



Dimensionamento Preliminar de uma Caixa Multiplicadora de um Aerogerador Offshore de 15MW

JOÃO MANUEL PAIS NETO MOREIRA DA SILVA
outubro de 2025

**Dimensionamento Preliminar de uma Caixa
Multiplicadora de um Aerogerador Offshore De 15
MW**

João Manuel Pais Neto Moreira da Silva

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Construções Mecânicas**

**Orientador: Professor Luís Augusto Ferreira Rodrigues de Macedo, Prof. Adjunto
Convidado, ISEP**

Presidente: Armando Vilaça Campos, Prof. Adjunto, ISEP
Vogais: Professor José António Fonseca de Oliveira Correia, Prof. Auxiliar, FEUP

Porto, setembro 2025

Resumo

Nos últimos anos, a produção de energia limpa sustentável tem-se tornado cada vez mais relevante, impulsionada pela busca da independência energética e por um desenvolvimento sustentável. A energia eólica, em particular offshore, tem assumido um papel de destaque devido à sua capacidade de escalabilidade, refletida no forte investimento e no avanço tecnológico contínuo. O crescimento exponencial da potência nominal dos aerogeradores traz novos desafios para os sistemas de transmissão, que enfrentam elevadas exigências operacionais, dificuldades de manutenção e constrangimentos associados ao transporte e à instalação em ambiente marítimo. Embora a transmissão direta seja atualmente predominante, as suas limitações em massa dimensão e necessidade de metais raros justificam o desenvolvimento de alternativas. Assim, esta dissertação teve como objetivo o desenvolvimento preliminar de uma caixa multiplicadora, integrante num sistema de transmissão de velocidade média, para um aerogerador offshore de 15 MW, procurando conjugar as vantagens da transmissão direta e multiplicada. O trabalho centrou-se no cálculo das engrenagens, seguindo normas internacionais e recorrendo a software especializado para a validação estrutural, complementado pela análise de materiais, sistemas de lubrificação e arrefecimento e demais componentes da cadeia cinemática. Os resultados demonstraram que a solução proposta permite reduzir massa e volume do sistema de transmissão e consequentemente da nacelle, assegurando níveis de fiabilidade e estabilidade em operação. Conclui-se que a solução preliminar proposta atingiu os objetivos estabelecidos, constituindo uma base sólida para desenvolvimentos futuros e para a otimização de sistemas de transmissão de velocidade média, com potencial de se tornarem alternativas mais leves, robustas e fiáveis para o setor eólico offshore.

PALAVRAS-CHAVE: Energia Eólica offshore, caixa multiplicadora, aerogerador offshore, transmissão multiplicada, transmissão direta, transmissão de velocidade média

Abstract

In recent years, the production of sustainable clean energy has become increasingly important, driven by the pursuit of energy independence and the need for sustainable development. Among renewable sources, wind energy—particularly offshore—has gained prominence" due to its scalability, supported by strong investment and continuous technological progress. The exponential growth in the rated power of wind turbines has introduced new challenges for transmission systems, which face demanding operational requirements, maintenance difficulties, and constraints related to transportation and installation in the marine environment. Although direct drive transmission is currently predominant, its limitations in terms of mass, size, and dependence on rare materials justify the exploration of alternative solutions. This dissertation focused on the preliminary design of a gearbox, integrated within a medium-speed transmission system for a 15 MW offshore wind turbine, aiming to combine the advantages of direct and geared transmissions. The work focused on gear calculations in accordance with international standards and employed specialised software for structural validation, complemented by analyses of materials, lubrication and cooling systems, and other elements of the drivetrain. The results demonstrated that the proposed solution enables a reduction in the mass and volume of the transmission system, and consequently of the nacelle, while ensuring adequate levels of reliability and operational stability. It is concluded that the proposed preliminary design successfully met the defined objectives, establishing a solid foundation for future developments and for the optimisation of medium-speed transmission systems, with the potential to become lighter, more robust, and more reliable alternatives for the offshore wind energy sector.

KEYWORDS: Offshore wind energy, gearbox, offshore wind turbine, multiplied transmission, direct drive transmission, Medium Speed Gearbox

Índice

Lista de Figuras.....	X
Lista de Tabelas.....	xiii
Símbolos.....	xv
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização e Enquadramento.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Metodologia.....	3
1.4. Estrutura.....	3
2. Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. Energia Eólica.....	5
2.1.1. Enquadramento Histórico da Energia Eólica.....	5
2.1.2. Evolução da Indústria Eólica.....	6
2.1.3. Energia Eólica Offshore.....	8
2.2. Tecnologia de Turbinas Eólicas.....	10
2.2.1. Estrutura de uma Turbina Eólica.....	10
2.2.2. Plataformas Flutuantes vs Plataformas Fixas.....	12
2.2.3. Corrosão e Proteção.....	16
2.2.4. Controlos de Potência.....	17
2.2.5. Geradores.....	18
2.2.6. Aerogeradores de Transmissão Direta VS Transmissão Multiplicada.....	21
2.3. Caixa Multiplicadora e suas Tipologias.....	23
2.3.1. Cadeia de Transmissão Princípio de Funcionamento.....	24
2.3.2. Configuração e Tipologias de uma Caixa Multiplicadora.....	24
2.3.3. Modos de Falha.....	28
2.3.4. Dimensionamento e Normas Aplicáveis.....	31
3. Desenvolvimento Caixa Multiplicadora.....	33
3.1. Especificações Gerais de Projeto.....	33
3.1.1. Especificações da Turbina.....	33
3.1.2. Condições Ambiente.....	34
3.1.3. Gerador de Ímanes Permanentes.....	35
3.2. Arquitetura do Sistema de Transmissão.....	36
3.2.1. Arquitetura de Transmissão.....	36
3.2.2. Número de Engrenagens Satélite.....	38
3.2.3. Interferência.....	39
3.2.4. Ângulo de pressão Normal e Ângulo de Hélice.....	40
3.3. Seleção Materiais.....	41

3.4. Condições Iniciais de Cálculo.....	43
3.4.1. Condições de Operação	43
3.4.2. Rácio de Transmissão.....	45
3.4.3. Tempo de Vida	46
3.4.4. Fatores de Carga e Segurança.....	46
3.5. Lubrificação e Arrefecimento.....	51
3.5.1. Lubrificante	51
3.5.2. Métodos de Lubrificação	54
4. Apresentação de Resultados	55
4.1. Dimensionamento Engrenagens	55
4.1.1. 1º Estágio	55
4.1.2. 2º Estágio	56
4.1.3. 3º Estágio	58
4.2. Componentes Adicionais.....	59
4.2.1. Veios.....	60
4.2.2. Rolamentos	61
4.2.3. Elementos de Fixação	70
4.2.4. Carcaça.....	71
4.3. Configuração Final do Sistema de Transmissão	72
5. Análise e Discussão dos Resultados.....	77
5.1. Análise dos Fatores de Carga e Segurança.....	77
5.2. Análise Massa e Dimensões	78
5.3. Limitações do Projeto.....	79
6. Conclusão.....	81
6.1. Conclusões Finais	82
6.2. Proposta de Trabalhos Futuros	82
Referências.....	85
Declaração de Integridade	89
Anexo A	90
Anexo B	91
Anexo C	92

Lista de Figuras

Figura 1. Primeira turbina eólica operada automaticamente [8]	6
Figura 2. A geração de energia eólica no Cenário de Emissões Líquidas Zero, de 2015 a 2030 [9]	7
Figura 3. Geração de eletricidade por fonte 1990-2020 [10]	7
Figura 4. Evolução da dimensão das turbinas eólicas e dos seus rotores [11]	8
Figura 5. Parque eólico offshore Hywind Tampen [14]	9
Figura 6. Representação turbina eólica flutuante do parque eólico Windfloat Atlantic [15].....	9
Figura 7. Diagrama de representação de (A) turbina de eixo vertical (VAWT) Darrieus, (B) Savonius VAWT, (C) H-ROTOR VAWT [16]	10
Figura 8. Representação esquemática de uma turbina eólica [17]	11
Figura 9. Representação da potencialidade de geração de energia em relação à profundidade da água [18]	12
Figura 10. Turbinas eólicas flutuantes e sua disposição no primeiro parque eólico offshore Hywind Scotland [14]	13
Figura 11. Tipologias de plataformas flutuantes [20]	15
Figura 12. 6 Graus de Liberdade de uma turbina em plataforma flutuante [22]	16
Figura 13. Gráfico comparativo Massa/Potência Nominal [26].....	20
Figura 14. Esquema simplificado de uma turbina de transmissão direta [28]	21
Figura 15. Esquema simplificado de uma turbina de transmissão multiplicada [28]	22
Figura 16. Engrenagem Planetária [32].....	25
Figura 17. Engrenagem de dentes retos [33].....	25
Figura 18. Engrenagens helicoidais [33].....	26
Figura 19. Configuração planetária com um estágio helicoidal, (Esquerda da Figura), configuração com 2 estágios planetários, (direita da Figura), [34]	26
Figura 20. Configuração caixa multiplicadora acoplada planetária, [34].....	27
Figura 21. Configuração com estágios planetários com ou sem estágios helicoidais, [34]	27
Figura 22. Configuração planetária diferencial [34].....	28
Figura 23. Gráfico de distribuição de falhas, [35]	29
Figura 24. Esquema de Princípio Da Caixa Multiplicadora. O fluxo de potência (setas verdes) entra pelo porta-satélites e sai pela engrenagem solar de cada estágio. As engrenagens internas encontram-se fixas à carcaça.....	37
Figura 25. Comprimento máximo na linha de engrenamento T-T', [38]	39
Figura 26. Ângulo de hélice na engrenagem [38]	40
Figura 27. Relação ângulo de pressão normal e tangencial [42]	41
Figura 28. 1º estágio; Engrenagens planetárias a amarelo; Engrenagem solar a Azul; engrenagem anelar a cinzento	55
Figura 29. 2º estágio; Engrenagens planetárias a amarelo; Engrenagem solar a Azul; Engrenagem anelar a cinzento.....	57
Figura 30. 3º estágio; Engrenagens planetárias a amarelo; Engrenagem solar a Azul; Engrenagem anelar a cinzento.....	58
Figura 31. Nomenclatura para os veios [46]	61

Figura 32. Disposição dos rolamentos em arranjo fixo e arranjo flutuante ("locating and non-locating bearing arrangements") [46].....	63
Figura 33. Rolamento carga combinada, (esquerda da Figura), par de rolamentos axial e radial, (imagem da direita) [46]	63
Figura 34. Disposição dos rolamentos em arranjo cruzado, "cross locating arrangement" [46]	64
Figura 35. Rolamento de rolos cilíndricos, CBR [46]	64
Figura 36. Rolamento de rolos cónicos, TBR [46]	65
Figura 37. Configurações com TRB para engrenagens satélite [46]	66
Figura 38. Esquema do sistema de controlo de contaminação do óleo [51].....	69
Figura 39. Configurações possíveis nos sistemas de transmissão multiplicada. (a) suspensão de três pontos (b) suspensão de quatro pontos (c) configuração integrada na caixa multiplicadora (d) sistema de transmissão flutuante [52].....	73

Lista de Tabelas

Tabela 1. Tabela síntese dos modos de falha	31
Tabela 2. Parâmetros Turbina Eólica (NREL) [37]	34
Tabela 3. Parâmetros para a classe de vento	34
Tabela 4. Parâmetros de vento	35
Tabela 5. Propriedades materiais selecionados.....	43
Tabela 6. Valores Limite da rugosidade das engrenagens	43
Tabela 7. Parâmetros de operação da caixa multiplicadora	44
Tabela 8. Fatores de aplicação, K_a	47
Tabela 9. Fatores de carga de malha, [46]	48
Tabela 10. Precisão exigida para engrenagens	49
Tabela 11. Comparativos óleos óleo Shell Omala S4 GX 320 e o óleo Mobil SHC™ Gear 320 WT, [48], [49].....	52
Tabela 12. Sumário características 1º Estágio	56
Tabela 13. Sumário características 2º estágio	57
Tabela 14. Sumário características 3º estágio	59
Tabela 15. Fatores de segurança mínimos.....	60
Tabela 16. Material dos veios caixa multiplicadora	61
Tabela 17. Posicionamento dos Rolamentos e função	67
Tabela 18. Valores tempo básico de vida, L_{h10} , para a seleção preliminar dos rolamentos	68

Símbolos

Lista de Símbolos

<i>Símbolo</i>	<i>Designação</i>	<i>Unidade</i>
α	Ângulo de pressão	°
β	Ângulo de hélice	°
γ	Passo angular	°
δ	Deflexão	°
σ	Tensão normal	MPa
τ	Tensão de corte	MPa
ω	Velocidade de rotação	rad s ⁻¹
A	Área	mm ²
a	Distância entre centros	mm
b	Largura da face	mm
c	Coeficiente de alívio	μm
d	Diâmetro, Diâmetro de referência	mm
f	Frequência	Hz
L	Comprimento	mm
m	Módulo	mm
n	Velocidade de rotação	rpm
P	Potência	W
p	Passo	mm
Q	Taxa de fluxo	l·s ⁻¹
r	Raio	mm
T	Temperatura	°C
t	Espessura	mm
r	Relação de engrenagem	-
v	Velocidade linear (velocidade)	m·s ⁻¹
z	Número de dentes	-

1. Introdução

Este primeiro Capítulo tem como objetivo enquadrar a energia eólica no panorama nacional e internacional como fonte de energia renovável. Assim, são expostos os objetivos desta dissertação, contextualizando-os nas previsões para a produção de energia eólica offshore, demonstrando a importância do desenvolvimento desta temática, bem como será apresentada a estrutura e a metodologia adotada de forma a cumprir os objetivos propostos.

1.1. Contextualização e Enquadramento

Atualmente, o estado ambiental global é um ponto de preocupação na agenda das grandes discussões a nível internacional. Deste modo, a implementação de políticas e ações que promovam o desenvolvimento e o investimento das partes nesta temática, é fundamental para o cumprimento dos objetivos estabelecidos para a transição energética no Acordo de Paris (2015) que limita o aumento da temperatura média mundial em 2 °C, e limita o aumento da temperatura a 1,5 °C acima dos níveis pré-industriais [1].

Assim, considerando o enquadramento português em relação a esta temática, a transição no setor energético permite uma maior integração de geração de energia verde, sendo esta a opção mais eficiente para a descarbonização de outros setores económicos com menor custo. Acrescentando, o setor elétrico é tido como uma componente fundamental rumo à descarbonização através da integração de energia renovável, sendo que a Iberdrola, por exemplo, definiu metas de 65% de geração elétrica renovável até 2030 e 85% em 2050 [2].

No Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 (RNC 2050) é referida que a década de 2021-2030 é identificada como o período em que devem concentrar-se os esforços na redução dos gases de efeito de estufa (GEE) entre 45 % a 55% até 2030, comprometendo o governo português em 2016, a atingir a neutralidade carbónica até 2050 [3]. Assim, o Plano Nacional Energia e Clima 2030 (PNEC 2030) é a principal ferramenta que estabelece as metas para os objetivos suprarreferidos para a política energética e climática nacional para a década 2021-2030 [4]. Então, como referido no PNEC 2030, a proibição de produção de energia a partir da utilização de gás natural de origem fóssil a partir de 2040 prevê naturalmente que, para evitar falhas no abastecimento, a implementação de energias renováveis é um fator relevante para permitir estes objetivos [4].

Portugal posiciona-se na dianteira da transição energética na Europa, sendo, no setor da eletricidade, “o terceiro país da UE com maior incorporação de energias renováveis (+31 % face a 2005)” [4]. Consequentemente, as medidas adotadas permitiram a redução da dependência

energética do exterior, -27 % face a 2005 [4]. Posto isto, o desenvolvimento do setor energético em Portugal permite captar investimento nacional e internacional, contribuindo para a economia portuguesa, criando um tecido empresarial, gerando empregos e exponenciando o desenvolvimento tecnológico nesta área, através de investigação científica [4].

Então, a integração mais acentuada de Energia Renovável endógena, como energia eólica, toma um papel de extrema relevância para Portugal. No que concerne a energias renováveis oceânicas, nos termos do RNC 2050, espera-se que até 2050 seja alcançado 10 GW de energia eólica offshore, com 2GW previstos até 2030 [5].

Assim, a integração de mais parques de energia eólica offshore, através da energia eólica flutuante, com uma produção de 10 GW, poderá contribuir com 32% da produção de energia elétrica, permitindo a possibilidade de exportação de energia [6].

No que respeita aos métodos de transmissão, destacam-se três conceitos principais: a transmissão direta e a transmissão multiplicada, no qual se insere a transmissão multiplicada de velocidade média. A transmissão direta tem atualmente maior representatividade no setor offshore, sendo responsável por cerca de 80% da potência instalada em turbinas flutuantes. Este domínio deve-se à simplicidade do conceito, à redução do número de componentes mecânicos e à menor necessidade de manutenção. Contudo, apresenta limitações significativas, nomeadamente a massa e o volume muito elevados do gerador e a dependência de metais raros. A transmissão multiplicada, por sua vez, permite reduzir a massa e a dimensão do gerador, mas introduz maior complexidade e desafios de fiabilidade. A transmissão de velocidade média surge como uma alternativa intermédia, combinando vantagens de soluções multiplicadas e diretas, e tem vindo a ganhar relevância como opção competitiva para turbinas de elevada potência em ambiente offshore, sendo uma tecnologia em maturação.

Neste enquadramento, o desenvolvimento de novas soluções de transmissão torna-se crucial para responder às exigências da indústria eólica offshore, assegurando um equilíbrio entre eficiência, fiabilidade, custos e sustentabilidade. A presente dissertação insere-se neste contexto, tendo como objetivo o estudo e dimensionamento preliminar de uma caixa multiplicadora para um aerogerador offshore flutuante de 15 MW, integrada num sistema de transmissão de velocidade média.

1.2. Objetivos

Face ao exposto, e considerando os desafios técnicos e económicos da transmissão direta em larga escala, o objetivo central desta dissertação é estabelecer uma base comparativa que permita avaliar se um sistema de transmissão semidirecto, que possa aglomerar os pontos fortes de cada solução diminuindo a dependência de metais raros e consequentemente o custo, se revela uma alternativa competitiva aos padrões da indústria para um aerogerador de 15 MW em ambiente offshore flutuante.

Para atingir este propósito, o foco do trabalho passa pelo dimensionamento detalhado da caixa multiplicadora, aplicando as normas de referência para explorar e validar a sua geometria. Este

processo permitirá quantificar os parâmetros físicos e de desempenho da estrutura final, nomeadamente a sua massa, volume e eficiência.

Em adição, a compreensão do comportamento de uma caixa multiplicadora num ambiente adverso como o mar, em turbinas eólicas de plataforma flutuante, considerando todos os aspetos inerentes ao facto de esta ser uma estrutura que não se encontra fixa ao leito do mar, torna-se especialmente relevante.

1.3. Metodologia

Como métodos para concretizar o proposto, são seguidas normas internacionais. Organização Internacional de Normalização (ISO) e Comissão Eletrotécnica Internacional (IEC), normas que permitem o dimensionamento e regulamentação para o design de turbinas offshore flutuantes.

De referir que, o dimensionamento deste componente será de acordo com os padrões propostos pelas normativas da Det Norske Veritas (DNV) que visam a regulamentação e gestão de risco das estruturas como turbinas eólicas e os seus componentes. As adoções das normas ISO permitiram elaborar o cálculo das engrenagens a adotar. A norma IEC referente a estruturas flutuantes offshore será também objeto de estudo para a elaboração desta dissertação.

O software KISSsoft® será utilizado como ferramenta de dimensionamento e análise.

1.4. Estrutura

A presente dissertação organiza-se por 6 Capítulos, que seguem uma estrutura definida desde o enquadramento geral do tema até as conclusões do presente trabalho.

O primeiro Capítulo é destinado a estabelecer o contexto em que este trabalho se insere bem como em que ponto se encontra a indústria de produção de energia. São também formuladas as questões que motivam o desenvolvimento deste trabalho bem como os objetivos pretendidos. É por fim apresentada a estrutura pela qual o documento se rege.

O Capítulo 2 faz um enquadramento bibliográfico da temática em questão, com incidência no estado atual da indústria eólica e nos desafios atuais da mesma. A análise foca-se primariamente nos sistemas de transmissão de uma turbina eólica, como sistemas de transmissão direta e semi-direta e nos modos de falha dos componentes constituintes, estabelecendo a base teórica para o desenvolvimento desta dissertação.

O Capítulo 3 descreve em detalhe o processo realizado e apresenta as premissas estabelecidas para a elaboração da componente cinemática da transmissão, definindo as especificações, os materiais e coeficientes de segurança e carga de acordo com as normas em vigor.

O Capítulo 4 apresenta de forma objetiva os resultados numéricos do dimensionamento, e descreve o processo realizado para a obtenção dos mesmos. A análise foca-se nos parâmetros geométricos dos conjuntos de engrenagens da caixa multiplicadora e analisa de forma preliminar os restantes componentes como veios rolamentos e sistema de lubrificação.

No Capítulo 5 é desenvolvida a discussão crítica e interpretação dos resultados obtidos, enquadrando-os de forma lógica avaliando preliminarmente a competitividade da solução projetada em termos de massa e dimensões identificando as principais limitações do dimensionamento efetuado.

O Capítulo 6 sintetiza as principais conclusões do trabalho realizado, respondendo aos objetivos propostos e apresentando recomendações diretamente aos objetivos propostos apresentando sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros que possam dar continuidade a esta investigação.

2. Revisão Bibliográfica

Este Capítulo visa um enquadramento bibliográfico sobre a evolução da produção de energia eólica até aos dias de hoje, enquadrando o desenvolvimento tecnológico na produção de energia offshore e a relevância dos componentes mecânicos como a caixa multiplicadora.

2.1. Energia Eólica

A utilização do vento como uma fonte de energia é utilizada há centenas de anos, e através das evoluções tecnológicas, o vento tornou-se uma das mais valiosas fontes de produção energética.

A aposta na energia eólica apresenta fatores decisivos, que ajudam a perspetivar um futuro energético em que este modo de produção de eletricidade será predominante. Cerca de 17 % da eletricidade gerada na Europa provém do vento, acrescentando que, as turbinas eólicas têm uma pegada carbónica que pode ser suprimida de 6 a 9 meses de operação [7].

2.1.1. Enquadramento Histórico da Energia Eólica

A perceção do vento como fonte de energia surge desde os primórdios da civilização, desde como forma de potência o transporte como fonte para alimentar os moinhos de vento para a produção de farinha.

Mais tarde o vento como uma fonte produtora de eletricidade data do século XIX, quando o professor James Blyth, cria uma turbina eólica para consumo próprio. Constantes evoluções passaram desde uma turbina caseira até ao desenvolvimento da primeira turbina eólica operada automaticamente com capacidade de produção de 12 kW com 144 pás eólicas, 18 metros de altura e um rotor com 17 m, produzida nos EUA no final do século XIX [8].

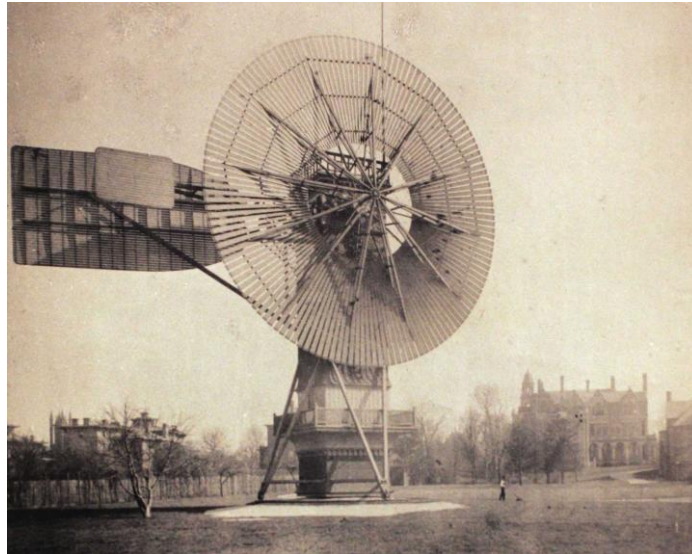


Figura 1. Primeira turbina eólica operada automaticamente [8]

A escassez de petróleo na década de 70, permitiu que houvesse uma nova perspetiva em relação à transição energética, com os governos a apostar em novas formas de energia renovável [8].

A aposta nesta fonte de energia em consonância com a evolução tecnológica das turbinas permitiu que, desde a primeira turbina eólica desenvolvida com uma capacidade de 1MW, produzida em 1941, os desenvolvedores dos dias de hoje estejam perto de alcançar uma turbina eólica com uma capacidade de produção perto dos 20 MW [8].

2.1.2. Evolução da Indústria Eólica

A maioria das economias mundiais e a indústria está dependente de energia. Então, respeitando as metas ambientais anteriormente referidas, a aposta em energia de fonte renovável tornou-se extremamente relevante, tal como a energia do vento.

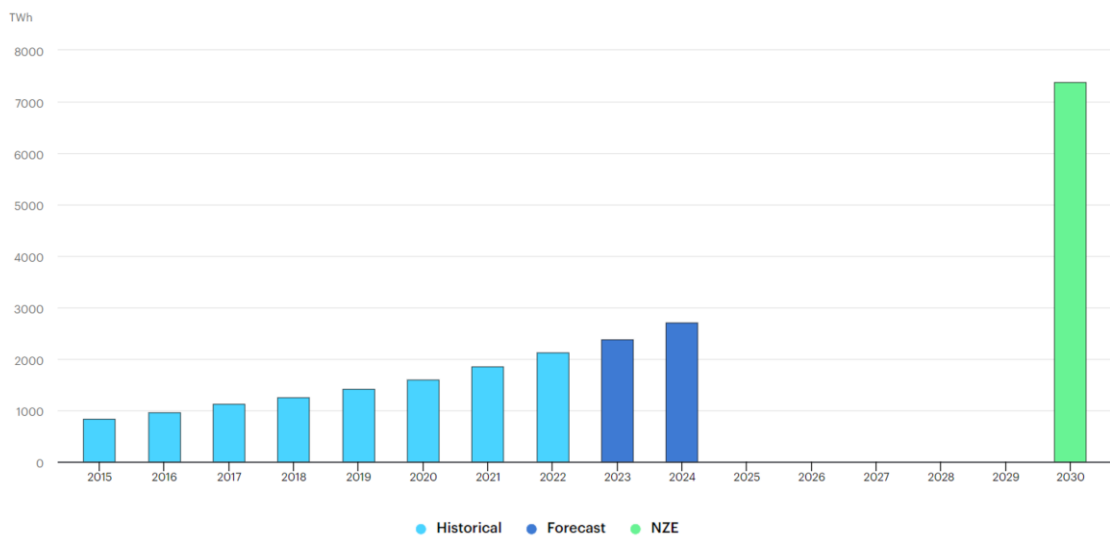


Figura 2. A geração de energia eólica no Cenário de Emissões Líquidas Zero, de 2015 a 2030 [9]

A Figura 2 representa a produção de energia renovável através do vento. Através da mesma pode-se concluir que apesar de em 2022 a geração de energia através do vento ter tido um aumento recorde de 265 TWh, atingindo 2100 TWh de produção e solidificando-se como a segunda fonte de energia que mais crescimento, teve atrás da energia solar fotovoltaica.

O crescimento observado da integração de energias renováveis na rede, de acordo com a Agência Internacional de Energia, é insuficiente para atingir o objetivo de emissões zero (NZE) até 2030, sendo necessário um maior investimento por parte dos governos e do setor privado que permita atingir o objetivo proposto de limitar o aquecimento até 1,5 °C [9].

No entanto, o setor de produção de energia através de uma fonte endógena como o vento não mostra sinais de abrandar, revelando-se como a fonte de energia renovável mais predominante, excetuando a produção através de centrais hidroelétricas [9].

A Europa como um mercado de produção de energia renovável tem-se vindo a consolidar nos últimos anos, com os esforços realizados nesse sentido.

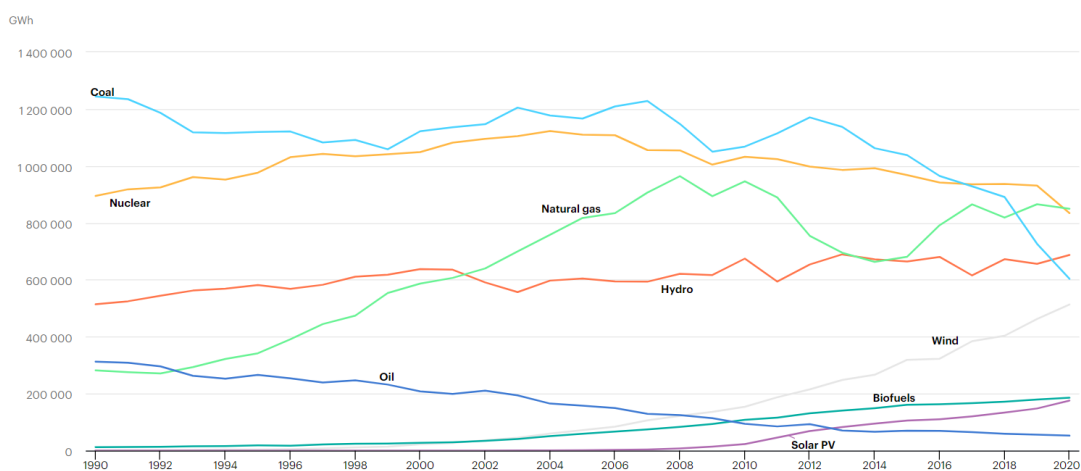


Figura 3. Geração de eletricidade por fonte 1990-2020 [10]

Na Figura 3, observa-se que a evolução dos valores pré-pandemia da produção de energia elétrica proveniente do vento é exponencial em relação as outras fontes. De referir ainda, que fontes de produção de energia na Europa como o carvão se tornam menos predominantes devido aos seus conhecidos efeitos poluentes.

A aposta na energia do vento tem fatores sociais e económicos que contribuem diretamente para o desenvolvimento de comunidades mais sustentáveis. Como indústria estratégica para a segurança energética, cria cerca de 300.000 empregos pela Europa e contribui com 42.000 M€ para o Produto Interno Bruto (PIB) Europeu.

O desenvolvimento das turbinas eólicas tem sido caracterizado pela construção de turbinas cada vez maiores, com fatores de capacidade mais elevados e componentes mais robustos. No caso do desenvolvimento de tecnologias de produção de energia em ambiente offshore, esta tendência permite projetar e construir estruturas cada vez maiores, como demonstra a Figura 4.

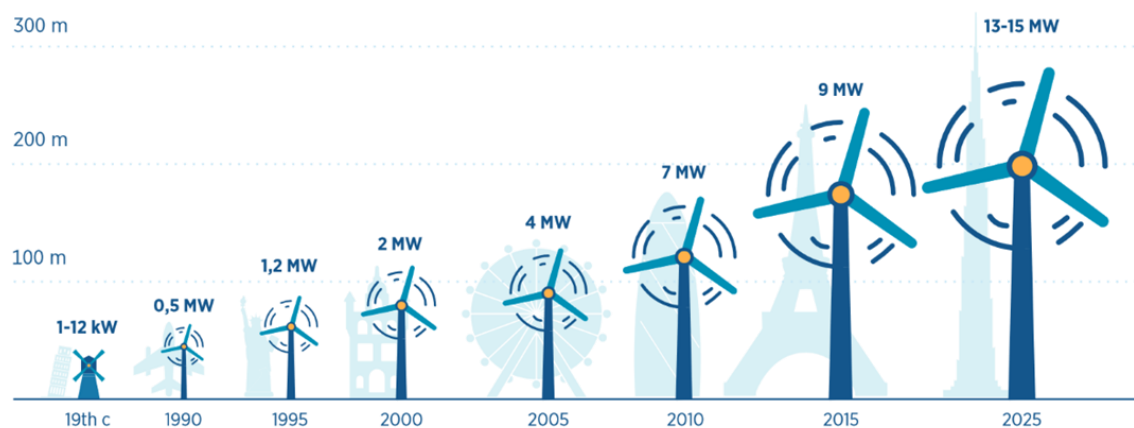


Figura 4. Evolução da dimensão das turbinas eólicas e dos seus rotores [11]

2.1.3. Energia Eólica Offshore

A produção de energia eólica onshore é uma tecnologia consolidada e continua a crescer. O futuro da produção de energia passa pelo desenvolvimento de tecnologias de produção de energia offshore, onde as turbinas eólicas estão a ganhar cada vez mais relevância no mercado, constituindo uma aposta clara para vários países costeiros, no qual se inclui Portugal.

É sabido que os ventos constantes em alto mar e a facilidade de transporte dos componentes integrantes de uma turbina offshore, garantem que a produção de energia para além da costa é o foco da inovação da indústria.

Segundo a Global Wind Energy Council (GWEC), a energia eólica offshore será a tecnologia central para permitir a aceleração da transição global de energia. Como fonte renovável, esta permite instalação em grande escala, confiável e é a fonte de energia renovável com o maior potencial de descarbonização por megawatt instalado [12].

Assim, a inovação da tecnologia associada ao vento foca-se em aumentar a produtividade das turbinas, recorrendo-se ao desenvolvimento de turbinas com pás de maior dimensão e torres que as possam comportar. [13]



Figura 5. Parque eólico offshore Hywind Tampen [14]

No enquadramento nacional, na última década tem sido feito um investimento no sentido de explorar os recursos marítimos nacionais. Desta forma em 2011, uma parceria entre a EDP e a Principal Power instalou a primeira torre eólica flutuante ao largo da Póvoa de Varzim. Esta turbina Vestas V80 tinha uma capacidade de 2 megawatts e um tempo de utilização de 5 anos e produziu eletricidade suficiente para suportar 1300 casas. Esta instalação serviu como mote para a construção de um parque eólico ao largo de Viana do Castelo, Windfloat Atlantic [15].

O parque eólico offshore Windfloat Atlântica conta com 3 turbinas com 8,4 MW de potência, 199 m de altura e capacidade de fornecer eletricidade a 25.000 casas por ano. Esta está situada a 18 km da costa, tem um tempo de vida previsto de 25 anos e está totalmente operacional desde 2020. A Figura 6 demonstra a dimensão da turbina adotada [15].

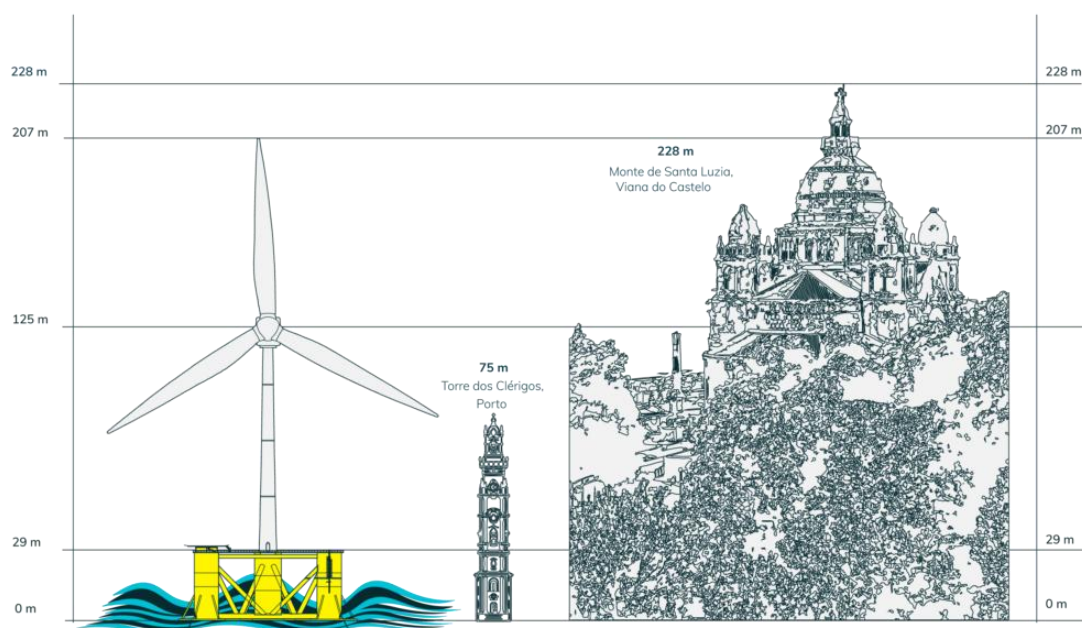


Figura 6. Representação turbina eólica flutuante do parque eólico Windfloat Atlantic [15]

2.2. Tecnologia de Turbinas Eólicas

A turbina de vento é dos elementos mais importantes na conversão da energia do vento. Ao longo dos anos, diferentes tecnologias e métodos de produção de energia através do vento surgiram.

No segmento da produção de energia offshore, teoricamente não existe limitação de dimensão, deste modo a inovação desta tipologia de turbinas está focado em criar turbinas cada vez maiores que permitam a redução global do preço da energia.

Acrescentando, a transição das tecnologias offshore para plataformas que permitam explorar ao máximo as características do oceano, através das plataformas flutuantes desbloqueia todo o potencial associado a este tipo de geração de energia.

2.2.1. Estrutura de uma Turbina Eólica

Existem duas tipologias de turbinas eólicas, classificadas como turbinas de eixo vertical e turbinas de eixo horizontal. Como turbinas de eixo vertical, estas são constituídas por um eixo vertical, ao qual é transmitido o movimento de rotação das pás acionadas pelo vento, as quais podem assumir diversas geometrias. Fazem também parte deste tipo de turbinas uma caixa multiplicadora e um gerador, posicionados junto à base das pás. A Figura 7 apresenta algumas variações existentes.

Esta tipologia de turbinas caracteriza-se pela sua maior utilização em ambientes urbanos, devido á baixa emissão de ruído, contando ainda com custos de instalação mais baixos e uma manutenção mais acessível.

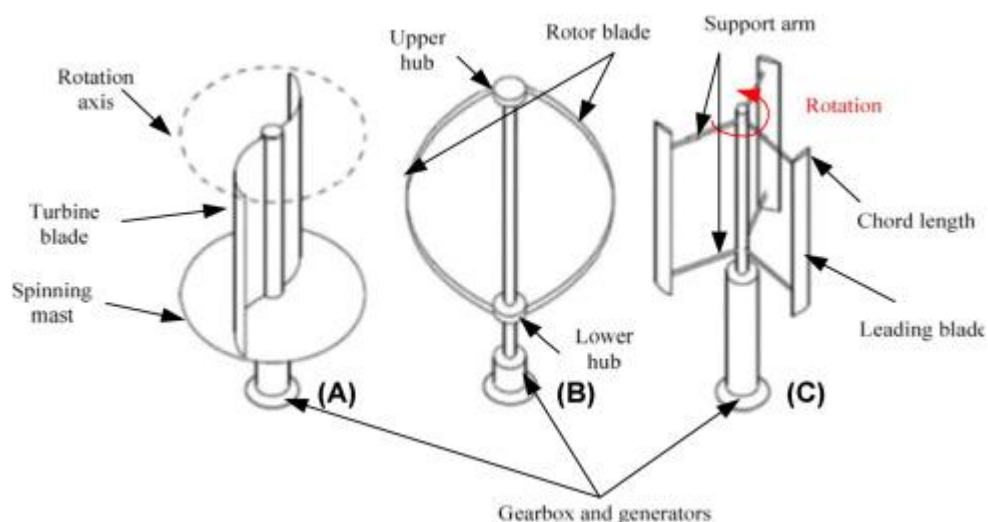


Figura 7. Diagrama de representação de (A) turbina de eixo vertical (VAWT) Darrieus, (B) Savonius VAWT, (C) H-ROTOR VAWT [16]

Turbinas de eixo horizontal caracterizam-se pela direção do vento perpendicular as pás da turbina, sendo o eixo de transmissão paralelo ao chão. Esta tipologia de turbina é a mais utilizada na indústria eólica offshore. Acrescentando, esta tipologia de turbina será a adotada

no desenvolver deste projeto para o dimensionamento da caixa multiplicadora. A Figura 8 trata uma representação simplificada de uma turbina de eixo horizontal típica, composta por [17]:

- Rotor- composto pelo hub central no qual são ligadas as pás da turbina eólica;
- Nacele – esta estrutura alberga os sistemas de conversão de energia, como o gerador a caixa de velocidade a sua cadeia de transmissão de movimento;
- Sistema de transmissão – podendo este ser através de transmissão direta ou através de uma caixa de velocidades, destina-se a transmitir o movimento de rotação causado pelo conjunto do rotor para o gerador;
- Sistema de alinhamento (yaw) – sistema que permite a rotação do conjunto nacele rotor, permitindo o posicionamento do rotor perpendicular ao vento;
- Torre – componente estrutural capaz de suportar as cargas aplicadas pelo peso próprio da estrutura e pelas ações provocadas pelo vento e movimentos de rotação elevando o conjunto nacele-rotor permitindo atingir condições de vento mais favoráveis;
- Sub-Estação de transformação de energia – local onde a energia produzida pela turbina é dirigida permitindo a conexão à rede de energia; e,
- Fundação – esta pode ser flutuante ou fixa e permite estabilizar toda a estrutura da turbina eólica;

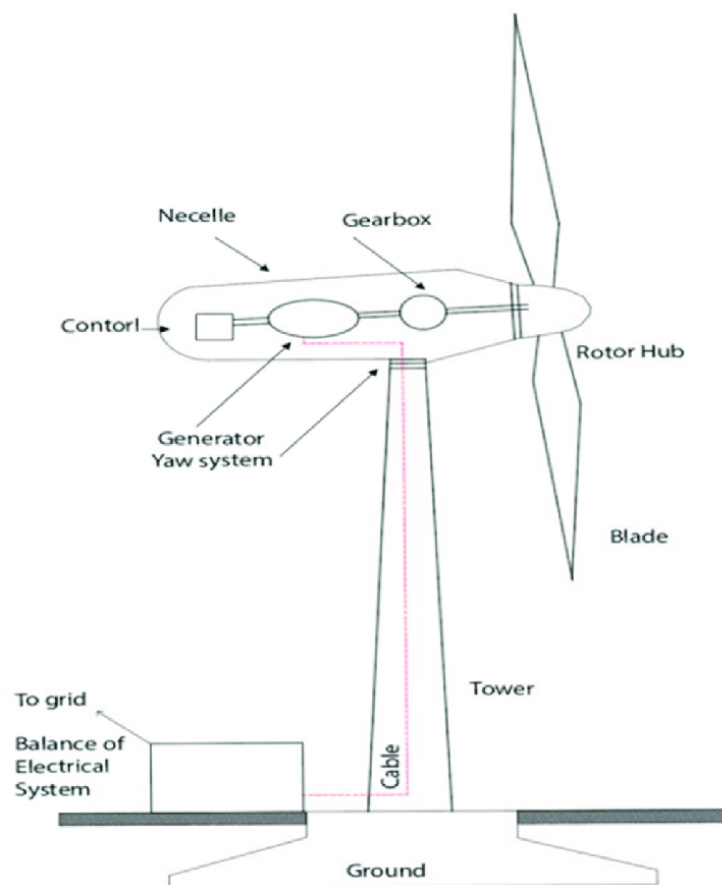


Figura 8. Representação esquemática de uma turbina eólica [17]

2.2.2. Plataformas Flutuantes vs Plataformas Fixas

A produção de energia offshore pode assumir dois grupos, energia offshore fixa e energia offshore flutuante.

Produção de energia através de aerogeradores com plataformas fixas, consiste na fixação através de um mono-pilar ao leito do mar. Devido à sua aplicação apenas em águas pouco profundas, geralmente até 40 m, e de ter um impacto maior na vida marinha e no leito do mar, este tipo de turbinas offshore têm vindo a ser substituídas por plataformas flutuantes.

A Figura 9 compara as duas tecnologias em relação ao potencial de geração de eletricidade em referente à profundidade permitida por cada tipologia [18].

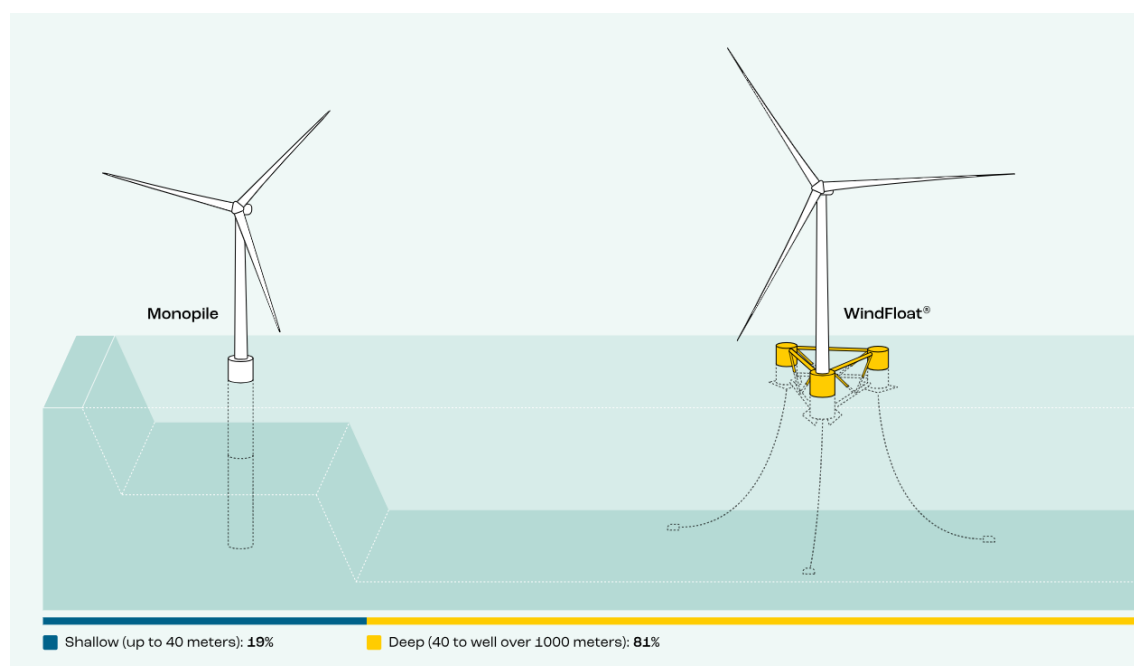


Figura 9. Representação da potencialidade de geração de energia em relação à profundidade da água [18]

Pela Figura 9 concluímos que cerca de 80% da produção eólica offshore tem a sua potencialidade em águas superiores a 40 m, profundidade típica que inviabiliza o uso de turbinas fixas ao leito do mar, sendo o uso de plataformas flutuantes a tipologia a adotar.

No entanto a evolução da energia eólica offshore, como referido anteriormente, passa por águas significativamente mais profundas. Deste modo a adoção de plataformas flutuantes e a aposta neste tipo de soluções, é indispensável para atingir ventos mais estáveis e fatores de capacidade superiores. O fator de capacidade mede a eficiência de uma turbina eólica, demonstrando a percentagem de energia efetivamente gerada em relação à energia máxima que esta poderia produzir.

Alguns dos aspetos que validam a utilização do vento offshore flutuante como fonte de energia renovável passam pelos seguintes pontos, [14] :

- Ventos são mais fortes e consistentes em alto mar, com quase 80% do potencial de vento para produção de energia localizado em águas com profundidades superiores a 60 m, especialmente em plataformas flutuantes;
- Cerca de 2,4 mil milhões de pessoas vivem a menos de 100 km costa, o que permite à produção de energia offshore fornecer em grande escala os mercados globais;
- Prevê-se que o vento offshore pode fornecer eletricidade a mais de 12 milhões de casas na Europa até 2030;
- Removendo as limitações de profundidade as águas através de tecnologias flutuantes, permite aceder as melhores localizações para a geração de energia e,
- É espectável que produção offshore flutuante seja a próxima grande evolução do mercado das energias renováveis.

A Figura 10 representa a disposição de turbinas eólicas com recurso a plataformas flutuantes. A Figura é referente ao Hywind Scotland, o primeiro parque eólico flutuante em operação com capacidade de 30 MW. A plataforma flutuante onde esta assente a turbina eólica usa como dispositivos de fixação mooring lines, cabos fixos ao leito do mar que por sua vez estão ligados à plataforma, [19].

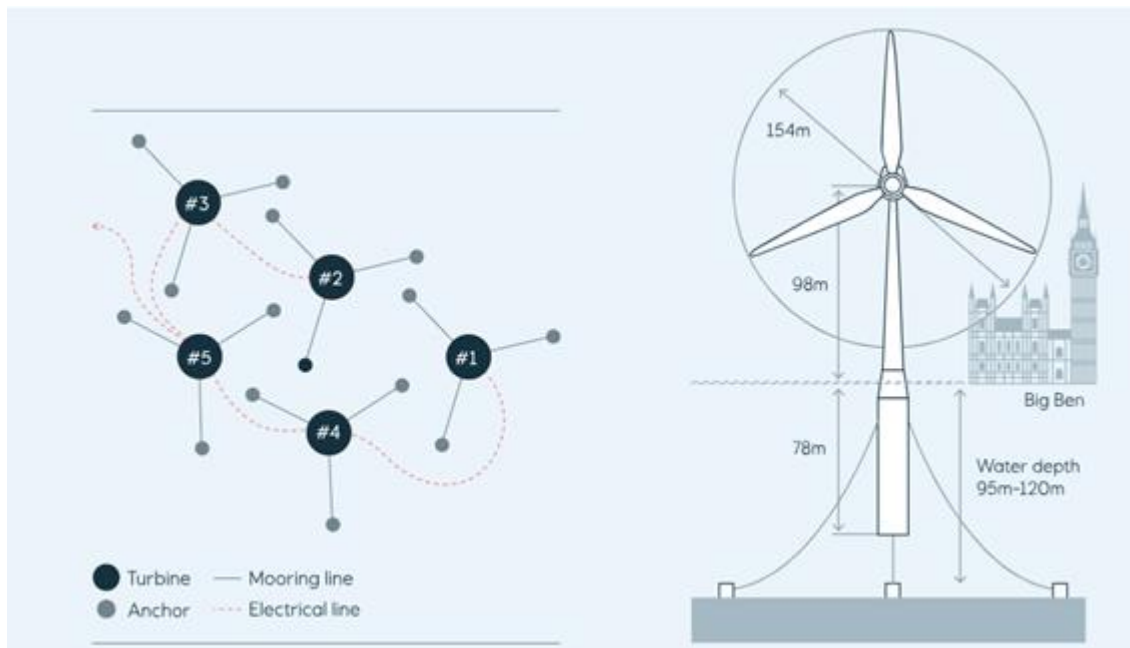


Figura 10. Turbinas eólicas flutuantes e sua disposição no primeiro parque eólico offshore Hywind Scotland [14]

As tecnologias adotadas atualmente para as plataformas flutuantes são dependentes das condições do mar e do seu leito, dos ventos que se estabelecem nessa área, da dificuldade de transporte e instalação, da profundidade dos portos, do preço dos materiais e dos equipamentos constituintes. Assim, serão apresentadas alguns dos métodos para plataformas flutuantes [20]:

- Barça – Plataforma que se baseia na área de contacto com a superfície da água para garantir estabilidade. Esta é equipada com placas de alheta, superfícies colocadas abaixo da linha da água para auxiliar na estabilização da plataforma;
- Semissubmersível – Contrariamente à barça, este método pretende minimizar a área de superfície exposta à água, mas maximizando o volume. Os volumes referidos são vários cilindros verticais unidos por vigas ou escoras sobre as quais é instalada a turbina. A estabilidade deste tipo de plataformas é garantida pelo seu tamanho e distância entre os cilindros;
- Spar – este método consiste em posicionar o peso na parte inferior, reposicionando o centro de gravidade da estrutura, permitindo estabilizar a estrutura. A flutuabilidade é garantida pela geometria do cilindro submerso. É uma solução mais difícil de se aplicar, considerando que a dimensão das turbinas é crescente, o que faz que o cilindro submerso tivesse um crescimento proporcional e,
- Tensioned Legs Platform (TLP) – método tecnicamente mais complexo. O objetivo deste método é reduzir as dimensões e conseqüentemente os custos de produção. Os cabos ancorados ao leito do mar estão permanentemente sobre tensão, esticados, isto limita os movimentos da plataforma. Isto permite que a turbina se mantenha praticamente vertical.

Nos métodos apresentados, as plataformas são ancoradas ao fundo do mar, utilizando correntes cabos de aço ou cabos sintéticos, mooring lines, tal pode ser observado na Figura 11. [20]

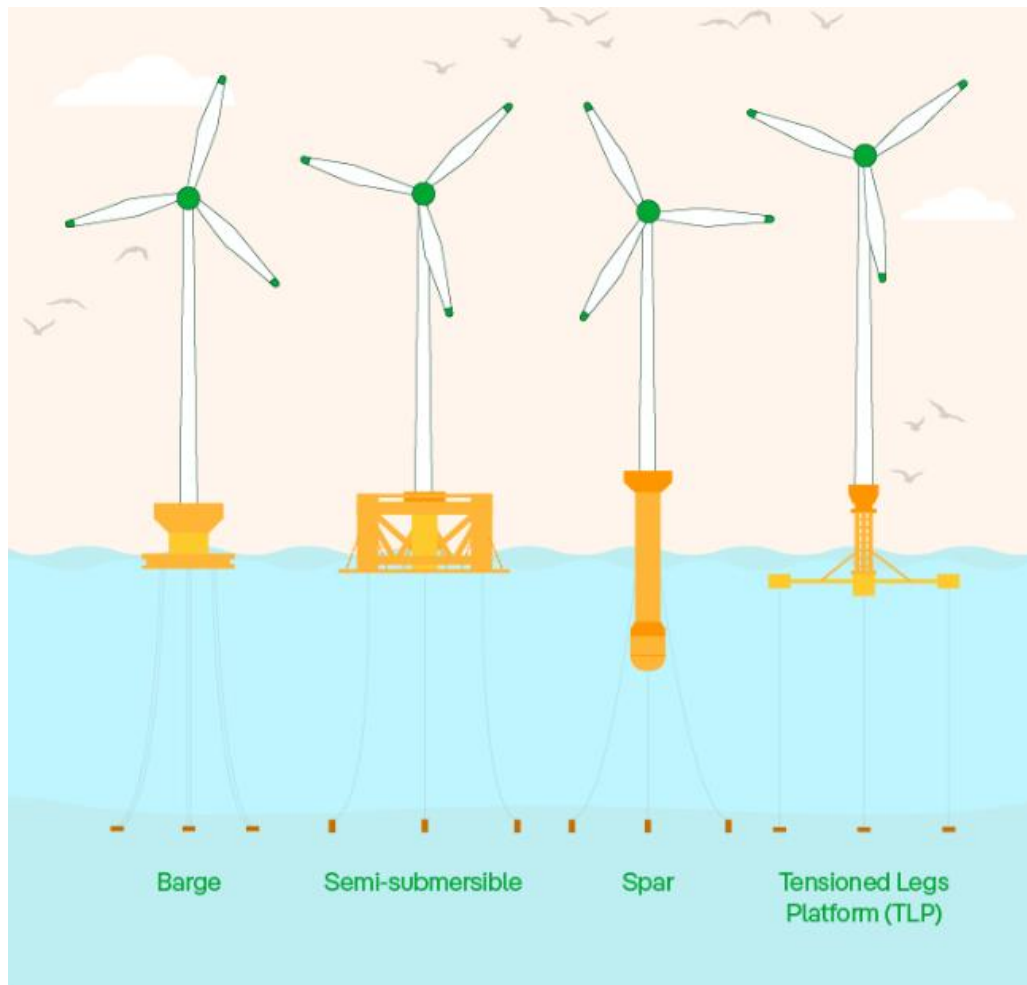


Figura 11. Tipologias de plataformas flutuantes [20]

A adaptação de um aerogerador de uma base fixa, como em parques eólicos onshore, para uma base flutuante como demonstrado anteriormente apresenta diferentes e significativos desafios. Com esta transição, um sistema que era outrora estático na sua base, passa a sofrer influências externas tornando-o dinâmico no seu movimento. A natural instabilidade de uma plataforma flutuante provoca movimentos tornando a estrutura com 6 graus de liberdade. Vejamos, os movimentos que constituem os 6 graus de liberdade inerentes à plataforma são: [21]

- Movimentos de translação:
 - Avanço/Recuo (Surge) – Movimento de avanço ou recuo ao longo do eixo longitudinal da plataforma.
 - Abatimento (Sway) – Movimento lateral, esquerda ou direita, na direção do eixo transversal da plataforma.
 - Arfagem (Heave) – Movimento Vertical de emersão ou afundamento
- Movimentos de rotação:
 - Balanço (Roll) – Rotação em torno do eixo longitudinal

- Cabeceio (Pitch) – Rotação em torno do eixo transversal
- Guinada (Yaw) – Rotação do corpo em relação ao eixo vertical

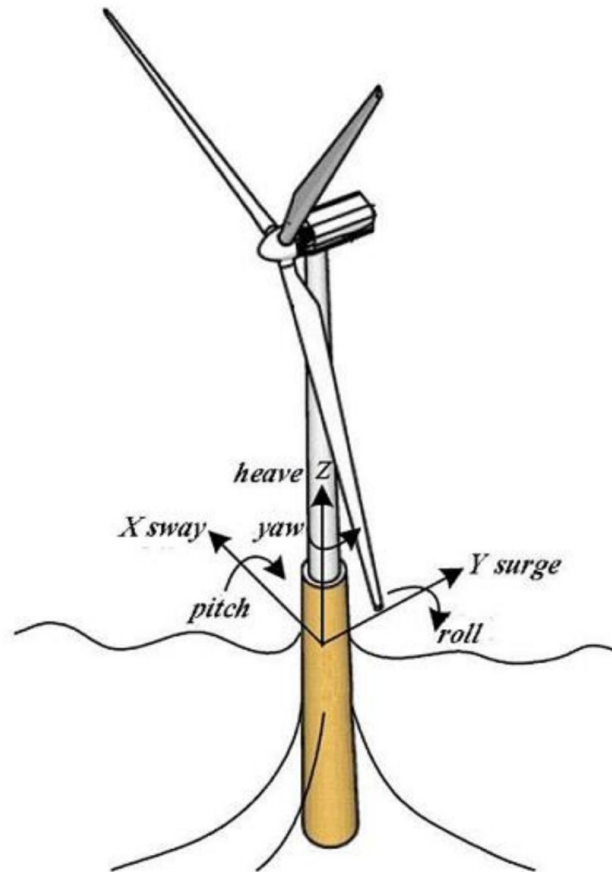


Figura 12. 6 Graus de Liberdade de uma turbina em plataforma flutuante [22]

Como é detalhado na literatura, a imposição destas dinâmicas na estrutura de baixa frequência, mas de grande amplitude, induzidos pelas condições climáticas e ambiente circundante induzem cargas dinâmicas e cíclicas na cadeia de transmissão para além das cargas normais impostas pelo rotor da turbina. Desta forma, o posicionamento da transmissão em relação ao centro de gravidade da estrutura e a massa da cadeia de transmissão devem ser ótimas para a estabilidade da plataforma. Consequentemente a otimização da cadeia de transmissão para ir de encontro as necessidades impostas por um ambiente offshore tornam-se determinantes.

2.2.3. Corrosão e Proteção

As turbinas eólicas offshore operam num ambiente marinho altamente corrosivo, e as oportunidades de inspeção e reparação são limitadas devido à dificuldade de acesso. Por isso, é essencial considerar cuidadosamente a seleção de materiais, o design, os sistemas de proteção anticorrosiva e os programas de inspeção e reparação [23].

A corrosão pode comprometer a integridade estrutural, afetando a capacidade de suportar cargas. A proteção contra corrosão é fundamental para evitar danos em áreas críticas,

prevenindo a formação de fissuras por fadiga e garantindo que os componentes estruturais mantenham sua resistência a cargas extremas a que uma turbina deste tipo está sujeita. A corrosão caracteriza-se pela transformação de uma superfície metálica em íões, através de um processo eletroquímico denominado oxidação, causado pela água do mar e pelo ambiente marítimo [23].

Os sistemas de proteção contra a corrosão são desenvolvidos com o objetivo de impedir ou reduzir significativamente a taxa de corrosão ao longo da vida útil de uma estrutura. Embora seja difícil eliminar completamente a corrosão, é possível controlar e diminuir a sua progressão. No caso das estruturas de suporte de turbinas eólicas offshore, os sistemas de proteção contra corrosão dividem-se essencialmente em duas abordagens principais: revestimentos protetores e proteção catódica.

No caso da estrutura da nacela e mais especificamente em relação aos componentes de transmissão como a caixa multiplicadora, o método principal de proteção para estes componentes e a correta selagem da caixa multiplicadora impedindo o contacto das engrenagens com o ar ambiente. A nacela, está igualmente sujeita às ações corrosivas do ambiente marinho. Por isso, devem ser aplicadas as mesmas medidas de proteção contra a corrosão usadas para a estrutura de suporte.

Para todas as superfícies metálicas na nacela, deve ser aplicado um sistema de revestimento de acordo com códigos ou normas reconhecidas. Neste caso existem 3 classes que classificam o nível de exposição e por isso diferentes tipos de camadas protetoras, tais como:

- Classe C5-M para componentes externos, acessórios, sensores, entre outros;
- Classe C4 para superfícies internas expostas diretamente ao ar exterior; e,
- classe C3 para superfícies internas seladas do ar exterior.

Naturalmente para a proteção da cadeia de transmissão, nomeadamente da caixa multiplicadora deve ser usada uma proteção de Classe C3 para além dos métodos protetores previamente referidos.

Desta forma, é garantida uma proteção adequada das superfícies metálicas da nacela, de acordo com a sua exposição ao ambiente.

2.2.4. Controlos de Potência

As turbinas podem ser categorizadas como turbinas de velocidade fixa ou velocidade variável.

As turbinas eólicas de velocidade fixa operam a uma velocidade quase constante, definida pela relação de engrenagem da caixa de velocidades e frequência da rede. Embora sejam eficientes num intervalo curto de velocidade, a produção de energia é variável, podendo causar distúrbios na rede. Para evitar danos, estas utilizam controlos aerodinâmicos.

Contrariamente as turbinas de velocidade variável adaptam continuamente sua velocidade de rotação, o que permite uma eficiência máxima de conversão numa ampla gama de velocidades

do vento. Essa flexibilidade ajuda a manter a relação de velocidade num nível ideal, garantindo uma eficiência melhorada em diferentes condições de vento.

O funcionamento de uma turbina eólica é naturalmente condicionado pelas condições atmosféricas a que está sujeita. Desta forma, são usados métodos de controlo que permitem salvaguardar o bom funcionamento a integridade da turbina [24].

Deste modo, uma turbina eólica não só depende dos seus componentes bem como dos sistemas de controlo. O objetivo da utilização deste tipo de sistemas confere [25]:

- Captura da energia do vento mais eficiente;
- Resiliência dos sistemas da turbina aliviando as cargas variáveis impostas;
- O cumprimento dos pressupostos estabelecidos para a turbina; e
- transferência da energia elétrica à rede de forma consistente e num elevado intervalo de velocidade de vento;

As pás da turbina eólica estão otimizadas para extrair o máximo de potência possível entre os 3 m/s e os 15 m/s. Na presença de velocidades de vento superiores ao referido, para evitar danos na turbina, pitch and stall control são os métodos usados com mais frequência.

O sistema passive stall control é um dos sistemas de controlo usado para prevenir danos na turbina. A partir dos 15 m/s de velocidade de vento, é gerada turbulência na face da turbina oposta à direção do vento, reduzindo assim a força de sustentação e conseqüentemente a potência captada. Trata-se de um método robusto e fiável.

O Pitch Control, (sistema de inclinação das pás sobre o próprio eixo longitudinal), usado em turbinas de maior porte. Dependendo da velocidade do vento, as pás da turbina são inclinadas a um valor ótimo maximizando a captação de energia do vento. Quando o limite de 15 m/s de velocidade do vento é excedido, as pás são inclinadas de forma que fiquem fora da direção do vento, reduzindo a captação de energia. Na eventualidade da velocidade do vento ser superior a 25 m/s, as pás são totalmente inclinadas não captando energia do vento. Neste caso, um travão mecânico é acionado travando o rotor ficando a turbina parada. Este método permite uma gestão otimizada das condições do vento e de proteção da turbina.

Nas turbinas de maior dimensão é usado também o active stall control, este assemelha-se ao Pitch Control (controlo de inclinação), diferenciando-se no facto de que o ângulo de ataque da pá é ajustado de frente para o vento fazendo com que o rotor pare. Este mecanismo pode aumentar eficiência de conversão de potência a baixas velocidades do vento e limitar a potência máxima captada durante rajadas de vento fortes [24].

2.2.5. Geradores

O gerador é um dos componentes vitais numa turbina eólica convertendo energia mecânica em energia elétrica. Este é parte fundamental no sistema de transmissão de um aerogerador, por esse motivo a decisão em relação à sua tipologia é fundamental para um funcionamento eficaz e eficiente da cadeia de transmissão. Deste modo, a compreensão das suas tipologias, e de que

forma parâmetros como, dimensão e peso, são determinantes para o dimensionamento de uma cadeia de transmissão são fundamentais.

Em sistemas de transmissão de alta velocidade, arquitetura com maior expressão nos aerogeradores onshore em funcionamento, tipicamente fazem uso de um Gerador de Indução de Dupla Alimentação (DFIG). Este tipo de geradores é usado devido vantagem de usar um conversor de potência de escala parcial, processando de 25 a 30 % da potência para o controlo da turbina. Outra possibilidade para arquiteturas de alta velocidade é um gerador de indução de gaiola de esquilo (SCIG), estes apesar da sua robustez e fiabilidade exigem um conversor de potência de escala total, o que diminui a eficácia do sistema [26].

Tendo esta dissertação o objetivo de tratar e compreender fundamentalmente a cadeia de transmissão de uma turbina eólica de multimegawatts e em ambiente offshore especial atenção será dada ao Gerador Síncrono de Imanes Permanentes (PMSG). Este gerador não necessita de uma fonte de excitação externa, resultando numa maior eficiência e densidade de potência, Nm/Kg. A sua capacidade de operar eficientemente num vasto leque de velocidades tornou-o a tecnologia de eleição para sistemas de transmissão direta (TD) [26].

Apesar das suas vantagens, a aplicação de geradores PMSG em sistemas de TD para turbinas de grande porte apresenta desafios significativos. Um dos grandes desafios é a elevada quantidade de imanes permanentes utilizados. Estes imanes dependem diretamente da disponibilidade de metais raros para a sua produção, o que pode criar dependência de mercados externos para a obtenção dessa matéria-prima. Adicionando, o enorme valor de binário deste tipo de turbinas eólicas exige um PMSG de grandes dimensões quando aplicados em sistemas de TD, para uma potência nominal de 15 MW esta tipologia de geradores pode ter um diâmetro de 10 m. Desta forma, apesar da escalabilidade que esta tipologia de geradores oferece, esta compromete a massa e as suas dimensões, pelo que o aumento da potência nominal da turbina é diretamente proporcional à massa do gerador. O gráfico seguinte demonstra a comparação entre um PMSG inserido numa transmissão direta (DD – IPMSG) e numa transmissão de velocidade média (MS - PMSG) [26].

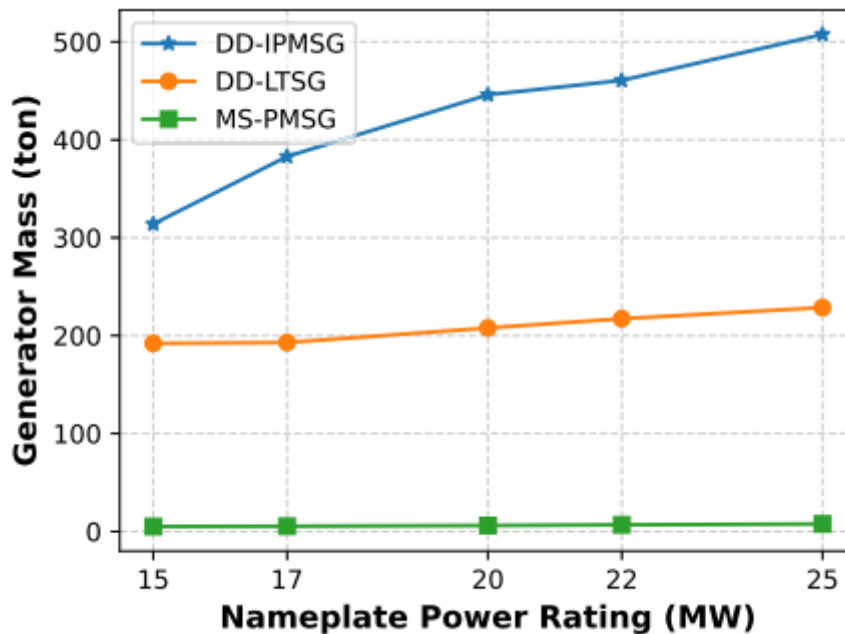


Figura 13. Gráfico comparativo Massa/Potência Nominal [26]

Com base na Figura 13 podemos concluir que um gerador síncrono de ímãs permanentes em diferentes configurações pode otimizar o funcionamento geral da cadeia de transmissão. No entanto é possível verificar que com o aumento da potência nominal da turbina, a massa do gerador aumenta proporcionalmente, devido à necessidade de um maior número de polos, e consequentemente da sua dimensão. Em relação ao uso do PMSG na configuração de velocidade média (MS), representada pelo traçado verde, a sua massa é bastante mais reduzida precisamente por este estar associado a uma transmissão de velocidade média sendo que este gráfico apenas demonstra a massa do gerador. Este aspeto será abordado no Capítulo seguinte.

Para referência futura, o gerador supercondutor de baixa temperatura numa configuração de TD, DD – LTSG, apresentado no gráfico surge como uma possível alternativa futura ao PMSG, especialmente para sistemas de transmissão direta. Este usa uma tecnologia de supercondutores de baixa temperatura, que para gerar um campo magnético significativo necessitam de um arrefecimento acentuado, com uma temperatura de operação na ordem dos 4.2 Kelvin. O objetivo deste tipo de geradores é a substituição dos metais raros típicos dos PMSG, contudo é uma tecnologia em evolução sem aplicação prática até ao momento [26].

Concluindo, o uso da tipologia de gerador está diretamente associado ao conjunto da cadeia de transmissão. A sua aplicabilidade nas diferentes arquiteturas de transmissão será abordada no Capítulo seguinte.

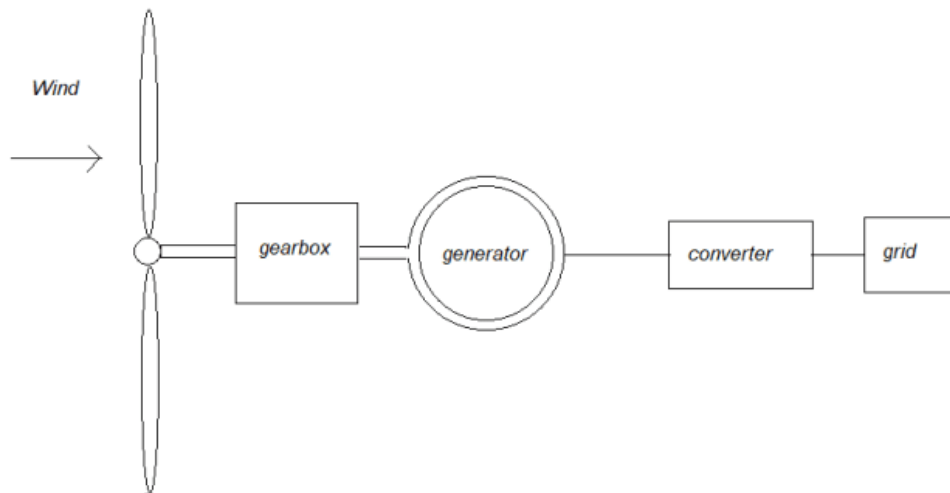


Figura 15. Esquema simplificado de uma turbina de transmissão multiplicada [28]

Acrescentando, num estudo que tratou de avaliar diferentes cadeias de transmissão para turbinas eólicas offshore, os autores compararam configurações de sistemas de transmissão baseados em geradores síncronos de íman permanente (PMSG) de velocidade direta de média e alta velocidade para uma turbina eólica de 10 MW. Analisado o desempenho dessas diferentes tecnologias de sistemas de transmissão, considerando as fases de design, fabrico e operação e manutenção (O&M), os resultados demonstraram que a redução do peso do sistema de transmissão, devido a um gerador menor, pode compensar o aumento de peso devido à presença da caixa de velocidades em sistemas com engrenagens. Este estudo também questionou a ideia de que a remoção da caixa de velocidades na tecnologia de acionamento direto poderia melhorar a eficiência geral e a fiabilidade do sistema de transmissão [29].

Sintetizando, a pesquisa realizada evidência alguma dualidade em relação ao método mais conveniente para a cadeia de transmissão de um aerogerador. Por um lado, um aerogerador com transmissão direta, elimina um dos componentes que é historicamente mais sujeito a falhas. Em contrapartida este método apoia-se de forma significativa na disponibilidade de metais raros para o gerador de ímanes permanentes, o que o torna mais caro e com uma massa significativamente maior relativamente ao usado numa transmissão multiplicada. Opondo-se a isto a transmissão multiplicada é acoplada com geradores mais rápidos leves e com um custo inferior. A maior quantidade de elementos mecânicos torna a fiabilidade um ponto negativo deste sistema. Contudo, com a evolução no design das engrenagens, rolamentos e principalmente nos sistemas de monitorização inteligentes, tem-se vindo a debelar a característica mais negativa da cadeia de transmissão multiplicada.

Numa aplicação para um parque eólico offshore as condições são inerentemente diferentes, tal como descrito na secção 2.2.2, as condições de operação exigem a utilização de sistemas mais fiáveis com intervalos de manutenção mais dilatados. Neste contexto, a inovação e evolução tecnológica focam-se em especialmente em soluções que permitam uma densidade de binário superior, isto é, que seja maximizado a transmissão de binário (Nm) por unidade de massa (Kg).

Desta forma, em paralelo com os sistemas de transmissão direta, a aposta em soluções híbridas, como Hybrid drive da Winergy, torna-se relevante para os sistemas de transmissão de

aerogeradores, uma vez que é visto como uma solução que aglomera os pontos mais favoráveis de cada método, mitigando em simultâneo as características negativas para um ambiente offshore. Vejamos, o sistema híbrido usa uma caixa multiplicadora de média velocidade, o que a torna mais compacta, e um gerador síncrono de ímanes permanentes (PMSG), sendo este significativamente menor que o usado em sistemas de transmissão direta. Este conjunto é caracterizado como sendo mais compacto e leve do que o método de transmissão direta, mais compacto que o método de transmissão multiplicada. A implementação de um sistema de transmissão de velocidade média, traduz-se num conjunto de algumas vantagens:

- **Redução da Massa e do Volume:** A transmissão de velocidade média é mais compacta e tem um potencial de atingir maiores valores de densidade de binário, Nm/Kg permitindo uma redução significativa da massa total na nacela. Esta configuração apresenta um diâmetro significativamente menor que a transmissão direta (TD) e um comprimento menor que a transmissão multiplicada (TM) tornando-a mais compacta;
- **Mitigação da Dependência de Matérias-Primas:** O menor número de polos necessários no gerador síncrono de ímanes permanentes de (PMSG), reduz a quantidade de metais raros em cerca de 10 vezes para uma potência nominal de 15 MW, bem como a sua dimensão, diminuindo a exposição do projeto à volatilidade de preços e a cadeias de fornecimento críticas; e,
- **Eficiência e Modularidade:** Com o aumento da velocidade de entrada no gerador síncrono de ímanes permanentes, o número de polos diminui, tornando o conjunto significativamente mais compacto. O sistema mantém a alta eficiência do PMSG e oferece uma arquitetura modular, simplificando as operações de manutenção e transporte.

Em suma, a análise da literatura evidência que, face ao aumento das potências dos aerogeradores offshore, arquiteturas como transmissão direta e transmissão de velocidade média consolidam-se como as tecnologias dominantes para a nova geração. Neste contexto, a presente dissertação procura avaliar a competitividade dos sistemas de transmissão de velocidade média, não apenas de um ponto de vista teórico, mas através de um dimensionamento técnico que permita quantificar a sua viabilidade e posicionamento na indústria.

2.3. Caixa Multiplicadora e suas Tipologias

A caixa multiplicadora de um aerogerador é um componente fundamental para a eficiência de produção de energia. Tipicamente a função de uma caixa multiplicadora num aerogerador é transformar a velocidade de entrada, providenciada pelo vento às pás, em altas velocidades requeridas pelo gerador em uso. Continuamente, este componente é alvo de inovações pretendendo-se reduzir o peso e criar soluções de modularização para consequentemente facilitar o processo de montagem da nacela, otimizando o fator de conversão de energia.

2.3.1. Cadeia de Transmissão Princípio de Funcionamento

A cadeia de transmissão é um sistema fundamental em máquinas e equipamentos, como turbinas eólicas, que transforma e transfere a energia mecânica gerada de um ponto para outro componente do sistema, geralmente para um gerador. O princípio de funcionamento baseia-se na transmissão de movimento rotativo e binário, através de diferentes elementos, como eixos, engrenagens e rolamentos, acoplados a um gerador que converte a energia cinética em energia elétrica.

Numa turbina eólica, por exemplo, a cadeia de transmissão começa com o rotor, que converte a energia cinética do vento em energia mecânica de rotação. Esta rotação é transmitida pelo eixo principal (veio) até à caixa multiplicadora, que ajusta a velocidade de rotação para níveis adequados ao funcionamento do gerador. A caixa multiplicadora pode ser composta por vários estágios de engrenagens, que multiplicam a velocidade de rotação enquanto reduzem o binário.

Ao longo da cadeia de transmissão, diversos componentes, como rolamentos e acoplamentos, garantem que o movimento seja transmitido de forma eficiente, reduzindo as perdas por atrito. Cada elemento da cadeia desempenha um papel crucial para garantir a durabilidade e a eficiência do sistema como um todo, assegurando que a energia gerada seja aproveitada da melhor forma possível.

Considerando o normal funcionamento de uma turbina eólica, o rotor da mesma, constituído por 3 pás, tem por norma uma velocidade operacional de 6 a 20 rpm. Considerando-se esta uma velocidade baixa, necessita de ser multiplicada de modo a atingir-se uma velocidade útil superior para a geração de energia no gerador.

2.3.2. Configuração e Tipologias de uma Caixa Multiplicadora

Diversas tipologias de sistemas de transmissão são utilizadas em turbinas eólicas. Caixas multiplicadoras de alta velocidade, média velocidade ou de velocidade variável, ou até com múltiplos eixos têm sido utilizadas [30]. Considerando as tipologias apresentadas, aquela que tem uma maior aplicação na indústria é a caixa multiplicadora de alta velocidade, que pode ter um rácio de 1:80 até 1:120, no que toca à velocidade de entrada e velocidade de saída.

Assim, as caixas multiplicadoras de um aerogerador podem adotar diversas configurações, deste um estágio de multiplicação a múltiplos estágios de multiplicação da velocidade de entrada que permita cumprir os requisitos do gerador.

As tipologias adotadas para caixas multiplicadoras podem ser classificadas como [31]:

- Engrenagens planetárias - As caixas de velocidades planetárias são caracterizadas por uma eficiência elevada, uma robusta resistência a impactos e uma notável relação binário-peso. Além disso, exibem uma estabilidade superior quando comparadas com outros tipos de caixas de velocidades de turbinas eólicas, no entanto este design torna-as propensas a desgaste, o que exige manutenção constante e complexa. É a tipologia mais usada em aerogeradores;

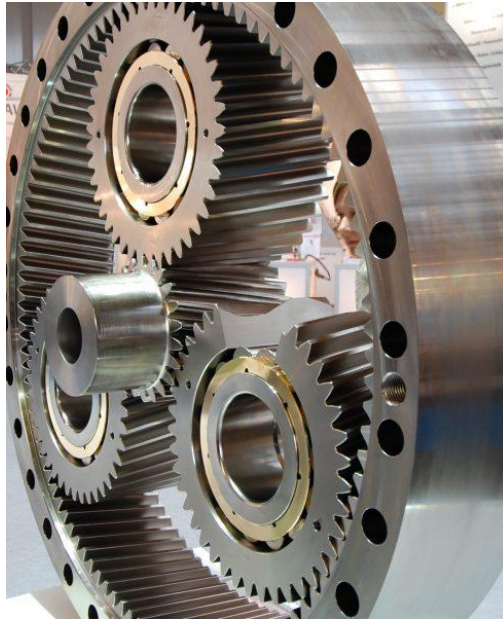


Figura 16. Engrenagem Planetária [32]

- Engrenagens de dentes retos - Estas engrenagens possibilitam um controlo eficiente de velocidade e oferecem alto binário, sendo úteis em turbinas eólicas que exigem uma regulação rigorosa da velocidade. No entanto, tal como uma caixa de velocidades planetária, uma caixa de velocidades com engrenagens cilíndricas pode ser ruidosa e sujeita a desgaste rápido.



Figura 17. Engrenagem de dentes retos [33]

- Engrenagens helicoidais - São eficientes para parques eólicos de grande desempenho elétrico. Entre as suas vantagens, destaca-se uma operação quase silenciosa e eficiência com alta potência. No entanto, como desvantagem, pode ocorrer uma carga axial elevada.



Figura 18. Engrenagens helicoidais [33]

Uma caixa multiplicadora pode adotar as mais variadas configurações. Desde configurações com vários estágios planetários, de engrenagens helicoidais com divisão de potência e de combinações entre as duas. Algumas destas configurações podem observar-se nas seguintes Figuras.

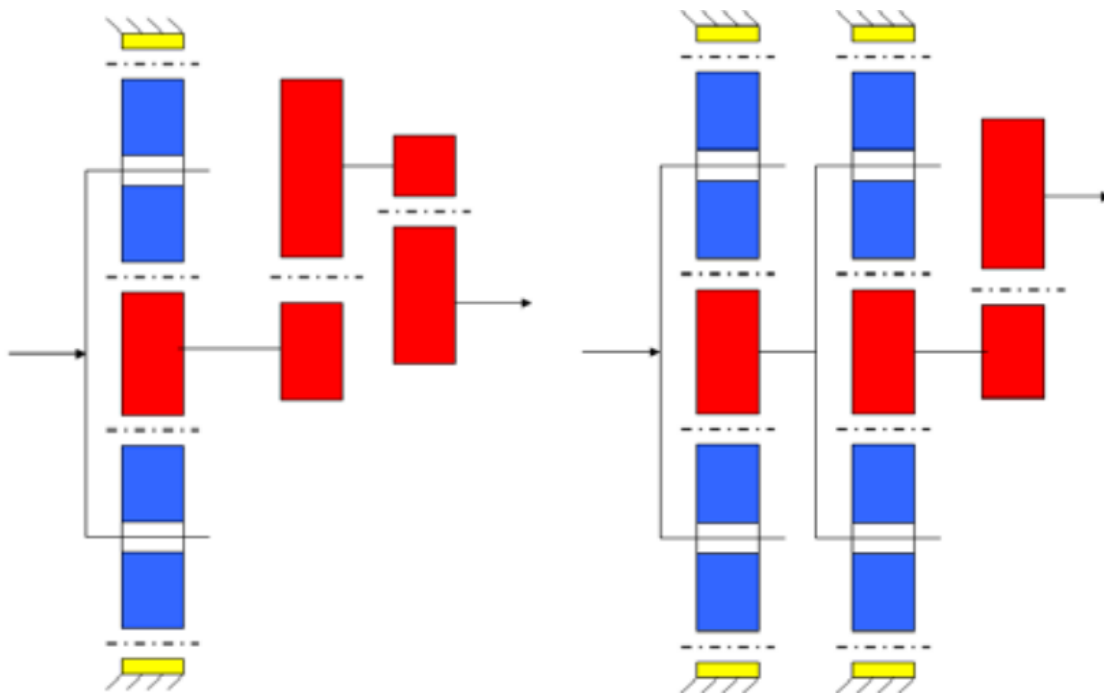


Figura 19. Configuração planetária com um estágio helicoidal, (Esquerda da Figura), configuração com 2 estágios planetários, (direita da Figura), [34]

As configurações acima, são as configurações mais comuns em sistemas de transmissão de caixas multiplicadoras offshore, isto permite um sistema compacto em que a entrada da rotação é realizada pelo porta-satélites, e a engrenagem de dentado interior, faz diretamente parte da carcaça da caixa multiplicadora.

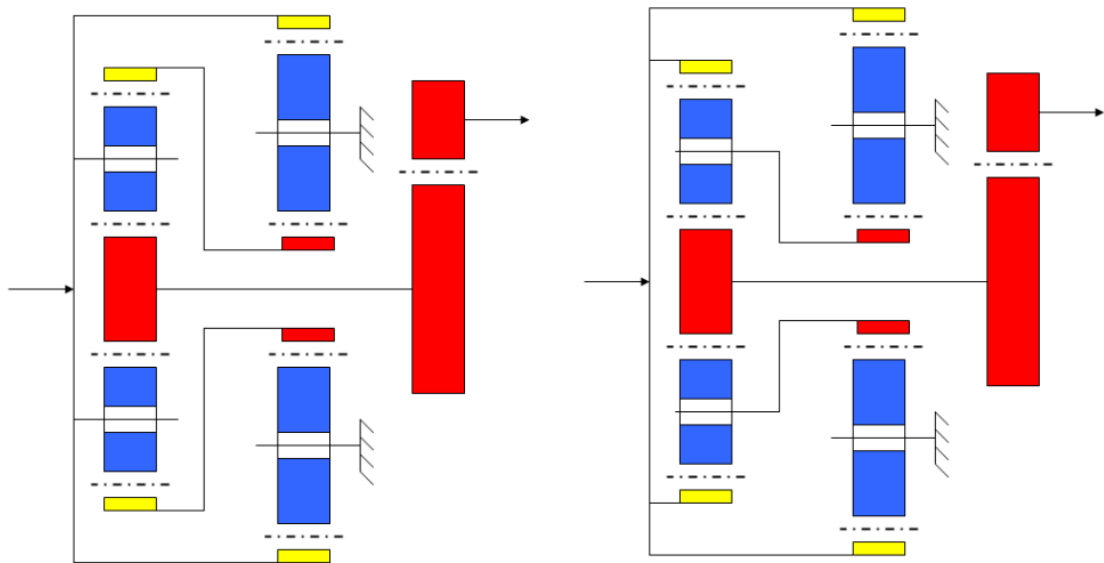


Figura 20. Configuração caixa multiplicadora acoplada planetária, [34]

Esta configuração caracteriza-se pela distribuição interna de carga para os estágios e pelo facto de a engrenagem de dentado interior não fazer parte da carcaça.

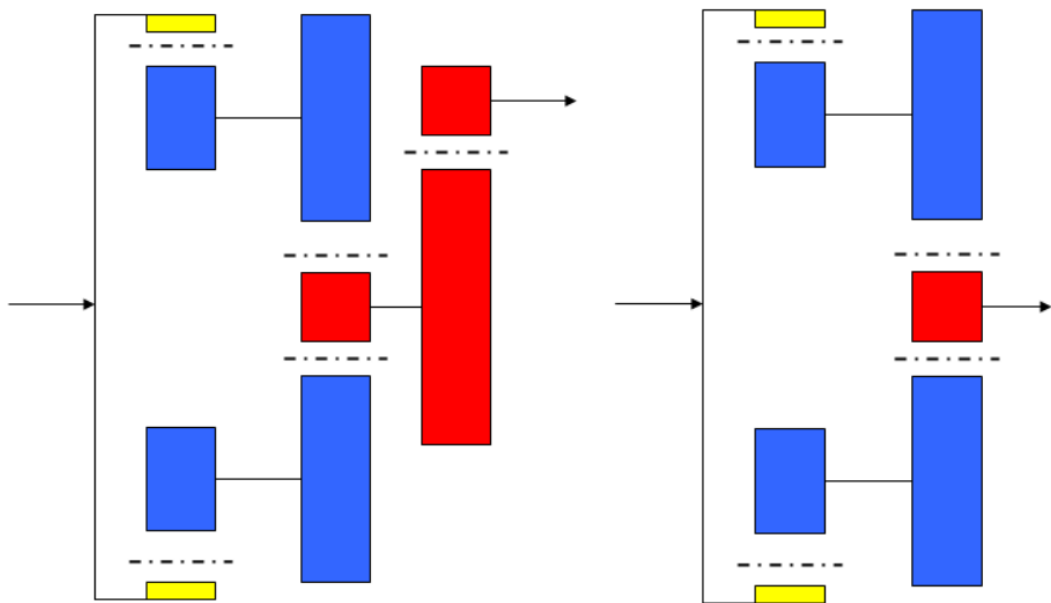


Figura 21. Configuração com estágios planetários com ou sem estágios helicoidais, [34]

Esta configuração caracteriza-se por favorecer a lubrificação dos rolamentos da caixa multiplicadora e de na engrenagem planetária a engrenagem de dentado interior não fazer parte da carcaça.

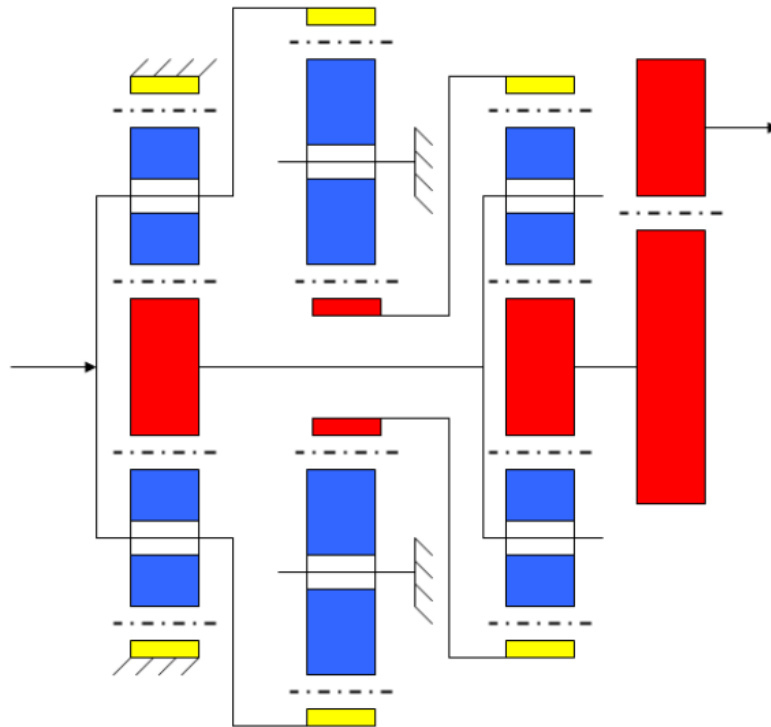


Figura 22. Configuração planetária diferencial [34]

Pouco utilizada devido ao seu custo de desenvolvimento e dos rolamentos, e caracteriza-se pelo 3º estágio estar sobreposto, ou seja, partilha o mesmo eixo dos estágios anteriores e alguns componentes.

A configuração da cadeia de transmissão, mais especificamente para uma turbina de 15 MW é orientada considerando critérios como, a elevada densidade de binário e fiabilidade. Em relação à caixa multiplicadora, para turbinas neste espectro de potências, a literatura suporta o uso de conjuntos de engrenagens planetárias como sendo as que respondem mais eficientemente aos critérios suprarreferidos, devido à sua distribuição natural de carga, absorvendo quantidades muito superiores de binário em relação a outras soluções, mantendo uma estrutura compacta. Desta forma, para a gestão de valores de binário significativos provenientes do rotor da turbina com uma velocidade de rotação inversamente proporcional ao binário, a configuração adotada é uma configuração planetária com 3 estágios em sequência. Esta arquitetura permite uma redução faseada do binário e um correspondente aumento de velocidade, distribuindo o rácio de transmissão global de forma equilibrada pelos três estágios e cumprindo assim a velocidade de entrada pretendida para o gerador.

2.3.3. Modos de Falha

As caixas multiplicadoras geralmente estão preparadas para um tempo de vida útil de 20 anos, no entanto devido a diversos fatores, como fatores ambientais, cargas cíclicas inesperadas, ou uma falha num componente devido a manutenção, pode causar falhas nos sistemas

extremamente impactantes. Por um lado, exige custos elevados para reparação das avarias como estando a turbina parada, o que tem naturalmente um custo associado.

Focando nas falhas mais comuns no sistema de transmissão de uma turbina de vento, a literatura consistentemente refere que um dos componentes mais críticos são os rolamentos, que contam com cerca 84 % dos motivos para a falha de uma turbina eólica.

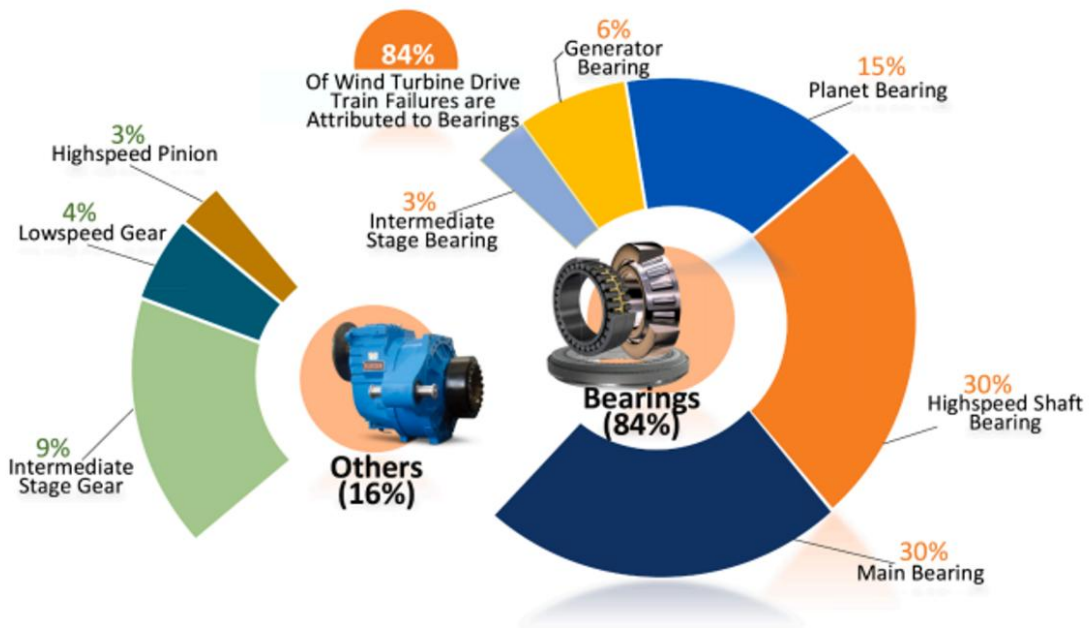


Figura 23. Gráfico de distribuição de falhas, [35]

Pela análise do gráfico acima, é evidenciado que a esmagadora maioria das falhas numa caixa multiplicadora deste tipo está diretamente associada aos rolamentos, com especial incidência no rolamento principal (main bearing) bem como nos rolamentos do veio de alta velocidade, que comutativamente representam 60% das avarias. A engrenagem tem uma percentagem de falha, em comparação, bastante inferior. Deste modo, pode-se questionar quais são as causas para que um dos elementos fundamentais de um sistema de transmissão possa ser a causa de uma grande parte das avarias num sistema de transmissão deste tipo.

A literatura permite categorizar os modos de falha em dois grupos. Falhas de material que estão diretamente relacionadas com a degradação progressiva, e falhas prematuras, associadas a condições de operação mais severas ou eventos específicos e por vezes momentâneos [36]:

A falha do material engloba a degradação do material ao longo do tempo de funcionamento e categorizando se da seguinte forma [36]:

- Fendas e fraturas, ocorrem quando a tensão excede o limite de resistência do material do elemento, manifestando por:
 - Fratura por fadiga: resultante de tensões cíclicas e alternadas;
 - Fratura forçada: causada por picos de carga externos devido a picos de energia transmitida;

- Fratura térmica: devido ao sobreaquecimento localizado por atrito alterando a resistência do material, causando fissuras térmicas; e
- Fissuras de corrosão branca (White Etching Cracks): pode levar ao lascamento prematuro e falha catastrófica do elemento e da estrutura associada.
- Desgaste observa-se pela perda de material causado por uma lubrificação deficiente ou contaminada e manifesta-se das seguintes formas [36]:
 - Desgaste adesivo: transferência de material entre superfícies em movimento demonstrado por escoriações, gripagem, arrastamento e emperramento;
 - Desgaste abrasivo: este é causado pela contaminação de partículas duras criando um contacto entre superfícies irregular e abrasivo, demonstrado por riscos, amolgadelas e endentações;
 - Desgaste corrosivo: normalmente acontece devido à contaminação do lubrificante e humidade presente no sistema demonstrado por fissuras, fenómenos de pitting e lascamento; e
 - Desgaste por fricção: devido ao deslizamento entre as superfícies que estão em contacto, demonstrado por endentação de brinell, gripagem e lascamento.

Por outro lado, a falha prematura, como o nome indica acontece antes do tempo de vida útil esperado para o elemento, e normalmente ocorre devido a determinadas condições operacionais ou condições de fabrico, não derivando diretamente da degradação natural do material, tal pode ser observado através de [36]:

- Deformação plástica: dano irreversível na superfície do rolamento, causado por tensões que excedem o limite de elasticidade do material, visíveis em áreas de superfície grandes e mais localizadas, é demonstrado por riscos, fissuras superficiais, abrasões e danos por impacto;
- Erosão elétrica: dano causado por arcos elétricos que atravessam o rolamento, causando por vezes o descolamento de camadas de material, devido à fragilização do material pelas correntes que o atravessa. É demonstrado por erosão na superfície, desgaste adesivo, a fusão da superfície, fraturas por fadiga e fissuras;
- Fadiga de contacto: dano causado pela aplicação cíclica e repetitiva de tensões causando abrasão na superfície do material. Demonstrado inicialmente por pitting, podendo evoluir para a descamação da superfície. Pode acontecer à superfície ou abaixo dela, por microfissuras internas, geralmente causado por lubrificação insuficiente;
- Falha de lubrificante: como indicado, é associada a uma deficiência da lubrificação, seja ela por excesso, falta, contaminação ou falta de cobertura do rolamento por um filme protetor, é demonstrado pelo desgaste adesivo, fissuras, fenómenos de pitting, abrasões queimaduras na superfície e descascamento; e

- Falha de engenharia: atribuída normalmente a falhas de projeto estrutural, seja na fase de fabrico ou na fase de elaboração da estrutura, demonstrado posteriormente pela operação do rolamento. Observa-se pelo aparecimento de fenómenos como desgaste por fadiga, fraturas por fadiga, fissuras, corrosão e endentação.

A Tabela 1 pretende sintetizar a informação acima detalhada, distribuindo os fenómenos de falha mais comuns pelos rolamentos típicos constituintes de uma transmissão.

Tabela 1. Tabela síntese dos modos de falha

Tipo de Rolamento	Modo de Falha
Rolamento do veio principal	Fratura forçada; fratura por fadiga; fissuras térmicas; desgaste adesivo; desgaste abrasivo; deformação plástica; fadiga de contacto; falha de lubrificante; falha de engenharia.
Rolamento do gerador	Fratura forçada; fratura por fadiga; fissuras térmicas; desgaste adesivo; desgaste abrasivo; deformação plástica; fadiga de contacto; falha de lubrificante; falha de engenharia.
Rolamento do passo (pitch)	Fratura forçada; fratura por fadiga; corrosão por desgaste; desgaste por fricção; deformação plástica; fadiga de contacto; falha de lubrificante; falha de engenharia.
Rolamento de guinada (yaw)	Fratura forçada; fratura por fadiga; corrosão por desgaste; desgaste por fricção; deformação plástica; fadiga de contacto; falha de lubrificante; falha de engenharia.
Rolamento da caixa multiplicadora	Fratura forçada; fratura por fadiga; fissuras térmicas; desgaste adesivo; desgaste abrasivo; deformação plástica; erosão elétrica; fadiga de contacto; falha de lubrificante; falha de engenharia.

Pode-se observar pela leitura dos pontos anteriormente referidos, que um fenómeno de falha visível pode ser atribuído a mais do que uma possível causa. A atribuição destes fenómenos a uma causa específica é realizada em ambientes ideais de teste como laboratórios. Desta forma, torna-se complicado compreender a criação destes fenómenos na operação de uma turbina, dificultando operações de manutenção e desenvolvimento destes sistemas. Contudo a análise exaustiva destes modos de falha, com especial foco nos rolamentos, é fundamental para o desenvolvimento de uma cadeia de transmissão, e ultimamente, para a comparação direta de sistemas de transmissão direta e sistemas de transmissão multiplicados.

Com isto é importante referir, que o uso de sistema de monitorização em todo o âmbito de funcionamento da turbina associado com planos de manutenção adequados, pode ajudar a prever e prevenir algumas destas falhas.

A temática dos rolamentos será abordada novamente nas secções que se seguem.

2.3.4. Dimensionamento e Normas Aplicáveis

O dimensionamento da transmissão de uma turbina eólica é um processo rigoroso e detalhado regido por normas internacionais com a finalidade de atingir certos parâmetros estabelecidos na indústria como um tempo de vida mínimo de 20 anos.

Deste modo, para responder as exigências operacionais o design da caixa multiplicadora e turbina offshore é baseada na norma IEC 61400 Wind Turbine Standard.

A quarta parte desta norma, IEC 61400-4, aborda alguns dos problemas mais comuns neste tipo de estrutura, como desgaste, escoriação e micropitting, o que pode causar a libertação de partículas dos dentes da engrenagem. Esta norma define o método de dimensionamento baseado na fiabilidade que utiliza como ponto de partida as cargas calculadas para a turbina eólica de acordo com a norma.

Em complemento à norma suprarreferida, para as engrenagens do sistema, o cálculo da capacidade de carga é realizada de acordo com a serie de normas ISO 6336, que prevê acontecimentos como fadiga superficial, pitting e micropitting, bem como a flexão na raiz do dente da engrenagem. Relativamente ao micropitting, a norma IEC 61400-4 destaca a sua importância, no entanto reconhece que ainda não há um método de calculo normalizado para, assim a análise cuidada dos fatores que o influenciam como a lubrificação e a rugosidade é recomendado. A parte 5 desta norma (ISO 6336-5) trata as propriedades dos materiais e resistência dos mesmos. A parte 6 (ISO 6336-6) detalha os métodos de calculo para a vida útil do elemento sobre ciclos de carga.

Um dos componentes de maior importância, devido à sua preponderância que tem nos modos de falha, os rolamentos, são dimensionados de acordo com a norma ISO 281 para o cálculo de cargas dinâmicas e da vida nominal. Acrescenta-se ainda a norma ISO/TS 16281 para o cálculo da vida nominal de referência modificada, para uma análise mais concreta.

Para a verificação da resistência para os componentes acima detalhados, utiliza um método de fatores de segurança parciais para as cargas (γ_f) e para os materiais (γ_m). Isto permite garantir um nível de segurança adequado e consistente para uma aplicação deste tipo. Esta verificação será abordada no seguinte Capítulo.

Para a aplicação prática dos cálculos anteriormente referidos, será utilizada uma ferramenta especializada para dimensionamento de engrenagens e outros componentes da cadeia de transmissão, como o KISSsoft®, que implementa os métodos e requisitos estipulados pelas normas referidas.

3. Desenvolvimento Caixa Multiplicadora

Este Capítulo destina-se ao desenvolvimento e estruturação da caixa multiplicadora. Considerando condições de aplicação reais e aproximadas da realidade da costa portuguesa, serão expostas as condições de funcionamento da caixa, explicando o layout adotado e o dimensionamento dos componentes mecânicos constituintes. Estas etapas serão realizadas com o auxílio do software de dimensionamento KISSsoft®.

3.1. Especificações Gerais de Projeto

3.1.1. Especificações da Turbina

Para a elaboração da caixa multiplicadora, optou-se por utilizar como base de desenvolvimento a turbina de referência de 15 MW estabelecida pelo National Renewable Energy Laboratory (NREL) para o estabelecimento dos parâmetros e condições sobre as quais a caixa multiplicadora estará sujeita. Este documento tem como objetivo estabelecer os parâmetros de design e desempenho que servirão como referência para estudos e inovações tecnológicas. A turbina de referência oferece uma base sólida para a compreensão dos elementos fundamentais de design e dos compromissos envolvidos no desenvolvimento deste trabalho [37].

Embora a turbina de referência do NREL esteja configurada com um sistema de transmissão direta e montada sobre uma plataforma mono-pilar, este estudo adota uma abordagem diferente. A adaptação a realizar constitui o cerne do presente relatório, que visa avaliar preliminarmente a viabilidade de um sistema de transmissão de velocidade média, numa plataforma flutuante, onde fatores como massa e volume são um ponto de otimização. Com esta análise preliminar da transmissão de velocidade média, é pretendido comparar com o sistema de transmissão direto. Para garantir uma comparação rigorosa entre os dois sistemas foram mantidos os parâmetros globais da turbina, como dimensões do rotor e sistemas de controlo, bem como condições padrões de vento. Dessa forma, é possível simplificar o estabelecimento das condições a que a caixa multiplicadora estará sujeita, mantendo conformidade com a turbina eólica estabelecida.

Assim, adotando condições semelhantes à turbina referência é possível criar um ponto de comparação final, avaliando a massa final, o volume, e a modularidade de cada sistema de transmissão, apesar de estarem sobre estruturas de suporte diferentes. As conclusões desta análise visam corroborar e suportar literatura técnica existente e dispersa para sistemas de

transmissão eólicos num documento. Os principais parâmetros a adotar da turbina estão apresentados na Tabela 2.

Tabela 2. Parâmetros Turbina Eólica (NREL) [37]

Parâmetro	Unidades	Valor
Potência nominal	MW	15
Classe da turbina	-	IEC Class 1B
Taxa específica	W/m ²	332
Número de pás	-	3
Diâmetro do rotor	m	240
Altura do mastro	m	150
Diâmetro do hub	m	7.94
Sobressaliência do cubo (hub)	m	11.35
Ângulo de precone do rotor	Graus	-4.0
Flecha da pá	m	4
Massa da pá	t	65

3.1.2. Condições Ambiente

As condições ambientais onde a turbina estará instalada são determinantes para o dimensionamento da mesma. Condições que podem afetar a carga a produção e a durabilidade dos sistemas da turbina. Sabendo que se trata de uma turbina em ambiente offshore, a turbina e os seus componentes tem de assumir características que possam lidar com as características do vento, tendo de estar inserida numa classe de vento adequada. Da mesma forma a turbina eólica e os seus componentes tem de resistir ao ambiente adverso causado pela elevada salinidade do ar, a humidade, as condições de pressão e temperatura que podem variar num espetro elevado. Estando num ambiente adverso, são esperadas condições meteorológicas adversas. As condições do vento determinam as cargas dinâmicas aplicadas ao sistema e o dimensionamento das engrenagens e rolamentos, os restantes fatores como salinidade e humidade, são cruciais para a projeção dos sistemas de prevenção e proteção do sistema, como vedações e lubrificação.

No Capítulo anterior foi estabelecido que a turbina se insere numa classe de vento IEC Class IB, ao passo que o “I” representa a velocidade de referência média durante 10 min, V_{ref} , o que corresponde a 50 m/s. A letra B refere-se à categoria de turbulência suportada pela turbina.

Tabela 3. Parâmetros para a classe de vento

Classe de vento da turbina	I	II	III	S	
Vref	(m/s)	50	42.5	37.5	Valores
A	Iref (-)	Iref (-)	0.16	0.16	especificados
B	Iref (-)	Iref (-)	0.14	0.14	pelo designer
C	Iref (-)	Iref (-)	0.12	0.12	

O fator S refere-se a turbinas que podem suportar condições atmosféricas adversas como furacões e ciclones.

Seguidamente é necessário estabelecer os parâmetros de vento a que o sistema estará sujeito, parâmetros esses referidos na seguinte Tabela 4.

Tabela 4. Parâmetros de vento

Parâmetro	Unidades	Valor
Velocidade cut in, V_{in}	m/s	3
Velocidade nominal do vento, VR	m/s	10.59
Velocidade de corte, V_{out}	m/s	25
Velocidade mínima do rotor	Rpm	5.0
Velocidade máxima do rotor	Rpm	7.56
Velocidade máxima ponta da pá	m/s	95

Desconstruindo, a velocidade de corte do vento é aquela que para a qual o rotor está estático, sendo que este necessita de pelo menos de uma velocidade de rotação mínima de 5 rpm para que comece a ser produzida energia. Em condições normais a velocidade do rotor deverá ser a máxima que este permite de 7.56 rpm, velocidade para a qual a potência nominal da turbina de 15 MW é atingida.

Por motivos de segurança, dependendo das condições de vento a velocidade de corte de 25 m/s é aquela para a qual o rotor para. Isto é uma medida preventiva, sendo que para além dessa velocidade as características do rotor podem não suportar os esforços causados, bem como a cadeia de produção de energia não esta preparada para converter esta energia de rotação.

Como será referido nos seguintes Capítulos para a velocidade nominal do vento, 10.59 m/s é produzida a energia máxima, velocidade essa que será considerada na velocidade de rotação inicial da caixa multiplicadora

3.1.3. Gerador de Ímanes Permanentes

Para a constituição de uma cadeia de transmissão eficiente, a otimização da caixa multiplicadora depende diretamente da sua integração com o gerador. Como estabelecido na revisão bibliográfica, que detalha as características deste tipo de gerador, o sistema de transmissão de velocidade média será composto pela caixa multiplicadora de media velocidade e por um PMSG. Com o acoplamento com uma caixa multiplicadora, podemos estabelecer imediatamente que as dimensões e a massa do gerador serão significativamente menores. Essa consequência advém do facto de o gerador ter um número de polos bastante mais reduzido, sendo que a velocidade de entrada no mesmo é bastante superior à velocidade de rotação do rotor da turbina, permitindo um binário de entrada significativamente inferior em relação ao PMSG numa transmissão direta. Acrescendo a este facto, é mitigada a dependência de metais raros e consequentemente o custo do gerador.

O estabelecimento de condições iniciais de operação do sistema é fundamental para o correto dimensionamento e consequentes adaptações nas iterações necessárias ao desenvolvimento de uma estrutura deste tipo. Assim, a velocidade de rotação nominal estabelecida para a entrada do PMSG será de 400 rpm, o que corresponderá à velocidade de saída da caixa

multiplicadora de velocidade média. A velocidade de rotação estabelecida para o rotor da turbina é de 7.56 rpm. Esta velocidade de entrada, é referente à velocidade máxima de rotação permitida para o rotor, podendo assim ser dimensionada a cadeia de transmissão para a condição máxima de produção de energia. A relação entre as velocidades de entrada e de saída define o rácio de transmissão a adotar.

3.2. Arquitetura do Sistema de Transmissão

A transmissão de potência num aerogerador é um dos elementos cruciais para garantir que a energia captada pelo rotor seja eficientemente convertida em energia elétrica. No caso da caixa multiplicadora, o design e o funcionamento adequado das engrenagens são fundamentais para a eficiência e durabilidade da turbina.

O processo de engrenamento, que envolve o contacto entre os dentes das engrenagens, é regido por princípios específicos que asseguram uma transmissão suave e contínua de movimento e força. A lei de engrenamento pode ser sintetizada da seguinte forma: "Em cada ponto de contacto, entre os dentes de uma engrenagem, existe uma normal comum que deve passar num ponto fixo na linha de centros da engrenagem." [38].

3.2.1. Arquitetura de Transmissão

A operação de uma turbina eólica envolve a captura da energia do vento. Dado as dimensões de uma turbina eólica de 15 MW com as dimensões suprarreferidas, o binário proveniente do rotor é extremamente elevado. Para que haja uma conversão de energia eficiente, o binário de entrada deve ser significativamente reduzido, multiplicando em conformidade a velocidade. Este processo de gestão de binário e velocidade é fundamental para o desempenho global do sistema, tendo sido adotada uma transmissão com múltiplos estágios. Tipicamente na indústria, em turbinas de multimegawatts, são usados 3 estágios, normalmente 2 estágios planetários e um de engrenagens paralelas.

Tendo como base e objetivo a maximização da densidade de binário, suportando a escolha na análise do Capítulo 2, foi adotada uma arquitetura de transmissão com 3 estágios. Considerou-se que para os parâmetros da turbina eólica, uma configuração com 3 estágios poderá ser mais benéfica, podendo distribuir-se os dois primeiros estágios de transmissão com características semelhantes, preparados para fazer uma redução do binário mais acentuada enquanto o 3º estágio de transmissão multiplicará a velocidade até ao valor nominal requerido pelo gerador. A configuração exclusivamente planetária permite maximizar a compactação da caixa mantendo um design coaxial, simplificando a integração na nacelle e no sistema de transmissão, bem como o seu transporte.

Esta configuração permite distribuir de forma eficiente as reduções de binário e os aumentos de velocidade ao longo dos diferentes estágios, assegurando tanto a durabilidade dos componentes como a eficiência do sistema de transmissão. A distribuição pelos do rácio global de multiplicação pelos 3 estágios planetários será detalhada na secção 3.4.2.

Como ponto de partida, e sintetizando a informação anteriormente referida, é apresentado na seguinte imagem o esquema de princípio da arquitetura da caixa multiplicadora bem o fluxo de potência proveniente do rotor da turbina eólica até à saída para o gerador. Para uma melhor compreensão, os ícones verdes no início e no fim do esquema representam os acoplamentos da caixa e os ícones amarelos os apoios, como rolamentos e suportes.

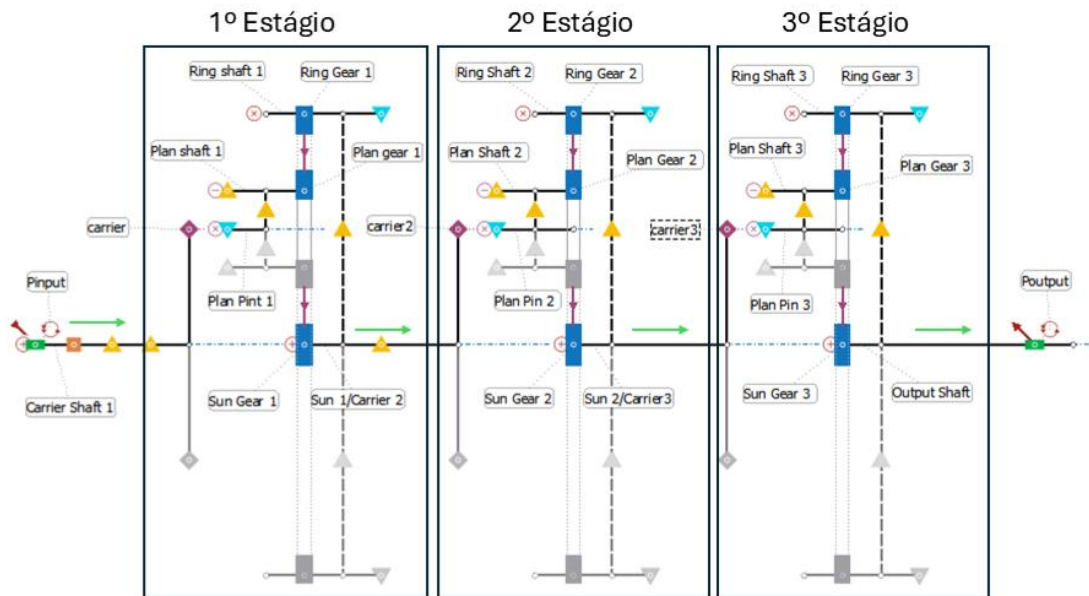


Figura 24. Esquema de Princípio Da Caixa Multiplicadora. O fluxo de potência (setas verdes) entra pelo porta-satélites e sai pela engrenagem solar de cada estágio. As engrenagens internas encontram-se fixas à carcaça.

A Figura 24 ilustra o esquema de princípio elaborado para a caixa multiplicadora, composta por 3 estágios planetários em sequência. Conforme representado, o fluxo de potência (Setas verdes) é demonstrado sobre os veios de entrada e de saída de cada estágio. A transmissão da potência entre as engrenagens de cada estágio é demonstrada pelas setas a magenta entre as mesmas.

O princípio de funcionamento do esquema de princípio é o seguinte:

1. A potência de entrada (Pinput) aciona o porta-satélites (Carrier), que por sua vez está associado ao eixo das engrenagens planetárias (Plan Shaft);
2. A engrenagem anelar (Ring Gear), é fixa à carcaça. Sendo esta engrenagem estática, o movimento orbital das engrenagens satélite força-as a rolar sobre o dentado interior do anel; e,
3. O movimento combinado de rotação e translação das engrenagens satélite força a engrenagem solar (Sun gear) a girar a uma velocidade superior, que constitui a saída de potência de cada estágio e consequentemente a potência de entrada do seguinte.

Pela observação do esquema, a engrenagem solar é diretamente acoplada ao porta-satélites do seguinte estágio (ex: Sun Gear 1 / Carrier 2) via veio de entrada do mesmo (Sun1/Carrier2).

Este arranjo em série permite a velocidade de entrada 7.59 rpm seja multiplicada de forma faseada até à velocidade de saída pretendida para o gerador.

3.2.2. Número de Engrenagens Satélite

O número de engrenagens satélite num estágio planetário é um parâmetro fundamental no dimensionamento. A capacidade de binário de um estágio é teoricamente proporcional ao número de satélites o que sugere que um maior número de engrenagens satélite permite uma maior densidade de binário, resultando num design mais compacto e leve. Contudo, esta vantagem teórica é limitada na prática pelo desafio da partilha de carga desigual. Esta desigualdade é causada por erros inevitáveis de fabrico e montagem (tolerâncias geométricas, erros de posicionamento), que resultam num dos satélites estar sujeito a cargas cíclicas superiores à carga nominal, levando a um risco acrescido de falha prematura por fadiga. [39]

A literatura descreve algumas estratégias para mitigar estes efeitos, nomeadamente através da introdução de flexibilidade estrutural no sistema. Como pinos de satélite flexíveis, ou uma engrenagem anelar flexível, permitindo desta forma um auto-alinhamento que compensa imperfeições geométricas melhorando a partilha de carga, [40]. É também comum implementar técnicas de equalização de carga, como o uso de rolamentos flutuantes ou tolerâncias mais precisas na fabricação das engrenagens e do suporte do conjunto planetário, [41]. Nos cálculos de dimensionamento, este efeito é quantificado através do fator de carga da malha (K_v), que penaliza o cálculo da capacidade de carga à medida que o número de satélites aumenta, como detalhado na secção 3.4.4.

Tendo em consideração este compromisso entre a maximização da densidade de binário e a complexidade da partilha de carga pelas engrenagens, seguiu-se um processo iterativo para definir o número final de engrenagens satélite a adotar, permitindo justificar as escolhas finais:

- Para os primeiros dois estágios de multiplicação sujeitos a um elevado binário a configuração inicial de 3 satélites por estágio, resultou em engrenagens de elevada dimensão para cumprir os fatores de segurança desejados. Desta forma optou-se pela utilização de 4 engrenagens satélite nestes dois estágios. Esta escolha, apesar de exigir a consideração de um fator de partilha de carga mais penalizador, é fundamental para manter as dimensões do estágio planetário dentro de um limite aceitável; e,
- No 3º estágio de multiplicação, após uma redução drástica do binário inicial nos estágios anteriores, verificou-se que a utilização de 4 estágios planetários não seria necessariamente a melhor opção. Optou-se por uma configuração mais simples e robusta com 3 engrenagens satélite, garantindo a distribuição da carga naturalmente mais equilibrada, evitando as complexidades associadas à equalização da carga.

A definição do número de engrenagens satélite para cada estágio de transmissão é uma decisão crítica, que pretende equilibrar o objetivo de maximizar a densidade de binário com os desafios de partilha de carga referidos. A escolha resulta de um processo iterativo que molda a arquitetura final da caixa multiplicadora. Tendo esta base estabelecida, a análise prossegue

para a verificação das condições geométricas que garantem um engrenamento correto e sem falhas.

3.2.3. Interferência

A interferência é causada quando o círculo de addendum de uma roda dentada se estende para além da tangente criada pelos pontos T-T' na Figura 25. A interferência nas engrenagens ocorre primeiro no topo dos dentes da roda, que possui mais dentes, sobre os flancos dos dentes do pinhão. Como a altura do addendum é normalizada, a interferência torna-se mais severa à medida que o número de dentes da roda aumenta, atingindo o limite quando maior for o número de dentes de uma engrenagem, como por exemplo no caso de uma cremalheira. Este aspeto é fundamental e deve ser tido em consideração quando se estabelece o número de dentes para cada engrenagem, sendo naturalmente algo que se deve evitar no contexto do dimensionamento de uma caixa multiplicadora, [38].

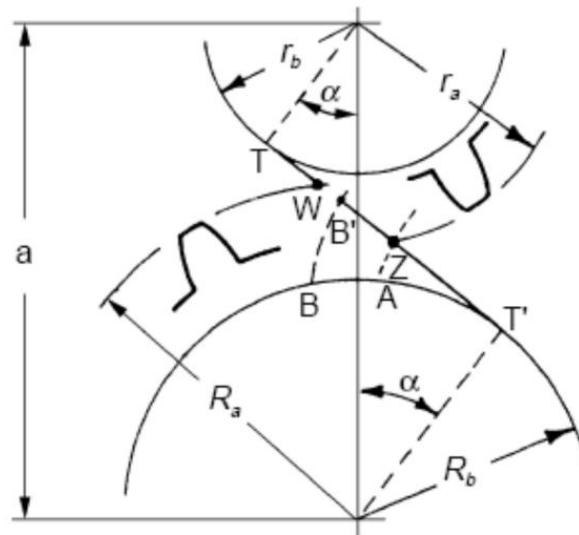


Figura 25. Comprimento máximo na linha de engrenamento T-T', [38]

Durante a produção da roda dentada, através do corte com buril de cremalheira, este elimina material aonde se poderia verificar interferência. No entanto apesar de a interferência ser eliminada isto pode causar uma remoção excessiva de material criando um perfil de dentado com um arco de envolvente e outro arco trocoide. Este último sendo o arco junto à raiz do dente quanto mais pronunciado maior é a perda de resistência no dentado. Condição que se deve evitar para a aplicação em causa visto os elevados esforços envolvidos. Assim, é definida uma condição para evitar o corte excessivo de material da roda dentada definida por,

$$h_a = \frac{m \cdot Z}{2} \sin^2(\alpha) \quad (1)$$

Sendo, o h_a a altura de addendum, m o módulo, Z o número de dentes e, α o ângulo de pressão.

Para uma engrenagem com altura de addendum padrão, onde $h_a = m$, esta condição pode ser rearranjada para estabelecer o número mínimo de dentes (Z_c) que uma engrenagem deve ter para que não ocorra interferência ou undercutting durante o fabrico:

$$Z_c = \frac{2}{\sin^2(\alpha)} \quad (2)$$

Adotando para este projeto um ângulo de pressão padrão de 20° , o número mínimo de dentes para evitar interferência é de:

$$Z_c = \frac{2}{\sin^2(20^\circ)} \approx 17.1$$

Assim, conclui-se que o número de dentes a adotar para qualquer engrenagem neste projeto deve ser superior a 17. Este requisito geométrico fundamental foi considerado como um constrangimento base no dimensionamento da macrogeometria das engrenagens da caixa multiplicadora no software de cálculo.

3.2.4. Ângulo de pressão Normal e Ângulo de Hélice

Para as engrenagens do conjunto planetário foram usadas engrenagens de dentado helicoidal. Este tipo de engrenagens permite uma transmissão de carga superior permitindo distribuir a carga pelo comprimento do dente sendo que ao mesmo tempo são mais silenciosas que as engrenagens de dentado reto, a contrapartida é a transmissão de força axial ao veio, [38].

No plano de rotação, o dente de uma roda helicoidal é em evolvente, e as relações das rodas de dentado reto também se aplicam. No entanto, a inclinação axial dos dentes introduz o ângulo de hélice (β), que é definido como o ângulo entre a tangente ao dente na interseção do cilindro primitivo e o perfil do dente.

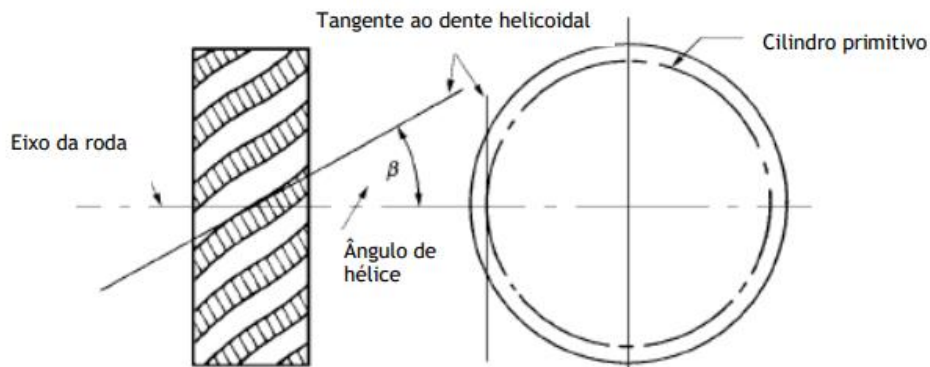


Figura 26. Ângulo de hélice na engrenagem [38]

Deste modo, para as engrenagens foi inicialmente adotado um ângulo de hélice de 15° . Para os 3 estágios de funcionamento o ângulo de hélice será igual. Este valor representa um compromisso comum na indústria, procurando um equilíbrio entre o aumento da capacidade de carga e a suavidade de funcionamento (favorecido por ângulos maiores) e a minimização das forças axiais resultantes, que impõe cargas adicionais nos rolamentos (favorecida por ângulos menores).

É referido na norma IEC 61400 que devido à variabilidade das cargas nas engrenagens de turbinas eólicas, a modificação da hélice deve ser projetada com cuidado, considerando todas

as cargas, desvios de fabricação e operação, e a distribuição de carga ao longo da hélice, para evitar efeitos prejudiciais.

Considerando que o perfil de dente é um perfil em envolvente de círculo, isto permite que o ângulo de pressão (α) se mantenha constante durante o engrenamento resultando em condições de funcionamento suaves. Para uma roda dentada helicoidal o ângulo de pressão assume duas componentes o ângulo de pressão normal (α_n) e o ângulo de pressão tangencial (α_t). Estas duas componentes assumem a seguinte relação,

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (3)$$

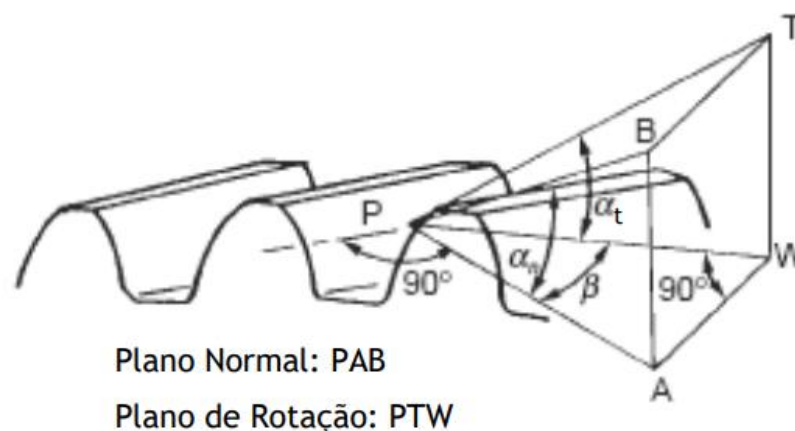


Figura 27. Relação ângulo de pressão normal e tangencial [42]

Para o âmbito do desenvolvimento deste projeto foi utilizado o ângulo de pressão normal 20° . Este valor é o padrão mais utilizado atualmente na indústria de caixas multiplicadoras, oferecendo um excelente balanço entre a resistência do dente na raiz, a eficiência da transmissão e a minimização do ruído e do risco de interferência.

3.3. Seleção Materiais

No desenvolvimento da caixa multiplicadora para a turbina eólica em análise, a seleção do material das engrenagens e os valores permitidos de tensão, σ_{Hlim} e σ_{FE} , são essenciais para garantir a durabilidade e o desempenho do sistema. Segundo a norma ISO 6336-5, esses parâmetros devem ser escolhidos de acordo com a classe de qualidade das engrenagens.

O valor de σ_{Hlim} refere-se ao limite de tensão de contacto admissível. Este parâmetro representa a tensão máxima que a superfície da engrenagem pode suportar antes de ocorrerem falhas por fadiga. Ele é crucial no cálculo da capacidade de carga das engrenagens, assegurando que a tensão de contacto real durante a operação não ultrapasse o limite de resistência do material, o que evita danos à superfície dos dentes.

O valor de σ_{FE} indica a tensão máxima admissível para a fadiga de flexão. Este parâmetro define a tensão que pode ser repetidamente aplicada à base dos dentes da engrenagem ao longo de sua vida útil, sem que ocorram falhas por fadiga. Ambos os valores são fundamentais para o dimensionamento correto da caixa multiplicadora e para a garantia de uma operação fiável em condições de carregamento variável.

Além disso, a profundidade efetiva da camada endurecida das engrenagens deve ser projetada conforme a norma ISO 6336-5. Caso sejam utilizados valores inferiores aos recomendados, estes devem ser verificados por meio de cálculos e medições para evitar o esmagamento da camada endurecida. A distorção causada pelo tratamento térmico e as variações na profundidade da camada endurecida durante o processo de retificação também devem ser consideradas, de modo a garantir que as engrenagens mantêm suas propriedades mecânicas adequadas.

Os materiais selecionados para a construção das engrenagens de uma caixa multiplicadora para uma turbina eólica são tipicamente o aço de cementação 18CrNiMo7-6 e o aço 42CrMo4. Estes materiais são regularmente utilizados na indústria, e obedecem as condições estabelecidas pela norma IEC 61400:4.

As engrenagens satélites e planetária, presentes em sistemas planetários de caixas multiplicadoras, estão sujeitas a elevados esforços cíclicos e altas tensões de contato devido à distribuição das cargas durante a transmissão de potência. Esses componentes enfrentam cargas significativas devido à rotação constante e à interação contínua entre os dentes das engrenagens, o que exige materiais com alta resistência mecânica e durabilidade.

Neste contexto, o aço 18CrNiMo7-6 foi selecionado para as engrenagens satélite e planetária. Referindo a norma IEC 61400:4 que os furos das rodas planetárias devem possuir uma dureza superficial mínima de 55 HRC para prevenir o desgaste excessivo decorrente do inevitável deslizamento do anel. Além disso, a tenacidade do núcleo do 18CrNiMo7-6 proporciona resistência contra fraturas e deformações, características fundamentais para lidar com as cargas cíclicas elevadas e repetitivas. Essa combinação de propriedades assegura uma longa vida útil das engrenagens, mesmo em condições operacionais severas, como as encontradas em turbinas eólicas, onde a resistência ao desgaste e à fadiga é crucial para manter a eficiência e fiabilidade do sistema de transmissão, [43].

Para a engrenagem de dentado interno, anel exterior, o material adotado foi o aço 42CrMo4 devido à sua elevada resistência, tenacidade e resistência ao desgaste. Este material pode ser tratado termicamente para ajustar suas propriedades mecânicas, oferecendo a flexibilidade necessária para adaptar-se às exigências específicas da aplicação. A sua utilização em engrenagens, eixos e outros componentes de sistemas de transmissão industriais pesados é amplamente difundida, especialmente em ambientes onde a durabilidade e a resistência a falhas são cruciais. No caso do anel exterior de uma caixa multiplicadora, o 42CrMo4 oferece a robustez necessária para lidar com as cargas elevadas e os esforços repetitivos, garantindo a fiabilidade do sistema ao longo da vida útil da turbina eólica, [43].

Resumindo a tabela 5 demonstra as propriedades relevantes dos materiais escolhidos.

Tabela 5. Propriedades materiais selecionados

Componente	Material	Densidade (kg/m ³)	Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson
Engrenagens satélite/planetária	18CrNiMo7-6	7800	207	0.300
Engrenagem anelar (Ring)	42CrMo4	7800	207	0.300

As engrenagens das turbinas eólicas necessitam de ter uma superfície macia para garantir uma capacidade de carga adequada. Baixas rugosidades são relevantes especialmente para prevenir fenômenos como o micropitting. Na seguinte tabela são apresentados os valores máximos de rugosidade passíveis de serem adotados. Os valores de rugosidade a seguir apresentados partem da experiência na indústria, valores estes que comprovam a resistência ao aparecimento de micropitting, [44].

Tabela 6. Valores Limite da rugosidade das engrenagens

Engrenagem	Ra (µm)
Pinhão e engrenagem de alta velocidade	≤ 0,7
Pinhão e engrenagem intermediários	≤ 0,7
Pinhão e engrenagem de baixa velocidade	≤ 0,6
Planetária e satélite de baixa velocidade	≤ 0,5

A seleção do material para a caixa multiplicadora foi uma decisão de engenharia otimizada para a função específica de cada componente, combinando um aço de cementação de alta performance para as engrenagens de maior solicitação com um aço robusto para a engrenagem anelar. A análise demonstra que, para além da resistência intrínseca dos aços, o projeto depende criticamente do controlo dos tratamentos térmicos e da qualidade do acabamento superficial da engrenagem.

3.4. Condições Iniciais de Cálculo

Estabelecidas as condições geométricas no anterior Capítulo, esta secção destina-se a estabelecer as condições iniciais para o dimensionamento da caixa multiplicadora como a velocidade de entrada e saída, a direção de fluxo da potência, as temperaturas de operação e o tempo de vida a estabelecer.

3.4.1. Condições de Operação

A caixa multiplicadora deverá ser dimensionada para condições de operação ótimas em que se produza a potência nominal estabelecida de 15 MW.

Estabelecida a geometria do rotor da turbina a considerar a definição do gerador que define a velocidade de saída da caixa multiplicadora, podemos estabelecer as velocidades de entrada e saída. A velocidade de entrada é estabelecida tendo em conta a potência nominal da turbina P_{nom} , 15 MW. Desta forma, para que esta potência seja obtida a caixa terá como velocidade nominal estabelecida de entrada (n_1) de 7,56 rpm, velocidade de rotação estabelecida pelo rotor sobre condições de velocidade nominal do vento (V_{nom}), referida no Capítulo 3.1.1. A velocidade de saída depende do gerador selecionado, tendo sido estabelecida uma velocidade nominal de saída (n_2) de 400 rpm.

Tendo estes dados é possível determinar o binário de entrada (T_{in}) e binário de saída (T_{out}) da caixa multiplicadora, dados necessários para o dimensionamento correto dos estágios multiplicadores da caixa. Então,

$$P = T \cdot \omega \quad (4)$$

Em que,

- P é a potência (em watts),
- T é o binário (em newton-metros),
- ω é a velocidade angular (em rad/s).

logo,

$$T_{in} = \frac{P_{nom}}{\omega_{entrada}} = \frac{15 \times 10^6}{7.56 \cdot \frac{2\pi}{60}} \approx 18.94 \text{ MN} \cdot \text{m}$$

De forma análoga, assumindo uma eficiência ideal para esta análise preliminar, o binário de saída (T_{out}) seria:

$$T_{in} = \frac{P_{nom}}{\omega_{entrada}} = \frac{15 \times 10^6}{400 \cdot \frac{2\pi}{60}} \approx 0.358 \text{ MN} \cdot \text{m}$$

Sintetizando os dados, a **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** demonstra as condições iniciais de velocidade de binário a serem aplicadas na caixa multiplicadora.

Tabela 7. Parâmetros de operação da caixa multiplicadora

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade de entrada, n_1	7.56	rpm
Velocidade de saída, n_2	400	rpm
Potência, P_{nom}	15	MW
Binário de entrada, T_{in}	18.99	MN·m
Velocidade nominal do vento, V_r	10.59	m/s

Através destes valores serão definidos os raios de transmissão e os restantes parâmetros dinâmicos da caixa multiplicadora.

3.4.2. Rácio de Transmissão

O rácio de transmissão global (r) de uma caixa multiplicadora com múltiplos estágios é o produto dos rácios de cada estágio individual. A distribuição do rácio total pelos estágios de multiplicação é um aspeto fundamental no design de uma cadeia de transmissão, cujo objetivo é tipicamente minimizar a massa ou o volume total. A teoria do dimensionamento de engrenagens indica que existe uma distribuição ótima do rácio global que equilibra a dimensão de cada estágio. Então, para uma solução otimizada os estágios devem ter uma magnitude semelhante, frequentemente com um rácio superior no primeiro estágio para gerir o binário de entrada mais elevado proveniente do rotor da turbina [45].

Com os dados de velocidade previamente estabelecidos é possível determinar o rácio de transmissão global da caixa multiplicadora pela seguinte formula,

$$r = \frac{n_2}{n_1} \quad (5)$$

Sendo n_1 a velocidade de entrada (7.56 rpm) e n_2 a velocidade de saída (400 rpm) o cálculo resulta no seguinte,

$$r = \frac{400 \text{ rpm}}{7,56 \text{ rpm}} \approx 52,91$$

O rácio de transmissão global a ser alcançado é de aproximadamente 1:53. Este valor em comparação com caixas multiplicadoras de potências inferiores, é significativamente mais baixo, o que se deve ao conjunto cinético de media velocidade adotado para este estudo, uma caixa multiplicadora acoplada a um PMSG. Isto permite uma multiplicação de velocidade menos acentuada tendo consequência direta no rácio global e na distribuição do mesmo pelos estágios.

A distribuição do rácio global pelos 3 estágios planetários segue a seguinte lógica,

$$r = r_1 \times r_2 \times r_3 \quad (6)$$

Assim, a distribuição do rácio global pelos 3 estágios planetários foi inicialmente definida através de um processo iterativo tendo em consideração as premissas anteriormente referidas. A proposta inicial considerou uma distribuição do rácio global de $5 \times 5 \times 2.12$, que privilegiava uma maior redução de binário nos estágios de entrada e simplificava a estrutura ao duplicar o design no primeiro e segundo estágios. O 3º estágio oferece um rácio inferior, estando este sujeito a valores de binário mais reduzidos sendo este otimizado para a obtenção da velocidade de saída pretendida.

Após a primeira iteração constatou-se que a geometria resultante nomeadamente o diâmetro da engrenagem anelar dos dois primeiros estágios pode ser otimizado, reduzindo. Desta forma, a segunda iteração passou por reduzir a diferença do rácio entre os primeiros dois estágios e o último, resultando numa distribuição do rácio global de $4 \times 4 \times 3.3$. Esta redistribuição mantém a lógica inicial permitindo uma redução significativa do diâmetro dos estágios expostos a um binário superior, resultando numa cadeia de transmissão globalmente mais compacta e

consequentemente mais leve, indo em conta aos objetivos deste trabalho. A redução das dimensões globais da caixa será discutida no Capítulo referente aos resultados.

3.4.3. Tempo de Vida

Uma caixa multiplicadora para turbinas eólicas offshore tem de garantir uma alta uma fiabilidade para que seja possível prolongar a vida útil e diminuir os custos de manutenção. A vida útil da caixa multiplicadora deve ser, no mínimo, equivalente à da turbina eólica. De acordo com a norma IEC 61400-1, a vida útil de projeto de uma turbina eólica, para as classes I a III, é definida como sendo de, pelo menos, 20 anos, tempo de vida típico estabelecido pela indústria.

O dimensionamento para a vida útil não se baseia apenas numa operação contínua da turbina sob carga nominal. Uma turbina eólica opera num vasto leque de condições de vento, resultando num espectro de cargas (load spectrum) variável ao longo do tempo. Para um dimensionamento mais direto, as normas simplificam esta abordagem através da aplicação de fatores de segurança e de carga, que visam encapsular os efeitos das variações de operação da turbina.

Desta forma a caixa multiplicadora composta por engrenagens, rolamentos, parafusos e veios, deve ser dimensionada para uma vida útil mínima de 175200 horas de serviço. Esta análise deve considerar não só as cargas dinâmicas, mas também as cargas estáticas durante os períodos de paragem, seja por motivos de manutenção ou motivos operacionais, particularmente nas engrenagens e nos rolamentos da cadeia de transmissão.

O foco principal desta dissertação reside no dimensionamento detalhado das engrenagens, que constituem o núcleo da cadeia de transmissão, e determina a dimensão final da mesma, sendo um dos objetivos a otimizar neste estudo. A análise dos rolamentos e veios, apesar de incorporada no dimensionamento global da caixa o estudo sobre estes componentes assume um carácter secundário e preliminar. No entanto, tal como a análise dos modos de falha demonstrou, os rolamentos são o componente mais crítico para a fiabilidade global do sistema, por isso, o seu pré-dimensionamento é fundamental. A seleção dos mesmos garantirá o cumprimento do requisito do tempo de vida útil. O pré-dimensionamento segue as normas estabelecidas para o efeito, a verificação da segurança estática e regida pela norma ISO 76, e o cálculo de vida à fadiga segue os princípios da norma ISO 281. Esta última baseia-se num cálculo de vida estatístico (L10) que corresponde a uma probabilidade de sobrevivência de 90%, e é utilizada para garantir o requisito de 175200 horas de vida útil. Desta forma, assegura-se a integridade do sistema, sendo que uma análise aprofundada e detalhada dos rolamentos e veios é uma proposta de trabalho futuro e um complemento a esta dissertação.

3.4.4. Fatores de Carga e Segurança

O dimensionamento de engrenagens para uma a vida útil pretendida em operação variável é um desafio complexo. As normas de calculo, como a ISO 6336, abordam esta complexidade através de um método de fatores. Estes fatores são coeficientes que ajustam as tensões nominais calculadas para ter em conta uma variedade de efeitos do mundo real que não estão

incluídos no cálculo do binário base, como cargas externas, distribuição de carga interna e desalinhamentos. Nas secções seguintes serão definidos os principais fatores de carga e segurança utilizados neste projeto.

Para o desenvolvimento da caixa multiplicadora é necessário garantir resistência à fadiga de superfície (Pitting) e resistência à flexão.

3.4.4.1. Fator de Aplicação, K_a

O fator de aplicação é um dos parâmetros a aplicar no cálculo das engrenagens. Este é em alguma literatura definido como o fator de sobrecarga, K_o , sendo definido como o quociente entre a força tangencial atuante e a força tangencial nominal. Este fator visa quantificar os efeitos de cargas dinâmicas externas.

Os fatores a selecionar apresentados na Tabela 8, variam de acordo com o tipo de carga aplicada.

Tabela 8. Fatores de aplicação, K_a

Impacto primário	Impacto do Lado da Carga		
	Carga Uniforme	Carga de médio impacto	Carga de alto impacto
Carga Uniforme (Motor, Turbina, Motor Hidráulico)	1.0	1.25	1.75
Carga de Leve Impacto (Motor Multicilíndrico)	1.25	1.5	2.0
Carga de Médio Impacto (Motor monocilíndrico)	1.5	1.75	2.25

Desta forma, considerando a tipologia de esforços e impactos causados pelo rotor da turbina, considerandos como carga de impacto médio. Pois, apesar de um funcionamento constante e de a turbina ter sistemas de regulação de velocidade, fatores ambientais adversos podem causar variações abruptas nas cargas aplicadas. Então,

$$K_a = 1.25$$

3.4.4.2. Fator de carga dinâmica, K_v

O fator carga dinâmico é função da qualidade da roda dentada e da velocidade linear no círculo primitivo, sendo uma componente associada à resistência à flexão do dentado. O fator de carga dinâmico tem em consideração a precisão dos dentes das rodas dentadas pelo que o fator de carga é influenciado pelo design e pela produção da roda dentada. Ou seja, para engrenagens com um fabrico de alta precisão, é necessário de um fator de carga mais reduzido [46].

Deste modo de acordo com a norma IEC 61400, esta refere que de sendo o valor calculado de $K_v < 1.05$, então o valor mínimo deverá ser usado. Este requisito da norma visa garantir uma

margem de segurança conservadora para ter em conta os efeitos dinâmicos internos de engrenamento que não são totalmente capturados pelos modelos de cálculo, especialmente considerando a natureza variável das cargas numa turbina.

Assim, para este projeto, adota-se o valor mínimo estipulado:

$$K_v = 1.05$$

3.4.4.3. Fator de carga da malha, K_Y

O fator de carga na malha considera os desvios na distribuição da carga para caixas de velocidades com diferentes direções de potência, como caixas de eixos paralelos e neste caso específico para caixas com recurso a engrenagens planetárias. Devido às deformações e tolerâncias de fabrico a distribuição da carga nas engrenagens satélite não é equilibrada. Por isso, para o cálculo deste tipo de conjunto planetário é usado o fator de carga da malha [46].

No caso de engrenagens planetárias este fator depende diretamente do número de engrenagens satélite usadas no sistema, tal como demonstra a Tabela 9.

Tabela 9. Fatores de carga de malha, [46]

Número de planetas	3	4	5	6	7
Fator de carga da malha K_Y	1,10	1,25	1,35	1,44	1,47

A seleção do fator de carga da malha, K_Y deve, portanto, refletir a arquitetura definida no Capítulo 3.2.2. isto significa que serão aplicados valores distintos para os diferentes estágios da caixa multiplicadora de acordo com a Tabela 9:

- Para o 1º e 2º estágios (com 4 engrenagens planetárias) foi adotado um fator ligeiramente mais penalizante para ter em conta os desafios de partilha de carga,

$$K_Y = 1.25$$

- Para o 3º estágio (com 3 engrenagens planetárias), foi adotado o fator standard para uma distribuição de carga mais equilibrada,

$$K_Y = 1.10$$

A aplicação destes valores distintos para cada estágio garante que o dimensionamento reflete de forma rigorosa as especificidades e os compromissos de engenharia assumidos para cada parte do sistema de transmissão.

3.4.4.4. Fator de Distribuição de Carga na Face do Dente, $K_{H\beta}$

A distribuição da carga sobre a face e a raiz do dente são descritos pelo fator $K_{H\beta}$ e $K_{F\beta}$ respetivamente. Estes fatores quantificam o aumento de tensão devido a uma distribuição não uniforme da carga ao longo da largura do dente, causada por deformações nos veios, dos rolamentos sob carga, bem como por desalinhamentos.

Deste modo, de acordo com as caixas multiplicadoras em utilização e experimentalmente um valor de K_{β} entre os 1.10 e os 1.30 é aceite na indústria [47]. A escolha de um valor específico dentro deste intervalo depende do nível de rigidez do sistema e da precisão de fábrica. Um valor mais baixo implicaria um sistema extremamente rígido e preciso, enquanto um valor mais alto seria para um design mais flexível ou com maiores tolerâncias.

Neste projeto assume-se uma maquinação de alta precisão, no entanto, considerando as cargas elevadas de uma turbina deste tipo, que iram inevitavelmente causar alguma deformação nos componentes, a adoção do valor mínimo, 1.10, seria demasiado otimista, assim foi adotado um valor ligeiramente mais conservador. Considerando os aspetos suprarreferidos o valor adotado será,

$$K_{H\beta} = 1.15$$

Para efeitos de dimensionamento preliminar, assume-se que o fator para a flexão na raiz do dente é igual, pelo que $K_{H\beta} = K_{F\beta}$.

3.4.4.5. Fatores de Distribuição de Carga Transversal, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$

O fator de carga transversal ($K_{H\alpha}$ para a fadiga superficial e $K_{F\alpha}$ para a flexão) tem em consideração os efeitos de uma distribuição de carga desequilibrada sobre múltiplos pares de dentes que engrenam simultaneamente. Idealmente a carga devia ser partilhada de forma uniforme. No entanto, desvios de passo entre dentes adjacentes, resultantes do processo de fabrico, podem fazer com que um par de dentes em contacto prematuramente, suportando uma porção maior de carga.

Para garantir a fiabilidade em aplicações eólicas, a norma IEC 61400-4 estipula os graus de precisão de fabrico mínimos, conforme a norma ISO 1328-1, que são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10. Precisão exigida para engrenagens

Tipo de engrenagem	Grau máximo de precisão (de acordo com ISO 1328-1)
Engrenagem externa	6
Engrenagem interna	7

Um fator de 1.0 representa a distribuição ideal e só é justificável para engrenagens de alta precisão. Considerando o dimensionamento destes elevados graus de precisão, é justificado adotar os fatores de carga ideais:

$$K_{H\alpha} = 1.0 \text{ e } K_{F\alpha} = 1.0$$

3.4.4.6. Resistência à Fadiga de Superfície e Resistência à Flexão

A resistência à fadiga de superfície (pitting), e a resistência à flexão são considerados no dimensionamento da caixa multiplicadora via fatores de segurança. Os ciclos de vida resistentes

à fadiga devem considerar um número mínimo de horas mínimo definido pelo fabricante da turbina, mas nunca inferior ao tempo de vida útil do design especificada, ou seja, 175200 horas.

Todos os dentes das engrenagens externas devem ser retificados apenas nas faces. Entalhes de retificação nas faces ou nas raízes podem reduzir a resistência à flexão, aumentando a tensão na raiz. Estes aspetos podem ser anulados recorrendo a procedimentos de produção adequados.

Tendo em conta o referido, os fatores de segurança mínimos para a resistência à fadiga de superfície, S_H , e para a resistência à flexão, S_F , são sugeridos pela norma IEC 61400. É de notar que a norma exige um fator de segurança mais elevado para a resistência à flexão. A razão para esta maior exigência reside na natureza da falha: uma fratura na raiz do dente é tipicamente uma falha súbita e catastrófica, que pode levar à destruição da caixa. Em contraste, a fadiga de superfície (pitting) é uma falha progressiva, que gera ruído e detritos e é, muitas vezes, detetável por sistemas de monitorização antes de causar falha total.

Assim os valores mínimos definidos são:

$$S_H = 1.25$$

e,

$$S_F = 1.56$$

3.4.4.7. Resistência à Gripagem (Scuffing)

A resistência à gripagem (Scuffing) nas engrenagens é um fator crítico para o desempenho e durabilidade dos sistemas de transmissão, representando um modo de falha por desgaste adesivo que pode levar a danos severos. O cálculo do risco de ocorrência de scuffing é realizado com base em dois métodos: a temperatura de contacto total (flash temperature), que se refere à temperatura máxima alcançada nas áreas de contacto durante o funcionamento, e a temperatura integral (bulk temperature), que corresponde à temperatura média na superfície das engrenagens, [44].

A avaliação do risco de ocorrência de scuffing é um problema termodinâmico complexo, sendo o cálculo padronizado por relatórios técnicos como a norma ISO/TR 13989. A análise baseia-se em dois modelos de temperatura:

- A temperatura integral (bulk temperature), que corresponde à temperatura média da engrenagem e determina a viscosidade do óleo à entrada da zona de contacto; e,
- A temperatura de contacto total (flash temperature), que representa o pico de temperatura instantâneo e localizado, gerado pelo atrito no ponto de contacto.

A falha ocorre se a temperatura de contacto total exceder a capacidade de carga térmica do lubrificante. Assim o fator de segurança à gripagem, S_B , está diretamente relacionado com a escolha de um óleo adequado, capaz de criar uma camada protetora a altas temperaturas.

Assim a norma IEC 61400 sugere que o valor mínimo sugerido para o fator de segurança para a gripagem é de,

$$S_B = 1.3$$

O risco máximo aceitável de ocorrência de gripagem é de 5%. Estes aspetos de segurança garantem que as engrenagens funcionem de forma eficiente, com a menor probabilidade possível de falhas por gripagem durante a operação normal do sistema de transmissão.

3.5. Lubrificação e Arrefecimento

A lubrificação de uma caixa multiplicadora em ambiente offshore é um dos aspetos mais relevantes no projeto de um sistema de transmissão deste tipo, dado ao facto que a manutenção destes equipamentos se estende por grandes intervalos de tempo. Assim é extremamente importante selecionar um lubrificante adequado para as condições previstas em 3.1.2, e que o sistema de lubrificação seja eficiente e fiável. As caixas multiplicadoras de aerogeradores operam em condições onde as turbinas eólicas apresentam uma velocidade relativamente baixa, mas com elevadas cargas sobre os dentes das engrenagens. Devido a estas condições, é essencial o uso de um óleo lubrificante, seja sintético ou mineral, que possua propriedades adequadas para evitar a gripagem e que apresente uma viscosidade relativamente alta. Uma viscosidade inadequada, pode provocar problemas como micropitting, desgaste adesivo e, eventualmente, a gripagem das engrenagens. Para este Capítulo seguiu-se as orientações da norma IEC 61400: 4.

3.5.1. Lubrificante

A escolha do lubrificante depende de diversos fatores,

- Viscosidade;
- Ponto de fluidez;
- Índice de viscosidade;
- Aditivos;
- Custo;
- Condições de operação;
- Performance da turbina; e
- Manutenção.

Os óleos sintéticos, têm um ponto de congelamento mais baixo, permitindo que a caixa multiplicadora seja iniciada em temperaturas mais baixas do que se utilizasse um óleo mineral de viscosidade comparável, o que permite evitar gripagem. Além disso, os óleos sintéticos possuem índices de viscosidade mais elevados, o que significa que a variação da viscosidade com a temperatura é menor do que nos óleos minerais. Por outro lado, os óleos minerais são mais económicos. No entanto, um óleo mineral de maior viscosidade pode igualar a performance de um sintético em temperaturas de operação mais elevadas, desde que seja pré-aquecido para arranques a frio, o que pode adicionar complexidade no sistema de lubrificação.

Os lubrificantes sintéticos, por terem melhor capacidade de lubrificação, podem melhorar a eficiência da caixa multiplicadora e operar a temperaturas mais baixas do que os óleos minerais. Reduzir a temperatura de operação do lubrificante é benéfico, pois aumenta a espessura do filme lubrificante, prolongando a vida útil das engrenagens e dos rolamentos, enquanto reduz a oxidação, aumentando assim a durabilidade do próprio lubrificante.

Idealmente, lubrificantes de viscosidades diferentes seria ideal para os diferentes estágios da caixa multiplicadora. Pois cada estágio multiplicador, tem um rácio de multiplicação distinto e consequentemente uma velocidade de operação diferente. Porém, tal opção não seria prática para o desenvolvimento do sistema de lubrificação da caixa.

Considerando estes fatores, na indústria está geralmente estabelecido que a especificação da viscosidade do óleo para as engrenagens é ISO VG 320. Deste modo, a seleção do óleo terá de obedecer a este parâmetro. Em adição, devido aos aspetos referidos acima os óleos selecionados serão óleos sintéticos à base de polialfaolefina (PAO).

A título comparativo, inicialmente foram selecionados 2 óleos que correspondem a este parâmetro inicial, sendo estes especificamente indicados para aplicação em turbinas eólicas, cumprindo todas as normas associadas. Foram selecionados o óleo Shell Omala S4 GX 320 e o óleo Mobil SHC™ Gear 320 WT. O seu comparativo direto foi realizado na Tabela 11.

Tabela 11. Comparativos óleos Shell Omala S4 GX 320 e o óleo Mobil SHC™ Gear 320 WT, [48], [49]

Propriedades	Shell S4 GX 320	Mobil SHC Gear 320
Grau de Viscosidade ISO	320	320
Viscosidade Cinemática @40°C	335 cSt	320 cSt
Viscosidade Cinemática @100°C	40 cSt	42.1 cSt
Índice de Viscosidade	159	187
Ponto de Inflamação	252°C	256°C
Ponto de fluidez	-42°C	-45°C
Densidade @15°C	0.883 kg/l	0.854 kg/l
Teste de Scuffing FZG, Estágio de Falha	>14	>14

De acordo com a teoria elastohidrodinâmica (EHD), que descreve o comportamento dos filmes lubrificantes em zonas de contato elástico com deslizamento e rolamento, a ocorrência de um filme protetor constante depende de 4 fatores, [50]:

- Viscosidade do lubrificante no engrenamento;
- Soma das velocidades instantâneas nas superfícies dos do par engrenado;
- Cargas aplicadas; e,
- Raio de curvatura do dente.

Para além das características dinâmicas, como a velocidade e cargas aplicadas, e geométricas do dentado, como os raios de curvatura, o ângulo de hélice adotado e a rugosidade

extremamente relevantes para a criação de um filme protetor em volta do dente, as características do óleo selecionado, mais precisamente da viscosidade que este apresenta em baixas e altas temperaturas na zona de contacto do dentado, é fulcral para que se estabeleça um filme protetor. Considerando que o arranque da turbina eólica é uma operação crítica para os componentes da transmissão, o comportamento do fluido em baixas temperaturas e velocidades tem de garantir uma cobertura do dentado e dos rolamentos, então um óleo com um ponto de fluidez mais baixo é recomendado, permitindo a supressão de sistemas de aquecimento do óleo.

Em contexto offshore a manutenção da turbina é periodicamente realizada, mas em períodos alargados. Portanto o óleo tem de oferecer características que possam minimizar a manutenção. Ou seja, proteção contra corrosão e resistência à contaminação de água, bem como grande capacidade de resistência a oxidação, são fatores extremamente relevantes. Em adição, sabendo das variações de temperatura de um ambiente offshore, um óleo que consiga manter as suas características num intervalo considerável de temperatura é ideal. O índice de viscosidade de um óleo considera precisamente este aspeto, quanto maior o índice de viscosidade de um óleo maior a sua capacidade em manter as suas características no intervalo de temperaturas esperados para o funcionamento da turbina. Em comparação direta, neste aspeto o óleo Mobil SHC Gear 320 tem um índice de viscosidade superior, e por isso ideal para este ambiente de operação.

Consequentemente verificando que o óleo tem características muito semelhantes, optou-se pelo óleo Mobil SHC Gear 320, sendo que cumpre todos os pressupostos enunciados, incluindo o funcionamento otimizado a baixas temperaturas.

Em relação à quantidade de óleo de um sistema de transmissão deste tipo, a norma IEC 61400:4 sugere a seguinte formula para a determinação da quantidade de óleo necessária:

$$Q_{oil} = 0,15 \cdot P_{el} + 20 \quad (7)$$

Em que,

- Q_{oil} - quantidade de óleo em litros
- P_{el} – Potência nominal da turbina em kW

No entanto, a própria norma refere que a determinação desta expressão se baseia na experiência e aplicação em turbinas eólicas até 2 MW com múltiplos estágios em que a carcaça da caixa multiplicadora tem o próprio reservatório, tipicamente um cárter. Para turbinas de potência superior é referido que a quantidade de óleo terá de ser revista, especialmente se estas tiverem um reservatório à parte, o que se prevê ser o caso para a situação em estudo.

Para responder a alguns aspetos mais críticos o óleo deve possuir determinados aditivos para uma proteção redobrada ao desgaste adesivo e micropitting. Para a resistência à gripagem (scuffing) discutida em 3.4.4.7, o óleo selecionado deve possuir um robusto pacote de aditivos de extrema pressão (EP). Estes aditivos são fundamentais para criar um filme protetor em condições de alta pressão e garantir a proteção contra o desgaste adesivo e o micropitting, assegurando que o fator de segurança à gripagem (S_B) seja cumprido.

3.5.2. Métodos de Lubrificação

Nos aerogeradores com caixas multiplicadoras, existem dois principais tipos de sistemas de lubrificação, splash (ou dip) e alimentação por pressão. A viscosidade do lubrificante é um fator importante no design do sistema, afetando desde o tamanho da bomba até a tubulação de entrega do óleo, parâmetro relevante para a escolha do método de lubrificação.

No método de lubrificação por splash não há a necessidade de uma bomba, este depende das engrenagens para direcionar o óleo aos rolamentos. A engrenagem de baixa velocidade deve imergir no óleo para garantir lubrificação suficiente, enquanto o nível de óleo deve minimizar agitação excessiva.

A aplicação de uma caixa multiplicadora num ambiente offshore está sujeita a um tipo de condições mais exigente. Como referido anteriormente neste documento, uma turbina eólica numa plataforma flutuante está sujeita a movimentos de balanço e arfagem, o que torna um sistema simples por imersão tendencialmente ineficiente. Os movimentos da plataforma causariam oscilações significativas no nível do óleo no cárter, podendo levar a dois cenários de falha, por um lado as engrenagens poderiam deixar de estar submersas, causando uma falha de lubrificação por falta de óleo, por outro lado uma imersão excessiva levaria a uma agitação violenta do óleo, resultando em perdas de potência e possivelmente sobreaquecimento do sistema.

Para resolver os desafios impostos pela aplicação da turbina eólica numa plataforma flutuante, o método de lubrificação por injeção de óleo é o mais adequado e foi o selecionado para esta aplicação por garantir uma lubrificação adequada em sistemas de transmissão complexos, como os encontrados em turbinas eólicas, onde os componentes necessitam de uma lubrificação constante e fiável. Este método torna-se relevante em aplicações onde a precisão na distribuição do óleo é essencial, como no caso de engrenagens e rolamentos que operam em condições críticas. A lubrificação por pressão é um método que permite direcionar o óleo para zonas mais críticas, isto é permitido pelo uso de bicos de pulverização. A introdução da lubrificação por injeção, portanto, revela-se uma solução eficaz para melhorar a distribuição do óleo em áreas de difícil acesso e críticas para o funcionamento da caixa multiplicadora [44].

Para que o sistema funcione de forma eficiente, é fundamental que os bicos de injeção estejam corretamente posicionados, permitindo acesso fácil para intervenções de manutenção, como a sua limpeza ou substituição. Além disso, a norma recomenda que estes bicos sejam equipados com filtros de proteção, de modo a evitar entupimentos e depósitos, assegurando a continuidade da lubrificação nas áreas críticas. Este cuidado é essencial para o bom funcionamento da caixa multiplicadora, prevenindo o desgaste prematuro das engrenagens e garantindo que o sistema de lubrificação opere sem falhas que possam comprometer a sua durabilidade.

4. Apresentação de Resultados

Este Capítulo apresenta os resultados numéricos e de dimensionamento obtidos através da metodologia de dimensionamento descrita no Capítulo anterior para as engrenagens. A secção inicial centra-se no núcleo desta dissertação: o conjunto de engrenagens de cada um dos três estágios. As secções seguintes apresentam os sistemas e componentes complementares da cadeia de transmissão.

4.1. Dimensionamento Engrenagens

Tendo todos os dados necessários estabelecidos, procedeu-se a um processo iterativo com vista a atingir uma solução primária de cada estágio de transmissão. Desta forma, inseridos os dados no programa de cálculo KISSsoft®, foram calculados os dados de cada engrenagem de cada estágio de transmissão. Seguidamente procedeu-se à análise dos dados obtidos.

4.1.1. 1º Estágio

O primeiro estágio de multiplicação de velocidade é o mais crítico da caixa multiplicadora, pois está diretamente acoplado ao rotor da turbina estando sujeito ao elevado binário aplicado. O seu dimensionamento foi objeto de um processo iterativo com o objetivo de garantir robustez fiabilidade tentando produzir um conjunto compacto.

Inicialmente a configuração deste estágio considerou 3 engrenagens satélite, resultando em fatores de segurança insuficientes e com dimensões excessivas. Para aumentar a capacidade de carga e a densidade de binário, a solução foi evoluir para uma configuração com 4 engrenagens planetárias. Tal como discutido na secção 3.2.2, esta decisão aumenta a complexidade da partilha de carga, no entanto é fundamental para se atingir uma solução tecnicamente viável. Após vários ajustes nos parâmetros geométricos da mesma, como módulo, ângulo de hélice e as correções de dentado, chegou se a uma solução final, cujos parâmetros mais relevantes estão demonstrados na seguinte tabela. O Anexo A refere a informação complementar calculada.

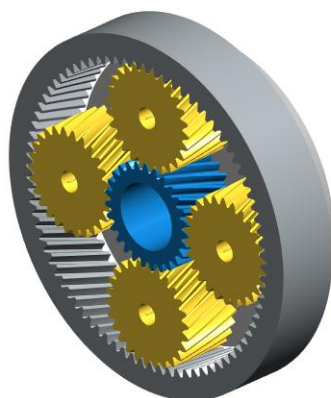


Figura 28. 1º estágio; Engrenagens planetárias a amarelo; Engrenagem solar a Azul; engrenagem anelar a cinzento

Tabela 12. Sumário características 1º Estágio

Parâmetro	Unidade	Sol	Satélites	Engrenagem Interna
Potência	MW		15	
Geometria principal				
Nº de dentes, Z		27	26	-81
Rácio de transmissão	r		4	
Módulo Normal, m_n	mm	44	44	44
Ângulo de pressão normal, α	°	20.000	20.000	20.000
Ângulo de hélice, β	°	18	18	18
Largura da face (mm)	mm	783.5	759.7	783.5
Material		18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	42 CrMo 4 (2)
Resultados de Resistência				
Fator de Segurança Fadiga Superficial (S_H)	-	1.476	1.539	1.349
Fator de Segurança flexão (S_F)	-	3.260	2.515	2.427
Resultado Global				
Eficiência total	-		0.992	
Peso total	Kg		56423	

O resultado do dimensionamento para o primeiro estágio é uma solução robusta que cumpre os pressupostos. A utilização de um módulo elevado (44 mm) e de uma grande largura de face, são consequências diretas da necessidade de gerir o binário de entrada de aproximadamente 19MNm. A massa total do estágio, superior a 56 toneladas, reflete esta realidade e posiciona este estágio como o maior na cadeia de transmissão tal como esperado. As correções de perfil e as modificações de flanco, como alívio da ponta do dente, foram essenciais para otimizar o contacto entre os dentes e garantir a fiabilidade sobre carga.

4.1.2. 2º Estágio

O segundo estágio da caixa multiplicadora opera a uma velocidade de rotação superior e, consequentemente, sob um nível de binário já reduzido pelo primeiro estágio. Esta redução do binário de entrada permite um design significativamente mais compacto e leve. Mantendo a lógica de projeto para garantir uma densidade de binário elevada, foi utilizada a mesma arquitetura, com 4 engrenagens planetárias. Tal pode ser verificado na Figura 29 e Tabela 13 abaixo. O Anexo B refere a informação complementar calculada.

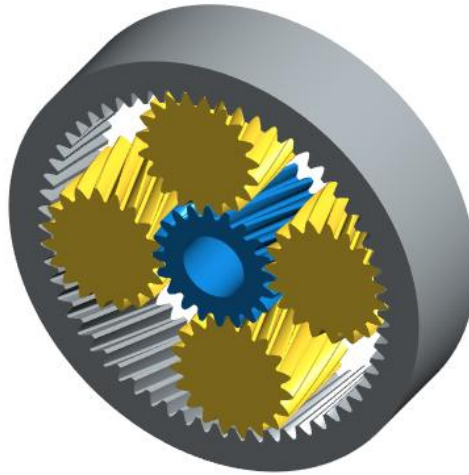


Figura 29. 2º estágio; Engrenagens planetárias a amarelo; Engrenagem solar a Azul; Engrenagem anelar a cinzento

Tabela 13. Sumário características 2º estágio

Parâmetro	Unidade	Sol	Satélites	Engrenagem Interna
Potência	MW		15	
Geometria principal				
Nº de dentes, Z		20	19	-60
Rácio de transmissão	r		4	
Módulo Normal, m_n	mm	33	33	33
Ângulo de pressão normal, α	°	22	22	22
Ângulo de hélice, β	°	16	16	16
Largura da face (mm)	mm	640	620	640
Material		18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	42 CrMo 4 (2)
Resultados de Resistência				
Fator de Segurança Fadiga Superficial (S_H)	-	1.345	1.401	1.293
Fator de Segurança flexão (S_F)	-	4.124	3.313	3.755
Resultado Global				
Eficiência total	-		0.990	
Peso total	Kg		16053	

A análise dos resultados para o 2º estágio mostra que a redução de binário permitiu um design mais leve, reduzindo em 70% o peso em relação ao 1º estágio. Os parâmetros de segurança e

de carga foram respeitados com a resistência à flexão acima do requisitado e a resistência à fadiga superficial a cumprir os requisitos impostos.

A análise dos dois primeiros estágios sugere um padrão, o dimensionamento é muito robusto contra a fratura do dente, mas está limitado pela resistência da superfície (pitting) e, principalmente pela gripagem. Isto indica que a otimização da microgeometria do dentado são aspetos a abordar posteriormente.

4.1.3. 3º Estágio

O 3º estágio é o estágio final de alta velocidade que conecta ao gerador, responsável por elevar a velocidade de rotação proveniente do 2º estágio até à velocidade pretendida de 400 rpm para o gerador. Como este estágio de multiplicação de velocidade está sujeito ao menor nível de binário, foi possível adotar uma arquitetura mais simples e robusta, com 3 engrenagens planetárias, tal como justificado na secção 3.2.2 com o objetivo de obter um estágio mais leve e compacto.

A primeira iteração para o 3º estágio da cadeia de transmissão, sendo o de mais alta velocidade, revelou-se um ponto crítico, não atingindo inicialmente os fatores de segurança estabelecidos para a fadiga superficial e para a resistência à flexão do dente estabelecidos previamente. Desta forma procedeu-se ao refinamento da geometria do dentado o que resultou no aumento do módulo normal de 14 mm para 15 mm e uma alteração ao número de dentes bem como as correções de perfil dos mesmos. A iteração final revela um design revalidado que cumpre os pressupostos normativos. A Tabela 14 demonstra os valores geométricos e de segurança obtidos na última iteração deste estágio. O Anexo C refere a informação complementar calculada.

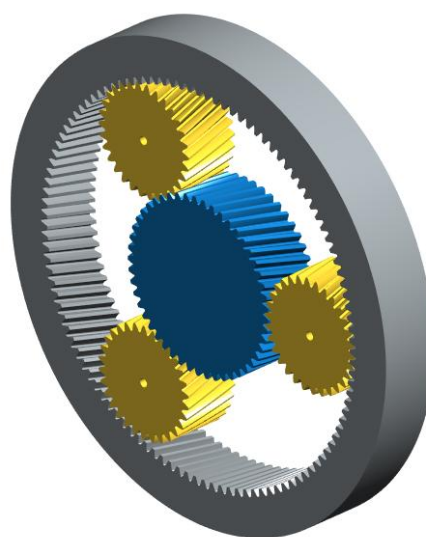


Figura 30. 3º estágio; Engrenagens planetárias a amarelo; Engrenagem solar a Azul; Engrenagem anelar a cinzento

Tabela 14. Sumário características 3º estágio

Parâmetro	Unidade	Sol	Satélites	Engrenagem Interna
Potência	MW		15	
Geometria principal				
Nº de dentes, Z		47	29	-109
Rácio de transmissão	r		3.33	
Módulo Normal, m_n	mm	15	15	15
Ângulo de pressão normal, α	°	22	22	22
Ângulo de hélice, β	°	14	14	14
Largura da face (mm)	mm	255	250	255
Material		18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	42 CrMo 4 (2)
Resultados de Resistência				
Fator de Segurança Fadiga Superficial (S_H)	-	1.334	1.359	1.7437
Fator de Segurança flexão (S_F)	-	2.909	1.966	1.778
Resultado Global				
Eficiência total	-		0.994	
Peso total	Kg		3624	

A análise do fator de segurança demonstra que o refinamento da geometria, nomeadamente o aumento do módulo foi eficaz na resolução das não conformidades anteriores, cumprindo assim os fatores de segurança estabelecidos.

O processo iterativo permitiu corrigir as falhas de dimensionamento iniciais, validando a geometria final para todos os estágios da caixa multiplicadora.

4.2. Componentes Adicionais

Uma vez estabelecido o dimensionamento dos estágios planetários, bem como as dimensões gerais da cadeia de transmissão estabelecidas pelos mesmos, a análise prossegue para os restantes componentes constituintes da cadeia cinemática. Componentes como os veios, rolamentos e elementos de fixação são fundamentais para o suporte dos estágios planetários, garantindo o correto alinhamento e a transmissão de potência entre rotor da turbina os estágios e o gerador, de forma fiável e eficiente.

Como referido na metodologia, e dado que o principal foco desta dissertação reside na macrogeometria das engrenagens para estabelecer as dimensões gerais da cadeia de transmissão e comparar com a metodologia de transmissão direta, o dimensionamento destes componentes assume um carácter secundário. O objetivo é verificar a integridade do sistema e selecionar as configurações que assegurem a sua viabilidade do sistema como um todo, com base nas cargas e na geometria definida pelo dimensionamento dos estágios planetários.

4.2.1. Veios

O veio num sistema de transmissão funciona como a conexão entre os diversos estágios de transmissão, bem como a conexão e transmissão de energia do rotor e da caixa multiplicadora para o gerador. Deste modo, os veios estão sujeitos as cargas aplicadas, tanto pelo rotor da turbina como pelas engrenagens da caixa multiplicadora. Estes esforços como os momentos torsores, aplicado pelo rotor, e os momentos de flexão aplicados pelas engrenagens, são os aspetos a ter em consideração. Estes esforços são potenciados em duas ocasiões, no arranque do rotor da turbina e na paragem. O arranque e a paragem são os momentos mais críticos para os componentes de transmissão, devido aos choques iniciais causados e devido as cargas cíclicas provocadas, até haver uma estabilização da velocidade e consequentemente do sistema.

Com a presença de esforços de torsão e de flexão, que causa deformações cíclicas no veio, análise da fadiga neste componente torna-se mais relevante, sabendo que as cargas estáticas estão também presentes.

As cargas de projeto, incluindo os efeitos dinâmicos, como a fadiga devem ser utilizadas nos cálculos de resistência. Para tal a tabela seguinte explicita os valores dos fatores de segurança mínimos a adotar para a fadiga e para o escoamento.

Tabela 15. Fatores de segurança mínimos

	DIN 743	ANSI/AGMA 6001
Fadiga	1,75	1,75
Escoamento	1,30	1,30

De referir que para a norma ANSI/AGMA 6001, estes valores assumem k_c é 1,0 (P = 50 %) e F_p é 1,0. Já os valores da DIN 743 incluem o fator de incerteza do método de 1,2.

Outra componente de relevância passa pela seleção do material dos veios, seja do porta-satélites seja do veio da engrenagem planetária. Neste sentido, é natural que o veio da engrenagem planetária seja do mesmo material que a engrenagem. No que toca aos restantes neste caso foi adotado o mesmo material.

Tabela 16. Material dos veios caixa multiplicadora

Componente	Material	Limite Elasticidade (MPa)	Módulo de Young (GPa)	Resistência à Tração (MPa)
Veios	18CrNiMo7-6	770	207	1000

A seleção deste material para este propósito, deve se aos mesmos motivos referidos no Capítulo da seleção dos materiais para as engrenagens.

O aço selecionado deve ter uma temperabilidade suficiente para cumprir os requisitos de resistência, tenacidade e dureza superficial. Sendo que depois da têmpera devem passar pelo processo de alívio de tensões, [44].

As ligações entre os estágios da caixa multiplicadora são preponderantes para a correta transmissão de energia. Esta ligação deve ter uma margem de segurança adequada para transferir o binário por interferência, como por exemplo uma ligação em spline. Para o caso referido foram evitados tipos de conexão por chaveta.

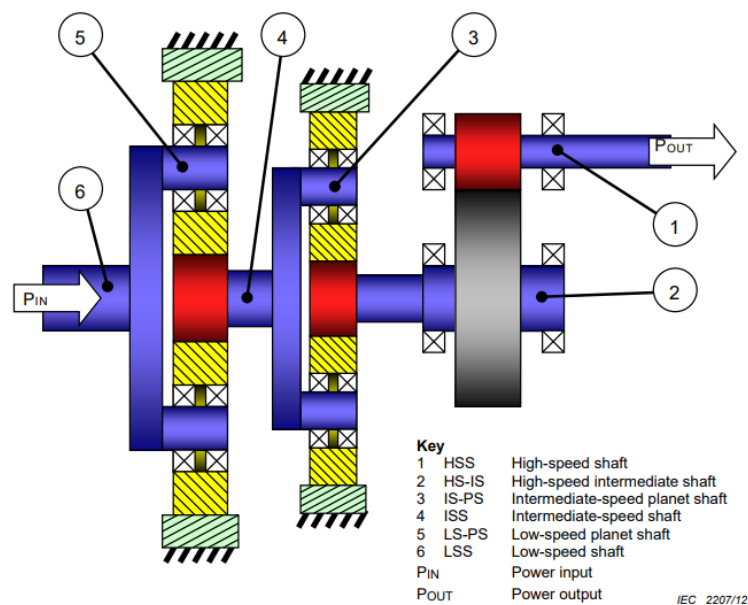


Figura 31. Nomenclatura para os veios [46]

A geometria dos veios é outro ponto relevante a ter em consideração. Para melhor permitir o alojamento dos rolamentos e das engrenagens adotadas, alguns pormenores geométricos no veio podem ser importantes.

4.2.2. Rolamentos

A utilização de rolamentos tem como objetivo a redução do atrito entre componentes em rotação, permitindo uma rotação suave. Deve ser dimensionado para suportar cargas axiais e radiais. Distribuindo as forças de uma forma eficiente, minimizando o desgaste e prolongando a vida útil dos componentes.

Como detalhado na secção 2.3.3, os rolamentos numa caixa multiplicadora de um aerogerador são um dos componentes mais relevantes para estabelecer o tempo de vida útil e estratégias de manutenção da cadeia de transmissão, sendo que é um dos componentes que tem uma maior taxa de falha e críticos para o funcionamento da caixa. Nas falhas detetadas em sistemas de transmissão de caixas a multiplicadoras 85 % são causadas devido a falhas nos rolamentos. Tendo isto em consideração a escolha dos rolamentos a usar é extremamente preponderante para prolongar a vida útil dos sistemas de transmissão [35].

4.2.2.1. Seleção e Configuração

Em caixas multiplicadoras maiores, o risco de danos por deslizamento nos rolamentos aumenta durante condições de carga reduzida e transições de carga, comuns em turbinas eólicas. Esses danos podem levar a falhas prematuras nos rolamentos, antes do esperado pelos cálculos de vida útil. Por isso, é fundamental considerar essas condições ao escolher os rolamentos [44].

Então, o risco de danos por deslizamento é influenciado por fatores como:

- Design e tamanho do rolamento;
- Velocidade;
- Aceleração;
- Taxa de mudança de condições não carregadas para carregadas;
- Correta lubrificação: quantidade de óleo, viscosidade, temperatura e aditivos;
- Folga interna operacional;
- Tamanho e localização da zona de carga, incluindo qualquer pré-carga; e,
- Elasticidade da montagem.

A taxa de mudança de condições de não carregadas refere-se ao arranque e as paragens do rotor. Estas operações são críticas, tendo os sistemas de lubrificação e os componentes da caixa que suportam as cargas estar nas melhores condições possíveis. Os rolamentos podem diferenciar-se na sua seleção por rolamentos dedicados puramente a cargas axiais, rolamentos para cargas radiais e rolamentos para cargas combinadas, em que estão sujeitos a esforços radiais e axiais.

A disposição dos rolamentos é uma componente relevante no dimensionamento de uma caixa multiplicadora deste tipo. Sendo fundamental, posicionar corretamente os veios no sistema de transmissão isso faz com que tipos de rolamentos específicos devam ser selecionados para cada local específico, sabendo de antemão que tipo de esforços estarão envolvidos e sabendo de que forma se pretende fixar o veio.

Num veio geralmente é realizada com um rolamento em cada lado do pinhão, posicionando o veio radialmente e axialmente. Deste modo, como demonstrado na Figura 32 os rolamentos podem assumir 2 tipos, rolamento fixo e rolamento flutuante, podendo ser dispostos num arranjo de rolamento flutuante ou de rolamento fixo. Estes são definidos da seguinte forma,

- Uma disposição de rolamento fixo, fornece suporte radial e posiciona o eixo axialmente em ambas as direções. Desta forma este rolamento deve estar fixo tanto no veio como no corpo onde esta apoiado; e,
- Uma disposição flutuante, com rolamento flutuante, fornece apenas suporte radial. Este permite deslocamentos axiais para acomodar as variações térmicas na direção axial do eixo.

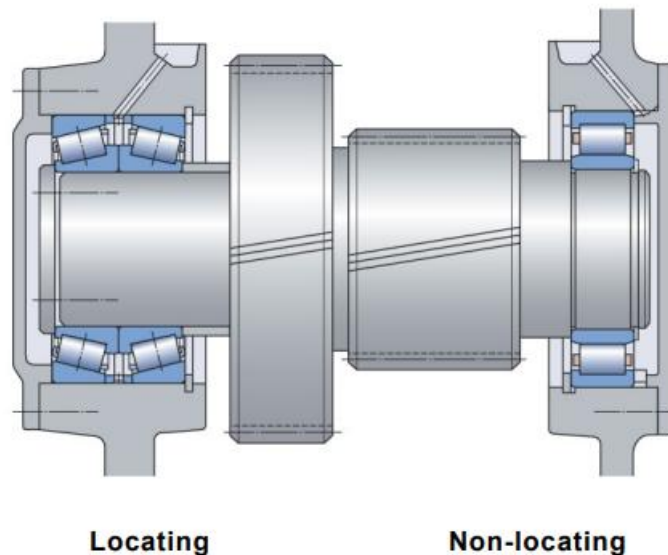


Figura 32. Disposição dos rolamentos em arranjo fixo e arranjo flutuante ("locating and non-locating bearing arrangements") [46]

Ou seja, para arranjos de rolamentos flutuantes (non-locating bearings), usa-se rolamentos para suporte radial apenas, ao passo que para arranjos de rolamentos fixos, usa-se rolamentos de carga combinada, ou uma combinação de um rolamento para carga radial e outro para carga axial, fixando o veio nas duas direções, como demonstra a Figura 33.

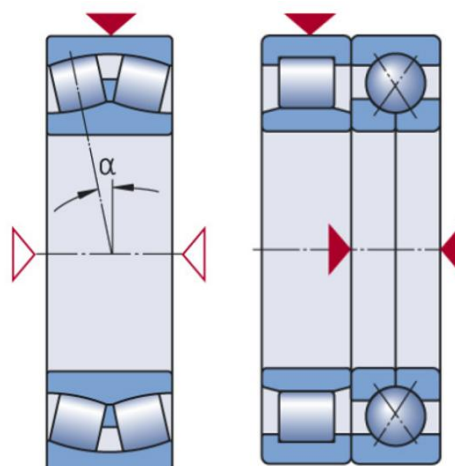


Figura 33. Rolamento carga combinada, (esquerda da Figura), par de rolamentos axial e radial, (imagem da direita) [46]

Adicionando, em arranjos de rolamentos de localização cruzada, o eixo é posicionado axialmente numa direção por um rolamento e na direção oposta por outro rolamento. Podendo ser realizada com rolamentos para carga combinada ou com rolamentos de carga axial numa direção.

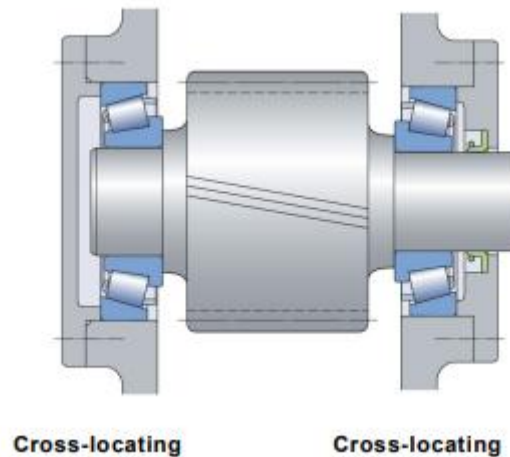


Figura 34. Disposição dos rolamentos em arranjo cruzado, "cross locating arrangement" [46]

Mediante as o estabelecido anteriormente, a escolha dos rolamentos dependerá do eixo e da sua localização na caixa multiplicadora. Pois, os eixos das engrenagens planetárias, os eixos da porta satélites, os eixos intermédios e os eixos de saída requerem diferentes rolamentos consoante as cargas a que estão sujeitos. O arranjo fixo/flutuante dos rolamentos com Rolamentos de Rolos Cónicos (TRB- Tapperd Roller Bearings) e rolamentos de Rolos cilíndricos (CRB – Cilindrical Roller Bearings), é o mais usado na indústria eólica.

Os rolamentos de rolos cilíndricos são tidos como uma referência na indústria eólica conhecidos pela sua alta qualidade e durabilidade.

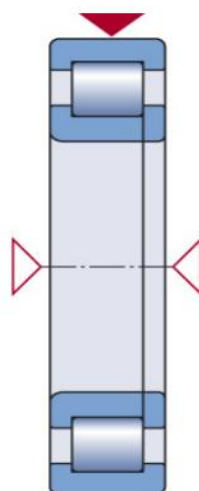


Figura 35. Rolamento de rolos cilíndricos, CBR [46]

Os rolamentos CBR destacam-se pela boa resistência à fadiga, suportando cargas elevadas e prolongadas, o que garante durabilidade em ambientes adversos. Possuem baixo atrito, o que melhora a eficiência energética e reduz o aquecimento, além de serem precisos e adequados para cargas axiais e radiais.

Em relação aos rolamentos cónicos, TBR, tem elevada resistência a cargas elevadas e condições de operação rigorosas. Podem suportar tanto cargas axiais quanto radiais, garantindo estabilidade e eficiência no funcionamento. A precisão no seu fabrico reduz o atrito, minimizando o desgaste e prolongando a vida útil.



Figura 36. Rolamento de rolos cónicos, TBR [46]

O porta-satélites do primeiro estágio da caixa multiplicadora é o ponto de entrada da velocidade de rotação transmitida pelo veio do rotor. Este estará sujeito a grandes esforços de torção a baixas velocidades. Os rolamentos da porta satélites são os maiores no conjunto da caixa multiplicadora isto implica que sejam sujeitos a cargas menores. As cargas que os rolamentos da porta satélites devem suportar dependem diretamente do rolamento principal (MB – Main bearing), condição que será abordada mais à frente. O conjunto de força aplicado na porta satélite são naturalmente equilibradas pelas características da engrenagem planetária. Assim, o principal esforço a ser considerado será o seu próprio peso, o que causa momento fletor e por isso o suporte a cargas axiais. Deste modo, do lado da entrada de potência, foi usado um TRB, preparado para as cargas combinadas, e do lado de saída de potência é usado um CRB. O mesmo raciocínio é aplicado à porta satélite do segundo e terceiro estágios.

As engrenagens satélites são suportadas por rolamentos no seu interior, sendo que o anel exterior do rolamento é fixo à engrenagem e o anel interior ao veio da mesma que fixa na porta satélite. Sabendo da limitação de espaço para o rolamento, as engrenagens satélites, que têm paredes comparativamente finas, tendem a se distorcer, levando à rotação não intencional do anel externo do rolamento na engrenagem satélite, deslizando. Para isso um conjunto de TRB

será usado numa configuração em X, de modo a suportar as diferentes direções de carga, radial e axial, naturalmente provocadas pelo próprio rolamento e causadas também pela engrenagem helicoidal adotada.

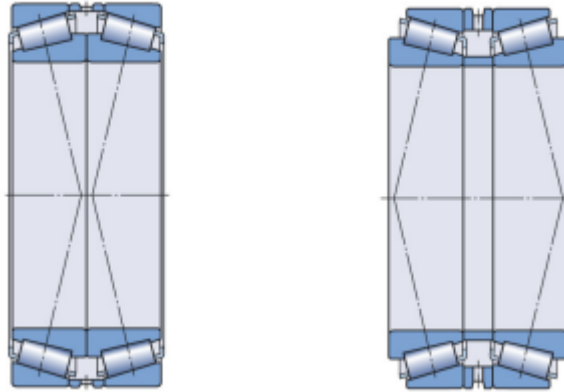


Figura 37. Configurações com TRB para engrenagens satélite [46]

Para o primeiro e segundo estágio da caixa multiplicadora foram adotados dois pares de rolamentos TBR para as suas engrenagens satélite. Ao passo que no e 3º estágio, optou-se por um par de rolamentos, sabendo que este será efetivamente sujeito a cargas menores.

Como referido anteriormente, o posicionamento e a escolha do rolamento principal do veio que conecta o rotor da turbina à caixa multiplicadora é preponderante para a seleção dos rolamentos e para o tempo de vida dos mesmos da caixa multiplicadora. Este rolamento é especialmente relevante, sendo que este é aquele que suporta todas as cargas não torsionais aplicadas, incluindo as cargas estáticas de quando a turbina não esta em operação, fazendo parte da configuração dos apoios do conjunto de transmissão. Este rolamento é um dos componentes que mais causa paragem no funcionamento da turbina pelas suas avarias. Este deve ser e estudado profundamente, estudo este que não será abordado diretamente nesta dissertação.

Em relação ao eixo da engrenagem planetária, os mesmos princípios serão aplicados. Neste caso específico, considerando que o veio da engrenagem planetária, saída de potência no estágio, está diretamente acoplado ao porta-satélites do estágio seguinte, (esta condição aplica-se ao primeiro e segundo estágio). Enquanto no Porta satélite do primeiro estágio foram escolhidos um conjunto de rolamentos TRB e CRB, no porta-satélite do segundo estágio, sendo este o veio de transmissão intermédio da potência será utilizado um rolamento TRB em cada extremidade.

No eixo da engrenagem planetária, devido à utilização de engrenagens helicoidais são causadas cargas axiais e radiais transmitidas pela engrenagem ao veio, será adotado um arranjo, em que as cargas axiais serão suportadas num sentido bem como as cargas radiais, e no outro extremo do veio será posicionado um rolamento flutuante com suporte para cargas axiais, que permita o deslocamento axial a considerar devido as flutuações de temperatura. Esta liberdade axial é também útil para o próprio alinhamento das engrenagens, sendo que a engrenagem planetária

ajusta o seu engrenamento helicoidal as engrenagens satélites, assegurando uma distribuição de carga e potência mais eficiente.

Sintetizando segue-se a Tabela 17 demonstrando o tipo de rolamento a usar a sua localização e função.

Tabela 17. Posicionamento dos Rolamentos e função

Localização / Componente	Tipo de Rolamento	Função Principal
Rolamentos principais (Main Bearings)	Rolamentos principais de grande porte (absorção de cargas axiais e radiais)	Suporte das cargas não-torsionais do rotor (peso, momentos fletores, forças axiais)
Porta-satélites (Carrier)	Rolamentos de rolos cilíndricos (CRB) e/ou cónicos (TRB) conforme carga	Suporte do binário de entrada a baixa rotação; distribuição das forças das engrenagens planetárias
Eixos das engrenagens planetárias	Arranjo fixo/flutuante com TRB e CRB	Garantir alinhamento e transmissão de carga radial + axial entre satélites e engrenagens
Veio intermédio / ligação entre estágios	Rolamento fixo numa extremidade + rolamento flutuante na outra	Manter posicionamento axial e radial do veio, permitindo dilatações térmicas
Veio de saída (alta velocidade)	Rolamentos de alta velocidade (CRB / TRB de elevada precisão)	Garantir funcionamento estável em alta rotação com baixas perdas por atrito

4.2.2.2. Tempo de Vida

A durabilidade de um rolamento numa caixa multiplicadora de uma turbina eólica está intrinsecamente ligada à potência nominal do aerogerador. O aumento de potência implica, para uma dada velocidade de rotação do rotor, um aumento do binário. Este binário é transmitido pelo sistema de transmissão, resultando em forças de engrenamento acrescidas nos pares de engrenagens, que se traduz em cargas axiais e radiais superiores nos rolamentos de suporte. Consequentemente a seleção dos rolamentos para turbinas de maior potência exige componentes com maior capacidade de carga dinâmica para assegurar o tempo de vida útil da estrutura.

Para uma seleção preliminar dos rolamentos, determina-se a sua vida nominal básica, L_{h10} , expressa em horas de operação, através da equação definida na norma ISO 281:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \frac{10^6}{60 \times n} \quad (8)$$

Em que:

- C é a carga dinâmica de base (N), um valor tabelado pelo fabricante que representa a carga que o rolamento pode suportar por 10^6 rotações.
- P é a carga dinâmica equivalente (N), uma carga constante, radial e hipotética que, se aplicada, resultaria na mesma vida útil que o rolamento atingiria sob as condições de carga reais.

- n é a velocidade de rotação (rpm)
- p é o expoente da equação de tempo de vida, que assume o valor de 10/3 para rolamentos de rolos (contacto de linha) e 3 para rolamentos de esferas (contacto pontual).

Para um tempo de vida útil da turbina de 20 anos a norma IEC 61400 fornece uma tabela para a seleção preliminar dos rolamentos em relação ao tempo básico de vida, L_{h10} , e dependendo da posição a adotar. Sendo a seleção dependente da posição e do fator de velocidade definido como produto da velocidade rotação n (rpm) pelo diâmetro médio do rolamento, D_{pw} (mm). A tabela seguinte apresenta os valores para a seleção preliminar dos rolamentos.

Tabela 18. Valores tempo básico de vida, L_{h10} , para a seleção preliminar dos rolamentos

Posição do rolamento	Faixa de velocidade ($n \times D_{pw}$)	Vida útil Mínima recomendada L_{10} em horas
Veio de alta velocidade	150 000 a 430 000	30 000
Veio intermédio de alta velocidade	25 000 a 220 000	40 000
Veio intermédio de baixa velocidade	10 000 a 60 000	80 000
Veio planetário intermédio	10 000 a 60 000	80 000
Satélite intermédio	20 000 a 150 000	80 000
Satélite de baixa velocidade	10 000 a 60 000	100 000
Veio de baixa velocidade	5 000 a 15 000	100 000

Os requisitos apresentados na tabela 18, consolidados pela norma a partir da experiência da indústria, constituem o critério de aceitação para a vida à fadiga dos rolamentos selecionados.

Alem da verificação da durabilidade à fadiga, é necessário garantir que os rolamentos resistem a cargas estáticas extremas sem sofrerem deformação plástica permanente. Estas cargas podem ocorrer durante eventos de paragem de emergência ou rajadas de vento extremas. A norma suprarreferida estabelece que o fator de segurança estático, S_0 , deve ser superior a 3 para cargas estáticas e superior a 2 para cargas de pico. O fator de segurança é definido como:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (9)$$

Em que C_0 é a carga estática de base (N) e P_0 é a carga estática equivalente (N).

4.2.2.3. Lubrificação Rolamentos

A eficácia do sistema de lubrificação, como abordado anteriormente, é um fator determinante para a fiabilidade e longevidade da caixa multiplicadora. A lubrificação cumpre múltiplas funções críticas que vão além da redução de atrito: a formação de uma película de óleo para separar as superfícies em contacto (pistas e elementos rolantes), a dissipação eficiente de calor gerado pelas perdas de eficiência, e proteção ativa contra a corrosão num ambiente offshore e a correta remoção de partículas de desgaste do circuito pelo sistema de lubrificação.

A qualidade da separação das superfícies de contacto é avaliada pelo rácio de viscosidade, κ , um parâmetro adimensional que relaciona a viscosidade real do lubrificante com a viscosidade mínima necessária. É representada por:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (10)$$

Onde ν representa a viscosidade cinemática do óleo à temperatura de operação, e ν_1 é a viscosidade de referência necessária para atingir o regime de lubrificação hidrodinâmica. Valores de $\kappa > 2$ indicam a formação de uma película de óleo completa (regime elasto-hidrodinâmico EHL), enquanto valores inferiores como $\kappa < 1$, estabelecem um regime de lubrificação limite, onde o contacto é frequente e o desgaste acentuado.

Esta é uma análise importante numa caixa multiplicadora deste tipo. Os rolamentos do estágio 3 de alta velocidade, com cargas mais baixas e velocidades mais elevadas, tendem a operar num regime EHL favorável. Contrariamente os rolamentos dos estágios planetários anteriores de baixa velocidade estão sujeitos a um cenário mais desafiador, com cargas cíclicas muito elevadas e velocidades de rotação reduzidas. Esta combinação dificulta a formação de um filme de óleo contínuo e resiliente, operando assim num regime misto de lubrificação $1 > \kappa > 2$. Em condições de operação que isto acontece a utilização de óleos formulados com pacotes de aditivos robustos de extrema pressão (EP) e anti desgaste são necessários para a proteção da superfície.

Acrescendo a estes desafios mecânicos o facto de o sistema estar sujeito a um ambiente offshore é exigido que o sistema de lubrificação e o lubrificante possa ter a capacidade de absorver quando necessário e de separar as partículas de água existentes bem como possíveis detritos, permitindo um controlo de contaminação ativo dos componentes do sistema, ver Figura 38.

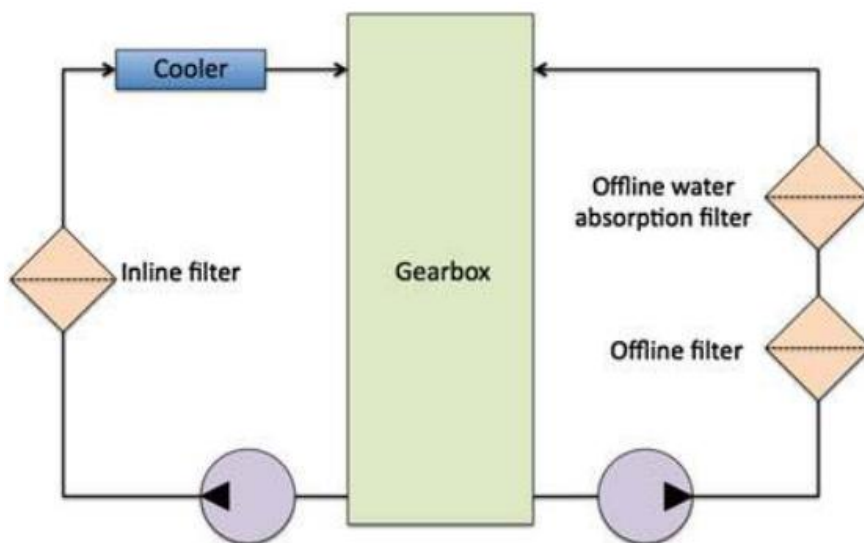


Figura 38. Esquema do sistema de controlo de contaminação do óleo [51]

Tendo em conta estas exigências, para a caixa multiplicadora e os seus rolamentos, tal como referido no Capítulo 3.5, é mandatário um sistema de lubrificação por circulação forçada, com arrefecimento e filtração. Este sistema usa bombas para extrair o óleo do reservatório, passando-o por permutadores de calor, para controlar a temperatura e por filtros. O óleo é então ejetado nas zonas e rolamentos críticos garantindo a lubrificação e evacuação de calor.

Com base nos requisitos suprarreferidos, a seleção do lubrificante apresentado na secção 3.5, foi orientada para cumprir estes pressupostos, garantindo fiabilidade e eficiência.

4.2.3. Elementos de Fixação

Ainda que o dimensionamento detalhado dos elementos de fixação não seja o foco desta dissertação, a sua importância para a integridade estrutural e fiabilidade da caixa multiplicadora obriga a uma referência aos parâmetros e normativas essenciais que regulem a sua aplicação e seleção.

Os parafusos usados na montagem da caixa multiplicadora seguem logicamente normativas para que seja garantido o cumprimento das exigências aplicadas. Assim algumas recomendações são feitas pela norma IEC 61400.

No projeto de uma caixa multiplicadora para um aerogerador, a escolha e o dimensionamento corretos dos elementos de fixação são essenciais para garantir a integridade estrutural e a fiabilidade do sistema ao longo do seu ciclo de vida. Para suportar as elevadas cargas e tensões a que esses componentes estão sujeitos, todos os elementos de fixação, como parafusos e porcas, devem possuir uma classe de qualidade mínima de 8.8 ou superior. Essa especificação assegura que os elementos possam resistir adequadamente às exigências mecânicas impostas durante a operação contínua da turbina eólica [44].

Além disso, o binário de aperto dos elementos de fixação deve ser definido em conformidade com a norma ANSI/AGMA 6001, que estabelece diretrizes para garantir um aperto seguro e eficaz, minimizando o risco de falhas mecânica. A correta aplicação do binário é fundamental para assegurar a resistência à fadiga dos fixadores, especialmente em um ambiente como o de um aerogerador, onde os ciclos de carga são constantes e intensos [44].

Quando fixadores de alta resistência, como os de classe 10.9 ou 12.9, são necessários para suportar grandes cargas, como para o caso de aplicação de ganchos usados para o transporte da caixa multiplicadora, é fundamental atender a requisitos de qualidade como controlo de origem, processo de revestimento e testes de qualidade.

Acrescentando, a utilização de produtos de alta resistência (tipicamente acima de 830 N/mm², como a classe 10.9) exige controlos de qualidade adicionais para mitigar riscos específicos:

- Fragilização por hidrogénio: este fenómeno pode ocorrer em aços de alta resistência durante o processo de revestimento, como a galvanização. A absorção de hidrogénio diminui drasticamente a ductilidade do material, podendo levar a falhas súbitas e frágeis;

- Rastreamento e controlo de origem: é necessário garantir a rastreabilidade dos componentes desde o fabricante do aço até ao produto final. Isto assegura a autenticidade e o cumprimento das certificações de material. Evitando componentes inadequados; e,
- Testes de qualidade: os lotes de parafusos de alta responsabilidade devem ser submetidos a um plano de inspeção que pode incluir ensaios destrutivos, e ensaios não destrutivos (partículas magnéticas ou ultrassons para a deteção de defeitos superficiais ou internos)

A norma IEC 61400:4 proíbe explicitamente o uso de técnicas de fixação que dependam de deformação plástica local, como o cravamento ou martelamento, em uniões críticas. Todos os elementos devem ser fixados de forma segura, utilizando métodos que permitam o controlo e verificação de pré-carga, em conformidade com os procedimentos estabelecidos nas normas aplicáveis.

4.2.4. Carcaça

A carcaça que aloja os estágios planetários é um componente estrutural da caixa multiplicadora. Deste modo, este elemento tem a função de proteger as engrenagens do seu interior, oferecendo uma vedação adequada ao ambiente.

A função primária é estrutural a carcaça deve possuir uma elevada rigidez para suportar e transmitir enormes valores de binário, considerando que as engrenagens anelares são fixas à mesma, provenientes do rotor da turbina. Esta tem de garantir o alinhamento preciso entre todos os elementos coaxiais sob condições de carga elevadas. Para tal é fabricada segundo rigorosos critérios de tolerância geométrica e dimensional, pois qualquer desalinhamento resultava numa distribuição de carga incorreta nos conjuntos planetários e nos rolamentos, levando a falhas prematuras. Os seus pontos de apoio e interface com a nacele são igualmente dimensionados para atenuar a vibração em ambas as direções.

Naturalmente, a carcaça serve também como uma barreira de proteção e vedação aos elementos. Isola os componentes internos do agressivo ambiente offshore, impedindo a contaminação por humidade e salinidade, enquanto contém o lubrificante no interior do sistema.

Juntamente com os sistemas de arrefecimento estabelecidos, o calor gerado pelas perdas de eficiência no engrenamento e nos rolamentos tem de ser dissipado mantendo a temperatura do óleo num regime operacional. A carcaça contribui significativamente para este processo, atuando como um grande dissipador de calor. Frequentemente, a sua superfície exterior é dotada de alhetas para maximizar a área de contacto com o ar e otimizar a transferência de calor por convecção.

A carcaça é também o primeiro ponto de interação para a manutenção de uma caixa multiplicadora. Por isso esta deve considerar pontos de acesso aos locais mais críticos do sistema de transmissão através da utilização de escotilhas, que permitam o acesso a

componentes críticos para a manutenção preditiva, como endoscopia, e de manutenção corretiva.

Como referido, esta tem influência no arrefecimento da do sistema de transmissão. Logo, o sistema de lubrificação a ela associado tem de estar em concordância com a estrutura da carcaça. Tal pode ser atingido definindo pontos estratégicos de entrada do fluido na caixa multiplicadora, bem como os pontos de saída deste mesmo fluido.

4.3. Configuração Final do Sistema de Transmissão

A configuração do sistema de transmissão e a metodologia de apoio dos seus componentes são decisões de arquitetura fundamentais no projeto de um aerogerador. Esta escolha define como as cargas provenientes do rotor são distribuídas e absorvidas, impactando diretamente a fiabilidade, a complexidade de manutenção e a durabilidade de componentes críticos como a caixa multiplicadora e o gerador.

O sistema de transmissão de uma caixa multiplicadora pode ter diversas configurações. Em que as disposições dos componentes de transmissão variam, podendo obter-se sistemas de transmissão com diferentes características. Sistemas com uma maior capacidade de absorver vibrações, sistemas mais compactos, sistemas inerentemente mais leves sistemas com capacidade de carga superior. Convencionalmente, existem quatro possibilidades de Configurar o sistema de transmissão em relação ao método de suporte.

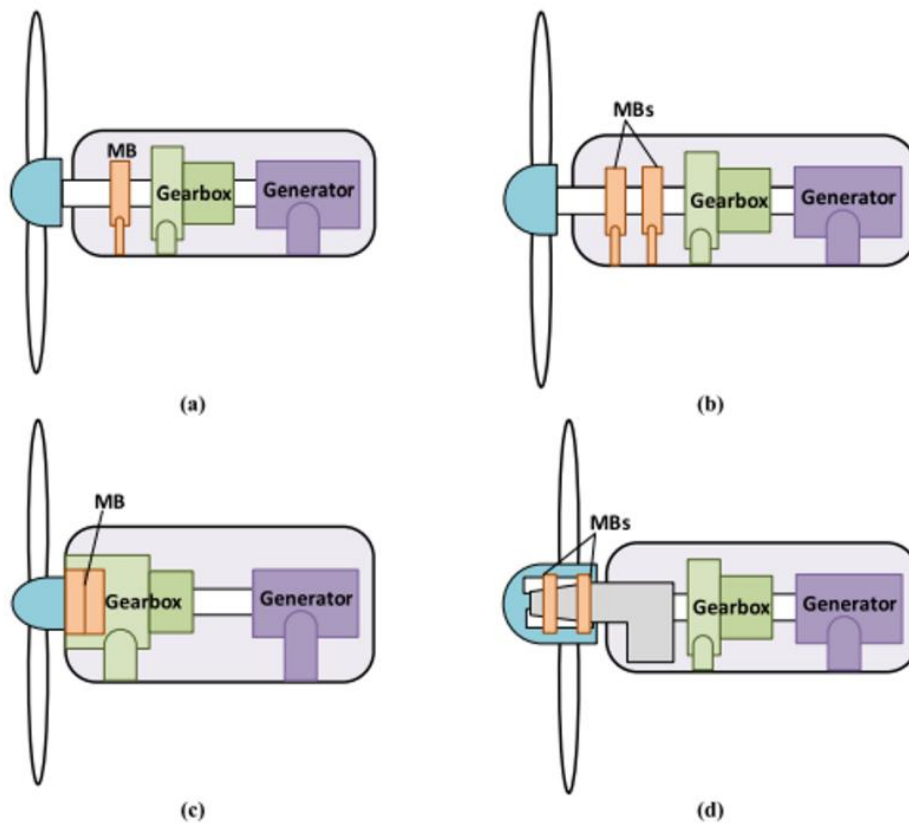


Figura 39. Configurações possíveis nos sistemas de transmissão multiplicada. (a) suspensão de três pontos (b) suspensão de quatro pontos (c) configuração integrada na caixa multiplicadora (d) sistema de transmissão flutuante [52]

Conforme ilustrado na Figura 39, para aerogeradores com uma configuração de multiplicação de velocidade, existem convencionalmente quatro tipologias de apoio, [52]:

- (a) Suspensão de Três Pontos: Utiliza um único rolamento principal (Main Bearing - MB) para suportar o veio do rotor. A caixa multiplicadora está ligada ao veio principal e é suportada na sua extremidade oposta por apoios (trunnions), que constituem os outros dois pontos de apoio;
- (b) Suspensão de Quatro Pontos: Esta configuração utiliza dois rolamentos principais para suportar o veio do rotor. A caixa multiplicadora é um componente separado, com os seus próprios apoios, ligada ao veio principal através de um acoplamento;
- (c) Configuração Integrada: O rolamento principal é incorporado diretamente na carcaça da caixa multiplicadora, eliminando a necessidade de um veio principal de baixa velocidade distinto;
- (d) Sistema de Transmissão Flutuante: O rotor é suportado por dois rolamentos principais numa estrutura fixa. O binário é transmitido à caixa multiplicadora através de um acoplamento flexível, que a isola de cargas não-torsionais.

Para o presente projeto, foi adotada a suspensão de quatro pontos. A justificção baseia-se no princípio fundamental para a fiabilidade de sistemas de potência, a distribuição de carga.

A principal vantagem desta arquitetura é que os dois rolamentos principais são dimensionados para absorver a totalidade das cargas não-torsionais impostas pelo rotor de 240 metros de diâmetro. Estas cargas incluem o peso do próprio rotor e, mais criticamente, os enormes momentos fletores e as forças axiais geradas pela interação do vento com as pás. Ao isolar estas cargas nos rolamentos principais, garante-se que a caixa multiplicadora fica protegida, sendo-lhe transmitido apenas o binário de 19 MNm para o qual foi projetada, para além das cargas reativas do seu próprio peso. O sistema adotado para o conjunto de transmissão referido neste trabalho é um sistema de 4 pontos de apoio, apesar de fazer com que o sistema de transmissão seja um pouco mais longo, permite uma resistência as cargas estabelecidas, consideravelmente maior.

Esta separação de cargas é crucial para a longevidade da caixa multiplicadora. A alternativa, uma suspensão de três pontos (a), foi rejeitada por ser considerada de risco elevado para esta escala de potência. Nessa configuração, parte dos momentos fletores e das deflexões do veio principal seriam inevitavelmente transmitidos à carcaça da caixa multiplicadora. Tal transmissão de cargas iria induzir desalinhamentos internos nos conjuntos de engrenagens planetárias e nos seus rolamentos, resultando em concentrações de tensão, distribuição de carga deficitária nos flancos dos dentes e, conseqüentemente, uma falha prematura por fadiga. Considerando que os rolamentos são, historicamente, o componente com maior taxa de falha, submetê-los a cargas não previstas pelo seu dimensionamento seria um erro de projeto crítico, especialmente numa aplicação offshore onde os custos de manutenção são proibitivos [52].

De forma similar, a configuração integrada (c), embora mais compacta, foi descartada. A sua natureza, que funde o rolamento principal com a carcaça da caixa, apresenta um desafio de manutenção difícil de superar. Uma falha no rolamento principal exigiria a desmontagem e substituição de toda a unidade integrada, uma operação de custo e complexidade logística extremos, especialmente num ambiente longe de terra que os custos de transporte são elevados e limitados bem como pessoal e o equipamento necessário para o transporte e reparação dos componentes até ao ponto necessário [52].

A pretensão em dividir as cargas massivas impostas no sistema, teve um impacto direto na arquitetura interna da caixa multiplicadora. Sem que a carcaça tenha de absorver cargas externas de flexão, o dimensionamento do sistema de engrenagens pôde ser otimizado com um único foco: a gestão do elevado binário de entrada da forma mais compacta e fiável possível. Isto validou a adoção de uma configuração exclusivamente planetária de três estágios, que maximiza a densidade de binário. Permitiu ainda um dimensionamento criterioso, com quatro engrenagens satélite nos dois primeiros estágios para melhor distribuir as cargas de binário mais elevadas, e uma otimização do rácio de transmissão ($4 \times 4 \times 3.3$) que resultou numa cadeia cinemática globalmente mais compacta e leve. Desta forma, a configuração de apoio externa e o design interno das engrenagens formam um todo coeso, projetado para a máxima fiabilidade.

O diâmetro global do sistema de transmissão é determinado pelo estágio de maior diâmetro do conjunto. Sendo o 1º estágio o mais robusto devido as condições impostas, este é também o

que tem o maior diâmetro nominal. Este aspecto importante para a contextualização deste equipamento na nacele da turbina, e para a comparação direta com os sistemas de transmissão direta, cujo diâmetro geral é estabelecido pelo diâmetro do gerador, podendo para potências de 15 MW atingir os 10 m. Assim, o 1 estágio de multiplicação terá de diâmetro externo 4390 mm.

Concluindo, embora a suspensão de quatro pontos possa resultar num sistema de transmissão marginalmente mais longo, esta desvantagem é largamente suplantada pela fiabilidade e manutenibilidade acrescidas que proporciona. Ao garantir que a caixa multiplicadora opera num ambiente de cargas controlado e puramente torsional, a arquitetura de quatro pontos é a solução de engenharia mais robusta e segura para garantir a vida útil de 20 anos exigida para um aerogerador de 15 MW.

5. Análise e Discussão dos Resultados

O presente Capítulo dedica-se à análise crítica e à discussão aprofundada dos resultados do dimensionamento da caixa multiplicadora, detalhados no Capítulo anterior. Tendo como objetivo central desta dissertação a avaliação da viabilidade de um sistema de transmissão de velocidade média para um aerogerador offshore de 15 MW, esta secção irá interpretar os principais indicadores de desempenho obtidos. A análise focará em traduzir os dados numéricos, calculados segundo as normas ISO 6336 e IEC 61400, numa avaliação técnica do design final, verificando o cumprimento dos requisitos normativos e dos objetivos de projeto estabelecidos, nomeadamente a otimização da massa e do volume.

A discussão será estruturada em torno de eixos de análise fundamentais. Primeiramente, será avaliada a integridade estrutural do sistema de engrenagens, através da análise detalhada dos fatores de segurança à fadiga superficial (S_H) e à flexão na raiz do dente (S_F), comparando-os com os mínimos exigidos pela norma IEC 61400-4, parâmetros estes tidos como fundamentais no dimensionamento preliminar da cadeia de transmissão. Em seguida, será realizada uma análise quantitativa das características físicas da solução final, nomeadamente a massa e as dimensões globais, contextualizando estes valores no desafio de desenvolver uma alternativa competitiva aos sistemas de transmissão direta. Finalmente, serão abordadas as limitações inerentes ao presente estudo e o seu impacto na interpretação dos resultados, estabelecendo uma base para futuras otimizações.

5.1. Análise dos Fatores de Carga e Segurança

A aplicação dos fatores de carga definidos (K_a , K_v , K_y , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$), de acordo com a ISO 6336 e IEC 61400-4, assegura que os efeitos dinâmicos, de partilha de carga e de desalinhamentos foram devidamente contemplados no dimensionamento da caixa multiplicadora. Os valores adotados foram selecionados de forma conservadora, refletindo as especificidades de uma turbina offshore de 15 MW, onde as cargas variáveis e as condições ambientais impõem exigências adicionais de fiabilidade.

Relativamente aos fatores de segurança, a norma IEC 61400 estabelece limites mínimos de $S_H = 1.25$ para fadiga superficial e $S_F = 1.56$ para resistência à flexão. A análise dos resultados obtidos para os três estágios planetários demonstra que estes requisitos foram integralmente satisfeitos. Verifica-se que:

- Os valores de fator de segurança à fadiga superficial (S_H) situam-se na ordem de 1.3 a 1.5, assegurando margem de segurança adequada contra o fenómeno de pitting, mesmo em condições de operação prolongada.
- Os valores de fator de segurança à flexão (S_F) excedem significativamente o mínimo exigido, com valores superiores a 2.0 e, em alguns casos, acima de 4.0. Isto confirma uma robustez acrescida contra falhas catastróficas por fratura do dente.

Em termos globais, o dimensionamento garante que a caixa multiplicadora cumpre os parâmetros normativos e operacionais definidos, apresentando margens de segurança

adequadas tanto para falhas progressivas como para falhas súbitas. O projeto encontra-se, assim, devidamente validado para a vida útil prevista de 175 200 horas, demonstrando que os critérios de carga e segurança foram corretamente aplicados e assegurando a integridade estrutural da transmissão ao longo do ciclo de vida da turbina.

Em conclusão, pode afirmar-se que a análise dos fatores de carga e segurança confirma a adequação do dimensionamento da caixa multiplicadora às normas ISO 6336 e IEC 61400, garantindo margens de fiabilidade compatíveis com a operação offshore de longo prazo. Importa destacar que, nas fases iniciais de dimensionamento preliminar dos estágios multiplicadores, os fatores de segurança constituíram o principal desafio a superar, dada a elevada exigência imposta pelas condições de operação e pelos critérios normativos. Ainda assim, os valores finais obtidos para S_H e S_F demonstram não apenas o cumprimento dos requisitos mínimos estabelecidos, mas também uma robustez adicional do sistema, assegurando a integridade estrutural da transmissão ao longo da vida útil prevista da turbina de 15 MW.

5.2. Análise Massa e Dimensões

O objetivo desta dissertação passava pela elaboração preliminar de um sistema de transmissão de velocidade média em que se pudesse comprovar a diminuição da massa e das dimensões gerais do projeto comparativamente com o sistema de transmissão direta. Podendo-se assim assumir que esta tipologia pode tomar a dianteira dos sistemas de transmissão a adotar para turbinas eólicas offshore, e comprovar que este sistema tem um grande potencial de escalabilidade de potência mantendo dimensões e uma massa maneável. Contrariamente os sistemas de transmissão direta quando maior for a potência exigida maior será a sua dimensão e massa.

Para uma comparação mais realista entre a solução proposta uma transmissão de velocidade média (caixa multiplicadora + PMSG) e a solução de transmissão direta, adotou-se uma margem conservadora para efeitos de incorporação de sistemas auxiliares típicos constituintes da cadeia de transmissão, nomeadamente, nomeadamente o circuito de arrefecimento, veios internos adicionais, carcaça reforçada e tubagem associada. A massa total nominal dos três estágios foi inicialmente calculada em 76 100 kg (soma dos pesos dos estágios 1º, 2º e 3º). Considerando um acréscimo da massa conservador de 15% para os componentes auxiliares supracitados, a massa ajustada da caixa multiplicadora fica em 87 515 kg. O conjunto de transmissão completo, podemos casar a caixa multiplicadora com um PMSG de 40 toneladas, como demonstrado no presente relatório, totalizando a massa deste sistema em 127515 toneladas, assumindo este valor conservador podemos determinar a diferença em massa para um sistema de transmissão direta.

Como referência, a literatura e os dados usados no relatório apontam para massas de geradores PMSG em configuração de transmissão direta na ordem das 200 t e um diâmetro de 10 m. Comparando apenas a massa ajustada da caixa multiplicadora com a massa de referência do gerador para transmissão direta obtém-se uma redução relativa de massa aproximada calculada por:

$$\frac{200000 - 127515}{200000} \times 100 \approx 36,24 \%$$

Isto traduz-se numa redução de massa da ordem dos 36% em relação à massa de referência do gerador de transmissão direta, mesmo após inclusão de uma margem conservadora para arrefecimento e componentes internos. Em termos dimensionais, o diâmetro maior da caixa multiplicadora, provocado pelo 1º estágio de transmissão, mantém-se significativamente mais reduzido (ordem dos 3–4 m de diâmetro do anelar do maior estágio) face aos 10 m do gerador para transmissão direta, com as vantagens logísticas e estruturais já discutidas anteriormente.

Desta forma, podemos concluir que o objetivo de redução de peso e da massa foram cumpridos sendo demonstrada uma diferença considerável. Estes aspetos são especialmente relevantes no que trata ao transporte e manutenção. A movimentação de equipamentos e estrutura para ambientes offshore por vezes a mais de 14 km da costa, é um desafio crescente devido ao constante aumento das dimensões dos componentes da turbina. Assim, o estabelecimento de uma solução que possa ser complacente com os desafios impostos no transporte e na cadeia de abastecimento desta indústria torna se imperativo, podendo os sistemas de transmissão de velocidade média assumir a dianteira nos próximos anos.

5.3. Limitações do Projeto

Para estabelecer sem dúvidas o sistema de transmissão mais adequado para as cadeias de transmissão futuras na indústria eólica seria necessário fazer uma análise financeira sobre os dois sistemas para ter um fundamento mais preciso sobre tal decisão.

Apesar dos resultados obtidos demonstrarem a viabilidade técnica da solução proposta a partir da análise preliminar do sistema, é importante reconhecer algumas limitações do trabalho desenvolvido:

- Modelação e simplificações adotadas
 - Os cálculos foram realizados com base em normas (ISO 6336, IEC 61400, DNV) e ferramentas computacionais (KISSsoft®), mas não foi incluída uma análise numérica avançada, como análise de método de elementos finitos;
 - As cargas foram tratadas segundo fatores normativos (K_a , K_v), mas não foi implementada a simulação completa de cargas estocásticas e transientes que ocorrem em operação real, como rajadas, paragens de emergência ou desalinhamentos estruturais da plataforma flutuante.
- Dados para a comparação de massa e dimensões
 - A avaliação comparativa da massa e dimensões face à transmissão direta foi feita com base em valores de referência da literatura, sem considerar o projeto detalhado do PMSG da solução de transmissão multiplicada;
 - Os valores finais de redução de massa devem ser entendidos como estimativas, dependentes da massa real do gerador selecionado e da inclusão de todos os subsistemas;

- Aspectos não incluídos na análise
 - O estudo concentrou-se no dimensionamento geral da solução seguindo as normativas em vigor, não abrangendo análises dinâmicas mais profundas, como a resposta vibratória da caixa multiplicadora, acoplamento estrutural com a torre ou cálculo de frequências naturais;
 - Não foi realizada uma avaliação de custos económicos ou análise de manutenção e fiabilidade ao longo da vida útil, fatores cruciais para a competitividade real da solução no mercado;
 - A validação experimental (protótipo físico ou ensaios laboratoriais) não foi contemplada, pelo que os resultados têm carácter essencialmente teórico e preliminar.

6. Conclusão

Globalmente verifica-se um incentivo e investimentos avultados no que toca à produção de energia. Devido a esta motivação as energias renováveis posicionam-se na frente como o método de produção a adotar. Daqui resulta uma busca constante por maior produção energética e inovação contínua em todos os setores de produção de energia verde. A utilização de diversos tipos de sistemas de produção e das suas variações associadas permite que haja diversas iterações e métodos de produção energética. No âmbito desta dissertação o exemplo, passa pelo contraste entre os sistemas de transmissão direta e os sistemas de transmissão multiplicada.

O desenvolvimento de uma caixa multiplicadora para um aerogerador offshore de 15 MW permitiu compreender em detalhe a complexidade deste tipo de sistemas, evidenciando os principais pontos críticos, como os rolamentos, e os fatores adicionais que devem ser considerados em ambiente marítimo. O facto de se tratar de uma aplicação offshore trouxe desafios acrescidos, relacionados com a fiabilidade a longo prazo e a redução da necessidade de manutenção, aspetos determinantes para a viabilidade técnica e económica de turbinas flutuantes.

A revisão bibliográfica evidenciou a evolução das tecnologias eólicas, sublinhando a transição de turbinas fixas para plataformas flutuantes e a relevância das caixas multiplicadoras no processo de conversão de energia, em comparação com as transmissões diretas. Foram identificados os principais desafios técnicos, nomeadamente a corrosão e a necessidade de controlo rigoroso das cargas.

No desenvolvimento do projeto, o recurso a normas internacionais (ISO, IEC e DNV) e à utilização de materiais de elevada resistência, como o 18CrNiMo7-6 e o 42CrMo4, garantiu a robustez dos cálculos efetuados. O software KISSsoft® permitiu quantificar de forma rigorosa a capacidade de carga e o comportamento das engrenagens, complementado pela consideração de sistemas de lubrificação e de arrefecimento, indispensáveis à durabilidade em condições offshore.

A análise dos resultados demonstrou que a solução de três estágios proposta assegura uma redução significativa de massa e volume em comparação com uma transmissão direta, sem comprometer a eficiência e a segurança estrutural. A comparação entre arquiteturas diretas e multiplicadas destacou ainda as vantagens da multiplicação de velocidade em turbinas offshore de grande potência, especialmente no que diz respeito à manutenção da estabilidade operacional em plataformas flutuantes.

Em síntese, a dissertação confirmou a viabilidade da solução proposta, evidenciando os seus benefícios em termos de massa, dimensões e fiabilidade. Embora subsistam desafios por superar, nomeadamente na integração dinâmica com a plataforma flutuante e na redução de cargas transientes, os resultados obtidos oferecem uma base sólida para futuros estudos e para a evolução tecnológica das turbinas eólicas offshore de próxima geração.

6.1. Conclusões Finais

O facto de desenvolver uma caixa multiplicadora para um aerogerador desta magnitude permitiu compreender a complexidade inerente a um sistema deste tipo, e a quantidade de variações que dele pode advir. Assim permitiu expor as dificuldades e complicações dum sistema destes e compreender os pontos de falha mais críticos como nos rolamentos. Ao dimensionar uma caixa deste tipo novos fatores tiveram de ser considerados, fatores estes que tiveram um grande impacto. O facto de se trabalhar com um sistema que será colocado offshore, a dificuldade em garantir que os sistemas funcionem por um grande período, reduzir a necessidade de manutenção revelou-se desafiante.

No Capítulo 2, foi realizada uma revisão bibliográfica sobre a evolução da energia eólica e sua aplicação no ambiente offshore. A análise histórica mostrou o desenvolvimento das tecnologias eólicas, com foco na transição de turbinas fixas para flutuantes, enfatizando a importância das caixas multiplicadoras no processo de geração de energia, comparando diretamente com as transmissões diretas. Além disso, foram abordados os principais desafios técnicos enfrentados, como a corrosão e a necessidade de controlo preciso de potência em ambientes marítimos.

No Capítulo 3, foi descrito o desenvolvimento do projeto de uma caixa multiplicadora para aerogeradores offshore flutuantes. Através da aplicação de normas internacionais (ISO, IEC e DNV), foram determinadas as condições iniciais e os materiais adequados, como o aço 18CrNiMo7-6 e 42CrMo4. A utilização do software KISSsoft® permitiu o cálculo detalhado da capacidade de carga e do comportamento das engrenagens, garantindo a eficiência do sistema em condições marítimas adversas. O dimensionamento incluiu ainda a consideração da lubrificação e dos sistemas de refrigeração, cruciais para a durabilidade do equipamento.

No Capítulo 4, a análise demonstrou que o sistema proposto, com três estágios de transmissão, foi eficaz na redução de peso e volume, sem comprometer a eficiência. A comparação entre transmissões diretas e multiplicadas destacou os benefícios da multiplicação de velocidade em ambientes offshore, especialmente no que tange à melhoria da durabilidade e à manutenção da estabilidade operacional em plataformas flutuantes.

6.2. Proposta de Trabalhos Futuros

O trabalho desenvolvido nesta dissertação corresponde a uma etapa preliminar no estudo e no dimensionamento de sistemas de transmissão de velocidade média para aerogeradores offshore de grande potência. Apesar de os objetivos definidos terem sido alcançados, a solução obtida apresenta-se como um ponto de partida que poderá ser aprofundada e explorado nas

diferentes áreas de investigação e desenvolvimento destes sistemas, sustentando a proposta realizada e a aposta nesta tipologia de sistemas de transmissão.

Um dos pontos de elevada relevância prende-se com a análise dinâmica detalhada do sistema, com particular enfoque no estudo das vibrações. A operação em ambiente marítimo, aliada às dimensões da turbina e à natureza flutuante da plataforma, confere ao sistema de transmissão condições de carga cíclicas e variáveis. Assim, a caracterização dos modos de vibração próprios das engrenagens e estrutura circundante e a avaliação das suas interações com as frequências de excitação externas permitiria uma previsão mais precisa do comportamento estrutural, bem como a identificação de riscos associados a fenómenos de fadiga e falhas prematuras, suportando o cálculo do tempo de vida de uma forma mais precisa.

A utilização de técnicas de análise numérica, nomeadamente através do método dos elementos finitos, nomeadamente através do método dos elementos finitos, permitiria avaliar com maior detalhe a distribuição de tensões e deformações nos elementos interiores da caixa multiplicadora. Esta abordagem permitiria a identificação de pontos críticos e a simulação de modos de falha, contribuindo para a otimização geométrica e para o aumento da robustez do sistema. Complementarmente, a integração de algoritmos de otimização estrutural poderia apoiar o desenvolvimento de soluções mais leves e eficientes, alinhadas com as exigências da indústria eólica offshore.

Um outro ponto de interesse de desenvolvimento, ainda que diretamente fora do âmbito do desenvolvimento mecânico, relaciona-se com os sistemas de monitorização e manutenção preditiva. A implementação de estratégias digitais, assentes em sensores e em modelos de previsão, permitiria antecipar falhas e otimizar os intervalos de manutenção, reduzindo custos e aumentando a fiabilidade global do sistema.

Um outro ponto de extrema relevância, que ajudaria a fundamentar uma decisão mais concreta em relação à seleção da tipologia de sistema de transmissão, seria uma análise económica comparativa entre diferentes arquiteturas de transmissão direta e multiplicada de velocidade média. Isto representaria uma mais-valia para o posicionamento industrial da solução proposta. Este estudo deveria considerar não apenas os custos de fabrico e instalação, mas também as despesas associadas à operação e manutenção ao longo do ciclo de vida da turbina. Bem como uma projeção dos custos associados aos metais raros necessários para a construção dos geradores utilizados.

Em síntese, os resultados obtidos constituem uma etapa inicial que valida a viabilidade de uma caixa multiplicadora aplicada em sistemas de velocidade média em turbinas eólicas offshore de grande potência. Contudo, o aprofundamento das áreas acima referidas revela-se fundamental para transformar esta solução preliminar numa proposta tecnologicamente consolidada, capaz de responder às exigências técnicas, económicas e ambientais do setor eólico offshore.

Referências

- [1] EUR-Lex, «Acordo de Paris», *Jornal Oficial da União Europeia*, pp. 4–18, 2016.
- [2] Iberdrola, «Princípios e ações regulatórias da descarbonização energética que contribuem para um marco sustentável e eficiente para combater as mudanças climáticas». Acedido: 18 de Novembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.iberdrola.com/quem-somos/descarbonizacao-economia-principios-aco-es-regulacao>
- [3] República Portuguesa; APA; Fundo Ambiental, «RNC2050 Estratégia de Longo Prazo para a Neutralidade Carbónica da Economia Portuguesa em 2050», *Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 (RNC2050)*, vol. 2050, pp. 9–24, 2019.
- [4] Comissão Europeia, «Plano Nacional Energia E», *Plano Nacional Energia E Clima 2021-2030 (Pnec 2030)*, vol. 2030, n. Pnec 2030, pp. 1–200, 2019.
- [5] A. / Revisão, «Revisão do PNEC 2030 PLANO NACIONAL ENERGIA E CLIMA 2021-2030 (PNEC 2030)».
- [6] S. e S. M. Direção-Geral de Recursos Naturais, «Proposta de plano de Afetação para as Energias Renováveis Offshore Versão para Consulta Pública Outubro 2023», 2023.
- [7] Wind Europe, «Wind delivers the energy society wants». Acedido: 9 de Dezembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://windeurope.org/about-wind/wind-energy-today/>
- [8] NES Fircroft, «A Brief History Of Wind Power», July 22, 2022. Acedido: 4 de Novembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.nesfircroft.com/resources/blog/a-brief-history-of-wind-power/>
- [9] IEA, «Wind power generation in the Net Zero Scenario, 2015-2030, IEA, Paris».
- [10] IEA, «Electricity generation by source, Europe 1990-2020». Acedido: 9 de Dezembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.iea.org/regions/europe>
- [11] «Turbine Size Evolution », <https://www.irena.org>. Acedido: 22 de Outubro de 2025. [Em linha]. Disponível em: <https://www.irena.org>
- [12] Global Wind Energy Council (GWEC), «No Title». Acedido: 17 de Dezembro de 2012. [Em linha]. Disponível em: <https://gwec.net/offshore-wind/>
- [13] IEA, «No Title». Acedido: 17 de Dezembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.iea.org/energy-system/renewables/wind>
- [14] Equinor, «Floating wind - Industrialising floating offshore wind». Acedido: 30 de Dezembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.equinor.com/energy/floating-wind>
- [15] W. Atlantic, «The wind farm». Acedido: 4 de Janeiro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.windfloat-atlantic.com/the-wind-farm/>
- [16] T. Imran, M. Arbaz, U. Haq, e M. Danish, «Design and Development of VAWT», n. October, 2022, doi: 10.13140/RG.2.2.15957.50400.
- [17] Z. Tasneem, A. Al, S. K. Das, D. K. Saha, e R. Islam, «An analytical review on the evaluation of wind resource and wind turbine for urban application : Prospect and challenges Developments in the Built Environment An analytical review on the evaluation of wind resource and wind turbine for urban application », n. October, 2020, doi: 10.1016/j.dibe.2020.100033.

- [18] Principal Power, «THE OFFSHORE WIND MARKET - Spearheading the energy transition». [Em linha]. Disponível em: <https://www.principlepower.com/about/the-offshore-wind-market>
- [19] Equinor, «Hywind Scotland». Acedido: 30 de Dezembro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.equinor.com/energy/hywind-scotland>
- [20] Iberdrola, «A energia eólica offshore flutuante: um marco para impulsionar as energias renováveis através da inovação». Acedido: 4 de Janeiro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.iberdrola.com/inovacao/eolica-flutuante-offshore>
- [21] S. Rodrigues, J. A. Santos, D. Rúben Neves, e R. Oliveira, «MOVIMENTOS DE NAVIOS NA ENTRADA DE UM PORTO INDUZIDOS PELA AGITAÇÃO MARÍTIMA».
- [22] D. Hu, L. Deng, e L. Zeng, «Study on the aerodynamic performance of floating offshore wind turbine considering the tower shadow effect», *Processes*, vol. 9, n. 6, Jun. 2021, doi: 10.3390/pr9061047.
- [23] IEC, «IEC 61400-3: Wind turbines – Part 3: Design requirements for offshore wind turbines Eoliennes», *Int Organ*, vol. 2007, pp. 1–11, 2009.
- [24] D. W. Hoffman, *POWER CONVERSION AND CONTROL OF WIND ENERGY SYSTEMS*.
- [25] R. T. Sánchez e A. M. Rios, «Modeling and control of a wind turbine», *Bond Graphs for Modelling, Control and Fault Diagnosis of Engineering Systems, Second Edition*, vol. 2013, pp. 547–585, 2016, doi: 10.1007/978-3-319-47434-2_15.
- [26] G. E. Barter, L. Sethuraman, P. Bortolotti, J. Keller, e D. A. Torrey, «Beyond 15 MW: A cost of energy perspective on the next generation of drivetrain technologies for offshore wind turbines», *Appl Energy*, vol. 344, Ago. 2023, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.121272.
- [27] G. van de Kaa, M. van Ek, L. M. Kamp, e J. Rezaei, «Wind turbine technology battles: Gearbox versus direct drive - opening up the black box of technology characteristics», *Technol Forecast Soc Change*, vol. 153, n. January, p. 119933, 2020, doi: 10.1016/j.techfore.2020.119933.
- [28] E. (engineering. com) Osmanbasic, «The Future of Wind Turbines: Comparing Direct Drive and Gearbox». [Em linha]. Disponível em: <https://www.engineering.com/story/the-future-of-wind-turbines-comparing-direct-drive-and-gearbox>
- [29] A. R. Nejad, «Evaluation of PMSG-based drivetrain technologies for 10-MW floating offshore wind turbines : Pros and cons in a life cycle perspective», n. May 2019, pp. 1542–1563, 2020, doi: 10.1002/we.2499.
- [30] M. Cheng e Y. Zhu, «The state of the art of wind energy conversion systems and technologies : A review», *Energy Convers Manag*, vol. 88, pp. 332–347, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.08.037.
- [31] GlobeCore, «WIND TURBINE GEARBOX TYPES». Acedido: 4 de Janeiro de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://globecore.com/wind-turbine-service/wind-turbine-gearbox-types/>
- [32] «Planetary Gear for 1.5 MW Wind Turbine ». Acedido: 22 de Outubro de 2025. [Em linha]. Disponível em: <https://www.eptda.org/nke-bearings-wind-turbine-gearboxes-generators/#>
- [33] «The Ins and Outs of Industrial Gear Sets». Acedido: 22 de Outubro de 2025. [Em linha]. Disponível em: <https://www.machinerylubrication.com/Read/2163/gear-sets>
- [34] W. Turbine e E. Production, «Gearing analysis for wind turbine gearboxes Wind Turbine Gearbox Tothing Calculation Participating Dialogue between the Partners 1 - Gearbox Concepts», pp. 1–12.
- [35] S. M. Gbashi, O. O. Olatunji, P. A. Adedeji, e N. Madushele, «From academic to industrial research: A comparative review of advances in rolling element bearings for

- wind turbine main shaft», *Eng Fail Anal*, vol. 163, n. PB, p. 108510, 2024, doi: 10.1016/j.engfailanal.2024.108510.
- [36] H. Peng, H. Zhang, Y. Fan, L. Shangguan, e Y. Yang, «A Review of Research on Wind Turbine Bearings' Failure Analysis and Fault Diagnosis», 1 de Janeiro de 2023, *MDPI*. doi: 10.3390/lubricants11010014.
- [37] E. Gaertner, J. Rinker, L. Sethuraman, B. Anderson, F. Zahle, e G. Barter, «Definition of the IEA 15 MW Offshore Reference Wind Turbine», *Technical Report NREL/TP-5000-75698 March 2020*, pp. 1–44, 2020.
- [38] A. V. Campos, «Engrenagens», 2019.
- [39] J. Keller, Y. Guo, Z. Zhang, e D. Lucas, «Comparison of planetary bearing load-sharing characteristics in wind turbine gearboxes», *Wind Energy Science*, vol. 3, n. 2, pp. 947–960, 2018, doi: 10.5194/wes-3-947-2018.
- [40] C. Zhang, J. Wei, F. Wang, S. Hou, A. Zhang, e T. C. Lim, «Dynamic model and load sharing performance of planetary gear system with journal bearing», *Mech Mach Theory*, vol. 151, Set. 2020, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103898.
- [41] A. R. Nejad, Y. Guo, Z. Gao, e T. Moan, «Development of a 5 MW reference gearbox for offshore», n. July 2015, pp. 1089–1106, 2016, doi: 10.1002/we.
- [42] A. V. Campos, «Engrenagens», 2019.
- [43] S. Wang, A. R. Nejad, e T. Moan, «On design, modelling, and analysis of a 10-MW medium-speed drivetrain for offshore wind turbines», *Wind Energy*, vol. 23, n. 4, pp. 1099–1117, 2020, doi: 10.1002/we.2476.
- [44] IEC, *IEC 61400-4: Design requirements for wind turbine gearboxes*. 2012.
- [45] A. Kumar e P. Ramkumar, «Multi-objective optimization of multi-stage Wind Turbine Gearbox (WTG) with macro-geometry and scuffing constraint». [Em linha]. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/379511964>
- [46] IEC, *IEC 61400-4: Design requirements for wind turbine gearboxes*. 2012.
- [47] H. Dinner e K. Ag, «Gearing analysis for wind turbine, seen as a process: Showing the teeth at the wind...», *Power*, pp. 1–18.
- [48] Shell, «Shell Omala S4 GXV 320», 2020.
- [49] Mobil, «Mobil SHC™ Gear 320 WT Synthetic wind turbine gear oil With».
- [50] ISO, «ISO 6336-2 2019: Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 2 Calculation of surface durability», 2019.
- [51] E. J. Terrell, W. M. Needelman, e J. P. Kyle, «Wind Turbine Tribology», *Green Energy and Technology*, vol. 49, pp. 483–530, 2012, doi: 10.1007/978-3-642-23681-5_18.
- [52] S. M. Gbashi, O. O. Olatunji, P. A. Adedeji, e N. Madushele, «From academic to industrial research: A comparative review of advances in rolling element bearings for wind turbine main shaft», 1 de Setembro de 2024, *Elsevier Ltd*. doi: 10.1016/j.engfailanal.2024.108510.

Declaração de Integridade

DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração. Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim. Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO. ISEP,

NOME: João Manuel Pais Neto Moreira da Silva

Porto, 14 de setembro de 2025

ANEXO A

Planetary gear set, helical

Untitled

Changed on	14.09.2025, 18:32:53
Changed by	João Silva

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto (4752)
KISSsoft Release 2024 -SP4

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	4
4.1	Gear roughness	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	4
5.2	Basic data	5
5.3	Diameters and their allowances	6
5.4	Tip clearances and tooth heights	7
5.5	Roll angle	7
5.6	Tooth thickness and pitch	8
5.7	Sliding	8
5.8	Contact ratios	8
6	General influence factors	9
6.1	Forces and circumferential speed	9
6.2	Contact stiffness	10
6.3	Calculation of K factors	10
6.4	K factors	10
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	10
7.1	Safety factors	11
8	Calculation of flank strength (pitting)	11
8.1	Safety factors	12
9	Micropitting	12
10	Tooth flank fracture	12
11	Scuffing load capacity	12
11.1	Flash temperature-criteria	12
11.2	Integral temperature-criteria	13
12	Measurements for tooth thickness	13
12.1	Tooth thickness tolerances	13
12.2	Base tangent lengths	13
12.3	Measurement over balls and pins	14
12.4	Tooth thickness	14
12.5	Backlash	14
13	Toothing tolerances	15
14	Modifications and determination of the tooth form	15
14.1	Profile and flank line modifications	15
14.2	Data for the tooth form calculation	16
15	Supplementary data	16
15.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	16
15.2	Gear mesh frequency at nominal speed	16
15.3	Wear, power loss, sound pressure level	17
15.4	Planet phase parameters	17
16	Service life, damage	17
16.1	Damage	17
17	Reliability calculation	18
17.1	Calculation method	18
17.2	Factors	18
17.3	Resulting reliabilities and service lifes	18
18	Remarks	18
18.1	Conventions	18
18.2	Calculations and factors	19

1 Messages



Calculation is consistent.

2 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
Gear 3:	0.000.0		
		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---	
Number of gears	[p]	1	4
Power (kW)	[P]	15041.946	
Speed (1/min)	[n]	30.2	0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]	23.6	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	7.6	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	954.3	247.8
Torque (Nm)	[T]	4750000.0	0.0
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]	19000000.000	
Application factor	[KA]	1.25	
Mesh load factor	[KY]	1.08	
Required service life (h)	[H]	175320.00	
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/-
Working flank Gear 1:	Left flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		
Planet carrier direction of rotation:		clockwise	

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---	
Center distance (mm)	[a]	1240.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	44.0000	
Transverse module (mm)	[mt]	46.2643	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	0.57727	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd]	0.54902	
Normal pressure angle (°)	[αn]	21.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	18.0000	
Number of teeth	[z]	27	26
Facewidth (mm)	[b]	783.47	759.73
Hand of gear		right	left

Planet gear shafts can be arranged in a regular pitch. Pitch = 90°

Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6	A7
Inner diameter (mm)	[di]	817.67	260.14	
External diameter (mm)	[di]			4386.22
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

4 Materials

Gear 1

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 30 HRC

Gear 2

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 30 HRC

Gear 3

42 CrMo 4 (3), Through hardened steel, nitrided, ISO 6336-5 Figure 13b/14b (MQ)

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	HV 550
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$				
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	500.00	500.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00	1000.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00	1100.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00	900.00

4.1 Gear roughness

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Arithmetic mean roughness value R_a , flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	3.00
Arithmetic mean roughness value R_a , root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness R_z , flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	20.00
Mean peak-to-valley roughness R_z , root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication	
Type of oil	ISO-VG 320	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[ν_{40}]	320.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[ν_{100}]	22.00
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ]	0.900
Oil temperature (°C)	[TS]	65.000

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Reference profile Gear 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A
Dedendum coefficient	[hfP*] 1.250
Root radius factor	[pfP*] 0.380
	[pfPmax*] 0.445

Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	19.748 /19.765

Reference profile Gear 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.445
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	17.237 /17.244

Constructed involute of Gear 3

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρf*]	0.250
Corresponding root radius in the reference profile	[ρfP*]	0.250
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000

5.1.1 Information on final machining

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[ρfP*]	0.380	0.380	0.250
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (without running-in)			
Tip relief, left flank (μm)	[Ca L]	13.000	13.000	11.000
Tip relief, right flank (μm)	[Ca R]	13.000	13.000	11.000

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	0.250	
Transverse module (mm)	[mt]	46.264	
Transverse pressure angle (°)	[αt]	21.980	
Base helix angle (°)	[βb]	16.768	
		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Gear ratio	[u]	1.038	-3.115
Working pressure angle (°)	[αwt]	23.530	17.927
(°)	[αwt.e/i]	23.536 /23.525	17.920 /17.935
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	22.474	17.141
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	18.192	17.572
Reference center distance (mm)	[ad]	1226.005	1272.269
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.3288	0.6712

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Profile shift coefficient	[x]	-0.1429	0.4718	0.1994
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.1500/-0.1530		
	[xE.e/i]		0.4647/0.4617	
	[xE.e/i]			0.1867/0.1820
Virtual gear no. of teeth	[zn]	30.967	29.820	92.900
Involute length (mm)	[I_dFa-I_dFf]	80.009	94.727	99.388

5.2.1 Tip chamfer or tip rounding

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tip chamfer (mm)	[hK]	0.100	0.100	0.100
Tooth tip chamfer angle (°)	[δhK]	45.000	45.000	45.000

5.3 Diameters and their allowances

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Reference diameter (mm)	[d]	1249.137	1202.873	3747.411
Base diameter (mm)	[db]	1158.344	1115.442	3475.031
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.474	-0.474	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	1323.612	1331.441	3641.860
(mm)	[da.e/i]	1323.612 /1323.487		
(mm)	[da.e/i]		1331.441 /1331.316	
(mm)	[da.e/i]			3642.120 /3641.860
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.125		
(mm)	[Ada.e/i]		0.000 /-0.125	
(mm)	[Ada.e/i]			0.260 / 0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	1323.412	1331.241	3642.060
(mm)	[dFa.e/i]	1323.412 /1323.287		
(mm)	[dFa.e/i]		1331.241 /1331.116	
(mm)	[dFa.e/i]			3642.320 /3642.060
Active tip diameter (mm)	[dNa]	1323.412	1331.241	
(mm)	[dNa]		1331.241	3642.060
(mm)	[dNa.e/i]	1323.412 /1323.287		
(mm)	[dNa.e/i]		1331.241 /1331.116	
(mm)	[dNa.e/i]		1331.241 /1331.116	
(mm)	[dNa.e/i]			3642.320 /3642.060
V-Circle diameter (mm)	[dv]	1236.560	1244.389	3729.860
(mm)	[dv.e/i]	1235.935 /1235.674		
(mm)	[dv.e/i]		1243.763 /1243.503	
(mm)	[dv.e/i]			3731.397 /3730.980
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	1263.396	1216.604	
(mm)	[dw]		1172.364	3652.364
(mm)	[dw.e/i]	1263.450 /1263.343		
(mm)	[dw.e/i]		1216.655 /1216.552	
(mm)	[dw.e/i]		1172.314 /1172.413	
(mm)	[dw.e/i]			3652.518 /3652.209
Root diameter (mm)	[df]	1126.560	1134.389	3839.860
(mm)	[df.e/i]	1125.935 /1125.674		
(mm)	[df.e/i]		1133.763 /1133.503	
(mm)	[df.e/i]			3841.397 /3840.980

Active root diameter (mm)	[dNf]	1187.930		
(mm)	[dNf]		1169.080 / 1162.365	
(mm)	[dNf]			3780.999
(mm)	[dNf.e/i]	1188.039 / 1187.871		
(mm)	[dNf.e/i]		1169.237 / 1169.002	
(mm)	[dNf.e/i]		1162.706 / 1162.269	
(mm)	[dNf.e/i]			3781.133 / 3780.774
Root form diameter (mm)	[dFf]	1175.036	1161.703	3827.024
Root form diameter (mm)	[dFf.e/i]	1174.756 / 1174.641		
(mm)	[dFf.e/i]		1161.237 / 1161.044	
(mm)	[dFf.e/i]			3828.578 / 3828.157

5.4 Tip clearances and tooth heights

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	11.000		
(mm)	[c]		11.000 / 14.210	
(mm)	[c]			13.736
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	11.558 / 11.260		
(mm)	[c.e/i]		11.558 / 11.260	
(mm)	[c.e/i]		15.093 / 14.717	
(mm)	[c.e/i]			14.361 / 13.996
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	6.699 / 6.557		
(mm)	[cF.e/i]		4.096 / 3.882	
(mm)	[cF.e/i]		0.831 / 0.516	
(mm)	[cF.e/i]			23.902 / 23.512
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	37.237	64.284	52.776
(mm)	[ha.e/i]	37.237 / 37.175		
(mm)	[ha.e/i]		64.284 / 64.221	
(mm)	[ha.e/i]			52.776 / 52.646
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	61.289	34.242	46.224
(mm)	[hf.e/i]	61.601 / 61.732		
(mm)	[hf.e/i]		34.555 / 34.685	
(mm)	[hf.e/i]			46.784 / 46.993
Tooth height (mm)	[h]	98.526	98.526	99.000

5.5 Roll angle

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	31.659 / 31.646		
(°)	[ξFa.e/i]		37.324 / 37.312	
(°)	[ξFa.e/i]			17.977 / 17.991
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	13.057 / 13.019		
(°)	[ξNf.e/i]		18.008 / 17.967	
(°)	[ξNf.e/i]		16.855 / 16.775	
(°)	[ξNf.e/i]			24.558 / 24.573
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	9.679 / 9.645		
(°)	[ξFf.e/i]		16.586 / 16.550	
(°)	[ξFf.e/i]			26.478 / 26.495

5.6 Tooth thickness and pitch

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	1.4611	1.9330	1.7239
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	32.884	25.302	38.188
(mm)	[san.e/i]	32.693 / 32.525		
(mm)	[san.e/i]		25.114 / 24.930	
(mm)	[san.e/i]			37.849 / 37.613
Without consideration of tip chamfer/ tip rounding				
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	32.984	25.421	38.249
(mm)	[sFan.e/i]	32.793 / 32.626		
(mm)	[sFan.e/i]		25.233 / 25.049	
(mm)	[sFan.e/i]			37.911 / 37.675
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	30.976	24.926
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[efn.e/i]		31.078 / 31.121	
(mm)	[efn.e/i]			24.872 / 24.852
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	145.344	145.344	145.344
Base pitch (mm)	[pbt]	134.779	134.779	134.779
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	134.779	134.779	134.779
Lead height (mm)	[pz]	12077.692	11630.370	36233.076
Axial pitch (mm)	[px]	447.322	447.322	447.322

5.7 Sliding

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.583	0.328	
(m/s)	[vga]		0.028	0.306
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.432	0.651	
	[ζa]		0.342	0.066
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.864	-0.761	
	[ζf]		-0.070	-0.519
Mean specific sliding	[ζm]	0.572		0.318
Sliding factor on tip	[Kga]	0.219	0.389	
	[Kga]		0.212	0.020
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.389	-0.219	
	[Kgf]		-0.020	-0.212

5.8 Contact ratios

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	1023.512	1103.675
Transverse contact ratio	[εα]	1.397	1.483
	[εα.e/m/i]	1.398 / 1.396 / 1.394	
Overlap ratio	[εβ]	1.698	1.698
Total contact ratio	[εγ]	3.095	3.181
	[εγ.e/m/i]	3.096 / 3.094 / 3.093	
Length of path of contact (mm)	[ga]	188.288	199.851
(mm)	[ga.e/i]	188.419 / 187.912	

5.8.1 Pair 1

		-- Gear 1 -----	Gear 2 --
Addendum contact ratio	[ε]	0.503	0.894
	[ε.e/i]	0.504 / 0.502	
			0.894 / 0.892

Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	320.023	175.027
(mm)	[.e/i]	320.023 /319.894	174.896 /175.288
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	266.515	228.535
(mm)	[.e/i]	266.383 /266.761	228.535 /228.421
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	252.195	242.855
(mm)	[.e/i]	252.128 /252.262	242.790 /242.919
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	185.243	309.807
(mm)	[.e/i]	185.243 /185.114	309.675 /310.067
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	131.735	363.315
(mm)	[.e/i]	131.604 /131.981	363.315 /363.200
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	495.050	
(mm)	[.e/i]	494.918 /495.181	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	1275.100	1205.456
(mm)	[d-B.e/i]	1274.990 /1275.306	1205.456 /1205.369
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	1216.150	1275.983
(mm)	[d-D.e/i]	1216.150 /1216.071	1275.855 /1276.236

5.8.2 Pair 2

		-- Gear 2 -----	Gear 3 --
Addendum contact ratio	[ε]	1.357	0.126
	[ε.e/i]	1.356 / 1.357	0.128 / 0.121
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	363.315	745.002
(mm)	[.e/i]	363.315 /363.200	745.172 /744.716
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	298.243	679.930
(mm)	[.e/i]	298.073 /298.848	679.930 /680.364
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	180.434	562.121
(mm)	[.e/i]	180.514 /180.353	562.372 /561.869
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	228.535	610.222
(mm)	[.e/i]	228.535 /228.421	610.393 /609.937
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	163.464	545.151
(mm)	[.e/i]	163.293 /164.069	545.151 /545.585
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	381.687	
(mm)	[.e/i]	381.857 /381.516	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	1264.914	3731.630
(mm)	[d-B.e/i]	1264.753 /1265.485	3731.630 /3731.946
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	1205.456	3683.114
(mm)	[d-D.e/i]	1205.456 /1205.369	3683.227 /3682.925

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	1901312.480	1901312.480	
Axial force (N)	[Fa]	617773.87	617773.87	617773.87
Total axial force (N)	[F _{atot}]	2471095.49		2471095.49
$F_{atot} = F_a * 4$				
Radial force (N)	[Fr]	767404.952		767404.952
Normal force (N)	[Fnorm]	2141388.35	2141388.35	2141388.35
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	2502.62		2502.62
Only as information: Forces at operating pitch circle:				
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	1879853.644		1950791.517

Axial force (N)	[Faw]	617773.87	617773.9	/617773.9	617773.87
Total axial force (N)	[F _{awtot}]	2471095.49			2471095.49
$F_{awtot}=F_a*4$					
Radial force (N)	[F _{rw}]	818565.687			631119.611
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		1.48		(Planet)

6.2 Contact stiffness

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Running-in value (μm)	[yp]	2.365	3.000
Running-in value (μm)	[yf]	3.000	3.000
Gear blank factor	[CR]	1.000	1.000
Correction factor	[CM]	0.800	0.800
Basic rack factor	[CB]	0.994	0.994
Material coefficient	[E/Est]	1.000	1.000
Single stiffness (N/mm/μm)	[c']	12.925	15.611
Theoretical single stiffness (N/mm/μm)	[c'th]	17.082	20.631
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γα}]	16.774	21.263
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γβ}]	14.258	18.074
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.8755	5.6990
Resonance speed (min-1)	[nE1]	1548	709
Resonance ratio (-)	[N]	0.015	0.033

6.3 Calculation of K factors

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Running-in value (μm)	[γα]	3.000	3.000

6.4 K factors

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Maximum dynamic factor	[max(K _{v12} ,K _{v23})]		1.01
Dynamic factor	[K _{v12} ,K _{v23}]	1.00	1.01
Factor K _{Hβ} , own input			
Face load factors			
- Flank	[KHβ]	1.20	1.20
- Tooth root	[KFβ]	1.17	1.17
- Scuffing	[KBβ]	1.20	1.20
Transverse load factors			
- Flank	[KHα]	1.00	1.03
- Tooth root	[KFα]	1.00	1.03
- Scuffing	[KBα]	1.00	1.03
Application factor	[KA]	1.250	
Mesh load factor	[K _γ]	1.080	

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Form milled

The standard does not include the calculation of tooth root stress for tooth forms generated with a "constructed involute".

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.1530	0.4617	0.1820
Tooth form factor	[YF]	1.35	0.95 /0.81	0.94
Stress correction factor	[YS]	1.77	2.30 /2.43	2.89

Load application angle (°)	[αFen]	20.32	24.43 / 23.30	19.54
Load distribution influence factor	[fε]		0.810	0.786
Bending moment arm (mm)	[hFe]	50.87	45.86 / 40.02	63.59
(-)	[hFe*]	1.16	1.04 / 0.91	1.45
Tooth root thickness at critical cross section (mm)	[sFn]	89.93	100.30 / 100.30	119.26
(-)	[sFn*]	2.04	2.28 / 2.28	2.71
Root fillet radius at critical cross section (mm)	[ρF]	26.30	18.70 / 18.70	11.00
(-)	[ρF*]	0.60	0.43 / 0.43	0.25
Diameter at critical cross section (mm)	[dsFn]	1144.86	1148.89 / 1148.89	-4178.31
Tangent at critical cross section (°)	[αsFn]	30.00	30.00 / 30.00	60.00
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]	44.964 / 570.659		
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]		50.151 / 572.250	
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]			59.629 / -2088.306
Helix angle factor	[Yβ]		0.99	0.99
Deep tooth factor	[YDT]		1.00	1.00
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	783.47	759.73 / 759.73	783.47
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	130.36	122.68 / 110.75	147.53
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	207.53	195.29 / 182.35	242.91
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YδrelT]	0.992	1.002 / 1.002	1.104
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.990
Size factor, tooth root	[YX]	0.800	0.800	0.800
Life factor	[YNT]	0.891	0.915	0.911
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00	
Y _{ST} ·σ _{Flim} (N/mm ²)	[σFE]	1000.00	1000.00	740.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]	422.79	307.04 / 307.04	368.44
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	676.46	491.26 / 491.26	589.51

7.1 Safety factors

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Required safety	[SFmin]	1.60	1.60	1.60
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	3.26	2.52 / 2.69	2.43
Transmittable power (kW)	[kWRating]	30644.61	23648.70 / 25327.29	22815.08

8 Calculation of flank strength (pitting)

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Zone factor	[ZH]	2.26	2.62	
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]	189.81	189.81	
Contact ratio factor	[Zε]	0.846	0.821	
Helix angle factor	[Zβ]	1.025	1.025	
Effective facewidth (mm)	[beff]	759.73	759.73	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]	752.58	498.43	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	960.70	647.10	
Coefficient [fZCa] 1.00 (Helical gear sets with suitable profile and longitudinal modifications based on a 3D LTCA analysis)				
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00 / 1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	960.70	960.70 / 647.10	647.10
Lubricant coefficient for N _L	[ZL]	1.047	1.047 / 1.071	1.071
Speed factor at N _L	[ZV]	0.960	0.960 / 0.933	0.933
Roughness factor for N _L	[ZR]	1.030	1.030 / 0.962	0.962

Material hardening factor for N_L	[ZW]	1.000	1.000 / 1.000	1.000
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.914	0.952	0.908
Limited pitting is permissible:	No			
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1091.08	1137.16 / 1056.33	671.46
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1418.41	1478.31 / 1373.23	872.90

8.1 Safety factors

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Required safety	[SHmin]	1.30	1.30	1.30
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.48	1.54 / 2.12	1.35
Safety against pressure at single tooth contact	[SHBD= σ_{HG}/σ_{HBD}]	1.48	1.54 / 2.12	1.35
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD) ²]	2.18	2.37 / 4.50	1.82
Transmittable power (kW)	[kWRating]	19402.00	21075.40 / 40082.92	16195.71

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Tooth flank fracture

Failed to calculate the tooth flank fracture. Please check ISO6336-4_res.TMP file for more information.

11 Scuffing load capacity

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Calculation method according to	ISO/TS 6336-20/21:2022			
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (μ m)	[Ca]	13.00	13.00 / 13.00	11.00
Optimal tip relief (μ m)	[Ceff]	201.42	158.89	
C_a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0 / 0	0
		-- Pair 1 -----		Pair 2 --
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.29		1.29
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]		1.000	
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1),		12
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.5		2.5
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	759.730		759.730
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	4078.159		4218.145
K_{By}		1.289		1.293
$w_{Bt} \cdot K_{By}$		5256.260		5454.677
Angle factor	[X $\alpha\beta$]	1.021		0.939

11.1 Flash temperature-criteria

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Lubricant factor	[XL]	0.808	0.808
Tooth mass temperature ($^{\circ}$ C)	[θ_{Mi}]	129.08	118.65
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot X_{mp} \cdot \theta_{flm}$			
Average flash temperature ($^{\circ}$ C)	[θ_{flm}]	54.54	45.66

Scuffing temperature (°C)	[θS]	341.90	341.90	
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.478	1.014	
	[Γ.A]	0.269	1.014	
	[Γ.E]	-0.478	-0.094	
Maximum flash temperature (°C)	[θflamax]	150.77	189.12	
Maximum contact temperature (°C)	[θBmax]	279.85	307.77	
Flash factor (°K·N ⁻¹ ·s ^{0.75} ·m ^{-1.5} ·mm)	[XM]	50.058	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	3.236	
Load sharing factor	[XΓ]	0.931	0.877	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	70.49	70.49	(65.0 °C)
Coefficient of friction	[μ _m]	0.073	0.088	
Required safety	[SBmin]		1.300	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	1.289		1.141

11.2 Integral temperature-criteria

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	109.84	88.59
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$			
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	25.62	13.48
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	359.60	359.60
Flash factor (°K·N ⁻¹ ·s ^{0.75} ·m ^{-1.5} ·mm)	[XM]	50.058	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	1.000
Contact ratio factor	[Xε]	0.272	0.333
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	70.49	70.49
Mean coefficient of friction	[μ _m]	0.042	0.042
Geometry factor	[XBE]	0.384	0.117
Meshing factor	[XQ]	1.000	0.600
Tip relief factor	[XCa]	1.116	1.242
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	148.28	108.82
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.43	3.30
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	3.54	6.72

12 Measurements for tooth thickness

12.1 Tooth thickness tolerances

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.240 / -0.340		
(mm)	[Asn.e/i]		-0.240 / -0.340	
(mm)	[Asn.e/i]			-0.430 / -0.590

12.2 Base tangent lengths

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Number of teeth spanned	[k]	4.000	5.000	-0.000
(Internal toothing: k = (measured number of tooth spaces)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	469.342	616.955	-0.000
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	469.118 / 469.025		
(mm)	[Wk.e/i]		616.731 / 616.637	
(mm)	[Wk.e/i]			-0.000 / -0.000
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	1242.367	1262.085	-0.000

12.3 Measurement over balls and pins

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	74.236	82.479	72.875
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	75.000	85.000	75.000
Radial single-ball measurement, no backlash (mm)	[MrK]	670.091	685.771	1811.797
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	669.800 / 669.678		
(mm)	[MrK.e/i]		685.536 / 685.438	
(mm)	[MrK.e/i]			1812.635 / 1812.408
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	1237.429	1247.474	3725.315
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	1338.041	1371.543	3622.898
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	1337.460 / 1337.217		
(mm)	[MdK.e/i]		1371.073 / 1370.877	
(mm)	[MdK.e/i]			3624.575 / 3624.121
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	1339.599 / 1339.356		
(mm)	[MdR.e/i]		1371.073 / 1370.877	
(mm)	[MdR.e/i]			-0.000 / -0.000
Measurement over 2 pins, free, AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	1337.201 / 1336.958		
(mm)	[dk2f.e/i]		0.000 / 0.000	
(mm)	[dk2f.e/i]			0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins, transverse, AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	1341.695 / 1341.452		
(mm)	[dk2t.e/i]		0.000 / 0.000	
(mm)	[dk2t.e/i]			0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	1339.599 / 1339.356		
(mm)	[dk3A.e/i]		1371.073 / 1370.877	
(mm)	[dk3A.e/i]			-0.000 / -0.000
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[Md3R.e/i]		0.000 / 0.000	
(mm)	[Md3R.e/i]			-0.000 / -0.000

Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.

12.4 Tooth thickness

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	1323.549	1331.378	3641.990
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	37.954	65.613	52.364
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	64.264	84.993	75.848
(mm)	[sc.e/i]	64.028 / 63.929		
(mm)	[sc.e/i]		84.759 / 84.661	
(mm)	[sc.e/i]			75.415 / 75.254
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	64.287	85.051	75.852
(mm)	[sn.e/i]	64.047 / 63.947		
(mm)	[sn.e/i]		84.811 / 84.711	
(mm)	[sn.e/i]			75.422 / 75.262

12.5 Backlash

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.046 / -0.046	0.034 / -0.034
Radial backlash (mm)	[jrw]	0.884 / 0.534	1.517 / 1.004
Circumferential backlash, transverse section (mm)	[jtw]	0.769 / 0.465	0.987 / 0.653
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.672 / 0.410	0.906 / 0.588
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.052 / -0.052	-0.052 / 0.052
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	1239.413 / 1239.168	1241.057 / 1241.465
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.587 / -0.832	1.057 / 1.465

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	1187.011	1167.837 / 1159.739	3784.738
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	6.127	3.300 / -0.749	21.709
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	10.481	10.481 / 13.713	12.583
Torsional angle of planet carrier with input fixed:				
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0388 / 0.0277	(0°2'20" / 0°1'40")	
Torsional angle on input with output fixed:				
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0388 / 0.0277	(0°2'20" / 0°1'40")	

13 Tothing tolerances

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997				
Accuracy grade	[Q]	A6	A6	A7
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	34.00	34.00	53.00
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	31.53	31.53	49.15
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	59.00	60.00	110.00
Profile form tolerance (µm)	[ffαT]	41.00	41.00	58.00
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	32.00	32.00	51.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	52.00	52.00	77.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	27.00	27.00	42.00
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	22.00	22.00	34.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	35.00	34.00	54.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FPt]	92.00	91.00	168.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	48.00	48.00	75.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	82.00	82.00	151.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	122.00	121.00	211.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	30.00	30.00	43.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	259.00	258.00	418.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	186.00	186.00	263.00

FidT (F^{''}) and fidT (f^{''}) according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m_n and d.

According to ISO 1328-2:2020				
Accuracy grade	[Q]	R46	R46	R44
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	232.00	227.00	364.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	104.00	102.00	153.00

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6			
Maximum value for axis deviation error (µm)	[fΣβ]	22.099	22.099
Maximum value for axis inclination error (µm)	[fΣδ]	44.198	44.198

14 Modifications and determination of the tooth form

14.1 Profile and flank line modifications

Gear 1

Symmetric (both flanks)

- Flank line crowning

$$C_b = 2.000 \mu\text{m}$$

$$b_x = 783.470\text{mm}, r_{\text{crown}} = 38364078\text{mm}$$

- Tip relief, progressive

$$C_{a\alpha} = 13.000 \mu\text{m} \quad L_{Ca} = 0.951 \cdot m_n \quad d_{Ca} = 1285.212 \text{ mm} \quad e = 15.000 / 5$$

Gear 2

Symmetric (both flanks)

- Flank line crowning
Cb = 3.000 µm
bx=759.730mm, rcrown=24049570mm
- Helix angle modification, conical
CHb = 34.000 µm
CHβ=34.0µm -> Right flank β.eff=18.0025°-left, Left flank β.eff=17.9975°-left
- Tip relief, progressive
Caa = 13.000 µm LCa = 1.055 ·mn dCa =1283.090 mm e =15.000 /5

Gear 3

Symmetric (both flanks)

- Tip relief, progressive
Caa = 11.000 µm LCa = 1.298 ·mn dCa =-3677.641 mm e =15.000 /5

14.1.1 Tip relief verification

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Diameter (mm)	[dcheck]	1322.407	1330.236	-3643.200
Tip relief left/right (µm)	[Ca L/R]	11.9 / 11.9	12.1 / 12.1	9.9 / 9.9
Diameter (mm)	[dNa.i]	1323.287	1331.116	-3642.320
Tip relief left/right (µm)	[Ca L/R]	12.7 / 12.7	12.8 / 12.8	10.7 / 10.7

14.2 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

15 Supplementary data

15.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Mass (kg)	[m]	4009.820	6785.763	25270.501
Total mass (kg)	[Σm]	56423.372		
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape				
Single gears (da+df)/2...di (kg*m²)	[J]	1087.37587	1346.76328	104976.80670
System (da+df)/2...di (kg*m²)	[J]	inf		
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	74314.574		
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.011		

15.2 Gear mesh frequency at nominal speed

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Speed (Hz)	[fn]	0.504		0.000
Speed difference for planet bearing calculation (Hz)	[fn2]		0.393	
Speed planet carrier (Hz)	[fnSteg]		0.126	
Number of teeth	[z]	27	26	-81
Gear mesh frequency (Hz)	[fz]		10.206	
Distributed fault frequency (Hz)	[fcd]	0.378	0.393	0.126
Local fault frequency (Hz)	[fcl]	1.512	0.785	0.504
Sideband frequency lower limit (Hz)	[fsmin]	9.70	10.080	10.206
Sideband frequency upper limit (Hz)	[fsmax]	10.71	10.332	10.206

Gear mesh frequencies at nominal speed for all harmonics:

No. of harmonic	f_z (Hz)	Sun gear f_{cd} (Hz)	Sun gear f_{cl} (Hz)	Planet f_{cd} (Hz)	Planet f_{cl} (Hz)	Internal gear f_{cd} (Hz)	Internal gear f_{cl} (Hz)	Sun gear f_{smin} (Hz)	Sun gear f_{smax} (Hz)	Planet f_{smin} (Hz)	Planet f_{smax} (Hz)	Internal gear f_{smax} (Hz)	Internal gear f_{smin} (Hz)
1	10.21	0.38	1.51	0.39	0.79	0.13	0.50	9.70	10.08	10.21	10.71	10.33	10.21
2	20.41	0.76	3.02	0.79	1.57	0.25	1.01	19.91	20.16	20.41	21.42	20.66	20.41
3	30.62	1.13	4.54	1.18	2.36	0.38	1.51	30.11	30.24	30.62	32.13	31.00	30.62

15.3 Wear, power loss, sound pressure level

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Average coefficient of friction according to Niemann	$[\mu_m]$	0.039	0.039
Wear sliding coefficient by Niemann	$[\zeta_w]$	0.799	0.132
Loss factor	[HV]	0.162	0.118
Meshing power (kW)		11281.459	11281.459
Gear power loss (kW)	[PVZ]	18.023	12.854
Total power loss (kW)		123.505	
Total efficiency			0.992
Sound pressure level based on Masuda, without PPTE/ δ_s	[dB(A)]	119.131	121.232

15.4 Planet phase parameters

Distance between planets: Equal
Phase type: Sequential phase

Planet No.	Planet angle (°)	Phase angles sun - planet (°)	Phase angles planet - inner gear (°)
1	0.00	0.00	0.00
2	90.00	90.00	270.00
3	180.00	180.00	180.00
4	270.00	270.00	90.00

16 Service life, damage

Required safety for tooth root	$[S_{Fmin}]$	1.6000
Required safety for tooth flank	$[S_{Hmin}]$	1.3000
Required service life	[H]	175320.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	$[H_{att}]$	> 1000000
-------------------------	-------------	-----------

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tooth root service life (h)	$[HFatt]$	1e+06	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	$[HHatt]$	1e+06	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

16.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 175320.0 h)

D_{F1} (%)	D_{F2} (%)	D_{F3} (%)	D_{H1} (%)	D_{H2} (%)	D_{H3} (%)
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	14.4147
--------	--------	--------	--------	--------	---------

17 Reliability calculation

17.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

17.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%)	[R σ_{Hlim}]	99.00
Reliability of material data for σ_{Flim} (%)	[R σ_{Flim}]	99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)

$$R(t) = 100 \cdot \text{Exp}(-((t - \text{fac} \cdot t_0) / (T - t_0))^\beta) \text{ (%)}$$

Gear	Type	fac	β	t_0	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	5443	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	5443	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	1413	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	1413	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
3	Tooth root	1814	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
3	Tooth flank	1814	1.500e+00	1.937e+09	7.726e+09	100.0000

fac = Number of load cycles per hour

β = Weibull shape parameter

t_0 = Failure-free number of load cycles

T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability

R(H) = Reliability for required service life

17.3 Resulting reliabilities and service lifes

Required service life (h)	[H $_{min}$]	175320.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R $_{subF}$]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R $_{subH}$]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R $_{subG}$]	100.0000
Required reliability (%)	[R $_{min}$]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H $_{subF}$]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H $_{subH}$]	> 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h)	[H $_{subG}$]	> 1'000'000

18 Remarks

18.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

18.2 Calculations and factors

- Calculation of Z_β acc. to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_\beta = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X , $Y_{\delta_{relT}}$, $Y_{R_{relT}}$ and Y_X . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 881)

ANEXO B

Planetary gear set, helical

2º Estágio

Changed on	14.09.2025, 19:00:20
Changed by	João Silva

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto (4752)
KISSsoft Release 2024 -SP4

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	4
4.1	Gear roughness	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	5
5.2	Basic data	6
5.3	Diameters and their allowances	6
5.4	Tip clearances and tooth heights	7
5.5	Roll angle	7
5.6	Tooth thickness and pitch	8
5.7	Sliding	8
5.8	Contact ratios	8
6	General influence factors	9
6.1	Forces and circumferential speed	9
6.2	Contact stiffness	10
6.3	Calculation of K factors	10
6.4	K factors	10
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	11
7.1	Safety factors	11
8	Calculation of flank strength (pitting)	11
8.1	Safety factors	12
9	Micropitting	12
10	Tooth flank fracture	12
11	Scuffing load capacity	12
11.1	Flash temperature-criteria	13
11.2	Integral temperature-criteria	13
12	Measurements for tooth thickness	13
12.1	Tooth thickness tolerances	13
12.2	Base tangent lengths	14
12.3	Measurement over balls and pins	14
12.4	Tooth thickness	14
12.5	Backlash	15
13	Toothing tolerances	15
14	Modifications and determination of the tooth form	16
14.1	Data for the tooth form calculation	16
15	Supplementary data	16
15.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	16
15.2	Gear mesh frequency at nominal speed	16
15.3	Wear, power loss, sound pressure level	16
15.4	Planet phase parameters	17
16	Service life, damage	17
16.1	Damage	17
17	Reliability calculation	17
17.1	Calculation method	17
17.2	Factors	18
17.3	Resulting reliabilities and service lifes	18
18	Remarks	18
18.1	Conventions	18
18.2	Calculations and factors	18

1 Messages



Calculation is consistent.



Planetary stages with more than 3 planets:
The mesh load factor K_v should usually be greater than 1.0.

2 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
Gear 3:	0.000.0		
Number of gears	[p]	--- Sun ----- Planets ----- Internal gear --- 1 4 1	
Power (kW)	[P]	15041.946	
Speed (1/min)	[n]	121.0	0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]	95.5	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	30.2	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	3817.2	1004.5 1272.4
Torque (Nm)	[T]	1187500.0	0.0 3562500.0
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]	4750000.000	
Application factor	[KA]	1.25	
Mesh load factor	[K _v]	1.00	
Required service life (h)	[H]	175320.00	
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/- +
Working flank Gear 1:	Left flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		
Planet carrier direction of rotation:	clockwise		

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
Center distance (mm)	[a]	--- Sun ----- Planets ----- Internal gear --- 685.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	33.0000	
Transverse module (mm)	[mt]	34.3299	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	0.76970	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd]	0.73988	
Normal pressure angle (°)	[αn]	22.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	16.0000	
Number of teeth	[z]	20	19 -60

Facewidth (mm)	[b]	638.62	621.62	638.62
Hand of gear		right	left	left
Axial offset (mm)	[bv]		0.00	2.00
Planet gear shafts can be arranged in a regular pitch. Pitch = 90°				
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6	A7
Inner diameter (mm)	[di]	368.51	0.00	
External diameter (mm)	[di]			2500.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

4 Materials

Gear 1

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 30\text{HRC}$

Gear 2

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 30\text{HRC}$

Gear 3

42 CrMo 4 (3), Through hardened steel, nitrided, ISO 6336-5 Figure 13b/14b (MQ)

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	HV 550
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$				
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	500.00	500.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00	1000.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00	1100.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00	900.00

4.1 Gear roughness

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Arithmetic mean roughness value R_a , flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	3.00
Arithmetic mean roughness value R_a , root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness R_z , flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	20.00
Mean peak-to-valley roughness R_z , root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication			
Type of oil	ISO-VG 320			
Lubricant base	Mineral-oil base			
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[v40]	320.00		
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[v100]	22.00		
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ]	0.900		
Oil temperature (°C)	[TS]	65.000		

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Reference profile Gear 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.416
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	15.106 /15.122

Reference profile Gear 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.416
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	12.864 /12.870

Reference profile Gear 3

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.380
	[ρfPmax*]	0.416
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	

5.1.1 Information on final machining

		--- Sun	----- Planets	----- Internal gear ---
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[ρfP*]	0.380	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)			
Tip relief, left flank (μm)	[Ca L]	2.000	2.000	5.200
Tip relief, right flank (μm)	[Ca R]	2.000	2.000	5.200

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	0.250		
Transverse module (mm)	[mt]	34.330		
Transverse pressure angle (°)	[αt]	22.797		
Base helix angle (°)	[βb]	14.807		
-- Pair 1 ----- Pair 2 --				
Gear ratio	[u]	1.053	-3.158	
Working pressure angle (°)	[αwt]	25.719	18.714	
(°)	[αwt.e/i]	25.726 /25.712	18.704 /18.724	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	24.806	18.071	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	16.352	15.594	
Reference center distance (mm)	[ad]	669.433	703.763	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.5009	0.5219	
--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---				
Profile shift coefficient	[x]	-0.0599	0.5608	-0.0390
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0665/-0.0695		
	[xE.e/i]	0.5543/0.5513		
	[xE.e/i]	-0.0510/-0.0558		
Virtual gear no. of teeth	[zn]	22.260	21.147	66.780
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	60.379	73.988	72.307

5.3 Diameters and their allowances

--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---				
Reference diameter (mm)	[d]	686.598	652.268	2059.793
Base diameter (mm)	[db]	632.961	601.313	1898.883
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	748.641	755.283	1996.365
(mm)	[da.e/i]	748.641 /748.561		
(mm)	[da.e/i]	755.283 /755.203		
(mm)	[da.e/i]	1996.515 /1996.365		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.080		
(mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.080		
(mm)	[Ada.e/i]	0.150 / 0.000		
Tip form diameter (mm)	[dFa]	748.641	755.283	1996.365
(mm)	[dFa.e/i]	748.641 /748.561		
(mm)	[dFa.e/i]	755.283 /755.203		
(mm)	[dFa.e/i]	1996.515 /1996.365		
Active tip diameter (mm)	[dNa]	748.641	755.283	
(mm)	[dNa]		755.283	1996.365
(mm)	[dNa.e/i]	748.641 /748.561		
(mm)	[dNa.e/i]	755.283 /755.203		
(mm)	[dNa.e/i]	755.283 /755.203		
(mm)	[dNa.e/i]	1996.515 /1996.365		
V-Circle diameter (mm)	[dv]	682.641	689.283	2062.365
(mm)	[dv.e/i]	682.208 /682.010		
(mm)	[dv.e/i]	688.850 /688.652		
(mm)	[dv.e/i]	2063.479 /2063.157		
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	702.564	667.436	

	(mm)	[dw]		634.878	2004.878
	(mm)	[dw.e/i]	702.605 / 702.523		
	(mm)	[dw.e/i]		667.475 / 667.397	
	(mm)	[dw.e/i]		634.841 / 634.915	
	(mm)	[dw.e/i]			2004.995 / 2004.761
Root diameter (mm)		[df]	600.141	606.783	2144.865
	(mm)	[df.e/i]	599.708 / 599.510		
	(mm)	[df.e/i]		606.350 / 606.152	
	(mm)	[df.e/i]			2145.979 / 2145.657
Active root diameter (mm)		[dNf]	647.724		
	(mm)	[dNf]		632.064 / 626.724	
	(mm)	[dNf]			2099.911
	(mm)	[dNf.e/i]	647.792 / 647.685		
	(mm)	[dNf.e/i]		632.167 / 632.008	
	(mm)	[dNf.e/i]		626.932 / 626.654	
	(mm)	[dNf.e/i]			2100.017 / 2099.748
Root form diameter (mm)		[dFf]	638.431	626.493	2129.480
Root form diameter (mm)		[dFf.e/i]	638.286 / 638.220		
	(mm)	[dFf.e/i]		626.180 / 626.038	
	(mm)	[dFf.e/i]			2130.723 / 2130.366

Internal toothing: Calculation of d_{Ff} with pinion-type cutter $z_0=39$, $x_0=0.000$

5.4 Tip clearances and tooth heights

		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---			
Theoretical tip clearance (mm)		[c]	7.288		
	(mm)	[c]		7.288 / 9.791	
	(mm)	[c]			9.791
Effective tip clearance (mm)		[c.e/i]	7.683 / 7.464		
	(mm)	[c.e/i]		7.683 / 7.464	
	(mm)	[c.e/i]		10.428 / 10.147	
	(mm)	[c.e/i]			10.221 / 9.967
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)		[cF.e/i]	4.786 / 4.700		
	(mm)	[cF.e/i]		3.065 / 2.914	
	(mm)	[cF.e/i]		0.447 / 0.237	
	(mm)	[cF.e/i]			15.487 / 15.174
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)		[ha]	31.022	51.508	31.714
	(mm)	[ha.e/i]	31.022 / 30.982		
	(mm)	[ha.e/i]		51.508 / 51.468	
	(mm)	[ha.e/i]			31.714 / 31.639
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)		[hf]	43.228	22.742	42.536
	(mm)	[hf.e/i]	43.445 / 43.544		
	(mm)	[hf.e/i]		22.959 / 23.058	
	(mm)	[hf.e/i]			42.932 / 43.093
Tooth height (mm)		[h]	74.250	74.250	74.250

5.5 Roll angle

		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---			
Roll angle at dFa (°)		[ξFa.e/i]	36.188 / 36.175		
	(°)	[ξFa.e/i]		43.548 / 43.535	
	(°)	[ξFa.e/i]			18.593 / 18.608

Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	12.475 / 12.430		
(°)	[ξNf.e/i]		18.589 / 18.539	
(°)	[ξNf.e/i]		16.902 / 16.808	
(°)	[ξNf.e/i]			27.042 / 27.061
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	7.447 / 7.401		
(°)	[ξFf.e/i]		16.647 / 16.599	
(°)	[ξFf.e/i]			29.140 / 29.164

5.6 Tooth thickness and pitch

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	1.5224	2.0240	1.5393
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	21.626	13.473	26.849
(mm)	[san.e/i]	21.483 / 21.350		
(mm)	[san.e/i]		13.329 / 13.181	
(mm)	[san.e/i]			26.586 / 26.411
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	21.626	13.473	26.849
(mm)	[sFan.e/i]	21.483 / 21.350		
(mm)	[sFan.e/i]		13.329 / 13.181	
(mm)	[sFan.e/i]			26.586 / 26.411
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	21.820	15.458
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[efn.e/i]		21.914 / 21.957	
(mm)	[efn.e/i]			15.397 / 15.371
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	107.851	107.851	107.851
Base pitch (mm)	[pbt]	99.425	99.425	99.425
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	99.425	99.425	99.425
Lead height (mm)	[pzz]	7522.388	7146.269	22567.164
Axial pitch (mm)	[px]	376.119	376.119	376.119

5.7 Sliding

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.632	0.925	
(m/s)	[vga]		0.092	0.866
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.487	0.714	
	[ζa]		0.379	0.095
Specific sliding at the root	[ζf]	-2.499	-0.950	
	[ζf]		-0.105	-0.610
Mean specific sliding	[ζm]	0.632		0.351
Sliding factor on tip	[Kga]	0.277	0.489	
	[Kga]		0.273	0.029
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.489	-0.277	
	[Kgf]		-0.029	-0.273

5.8 Contact ratios

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	767.066	826.876
Transverse contact ratio	[εα]	1.319	1.410
	[εα.e/m/i]	1.320 / 1.318 / 1.317	1.411 / 1.408 / 1.406
Overlap ratio	[εβ]	1.653	1.653
Total contact ratio	[εγ]	2.972	3.063

Length of path of contact (mm)	[$\epsilon_y.e/m/i$]	2.973 / 2.971/ 2.969	3.064 / 3.061/ 3.058
	[ga]	131.139	140.189
(mm)	[ga.e/i]	131.231 /130.906	140.313 /139.755

5.8.1 Pair 1

		-- Gear 1 -----	Gear 2 --
Addendum contact ratio	[ϵ]	0.477	0.842
	[$\epsilon.e/i$]	0.478 / 0.476	0.842 / 0.841
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	199.890	97.376
(mm)	[.e/i]	199.890 /199.815	97.283 / 97.543
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	168.177	129.089
(mm)	[.e/i]	168.084 /168.335	129.089 /129.023
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	152.444	144.822
(mm)	[.e/i]	152.397 /152.491	144.777 /144.867
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	100.465	196.801
(mm)	[.e/i]	100.465 /100.390	196.709 /196.968
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	68.751	228.514
(mm)	[.e/i]	68.659 / 68.910	228.514 /228.448
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]		297.266
(mm)	[.e/i]		297.174 /297.358
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	716.780	654.395
(mm)	[d-B.e/i]	716.693 /716.928	654.395 /654.343
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	664.088	718.679
(mm)	[d-D.e/i]	664.088 /664.042	718.578 /718.862

5.8.2 Pair 2

		-- Gear 2 -----	Gear 3 --
Addendum contact ratio	[ϵ]	1.274	0.136
	[$\epsilon.e/i$]	1.273 / 1.274	0.138 / 0.132
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	228.514	448.294
(mm)	[.e/i]	228.514 /228.448	448.418 /448.103
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	187.751	407.530
(mm)	[.e/i]	187.626 /188.119	407.530 /407.773
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	101.849	321.628
(mm)	[.e/i]	101.907 /101.791	321.811 /321.446
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	129.089	348.868
(mm)	[.e/i]	129.089 /129.023	348.993 /348.678
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	88.326	308.105
(mm)	[.e/i]	88.201 / 88.693	308.105 /308.348
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]		219.779
(mm)	[.e/i]		219.904 /219.655
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	708.928	2066.417
(mm)	[d-B.e/i]	708.796 /709.318	2066.417 /2066.609
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	654.395	2023.016
(mm)	[d-D.e/i]	654.395 /654.343	2023.102 /2022.884

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	864771.412	864771.412	
Axial force (N)	[Fa]	247969.21	247969.21	247969.21

Total axial force (N) $F_{atot} = F_a * 4$	[F _{atot}]	991876.85	991876.85
Radial force (N)	[Fr]	363470.563	363470.563
Normal force (N)	[Fnorm]	970272.73	970272.73
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	1391.15	1391.15
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	845118.613	888458.029
Axial force (N)	[Faw]	247969.21	247969.2 / 247969.2 247969.21
Total axial force (N) $F_{awtot} = F_a * 4$	[F _{awtot}]	991876.85	991876.85
Radial force (N)	[Frw]	407081.042	300969.725
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	3.26	(Planet)

6.2 Contact stiffness

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Running-in value (µm)	[yp]	1.867	2.835
Running-in value (µm)	[yf]	2.475	3.000
Gear blank factor	[CR]	1.000	1.000
Correction factor	[CM]	0.800	0.800
Basic rack factor	[CB]	1.014	1.014
Material coefficient	[E/Est]	1.000	1.000
Single stiffness (N/mm/µm)	[c']	12.586	15.698
Theoretical single stiffness (N/mm/µm)	[c'th]	16.141	20.131
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγα]	15.597	20.525
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγβ]	13.257	17.446
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.3018	1.8293
Resonance speed (min-1)	[nE1]	3432	1683
Resonance ratio (-)	[N]	0.026	0.057

6.3 Calculation of K factors

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Running-in value (µm)	[γα]	2.475	3.000

6.4 K factors

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Maximum dynamic factor	[max(K _{v12} , K _{v23})]		1.01
Dynamic factor	[K _{v12} , K _{v23}]	1.00	1.01
Factor K _{Hβ} , own input			
Face load factors			
- Flank	[KHβ]	1.20	1.20
- Tooth root	[KFβ]	1.17	1.17
- Scuffing	[KBβ]	1.20	1.20
Transverse load factors			
- Flank	[KHα]	1.00	1.09
- Tooth root	[KFα]	1.00	1.09
- Scuffing	[KBα]	1.00	1.09
Application factor	[KA]	1.250	
Mesh load factor	[K _v]	1.000	

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: calculation of Y_F and Y_S with pinion type cutter, $z_0=39$, $x_0=0.000$, $\rho_{aP0}=0.380$

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.0695	0.5513	-0.0558
Tooth form factor	[YF]	1.55	1.04 / 0.88	0.90
Stress correction factor	[YS]	1.73	2.26 / 2.40	2.47
Load application angle (°)	[αFen]	23.06	28.18 / 26.52	20.77
Load distribution influence factor	[fε]		0.842	0.814
Bending moment arm (mm)	[hFe]	41.38	38.22 / 32.77	49.31
(-)	[hFe*]	1.25	1.16 / 0.99	1.49
Tooth root thickness at critical cross section (mm)	[sFn]	66.54	76.27 / 76.27	94.57
(-)	[sFn*]	2.02	2.31 / 2.31	2.87
Root fillet radius at critical cross section (mm)	[ρF]	19.48	13.63 / 13.63	13.06
(-)	[ρF*]	0.59	0.41 / 0.41	0.40
Diameter at critical cross section (mm)	[dsFn]	613.13	616.75 / 616.75	-2141.89
Tangent at critical cross section (°)	[αsFn]	30.00	30.00 / 30.00	60.00
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]	33.272 / 304.756		
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]	38.137 / 306.008		
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]	46.962 / 1069.899		
Helix angle factor	[Yβ]		0.98	0.98
Deep tooth factor	[YDT]		1.00	1.00
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	638.62	621.62 / 621.62	638.62
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[σF0]	106.80	96.62 / 86.50	88.71
Tooth root stress (N/mm²)	[σF]	159.54	144.33 / 140.81	144.41
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YδrelT]	0.992	1.003 / 1.003	1.044
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.990
Size factor, tooth root	[YX]	0.800	0.800	0.800
Life factor	[YNT]	0.867	0.890	0.886
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00	
$Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ (N/mm²)	[σFE]	1000.00	1000.00	740.00
Permissible tooth root stress (N/mm²)	[σFP=σFG/SFmin]	411.20	298.86 / 298.86	338.86
Limit strength tooth root (N/mm²)	[σFG]	657.92	478.18 / 478.18	542.18

7.1 Safety factors

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Required safety	[SFmin]	1.60	1.60	1.60
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	4.12	3.31 / 3.40	3.75
Transmittable power (kW)	[kWRating]	38768.34	31146.54 / 31926.51	35297.50

8 Calculation of flank strength (pitting)

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Zone factor	[ZH]		2.17	2.59
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]		189.81	189.81
Contact ratio factor	[Zε]		0.871	0.842
Helix angle factor	[Zβ]		1.020	1.020

Effective facewidth (mm)	[beff]	621.62	621.62	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]	747.14	510.09	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	923.09	657.86	
Coefficient [fZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)				
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10 / 1.10	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1011.19	1011.19 / 720.65	657.86
Lubricant coefficient for N _L	[ZL]	1.047	1.047 / 1.071	1.071
Speed factor at N _L	[ZV]	0.973	0.973 / 0.955	0.955
Roughness factor for N _L	[ZR]	1.016	1.016 / 0.940	0.940
Material hardening factor for N _L	[ZW]	1.000	1.000 / 1.000	1.000
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.875	0.912	0.884
Limited pitting is permissible:	No			
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm ²)	[σHP]	1045.91	1089.63 / 1012.23	654.12
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1359.69	1416.52 / 1315.90	850.36

8.1 Safety factors

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Required safety	[SHmin]	1.30	1.30	1.30
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.47	1.53 / 2.00	1.29
Safety against pressure at single tooth contact	[SHBD=σHG/σHBD]	1.34	1.40 / 1.83	1.29
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD) ²]	1.81	1.96 / 3.33	1.67
Transmittable power (kW)	[kWRating]	16092.65	17466.09 / 29677.00	14871.73

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Tooth flank fracture

Failed to calculate the tooth flank fracture. Please check ISO6336-4_res.TMP file for more information.

11 Scuffing load capacity

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2022				
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00 / 2.00	5.20
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	111.49	84.72	
C _a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0 / 0	0
-- Pair 1 ----- Pair 2 --				
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.28		1.29
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]		1.000	
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1),		12
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.5		2.5
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	621.623		621.623
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	2123.526		2313.876
K _{By}		1.281		1.287

$w_{Bt} \cdot K_{By}$		2719.764	2977.887
Angle factor	[Xαβ]	1.056	0.955

11.1 Flash temperature-criteria

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Lubricant factor	[XL]	0.808	0.808
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	132.83	113.59
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot X_{mp} \cdot \theta_{flm}$			
Average flash temperature (°C)	[θflm]	57.73	41.35
Scuffing temperature (°C)	[θS]	341.90	341.90
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.549	1.244
	[Γ.A]	0.311	1.244
	[Γ.E]	-0.549	-0.133
Maximum flash temperature (°C)	[θflamax]	162.60	150.07
Maximum contact temperature (°C)	[θBmax]	295.43	263.66
Flash factor (°K·N ⁻¹ ·s ⁻¹ ·m ⁻¹ ·mm)	[XM]	50.058	50.058
Approach factor	[XJ]	1.000	2.220
Load sharing factor	[XΓ]	0.986	0.922
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	70.49	70.49 (65.0 °C)
Coefficient of friction	[μm]	0.060	0.074
Required safety	[SBmin]		1.800
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	1.202	1.394

11.2 Integral temperature-criteria

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	124.73	97.85
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$			
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	34.13	18.77
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	359.60	359.60
Flash factor (°K·N ⁻¹ ·s ⁻¹ ·m ⁻¹ ·mm)	[XM]	50.058	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	1.000
Contact ratio factor	[Xε]	0.290	0.342
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	70.49	70.49
Mean coefficient of friction	[μm]	0.039	0.041
Geometry factor	[XBE]	0.459	0.134
Meshing factor	[XQ]	1.000	0.600
Tip relief factor	[XCa]	1.076	1.141
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	175.93	126.01
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.04	2.85
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	2.66	4.83

12 Measurements for tooth thickness

12.1 Tooth thickness tolerances

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.175 / -0.255		
	(mm)		-0.175 / -0.255	
	(mm)	[Asn.e/i]		-0.320 / -0.450

12.2 Base tangent lengths

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Number of teeth spanned	[k]	3.000	4.000	-0.000
(Internal toothing: k = (measured number of tooth spaces)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	252.545	363.331	-0.000
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	252.383 /252.309		
(mm)	[Wk.e/i]		363.169 /363.095	
(mm)	[Wk.e/i]			-0.000 /-0.000
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	678.350	696.297	-0.000

12.3 Measurement over balls and pins

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	56.966	67.166	55.521
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	60.000	70.000	60.000
Radial single-ball measurement, no backlash (mm)	[MrK]	386.040	399.215	984.573
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	385.857 /385.773		
(mm)	[MrK.e/i]		399.066 /398.998	
(mm)	[MrK.e/i]			985.184 /985.008
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	687.059	692.169	2051.432
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	772.080	795.942	1969.146
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	771.713 /771.546		
(mm)	[MdK.e/i]		795.645 /795.510	
(mm)	[MdK.e/i]			1970.367 /1970.015
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	771.713 /771.546		
(mm)	[MdR.e/i]		798.132 /797.996	
(mm)	[MdR.e/i]			-0.000 /-0.000
Measurement over 2 pins, free, AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[dk2f.e/i]		795.363 /795.228	
(mm)	[dk2f.e/i]			0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins, transverse, AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[dk2t.e/i]		800.502 /800.365	
(mm)	[dk2t.e/i]			0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	771.713 /771.546		
(mm)	[dk3A.e/i]		798.132 /797.996	
(mm)	[dk3A.e/i]			-0.000 /-0.000
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[Md3R.e/i]		0.000 / 0.000	
(mm)	[Md3R.e/i]			-0.000 /-0.000

Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.

12.4 Tooth thickness

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	748.601	755.243	1996.440
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	31.851	53.068	31.387
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	50.200	66.692	50.793
(mm)	[sc.e/i]	50.029 /49.951		
(mm)	[sc.e/i]		66.523 /66.445	
(mm)	[sc.e/i]			50.470 /50.339
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	50.238	66.791	50.797
(mm)	[sn.e/i]	50.063 /49.983		
(mm)	[sn.e/i]		66.616 /66.536	
(mm)	[sn.e/i]			50.477 /50.347

12.5 Backlash

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.039 / -0.039	0.027 / -0.027
Radial backlash (mm)	[jrw]	0.605 / 0.347	1.087 / 0.696
Circumferential backlash, transverse section (mm)	[jtw]	0.581 / 0.334	0.741 / 0.474
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.503 / 0.295	0.684 / 0.429
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.040 / -0.040	-0.040 / 0.040
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	684.613 / 684.435	685.736 / 686.047
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.387 / -0.565	0.736 / 1.047
		--- Sun -----	Planets ----- Internal gear ---
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	647.176	631.266 / 624.928 2102.687
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	4.445	2.543 / -0.626 13.839
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	6.940	6.940 / 9.450 8.961
Torsional angle of planet carrier with input fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0527/0.0367	(0°3'10"/ 0°2'12")
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0527/0.0367	(0°3'10"/ 0°2'12")

13 Toothing tolerances

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997				
Accuracy grade	[Q]	A6	A6	A7
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	27.00	27.00	41.00
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	24.89	24.89	37.80
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	54.00	45.00	87.00
Profile form tolerance (µm)	[ffαT]	33.00	33.00	46.00
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	25.00	25.00	39.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	41.00	41.00	60.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	24.00	24.00	37.00
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	20.00	20.00	30.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	32.00	31.00	48.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FpT]	72.00	71.00	128.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	38.00	38.00	57.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	65.00	64.00	116.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	97.00	96.00	163.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	25.00	25.00	35.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	197.00	197.00	316.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	140.00	140.00	198.00
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m _n and d.				
According to ISO 1328-2:2020				
Accuracy grade	[Q]	R46	R46	R45
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	168.00	164.00	272.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	80.00	79.00	115.00
		-- Pair 1 -----	Pair 2 --	
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6				
Maximum value for axis deviation error (µm)	[fΣβ]	20.150		20.150
Maximum value for axis inclination error (µm)	[fΣδ]	40.300		40.300

14 Modifications and determination of the tooth form

14.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

15 Supplementary data

15.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		--- Sun	----- Planets	----- Internal gear
Mass (kg)	[m]	1252.831	1773.026	7707.578
Total mass (kg)	[Σm]	16052.514		
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape				
Single gears (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	92.49081	102.79252	10152.27334
System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	inf		
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	17248.026		
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.012		

15.2 Gear mesh frequency at nominal speed

		--- Sun	----- Planets	----- Internal gear
Speed (Hz)	[fn]	2.016		0.000
Speed difference for planet bearing calculation (Hz)	[fn2]		1.592	
Speed planet carrier (Hz)	[fnSteg]		0.504	
Number of teeth	[z]	20	19	-60
Gear mesh frequency (Hz)	[fz]		30.240	
Distributed fault frequency (Hz)				
	[fcd]	1.512	1.592	0.504
Local fault frequency (Hz)				
	[fcl]	6.048	3.183	2.016
Sideband frequency lower limit (Hz)				
	[fsmmin]	28.22	29.736	30.240
Sideband frequency upper limit (Hz)				
	[fsmmax]	32.26	30.744	30.240

Gear mesh frequencies at nominal speed for all harmonics:

No. of harmonic	f _z (Hz)	Sun gear f _{cd} (Hz)	Sun gear f _{cl} (Hz)	Planet f _{cd} (Hz)	Planet f _{cl} (Hz)	Internal gear f _{cd} (Hz)	Internal gear f _{cl} (Hz)	Sun gear f _{smin} (Hz)	Sun gear f _{smax} (Hz)	Planet f _{smin} (Hz)	Planet f _{smax} (Hz)	Internal gear f _{smin} (Hz)	Internal gear f _{smax} (Hz)
1	30.24	1.51	6.05	1.59	3.18	0.50	2.02	28.22	29.74	30.24	32.26	30.74	30.24
2	60.48	3.02	12.10	3.18	6.37	1.01	4.03	58.46	59.47	60.48	64.51	61.49	60.48
3	90.72	4.54	18.14	4.77	9.55	1.51	6.05	88.70	89.21	90.72	96.77	92.23	90.72

15.3 Wear, power loss, sound pressure level

		-- Pair 1	----- Pair 2 --
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ _m]	0.037	0.037
Wear sliding coefficient by Niemann	[ζ _w]	0.834	0.172

Loss factor	[HV]	0.206	0.144
Meshing power (kW)		11281.459	11281.459
Gear power loss (kW)	[PVZ]	21.280	15.201
Total power loss (kW)		145.923	
Total efficiency			0.990
Sound pressure level based on Masuda, without PPTE/δs	[dB(A)]	119.761	122.012

15.4 Planet phase parameters

Distance between planets: Equal
Phase type: Same phase

Planet No.	Planet angle (°)	Phase angles sun - planet (°)	Phase angles planet - inner gear (°)
1	0.00	0.00	0.00
2	90.00	0.00	0.00
3	180.00	0.00	0.00
4	270.00	0.00	0.00

16 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S _{Fmin}]	1.6000
Required safety for tooth flank	[S _{Hmin}]	1.3000
Required service life	[H]	175320.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[H _{att}]	130160
-------------------------	---------------------	--------

		--- Sun	----- Planets	----- Internal gear
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+06	1e+06	1.302e+05

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

16.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 175320.0 h)

D _{F1} (%)	D _{F2} (%)	D _{F3} (%)	D _{H1} (%)	D _{H2} (%)	D _{H3} (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	134.6958

Damage relative to the system service life (H_{att}, 130160.0 h)

D _{F1} (%)	D _{F2} (%)	D _{F3} (%)	D _{H1} (%)	D _{H2} (%)	D _{H3} (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	100.0000

17 Reliability calculation

17.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

17.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%)	[R σ_{Hlim}]	99.00
Reliability of material data for σ_{Flim} (%)	[R σ_{Flim}]	99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)

$$R(t) = 100 \cdot \text{Exp}(-((t \cdot \text{fac} - t_0)/(T - t_0))^\beta) \text{ (%)}$$

Gear	Type	fac	β	t_0	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	21773	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	21773	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	5730	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	5730	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
3	Tooth root	7258	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
3	Tooth flank	7258	1.500e+00	8.292e+08	3.307e+09	92.7167

fac = Number of load cycles per hour

β = Weibull shape parameter

t_0 = Failure-free number of load cycles

T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability

R(H) = Reliability for required service life

17.3 Resulting reliabilities and service lifes

Required service life (h)	[H $_{min}$]	175320.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R $_{subF}$]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R $_{subH}$]	92.7167
Reliability R, gears subsystem (%)	[R $_{subG}$]	92.7167
Required reliability (%)	[R $_{min}$]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H $_{subF}$]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H $_{subH}$]	130159.9938
Service life H, gears subsystem (h)	[H $_{subG}$]	130159.9938

18 Remarks

18.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

18.2 Calculations and factors

- Calculation of Z_β acc. to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_\beta = 1/(\text{COS}(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
 - c_y according to Method B
 - K_v according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors $Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Y_{\delta relT}, Y_{RrelT}$ and Y_X . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 870)

ANEXO C

Planetary gear set, helical

3° Estágio


Changed on	14.09.2025, 19:39:38
Changed by	João Silva


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto (4752)
KISSsoft Release 2024 -SP4

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	4
4.1	Gear roughness	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	5
5.2	Basic data	6
5.3	Diameters and their allowances	6
5.4	Tip clearances and tooth heights	7
5.5	Roll angle	7
5.6	Tooth thickness and pitch	8
5.7	Sliding	8
5.8	Contact ratios	8
6	General influence factors	9
6.1	Forces and circumferential speed	9
6.2	Contact stiffness	10
6.3	Calculation of K factors	10
6.4	K factors	10
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	11
7.1	Safety factors	11
8	Calculation of flank strength (pitting)	11
8.1	Safety factors	12
9	Micropitting	12
10	Tooth flank fracture	12
11	Scuffing load capacity	12
11.1	Flash temperature-criteria	13
11.2	Integral temperature-criteria	13
12	Measurements for tooth thickness	13
12.1	Tooth thickness tolerances	13
12.2	Base tangent lengths	13
12.3	Measurement over balls and pins	14
12.4	Tooth thickness	14
12.5	Backlash	14
13	Toothing tolerances	15
14	Modifications and determination of the tooth form	15
14.1	Data for the tooth form calculation	15
15	Supplementary data	16
15.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	16
15.2	Gear mesh frequency at nominal speed	16
15.3	Wear, power loss, sound pressure level	16
15.4	Planet phase parameters	17
16	Service life, damage	17
16.1	Damage	17
17	Reliability calculation	17
17.1	Calculation method	17
17.2	Factors	17
17.3	Resulting reliabilities and service lifes	18
18	Remarks	18
18.1	Conventions	18
18.2	Calculations and factors	18

1 Messages

 Calculation is consistent.

 Mesh Gear 2 - 3:
Pitch point C is outside the path of contact.
The calculation of scuffing or micropitting can be inaccurate!

2 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019			
Drawing or article number:				
Gear 1:	0.000.0			
Gear 2:	0.000.0			
Gear 3:	0.000.0			
		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---		
Number of gears	[p]	1	3	1
Power (kW)	[P]	15041.946		
Speed (1/min)	[n]	401.5		-0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]		454.6	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	121.0		
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	8852.7	4782.5	3817.2
Power (kW)	[P]	15041.946		0.000
Planet carrier performance (kW)	[PSteg]	15041.946		
Torque (Nm)	[T]	357772.4	0.0	829727.6
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]	1187500.000		
Application factor	[KA]	1.25		
Mesh load factor	[Kγ]	1.00		
Required service life (h)	[H]	175320.00		
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/-	+
Working flank Gear 1:	Left flank			
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise			
Planet carrier direction of rotation:			clockwise	

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007			
		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---		
Center distance (mm)	[a]	610.000		
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7			
Normal module (mm)	[mn]	15.0000		
Transverse module (mm)	[mt]	15.4592		
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	1.69333		
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Ptd]	1.64303		

Normal pressure angle (°)	[α_n]	18.0000		
Helix angle at reference circle (°)	[β]	14.0000		
Number of teeth	[z]	47	29	-109
Facewidth (mm)	[b]	255.45	246.95	255.45
Hand of gear		right	left	left
Axial offset (mm)	[bv]	0.00		1.00

Planet gear shafts can be arranged in a regular pitch. Pitch = 120°

Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6	A7
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	36.00	
External diameter (mm)	[di]			2000.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

4 Materials

Gear 1

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 30 HRC

Gear 2

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥ 30 HRC

Gear 3

42 CrMo 4 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened, ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

		--- Sun ---	Planets ---	Internal gear ---
		HRC 61	HRC 61	HRC 56
Surface hardness				
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$				
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	500.00	500.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00	1220.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00	1100.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00	900.00

4.1 Gear roughness

		--- Sun ---	Planets ---	Internal gear ---
Arithmetic mean roughness value R_a , flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	0.60
Arithmetic mean roughness value R_a , root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness R_z , flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	4.80
Mean peak-to-valley roughness R_z , root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	ISO-VG 320		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[v40]	320.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[v100]	22.00	
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ]	0.900	
Oil temperature (°C)	[TS]	65.000	

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Reference profile Gear 1

Reference profile, own input

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400
Root radius factor	[ρfP*]	0.454
	[ρfPmax*]	0.455
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	6.811 / 6.811

Reference profile Gear 2

Reference profile, own input

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400
Root radius factor	[ρfP*]	0.454
	[ρfPmax*]	0.455
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[ρmin.e/i]	6.834 / 6.836

Reference profile Gear 3

Reference profile 1.25 / 0.30 / 1.0 ISO 53:1998 Profil B

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[ρfP*]	0.300
	[ρfPmax*]	0.522
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	

5.1.1 Information on final machining

		--- Sun	----- Planets	----- Internal gear ---
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.400	1.400	1.250
Tooth root radius reference profile	[ρfP*]	0.454	0.454	0.300
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)			
Tip relief, left flank (μm)	[Ca L]	2.000	2.000	3.400
Tip relief, right flank (μm)	[Ca R]	2.000	2.000	3.400

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	0.301		
Transverse module (mm)	[mt]	15.459		
Transverse pressure angle (°)	[αt]	18.514		
Base helix angle (°)	[βb]	13.302		
-- Pair 1 ----- Pair 2 --				
Gear ratio	[u]	1.621	-3.759	
Working pressure angle (°)	[αwt]	24.050	16.001	
(°)	[αwt.e/i]	24.057 /24.042	15.990 /16.013	
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	23.366	15.561	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	14.515	13.818	
Reference center distance (mm)	[ad]	587.450	618.368	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	1.7292	0.5222	
--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---				
Profile shift coefficient	[x]	0.9262	0.8030	-0.2808
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.9083/0.9001		
	[xE.e/i]	0.7896/0.7835		
	[xE.e/i]	-0.3136/-0.3269		
Virtual gear no. of teeth	[zn]	51.146	31.558	118.616
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	34.131	34.302	31.606

5.3 Diameters and their allowances

--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---				
Reference diameter (mm)	[d]	726.583	448.317	1685.053
Base diameter (mm)	[db]	688.979	425.115	1597.845
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	784.369	502.406	1663.476
(mm)	[da.e/i]	784.369 /784.289		
(mm)	[da.e/i]	502.406 /502.336		
(mm)	[da.e/i]	1663.626 /1663.476		
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.080		
(mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.070		
(mm)	[Ada.e/i]	0.150 / 0.000		
Tip form diameter (mm)	[dFa]	784.369	502.406	1663.476
(mm)	[dFa.e/i]	784.369 /784.289		
(mm)	[dFa.e/i]	502.406 /502.336		
(mm)	[dFa.e/i]	1663.626 /1663.476		
Active tip diameter (mm)	[dNa]	784.369	502.406	1663.476
(mm)	[dNa]	502.406		
(mm)	[dNa.e/i]	784.369 /784.289		
(mm)	[dNa.e/i]	502.406 /502.336		
(mm)	[dNa.e/i]	502.406 /502.336		
(mm)	[dNa.e/i]	1663.626 /1663.476		
V-Circle diameter (mm)	[dv]	754.369	472.406	1693.476
(mm)	[dv.e/i]	753.831 /753.584		
(mm)	[dv.e/i]	472.006 /471.821		
(mm)	[dv.e/i]	1694.861 /1694.461		
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	754.474	465.526	

	(mm)	[dw]		442.250	1662.250
	(mm)	[dw.e/i]	754.517 /754.430		
	(mm)	[dw.e/i]		465.553 /465.500	
	(mm)	[dw.e/i]		442.225 /442.275	
	(mm)	[dw.e/i]			1662.345 /1662.155
Root diameter (mm)		[df]	712.369	430.406	1730.976
	(mm)	[df.e/i]	711.831 /711.584		
	(mm)	[df.e/i]		430.006 /429.821	
	(mm)	[df.e/i]			1732.361 /1731.961
Active root diameter (mm)		[dNf]	726.178		
	(mm)	[dNf]		442.356 /443.491	
	(mm)	[dNf]			1708.214
	(mm)	[dNf.e/i]	726.274 /726.124		
	(mm)	[dNf.e/i]		442.450 /442.309	
	(mm)	[dNf.e/i]		443.718 /443.419	
	(mm)	[dNf.e/i]			1708.304 /1708.077
Root form diameter (mm)		[dFf]	721.923	440.549	1723.125
Root form diameter (mm)		[dFf.e/i]	721.418 /721.189		
	(mm)	[dFf.e/i]		440.220 /440.070	
	(mm)	[dFf.e/i]			1724.566 /1724.151

Internal toothing: Calculation of d_{Ff} with pinion-type cutter $z_0=35$, $x_0=0.000$

5.4 Tip clearances and tooth heights

		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---			
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.612			
	(mm)	[c]		2.612 / 4.285	
	(mm)	[c]			6.535
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.980 / 2.777			
	(mm)	[c.e/i]		3.075 / 2.847	
	(mm)	[c.e/i]		5.048 / 4.742	
	(mm)	[c.e/i]			6.937 / 6.700
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	2.542 / 2.353			
	(mm)	[cF.e/i]		1.190 / 1.044	
	(mm)	[cF.e/i]		1.824 / 1.599	
	(mm)	[cF.e/i]			8.244 / 7.924
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	28.893	27.045		10.789
	(mm)	[ha.e/i]	28.893 /28.853		
	(mm)	[ha.e/i]		27.045 /27.010	
	(mm)	[ha.e/i]			10.789 /10.714
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	7.107	8.955		22.961
	(mm)	[hf.e/i]	7.376 / 7.499		
	(mm)	[hf.e/i]		9.155 / 9.248	
	(mm)	[hf.e/i]			23.454 /23.654
Tooth height (mm)	[h]	36.000	36.000		33.750

5.5 Roll angle

		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---			
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	31.176 /31.162			
	(°)	[ξFa.e/i]		36.086 /36.069	
	(°)	[ξFa.e/i]			16.590 /16.609

Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	19.105 / 19.066		
(°)	[ξNf.e/i]		16.528 / 16.460	
(°)	[ξNf.e/i]		17.135 / 16.994	
(°)	[ξNf.e/i]			21.647 / 21.669
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	17.788 / 17.723		
(°)	[ξFf.e/i]		15.409 / 15.331	
(°)	[ξFf.e/i]			23.227 / 23.267

5.6 Tooth thickness and pitch

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Tooth thickness on reference circle, arc, in module	[sn*]	2.1727	2.0926	1.3883
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	9.211	7.806	14.065
(mm)	[san.e/i]	9.064 / 8.937		
(mm)	[san.e/i]		7.702 / 7.594	
(mm)	[san.e/i]			13.792 / 13.621
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	9.211	7.806	14.065
(mm)	[sFan.e/i]	9.064 / 8.937		
(mm)	[sFan.e/i]		7.702 / 7.594	
(mm)	[sFan.e/i]			13.792 / 13.621
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	10.164	10.773	9.980
(mm)	[efn.e/i]	10.191 / 10.205		
(mm)	[efn.e/i]		10.828 / 10.855	
(mm)	[efn.e/i]			9.915 / 9.889
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	48.567	48.567	48.567
Base pitch (mm)	[pbt]	46.053	46.053	46.053
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	46.053	46.053	46.053
Lead height (mm)	[pzz]	9155.115	5648.901	21232.076
Axial pitch (mm)	[px]	194.790	194.790	194.790

5.7 Sliding

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	3.004	2.595	
(m/s)	[vga]		0.077	-2.548
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.471	0.471	
	[ζa]		0.400	-0.026
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.891	-0.891	
	[ζf]		0.026	-0.666
Mean specific sliding	[ζm]	0.471		0.400
Sliding factor on tip	[Kga]	0.234	0.271	
	[Kga]		-0.242	-0.007
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.271	-0.234	
	[Kgf]		0.007	0.242

5.8 Contact ratios

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	369.685	360.898
Transverse contact ratio	[εα]	1.579	1.535
	[εα.e/m/i]	1.581 / 1.578 / 1.574	1.538 / 1.532 / 1.525
Overlap ratio	[εβ]	1.268	1.268
Total contact ratio	[εγ]	2.847	2.803

Length of path of contact (mm)	[$\epsilon_y.e/m/i$]	2.849 / 2.845/ 2.842	2.806 / 2.799/ 2.793
(mm)	[ga]	72.726	70.704
	[ga.e/i]	72.812 /72.491	70.831 /70.242
5.8.1 Pair 1			
		-- Gear 1 -----	Gear 2 --
Addendum contact ratio	[ϵ]	0.732	0.847
	[$\epsilon.e/i$]	0.733 / 0.729	0.848 / 0.845
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	187.445	61.148
(mm)	[.e/i]	187.445 /187.361	61.062 / 61.318
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	160.772	87.821
(mm)	[.e/i]	160.686 /160.924	87.821 / 87.756
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	153.735	94.858
(mm)	[.e/i]	153.682 /153.788	94.825 / 94.891
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	141.392	107.201
(mm)	[.e/i]	141.392 /141.308	107.115 /107.371
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	114.719	133.874
(mm)	[.e/i]	114.633 /114.871	133.874 /133.809
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	248.593	
(mm)	[.e/i]	248.507 /248.679	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	760.318	459.971
(mm)	[d-B.e/i]	760.245 /760.446	459.971 /459.920
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	744.755	476.121
(mm)	[d-D.e/i]	744.755 /744.691	476.043 /476.274

5.8.2 Pair 2

		-- Gear 2 -----	Gear 3 --
Addendum contact ratio	[ϵ]	1.535	0.000
	[$\epsilon.e/i$]	1.538 / 1.525	0.000 / 0.000
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	133.874	302.028
(mm)	[.e/i]	133.874 /133.809	302.155 /301.836
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	109.223	277.377
(mm)	[.e/i]	109.096 /109.620	277.377 /277.646
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	60.956	229.110
(mm)	[.e/i]	61.002 / 60.910	229.283 /228.937
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	87.821	255.975
(mm)	[.e/i]	87.821 / 87.756	256.102 /255.783
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	63.170	231.324
(mm)	[.e/i]	63.043 / 63.566	231.324 /231.593
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	168.154	
(mm)	[.e/i]	168.281 /168.027	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	477.955	1691.408
(mm)	[d-B.e/i]	477.839 /478.318	1691.408 /1691.585
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	459.971	1677.857
(mm)	[d-D.e/i]	459.971 /459.920	1677.934 /1677.739

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	328269.566 328269.566		
Axial force (N)	[Fa]	81846.80	81846.80	81846.80

Total axial force (N) $F_{atot} = F_a * 3$	[F _{atot}]	245540.39	245540.39
Radial force (N)	[Fr]	109926.535	109926.535
Normal force (N)	[Fnorm]	355729.74	355729.74 355729.74
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	1329.31	1329.31
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	316134.230	332772.874
Axial force (N)	[Faw]	81846.80	81846.8 /81846.8 81846.80
Total axial force (N) $F_{awtot}=F_a * 3$	[F _{awtot}]	245540.39	245540.39
Radial force (N)	[Frw]	141081.180	95430.421
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	10.67	(Planet)

6.2 Contact stiffness

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Running-in value (µm)	[yp]	1.209	1.778
Running-in value (µm)	[yf]	1.425	2.025
Gear blank factor	[CR]	1.000	1.000
Correction factor	[CM]	0.800	0.800
Basic rack factor	[CB]	0.864	0.900
Material coefficient	[E/Est]	1.000	1.000
Single stiffness (N/mm/µm)	[c']	13.990	14.497
Theoretical single stiffness (N/mm/µm)	[c'th]	20.859	20.751
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγα]	20.067	20.317
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cγβ]	17.057	17.270
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.3678	0.7408
Resonance speed (min-1)	[nE1]	1501	1724
Resonance ratio (-)	[N]	0.187	0.264

6.3 Calculation of K factors

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Running-in value (µm)	[γα]	1.425	2.025

6.4 K factors

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Maximum dynamic factor	[max(K _{v12} ,K _{v23})]		1.05
Dynamic factor	[K _{v12} ,K _{v23}]	1.03	1.05
Factor K _{Hβ} , own input			
Face load factors			
- Flank	[KHβ]	1.20	1.20
- Tooth root	[KFβ]	1.17	1.17
- Scuffing	[KBβ]	1.20	1.20
Transverse load factors			
- Flank	[KHα]	1.00	1.01
- Tooth root	[KFα]	1.00	1.01
- Scuffing	[KBα]	1.00	1.01
Application factor	[KA]	1.250	
Mesh load factor	[K _v]	1.000	

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: calculation of Y_F and Y_S with pinion type cutter, $z_0=35$, $x_0=0.000$, $\rho_{aP0}=0.300$

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	0.9001	0.7835	-0.3269
Tooth form factor	[YF]	0.88	0.83 / 0.89	0.98
Stress correction factor	[YS]	2.26	2.29 / 2.23	2.49
Load application angle (°)	[αFe]	22.50	22.97 / 23.50	18.02
Load distribution influence factor	[fε]		0.774	0.785
Bending moment arm (mm)	[hFe]	16.10	14.78 / 15.75	22.56
(-)	[hFe*]	1.07	0.99 / 1.05	1.50
Tooth root thickness at critical cross section (mm)	[sFn]	35.19	34.68 / 34.68	40.28
(-)	[sFn*]	2.35	2.31 / 2.31	2.69
Root fillet radius at critical cross section (mm)	[ρF]	6.82	6.93 / 6.93	5.04
(-)	[ρF*]	0.45	0.46 / 0.46	0.34
Diameter at critical cross section (mm)	[dsFn]	717.82	435.75 / 435.75	-1730.84
Tangent at critical cross section (°)	[αsFn]	30.00	30.00 / 30.00	60.00
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]	17.596 / 358.477		
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]			17.342 / 217.183
Tangent contact point, virtual spur gear (mm)	[x,y]			19.845 / 865.196
Helix angle factor	[Yβ]		0.97	0.97
Deep tooth factor	[YDT]		1.00	1.00
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	255.45	246.95 / 246.95	255.45
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	164.58	162.55 / 170.75	203.08
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	252.40	249.29 / 264.48	314.56
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YδrelT]	1.001	1.000 / 1.000	1.013
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	0.900	0.900	0.900
Life factor	[YNT]	0.852	0.863	0.867
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00	
$Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ (N/mm ²)	[σFE]	1000.00	1000.00	740.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]	458.91	324.99 / 324.99	349.48
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	734.25	519.98 / 519.98	559.18

7.1 Safety factors

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Required safety	[SFmin]	1.60	1.60	1.60
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	2.91	2.09 / 1.97	1.78
Transmittable power (kW)	[kWRating]	27349.14	19609.78 / 18483.21	16712.21

8 Calculation of flank strength (pitting)

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Zone factor	[ZH]	2.20	2.75	
Elasticity coefficient (√N/mm)	[ZE]	189.81	189.81	
Contact ratio factor	[Zε]	0.796	0.807	
Helix angle factor	[Zβ]	1.015	1.015	

Effective facewidth (mm)	[beff]	246.95	246.95	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]	739.47	630.30	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	927.85	794.81	
Coefficient [fZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)				
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10 / 1.10	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1016.41	1016.41 / 870.67	794.81
Lubricant coefficient for N _L	[ZL]	1.047	1.047 / 1.047	1.047
Speed factor at N _L	[ZV]	1.002	1.002 / 1.002	1.002
Roughness factor for N _L	[ZR]	1.010	1.010 / 1.019	1.019
Material hardening factor for N _L	[ZW]	1.000	1.000 / 1.000	1.000
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.853	0.869	0.875
Limited pitting is permissible:	No			
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm ²)	[σHP]	1042.93	1062.81 / 1072.71	878.53
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1355.80	1381.66 / 1394.52	1142.08

8.1 Safety factors

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Required safety	[SHmin]	1.30	1.30	1.30
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.46	1.49 / 1.75	1.44
Safety against pressure at single tooth contact	[SHBD=σHG/σHBD]	1.33	1.36 / 1.60	1.44
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD) ²]	1.78	1.85 / 2.57	2.06
Transmittable power (kW)	[kWRating]	15837.15	16446.85 / 22832.94	18377.51

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Tooth flank fracture

Failed to calculate the tooth flank fracture. Please check ISO6336-4_res.TMP file for more information.

11 Scuffing load capacity

Calculation method according to	DIN 3990:1987			
		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00 / 2.00	3.40
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	82.81	81.78	
C _a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0 / 0	0
		-- Pair 1 -----	Pair 2 --	
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.27	1.27	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000		
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1),	12	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	246.948	246.948	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	2658.050	2675.280	
Angle factor	[Xαβ]	1.027	0.908	

11.1 Flash temperature-criteria

		-- Pair 1 ----- Pair 2 --	
Tooth mass temperature (°C)	[θMB]	103.59	100.85
$\theta_{MB} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot \theta_{flamax}$			
Scuffing temperature (°C)	[θS]	403.59	403.59
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.355	0.792
	[Γ.A]	0.219	1.196
	[Γ.E]	-0.254	0.036
Maximum flash temperature (°C)	[θflamax]	82.11	76.28
Maximum contact temperature (°C)	[θBmax]	185.70	177.14
Flash factor (°K·N ⁻¹ ·s ^{0.75} ·m ^{-1.5} ·mm)	[XM]	50.058	50.058
Geometry factor	[XB]	0.234	0.119
Load sharing factor	[XΓ]	0.333	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	17.20 (103.6 °C)	18.63 (100.9 °C)
Coefficient of friction	[μ _m]	0.084	0.057
Required safety	[SBmin]	2.000	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	2.805	3.019

11.2 Integral temperature-criteria

		-- Pair 1 ----- Pair 2 --	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	92.96	99.03
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$			
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	39.94	48.62
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	403.59	403.59
Flash factor (°K·N ⁻¹ ·s ^{0.75} ·m ^{-1.5} ·mm)	[XM]	50.058	50.058
Contact ratio factor	[Xε]	0.253	0.357
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	70.49	70.49
Mean coefficient of friction	[μ _m]	0.055	0.055
Geometry factor	[XBE]	0.234	0.156
Meshing factor	[XQ]	1.000	0.600
Tip relief factor	[XCα]	1.016	1.172
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	152.87	171.96
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.64	2.35
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	3.85	3.17

12 Measurements for tooth thickness

12.1 Tooth thickness tolerances

		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---		
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[Asn.e/i]	-0.175 / -0.255		
	(mm)		-0.130 / -0.190	
	(mm)			-0.320 / -0.450

12.2 Base tangent lengths

		--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---		
Number of teeth spanned	[k]	7.000	5.000	-0.000
(Internal toothing: k = (measured number of tooth spaces))				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	307.770	213.978	-0.000
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	307.603 / 307.527		

(mm)	[Wk.e/i]	213.855 /213.798		
(mm)	[Wk.e/i]			-0.000 /-0.000
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	751.186	473.312	-0.000

12.3 Measurement over balls and pins

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	28.492	29.898	24.835
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	30.000	30.000	25.000
Radial single-ball measurement, no backlash (mm)	[MrK]	399.775	257.991	830.045
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	399.583 /399.495		
(mm)	[MrK.e/i]		257.860 /257.800	
(mm)	[MrK.e/i]			830.735 /830.536
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	756.557	472.235	1694.203
Diametral measurement over two balls, no backlash (mm)	[MdK]	799.120	515.270	1659.916
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	798.736 /798.560		
(mm)	[MdK.e/i]		515.008 /514.887	
(mm)	[MdK.e/i]			1661.295 /1660.898
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	799.165 /798.989		
(mm)	[MdR.e/i]		515.720 /515.599	
(mm)	[MdR.e/i]			-0.000 /-0.000
Measurement over 2 pins, free, AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	798.704 /798.528		
(mm)	[dk2f.e/i]		514.952 /514.831	
(mm)	[dk2f.e/i]			0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins, transverse, AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	799.588 /799.412		
(mm)	[dk2t.e/i]		516.414 /516.292	
(mm)	[dk2t.e/i]			0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	799.165 /798.989		
(mm)	[dk3A.e/i]		515.720 /515.599	
(mm)	[dk3A.e/i]			-0.000 /-0.000
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000		
(mm)	[Md3R.e/i]		0.000 / 0.000	
(mm)	[Md3R.e/i]			-0.000 /-0.000

Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.

12.4 Tooth thickness

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Medium tip diameter (mm)	[da.m]	784.329	502.371	1663.551
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	29.217	27.544	10.690
Tooth thickness at height hac, chord (mm)	[sc]	32.581	31.366	20.825
(mm)	[sc.e/i]	32.408 /32.329		
(mm)	[sc.e/i]		31.239 /31.180	
(mm)	[sc.e/i]			20.503 /20.373
Tooth thickness on reference circle, arc (mm)	[sn]	32.590	31.389	20.825
(mm)	[sn.e/i]	32.415 /32.335		
(mm)	[sn.e/i]		31.259 /31.199	
(mm)	[sn.e/i]			20.505 /20.375

12.5 Backlash

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.031 /-0.031	0.020 /-0.020
Radial backlash (mm)	[jrw]	0.570 / 0.331	1.157 / 0.756
Circumferential backlash, transverse section (mm)	[jtw]	0.507 / 0.295	0.671 / 0.437
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.445 / 0.268	0.630 / 0.406

Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.035 / -0.035	-0.035 / 0.035	
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	609.634 /609.465	610.791 /611.122	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.366 / -0.535	0.791 / 1.122	
--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---				
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	725.351	441.636 /441.265	1711.078
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	1.966	0.708 /0.522	6.537
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	2.278	2.347 /3.986	5.613
Torsional angle of planet carrier with input fixed:				
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0531/0.0370	(0°3'11" / 0°2'13")	
Torsional angle on input with output fixed:				
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0531/0.0370	(0°3'11" / 0°2'13")	

13 Tothing tolerances

--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---				
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997				
Accuracy grade	[Q]	A6	A6	A7
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	17.00	16.00	25.00
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	16.12	15.17	23.71
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	36.00	35.00	62.00
Profile form tolerance (µm)	[ffαT]	19.00	19.00	27.00
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	15.00	15.00	23.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	24.00	24.00	35.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	18.00	18.00	28.00
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	15.00	15.00	23.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	24.00	23.00	37.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FPt]	55.00	50.00	97.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	23.00	23.00	36.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	49.00	45.00	87.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	70.00	65.00	118.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	15.00	15.00	21.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	116.00	105.00	192.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	64.00	64.00	91.00

FidT (F^{''}) and fidT (fi^{''}) according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m_n and d.

According to ISO 1328-2:2020				
Accuracy grade	[Q]	R43	R44	R43
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	103.00	100.00	167.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	44.00	44.00	70.00

-- Pair 1 ----- Pair 2 --				
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6				
Maximum value for axis deviation error (µm)	[fΣβ]	15.598	15.598	
Maximum value for axis inclination error (µm)	[fΣδ]	31.197	31.197	

14 Modifications and determination of the tooth form

14.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

15 Supplementary data

15.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Mass (kg)	[m]	879.804	328.390	1758.525
Total mass (kg)	[Σm]	3623.500		
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape				
Single gears	(da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	61.59250	8.98274
System	(da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	35381909373148748050733869914128384.00000	
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	4165.290		
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.011		

15.2 Gear mesh frequency at nominal speed

		--- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Speed (Hz)	[fn]	6.691		0.000
Speed difference for planet bearing calculation (Hz)	[fn2]		7.577	
Speed planet carrier (Hz)	[fnSteg]		2.016	
Number of teeth	[z]	47	29	-109
Gear mesh frequency (Hz)	[fz]		219.744	
Distributed fault frequency (Hz)	[fcd]	4.675	7.577	2.016
Local fault frequency (Hz)	[fcl]	14.026	15.155	6.048
Sideband frequency lower limit (Hz)	[fsmin]	213.05	217.728	219.744
Sideband frequency upper limit (Hz)	[fsmax]	226.44	221.760	219.744

Gear mesh frequencies at nominal speed for all harmonics:

No. of harmonic	f _z (Hz)	Sun gear f _{cd} (Hz)	Sun gear f _{cl} (Hz)	Planet f _{cd} (Hz)	Planet f _{cl} (Hz)	Internal gear f _{cd} (Hz)	Internal gear f _{cl} (Hz)	Sun gear f _{smin} (Hz)	Sun gear f _{smax} (Hz)	Planet f _{smin} (Hz)	Planet f _{smax} (Hz)	Internal gear f _{smin} (Hz)	Internal gear f _{smax} (Hz)
1	219.74	4.68	14.03	7.58	15.15	2.02	6.05	213.05	217.73	219.74	226.44	221.76	219.74
2	439.49	9.35	28.05	15.15	30.31	4.03	12.10	432.80	435.46	439.49	452.87	443.52	439.49
3	659.23	14.03	42.08	22.73	45.46	6.05	18.14	652.54	653.18	659.23	679.31	665.28	659.23

15.3 Wear, power loss, sound pressure level

		-- Pair 1 -----	Pair 2 --
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ _m]	0.032	0.030
Wear sliding coefficient by Niemann	[ζ _w]	0.744	-0.041
Loss factor	[HV]	0.121	0.149
Meshing power (kW)		10510.077	10510.077
Gear power loss (kW)	[PVZ]	13.683	15.515
Total power loss (kW)		87.594	
Total efficiency		0.994	
Sound pressure level based on Masuda, without PPTE/δs	[dB(A)]	120.630	123.066

15.4 Planet phase parameters

Distance between planets: Equal
 Phase type: Sequential phase

Planet No.	Planet angle (°)	Phase angles sun - planet (°)	Phase angles planet - inner gear (°)
1	0.00	0.00	0.00
2	120.00	120.00	240.00
3	240.00	240.00	120.00

16 Service life, damage

Required safety for tooth root [S_{Fmin}] 1.6000
 Required safety for tooth flank [S_{Hmin}] 1.3000
 Required service life [H] 175320.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [H_{att}] > 1000000

--- Sun ----- Planets ----- Internal gear ---
 Tooth root service life (h) [HFatt] 1e+06 1e+06 1e+06
 Tooth flank service life (h) [HHatt] 1e+06 1e+06 1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

16.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 175320.0 h)

D _{F1} (%)	D _{F2} (%)	D _{F3} (%)	D _{H1} (%)	D _{H2} (%)	D _{H3} (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

17 Reliability calculation

17.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

17.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%) [R σ_{Hlim}] 99.00
 Reliability of material data for σ_{Flim} (%) [R σ_{Flim}] 99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)

$$R(t) = 100 \cdot \text{Exp}(-((t - t_0) / (T - t_0))^\beta) \quad (\%)$$

Gear	Type	fac	β	t ₀	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	50494	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	50494	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	27279	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000

2	Tooth flank	27279	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
3	Tooth root	21773	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
3	Tooth flank	21773	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000

fac = Number of load cycles per hour
 β = Weibull shape parameter
 t_0 = Failure-free number of load cycles
 T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability
 R(H) = Reliability for required service life

17.3 Resulting reliabilities and service lifes

Required service life (h)	[H _{min}]	175320.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R _{subF}]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R _{subH}]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R _{subG}]	100.0000
Required reliability (%)	[R _{min}]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H _{subF}]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H _{subH}]	> 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h)	[H _{subG}]	> 1'000'000

18 Remarks

18.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.
- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

18.2 Calculations and factors

- Calculation of Z_β acc. to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_\beta = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors $Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Y_{\sigma_{relT}}, Y_{R_{relT}}$ and Y_X . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 853)