



Instituto Politécnico de Coimbra

Instituto Superior de Engenharia

Otimização dos processos de Engenharia Inversa na reconstrução de engrenagens

José Eduardo Ferreira Cardoso

Relatório de Estágio para obtenção do Grau de Mestre em
Equipamentos e Sistemas Mecânicos

COIMBRA

2013



Instituto Politécnico de Coimbra

Instituto Superior de Engenharia

Otimização dos processos de Engenharia Inversa na reconstrução de engrenagens

Orientadores:

*Doutor Luís Filipe Pires Borrego
Professor Coordenador, ISEC*

Supervisor de Estágio na Empresa:

Pedro Adriano Guimarães

Diretor Técnico e de Produção, AGS

José Eduardo Ferreira Cardoso

Relatório de Estágio para obtenção do Grau de Mestre em
Equipamentos e Sistemas Mecânicos

COIMBRA

2013

*“Não é o mais forte que sobrevive, nem o mais inteligente,
mas o que melhor se adapta às mudanças”.
(Charles Darwin)*

Agradecimentos

Ao longo destes últimos meses, foi-me dada a oportunidade de integrar a equipa de trabalho da AGS, Lda. Tal experiência enriqueceu, fortaleceu e solidificou os conhecimentos adquiridos ao longo da minha formação académica.

Quero expressar o meu reconhecimento pela partilha de saberes que me permitiram poder aprender e contribuir, representando uma oportunidade ímpar de crescimento não só académico mas também pessoal.

Ao Professor Luís Borrego, pela orientação do estágio, pelo apoio, disponibilidade e colaboração para que esta oportunidade se tornasse possível. Acima de tudo, por continuar a acompanhar-me nesta jornada e por estimular o meu interesse pelo conhecimento e pela vida académica.

Ao Sr. Pedro Guimarães, pela sua supervisão técnica e prática, pela compreensão e abertura intelectual a novos conceitos e por todos os ensinamentos técnicos relativos à sua longa experiência no mundo das engrenagens, no controlo da produção e na metodologia de trabalho.

Agradeço ao Sr. Albino Guimarães pela oportunidade proporcionada para integrar a sua empresa e por todos os meios facultados para a minha adaptação e progressão na vida profissional.

A todos os colaboradores da AGS, responsáveis administrativos e pessoal técnico pelo acolhimento, respeito e por me fazerem sentir integrado desde o primeiro dia.

Manifesto especial agradecimento à minha família, nomeadamente aos meus pais pelo apoio incondicional a todos os níveis, durante a minha carreira académica, pela confiança que sempre depositaram em mim e por todos os ensinamentos de vida.

À minha namorada pelos estímulos, apoio e paciência durante o período de estágio.

Resumo

No âmbito do estágio integrante do Mestrado em Equipamentos e Sistemas Mecânicos, Área de Especialização em Construção e Manutenção de Equipamentos Mecânicos, do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, foi efetuado um estágio na empresa AGS, Lda., com o objetivo de aprofundar o conhecimento do aluno em contexto de trabalho através da integração nas atividades de análise técnica de peças mecânicas e de controlo da produção. Esta é uma empresa Metalomecânica focalizada nas áreas de manutenção industrial e de fabrico de engrenagens.

Este estágio teve como principal objetivo a análise e sistematização dos processos de produção de engrenagens, procurando métodos e meios mais eficazes de engenharia inversa nas engrenagens danificadas para posterior produção, assim como melhorias no seu controlo dimensional.

Palavras-Chave: Engrenagens; engenharia inversa; controlo dimensional.

Abstract

Within the internship of the Master in Mechanical Equipment's and Systems, Specialization in Construction and Maintenance of Mechanical Equipment's, of Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, an internship was held in AGS, Lda in order to deepen the student's knowledge in the workplace by integrating the activities of technical analysis of mechanical pieces and in the production control. This is a Metalwork company focalized on the areas of industrial maintenance and gears manufacturing.

This internship had as the main aim the analyzes and systematization of the gears production process, seeking for methods and means of more efficient inverse engineering on the damaged gears for later production, likewise an improvement on the dimensional control.

Keywords: Gears; inverse engineering; dimensional control.

Índice

Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	x
Nomenclatura	xi
1 Introdução	1
1.1 Breve apresentação da empresa	1
1.2 Enquadramento e objetivos do estágio	1
1.3 Plano de trabalhos	3
1.4 Estruturação do relatório de estágio	4
2 Empresa	5
2.1 Apresentação	5
2.2 Contactos e Localização	6
2.3 Serviços	7
2.4 Mercados onde atua	7
2.5 Principais clientes:	7
2.6 Equipamentos disponíveis:	8
2.6.1 Serralharia	9
2.6.2 Maquinação geral	10
2.6.3 Fabrico de Engrenagens	13
3 Tecnologia de Engrenagens	19
3.1 Introdução	19
3.2 Classificação das Engrenagens	20
3.2.1 Engrenagens de eixos paralelos	21
3.2.1.1 Dentado reto	21
3.2.1.2 Cremalheira de dentes retos	21
3.2.1.3 Dentado reto interior	22
3.2.1.4 Dentado helicoidal	22
3.2.1.5 Cremalheira de dentado helicoidal	23

3.2.1.6	Dentado helicoidal duplo (espinha)	23
3.2.2	Engrenagens de eixos concorrentes	24
3.2.2.1	Cónica de dentes direitos	24
3.2.2.2	Cónica espiral	24
3.2.3	Engrenagens de eixos não complanares	25
3.2.3.1	Sem-fim e roda de coroa	25
3.2.3.2	Cruzada helicoidal	25
3.3	Nomenclatura	26
3.4	Lei do engrenamento	29
3.5	Perfil envolvente	30
3.5.1	Função envolvente	31
3.6	Relação de contacto	32
3.7	Interferência	33
3.8	Correções de perfil	34
3.9	Engrenagens de dentado reto	38
3.10	Engrenagens de dentado helicoidal	41
3.10.1	Fundamentos de um dente helicoidal	42
3.10.2	Angulo de pressão	43
3.10.3	Interferência	44
3.10.4	Cálculos	44
3.11	Controlo dimensional	47
3.11.1	Medição da espessura do cordão	47
3.11.2	Medição da distância entre “Zm” dentes	49
3.11.3	Medição sobre cavilhas ou esferas	51
3.11.4	Determinação da Folga e Tolerância de Fabrico	54
4	Projeto	56
4.1	Introdução	56
4.2	Análise dos problemas existentes no processo de retificação e de reprodução de engrenagens	56
4.2.1	Parâmetros fundamentais	58
4.3	Criação de folha de cálculo para Engrenagens em Excel	58
4.3.1	Instruções de uso	61
4.4	Vantagens	61
4.5	Exemplos de aplicação	62

4.5.1	Retificação de um conjunto de engrenagens danificadas devido a desgaste e mau uso.	62
5	Outros trabalhos realizados	72
5.1	Gleason 16	72
5.2	Gleason 12	76
5.3	Rodas de coroa	78
5.4	Reparação Monobóia da Petrogal	80
5.5	Vários trabalhos de reparação acompanhados	81
6	Conclusões	85
7	Referências	86

Lista de Figuras

Figura 1 – Mapa de Localização da AGS	6
Figura 2 – Construção de estrutura	9
Figura 3 – Projeção de ligas para enchimento de veio	9
Figura 4 – Reparação de Válvula de cunha	10
Figura 5 – Reparação de Sem Fim com 8 metros	11
Figura 6 – Facejamento de peças na mandriladora Wotan	11
Figura 7 – retificação de Veio com 2.5m	11
Figura 8 – Reparação de Bomba de Água	12
Figura 9 – Fabrico de Turbinas	12
Figura 10 – Fresagem de dentado M10 diâmetro 1100mm	13
Figura 11 – Dentado interior direito	14
Figura 12 – Gleason 12, engrenagens cónicas de dentado reto	14
Figura 13 - Engrenagens cónicas de dentado espiral (sistema Gleason)	15
Figura 14 - Engrenagens cónicas de dentado espiral (sistema Palloid da Klingelnberg)	15
Figura 15 - Sem-fim e roda de coroa	16
Figura 16 - Rodeadora de dentes	16
Figura 17 - Retificadora de flancos em engrenagens de dentes retos e helicoidais	17
Figura 18 – Sem Fim com o dentado retificado	17
Figura 19 – Retificadora de Estriados	17
Figura 20 – Conjunto de engrenagens M18 retificadas após gripagem	18
Figura 21 – Reparação de Redutores de Velocidade	18
Figura 22 - Rodas dentadas primitivas	19
Figura 23 Engrenagem cilíndrica de dentes retos	21
Figura 24 Cremalheira de dentes retos	21
Figura 25 Engrenagem cilíndrica de dentado interior	22
Figura 26 Engrenagem cilíndrica de dentado helicoidal	22
Figura 27 - Cremalheira de dentado helicoidal	23
Figura 28 - Engrenagem de dentado helicoidal duplo	23
Figura 29 - Engrenagem cónica de dentes direitos	24
Figura 30 - Engrenagem cónica com dentes em espiral	24
Figura 31 - Sem-fim e coroa	25

Figura 32 - Engrenagem cruzada helicoidal	25
Figura 33 – Geometria basica de engrenamento	26
Figura 34 – Caracteristicas do dentado	27
Figura 35 – Diferentes módulos	28
Figura 36 – Forma de engrenamento de 2 corpos, rígidos e genéricos	29
Figura 37 – Geração da curva envolvente	30
Figura 38 – Perfil Envolvente	31
Figura 39 – Contacto de engrenamento	32
Figura 40 – Geração de uma roda dentada normalizada ($Z=10$ e $\alpha=20^\circ$)	33
Figura 41 – Dimensões do dentado normal	34
Figura 42 – Correção positiva de dentado	35
Figura 43 – Geração de dentado com correção positiva ($\alpha=20^\circ$; $Z=10$; $x=+0.5$)	36
Figura 44 – Correção negativa de dentado	36
Figura 45 - Geração de dentado com correção negativa ($\alpha=20^\circ$; $Z=10$; $x=-0.5$)	36
Figura 46 – Engrenamento de engrenagens corrigidas ($\alpha=20^\circ$; $Z_1=12$, $Z_2=24$; $x_1=+0.6$; $x_2=+0.36$)	37
Figura 47 - Engrenamento de engrenagens normalizadas ($\alpha=20^\circ$; $Z_1=12$, $Z_2=24$; $x_1=x_2=0$)	38
Figura 48 - Engrenamento de engrenagens corrigidas ($\alpha=20^\circ$; $Z_1=12$, $Z_2=24$; $x_1=+0.6$; $x_2=+0.36$)	39
Figura 49 – Engrenagem helicoidal	41
Figura 50 – Definição de angulo de hélice	42
Figura 51 – Relações entre passos circulares	42
Figura 52 – Geometria dos 2 ângulos de pressão	43
Figura 53 – Paquímetro de duplo curso	47
Figura 54 – Medição da espessura do cordão	47
Figura 55 – Medição entre Z_m dentes	49
Figura 56 – Medição em Z_m dentes em dentado helicoidal	50
Figura 57 – Medição sobre cavilhas ou esferas (esq. Nº de dentes par; dir. Nº de dentes impar)	51
Figura 58- Medição do diâmetro sobre cavilhas ou esferas	51
Figura 59 – Retificação de Engrenagens Módulo 18	57
Figura 60- Folha de cálculo Excel para dente a direito	59
Figura 61 – Folha de cálculo Excel para dente helicoidal	60
Figura 62- Conjunto de engrenagens danificadas para retificar	62
Figura 63 – Leitura do Angulo de Hélice da Roda através de uma suta	63
Figura 64 – Medição do diâmetro externo da Roda	63
Figura 65 – Medição do Diametro externo do Pinhão	63

Figura 66 – Medição do entre eixos de funcionamento das Engrenagens	64
Figura 67 – Medição da distância Z_m entre “k” dentes no Pinhão	64
Figura 68 – Medição da distância Z_m entre “k” dentes na Roda	64
Figura 69 – Cálculo para verificação dos valores dimensionais das Engrenagens a retificar	66
Figura 70 – Cálculo dos novos valores de correção	68
Figura 71 – Retificação do dentado da roda	69
Figura 72 – Medição da distância Z_m após retificação da roda	69
Figura 73 – Fresagem do novo pinhão corrigido	70
Figura 74 – Controlo da medida Z_m do novo pinhão	70
Figura 75 – Veio carroto original danificado e o novo pinhão corrigido	71
Figura 76 – Gleason 16	73
Figura 77 – Folha de cálculo da Gleason 16	74
Figura 78 – Folha com as correções a efetuar na Gleason 16 para corrigir o toque no dentado	75
Figura 79 – Gleason 12	76
Figura 80 – Folha de cálculo para a máquina Gleason 12	77
Figura 81 – Cálculo das dimensões da Roda de Coroa	79
Figura 82 – Realização de medições na monobóia da Petrogal	80
Figura 83 – Reparação de Bomba de água da Petrogal	81
Figura 84 – Desmontagem da Rótula danificada da ponte móvel do porto de Leixões e fabrico de novo veio	81
Figura 85 – Fabrico de turbinas através	82
Figura 86 – Recondicionamento mecânico, elétrico e hidráulico de máquina usada adquirida pela AGS	82
Figura 87 – Campanha de análise e medições dos 10 grupos de engrenagens de acionamento das comportas da Barragem Hidroelétrica de Belver (EDP)	83
Figura 88 – Recondicionamento das engrenagens da Barragem Hidroelétrica de Belver, Retificação das Rodas que apresentavam desgaste e fabrico de novos Pinhões corrigidos	83
Figura 89 – Projeto e fabrico de Gabarits com automação, pneumática e acionamentos mecânicos para a linha de produção da Baby Confort	84

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Cronograma do Plano de Estágio	3
Tabela 2 - Contactos e localização	6
Tabela 3 – Equipamentos disponíveis na AGS	8
Tabela 4 – Eficiência das engrenagens	20
Tabela 5 – Módulos usuais	28
Tabela 6 – Cálculos de engrenagens de dente direito normalizadas	39
Tabela 7 - Cálculos de engrenagens de dente direito corrigidas.	40
Tabela 8 – Cálculos para encontrar o coeficiente de correção necessário	41
Tabela 9 – Cálculos de engrenagens de dente helicoidal normalizadas	45
Tabela 10 - Cálculos para encontrar o coeficiente de correção necessário	46
Tabela 11 – Equações para espessura do cordão em engrenagens de dente direito	48
Tabela 12 - Equações para espessura do cordão em engrenagens de dente helicoidal	48
Tabela 13 – Equações para a distância entre “ Z_m ” dentes em engrenagens de dente reto	49
Tabela 14 - Equações para a distância entre “ Z_m ” dentes em engrenagens de dente reto	50
Tabela 15 - Equações para a medição da distância sobre cavilhas ou esferas em engrenagens de dente reto	52
Tabela 16- Equações para a medição da distância sobre cavilhas ou esferas em engrenagens helicoidais	53
Tabela 17 – Folga de engrenamento e tolerância de maquinação	54
Tabela 18 – Equações para determinação da folga	55
Tabela 19 – Valores Obtidos por medição nas engrenagens	65
Tabela 20 – Comparação dos valores medidos e calculados	65

Nomenclatura

Letras e símbolos

α_n	Angulo de pressão normal
α_t	Angulo de pressão radial
α_{wt}	Angulo de pressão de trabalho
α	Angulo de pressão
β	Angulo de hélice
Z	Número de dentes
m	Modulo
m_n	Modulo normal
m_t	Modulo radial
p	Passo circular
p_n	Passo normal
i	Relação de velocidade
X	Coeficiente de correção
y	Fator de incremento ao entre eixos
$\text{inv } \alpha_w$	Função envolvente
a_x	Entre eixos
d	Diâmetro primitivo
d_b	Diâmetro de base
d_w	Diâmetro primitivo de trabalho
h_a	Altura da cabeça do dente
h_f	Altura do pé do dente
h	Altura do dente

hw	Altura de trabalho
da	Diâmetro externo
df	Diâmetro da raiz
Zm	Número de dentes a medir
Sm	Distância entre Zm dentes
s	Espessura circular
sj	Espessura do cordão
hj	Altura do cordão
dm	Distância entre cavilhas
Awo	Folga mínima
Awu	Folga máxima

1 Introdução

1.1 Breve apresentação da empresa

A AGS, Lda. é uma PME familiar do ramo da Metalomecânica, com sede em Vilar – Vila do Conde e com uma filial em Sines. A empresa iniciou a sua atividade em 1979, aos comandos do Sr. Albino Guimarães da Silva, no fabrico e recuperação de peças para a indústria em geral, tendo como principais focos de ação o apoio às indústrias Petroquímicas, Celulósicas, Agrícolas e Têxteis.

A partir do ano 1995 a empresa decidiu começar a apostar na área das engrenagens, começando pelas engrenagens de fabrico mais simples e de dimensões intermédias, evoluindo progressivamente, devido à boa adesão e necessidade do mercado, para engrenagens de complexidade de fabrico mais elevada e de dimensões maiores, tendo de momento maquinaria com capacidade de produzir todos os tipos de engrenagens das mais variadas dimensões.

1.2 Enquadramento e objetivos do estágio

O investimento na empresa AGS, Lda. em maquinaria de engrenagens foi constante ao longo dos anos. O conhecimento evoluiu de forma prática e lenta através de muitas experiências e de algumas informações literárias obtidas ao longo do tempo, pois quando se pretendia aprofundar o conhecimento nas engrenagens mais específicas e complexas, constata-se que a informação disponível sobre os processos de maquinação era muito escassa assim como os profissionais qualificados nesta área,

No ramo de atividade da metalomecânica, mais especificamente na área da manutenção industrial de reparação em que a AGS se insere, é necessário conseguir responder aos mais diversos problemas mecânicos dos clientes com qualidade e com a maior brevidade possível, pois normalmente as peças requisitadas são elementos fundamentais de funcionamento de máquinas e que por avaria param todo o funcionamento do mecanismo, e por vezes origina linhas de produção inteiras interrompidas.

Devido ao facto de a maior parte dos trabalhos realizados serem para reprodução ou reparação de peças usadas e danificadas, com as cotas dimensionais originais alteradas e muitas das vezes sem os desenhos originais, é necessário um vasto conhecimento em órgãos de máquinas e em mecânica de um modo geral para conseguir compreender todo o mecanismo e assim decidir a melhor e mais correta maneira para solucionar o problema.

No caso específico das engrenagens, é preciso ter um conhecimento profundo dos conceitos fundamentais das engrenagens, devido ao facto de ser fundamental reconstruir a roda dentada de forma precisa e sem margem para erro, pois é um elemento muito sensível com tolerâncias de funcionamento bastante reduzidas.

Quando se trata de engrenagens danificadas, é necessário fazer um processo de engenharia inversa, para se conseguir reconstruir dimensionalmente a peça e encontrar os valores “originais”, após ter os elementos fundamentais da engrenagem é possível construir uma nova de forma correta, ou em alguns casos, retificar o dentado de uma das rodas e fabricar o par corrigido, com novas dimensões de maneira a garantir um bom engrenamento durante o funcionamento na máquina ou equipamento.

O presente estágio insere-se no âmbito do *Mestrado de Equipamentos e Sistemas Mecânicos* do Instituto de Engenharia de Coimbra e teve como objetivos aprofundar a formação académica em contexto de trabalho;

Com este estágio pretendeu-se formar o aluno nas diversas técnicas e processos de maquinaria geral presentes na empresa e de preencher algumas lacunas técnicas na área específica das engrenagens, assim como melhorar todos os seus processos interligados, desde a análise da peça danificada ao controlo dimensional e de qualidade da peça acabada, de modo a obter um produto final com melhor qualidade num período de tempo mais reduzido e desse modo obter custos de produção inferiores.

1.3 Plano de trabalhos

De acordo com a disponibilidade e necessidades da empresa AGS, entidade acolhedora deste estágio, propôs-se que as atividades a desenvolver decorressem de acordo com as seguintes fases:

Fase 1 - Acolhimento e formação sobre todos os processos de maquinação geral.

Fase 2 - Formação, investigação e estudo teórico sobre todos os parâmetros dimensionais das engrenagens.

Fase 3 - Análise dos processos de reconstrução dimensional e produção das engrenagens.

Fase 4 - Projeto e implementação de melhorias nos processos de engenharia inversa, e controlo dimensional na reconstrução de engrenagens.

Fase 5 - Elaboração do relatório final de estágio

O cronograma seguinte expõe a distribuição temporal das fases contidas no plano de estágio.

Tabela 1 – Cronograma do Plano de Estágio

Mês	Set.12	Out.12	Nov.12	Dez.12	Jan.13	Fev.13	Mar.13	Abr. 13	Mai.13
N.º horas	80	175	160	175	175	175	175	175	175
Fase 1									
Fase 2									
Fase 3									
Fase 4									
Fase 5									

1.4 Estruturação do relatório de estágio

O presente relatório está dividido em 7 capítulos.

No capítulo atual pretende-se dar a conhecer o fundamento deste trabalho, apresentando genericamente o trabalho desenvolvido e ainda apresentada a estrutura deste relatório de estágio.

No capítulo 2 faz-se uma introdução à empresa acolhedora, mencionando os vários tipos de trabalhos realizados de modo a enquadrar os objetivos deste estágio.

No capítulo 3 é descrito e explicado a tecnologia de engrenagens, com todos os fundamentos teóricos relativos a engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais, dos quais foi baseado o projeto aqui apresentado.

No capítulo 4 é apresentado o projeto mais relevante feito durante o estágio sobre o cálculo de engrenagens e do controlo dimensional durante o seu fabrico.

No capítulo 5 são descritos outros trabalhos e projetos realizados durante o estágio, dos quais fui autor e ou acompanhei.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões gerais do trabalho realizado.

No capítulo 7 é indicado as referências pelas quais baseei o projeto principal aqui referido

2 Empresa

2.1 Apresentação

A AGS – Albino Guimarães da Silva, Lda., é uma empresa do sector metalomecânico cuja fundação remonta a 1979. No início da sua atividade a empresa sediada em Vilar, Vila do Conde, dedicava-se à recuperação de peças para a indústria em geral.

Desde logo a empresa obteve um grande crescimento, o que permitiu o desenvolvimento e investimento sucessivo em máquinas e ferramentas de forma a conseguir uma maior variedade de produtos maquinados com qualidade superior e com capacidades dimensionais mais elevadas.

O principal foco de ação da empresa está na manutenção industrial de reparação e prevenção, uma área onde ter capacidades de maquinação, “know how” técnico, rapidez de resposta e de produção é fundamental.

A AGS também tem fabrico próprio de máquinas ajustadas às necessidades do cliente e construção de equipamentos através de projeto.

Com expansões sucessivas conseguidas essencialmente por auto financiamento, ao longo dos anos, a AGS possui atualmente a sua sede em Vila do Conde com uma área de produção de 3.000m² e uma filial em Sines com 1.000m², conseguindo assim abranger todo o território nacional e apoiar de perto as grandes indústrias (Petroquímicas, Celuloses, Portos de Mar, Hídricas etc.), cuja laboração e manutenção constituem aliciente mercado de Produtos Metálicos de qualidade e Prestação de serviços através de Mão-de-Obra especializada.

Devido à necessidade do mercado nacional, em meados dos anos 90 a AGS decidiu apostar numa nova área, começando assim a fabricar engrenagens, iniciando-se por engrenagens de dimensões intermédias e de mais simples produção. Rapidamente a adesão do mercado foi grande, o que levou à expansão desta área, investindo em conhecimento técnico especializado e em máquinas de maior dimensão e na variedade do tipo de engrenagens.

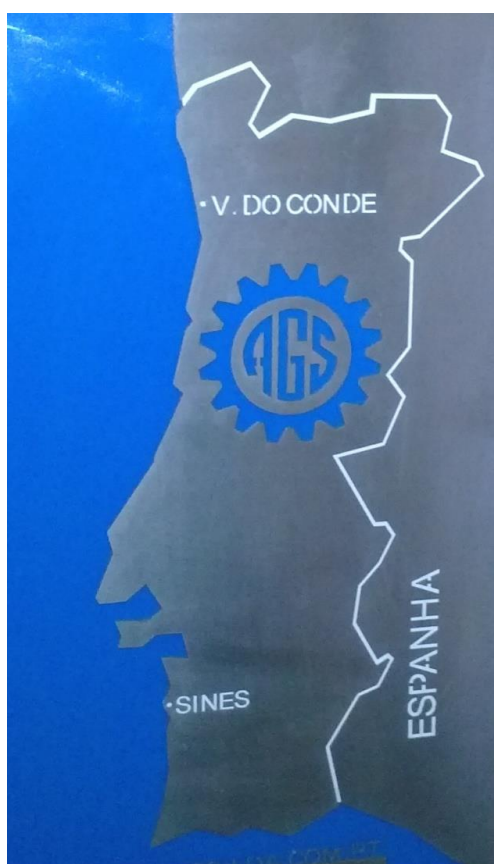
Atualmente a empresa é considerada como uma das melhores empresas de engrenagens de Portugal, representando este segmento cerca de 30% da sua faturação global.

A prestação de serviços aos citados sectores onde a qualidade, a especialização do seu pessoal e a competência de retaguarda (oficinas, equipamentos e ferramentas), conseguiram ganhar a confiança dos melhores clientes nestas áreas.

2.2 Contactos e Localização

Tabela 2 - Contactos e localização

Designação	AGS – Albino Guimarães da Silva, Lda.
Ano de início de atividade	1979
Capital social	250 000,00 €
Morada -Sede	Est. nacional 13, N°822 – 4485-762 Vilar, Vila do Conde GPS: N 41° 16' 55.2966''; W 8° 40' 43.5930''
Morada - Delegação	Zona Industrial da Ligeira II – Lote 1014 – 7520 Sines GPS: N 37° 57' 29.6136''; W 8° 50' 34.7598''
Telefone	+351 229 271 559
Fax	+351 229 272 423
E-mail	geral@ags-lda.com.pt
Website	www.Ags-lda.com.pt



Vila do Conde (Sede)



Sines (Delegação)

Figura 1 – Mapa de Localização da AGS

2.3 Serviços

A AGS, disponibiliza uma gama diversificada de produtos e serviços industriais, de onde se destaca a **Manutenção Industrial** (com manutenção preventiva e corretiva, atuação em paragens industriais, reparação de peças e equipamentos mecânicos, redutores de velocidade, turbinas, bombas, impulsores), execução de **Trabalhos Especializados de Mecânica** (torneamento, mandrilagem, fresagem, retificação, furação, calandragem, quinagem e corte), **Fabrico de Engrenagens** (engrenagens cónicas com dentado em espiral e direito, engrenagens cilíndricas de dentado exterior direito e helicoidal, engrenagens de dentado reto interior, sem-fim e roda de coroa, retificação de engrenagens danificadas), **Fabrico de máquinas** (Projeto próprio ou do cliente) e **Soldadura** (MIG, MAG, TIG, elétrodo revestido).

Para além destes serviços a AGS está habilitada devido à sua vasta experiência, à execução de paragens industriais, fabrico e montagem de estruturas metálicas, recuperação de equipamentos e seus componentes, montagem de unidade industriais, etc.

Possuímos um corpo técnico capaz de apresentar soluções técnicas e serviços, e de responder aos desafios mais exigentes dos seus clientes.

2.4 Mercados onde atua

-Industria em geral	-Agricultura
-Petroquímica	-Cordoaria
-Celuloses	-Lacticínio
-Portos Mar	

2.5 Principais clientes:

-Petrogal	-A.P.D.L.	-LANKHORST
-Galp Energia	-EFACEC	-Solidal
-Repsol	-Sonae	-Quintas & Quintas
-EDP	-EPOLI	-Oliveira & Sá
-Artlanta	-A. Dias Ramos	-Portucel
-SPIE	-A. Brito	-Lactogal
-TCL	-Dorel	-Frulact

2.6 Equipamentos disponíveis:

Tabela 3 – Equipamentos disponíveis na AGS

Tornos mecânicos horizontais com distância entre pontos variáveis de 0,5m a 8 metros
Tornos mecânicos verticais para diâmetros $\leq 2800\text{mm}$, e altura de 1500mm
Mandriladoras com capacidade de trabalho 6000x3000mm
Plaina
Fresadoras universais
Fresadora copiadora
Máquinas de furar radiais
Maquina de equilibrar
Escateladora
Brochadora
Limador
Retificadoras cilíndricas para diâmetros $\leq 650\text{mm}$ e com distância entre pontos $\leq 3000\text{mm}$
Retificadoras planas até 500x3500 mm
Retificadora circular para diâmetros $\leq 600\text{mm}$
Retificadora de Sem-fins
Retificadora de Estriados
Retificadora de Fresas mãe
Retificadora de engrenagens de dente reto e helicoidal para diâmetros $\leq 600\text{mm}$
Máquinas de engrenagens de dentado reto e helicoidal exterior com diâmetros de 5mm a 1800mm e módulos de 0.1 a 24
Máquinas de engrenagens de dentado reto Interior com dia. Max 1000 mm
Máquina de engrenagens cónicas de dente reto
Máquinas de engrenagens cónicas com dentado espiral. Sistemas Gleason e Klingelnberg
Máquinas de engrenagens Sem-fim com diâmetro $\leq 300\text{mm}$ e distância entre pontos $\leq 2000\text{mm}$
Máquinas de Roda de Coroa com diâmetro $\leq 1500\text{mm}$
Máquina de bolear os dentes das engrenagens
Máquinas de Rodar engrenagens “Lapping”
Quinadoras hidráulicas
Guilhotinas hidráulicas
Puncionadora
Prensas hidráulicas
Calandras
Oxi corte até 200 mm de espessura
Aparelhos de soldar
Máquinas de soldadura “MIG-MAG”
Máquina de soldadura “TIG”
Pontes Rolantes
Empilhador 4 ton
Sala de metrodologia
Durometro portátil e fixo
Rugosimetro portátil

2.6.1 Serralharia

- Construção de estruturas metálicas
- Construção soldada
- Corte por Oxi corte
- Quinagem e Calandragem
- Trabalhos em Aço Inox
- Enchimentos por Projeção de ligas



Figura 2 – Construção de estrutura



Figura 3 – Projeção de ligas para enchimento de veio

2.6.2 Maquinação geral

- Retificação de peças, por torneamento, fresagem, mandrilagem e plaina de pequenas e grandes dimensões
- Execução de peças
- Retificação de veios e chumaceiras
- Reparação de equipamentos (Bombas, turbinas, compressores, válvulas, etc...)
- Retificadora plana e cilíndrica



Figura 4 – Reparação de Válvula de cunha



Figura 5 – Reparação de Sem Fim com 8 metros



Figura 6 – Facejamento de peças na mandriladora Wotan



Figura 7 – retificação de Veio com 2.5m



Figura 8 – Reparação de Bomba de Água



Figura 9 – Fabrico de Turbinas

2.6.3 Fabrico de Engrenagens

- Dentado exterior direito e helicoidal desde 10mm até 1800mm dia., modulo 0.1 até 22
- Dentado interior direito até 1000mm dia.
- Engrenagens cónicas de dentado reto
- Engrenagens cónicas de dentado espiral (sistema Gleason e Klingelnberg)
- Sem-fim e roda de coroa
- Rodeadora de dentes
- Retificadora de flancos de engrenagens de dentes retos e helicoidais
- Retificadora de sem fins
- Retificadora de estriados
- Rodadora de Engrenagens cónicas
- Retificação de engrenagens gripadas
- Reparação de caixas reductoras



Figura 10 – Fresagem de dentado M10 diâmetro 1100mm

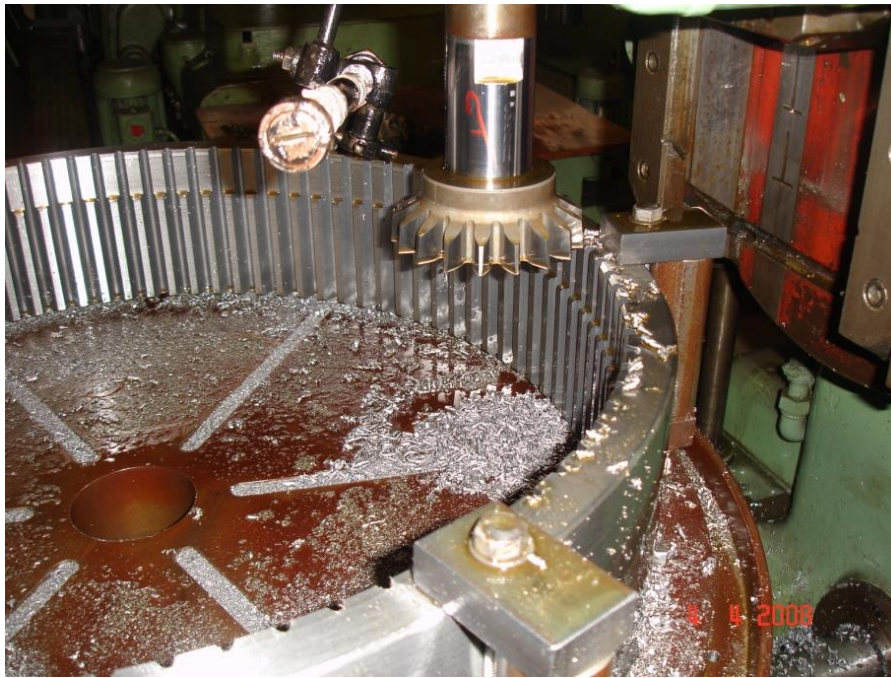


Figura 11 – Dentado interior direito



Figura 12 – Gleason 12, engrenagens cónicas de dentado reto

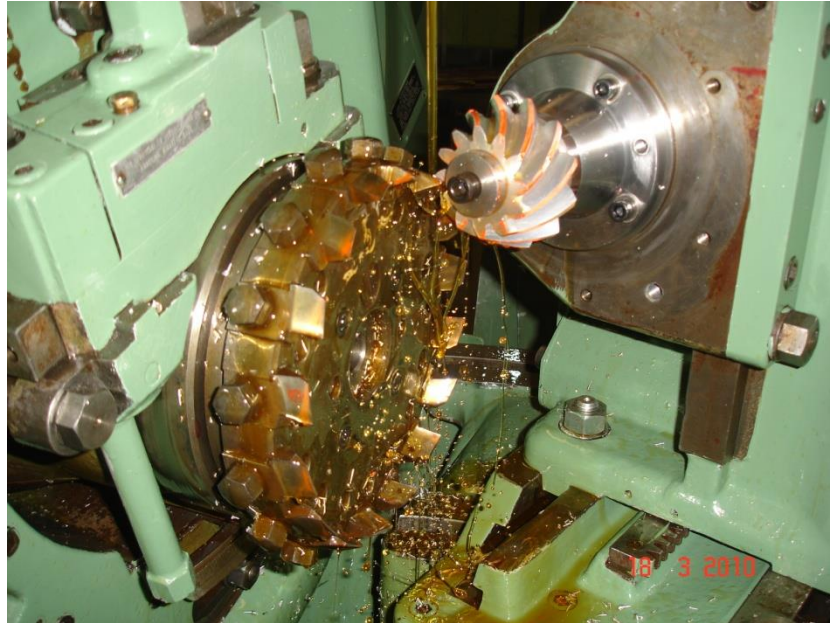


Figura 13 - Engrenagens cónicas de dentado espiral (sistema Gleason)

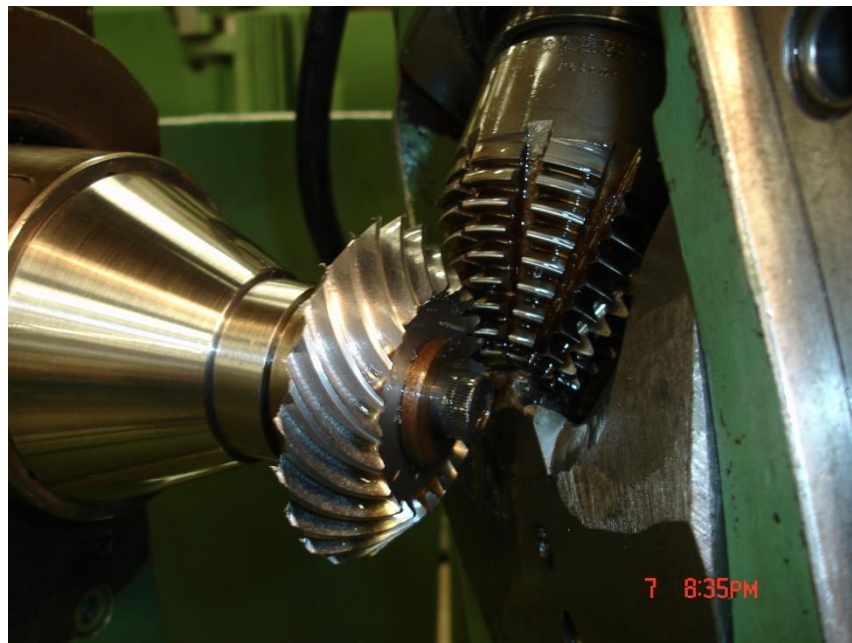


Figura 14 - Engrenagens cónicas de dentado espiral (sistema Palloid da Klingelnberg)



Figura 15 - Sem-fim e roda de coroa

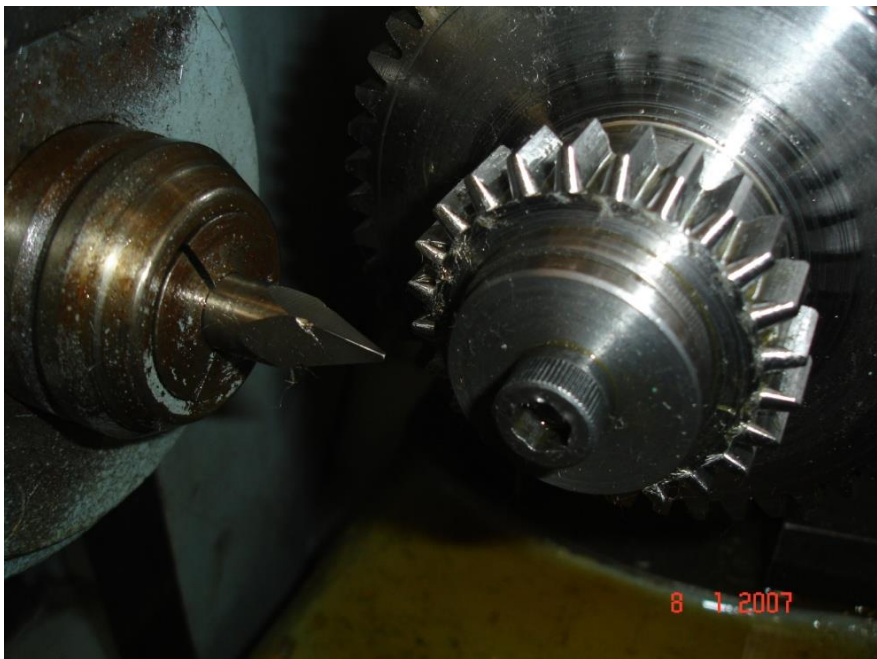


Figura 16 - Rodeadora de dentes



Figura 17 - Retificadora de flancos em engrenagens de dentes retos e helicoidais



Figura 18 – Sem Fim com o dentado retificado



Figura 19 – Retificadora de Estriados



Figura 20 – Conjunto de engrenagens M18 retificadas após gripagem

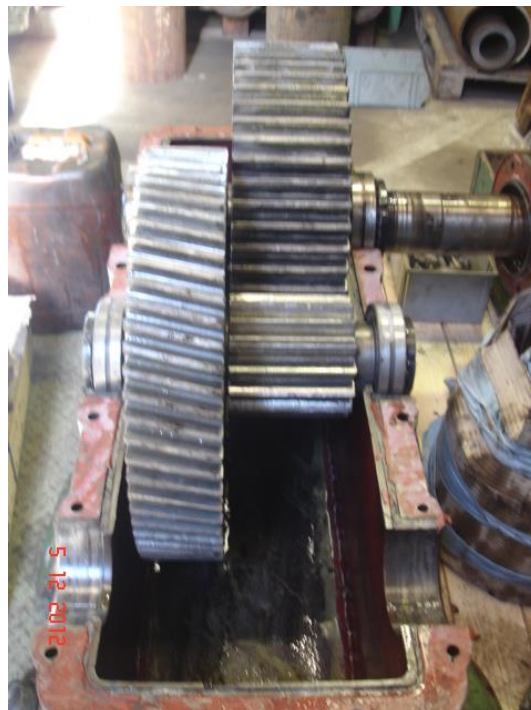


Figura 21 – Reparação de Redutores de Velocidade

3 Tecnologia de Engrenagens

3.1 Introdução

Devido à necessidade de transmissão de movimento foram criadas as engrenagens, que se definem por um par de rodas dentadas que se engrenam entre si transmitindo o movimento de rotação de uma para a outra.

As engrenagens são quase tão antigas como a primeira máquina produzida pelo Homem. Rodas dentadas, como as apresentadas na Fig. 21, foram usadas em templos no acionamento de portas e mecanismos de elevação de água na China e Índia em 2600 a.C. Estas engrenagens arcaicas eram fabricadas em madeira com os dentes em forma de cavilhas cilíndricas, usando gorduras de animais para as lubrificar. Os Gregos foram os primeiros a usar dentes metálicos (400 a.C.).



Figura 22 - Rodas dentadas primitivas

Com a Revolução Industrial houve uma necessidade enorme de transmissão mecânica e assistiu-se à utilização intensiva das rodas dentadas impondo uma grande exigência e o rápido desenvolvimento deste componente mecânico.

A engrenagem tem como principal característica a transmissão de binário e de movimento de rotação entre dois veios (veio/roda mandante e veio/roda mandada) através do contacto entre os dentes das rodas dentadas, com uma relação de velocidade sempre constante entre a entrada e a saída.

3.2 Classificação das Engrenagens

Dependendo do tipo de aplicação e da necessidade da posição relativa dos dois eixos (mandante e mandado) as engrenagens dividem-se da seguinte forma:

- Engrenagens de eixos paralelos
- Engrenagens de eixos concorrentes
- Engrenagens de eixos não complanares

Independentemente da posição dos eixos, é também acrescentada à classificação anterior a forma dos dentes das rodas dentadas do seguinte modo:

- De dentado Reto
- De dentado helicoidal

Tabela 4 – Eficiência das engrenagens

Categorias de engrenagens	Tipos de engrenagens	Eficiência (%)
Engrenagens de eixos paralelos	Dentado Reto	98 ... 99.5
	Cremalheira	
	Dentado Reto Interior	
	Dentado helicoidal	
	Dentado helicoidal duplo (espinha)	
Engrenagens de eixos concorrentes	Cónica de dentes direitos	98 ... 99
	Cónica espiral	
Engrenagens de eixos não complanares	Sem-fim e roda de Coroa	30 ... 90
	Cruzada helicoidal	70 ... 95
	Hipoide	96 ... 98

3.2.1 Engrenagens de eixos paralelos

3.2.1.1 Dentado reto

Engrenagem cilíndrica na qual os dentes são paralelos ao seu eixo. É que tem um campo de aplicação maior e também de mais fácil produção

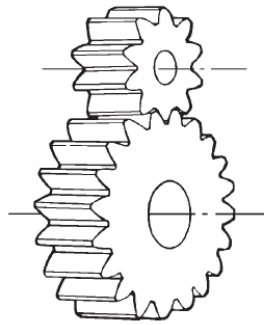


Figura 23 Engrenagem cilíndrica de dentes retos

3.2.1.2 Cremalheira de dentes retos

Engrenagem com forma linear e com raio infinito, pode ser engrenada com qualquer número de dentes de uma engrenagem cilíndrica.

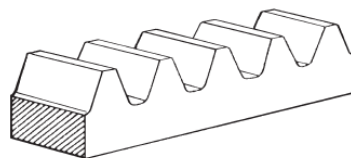


Figura 24 Cremalheira de dentes retos

3.2.1.3 Dentado reto interior

Engrenagens cilíndricas mas com os dentes maquinados no interior da curvatura, e são normalmente usadas em sistemas de engrenagens planetárias.

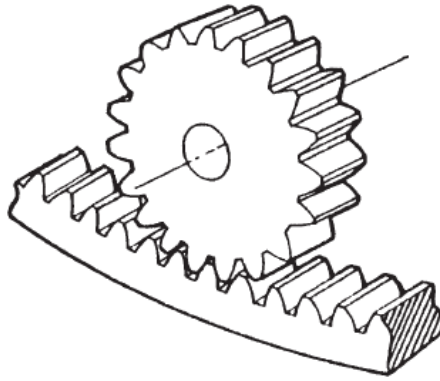


Figura 25 Engrenagem cilíndrica de dentado interior

3.2.1.4 Dentado helicoidal

Engrenagens cilíndricas com os dentes helicoidais. São usadas por terem capacidade de transmitir mais carga e serem mais silenciosas do que as de dentado reto. A desvantagem está na força axial transmitida ao veio.

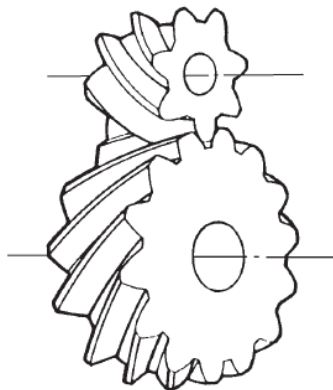


Figura 26 Engrenagem cilíndrica de dentado helicoidal

3.2.1.5 Cremalheira de dentado helicoidal

Pode ser vista como uma roda dentada de dentado helicoidal mas com um raio infinito.

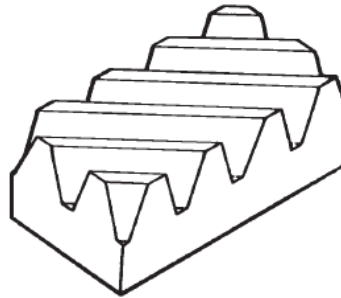


Figura 27 - Cremalheira de dentado helicoidal

3.2.1.6 Dentado helicoidal duplo (espinha)

É uma engrenagem de dentado helicoidal com as duas direções esquerda e direita. Desta forma permite anular o efeito negativo das rodas dentadas helicoidais, equilibrando a força axial, mantendo a as vantagens de ter maiores capacidades de carga e de serem silenciosas.

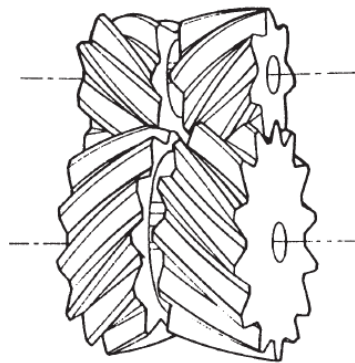


Figura 28 - Engrenagem de dentado helicoidal duplo

3.2.2 Engrenagens de eixos concorrentes

3.2.2.1 Cônica de dentes direitos

Nestas rodas dentadas os dentes têm elementos cônicos com a mesma direção da geratriz do cone primitivo. As engrenagens cônicas de dentes direitos são as mais simples e mais usadas na família das engrenagens cônicas.

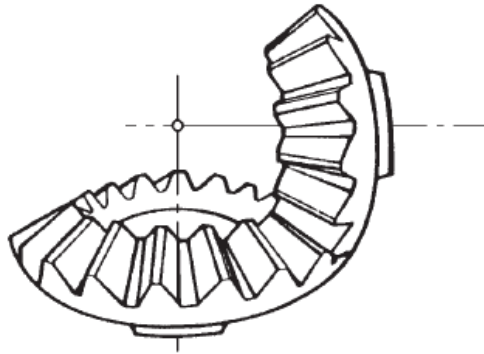


Figura 29 - Engrenagem cônica de dentes direitos

3.2.2.2 Cônica espiral

São rodas cônicas que têm os dentes com um ângulo de hélice, causando uma espiral. São rodas difíceis de obter devido a sua geometria complexa, mas apresentam maior capacidade de carga e menor ruído.

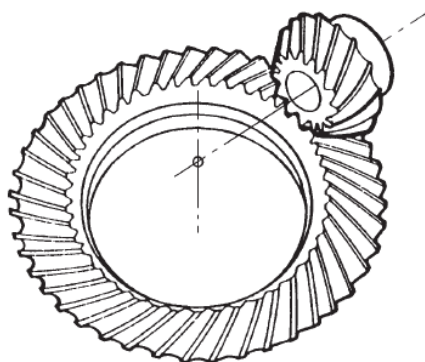


Figura 30 - Engrenagem cônica com dentes em espiral

3.2.3 Engrenagens de eixos não coplanares

3.2.3.1 Sem-fim e roda de coroa

O engrenamento é concretizado entre o parafuso sem-fim e uma roda dentada helicoidal. Esta roda dentada helicoidal tem características especiais, por se “abraçar” ao sem-fim e só permite a entrada de movimento pelo parafuso sem-fim. A grande vantagem deste tipo de engrenamento é o de proporcionar uma grande relação de transmissão num único patamar de engrenamento. O aspeto negativo é o baixo rendimento, dadas as grandes forças de atrito desenvolvidas na transmissão do movimento. É necessário ter uma seleção cuidada dos materiais e dos lubrificantes usados.

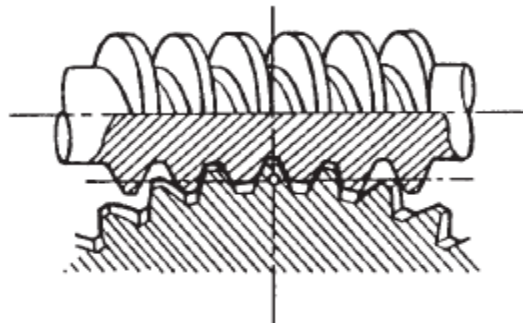


Figura 31 - Sem-fim e coroa

3.2.3.2 Cruzada helicoidal

É constituída por duas rodas dentadas helicoidais com ângulos de hélice opostos, montadas em eixos cruzados. Os eixos podem formar um ângulo qualquer. Neste tipo de engrenagem, o contacto entre os dentes é pontual, traduzindo-se numa grande limitação da capacidade de carga.

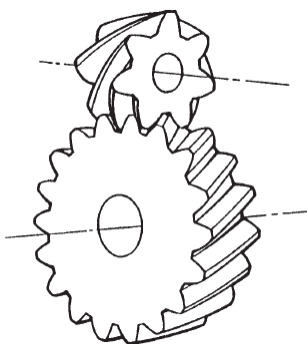


Figura 32 - Engrenagem cruzada helicoidal

3.3 Nomenclatura

Os fundamentos de engrenamento são ilustrados através de engrenagens cilíndricas de dentado reto, devido ao facto de serem mais facilmente compreensíveis, simples, e por serem as mais utilizadas na indústria.

A geometria básica e nomenclatura do engrenamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos é apresentada na figura 32.

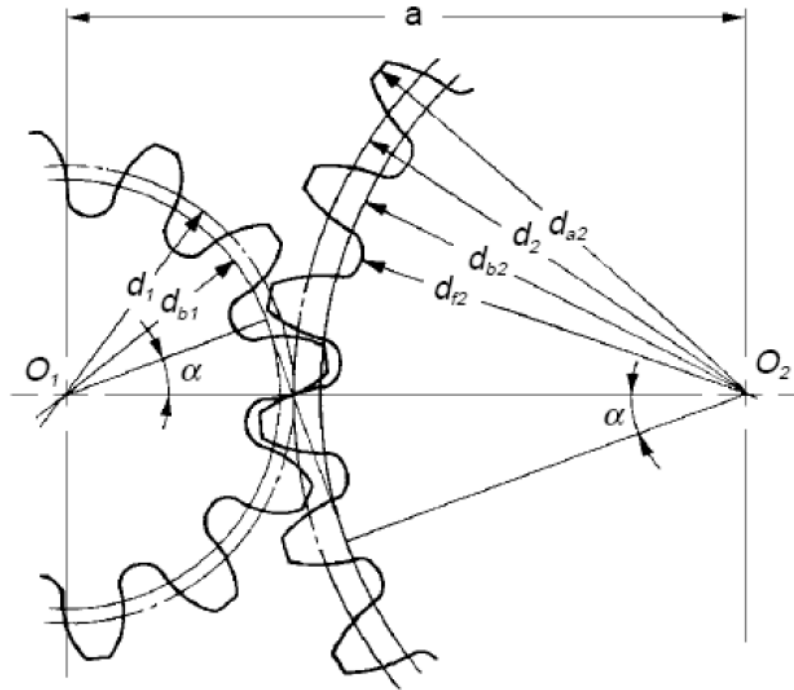


Figura 33 – Geometria básica de engrenamento

Os elementos fundamentais do engrenamento são:

- 1- Distância Entre Eixos de funcionamento (a)
- 2- Diâmetros primitivos (d_1 e d_2)
- 3- Números de dentes (Z_1 e Z_2)
- 4- Angulo de pressão das envoltentes em contacto (α)

A figura 33 representa uma secção de uma engrenagem cilíndrica de dentado reto, na qual podemos identificar bem as suas características principais:

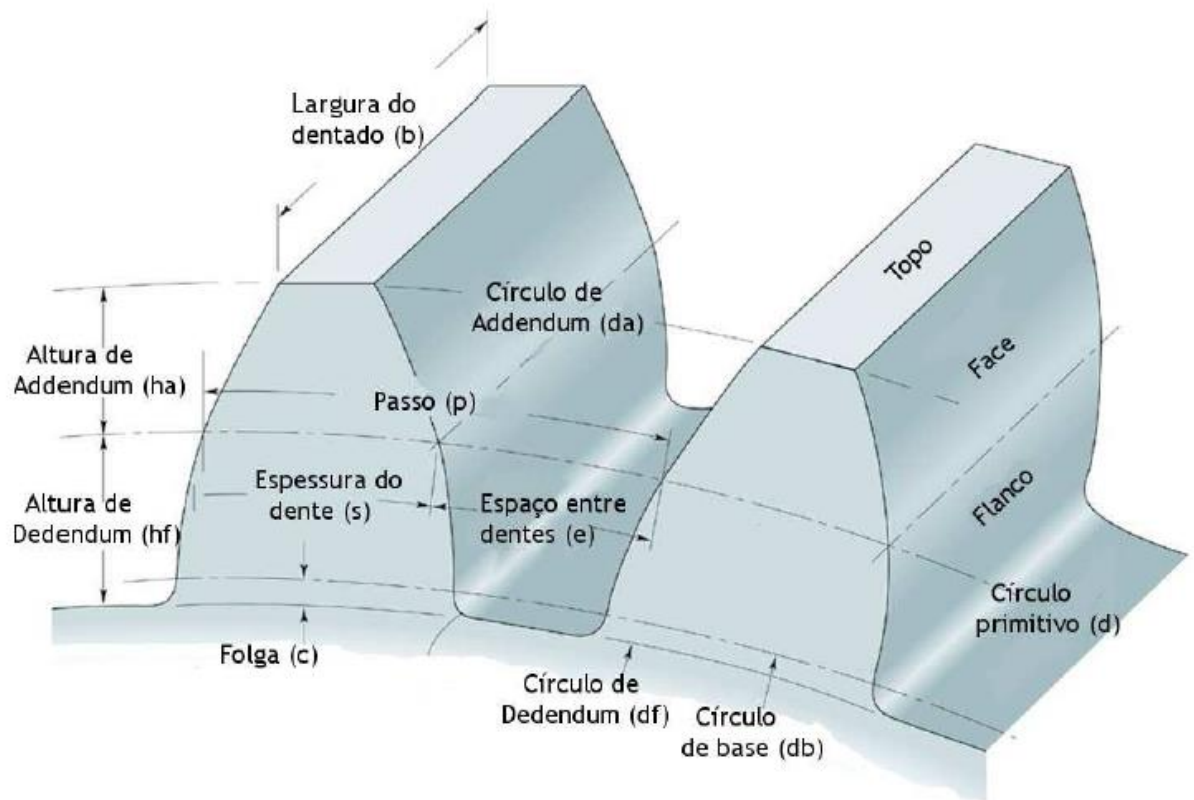


Figura 34 – Características do dentado

- **Círculo de base** - representa o círculo de geração das superfícies em envolvente dos dentes (diâmetro de base “db”; raio de base “rb”).

- **Círculo primitivo** – representa um círculo teórico (diâmetro primitivo “d”; raio primitivo “r”), os círculos primitivos em uma engrenagem são tangentes.

- **Passo primitivo “p”** (ou passo circular) – é o comprimento do arco medido sobre o círculo primitivo entre um ponto num dente e outro no outro, na mesma posição, no dente adjacente. Assim, o passo primitivo é a soma da espessura do dente mais o espaço entre dentes.

- **Módulo “m”** – é a razão entre o diâmetro primitivo “d” e o número de dentes da roda dentada “Z”:

$$m = \frac{d}{Z} \text{ (mm)}$$

Logo a relação entre o passo e o módulo é: $p = m \times \pi$

Na tabela 5 estão apresentados valores de módulos normalmente usados em rodas dentadas, sendo a “series 1” a mais utilizada.

Tabela 5 – Módulos usuais

Series 1	Series 2	Series 3	Series 1	Series 2	Series 3
0.1				3.5	3.75
0.2	0.15		4	4.5	
0.3	0.25		5	5.5	
0.4	0.35		6		6.5
0.5	0.45		8	7	
0.6	0.55		10	9	
	0.7	0.65	12	11	
0.8	0.75		16	14	
	0.9		20	18	
1			25	22	
1.25	1.75		32	28	
1.5	2.25		40	36	
2	2.75		50	45	
2.5		3.25			
3					

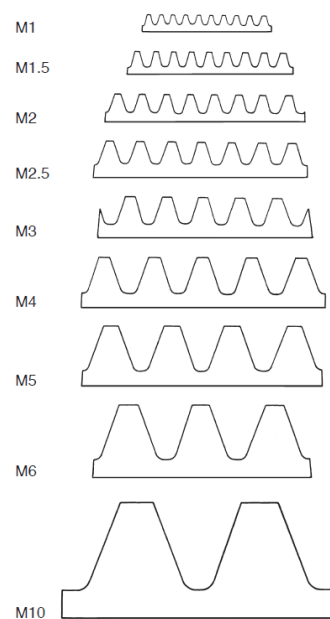


Figura 35 – Diferentes módulos

- **Círculo de addendum** – define o topo superior do dentado (diâmetro de addendum “da” ; raio de addendum “ra”); a distância radial entre o círculo primitivo e o círculo de addendum define a **altura da cabeça do dente** “há”, sendo o seu valor normal.

$$ha = 1.0 \times m$$

- **Círculo de dedendum** – define o topo inferior do dentado (diâmetro de dedendum “df”; raio de dedendum “rf”); a distância radial entre o círculo primitivo e o círculo de dedendum define a **altura do pé do dente** “hf”, sendo o seu valor norma:

$$hf = 1.25 \times m$$

A distância radial entre o círculo de dedendum e o círculo de addendum define a **altura do dente** “h”.

Os diâmetros de addendum e de dedendum podem assim ser obtidos por:

$$da = d + 2 \times ha$$

$$df = d - 2 \times hf$$

Num dentado normal e sobre o círculo primitivo a espessura do dente é igual ao espaço entre dentes. Logo a espessura do dente é obtida por:

$$s = \frac{p}{2} = \frac{m\pi}{2}$$

3.4 Lei do engrenamento

A lei geral do engrenamento considera como requisito principal das engrenagens a relação entre as velocidades angulares ω_1 e ω_2 de dois corpos sólidos, rígidos e genéricos 1 e 2. Na figura 35 os pontos O_1 e O_2 são os centros de rotação e P é o ponto de contato entre os corpos que possui, em qualquer instante uma reta perpendicular às suas superfícies de contato (n), denominada reta de ação, sobre a qual atuam as forças de contato. Sejam V_1 e V_2 os vetores de velocidade, perpendiculares aos segmentos de retas que unem o ponto P e os centros O_1 e O_2 , respectivamente, a projeção dos vetores de velocidade sobre a reta de ação define dos vetores iguais a V_n . A partir de tal observação é fácil demonstrar que, se o corpo 1 gira com velocidade constante ω_1 e o ponto C , definido pela interseção da reta de ação e do segmento de reta que une os centros de rotação, permanece fixo no espaço e no tempo, então o corpo 2 também sofrera rotação com velocidade angular ω_2 constante. Esta constância de velocidade angular é importante na prática a fim de se evitar acelerações que provocam tanto variações na direção das forças de contato, quanto a impactos e ruídos.

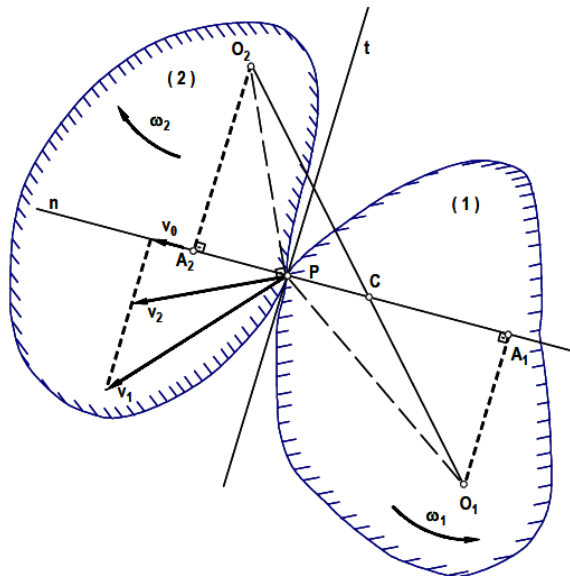


Figura 36 – Forma de engrenamento de 2 corpos, rígidos e genéricos

A imobilidade do ponto C com referência a O_1 e O_2 , é um requisito fundamental da geometria dos perfis de engrenagens.

3.5 Perfil envolvente

Existe quase um número infinito de curvaturas que podem ser desenvolvidas para satisfazer a lei do engrenamento, e muitas formas de curvas diferentes foram experimentadas no passado. As engrenagens modernas, com a exceção das produzidas para relógios, são baseadas num dente de perfil envolvente, devido a três grandes vantagens:

- 1- A ação conjugada e relação de velocidade é independente de mudanças na distância ao centro.
- 2- O ângulo de pressão mantém-se constante durante o engrenamento, resultando em condições de funcionamento mais suaves.
- 3- A forma básica de uma cremalheira é de flancos direitos (sem envolvente), por conseguinte, é relativamente simples e pode ser feita de forma precisa, com uma ferramenta de geração que confere alta precisão do corte do dente da engrenagem.
- 4- Um único cortador pode gerar qualquer número de dentes, sempre com o mesmo passo, tornando o seu fabrico mais barato.

A geração da curva envolvente pode ser visualizada imaginando uma corda inicialmente enrolada numa circunferência (circunferência de base) e através do fim da corda traçar um caminho conforme o seu desenrolar sem haver escorregamento.

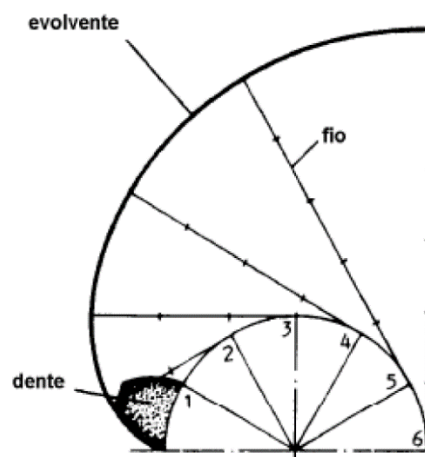


Figura 37 – Geração da curva envolvente

Quanto menor for o diâmetro da circunferência de base, mais acentuada será a envolvente, até que, em uma engrenagem de diâmetro infinito (cremalheira) a envolvente seja uma reta. Neste caso o perfil do dente tem uma forma trapezoidal, tendo como inclinação apenas o ângulo de pressão.

3.5.1 Função envolvente

Como pode ser constatado na fig. 37, o raio de curvatura da linha envolvente varia continuamente desde zero, no ponto **a**, até, neste caso, um valor máximo no ponto **b**.

O comprimento do arco do círculo de base **ac**, é igual ao comprimento da linha **bc**.

$$\tan(\alpha) = \frac{bc}{Oc} = \frac{rb\theta}{rb} = \theta \text{ (radianos)}$$

O ângulo θ da figura 37 pode ser expressado como $\text{inv } \alpha + \alpha$, logo da fórmula anterior torna-se:

$$\text{inv } \alpha = \tan(\alpha) - \alpha$$

Função de α , ou $\text{inv } \alpha$, é conhecido como a função envolvente. A função envolvente é bastante importante no desenho de engrenagens. Valores da função envolvente podem ser encontrados em tabelas próprias.

Com o centro do círculo de base O na origem do sistema de coordenadas, a curva envolvente pode ser expressa por valores de x e y da seguinte maneira:

$$x = r \cos(\text{inv } \alpha) = \frac{rb}{\cos(\alpha)} \times \cos(\text{inv } \alpha)$$

$$y = r \sin(\text{inv } \alpha) = \frac{rb}{\cos(\alpha)} \times \sin(\text{inv } \alpha)$$

Onde:

$$r = \frac{rb}{\cos(\alpha)}$$

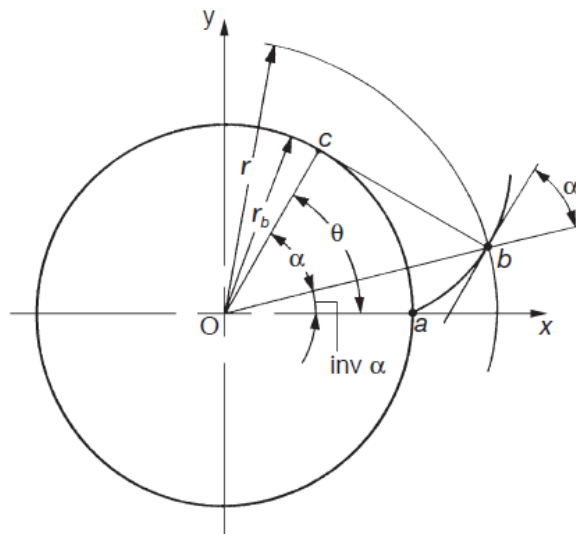


Figura 38 – Perfil Envolvente

3.6 Relação de contacto

De forma a assegurar condições de trabalho suaves durante o engrenamento dos dentes das rodas dentadas, quando um dente deixa de ter contacto, o dente seguinte já deverá ter começado o engrenamento, ou seja, já deve ter contacto com o dente do outro par da roda dentada. É desejável ter sempre uma relação de contacto elevada.

Esta é a relação do comprimento da linha de ação no círculo de base. Na figura 38 mostra a geometria de contacto, o comprimento de ação WZ é determinada pela intersecção da linha de ação e do raio exterior.

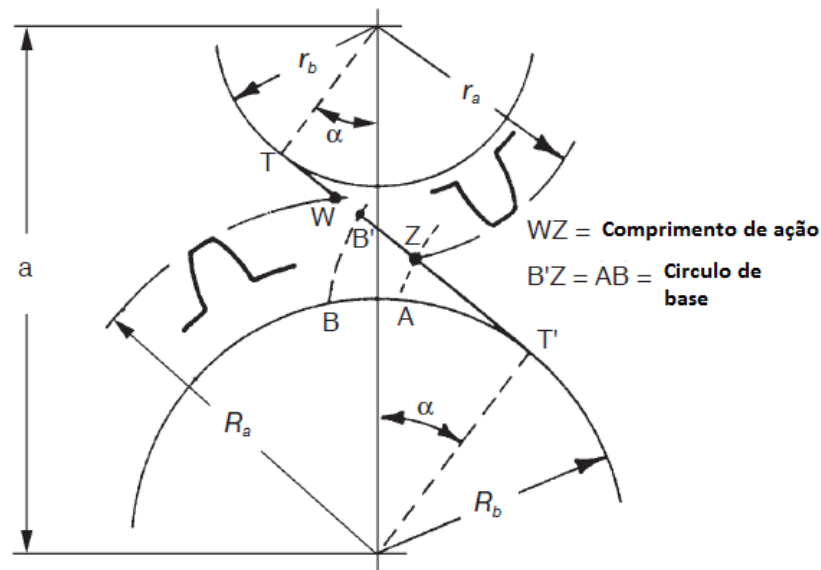


Figura 39 – Contacto de engrenamento

Para o caso simples de um par de engrenagens de dentes retos, a relação de comprimento de ação para o círculo de base é determinada por:

$$\varepsilon_y = \frac{\sqrt{(Ra^2 - Rb^2)} + \sqrt{(ra^2 - rb^2)} - a \sin(\alpha)}{p \times \cos(\alpha)}$$

É aconselhável manter uma relação de contacto sempre superior a 1.2.

A relação de contacto entre 1 e 2 significa que em qualquer altura durante o engrenamento existe um par de dentes em contacto.

Relações entre 2 e 3 significam que existe sempre 2 ou 3 pares de engrenagens em contacto. No entanto, relações assim elevadas não se conseguem obter facilmente com engrenagens exteriores de dente a direito, mas pode ser encontrado em engrenagens exteriores de dente helicoidal ou em engrenagens interiores.

3.7 Interferência

Da fig. 38, verifica-se que o comprimento máximo na linha de contacto é limitado ao comprimento TT' . Qualquer círculo de addendum de uma roda que se estende para além da tangente definida pelos pontos TT' , não só é inútil, com também interfere com a raiz do dente em que vai engrenar.

A partir da geometria do comprimento máximo de contacto TT' , é evidente que a interferência se verifica em primeiro lugar pelo contacto do topo dos dentes da roda (maior numero de dentes) sobre os flancos dos dentes do pinhão (menor numero de dentes).

Como a altura de addendum tem um valor normalizado ($h_a=m$), a condição de interferência torna-se mais severa quanto maior for o número de dentes da roda. O limite é atingido quando o número de dentes tende para infinito, ou de uma outra forma, quando a roda se transforma em uma cremalheira.

Nestas condições, durante o corte de rodas com buril cremalheira são atingidas as condições de interferência de funcionamento. Como resultado, o perfil de dente fica composto por um arco de envolvente e outro de trocoide (ver fig. 39). O pinhão obtido nestas condições não terá qualquer interferência de funcionamento quando engrenado com uma roda, qualquer que seja o seu número de dentes. No entanto tem com principal desvantagem a diminuição da sua resistência devido à perda do material de suporte na raiz dos dentes.

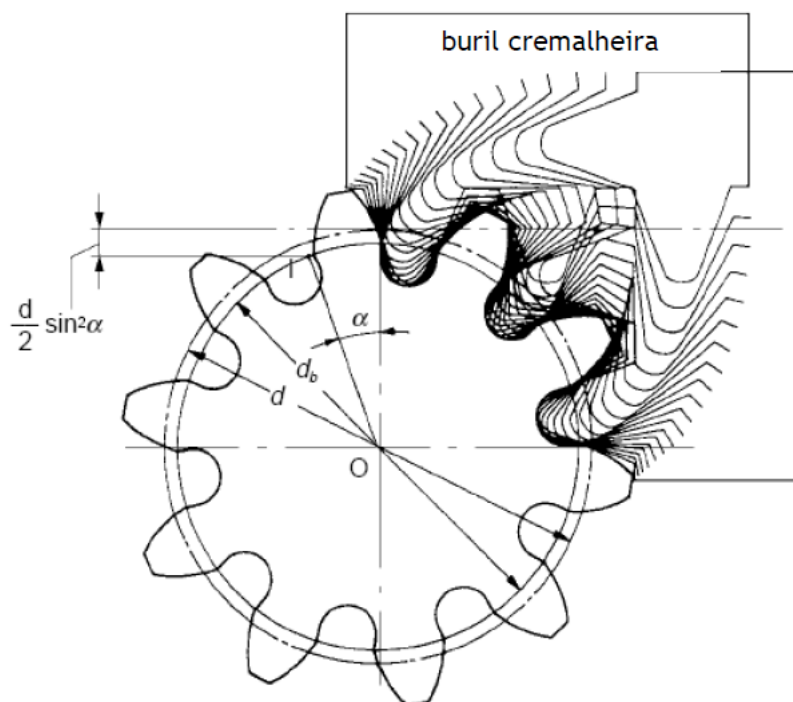


Figura 40 – Geração de uma roda dentada normalizada ($Z=10$ e $\alpha=20^\circ$)

Em engrenagens normalizadas com número de dentes abaixo do valor crítico, vão sofrer automaticamente interferência durante o processo de corte.

A condição para que não exista possibilidade de interferência é dada pela seguinte expressão:

$$\text{Altura max de addendum} = h_a \leq \frac{m \cdot Z}{2} \sin^2(\alpha)$$

O número de dentes mínimo é:

$$Z \geq \frac{2}{\sin^2(\alpha)}$$

3.8 Correções de perfil

Uma roda dentada diz-se com dentado normal se durante a sua produção, maquinação ou fresagem, a linha de referência da cremalheira de corte coincide com a linha primitiva da roda. Caso isso não aconteça estamos perante uma roda corrigida.

A correção poderá ser positiva (linha de referencia deslocada para o exterior da linha primitiva da roda), ou negativa (linha de referencia deslocada para o interior da linha primitiva da roda)

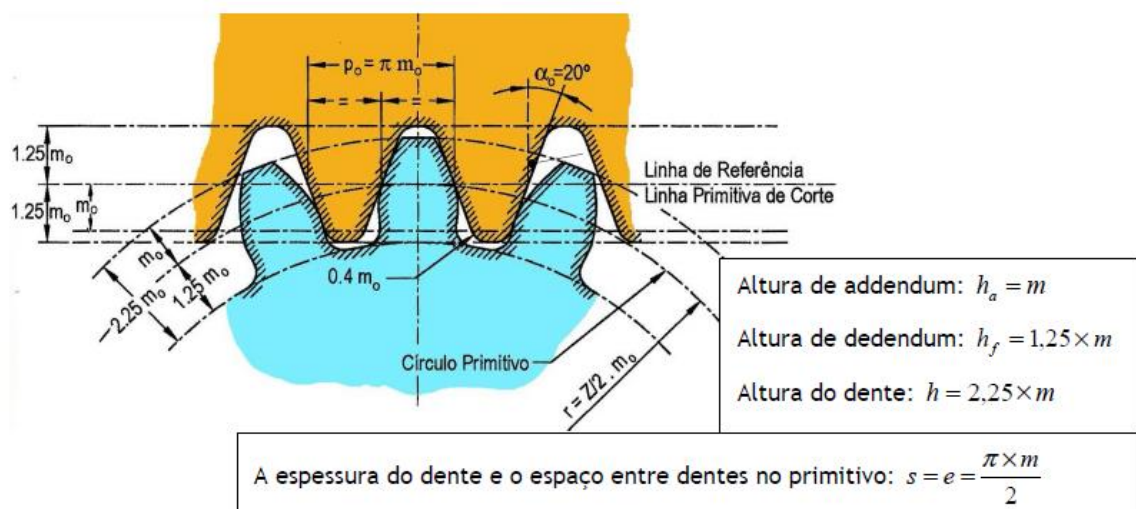


Figura 41 – Dimensões do dentado normal

Os principais motivos que levam à correção do dentado são:

- 1- Interferência entre os perfis durante o engrenamento ou na própria geração do dentado.
- 2- O desgaste excessivo no pinhão relativamente aos dentes da roda, sendo necessário fazer o equilíbrio dos escorregamentos específicos.
- 3- Utilização de um entre eixo específico, diferente do entre eixo normal.

Na execução da correção de uma roda dentada, a cremalheira de corte é afastada (correção positiva, fig. 41) ou aproximada (correção negativa, fig. 43) de uma quantidade pré determinada. Como resultado, a linha de referência deixa de coincidir com a linha primitiva de corte, modificando a espessura dos dentes e o espaço entre os dentes na linha primitiva de corte.

No entanto, o dentado continua com a mesma proporção, alterando apenas o diâmetro externo, isto é:

$$ha + hf = 2.25 \times m$$

$$e + s = \pi \times m$$

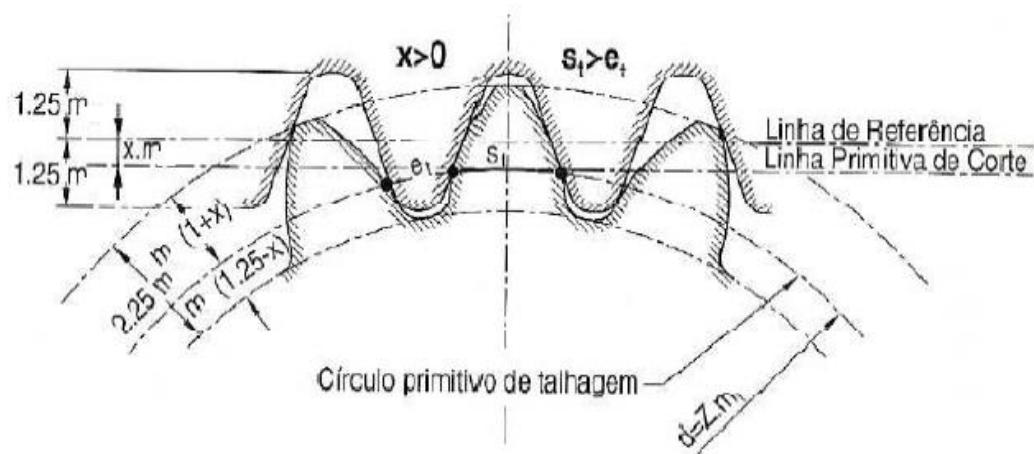


Figura 42 – Correção positiva de dentado

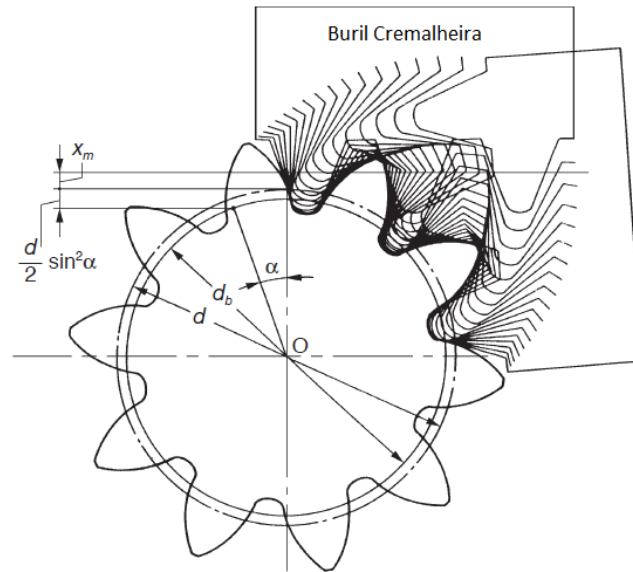


Figura 43 – Geração de dentado com correção positiva ($\alpha=20^\circ$; $Z=10$; $x=+0.5$)

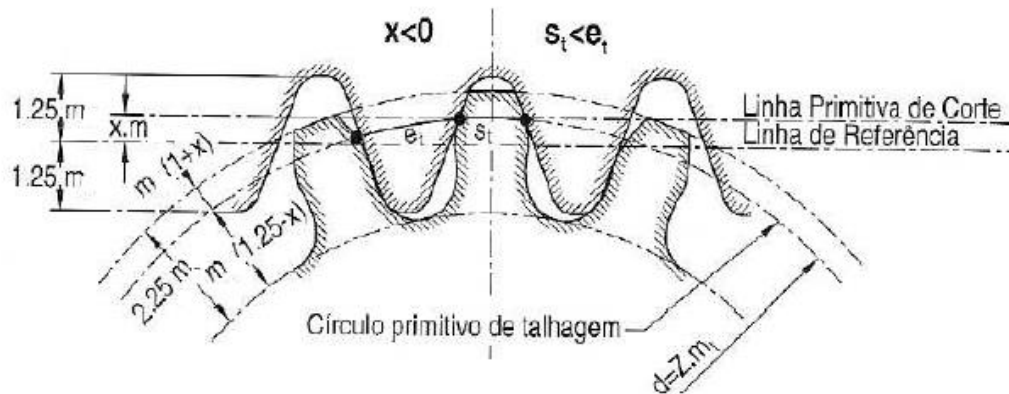


Figura 44 – Correção negativa de dentado

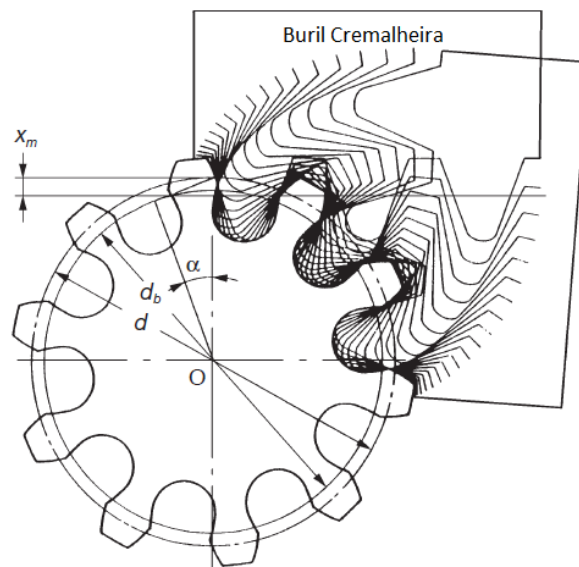


Figura 45 - Geração de dentado com correção negativa ($\alpha=20^\circ$; $Z=10$; $x=-0.5$)

A alimentação extra da fresa mãe ou do buril cremalheira (X_m) nas figuras 42 e 44 é designado de desvio ou correção de perfil, e (x) é o coeficiente de correção.

A condição para prevenir o corte indesejado do pé do dente, ou da interferência de engrenamento numa engrenagem de dente reto é:

$$m - xm \leq \frac{Zm}{2} \sin^2(\alpha)$$

O número de dentes mínimo sem interferência é:

$$Z = \frac{2(1 - x)}{\sin^2(\alpha)}$$

Logo o coeficiente mínimo é:

$$x = 1 - \frac{Z}{2} \sin^2(\alpha)$$

Na figura 45 podemos ver o engrenamento de um par de engrenagens de dente reto com correção de perfil. Os elementos chave nas engrenagens corrigidas são o diâmetro primitivo de trabalho D_w e o ângulo de pressão de trabalho α_w .

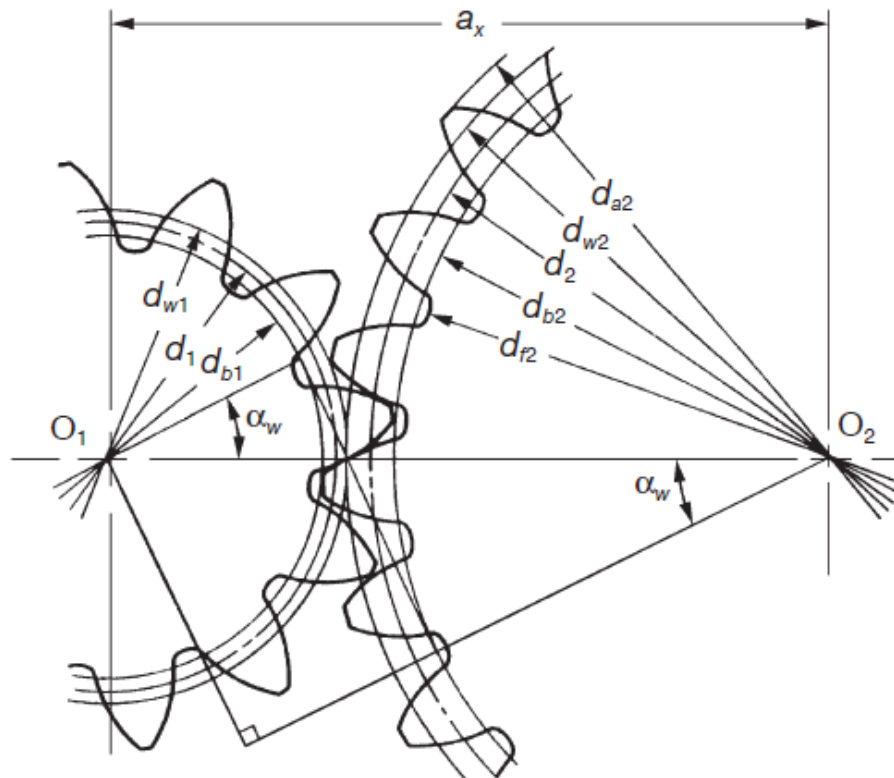


Figura 46 – Engrenamento de engrenagens corrigidas ($\alpha=20^\circ$; $Z_1=12$, $Z_2=24$; $x_1=+0.6$; $x_2=+0.36$)

Os valores são obtidos pelo entre eixos de trabalho atual e as formulas são as seguintes:

$$dw1 = 2ax \frac{z1}{z1 + z2}$$

$$dw2 = 2ax \frac{z2}{z1 + z2}$$

$$\alpha_w = \cos^{-1} \left(\frac{db1 + db2}{2ax} \right)$$

Existem varias teorias relacionadas com a distribuição da soma dos coeficientes de correção $x1 + x2$, entre o pinhão ($x1$) e a roda ($x2$) separadamente. As normas BSS (Inglesa) e DIN (Alemã) são as mais usadas. Em muitos casos opta-se por dar o coeficiente de correção necessário ao pinhão para que seja prevenida a interferência, e a correção residual é atribuída à roda (maior número de dentes).

3.9 Engrenagens de dentado reto

Como já mencionado anteriormente, este tipo de engrenagens é a que apresenta geometria e calculo mais simplificado.

A Fig. 46 representa o engrenamento de um par de engrenagens de dentes retos normalizadas, isto é, o diâmetro primitivo das duas rodas dentadas está em contacto e rola em conjunto.

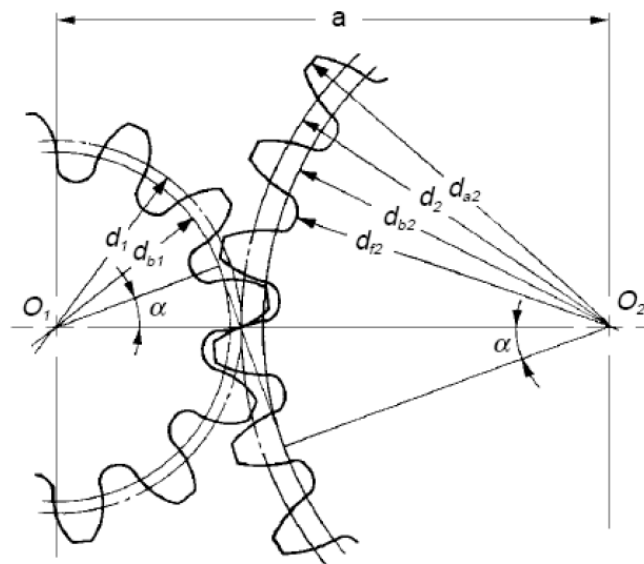


Figura 47 - Engrenamento de engrenagens normalizadas ($\alpha=20^\circ$; $Z1=12$, $Z2=24$; $x1= x2= 0$)

Tabela 6 – Cálculos de engrenagens de dente direito normalizadas

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo	
				Pinhão	Roda
1	Modulo	m		3	
2	Angulo de Pressão	α		20°	
3	Nº de dentes	Z1, Z2		12	24
4	Entre eixos	a	$\frac{(Z1 + Z2)m}{2}$	54.000	
5	Diâmetro primitivo	d	Zm	36.000	72.000
6	Diâmetro de base	db	$d \cos(\alpha)$	33.829	67.658
7	Cabeça (addendum)	ha	$1.00m$	3.000	
8	Pé (dedendum)	hf	$1.25m$	3.750	
9	Diâmetro externo	da	$d + 2m$	42.000	78.000
10	Diâmetro da raiz	df	$d - 2.5m$	28.500	64.500

As engrenagens corrigidas necessitam umas pequenas alterações na forma de cálculo, visto que a geometria do dente é alterada, assim como o seu engrenamento.

Na fig. 47 está representada o engrenamento de um par de engrenagens corrigidas de dentes retos. Neste caso é importante frisar que o ponto de contacto entre as duas engrenagens é feito não no seu diâmetro primitivo, mas no diâmetro primitivo de trabalho d_w .

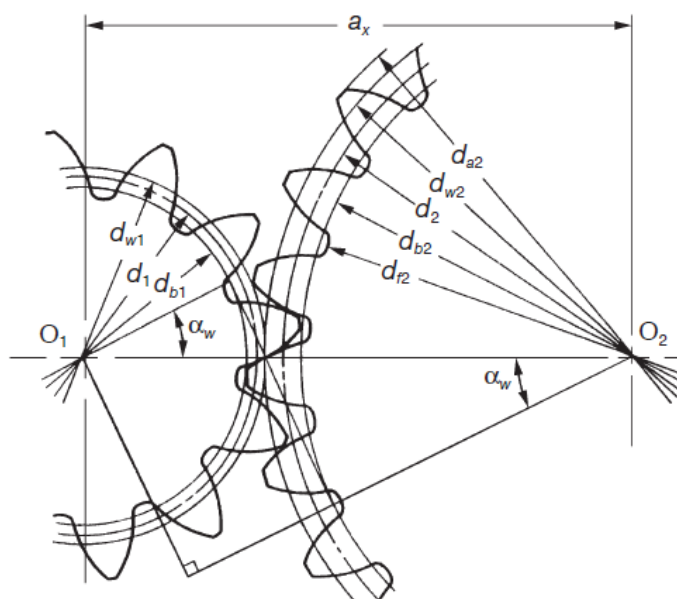


Figura 48 - Engrenamento de engrenagens corrigidas ($\alpha=20^\circ$; $Z1=12$, $Z2=24$; $x1=+0.6$; $x2=+0.36$)

Tabela 7 - Cálculos de engrenagens de dente direito corrigidas.

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo	
				Pinhão	Roda
1	Modulo	m		3	
2	Angulo de Pressão	α		20°	
3	Nº de dentes	Z1, Z2		12	24
4	Coef. Min. p/ prevenir interferência	Xmin	$Xmin = \frac{Z}{2} \sin^2(\alpha)$	0.298	-0.404
5	Coef. de correção	x1, x2		0.6	0.36
6	Função envolvente	inv α_w	$\alpha \tan(\alpha) \left(\frac{x1 + x2}{Z1 + Z2} \right) + inv \alpha$	0.034316	
7	Ang. de pressão de trabalho	α_w	Encontrar na tabela das envolventes	26.0886°	
8	Fator de incremento ao entre eixos	y	$\frac{Z1 + Z2}{2} \left(\frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} - 1 \right)$	0.83329	
9	Entre eixos	ax	$\left(\frac{Z1 + Z2}{2} + y \right) m$	56.4999	
10	Diâmetro primitivo	d	Zm	36.000	72.000
11	Diâmetro de base	db	$d \cos(\alpha)$	33.829	67.658
12	Diâmetro Primitivo de trabalho	dw	$\frac{db}{\cos(\alpha_w)}$	37.667	75.333
13	Cabeça (addendum)	ha1 ha2	$(1 + y - x2)m$ $(1 + y - x1)m$	4.420	3.700
14	Altura do dente	h	$[2.25 + y - (x1 + x2)]m$	6.370	
15	Diâmetro externo	da	$d + 2ha$	44.840	79.400
16	Diâmetro da raiz	df	$da - 2h$	32.100	66.660

Quando estamos perante um caso em que existe um entre eixos corrigido (diferente do normal), podemos calcular o valor de correção necessária a dar ao par de engrenagens (conhecendo a relação de transmissão), para satisfazer a distância entre eixos desejada, da seguinte forma:

Tabela 8 – Cálculos para encontrar o coeficiente de correção necessário

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo	
				Pinhão	Roda
1	Modulo	m		3	
2	Angulo de Pressão	α		20°	
3	Nº de dentes	Z1, Z2		12	24
4	Entre eixos	ax		56.4999	
6	Fator de incremento ao entre eixos	y	$\frac{ax}{m} - \frac{Z1 + Z2}{2}$	0.8333	
7	Ang. de pressão de trabalho	α_w	$\cos^{-1} \left[\frac{(Z1 + Z2) \times \cos(\alpha)}{2 \times y + Z1 + Z2} \right]$	26.0886°	
8	Somatório do coef. de correção	x1+ x2	$\frac{(Z1 + Z2)(\text{inv}(\alpha_w) - \text{inv}(\alpha))}{2 \times \tan(\alpha)}$	0.9600	
9	Coef. de correção	x1, x2		0.6000	0.3600

3.10 Engrenagens de dentado helicoidal

As engrenagens de dentado helicoidal diferenciam-se das engrenagens de dente a direito, devido ao facto de terem o dente inclinado de forma helicoidal ao longo da direção axial. O uso deste método trás a engrenagem características especiais, e mais vantajosas em relação às engrenagens de dente a direito, das quais, as mais importantes são:

- 1- A resistência do dente é aumentada devido à base do dente ter uma largura maior, pois é medida de forma tangencial.
- 2- A relação de contacto é aumentada devido a sobreposição de dentes axialmente, levando a um engrenamento mais suave e silencioso.

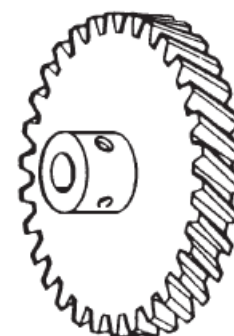


Figura 49 – Engrenagem helicoidal

As engrenagens de dentado helicoidal são conhecidas por ter maior capacidade de carga do que engrenagens de dente direito com a mesma largura, no entanto, as de dente a direito têm maior eficiência.

3.10.1 Fundamentos de um dente helicoidal

No plano de rotação, o dente de uma engrenagem helicoidal é definido pelas mesmas regras que um dente direito. Por outro lado, a torção axial do dente introduz um ângulo de hélice, essa mesma hélice varia desde a base do dente até ao raio externo, a hélice de ângulo β é definida como o ângulo entre a tangente ao dente helicoidal na intersecção do passo circular e o perfil do dente, e um elemento do passo circular.

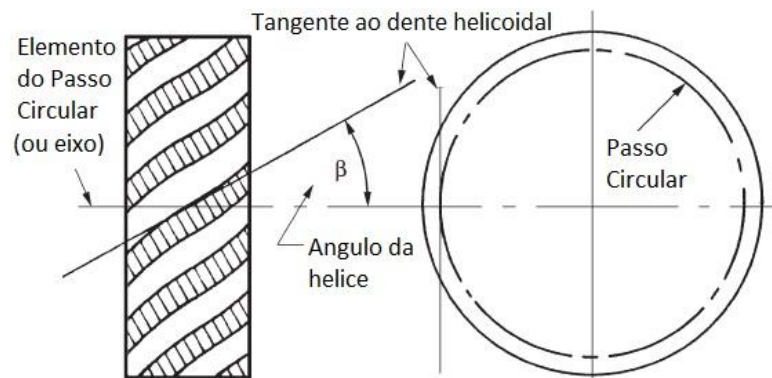


Figura 50 – Definição de ângulo de hélice

A direção da hélice pode ser designada como direita ou esquerda, a direção é definida pela regra da mão direita. Num par de engrenagens as hélices tem que ser opostas uma da outra, ou seja, uma direita e outra esquerda.

Nas engrenagens helicoidais existem dois passos relacionados, um no plano de rotação e outro no plano normal ao dente. Devido a esse facto existe um passo transversal ou radial “ p_t ” e outro normal “ p_n ”, e a sua relação equaciona-se da seguinte maneira:

$$p_n = p_t \times \cos(\beta)$$

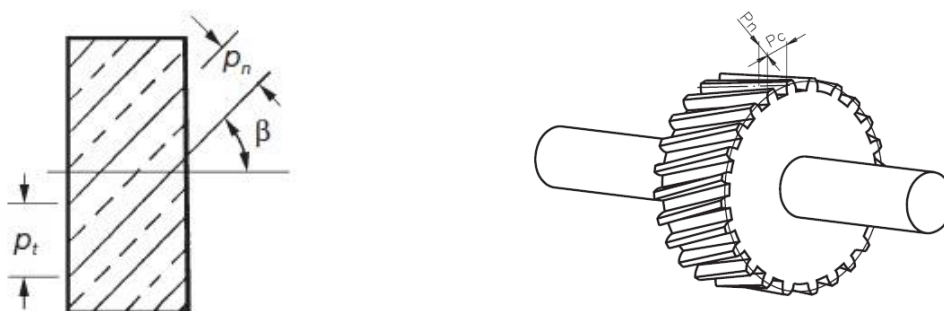


Figura 51 – Relações entre passos circulares

Por consequência existem também dois módulos, o módulo normal “mn” e o módulo radial “mt”.

$$mn = \frac{pn}{\pi}$$

$$mt = \frac{pt}{\pi}$$

O diâmetro primitivo é dado pela mesma equação usada nas engrenagens de dente direito, embora, se trabalharmos com o módulo normal, o diâmetro primitivo fica em função do ângulo da hélice.

$$d = z \times mt = \frac{z}{mn \times \cos(\beta)}$$

A distância entre centros é dada através da equação:

$$a = \frac{Z1 + Z2}{2 \times mn \times \cos(\beta)}$$

Analisando a equação anterior verificamos que manipulando o ângulo da hélice, a distância entre centros é alterada, portanto é possível ajustar a distância entre centros sem alterar a relação de rotação e sem corrigir o perfil do dente.

3.10.2 Ângulo de pressão

Embora o ângulo de pressão exista apenas para o par de engrenagens, o ângulo de pressão nominal pode ser considerado para uma engrenagem individual.

Para as engrenagens helicoidais existe um ângulo de pressão normal “ α_n ”, assim como o ângulo de pressão ao plano de rotação “ α ”. A fig. 51 mostra a sua relação, que é expressada da seguinte maneira:

$$\tan(\alpha) = \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}$$

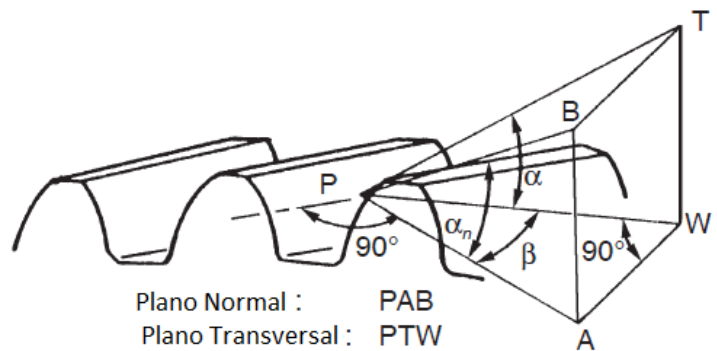


Figura 52 – Geometria dos 2 ângulos de pressão

3.10.3 Interferência

O fabrico de engrenagens helicoidais com ângulos de pressão normalizados podem produzir consideravelmente maiores ângulos de pressão no plano de rotação, dependendo do ângulo de hélice. Devido a este facto o número mínimo de dentes sem que ocorra interferência pode ser significativamente reduzido, conforme comprova a seguinte equação:

$$\alpha_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right)$$
$$Z = \frac{2(1-x)}{\sin^2(\alpha_t)}$$

Logo o coeficiente mínimo necessário para que não ocorra interferência é dado por:

$$x = 1 - \frac{Z}{2} \sin^2(\alpha_t)$$

3.10.4 Cálculos

No sistema normal, as engrenagens helicoidais podem ser produzidas com o mesmo cortador ou fresa de módulo normal (m_n) e com ângulo de pressão normal (α_n), independentemente do valor do ângulo da hélice.

No sistema radial já não é tão simples, sendo preciso ter uma fresa especial de acordo com o ângulo de hélice utilizado, mesmo quando o módulo (m_t) e o ângulo de pressão (α_t) sejam iguais.

É óbvio que a produção de engrenagens helicoidais é mais fácil usando o sistema normal, portanto vou apenas fazer referência aos cálculos no sistema normal e para engrenagens com o perfil corrigido.

Tabela 9 – Cálculos de engrenagens de dente helicoidal normalizadas

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo	
				Pinhão	Roda
1	Modulo	mn		3	
2	Angulo de Pressão	α_n		20°	
3	Angulo da hélice	β		30°	
4	Nº de dentes	Z1, Z2		12 (L)	60 (R)
5	Ang. de pressão Radial	α_t	$\tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \right)$	22.79588°	
6	Coef. Min. p/ prevenir interferência	Xmin	$x = 1 - \frac{Z}{2} \sin^2(\alpha_t)$		
7	Coef. de correção	xn1, xn2		0.0981	0
8	Função envolvente	inv α_w	$2 \times \tan(\alpha_n) \left(\frac{x_{n1} + x_{n2}}{Z1 + Z2} \right) + \text{inv } \alpha_t$	0.023405	
9	Ang. de pressão de trabalho	α_{wt}	Encontrar na tabela das envolventes	23.1126°	
10	Fator de incremento ao entre eixos	y	$\frac{Z1 + Z2}{2 \times \cos(\beta)} \left(\frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})} - 1 \right)$	0.09744	
11	Entre eixos	ax	$\left(\frac{Z1 + Z2}{2 \times \cos(\beta)} + y \right) mn$	125.000	
12	Diâmetro primitivo	d	$\frac{Z \times mn}{\cos(\beta)}$	41.569	207.84
13	Diâmetro de base	db	$d \cos(\alpha_t)$	38.322	191.61
14	Diâmetro Primitivo de trabalho	dw	$\frac{db}{\cos(\alpha_{wt})}$	41.667	208.33
15	Cabeça (addendum)	ha1 ha2	$(1 + y - x_{n2})mn$ $(1 + y - x_{n1})mn$	3.292	2.998
16	Altura do dente	h	$[2.25 + y - (x_{n1} + x_{n2})]mn$	6.748	
17	Diâmetro externo	da	$d + 2ha$	48.153	213.84
18	Diâmetro da raiz	df	$da - 2h$	34.657	200.34

Quando estamos perante um caso em que existe um entre eixos corrigido (diferente do normal), podemos calcular o valor de correção necessária a dar ao par de engrenagens, (conhecendo a relação de transmissão, o modulo e o angulo da hélice), para satisfazer a distância entre eixos desejada, da seguinte forma:

Tabela 10 - Cálculos para encontrar o coeficiente de correção necessário

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo	
				Pinhão	Roda
1	Modulo normal	mn		3	
2	Angulo de Pressão	α_n		20°	
3	Angulo da hélice	β		30°	
4	Nº de dentes	Z1, Z2		12 (L)	60 (R)
5	Entre eixos	ax		125.000	
6	Fator de incremento ao entre eixos	y	$\frac{ax}{mn} - \frac{Z1 + Z2}{2 \times \cos(\beta)}$	0.097447	
7	Ang. de pressão de trabalho	α_{wt}	$\cos^{-1} \left[\frac{(Z1 + Z2) \times \cos(\alpha_t)}{2 \times y \times \cos(\beta) + (Z1 + Z2)} \right]$	23.1126°	
8	Somatório do coef. de correção	x1+ x2	$\frac{(Z1 + Z2)(\text{inv}(\alpha_{wt}) - \text{inv}(\alpha_t))}{2 \times \tan(\alpha_n)}$	0.0981	
9	Coef. de correção	x1, x2		0.0981	0

3.11 Controlo dimensional

O controlo dimensional nas engrenagens baseia-se nos métodos da medição da espessura do dente, controlando assim a geometria o dente.

Existem 3 métodos para controlar o dente:

- Medição da espessura do cordão
- Medição da distância entre “ Z_m ” dentes
- Medição sobre cavilhas ou esferas

Para que ocorra um engrenamento correto é necessário que exista folga entre os dentes, definida pela norma DIN 3947, que também indica uma tolerância de fabricação.

3.11.1 Medição da espessura do cordão

Este método de medição é o menos utilizado, devido a ser mais complexo e mais propício a erros de medição, é usado normalmente quando nenhum dos outros métodos é possível. Define-se pela medição da espessura do dente singular no diâmetro primitivo, e requer o uso de um paquímetro de cursor duplo.

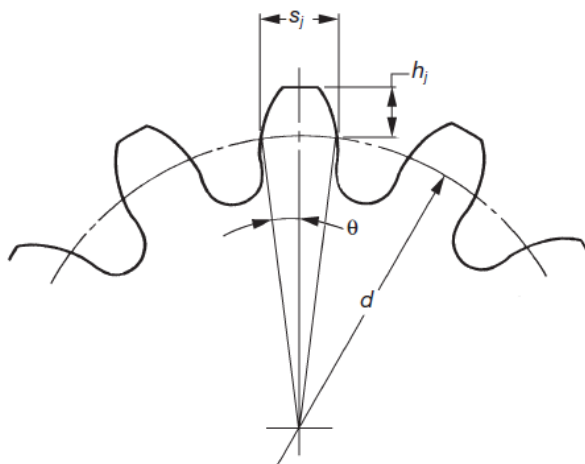


Figura 54 – Medição da espessura do cordão

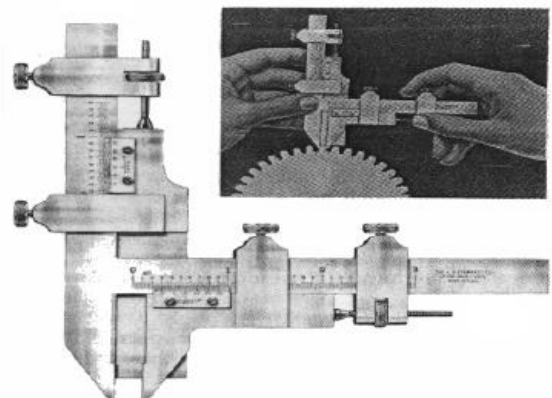


Figura 53 – Paquímetro de duplo curso

Tabela 11 – Equações para espessura do cordão em engrenagens de dente direito

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo
1	Espessura circular	s	$\left(\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan(\alpha)\right) m$	m=10 α=20° Z=12 X=+0.3 ha=13.000 s=17.8918 θ=8.5427° sj=17.8256 hj=13.6657
2	Metade do angulo do dente no dia. Primitivo	θ	$\frac{90}{Z} + \left(\frac{360 \times x \times \tan(\alpha)}{\pi \times Z}\right)$	
3	Espessura do cordão	sj	$Z \times m \times \sin(\theta)$	
4	Altura do cordão	hj	$\frac{Z \times m}{2} \times (1 - \cos(\theta)) + ha$	

A medição da espessura do cordão em engrenagens helicoidais deve ser feita no plano normal ao dente, conforme as seguintes equações:

Tabela 12 - Equações para espessura do cordão em engrenagens de dente helicoidal

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo
1	Espessura circular normal	sn	$\left(\frac{\pi}{2} + 2 \times xn \times \tan(\alpha n)\right) mn$	m=5 α=20° β=25° Z=16 X=+0.2 ha=6.000 sn=8.5819 Zv=21.4928 θv=4.5755° sj=8.5728 hj=6.1712
2	Nº de dentes equivalente a uma engr. de dente reto	Zv	$\frac{Z}{\cos^3(\beta)}$	
3	Metade do angulo do dente no dia. Primitivo	θv	$\frac{90}{Z} + \left(\frac{360 \times xn \times \tan(\alpha n)}{\pi \times Zv}\right)$	
4	Espessura do cordão	sj	$Zv \times mn \times \sin(\theta v)$	
5	Altura do cordão	hj	$\frac{Zv \times mn}{2} \times (1 - \cos(\theta v)) + ha$	

3.11.2 Medição da distância entre “Zm” dentes

Este método de medição é o mais utilizado por ser simples e rápido, consiste na medição da distância entre “k” dentes na engrenagem e utiliza-se um paquímetro normal ou um micrómetro de discos.

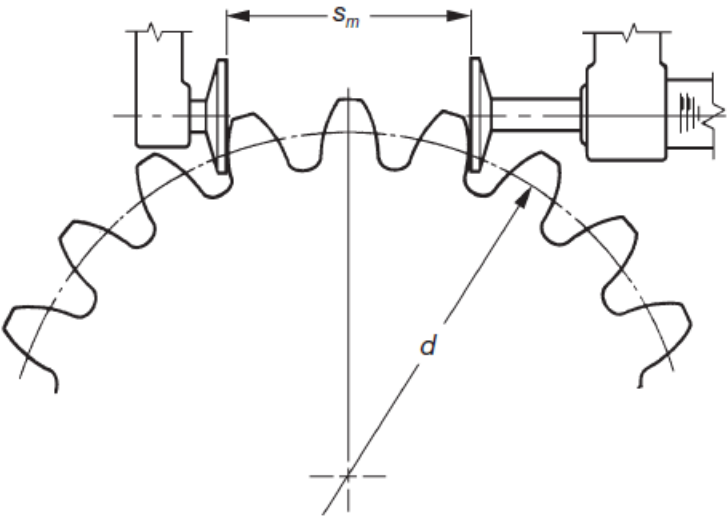


Figura 55 – Medição entre Zm dentes

Tabela 13 – Equações para a distância entre “Zm” dentes em engrenagens de dente reto

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo
1	Nº de dentes a medir	Zm	$Zmth = Z \times K(f) + 0.5$ Ver Nota. Escolher o valor natural mais próximo de Zmth	m=3 $\alpha=20^\circ$ Z=24 X=+0.4 Zmth=3.787 Zm=4
2	Distancia	Sm	$m \cos(\alpha) [\pi(Zm - 0.5) + Z \operatorname{inv}(\alpha)] + 2x \times m \sin(\alpha)$	Sm=32.826

Nota:

$$K(f) = \frac{1}{\pi} [\sec(\alpha) \times \sqrt{(1 + 2f)^2 - \cos^2(\alpha)} - \operatorname{inv}(\alpha) - 2f \times \tan(\alpha)]$$

$$f = \frac{Xn}{Z}$$

Ao efetuar este tipo de medição em engrenagens helicoidais e devido ao facto de se ter que medir no plano normal ao dente, existe uma largura mínima da engrenagem para que seja possível efetuar a medição, como demonstra a equação:

$$b_{min} = S_m \times \sin(\beta_b) + (\Delta b)$$

Onde β_b é o ângulo da hélice no cilindro de base

$$\beta_b = \sin^{-1}(\sin(\beta) \times \cos(\alpha_n))$$

Podemos estabelecer $\Delta b > 3mm$ para garantirmos uma medição estável.

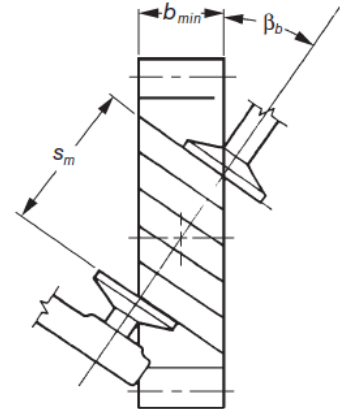


Figura 56 – Medição em Z_m dentes em dentado helicoidal

Tabela 14 - Equações para a distância entre “ Z_m ” dentes em engrenagens de dente reto

No.	Designação	Símbolo	Formula	Exemplo
1	Nº de dentes a medir	Z_m	$Z_{mth} = Z \times K(f, \beta) + 0.5$ Ver Nota. Escolher o valor natural mais próximo de Z_{mth}	$m_n=3$ $\alpha_n=20^\circ$ $\beta=25^\circ$ $Z=24$ $X=+0.4$ $\alpha_t=21.88^\circ$ $Z_{mth}=4.63$ $Z_m=5$ $S_m=42.00$
2	Distancia	S_m	$m_n \cos(\alpha_n) [\pi(Z_m - 0.5) + Z \operatorname{inv}(\alpha_t)]$ $+ 2x_n \times m_n \sin(\alpha_n)$	

Nota:

$$K(f, \beta) = \frac{1}{\pi} \left[\left(1 + \frac{\sin^2(\beta)}{\cos^2(\beta) + \tan^2(\alpha_n)} \right) \times \sqrt{(\cos^2(\beta) + \tan^2(\alpha_n))(\sec(\beta) + 2f)^2 - 1} \right. \\ \left. - \operatorname{inv}(\alpha_t) - 2f \times \tan(\alpha_n) \right]$$

$$f = \frac{X_n}{Z}$$

3.11.3 Medição sobre cavilhas ou esferas

Como é representado na fig. 56, este método de medição é feito através da utilização de esferas ou cavilhas inseridas entre espaços de dentes opostos, para um número de dentes par, e entre espaços de dentes o mais afastados possível, para um numero de dentes impar.

Este processo é o segundo mais utilizado, principalmente em engrenagens helicoidais finas, onde a medição em “Zm” dentes cai fora do flanco de medição.

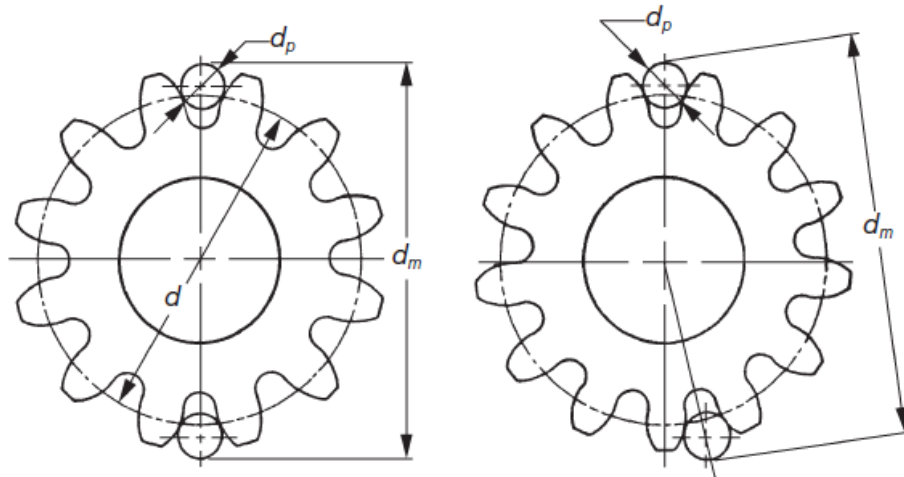


Figura 57 – Medição sobre cavilhas ou esferas (esq. Nº de dentes par; dir. Nº de dentes impar)

Na medição da engrenagem, o diâmetro da cavilha ou esfera precisa de ser calculado de forma à medição externa ser superior ao diâmetro externo. O valor ideal a usar seria o que pudesse ser colocado no ponto de contacto (ponto tangente), na cavilha e no dente, no raio primitivo. No entanto este valor não é um requisito necessário.

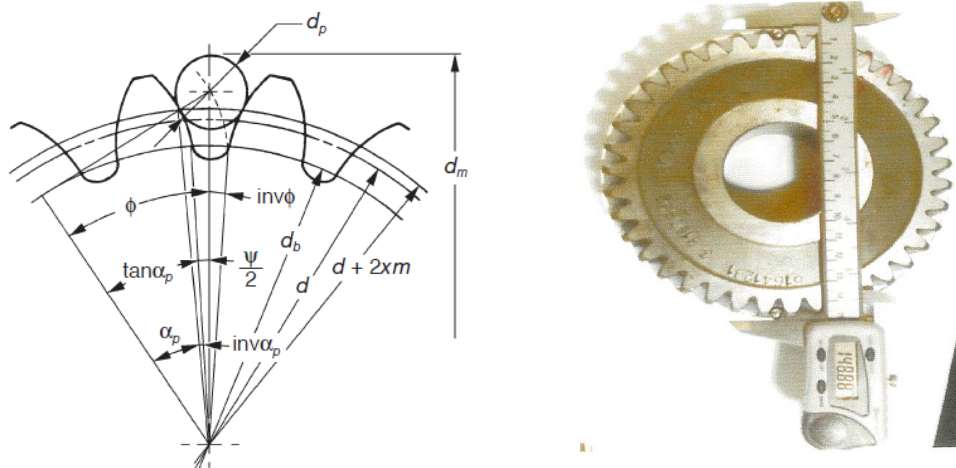


Figura 58- Medição do diâmetro sobre cavilhas ou esferas

Tabela 15 - Equações para a medição da distância sobre cavilhas ou esferas em engrenagens de dente reto

No	Designação	Símb.	Formula	Exemplo
1	Metade do espaço do angulo do dente no círculo de base	$\frac{\psi}{2}$	$\left(\frac{\pi}{2Z} - inv(\alpha)\right) - \frac{2x \times \tan(\alpha)}{Z}$	m=1 $\alpha=20^\circ$ Z=20 X=0 $\frac{\psi}{2} = 0.0636$ $\alpha_v=20^\circ$ $\phi=0.4276$ di=1.724 da=1.7 inv(ϕ)=0.0268 $\phi=24.135^\circ$ dm=22.294
2	Ang. de pressão no ponto em que a cavilha é tangente à superfície do dente	αp	$\cos^{-1} \left[\frac{Z \times m \times \cos(\alpha)}{(Z + 2x)m} \right]$	
3	Ang. de pressão no centro da cavilha	ϕ	$\tan(\alpha p) + \frac{\psi}{2}$	
4	Diâmetro ideal para a cavilha	di	$Z \times m \times \cos(\alpha) \times \left(inv(\phi) + \frac{\psi}{2} \right)$	
5	Diâmetro atual	da	Ver nota	
6	Função envolvente	inv(ϕ)	$\frac{da}{m \times Z \times \cos(\alpha)} - \frac{\pi}{2Z} + inv(\alpha) + \frac{2x \times \tan(\alpha)}{Z}$	
7	Ang. de pressão no centro da cavilha	ϕ	Encontrar pela tabela das envolventes	
8	Distância entre cavilhas	dm	Z par: $\frac{Z \times m \times \cos(\alpha)}{\cos(\phi)} + da$ Z impar: $\frac{Z \times m \times \cos(\alpha)}{\cos(\phi)} \times \cos\left(\frac{90^\circ}{Z}\right) + da$	

Nota:

As unidades de $\frac{\psi}{2}$ e ϕ estão em radianos

Escolher um valor do diâmetro da cavilha ou esfera atual "da", o mais próximo possível do diâmetro ideal "di".

Tabela 16- Equações para a medição da distância sobre cavilhas ou esferas em engrenagens helicoidais

No	Designação	Símb.	Formula	Exemplo
1	Nº de dentes equivalentes a uma engrenagem de dente direito	Z_v	$\frac{Z}{\cos^3(\beta)}$	m=1 $\alpha=20^\circ$ $Z=20$ $\beta=15^\circ$ $X=+0.4$ $Z_v=22.192$ $\frac{\psi}{2}=0.04275$ $\alpha_v=24.91^\circ$ $\phi_v=0.507$ $d_i=1.902$ $d_a=2$ $\alpha_t=20.647^\circ$ $\text{inv}(\phi)=0.0589$ $\phi=30.8534$ $d_m=24.57$
2	Metade do espaço do angulo do dente no círculo de base	$\frac{\psi_v}{2}$	$\left(\frac{\pi}{2Z_v} - \text{inv}(\alpha_n)\right) - \frac{2xn \times \tan(\alpha_n)}{Z_v}$	
3	Ang. de pressão no ponto em que a cavilha é tangente à superfície do dente	α_v	$\cos^{-1} \left[\frac{Z_v \times \cos(\alpha_n)}{(Z_v + 2xn)} \right]$	
4	Ang. de pressão no centro da cavilha	ϕ_v	$\tan(\alpha_v) + \frac{\psi_v}{2}$	
5	Diâmetro ideal para a cavilha	d_i	$Z_v \times mn \cos(\alpha_n) \times \left(\text{inv}(\phi_v) + \frac{\psi_v}{2} \right)$	
6	Diâmetro atual	d_a	Ver nota	
7	Função envolvente	$\text{inv}(\phi)$	$\frac{d_a}{mn Z \times \cos(\alpha_n)} - \frac{\pi}{2Z} + \text{inv}(\alpha_t) + \frac{2xn \times \tan(\alpha_n)}{Z}$	
8	Ang. de pressão no centro da cavilha	ϕ	Encontrar pela tabela das envoltentes	
9	Distância entre cavilhas	d_m	Z par: $\frac{Z \times mn \times \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta) \cos(\phi)} + d_a$ Z impar: $\frac{Z \times mn \times \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta) \cos(\phi)} \times \cos\left(\frac{90^\circ}{Z}\right) + d_a$	

Nota:

As unidades de $\frac{\psi}{2}$ e ϕ estão em radianos

Escolher um valor do diâmetro da cavilha ou esfera atual "da", o mais próximo possível do diâmetro ideal "di".

3.11.4 Determinação da Folga e Tolerância de Fabrico

A tabela 17, conforme a norma DIN 3967, faz referência aos valores de “Awo” (folga mínima) e “Awu” (folga máxima) da medida “Sm” em um engrenamento externo, os valores são sempre válidos para um engrenamento reto e de acordo com o módulo e diâmetro externo.

Para engrenagens helicoidais os valores de “Awo e Awu” devem ser multiplicados pelo fator $\cos(\beta)$

Tabela 17 – Folga de engrenamento e tolerância de maquinação

Diâmetro externo								
Mn	>10 a 50	>50 a 125	>125 a 280	>280 a 560	>560 a 1000	>1000 a 1600	>1600 a 2500	>2500 a 4000
>1 a 2	68-152	75-169	83-177	94-188	105-210	-	-	-
>2 a 3.55	75-169	83-186	94-188	105-210	120-225	135-237	-	-
>3.55 a 6	83-186	94-211	105-210	120-241	135-250	150-263	169-296	-
>6 a 10	94-211	105-237	120-271	135-285	150-301	169-320	188-329	210-368
>10 a 16	-	120-271	135-304	150-338	169-339	188-376	210-390	237-414
>16 a 25	-	-	188-376	211-423	235-450	263-474	296-474	334-534
>25 a 40	-	-	211-423	235-450	263-474	296-533	334-534	376-601

Tabela 18 – Equações para determinação da folga

Sistema de medição	Dente reto	Dente helicoidal
Espessura do Cordão	$Sj - Folga(Awu, Awo)$	$Sj - (\cos(\beta) \times Folga(Awu, Awo))$
Distancia entre “Zm” dentes	$Sm - Folga(Awu, Awo)$	$Sm - (\cos(\beta) \times Folga(Awu, Awo))$
Medida sobre cavilhas ou esferas	$Z \text{ Par: } dm - \frac{Folga(Awu, Awo)}{\sin(\phi)}$ $Z \text{ Impar: } dm - \frac{Folga(Awu, Awo)}{\sin(\phi)} \times \cos\left(\frac{90}{Z}\right)$	$Z \text{ Par: } dm - \frac{Folga(Awu, Awo) \times \cos(\beta)}{\sin(\phi)}$ $Z \text{ Impar: } dm - \frac{Folga(Awu, Awo) \times \cos(\beta)}{\sin(\phi)} \times \cos\left(\frac{90}{Z}\right)$

4 Projeto

4.1 Introdução

Ao longo deste estágio foram muitos os temas abordados, e efetuadas melhorias notáveis nos processos de fabrico de engrenagens, Devido à complexidade e diversidade de projetos realizados, seria impossível compilar toda a informação de maneira detalhada neste relatório, portanto irei apenas explicar o projeto que mais vantagens trouxe à empresa acolhedora.

O projeto baseia-se na criação de uma folha de cálculo em excel, baseada em todos os fundamentos teóricos anteriormente mencionados sobre as engrenagens cilíndricas de dente reto e helicoidal. Este projeto teve como objetivos principais o cálculo e recolha dos elementos dimensionais das engrenagens, possibilitando assim a obtenção de todos os valores necessários ao fabrico de forma rápida e fácil para qualquer trabalhador da empresa.

4.2 Análise dos problemas existentes no processo de retificação e de reprodução de engrenagens

O processo de retificação de engrenagens desgastadas ou danificadas é um processo antigo e utilizado principalmente em engrenagens de grande dimensão onde o custo de fabrico de uma peça nova é muito elevado. Esta técnica baseia-se no princípio das engrenagens corrigidas, em que, alterando as dimensões das engrenagens, se consegue manter a mesma relação de velocidade e o mesmo entre eixos de trabalho.

Neste tipo de trabalho é retificada a engrenagem de maior dimensão (Roda) e fabricada posteriormente uma nova engrenagem (Pinhão) com dimensões alteradas de forma a garantir um bom engrenamento no entre eixos de trabalho.

A grande dificuldade que se enfrenta neste tipo de trabalhos é encontrar os valores finais da roda retificada e definir os novos valores dimensionais a atribuir ao pinhão para se garantir o bom funcionamento no entre eixos de trabalho.

Antes da minha integração na empresa este processo era complicado e demorado, pois efetuava-se um calculo manual com umas formulas pouco precisas para a determinação das dimensões do Pinhão, e depois experimentalmente, durante a fresagem dos dentes do Pinhão engrenava-se a roda e media-se o entre eixos, até encontrar o valor correto.



Figura 59 – Retificação de Engrenagens Módulo 18

Quando um trabalho de reprodução de uma engrenagem danificada é solicitado, existe normalmente a dificuldade de retirar da peça as suas dimensões originais, devido ao facto de esta apresentar elevado desgaste dos dentes, ou mesmo da inexistência dos mesmos. Logo todas as cotas iniciais da peça estão perdidas

Nos casos em que as dimensões originais da engrenagem estão bastante danificadas e não podem ser medidas na peça, nem possuem um desenho do fabricante, é necessário uma análise mais cuidada. Sendo necessário recolher o máximo de elementos possíveis referentes à engrenagem par, à caixa redutora e ou elemento de máquina em que as engrenagens trabalham. Com esses elementos torna-se mais fácil recriar o projeto original e definir as dimensões das engrenagens.

De qualquer das formas existe sempre o problema de o cálculo dimensional das engrenagens ser feito de forma manual, o que torna o processo mais demorado e sujeito a erros.

Outro dos problemas encontrados era quando se tratava de engrenagens corrigidas (que são bastante usuais), e ou com ângulos de hélice fora do normal (valores arredondados), as medidas deixam de ser standard, logo não existem tabelas de consulta rápida para o trabalhador fazer o controlo dimensional do dentado conforme as tolerâncias corretas de engrenamento.

4.2.1 Parâmetros fundamentais

Para se produzir corretamente uma engrenagem é fundamental conhecer os seguintes valores dimensionais:

- Diâmetro externo
- Modulo
- Nº de dentes
- Angulo de hélice
- Distancia entre Zm dentes (controlo dimensional do dentado)

Deste modo, o processo de análise de uma engrenagem danificada começa por se medir estes valores. Quando esses parâmetros não são possíveis de medir na peça, é necessário conhecer outros valores inerentes à engrenagem para que se a consiga redesenhar.

Normalmente os valores com mais dificuldade de medir são o diâmetro externo e a distancia entre Zm dentes, e quando isso acontece é preciso saber qual é o entre eixos de trabalho das engrenagens e se for só para fabricar uma engrenagem do par de engrenamento, é necessário fazer as medições na engrenagem par, para encontrar os valores de correção utilizados e calcular os respetivos valores para a engrenagem a fabricar.

4.3 Criação de folha de cálculo para Engrenagens em Excel

A folha de cálculo foi baseada na informação teórica explicada no capítulo anterior e é possível calcular-se todos os elementos dimensionais de qualquer engrenagem cilíndrica de dente reto ou helicoidal. É também possível efetuar o cálculo do valor de correção total a atribuir as engrenagens conhecendo-se os valores do módulo, angulo pressão, nº de dentes, angulo de hélice e entre eixos.

Cálculo e Controlo Dimensional de Engrenagens



Cálculo de Rodas de dente a direito

		Pinhão	Roda
Modulo	m	3	
Angulo de Pressão	α	20	
Numero de dentes	Z	480	55
Factor de correcção minimo para prevenir interferencia		-27,075	-2,217
Coefficiente de Correcção	x	0	0,5035
Função Envolvente	inv α_w	0,016	
Ang de pressão de Trabalho	α_w	20,29	
Distância entre eixos sem correcção	a	802,50	
Factor de correcção entre eixos	y	0,50	
Distância entre eixos com correcção	ax	804,00	
Diametro primitivo	d	1440,00	165,00
Diametro da base	db	1353,16	155,05
Diametro de trabalho	dw	1442,69	165,31
Altura da Cabeça	h a	2,99	4,50
Altura total	h	6,74	
Diametro Externo	d e	1445,98	174,00
Diametro do Fundo	d f	1432,50	160,52

Descobrir o coeficiente de correcção sabendo o entre eixos e nº de dentes		
	pinhao	Roda
Nº dentes	480	55
modulo	3	
Ang pressão	20	
Entre eixos	804	
Soma das Correcções	0,5035	

Nota: O factor de correcção é a diferença entre o entre-eixos teórico e o entre-eixos real a dividir pelo modulo

Controlo Dimensional

Medição do Dente (Singular)

		Pinhao	Roda
Altura do Cordão	hj	2,993077	4,5509
Espessura do Cordão	sj	5,810741	5,81074

Medição através do Ek

		Pinhao	Roda
Nº de dentes a medir	k	54	7
Distância Zm entre "k" dentes	Zm s/ Folga	493,99	60,91
	Zm max	493,85	60,82
	Zm min	493,75	60,72

Medição através de cavilhas

		Pinhao	Roda
Diâmetro ideal da cavilha		5,02	5,35
Diâmetro da cavilha utilizado		17	16
Distância entre Cavilhas		1490,96	207,04

Eng. Eduardo Cardoso

Figura 60- Folha de cálculo Excel para dente a direito

Cálculo e Controlo Dimensional de Engrenagens



Cálculo de Rodas de dente Helicoidal																										
		Pinhão		Roda																						
Nº de dentes	z	60		200																						
Sentido da Helice		Esquerda		Direita																						
Modulo normal	Mn		1,75																							
Ang. Pressão normal	α_n		20º																							
Ang. Da Helice	β		15,00º																							
Coeficiente de Correção	Xn	0		0																						
Largura	L		38																							
Ang de Pressão Radial	α_t		20,65																							
Modulo Radial	Mt		1,81																							
Coef. De Correção Radial	Xt	0		0																						
Função envolvente	INV α_{wt}		0,02																							
Ang. De pressão de trabalho Radial	α_{wt}		20,65																							
Distância entre-eixos sem correcção	a		235,53																							
Factor de incremento dos entre-eixos	y		0,00																							
Entre-eixos Real	ax		235,53																							
Diâmetro primitivo virtual	d	108,70		362,35																						
Diâmetro da base	db	101,72		339,07																						
Diâmetro primitivo de trabalho	ha1	108,70		362,35																						
Altura da cabeça	ha2	1,75		1,75																						
Altura total do dente	h		3,94																							
Diâmetro externo	da	112,20		365,85																						
Diâmetro do fundo	dt	104,33		357,97																						
Descobrir o coeficiente de correcção sabendo o entre eixos e nº de dentes <table><tr><td></td><td>pinhao</td><td>Roda</td></tr><tr><td>Nº dentes</td><td>12</td><td>60</td></tr><tr><td>modulo n</td><td>3</td><td></td></tr><tr><td>Ang pressão</td><td>20</td><td></td></tr><tr><td>Ang. Helice</td><td>30</td><td></td></tr><tr><td>Entre eixos</td><td>125</td><td></td></tr><tr><td>Soma das correcções</td><td>0,09809</td><td></td></tr></table> Nota: O factor de correcção é a diferença entre o entre-eixos teórico e o entre-eixos real a dividir pelo modulo							pinhao	Roda	Nº dentes	12	60	modulo n	3		Ang pressão	20		Ang. Helice	30		Entre eixos	125		Soma das correcções	0,09809	
	pinhao	Roda																								
Nº dentes	12	60																								
modulo n	3																									
Ang pressão	20																									
Ang. Helice	30																									
Entre eixos	125																									
Soma das correcções	0,09809																									

Controlo Dimensional					
Medição do Dente (Singular)					
		Pinhao		Roda	
Altura do Cordão		1,77		1,75	
Espessura do Cordão		2,75		2,75	
Medição através do Ek (Sistema Normal)					
		Pinhao		Roda	
Nº de dentes a medir	k	8		25	
Distância Zm entre "k" dentes	Zm s/ Folga	40,37		131,98	
	Zm max	40,30		131,89	
	Zm min	40,21		131,80	
Largura min. para medir através do Ek	L min	12,82		35,10	
Medição através de cavilhas					
		Pinhao		Roda	
Diâmetro ideal da cavilha	d c i	2,95		2,93	
Diâmetro da cavilha utilizado	d c	20		6	
Distância entre Cavilhas	d s/folga	160,71		377,572	
	d max	160,60		377,35	
	d min	160,47		377,13	
	Z = Par			Z = Par	

Eng. Eduardo Cardoso

Figura 61 – Folha de cálculo Excel para dente helicoidal

4.3.1 Instruções de uso

Esta folha de cálculo é de simples utilização, tendo todas as células de input sinalizadas a Azul claro e os valores mais importantes para o processo de fabrico sinalizados a laranja. A folha de cálculo encontra-se protegida do utilizador, estando apenas disponível para alteração as células com os valores de input.

Para se efetuar um novo cálculo o utilizador necessita de preencher todas as células a Azul claro (excetuando as células do quadro “descobrir o coeficiente de correção...” se não for necessário efetuar esse cálculo), selecionando cada uma das células e introduzindo o valor pretendido. Automaticamente todos os valores serão calculados e apresentados ao utilizador.

No caso de ser necessário uma medição sobre cavilhas, o valor introduzido na célula em azul claro deve ser o diâmetro de cavilhas disponível mais próximo do valor indicado na célula anterior “Diâmetro ideal da cavilha”

4.4 Vantagens

As vantagens da utilização desta folha de cálculo são diversas:

- Rapidez de cálculo.
- Eliminação de erros humanos durante o cálculo manual.
- Possibilidade do trabalhador verificar rapidamente e autonomamente as tolerâncias de fabrico, em engrenagens com números de dentes elevados, com correção e ou com ângulos de hélice não normalizados.
- Possibilidade de jogar com os valores do coeficiente de correção até encontrar as dimensões desejadas.
- Descobrir o Coeficiente de correção das engrenagens para satisfazer um entre eixos de trabalho.
- Descobrir o Coeficiente de correção na retificação de uma engrenagem através da medida entre Z_m dentes final e encontrar os valores dimensionais do novo Pinhão a fabricar.

Com todas estas vantagens consegue-se diminuir bastante o tempo do processo de fabrico das engrenagens, e ao mesmo tempo uma melhoria no controlo dimensional do dentado.

4.5 Exemplos de aplicação

4.5.1 Retificação de um conjunto de engrenagens danificadas devido a desgaste e mau uso.



Figura 62- Conjunto de engrenagens danificadas para retificar

Neste caso a Roda encontrava-se com dentado bastante ferido, derivado de o pinhão ter partido fragmentos dos dentes durante o processo de trabalho, e com o engrenamento constante com a roda, danificou o seu dentado.

Devido ao elevado custo de fabrico total da roda dentada, foi decidido retificar o dente da roda até eliminar todos os sulcos de desgaste existentes no dente, e seguindo-se da produção de um novo veio carroto corrigido de forma a garantir o entre eixos de trabalho correto.

Como estas engrenagens não possuíam um desenho do fabricante foi efetuado um de controlo dimensional para se conhecerem os parâmetros originais, nomeadamente do módulo, distância Z_m entre k dentes, da hélice de inclinação do dente, diâmetros exteriores, coeficientes de correção, e do entre eixos teórico de trabalho. Todos os valores medidos apontavam para um entre eixos de engrenamento de 508,5 mm, medida fundamental para realizar o trabalho de retificação.

Posteriormente foi pedido ao cliente para medir o entre eixos de trabalho real na máquina, o qual confirmou o valor de 508,5.



Figura 63 – Leitura do Angulo de Hélice da Roda através de uma suta



Figura 64 – Medição do diâmetro externo da Roda



Figura 65 – Medição do Diametro externo do Pinhão



Figura 66 – Medição do entre eixos de funcionamento das Engrenagens



Figura 67 – Medição da distância Z_m entre “k” dentes no Pinhão



Figura 68 – Medição da distância Z_m entre “k” dentes na Roda

Tabela 19 – Valores Obtidos por medição nas engrenagens

	Pinhão	Roda
Modulo	5.5	
Nº de dentes	19	160
Angulo da hélice	13°	
Diâmetro externo	122.3	916.5
Entre eixos	508.55	
Distância Zm entre “k” dentes	K=3 Zm = 43.5	K=20 Zm = 330.5

Tabela 20 – Comparação dos valores medidos e calculados

	Valores medidos		Valores calculados	
	Pinhão	Roda	Pinhão	Roda
Modulo	5.5		5.5	
Nº de dentes	19	160	19	160
Angulo da hélice	13°		13°	
Fator de correção			0.384	0.23
Diâmetro externo	122.3	916.5	122.32	916.53
Entre eixos	508.5		508.5	
Distância Zm entre “k” dentes	K=3 Zm = 43.5	K=20 Zm = 330.5	K=3 Zm max=43.52 Zm min=43.41	K=20 Zm max=330.62 Zm min=330.51

Como é visível na tabela anterior os valores medidos e valores calculados são muito semelhantes, desta forma confirmamos a precisão dos cálculos e podemos seguir de forma segura para a retificação do dente da Roda.

Cálculo e Controlo Dimensional de Engrenagens



Cálculo de Rodas de dente Helicoidal					
		Pinhão		Roda	
Nº de dentes	z	19		160	
Sentido da Helice		Esquerda		Direita	
Modulo normal	Mn		5,5		
Ang. Pressão normal	α_n		20º		
Ang. Da Helice	β		13,00º		
Coeficiente de Correção	Xn	0,384		0,23	
Largura	L		73		
Ang de Pressão Radial	α_t		20,48		
Modulo Radial	Mt		5,64		
Coef. De Correção Radial	Xt	0,37416		0,22411	
Função envolvente	INV awt		0,02		
Ang. De pressão de trabalho Radial	awt		21,46		
Distância entre-eixos sem correção	a		505,20		
Factor de incremento dos entre-eixos	y		0,60		
Entre-eixos Real	ax		508,50		
Diâmetro primitivo virtual	d	107,25		903,15	
Diâmetro da base	db	100,47		846,05	
Diâmetro primitivo de trabalho	ha1	107,95		909,05	
Altura da cabeça	ha2	7,54		6,69	
Altura total do dente	h		12,30		
Diâmetro externo	da	122,32		916,53	
Diâmetro do fundo	dt	97,72		891,93	

Descobrir o coeficiente de correção sabendo o entre eixos e nº de dentes		
	pinhao	Roda
Nº dentes	19	160
modulo n	5,5	
Ang pressão	20	
Ang. Helice	13	
Entre eixos	508,5	
Soma das correções	0,61409	

Nota: O factor de correção é a diferença entre o entre-eixos teórico e o entre-eixos real a dividir pelo modulo

Controlo Dimensional					
Medição do Dente (Singular)					
		Pinhao		Roda	
Altura do Cordão		7,77		6,71	
Espessura do Cordão		10,16		9,56	
Medição através do Ek (Sistema Normal)					
		Pinhao		Roda	
Nº de dentes a medir	k	3		20	
Distância Zm entre "k" dentes	Zm s/ Folga	43,61		330,75	
	Zm max	43,52		330,62	
	Zm min	43,41		330,51	
Largura min. para medir através do Ek	L min	12,22		72,92	
Medição através de cavilhas					
		Pinhao		Roda	
Diâmetro ideal da cavilha	d c i	10,52		9,28	
Diâmetro da cavilha utilizado	d c	20		6	
Distância entre Cavilhas	d s/folga	152,37		905,428	
	d max	152,23		905,04	
	d min	152,06		904,71	
	Z = Par			Z = Par	

Eng. Eduardo Cardoso

Figura 69 – Cálculo para verificação dos valores dimensionais das Engrenagens a retificar

A máquina (LIEBHERR) fresadora de engrenagens por fresa mãe foi configurada para fresar esta roda e foi alinhado o dente da Fresa com o dente da engrenagem a retificar.

Foi-se dando passagens sucessivas até todos os sulcos e marcas de desgaste desaparecerem, e ficar com um dentado livre de imperfeições.

Após de ter a roda terminada, foi medida a distância Z_m entre 20 dentes (313.25 mm) e feito novamente o cálculo dimensional, de modo a encontrar o valor de correção atual através do Z_m atual. Dessa forma é possível atribuir o valor de correção restante ao novo pinhão a fabricar.

Com todos os novos valores encontrados iniciou-se o torneamento do novo Pinhão corrigido com um dia. Externo de 125.5 mm e foi torneado o diâmetro externo da roda para o valor correto (913.4 mm) da correção utilizada.

Cálculo e Controlo Dimensional de Engrenagens



Cálculo de Rodas de dente Helicoidal					
		Pinhão		Roda	
Nº de dentes	z	19		160	
Sentido da Helice		Esquerda		Direita	
Modulo normal	Mn		5,5		
Ang. Pressão normal	α_n		20º		
Ang. Da Helice	β		13,00º		
Coeficiente de Correção	Xn	0,67		-0,056	
Largura	L		73		
Ang de Pressão Radial	α_t		20,48		
Modulo Radial	Mt		5,64		
Coef. De Correção Radial	Xt	0,65283		-0,05456	
Função envolvente	INV α_{wt}		0,02		
Ang. De pressão de trabalho Radial	α_{wt}		21,46		
Distância entre-eixos sem correção	a		505,20		
Factor de incremento dos entre-eixos	y		0,60		
Entre-eixos Real	ax		508,50		
Diâmetro primitivo virtual	d	107,25		903,15	
Diâmetro da base	db	100,47		846,05	
Diâmetro primitivo de trabalho	ha1	107,95		909,05	
Altura da cabeça	ha2	9,11		5,12	
Altura total do dente	h		12,30		
Diâmetro externo	da	125,47		913,38	
Diâmetro do fundo	dt	100,87		888,78	

Descobrir o coeficiente de correção sabendo o entre eixos e nº de dentes		
	pinhao	Roda
Nº dentes	19	160
modulo n	5,5	
Ang pressão	20	
Ang. Helice	13	
Entre eixos	508,5	
Soma das correções	0,61409	

Nota: O factor de correção é a diferença entre o entre-eixos teórico e o entre-eixos real a dividir pelo modulo

Controlo Dimensional

Medição do Dente (Singular)			
		Pinhão	Roda
Altura do Cordão		9,39	5,13
Espessura do Cordão		11,30	8,42

Medição através do Ek (Sistema Normal)			
		Pinhao	Roda
Nº de dentes a medir	k	4	19
Distância Zm entre "k" dentes	Zm s/ Folga	60,93	313,44
	Zm max	60,82	313,31
	Zm min	60,72	313,20
Largura min. para medir através do Ek	L min	15,88	69,26

Medição através de cavilhas			
		Pinhão	Roda
Diâmetro ideal da cavilha	d c i	11,63	9,21
Diâmetro da cavilha utilizado	d c	20	6
Distância entre Cavilhas	d s/folga	154,034	902,137
	d max	153,88	901,74
	d min	153,73	901,40
	Z = Par		Z = Par

Eng. Eduardo Cardoso

Figura 70 – Cálculo dos novos valores de correção



Figura 71 – Retificação do dentado da roda



Figura 72 – Medição da distância Z_m após retificação da roda



Figura 73 – Fresagem do novo pinhão corrigido



Figura 74 – Controlo da medida Z_m do novo pinhão



Figura 75 – Veio carreto original danificado e o novo pinhão corrigido

Devido à urgência do serviço e à necessidade do cliente meter a máquina em funcionamento o mais rápido possível a Roda retificada foi entregue para montagem antes de o Pinhão estar acabado, o que impossibilitou a confirmação dentro da empresa da medida do entre eixos de trabalho engrenando a roda no pinhão de forma experimental.

Neste caso confiamos apenas nas medidas calculadas pela folha de excel e foi possível reduzir bastante os tempos de produção, assim como garantir uma maior fiabilidade e rigor na folga de engrenamento apenas medindo a medida Z_m do pinhão.

O cliente apos montagem completa das engrenagens na máquina verificou que tudo estava correto e que o engrenamento era suave, respeitando as folgas aconselhadas.

5 Outros trabalhos realizados

Os trabalhos realizados durante este estágio foram principalmente relacionados com as engrenagens, no entanto houve muitos trabalhos em que estive envolvido, passando pela parte do projeto, desenho, análise de peças, reparação, reconstrução, contato com os clientes, fornecedores, etc.

Como a AGS é uma empresa metalomecânica virada para a manutenção industrial, os trabalhos que aparecem são únicos, sempre diferentes e desafiantes. Constantemente encontramos problemas de difícil resolução e é isso que me dá mais motivação e vontade de trabalhar em busca de uma solução. É aí que os conhecimentos de engenharia e a criatividade são postos em prova.

De seguida irei fazer uma curta referência a alguns projetos realizados e trabalhos acompanhados durante o período de estágio.

5.1 Gleason 16

A Gleason 16 é uma máquina de talhar engrenagens de espiral cônica, que usa um sistema de corte diferente do conhecido e utilizado na AGS através das máquinas Klingelnberg (sistema Palloid), este sistema da Gleason possibilita fabricar quase todos os tipos de engrenagens de espiral cônica por ser possível talhar qualquer valor de módulo.

A máquina tinha sido adquirida à alguns anos, mas que nunca tinha trabalhado devido à falta de conhecimentos sobre a máquina e sobre todo o processo de corte. Foi-me pedido para estudar a máquina e tentar mete-la em produção.

Foi iniciada a investigação sobre todo o processo e consegui adquirir algumas informações e livros de instruções (pouco completos), através de vendedores de máquinas usadas em Itália e fabricantes de ferramentas de corte na Polónia.

Com essa escassa informação obtida estudei todo o processo e tirei as minhas próprias conclusões, através de experiências feitas na máquina. Devido à complexidade de geometria do dentado e das muitas regulações possíveis na máquina, foi criada uma folha de cálculo em Excel onde rapidamente todos os cálculos são feitos e identificadas as ferramentas de corte

aconselhadas e as disponíveis, as configurações a efetuar na máquina e detalhes sobre as dimensões para torneamento da peça.

Como este sistema de corte é mais vocacionado para a produção em serie, cada conjunto de engrenagens necessita de uma ferramenta de corte diferente, o que torna este sistema mais difícil para quando se trata de manutenção industrial, onde é fabricado conjuntos singulares e diferentes, pois é impossível para cada conjunto adquirir uma ferramenta de corte.

Não usando a ferramenta ideal para o conjunto de engrenagens, origina alguns erros no perfil do dente, nomeadamente no posicionamento do toque nos dentes durante o engrenamento.

Devido a esses erros foi também criado umas instruções rápidas para o operador corrigir o perfil do dentado na configuração da máquina.

Depois de ter os processos todos definidos, dei formação sobre a máquina e do processo de fabrico a 2 trabalhadores da empresa, que de momento já têm autonomia para produzir sozinhos engrenagens de espiral cónica na Gleason 16.

O processo é ainda demorado e trabalhoso, mas a experiencia também é reduzida, contudo está a evoluir-se de forma gradual e bastante positiva.

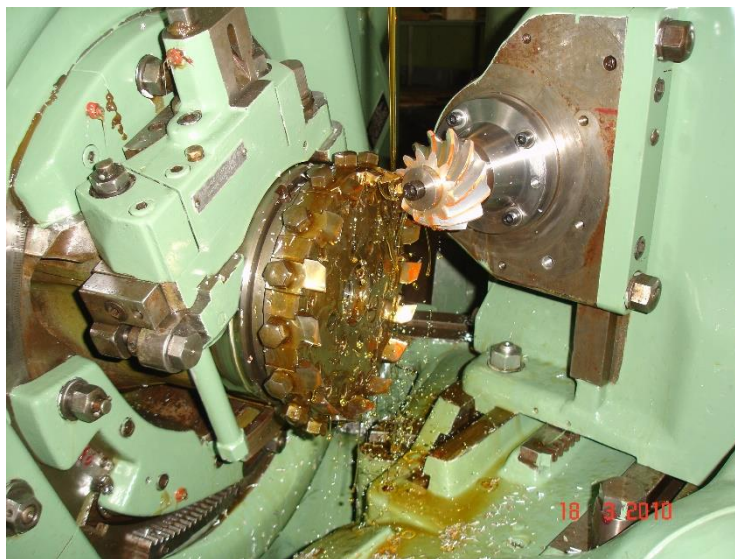


Figura 76 – Gleason 16



Gleason 16 - Engrenagens Cônicas Helicoidais

Introdução de dados para cálculo		Cliente:		Data: 18/01/2014	
Nº dentes Pinhão	25	Dia. Fresa max.	12,9"	Nº dentes Roda	25
Modulo	5	Dia. Fresa mi	9,8"	Largura do dente	26
Largura max aconselhada	26,5	Dia. Fresa disponível	12,0"	Nº Lâminas Calculado	6,3
Ang. Pressão	20	Nº Lâminas Disponível	6,5	Hélice do Pinhão	Direita
Ang. Dos eixos	45	Entrar sobre espessura	0	Largura de pontas calc.	0,09
Folga permitida	0,12 - 0,17	Largura de pontas disp.	0,060"		
Ang. Da Espiral	35				
Dados da Ferramenta de Corte					
Diâmetro do prato	Número do cortador	Largura das lâminas	Internas	Externas	
12,0"	6,5	1,524 mm	21,08°	18,92°	
Montagem da Máquina					
Diferencial	0,871042		Rodas:		
RPM calculado	52	Não exceder os RPM Maq. (Ver tab. Maq.) 55			
Velocidade da Fresa	Roda A	45	Roda B	45	Rodas de Dentro
	Pinhão		Roda		
Divisão	64 56	X	63 60	64 56	X
Rodas do Berço	A	45	B	45	A
	Total :	31,1	Valor mínimo	28,8	Total :
Ângulo do Berço	63° ,00'		296° ,00'		
Ângulo de Fundo	20° ,40'		20° ,40'		
Excêntrica	139,79				
Carro (+ batente até vertice d.e.)	149,26		149,26		
Por c/ 0,1 de avanço	+/-		7'		
	Confirmar com Comparador				
Dados Gerais das Dimensões					
	Pinhão		Roda		
Numero de dentes	25		25		
Hélice	Direita - Fresa a cima do centro		Esquerda - Fresa a baixo do centro		
Espessura do dente	6,25 - Folga 0,12 - 0,17		6,25		
Altura do Cordão	4,28		4,28		

Eng. Eduardo Cardoso

Figura 77 – Folha de cálculo da Gleason 16

Correcções a efectuar para corrigir o Toque do dente na máquina GLEASON 16

Toques Gerais (Hélice esq. e dir.)

	Toque Alto nos dois lados do Dente Correcção: Aumentar o diferencial
	Toque Baixo nos dois lados do Dente Correcção: Diminuir o diferencial

Hélice Esquerda

	Toque baixo no lado Concavo e alto no lado Convexo Correcção: Diminuir a inclinação da fresa (+/- 2') Atenção: O avanço do carro tem de ser corrigido
	Toque alto no lado Concavo e baixo no lado Convexo Correcção: Aumentar a inclinação da fresa (+/- 2') Atenção: O avanço do carro tem de ser corrigido
	Toque na espessura fina no lado Concavo e na espessura grossa no Convexo Correcção: Diminuir o valor da Excêntrica (+/- 0.15 mm)
	Toque na espessura grossa no lado Concavo e na espessura fina no Convexo Correcção: Aumentar o valor da Excêntrica (+/- 0.15 mm)

Hélice Direita

	Toque alto no lado Concavo e baixo no lado Convexo Correcção: Diminuir a inclinação da fresa (+/- 2') Atenção: O avanço do carro tem de ser corrigido
	Toque baixo no lado Concavo e alto no lado Convexo Correcção: Aumentar a inclinação da fresa (+/- 2') Atenção: O avanço do carro tem de ser corrigido
	Toque na espessura fina no lado Concavo e na espessura grossa no Convexo Correcção: Aumentar o valor da Excêntrica (+/- 0.15 mm)
	Toque na espessura grossa do lado Convexo e na espessura fina do Concavo Correcção: Diminuir o valor da Excêntrica (+/- 0.15 mm)

Nota: Sempre que se verificar o toque o dente na máquina rodadora de engrenagens, ter atenção às cotas de montagem da peça, pois têm muita influência na posição do toque.

Figura 78 – Folha com as correcções a efetuar na Gleason 16 para corrigir o toque no dentado

5.2 Gleason 12

A Gleason 12 é uma máquina de talhar engrenagens cónicas de dentado reto, que já se encontrava em funcionamento no momento do início do meu estágio, mas que em alguns casos produzia erros no dentado e não se sabia a razão. Como os conceitos da máquina eram um pouco semelhantes aos da Gleason 16, estudei melhor o processo e também consegui mais informação em Itália.

Durante a análise do processo antigo, encontrei alguns erros nos cálculos, assim como algumas lacunas de conhecimento em alguns parâmetros, nomeadamente de quando se tratava de relações de engrenamento muito grandes e o pinhão possuía poucos dentes, é necessário introduzir um coeficiente de correção ao pinhão para evitar a interferência.

Foi criada uma folha de cálculo em Excel que faz todos os cálculos necessários ao fabrico das engrenagens, com todas as correções necessárias e configurações para a máquina.



Figura 79 – Gleason 12



GLEASON 12 - Engrenagens Cônicas Recto

Cliente:		Data: 18/01/2014	
Introdução de dados para cálculo			
		Pinhão	Roda
Modulo	m	3	
Nº Dentes	Z	15	60
Ang. Pressão	α	20°	
Ang. Dos Eixos	δA	90°	
Largura do dente	b	27	27
Dia. Externo	dK	53,33	180,83
Dia. Ext. Corrigido	dK+	53,33	
Dia. Primitivo	Dp	45,00	180,00
Ang. Primitivo	$\delta 0$	14° ,02 '	14° ,02 '
Altura do Dente	h		6,56
Geratriz	Ra		92,77
Relação de Velocidade	i		4,00

	Dente
Altura activa	2
Folga	0,188
Altura Total	2,188

Dados de montagem na máquina			
		Pinhão	Roda
Ang. Do Fundo		12° ,38 '	72° ,57 '
Ang. Do Porta Láminas		2° ,20 '	2° ,10 '
Curso da envolvente		24°	6°
Rodas da envolvente	A	48	32
	B	24	40

		A	90		48
		B	54		60
		C	60		50
		D	50		80

Pinhão		Roda	

Figura 80 – Folha de cálculo para a máquina Gleason 12

5.3 Rodas de coroa

Nas engrenagens Sem fim e Roda de Coroa, existe um desgaste muito grande na roda de Coroa, por força do atrito e por esta ser feita de um material mais macio (Bronze) do que o sem fim (Aço). Desse modo, quando é necessário reparar um redutor é sempre necessário fazer uma roda de Coroa nova para engrenar no sem fim. Acontece que devido ao desgaste da roda, por vezes é impossível fazer a medição na roda para tornear uma nova com os diâmetros corretos e com o cavado com as mesmas dimensões.

Através das fórmulas de dimensionamento e de engrenamento do sem fim e roda de coroa, foi possível criar uma folha de cálculo em Excel, em que introduzindo alguns valores retirados do sem fim, roda de coroa danificada e da caixa redutora, é possível recriar uma nova roda de coroa com as dimensões corretas.

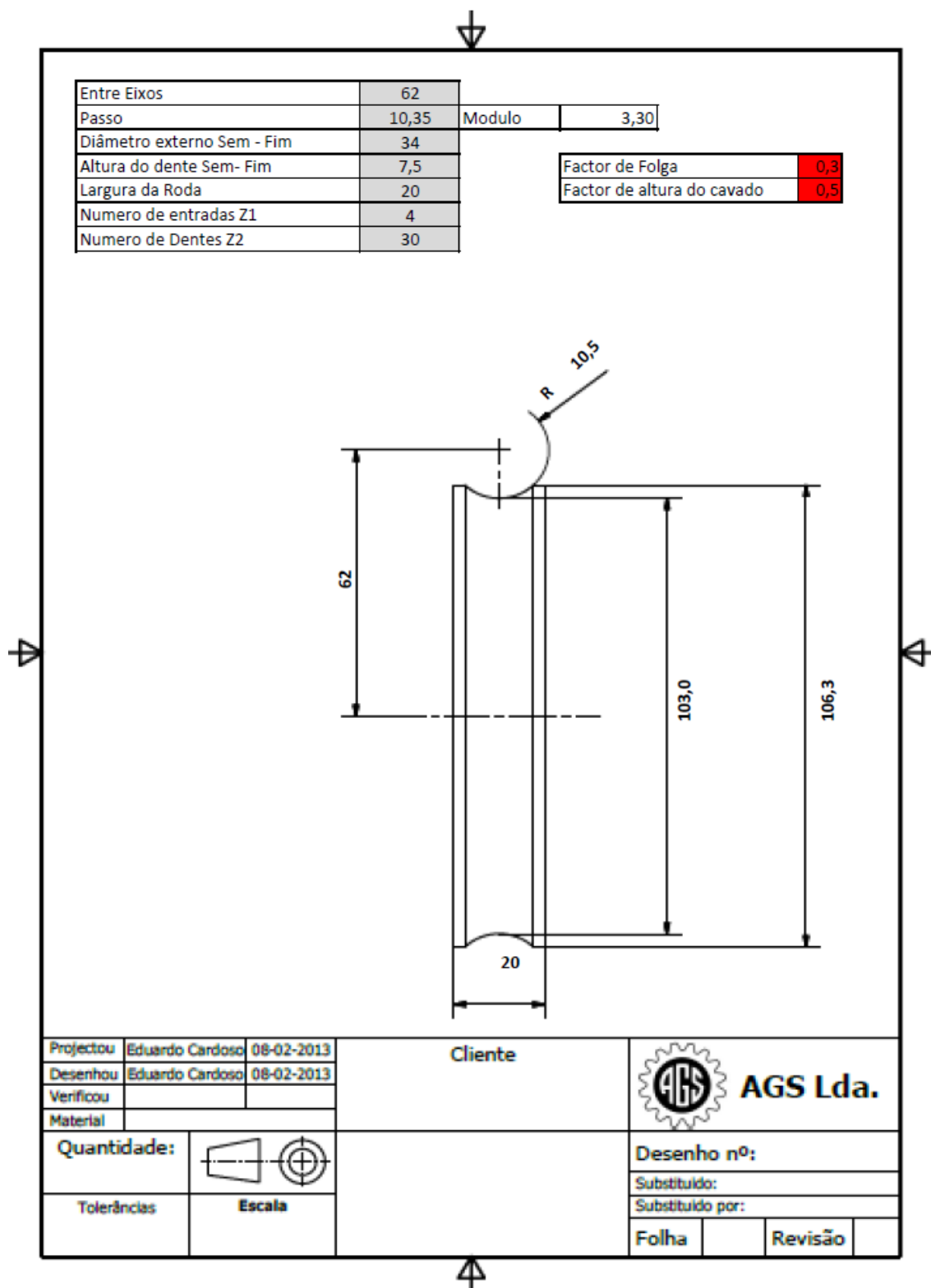


Figura 81 – Cálculo das dimensões da Roda de Coroa

5.4 Reparação Monobóia da Petrogal

Este já é um projeto anterior à minha integração na AGS, que consiste na modificação e reparação do sistema de bloqueio das mangueiras transportadoras de petróleo dos navios em alto mar para a refinaria em terra. O projeto já está todo idealizado e construído, no entanto o processo de reparação ainda não está concluído, faltando apenas algumas autorizações legais.

Durante o período de estágio efetuei algumas deslocações à monobóia em alto mar para verificar algumas medições, certificar a viabilidade do projeto e das condições de segurança para os trabalhadores.

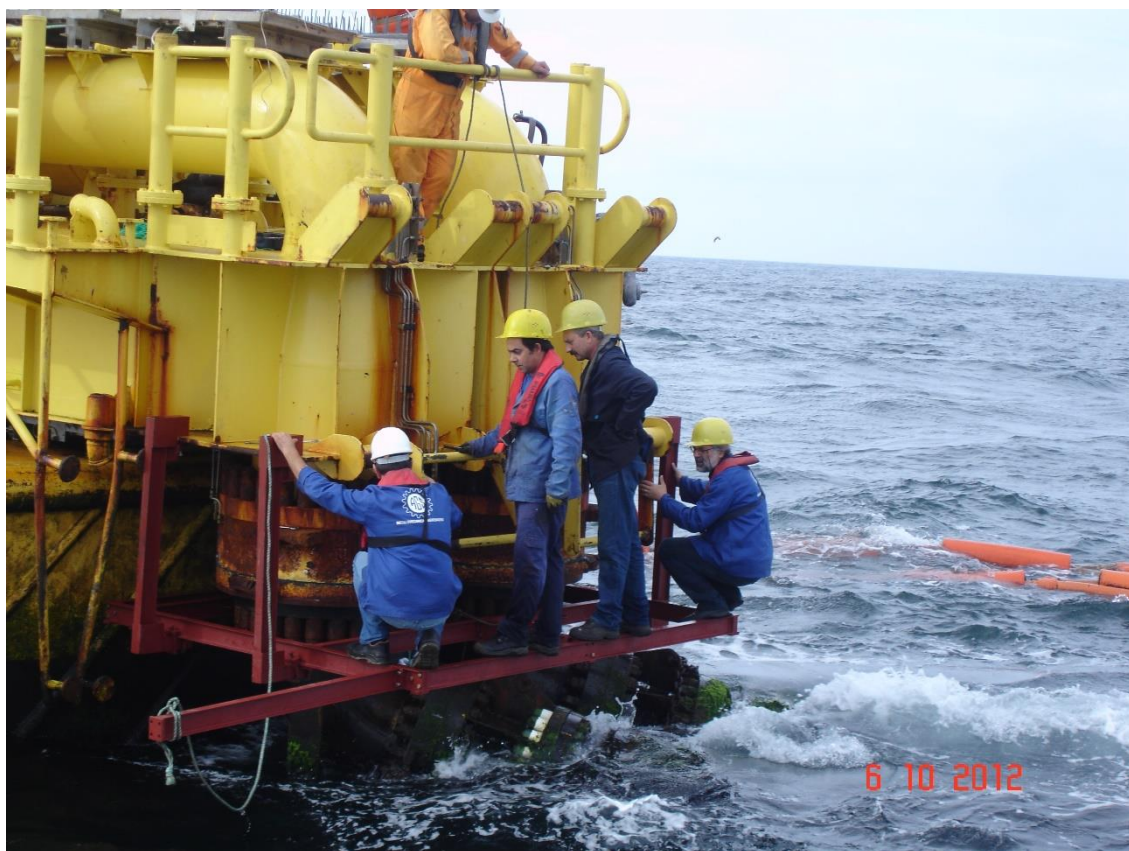


Figura 82 – Realização de medições na monobóia da Petrogal

5.5 Vários trabalhos de reparação acompanhados



Figura 83 – Reparação de Bomba de água da Petrolgal



Figura 84 – Desmontagem da Rótula danificada da ponte móvel do porto de Leixões e fabrico de novo veio



Figura 85 – Fabrico de turbinas através



Figura 86 – Recondicionamento mecânico, elétrico e hidráulico de máquina usada adquirida pela AGS



Figura 87 – Campanha de análise e medições dos 10 grupos de engrenagens de acionamento das comportas da Barragem Hidroelétrica de Belver (EDP)



Figura 88 – Recondicionamento das engrenagens da Barragem Hidroelétrica de Belver, Retificação das Rodas que apresentavam desgaste e fabrico de novos Pinhões corrigidos



Figura 89 – Projeto e fabrico de Gabarits com automação, pneumática e acionamentos mecânicos para a linha de produção da Baby Confort

6 Conclusões

O trabalho realizado durante os 7 meses de estágio teve como principal objetivo a aprendizagem e solidificação de conhecimentos relativos aos processos de fabrico existentes na AGS, tendo como principal foco o desenvolvimento da secção das engrenagens, nomeadamente dos processos de medição, técnicas de produção e qualidade.

Tendo por base a investigação, estudo e a parte experimental, diversos projetos de engenharia inversa, técnicas de produção e de controlo de qualidade, foram desenvolvidos e implementados na empresa, criando assim uma melhor capacidade de resposta às necessidades do cliente com tempos de fabrico mais reduzidos, melhor qualidade e novos produtos.

De todos os projetos desenvolvidos saliento as engrenagens de espiral cónica do sistema Gleason, que me deu especial motivação por ser completamente desconhecido na empresa devido à sua elevada complexidade de fabrico e da falta de informação teórica. Felizmente esse desafio está quase a ser ultrapassado com sucesso, estando de momento em fase de testes.

Numa visão pessoal, avalio este estágio como tendo sido um sucesso, com valor acrescentado para a empresa acolhedora, e para mim de extrema importância na formação pessoal e de complemento à formação académica, que me possibilitou o contato direto com o mundo de trabalho e também a completa integração numa empresa em franco crescimento, onde diariamente se tem o prazer de enfrentar novos desafios e colocar em pratica a criatividade e conhecimentos de engenharia para resolver os problemas dos clientes.

7 Referências

1. **Dudley's Gear Handbook**. – 2nd ed. / Dennis P. Townsed, editor. 1967.
2. **Traité théorique et pratique des engrenages**. Tome I. *Théorie et technologie*. 3^o edition. 1960.
3. **Normas DIN, Acionamentos, Engrenagens, Rodas dentadas**. DIN: 3960; 3961; 3962; 3963; 3964; 3966; 3967; 3971; 3972; 3975; 3992; 3993; 3999; 7182; 58400; 58412.
4. **Elements of Metric Gear Technology**
<http://www.qtcgears.com/Q420%20PDF%20Files/Tech.pdf> (online)
5. **Órgãos de Máquinas** da licenciatura em Eng^a. Mecânica no ISEP, Outubro de 2010
6. **Engreconsult**, Engenheiro Clérisson Passos - <http://www.portallengrenagens.com>.

