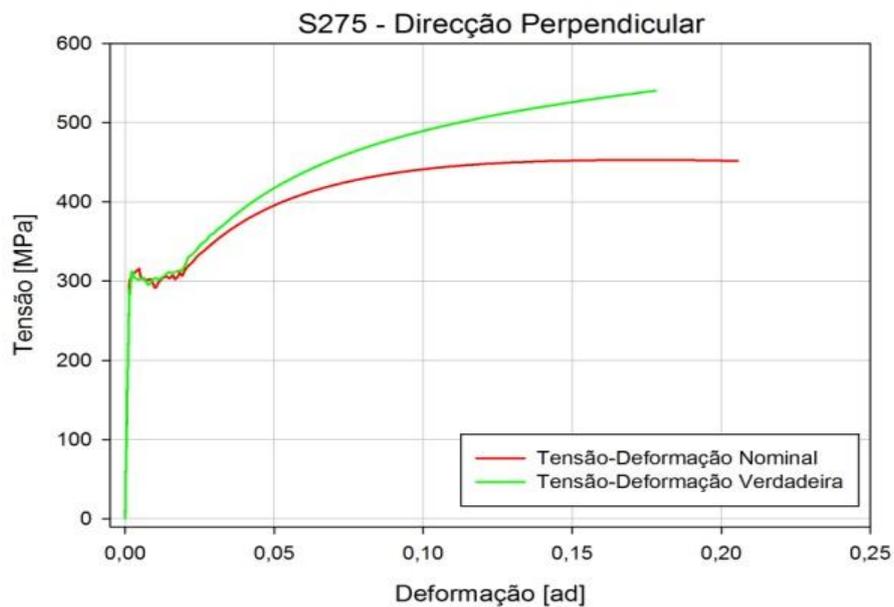
Anexo E

Curvas Tensão-Deformação

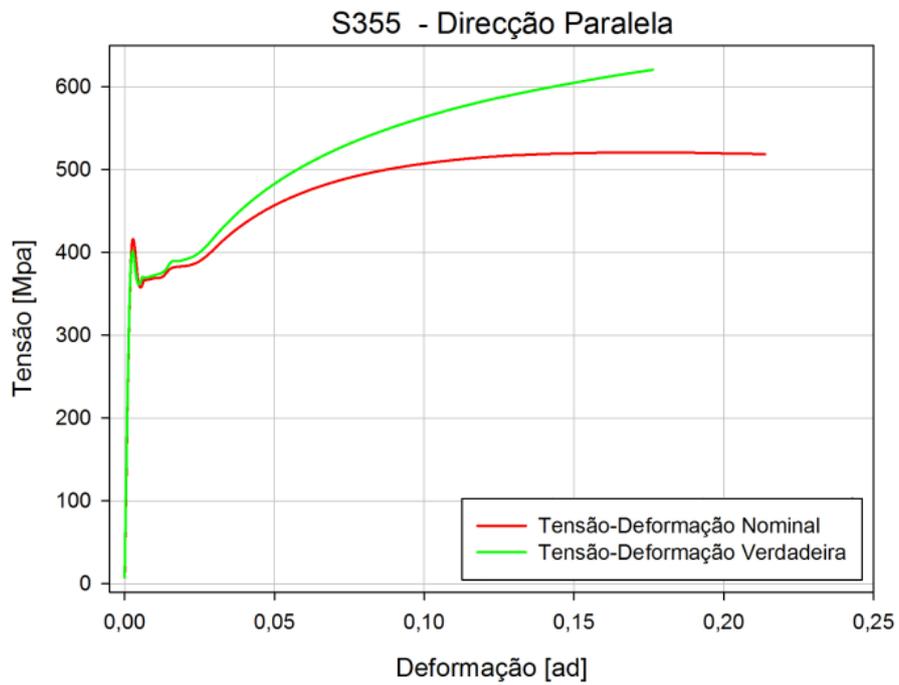
Aço S275 – Direção paralela



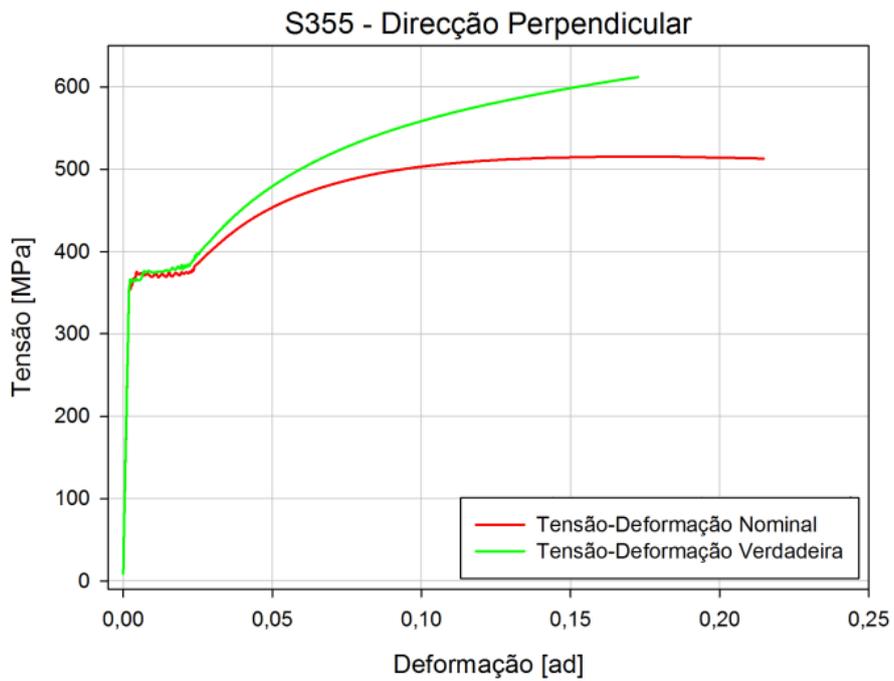
Aço S275 – Direção perpendicular



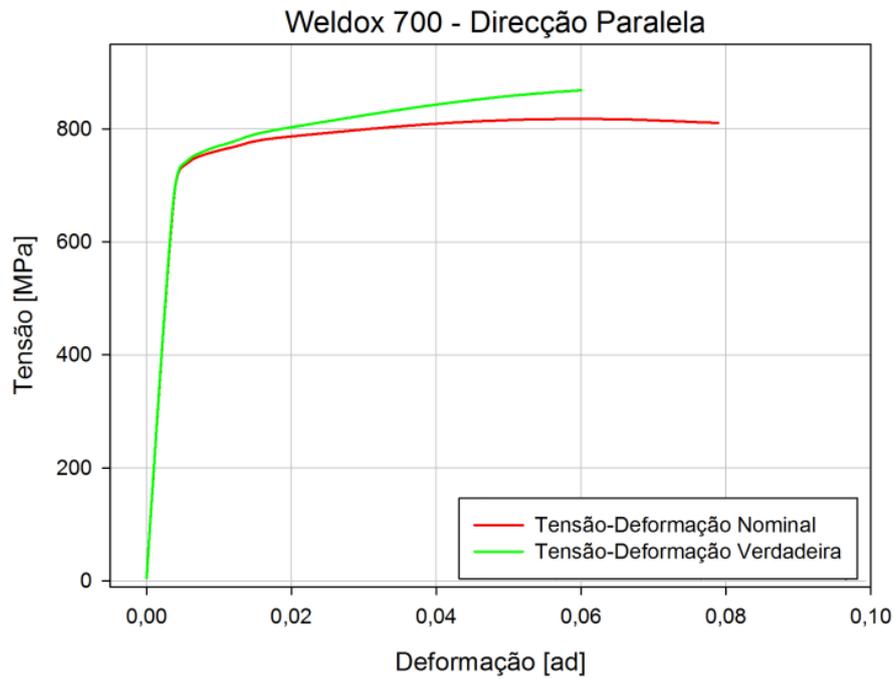
Aço S355 – Direção paralela



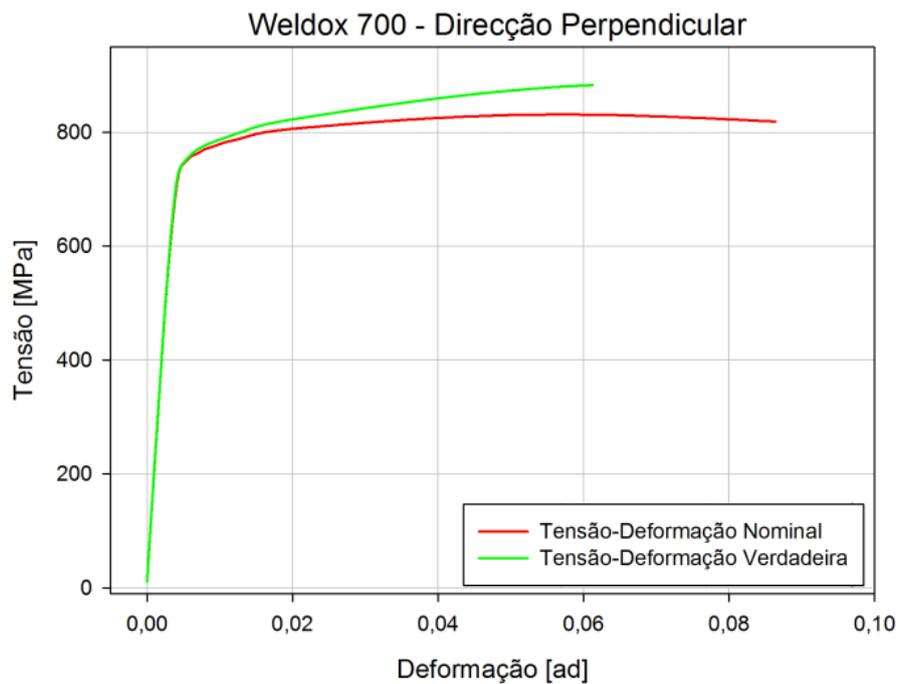
Aço S355 – Direção perpendicular



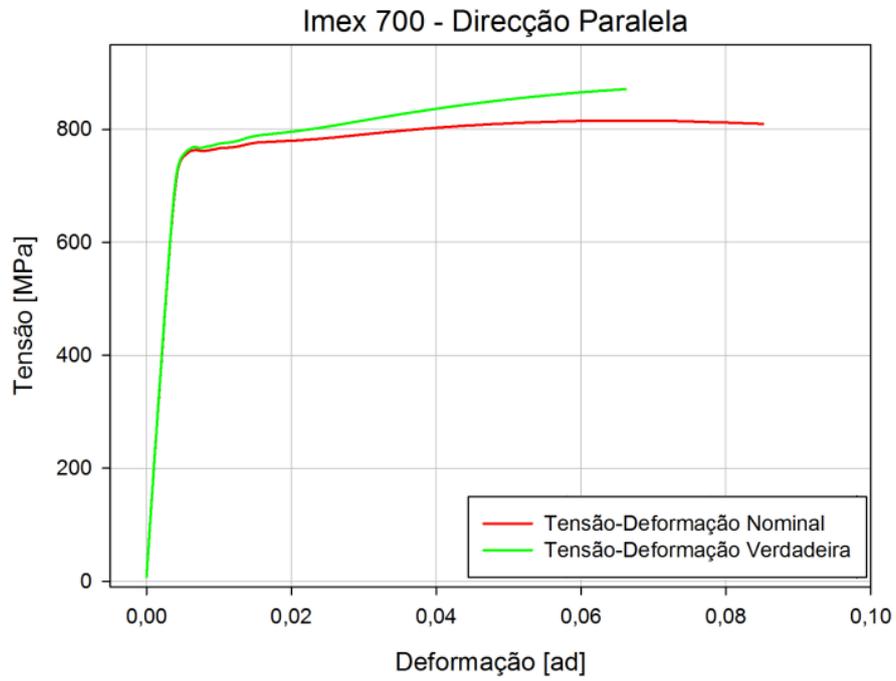
Aço Weldox 700 – Direção paralela



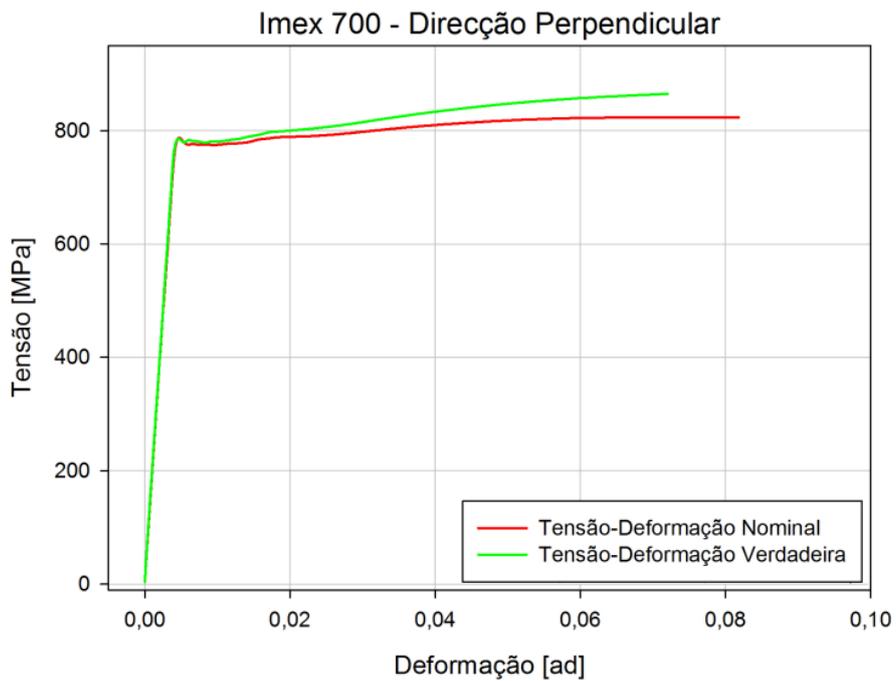
Aço Weldox 700 – Direção perpendicular



Aço Imex 700 – Direção paralelo



Aço Imex 700 – Direção perpendicular



Anexo F

Breve história da evolução do eletromagnetismo, da mecânica e da empresa Efacec Energia S.A. e sua importância no trabalho desenvolvido

A distribuição elétrica na nossa sociedade e a conseqüente necessidade da invenção, uso e melhoria de transformadores, é relativamente recente em termos históricos. No entanto os princípios sobre os quais nos regemos hoje em dia, para executar a melhoria destes equipamentos, foram acumulados ao longo de séculos e estimulados inicialmente pela curiosidade do ser humano.

Curiosamente vai verificar-se, ao longo desta breve introdução histórica, que os princípios do eletromagnetismo e da mecânica utilizados nesta dissertação, sempre estiverem interligados e evoluíram como um conjunto. Na verdade, seria incorreto dizer que estes são mutuamente exclusivos ou que poderiam desenvolver-se um sem o outro.

O projeto mecânico surgiu quando o ser Humano iniciou a construção de abrigos. Este sentiu a necessidade de encontrar formas de disposição de materiais e de saber a sua resistência para erguer estas estruturas de forma segura [1].

Estes eventos são no entanto pouco precisos, pelo que para contextualizar o leitor cronologicamente, vai passar-se para os anos 625 até 546 A.C. Estes foram os anos em que viveu o filósofo grego *Tales de Mileto*, que se questionou pela primeira vez porque é que uma pedra de âmbar esfregada em pelo ou lã atraía objetos leves como folha ou penas. Descobriu, apesar de não o saber, aquilo que hoje chamamos de eletricidade estática [2].

Do ponto de vista mecânico, *Arquimedes* (287-212 AC) faz posteriormente uma contribuição considerável para a mecânica moderna com o seu desenvolvimento da sua teoria de momentos e centro de gravidade [3].

Alguns dos primeiros estudos, elaborados tendo como perspectiva a resistência propriamente dita dos materiais, foram executados por *Leonardo Da Vinci*. A sua investigação sobre a resistência de arames de ferro de vários comprimentos, realizada por volta do ano 1500, pode ser encarada como o primeiro ensaio de tração [4].

Um século mais tarde (1600), *William Gilbert* publicava o seu tratado *De Magnete* [5], onde estabelece algumas das bases experimentais do comportamento magnético geradas, incluindo a conclusão do comportamento magnético do planeta Terra [6].

Apesar de William Gilbert ter estudado também os domínios da astronomia, este campo foi dominado por *Galileu Galilei*. No entanto, este último ao sentir-se curioso com o facto de estruturas geometricamente semelhantes perderem resistência à medida que aumento de dimensão, efetuou estudos no domínio da resistência dos materiais [1]. Foi assim pioneiro na condução de ensaios de tração, concluindo que a resistência de um corpo tracionado depende da sua área transversal e é independente do seu comprimento. Continuando o seu trabalho, desenvolveu bastante a teoria da resistência de vigas encastradas. A compilação destes estudos pode ser encontrada na sua obra *Due Nuove Scienze*, publicado em 1638 [7].

Todos estes desenvolvimentos no campo da mecânica dos materiais, levaram a que em 1678, *Robert Hooke* estabelece-se a relação entre uma força aplicada e a deformação consequente em molas na sua obra *De Potentiâ Restitutiva* [8]. Esta é a primeiro estudo onde as propriedades elásticas dos materiais são discutidas [1], e ainda hoje aplicadas no domínio elástico de sólidos pela Lei generalizada de Hooke.

Contemporâneos aos estudos de Robert Hooke, estão os trabalhos de *Ermé Mariotte*. Apesar do seu destaque na mecânica de fluidos, o seu contributo pelos estudos da resistência à tração, flexão e ao provar que a teoria iniciada por Galileu era exagerada, foram extremamente relevantes para a evolução da mecânica dos materiais [1]. Todas estas conclusões podem ser consultada na sua obra *Traité du mouvement des eaux et autres corps fluides* [9], publicada postumamente em 1686.

Por volta do ano 1732, *Stephen Gray* é eleito membro da *Royal Society*, devido ao mérito do desenvolvimento da teoria de condutores e isolantes elétricos [10].

Até este ponto, demonstrou-se que houve uma grande preocupação no desenvolvimento de teorias que previssem a resistência de corpos. No entanto, devido ao trabalho desenvolvido por *Jakob Bernoulli* com o apoio do seu irmão *Johann Bernoulli*, gerou-se uma nova vertente da interpretação do comportamento à flexão de uma viga: a sua deflexão [11].

No entanto, o legado da família Bernoulli não termina aqui, tendo continuado com a investigação do filho de Johann: *Daniel Bernoulli*. Este dedicou-se à continuação do trabalho sobre linhas elásticas dos seus ascendentes, à investigação

dos modos de vibração de cordas elásticas [12], entre outros assuntos [1]. Contudo, um dos seus principais contributos para a mecânica dos materiais foi a orientação ao seu pupilo, *Leonard Euler*.

O trabalho deste último, nomeadamente na investigação da forma das curvas elásticas de vigas elásticas está compilado na sua obra *Methodus inveniendi líneas curvas* [13], publicada em 1744.

Em 1747, *Benjamin Franklin* refere na sua correspondência pessoal a sua teoria da existência de dois tipos de electricidade, positiva e negativa. Relaciona, também, a sua atracção e repulsão [14]. A coleção destas comunicações pode ser encontrada na coletânea *The Papers of Benjamin Franklin* [15].

Uma das pessoas mais influentes nos campos da mecânica e do eletromagnetismo foi *Charles Coulomb*. A sua investigação sobre a resistência dos materiais à tração, flexão e torção (publicada em 1781 na sua obra *Théorie des Machines Simples* [16]), foi apenas suplantada pelos seus estudos na área do eletromagnetismo que culminaram na dedução da Lei de Coulomb em 1785 [17].

Já no século XIX, mais precisamente no ano de 1807, *Thomas Young* publica a sua obra *A Course of Lectures in Natural Philosophy and Mechanical Arts* [18]. Nesta, dá o seu contributo ao conhecimento do comportamento de materiais pela elaboração, embora que rudimentar, da primeira definição do módulo de elasticidade [1].

Repare-se que até este ponto, falou-se apenas de resistência de materiais do ponto de vista das forças aplicadas. Assim, em 1821, *Augustin Cauchy* publica uma compilação dos seus discursos com o título *Cours d'Analyse de l'École Polytechnique* [19]. Neste trabalho surge pela primeira vez o conceito de pressão num plano de um corpo elástico, derivado dos seus estudos de hidrodinâmica. Introduziu-se assim o conceito de tensão na teoria da elasticidade [1].

Esta definição de tensão foi inspirada pela leitura dos artigos contemporâneos de *Claude Navier*. A diferença principal nas suas interpretações deste fenómeno, é que a teoria proposta por Navier considera que as forças actantes, são aplicadas ao nível molecular ao invés em vez de um plano [20]. Já em 1827, Navier publica uma compilação dos seus trabalhos com o nome *Mémoires de l'Académie des sciences* [21]. Nestes trabalhos está incluída a importante dedução das bases da teoria da

elasticidade e a definição do módulo de elasticidade, tal como o conhecemos hoje em dia.

No mesmo ano, *André-Marie Ampère* publica a sua obra *Mémoire sur la théorie mathématique des phénomènes électrodynamiques uniquement déduite de l'expérience* [22]. Nesta, descreve como dois fios que transportam uma corrente elétrica se podem repelir ou atrair. Com base nestes pressupostos, afirma que as forças geradas por dois fios que carreguem energia elétrica decresce ao quadrado da distância que os separa e é proporcional ao produto das duas correntes. Deduz assim, a equação hoje referida como lei de Ampère [10].

Contemporaneamente, no ano de 1824, *Siméon-Denis Poisson* desenvolvia a teoria matemática que assume o magnetismo como consequência de uma carga magnética que confirma as experiências realizadas por Coulomb [23]. Contudo, o trabalho mais célebre de Poisson é a sua obra *Traité de Mécanique* [24], publicada em 1833. Neste encontra-se descrita a relação entre deformação transversal e axial, conhecida atualmente como coeficiente de Poisson [25].

Em 1821, *Michael Faraday* demonstra os princípios envolvidos na transformação de engenharia elétrica em movimento mecânico. O desenvolvimento desta investigação culminou na demonstração de como o magnetismo pode gerar uma corrente elétrica. Estes dois princípios formam a base dos motores e geradores elétricos [10]. As descobertas realizadas, incluindo a conhecida Lei de Faraday da indução publicada em 1831, na sua obra *Experimental Researches in Electricity* [26].

Aquando da publicação desta obra de Faraday, já *Carl Gauss* tinha compreendido em 1835, a relação entre um fluxo de um campo elétrico numa superfície limitada e a carga total resultante [27]. Dai, resulta a Lei de Gauss generalizada e a Lei de Gauss aplicada ao magnetismo.

Gabriel Lamé é recordado frequentemente pelo seu contributo para a teoria da elasticidade, nomeadamente pelos parâmetros de Lamé [28]. Contudo a sua obra é bem mais vasta, tendo abordado temas como a acústica e mesmo na área do eletromagnetismo. Os seus estudos estão compilados nos três volumes da sua obra *Cours de physique de l'Ecole Polytechnique* [29], publicados em 1840.

Dez anos mais tarde, *Gustav Kirchhoff* publica o seu artigo *Über das Gleichgewicht und die Bewegung einer elastischen Scheibe* (Sobre o equilíbrio e o movimento de uma placa elástica) [30], que demonstra pela primeira vez uma teoria satisfatória para a flexão de placas. No entanto, os seus estudos na área da eletricidade foram também extremamente importantes, sendo até aos dias de hoje conhecidas com as Leis de Kirchhoff [31].

Decorridas quase duas décadas desde a dedução das leis de Kirchhoff, as leis que regem a teoria do eletromagnetismo são compiladas e correlacionada por *James Clerk Maxwell*. Fundamentalmente, uniram-se as equações de Gauss, de Faraday e de Ampère referidas anteriormente, agora denominadas como Leis de Maxwell [32]. Contudo, os estudos de Maxwell não se limitaram apenas à teoria eletromagnética. Na verdade, este também dedicou parte da sua investigação à teoria das estruturas, especialmente à teoria da distribuição de esforços e deformações em treliças [1].

No ano de 1877, é publicada a obra *Theory of Sound* [33] de *Lord Rayleigh*. Esta servirá de base para a continuação do estudo de vibração e comportamento dinâmico de estruturas [34].

Três anos depois, *Thomas Edison* regista a patente da sua lâmpada [35]. Já em 1888, o seu ex-funcionário, *Nikola Tesla*, regista a patente do seu motor de indução de corrente alternada [36]. Esta última é comprada por *George Westinghouse*, proprietário da *Westinghouse Electric & Manufacturing Company*, que vê assim uma oportunidade de monopolizar a distribuição de energia utilizando corrente alternada [37].

No início do século XX, os conhecimentos na área da mecânica e resistência dos materiais continuam a progredir. Um dos grandes responsáveis por esta evolução foi *Stephen Timoshenko*. Impulsionado pela leitura e análise das obras clássicas, Timoshenko publica uma série de trabalhos (*Vibration problems in engineering* [38], *Theory of elasticity* [39], *Theory of plates and shells* [40], etc.) que ainda hoje consideradas como referências. Curiosamente, este havia de trabalhar como consultor para a *Westinghouse Electric & Manufacturing Company*, aquando da sua migração para os Estados Unidos da América [41].

No início dos anos 40, surgem os primeiros trabalhos que dariam origem ao método dos elementos finitos, quer pelo desenvolvimento da discretização em sub-

regiões e pelo uso do Método de Rayleigh [42]. Um exemplo destes trabalhos pioneiros, é o apresentado por *Richard Courant* no seu artigo *Variational Methods for the Solutions of Problems of Equilibrium and Vibrations* [43].

Nesta década, mais precisamente em 1948, surge também a cooperação entre a empresa Electro-Moderna, a empresa belga ACEC, a CUF e um pequeno grupo de investidores. Juntos formariam a base daquilo que é hoje a empresa Efacec Energia S.A [44].

Durante a década de 50, podem contabilizar-se dois eventos que influenciaram o rumo desta dissertação. Em 1954 e 1955, *John Argyris* publica uma série de artigos denominados: *Energy Theorems and Structural Analysis – Part I*. Aqui, cunha o termo “método dos elementos finitos” tal como o conhecemos hoje [45]. Por outro lado, no final dos anos 50, a empresa Efacec começa a produzir transformadores de alta potência do tipo Shell através do licenciamento concedido à empresa ACEC pela *Westinghouse Electric & Manufacturing Company* [44].

Todos estes eventos e a contínua evolução dos conceitos referidos até aos dias de hoje, na área da resistência e mecânica dos materiais, na determinação do comportamento dinâmico de estruturas, do eletromagnetismo e do método dos elementos finitos, tiveram um papel fundamental no desenvolvimento desta dissertação.

Referências

- [1] S. P. Timoshenko, *History of Strength of Materials*, Nova Iorque, E.U.A.: Dover Publications, 1983.
- [2] A. K. T. Assis, *The Experimental and Historical Foundations of Electricity*, Montreal, Canadá: Apeiron Montreal, 2010.
- [3] A. K. T. Assis e C. P. Magnaghi, *The Illustrated Method of Archimedes*, Montreal, Canadá: Apeiron Montreal, 2012.
- [4] J. R. Lund e J. P. Byrne, “Leonardo Da Vinci’s Tensile Strength Tests: Implications for the Discovery of Engineering Mechanics” *Civil engineering and environmental systems*, Vol. 0. Pp. 1-8, 2000.

- [5] W. Gilbert, *De Magnete*, Nova Iorque, EUA: Dover Publications, 1958.
- [6] E. Zilsel, "The Origins of William Gilbert's Scientific Method" *Journal of the history of ideas*, Vol. 2, No.1 Pp. 1-32, 1941.
- [7] G. Galilei, *Dialogues Concerning Two New Sciences*, Nova Iorque, EUA: MacMillan, 1914.
- [8] R. Hooke, *De Potentiâ Restitutiva*, Londres, Reino Unido: Royal Society, 1678.
- [9] E. Mariotte, *Traité du Movement des Eaux et Autres Corps Fluids*, Paris, França: Philippe de La Hire, 1718.
- [10] J. F. Keithley, *The Story of Electrical and Magnetic Measurements*, Nova Iorque, EUA: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1999.
- [11] L. Aldersen e S. R. Nielsen, *Elastic Beams in Three Dimensions*, Aalborg, Dinamarca: Aalborg University, 2008.
- [12] I. Grattan-Guinness, "Daniel Bernoulli and the Varieties of Mechanics in the 18th Century" *Nieuw archief voor wiskundke*, Vol. 5 No.1 Pp. 242-249, 2000.
- [13] L. Euler, *Methodus Inveniendi Líneas Curvas*, Genebra, Suíça: Lausanae & Genavae, 1744.
- [14] E. P. Krider, "Benjamin Franklin and the Lightning of Rods" *Physics today*, Vol. 59, No. 1. Pp. 42-48, 2006.
- [15] L. W. Labaree e W. J. Bell, *The Papers of Benjamin Franklin*, New Haven, EUA: Yale University Press, 1959.
- [16] C. A. Coulomb, *Théorie des Machines Simples*, Paris, França: Bachelier Librarie, 1981.
- [17] C. A. Coulomb, *Mémoire sur L'Électricité et le Magnetism – Histoire de l'Academie Royale des Sciences*, Paris, França: L'Imprimerie Royale, 1785.
- [18] T. Young, *A Course of Lectures in Natural Philosophy and Mechanical Arts – Volume 1*, Londres, Reino Unido: Taylor and Walton, 1845.
- [19] A. Cauchy, *Cours d'Analyse de l'École Polytechnique*, Paris, França: Imprimerie Royale, 1821.

- [20] G. P. Galdi, An Introduction to the Navier-Stokes Initial Boundary Value Problem, Basileia, Suíça: Birkhäuser-Verlag, 2000.
- [21] I. S. Sokolnikoff, Mathematical Theory of Elasticity, Malabar, EUA: Krieger Publishing Company, 1983.
- [22] A.-M. Ampère, Mémoire sur la Théorie Mathématique des Phénomènes Électrodynamiques Uniquement Déduite de L'Experience, Paris, França: Chez Firmin Didot, 1827.
- [23] R. Prozorov, Magnetic Field, Ames, EUA: Iowa State University, 2009.
- [24] S.-D. Poisson, Traité de Mécanique, Paris, França: Bachelier, 1833.
- [25] V. H. Carneiro, J. Meireles e H. Puga, "Auxetic Materials - A Review," Materials science - Poland, in press, 2013.
- [26] M. Faraday, Experimental Researches in Electricity - vol.1, Londres, Reino Unido: Richard and John Taylor, 1839.
- [27] P. Lorrain, D. R. Corson e F. Lorrain, Electromagnetic Fields and Waves 3º ed, Nova Iorque, EUA: W.H. Freeman and Company, 1988.
- [28] M. d. Beer e J. Maina, "Some Fundamental Definitions of the Elastic Parameters for Homogenous Isotropic Linear Elastic Materials in Pavement Design and Analysis" 27th Annual Southern African Transport Conference Pp. 282-293, 2008.
- [29] G. Lamé, Cours de physique de L'École Polytechnique, Paris, França: Bachelier, 1840.
- [30] G. Kirchhoff, "Über das Gleichgewicht und die Bewegung einer elastischen Scheibe" Vol.40, Pp. 51-88, 1850.
- [31] G. Kirchhoff, "Ueber die Bewegung der Elektrizität in Leiter," Journal für reine und angewandte mathematik, Vol. 178, No. 12 Pp. 529-544, 1857.
- [32] J. C. Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, Oxford, Reino Unido: Clarendon Press, 1873.
- [33] L. Rayleigh, Theory of Sound, Londres, Reino Unido: MacMillan and Co, 1877.
- [34] K.-E. Kurrer, The History of the Theory of Structures: From Arch Analysis to Computational Mechanics, Berlim, Alemanha: Ernst & Sohn, 2008.

- [35] T. A. Edison, "Electric Lamp - U.S. Patent No. 223898," Washington D.C., EUA, 1880.
- [36] N. Tesla, "Electro - Magnetic Motor - U.S. Patent No. 381968," Washington D.C., EUA, 1888.
- [37] G. Figueira, "O Homem do Raio da Morte", Gazeta da fisica, Vol.31, No.3 Pp. 33-35 , 2008.
- [38] S. P. Timoshenko, Vibration Problems in Engineering, Nova Iorque, EUA: D. Van Nostrand Company, 1928.
- [39] S. P. Timoshenko, Theory of Elasticity, Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill Book Company, 1934.
- [40] S. P. Timoshenko, Theory of Plates and Shells, Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill Book Company, 1940.
- [41] E. Mansfield, F. Young e D. Young, "Stephen Prokofievitch Timoshenko", Biographical memoirs of fellows of the Royal Society Vol. 19, Pp. 679-694, 1973.
- [42] K. Gupta e J. Meek, "A Brief History of the Beginning of the finite element method", International journal for numerical methods in engineering, Vol.39, Pp. 3761-3774, 1996.
- [43] R. Courant, "Variational Methods for the Solutions of Problems of Equilibrium and Vibrations", Bulletin of the american mathematical society, Vol.49, No. 1. Pp. 1-23, 1943.
- [44] E. E. S.A., "História da Empresa," http://www.efacec.pt/presentationlayer/efacec_historia_00.aspx?...2..&idioma=1, Visitado a 2 de Outubro de 2013.
- [45] J. Argyris, "Energy Theorems and Structural Analysis - Part 1", Aircraft engineering and aerospace technology, Vol. 26 Pp. 347-356; 383-387; 394 e Vol. 27 Pp. 42-58; 80-94; 125-134; 145-158, 1954 e 1955.