

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Estudo e otimização de rotor de Cobre sem cinta de contenção

Gonçalo Afonso Esteves Carvalhido



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Orientador na FEUP: Ana Rosanete Lourenço Reis

Orientador na WEG: Susana Fernandes Moreira

23 de julho de 2021

Estudo e otimização de rotor de Cobre sem cinta de contenção

Gonçalo Afonso Esteves Carvalhido

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Abstract

Induction motors are a very important technology in our daily lives. Both domestically, industrially and commercially. They are present in the most varied machines, from cars, fans, compressors, hydraulic pumps, conveyor belts, among others. The simplicity of construction, robustness and ability to work with high voltages and in harsh environments make it a very versatile equipment on which we depend on our daily lives.

The focus of this project is on optimizing the structure of a specific *WEG* model, a three-phase induction motor. Generally, the rotor structures of these AC motors support low speeds, at frequencies of 50 or 60 Hz, which correspond to 3000 to 3600 rpm. The cage structure, usually in copper, is the most stressed, especially in the area where the ring is joined to the bars or in the ring itself. For them to work at higher speeds, important structural changes need to be applied in these regions, in terms of geometry and metal alloys used.

In the company's current models, for peripheral speeds above 60 m/s, stainless steel containment rings are applied, in order to control the plastic deformation of the copper end ring. In order to reduce the cost and mass of the rotor, the proposed new structure intends to remove this component.

In the first part of this dissertation, the state of the art is presented. The types of existing induction motors, their operating principle, elements and materials used, as well as the manufacturing processes used are explored. Patents and scientific articles on existing solutions are subsequently explored, with special attention to the structure of the short-circuit ring.

In a second part a new short ring structure is proposed to support speeds above 3000 rpm. Its performance is tested in terms of Von Mises stresses, in the critical regions considered, and deformations of the elements under analysis. The performance of the new design is tested at various speeds and taking into account various end ring retention conditions.

Keywords: Induction motors, End ring, Copper alloys, Squirrel cage rotors

Resumo

Os motores de indução são uma tecnologia muito importante no nosso dia-a-dia. Tanto a nível doméstico, como a industrial e comercial. Estão presentes nas mais variadas máquinas, desde automóveis, ventiladores, compressores, bombas hidráulicas, correias transportadoras, entre outros. A simplicidade de construção, robustez e aptidão para funcionar com altas tensões e em ambientes adversos fazem com que seja um equipamento bastante versátil e do qual dependemos no nosso quotidiano.

O foco deste projeto está na otimização da estrutura de um determinado modelo da *WEG*, de motor trifásico de indução. Geralmente as estruturas dos rotores destes motores de corrente alternada suportam baixas velocidades, a frequências de 50 ou 60 Hz, que correspondem a 3000 a 3600 rpm. As estrutura da gaiola, geralmente em cobre, apresenta ser a mais solicitada, especialmente na zona da união do anel às barras ou no próprio anel. Para que funcionem a velocidades superiores, alterações estruturais importantes necessitam ser aplicadas nestas regiões, a nível de geometria e de ligas metálicas utilizadas.

Nos modelos atuais da empresa, para velocidades periféricas superiores a 60 m/s são aplicadas cintas de contenção em aço inoxidável, de forma a controlar a deformação plástica do anel de cobre. Com vista à diminuição do custo e da massa do rotor, a nova estrutura proposta pretende retirar este componente.

Numa primeira parte desta dissertação é realizado o estado da arte. São explorados os tipos de motor de indução existentes, o seu princípio de funcionamento, elementos e materiais utilizados, bem como os processos de fabrico utilizados. São posteriormente exploradas patentes e artigos científicos de soluções já existentes, tendo especial atenção à estrutura do anel de curto-circuito.

Numa segunda parte é proposta uma nova estrutura de anel de curto para suportar velocidades superiores a 3000 rpm. É testado o seu desempenho em termos de tensões de Von Mises, nas regiões críticas consideradas, e de deformações dos elementos em análise. A performance do novo design é testada para várias velocidades e tendo em conta várias condições de retenção do anel.

Palavras-chave: Motores de Indução, Anel de curto-circuito, Ligas de cobre, Rotores em gaiola de esquilo

Agradecimentos

Esta dissertação marca o fim de uma fase muito importante da minha vida. Um fim que marca um novo começo e uma nova aventura. Fase esta que foi marcada sempre por momentos maravilhosos, de sucesso e divertimento, mas também por momentos de fracasso e angústia, sempre bem acompanhado pelos meus amigos e família que nunca me deixaram de lado. Recordo sempre que comecei o curso sem toda a minha vontade. Preferia explorar outros talentos, mas posso dizer com confiança que aprendi bastante e que saio desta bela casa feliz.

Desde já quero agradecer à minha orientadora, a Eng. Ana Reis, pela oportunidade de trabalhar neste projeto e por todo o seu apoio. Quero também agradecer à minha orientadora na *WEGeuro*, a Eng. Susana Moreira, que teve sempre a paciência e boa vontade de trabalhar comigo nestes meses, dando todo o apoio que lhe estava ao alcance. Da mesma forma, quero também agradecer ao Eng. Rui Pedro Silva, do *INEGI*, que sempre me ajudou durante todo este semestre na realização da dissertação, ajudando sempre a melhorá-la o melhor possível.

Gostaria claro de agradecer aos meus pais, que tudo fizeram para que eu pudesse estudar, passando por sacrifícios pessoais para que eu pudesse completar a minha educação superior, sem nunca me ter faltado nada. Também à minha irmã, pelas boleias infindáveis entre Viana do Castelo e Porto e pelas suas histórias e conselhos de vida que tanto me deram jeito.

Aos meus amigos, que sempre estiveram lá, para a festa, para o estudo de última hora para os exames e também para os momentos menos felizes. À Tuna de Engenharia da Universidade do Porto, onde fui e sou muito feliz, onde tive a oportunidade de levar amigos e experiências para a vida.

Ao meu avô Benjamin, que infelizmente já não está entre nós, e com quem sempre me identifiquei, dedico esta dissertação.

Gonçalo Carvalhido

*“Eles não sabem, nem sonham
Que o sonho comanda a vida
E que sempre que um homem sonha
O mundo pula e avança”*

António Gedeão

Conteúdo

1	Introdução Geral	1
1.1	Introdução	1
1.2	Apresentação da Empresa	1
1.3	Enquadramento e Objetivos	2
1.4	Estrutura da Dissertação	2
2	Revisão bibliográfica	5
2.1	O motor de indução	5
2.1.1	Contextualização histórica	6
2.1.2	Principais constituintes de um motor trifásico	6
2.2	Princípio de funcionamento	19
2.3	Materiais para a construção de rotores em gaiola	30
2.3.1	Núcleo magnético	30
2.3.2	Barras da gaiola e anéis de curto-circuito	31
2.3.3	Isolamento elétrico e térmico	34
2.4	Esforços e falhas características de rotores em gaiola	35
2.5	Equilibragem do rotor	39
3	Solução atual e outras existentes no mercado	47
3.1	Introdução	47
3.2	Análise de designs existentes e patentes	48
3.2.1	Patente US 4,131,990 (1991) - <i>Method of making squirrel cage rotor</i>	48
3.2.2	Patente EP 2 804 297 A2 (2014) - <i>Squirrel-cage rotor assembly with electron beam welded end caps</i>	50
3.2.3	Patente US 2006/0273683 A1 (2006) - High strenght induction machine, rotor, rotor cage end ring and bar joint, rotor end ring, and related methods	51
3.2.4	Patente US20210044189 (2021) - Short-circuit Ring For Connecting To Cage Bars	54
3.2.5	Patente US 2007/0210667 A1 (2007) - <i>Squirrel cage rotor</i>	56
3.2.6	Patente US10,819,201 (2020) - Squirrel-cage rotor and method for producing a squirrel-cage rotor	58
3.2.7	Outras fontes	59
3.3	Conclusões	62
4	Trabalho de Simulação Numérica	63
4.1	Descrição do método de análise - <i>Finite Element Analysis</i>	63
4.2	Modelo de base	65
4.2.1	<i>Steps</i> de análise	65

4.2.2	Materiais aplicados	66
4.2.3	Contactos entre componentes	67
4.2.4	Condições de fronteira e critérios limite	68
5	Resultados Experimentais	71
5.1	Variação da geometria do modelo	71
5.1.1	Alteração da distância entre anel e o bloco magnético	71
5.1.2	Otimização da estrutura do anel	83
5.1.3	Comportamento do anel com o aumento da velocidade	92
5.1.4	Alteração da junção entre a barra e o anel	103
5.2	Ligas e processos de fabrico alternativos para o anel	106
5.2.1	Caracterização da liga escolhida	108
5.2.2	Análise económica do processo	110
5.2.3	Soluções alternativas	112
6	Conclusões e trabalhos futuros	115
6.1	Conclusão	115
6.2	Trabalhos futuros	116
	Referências	119

Lista de Figuras

2.1	Esquema de motor de indução moderno	5
2.2	Modelos do motor de indução bifásico de Ferraris (1885) e Tesla (1886) [1] . . .	6
2.3	Motor de indução em vista explodida [4]	7
2.4	Esquema da dissipação de calor para o ambiente de um motor de indução [5] . .	8
2.5	Velocidade síncrona do motor em função do número de pólos [2]	8
2.6	Bobinagens utilizadas no estator [1]	9
2.7	Bobinagem monofásica, para uma camada de cablagem e para quatro pólos, com uma passagem por pólo [2]	9
2.8	Bobinagem trifásica, para uma camada de cablagem e para quatro pólos, com três passagem por pólo por fase [2]	10
2.9	Bobinagem trifásica, para duas camadas de cablagem e para quatro pólos, com três passagem por pólo por fase [2]	10
2.10	Estrutura de rotor com barras paralelas e com barras inclinadas [6]	11
2.11	Classes NEMA e respectivas curvas de binário características [7]	11
2.12	Rotor com gaiola dupla (1) e de barra de barra profunda (2) [8]	12
2.13	Rotor de bloco magnético compacto, com gaiola brasada entalhada na superfície do bloco	12
2.14	Rotor sólido de barras de perfil fechado	13
2.15	Rotor laminado com barras de perfil fechado (pode incluir tirantes para garantir maior rigidez ao rotor)	13
2.16	Aquecimento por indução da região a ser brasada [12]	14
2.17	Esquematização das tensões superficiais [13]	14
2.18	Exemplos de juntas de brasagem [16]	17
2.19	Designs de dissipadores usados em rotores [10]	18
2.20	Alguns designs de hélices solidárias ao eixo de rotação [10]	18
2.21	Efeito de rotação do campo magnético no estator [2]	20
2.22	Desfasamento da curva de corrente induzida no rotor com a curva da força eletromotriz induzida e da corrente no estator [2]	22
2.23	Circuito equivalente inicial de um motor de indução [21]	22
2.24	Circuito equivalente do estator [21]	23
2.25	Circuito equivalente do rotor [21]	23
2.26	Circuito final simplificado do motor de indução [21]	24
2.27	Curva torque-Velocidade e curva corrente induzida-velocidade [2]	25
2.28	Pontos notáveis da curva torque-velocidade do motor de indução [22]	26
2.29	Relação entre densidade de fluxo magnético e a profundidade do fluxo gerado [23]	26
2.30	Corrente para uma "espira" da gaiola do rotor	27
2.31	Fluxo magnético numa barra retangular [16]	28
2.32	Exemplos de secções de barras de: a) perfil fechado de b) perfil aberto [1]	28

2.33	Efeito de correntes de Foucault em núcleo sólido e laminado [27]	29
2.34	Baixa coercitividade, que corresponde a materiais magnéticos macios, e elevada coercitividade, equivalente a materiais magnéticos duros [28]	30
2.35	Qualificação comparativa de diferentes materiais da sua condutividade elétrica, pela IACS [33]	33
2.36	Esquematização das forças aplicadas no contacto entre o anel e as barras do rotor [38]	36
2.37	Deformação das barras do rotor devido à força centrífuga no rotor	36
2.38	Concavidade interior originária do aquecimento repentino das barras da gaiola, durante a fase de arranque [15]. <i>Nota: Rotor OD representa o núcleo magnético</i>	37
2.39	Extensão da barra para lá do núcleo magnético e forma da curvatura criada nessa região [32]	37
2.40	Combinação do efeito térmico e dinâmico na deformação das barras [32]	38
2.41	Laminações deformadas e parcialmente fundidas devido à vibração das barras [39]	39
2.42	Processo de ranhuração das barras [32]	39
2.43	Representação da força centrífuga [41]	40
2.44	Toleranciamento do desequilíbrio específico do motor de acordo com a aplicação do motor (adaptado da norma ISO 1940-1) [41]	41
2.45	Esquematização do desequilíbrio dinâmico [41]	41
2.46	Sistema de deteção de vibrações [42]	42
2.47	Disposição hipotética dos sensores de medição [42]	42
2.48	Esquema de vetores para o cálculo do desequilíbrio [42]	43
2.49	Exemplo de equilibragem de rotor de um motor de indução [45]	44
2.50	Métodos de aplicação da equilibragem no rotor [41]	44
2.51	Modelo semelhante ao aplicado no caso de estudo [46]	45
2.52	Secção do corte longitudinal do rotor em estudo. <i>Nota: rasgo de equilibragem a azul</i>	45
3.1	Solução atual de rotor de motor trifásico: 1) com cinta e 2) sem cinta, para velocidades inferiores (Fonte: WEG)	48
3.2	Estruturas de anel de curto-circuito, em que: a) é o design habitual para rotores em alumínio e b) é o proposto após reparação do mesmo [43]	49
3.3	Anéis de curto-circuito semelhantes aos usados nos modelos de estudo da WEG	50
3.4	Anel de curto-circuito referido em [47].	51
3.5	Esquematização da região de soldadura por EBW, em que se apresentam dois planos alternativos para as passagens do feixe de eletrões (1203 e 1204) [47].	51
3.6	Superfície exterior e interior do anel de curto-circuito proposto [31].	52
3.7	Características técnicas do motor patenteado [31].	53
3.8	Tensão de Von Mises na região periférica do anel [31]	53
3.9	Deformação do topo do rotor devido ao efeito cinético e térmico [31]	54
3.10	Geometrias propostas pela patente para a região de brasagem [51]	55
3.11	Vista frontal das geometrias propostas [51]	55
3.12	Proposta de topologia, com destaque da abertura no bloco magnético [52]	57
3.13	Exemplo de uma secção do anel de curto proposto em, representando também o "centróide" da densidade de corrente elétrica [53]	57
3.14	Pormenor do anel de curto-circuito, descrito em [54]	58
3.15	Ferramenta de a) embutidura e de b) corte usadas para produzir os segmentos do anel de curto [54]	58
3.16	Possíveis topologias propostas [29]	60
3.17	Construção do rotor utilizando tirantes e anéis de reforço, analisada em [29]	61
3.18	Construção de rotor por meio de tirantes [56]	61

4.1	Elemento tetraédrico (esquerda) e hexaédrico (direita) [60]	64
4.2	Geometria do modelo de base, aplicado atualmente pela WEG	65
4.3	Contacto <i>Bonded</i> [61]	68
4.4	Contacto <i>Frictionless</i> [61]	68
4.5	Superfícies em que é aplicada a condição de simetria	69
4.6	Superfícies em que é aplicada a condição de deslocamento radial	69
4.7	Superfícies em que é aplicada a condição de deslocamento axial	69
5.1	Dimensões (em mm) do modelo em análise (segundo eixo ZZ)	71
5.2	Dimensões (em mm) do modelo em análise (dimensões radiais)	72
5.3	Evolução da deformação radial da cinta de contenção com a diminuição do espaçamento	73
5.4	Evolução da deformação radial da barra com a diminuição do espaçamento	73
5.5	Evolução da deformação radial do anel de curto-circuito com a diminuição do espaçamento	74
5.6	Região de concentração de tensões no bloco magnético (MPa)	75
5.7	Região do bloco acima do limite de tensões estabelecido para o componente (45mm)	76
5.8	Região do bloco acima do limite de tensões estabelecido para o componente (5mm)	76
5.9	Região crítica secundária da barra considerada	77
5.10	Região crítica da barra considerada	77
5.11	Região crítica do anel	78
5.12	Tensões máximas de von Mises nas regiões críticas consideradas na barra	78
5.13	Tensão máxima de von Mises na região crítica do anel	79
5.14	Distribuição das tensões de corte, segundo a componente YZ, para o anel e a barra	80
5.15	Valores máximos da componente YZ de tensão de corte, para a face do anel	80
5.16	Valores máximos da componente YZ de tensão de corte, para a face da barra	81
5.17	Distribuição das tensões na cinta de contenção	81
5.18	Distribuição gráfica das tensões máximas de Von Mises na cinta, em função do espaçamento	82
5.19	Geometria da primeira proposta para o anel de curto	83
5.20	Distribuição de tensões do primeira iteração da estrutura a a otimizar	84
5.21	Vista lateral das propostas 2 e 3	85
5.22	Distribuição de tensões das propostas 2 e 3	85
5.23	Geometria da proposta 4	86
5.24	Geometria da proposta 5	86
5.25	Distribuição de tensões das propostas 4 e 5	87
5.26	Geometria da proposta 6 e 7, respetivamente	87
5.27	Distribuição de tensões na proposta 6 e 7	88
5.28	Distribuição da massa total do anel para cada iteração	88
5.29	Tensão máxima de Von Mises na região crítica do anel, para cada proposta	89
5.30	Distribuição da deformação radial máxima do anel na região crítica de deslocamento, para cada iteração	89
5.31	Área de secção (YZ) para cada proposta de geometria	90
5.32	Deformação radial máxima da barra para cada proposta	92
5.33	Tensão de von Mises máxima (na face inferior da barra) para cada proposta de geometria	92
5.34	Diagrama do materiais comparando tensão limite de elasticidade e resistividade elétrica	93
5.35	Tensão de von Mises máxima no anel de curto-circuito em função da velocidade	96

5.36	Deformação radial máxima no anel de curto-circuito em função da velocidade . . .	96
5.37	Tensão de Von Mises máxima na barra em função da velocidade (para as regiões críticas indicadas)	97
5.38	Deformação radial máxima na barra em função da velocidade	97
5.39	Comparação entre a situação com retenção axial (a)) do anel e sem retenção (b)), para 3000 rpm	98
5.40	Tensões de Von Mises (MPa) nos pontos demarcados, para uma velocidade de rotação de 6000 rpm	99
5.41	Distribuição dos valores de tensão de Von Mises máximos, para as regiões críticas indicadas, em função da velocidade do rotor	100
5.42	Distribuição dos valores de deformação radial máximos, para as regiões críticas indicadas, em função da velocidade do rotor	100
5.43	Nova região crítica na extremidade da barra, com alguns valores de tensão identificados (para 3000 rpm)	101
5.44	Distribuição dos valores de tensão máxima na barra, para as regiões críticas indicadas, em função da velocidade do rotor	101
5.45	Distribuição dos valores de deformação radial máxima da barra em função da velocidade do rotor	102
5.46	Estrutura do modelo para barra a atravessar o anel	103
5.47	Modelo CAD da chapa a ser utilizada na equilibragem	104
5.48	Distribuição de tensão de Von Mises no anel sem retenção axial	104
5.49	Distribuição de tensão de Von Mises no anel com retenção axial	105
5.50	Esquematização do processo de FSW [65]	106
5.51	Rotor construído por FSW. À esquerda está a união às barras antes do acabamento, e à direita está o produto final [64]	106
5.52	Modelo CAD do anel de curto-circuito, para uma liga de cobre vazada	110
5.53	Custo relativo de produção de componentes por fundição para três processos: fundição em areia, em coquilha por baixa pressão e por fundição injetada [71]	111
5.54	Esquematização da refrigeração do motor de indução em estudo [1]	112
5.55	Canais de refrigeração anexados às barra da gaiola [1]	112
5.56	Solução construtiva, de veio com "costelas"soldadas, da WEG	113

Lista de Tabelas

2.1	Peso de cada tipo de perdas no total de energia desperdiçada [25]	29
2.2	Composição metalúrgica de algumas gamas de aços elétricos [30]	31
2.3	Composição metalúrgica de algumas gamas de aços elétricos [30]	31
2.4	Materiais usados em barras e anéis de curto-circuito	32
2.5	Tipos de revestimentos aplicados nas lâminas de aço elétrico, segundo a norma ASTM A976-1997	34
3.1	Características técnicas do motor dimensionado [29]	59
4.1	Caracterização dos passos de análise	65
4.2	Temperatura de funcionamento para cada <i>step</i> .	66
4.3	Composição química da liga C11000	66
4.4	Composição química da cinta de contenção do anel	66
4.5	Composição química da chapa magnética utilizada	67
4.6	Propriedades dos materiais aplicados atualmente no rotor em produção	67
4.7	Listagem dos contactos entre os corpos do modelo base	68
4.8	Representação das condições de fronteira	68
4.9	Critérios de resistência mecânica de cada componente	70
5.1	Massa do anel e custo do material para cada proposta	91
5.2	Lista preliminar de ligas candidatas	94
5.3	Composição químicas das ligas selecionadas [66]	107
5.4	Ligas passíveis de serem aplicadas na construção do anel [67]	108
5.5	Comparação da liga utilizada inicialmente e a liga escolhida para fundição	108
5.6	Contração volumétrica da alguns materiais e sobreespessura exigida para os mol-des (mingas) [68]	109

Acrónimos

NEMA	National Electrical Manufacturers Association
IEC	International Electrotechnical Commission
UNS	Unified National Special
FEM	Finite Element Modelling
IACS	International Association of Classification Societies
AISI	American Iron and Steel Institute
FSW	Friction Stir Welding
CAD	Computer-aided design
EBW	Electron Beam Welding

Capítulo 1

Introdução Geral

1.1 Introdução

Este trabalho faz parte da disciplina de Dissertação do 5º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, e insere-se como projeto final de conclusão do mestrado. Foi realizado em âmbito empresarial, na WEG, durante 5 meses. Aborda a temática dos motores de indução de rotor de gaiola de esquilo, com foco na otimização da estrutura do anel de curto-circuito.

1.2 Apresentação da Empresa

WEGeuro - Indústria Elétrica S.A.

Em 16 de setembro de 1961, na cidade de Jaraguá do Sul/SC, as habilidades de um eletricista, de um administrador e de um mecânico foram unificadas e resultaram na fundação da Eletromotores Jaraguá. Após um tempo a empresa passou a se chamar WEG, em alusão às iniciais dos fundadores: Werner Ricardo Voigt, Eggon João da Silva e Geraldo Werninghaus. Nome que, hoje, é reconhecido como uma das maiores fabricantes de equipamentos elétricos do mundo. Produzindo inicialmente motores elétricos, a WEG ampliou suas atividades a partir da década de 80, com a produção de componentes eletrônicos, produtos para automação industrial, transformadores de força e distribuição, tintas líquidas e em pó e vernizes isolantes. A empresa consolidou-se não só como fabricante de motores, mas como fornecedora de sistemas elétricos industriais completos.

A WEG rapidamente tornou-se numa multinacional, operando em todos os continentes. Em Portugal tem estabelecidos dois parques fabris, tendo sido o presente projeto realizado em colaboração com a operação da Maia, fundada em 2002 com a aquisição da *Efacec Universal Motors*. Esta está equipada com um linha de produção de motores elétricos, com especial incidência nas indústrias potencialmente perigosas. A fábrica está equipada para realizar todo o processo de montagem do motor, a bobinagem do estatores e o corte da chapa magnética, bem como a testagem dos modelos produzidos.

1.3 Enquadramento e Objetivos

Os motores de indução desempenham um papel muito importante nos dias de hoje em variadas aplicações industriais, comerciais e domésticas, devido em grande parte à sua robustez, estrutura simples, fiabilidade, baixo custo, pouca necessidade de manutenção regular, operação estável e fácil controlo de funcionamento. Apresentam ser dos tipos de motores elétricos com maior presença no mercado. A invenção do motor de indução data de 1885. Inventado em simultâneo por Galileo Ferrari e Nikola Tesla, rapidamente se tornou num motor importante a nível industrial. Em 1889, Mikhail Dolivo-Dobrovolsky cria o primeiro motor de indução com estrutura em gaiola. Desde então, os motores em gaiola de esquilo têm vindo a evoluir e otimizar o seu design, de forma a se conseguir potências e velocidades cada vez mais elevadas, para variadas aplicações, com a maior eficiência possível.

Os motores de grande porte implicam muitas vezes a utilização de gaiolas em cobre. Com os recentes aumentos do preço do cobre, com a crescente procura, torna-se importante a otimização da estrutura da gaiola de forma a necessitar da menor quantidade de cobre possível, beneficiando do ponto de vista económico e de comportamento mecânico dos rotores. A utilização de cintas de contenção, em aço inoxidável, da estrutura do anel é comum, que por sua vez também acarreta a custos acrescidos, que podem eventualmente ser abatidos.

O presente projeto tem então como objetivo a implementação de alterações na estrutura do anel de curto-circuito de um modelo da WEG, de modo a permitir um aumento da velocidade de rotação do motor, sem a necessidade de cinta e ao mesmo tempo acompanhado de uma diminuição da massa do componente.

1.4 Estrutura da Dissertação

- **Capítulo 1 - Introdução**

Neste capítulo foi realizada uma introdução ao projeto, uma introdução da empresa e o enquadramento e objetivos da realização da dissertação.

- **Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica**

No capítulo foi realizada uma contextualização teórica do tema da dissertação. Começa-se por uma contextualização histórica dos motores de indução. Em seguida é descrito princípio de funcionamento e os componentes base deste tipo de motores. Sendo o foco do projeto o estudo do comportamento do rotor do motor, focou-se então nos seus constituintes, nos materiais normalmente utilizados e nos processos de fabrico associados. Foi também realizada uma análise dos principais esforços a que o rotor está sujeito durante a sua operação. A análise concentrou-se no funcionamento contínuo do motor, considerando apenas os efeitos da força centrífuga no motor. Finalmente foi também explorada o processo de equilibragem do motor de indução.

- **Capítulo 3 - Solução atual e outras existentes no mercado**

Nesta secção é descrita a solução construtiva atual do rotor em gaiola de esquilo da WEG. Foi analisada em detalhe, em termos de estrutura e materiais. Em seguida foi realizada uma pesquisa de outros *designs* de rotor, focando na região do anel de curto-circuito. Procurou-se retirar conceitos e ideias de artigos e patentes referentes a rotores em gaiola para elevadas velocidades (superiores a 36000 rpm).

- **Capítulo 4 e 5 - Trabalho Experimental e Resultados**

Aqui foi realizada a parte experimental do projeto. A partir do conhecimento adquirido nos capítulos anteriores, foram realizadas alterações à estrutura do anel de curto-circuito do motor fornecido pela WEG, de forma que o rotor alterado consiga atingir o objetivos pré-definidos. A *performance* da estrutura foi analisada utilizando *software* de simulação numérica por elementos finitos (Ansys®).

Começou-se por descrever as condições de simulação, evidenciando-se todas as condições de fronteira, materiais, condições de funcionamento e limites de tensão.

Em seguida foi realizada a apresentação das iterações do processo de otimização da estrutura, com o intuito principal de diminuir a massa do componente. Realizou-se o levantamento das tensões e das deformações do anel e também da barra. Posteriormente, foi testado o comportamento do anel com o aumento progressivo da velocidade para assim perceber qual o ganho de velocidade efetivo obtido.

Foi também proposta uma alternativa à liga de cobre atualmente aplicada no anel de curto-circuito bem como a produção do mesmo por fundição. Foram também expostas outras alternativas que podem vir a ser implementadas, com o objetivo de tornar o processo mais rentável.

- **Capítulo 6 - Conclusão e Trabalhos Futuros**

Finalmente, neste capítulo foram expostas as conclusões a que se chegou com a realização da dissertação. Foram também discutidas os possíveis trabalhos futuros a serem realizados, tendo como base a pesquisa e trabalho de simulação aqui realizados.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

2.1 O motor de indução

O contínuo desenvolvimento de processos de produção de energia elétrica em grande escala e de mecanismos de transformação desta forma de energia, de forma a poder ser usada numa vasta gama de aplicações, possibilita a evolução socioeconómica e tecnológica da sociedade moderna. É um facto que o nível de prosperidade de uma determinada comunidade está intrinsecamente ligado à capacidade desta de produzir energia, bem como à forma de a conseguir utilizar eficientemente [1]. Toda a produção e conversão de energia elétrica em outros tipos de energia, tais como energia mecânica ou energia térmica, exige a utilização de geradores e de motores elétricos. Atualmente, no que toca à conversão eletromecânica de energia, o motor de indução é uma das tecnologias mais importantes e eficazes, considerando-se até umas das invenções mais importantes da história da humanidade. O motor de indução, principalmente o do tipo trifásico, é responsável pela conversão de cerca de metade da energia elétrica produzida mundialmente, sendo aplicado em bombas, compressores, correias transportadoras, furadoras, e numa série de máquinas industriais ou de uso de dia-a-dia, essenciais à vida moderna [2]. Na figura 2.1 é esquematizada a estrutura de um motor de indução moderno.

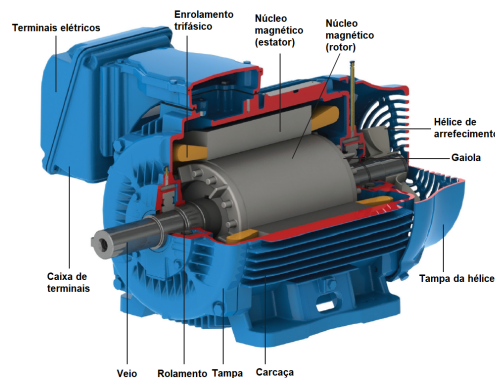


Figura 2.1: Esquema de motor de indução moderno

2.1.1 Contextualização histórica

A invenção do motor de indução é atribuída tanto a Nikola Tesla, em 1886, como a Galileo Ferraris em 1885, dependendo do autor. Enquanto que na patente de Ferraris, o rotor era constituído por um cilindro sólido de cobre, envolvido por dois pares de bobinas, na patente de Tesla são enroladas no estator as bobinas dos dois pólos, e o rotor é constituído por um núcleo ferromagnético, envolvido por um enrolamento em curto-circuito [1]. A atribuição da invenção deste motor a Tesla vem do facto de a sua patente ser a mais próxima ao que é usado atualmente. Na figura 2.2 temos, respetivamente, o esboço do modelo de Galileo e de Tesla, ambos bifásicos.

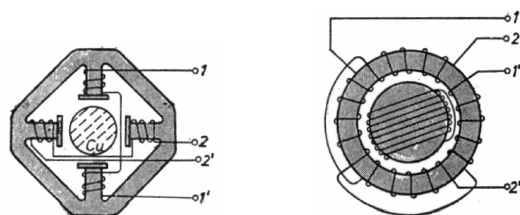


Figura 2.2: Modelos do motor de indução bifásico de Ferraris (1885) e Tesla (1886) [1]

Em 1889 Mikhail Dolivo-Dobrovolsky desenvolveu o primeiro motor de indução com rotor em gaiola, com construção muito semelhante à atual. Em 1891, a *General Eletric* começou a desenvolver o seu modelo trifásico, que apresentava desde cedo ser mais económico que os equivalentes bifásicos. Nikola Tesla, em associação com a *Westinghouse Motors* e Benjamin Garver Lamme desenvolveu a primeira versão de produção em série de um motor de indução bifásico em 1892 [3]. Em 1896, num acordo bilateral entre a *General Eletric* e a *Westinghouse Motors*, ficou patenteada uma versão modificada do design de Dolivo-Dobrovolsky, por Lamme, do seu motor em gaiola, ficando conhecido como motor de indução de rotor em gaiola de esquilo, que substituiu os modelos em que se usava bobinagem no rotor e anéis coletores, modelos esses conhecidos como motores de *slip ring* [1] [3].

2.1.2 Principais constituintes de um motor trifásico

A figura 2.3 mostra um motor de indução em vista explodida, evidenciando o seus componentes. Podemos dizer que os três principais componentes destes motores são:

- **Estator** - induz o movimento. Representa a componente fixa do motor, onde está localizado a bobinagem trifásica, envolvida pelo pacote magnético;
- **Rotor** - componente móvel do motor. Constituído pela gaiola e respetivo núcleo magnético, de forma semelhante ao estator. A gaiola é constituída pelas barras e pelo anel de curto-circuito, envolvendo o veio do motor;
- **Carcaça do motor** - contém todo os outros elementos. Tem como principal função a contenção e proteção dos componentes interiores do motor. Contém as ligações elétricas do motor.

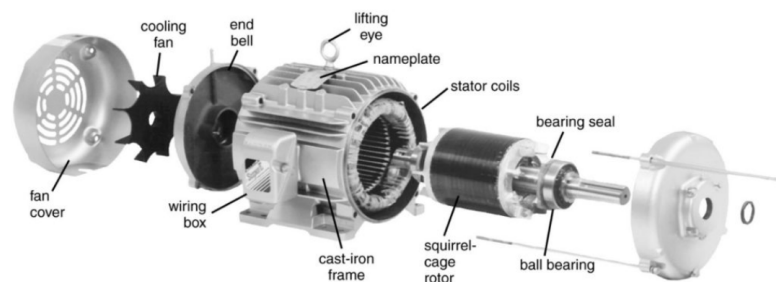


Figura 2.3: Motor de indução em vista explodida [4]

2.1.2.1 Carcaça do motor

A carcaça contém todos os restantes componentes, bem como a caixa de conexões do motor. Normalmente construído em ferro fundido ou alumínio, e constituída então pelo quadro, onde estão alojados o rotor e o estator, e pelas tampas de cada extremidade. No caso dos modelos abertos, uma das tampas é aberta ao exterior, de modo a promover a refrigeração dos componentes do motor de indução. A abertura ao exterior do motor depende do ambiente em que este vai ser utilizado e do grau de refrigeração exigido pelas normas que regem o seu projeto.

Para motores de pequenas dimensões, até os 55 kW, são utilizadas estruturas em liga de alumínio, permitindo assim obter motores mais leves e com bom arrefecimento, dada a grande condutibilidade térmica das ligas de alumínio. Estruturas em ferro fundido são usadas para motores até aos 2000 kW, com grande robustez e grande capacidade de absorção de vibrações [1]. É comum a aplicação de alhetas na carcaça de forma a promover um melhor arrefecimento do motor. Em ambientes bastante corrosivos pode até ser exigida a construção da carcaça em aço inoxidável.

A carcaça ou quadro do motor de indução é também responsável por fixar o motor ao exterior, usualmente por meio de patas. Claramente, o método de fixação tem de ser projetado com base na orientação de fixação e na dimensão e massa total do motor. Além de permitir uma fixação fiável ao exterior, uma boa proteção dos componentes interiores dos motores, uma boa capacidade de absorção de vibrações e resistência à corrosão, é exigido que o design da carcaça e o seu material proporcionem sempre uma boa capacidade de dissipação de calor. Em 2.4 é esquematizada a variação da temperatura na estrutura do estator e da carcaça do motor de indução.

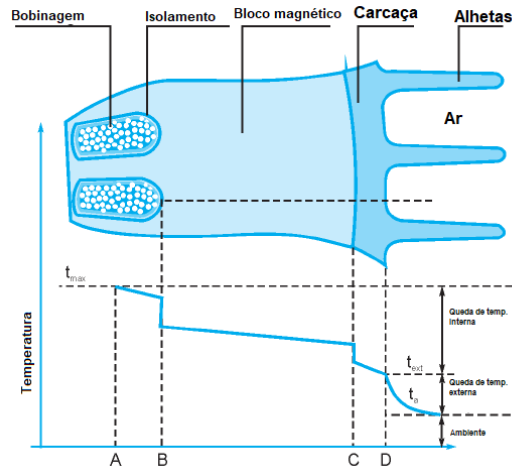


Figura 2.4: Esquema da dissipação de calor para o ambiente de um motor de indução [5]

2.1.2.2 Estator

O estator é constituído por um empilhamento de lâminas em Aço-Silício (também conhecido como aço elétrico) ranhuradas na região onde estão alojados os enrolamentos correspondentes aos pólos do motor. Cada lâmina tem entre 0.3 a 0.5 mm e é coberta em verniz, de forma a diminuir as perdas por correntes de Foucault. Os enrolamentos do estator podem ser desde monofásicos a trifásicos, sendo o trifásico mais comum para motores de grande porte. As ligações podem ser feitas em estrela ou em delta. O número de passagens de um enrolamento ao longo do estator define o número de pólos, que define a velocidade síncrona do motor. Usualmente os motores têm 2, 4, 6, 8 ou 12 pólos. A relação entre o número de pólos e a velocidade síncrona do motor é a seguinte [2]:

$$N_s = \frac{120f}{n_p} \quad (2.1)$$

em que f [Hz] é a frequência da corrente alternada de alimentação, n_p é o número de pólos do motor e N_s [rpm] é a velocidade síncrona.

Na figura 2.5 estão representadas as velocidades síncronas, em rotações por minuto, dos motores de indução, em função do número de polos e da frequência de alimentação.

Pole number	Synchronous speeds in rev/min	
	50 Hz utility supply	60 Hz utility supply
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
10	600	720

Figura 2.5: Velocidade síncrona do motor em função do número de pólos [2]

A bobinagem do rotor é construída em cobre de elevada pureza, de modo a se ter uma muito baixa resistividade elétrica. Pode ser constituída por condutores circulares, de dimensão normalizada, com diâmetro de cobre até aos 2,5 mm, ou por condutores retangulares, evidenciado na figura 2.6 [1].

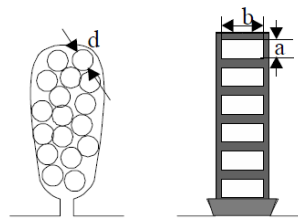


Figura 2.6: Bobinagens utilizadas no estator [1]

A densidade de corrente varia entre os 3,5 e os $15A/mm^2$ dependendo do mecanismo de arrefecimento, ciclo de funcionamento e eficiência pretendida. Motores de elevada eficiência tendem a ter densidades de corrente baixas, entre os 3,5 e o $6A/mm^2$ [1].

Nos motores de indução, a bobinagem é realizada com 2 ou mais camadas, para assim se obter uma distribuição do fluxo magnético na camada de ar entre o estator e rotor mais uniforme e próxima de uma sinusóide. A presença de uma só camada, com poucos enrolamentos por pólo e fase tende a criar uma distribuição discreta da densidade de fluxo magnético nos 360° do estator, levando a um funcionamento irregular e descontínuo do motor. Usualmente os fabricantes além de várias camadas introduzem mais enrolamentos por fase e por pólo. Na figura 2.7 é possível ver o caso mais simples de uma bobinagem monofásica, com 4 pólos, uma única camada e uma ranhura por pólo, de forma a dar entender a distribuição de fluxo magnético obtida.

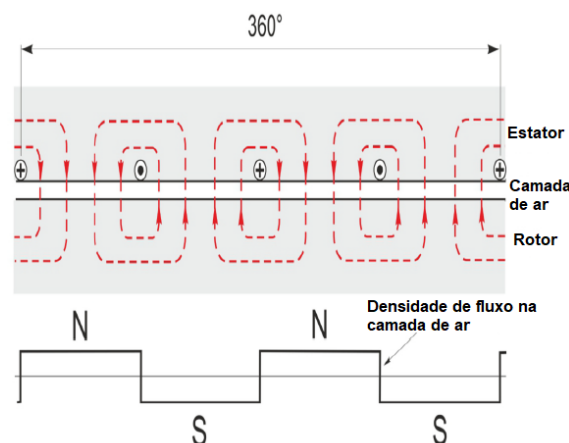


Figura 2.7: Bobinagem monofásica, para uma camada de cablagem e para quatro pólos, com uma passagem por pólo [2]

Apesar das soluções utilizadas é impossível obter um distribuição sinusoidal perfeita. Ao

se posicionar a cablagem em ranhuras ou *slots* já se está a introduzir alguma discretização na distribuição do campo magnético. Seria necessário variar continuamente o número de cabos a passar em cada ranhura, por fase e pólo, o que não é de todo prático. A partir das soluções descritas já se consegue obter uma solução aceitável [2]. Na figura 2.8 é esquematizada a distribuição do fluxo magnético na camada de ar para os mesmo quatro polos, mas com três ranhuras por pólo e por fase (apenas se representa uma única fase). Por sua vez, na figura 2.9 apresenta-se a situação de 2.8, para duas camadas de bobinagem, obtendo-se uma distribuição do fluxo cada vez mais próxima de uma sinusóide.

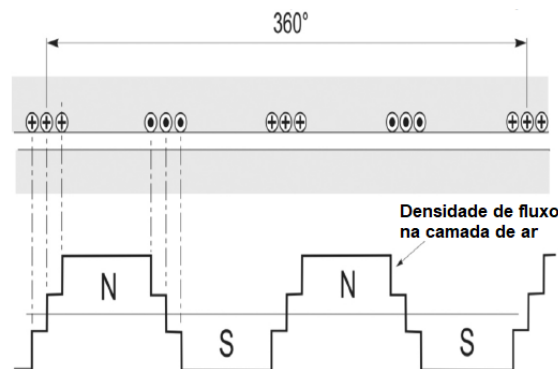


Figura 2.8: Bobinagem trifásica, para uma camada de cablagem e para quatro polos, com três passagem por pólo por fase [2]

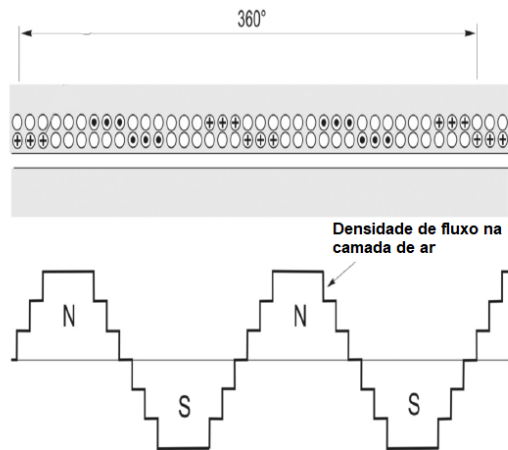


Figura 2.9: Bobinagem trifásica, para duas camadas de cablagem e para quatro polos, com três passagem por pólo por fase [2]

2.1.2.3 Rotor

O rotor pode ser bobinado ou em gaiola de esquilo, sendo este último o mais comum no mercado e o foco de estudo deste projeto. O núcleo ferro-magnético é empilhado de forma semelhante

ao estator, sendo fixado ao eixo por meio de chavetas, estrias ou por interferência. As lâminas são ranhuradas neste componente na região onde vão passar as barras da gaiola e estas são fixas ao núcleo pelos anéis de curto-circuito. Na figura 2.10 apresenta-se esquematicamente a estrutura em gaiola do rotor.

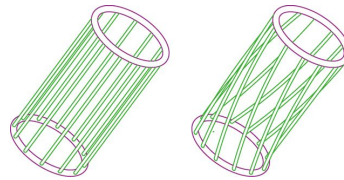


Figura 2.10: Estrutura de rotor com barras paralelas e com barras inclinadas [6]

No caso do rotor bobinado, a gaiola é substituída por bobinagem em cobre, semelhante à do estator. A conexão das ligações do rotor à alimentação (por exemplo, trifásica) é feita por um conjunto de escovas, tal como nos motores DC. Este sistema permite variar a resistência do circuito elétrico no rotor, conseguindo-se assim variar continuamente a velocidade do motor. O grande favoritismo do rotor em gaiola em relação ao rotor bobinado deve-se principalmente à maior facilidade de fabrico e montagem, e conseqüente menor custo. Além disso, a não necessidade de contactos mecânicos, por meio de escovas, torna os motores muito mais fiáveis e diminui a necessidade de manutenção. A utilização de controladores de frequência permite facilmente controlar a velocidade de rotação do motor, sem a necessidade de sistema bobinado [1]. A geometria da secção das barras apresenta ser um dos métodos de classificação e normalização de rotores mais importantes. De acordo com a NEMA (*National Electrical Manufacturers Association*) pode categorizar-se as geometrias mais comuns no mercado em cinco classes, de A a D:

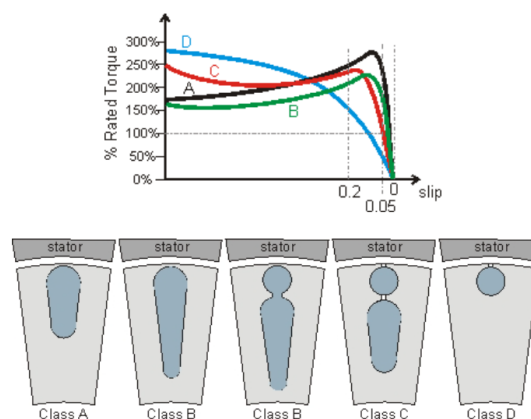


Figura 2.11: Classes NEMA e respectivas curvas de binário características [7]

No mercado de motores de indução é possível observar algumas estruturas típicas de rotor, apesar de ligeiras modificações que cada fabricante introduz no design. Quanto à estrutura do bloco magnético, os rotores podem ter um bloco laminado ou maciço. Os blocos maciços são

mais direcionados para motores de pequenas dimensões, de baixa potência e estão associados a perdas térmicas mais elevadas, por correntes de Foucault. Permitem no entanto rotores com uma rigidez mais elevada. As barras podem ser entalhadas superficialmente no bloco (perfil aberto), sem cobertura periférica do bloco. Podem também ser parcialmente ou totalmente cobertas pelo bloco (perfil fechado).

Em função das características de arranque pretendidas, o rotor pode conter uma única gaiola ou gaiola dupla. Geralmente, no caso de gaiola dupla, é usual a utilização de um material com elevada resistividade elétrica na periferia, como o latão ou o bronze, e uma liga com baixa resistividade na gaiola interior, como o cobre eletrolítico. Desta forma na fase de arranque, na qual a frequência é mais elevada na barras, a maior parte da corrente irá circular na gaiola exterior, levando a um maior binário de arranque, comparando com um rotor de gaiola única [8]. Além disso, a escolha de gaiola única com barras de grande profundidade é também bastante aplicada para aumentar o binário de arranque do motor. Esta solução explora o efeito pelicular da corrente, concentrando a corrente na periferia da barra, aumento a resisitência efetiva da mesma. A área de secção é superior em regiões mais próximas do centro de rotação. Na figura 2.12 são apresentadas ambas os designs de gaiola mencionados.

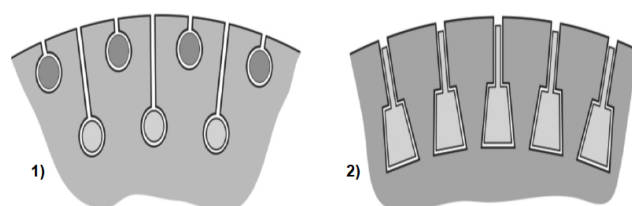


Figura 2.12: Rotor com gaiola dupla (1) e de barra de barra profunda (2) [8]

As soluções construtivas típicas de rotor mais comuns são em seguida apresentadas [9]:

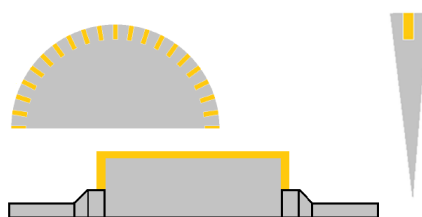


Figura 2.13: Rotor de bloco magnético compacto, com gaiola brasada entalhada na superfície do bloco

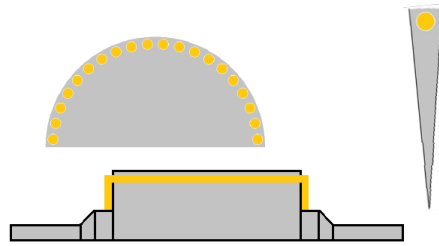


Figura 2.14: Rotor sólido de barras de perfil fechado

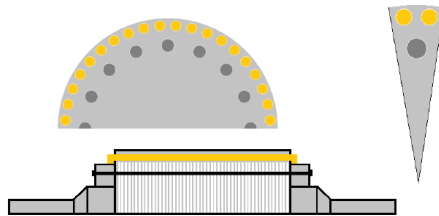


Figura 2.15: Rotor laminado com barras de perfil fechado (pode incluir tirantes para garantir maior rigidez ao rotor)

As barras do rotor são normalmente posicionadas paralelas ao eixo, forma construtiva mais simples. No entanto, em determinados motores, as barras podem ser desfasadas axialmente, com um determinado ângulo de torção (tal como na figura 2.10). Este desfasamento permite uma redução importante de vibrações e ruído do motor de indução, bem como um ligeiro aumento da resistência das barras, proporcionando maior binário de arranque e uma ligeira diminuição da corrente de arranque. No entanto, reduz o torque em regime nominal de funcionamento, introduz um maior esforço nos rolamentos do motor e reduz a força eletromotriz induzida nas barras [10].

Aquando da utilização de cobre, é usual a união das barras aos anéis de curto-circuito por brasagem. Aproveitando a excelente condutividade elétrica da gaiola, é comum a utilização do aquecimento por indução da região de união dos componentes, como documentado em [11], observável na figura 2.16. Brasagem por chama oxiacetilénica é também aplicada para este efeito, mas o processo de indução apresenta uma maior repetibilidade, melhor controlo da temperatura e permite um aquecimento localizado mais eficientemente, ao passo que o processo manual por chama iria necessitar de mão de obra experiente [11].

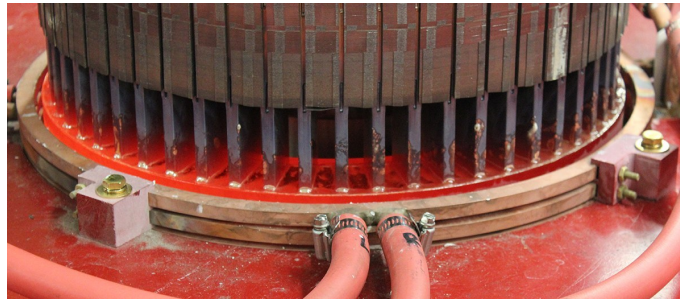


Figura 2.16: Aquecimento por indução da região a ser brasada [12]

A brasagem pode ser dividida em brasagem forte ou fraca, também denominada de soldagem. No processo de união das barras aos anéis considera-se a brasagem, fundindo o metal de adição a temperaturas superiores a 450°C . Este metal de adição deve possuir algumas características base [13]:

- Deve facilmente banhar a superfície da junta, quando no estado líquido;
- O seu ponto de fusão deve ser inferior ao do metal base;
- Deve formar uma boa ligação por difusão com o metal base, sem formar compostos intermetálicos frágeis.

Este processo de união tem como princípio base a penetração por capilaridade do metal de adição, ou solda, na junta em questão. A profundidade penetração, bem como a sua velocidade, dependem das tensões superficiais no sistema, entre solda e metal base, e da resistência ao movimento da própria solda. A molhagem do metal de adição é quanto mais difícil prever quanto mais complexa a geometria da junta, mas pode ser representada esquematicamente de forma a se entender quais as forças envolvidas. Na figura 2.17 representam-se esquematicamente quais as tensões envolvidas:

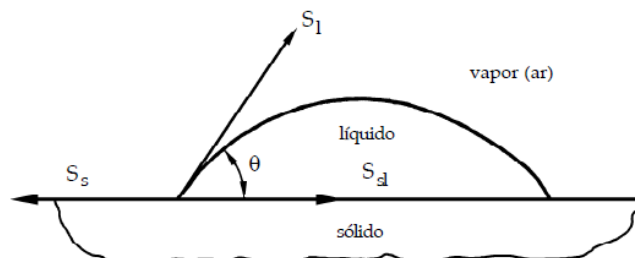


Figura 2.17: Esquematização das tensões superficiais [13]

Ao longo da superfície, o equilíbrio de forças, entendendo um sistema (sólido) estático, traduz-se na seguinte equação:

$$S_s = S_{sl} + S_l \cos \theta \quad (2.2)$$

em que S_s é a força resistente resultante entre o fluído e a superfície sólida, constituída pela componente horizontal da tensão superficial do fluído (metal de adição) S_l e pela tensão superficial do solido aplicada no fluído.

O ângulo θ depende da viscosidade cinemática do metal de adição aplicado. Considerando um escoamento contínuo e que a liga não altera as suas propriedades ao longo do processo, o tempo de enchimento t de uma junta de comprimento l e largura D de um metal de viscosidade cinemática η pode ser descrito pela seguinte expressão matemática [13]:

$$t = \frac{3\eta l^2}{S_l \cos \theta D} \quad (2.3)$$

Os metais de adição à base de Prata, aplicados normalmente no fabrico de gaiolas de motores de indução, são normalmente ligados ao Cobre ou Zinco. Outros elementos podem ser usados como o Cádmio, o Níquel ou o Fósforo. Estas ligas de adição possuem uma baixa resistividade, apesar de superior à do Cobre, e um ponto de fusão a rondar os 600-800 °C. Com a adição de elementos de liga como o Zinco, pode-se obter uma diminuição da temperatura de fusão [13].

Usualmente são também aplicados fluxos no metal de adição, de modo a promover o enchimento da junta e a dissolver óxidos formados durante a fusão do material. Boretos de Sódio, de Lítio ou de Potássio estão entre os mais aplicados, utilizados para temperaturas superiores a 760 °C.

Além do processo de brasagem, pode se aplicar fundição para produzir o rotor, tanto para cobre como para ligas de alumínio. Considerando que o cobre é maioritariamente aplicado em rotores de grandes dimensões, a fundição acaba por perder para a brasagem, ao exigir moldes de grandes dimensões e de construção complexa, o que torna o processo pouco rentável e de grande investimento em equipamentos especializados, como fornos, câmaras para tratamentos térmicos, entre outro. Em seguida apresentam-se as principais vantagens e desvantagens de cada processo [13] [14] [15]:

a) Fundição

Vantagens

- Para médias-grandes séries, e motores de pequenas dimensões, apresenta ser o processo mais rentável;
- Permite uma estrutura homogénea entre os diferentes elementos da gaiola (os anéis de curto-circuito e as barras fazem parte de um mesmo corpo sólido);
- Facilita a produção de gaiola de barra dupla, para maiores binários de arranque;
- Processo de grande automatização e repetibilidade.

Desvantagens

- Exige um grande investimento inicial em equipamentos;
- Restringe o atravancamento do motores ao tamanho limite dos moldes;
- Difícil reparação dos componentes produzidos;
- Possibilidade de surgimento de porosidades e rechupes nos componentes.

b) Brasagem**Vantagens**

- Baixo investimento em equipamentos especializados;
- Não restringe as dimensões do rotor a produzir;
- Permite a utilização de uma larga gama de ligas;
- Baixos níveis de tensões residuais, empenos ou distorções.

Desvantagens

- Limitado para juntas de grandes dimensões, que exijam grandes volumes de material de adição;
- Elevado custo de construção e em mão de obra;
- Os rotores construídos estão mais sujeitos a falha estrutural, sendo mais comum do que nos produzidos por fundição;
- União de ligas diferentes pode levar a corrosão galvânica.

Durante o processo de brasagem é mantida uma distância entre o anel e as barras de 0,05 a 0,13 mm, para permitir o fluxo da solda para a região onde será feita a união entre os componentes. O aquecimento por indução é mantido até a temperatura atingir aproximadamente os 700-900 °C, permitindo assim a fusão da totalidade do material adicionado [16]. A temperatura necessária irá depender da liga em questão: ligas de cobre fosforoso têm temperaturas de fusão entre os 750 e os 850 °C; ligas de prata rondam os 650 a 750 °C [17]. Na figura 2.18 apresentam-se alguns tipos de juntas para a junção das barras aos anéis de curto. Em geral adota-se uma junta de topo a topo, de forma a que permita uma maior área de contacto entre os componentes. Por sua vez, também possibilita uma maior quantidade de material depositada e menor concentração de tensões da união. A limpeza da superfície dos materiais base é também um fator importante para obter uma boa adesão da solda a ambas as partes. Após o processo de brasagem é de boa prática o arrefecimento lento da região aquecida, antes de brasar o lado oposto do rotor, de forma a não criar concentrações de tensões que podem levar ao aparecimento de fissuras na região brasada ou nos próprios componentes (especialmente durante a fase de arranque do motor).

Na figura 2.18 b) tem-se a solução mais habitual, em que é maquinado um rasgo em todo o anel, com uma largura ligeiramente superior à das barras e à mesma distância que estas do centro de rotação. Em d) é apresentada uma solução mais custosa, mas que permite a maior área de contacto. A cada barra está correspondido um rasgo onde esta encaixa. No caso da brasagem é preferível a existência de alguma sobreposição na junta, tal como temos em b) e d) [13].

Às velocidades de rotação e torques elevados estão associados elevados esforços de corte e elevados módulos de força centrífuga. Os anéis de curto são especialmente vulneráveis a estes efeitos, ao serem construídos em cobre de elevada pureza (99,9 % Cu). Este material possui uma tensão limite de elasticidade baixa (90 a 110 MPa) e uma muito elevada extensão após rotura (25 a 35%), o que leva a que facilmente entre no domínio plástico quando sujeito a elevadas tensões. Estes esforços podem ser especialmente importantes durante arranques longos, em que a impedância do circuito do rotor é mais elevada (devido ao efeito pelicular), levando também a um elevado stress térmico [18]. De forma a evitar a deformação permanente dos anéis de curto-circuito, ou até rotura, utilizam-se cintas de aço inoxidável ou em latão naval, a rodear os anéis ou o anel e as extremidades das barras da gaiola [16]. Este anel retentor é normalmente colocado por interferência. Este componente será posteriormente abordado neste projeto, para o modelo em análise.

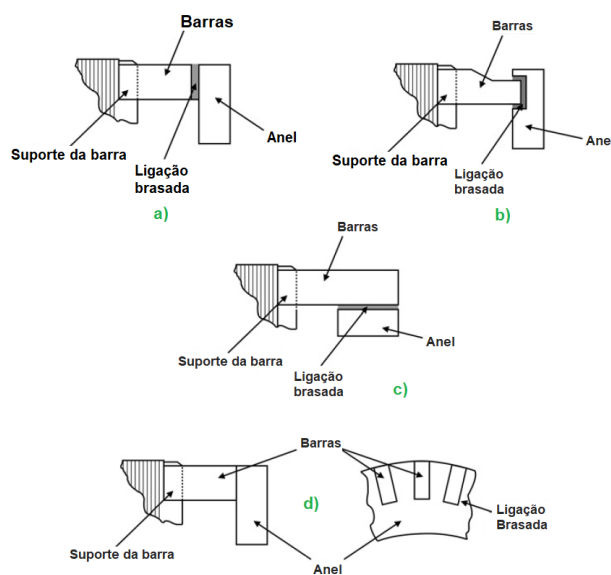


Figura 2.18: Exemplos de juntas de brasagem [16]

Um outro aspeto importante aquando do design e construção de um rotor para uma motor de indução trifásico é o arrefecimento. No caso de elevadas potências, durante a fase de arranque, as temperaturas no bloco magnético podem chegar aos 300-400 °C (dependendo da intensidade de corrente a circular nas barras) [18]. Para motores de funcionamento não contínuo, este aquecimento provoca fadiga térmica nas estruturas do motor, principalmente no rotor. As zonas de

união entre barras e anéis de curto-circuito acabam por ser as mais críticas. Assim, é de grande importância promover a boa circulação de ar ao longo dos componentes do rotor.

Em modelos de elevada potência, o bloco magnético é dividido em vários empilhamentos sucessivos, de 50 a 150 mm de comprimento, separados por canais radiais de 5 a 15 mm de largura [1]. Este tipo de construção acaba por ser uma opção de design mais comum em motores com 4 ou mais pólos [10]. No entanto, leva a uma diminuição da área de contacto entre as barras e o núcleo, promovendo o aumento da indutância associada a fluxos magnéticos de vazamento que, por sua vez, leva a um aumento das perdas térmicas nas barras em 10 %, havendo uma região inútil que não produz binário. Apesar desta diminuição de área útil, acaba por ser um passo necessário em motores com blocos magnéticos de grande comprimento. No caso de um motor de indução em funcionamento numa rede de 50 Hz, com lâminas de 0,5 mm e densidade de fluxo magnética de 1 T, as perdas térmicas nas laminações estão entre 2 a 4 W/kg [1].

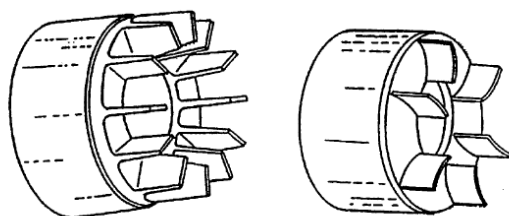


Figura 2.19: Designs de dissipadores usados em rotores [10]

Além desta separação do núcleo ao longo do seu comprimento, são aplicados também dissipadores de calor, como os da figura 2.19, fixos aos anéis de curto, e hélices, solidárias com o eixo do motor, evidenciados na figura 2.20, para promover circulação do ar. A utilização de dissipadores está associada a defletores, para os motores abertos ao ambiente exterior, fixos à carcaça do motor, que permitem uma diminuição da temperatura da gaiola de 5 a 7°C [10].

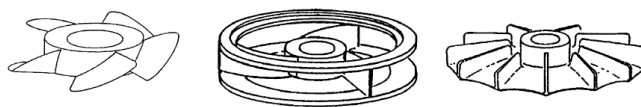


Figura 2.20: Alguns designs de hélices solidárias ao eixo de rotação [10]

2.1.2.4 Normalização e classificação de motores de indução

Atualmente, os motores de indução são projetados e construídos tendo como base as normas estabelecidas por uma das seguintes organizações: a IEC e a NEMA. A IEC (*International Electrotechnical Commission*), apresenta ser a organização mais influente na normalização de motores de indução, sendo integrada por sessenta e sete estados membros, inclusive os EUA. As normas estabelecidas pela NEMA (*National Electrical Manufacturers' Association*) são a equivalente norte-americana das estabelecidas pelo IEC. Atualmente, com a integração dos EUA no

IEC, as normas *NEMA* tem vindo a perder a sua influência. Em regra os *standards* estabelecidos pela *NEMA* tendem a ser mais conservadores, enquanto que os estabelecidos pela *IEC* tendem a ser mais específicos e categorizados. Ambos os conjuntos normas classificam os motores em vários pontos: isolamento elétrico e térmico, altitude, potência e frequência máxima, refrigeração, posições de montagem, dimensões, regimes de funcionamento, entre outros.

2.2 Princípio de funcionamento

Nesta secção são apresentados os princípios físicos de funcionamento de um motor de indução em gaiola. O funcionamento de um motor de indução baseia-se na lei de Faraday da indução eletromagnética:

A força eletromotriz induzida em qualquer circuito fechado é igual ao negativo da variação do fluxo magnético com o tempo na área delimitada pelo circuito. [19]

Esta lei é usualmente expressa de duas formas: a) sob a forma literal do enunciado anteriormente, b) ou na forma generalizada, sob a forma da lei de Maxwell-Faraday:

$$a) \quad \varepsilon = -\frac{\partial \phi_B}{\partial t} \quad (2.4)$$

$$b) \quad \nabla \times E = -\frac{\partial B}{\partial t} \quad (2.5)$$

em que: E representa o campo elétrico, B o campo magnético, ϕ_B o fluxo magnético e ε representa a força eletromotriz.

Por outras palavras, um campo magnético variável no tempo e no espaço gera uma força eletromotriz, proporcional à taxa de variação deste campo, e vice-versa.

No motor de indução, as fases, ou fase no caso dos motores monofásicos, sob a forma de corrente alternada, que circula nos enrolamentos do estator, geram um campo magnético rotativo. Este por sua vez irá gerar um campo elétrico nas barras da gaiola do rotor, curto-circuitados pelos anéis de curto, que posteriormente irá gerar um campo magnético no núcleo ferro-magnético. A interação entre os dois campos magnéticos é que irá gerar o binário e consequente rotação do rotor.

Ao contrário dos motores DC de escovas, em que é necessária a utilização de comutadores e de escovas em grafite para alimentar o rotor, a força eletromotriz gerada pelo campo magnético em movimento retira tal necessidade (no caso específico dos motores com rotor em gaiola de esquilo) [2].

A rotação do campo magnético no estator é de facto um movimento aparente, gerado pela corrente alternada. Ao se alternar entre o pico positivo e negativo do sinusóide da corrente fornecida, altera-se o pólo magnético entre o pólo norte e sul continuamente. A figura 2.21 mostra este movimento, para meio ciclo. Note-se que a representação é feita no sentido horário.

O estator e o rotor estão separados por uma fina camada de ar, que é atravessada pelo campo magnético induzido pelo estator. O torque no rotor é gerado por este campo magnético rotativo.

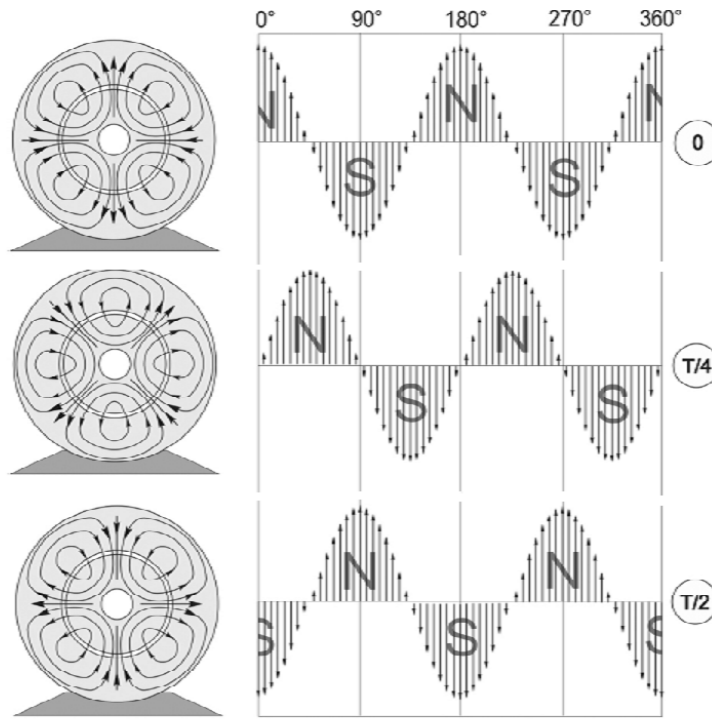


Figura 2.21: Efeito de rotação do campo magnético no estator [2]

Mais especificamente, é gerado pela diferença de velocidade entre o a velocidade de rotação do campo magnético do estator e a própria velocidade de rotação do rotor. Quando ambas as velocidades se igualam, atingimos a velocidade síncrona do motor, em o torque gerado é nulo. Existe então, até à velocidade síncrona N_s , um escorregamento entre ambos os elementos, denominado geralmente de *slip* [1]. O escorregamento pode ser calculado da seguinte maneira:

$$n_{sr} = \frac{f}{p} - n = n_s - n \quad (2.6)$$

De forma equivalente, o escorregamento normalizado é definido por:

$$S = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (2.7)$$

Em cada espira da gaiola é gerada uma corrente elétrica alternada em que o seu campo magnético tem o sentido contrário ao do campo no estator. Para cada uma, a densidade do fluxo magnético B irá variar no tempo de forma sinusoidal dependendo do ângulo θ entre as cavidades do estator e do rotor, representando-se pela seguinte expressão:

$$B(\theta, t) = B_m \cos(p\theta - S\omega t) \quad (2.8)$$

sendo que: B_m é o valor máximo de densidade de fluxo, S é o escorregamento entre estator e rotor e ω_r é a velocidade angular do rotor.

Então, segundo a equações da indução eletromagnética, o módulo do campo elétrico induzido vai depender da velocidade relativa do campo magnético entre estator e rotor, representada como a diferença entre a velocidade linear do campo magnético no estator U_s e a velocidade linear do rotor U , e da densidade do campo magnético [1]:

$$\bar{E} = (\omega - \omega_s) \times \bar{B} \quad (2.9)$$

Por sua vez, pela lei de Ohm, o módulo da densidade de corrente na gaiola J é:

$$\bar{J} = \sigma \bar{E} \quad (2.10)$$

em que σ representa a condutividade elétrica do material da gaiola, usualmente cobre ou alumínio. Finalmente, o módulo da força exercida no rotor f_r é definida por:

$$f_r = \bar{J} \times \bar{B} \quad (2.11)$$

Para valores baixos de escorregamento ou *slip*, isto é, para valores de velocidade próximos da velocidade síncrona, o binário gerado é diretamente proporcional à velocidade relativa $(\omega - \omega_s)$ segundo a expressão [20]:

$$T = K(\omega - \omega_s) \quad (2.12)$$

$$K = \frac{T_n}{s_n \omega_s} \quad (2.13)$$

T_n e s_n representam o respetivamente o binário nominal e o escorregamento nominal, que correspondem ao ponto em que a evolução do binário em função da velocidade se considera linear (dependendo do motor, entre valores de s de 1 a 10%) [2].

Para valores de *slip* mais elevados, multiplica-se à expressão 2.12 o fator $\cos(\phi_r)$, em que ϕ_r corresponde ao desfasamento entre a função da força eletromotriz induzida pelo estator e pela função da corrente numa determinada espira do rotor.

$$T = K(\omega - \omega_s) \cos(\phi_r) \quad (2.14)$$

Para valores de *slip* baixos, a frequência da força eletromotriz induzida é muito baixa. Assim, a impedância das espiras do rotor é predominantemente resistiva, pois a reactância é muito baixa, acompanhando a frequência de alimentação. Neste caso a função da corrente induzida na espira está em fase com a alimentação. No entanto, para valores de *slip* elevados, a reactância é por sua vez mais elevada, bem como a frequência da força eletromotriz. Este aumento leva a que a função da corrente induzida fique em atraso para com a função da corrente de alimentação e da força eletromotriz. O binário produzido é menor quanto maior for o desfasamento entre as funções em questão. Isto leva a que na fase de arranque do motor, até atingir o valor de torque ou binário nominal, este varie com o desfasamento ϕ_r [2].

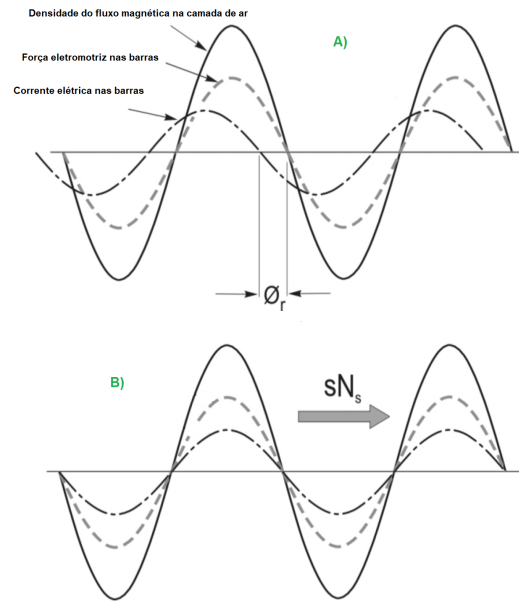


Figura 2.22: Desfasamento da curva de corrente induzida no rotor com a curva da força eletromotriz induzida e da corrente no estator [2]^a

^aEm a) tem-se a situação de escorregamento elevado, e em b) a de escorregamento desprezável ou nulo

Para o funcionamento em regime permanente de um motor de indução, é possível construir um circuito elétrico equivalente do mesmo, de forma a entender qual a relação entre a corrente induzida e o torque gerado pelo motor elétrico. Na figura 2.23 é apresentado o circuito equivalente para um motor de indução, considerando que o contacto entre a bobinagem do estator e a do rotor constitui um transformador ideal:

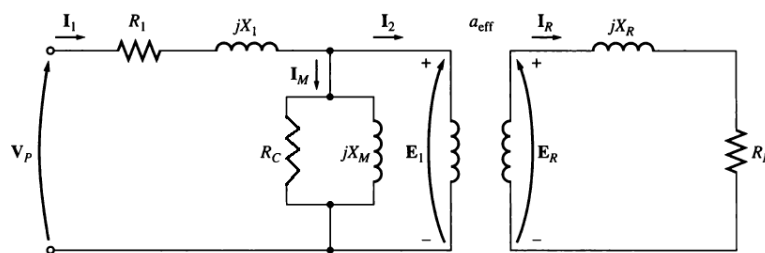


Figura 2.23: Circuito equivalente inicial de um motor de indução [21]

De [21] é possível retirar um esquema simplificado e conciso do circuito equivalente. As componentes R_1 , X_1 representam as componentes real e imaginária, respetivamente, da impedância do estator. As mesmas componentes, mas com índice R ou 2 representam as do rotor. Desta forma, I_1 é a corrente total a circular no estator, I_M representa a componente da corrente de perdas, na magnetização do núcleo magnético, de componentes real e imaginária, respetivamente, R_C e X_M .

A partir do circuito da figura 2.23 é possível obter um circuito equivalente para o rotor e estator separadamente. Na figura 2.24 apresenta-se o circuito equivalente do estator. Nele, tal como no anterior representado, V_ϕ representa a tensão de alimentação, e a partir das componentes já referidas podemos obter a tensão equivalente (ou de Thevenin) V_{th} , a resistência equivalente R_{th} e a reatância equivalente X_{th} . As perdas do núcleo magnético R_C estão incluídas em R_1 .

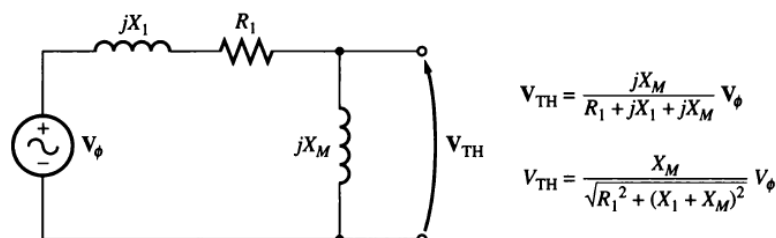


Figura 2.24: Circuito equivalente do estator [21]

Por sua vez, na figura 2.25 está exposto o circuito equivalente do rotor. A tensão induzida E_R e a reactância X_R , ao dependerem da velocidade de rotação, e assim da frequência da corrente induzida no rotor, podem ser relacionadas com os seus valores iniciais, de índice $R0$, por meio do *slip*. Note-se que para valores de *slip* baixo, que a reatância é muito inferior à resistência, variando a resistência linearmente com o escorregamento, correspondendo esta fase ao funcionamento nominal do motor.

No circuito equivalente final, a tensão elétrica induzida no rotor, no instante inicial E_{R0} pode ser obtida pela relação de transformação α_{eff} , que se traduz na relação de espiras entre o rotor e estator, tal como num transformador, algo complexo de idealizar num rotor em gaiola. A equação 2.15 exprime a relação:

$$E_1 = \alpha_{eff} E_{R0} \quad (2.15)$$

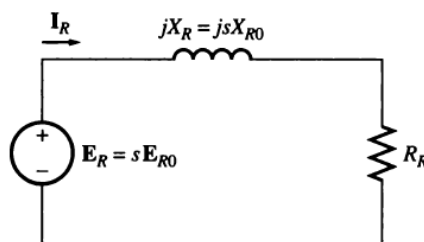


Figura 2.25: Circuito equivalente do rotor [21]

Assim, consegue-se construir o circuito equivalente, dependente apenas da tensão induzida pelo estator E_1 , tal como na figura 2.26.

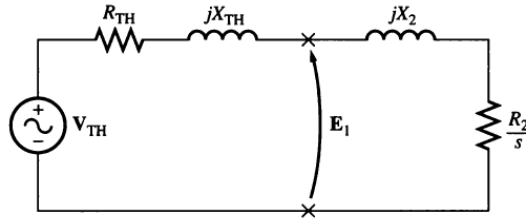


Figura 2.26: Circuito final simplificado do motor de indução [21]

O binário gerado pode ser representado como uma relação entre a potência mecânica convertida $P_{convertida}$ e a velocidade do motor ω_{motor} , representada na equação 2.16. Por sua vez, esta relação pode ser traduzida numa relação entre a potência que atravessa a camada de ar entre rotor e estator P_{AG} , que depende das perdas na gaiola de cobre do rotor P_{CR} , e da velocidade síncrona do motor de indução ω_s .

$$T_{induzido} = \frac{P_{convertida}}{\omega_{motor}} = \frac{P_{AG}}{\omega_s} \quad (2.16)$$

Por sua vez:

$$P_{convertida} = P_{AG} - P_{CR} \quad (2.17)$$

$$P_{convertida} = (1 - s)P_{AG} \quad (2.18)$$

$$\omega_m = (1 - s)\omega_s \quad (2.19)$$

Finalmente, como a potência útil que atravessa a camada de ar pode ser traduzida pela relação 2.20, é possível obter a equação equivalente do circuito 2.21, aplicando o circuito anteriormente construído:

$$P_{AG} = 3I_2^2 \frac{R_2}{s} \quad (2.20)$$

$$T_{induzido} = \frac{3V_{TH}^2 \frac{R_2}{s}}{\omega_s [(R_{TH} + \frac{R_2}{s})^2 + (X_{TH} + X_2)^2]} \quad (2.21)$$

Nos motores de indução de gaiola de esquilo é comum que a corrente induzida seja muito mais elevada durante o arranque. Nota-se desde o início do arranque, até se atingir a velocidade nominal, a corrente aumenta com a diminuição de ϕ_r , sendo a taxa de aumento gradualmente menor até o *slip* ser nulo. Esta corrente tem valor máximo para o ponto em que a reactância do rotor igual a sua resistência. Esta evolução traduz-se genericamente pela curva T- N_s :

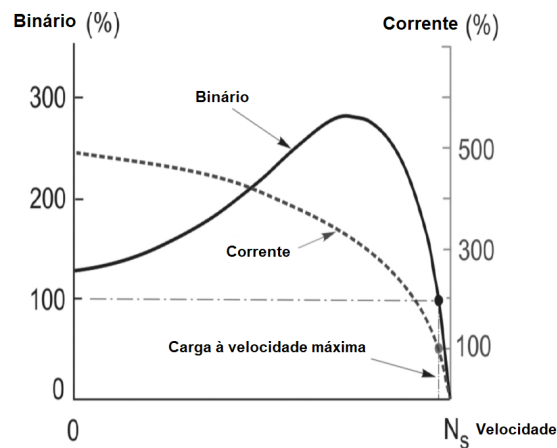


Figura 2.27: Curva torque-Velocidade e curva corrente induzida-velocidade [2]

A curva de torque-velocidade ou torque-*slip* é essencial para a caracterização do motor de indução. De sistema para sistema, as respectivas curvas partilham determinados pontos notáveis que os ajudam a distinguir e caracterizar. Alguns desses pontos são os seguintes, mostrados na figura 2.28 [22]:

- Binário de arranque (A);
- Binário mínimo de arranque (B);
- Binário máximo (C);
- Binário nominal máximo (D);
- Ponto de velocidade síncrona (E).

Para uma determinada velocidade do motor, o torque ou binário varia com o quadrado da diferença de potencial nos seus terminais. No arranque do motor, quando a corrente é 5 a 6 vezes superior à nominal do circuito corresponde-se 80 a 90 % da diferença de potencial. Com o aumento de velocidade, a corrente diminui e a diferença de potencial tende a recuperar até atingir o valor nominal. O binário acompanha a evolução da voltagem e tende a recuperar da queda inicial, até atingir o torque máximo (*breakdown torque*), entrando depois no regime nominal [22]. Ao longo de todo o funcionamento, tanto na fase de arranque como em funcionamento nominal, é importante que o binário equivalente da carga seja sempre inferior ao binário que o motor consegue fornecer, de modo a permitir o aumento de velocidade e impedir que entre em paragem forçada ou *stall*.

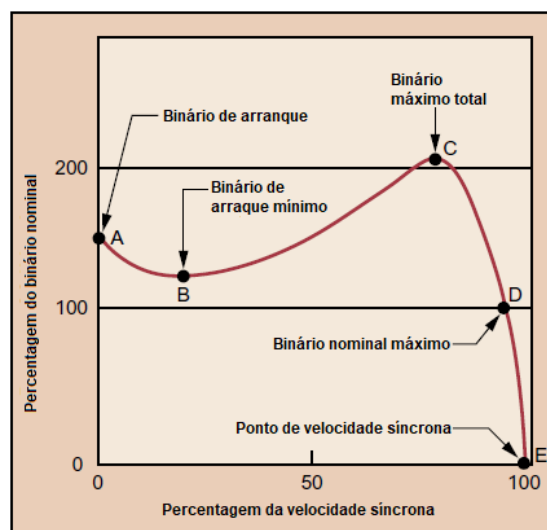


Figura 2.28: Pontos notáveis da curva torque-velocidade do motor de indução [22]

A forma da curva torque-velocidade irá depender de uma série de fatores, tais como a profundidade das barras, da espessura da camada de ar, da secção das barras, entre outros. A secção das barras apresenta ser uma das características mais importantes, influenciando o binário de arranque e a eficiência do motor na região de funcionamento. A variação da resistência das barras com a frequência é explicada com o efeito pelicular da corrente alternada.

Ao contrário da corrente contínua, em que a corrente atravessa o corpo condutor uniformemente, a corrente alternada flui junto à superfície do condutor. Quanto maior a frequência da corrente, maior o impacto deste efeito, e mais tende a circulação para a superfície do condutor. Esta variação de superfície útil de material condutor leva a uma variação não linear da resistência elétrica com intensidade de corrente, e, consequentemente, com a densidade de fluxo magnético gerada. A seguinte figura demonstra o efeito enunciado:

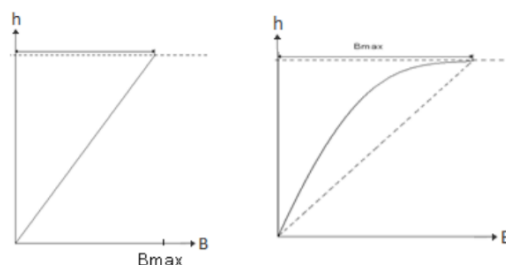


Figura 2.29: Relação entre densidade de fluxo magnético e a profundidade do fluxo gerado [23]

Na figura 2.30 é feita uma esquematização da circulação da corrente na gaiola do rotor:

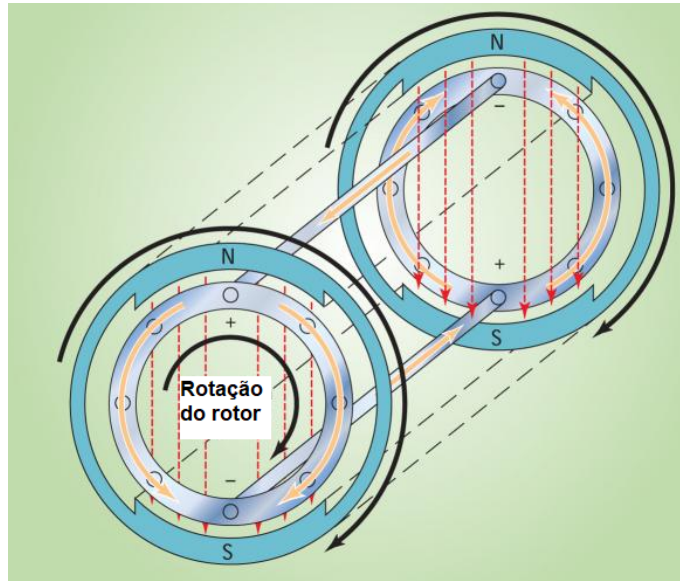


Figura 2.30: Corrente para uma "espira" da gaiola do rotor

O efeito pelicular pode então traduzir-se na seguinte expressão matemática [7]:

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{\pi \sigma \mu f}} \quad (2.22)$$

sendo σ a condutividade elétrica do material, μ a permeabilidade magnética do condutor e f a frequência da corrente alternada.

A valores de resistência elétrica estão associados valores de binário de arranque mais elevados [16]. Aproveitando o efeito pelicular é possível projetar a secção geométrica das barras de modo a obter maiores binários de arranque. A figura 2.31 mostra uma barra retangular em perfil. As linhas representam as linhas de fuga campo magnético da barra. Representam o campo magnético gerado que não interage com o estator, e que por sua vez não é útil ao funcionamento. Uma maior concentração destas linhas de campo leva a uma maior impedância. Isto leva a que na fase de arranque, a corrente elétrica siga o caminho de menor resistência, correspondendo ao topo da barra (1) em que a concentração de linhas de campo é menor, levando a um aumento imediato da impedância, gerando um elevado binário de arranque. Este aumento da resistência gera por sua vez maiores desperdícios sobre a forma de calor, levando a uma menor eficiência de funcionamento. Com a diminuição do escorregamento, a circulação da corrente aproxima-se progressivamente da base da barra. A forma da barra pode então ser adaptada consoante o binário e a eficiência do motor. As barras podem estar completamente fechadas à camada de ar, o que ajuda a diminuir ruído e picos de binário, mas leva a um aumento da impedância no topo da barra, por aumento da densidade de fluxo de fuga das barras [1].

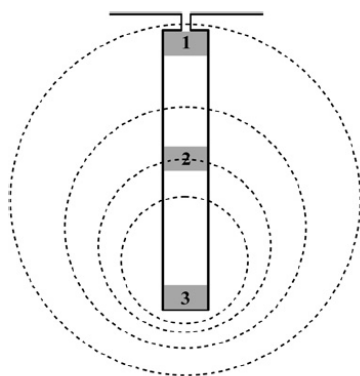


Figura 2.31: Fluxo magnético numa barra retangular [16]

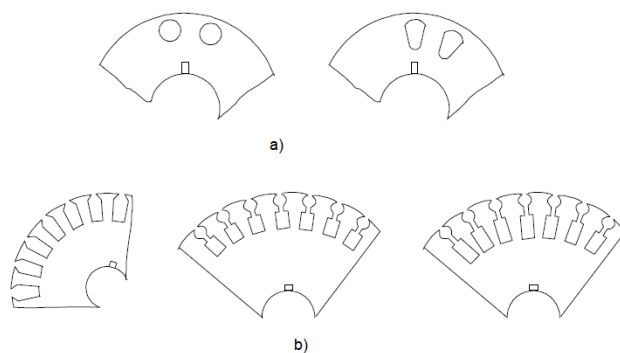


Figura 2.32: Exemplos de seções de barras de: a) perfil fechado de b) perfil aberto [1]

Algo a ter em conta no que toca ao funcionamento de um motor de indução é o seu rendimento e o que o afeta. O rendimento habitual destes motores está entre os 85 e os 97%. Os principais fatores de influência são a velocidade (sendo geralmente os mais velozes mais eficientes) e a dimensão dos motores (maiores rendimentos estão associados a motores de maiores dimensões) [24]. Motores de carcaça aberta e com baixo escorregamento têm também a tendência a atingir maiores valores de rendimento.

As perdas energéticas que influenciam um motor de indução devem-se a variados fatores, tendo origem tanto no rotor como no estator. Na tabela 2.1 é realizada uma classificação concisa das perdas e do seu peso no total de energia desperdiçada.

Tabela 2.1: Peso de cada tipo de perdas no total de energia desperdiçada [25]

Perdas	Peso total nas perdas (%)
Perdas do núcleo	5-15
Perdas por atrito e arrasto aerodinâmico	5-15
Perdas do cobre no estator	25-40
Perdas do cobre no rotor	15-25
Outras perdas	10-20

Segue-se a descrição das perdas referidas anteriormente [25] [26]

- **Perdas do núcleo magnético**

Estas perdas não dependem da carga mecânica aplicada do motor, mas sim da tensão aplicada nos seus terminais, da frequência da corrente da rede e das espessura e forma das lâminas do bloco. Têm como fonte tanto o núcleo no estator e no rotor e podem ser divididas em duas subcategorias: perdas por corrente de Foucault e perdas por histerese.

Perdas por correntes de Foucault representam a principal razão pela qual os blocos magnéticos são preferencialmente construídos por empilhamento de lâminas. Estas correntes surgem no seguimento da lei de Lenz, que defende que um campo magnético induzido por uma corrente elétrica leva à geração de uma corrente elétrica com um campo magnético associado de sentido inverso ao induzido. Estas correntes elétricas têm trajetória circular no componente magnético e apenas contribuem para a geração de calor no bloco. A aplicação de lâminas isoladas entre si ajuda a quebrar a circulação destas correntes e assim a diminuir o desperdício de energia sob a forma de calor. Este efeito está esquematizado na figura 2.33.

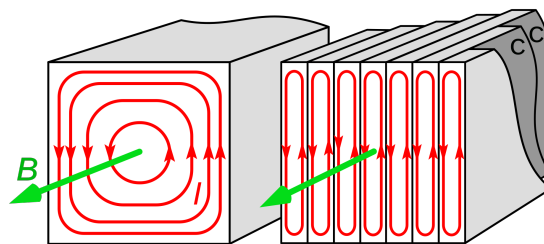


Figura 2.33: Efeito de correntes de Foucault em núcleo sólido e laminado [27]

As perdas por histerese devem-se às consecutivas magnetizações e desmagnetizações do núcleo, em que há uma perda ligeira de energia, sob a forma de calor. Esta perda irreversível é registada nos gráficos de histerese do material do núcleo, que relacionam a intensidade do campo magnético H e a densidade de fluxo magnético B . A região no interior das curvas representa a energia desperdiçada, como esquematizado na figura 2.34 [1]. A uma área entre curvas menor corresponde um desperdício menor ou, por outras palavras, uma coercitividade menor, requerendo-se menor energia para magnetizar.

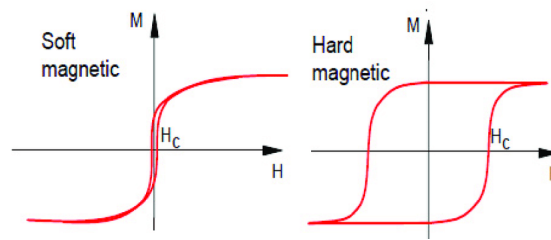


Figura 2.34: Baixa coercitividade, que corresponde a materiais magnéticos macios, e elevada coercitividade, equivalente a materiais magnéticos duros [28]

• Perdas no cobre

As perdas no cobre das ligações elétricas, tanto do rotor como do estator, são de natureza térmica, a partir do efeito de Joule, função da resistividade do material e do quadrado da intensidade da corrente a circular. Dependendo da fase de funcionamento do motor, a corrente na gaiola do rotor irá depender da frequência induzida e do escorregamento do rotor, em relação à velocidade síncrona. A potência térmica perdida, tendo em conta a contribuição de ambas as partes, podem ser expressas da seguinte forma:

$$P_{diss.} = I_r^2 R_r + I_e^2 R_e \quad (2.23)$$

Tal como referido numa secção anterior, no caso específico do rotor, a área em que circula corrente é influenciada pelo efeito pelicular da corrente alternada. Assim uma forma de diminuir as perdas passa por aumentar a área de secção das barras e dos anéis de curto-circuito.

• Perdas por atrito (cinético e viscoso)

Estas perdas são dependentes da velocidade de rotação do motor, da área superficial do rotor, da massa do rotor, entre outros fatores. O atrito cinético ocorre principalmente nos rolamentos que suportam o rotor e o eixo. O atrito viscoso é influenciado pela área de superfície do rotor e pelos dissipadores e hélices aplicados na refrigeração do motor. Perdas desta natureza podem ser diminuídas ao melhorar o design dos componentes de refrigeração, de forma a facilitar o fluxo de ar, e por utilizar rolamentos ou chumaceiras com um baixo coeficiente de atrito.

2.3 Materiais para a construção de rotores em gaiola

2.3.1 Núcleo magnético

No rotor e no estator habitualmente usa-se uma liga de aço, com baixa percentagem de carbono, ligado ao silício. As muito boas propriedades elétricas e magnéticas destas ligas, bem como a sua grande utilização na indústria elétrica, levaram à designação de "aço elétrico". Outra alternativa corrente é a utilização compósitos de ligas de ferro, aço em pó ou limalhas, numa matriz

epoxídica [1]. No entanto a utilização de aço elétrico, sob a forma de lâminas empilhadas, apresenta ser solução mais utilizada.

A baixa coercitividade, a elevada resistividade elétrica, elevada saturação de fluxo magnético e um baixo grau de perdas caloríficas apresentam ser as características principais na seleção de materiais para núcleos magnéticos [1] [29]. Entenda-se coercitividade como a intensidade do campo magnético necessária para que o material fique desmagnetizado. O grau de perdas caloríficas engloba todo o tipo de perdas, em que se salientam as perdas por correntes de Eddy e as perdas por histerese, visto que em cada lâmina o sentido do fluxo magnético varia com o sentido da corrente alternada [30]. A formação de correntes de Eddy é a principal razão pela qual é comum a utilização de núcleos magnéticos laminados. A formação destas leva a uma diminuição da eficiência de funcionamento do motor, traduzindo-se em perdas térmicas.

Um outro fator importante na seleção é a orientação do grão da liga metálica. São produzidos normalmente na forma de grão orientado ou não-orientado. O grão não-orientado acarreta menos custos de produção e, no caso dos motores de indução, é o mais utilizado [31]. Estando o rotor sujeito a uma grande solicitação mecânica, associada à força centrífuga de rotação, espera-se também do material elevada tensão limite de elasticidade [30]. Na tabela 2.2 e 2.3 mostram-se algumas ligas de aço elétrico usadas.

Tabela 2.2: Composição metalúrgica de algumas gamas de aços elétricos [30]

Designação AISI	Descrição	%C	%Mn	%P	%S	%Si
M-45	Baixa % de Silício	0,003	0,15	0,03	0,001	1,6
M-27	Média % de Silício	0,003	0,15	0,01	0,001	2,0
M-15	Elevada % de Silício	0,003	0,15	0,01	0,001	2,7
M-4	Liga de grão orientado	0,003	0,07	0,01	0,001	3,1

Tabela 2.3: Composição metalúrgica de algumas gamas de aços elétricos [30]

Designação AISI	Espessura (mm)	Perdas (W/lb)	Resistividade elétrica ($\mu\text{ohm/cm}$)	Tensão limite de elasticidade (MPa)
M-47	0,47-0,64	2,80-3,20	37	269
M-36	0,35-0,64	1,85-2,35	43	290
M-15	0,35-0,47	1,45-1,60	50	358
M-4	0,27	0,51	51	331

2.3.2 Barras da gaiola e anéis de curto-circuito

A estrutura em gaiola, envolvida pelo núcleo magnético tal como já foi apresentado, é construída normalmente em ligas de cobre, alumínio ou latão, que permitem um circuito com muito baixa resistividade elétrica. Dado que o cobre é melhor condutor elétrico que o alumínio, e assim gera menos calor por efeito de Joule, é normalmente aplicado em modelos de grande potência

($\geq 300KW$), de forma a conseguir um sistema mais eficiente [1]. Em [32] é esclarecida a não utilização do alumínio nestes casos. Este material possui 33 % da densidade e um calor específico 2.5 vezes maior que o do cobre. Possui também um coeficiente de expansão térmico 35 % maior que o do cobre bem como uma tensão de limite de elasticidade 40 % inferior, para temperaturas a rondar os 80-100°C (relativamente comuns em motores de indução de grande potência). Estas características fazem com que o alumínio seja menos indicado para utilizar nestas condições de elevado stress mecânico e térmico.

A brasagem dos componentes da gaiola é por sua vez realizada com recurso a ligas de cobre-fósforo ou ligas prata, de muito baixa resistividade. No caso dos rotores em ligas de alumínio, a gaiola é produzida por fundição, em que o próprio núcleo magnético serve de macho do molde, visto que o ponto de fusão das ligas de aço elétrico é muito superior ao ponto de fusão das ligas de alumínio [1]. A produção de gaiolas em alumínio por brasagem apresenta ser um processo complexo, demasiado dispendioso e pouco aplicado, ao exigir a aplicação de sistemas de atmosfera controlada, sendo mais utilizada soldadura MIG ou TIG.

A partir do *software Granta Edupack* foi construída a tabela 2.4, em que são apresentadas algumas propriedades dos materiais mais aplicados na estrutura da gaiola:

Tabela 2.4: Materiais usados em barras e anéis de curto-circuito

Material	Massa volúmica (kg/m ³)	Tensão limite de elas- ticidade (MPa)	Temp. de fusão (°C)	Coeficiente de ex- pansão térmica (1/°C)	Resistividade elétrica ($\mu ohm \cdot cm$)
Alumínio 6061-T6	2670-2730	170-200	610-655	22,8-24	3,14-3,26
Cobre (>99%) ^a	8940-8950	240-260	1080	16,8-17,3	1,7-1,74
Latão naval	8190-8360	255-310	902-919	19,4-20,6	6,46-6,92
Alumínio-Bronze	7600-7750	400-420	1040-1060	14,9-15,5	18,9-19,7
Aço inoxidável (A286)	7900-7980	586-655	1370-1440	16,6-17,4	91-93

^aCom tratamento térmico

As ligas de cobre normalmente aplicadas, denominadas de cobre eletrolítico, são de muito elevada pureza, com um teor de Cobre superior a 99,9%. Estas ligas de elevada pureza correspondem, pela norma americana UNS, às ligas C10100 até C13000. A partir desta última, a pureza já é inferior a 99,9%. A composição de cobre eletrolítico mais comum no mercado, para um grande variedade de aplicações, é a liga C11000, com pelo menos 99,95% Cu e 0,03 de O₂ [33]. A muito elevada pureza permite uma muito elevada condutibilidade térmica, baixa resistividade e o baixo teor em oxigénio permitem uma grande resistência à corrosão e uma boa soldabilidade. A

Metal	Relative Electrical Conductivity @ 20°C	Relative Thermal Conductivity @ 20°C
Silver	106	108
COPPER	100	100
Gold	72	76
Aluminum	62	56
Magnesium	39	41
Zinc	29	29
Nickel	25	15
Cadmium	23	24
Cobalt	18	17
Iron	17	17
Platinum	16	18
Tin	15	17
Lead	8	9

Figura 2.35: Qualificação comparativa de diferentes materiais da sua condutividade elétrica, pela IACS [33]

condutividade elétrica é representada como sendo o inverso da resistividade. Alternativamente a representar a condutividade com unidades equivalentes ao inverso das da resistividade, é utilizada a unidade comparativa de medida estabelecida pela *International Annealed Copper Standard*, ou IACS, em que o Cobre puro corresponde ao valor de condutividade de 100 %. As ligas de cobre eletrolítico contidas no intervalo enunciado possuem uma condutividade entre os 99 a 101 % IACS, tendo a tendência a diminuir com o aumento da percentagem de elementos de liga. Na figura 2.35 mostram-se quais os valores da escala comparativa IACS para diferentes materiais. A utilização de ligas de Cobre fosforosas é principalmente desvantajosa em termos de condutividade elétrica e pouco aconselhada para aplicações que exigem baixos desperdícios térmicos, por efeito de Joule. A liga UNS C10200, apesar de possuir uma percentagem de Cobre superior a 99,9%, ao conter Fósforo passa a ter uma condutividade de aproximadamente 85% IACS em vez dos 99 a 101% de ligas como C11000 [34].

Apresenta-se resumidamente as principais vantagens e desvantagens da utilização de cobre ou de ligas de alumínio para a construção do rotor [15] [16] [32] [35]:

a) Alumínio

- Baixo custo (comparativamente às ligas de cobre);
- Quando construídos por fundição, permitem baixos custos de produção para médias-grandes séries;
- Baixa capacidade térmica e baixa densidade faz com que seja um; material sensível a aumentos repentinos de temperaturas e susceptível a grandes deformações;
- Maiores perdas energéticas por efeito de Joule.

b) Cobre

- Preferido para motores de grande atravancamento e potência;

- Dada a grande variedade de ligas de cobre para aplicações elétricas, pode-se alterar com facilidade a impedância da gaiola alterando a liga usada;
- Maior condutividade elétrica;
- Ligas de cobre apresentam um maior custo que as ligas de alumínio;
- Baixa resistência mecânica e propenso a falha estrutural para um número de ciclos de arranque elevado.

2.3.3 Isolamento elétrico e térmico

As laminações do núcleo magnético, tanto no rotor como no estator, são isoladas entre si, de modo a impedir a circulação por correntes de Foucault, correntes axiais geradas pelo campo magnético do estator que tendem a circular entre lâminas, levando a acentuadas perdas caloríficas que levam a uma consequente diminuição da eficiência do motor. As lâminas são isoladas entre si, e também da gaiola, através de resinas, vernizes ou filmes poliméricos.

O isolamento elétrico aplicado nas lâminas do núcleo magnético dependendo da eficiência e dimensão do motor de indução, segundo a norma ASTM A976-1997 [36]. O quadro 2.5 apresenta as diferentes especificações de isolamento elétrico das lâminas do núcleo magnético.

Tabela 2.5: Tipos de revestimentos aplicados nas lâminas de aço elétrico, segundo a norma ASTM A976-1997

C-0	O aço tem uma camada natural de óxido de ferro superficial;
C-2	Aplica-se um revestimento inorgânico de óxido de magnésio e silicatos que reagem com a camada de óxido superficial. Especialmente aplicado em transformadores;
C-3	Aplica-se verniz superficial que melhora a capacidade de corte e o funcionamento para as temperaturas de funcionamento;
C-3A	Semelhante a C-3, mas com uma espessura inferior;
C-4	Tratamento de anti-adesão entre as lâminas, impedindo a adesão entre elas durante o seu aquecimento;
C-5	Aplica-se um revestimento inorgânico de fosfato de alumínio, quando é requerida uma grande resistência interlaminar. Suporta temperaturas de funcionamento entre os 320 e os 540 °C;
C-5A	Semelhante a C-5, mas de espessura inferior;
C-6	Aplica-se uma combinação de revestimento orgânico e inorgânico.

Motores de menores dimensões tendem aplicar revestimentos do tipo C-0, enquanto que motores de maiores dimensões e que exigem eficiências superiores são aplicados revestimentos do tipo C-3, C-3A ou C-5.

Um material aplicado com grande regularidade para isolar as barras da gaiola do núcleo magnético é a resina de politereftalato de etileno, também conhecido como PET, na forma de filme ou de resina [37]. Também é comum a utilização de resinas fenólicas, alquídicas e outros polímeros à base de poliéster. A aplicação de determinada resina ou compósito depende do grau de isolamento que se pretende e da temperatura de funcionamento do motor em questão. Um outro fator importante na escolha do polímero ou compósito de matriz polimérica de isolamento é a sua temperatura de transição vítrea, exigindo-se que esta seja superior à temperatura máxima de funcionamento do motor. A aplicação do isolamento ajuda também a prevenir o contacto entre as barras e o pacote magnético.

Além do isolamento aplicado no bloco magnético e na estrutura da gaiola, são também aplicados revestimentos entre os anéis de contenção e o anel de curto-circuito. Quando a utilização de cintas de contenção se tornou corrente, era comum a aplicação de folhas de mica. Atualmente é comum a aplicação de finas películas compósitas de resina epoxídica e fibra de vidro [37].

2.4 Esforços e falhas características de rotores em gaiola

Os estudos dos esforços mecânicos e térmicos a que os rotores em gaiola estão sujeitos é de especial importância no dimensionamento de um modelo de motor de indução, especialmente quando se pretende projetar uma solução especializada ou para ambientes adversos. As características mecânicas do motor, a sua fiabilidade e longevidade vão depender de todos os elementos do motor, em especial destaque do rotor, ao ser o componente móvel do motor e, assim, mais sujeito a um desgaste continuado, a fadiga mecânica e térmica. Este é o componente crítico do sistema e o que requer um dimensionamento mais cuidado. A possibilidade de falha do rotor depende de uma série de fatores, tais como a geometria e dimensões das barras, o número de barras, os materiais aplicados, o processo de construção da gaiola, entre outros. Assim, é de especial importância que o cliente forneça as condições de funcionamento que pretende para o motor, de forma a escolher ou projetar para a menor probabilidade de falha estrutural possível.

Os esforços mecânicos a que a estrutura do rotor está exposto devem-se à força centrífuga, que leva a forças de contacto entre os diferentes componentes do rotor. A força centrífuga depende da massa, da distância ao centro de rotação e do quadrado da velocidade linear. Conclui-se então que os esforços de origem cinéticos serão máximos para a região de funcionamento de máxima velocidade, isto é, na região nominal de funcionamento. Ao longo do rotor existem duas regiões de contacto em que os esforços são de grande importância: no contacto entre barras-núcleo magnético e na união entre barra-anel de curto-circuito. Geralmente esta última corresponde à região crítica da gaiola do rotor, especialmente se este for construído por brasagem ou soldadura [14]. Nesta região é esperado que se iniciem as primeiras fissuras por fadiga, quando o sistema é sujeito a um elevado número de ciclos de arranque. Além disso, esta região não está suportada pela laminação do núcleo magnético. Apesar de o cobre ser o mais apropriado para rotores de grande atravancamento, ao possuir uma massa volúmica 3,3 vezes maior que o alumínio, acaba por levar

a maiores valores de força centrífuga aplicada, e das conseqüentes reações nos pontos críticos da estrutura [32].

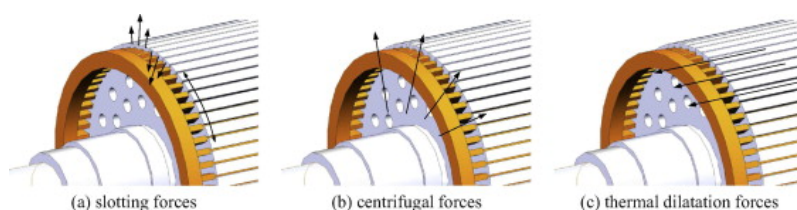


Figura 2.36: Esquematisação das forças aplicadas no contacto entre o anel e as barras do rotor [38]

O efeito da força centrífuga nos componentes do rotor é esquematizado mais detalhadamente na seguinte figura 2.37. Note-se a tendência das barras se deformarem nas pontas no sentido da força centrífuga aplicada.

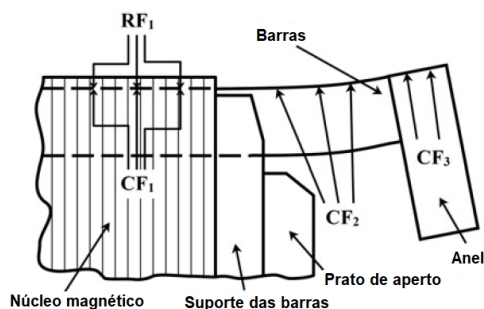


Figura 2.37: Deformação das barras do rotor devido à força centrífuga no rotor^a [32]

^aLegenda: CF_1 : força centrífuga das barras aplicada no núcleo; CF_2 : f.c. na região exterior ao núcleo das barras; CF_3 : f.c. aplicada no anel de curto; RF_1 : reação do núcleo à força CF_1

Os esforços de origem térmica têm uma grande influência durante a fase de arranque do motor, em que a corrente elétrica a circular na gaiola do rotor é de maior intensidade e de frequência mais elevada, o que por sua vez, devido ao efeito pelicular, concentra a circulação da mesma corrente numa secção útil reduzida. De facto, a corrente durante esta fase de arranque pode chegar a ser cinco vezes superior à máxima corrente em regime permanente do motor [32]. A quantidade de calor gerada durante o arranque será função da inércia da carga que se pretende mover e da inércia dos próprios componentes do rotor, e como consequência, quanto mais longa fôr a fase de arranque, mais o rotor irá aquecer.

O calor gerado na gaiola acaba por não ter tempo para se transferir para as lâminas do núcleo magnético, sendo assim acumulado pelas barras e pelos anéis de curto-circuito. As laminações, em liga ferrosa, acabam por ter um coeficiente de expansão térmica 50 % a 100 % inferior aos dos restantes componentes, em cobre ou ligas de cobre neste caso [15]. Além disso, devido ao efeito pelicular, a parte das barras mais próxima da camada de ar entre rotor e estator, acaba por gerar

mais calor que a secção mais interior das mesmas. Estes efeitos levam à distorção das barras, criando uma curvatura de concavidade interior, contrária à gerada pelos esforços associados à força centrífuga, evidenciada na figura 2.38. Facilmente se consegue concluir que a projeção do rotor tem de ter em mente tanto a carga inercial a que vais estar sujeito na fase de arranque como o número de arranques a que vai estar sujeito para essa mesma carga.

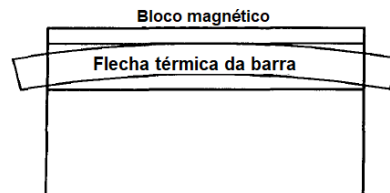


Figura 2.38: Concavidade interior originária do aquecimento repentino das barras da gaiola, durante a fase de arranque [15]. Nota: Rotor OD representa o núcleo magnético

As tensões geradas pela expansão térmica das barras e do anel têm grande influência nas integridade estrutural da gaiola. Usualmente, permite-se que a barra tenha alguma extensão para lá do núcleo magnético, tal como em 2.39, deixando assim que esta se deforme radialmente de forma a aliviar concentrações de tensões nesta e na união com o anel de curto e a prevenir uma movimentação axial exagerada do anel de curto-circuito [15]. Uma solução possível para a atenuação da distorção causada passa pela utilização de anéis de curto-circuito de maiores dimensões, ou mesmo alhetas, de forma a dissipar mais facilmente o calor para o ar envolvente do rotor.

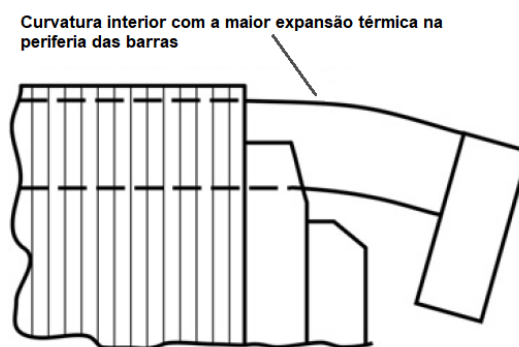


Figura 2.39: Extensão da barra para lá do núcleo magnético e forma da curvatura criada nessa região [32]

A combinação dos dois esforços (dinâmico e térmico) leva a que as barras apresentem uma concavidade interior na proximidade do núcleo magnético e exterior próximo do anel de curto, associado à maior massa deste. Esquematiza-se na figura 2.40 o efeito criado.

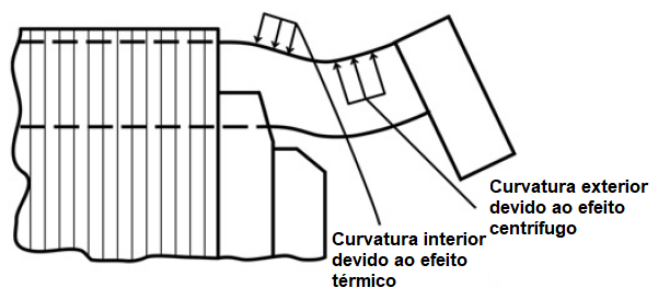


Figura 2.40: Combinação do efeito térmico e dinâmico na deformação das barras [32]

Além destas componentes apresentadas, a presença de uma folga acima do admissível entre as barras e o núcleo magnético origina vibrações prejudiciais à integridade da estrutura, principalmente na fase de arranque em que a corrente na gaiola circula à frequência máxima (50-60 Hz). Estas vibrações de efeito significativo na estrutura têm frequência correspondente ao dobro da corrente de alimentação (numa rede a 60 Hz, inicialmente a vibração estará a 120 Hz). A expressão 2.5 representa a relação entre frequência de vibração das barras f_{barra} e o escorregamento S e a frequência de alimentação f_{rede} [15].

$$f_{barra} = 2 \cdot S \cdot f_{rede} \quad (2.24)$$

Esta relação deve-se à interação dos fluxos magnéticos de fuga ou parasitas das barras adjacentes entre si que originam uma força perpendicular ao eixo, proporcional ao quadrado da corrente na barra e variável com o sentido do campo magnético gerado [32] [14]. Como resultado deste efeito, as barras acabam por periodicamente fazer curto-circuito com o núcleo magnético, gerando arco elétrico, e a longo prazo fusão parcial da porção da laminação próxima das barras, como na figura 2.41 [15]. Esta folga pode ser diminuída ao ranhurar as barras ao longo do comprimento do rotor. A figura 2.42 mostra este processo. A ranhuração é realizada na parte exterior da barra em contacto com o ar, com pressão suficiente para que o material da barra expanda e preencha o espaço vazio. No entanto este processo ao fazer uma pequena incisão num segmento da barra aumenta o risco de aparecimento de fissuras, devido aos efeitos térmicos anteriormente explorados-[16]. Outra opção passa pelo encaixe das barras por interferência, em que se insere no núcleo aquecido as barras arrefecidas em gelo ou gelo seco [15].

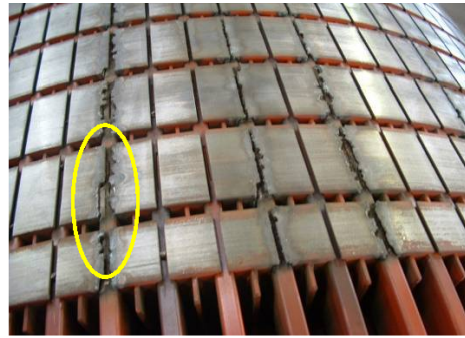


Figura 2.41: Laminações deformadas e parcialmente fundidas devido à vibração das barras [39]

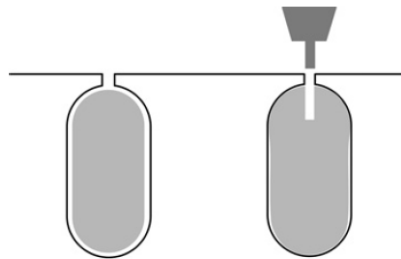


Figura 2.42: Processo de ranhuração das barras [32]

2.5 Equilibragem do rotor

Num mecanismo em rotação como o rotor do motor de indução é de grande importância a correção da excentricidade do centro de massa. Um corpo em rotação em torno de um eixo, para o qual o seu centro de massa não está contido nesse eixo, irá estar sujeito a uma vibração, diretamente proporcional ao módulo da força centrífuga do desequilíbrio [40].

O desequilíbrio na distribuição da massa no rotor pode ter origem na construção do mesmo. A principal fonte de erros de distribuição é o empilhamento das lâminas do núcleo magnético. Cada uma é cortada e ajustada de acordo com as tolerâncias dimensionais e geométricas da empresa, mas estão sempre associadas a algum erro. Este erro é cumulativo, e provoca um efeito cada vez mais elevado quanto maior o número de lâminas no núcleo magnético do rotor. Erros na maquinagem dos anéis de curto-circuito, nos dissipadores de calores e uma distribuição de massa não-uniforme nas barras também contribuem para o desequilíbrio no total [41].

Durante o funcionamento contínuo também podem surgir irregularidades na distribuição da massa, associados a deformação plástica dos constituintes do rotor. Alguns dos fatores são: danos causados por forças centrífugas extremas, danificação dos rolamentos, deformação do eixo por flexão, dilatação térmica das barras e dos anéis de curto, entre outros.

A vibração provocada por desequilíbrio em rotação pode ser definida pela seguinte equação (não considerando amortecimento) [40]:

$$J_O \ddot{\theta} + cR_{rotor}^2 \dot{\theta} + l^2 k_t \theta = m_o R \omega^2 \sin(\omega t) \quad (2.25)$$

em que θ é o grau de liberdade do sistema rotação, J_O corresponde ao momento polar de inércia do rotor, l é o comprimento do veio sendo k_t a sua correspondente rigidez torsional, m_o é o desequilíbrio de massa, R a distância deste ao centro de rotação e ω a velocidade angular do rotor. Através da equação 2.26 entende-se que a força centrífuga provocada pelo desequilíbrio é definida por:

$$F_{centr.} = m_o R \omega^2 \quad (2.26)$$

Que, por sua vez, leva a:

$$F_{centr.} = \frac{m_o R N_{rotor}}{60} \quad (2.27)$$

Naturalmente, à massa m_o corresponde uma aceleração tangencial a_t e uma aceleração centrífuga a_n .

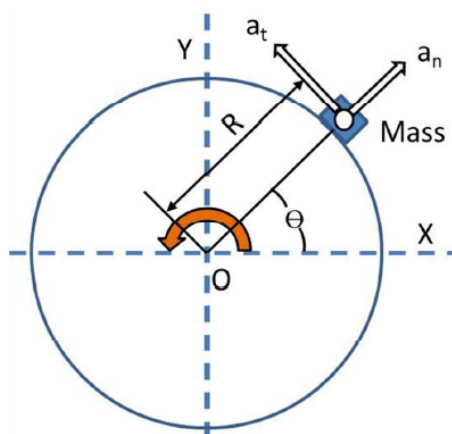


Figura 2.43: Representação da força centrífuga [41]

Para se proceder ao balanceamento do rotor, é necessário então quantificar o desequilíbrio permissível. A equação 2.28 define este como sendo dependente da massa e da distância ao centro de rotação. Pela expressão apresentada é fácil de constatar que, para uma determinada ação de equilíbrio pretendida, quanto maior a distância a que se aplicar a correção menor terá de ser a massa adicional anexada ao rotor [41].

$$U_{perm} = m \cdot r(g \cdot mm) \quad (2.28)$$

O desequilíbrio U ao ser dividido pela massa total do rotor permite obter o desequilíbrio específico e_{perm} . Dependendo do motor elétrico, a norma ISO 1940 define o desequilíbrio permissível

máximo, servindo de base para a massa de compensação máxima a aplicar.

Machinery Types	Balance Quality Grade 'G'	Magnitude $e_{\text{per}} * \omega$ (mm/s)
<i>This table has been reduced in size and content. See appendix for complete table.</i>	NA	NA
• Electric motors and generators (at least 80mm shaft height), max speed up to 950 RPM • Electric motors of shaft heights smaller than 80mm • Fans • Gears • Paper Machines • Pumps	G6.3	6.3
• Electric motors and generators (at least 80mm shaft height), max speed above 950 RPM • Compressors • Textile Machines	G2.5	2.5
• Audio and Video Drives • Grinding Machine Drives	G1.0	1.0
• Gyroscopes • Spindles and Drives High Precision	G0.4	0.4

Figura 2.44: Toleranciamento do desequilíbrio específico do motor de acordo com a aplicação do motor (adaptado da norma ISO 1940-1) [41]

O posicionamento do ponto de desequilíbrio é tridimensional ao longo do rotor, não se localizando necessariamente nas extremidades do rotor ou em componentes específicos. De entre as formas de desequilíbrio referidas na norma ISO 1925, a mais comum neste caso é o desequilíbrio dinâmico, em que o eixo correspondente ao momento polar de inércia não é paralelo nem intersesta o eixo de rotação do rotor.

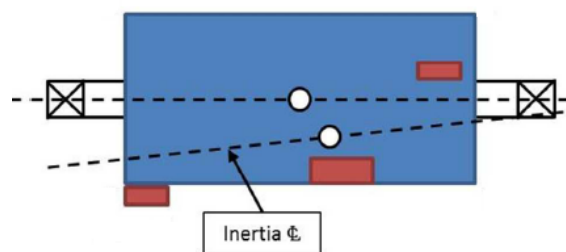


Figura 2.45: Esquemática do desequilíbrio dinâmico [41]

A compensação é feita em 2 ou 3 plano (contabilizando o comprimento do rotor) ao longo do seu comprimento. A solução mais usual é aplicar a ação de compensação nos topos do rotor, nos

anéis de curto-circuito, onde mais facilmente se consegue introduzir massas de equilibragem ou até mesmo retirar material. A massa retirada adicionada ou retirada não será necessariamente igual em todos os planos de equilibragem. O método gráfico de análise acaba por ser o mais aplicado, ao ser o mais simples, que não requer um extenso cálculo analítico e que pode ser realizado por equipamento de equilibragem padrão [42]. Utiliza um gráfico polar onde é representada a vibração do rotor, em função da amplitude e do ângulo de fase. Segue-se agora a exposição deste método para a situação base de um único plano de análise [41] [42]:

1. Inicia-se o processo em bancada, com o motor a rodar com velocidade crescente. O mecanismo usa acelerómetros, conta-rotações e sensores de proximidade para determinar a velocidade crítica para a qual se tem a amplitude máxima e a fase da vibração. A identificação do ângulo de amplitude máxima tem de ter em conta a disposição dos sensores no sistema, o atraso de leitura destes e a variável usado para a medição (deslocamento, velocidade ou aceleração angular). Em 2.46 e 2.47 é esquematizada uma disposição possível dos equipamentos de medição.

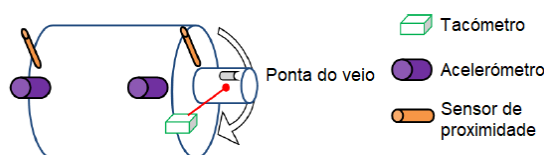


Figura 2.46: Sistema de detecção de vibrações [42]

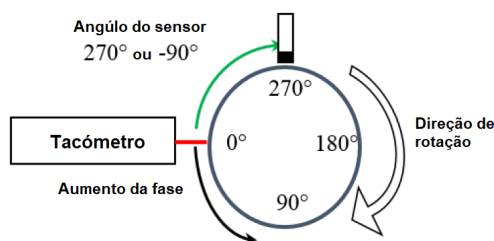


Figura 2.47: Disposição hipotética dos sensores de medição [42]

O ângulo a que corresponde o ponto de desequilíbrio máximo (ou *heavy spot*) vai então ser calculado pela equação 2.29 [42]:

$$\theta_{Desq.} = \gamma_{vibra} - \phi_{atraso} + \theta_{sensor} + \gamma_{intgr.} (rad.) \quad (2.29)$$

Em que: $\theta_{Desq.}$ é o ângulo correspondente ao ponto de desequilíbrio; em relação à referência; γ_{vibra} representa a fase da função sinusoidal da vibração; θ_{sensor} é o ângulo relativo ao atraso da leitura do(s) sensores e, finalmente, $\gamma_{intgr.}$ é o ângulo adicionado à fase, consoante a unidade de análise da vibração, se posição (0°), velocidade (90°) e aceleração (180°).

2. Para-se o motor e é adicionado uma massa normalizada de teste, correspondendo ao desequilíbrio máximo permitido para o rotor em questão. A partir da tabela da figura 2.44, referente à norma ISO 1940, é possível retirar o fator utilizado para calcular o respetivo desequilíbrio. Outras normas podem ser aplicadas, tais como as normas API, ou, segundo [43], utilizar uma massa correspondente a 10 % do total do rotor. O desequilíbrio admissível é então calculado a partir da equação 2.30 [44]:

$$U_{perm.} = \frac{1000GM}{\omega} \quad (2.30)$$

Na qual U_{perm} é o valor calculado permissível em $(g \cdot mm)$, G é o fator referente ao grau de qualidade da equilibragem (mm/s) e ω a velocidade angular do motor (rad/s). Após este cálculo, é introduzido a massa na região de equilibragem do plano em análise, em qualquer ponto deste, e registado o novo desequilíbrio.

3. Usando um gráfico polar representa-se ambas as medições realizadas. Na figura 2.48 temos uma esquematização do obtido: o vetor O corresponde à primeira medição e o vetor T representa a segunda.

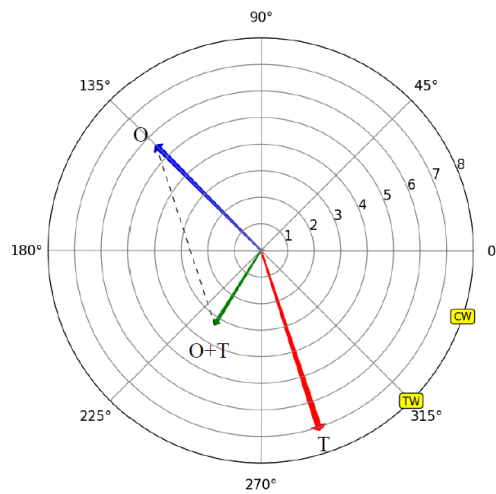


Figura 2.48: Esquema de vetores para o cálculo do desequilíbrio [42]

Por soma de vetores é construído o vetor $O + T$, e aplica-se este no centro do referencial. Admitindo que a massa de compensação será aplicada à mesma distância do centro que a massa de teste, o seu valor é determinado a partir da equação 2.31:

$$P_{aplicado} = P_{teste} \frac{\|O\|}{\|O + T\|} (g) \quad (2.31)$$

4. Finalmente, o posicionamento do peso de compensação será dependente do ângulo entre o vetor O e $O+T$, somando-se a $O+T$ o ângulo encontrado, no sentido de contrariar o efeito do vetor O .

Este processo é iterativo, não sendo necessariamente obtida a localização e o valor de massa ideal no primeiro teste. No caso dos rotores em análise neste projeto, este processo é realizado em dois planos, correspondentes aos topos do rotor, onde se inserem as massas de compensação num rasgo do anel de curto-circuito para este efeito. Para sistemas de maior envergadura, pode-se realizar em 3 planos, utilizando, além dos referidos, o plano a meio vão.

Toda esta testagem e correção é feita em bancadas especializadas para o efeito. O rotor é suportado nos extremos do seu veio e a rotação é geralmente garantida por uma correia (tal como na figura 2.49) de forma a não introduzir erro nas medições associados ao próprio mecanismo de teste.

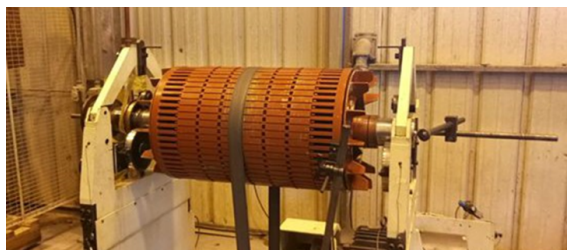


Figura 2.49: Exemplo de equilibragem de rotor de um motor de indução [45]

As massas de compensação são aplicadas de variadas formas. No caso dos rotores produzidos por fundição em alumínio, já se vaza a gaiola com pinos dispostos radialmente, e são colocadas anilhas nos pontos pretendidos. Em outros casos são soldados ou aparafusados os pesos ao anel [41].

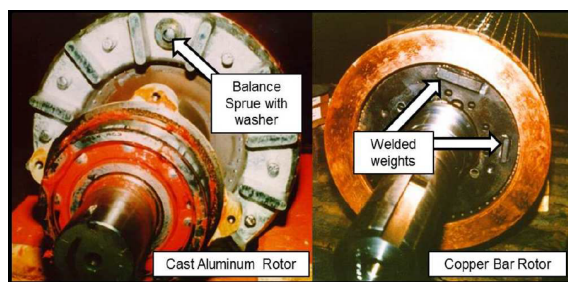


Figura 2.50: Métodos de aplicação da equilibragem no rotor [41]

A escolha de um método de balanceamento depende claramente do produto e da construtora em questão. No caso em estudo são usados pesos aparafusáveis, semelhantes aos da figura 2.51 em ligas de latão ou zamak. Estes estão alojados no anel de curto-circuito num rasgo para este efeito, como na figura 2.52.

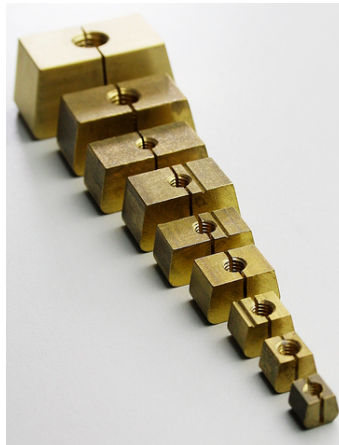


Figura 2.51: Modelo semelhante ao aplicado no caso de estudo [46]

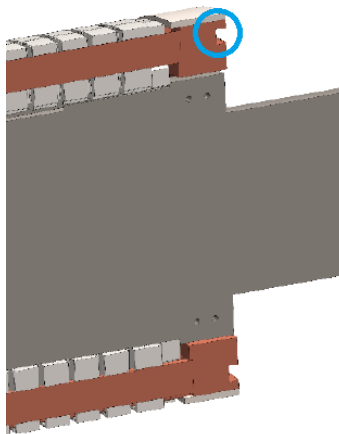


Figura 2.52: Secção do corte longitudinal do rotor em estudo. Nota: rasgo de equilibragem a azul

Capítulo 3

Solução atual e outras existentes no mercado

3.1 Introdução

No presente capítulo será então apresentada a solução atual de um rotor de motor de indução da *WEG* e serão analisadas patentes já existentes no mercado, de forma a explorar possíveis alternativas ou melhorias do design atual. Estas serão analisadas tendo em conta os conceitos já abordados na revisão bibliográfica e, posteriormente, no quarto e quinto capítulo, serão analisadas usando software de método de elementos finitos. Deste modo, será realizada uma análise estrutural para o funcionamento em regime permanente do motor trifásico de indução, tendo em conta um modelo de simulação a ser abordado posteriormente.

A atual solução de rotor elétrico da empresa, para motores de média-grande envergadura utiliza uma solução para as extremidades do rotor tal como apresentado na figura 3.1. O bloco magnético é separado em vários sub-blocos ao longo do eixo do rotor de modo a promover a refrigeração do mesmo (sendo a região onde ocorre um maior aquecimento da estrutura). Nas extremidades são aplicados pratos de aperto de modo a comprimir o pacote magnético e assim impedir que este perca a forma pretendida pelo efeito de mola de cada laminação. As barras de cobre estão parcialmente contidas no bloco, existindo uma pequena abertura para o exterior. Finalmente, o anel de curto-circuito em liga de cobre, brasado às barras por indução eletromagnética, encontra-se a alguma distância do bloco magnético, tendo em conta os efeitos térmicos na fase de arranque do motor já discutidos no capítulo 2. Uma pequena de reentrância de 5mm é realizada no anel na região onde as barras são brasadas.

Em modelos sujeitos a elevadas velocidades, principalmente nos motores de 2 pólos, nos quais a velocidade periférica ultrapassa os 60 m/s há a necessidade de aplicar cintas em aço inoxidável, ligas com rigidez mais elevada que as de cobre, de forma a prevenir que o anel de curto se deforme plasticamente devido ao efeito da força centrífuga. Esta tem especial importância neste elemento devido à sua massa relativamente às barras. A cinta ajuda também a diminuir o esforço na região brasada.

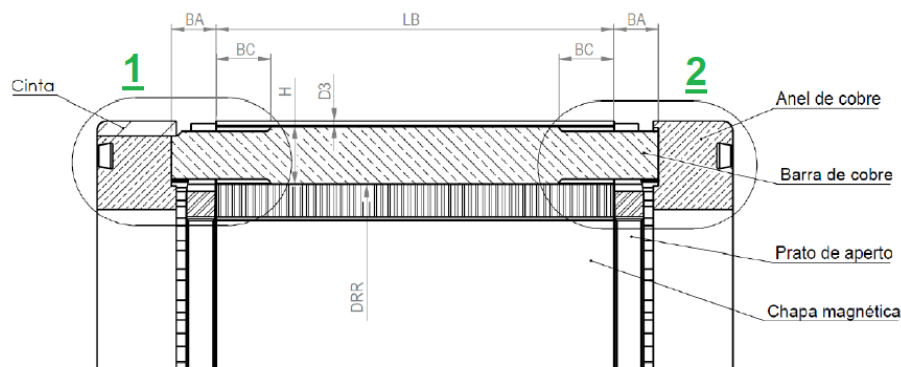


Figura 3.1: Solução atual de rotor de motor trifásico: 1) com cinta e 2) sem cinta, para velocidade inferiores (Fonte: WEG)

Este design, apesar do bom compromisso entre custo e desempenho, para velocidades periféricas superiores aos 60 m/s implica a utilização da cinta em aço inoxidável, resultando em grandes esforços na região brasada e a grandes deformações na região terminal das barras por flexão, devido ao afastamento do anel ao pacote magnético.

O grande objetivo deste projeto passa por adaptar o design atual de forma a melhorar o desempenho da estrutura para velocidades periféricas superiores à indicada sem a necessidade de aplicar uma cinta em aço inoxidável, que acarreta custos acrescidos numa produção em grande escala. Pretende-se também explorar qual o ganho potencial de velocidade obtido para cada uma das propostas a apresentar.

3.2 Análise de designs existentes e patentes

No seguimento da análise da solução atual é realizada agora uma análise de uma série de patentes de motores de indução trifásicos de gaiola de esquilo, focando em cada uma no design adotado para a região do anel de curto-circuito. Desta análise será possível retirar conceitos e construções alternativas à atual que podem vir a ser testadas. Naturalmente várias suposições terão de ser feitas visto que as patentes não referem uma análise extensa das estruturas que propõem.

3.2.1 Patente US 4,131,990 (1991) - *Method of making squirrel cage rotor*

Inicialmente foi analisada a referência [43], patente norte-americana de código 4131990. Esta é referente ao processo de fabrico ou de reparação de rotores em gaiola de esquilo em liga de alumínio. Apesar de se focar principalmente na reparação e de referir outras ligas que não as em estudo, referencia algumas alternativas ao design do rotor em estudo que poderão ser exploradas.

Na figura 3.2 são apresentadas as estruturas propostas pela patente para anel de curto. A estrutura A é a estrutura do anel antes da reparação do rotor, tal como referido na patente. Repare-se que ao contrário do design adotado no rotor em estudo, a cada barra corresponde uma cavidade

individual no anel. Em **B** temos um design semelhante mas com as cavidades das barras acessíveis a partir da superfície exterior do anel. Esta alternativa permite um mais fácil acesso facilitado do operador de forma a realizar a soldadura das barras ao anel.

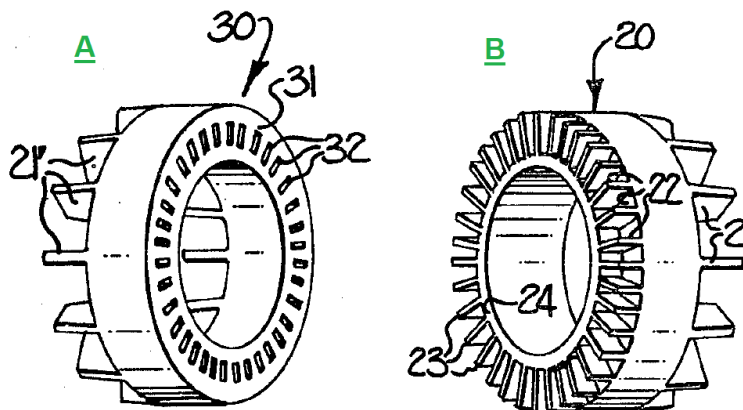


Figura 3.2: Estruturas de anel de curto-circuito, em que: a) é o design habitual para rotores em alumínio e b) é o proposto após reparação do mesmo [43]

A estrutura **A** permite um maior área de contacto entre a barra e o anel do que no caso atual, permitindo uma maior área de transferência de calor, facilitando a sua dissipação para o anel e, posteriormente, para o ar que rodeia o rotor, por convecção. Em princípio, uma maior área de contacto entre a barra e o anel permite que a pressão localizada na região de união seja distribuída por uma maior área, levando a um menor esforço dos componentes nesta. Porém poderá levar a um aumento das tensões de corte no anel e na barra.

Na solução atual, as barras são brasadas ao anel num desnível de aproximadamente 5 mm de profundidade que percorre toda a circunferência do anel, semelhante aos anéis da figura 3.3.

Uma alteração para um anel com ranhuras semelhantes aos da figura 3.2 acarreta custos acrescidos em relação ao atual. Esta poderia ser produzido por maquinagem, o que levaria a uma demorada operação por anel de forma a ter uma estrutura interior do rasgo sem concordâncias. Se produzido por fundição, seria necessário produzir um molde, ou alterar um já existente, o que também implicaria um investimento elevado, tendo em conta que o projeto de um molde novo, por exemplo construído em areia, chega às dezenas de milhares de euros.

A patente em questão refere-se especificamente a rotores em ligas de alumínio, nos quais é habitual a utilização de alhetas no anel de curto para dissipação de calor [10]. No caso de um rotor em cobre tal não é uma solução habitual, visto que este material possui uma maior densidade, levando assim a anéis mais pesados. A utilização de alhetas nestes casos pode agravar o efeito da força centrífuga.

A solução **B** da figura 3.2 não apresenta ser particularmente vantajosa do ponto de vista de comportamento mecânico, visto que a barra ao não estar contida completamente no anel irá ter uma área de contacto menor. No entanto, permite um acesso facilitado à região de união durante a produção do rotor, especialmente se o anel for fixo às barras por soldadura.



Figura 3.3: Anéis de curto-circuito semelhantes aos usados nos modelos de estudo da WEG

3.2.2 Patente EP 2 804 297 A2 (2014) - *Squirrel-cage rotor assembly with electron beam welded end caps*

A patente EP 2 804 297 A2 [47] refere-se à construção de um rotor de barras e anéis de curto em cobre, com laminações em aço elétrico (liga de Fe-Si). A grande diferença está na adoção do processo de *Electron Beam Welding* (EBW) como forma de unir o anel às barras, por meio de múltiplas passagens ou até em simultâneo em ambos os anéis.

O processo de EBW utiliza um feixe de eletrões a elevada velocidade e de elevada potência elétrica para fundir parcialmente o metal. O processo realiza-se em vácuo e não necessita de material de adição para proceder à união. É um processo apenas aplicável a condutores elétricos, principalmente metais. A utilização deste processo em ligas de cobre exige que estas sejam desoxidadas, com percentagens máximas de oxigénio de 0,001 % wt, alcançando-se penetrações do feixe entre os 30-35 mm para um feixe de 42 KW, de 60 KV e 700 mA [48]. EBW permite baixos níveis de porosidade, uma fundição precisa e uma ZTA (Zona Termicamente Afetada) de baixa largura, o que é vantajoso no caso de estudo, em que não se pretende afetar o bloco magnético ao unir o anel às barras. Um pré-aquecimento da estrutura pode ser necessário de forma a prevenir a fissuração a quente e excesso de porosidade [48]. A grande desvantagem deste processo é o seu custo elevado, tanto de operação, pelo consumo elétrico, como de investimento inicial. No entanto apresenta ser uma alternativa viável à soldadura por MIG/MAG ou TIG para a construção de rotores, ao ser um processo mais preciso. Em [49], na patente norte-americana US 3 517 238, de 1970, era já referida a possível utilização de EBW como forma de unir as extremidades do rotor.

Na figura 3.4 e 3.5 apresenta-se a estrutura do anel de curto-circuito proposta na presente patente em análise. Note-se que é muito semelhante a uma das estruturas da patente anteriormente analisada. A diferença reside na secção da mesma que, neste caso, não é retangular mas sim trape-

zoidal. Esta forma alternativa, em relação à habitual retangular, pode levar a ligeiras alterações das propriedades magnéticas e elétricas do motor, bem como as características de arranque e velocidade síncrona do mesmo. Tendo em conta a análise deste projeto, uma alteração da forma poderia permitir uma diminuição da massa do anel e até um aumento da superfície em contacto com o ar, permitindo assim maiores velocidades periféricas do rotor.

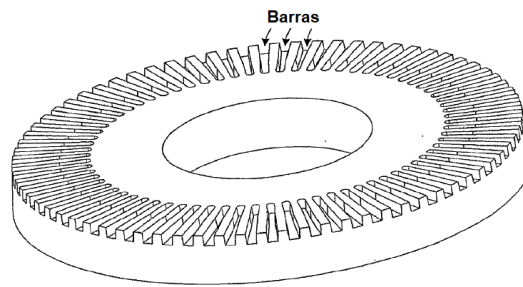


Figura 3.4: Anel de curto-circuito referido em [47].

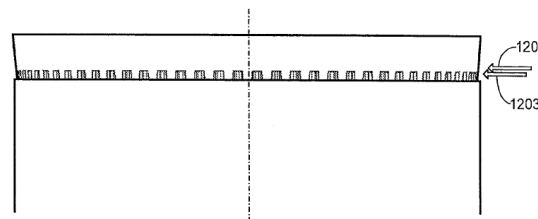


Figura 3.5: Esquemática da região de soldadura por EBW, em que se apresentam dois planos alternativos para as passagens do feixe de eletrões (1203 e 1204) [47].

A patente propõe ainda que o anel seja forjado, de forma a permitir uma microestrutura uniforme e com baixa taxa de porosidades e inclusões. Além disso, é aconselhada que a profundidade do processo de EBW atinja a superfície interior da barras com o intuito de toda a área de secção da barra ser unida com a o próprio anel.

3.2.3 Patente US 2006/0273683 A1 (2006) - High strenght induction machine, rotor, rotor cage end ring and bar joint, rotor end ring, and related methods

A referência [50] contém a referência US 2006/0273683 A1. Esta patente apresenta um modelo de motor de indução em gaiola de elevadas velocidades periféricas (entre 7500-15000 rpm, até 300 m/s), para utilização em veículos navais da marinha norte-americana. Em [31] também são disponibilizadas mais informações quanto aos materiais aplicados. Como se trata de um modelo para velocidades muito elevadas, e consequentemente para frequências de alimentação muito elevadas, são propostas alterações aos materiais habitualmente aplicados neste tipo de rotores. Neste

caso, tendo em conta que o anel de curto-circuito é um componente especialmente solicitado, torna-se inviável a aplicação de liga de cobre de elevada pureza (acima de 99,5 %), dado os esforços centrífugos elevados para velocidades acima dos 10000 rpm. Em [31] e [50] é proposta a utilização de uma liga de cobre-berílio com uma tensão limite de elasticidade superior a 100 Ksi (aproximadamente 690 MPa) e uma condutibilidade elétrica superior a 60 %IACS para o anel de curto. De forma semelhante, pode ser aplicada, nas barras uma liga de cobre-zircónio com tensão elástica superior a 60 Ksi (aprox. 414 MPa) e condutibilidade superior a 90 %IACS. Esta alteração em relação ao cobre de elevada condutibilidade naturalmente irá refletir-se numa maior resistência elétrica e maiores desperdícios energéticos por efeito de Joule.

A grande inovação na estrutura em relação aos rotores em gaiola mais comuns está na própria estrutura do anel de curto-circuito. Na presente patente este tem uma secção não uniforme, em que na região mais próxima do eixo de rotação possui uma largura superior à exterior. Além disso, na região periférica em que as barras são brasadas ao anel, o anel apresenta múltiplas estruturas em forma de *buraco de fechadura*, associadas a uma guia, nas quais barras são fixas. Segundo [31], esta estrutura pouco intuitiva, garante um alívio na concentração de tensões na região brasada, permitindo converter o esforço de corte em flexão. A mesma estrutura está associada a um distanciamento entre a face interior do anel e a face exterior do bloco magnético, de forma a permitir que as barra fletam. Neste espaço está contido um prato de aperto, fixo ao eixo por interferência. Na figura 3.7 é possível observar em detalhe a estrutura descrita. A secção não-uniforme do anel permite que este não seja apenas suportado pelas barras, tendo uma região maciça mais resistente, fixa ao eixo de rotação por interferência térmica, o que facilita a centragem do anel em funcionamento contínuo.

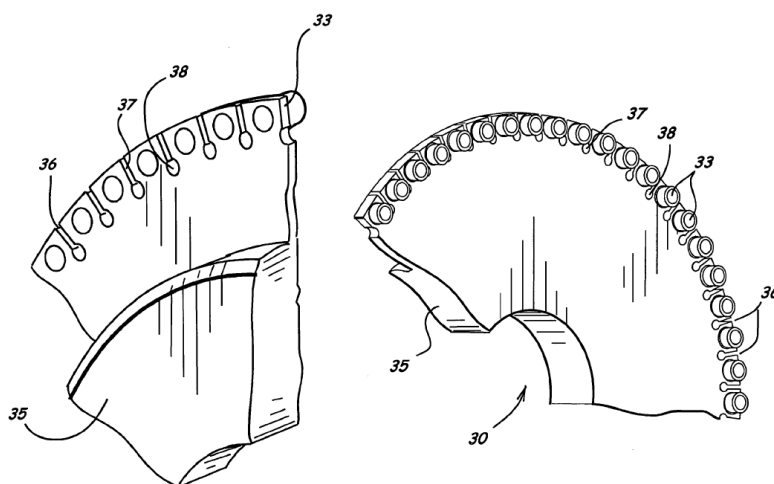


Figura 3.6: Superfície exterior e interior do anel de curto-circuito proposto [31].

Power	
<i>Continuous</i>	2.0 MW (2682 hp)
<i>Intermittent</i>	3.0 MW (4023 hp)
Speed Range	7,500 –15,000 rpm
Voltage	1100 V rms L-L
Current	1200 A rms
Efficiency	96.5%
Weight	1900 kg
Overall Length	960 mm
Overall Diameter	813 mm

Figura 3.7: Características técnicas do motor patenteado [31].

O prato de aperto ajuda também a controlar a dilatação axial do pacote magnético que por sua vez contribui para a deformação do anel de curto. Na figura 3.8 apresenta-se o resultado de uma simulação do presente modelo, a 15000 rpm, mostrando o esforço de corte na região periférica do anel. Na figura 3.9 mostra-se um esquema da secção longitudinal do rotor evidenciando a deformação causada pelo efeito térmico e centrífugo. Para além da estrutura do anel e das barras, devido às elevadas velocidades é aplicada uma liga mais resistente que as normalmente usadas (série M-15 a M-47 de aço elétrico) para as laminações. Foi então aplicado aço de construção AISI 4130 que, apesar de piores características magnéticas possui um tensão limite de elasticidade entre 500-620 MPa (comparativamente, aço elétrico de composição 97,5 % Fe e 2,5 % Si tem entre 400-420 MPa).

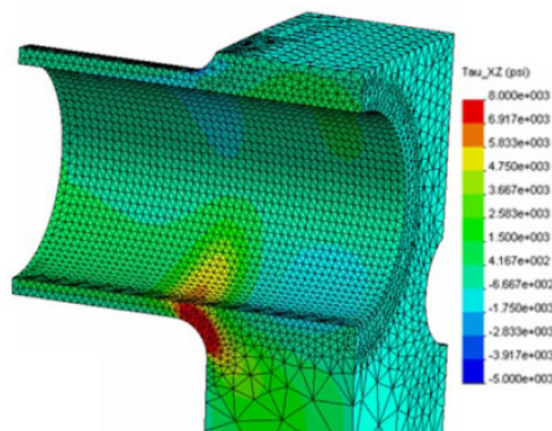


Figura 3.8: Tensão de Von Mises na região periférica do anel [31]

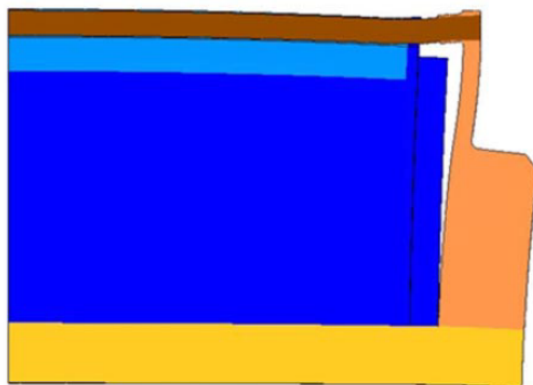


Figura 3.9: Deformação do topo do rotor devido ao efeito cinético e térmico [31]

De forma semelhante, refere-se que tendo em conta as condições de funcionamento requeridas, é necessário adotar uma solda mais resistente para a brasagem. As ligas mais comuns de prata-cobre (por exemplo BAg-1 ou BAg-8) com temperaturas de serviço máximas de 150 °C (fonte: Granta Edupack) não conseguiriam funcionar em contínuo nestas condições. Assim são propostas outras ligas, tais como 80 % Au-20 % Sn, Au-12 % Ge ou Au-18 % In, que demonstram comportamento satisfatório.

Da análise desta patente é possível concluir que podem eventualmente ser efetuadas alterações nos materiais aplicados, além da estrutura, de forma a conseguir um acréscimo significativo na velocidade periférica dos rotores em estudo.

3.2.4 Patente US20210044189 (2021) - Short-circuit Ring For Connecting To Cage Bars

Na presente patente [51] em análise é proposto um conjunto de geometrias de rasgo no anel de curto-circuito de forma a realizar a brasagem entre anel e barra. De entre as geometrias propostas, salientam-se o rasgo circular e o rasgo em formato de tronco cónico. A grande premissa desta patente é aumentar a área de contacto da liga aplicada na brasagem com a barra e com o próprio anel, de forma a distribuir mais facilmente os esforços na região brasada pelo anel. Dada a complexidade dos rasgos pressupõem-se a construção do anel por fundição, apesar da a própria patente propôr a sua produção por um método de fabrico aditivo.

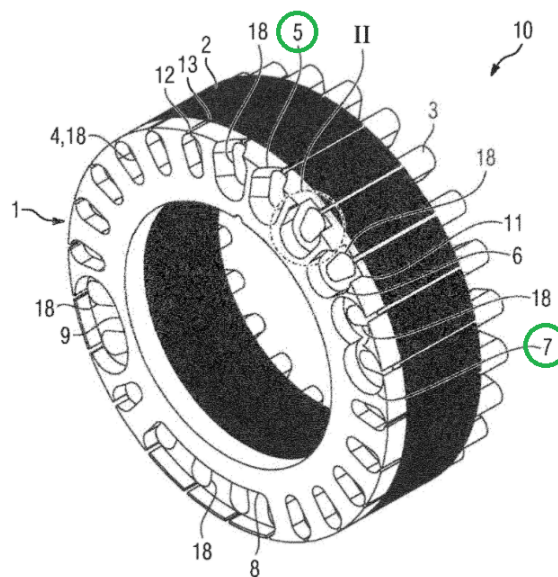


Figura 3.10: Geometrias propostas pela patente para a região de brasagem [51]^a

^aEm 5 temos o rasgo de paredes inclinadas e em 7 o rasgo circular

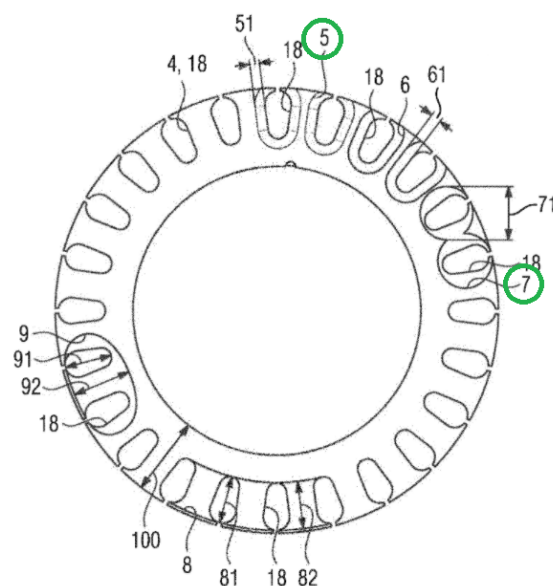


Figura 3.11: Vista frontal das geometrias propostas [51]

Na figura 3.10 e 3.11 mostra-se o formato das cavidades propostas em duas vistas diferentes (isométrica e frontal, respetivamente). O rasgo inclinado, com formato semelhante a um trono cónico apresenta ser vantajoso aquando da fusão da solda usada. As paredes inclinadas vão promover o escoamento do metal fundido para o interior da cavidade, onde está alojada a barra no

anel. Esta melhoria pode permitir um preenchimento facilitado dos espaços vazios e até possibilitar a utilização de menos solda. Note-se que ligas de prata e cobre utilizadas para este fim podem ter um custo entre os 277-376 €/Kg, dependendo do fornecedor (Fonte: Granta Edupack).

Por sua vez, o rasgo de formato circular, tal como apresentado na figura 3.11 permite que a solda ao se fundir entre em contacto com a da barra adjacente. Assim, as barras além de estarem em contacto elétrico entre si através do anel de curto-circuito passam a contactar-se também através da solda. Isto também permite uma maior área de contacto da solda com o anel, melhorando em princípio o desempenho mecânico da união.

A brasagem pela face exterior do anel de curto dá origem a um novo problema: todo o rotor, durante a operação de brasagem por indução, teria de ser posicionado de forma oposta à atual, em que a união é realizada pela face interior do anel, voltada para o bloco magnético.

Em [51] é até proposta a utilização de um processo de fabrico aditivo para realizar a união, tal como *Direct Metal Deposition* (DED) ou *Laser Metal Deposition*. Claramente, a adoção de um destes processos iria acarretar um grande investimento em equipamentos. No entanto iria ajudar a automatizar o processo de produção do rotor.

3.2.5 Patente US 2007/0210667 A1 (2007) - *Squirrel cage rotor*

Na referência [52] é adotada uma estratégia semelhante à descrita na literatura e aplicada em outras referências, tais como em [50] e [32], para motores construídos em ligas de cobre: o anel de curto é propositadamente afastado axialmente do bloco magnético de forma a permitir a flexão das barras da gaiola devido aos efeitos térmicos e centrífugos, e assim permitir uma menor concentração de tensões na região brasada. Tal será comprovado experimentalmente no capítulo 4 e 5. Neste caso específico a flexão das barras não é possibilitada por um afastamento do anel, mas sim por uma abertura na periferia do bloco magnético na proximidade do anel de curto-circuito, como é mostrado na figura 3.12.

A abertura permite que, com a expansão dos componentes condutores devido ao aumento de temperatura a tensão não se concentrem no bloco magnético, promovendo uma expansão para a periferia. A secção trapezoidal do anel de curto-circuito contribui para a diminuição da sua massa, comparando com uma secção retangular. Permite também aumentar a área de superfície em contacto com o ar e assim promover uma maior dissipação de calor.

Em [53] é proposta também uma alteração da secção do anel de curto-circuito, mas com o intuito de aproximar axialmente o ponto de densidade máxima de corrente elétrica (como mostrado na figura 3.13) de ambos os anéis, além de promover uma maior superfície de dissipação de calor.

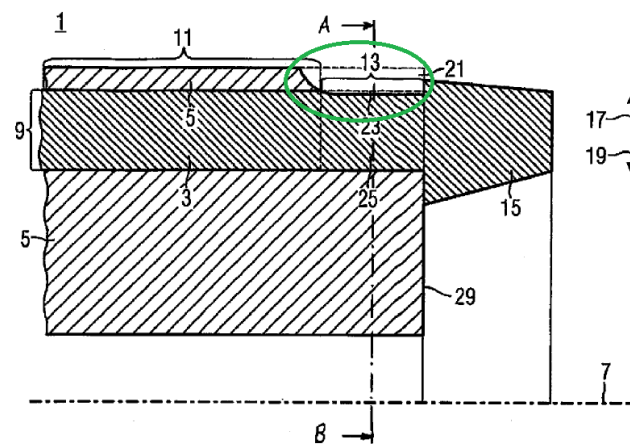


Figura 3.12: Proposta de topologia, com destaque da abertura no bloco magnético [52]

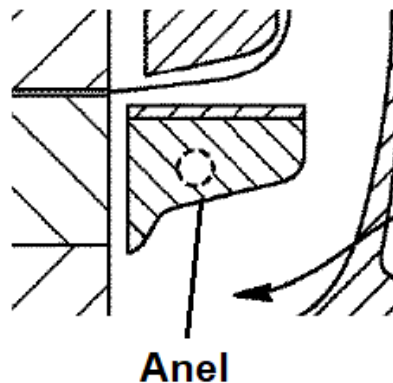


Figura 3.13: Exemplo de uma secção do anel de curto proposta em, representando também o "centróide" da densidade de corrente elétrica [53]

A existência de um espaçamento entre o anel e o pacote magnético, ou como no caso desta patente, de uma abertura no bloco magnético permite diminuir a rigidez da gaiola nas suas extremidades, permitindo uma livre flexão das barras. No entanto, para grandes velocidades, esta medida pode ter o efeito contrário, com o aumento da influência do efeito centrífugo na estrutura em comparação com o efeito térmico, levando a deformações exageradas tanto da barra como do anel. Dependendo do modelo em análise, a importância relativa de cada um dos efeitos tem de ser analisada, e deve resultar uma estrutura que consiga um bom compromisso, algo que será realizado nesta dissertação.

3.2.6 Patente US10,819,201 (2020) - Squirrel-cage rotor and method for producing a squirrel-cage rotor

Em [54] é apresentada mais uma forma alternativa de fabricar o anel de curto-circuito. Aqui, o anel é construído de forma semelhante ao bloco magnético, por empilhamento de chapas, sendo estas obtidos por embutidura e posterior corte. A patente fornece também um esboço das ferramentas aplicadas no processo de conformação plástica, como se pode ver na figura 3.15. Cada disco elementar do anel possui um pequeno desnível, indicado na figura 3.14 por 61, que funciona como batente. A sua existência permite criar um espaço livre entre o pacote magnético e o anel, para assim permitir a flexão das barras e a refrigeração do topo do rotor.

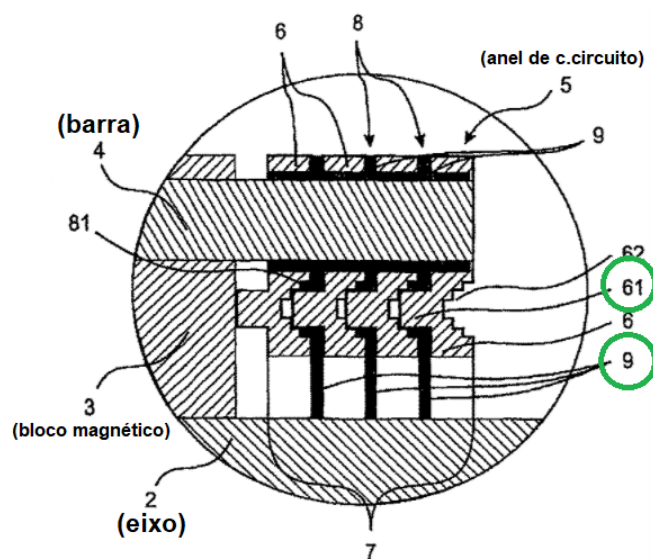


Figura 3.14: Pormenor do anel de curto-circuito, descrito em [54]

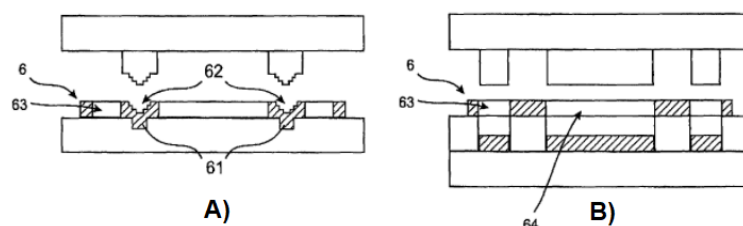


Figura 3.15: Ferramenta de a) embutidura e de b) corte usadas para produzir os segmentos do anel de curto [54]

Os canais 9 correspondem aos pontos de circulação da solda no estado líquido, aquando da sua fusão no processo de brasagem, que irão permitir a união dos segmentos do anel entre si, bem como a fixação das barras da gaiola a este. A grande vantagem deste método é sua adaptabilidade para grandes séries. Esta construção modular do anel de curto permite adaptar a sua largura,

dependendo do pretendido para o modelo em questão, aumentando a repetibilidade do processo de fabrico do rotor. Uma construtora que utilize este método para produção apenas necessitaria de maquinaria para conformação plástica, e não teria a necessidade de encomendar ou mesmo produzir por fundição ou forjamento o anel de curto-circuito.

Em contrapartida, este design exige a utilização de uma grande quantidade de solda por rotor. Tendo em conta o seu custo, já discutido na análise de [51], pode trazer elevados custos. Além disso, a existência de ligações brasadas no interior do anel levam naturalmente a uma diminuição da rigidez da estrutura, algo indesejável para motores de maior massa e maiores velocidades.

3.2.7 Outras fontes

Em [29] é realizado o dimensionamento completo de um rotor para um motor de indução trifásico de elevadas velocidades. A tabela 3.1 apresenta as características do motor dimensionado.

Tabela 3.1: Características técnicas do motor dimensionado [29]

Parâmetro	Valor
Número de pólos	2
Frequência de alimentação (Hz)	2015
Dif. potencial de alimentação (V)	350
Conexão	Estrela
Número de cavidade do estator	12
Número de barras do rotor	18
Comprimento útil (mm)	50
Diâmetro exterior do estator (mm)	90
Diâmetro exterior do rotor (mm)	30,7

São apresentadas algumas topologias possíveis para o rotor. Estas são representadas na figura 3.16. A forma construtiva correspondente à c) da figura é a aplicada no modelo de rotores em estudo. Em a) temos o tipo de estrutura mais simplista, sem qualquer reforço estrutural do anel. Esta forma construtiva não é apta para motores de elevadas velocidades. Em b) é aplicado um anel de reforço, de forma semelhante à do próprio anel de curto, mas de material de elevada resistência elétrica, para assim não aumentar a impedância da região terminal do rotor e alterar completamente a performance electromagnética do motor. Este anel de reforço extra ajuda a distribuir a tensão e a controlar a possível deformação do anel de curto. Finalmente em d) são aplicados ambos os conceitos de b) e c). Semelhante a [31], a parte do anel mais próxima do veio possui uma largura maior que a exterior e é fixa ao veio por interferência, para assim concentrar a massa mais próximo do centro de rotação e reduzir as tensões na periferia [29]. Ao contrário do modelo em estudo da WEG, neste caso o núcleo magnético é um corpo sólido. O uso de um bloco laminado para aplicações de elevadas velocidades apresenta ser uma grande limitação, ao garantir uma fraca estabilidade dimensional. Um pacote magnético sólido tem uma maior rigidez que o seu equivalente laminado. A utilização de laminações pode também levar a vibrações importantes do rotor, caso a compactação do bloco não seja a mais correta.

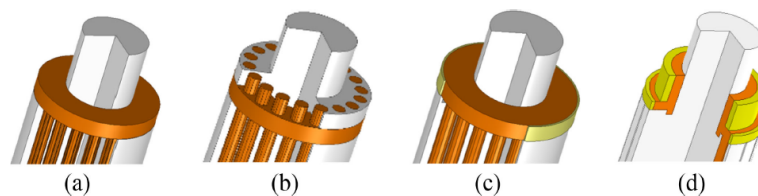


Figura 3.16: Possíveis topologias propostas [29]

Além das topologias possíveis, são discutidos os materiais a ser aplicados. Tal como em [31] e [50], o uso de cobre de elevada condutibilidade apresenta a desvantagem de uma limitada resistência mecânica. Ao contrário da referência anterior, a utilização de ligas de cobre-berílio é posta de parte, devido à grande toxicidade aquando do fabrico de componentes nestas ligas. É aplicada uma liga de cobre-alumina, de nome comercial Glidcop. A liga de 99,5 %wt de Cobre e 0,05 %wt de Alumina (Al_2O_3) apresenta ter uma tensão limite de elasticidade superior a 300 MPa mas uma condutibilidade elétrica entre 10 a 20 %, ligeiramente inferior à do cobre de elevada condutibilidade [55]. Para o núcleo magnético é também aplicada uma liga alternativa às ligas de ferro-silício. Utilizou-se então aço estrutural ligado ao manganês, tais como 41CrAlMo7 e 41CrMo4, que garante uma maior rigidez e resistência mecânica [29].

As barras foram inicialmente unidas aos anéis por brasagem, com aquecimento a chama, usando liga de prata e estanho (Ag55Sn). Este processo mostrou-se muito pouco eficaz para as ligas utilizadas, levando a uma união brasada muito porosa. Como alternativa, o rotor foi montado totalmente através de interferência a quente, o que acarreta uma precisão dimensional muito maior dos componentes e, por consequência, um aumento do seu custo.

Na referência [9] é apresentada uma outra alternativa construtiva ao rotor de bloco magnético laminado. Aqui é estudado o design de rotores para velocidades síncronas entre os 6000 e os 18000 rpm, de potências entre os 4 e os 20 MW. Destaca-se então a solução construtiva da figura 3.17 que mostra uma estrutura de pacote magnético laminado mas pressionado por tirantes em vez de pratos de aperto. Aplica também um dos conceitos introduzidos em [29], que é a utilização de um anel de suporte complementar. Na patente de referência US 7,919,898 B2 [56] é apresentado um design semelhante, apresentado na figura 3.18. Nesta é indicada a utilização de tirantes em ligas de aço inoxidável, ligas essas não magnéticas e com uma elevada resistência elétrica em comparação com o cobre, de forma a diminuir o efeito nas perdas do núcleo magnético ou levar ao aumento das fugas de fluxo magnético.

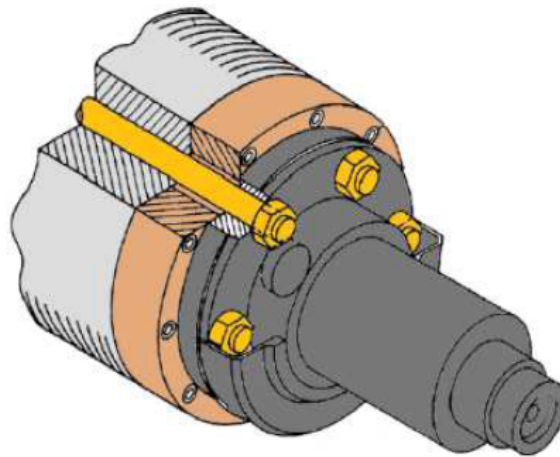


Figura 3.17: Construção do rotor utilizando tirantes e anéis de reforço, analisada em [29]

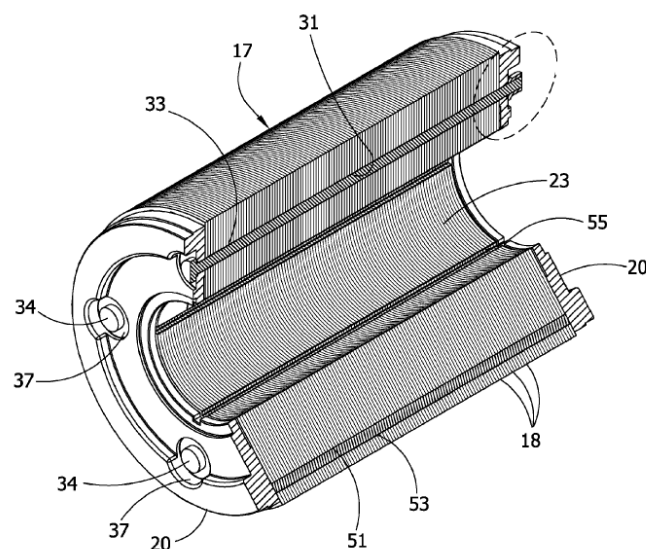


Figura 3.18: Construção de rotor por meio de tirantes [56]

Durante a análise concluiu-se que este anel complementar apresentava ser a estrutura crítica do rotor, onde se registou os primeiros sinais de deformação plástica, associadas a vibrações de grande amplitude. O design foi então posteriormente adaptado, de forma a melhorar o desempenho deste componente, mas mantendo uma solução semelhante a evidenciada na figura 3.17. Apesar de neste artigo em discussão o rotor apresentar um bom compromisso entre desempenho mecânico e elétrico e de conseguir o funcionamento estável pretendido a 12000 rpm, apresenta a desvantagem de um custo acrescido de produção em relação a um design sem tirantes. A sua utilização implica à adaptação das lâminas, de forma a que os tirantes consigam ser alojados. Além disso, dependendo da quantidade utilizada por rotor, levam ao aumento da inércia do rotor e assim dificultando o

arranque e levando a um pico de corrente inicial mais elevado. Exige também um investimento em mais componentes, o que por sua vez, para produções em grande escala, pode levar a um custo importante.

3.3 Conclusões

A partir das referências analisadas é possível retirar algumas conclusões do que pode ser implementado numa fase seguinte do projeto:

- A utilização de outras ligas para o anel de curto-circuito e para a solda além das já utilizadas no modelo da WEG poderá ser equacionada, podendo até se realizar uma análise de seleção de materiais, de forma a entender qual poderia ser a solução mais próxima da ideal;
- Da análise realizada a patentes de motores de indução de elevadas velocidades (acima de 12000 rpm), percebeu-se que o anel de curto poderá necessitar de uma fixação complementar à das barras. Modelos em que o rotor se apresenta acoplado ao veio e também brasado às barras garantem uma maior rigidez da estrutura e uma melhor dissipação das tensões axiais e de corte no anel de curto;
- Uma possível alteração da secção do anel de curto-circuito pode ser explorada, no sentido de aumentar a superfície de dissipação de calor, e assim diminuir a influência do efeito térmico, ou de diminuir a massa do anel e assim atenuar o efeito da força centrífuga na estrutura;
- A existência de alguma distância entre o rotor e o bloco magnético é sempre necessária, de forma a permitir alguma flexão das barras e não levar a grandes concentrações de tensões de corte na região brasada, na barra e na periferia do pacote magnético em que a barra está alojada;
- Algumas das soluções construtivas analisadas envolvem a adição de mais componentes além dos que o modelo estudado nesta dissertação possui, tal como em [56], o que vai contra o nosso objetivo principal. Apesar das suas vantagens para rotores de pequenas dimensões, para este caso entende-se que não apresentam ser uma alternativa viável;
- Algo certamente a ter em conta será o aumento da área de contacto entre a ponta das barras e o anel, de forma a aumentar a área da região brasada e em princípio a qualidade e resistência da ligação. Isto permitirá também aproximar o anel do bloco magnético. A utilização de cavidades como as estudadas em [51] podem permitir também um melhor vazamento da solda para as regiões a ligar.

Além das diferentes topologias destacadas neste capítulo, serão também discutidas formas alternativas à construção da gaiola do rotor por brasagem. Tal será discutido no capítulo 5.

Capítulo 4

Trabalho de Simulação Numérica

Neste capítulo será descrito o processo de análise do problema proposto e da consequente otimização da estrutura. Irá começar-se por referir e caracterizar a ferramenta de simulação utilizada (*ANSYS®*), explanando resumidamente o algoritmo de análise estrutural aplicado. Posteriormente será exposto o modelo de base utilizado na simulação primária, correspondente à estrutura da extremidade do rotor atualmente aplicada nos modelos da empresa. Serão descritas as condições de fronteira e de funcionamento definidas à partida e que serão aplicadas em simulações posteriores. Finalmente, será descrito o processo de otimização por iterações, através de alterações sucessivas da geometria e distribuição mássica do anel de curto-circuito. No final desta exposição serão expostos os resultados das diversas iterações efetuadas, vantagens e desvantagens da estrutura final obtida.

4.1 Descrição do método de análise - *Finite Element Analysis*

A análise da estrutura em função das condições de funcionamento impostas foi realizada a partir do Método de Elementos Finitos (*FEM*). O MEF é um método numérico para a resolução de problemas que se regem por equações ou sistemas de equações, sendo essas equações de forma diferencial ou integral [57]. Neste caso foi realizada uma análise estática, considerando-se as seguintes *assumpções* [58]:

- Assume-se o comportamento elástico linear dos materiais;
- Considera-se que as deformações são muito menores que dimensões do modelo (teoria das pequenas defleções);
- As forças aplicadas não variam com o tempo;
- Não são considerados efeitos inerciais dos componentes em análise.

O *software* utilizado realiza o cálculo estrutural a partir da forma fraca das equações de equilíbrio de cada domínio em análise (neste caso cada componente do modelo). O cálculo analítico pela forma forte das equações do sistema implica trabalhar com sistemas de equações diferenciais de segunda ordem, o que implica grande poder de computação, sendo estas de difícil resolução. Assim, o *software* utiliza uma forma que representa o equilíbrio do sistema de maneira ponderada, que implica resolução numérica, o que acaba por induzir erro no cálculo, mas que torna bastante mais simples em termos de cálculo e de computação. O *software* divide o domínio em vários elementos de volume finitos denominados por elementos. A forma fraca respeita as condições de fronteira de todo o domínio, mas não respeita as condições de fronteira em cada elemento. Ela é aplicada para cada nó onde, ao se introduzir o vetor deslocamento, se consegue obter um sistema linear de equações [57][59].

De entre todos os tipos de elementos possíveis de serem utilizados em método de elementos finitos, os elementos hexaédricos ou tetraédricos são os mais aplicados. Na figura 4.1 são esquematizados os dois tipos indicados. Estes aparecem na forma linear, quadrática ou cúbica. Elementos lineares, nos quais a cada vértice corresponde um nó, introduzem um erro significativo nos resultados finais da simulação, não sendo considerados neste projeto. Os elementos hexaédricos e tetraédricos quadráticos, com 20 e 10 nós por elemento, respetivamente, permitem já uma análise precisa e com resultados fiáveis. A variante hexaédrica tende a conseguir resultados mais precisos, especialmente em condições de flexão, e com erro inferior aos elementos tetraédricos, ao ser um elemento com maior número de nós. Por sua vez, os elementos tetraédricos adaptam-se com maior facilidade a geometrias complexas, mas requerem um grande refinamento da malha, de forma a colmatar o erro introduzido. Elementos deformados acabam por ser também uma fonte de erro de interpolação. Em casos em que elementos hexaédricos não se adequam à geometria e se apresentam fortemente distorcidos, é aconselhável a aplicação de elementos tetraédricos [59].

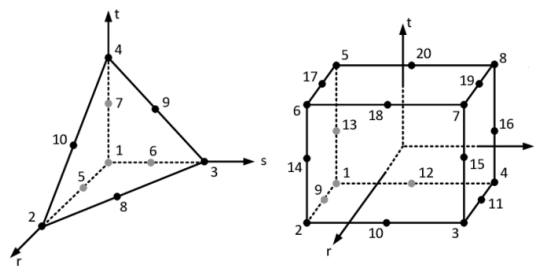


Figura 4.1: Elemento tetraédrico (esquerda) e hexaédrico (direita) [60]

No presente projeto foram aplicados, em todos os componentes, elementos tetraédricos, ao se conseguirem adaptar mais facilmente às concordâncias introduzidas e às arestas vivas já existentes, como, por exemplo, no pacote magnético. Foi realizado refinamento da malha, com vista à diminuição do erro de cálculo, em regiões de contacto entre elementos, nas regiões críticas consideradas e nas concordâncias introduzidas em determinadas arestas vivas. Na análise do espaçamento entre bloco magnético e anel aplicaram-se entre $1,5e5$ a $3e5$ nós, equivalentes a $6e4$

a $1,7e5$ elementos, respetivamente. Por sua vez, na análise das novas geometrias propostas, foram utilizados em média entre $6e5$ a $6,5e5$ nós, correspondendo a aproximadamente $4e5$ a $5,5e5$ elementos.

4.2 Modelo de base

O modelo de base representa os corpos em análise de forma simplificada. Este é composto por 5 corpos, referentes ao anel de curto-circuito (B), a 2 empilhamentos de chapa magnética (D1 e D2), à barra (C) e à cinta (A).

Na figura 4.2 é representada a geometria analisada. A análise é realizada apenas para um segmento angular da estrutura, equivalente a 9° da estrutura, de modo a simplificar o processo de simulação, necessitando de um menor números de elementos do que um modelo total, levando assim a menores tempos de simulação.

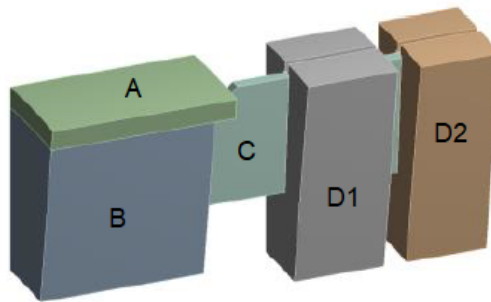


Figura 4.2: Geometria do modelo de base, aplicado atualmente pela WEG

4.2.1 Steps de análise

As simulações são realizadas em 3 passos sucessivos (*steps*), como mudança progressiva das condições de funcionamento, de temperatura e velocidade de rotação. No quadro 4.1 são referidos os *steps* de análise.

Tabela 4.1: Caracterização dos passos de análise

Step	Descrição	Rotação
1	Montagem (aplicação da interferência com rotação nula)	Rotação nula
2	Início de operação (interferência, rotação nominal e temperatura ambiente)	Velocidade nominal
3	Operação (interferência, rotação nominal e temperatura nominal)	Velocidade nominal

Além disso referem-se também as condição de temperatura, por corpo, consoante a fase de análise no quadro 4.2.

Tabela 4.2: Temperatura de funcionamento para cada *step*.

	Bloco de chapa (Aço-silício)			Cobre (anel e barra) (Cobre)			Cinta (Aço inoxidável)		
Step	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Temperatura	22 °C	22 °C	100 °C	22 °C	22 °C	110 °C	22 °C	22 °C	110 °C

4.2.2 Materiais aplicados

Na tabela 4.6 são apresentadas as características mecânicas e físicas dos materiais aplicados. Estes correspondem aos já descritos em capítulos anteriores, sendo as opções mais comuns.

O cobre aplicado nas barras e no anel tem designação DIN E-Cu57, com equivalente norte-americano UNS C11000. A sua composição química é apresentada em 4.3. Tal como foi referido, este apresenta ser a liga mais usada em circuitos elétricos e máquina eléctricas. Esta liga, devido ao seu muito elevado teor em Cobre apresenta uma condutividade elétrica de pelo menos $58 \text{ m}/\omega\text{mm}^2$. No entanto, apresenta ter características limitadas para ser utilizada em brasagem, soldagem ou soldadura, ao ser uma liga com oxigénio, o que limita bastante a união a elevadas temperaturas. Após consulta de vários catálogos e de bases de dados, como a *GRANTA EDUPACK*, e tendo em conta os valores de tensão limite de elasticidade e de rotura, a liga eventualmente usada apresenta não ser sujeita a tratamento térmico de têmpera, o que limita bastante o comportamento da liga para elevada força centrífuga, associada a grandes velocidades. Posteriormente serão expostas ligas alternativas e tratamentos térmicos, de forma a melhorar as características mecânicas da liga de Cobre aplicada.

Tabela 4.3: Composição química da liga C11000

Composição	Cu (%)	O (%)
DIN E-Cu57 (UNS C11000)	99,90	0,09

A cinta de contenção do anel de curto é fabricada em aço inoxidável, mais precisamente na liga AISI 316, de composição exposta em 4.4, de utilização genérica em várias indústrias, tal como na indústria química, indústria alimentar, entre outras. A principal função do anel é aumentar a rigidez da região terminal do rotor, e assim impedir uma deformação exagerada do anel de curto. Dito isto, a liga de aço inoxidável não é escolhida com especial cuidado, pois todas as suas ligas possuem um rigidez muito superior à do Cobre e respetivas ligas.

Tabela 4.4: Composição química da cinta de contenção do anel

Composição	C (%)	Cr (%)	Fe (%)	Mn (%)	Mo (%)	Ni (%)	P (%)	S (%)	Si (%)
AISI 316	0-0,08	16-18	61,8-72	0-2	2-3	10-14	0-0,045	0-0,03	0-1

O bloco magnético é construído em chapas de Ferro-Silício de grau A, com composição química apresentada em 4.5, liga normalmente aplicada no núcleo magnético de motores de indução,

tal como já referido. A escolha deste material tem como principal foco as características elétricas e magnéticas do mesmo, características essas que não vão ser abrangidas em pormenor neste projeto. A chapa aplicada tem 0,35 mm de espessura. A representação do bloco é simplificada, ao se representar este como sendo um bloco rígido, simulando uma compressão perfeita das chapas e que estas não apresentam "efeito mola" resultante do seu empilhamento. Assim, o prato de aperto também não é representado no modelo.

Tabela 4.5: Composição química da chapa magnética utilizada

Composição	Al (%)	C (%)	Fe (%)	Si (%)
Ferro-Silício	0-0,5	0-0,02	98,4-99,4	0,6-1,1

Em adição às características apresentadas dos materiais foi também considerado o coeficiente de expansão térmica destes (para a temperatura ambiente). Dado que é considerada uma condição térmica de funcionamento e que este sistema trabalha a temperaturas superiores a 100°C, é pertinente a consideração do fator de expansão térmica, podendo ter uma influência importante nas deformações obtidas para os diferentes corpos. Adicionalmente, a inclusão deste efeito ajuda a aproximar o modelo da situação real de funcionamento.

Tabela 4.6: Propriedades dos materiais aplicados atualmente no rotor em produção

Componente	Cinta	Barra e Anel	Chapa
Material	AISI 316	UNS C11000	Fe-Si grau A
Massa Volúmica (kg/m ³)	7990	8890	7850
Módulo de Young (GPa)	193	115	200
Coeficiente de Poisson	0,3	0,34	0,3
Tensão de cedência (MPa)	290	98	305
Tensão máxima (MPa)	627	221	445

4.2.3 Contactos entre componentes

No *software* de análise são também introduzidos os tipos de contactos entre os corpos, de forma a obter uma aproximação fiável. No caso deste projeto são aplicados dois tipos de contacto: *Bonded* e *Frictionless*. Nas figuras 4.3 e 4.4 é realizada uma representação esquemática dos contactos em questão. O contacto *Bonded* introduz a condição encastramento entre os componentes, não existindo qualquer movimento relativo tangencial ou normal. Considera assim uma ligação perfeita, tal como se de uma peça única se tratasse. Este contacto é aplicado na união entre barra e anel, não considerando uma ligação brasada, ou seja, não é considerado qualquer material de adição. Os restantes contactos entre corpos são *Frictionless*, em que é permitido movimento relativo normal e também é permitido movimento tangencial, considerando um valor nulo de coeficiente de atrito (daí o nome *Frictionless*) [61]. Todos os contactos estão listados no quadro 4.7.

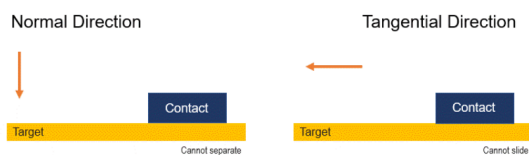
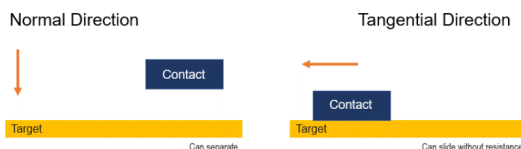
Figura 4.3: Contacto *Bonded* [61]Figura 4.4: Contacto *Frictionless* [61]

Tabela 4.7: Listagem dos contactos entre os corpos do modelo base

Componentes	Tipo de contacto	Premissa assumida
Bloco chapa magnética – Barra de cobre	Frictionless	Considerar um contacto distinto por cada bloco de chapas
Barra – Anel de cobre	Bonded	-
Anel de cobre – Cinta	Frictionless	Offset no valor da interferência radial [mm]
Barra de cobre – Cinta	Frictionless	Offset no valor da interferência radial [mm]

4.2.4 Condições de fronteira e critérios limite

De forma a se dar seguimento à análise estrutural do modelo é preciso estabelecer as condições de fronteira do mesmo. Na tabela 4.8 são apresentadas as condições de fronteira aplicadas, de forma tornar o modelo viável fisicamente.

Tabela 4.8: Representação das condições de fronteira

	Particularidade
Simetria	Aplicação da condição de simetria do modelo (ambos os lados)
Deslocamento radial	(Furo de centro) Bloquear o deslocamento para fora do eixo de rotação
Deslocamento axial	(Face interna dos blocos) Bloquear o deslocamento das faces interiores dos blocos de chapa segundo o eixo de rotação

As superfícies em que são aplicadas cada uma das condições de fronteira referidas em 4.8 são apresentadas nas seguintes figuras:

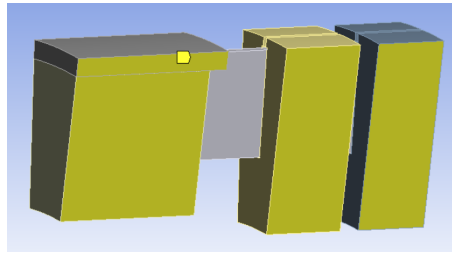


Figura 4.5: Superfícies em que é aplicada a condição de simetria

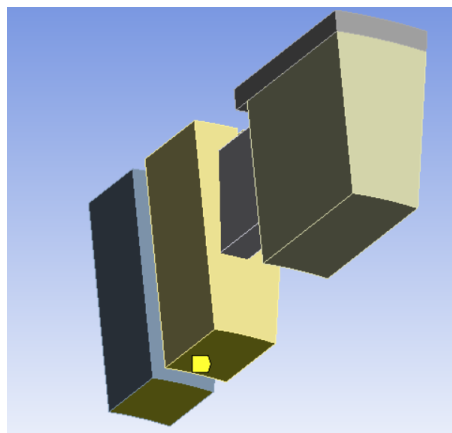


Figura 4.6: Superfícies em que é aplicada a condição de deslocamento radial

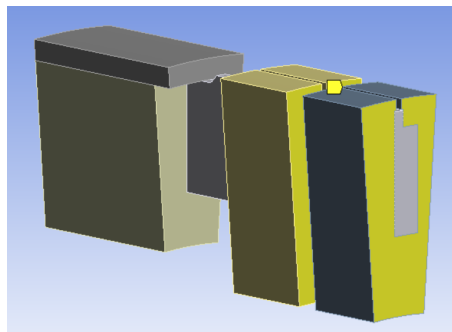


Figura 4.7: Superfícies em que é aplicada a condição de deslocamento axial

A tensão equivalente de von Mises foi aplicada como critério de resistência das estruturas. A tabela 4.9 indica os valores estabelecidos para cada um dos corpos. Além deste critério, para a barra foram aplicados os critérios de tensão principal máxima e mínima, de forma a facilitar a definição das regiões críticas.

Tabela 4.9: Critérios de resistência mecânica de cada componente

Cinta		Chapa		Barra				Anel	
Von (MPa)	Mises	Von (MPa)	Mises	Von (MPa)	Mises	Principal Máx. (MPa)	Principal Mín. (MPa)	Von (MPa)	Mises
250		325		200		150	-200	100	

Capítulo 5

Resultados Experimentais

5.1 Variação da geometria do modelo

Serão agora expostas as iterações realizadas a partir do modelo original. Inicialmente foi efetuada uma diminuição progressiva da distância entre o último segmento do bloco magnético e o anel de curto-circuito. Esta tem o objetivo de diminuir a flecha da barra e assim diminuir o risco de contacto o anel com outros componentes do motor. Posteriormente, foi efetuada uma alteração progressiva da geometria do anel, incluindo um contacto suplementar do anel com o veio do motor.

5.1.1 Alteração da distância entre anel e o bloco magnético

Esta análise teve como objetivo a determinação da distância ótima entre o bloco magnético e o anel, de modo a obter o melhor compromisso entre a deformação da estrutura e a concentração de tensões em determinadas regiões críticas da estrutura. Nas figuras 5.1 e 5.2 são apresentadas as dimensões mais relevantes do elemento em análise, bem como o espaçamento já referido.

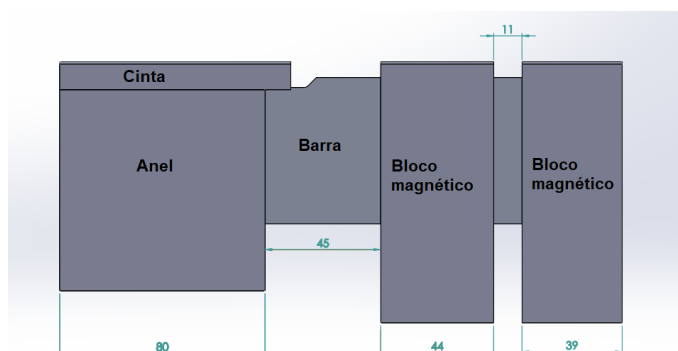


Figura 5.1: Dimensões (em mm) do modelo em análise (segundo eixo ZZ)

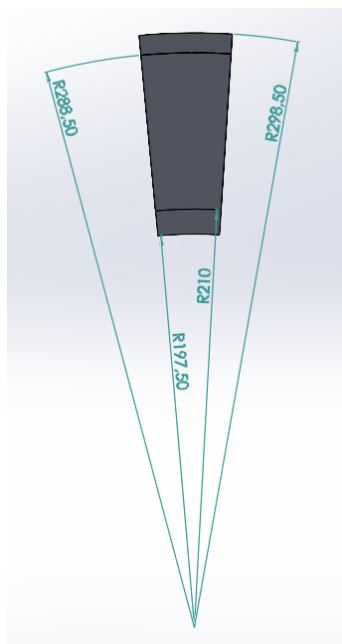


Figura 5.2: Dimensões (em mm) do modelo em análise (dimensões radiais)

A distância da solução atualmente adotada pela empresa entre o anel e o último segmento do bloco magnético é de 45 mm. Naturalmente, é esperada uma diminuição gradual da deformação total da barra com a diminuição deste espaçamento, principalmente da componente radial da mesma. Pode-se fazer uma analogia da situação como uma barra encastrada numa das pontas (equivalente à união ao anel) e simplesmente apoiada na outra extremidade (equivalente ao contacto com o último segmento do bloco magnético).

Esta distância, apesar de permitir a flexão da barra e consequente alívio de tensões localizadas, pode originar deformações, principalmente radiais, exageradas. Tendo em conta que no modelo original se aplica uma cinta de contenção, essas deformações radiais podem ser ainda mais elevadas. A existência de deformações demasiado elevadas pode levar ao contacto entre o rotor e o estator para velocidades superiores à nominal para o modelo em questão. Assim, é vantajoso obter-se um bom compromisso entre deformações e tensões nas estruturas.

Todos os ensaios foram realizados para uma velocidade de 3000 rpm, correspondente a um motor de dois pólos, com fornecimento de corrente elétrica a uma frequência de 50 Hz. Partiu-se da posição de 45 mm de distanciamento, tendo-se diminuindo a distância 5 mm a cada simulação, até ao espaçamento de 5 mm. A profundidade da cinta de contenção foi alterada a partir do distanciamento de 20 mm, de modo a impedir o contacto entre o bloco magnético e a cinta, e assim dificultar a análise dos resultados. Nas figuras 5.3, 5.4 e 5.5 mostra-se o deslocamento radial obtido, para cada valor de espaçamento, da cinta, da barra e do anel, respetivamente. Ao mesmo tempo é referenciada a respetiva região crítica de deslocamento (sinalizada pela região a vermelho).

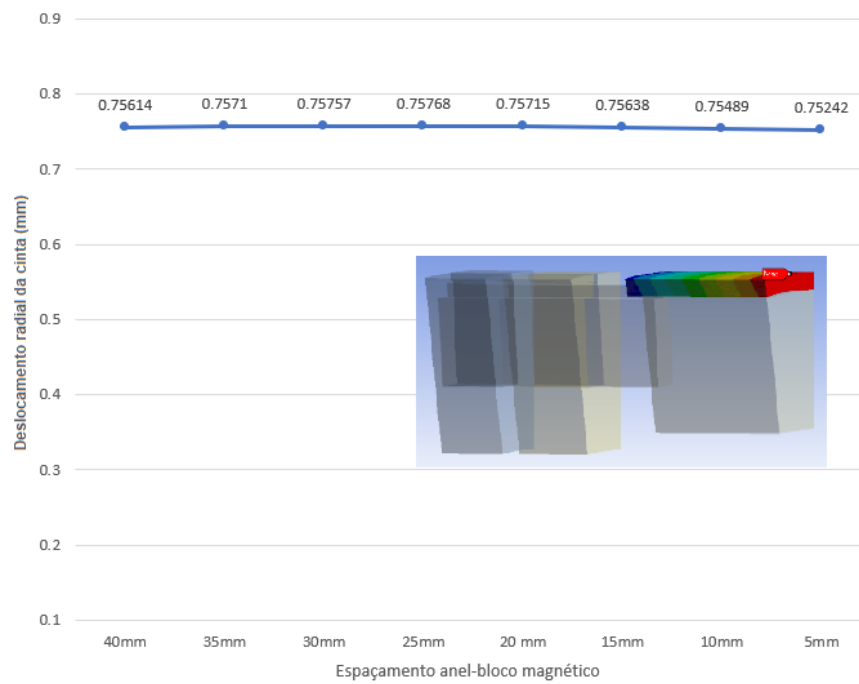


Figura 5.3: Evolução da deformação radial da cinta de contenção com a diminuição do espaçamento

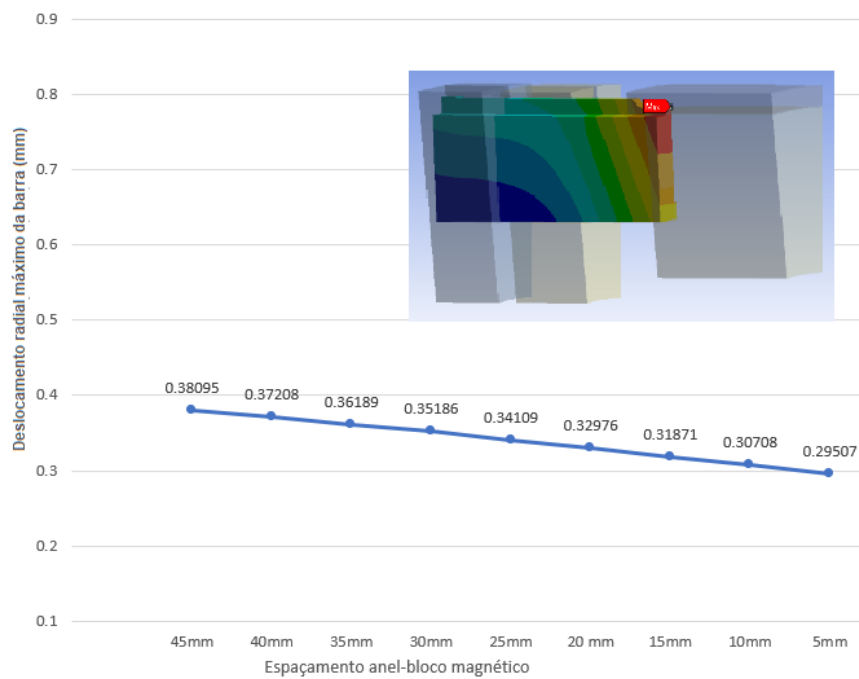


Figura 5.4: Evolução da deformação radial da barra com a diminuição do espaçamento

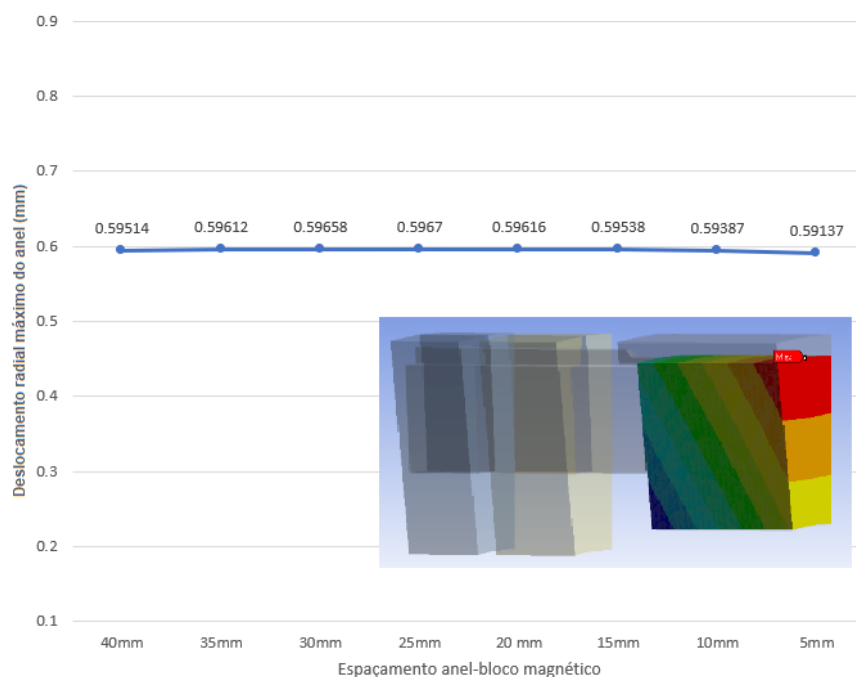


Figura 5.5: Evolução da deformação radial do anel de curto-circuito com a diminuição do espaçamento

A região crítica de deformação corresponde, tal como se esperava, à mais afastada do bloco magnético, para todos os distanciamentos testados. A deformação radial da barra sofreu uma diminuição contínua acompanhando a distância. A partir dos resultados obtidos, observou-se uma relação linear entre espaçamento e deformação, como se pode observar na figura 5.4. Neste caso, a barra comporta-se como uma viga encastrada, na região terminal do bloco magnético. Ao se diminuir o distanciamento, está-se de modo equivalente a considerar uma viga encastrada de menor comprimento, que naturalmente irá resultar num deslocamento radial progressivamente menor.

No anel e na cinta obteve-se uma distribuição de deformação com concavidade "voltada para baixo". Ao se considerar uma escala de grande sensibilidade, ou seja, muito pequena, esta forma de distribuição é facilmente detetável. No entanto, estando a variação de deformação radial na ordem das milésimas do milímetro, esta variação pode ser considerada muito baixa ou desprezável até um certo valor de distanciamento. Até aos 20-25 mm de distanciamento é mesmo esperado que a deformação seja mais ou menos constante devido à presença da cinta. Esta, ao ter uma rigidez mais elevada que a liga de Cobre aplicada (UNS C11000), deverá anular a deformação do anel e mantê-la aproximadamente constante nas imediações de determinado valor. Note-se que devido a esta característica a distribuição do anel é semelhante em forma à da cinta.

Na análise das tensões de von Mises, focou-se na barra e no anel de curto. Note-se que, na totalidade das simulações, registaram-se em determinadas regiões do último segmento de bloco magnético valores exagerados de tensões, correspondentes a arestas vivas em que existe contacto

entre a barra e o bloco magnético. Tal região crítica é evidenciada na figura 5.6. Na figura 5.7 conseguimos perceber a dimensão da região com resultados acima do limite de tensão. A existência de arestas vivas no modelo provoca descontinuidades na malha, levando a que o software obtenha resultados exagerados e pouco realistas. Em simulação aplicando método de elementos finitos, é aconselhável a aplicação de concordâncias em regiões críticas, tal como é o caso da região de contacto, de forma a atenuar o efeito das arestas e obter resultados mais realistas e precisos. Na análise de novas propostas foi implementada uma concordância, com raio de 1 mm. No entanto, apesar da região crítica no último segmento de bloco magnético poder ser considerada desprezável, note-se que para espaçamentos muito baixos (por exemplo 5 mm), esta região torna-se mais importante, havendo uma possibilidade acrescida de falha estrutural para distanciamento reduzidos. Na figura 5.8 temos a região do bloco magnético acima do limite de tensão estabelecido, para um distanciamento de 5 mm.

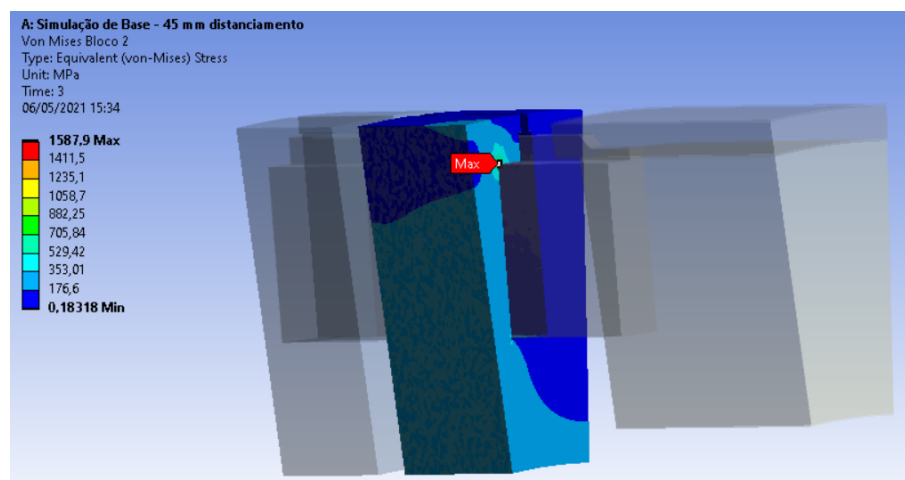


Figura 5.6: Região de concentração de tensões no bloco magnético (MPa)

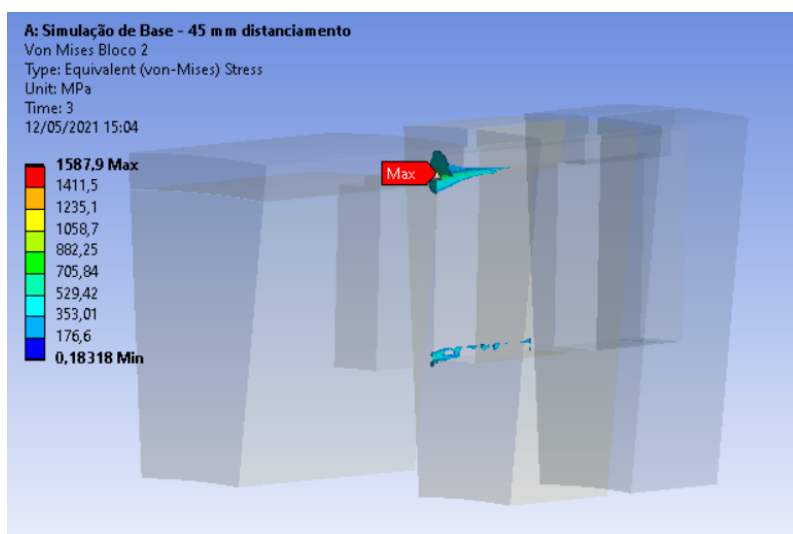


Figura 5.7: Região do bloco acima do limite de tensões estabelecido para o componente (45mm)

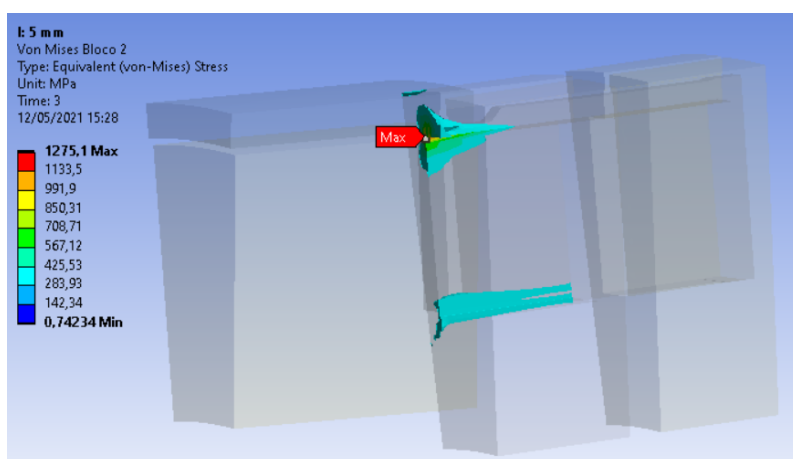


Figura 5.8: Região do bloco acima do limite de tensões estabelecido para o componente (5mm)

Na barra, além da região em que há contacto com o bloco magnético, foi considerada como região crítica a face interior da barra. Pelos resultados obtidos, observou-se que esta região entra no regime plástico imediatamente a seguir à região anteriormente referida. Na figura 5.10 é representada a distribuição de tensões desta região. Como a região de contacto com o bloco, correspondente à face superior, não permite obter resultados precisos, devido à acentuada concentração de tensões, considerou-se a face inferior como a principal região crítica da barra. No entanto, esta opção de análise não invalida possíveis alterações na região da face superior. Espera-se que a região então admitida esteja predominantemente à tração.

Além da região da face inferior, a região indicada na figura 5.9, correspondente à concordância de alívio de concentrações de tensões da barra será também considerada, ao também ser uma das regiões que tende a plastificar em primeiro lugar, apesar de ser uma região crítica de muito menores

dimensões que a região da face interior, principalmente para valores de espaçamento baixos. Para esta região, espera-se que a barra esteja sujeita principalmente a esforços compressivos.

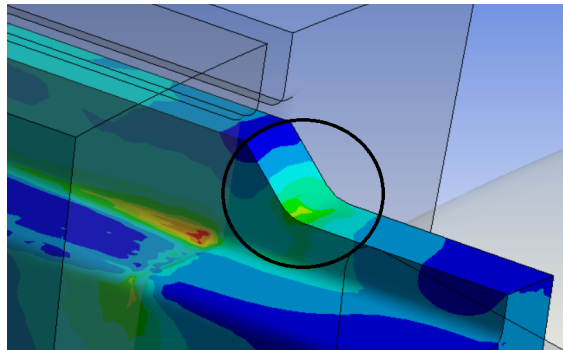


Figura 5.9: Região crítica secundária da barra considerada

A WEG produz modelos com características geométricas semelhantes ou iguais às testadas nas presentes simulações, não tendo sido registada alguma vez falha estrutural da barra, inclusive na região na face superior, para velocidades inferiores a 3000 rpm. Assim, por análise empírica dos dados obtidos ao longo de vários anos de produção, não é esperado que nesta região ocorra falha. A própria empresa, em simulações em condições semelhantes, obteve também resultados exagerados na região de contacto, que não correspondem à realidade, podendo ser desprezados.

As tensões de von Mises no anel apresentam ser muito inferiores às obtidas na região crítica considerada para a barra, chegando a ter aproximadamente cerca de metade do valor (a rondar os 100 MPa). Na figura 5.11 apresenta-se a região crítica mencionada, que corresponde ao conjunto de pontos mais afastados do último segmento do bloco magnético.

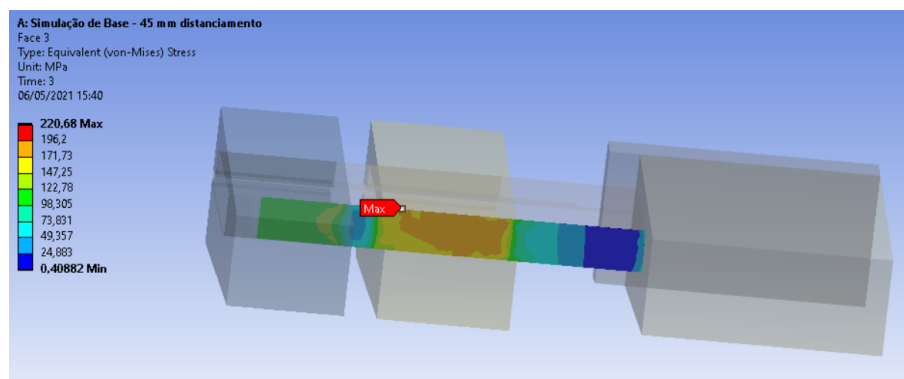


Figura 5.10: Região crítica da barra considerada

Além da tensão máxima de von Mises, na barra foram utilizados os critérios de tensão principal máxima e mínima. Estas tensões ajudaram a identificar quais seriam as regiões críticas da barra condutora. A tensão principal máxima esteve sempre abaixo do limite estabelecido para todas as distâncias simuladas. No entanto a tensão principal mínima atinge valores exagerados, devido

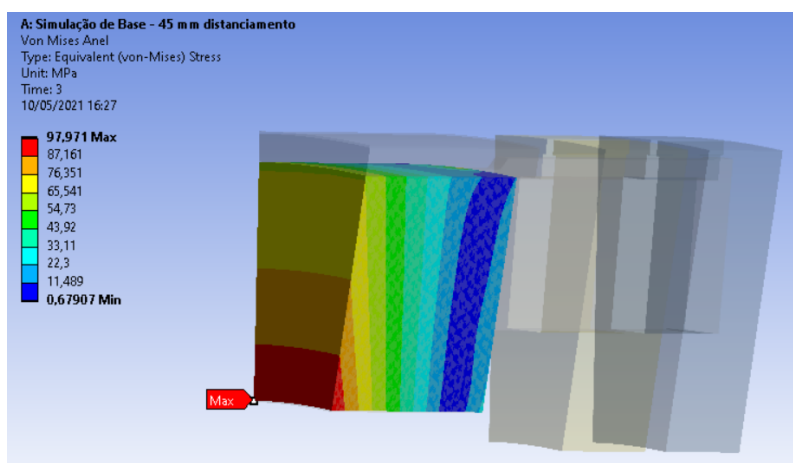


Figura 5.11: Região crítica do anel

à região crítica de contacto entre barra e bloco magnético já discutida anteriormente. Como a região em que estes valores são abaixo do valor limite estabelecido é de pequenas dimensões, em comparação com a dimensão da barra, esta foi prontamente desprezada, considerando que a estrutura respeita este critério.

Em seguida, são apresentados os resultados obtidos para as tensões de von Mises para a região da face inferior da barra e para a região da concordância da barra, na figura 5.12, e para a região crítica do anel de curto-circuito, na figura 5.13.

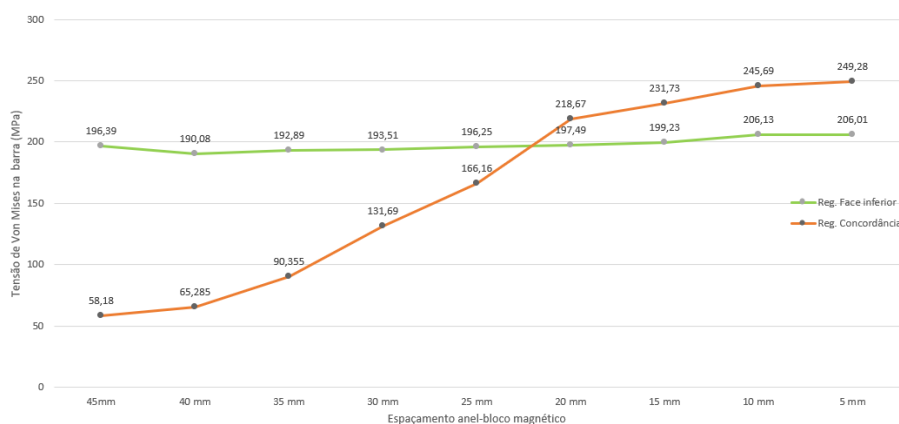


Figura 5.12: Tensões máximas de von Mises nas regiões críticas consideradas na barra

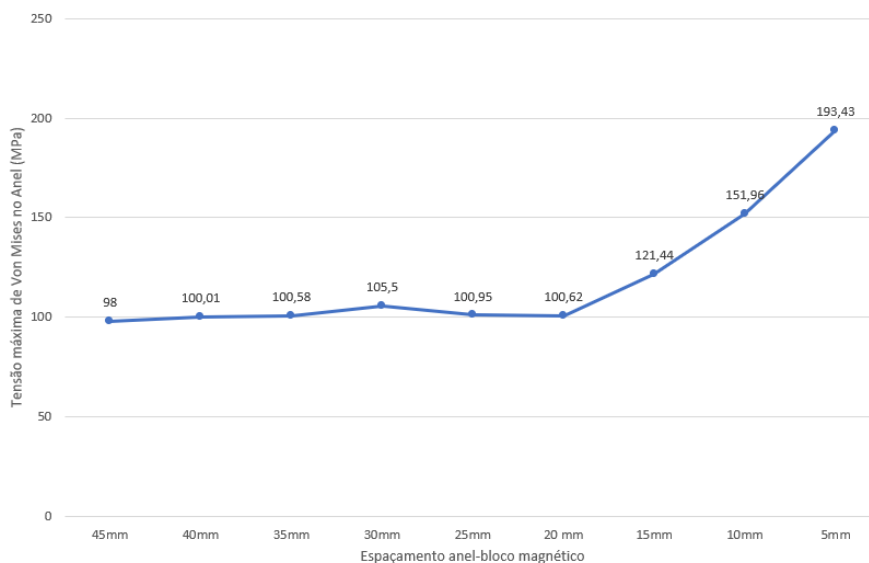


Figura 5.13: Tensão máxima de von Mises na região crítica do anel

Na barra, na região da face inferior, regista-se uma variação baixa dos valores obtidos para as tensões máximas, mas muito próximas dos valor limite estabelecido (200 MPa). Na região da concordância os valores máximos tenderam a crescer continuamente, até ultrapassarem os valores da face inferior, para o distanciamento de 20 mm. Isto deve-se à crescente concentração de tensões nesta região, com a diminuição da flecha.

No anel observa-se um fenómeno de grande importância. A partir do valor de distanciamento de 20 mm, a região crítica do anel passa a ser a zona de contacto entre barra e anel (na qual existe a condição de contacto *Bonded*). Com a diminuição do distanciamento observou-se um aumento das tensões de corte na zona correspondente à região em que a barra é brasada ao anel, com um crescimento mais acentuado a partir de distanciamentos inferiores a 20 mm, tal como se observa no gráfico da figura 5.13. Foi então realizado um levantamento das componentes mais importantes da tensão de corte na zona de brasagem, de modo a obter a magnitude aproximada dos esforços a que o material de adição estaria sujeito.

A distribuição de tensões de corte segundo a componente YZ, componente essa que apresenta ter valores mais elevados para ambas as faces em contacto (barra e anel), é apresentada na figura 5.14. São apresentadas as distribuições gráficas dos valores máximos em função do espaçamento nas figuras 5.15 e 5.16, respetivamente.

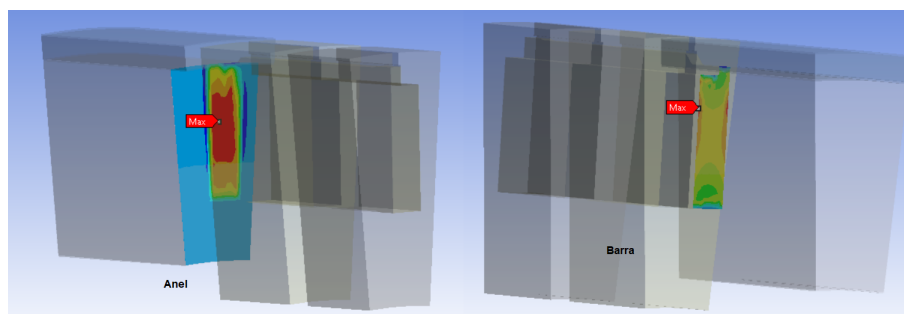


Figura 5.14: Distribuição das tensões de corte, segundo a componente YZ, para o anel e a barra

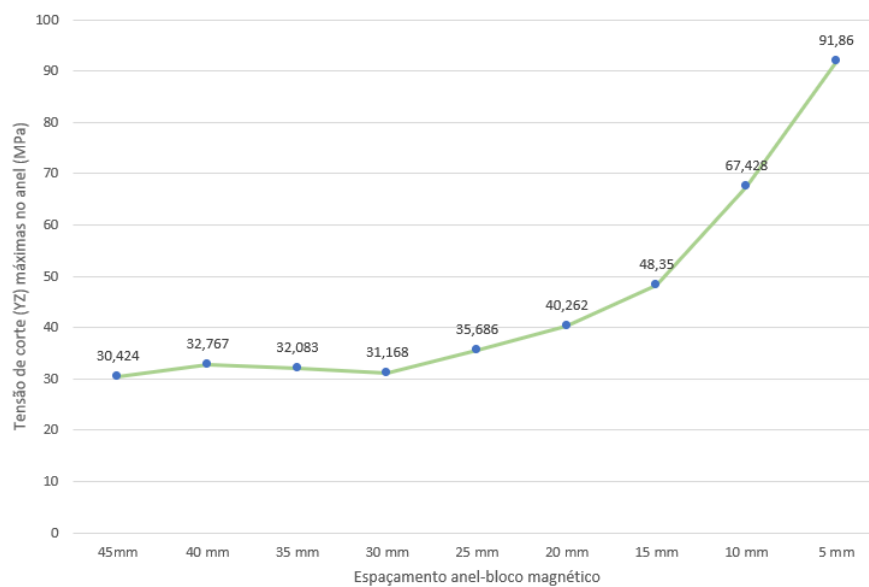


Figura 5.15: Valores máximos da componente YZ de tensão de corte, para a face do anel

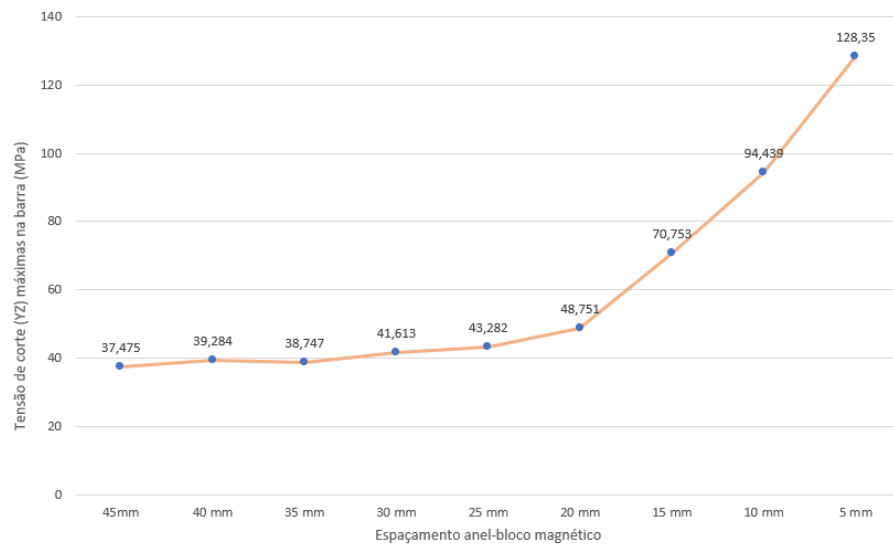


Figura 5.16: Valores máximos da componente YZ de tensão de corte, para a face da barra

Os elementos do pacote magnético apresentaram, em grande parte da estrutura, respeitar o critério de tensão estabelecido (325 MPa) para todos os distanciamentos, tal como evidenciado anteriormente. No entanto, isto não invalida a possibilidade de serem realizadas alterações na estrutura do bloco ou da barra, de forma a diminuir a concentração de tensões, em projetos futuros de otimização estrutural. No caso da cinta o resultado alcançado foi semelhante. Ao longo da sua estrutura, o critério de tensão de von Mises é respeitado e é esperado que esta mantenha a sua integridade, independente do espaçamento entre bloco magnético e anel de curto. Na figura 5.17 mostra-se a distribuição de tensões na cinta de contenção, comum a todas as simulações de distanciamento. Em 5.18 temos a distribuição gráfica das tensões máximas na cinta, em função do distanciamento. Note-se que a distribuição de tensões na cinta apresenta a mesma concavidade que a respetiva distribuição do deslocamento radial máxima, exposta na figura 5.3.

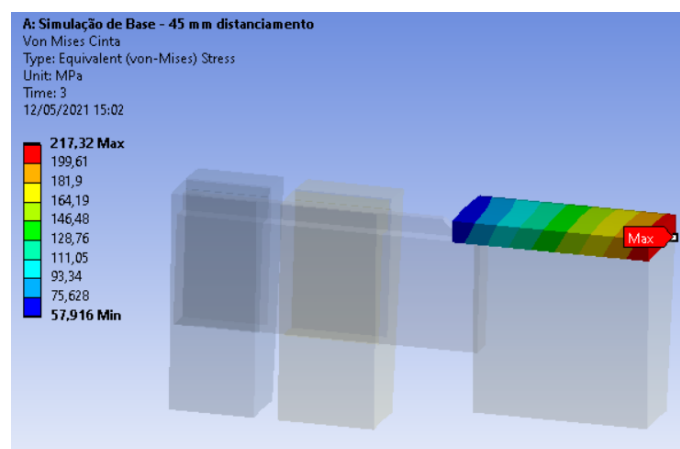


Figura 5.17: Distribuição das tensões na cinta de contenção

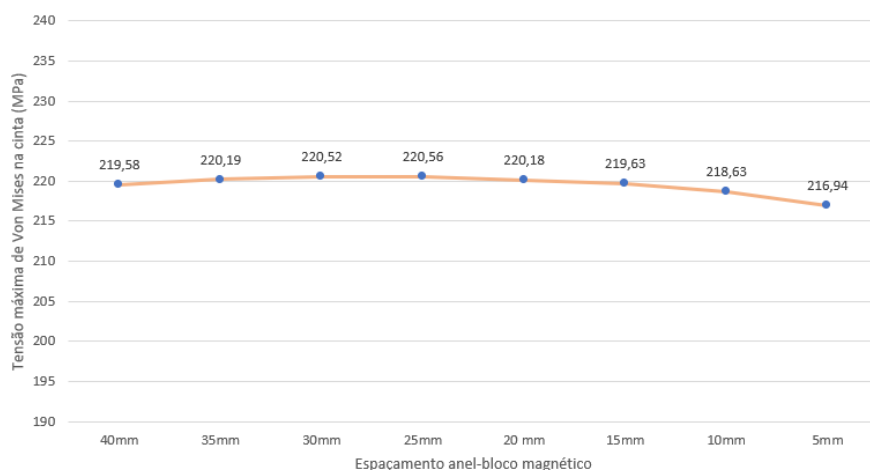


Figura 5.18: Distribuição gráfica das tensões máximas de Von Mises na cinta, em função do espaçamento

5.1.1.1 Conclusões da análise

Com esta análise de espaçamento chegou-se à conclusão que o espaçamento que permite uma redução da distância sem comprometer a integridade mecânica do conjunto, a ter em conta para uma posterior otimização da estrutura do anel é o de 20 mm, dados os seguintes fatores:

- A análise da deformação radial do anel e da cinta permitiram concluir que a deformação em ambos os componentes se mantém praticamente constante com o espaçamento, devido à contenção criada pela própria cinta em aço inoxidável. A barra apresenta uma deformação radial decrescente com o espaçamento o que era também esperado. Se não se considerar o efeito da cinta, o anel segue a mesma tendência que a barra. Dito isto, uma diminuição do espaçamento anel-bloco magnético é sempre vantajoso, de forma a ter uma menor flecha da barra e assim prevenir o contacto do anel com o estator e velocidades superiores a 3000 rpm;
- A distribuição de tensões na barra, na região da face inferior e na região da concordância na face superior, permitem concluir que com a diminuição do distanciamento há um crescimento das concentrações de tensões, principalmente onde há contacto direto com o bloco magnético (face superior).
- O crescimento acentuado das tensões de corte na zona de brasagem entre anel e barra, a partir dos 20 mm de distanciamento, permitem prever que espaçamentos inferiores podem levar a uma solicitação demasiado elevada na liga de adição aplicada no dito processo de junção dos componentes;

5.1.2 Otimização da estrutura do anel

5.1.2.1 Geometrias e distribuição de tensões

Nesta fase do trabalho experimental foi otimizada a estrutura do anel de curto-circuito, por via de várias iterações, com o objetivo de se obter uma utilização mais eficiente da massa do componente. A principal diretiva foi, então, a diminuição da massa do anel, de forma a diminuir progressivamente o esforço centrífugo do componente, especialmente na região periférica. Esperava-se que esta diminuição levasse a uma consequente diminuição da deformação radial, e que mantivesse ou mesmo aumentasse as tensões máximas de Von Mises no anel. Numa próxima secção irá demonstrar-se pelos resultados obtidos, que se obteve tanto um decréscimo da deformação radial como da tensão máxima.

Tendo em consideração as patentes e artigos apresentados no capítulo 3, bem como todas as conclusões a que se chegaram, projetou-se uma proposta inicial de anel de curto, com uma secção não retangular e uma maior concentração de massa na região junto ao eixo do motor elétrico, tal como se pode observar na figura 5.19.

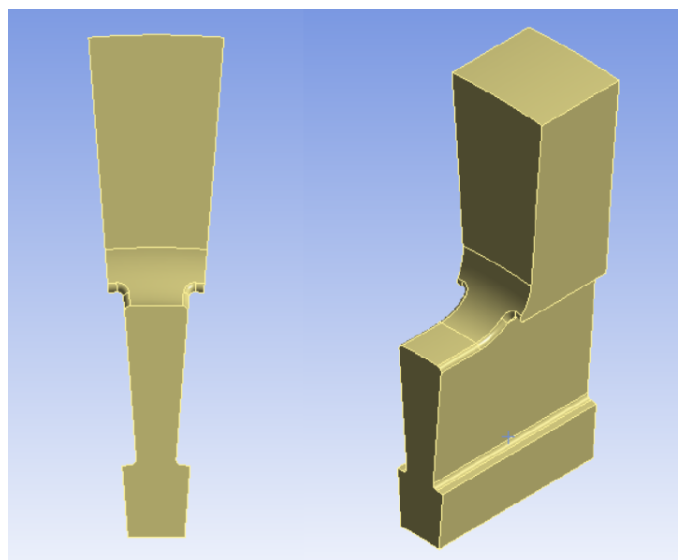


Figura 5.19: Geometria da primeira proposta para o anel de curto

Esta primeira proposta além ter em conta a ideia de uma distribuição de massa não uniforme, concentrando-a junto ao eixo de rotação, integra aberturas de refrigeração, para assim permitir a entrada de ar no bloco magnético. Estas são facilmente visíveis na vista frontal do anel, na figura 5.19. Considerou-se um contacto *Frictionless* adicional no modelo, bem como uma parcela do veio de rotação. O diâmetro genérico considerado foi de 250 mm. Foi admitido este tipo de contacto, supondo-se que o anel pode ser fixo ao eixo por interferência térmica, num processo idêntico à colocação da cinta de contenção.

Desta forma, foram realizadas sete iterações, onde foi progressivamente analisada a distribuição de tensões e de deformações do anel, de forma a perceber que zonas da estrutura não estão

particularmente solicitadas, para assim aumentar a eficiência da estrutura ao retirar a massa do anel pouco útil para absorver os esforços centrífugos. A distribuição de tensões no anel projetado na figura 5.19 está exposta em 5.20. Foi realizado o levantamento de alguns valores de tensão no componente, de forma a facilitar a análise. Os máximos indicados correspondem a arestas vivas em que ocorre concentração de tensões, mas que representam zonas de muito pequenas dimensões e que podem ser desprezadas.

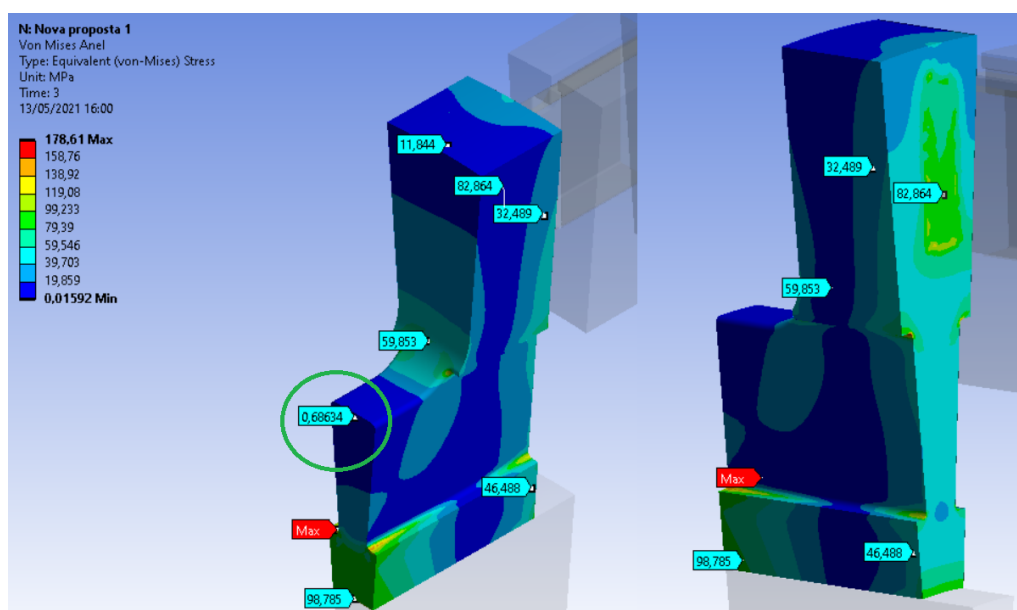


Figura 5.20: Distribuição de tensões do primeira iteração da estrutura a a otimizar

Logo a partir da análise da primeira iteração consegue-se perceber que a região crítica deste tipo de geometria irá corresponder à região imediatamente abaixo à assinalada pelo círculo a verde (onde se obtém aproximadamente 100 MPa), seguida da região de união do anel com a barra. Na região crítica ocorre também o máximo de deformação axial, algo que será posteriormente explorado. Registou-se que na zona marcada pelo círculo verde, o valor da solicitação é especialmente baixo, demonstrando que esta zona não contribui para a absorção dos esforços. Assim, começou-se por retirar material nas imediações da aresta apresentada. Na segunda e terceira iterações realizou-se a remoção de massa na dita região, de formas distintas, como é mostrado na figura 5.21. Com a terceira proposta chegou-se a uma massa inferior à segunda, para uma distribuição de tensões semelhante, como se pode observar na figura 5.22.

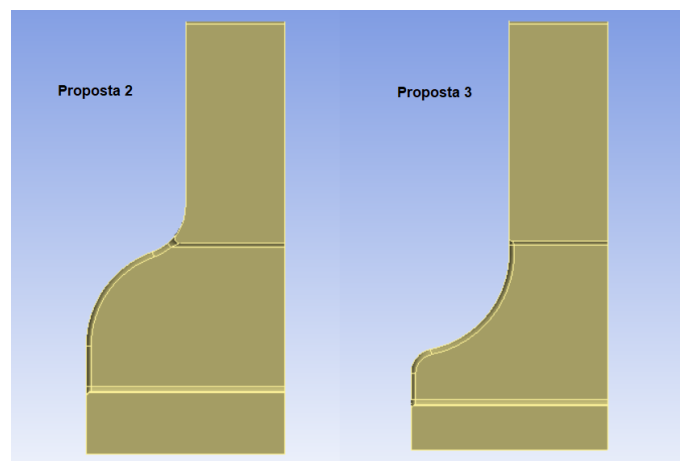


Figura 5.21: Vista lateral das propostas 2 e 3

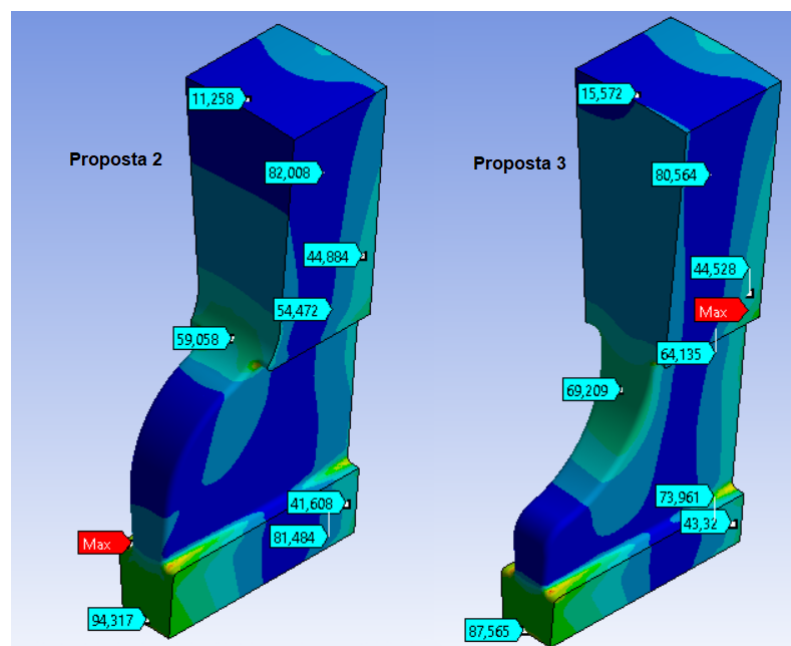


Figura 5.22: Distribuição de tensões das propostas 2 e 3

Numa quarta iteração foi retirado mais material na região imediatamente acima à considerada crítica, onde se obtém valores muito baixos de tensões de von Mises, como está evidenciado na figura 5.23. Com esta iteração tentou-se fazer uma acumulação progressiva da massa no sentido do eixo de rotação, tentando evitar uma transição brusca da geometria, como ocorria nas propostas anteriores. Seguidamente na quinta iteração introduziram-se chanfros nas extremidades das aberturas de refrigeração, exposto na figura 5.24.

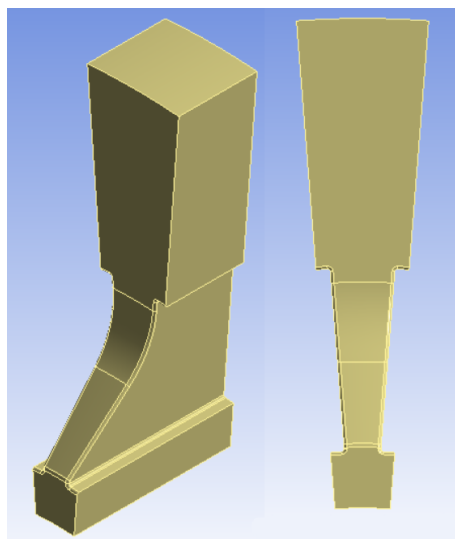


Figura 5.23: Geometria da proposta 4

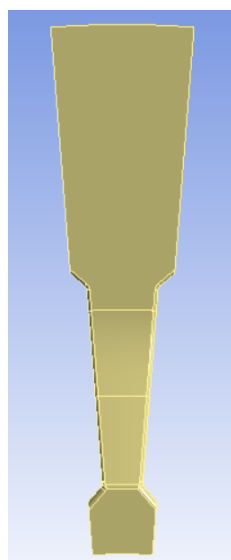


Figura 5.24: Geometria da proposta 5

A distribuição de tensões da quarta e quinta iteração não difere muito, visto que foi retirada pouca massa ao anel. Na figura [5.25](#) temos a distribuição de ambas as propostas, devidamente caracterizadas com alguns valores de tensões em pontos característicos.

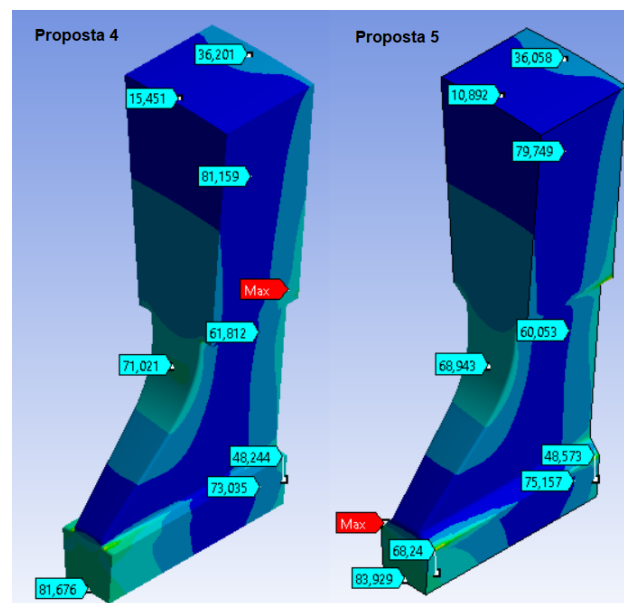


Figura 5.25: Distribuição de tensões das propostas 4 e 5

Na penúltima iteração (proposta 6) foi retirado material na parte periférica do anel, sendo um dos pontos em que os valores de tensão são mais baixos. Finalmente na sétima e última iteração foi alterada a espessura do anel, tendo passado de 80 mm para 70 mm. Assim, a parte superior passa a ter 35 mm de espessura ao invés de 40 mm. Recorde-se que o mínimo estabelecido pela WEG para a largura mínima do anel, de forma a permitir a existência de um rasgo de equilibragem, é de 30 mm. Assim, esta proposta respeita esse requisito. Na figura 5.26 é apresentada a geometria de ambas as propostas, e na figura 5.27 a distribuição de tensões.

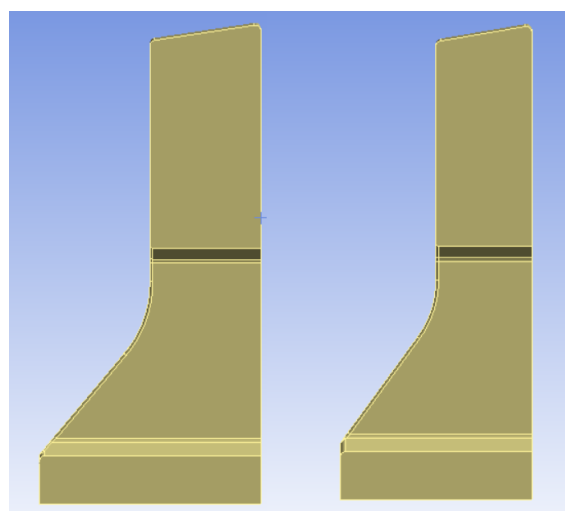


Figura 5.26: Geometria da proposta 6 e 7, respetivamente

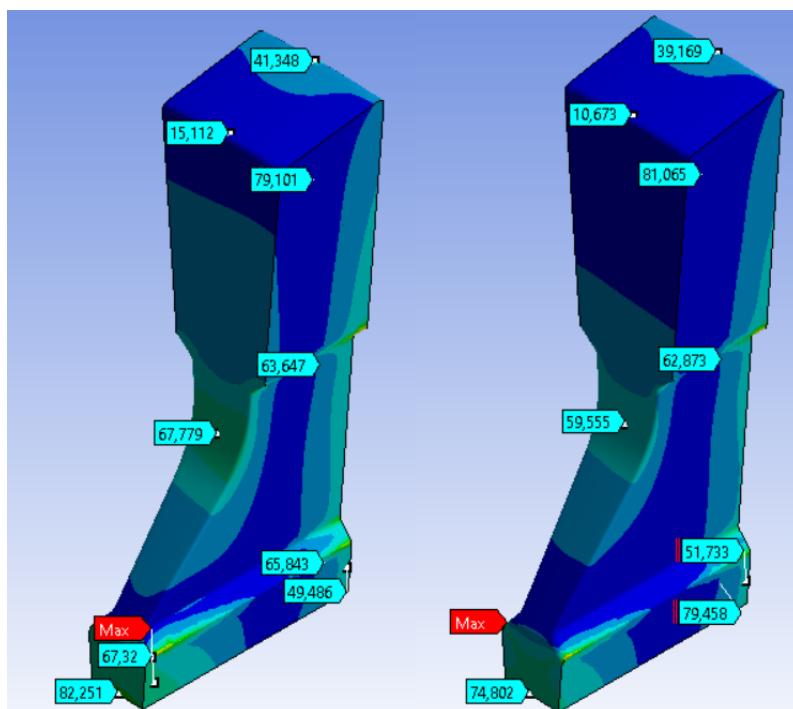


Figura 5.27: Distribuição de tensões na proposta 6 e 7

5.1.2.2 Levantamento de dados do anel de curto-circuito

Após a projeção de cada uma das iterações anteriormente apresentadas, foi realizado o levantamento de dados das estruturas, de forma a entender quais os benefícios da adoção do design proposto na iteração final. Inicialmente, foi realizado o levantamento da massa, sendo apresentada na figura 5.28 a massa total do anel para cada proposta. Recorde-se que o modelo em análise corresponde a 9° de 360° da estrutura total. A condição inicial incluí a massa da cinta.

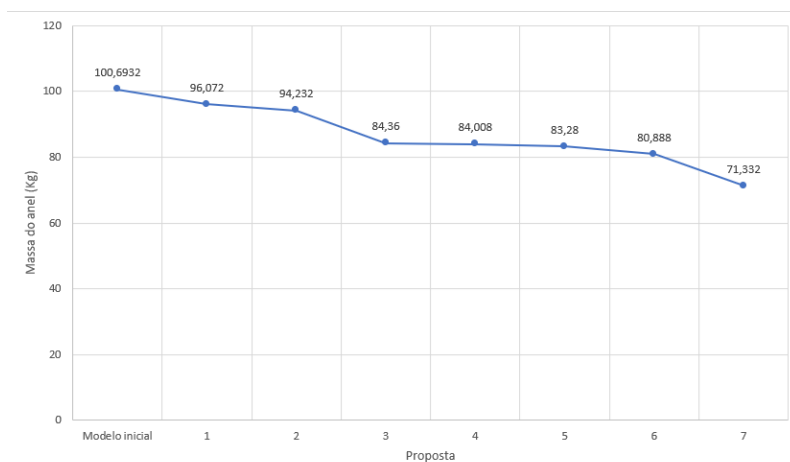


Figura 5.28: Distribuição da massa total do anel para cada iteração

Note-se que com a diminuição da massa do anel, e consequentemente da força centrífuga aplicada na estrutura para uma determinada velocidade, houve uma diminuição do deslocamento radial da estrutura e também uma diminuição da tensão máxima de von Mises. Na iteração final conseguiu-se simultaneamente uma otimização de cerca de 30 % da massa do anel de curto-circuito, considerando também a massa da cinta de contenção. Sem considerar este componente, houve uma descida de aproximadamente 18 % (sabendo que a massa inicial do anel é de 87,43 kg). Nas figuras 5.29 e 5.30 é apresentada a distribuição gráfica da tensão máxima de Von Mises na estrutura e da deformação radial máxima, respetivamente, para cada proposta. Nas mesmas figuras é apresentada uma pequena figura que representa a região crítica para cada parâmetro comum a todas as propostas. Como as geometrias apresentadas não apresentam alterações bruscas entre si, facilmente se consegue perceber que a zona crítica será semelhante de proposta para proposta.

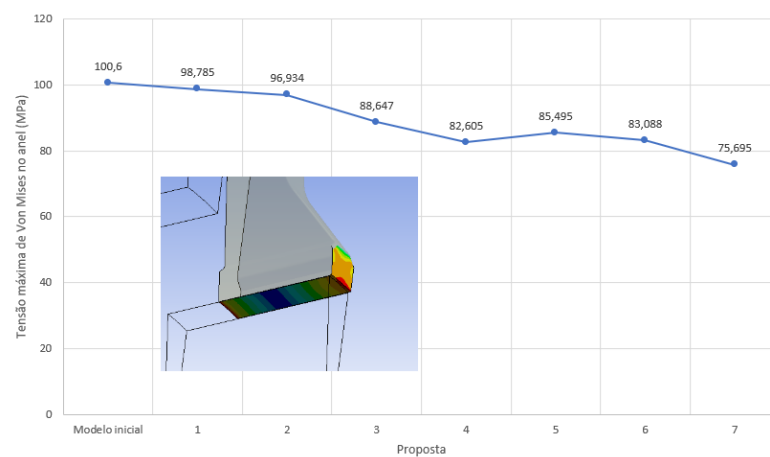


Figura 5.29: Tensão máxima de Von Mises na região crítica do anel, para cada proposta

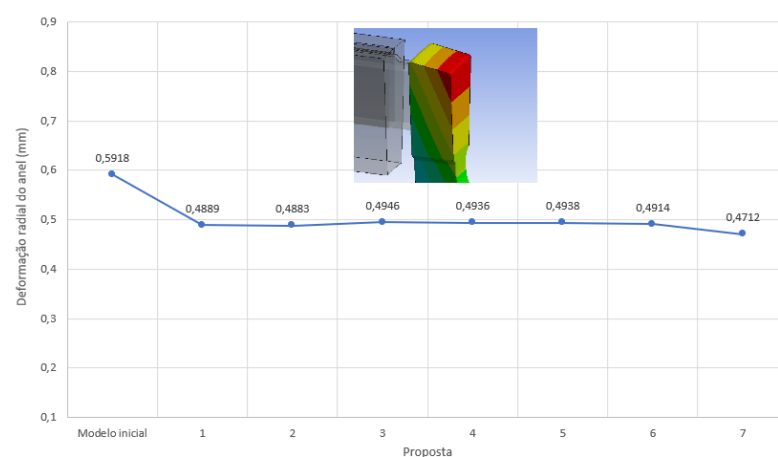


Figura 5.30: Distribuição da deformação radial máxima do anel na região crítica de deslocamento, para cada iteração

Observou-se nos modelos apresentados que com a adição de um contacto ao veio, levou-se a um aumento da deformação radial. Este dado porém não foi tido em conta nesta fase pois o anel e a barra não apresentam estar fixos axialmente (segundo o eixo ZZ), o que leva a valores pouco práticos ou úteis. Num subcapítulo futuro será apresentada uma variação da simulação com a geometria final em que se considera um bloqueio axial, possivelmente a ser realizado por meio de uma porca de aperto.

Em comparação com a estrutura original do anel, a tensão máxima na estrutura sofreu uma ligeira descida, na ordem dos 20 a 30 MPa. A deformação radial, contabilizando a cinta de contenção, desceu de aproximadamente 0,8 mm para 0,5 mm. A otimização da estrutura do anel permitiu atingir o principal objetivo: o de diminuir a deformação radial do anel e da barra, e, assim, diminuir o risco de contacto do rotor com o estator, mantendo ou até diminuindo a tensão máxima de Von Mises.

Além dos parâmetros físicos já analisados, foi realizado um levantamento da área de secção do anel de curto (segundo o plano YZ) e do volume da estrutura. O levantamento destes dados permite realizar uma análise preliminar de qual será o comportamento a nível elétrico do anel. Para uma determinada corrente a atravessar uma área finita, quanto menor o valor da área em questão maior a densidade de corrente a atravessá-la e assim mais elevados irão ser os desperdícios por efeito de Joule. Por outro lado, para toda a circunferência do anel, a resistência do anel vai depender do seu volume, apesar de não diretamente. Estabeleceu-se que de forma a respeitar o projeto elétrico atual do rotor, a área de secção do anel terá de ser igual ou superior à original. Na figura 5.31 estão expostos os valores da área de secção para cada proposta, comprovando que se respeitou o critério estabelecido.

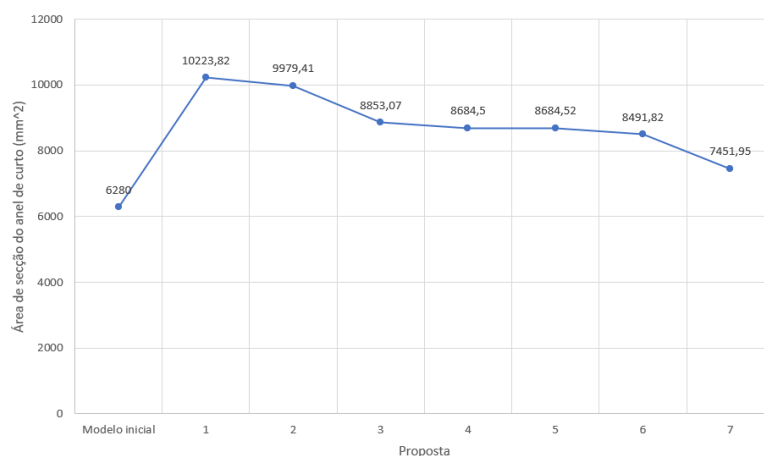


Figura 5.31: Área de secção (YZ) para cada proposta de geometria

De forma a se ter uma percepção do custo de produção do anel, foi calculado o custo médio do anel, tendo em conta apenas a massa do material necessário. Analisar o custo tendo em conta o processo de fabrico é um processo bem mais complexo e que depende de bastantes variáveis, tais

como o fornecedor e a sua localização, o custo dos moldes e máquinas utilizadas, entre outros fatores. Sendo assim, a partir do *software* GRANTA EDUPACK, recolheu-se o preço médio da liga de cobre aplicada (UNS C11000), que ronda os 5,85Euros/kg. Para a estrutura original considerou-se também o custo do material da cinta (aço inoxidável AISI 316), que ronda os 3,64Euros/kg. A tabela 5.1 apresenta o custo total de cada anel para cada proposta de geometria. A partir dos resultados obtidos, observa-se que há uma diminuição do custo total em aproximadamente 143 euros, para cada anel de curto-circuito.

Tabela 5.1: Massa do anel e custo do material para cada proposta

Proposta	Massa (Kg)	Custo médio (€)
Modelo Inicial (anel+cinta)	100,693	559,75
Proposta 1	96,072	562,02
2	94,232	551,26
3	84,360	493,51
4	84,008	491,45
5	83,280	487,19
6	80,888	473,19
Proposta Final	71,332	417,29

5.1.2.3 Levantamento de dados na barra

Com vista a complementar a análise realizada no anel de curto-circuito, foi também realizado um levantamento das tensões máximas e deslocamentos radiais máximos na barra do rotor. O levantamento destes valores irá permitir comparar os resultados de cada iteração com o modelo inicial.

Na figura 5.32 está representada a distribuição do deslocamento radial máximo da barra para cada proposta. Note-se que este parâmetro teve uma variação muito baixa, mostrando que depende principalmente do espaçamento entre o anel e bloco magnético. A região crítica permanece inalterada para todas as propostas, sendo a já referida anteriormente, aquando da escolha do espaçamento mínimo ideal.

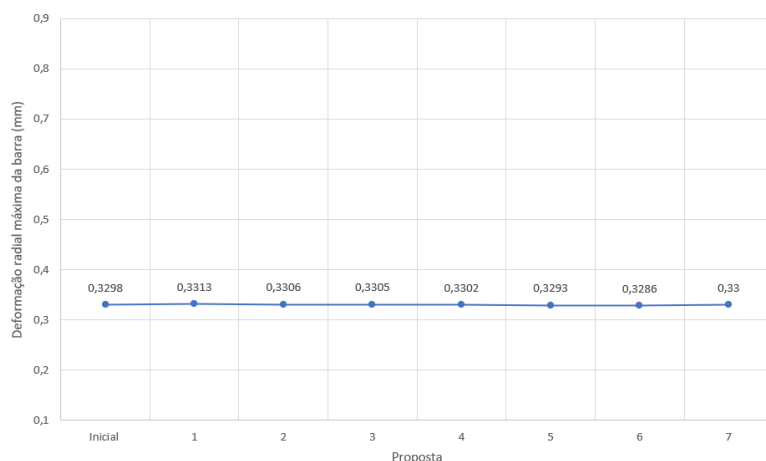


Figura 5.32: Deformação radial máxima da barra para cada proposta

Por sua vez, a distribuição da tensão máxima na barra é mostrada na figura 5.33, para a região inferior crítica da barra, já analisada anteriormente. Mais uma vez, nota-se que ocorre uma ténue subida dos valores, que pode ser considerada negligenciável (aumento de aproximadamente 0,4 %). Assim, conclui-se que a variação progressiva da geometria e massa do anel de curto-circuito teve muito pouca influência na deformação crítica e tensão limite na barra, dependendo estes principalmente do espaçamento entre anel e pacote magnético.

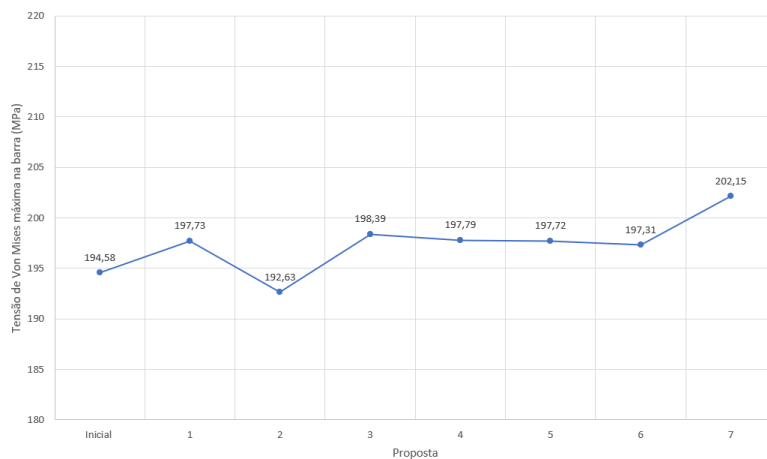


Figura 5.33: Tensão de von Mises máxima (na face inferior da barra) para cada proposta de geometria

5.1.3 Comportamento do anel com o aumento da velocidade

Após a análise e escolha da proposta final (proposta sete) de geometria para o anel de curto-circuito, foi realizada uma análise do comportamento da estrutura em função da velocidade de rotação. Recorde-se que todas as simulações anteriores foram realizadas para uma velocidade

síncrona do motor de 3000 rpm. Deste modo foram realizadas várias simulações, começando nos 3300 rpm, tendo-se retirado o deslocamento radial máximo e tensão de von Mises máxima de cada simulação, tanto do anel como da barra.

Inicialmente, é necessário endereçar o problema do material aplicado. As tensões a que a estrutura do anel e da barra estão submetidos à velocidade atual estão muito próximas da tensão limite de elasticidade (ou até acima do valor estipulado), no caso do anel, e até da tensão de rotura, no caso da barra. Sendo assim, ao se pretender aumentar a velocidade de funcionamento do motor, é inevitável a alteração do material utilizado.

5.1.3.1 Alteração da liga de Cobre utilizada

A partir do software *GRANTA EDUPACK 2020* foi realizada uma pesquisa de ligas alternativas à usada, tendo em conta as propriedades físicas e mecânicas mais importantes para a aplicação em questão. Focou-se principalmente na análise da tensão limite de elasticidade e na condutividade elétrica, de forma a se conseguir um aumento da resistência mecânica das estruturas em cobre e, ao mesmo tempo, proporcionar um funcionamento eficiente do motor de indução.

Na figura 5.34 está apresentado um gráfico que compara a tensão limite de elasticidade e a resistividade elétrica (correspondente ao inverso da condutividade). Foi estabelecido que o valor mínimo da tensão limite de elasticidade seria de 100 MPa e que a resistividade teria um valor máximo de $2 \mu\text{ohm} \cdot \text{cm}$.

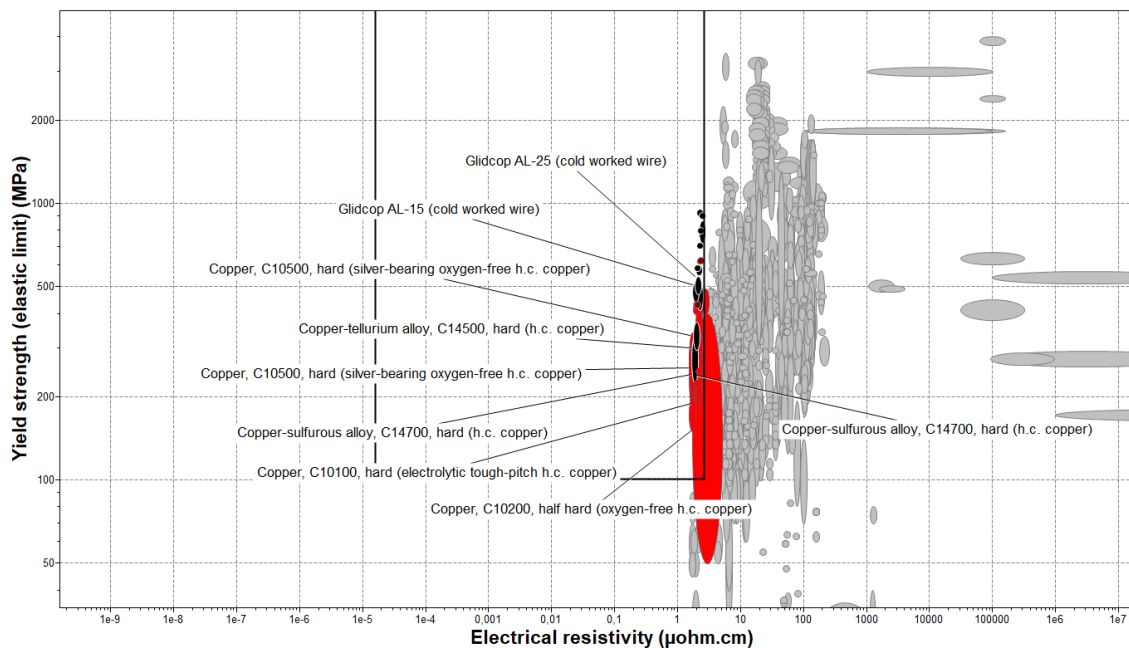


Figura 5.34: Diagrama do materiais comparando tensão limite de elasticidade e resistividade elétrica

A partir da seleção evidenciada na figura anterior foi realizada uma listagem das ligas passíveis de serem aplicadas. Consegue-se perceber que o conjunto de ligas selecionadas contém principalmente ligas de cobre, o que seria de esperar, dada a muito baixa resistividade exigida. Também estão contidas ligas compósitas, Glidcop AL-15 e Glidcop-AL25, referenciadas no capítulo 3 em [31]. Apesar das excelentes propriedades mecânicas e elétricas destes compósitos de cobre e alumina, para a aplicação pretendida neste caso torna-se inviável a sua utilização, principalmente devido ao seu elevado custo: enquanto que as ligas de Cobre apresentadas têm um custo por kg entre os 5 a 7 euros/kg, os compósitos Glidcop estão entre os 28 e 31 euros/kg. Na tabela 5.2 é apresentada a seleção inicial de ligas. Com a exceção da liga inicial, todas as outras contabilizam tratamento térmico de endurecimento.

Tabela 5.2: Lista preliminar de ligas candidatas

Liga (UNS)	Limite elástico (MPa)	Limite de rotura (MPa)	Ext. após rotura (%)	Módulo de Young (GPa)	Condutividade (IACS%)	Custo (€/Kg)
C11000 (não tratado) (liga atual)	70-100	200-250	42-50	110-130	99-101	5,81-5,91
C11000 (tratado c/ t.t H04)	180-340	240-380	2-12	110-130	99-101	5,81-5,91
C10500 (tratado c/ t.t H04)	205-340	300-380	6-25	125-135	99-101	5,81-5,91
C15100 (tratado c/ t.t H04)	400-420	490-500	9-11	122-128	84,5-90,3	6,21-6,34
C14500 (tratado c/ t.t H04)	270-320	280-350	4-15	125-132	92,7-96,9	6,38-6,64
C18200 (tratado c/ t.t H04)	290-310	405-420	14-16	140-150	75,3-86,2	6,22-6,33
C14700 (tratado c/ t.t H04)	230-320	270-350	5-15	128-135	92,7-94,7	6,17-6,27
C16200 (tratado c/ t.t H04)	270-380	340-460	5-10	126-128	75,3-86,2	6,16-6,27
C12500 (tratado c/ t.t H04)	200-340	270-380	6-25	125-135	92-98	5,81-5,91
C12200 (tratado c/ t.t H04)	185-340	270-380	6-25	125-135	70,4-90,3	5,81-5,91

Em regra, uma maior percentagem de elementos de liga tendem a prejudicar a condutividade elétrica e a aumentar o custo. Este facto é observável nas ligas C18200, C16200 e C15100. Torna-se vantajoso, para um motor que possivelmente irá trabalhar a longo prazo ou em contínuo que se escolha uma liga que proporcione a condutividade elétrica mais elevada possível. Assim, chegou-se à conclusão que a adoção da liga C11000 tratada termicamente proporciona o melhor *tradeoff* entre propriedades mecânicas, preço e propriedades elétricas. Além dos custos apresentados na

tabela, a liga UNS C11000 apresenta geralmente custos mais baixos em relação às outras mencionadas, devido à sua grande utilização na indústria elétrica. Para motivos de simulação, foi considerado o valor médio do limite de elasticidade e de rotura apresentada na tabela, para a liga em questão. Assim a tensão limite de elasticidade será de 263 MPa e a de rotura 345 MPa. Naturalmente, de forma a se realizar uma escolha definitiva, será necessário escolher um determinado tratamento térmico adequado. Segundo a norma EN 16521997 [62], aos valores das propriedades mecânicas referidas anteriormente corresponde aproximadamente o tratamento térmico R290.

Para os testes seguintes, com velocidade de rotação crescente, serão então alterados os valores de limite elástico e de rotura, mantendo as outras propriedades inalteradas, considerando-se que o tratamento térmico não as influencia. Em [63] é referido que o tratamento térmico pode alterar ligeiramente a condutividade elétrica. Tal não é considerado nas simulações, estando-se a realizar apenas uma análise estrutural do modelo.

Para o estudo do comportamento das estruturas em liga de cobre com aumento da velocidade de rotação do rotor foram aplicados coeficientes de segurança para o anel e para a barra. Sabendo que a barra tende a ter valores de tensão mais elevados, considerou-se um coeficiente de segurança mais baixo, de 1,25, de forma a permitir o funcionamento do design a maiores velocidades. Para a tensão limite de elasticidade da liga tratada UNS C11000, o limite elástico considerado é 210 MPa. No anel aplicou-se então um coeficiente de segurança mais elevado, de 1,5, que se traduz num novo limite elástico de 175 MPa.

5.1.3.2 Resultados - anel sem retenção axial

Inicia-se a análise da influência da velocidade a partir das 3300 rpm, com aumento gradual até às 6000 rpm. Numa fase inicial não foi considerado um bloqueio axial do anel de curto-circuito. Com este aumento gradual é esperado um aumento das tensões a que as estruturas estão sujeitas, bem como das deformações. Para as tensões na barra, considerou-se ambas as regiões críticas apresentadas anteriormente.

- Anel

No anel obtiveram-se os seguintes valores de tensão máxima de von Mises e de deslocamento radial máximo consoante a velocidade, apresentados respetivamente na figura 5.35 e 5.36.

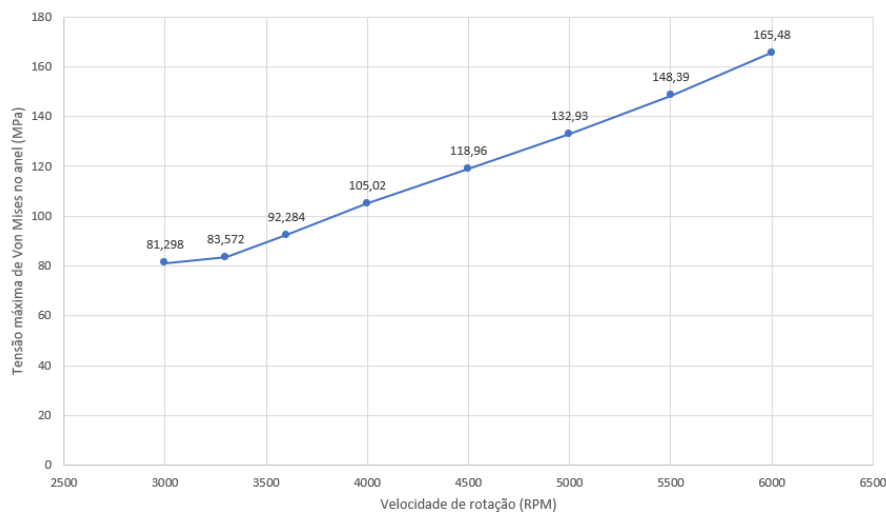


Figura 5.35: Tensão de von Mises máxima no anel de curto-circuito em função da velocidade

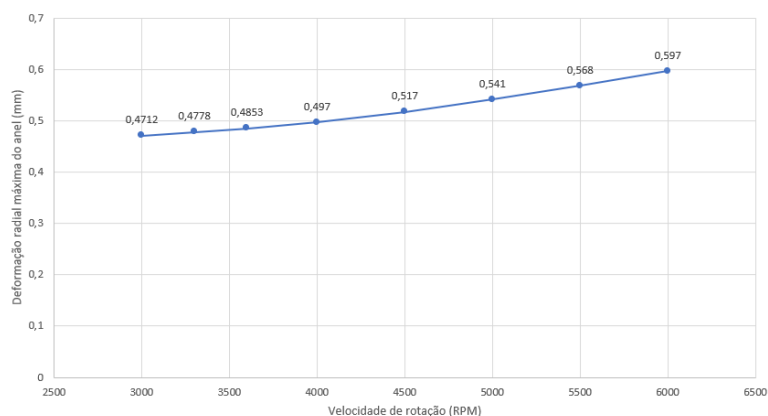


Figura 5.36: Deformação radial máxima no anel de curto-circuito em função da velocidade

Tal como previsto, a evolução dos resultados da tensão de Von Mises e deformação radial máxima com o aumento da velocidade de rotação é crescente, apresentando uma tendência aproximadamente linear. O anel não passou o limite elástico pré-estabelecido de 175 MPa, até à velocidade máxima analisada de 6000 rpm. A deformação radial apresentou a mesma tendência crescente e linear, aumentando 0,1 mm (cerca de 27 % em relação ao valor inicial), desde os 3000 aos 6000 rpm.

- Barra

Os valores de tensão equivalente máxima e de deformação radial máxima obtidos para as regiões críticas da barra são apresentados nas figuras 5.37 e 5.38.

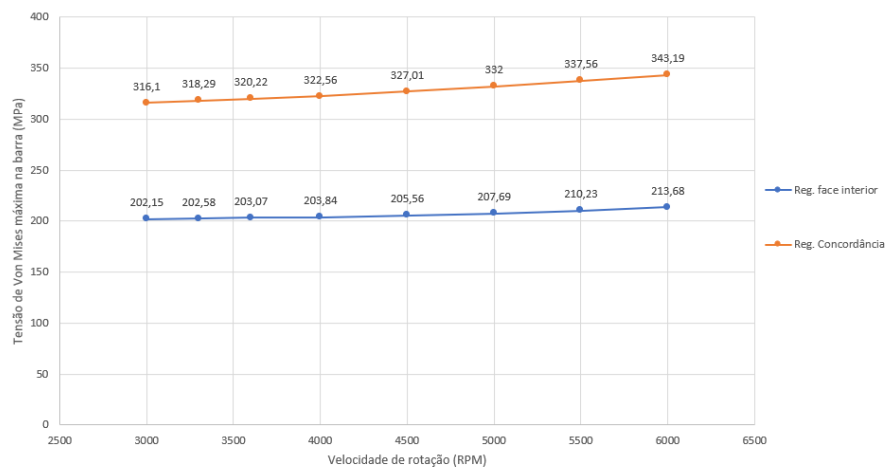


Figura 5.37: Tensão de Von Mises máxima na barra em função da velocidade (para as regiões críticas indicadas)

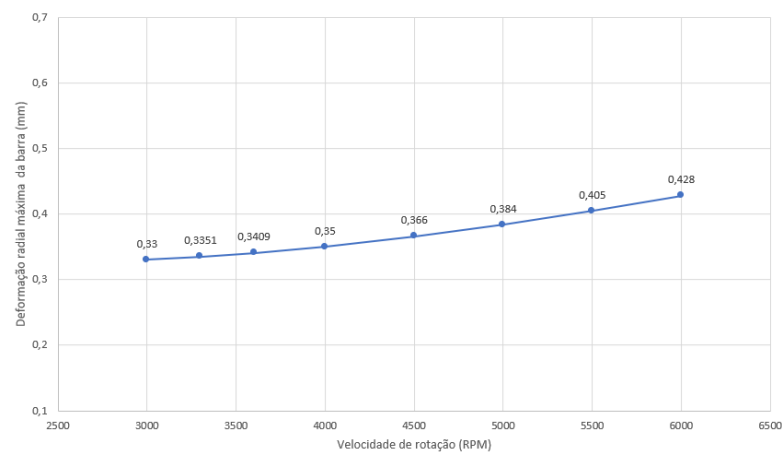


Figura 5.38: Deformação radial máxima na barra em função da velocidade

De forma semelhante ao anel, a barra também sofreu um aumento gradual, quase linear, das tensões e das deformações. Dos valores da distribuição das deformações radiais obteve-se um coeficiente de determinação (R^2) de 0,978. Por sua vez, a partir da distribuição da tensão de Von Mises obteve-se um coeficiente de determinação de 0,948. A região da concordância apresenta valores bem acima dos delimitados pelo coeficiente de segurança, mas a região abrangida por estes valores é de muito menores dimensões que a região da face interior. Ao contrário do anel, a barra ultrapassa o limite estabelecido pelo coeficiente de segurança a partir dos 5500 rpm, considerando-se este componente como o crítico.

5.1.3.3 Resultados - anel com retenção axial

A adição de uma condição de fronteira axial no anel de curto-circuito poderá levar agora ao aparecimento de novas regiões críticas na estrutura. A limitação axial é importante para delimitar a movimentação exagerada do anel e da barra e, assim, prevenir o contacto com outros componentes do rotor ou do estator, com o aumento da velocidade do motor. Foram considerados os mesmos coeficientes de segurança nesta novo modo de funcionamento.

• Anel

Com a adição da condição de fronteira de retenção axial no anel, deu-se origem a novas regiões críticas, como era esperado. Na figura 5.39 é comparada esta nova distribuição com a obtida para o caso sem retenção axial. Esta análise comparativa é auxiliada pelo levantamento dos valores de tensão de Von Mises em vários pontos característicos da estrutura, comuns a ambas as situações.

Observe-se que ao se limitar o deslocamento segundo o eixo do anel, e consequentemente da barra, ambos os componentes são empurrados um contra o outro, ao não se conseguirem fletir para o exterior livremente. O anel passa então a fletir a meio da sua estrutura (na região da concordância de maior raio) de forma semelhante a uma barra apoiada em ambas as extremidades, solicitada a meio vão.

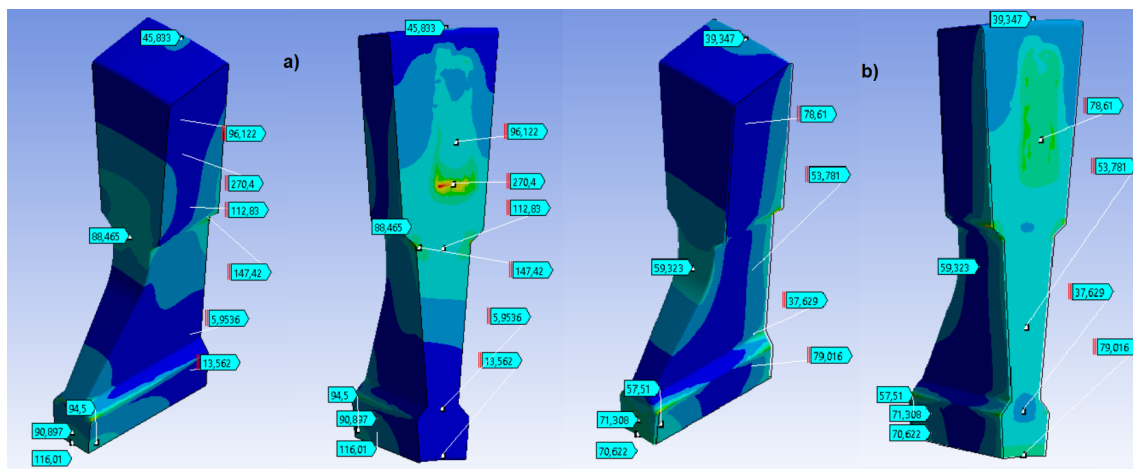


Figura 5.39: Comparação entre a situação com retenção axial (a) do anel e sem retenção (b)), para 3000 rpm ^a

^aValores de tensão apresentados em MPa

A região da união da barra com o anel passa a estar particularmente solicitada. A zona crítica anteriormente considerada do anel também passou a estar sujeita a esforços mecânicos maiores, mas as faces do anel mais próximas da região brasada e das aberturas para refrigeração passam a estar sujeitas a valores de tensão de Von Mises ainda mais elevados. As novas regiões críticas tendem a ganhar maior relevância em relação à inicial, junto ao eixo do motor, com o aumento da velocidade de rotação. Na figura 5.40 é possível observar este fenómeno.

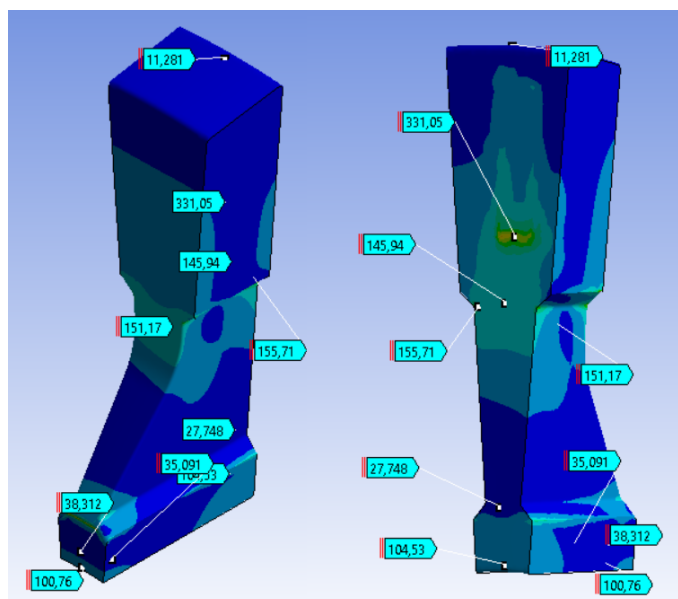


Figura 5.40: Tensões de Von Mises (MPa) nos pontos demarcados, para uma velocidade de rotação de 6000 rpm ^a

^aValores de tensão apresentados em MPa

A região crítica do anel, para a situação com retenção, passa a ser a parte interior da face de contacto com a barra, que se pode observar na figura 5.39, em a), na zona avermelhada. São agora expostos os valores de tensão máxima no anel para as respetivas regiões críticas das situações sem retenção e com retenção. Para motivos comparativos, apresenta-se para a situação com a nova condição de fronteira, os valores de tensão na região crítica considerada anteriormente. A existência de retenção axial, como se pode verificar, levou a valores de tensão locais bastante mais elevados, apesar de estarem associados a uma região de menores dimensões. A restante estrutura, em relação à sua contraparte sem retenção também está associada a valores mais elevados de tensão, tal como se pode ver na região crítica anteriormente considerada. Este aumento pode levar a deformação plástica local na zona brasada, que a longo prazo pode comprometer o devido funcionamento do rotor.

Na figura 5.41 mostra-se os valores máximos de tensão para as regiões críticas referidas. Além disso foi analisada a tensão máxima na concordância central do anel, de forma a perceber se nesta região também pode ocorrer deformação plástica.

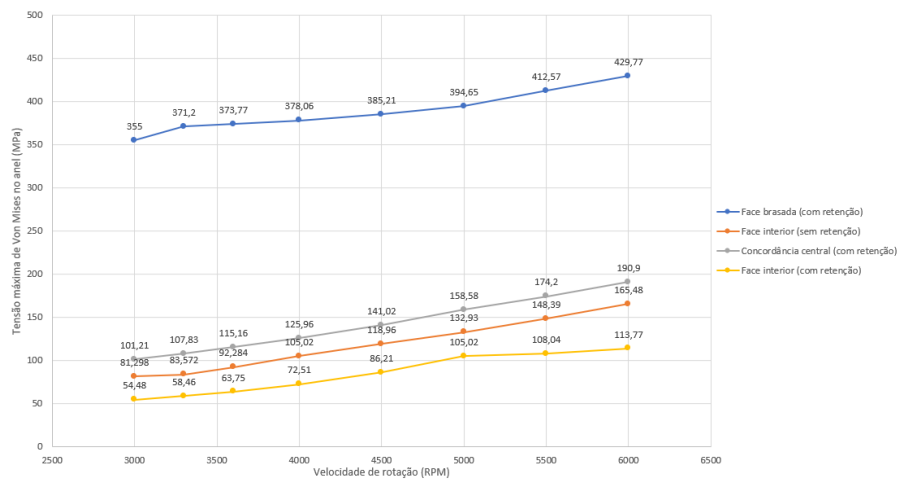


Figura 5.41: Distribuição dos valores de tensão de Von Mises máximos, para as regiões críticas indicadas, em função da velocidade do rotor

Quanto à deformação, comprovou-se que a retenção axial garante uma ligeira diminuição da deformação radial, apesar de ser na ordem das centésimas do milímetro. Dada a grandeza da diminuição, pode considerar-se negligenciável o efeito da nova condição de fronteira. Na figura 5.42 são expostos os valores máximos de deformação radial para a situação sem retenção e com retenção.

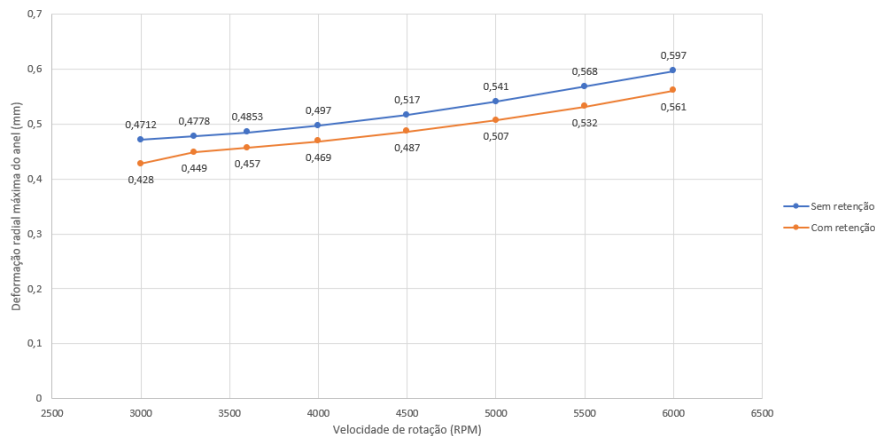


Figura 5.42: Distribuição dos valores de deformação radial máximos, para as regiões críticas indicadas, em função da velocidade do rotor

• Barra

Aliado à alteração das zonas críticas no anel, a barra também passou a ter tensões de Von Mises bastantes superiores na face brasada, em comparação com a situação inicial. Em alguns pontos desta face, próximo da aresta inferior, valores superiores a 500 MPa foram alcançados, tal como se pode observar na figura 5.43. Os valores para esta face não serão representados, mas é

possível a plastificação local da liga nos pontos mencionados, algo importante para velocidades elevadas. Com a exceção desta possível zona de fragilização do componente, as regiões críticas referidas na situação sem retenção mantiveram-se. Na figura 5.44 mostra-se a distribuição gráfica das tensões máximas de Von Mises em função da velocidade.

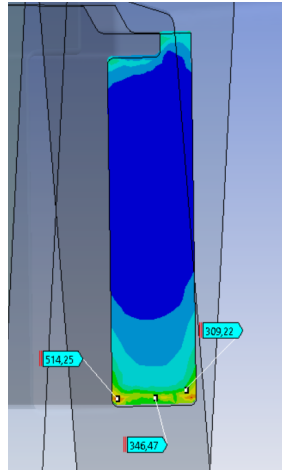


Figura 5.43: Nova região crítica na extremidade da barra, com alguns valores de tensão identificados (para 3000 rpm)^a

^aValores de tensão apresentados em MPa

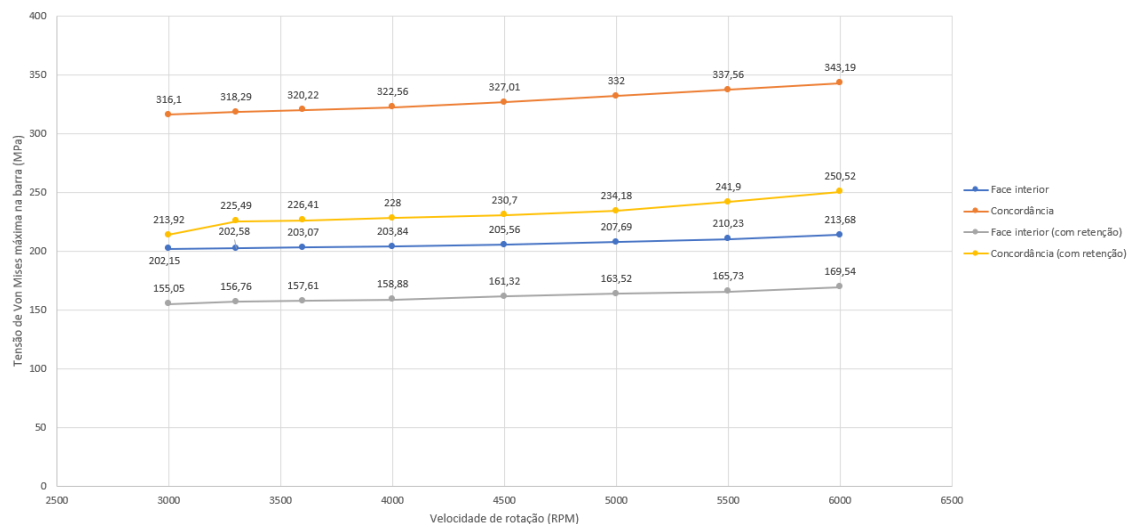


Figura 5.44: Distribuição dos valores de tensão máxima na barra, para as regiões críticas indicadas, em função da velocidade do rotor

Focando agora na deformação, as regiões críticas permaneceram inalteradas. Contrariando a tendência observada no anel de curto-circuito, a barra apresentou valores de deformação radial

mais altos do que no funcionamento sem retenção, que pode ser observado na distribuição apresentada na figura 5.45. Era esperado que a barra acompanhasse a tendência registada para o anel, mas tal não ocorreu. Mais uma vez, a variação apresenta ser da ordem das centésimas do milímetro, não se obtendo uma influência importante da retenção neste parâmetro.

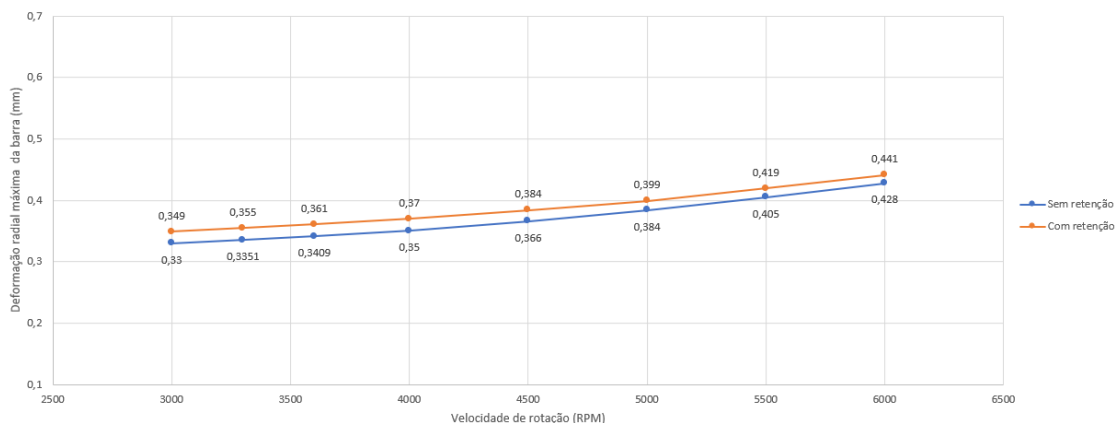


Figura 5.45: Distribuição dos valores de deformação radial máxima da barra em função da velocidade do rotor

A análise dos dados obtidos e das novas regiões críticas originadas com a retenção axial do anel de curto-circuito leva a crer que a estrutura, tanto da barra como do próprio anel, estará bastante mais limitada em termos de velocidade. O bloqueio introduzido acaba por impedir a livre deformação da estrutura, levando a que a estrutura esteja sujeita a esforços ainda mais elevados em comparação com o funcionamento sem a restrição axial. Esta linha de pensamento segue a mesma lógica introduzida na análise do distanciamento do bloco ao anel, em que ao não se permitir a livre flexão da barra, encurtando o espaçamento, levava-se a que as estruturas da gaiola do rotor estivessem sujeitas a tensões de Von Mises e de corte desnecessariamente elevadas.

Mantendo os coeficientes de segurança estabelecidos anteriormente (1,5 para o anel e 1,25 para a barra), a retenção leva a que nova velocidade limite ronde os 4000 rpm. A partir deste valor, as tensões passam a ser exageradamente elevadas, principalmente na zona de união brasada, havendo um risco elevado de deformação plástica das estruturas em questão.

Assim, conclui-se que apesar da retenção axial introduzir um bom controlo da deformação do anel e da barra segundo o eixo, acaba por introduzir esforços bastante elevados em determinados pontos da estrutura e prejudica a velocidade limite do rotor, colocando em risco a utilização do mesmo a longo prazo. Caso o espaço no compartimento do motor seja bastante limitado e se queira diminuir ao máximo o risco de contacto com outros elementos do motor ou do rotor, posicionados no veio, é sensata a colocação de alguma forma de retenção axial do anel. No entanto, para aplicações de elevada velocidade, em que não há um risco elevado de contacto ou choque no motor em questão, a utilização da retenção pode prejudicar bastante a performance do rotor do motor de indução.

5.1.4 Alteração da junção entre a barra e o anel

Após se analisar o efeito da retenção axial do anel, com velocidade de rotação crescente, é agora testada a possibilidade da barra atravessar completamente o anel de curto-circuito.

Ao fazer alterar desta forma o contacto entre anel e barra, semelhante ao que está apresentado na patente [43], aumenta-se a área de contacto entre os componentes, permitindo uma maior transferência da energia térmica gerada, bem como um fluxo da corrente elétrica facilitado. Espera-se no entanto que, ao aumentar a área da junta brasada, se limite a flexão livre da barra, caso se aplique a retenção axial. Caso esta seja imposta, tanto a barra como o anel poderão ficar sujeitos a elevadas concentração de tensões nas arestas de contacto, havendo assim a possibilidade de os componentes se deformarem plasticamente nessas regiões, com o uso continuado do motor ou até na fase de arranque, sabendo que os esforços térmicos têm particular importância nesta fase.

Foi então testada esta nova forma de junção dos componentes, sem e com retenção axial, para 3000 rpm, sendo de seguida comparados os resultados de tensão máxima e deformação radial máxima com a forma de ligação atualmente utilizada. Na figura 5.46 é representada a estrutura proposta.

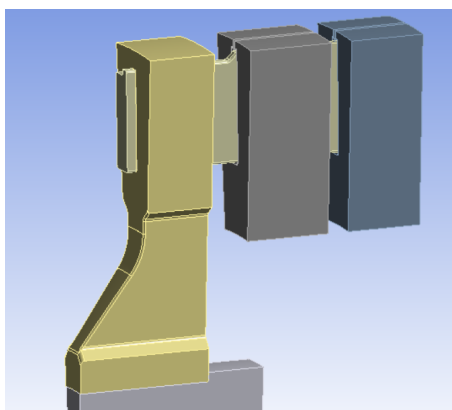


Figura 5.46: Estrutura do modelo para barra a atravessar o anel

Ao se introduzir esta alteração à geometria proposta, optou-se por introduzir um comprimento de barra extra para lá da face do anel. Este comprimento extra poderá servir para adotar um método alternativo de equilibragem do rotor. Como se sabe, a equilibragem é realizada por meio de massas em latão posicionadas ao longo de rasgo maquinado no anel para esse propósito. Dado que a liga de C11000 é de muito difícil maquinagem, principalmente devido à sua elevada ductilidade, pode ser vantajoso a utilização de um processo alternativo que não implique custos acrescidos de maquinagem, bem como tempos de produção elevados. O fabricante de pesos para equilibragem *Maschod*® comercializa uma alternativa aos pesos normalmente aplicados, na forma de pequenas chapas, ranhuradas com o perfil das barras, que são empilhadas na extremidades consoante a massa de equilibragem que se pretende acumular em determinado ponto. Na figura 5.47 é possível ver um modelo CAD de uma destas chapas de equilibragem no software *Solidworks*®, adaptada à forma da barra atualmente utilizada no presente projeto.

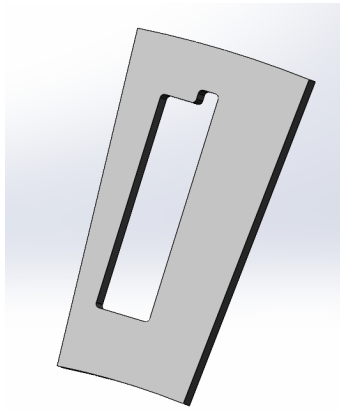


Figura 5.47: Modelo CAD da chapa a ser utilizada na equilibragem

Em seguida, é comparada a distribuição de tensões de Von Mises no anel de curto-circuito com a situação de barra passante, sem e com retenção axial, nas figuras 5.48 e 5.49 respectivamente (valores apresentados em MPa).

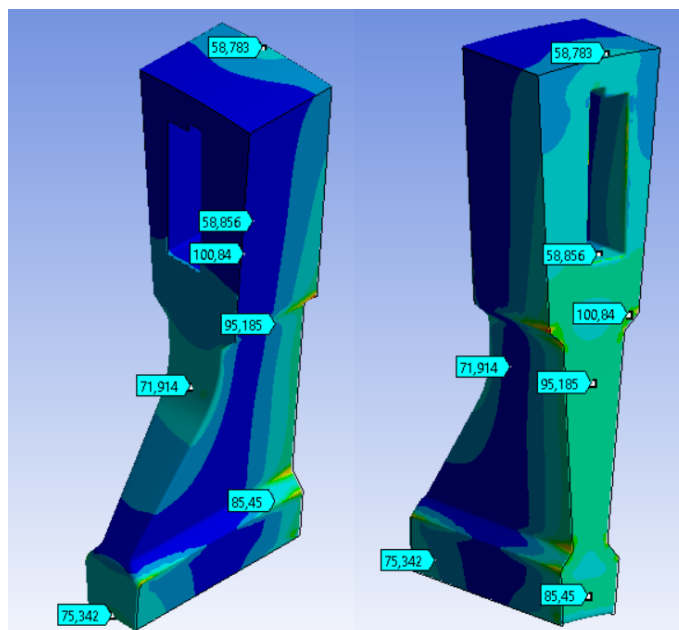


Figura 5.48: Distribuição de tensão de Von Mises no anel sem retenção axial

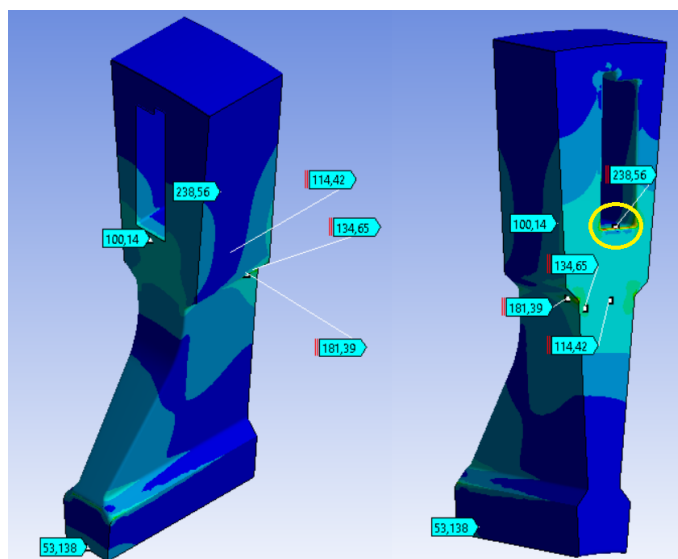


Figura 5.49: Distribuição de tensão de Von Mises no anel com retenção axial

Entre a situação inicial e a condição sem retenção com barra passante notou-se uma alteração da região crítica do anel. A face do anel voltada para o último segmento do bloco magnético passou a conter os valores de tensão mais elevados (cerca de 20 a 30 MPa mais elevados), além de se ter registado alguma concentração de tensões nas arestas de contacto entre anel e barra. No caso com retenção, registou-se um aumento ainda mais acentuado das tensões, ao se limitar a livre flexão da barra. A região crítica passa a ser a aresta interior de contacto entre barra e anel, onde se regista uma grande concentração de tensões (zona marcada em 5.49 com um círculo amarelo). Nas redondezas desta aresta ocorre também um acentuado aumento do esforço mecânico, em comparação com as outras duas situações. Este último caso mostra mais uma vez o grande esforço a que a estrutura passa a estar sujeita ao se conter o deslocamento axial.

A estrutura da união aqui proposta pode trazer um melhor contacto entre os componentes, bem como uma melhor dissipação do calor na parte terminal do rotor, mas acaba ao mesmo tempo por aumentar a complexidade do anel, o que leva por sua vez a uma maior dificuldade de produção do componente. A melhoria da união não foi testada ao pormenor nesta análise, ao se considerar um contacto perfeito (*Bonded*) entre os componentes. Além do que aqui foi analisado, pode futuramente ser testado o efeito do aumento da profundidade do rasgo em que é realizada a brasagem, com vista à melhoria da ligação mecânica.

A possibilidade da geometria com barra passante possibilita também outros métodos de fixação do anel à barra, alternativos à brasagem. Em [64], com colaboração da *General Motors Research and Development* é proposta a fixação de ambos os componentes por *Friction Stir Welding* (FSW), em que é realizada o processo para cobre eletrolítico UNS C11000, com sucesso, apesar do grande desperdício de material associado ao processo. O FSW usa uma ferramenta rotativa em contacto com duas superfícies planas sobrepostas, que aquece o material por fricção, sinterizando ambas as superfícies criando uma ligação no estado sólido. A figura 5.50 mostra es-

quematicamente os passos deste processo de fabrico e em 5.51 é mostrado o produto final do artigo referido. Apesar do sucesso da união, o processo ainda apresenta ser bastante dispendioso e pouco aplicado na indústria. No caso específico da união do componentes em cobre de elevada pureza, apresenta ser ainda um processo bastante recente e mais testes precisam ser realizados de forma a entender se o processo é viável do ponto de vista económico.

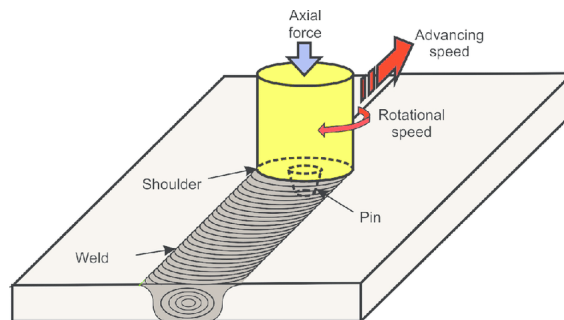


Figura 5.50: Esquematização do processo de FSW [65]

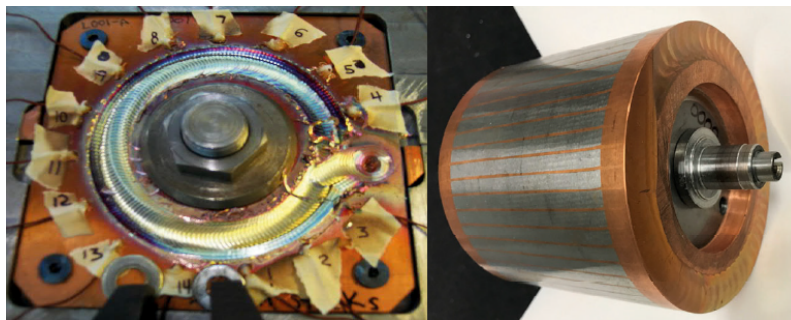


Figura 5.51: Rotor construído por FSW. À esquerda está a união às barras antes do acabamento, e à direita está o produto final [64]

5.2 Ligas e processos de fabrico alternativos para o anel

Na secção anterior foi analisada a otimização gradual da estrutura do anel e possíveis alterações ao seu posicionamento e fixação ao veio do motor. A complexidade da estrutura obtida na última iteração proposta, apesar das vantagens apresentadas, irá naturalmente exigir alterações ao processo de fabrico do componente.

Tal como referido, a estrutura atual é fabricada por forjamento, um processo ideal para estruturas de pouca complexidade geométrica e para grandes séries. As ligas de cobre são especialmente aplicáveis neste processo ao serem ligas com um grande domínio plástico e grande ductilidade, especialmente no seu estado recozido. Ligas como a C11000, atualmente aplicada, apresentam ser das mais usadas no processo de forjamento, acompanhada pelas ligas C10200 e C10400 [34].

A alternativa clara ao forjamento para a estrutura complexa obtida será a fundição. Segundo a norma utilizada para as ligas de forjamento e deformação plástica, as ligas de cobre para fundição estão contidas entre C80100 e C97800. Alterando o processo será necessário escolher uma liga de fundição semelhante ou equivalente à atual. As ligas a ter em consideração serão de elevada percentagem de cobre, contidas entre a C80100 e C82800, com percentagem do elemento superior a 94%. De forma semelhante à seleção de ligas realizada anteriormente para a liga C11000, procura-se uma liga de elevada percentagem de cobre, que proporciona assim uma elevada condutividade elétrica (>95 %IACS), e com boa resistência mecânica após tratamento térmico (com limite elástico superior a 250 MPa), o que exige a presença de elementos de liga, tais como berílio, cromo, cobalto, alumínio, entre outros. Este compromisso é necessário para assim se conseguir um bom desempenho elétrico do rotor, com perdas caloríficas reduzidas, ao mesmo tempo que se consegue uma estrutura com boa resistência mecânica, capaz de funcionar a elevadas velocidades.

A partir dos dados da *Copper Development Association* foi realizado um levantamento de ligas de elevada percentagem de cobre. Ligas de elevada pureza (% Cu > 99) foram deixadas de parte, ao garantirem uma muito baixa resistência mecânica e uma fraca reação a tratamento térmico de endurecimento. Observando a condutividade elétrica e o limite elástico das ligas, centrou-se então na ligas compreendidas entre C81400 e C82000, nas quais estão contidas ligas de cobre-berílio (C81400 e C82000) e de cobre-cromo (C81500). Na tabela 5.3 estão apresentadas as composições químicas das ligas estudadas. Na tabela 5.4 estão representadas as tensões limites de elasticidade e de rotura bem como as respetivas condutividades elétricas, propriedades em destaque na seleção da liga. As propriedades mecânicas correspondem aos valores obtidos após tratamento de precipitação ou têmpera das ligas.

Tabela 5.3: Composição químicas das ligas selecionadas [66]

Composição (UNS)	Cu (%)	Sn (%)	Pb (%)	Zn (%)	Ni (%)	Fe (%)	Outros (%)
C81100	99,70	-	-	-	-	-	0,3 (P, Si, Ag)
C81400	98,5	-	-	-	-	-	0,02-0,1 Be; 0,6-1 Cr 0,15 Si;
C81500	98,0	0,1	0,02	0,1	-	0,1	0,1 Al; 0,4-1,5 Cr 0,1 Al; 0,1 Cr;
C82000	Res.	0,1	0,02	0,1	0,2	0,1	0,15 Si; 2,40-2,70 Co; 0,45-0,8 Be 0,35-0,8 Be;
C82200	Res.	-	-	-	1-2	-	0,3 Co 0,20-0,65 Co;
C82400	Res.	0,1	0,02	0,1	0,2	0,1	1,6-1,85 Be; 0,15 Al; 0,10 Cr

Tabela 5.4: Ligas passíveis de serem aplicadas na construção do anel [67]

Liga (UNS)	Tratamento térmico	Limite de rotura (MPa)	Limite de rotura (MPa)	Condutividade elétrica (%IACS)
C81100	M01	62	172	92
C81400	TF00	248	365	60
C81500	TF00	276	352	82
C82000	O11	255	448	45
C82200	O11	276	448	45
C82400	O11	551	690	25

Os tratamentos térmicos referidos são os seguintes: M01, como fabricado (sem tratamento); TF00, tratamento de precipitação estrutural; O11, recozido e tratamento de precipitação estrutural.

As ligas de cobre-berílio atualmente têm tendência a ser substituídas por outras ligas de fabrico mais seguro, devido à toxicidade do berílio como elemento de liga. Além disso, pelos dados recolhidos, apesar da grande variedade de tratamentos térmicos que podem ser aplicados, estas ligas apresentam uma fraca condutividade elétrica, em geral inferiores a 50% IACS, o que levaria a grandes desperdícios térmicos. Como se pretende a menor percentagem possível de elementos de liga, de forma a não prejudicar o desempenho elétrico da liga de cobre, chegou-se à conclusão que a liga em que se garante o melhor balanço entre resistência mecânica e boa condutividade é a liga de cobre-crómio C81500. Note-se que a condutividade da liga poderá variar entre os 80 a 90 %IACS, dependendo da temperatura e duração do tratamento de precipitação aplicado [67].

5.2.1 Caracterização da liga escolhida

São agora comparadas, na tabela 5.5, as propriedades mais relevantes da liga escolhida, com as da liga utilizada atualmente (C11000) [67]:

Tabela 5.5: Comparação da liga utilizada inicialmente e a liga escolhida para fundição

Liga	C11000 (não tratada)	C81500 (trat. TF00)
Composição (%)	99,95 Cu - 0,04 O	99 Cu - 1 Cr
Lim. elasticidade (MPa)	70	275
Lim. rotura (MPa)	221	350
Coefficiente de Poisson	0,34	0,32
Módulo de Young (GPa)	115	115
Massa volúmica (g/cm^3)	8,89	8,82
Coefficiente de expansão térmica ($\mu/m \cdot K$)	17	17,1
Condutividade elétrica (%IACS)	100	82
Maquinabilidade (em comparação c/C36000)	20	20

Todas as ligas presentes na tabela 5.4 são vazadas em areia. Estas mesmas podem também ser aplicadas em vazamento centrífugo, mas tal implica um custo acrescido nas máquinas que o processo exige. O vazamento em areia apresenta ser o mais aplicado e economicamente viável, particularmente para peças de grandes dimensões.

Apesar da complexidade geométrica que o processo de fundição permite, o vazamento de ligas deste tipo acarreta grandes dificuldades. Em [68] é referido que as ligas de elevada percentagem de cobre tendem a ter uma grande tendência à formação de rechupes, porosidades e inclusões, proporcionados pela elevada condutibilidade térmica do cobre. Esta propriedade física leva a que as ligas de cobre em questão tenham uma elevada contração após solidificação. Na tabela 5.6 é comparada a contração do cobre puro (muito próxima à da liga C81500) com outros materiais ou ligas.

Tabela 5.6: Contração volumétrica da alguns materiais e sobreespessura exigida para os moldes (mingas) [68]

Material	Contração aproximada (%)	Mingas (mm/m)
Aço	1,6	20-21
Ferro fundido cinzento	1,0	7-11
Ferro fundido dúctil	0,8	20-21
Alumínio	1,3	13
Latão	1,4	16
Cobre	1,96	21

De forma a evitar a geração exagerada de rechupes e micro rechupes, os moldes para o vazamento necessitam de uma grande quantidade de alimentadores para as zonas mais maciças dos componentes, o que baixa o rendimento obtido entre o metal líquido e o volume do componente final. Precauções devem ser tomadas durante a fusão da liga nos fornos. Dependendo da liga, de forma a evitar a formação exagerada de inclusões e controlar a dissolução de hidrogénio, devem ser adicionados fluxos específicos na superfície do banho: por exemplo, para o caso do cobre puro (como a liga UNS C80100 ou a UNS C81100) é usada grafite. Além disso, ligas como a C81500 fundem a muito elevadas temperaturas: para peças de grandes dimensões, o vazamento deve ser realizado entre os 1205 a 1230 °C [68]. Isto acarreta custo energéticos acrescidos, havendo a necessidade utilizar fornos que suportem esta gama de temperaturas. Comparativamente, as ligas de alumínio, que são as mais aplicadas no processo de fundição, têm um ponto de fusão entre o 500 e os 650 °C.

A maquinabilidade da liga C81500 é bastante limitada. Segundo [69] e [70], a maquinabilidade de uma liga pode ser avaliada a partir de quatro parâmetros: vida útil da ferramenta, acabamento superficial, forma da apara e força de corte necessária. As ligas de cobre são normalmente comparadas nestes parâmetros com a liga de latão de fácil maquinagem C36000, numa escala de 0 a 100, onde a liga em questão é avaliada em 100.

Tendo em conta esta escala, as ligas são divididas em três categorias:

- Grupo I - Ligas de fácil maquinagem - classificadas entre os 70 e os 100 - Este grupo contém as ligas de latão ligadas ao chumbo, e as ligas de cobre que contenham telúrio, selênio ou enxofre;
- Grupo II - Ligas de boa maquinabilidade e apara curta - contém as ligas com classificação entre os 30 e os 70;
- Grupo III - Ligas de difícil maquinagem e apara longa - contém as ligas com classificação inferior a 30 - estão contidas as ligas de elevada percentagem de cobre e o cobre puro.

A liga C81500 está classificada em 20, comparativamente à C36000. O principal fator é a elevada ductilidade da liga, que leva à criação de uma apara longa e fina, que contribui para a diminuição da vida da ferramenta de corte, sendo que, caso não esteja equipada com um quebra-aperas, pode levar à interferência da apara na zona de corte. Ligas sem oxigénio, como é o caso, exigem ângulos de ataque muitos elevados, superiores a 45° . Apesar de a liga não levar diretamente a um forte desgaste da ferramenta, o elevado ângulo de ataque exigido leva a que a ferramenta tenha um ângulo da aresta de corte baixo, fragilizando-a [69]. A elevada tendência para a liga formar inclusões, poros e óxidos duros, durante o vazamento e posterior solidificação, acabam por prejudicar a maquinabilidade, levando a um menor tempo de vida útil da ferramenta e a um mau acabamento superficial. Normalmente é aconselhado para componentes em que seja necessário tratamento por precipitação estrutural, como é o caso, que as operações de desbaste sejam realizadas antes do tratamento, e só posteriormente deve ser realizado o acabamento [70].

Na figura 5.52 pode-se observar uma renderização gráfica da estrutura do anel de curto-circuito, para uma liga de cobre vazada, já incluindo o rasgo para equilibragem e para a operação de brasagem.

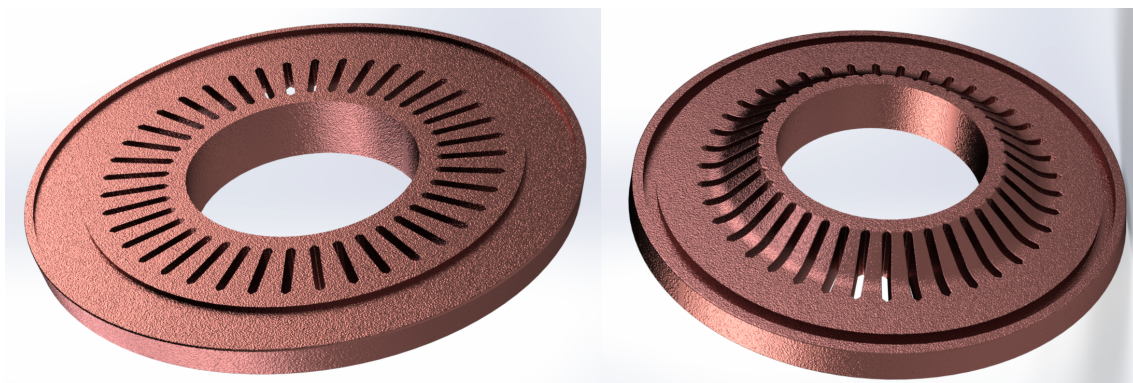


Figura 5.52: Modelo CAD do anel de curto-circuito, para uma liga de cobre vazada

5.2.2 Análise económica do processo

Um outra barreira à produção do componente por fundição é o baixo número de fornecedores. A nível nacional existem muito poucos fornecedores que produzam componentes em ligas de cobre por fundição. Os existentes são orientados para o vazamento de latões e bronzes, em areia, por

fundição injetada ou por cera perdida, ligas essas utilizadas em torneiras, maçanetas, componentes para a indústria alimentar, entre outros. Ligas como a C81500, bastante específicas, apenas se conseguem possivelmente encontrar noutros países da Europa, na China ou na América do Norte. A partir da *Copper Development Corporation* conseguiu-se encontrar dois possíveis fornecedores para o componente, ambos sediados nos Estados Unidos da América:

- **MetalTek International** - produz peças por fundição numa grande variedade de ligas, tanto ferrosas como não ferrosas;
- **Wolverine Bronze Company** - especializada em bronzes, mas produz também numa vasta gama de ligas, numa vasta gama de processos, inclusive *Low Pressure Die Casting*.

Caso se pretenda produzir em território português, a situação ideal passa por optar por um fornecedor local. Dado o custo acrescido do projeto e produção do componente para fundição, este fator torna-se mais importante ainda. Assim, não havendo fornecedores a nível nacional para esta liga especializada, fica bastante limitada a produção do anel de curto-circuito do ponto de vista económico. A vantagem que o novo desgin traz em aumento de velocidade do motor poderá acarretar custos de produção mais elevados que os atuais, especialmente tratando-se de séries pequenas. Na figura 5.53 mostra-se o custo relativo de produção de componentes por fundição para três processos: fundição em areia, em coquilha por baixa pressão e por fundição injetada. Demonstra que fundição em areia, para baixas séries, acaba por ser o processo mais rentável.

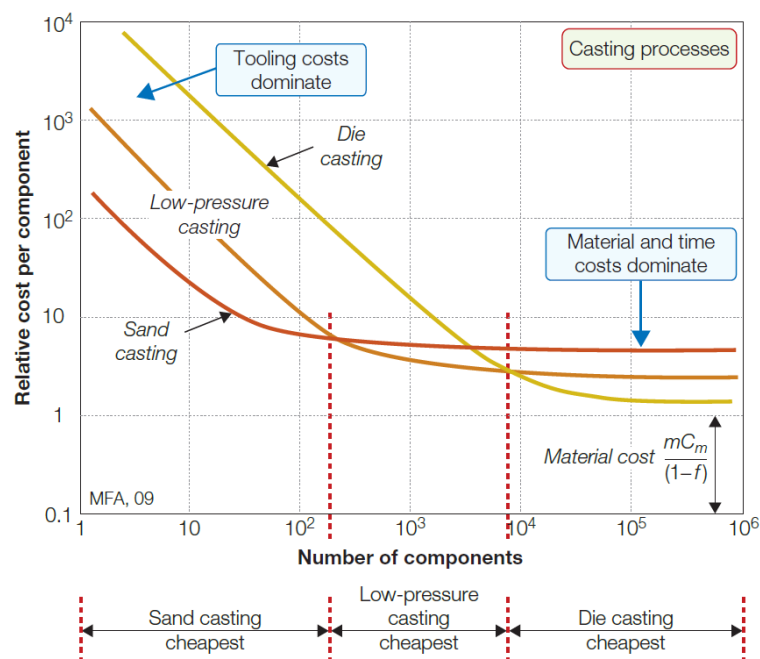


Figura 5.53: Custo relativo de produção de componentes por fundição para três processos: fundição em areia, em coquilha por baixa pressão e por fundição injetada [71]

5.2.3 Soluções alternativas

A solução possível para este problema poderá ser a simplificação da geometria do anel. Podem ser retirados os rasgos de refrigeração, preenchendo-se essa região, e utilizando-se outro método conhecido de refrigeração do rotor.

Em [1] são expostos vários métodos de refrigeração de motores de indução. São divididos os métodos de refrigeração segundo a direção do fluxo de ar: radial, axial ou ambos. No caso do motor em estudo, com a separação regular do bloco magnético em vários sub-blocos podemos referir que é promovido um fluxo tanto radial como axial. Na figura 5.54 é esquematizada a circulação do fluido de refrigeração (neste caso ar) no interior da carcaça do motor.

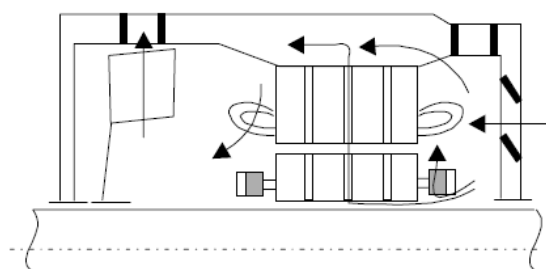


Figura 5.54: Esquemática da refrigeração do motor de indução em estudo [1]

Com a implementação da nova estrutura do anel de curto-circuito, o que implica uma fixação ao eixo, a passagem do ar passa a estar limitada às aberturas de refrigeração. Caso se pretenda retirá-las, de forma a diminuir a complexidade da estrutura, pode-se alternativamente, maquinar nos segmentos de bloco magnético, canais na superfície do rotor, de modo a promover a circulação do ar, tal como descrito em [1]. Na figura 5.55 é mostrada um estrutura exemplo destes canais, vistos de perfil.



Figura 5.55: Canais de refrigeração anexados às barra da gaiola [1]

Além desta solução, a WEG utiliza um tipo de veios específicos, de modo a permitir a circulação do ar junto ao veio. São soldados ao veio segmentos retangulares de metal, usualmente

designados de "costelas". O bloco magnético é então colocado por interferência térmica na superfície curvilínea destas "costelas", em vez haver contacto direto com o eixo, permitindo, assim, a passagem do ar no espaço aberto interior. Na figura 5.56 está esquematizada esta solução.

Esta forma construtiva está no entanto a entrar em desuso, pois a soldadura aos veios de aço ligado (usualmente AISI 4140) de elementos suplementares acarreta custos elevados, bem como cadências de produção menores. Além disso, uma solução deste tipo implicaria que o anel, com a nova geometria, não poderia ser fixo diretamente ao veio, ficando o contacto a este limitado aos segmentos soldados.

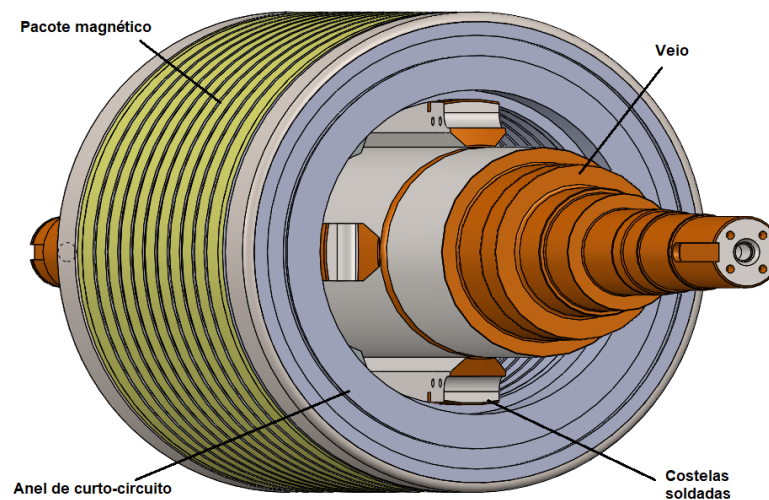


Figura 5.56: Solução construtiva, de veio com "costelas" soldadas, da WEG

Capítulo 6

Conclusões e trabalhos futuros

6.1 Conclusão

O trabalho desenvolvido no decorrer da realização deste projeto foi de grande importância, possibilitando a aquisição de novos conhecimentos, especialmente no âmbito do motores de indução e da sua produção, tecnologia esta com crescente importância nos dias de hoje. Além disso, permitiu obter uma perspectiva do trabalho de um engenheiro em ambiente empresarial, ao se exigir uma solução para um problema existente, neste caso, a limitação de velocidade síncrona dos modelos produzidos e a sua construção. O objetivo principal do projeto foi completado com sucesso: foi proposta uma nova estrutura no anel de curto-circuito que permite atingir velocidades superiores às máximas atuais para uma menor quantidade de material, sem necessidade de cinta de contenção, obtendo-se até menores deformações radiais. No entanto, a implementação da estrutura proposta implica certas alterações às condições de fixação e montagem dos componentes do rotor, e até à alteração da liga de cobre aplicada. Estes fatores implicam naturalmente um aumento da complexidade do processo de fabrico do anel, e consequentemente do rotor, comparativamente à solução construtiva atual. Terá de se ter em conta estas questões ao se implementar a estrutura, de forma a se obter o melhor compromisso possível entre custos e benefícios.

A nova estrutura de anel com a nova liga considerada, para os coeficientes de segurança estabelecidos, permitiu um aumento considerável da velocidade máxima do rotor estudado, relativamente aos 3000 rpm utilizados no modelo base:

- Sem retenção axial - permite um velocidade síncrona até aos 5500 rpm, ao se considerar a barra como o componente crítico (uma melhoria de 83 %). Alterando os valores dos coeficientes é possível até velocidade superiores;
- Com retenção axial - o esforço acrescentado por esta retenção, no anel e na barra, leva a que para os coeficientes admitidos, a velocidade máxima ronde os 4000 rpm, limitando bastante a performance do rotor.

Além do aumento da velocidade máxima permissível do rotor em estudo, registaram-se outras melhorias significativas na performance e características do rotor (não considerando a condição de retenção axial):

- Tensão Máxima de von Mises no anel - registou-se uma descida, de 100,6 MPa para 75,7 MPa (uma descida de 24,8 % em relação ao inicial);
- Tensão Máxima de von Mises na barra - registou-se uma ligeira subida, de 194,6 MPa para 202,2 MPa (aumento de 3,9 %);
- Deformação radial máxima do anel - descida de 0,592 mm para 0,471 mm (descida de 20,4 %);
- Deformação radial máxima da barra - não se obteve uma alteração significativa, mantendo-se nos 0,33 mm;
- Massa total do anel - registou-se uma descida de 87,43 kg para 71,33 kg, uma descida de 18,4 %;
- Área da secção do anel - subiu de 6280 mm^2 para 7452 mm^2 (um aumento de 15,7 %).

A criação da nova solução focou-se num tipo de estrutura específica do anel, com fixação ao veio do motor. Outras possibilidades podem ser exploradas em projetos futuros. A implementação da nova liga de cobre de fundição apresenta ser um processo complexo, devido às características deste tipo de ligas, e que deverá levar a custos acrescidos. Desta forma, poderá ser simplificada a estrutura, de forma a permitir o seu fabrico por forjamento, que apresenta ser o processo mais rentável para ligas de cobre de elevada pureza e para peças de elevada dimensão.

6.2 Trabalhos futuros

No entanto, foram abordados alguns temas que não foram analisados em pleno e que podem, no seguimento desta dissertação, ser explorados com maior detalhe. Propõe-se os seguintes trabalhos futuros:

- A análise eletromagnética da nova estrutura do anel obtida, utilizando um *software* adequado (por exemplo: *Ansys Maxwell*®). Esta análise servirá para perceber qual o impacto da nova estrutura no funcionamento do rotor em que é implementado, no rendimento do motor de indução e na fase de arranque do motor, tendo-se considerado neste projeto um regime contínuo de funcionamento. Com a realização desta análise podem vir a ser propostas novas alterações à estrutura aqui obtida;
- A implementação da nova liga de fundição proposta. Será necessário realizar uma análise económica mais aprofundada, com uma procura por fornecedores mais cuidada. Além disso,

pode ser projetado e otimizado o molde de fundição para o anel de curto-circuito e posteriormente realizada a simulação do vazamento da liga em questão (C81500). Esta análise ajudará a perceber concretamente quais as dificuldades e defeitos associados ao vazamentos de ligas com elevada percentagem de cobre, para esta peça em específico;

- O estudo da refrigeração do motor de indução para a nova estrutura proposta. A introdução do contacto suplementar do anel com o veio leva a que se dificulte a passagem do ar nos canais de refrigeração do bloco magnético, o que diminui também a eficiência do arrefecimento e possivelmente o rendimento do motor. Terão de ser exploradas outras soluções, além das indicadas, que permitam uma refrigeração mais eficiente;
- Além da fixação por brasagem já aplicada, pode eventualmente estudar-se a utilização de outra forma de fixação, com a barra a atravessar completamente ou não o anel de curto-circuito. Pode-se explorar a viabilidade da fixação das barras ao anel por *Friction Stir Welding*, ou por outros processos alternativos, e adaptar o processo de maneira a torná-lo viável economicamente.

Referências

- [1] I Boldea; S A Nasar. *The induction machine handbook*. Electric power engineering series. CRC Press, 2ª edição, 2002.
- [2] Austin Hughes e Bill Drury. *Chapter 5 - Induction motors—Rotating field, slip and torque*, páginas 161–190. Newnes, 2019.
- [3] P. L. Alger e R. E. Arnold. The history of induction motors in america. *Proceedings of the IEEE*, 64(9):1380–1383, 1976.
- [4] Exploded view of a three-phase induction motor - electrical academia 2021.
- [5] WEG Motors. Specification guide - electric motors. 2020.
- [6] Wound rotor squirrel cage induction motor theory - electrical academia 2021, 2021. Disponível em <https://electricalacademia.com/induction-motor/wound-rotor-squirrel-cage-induction-motor-theory/>.
- [7] University of Calgary Schulich School of Engineering. Standards and legislation - influence of rotor design on performance. Disponível em https://people.ucalgary.ca/~aknigh/electrical_machines/induction/isstandard.html.
- [8] Austin Hughes e Bill Drury. *Chapter 6 - Induction motor—Operation from 50/60 Hz supply*, páginas 161–190. Newnes, 2019.
- [9] T. Mauffrey, J. F. Pradurat, Lionel Durantay, e J. Fontini. *Comparison of 5 different squirrel cage rotor designs for large high speed induction motors*. 2013.
- [10] A. H. Bonnett e T. Albers. Squirrel-cage rotor options for ac induction motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 37(4):1197–1209, 2001.
- [11] CEIA. *Squirrel Rotor Brazing By Induction Heating*, 2000.
- [12] Induction rotor brazing system, May 2020. Disponível em <https://radyne.com/products/rotor-brazing-system/>.
- [13] Antônio Augusto Fernandes. *Capítulo 7 - Soldagem e Brasagem*. Faculdade de Engenharia da U.PORTO - Departamento de Engenharia Mecânica, September 2007.
- [14] A. H. Bonnett e G. C. Soukup. Rotor failures in squirrel cage induction motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, IA-22(6):1165–1173, 1986.
- [15] W.R. Finley e M.M. Hodowanec. Selection of copper vs. aluminum rotors for induction motors. páginas 187 – 197, 02 2000.

- [16] Ian Culbert. *Design, Construction, and Manufacture of Squirrel Cage Rotors: Industrial Application and Case Histories*, páginas 39–54. 2016.
- [17] Harris a Lincoln Electric Company). *International Alloy Catalogue - Brazing and Soldering*. Harris Calorific International, 2015.
- [18] Jan Mróz e Wojciech Poprawski. Improvement of the thermal and mechanical strength of the starting cage of double-cage induction motors. *Energies*, 12:4551, 11 2019.
- [19] Edward Conrad Jordan. *Electromagnetic Waves and Radiating Systems*. Prentice-Hall electrical engineering series. Prentice Hall, 2ª edição, 1968.
- [20] João Falcão Carneiro e Fernando Gomes de Almeida. Modelação de sistemas eletromecânicos: modelo de um motor de indução trifásico alimentado por um variador de frequência, 2014.
- [21] Stephen J. Chapman. *Chapter 6 - Induction Motors*. McGraw-Hill, 5th edição, 2012.
- [22] Grant Musgrove, Brian Bauer, Kenneth Hall, Martin Hinchliff, Cyrus Meher-Homji, Rainer Kurz, Brian Pettinato, Dragan Ristanovic, e Matt Taher. Chapter 7 - drivers. Em Klaus Brun e Rainer Kurz, organizadores, *Compression Machinery for Oil and Gas*, páginas 309–372. Gulf Professional Publishing, 2019.
- [23] Ricardo Fernández. Skin and proximity effect analysis of traction motor. 2012.
- [24] U.S.Department of Energy. Improving motor and drive system performance: A sourcebook for industry, industrial technologies program (itp) (book). 2008.
- [25] S Corino, Elena Romero, e Luis Mantilla. How the efficiency of induction motor is measured? *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 1, 03 2008.
- [26] P Palpandian, E Arunkumar, e K Syril Jennifer Paul. Efficiency improvement of 3 phase induction motor. *International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering*, 1(3):212–222, Sep 2012.
- [27] Wikipedia. *Eddy current*. Wikimedia Foundation, Feb 2021. Disponível em https://en.wikipedia.org/wiki/Eddy_current.
- [28] Muljadi Muljadi, Priyo Sardjono, e Suprapedi Suprapedi. Preparation and characterization of 5wt.% epoxy resin bonded magnet ndfeb for micro generator application. *Energy Procedia*, 68:282–287, 04 2015.
- [29] Jan Barta, Nikita Uzhegov, Petr Losak, Cestmir Ondrusek, Martin Mach, e J. Pyrhönen. Squirrel cage rotor design and manufacturing for high-speed applications. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, PP:1–1, 2018.
- [30] AK Steel Corporation. Selection of eletric steels for magnetic cores - product data bulletin, 2007.
- [31] M. Caprio, Lelos, e J. Herbst. Design and stress analysis of a high speed rotor for an advanced induction motor. 2004.
- [32] Ian Culbert e William Thomson. *Causes of Breaks in Squirrel Cage Windings During Direct-On-Line Starts and Steady-State Operation*, páginas 55–78. 12 2016.

- [33] Copper Development Association Inc. Resources: Standards properties - copper copper alloy microstructures: Coppers. Disponível em <https://www.copper.org/resources/properties/microstructure/coppers.html>. Acedido a 17 de abril de 2021.
- [34] Copper Development Association. *The Copper Advantage - A Guide to Working with Copper and Copper Alloys*, 2009.
- [35] A. H. Bonnett e G. C. Soukup. Cause and analysis of stator and rotor failures in three-phase squirrel-cage induction motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 28(4):921–937, 1992.
- [36] American Society for Testing e Materials. *ASTM A976-1997 - Standard Classification of Insulating Coatings by Composition, Relative Insulating Ability and Application*. ASTM International, West Conshohocken, PA, 1997. Accessed: 06/06/2021.
- [37] Greg C. Stone, Ian Culbert, Edward A. Boulter, e Hussein Dhirani. *Electrical insulation for rotating machines: design, evaluation, aging, testing and repair*. John Wiley Sons, 2nd edição, 2014.
- [38] Vladimír Kindl e Michal Hajžman. Identification of harmful time harmonic interactions in a high power squirrel-cage traction machine. *Applied Mathematical Modelling*, 38(24):6153–6169, 2014.
- [39] G. Stone, M. aić, D. Dunn, e I. Culbert. Recent problems experienced with motor and generator windings. *2009 Record of Conference Papers - Industry Applications Society 56th Annual Petroleum and Chemical Industry Conference*, páginas 1–9, 2009.
- [40] José Dias Rodrigues. Apontamentos de vibrações de sistemas mecânicos, 2020.
- [41] P. Diouf e W. Herbert. Understanding rotor balance for electric motors. páginas 7–17, 2014.
- [42] Ray Kelm, Walter Kelm, e Dustin Pavelek. *45th Turbomachinery and 32nd Pump Symposia*. Texas AM Engineering Experiment Station, Sep 2016.
- [43] Charles Jackson. Eighth international pump users symposium. página 105–127, 1991.
- [44] International Organization for Standardization. *ISO 1940-1:2003 Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances*. ISO, Genebre, Switzerland, 2003. Acedido em 23/05/2021.
- [45] Induction motor rotor dynamic balancing case study. *CBM CONNECT®*, Sep 2019.
- [46] Balancing weights for electric motor armatures. *maschod GmbH - Maschinen und Industrieprodukte*, Mar 2021.
- [47] David Fred Nelson, Shyi-Perng Phillip Luan, Edwin Marcum Pearce, e William Randall Fong. Squirrel-cage rotor assembly with electron beam welded end caps. Nov 2014.
- [48] Åsa Dahlgren. *Study of International Published Experiences in Joining Copper and Copper-alloys*, 28, 1997.
- [49] John E. Lake. Squirrel cage rotor and method of building the same. Jun 1970.

- [50] Mathew T. Caprio, Vasileio Lelos, John Herbst, Stephen Manifold, e Howard Jordan. High strength induction machine, rotor, rotor cage end ring and bar joint, rotor end ring, and related methods. Dec 2006.
- [51] Jörg Müller, Alexandra Schneider, e Dietmar Streit. Short-circuit ring for connecting to cage bars. Feb 2021.
- [52] Harmut Vogel. *Squirrel cage rotor*. Sep 2007.
- [53] Konstantinos Laskaris e Andrew D. Baglino. Geometry of rotor end ring and stator end turns. Mar 2019.
- [54] Gerhard Thumm, Volker Voggese, Michael Wolf, e Christoph Kastle. Squirrel-cage rotor and method for producing a squirrel-cage rotor. Oct 2020.
- [55] Granta Design Limited. *GRANTA EduPack 2020*. 2020.
- [56] Weirong E. Wang e Thomas E. Kirkley Jr. Rotor core assembly for electric motor. Apr 2011.
- [57] José Dias Rodrigues. *Métodos de Elementos Finitos*. Faculdade de Engenharia da U.PORTO - Departamento de Engenharia Mecânica, 2018.
- [58] ANSYS. *Workbench - Mechanical Introduction 12.0 - Chapter 4 - Static Structural Analysis*. Ansys, Inc., 2009.
- [59] Eugenio Oñate. *Structural Analysis with the Finite Element Method*, volume 1. Artes Gráficas Torres S.L., 1st edição, 2009.
- [60] Juan C R Albino, Luis Gonçalves Junior, e Valter Beal. On the convergence of solid meshes for the prediction of part distortions due to residual stresses. *ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210)*, 233:6209–6217, 07 2019.
- [61] MECHEAD. Ansys contact types and explanations. Disponível em <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>. Acedido a 27 de março de 2021.
- [62] European Committee for Standardization. *EN 1652:1997 - Copper and copper alloys - Plate, sheet, strip and circle for general purposes*. CEN, Bruxelas, 1997. Acedido a 18/05/2021.
- [63] KME Germany GmbH Co. *C11000 (Cu-ETP) - Industrial Rolled*, 2017.
- [64] John S. Agapiou e Blair E. Carlson. Friction stir welding for assembly of copper squirrel cage rotors for electric motors. *Procedia Manufacturing*, 48:1143–1154, 2020. 48th SME North American Manufacturing Research Conference, NAMRC 48.
- [65] Kirk Fraser, st-georges Lyne, e Laszlo Kiss. *A Mesh-Free Solid-Mechanics Approach for Simulating the Friction Stir-Welding Process*. 09 2016.
- [66] Copper Development Association. *Copper Casting Alloys*. Copper Development Association Inc., 1994.
- [67] *ASM handbook: Properties and Selection - Non Ferrous Alloys and Special Purpose Materials*, volume 2. ASM International, 1990.

- [68] D. M. Stefanescu. *ASM handbook - Volume 15: Casting*, volume 15. ASM International, 9th edição, 1988.
- [69] Selcuk Kuyucak e Mahi Sahoo. A review of the machinability of copper-base alloys. *Canadian Metallurgical Quarterly*, 35:1–15, 01 1996.
- [70] German Copper Institute (Deutsches Kupferinstitut). *Recommended machining parameters for copper and copper alloys*, 2010.
- [71] Michael F. Ashby. *Chapter 14 - Case Studies: Process Selection*. Butterworth-Heinemann, Oxford, fourth edition edição, 2011.