



UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO DE GRADUAÇÃO

GUSTAVO BOINA SANTI
RAFAEL FERREIRA TRAZZI

**ANÁLISE DE FALHA E REDIMENSIONAMENTO DE CAIXA
DE ENGRENAGENS DE UM LAMINADOR**

VITÓRIA
2015

GUSTAVO BOINA SANTI
RAFAEL FERREIRA TRAZZI

**ANÁLISE DE FALHA E REDIMENSIONAMENTO DE CAIXA
DE ENGRENAGENS DE UM LAMINADOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Orientador: Prof. Rafael Milanezi de Andrade, M.Sc.

VITÓRIA
2015

GUSTAVO BOINA SANTI
RAFAEL FERREIRA TRAZZI

ANÁLISE DE FALHA E REDIMENSIONAMENTO DE CAIXA DE ENGRENAGENS DE UM LAMINADOR

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em ____/____/2015

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. M.Sc. Rafael Milanezi de Andrade
Universidade Federal do Estado do
Espírito Santo - UFES
Orientador

Prof. M.Sc. Oswaldo Paiva Almeida Filho
Universidade Federal do Estado do
Espírito Santo - UFES

Prof. Dr. Luciano de Oliveira Castro Lara
Universidade Federal do Estado do
Espírito Santo – UFES

AGRADECIMENTOS

A Deus.

Aos nossos familiares.

Ao nosso Orientador Rafhael Milanezi pela oportunidade, orientação e principalmente pela confiança depositada.

Aos nossos amigos, que direta ou indiretamente colaboraram na elaboração deste trabalho.

Também agradecemos aos profissionais da Seção Manutenção do Laminador de Tiras a Quente (LTQ), da ArcelorMittal Tubarão, por todos os ensinamentos e apoio fornecido.

RESUMO

A laminação dos aços consiste em reduzir a espessura do esboço de um valor inicial para um valor final pré-determinado. Dois cilindros de trabalho, que giram em sentidos opostos, com um afastamento entre eles de mesma dimensão da espessura final desejada, aplicam forças transversais sobre a tira, reduzindo sua espessura. Devido aos grandes esforços presentes no processo de laminação, o sistema de acionamento deve ser robusto o suficiente para suportar as cargas impostas. Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise da quebra dos dentes das engrenagens da caixa de pinhão do Laminador de Tiras a Quente (LTQ) da ArcelorMittal Tubarão, especificando o motivo do problema e apresentar métodos para que falhas desse tipo não ocorram futuramente.

Palavras Chaves: Laminação, Caixa de pinhão, Engrenagem, Análise de falha.

ABSTRACT

The mechanical purpose of the flat rolling process is to reduce the thickness of the slab to be worked from an initial value to a predetermined end value. Two work rolls, which rotate in opposite directions, with a roll gap between them of the same size as the desired final thickness, apply transversal forces to the strip, reducing their thickness. Due to the great effort on the rolling process, the drive system should be strong enough to withstand the loads imposed on it. This work aims to conduct an analysis of the breakdown of the gear teeth on ArcelorMittal Tubarão's Hot Strip Mill (HSM) Pinion Box, specifying the reason for the problem and display methods for such a failure does not occur in the future.

Keywords: Rolling, Pinion Box, Gear, Failure analysis.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 OBJETIVO	12
1.2 METODOLOGIA.....	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 LAMINAÇÃO	13
2.1.1 Conceito	13
2.1.2 Laminação a quente	14
2.2 ENGRENAGENS	21
2.2.1 Introdução	21
2.2.2 Tipos de dentes de engrenagens.....	22
2.2.3 Nomeclatura.....	23
2.2.4 Razão De Contato.....	26
2.2.5 Interferência.....	26
2.3 CAIXA DE ENGRENAGENS	27
2.3.1 Introdução	27
2.3.2 Arranjo Físico	27
2.3.3 Razão De Transmissão.....	29
2.3.4 Tipos De Caixas De Engrenagens.....	30
2.3.5 MODO DE FALHA EM PARES ENGRENADOS	31
3 ARCELORMITTAL TUBARÃO (AMT)	33
3.1 A EMPRESA	33
3.2 LAMINADOR DE TIRAS A QUENTE (LTQ).....	33
3.3 TREM ACABADOR	34
3.3.1 Sistema de Acionamento	36
3.3.2 Caixa de Pinhão	37
3.3.3 Mordida.....	38
3.4 FALHA DOS DENTES DA CAIXA DE PINHÃO DA CADEIRA F1	39
4 ANÁLISE DA FALHA	41
4.1 ANÁLISE VISUAL	41
4.2 ANÁLISE DAS CARGAS	42
4.2.1 Potência Admissível à Flexão	44
4.2.2 Verificação à Fluência por Sobrecarga Excepcional	45
4.3 VERIFICAÇÃO DINÂMICA.....	46

4.4 LEVANTAMENTO DE DADOS	48
4.5 RESULTADOS DA ANÁLISE	49
5 PROPOSTA DE SOLUÇÃO	51
5.1 CONSIDERAÇÕES	51
5.2 REDIMENSIONAMENTO	52
5.3 CARACTERÍSTICAS DO NOVO PAR ENGRENADO	53
5.3.1 Verificação de interferência	53
5.3.2 Cálculo da Razão de Contato	54
5.4 ANÁLISE DE CARGA PARA AS NOVAS ENGRENAGENS	55
5.4.1 Potência Admissível à Flexão	55
5.4.2 Verificação da Fluência por Sobrecarga Excepcional	56
5.5 VERIFICAÇÃO DINÂMICA DAS NOVAS ENGRENAGENS	56
5.6 CAMADA DURA	57
6 RESULTADOS E COMENTÁRIOS DO REDIMENSIONAMENTO	58
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	60
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	61
ANEXO A	63
DETERMINAÇÃO DOS FATORES	63
Fator de sobrecarga (K_o)	63
Fator de rigidez do cubo (K_B)	63
Fator dinâmico (K_v)	65
Fator de distribuição de carga (K_H)	66
Fator geométrico de flexão (Y_J)	68
Fator de vida à flexão (Y_z)	70
Fator de tamanho (K_s)	70
Fator de confiabilidade (Y_z)	71
Fator de temperatura (Y_θ)	71
Coeficiente de segurança à flexão (S_F)	71
Fator redutor de tensão de escoamento (K_y)	72
Fator de correção da tensão (K_f)	72
Fator de distribuição de força em situação de sobrecarga (F_{HS})	73
DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES	73
Tensão admissível à flexão (σ_{FP})	73
Tensão de escoamento (σ_s)	74

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplo de laminação. Fonte: EPD Processos.....	13
Figura 2 - Laminador de tiras a frio. Fonte: CMI Rolling Mills.....	14
Figura 3 - Laminador de tiras a quente. Fonte: AZE Steel.....	14
Figura 4 - Layout de um laminador de tiras a quente. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	15
Figura 5 - Forno de reaquecimento. Fonte: World Steel Association.....	16
Figura 6 - Descarepador. Fonte: World Steel Association.....	16
Figura 7 - Trem de desbaste. Fonte: Uwe Niggemeier (2009).....	17
Figura 8 - Laminador de desbaste reversível. Fonte: SMS Siemag.....	17
Figura 9 - Coil Box. Fonte: SMS Siemag.....	18
Figura 10 - Tesoura de pontas. Fonte: SMS Siemag.....	19
Figura 11 - Trem acabador. Fonte: SMS Siemag.....	19
Figura 12 - Mesa de resfriamento. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	20
Figura 13 - Bobinadeira. Fonte: Primetals.....	20
Figura 14 - Engrenagem. Fonte: Polimatec.....	21
Figura 15 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos. Fonte: PREM INDUSTRIES.....	22
Figura 16 - Par de engrenagens helicoidais. Fonte: Gearcon Engineering.....	23
Figura 17 - Nomenclatura para engrenagens cilíndricas de dentes retos. Fonte: UNIP.....	24
Figura 18 - Esquema de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais. Fonte: UNIP.....	25
Figura 19 - Interferência em engrenagem. Fonte: MHF Manutenção Preditiva.....	26
Figura 20 - Arranjos de caixas de engrenagens. Fonte: LYNWANDER (1984).....	27
Figura 21 - Caixa redutora paralela. Fonte: LYNWANDER (1984).....	28
Figura 22 - Caixa redutora paralela em corte. Fonte: LYNWANDER (1984).....	28
Figura 23 - Caixa de engrenagens de múltiplos estágios e eixos paralelos. Fonte: LYNWANDER (1984).....	29
Figura 24 - Caixa redutora. Fonte: BERTAN INDUSTRIA E COMERCIO DE MAQUINA LTDA.....	30
Figura 25 - Caixa de pinhão. Fonte: DesignWorld.....	31
Figura 26 - Dente de engrenagem que falhou por fadiga. Fonte: LYNWANDER (1984).....	32
Figura 27 - Dente de engrenagem que falhou por sobrecarga. Fonte: LYNWANDER (1984).....	33
Figura 28 - Esquema do laminador de tiras a quente da ArcelorMittal Tubarão. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	34
Figura 29 - Cadeira de laminação com os cilindros de trabalhos. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	35
Figura 30 - Cadeira de laminação montada. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	36
Figura 31 - Sistema de acionamento. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	36
Figura 32 - Engrenagens da caixa de pinhão F1. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	37
Figura 33 - Entrada de material entre os rolos de trabalho.....	38
Figura 34 - Simulação de contato entre os dentes da caixa de pinhão na mordida. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	39
Figura 35 - Região do dente quebrado. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	40
Figura 36 - Ensaio de líquido penetrante. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	40
Figura 37 - Dente quebrado. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	41
Figura 38 - Desenho técnico com vista lateral da caixa de pinhão F1. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	42
Figura 39 - Desenho técnico com vista frontal da caixa de pinhão F1. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	43
Figura 40 - Desenho esquemático do sistema de acionamento. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.....	46
Figura 41 - Módulos indicados para engrenagens. Fonte: BUDYANAS (2011).....	52
Figura 42 - Fator de espessura do cubo. Fonte: AGMA 2101-C95.....	64

Figura 43 - Fator de vida à flexão. Fonte: AGMA 2101-C95.....	70
Figura 44 - Fator de tensão de escoamento. Fonte: AGMA 2101-C95	72
Figura 45 - Tensão de escoamento x Dureza Brinell. Fonte: AGMA 2101-C95	74

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Levantamento de desacelerações angulares	48
Gráfico 2 - Desacelerações	49
Gráfico 3 - Desacelerações angulares nas novas engrenagens.....	58
Gráfico 4 - Comparativo entre o projeto original e o projeto novo.....	59

1 INTRODUÇÃO

A laminação é um dos processos de conformação do aço. É constituída basicamente em um processo de conformação mecânica, onde o objetivo é a redução da seção do produto a ser laminado a dimensões e formas preestabelecidas [1].

No processo, os agentes mecânicos atuantes são os cilindros de trabalho em movimento de rotação, acionados pelo conjunto de motores e caixas de engrenagens, que geram energia suficiente para causar a deformação do material laminado [2]. Este conjunto é uma parte vital do processo de laminação, por ser responsável pela transmissão de potência para os cilindros de trabalho. A falha de qualquer um dos componentes desse sistema causa grandes prejuízos financeiros para a empresa.

1.1 OBJETIVO

Este projeto tem como objetivo apresentar e realizar um estudo de caso real de uma falha ocorrida nas caixas de engrenagens do setor de Laminação de Tiras a Quente (LTQ) da empresa ArcelorMittal Tubarão através da análise da falha e de aquisição de dados e oferecer uma solução para que falhas do tipo estudado não ocorram novamente.

1.2 METODOLOGIA

O estudo consiste em identificar o motivo do problema, tanto por uma análise visual da falha, quanto por uma avaliação matemática das capacidades de carga das engrenagens. Os resultados são comparados aos levantamentos de dados fornecidos pela ArcelorMittal Tubarão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 LAMINAÇÃO

2.1.1 Conceito

Na metalurgia laminação é o processo pelo qual um pedaço de metal, comumente conhecido como tira ou esboço, tem sua espessura reduzida para formar um produto final laminado. Tal processo é realizado pelo atravessamento do esboço no espaçamento entre dois cilindros de trabalho que giram em sentidos opostos e exercem forças transversais sobre o material trabalhado. Pode ser executado enquanto o metal está frio ou quente, sendo chamado de laminação a frio e a quente, respectivamente [3].

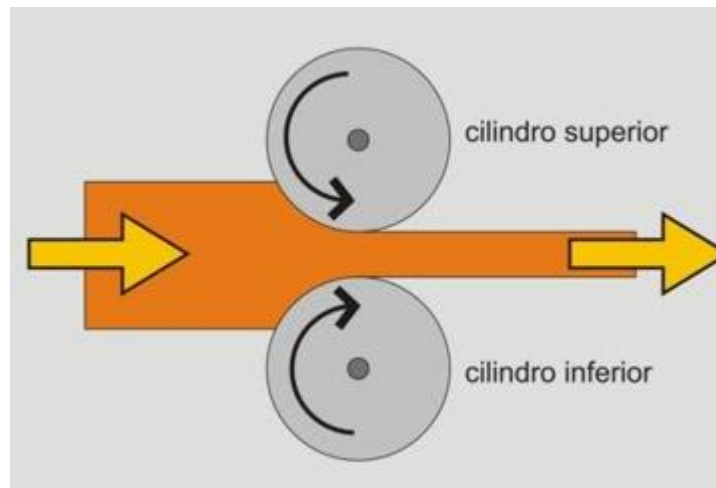


Figura 1 - Exemplo de laminação. Fonte: EPD Processos

A laminação a frio é um tipo de processo onde o material a ser laminado se encontra a uma temperatura de aproximadamente metade do seu ponto de fusão. Esse método não requer que o material seja aquecido e produz uma tira com um melhor acabamento e maior precisão dimensional quando comparado ao processo de laminação a quente [4].



Figura 2 - Laminador de tiras a frio. Fonte: CMI Rolling Mills

A laminação a quente é utilizada para evitar o encruamento da tira. Ao deformar plasticamente o material acima da sua temperatura de recristalização, os grãos deformados são capazes de retornar a um estado livre de tensão. Além disso, o aumento da temperatura facilita trabalhar o material, pois sua ductilidade aumenta e sua tensão de escoamento diminui [5].



Figura 3 - Laminador de tiras a quente. Fonte: AZE Steel

2.1.2 Laminação a quente

O processo de criação do produto final laminado plano a partir do esboço inicial consiste em diversas fases. Os estágios típicos de um processo de laminação a quente são a preparação da placa, descarepação, desbaste, Coil Box,

acabamento, resfriamento e bobinamento. Um exemplo de layout de um processo de laminação a quente é mostrado na Figura 4 [5].

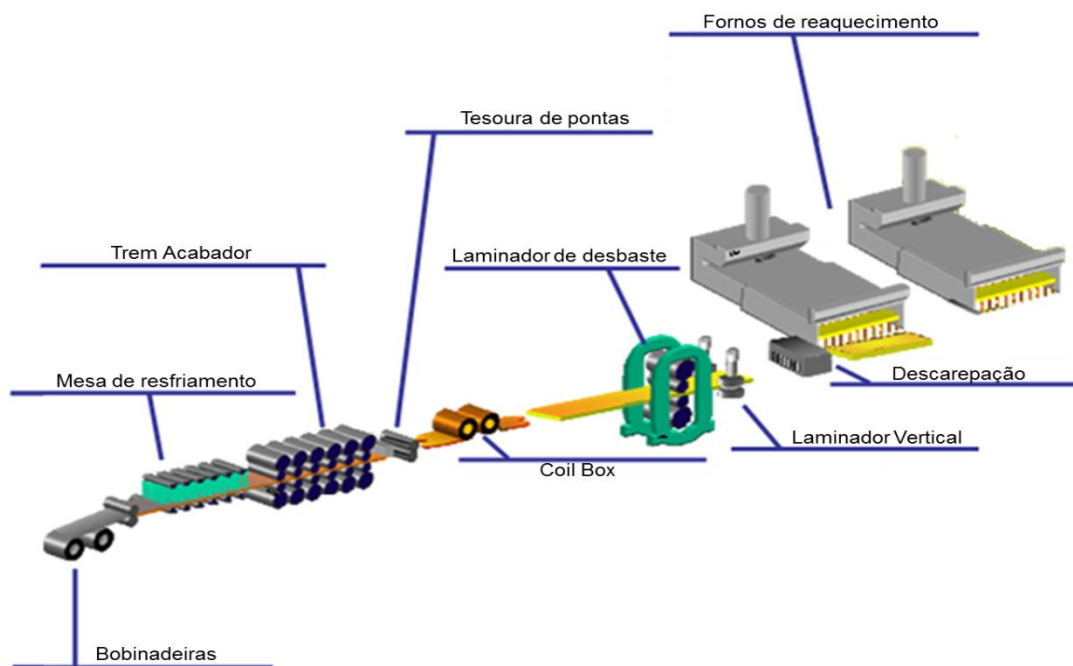


Figura 4 - Layout de um laminador de tiras a quente. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

2.1.2.1 Preparação da placa

O processo de laminação pode começar de duas formas. Nos layouts mais comuns de laminadores, as placas chegam frias do pátio de estocagem. Isso faz com que seja necessário o reaquecimento das mesmas até a temperatura de trabalho, aproximadamente 1300°C para maioria dos aços. Em outro caso a placa vem diretamente da linha de produção de aço para o laminador. A espessura da placa nessa parte do processo varia entre 200 e 300 mm [5].



Figura 5 - Forno de reaquecimento. Fonte: World Steel Association

2.1.2.2 Descarepação

Os processos de produção e reaquecimento do aço geram uma camada de óxido conhecida como carepa, que se deposita nas superfícies externas da placa e é prejudicial para o processo de laminação. Para a sua remoção, são usados jatos de água de alta pressão, aproximadamente 200 bar [5].



Figura 6 - Descarepador. Fonte: World Steel Association

2.1.2.3 Desbaste

O processo de desbaste consiste em reduzir a espessura do esboço até aproximadamente cinquenta milímetros assim como ajustar a largura do mesmo, com a utilização do laminador vertical, antes do estágio de acabamento. A largura após o desbaste é praticamente igual à largura do produto final.

Existem dois tipos de formas mais comuns para esse processo. A primeira consiste em um laminador duo contínuo intercalando cilindros horizontais e verticais. Outra é a utilização de um laminador universal, composto por um laminador duo reversível e um laminador vertical, nesse tipo de laminador a peça trabalhada realiza de 5 a 7 passes e os cilindros verticais são ativados apenas nos passes ímpares [5].



Figura 7 - Trem de desbaste. Fonte: Uwe Niggemeier (2009)



Figura 8 - Laminador de desbaste reversível. Fonte: SMS Siemag

2.1.2.4 Coil Box

O Coil Box é uma tecnologia relativamente nova nos laminadores a quente. Encontra-se localizado entre o desbaste e o trem acabador. Nele o esboço é rapidamente bobinado pelo próprio peso, em seguida desbobinado e alimentado ao trem acabador. Isso proporciona uma equalização do perfil térmico do esboço de maneira a reduzir a potência necessária para que seja realizado o acabamento, além de permitir a construção de uma linha mais compacta [6].



Figura 9 - Coil Box. Fonte: SMS Siemag

2.1.2.5 Acabamento

O acabamento do material é realizado em um conjunto de laminadores horizontais denominado trem acabador. Na sua entrada se encontra a tesoura de pontas, que tem finalidade de realizar cortes nas pontas do esboço proveniente do desbaste, tanto no topo quanto na base. O corte é realizado no topo para facilitar a entrada da ponta nas cadeiras de laminação e na base para garantir o posicionamento correto no final do bobinamento [5].



Figura 10 - Tesoura de pontas. Fonte: SMS Siemag

O processo de acabamento dá a tira o seu formato laminado final. Durante a sua passagem pelas cadeiras de laminação, a mesma sofre pequenas reduções sucessivas na sua espessura. Como a redução de espessura é muito menor quando comparado ao que ocorre no desbaste, a variação na largura é negligenciável. Isso torna desnecessária a utilização de laminadores do tipo universal para o trem acabador.



Figura 11 - Trem acabador. Fonte: SMS Siemag

2.1.2.6 Resfriamento

Após sair do trem acabador, a tira passa por uma mesa de rolos com diversos chuveiros posicionados acima dela. Nesse estágio são adotadas estratégias de resfriamento visando obter as microestruturas necessárias para garantir as

propriedades mecânicas do material, visto que a cristalização dos grãos do mesmo depende diretamente da velocidade do processo de resfriamento [7].



Figura 12 - Mesa de resfriamento. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

2.1.2.7 Bobinamento

Esta é a última etapa do processo. Após o resfriamento, a tira está pronta para ser bobinada e comercializada. O equipamento responsável por isso é a bobinadeira, sua função é realizar um bobinamento com temperatura, formato e tensionamento adequados, gerando uma bobina de qualidade, isenta de defeitos [5].



Figura 13 - Bobinadeira. Fonte: Primetals

2.2 ENGRENAGENS

2.2.1 Introdução

Engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Consistem basicamente de dois cilindros nos quais são fabricados dentes. A transmissão se dá através do contato entre os dentes. Como são elementos rígidos, a transmissão deve atender a algumas características especiais, sendo que a principal é que não haja qualquer diferença de velocidades entre pontos em contato quando da transmissão do movimento. Eventuais diferenças fariam com que houvesse perda do contato ou o travamento, quando um dente da engrenagem motora tenta transmitir velocidade além da que outro dente da mesma engrenagem em contato transmite.



Figura 14 - Engrenagem. Fonte: Polimatec

A ação de duas ou mais engrenagens que trabalham em conjunto é chamada de transmissão. Dispositivos com engrenagens podem mudar a velocidade, torque, e direção de uma fonte de energia.

A situação mais comum é uma engrenagem em contato com outra. No entanto, uma engrenagem também pode estar em contato com uma parte dentada não rotativa, chamada de cremalheira para realizar um movimento de translação ao invés de rotação [8].

2.2.2 Tipos de dentes de engrenagens

2.2.2.1 Engrenagens de dentes retos

Engrenagens cilíndricas de dentes retos, ilustradas na Figura 15, possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e são utilizadas para transmitir movimento entre eixos paralelos [8].

Normalmente é usada para transmissão rotacional de engrenagens que requer mudança de sentido, uma vez que se encaixam facilmente e são as mais baratas encontradas no mercado. O ruído específico que produz faz com que seja mais usada em transmissões de baixa rotação [9].



Figura 15 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos. Fonte: PREM INDUSTRIES

2.2.2.2 Engrenagens de dentes helicoidais

Engrenagens cilíndricas de dentes inclinados, ou helicoidais, são construídas com dentes que não são alinhados com a direção axial dos elementos de transmissão. São utilizadas quando é necessário construir reduções que ocupem menor espaço axial e que gerem menor ruído. A primeira característica vem do fato de que a largura efetiva dos dentes é maior do que a de engrenagens cilíndricas de dentes retos e a segunda é devida ao engrenamento gradual dos dentes. A Figura

16 mostra um conjunto de redução com esse tipo de engrenamento. As engrenagens têm os dentes inclinados em sentido oposto uma da outra, para permitir o engrenamento sem que os dentes se cruzem [9].



Figura 16 - Par de engrenagens helicoidais. Fonte: Gearcon Engineering

2.2.3 Nomeclatura

2.2.3.1 Engrenagens de dentes retos

A terminologia de dentes de engrenagens retas é ilustrada na Figura 17. O círculo primitivo ou de passo é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos geralmente se baseiam; seu diâmetro é o diâmetro primitivo.

O passo circular, P_c , é a distância, medida no círculo primitivo, do ponto de um dente ao correspondente ponto no dente adjacente. Assim, o passo circular é igual à soma da espessura de dente com a largura de espaçamento.

O módulo “m” é a razão entre o passo diametral e o número de dentes. A unidade costumeira de comprimento utilizada é o milímetro (mm).

O passo diametral “P” é a razão entre o número de dentes da engrenagem e o diâmetro primitivo. É o recíproco do módulo. Uma vez que o passo diametral é utilizado somente com unidades dos Estados Unidos, é expresso como dentes por polegada [8].

A altura de cabeça do dente ou saliência é a distância radial entre a circunferência primitiva e a circunferência da cabeça.

A altura do pé ou profundidade é a distância radial entre a circunferência primitiva e a circunferência do pé.

O ângulo de ação ou de pressão define a direção da força que a engrenagem motora exerce sobre a engrenagem movida [10].

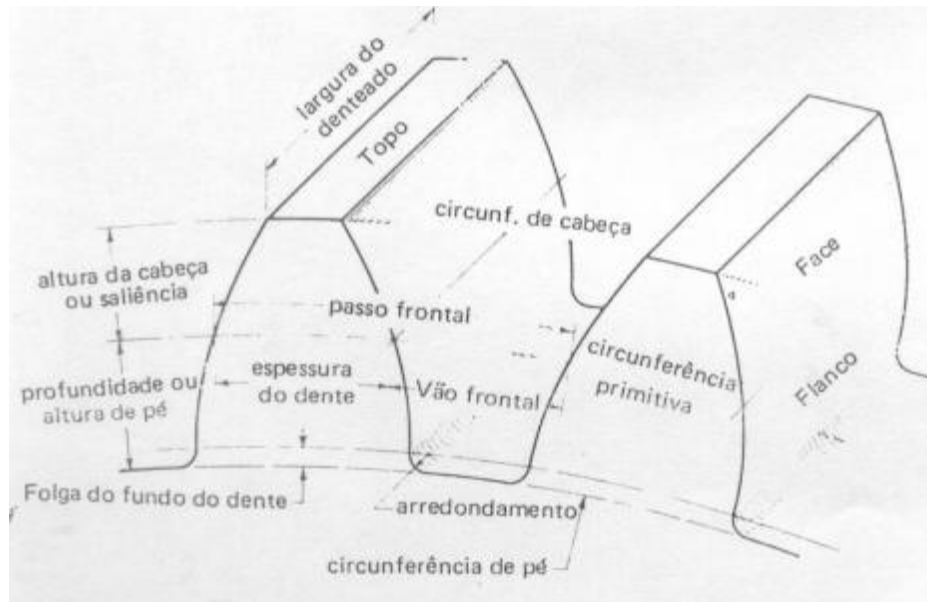


Figura 17 - Nomenclatura para engrenagens cilíndricas de dentes retos. Fonte: Universidade Paulista

As equações a seguir demonstram os métodos de cálculo para os itens citados anteriormente.

$$P = \frac{z}{d} \quad (1)$$

$$m = \frac{d}{z} \quad (2)$$

$$P_c = \frac{\pi d}{z} = \pi m \quad (3)$$

$$P_c \cdot P = \pi \quad (4)$$

Onde:

P = passo diametral (dentes por polegada);

z = número de dentes;

d = diâmetro primitivo;

m = módulo;

P_c = passo circular.

2.2.3.2 Engrenagens de dentes helicoidais

A terminologia para engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais é semelhante à de dentes retos. As engrenagens helicoidais possuem os dentes inclinados com um ângulo, β , em relação ao seu eixo de rotação. Esse ângulo é conhecido como ângulo de hélice [10].

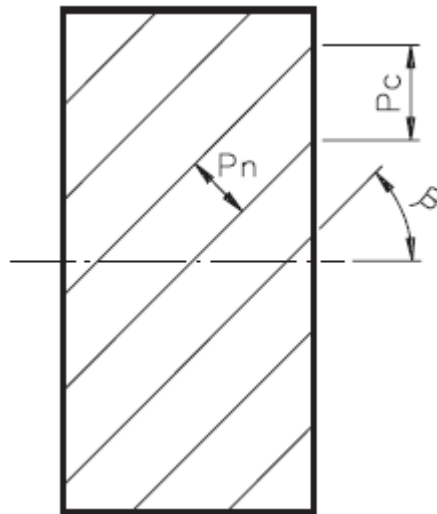


Figura 18 - Esquema de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais. Fonte: Universidade Paulista

Em engrenagens cilíndricas de dentes retos o passo circular, P_c , é igual ao passo normal, P_n , pois não há inclinação dos dentes. Em engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais é necessário diferenciar o passo circular do passo normal, como mostrado na Figura 18. Embora o passo normal seja equivalente ao passo normal nas de dentes retos, o passo circular é dado pela relação:

$$P_c = \frac{P_n}{\cos \beta} \quad (5)$$

O módulo obedece à mesma relação, e recebe o nome de módulo transversal, m_t . Este é o valor que deve ser utilizado nos cálculos para esse tipo de engrenagem.

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (6)$$

2.2.4 Razão De Contato

A razão de contato define o número de pares de dentes que estão simultaneamente em contato. Em geral as engrenagens possuem uma razão de contato maior que um. Uma razão de contato igual à unidade significa que haverá apenas um par de dentes em contato. Somente quando o contato deste par termina, inicia-se o seguinte. Isto provoca choques nas engrenagens. Para evitar estes choques utiliza-se um maior número de dentes em contato simultâneo [10].

2.2.5 Interferência

Interferência entre duas engrenagens existe quando o contato entre os dentes ocorre fora do perfil gerado. A carga se concentra em uma pequena área do dente, o que gera uma concentração de tensão e consequentemente uma deterioração do dente. A interferência deve ser evitada no dimensionamento de engrenagens [10].

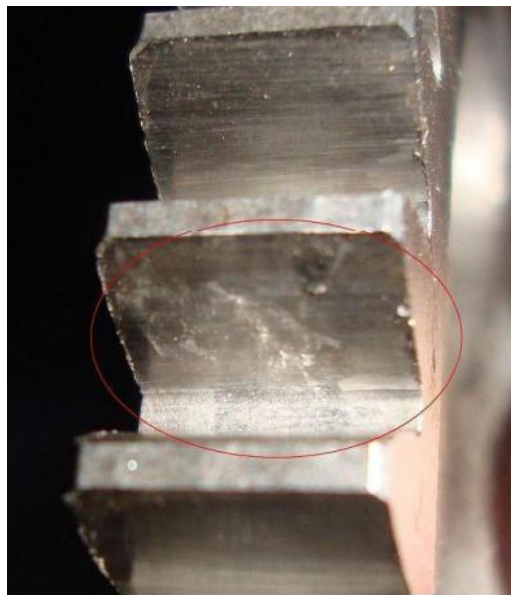


Figura 19 - Interferência em engrenagem. Fonte: MHF Manutenção Preditiva.

2.3 CAIXA DE ENGENAGENS

2.3.1 Introdução

A função das caixas de engrenagens é transmitir o movimento de rotação de um acionamento para a máquina movida. O equipamento motor e o movido podem operar em diferentes velocidades, sendo assim necessária uma unidade de aumento de velocidade ou redução da mesma. A caixa de engrenagem permite que ambos os equipamentos operem em suas velocidades de maior eficiência. A seleção de uma caixa de engrenagens para uma determinada aplicação é influenciada por três fatores principais, são eles: a disposição física dos equipamentos, a razão de transmissão requerida entre as velocidades de entrada e saída e a carga de torque [11].

2.3.2 Arranjo Físico

A localização dos equipamentos motores e movidos define as relações geométricas entre os eixos de entrada e saída. O arranjo dos eixos pode ser paralelo, concêntrico ou angulado.

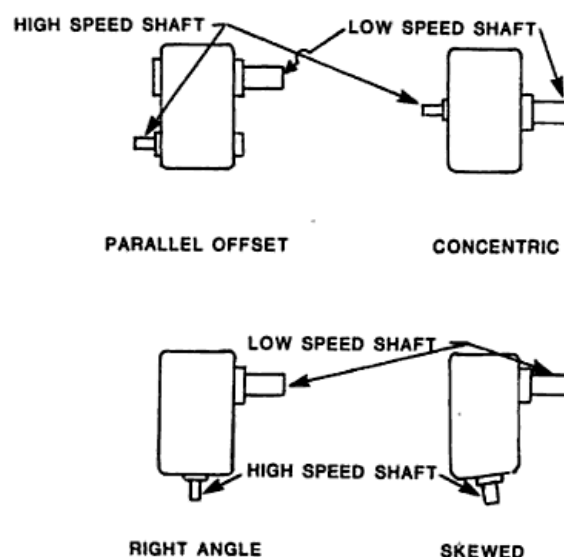


Figura 20 - Arranjos de caixas de engrenagens. Fonte: LYNWANDER (1984).

Na maioria dos casos os eixos de entrada e saída são defasados horizontalmente, porém defasagens verticais também são possíveis [11].

A Figura 21 ilustra um arranjo horizontal típico com eixos paralelos e a Figura 22 mostra uma vista em corte da mesma caixa. Nesse caso existe apenas um eixo de entrada e um de saída, porém são possíveis montagens onde existem dois eixos de entrada e um de saída, como por exemplo, duas turbinas energizando um único gerador. Além disso, existem casos com uma entrada e duas saídas, como em um motor elétrico acionando um compressor de dois estágios.

Podem ser utilizados equipamentos de extensão, como anéis espaçadores, para equipamentos como bombas.

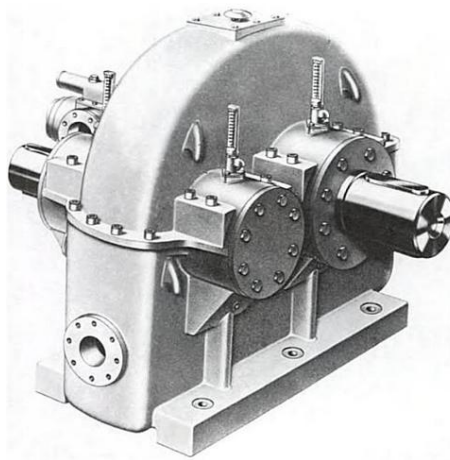


Figura 21 - Caixa redutora paralela. Fonte: LYNWANDER (1984).

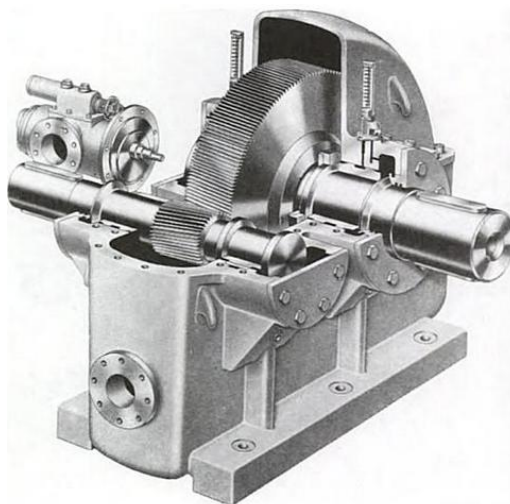


Figura 22 - Caixa redutora paralela em corte. Fonte: LYNWANDER (1984).

2.3.3 Razão De Transmissão

Não existem limitações para a redução ou aumento da velocidade que podem ser alcançados utilizando engrenagens, porém para valores altos a disposição dos componentes pode ser tornar bastante complexa. Em arranjos simples de pares engrenados é possível obter razões de transmissão na ordem de 8:1 até 10:1 [11].

A redução ou o aumento da velocidade se dá simplesmente pela razão entre os diâmetros primitivos das engrenagens do eixo de saída e do eixo de entrada. O número de dentes em um par engrenado está diretamente relacionado aos diâmetros primitivos das engrenagens, portanto a razão de transmissão também pode ser calculada através da divisão entre o número de dentes da engrenagem do eixo de saída e da engrenagem do eixo de entrada. A engrenagem menor é usualmente conhecida como pinhão e a maior como coroa [11].

Portanto para obter uma razão de transmissão de 10:1, o diâmetro e o número de dentes da engrenagem de saída devem ser 10 vezes maiores aos seus equivalentes na engrenagem de entrada. Para alcançar razões superiores a 10:1 podem ser utilizadas caixas com múltiplos pares engrenados como mostrado na Figura 35 [11].

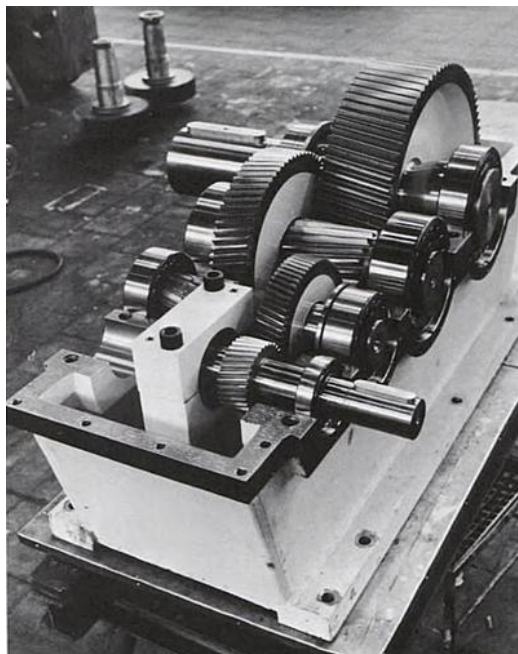


Figura 23 - Caixa de engrenagens de múltiplos estágios e eixos paralelos. Fonte: LYNWANDER (1984).

2.3.4 Tipos De Caixas De Engrenagens

Caixas de engrenagens são nomeadas de acordo com suas razões de transmissão e estão divididas em três categorias, redutoras, amplificadoras e de pinhão [11].

Nas caixas redutoras a razão de transmissão é superior a 1 e a velocidade no eixo de saída é inferior a velocidade no eixo de entrada. São utilizadas quando se deseja reduzir a velocidade de rotação do eixo de saída em relação ao eixo de entrada.



Figura 24 - Caixa redutora. Fonte: BERTAN INDUSTRIA E COMERCIO DE MAQUINA LTDA.

Nas caixas de pinhão a razão de transmissão é igual a 1, ou seja, a velocidade no eixo de saída é a mesma velocidade do eixo de entrada. São utilizadas para alterar a direção da transmissão de movimento ou para fazer com que dois eixos de saída tenham mesma velocidade.

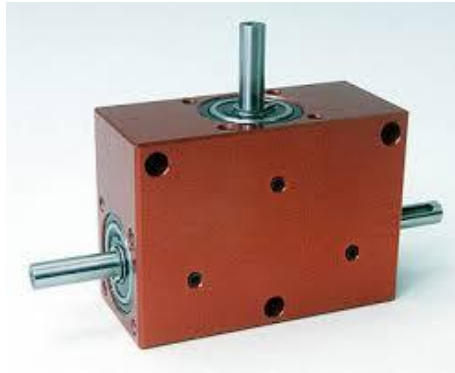


Figura 25 - Caixa de pinhão. Fonte: DesignWorld

Nas caixas amplificadoras a razão de transmissão é inferior a 1 e a velocidade no eixo de saída é superior a velocidade no eixo de entrada. São utilizadas quando se deseja aumentar a velocidade de rotação do eixo de saída em relação ao eixo de entrada.

2.3.5 MODO DE FALHA EM PARES ENGRENADOS

Os modos de falha mais comuns para pares engrenados são quebra, desgaste, erosão e riscamento. Quando um desses problemas é encontrado no campo é importante que se defina as condições e causas da falha do ocorrido para que se possam determinar quais ações necessárias a serem tomadas ou modificações para que outros pares não venham a sofrer a mesma falha.

Uma análise precisa da falha também permite que seja determinado se são necessárias modificações, substituição imediata do par ou se é possível continuar com o mesmo em funcionamento até que reparos possam ser feitos [11].

Segundo Lynwander [11], a quebra é a falha mais catastrófica para um par engrenado. Ela ocorre precipitadamente e sem nenhum tipo de aviso. Se ocorrer a quebra de vários dentes, a transmissão de carga não é mais possível. Caso apenas um dente quebre existe a possibilidade de que a porção quebrada do dente cause danos a outros componentes do sistema. Além disso, ocorre um aumento da carga transmitida sobre os dentes restantes ocasionando a eventual quebra dos mesmos.

A quebra de dentes de pares engrenados é causada por cargas excessivas na raiz dos dentes impostas pelas pela transmissão, pode ser causada pelo

mecanismo de fadiga ou por uma sobrecarga que exceda a tensão de ruptura do material.

Quebras por fadiga se iniciam como uma pequena trinca que, após vários ciclos, se propaga até que uma porção do dente ou até mesmo o dente inteiro, se desprenda da engrenagem. Falhas desse tipo podem ter sua origem durante a operação, quando a carga sobre o par engrenado é maior do que a carga para a qual ele foi projetado, ou até mesmo no processo de fabricação da engrenagem, caso algum tratamento térmico tenha sido realizado de forma incorreta ou ineficaz.



Figura 26 - Dente de engrenagem que falhou por fadiga. Fonte: LYNWANDER (1984).

No caso de falhas por sobrecarga, a quebra ocorre em um número de ciclos relativamente pequeno devido a cargas de torque maiores do que as de projeto. O processo de quebra é agravado caso existam desalinhamentos no contato do par e variações bruscas no sistema de acionamento.



Figura 27 - Dente de engrenagem que falhou por sobrecarga. Fonte: LYNWANDER (1984).

3 ARCELORMITTAL TUBARÃO (AMT)

3.1 A EMPRESA

A ArcelorMittal Tubarão é uma grande usina siderúrgica, localizada no estado do Espírito Santo, na cidade de Serra. Ela faz parte do grupo ArcelorMittal, o maior grupo siderúrgico do mundo, com cerca de 310 mil empregados e presente em mais de 60 países.

A área de Laminação de Tiras a Quente (LTQ) da ArcelorMittal Tubarão é responsável pelo processamento de produtos semiacabados (placas). Esses produtos passam pelos laminadores e são transformados em bobinas [12].

3.2 LAMINADOR DE TIRAS A QUENTE (LTQ)

O Laminador de Tiras a Quente (LTQ) é um equipamento que transforma placas de aço, em geral oriundas de lingotamento contínuo, em bobinas de aço laminadas a quente. A Figura 28 mostra esquematicamente o layout do LTQ da ArcelorMittal Tubarão e seus principais processos.

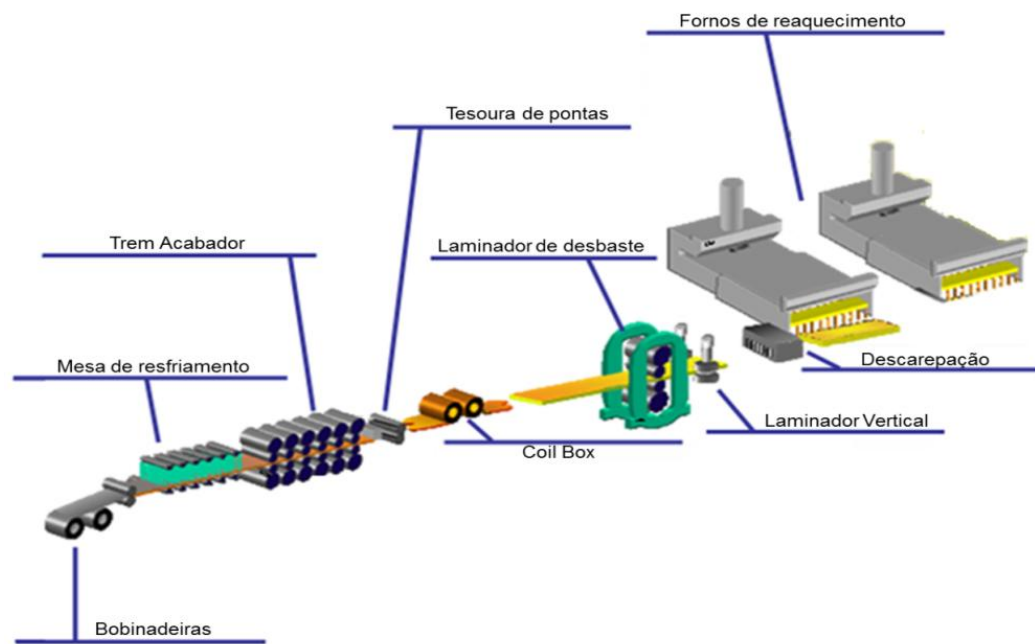


Figura 28 - Esquema do laminador de tiras a quente da ArcelorMittal Tubarão. Fonte: ArcelorMittal Tubarão.

3.3 TREM ACABADOR

Como citado no item acima, o Trem Acabador promove a redução final na espessura da tira através da passagem da mesma pelos cilindros de trabalho. É do tipo tandem quádruplo e composto por seis cadeiras de laminação, comumente denominadas pela letra F procedida pelo número da cadeira, por exemplo, a primeira cadeira de laminação é conhecida como F1, cada uma possui um sistema de acionamento independente.

Cada cadeira de laminação é composta por duas estruturas metálicas que para as cadeiras F1 a F3 medem aproximadamente 10 metros e para as cadeiras F4 a F6 aproximadamente 6,5 metros [13].

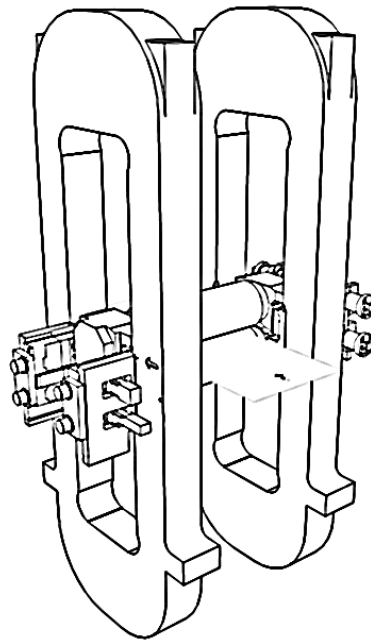


Figura 29 - Cadeira de laminação com os cilindros de trabalhos. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

Essas estruturas são posicionadas de forma que entre elas são montados dois cilindros de trabalho, responsáveis pela redução do material laminado, dois cilindros de encosto, responsáveis por apoiar os cilindros de trabalho e evitar a flexão dos mesmos durante operação, a fim de garantir a espessura correta do material laminado, e o sistema hidráulico de posicionamento.

O sistema hidráulico é composto por duas cápsulas hidráulicas posicionadas sobre os mancais dos cilindros de encosto superior. Essas cápsulas são responsáveis pelo ajuste da espessura de laminação, pois as mesmas atuam sobre o conjunto de cilindros durante a operação forçando-os para baixo [13].

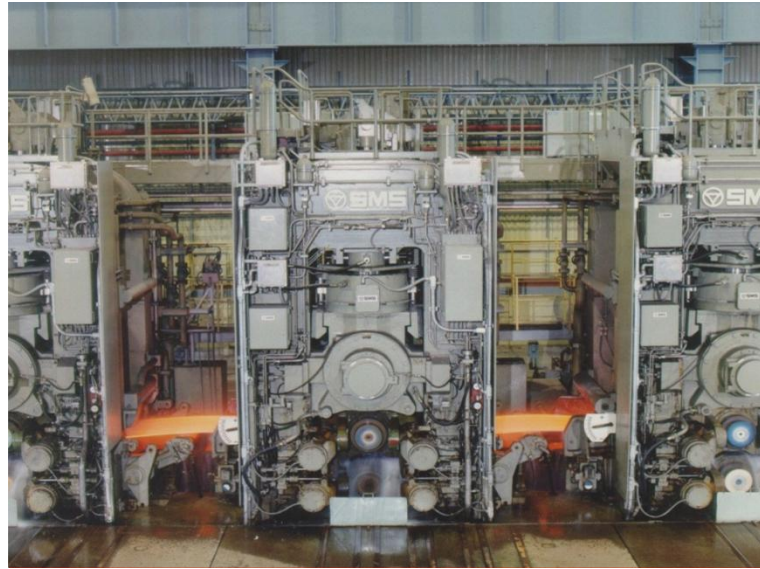


Figura 30 - Cadeira de laminação montada. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

3.3.1 Sistema de Acionamento

O Trem Acabador da ArcelorMittal Tubarão possui sistemas de acionamento compostos por motores, caixas redutoras, apenas nas quatro primeiras cadeiras de laminação, eixos espaçadores e caixas de pinhão.

A Figura 31 representa um layout do sistema de acionamento da cadeira F1, e em seguida são descritos seus principais componentes.

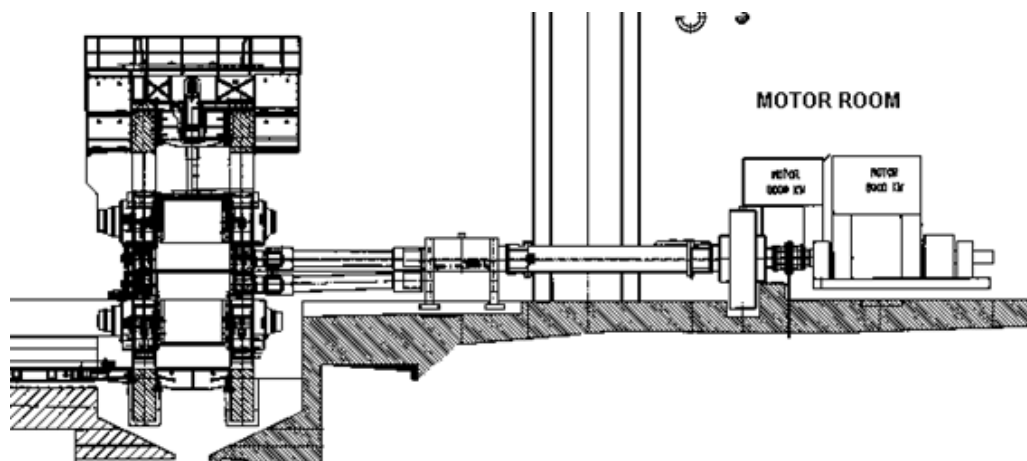


Figura 31- Sistema de acionamento. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

Motor elétrico trifásico de corrente alternada com potencia nominal de 8000 kW e rotação nominal de 210 rpm.

Caixa redutora do tipo engrenagem cilíndrica de um estágio com conjunto de dentes helicoidal simples. Colocada sobre uma placa de assento parafusada na fundação, entre o motor de acionamento principal e a caixa de pinhões, para a redução da rotação do motor até a rotação requerida nos cilindros de trabalho, sua razão de transmissão é de 5,2:1.

Eixo espaçador posicionado entre a saída da caixa redutora e a entrada da caixa de pinhão, responsável pela transmissão de potência entre as caixas redutoras e as caixas de pinhão.

Caixa de pinhão localizada sobre as placas de assento, parafusadas na fundação. Encontram-se entre os *spindles* das cadeiras do laminador e a caixa redutora. *Spindles* são eixos de acionamento que possuem um sistema de compensação de comprimento em função do deslocamento axial dos cilindros de trabalho do laminador. Estão localizados entre a caixa de pinhão e os pescoços dos cilindros de trabalho, são os responsáveis por transmitir o movimento aos cilindros de trabalho [13].

3.3.2 Caixa de Pinhão

A caixa de pinhão está posicionada entre o eixo espaçador e os spindles de cada cadeira. Ela dissocia a força do motor para acionar os spindles dos cilindros de trabalho.

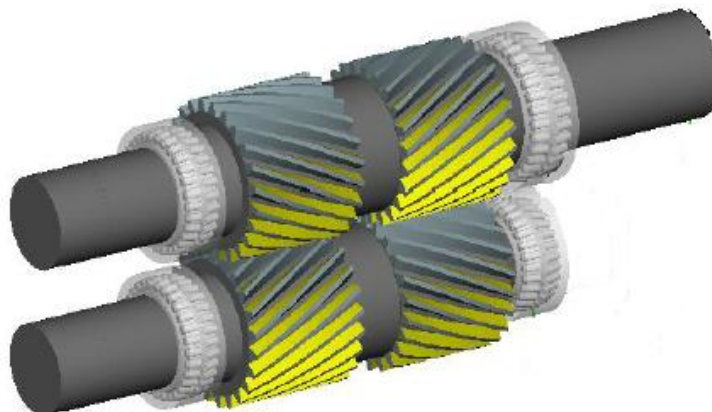


Figura 32 - Engrenagens da caixa de pinhão F1. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

Composta por dois eixos, sendo um de entrada e saída de potência e o outro apenas de saída. Cada eixo possui engrenagens bihelicoidais, ou seja, seus ângulos de hélice são iguais e opostos, com o intuito de anular as forças axiais geradas no processo [13].

Como sua razão de transmissão é de 1:1, as velocidades dos dois eixos são iguais, garantindo que os cilindros de trabalho girem em sincronia. Essa sincronia é essencial para o processo, pois durante a laminação a ocorrência de uma velocidade relativa entre os cilindros de trabalho pode alterar a direção da tira no interior da cadeia, podendo danificar outros equipamentos.

3.3.3 Mordida

É o momento na laminação quando o topo do esboço a ser laminado entra no espaçamento entre os cilindros de trabalho e tem sua espessura reduzida.

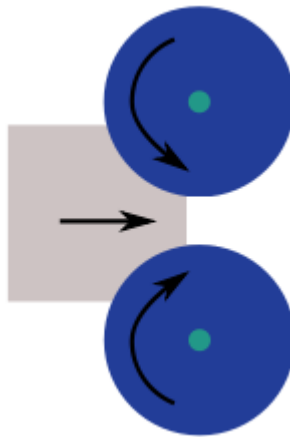


Figura 33 – Entrada de material entre os rolos de trabalho

Antes da chegada do esboço o sistema gira, em espera, sem que o motor exerça torque sobre o mesmo, ou seja, a velocidade angular do sistema de acionamento é constante.

Como a espessura do esboço a ser laminado é maior do que o espaçamento entre os cilindros de trabalho ocorre o impacto entre a face do esboço e dos cilindros, o que gera uma frenagem no sistema de acionamento. A desaceleração brusca do sistema causada pela entrada de material entre os cilindros de trabalho

gera o aumento da solicitação sobre os dentes das engrenagens das caixas de pinhão.

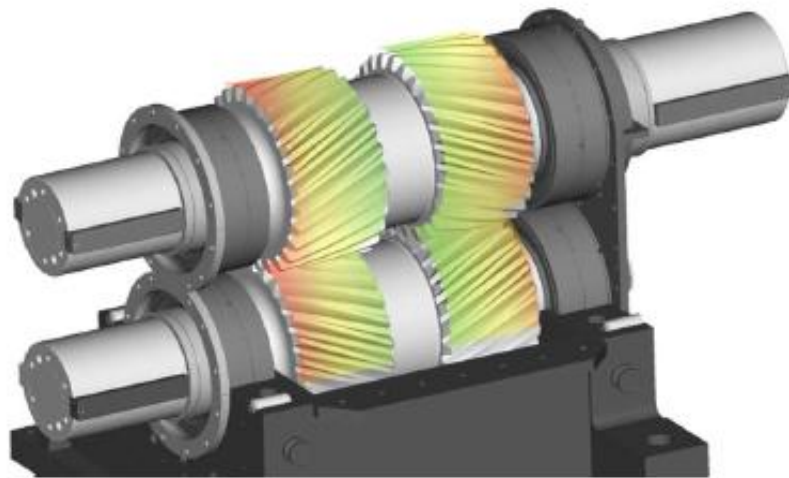


Figura 34 - Simulação de contato entre os dentes da caixa de pinhão na mordida.

Fonte: ArcelorMittal Turabão

3.4 FALHA DOS DENTES DA CAIXA DE PINHÃO DA CADEIRA F1

Durante funcionamento, no mês de Janeiro de 2014, a Equipe de Operação do LTQ informou a ocorrência de um alarme de aumento na corrente de armadura do motor da cadeira F2, a potência de laminação foi reduzida para evitar danos ao acionamento da cadeira.

Ao final do processamento da tira ocorreu um grande barulho e foi percebida uma vibração anormal entre as cadeiras F1 e F2. De acordo com os procedimentos de manutenção, a caixa de pinhão da cadeira F1 foi aberta para inspeção e nesse momento percebeu-se que as engrenagens da mesma apresentavam trincas em vários dentes e até mesmo a quebra parcial de um dos dentes da engrenagem do eixo superior do lado de entrada.

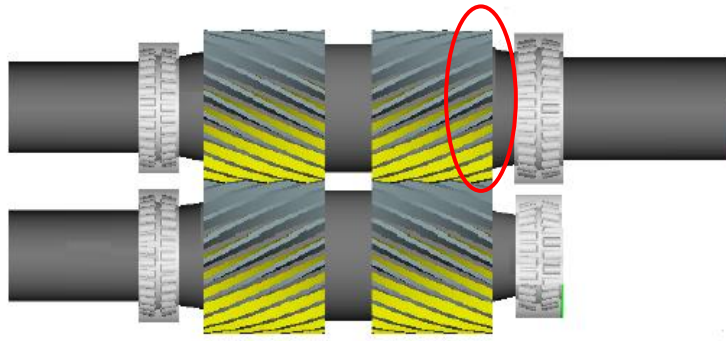


Figura 35 - Região do dente quebrado. Fonte: ArcelorMittal Tubarão



Figura 36 - Ensaio de líquido penetrante. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

4 ANÁLISE DA FALHA

Com a falha dos dentes das engrenagens da caixa de pinhão foi primeiramente realizada uma análise visual da superfície do dente quebrado. Em seguida foram realizados cálculos utilizando a norma AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) 2001-C95 *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Teeth* para a verificação do torque e da desaceleração máximos suportados pelos pares engrenados. Por fim, um levantamento de dados para um dia completo de laminação para comparação com o que foi calculado.

4.1 ANÁLISE VISUAL

Seguindo a análise visual, observa-se que a superfície do dente quebrado se assemelha com falha por sobrecarga, como apresentado no Item 2.3.5, onde há o descolamento brusco de material caracterizado por uma superfície lisa na região da quebra.



Figura 37 - Dente quebrado. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

Uma análise posterior revelou que no momento da mordida da tira, a frenagem do sistema gera um torque tão elevado que excede o torque nominal da caixa de pinhão. A ocorrência repetida desse excesso de carga excedeu o limite de resistência do material gerando trincas e por fim o descolamento de material da engrenagem.

4.2 ANÁLISE DAS CARGAS

Após a falha das engrenagens se tornou necessário determinar qual era a capacidade máxima de carga das mesmas para a realização de uma verificação dinâmica do sistema. Para isso foi utilizada a norma AGMA 2101-C95 [14], nessa norma se encontram os procedimentos de cálculos, bem como os fatores necessários para calcular as propriedades dos pares engrenados, como, a potência admissível à flexão, fluência por sobrecarga excepcional, potência admissível à fadiga superficial e a espessura mínima da camada dura dos dentes para proteção contra altas tensões de cisalhamento.

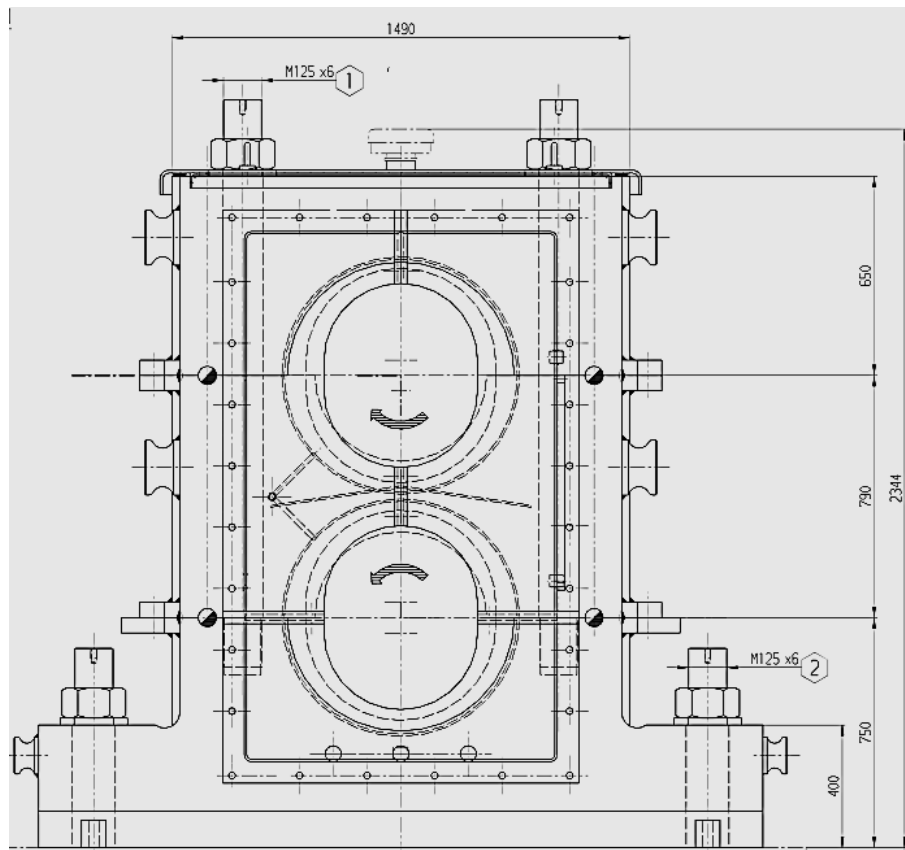


Figura 38 - Desenho técnico com vista lateral da caixa de pinhão F1. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

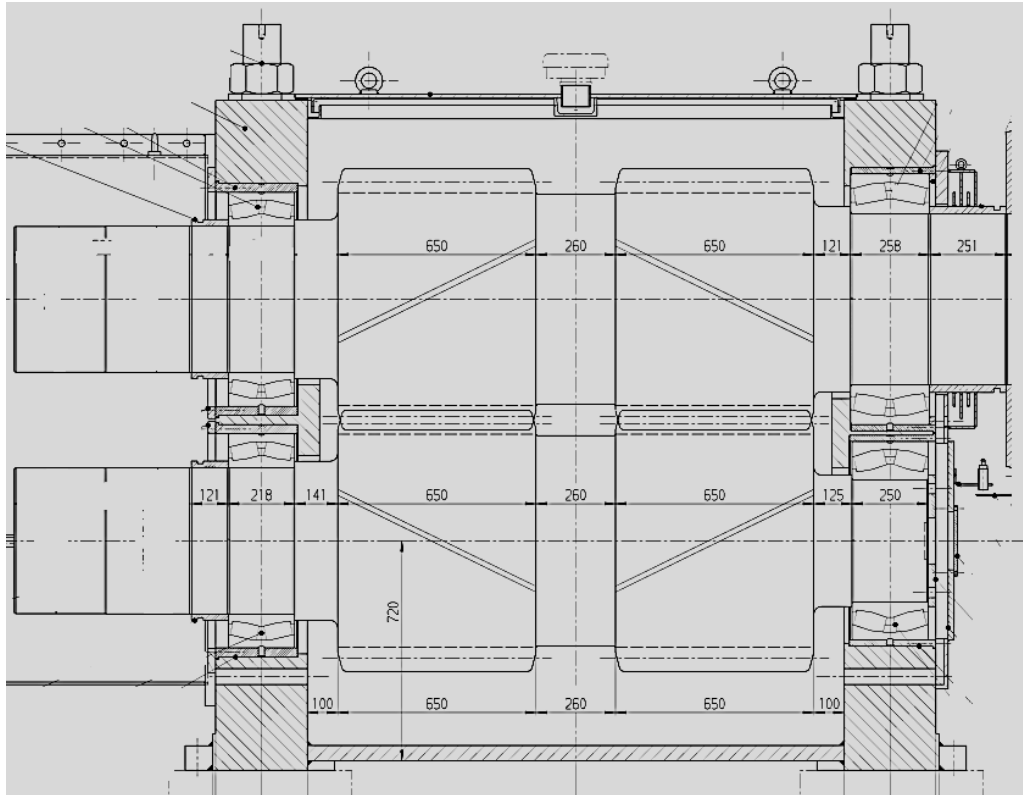


Figura 39 - Desenho técnico com vista frontal da caixa de pinhão F1. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

A partir das Figuras 38, 55 e de dados fornecidos pela ArcelorMittal Tubarão se torna possível calcular as propriedades citadas anteriormente.

Dados da caixa de pinhão:

Potência nominal do motor = 8.000 kW;

Rotação nominal de entrada, $\omega_1 = 40,38$ rpm;

Número de dentes do pinhão superior, $z_1 = 23$;

Número de dentes do pinhão inferior, $z_2 = 23$;

Módulo normal, $m_n = 30$ mm;

Ângulo de pressão normal, $\alpha_n = 20^\circ$;

Ângulo da hélice, $\beta = 26^\circ$;

Fator de correção do pinhão superior, $x_1 = 0,402$;

Fator de correção do pinhão inferior, $x_2 = 0,402$;

Distância entre centros em operação, $a = 790$ mm;

Largura de trabalho, $b = 650$ mm;

Diâmetro do eixo entre as engrenagens, $d_e = 520$ mm;

Qualidade de fabricação, $Q_{ISO} = 7$ ou $Q_{AGMA} = 11$;

Material dos pinhões = 17CrNiMo6;

Tratamento térmico = Cementado, Temperado e Revenido, dureza = 58 a 62 HRc.

4.2.1 Potência Admissível à Flexão

A potência máxima que pode ser transmitida continuamente por engrenagem sem que se tenha o risco de ocorrer trincas no pé dos dentes, é calculada pela equação:

$$P_{ay} = \frac{\omega_1 \cdot d_{w1}}{1,91 \cdot 10^7 \cdot K_O \cdot K_v} \cdot \frac{b \cdot m_t}{K_S} \cdot \frac{Y_J}{K_H \cdot K_B} \cdot \frac{\sigma_{FP} \cdot Y_N}{S_F \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (7)$$

Onde:

d_{w1} = distância de trabalho, mostrada na Equação 8;

u = razão de transmissão, mostrada na Equação 9;

m_t = módulo transversal, mostrado na Equação 6;

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a}{u + 1} \quad (8)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (9)$$

$K_O = 1$ (fator de sobrecarga);

$K_B = 1$ (de rigidez do cubo);

$K_v = 1,046$ (fator dinâmico);

$K_H = 1,52$ (fator de distribuição de carga);

$K_S = 1$ (fator de tamanho);

$Y_J = 0,46$ (fator geométrico para flexão);

$\sigma_{FP} = 515 \text{ N/mm}^2$ (tensão admissível à flexão para o material);

$Y_N = 0,936$ (fator de vida à flexão);

$Y_Z = 1$ (fator de confiabilidade);

$Y_\theta = 1$ (fator de temperatura);

$S_F = 1,5$ (coeficiente de segurança à flexão).

A determinação dos fatores é demonstrada no ANEXO A.

Das equações 8, 9 e 6, respectivamente:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{23}{23} = 1;$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a}{u + 1} = \frac{2 \cdot 790}{1 + 1} = 790 \text{ mm};$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{30}{\cos 26^\circ} = 33,378 \text{ mm}.$$

Substituindo os valores dos coeficientes na Equação 7 tem-se:

$$P_{ay} = \frac{40,38 \cdot 790}{1,91 \cdot 10^7 \cdot 1 \cdot 1,046} \cdot \frac{650 \cdot 33,378}{1} \cdot \frac{0,46}{1,52 \cdot 1} \cdot \frac{515 \cdot 0,36}{1,5 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$P_{ay} = 3.359,7 \text{ kW}$$

Como o objetivo das caixas de pinhão é ter dois eixos de saída com mesma velocidade de rotação, é possível considerar que cada eixo transmite 50% da potência total, e como cada um possui duas engrenagens, a potência máxima admissível a ser transmitida pela caixa de pinhões é a potência que pode ser transmitida por engrenagem, multiplicada por quatro. Sendo assim:

$$P_{adm} = 4 \cdot P_{ay} \quad (10)$$

$$P_{adm} = 13.438,8 \text{ kW}$$

Assim é possível calcular o torque máximo admissível. .

$$T_{adm} = \frac{60 \cdot P_{adm}}{2\pi \cdot \omega_1} \quad (11)$$

$$T_{adm} = \frac{60 \cdot P_{adm}}{2\pi \cdot \omega_1} = \frac{60 \cdot 13438,8}{2\pi \cdot 40,38} = 3.178.085,35 \text{ kN.m}$$

4.2.2 Verificação à Fluência por Sobrecarga Excepcional

A seguir é calculado o valor máximo de carga que o dente pode suportar com segurança, sem sofrer deformação permanente.

$$F_{max} = \frac{\sigma_S \cdot K_y \cdot b \cdot m_t \cdot Y_J \cdot K_f}{K_{HS}} \quad (12)$$

$\sigma_S = 737,76 \text{ N/mm}^2$ (tensão de escoamento do material das engrenagens);

$K_y = 0,75$ (fator redutor da tensão de escoamento para segurança);

$K_f = 1$ (fator de correção da tensão);

$K_{HS} = 1,438$ (fator de distribuição da força em condição de sobrecarga).

A determinação dos fatores é demonstrada no ANEXO A.

Substituindo os valores dos coeficientes na Equação 12 tem-se:

$$F_{max} = \frac{940 \cdot 0,75 \cdot 650 \cdot 33,378 \cdot 0,46 \cdot 1}{1,438} = 3.838.695,5 \text{ N}$$

Como explicado no item anterior é possível considerar que cada eixo da caixa de pinhão transmite 50% do torque total, e como cada eixo possui duas engrenagens, o torque máximo a ser transmitida pela caixa de pinhões é o torque suportado por engrenagem multiplicado por quatro. Sendo assim:

$$T_{max} = 4 \cdot \frac{F_{max} \cdot d_{w1}}{2} \quad (13)$$

$$T_{max} = 4 \cdot \frac{3838695,5 \cdot 790}{2} = 6.065.138,89 \text{ kN.m}$$

4.3 VERIFICAÇÃO DINÂMICA

Como explicado anteriormente, no momento da mordida o impacto da tira gera uma desaceleração do sistema de acionamento que causa o excesso de torque sobre as engrenagens da caixa de pinhão. Através do sistema de aquisição de dados da ArcelorMittal é possível identificar a desaceleração causada no momento da mordida.

Utilizando a formula para o torque que relaciona o mesmo a velocidade angular, α , e ao momento de inércia, J , é possível utilizar os valores de torques determinados nos itens acima e realizar uma verificação dinâmica do sistema onde serão calculadas as desacelerações máximas que as engrenagens da caixa de pinhão podem suportar durante operação.

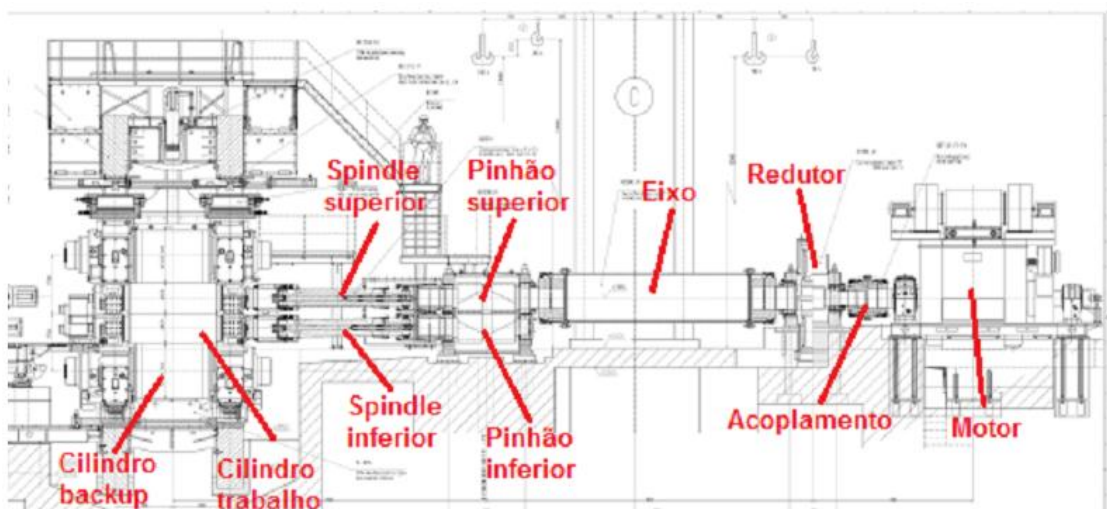


Figura 40 - Desenho esquemático do sistema de acionamento. Fonte: ArcelorMittal Tubarão

Para o cálculo das desacelerações são necessários os momentos de inércia dos principais itens rotativos do sistema, são eles, o rotor do motor de acionamento, o acoplamento entre o motor e a caixa redutora, o pinhão e a coroa da caixa redutora, o eixo de transmissão de potência, os eixos inferior e superior da caixa de pinhão, as engrenagens da caixa de pinhão, os *spindles* superior e inferior, os cilindros de trabalho inferior e superior e os cilindros de backup inferior e superior.

Momento de inércia de massa do motor, $J_m = 4.475 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do acoplamento, $J_a = 683,7 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do pinhão do redutor, $J_p = 101,8 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa da coroa e seu eixo, $J_c = 16.897,5 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do eixo, $J_e = 6.855 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do pinhão superior, $J_{ps} = 536,45 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do pinhão inferior, $J_{pi} = 445 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia do spindle, $J_s = 480 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do cilindro de trabalho, $J_{wr \text{ max}} = 980 \text{ N.m.s}^2$;

Momento de inércia de massa do cilindro de backup (encosto), $J_{wr \text{ max}} = 9002 \text{ N.m.s}^2$;

Durante a desaceleração o eixo superior da caixa de pinhão deverá frear sua própria inércia, a inércia do eixo de transmissão, da coroa e do pinhão da caixa redutora, do acoplamento, e do motor. A partir da equação abaixo é possível calcular a desaceleração angular que conjunto pode suportar.

$$\alpha = \frac{T}{J_{eq}} \quad (14)$$

$$J_{eq} = J_{ps} + J_e + J_c + (J_p + J_a + J_m) \cdot i^2 \quad (15)$$

Onde:

J_{eq} representa a inércia equivalente dos itens citados acima;

Razão de transmissão da caixa redutora, $i = 5,2$.

$$J_{eq} = 536,45 + 6855 + 16897,5 + (101,8 + 683,7 + 4475) \cdot 5,2^2 = 166.532,87 \text{ N.m.s}^2$$

Considerando o máximo admissível à flexão para a caixa de pinhões, calculado no Item 4.2.1 é possível calcular a desaceleração admissível através da Equação 14.

$$\alpha_{adm} = \frac{T_{adm}}{J_{eq}} = \frac{3201130}{166532,87} = 19,08 \text{ rad/s}^2$$

Em seguida é calculada a máxima desaceleração admissível levando em conta o limite de fluência das engrenagens.

Novamente utilizando à equação 14 e considerando o torque limite à fluência por sobrecarga excepcional calculado no Item 4.2.2.

$$\alpha_{lim} = \frac{T_{max}}{J_{eq}} = \frac{6350472}{166532,87} = 36,42 \text{ rad/s}^2$$

4.4 LEVANTAMENTO DE DADOS

Com os dados obtidos nos itens anteriores foi realizado o levantamento da desaceleração dos cilindros de trabalho durante a mordida da tira, esse levantamento foi realizado para um dia inteiro de operação.

Os dados foram obtidos através do sistema de aquisição da ArcelorMittal Tubarão onde as desacelerações são medidas em um espaço de tempo de 10 milissegundos. No dia indicado foram laminadas um total de 497 tiras e a distribuição dos valores de desaceleração segue mostrada no Gráfico 1.

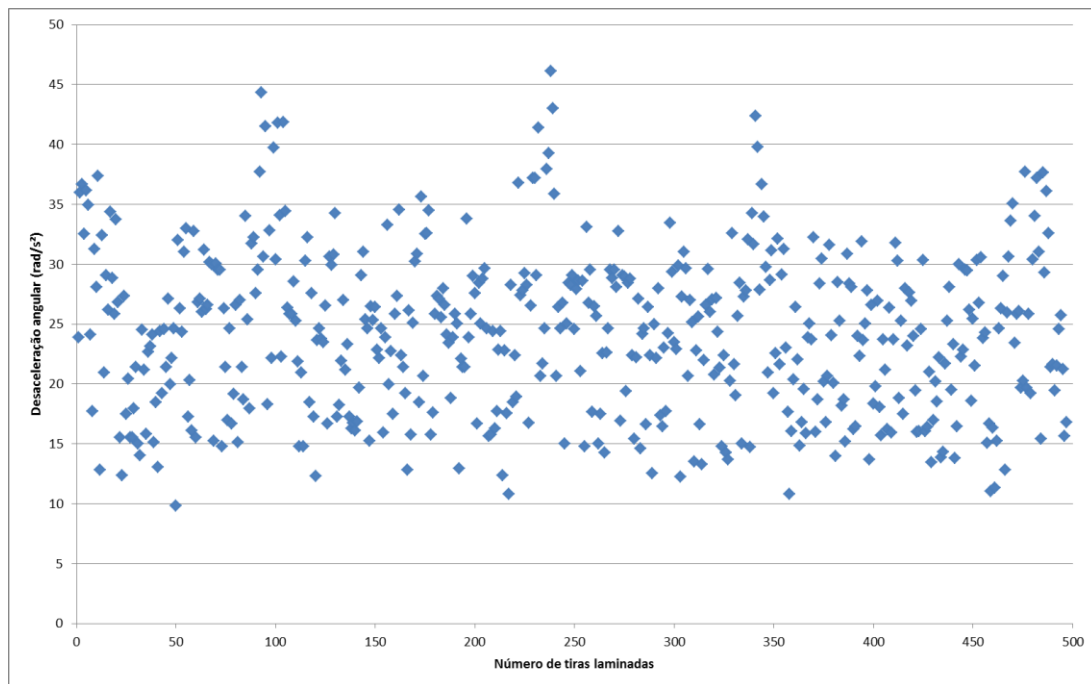


Gráfico 1 - Levantamento de desacelerações angulares

Nesse dia o maior valor para a desaceleração foi 46,13 rad/s² e a média das desacelerações foi 24,21 rad/s².

Aplicando os resultados de desaceleração admissível e máxima, calculados nos itens anteriores, é obtido o Gráfico 2, que demonstra quantas vezes para esse dia a desaceleração angular excedeu os limites.

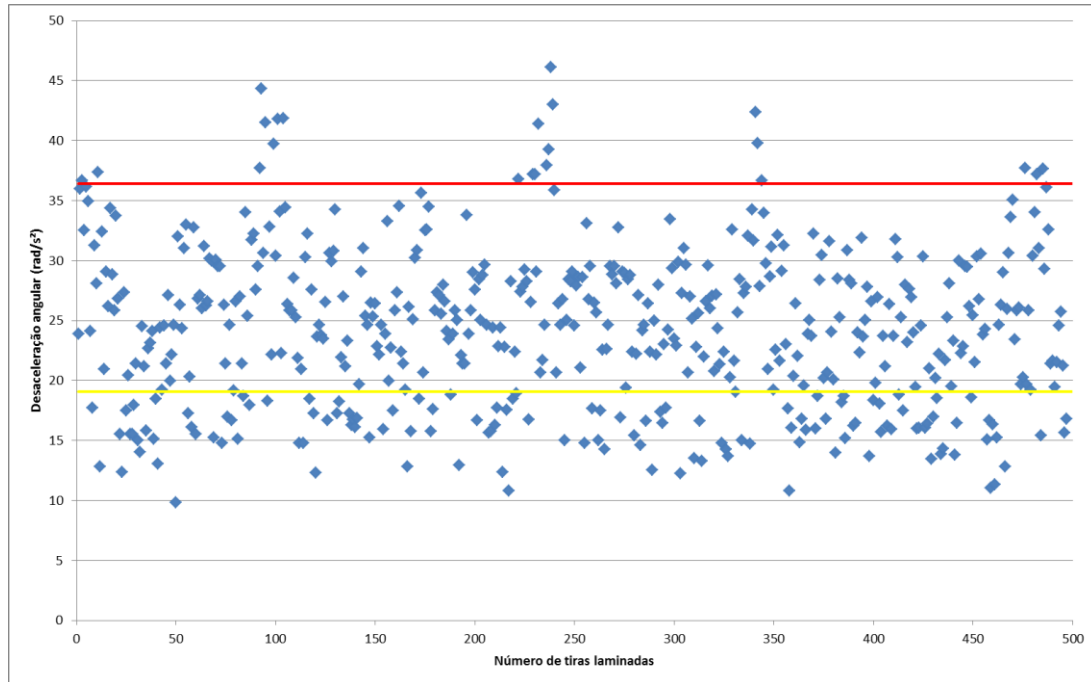


Gráfico 2 - Desacelerações

No Gráfico 2, as linhas amarela e vermelha representam, respectivamente, a desaceleração admissível à flexão e a de limite à fluência. O gráfico ainda demonstra que a caixa de pinhão operou durante o dia pesquisado a maior parte do seu tempo acima da sua desaceleração admissível à flexão e em alguns casos acima da desaceleração limite à fluência.

4.5 RESULTADOS DA ANÁLISE

Da análise visual pode-se verificar que a falha mostrada na Figura 37 é da mesma natureza da falha mostrada na Figura 27, ou seja, sobrecarga. O levantamento de dados associado à análise das cargas apoia a hipótese da análise visual, uma vez que as desacelerações ultrapassam o limite máximo admissível do material.

Deve-se levar em consideração que o levantamento de dados foi realizado para apenas um dia de operação. Além disso, no mês de Novembro anterior a quebra, foi realizada uma manutenção completa nas caixas de pinhão, incluindo testes de líquido penetrante para busca de trincas superficiais, que não identificou nenhum indício de trinca nas engrenagens. Como citado no Item 3.4 a quebra das caixas ocorreu no mês de Janeiro de 2014, sendo assim, o aparecimento da trinca que levou a quebra do dente da engrenagem da caixa de pinhão ocorreu nesses dois meses de operação. Como o período de dois meses é considerado curto, a ideia de falha por fadiga perdeu força. Isso oferece mais respaldo à hipótese de falha por sobrecarga.

5 PROPOSTA DE SOLUÇÃO

Com as análises realizadas nos itens anteriores, fica claro que a caixa de pinhão não está dimensionada para suportar os esforços aos quais está submetida. Torna-se necessária a apresentação de uma solução com intuito de evitar que falhas desse tipo voltem a acontecer.

A solução apresentada neste trabalho é o redimensionamento das engrenagens da caixa de pinhão, considerando a limitação inerente do arranjo físico da caixa.

5.1 CONSIDERAÇÕES

A principal limitação existente é a distancia entre centros de operação, uma vez que neste projeto não é feita nenhuma alteração em relação à estrutura física da caixa de pinhão ou aos mancais, ou seja, a distância entre centros em operação, $a = 790 \text{ mm}$, fornecida pela ArcelorMittal Tubarão, deve ser mantida.

Quando é realizado o cálculo para a distância entre centros teórica, a_t , em uma caixa de pinhão, a mesma assume um valor igual ao do diâmetro primitivo da engrenagem:

$$a_t = \frac{m}{\cos\beta} z \quad (16)$$

Da Equação 16:

$$a_t = \frac{30}{\cos 26^\circ} \cdot 23 = 767,7 \text{ mm}$$

Sendo assim a distância entre centros teórica pode ser maior no novo projeto, desde que não exceda $a = 790 \text{ mm}$, uma vez que não haveria compatibilidade entre as linhas de centro dos eixos de saída da caixa de pinhão e os eixos dos cilindros de trabalho.

A nova desaceleração calculada para o limite de fluência sobre sobrecarga excepcional deve se aproximar da máxima desaceleração encontrada durante o levantamento de dados e preferencialmente ultrapassa-la;

A mudança no momento de inércia das engrenagens é considerada desprezível, pois quando comparados, o momento de inércia do pinhão superior, J_{ps} , representa apenas cerca de 0,32% do momento de inércia equivalente, J_{eq} , utilizado

no cálculo de desaceleração. Logo as alterações realizadas não são suficientes para alterar esses valores de forma significativa.

É mantido o material de fabricação das engrenagens, os tratamentos térmicos aos quais ele foi submetido, as correções realizadas nas engrenagens da caixa de pinhão, bem como a qualidade de fabricação dos pares engrenados.

5.2 REDIMENSIONAMENTO

Analizando os Itens 4.2.1 e 4.2.2, tendo em mente as considerações acima, as únicas características da engrenagem que podem ser alteradas são o módulo normal (m_n), o ângulo de hélice (β) e a largura da engrenagem. Os outros fatores utilizados no cálculo são funções dos itens citados anteriormente.

Segundo Budynas [8], o aumento do ângulo de hélice de uma engrenagem, aumenta o comprimento do dente e conseqüentemente há uma melhor distribuição de carga devido ao aumento da área de contato. A norma AGMA 908-B89 [15] demonstra valores comuns para esse ângulo. É tomado o primeiro valor acima do valor de projeto da caixa de pinhão.

Valor atual, $\beta = 26^\circ$;

Novo valor segundo a norma, $\beta = 30^\circ$.

A seleção do novo valor segue a figura abaixo que indica os valores mais comuns para o módulo.

Módulos	
Preferidos	1, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Próxima escolha	1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Figura 41 - Módulos indicados para engrenagens. Fonte: BUDYANAS (2011)

Segundo a Figura 41 os módulos possíveis acima do atual (30) são 32, 36 e 40. Foram realizados os cálculos para os novos pares utilizando esses três valores, e foi percebido que o valor que mais se adéqua as proposta desse trabalho é o módulo de 36, pois para o módulo de 32 a desaceleração não atinge o valor necessário, e para o módulo de 40 seria necessário uma redução muito grande no número de dentes para manter a distância entre centros dentro da limitação do projeto.

Existe também uma restrição em torno da largura selecionada. No projeto atual existe uma distancia entre as engrenagens no mesmo eixo de 260 mm. No novo projeto, para aumentar a largura das engrenagens, essa distância é reduzida de forma que as engrenagens aumentem suas larguras em 70 mm cada.

5.3 CARACTERÍSTICAS DO NOVO PAR ENGRENADO

Potência nominal do motor = 8.000 kW;
 Rotação nominal de entrada, $\omega_1 = 40,38$ rpm;
 Número de dentes do pinhão superior, $z_1 = 19$;
 Número de dentes do pinhão inferior, $z_2 = 19$;
 Módulo normal, $m_n = 36$ mm;
 Ângulo de pressão normal, $\alpha_n = 20^\circ$;
 Ângulo da hélice, $\beta = 30^\circ$;
 Fator de correção do pinhão superior, $x_1 = 0,402$;
 Fator de correção do pinhão inferior, $x_2 = 0,402$;
 Distância entre centros em operação, $a = 790$ mm;
 Largura de trabalho, $b = 720$ mm;
 Diâmetro do eixo entre as engrenagens, $d_e = 500$ mm;
 Qualidade de fabricação, $Q_{ISO} = 7$ ou $Q_{AGMA} = 11$;
 Material dos pinhões = 17CrNiMo6;
 Tratamento térmico = Cementado, Temperado e Revenido, dureza = 58 a 62 HRc.

5.3.1 Verificação de interferência

Como o número de dentes do novo projeto é menor do que o projeto original é importante verificar se existe interferência. Essa verificação é feita através da satisfação da inequação abaixo [12].

$$D_t^c < 2 \left[a^2 + \frac{D_p^{p2}}{4} \cos^2 \alpha_n^e - a D_p^p \cos^2 \alpha_f^e \right] \quad (17)$$

$$D_p = m_t \cdot z \quad (18)$$

$$D_t = D_p + 2m_n^e \quad (19)$$

Das Equações 18 e 19, respectivamente:

$$D_p = m_t \cdot z = 41,57 \cdot 19 = 789,8 \text{ mm}$$

$$D_t = D_p + 2m_n^e = 789,8 + 2(36) = 861,8 \text{ mm}$$

Onde:

D_t^c = Diâmetro de topo da coroa

a = Distância entre centros de operação

D_p^p = Diâmetro primitivo do pinhão

α_n^e = Ângulo de pressão normal da engrenagem

α_f^e = Ângulo de pressão frontal da engrenagem.

m_t = módulo transversal

z = número de dentes

m_n^e = módulo normal da engrenagem

Substituindo os valores na Equação 17, tem-se:

$$861,8 < 2 \left[790^2 + \frac{789,8^2}{4} \cos^2 20^\circ - 790 \cdot 789,8 \cos^2 22,8^\circ \right]$$

$$861,8 < 928,25$$

Como a condição é satisfeita, não ocorre interferência no novo par engrenado.

5.3.2 Cálculo da Razão de Contato

A razão de contato, ε , do par engrenado é dada pela equação abaixo [12].

$$\varepsilon = \frac{b \tan \beta}{P_c} \quad (20)$$

$$P_c = \pi \cdot m_t \quad (21)$$

Onde:

b = Largura do dente

β = Ângulo de hélice

P_c = Passo circular

$$\varepsilon = \frac{720 \tan 30^\circ}{\pi \cdot 41,57} = 3,18$$

Dessa maneira há no mínimo 3 dentes e, eventualmente, 4 dentes em contato simultâneo no engrenamento.

Quando o mesmo cálculo é realizado para o projeto original, obtém-se o valor de 3,023. Logo há uma melhora na razão de contato, o que implica em uma melhor distribuição de cargas entre os dentes da engrenagem.

5.4 ANÁLISE DE CARGA PARA AS NOVAS ENGRENAGENS

Após determinados às novas características dos pares engrenados são realizados novamente os cálculos e a verificação dinâmica. Para as novas engrenagens a maior parte dos fatores não sofrerá alterações. Aqueles que tiveram seus valores alterados estão especificados nos itens abaixo e calculados novamente no ANEXO.

5.4.1 Potência Admissível à Flexão

Através da Equação 7, realiza-se novamente o cálculo para a potência que pode ser transmitida sem que ocorram trincas nos pés dos dentes das engrenagens.

Da Equação 6:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{36}{\cos 30^\circ} = 41,57 \text{ mm};$$

$K_B = 1$ (de rigidez do cubo);

$K_H = 1,55$ (fator de distribuição de carga);

$Y_J = 0,425$ (fator geométrico para flexão);

Substituindo os valores dos coeficientes na Equação 7 tem-se:

$$P_{ay} = \frac{40,38 \cdot 790}{1,91 \cdot 10^7 \cdot 1 \cdot 1,046} \cdot \frac{720 \cdot 41,57}{1} \cdot \frac{0,425}{1,55 \cdot 1} \cdot \frac{515 \cdot 0,36}{1,5 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$P_{ay} = 4204,3 \text{ kW}$$

Feitas as mesmas considerações do Item 4.2.1 a respeito da potência da caixa de pinhão e utilizada a Equação 10:

$$P_{adm} = 4 \cdot P_{ay} = 4 \cdot 4204,3 = 16817,2 \text{ kW}$$

Assim é possível calcular o torque máximo admissível, a partir da Equação 11.

$$T_{adm} = \frac{60 \cdot P_{adm}}{2\pi \cdot \omega_1} = \frac{60 \cdot 16817,2}{2\pi \cdot 40,38} = 3.977.032 \text{ kN.m}$$

5.4.2 Verificação da Fluência por Sobrecarga Excepcional

Através da Equação 12, realiza-se novamente o cálculo para o valor máximo de carga que o dente pode suportar com segurança, sem sofrer deformação permanente.

$K_{HS} = 1,437$ (fator de distribuição da força em condição de sobrecarga).

Substituindo os valores dos coeficientes na equação 12 tem-se:

$$F_{max} = \frac{738 \cdot 0,75 \cdot 720 \cdot 41,57 \cdot 0,425 \cdot 1}{1,437} = 4.461.290,9 \text{ N}$$

Feitas as mesmas considerações do Item 4.2.2 a respeito da potência da caixa de pinhão e utilizada a Equação 13:

$$T_{max} = 4 \cdot \frac{F_{max} \cdot d_{w1}}{2} = 4 \cdot \frac{3838695,5 \cdot 790}{2} = 6.065.138,89 \text{ kN.m}$$

5.5 VERIFICAÇÃO DINÂMICA DAS NOVAS ENGRENAGENS

Realizando novamente os cálculos para as desacelerações angulares, de acordo com o procedimento demonstrado nos Itens 4.2.1 e 4.2.2, e levando em consideração que o momento de inércia equivalente se manterá.

$$\alpha_{adm} = \frac{T_{adm}}{J_{eq}} = \frac{3977032}{166532,87} = 23,88 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_{lim} = \frac{T_{max}}{J_{eq}} = \frac{6350472}{166532,87} = 45,17 \text{ rad/s}^2$$

Sendo assim há um ganho de 25% para a desaceleração angular admissível e um ganho de 24% para a aceleração angular limite à fluência nas novas engrenagens da caixa de pinhão quando comparadas ao projeto original.

5.6 CAMADA DURA

De acordo com a norma, ainda é necessário calcular a espessura mínima da camada dura que os dentes das engrenagens a especificada para o projeto, de acordo com a equação 22:

$$h_{e \min} = \frac{\sigma_H \cdot d_{w1} \cdot \sin \alpha_{pt}}{U_H \cdot \cos \beta_{mb}} \quad (22)$$

Onde

$\sigma_H = 1.440 \text{ N/mm}^2$ (tensão de contato máxima recomendada pela norma);

$\alpha_{pt} = 22,25^\circ$ (ângulo de pressão transversal em operação);

$U_H = 4,4 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ (fator de endurecimento para engrenagens cementadas);

$\beta_{mb} = 28,02^\circ$ (ângulo de hélice no círculo de base);

$$C_G = \frac{z_2}{z_1 + z_2} \quad (23)$$

Da Equação 23:

$$C_G = \frac{z_2}{z_1 + z_2} = \frac{19}{19+19} 0,5.$$

Substituindo valores:

$$h_{e \min} = 3,73 \text{ mm}$$

6 RESULTADOS E COMENTÁRIOS DO REDIMENSIONAMENTO

O Gráfico 3 demonstra a relação das desacelerações angulares encontradas no dia estudado e os novos limites de desaceleração angular do dimensionamento proposto no Item 52.

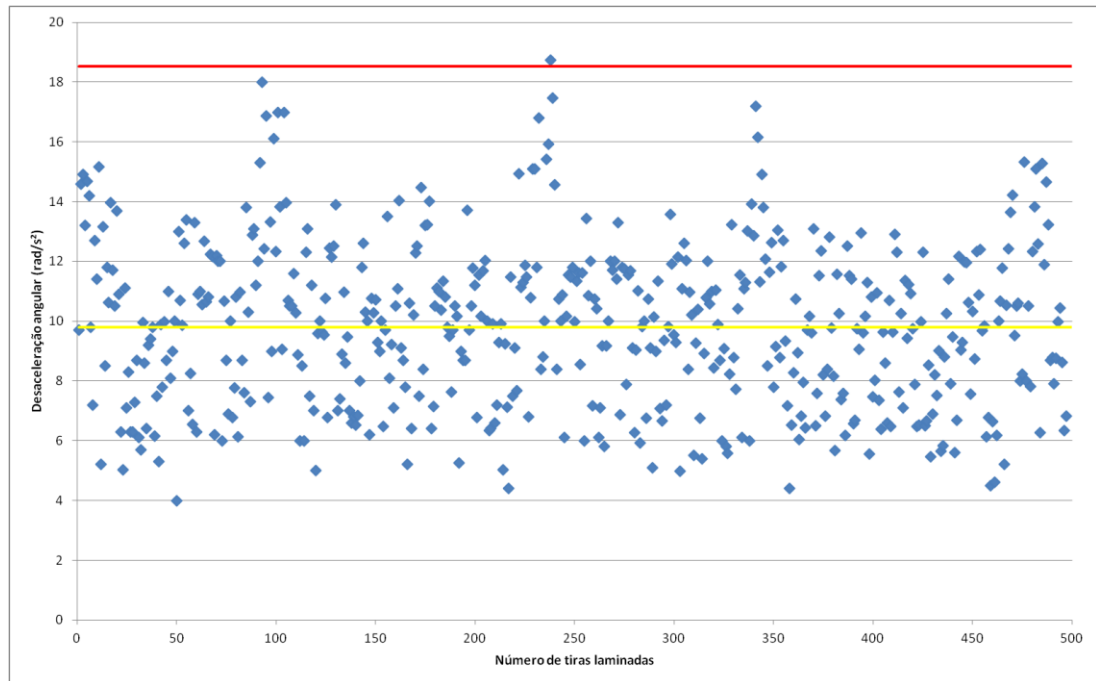


Gráfico 3 - Desacelerações angulares nas novas engrenagens

Pode-se notar que o número de desacelerações abaixo do limite admissível à flexão aumentou consideravelmente. Além disso, nota-se que houve apenas uma desaceleração acima do limite de fluência do material, e mesmo assim de valor muito próximo do mesmo.

O Gráfico 4 mostra um comparativo do número de tiras com valores de desaceleração abaixo da desaceleração admissível à flexão, entre a desaceleração admissível à flexão e o limite de fluência do material e acima do limite de fluência do material. O projeto original é mostrado em azul e o novo projeto é mostrado em laranja.

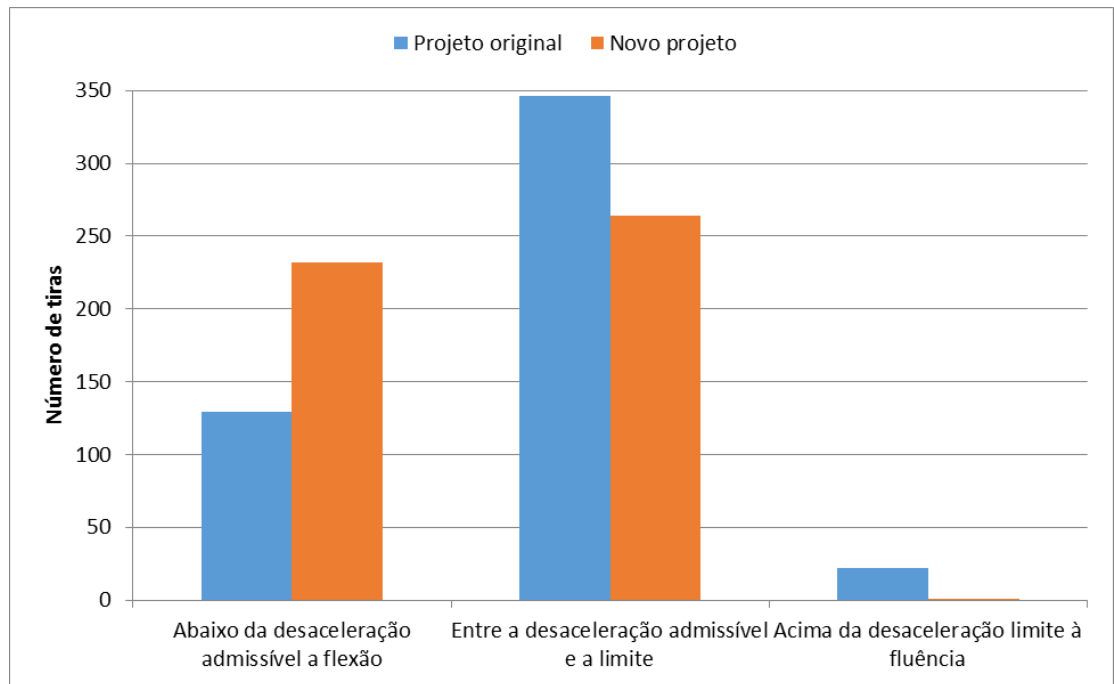


Gráfico 4 - Comparativo entre o projeto original e o projeto novo.

Com o novo projeto, nota-se que há uma melhora considerável na quantidade de tiras abaixo do limite à fluência do material e abaixo do limite admissível à flexão. Entretanto, devido às limitações do projeto, não é possível desenvolver os pares engrenados da caixa de pinhão de forma que a mesma resista a todas as desacelerações impostas sobre ela.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para o desenvolvimento de um projeto melhor que consiga suportar as desacelerações é necessário remover as limitações de projeto, ou seja, alterar a distância entre centros de operação. Para isso deve-se mudar a estrutura física da caixa.

Desta maneira é possível utilizar uma maior distância entre centros, consequentemente utilizando engrenagens maiores. Porém seria necessário também afastar a caixa de pinhão da cadeira de laminação. Com o recuo da caixa de pinhão faz-se necessário o redimensionamento do eixo de transmissão e dos *spindles*, visto que a posição dos cilindros de trabalho não pode ser alterada.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GOUVÊA, Marlon Rosa de; APLICAÇÃO DE INTELIGÊNCIA COMPUTACIONAL NA DETERMINAÇÃO DA FORÇA DE LAMINAÇÃO. Disponível em: < http://mtc-m18.sid.inpe.br/col/lac.inpe.br/lucio/2002/11.13.11.48/doc/workcap2_Revisaofinal_douglas.PDF>. Acesso em 3 de Junho de 2015.
- [2] MAXWELL; Processos de Laminação, PUC-Rio. Disponível em: <http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/10090/10090_3.PDF>. Acesso em 25 de Junho de 2015.
- [3] DEGARMO, E. Paul; BLACK, J T.; KOHSER, Ronald A. Materials and Processes in Manufacturing, 9ª edição. New York, John Wiley e Sons, 2003.
- [4] LENARD, John G.; Primer on Flat Rolling, 1ª edição. Elsevier Ltd, 2007
- [5] WUSATOWSKI, Zygmunt; Fundamentals of Rolling, Pergamon Press, London, 1969.
- [6] HATCH - Consulting engeneering and project implementation;" CoilboxTM". Disponível em: < <https://www.hatch.ca/Technologies/Coilbox/default.htm>>. Acesso em 28 de Maio de 2015.
- [7] Manual de treinamento da bobinadeira; ArcelorMittal Tubarão.
- [8] BUDYANAS, Richard G.; Elementos de Máquinas de Shigley, 8ª edição. São Paulo, AMGH Editora, 2011.
- [9] JUVINALL, R.C., MARSHEK, K.M., Fundamentals of Machine Component Design. New York, John Wiley e Sons, 2003.
- [10] ARCELORMITTAL. Disponível em:< www.arcelormittal.com/br/>. Acesso em 02 de Maio de 2015.

[11] LYNWNDER, Peter; Gear Drive Systems: Design and Application. New Jersey, Marcel Dekker INC., 1984.

[12] Elementos de Máquinas I – Engrenagens – Conceitos Básicos; Curso de Tecnologia em Manutenção Industrial UNIP. Disponível em <<http://2000pt.net/educacaotecnologica/engrenagens.pdf>>. Acesso em 10 de Junho de 2015.

[13] Apostila do Trem Acabador; ArcelorMittal Tubarão.

[14] AGMA Gear Handbook 2101-C95, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, Virginia, 1994.

[15] AGMA Gear Handbook 2101-C95, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, Virginia, 1989.

ANEXO A

DETERMINAÇÃO DE FATORES E TENSÕES

São determinados os fatores necessários e as tensões necessários para os cálculos realizados nos Itens 4.2 e 5.4.

DETERMINAÇÃO DOS FATORES

Fator de sobrecarga (K_o)

De acordo com a norma AGMA 2101-C95, o fator de sobrecarga só pode ser determinado quando se tem um extenso conhecimento no campo de aplicação desejado. Porém a norma também cita que em geral é possível adotar um fator de sobrecarga igual a 1, como será adotado para os cálculos desse trabalho. Com esse fator a engrenagem tem a capacidade de resistir a ciclos com até 200% de sobrecarga ocorrendo menos de quatro vezes em um período de 8 horas e não excedendo uma duração de um segundo.

Fator de rigidez do cubo (K_B)

Quando a espessura do corpo da engrenagem não é suficiente para fornecer suporte à raiz do dente da engrenagem, a falha por fadiga pode ocorrer no cubo ao invés do dente. É então utilizado um fator de modificação K_B , esse fator é uma função da relação m_B .

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (2410)$$

Onde:

t_R = raio do cubo abaixo do pé da engrenagem,

h_{tR} = profundidade total do dente.

Segundo Budynas (2006) para engrenagens helicoidais com dentes padronizados e ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$, é possível simplificar m_B para a seguinte equação:

$$m_B = \frac{\frac{zm_n}{2 \cos \beta} - \frac{d_e}{2} - 1,25m_n}{2,25m_n} \quad (25)$$

Onde, para a engrenagem estudada, tem-se:

Número de dentes, $z = 23$;

Módulo normal, $m_n = 30$ mm;

Diâmetro de eixo, $d_e = 520$ mm;

Ângulo de hélice, $\beta = 26^\circ$.

$$m_B = \frac{\frac{23 \cdot 30}{2 \cos(26^\circ)} - \frac{520}{2} - (1,25 \cdot 30)}{2,25 \cdot 30} = 1,279$$

Utilizando a Figura 42 é possível determinar K_B .

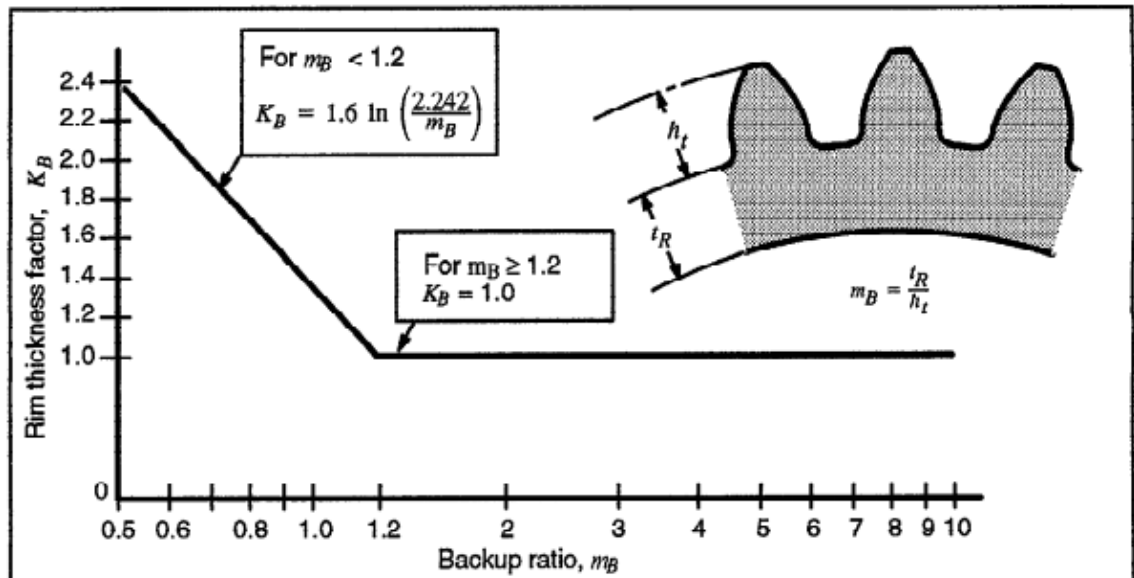


Figura 42 - Fator de espessura do cubo. Fonte: AGMA 2101-C95

Portanto será adotado para K_B e valor de 1 para o projeto original.

Para as novas engrenagens da caixa de pinhão alteram-se os valores anteriores.

Número de dentes, $z = 19$;

Módulo normal, $m_n = 36$ mm;

Diâmetro de eixo, $d_e = 500$ mm;

Ângulo de hélice, $\beta = 30^\circ$.

A redução no diâmetro do eixo entre as engrenagens é necessária, pois, caso fosse mantido o original o ganho de desaceleração seria reduzido aproximadamente pela metade. Assim da Equação 25:

$$m_B = \frac{\frac{19 \cdot 36}{2 \cos(30^\circ)} - \frac{500}{2} - (1,25 \cdot 36)}{2,25 \cdot 36} = 1,233$$

Novamente, através do Figura 42 K_B será 1.

Fator dinâmico (K_v)

Segundo a norma AGMA 2101 – C95, o fator dinâmico leva em conta a velocidade tangencial (v_t) no diâmetro primitivo e a qualidade de fabricação e da montagem do conjunto. A influência da qualidade no cálculo se dá através da variável Q_v , que representa a qualidade de fabricação, mostrada nos Ites 4.2 e 5.4 como Q_{AGMA} . Para o cálculo do fator dinâmico são utilizadas as seguintes equações:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_t}}{A} \right)^B \quad (26)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (27)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{0,667} \quad (2811)$$

$$v_t = \frac{\pi \omega_1 d_{w1}}{60000} \quad (29)$$

Com os dados especificados no item 3.3.2 os cálculos podem ser realizados.

Onde

a = distância entre centros (790 mm);

u = razão de transmissão (1, para caixas de pinhão).

Da Equação 8:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot 790}{1 + 1} = 790 \text{ mm}$$

Das Equações 29, 28, 27 e 26, repectivamente:

$$v_t = \frac{\pi \cdot 40,38 \cdot 790}{60000} = 1,67 \text{ m/s}$$

$$B = 0,25(12 - 11)^{0,667} = 0,25$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,25) = 92$$

$$K_v = \left(\frac{92 + \sqrt{200 \cdot 1,67}}{92} \right)^{0,25} = 1,046$$

Para o novo projeto os valores de K_v não serão alterados.

Fator de distribuição de carga (K_H)

O fator de distribuição de carga considera os desvios da hélice e o desalinhamento entre as engrenagens.

Para seu cálculo algumas simplificações são necessárias. Considera-se que a engrenagem está montada entre dois mancais, força de contato uniforme em toda a largura do engrenamento e o dente não pode ter sua largura maior do que 1120 milímetros.

$$K_H = 1 + K_{Hmc} (K_{Hpf} K_{Hpm} + K_{Hma} K_{He}) \quad (12)$$

Onde

K_{Hmc} = fator de correção do dente;

K_{Hpf} = fator de proporção do pinhão;

K_{Hpm} = modificador de proporção do pinhão;

K_{Hma} = fator de alinhamento;

K_{He} = fator de correção de alinhamento.

O fator de correção do dente, K_{Hmc} , modifica a intensidade do pico de carregamento, pode ser considerado 1 para dentes sem correção e 0,8 para dentes modificados. Como dito no item 3.3.2 os dentes da caixa de pinhão são modificados, portanto será adotado o valor 0,8.

O fator de proporção do pinhão, K_{Hpf} , considera as deflexões da engrenagem devido à carga imposta sobre a mesma. É obtido matematicamente através da equação 31:

$$K_{Hpf} = \frac{b}{10d_{w1}} - 0,1109 + 0,000815b - 0,000000353b^2 \quad (31)$$

Portanto

$$K_{Hpf} = \frac{650}{10 \cdot 790} - 0,1109 + 0,000815(650) - 0,000000353(650)^2 = 0,352$$

O modificador de proporção do pinhão, K_{Hpm} , altera K_{Hpf} , baseado na localização do pinhão relativa ao centro de linha do mancal.

$$K_{Hpm} = 1,0 \text{ se a razão } (S_l/S) < 0,175;$$

$$K_{Hpm} = 1,1 \text{ se a razão } (S_l/S) \geq 0,175;$$

Onde

S_l = distância entre o centro de linha do mancal a metade da face do pinhão (575 mm de acordo com o desenho da caixa de pinhão);

S = distância entre os centros de linha dos mancais (2060 mm de acordo com o desenho).

$$\text{Com isso } (S_l/S) = (575/2060) = 0,28 \geq 0,175 \text{ e } K_{Hpm} = 1,1.$$

O modificador do fator de alinhamento, K_{Hma} , considera os desalinhamentos entre os eixos das engrenagens. É analiticamente calculado pela equação

$$K_{Hma} = A + B(b) + C(b)^2 \quad (32)$$

Os valores A, B e C são extraídos da Tabela 1.

Curve	A	B	C
Curve 1 Open gearing	2.47×10^{-1}	0.657×10^{-3}	-1.186×10^{-7}
Curve 2 Commercial enclosed gear units	1.27×10^{-1}	0.622×10^{-3}	-1.69×10^{-7}
Curve 3 Precision enclosed gear units	0.675×10^{-1}	0.504×10^{-3}	-1.44×10^{-7}
Curve 4 Extra precision enclosed gear units	0.380×10^{-1}	0.402×10^{-3}	-1.27×10^{-7}

Tabela 1 - Constantes empíricas A, B e C. Fonte: AGMA 2101-C95

Será selecionado o caso de engrenamento fechado de precisão, “*Precision enclosed gear units*”, resultando em:

$$K_{Hma} = 0,0675 + 0,000504(650) + (-1,44 \cdot 10^{-7}(650)^2) = 0,334$$

O fator de correção de alinhamento, K_{He} , é utilizado para modificar o fator de alinhamento quanto à importância das técnicas de montagem em área. A norma sugere os seguintes valores para o fator de correção de alinhamento:

$$K_{Hma} = 0,8, \text{ quando o engrenamento é ajustado na montagem;}$$

$$= 0,8 \text{ quando o contato de engrenamento é melhorado com polimento;}$$

$$= 1,0 \text{ para outras condições.}$$

No caso estudado será utilizada a primeira situação, onde $K_{Hma} = 0,8$.

Assim, para o projeto original:

$$K_H = 1 + 0,8(0,352 \cdot 1,1 + 0,334 \cdot 0,8) = 1,523$$

Quando calculado o fator de distribuição de carga para o novo desenho, o único valor alterado será a largura da engrenagem e, portanto de K_{Hpf} , para a nova largura, $b = 720$, tem-se a partir da Equação 31:

$$K_{Hpf} = \frac{720}{10.790} - 0,1109 + 0,000815(720) - 0,000000353(720)^2 = 0,384$$

E assim, para o novo projeto.

$$K_H = 1 + 0,8(0,352 \cdot 1,1 + 0,384 \cdot 0,8) = 1,55$$

Fator geométrico de flexão (Y_J)

O fator geométrico de flexão avalia o formato do dente, a posição sobre a qual a maior parte da carga é aplicada e a divisão da carga aplicada entre as linhas de contato em engrenagens helicoidais, tanto as componentes tangencial e radial da carga sobre os dentes são consideradas.

A norma AGMA 908-B89 *Geometry Factors for Spur and Helical Gears* demonstra o método de cálculo para esses fatores, porém devido ao seu alto grau de complexidade a mesma norma também fornece tabelas com valores padronizados.

Para a leitura da tabela são necessários: o ângulo de pressão (α), o ângulo de hélice (β) e o número de dentes (z).

Para o caso estudado o valor do ângulo de hélice e do número de dentes não existe na tabela, logo os mesmos serão aproximados para: $\beta = 25^\circ$ e $z = 21$.

I AND J FACTORS FOR:¹

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE
 25.0 DEG. HELIX ANGLE
 0.250 TOOL EDGE RADIUS
 EQUAL ADDENDUM ($x_1 = x_2 = 0$)

2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 LOADED AT TIP

GEAR TEETH	12		14		17		PINION TEETH 21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	U	U														
14 I			0.123													
J	U	U	0.40	0.40												
17 I			0.137		0.126											
J	U	U	0.41	0.43	0.43	0.43										
21 I			0.152		0.142		0.130									
J	U	U	0.41	0.45	0.44	0.45	0.46	0.46								
26 I			0.167		0.157		0.146		0.134							
J	U	U	0.42	0.47	0.44	0.47	0.47	0.48	0.49	0.49						
35 I			0.187		0.178		0.168		0.156		0.138					
J	U	U	0.43	0.49	0.45	0.50	0.48	0.50	0.50	0.51	0.52	0.52				
55 I			0.213		0.207		0.199		0.189		0.173		0.144			
J	U	U	0.44	0.52	0.46	0.52	0.49	0.53	0.51	0.54	0.53	0.55	0.56	0.56		
135 I			0.248		0.247		0.244		0.239		0.230		0.210		0.151	
J	U	U	0.45	0.55	0.47	0.56	0.50	0.56	0.52	0.57	0.54	0.58	0.57	0.59	0.61	0.61

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.

Tabela 2 - Fator geométrico para o projeto original. Fonte: AGMA 908-B89

Sendo assim, $Y_J = 0,46$.

Para realizar a análise para o novo projeto é utilizada a Tabela 3.

I AND J FACTORS FOR:¹

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE
 30.0 DEG. HELIX ANGLE
 0.250 TOOL EDGE RADIUS
 EQUAL ADDENDUM ($x_1 = x_2 = 0$)

2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 LOADED AT TIP

GEAR TEETH	12		14		17		PINION TEETH 21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	U	U														
14 I			0.125													
J	U	U	0.39	0.39												
17 I			0.139		0.128											
J	U	U	0.39	0.41	0.41	0.41										
21 I			0.154		0.144		0.132									
J	U	U	0.40	0.43	0.42	0.43	0.44	0.44								
26 I			0.169		0.159		0.148		0.135							
J	U	U	0.41	0.44	0.43	0.45	0.45	0.46	0.46	0.46						
35 I			0.189		0.180		0.170		0.158		0.139					
J	U	U	0.41	0.46	0.43	0.47	0.45	0.48	0.47	0.48	0.49	0.49				
55 I			0.215		0.208		0.200		0.190		0.174		0.145			
J	U	U	0.42	0.49	0.44	0.49	0.46	0.50	0.48	0.50	0.50	0.51	0.52	0.52		
135 I			0.250		0.248		0.245		0.240		0.231		0.210		0.151	
J	U	U	0.43	0.51	0.45	0.52	0.47	0.53	0.49	0.53	0.51	0.54	0.53	0.55	0.56	0.56

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.

Tabela 3 - Fator geométrico para o novo projeto. Fonte: AGMA 908-B89

A norma não determina um valor exato para engrenagens com 19 dentes, e assim o fator será aproximado através de uma média entre os valores de 17 e 21 dentes, portanto, $Y_J = 0,425$.

Fator de vida à flexão (Y_z)

Ajustam o valor da tensão admissível de acordo com o número de ciclos de vida considerados.

Para a engrenagem estudada foi projetada para um número de ciclos (n_L) de $1,1 \times 10^9$. A partir desse dado é possível utilizar a Figura 43 e determinar o fator de vida à flexão.

Para o novo projeto é mantido o número de ciclos, e assim o fator de vida à flexão não sofre alteração.

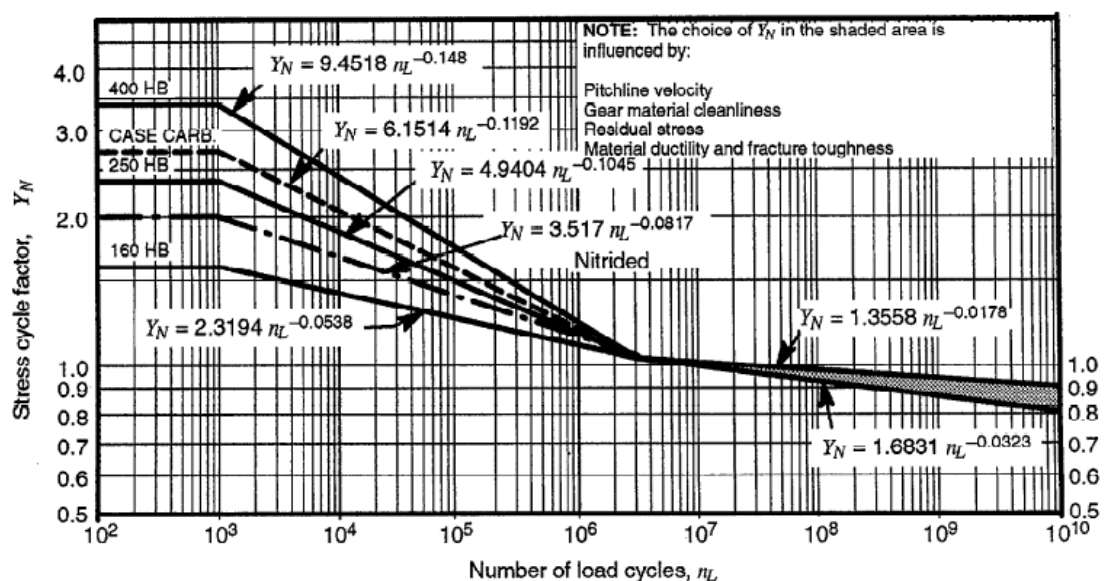


Figura 43 - Fator de vida à flexão. Fonte: AGMA 2101-C95

Para a dureza das engrenagens da caixa de pinhão é utilizada a equação:

$$Y_N = 1,3558 n_L^{-0,0178} \quad (13)$$

$$Y_N = 1,3558 (1,1 \cdot 10^9)^{-0,0178} = 0,936$$

Fator de tamanho (K_S)

O fator de tamanho reflete não uniformidades das propriedades do material. Ele depende do tamanho do dente, diâmetros das engrenagens, largura da face do dente, entre outros.

Segundo a norma, valores padrão para esses fatores ainda não foram determinados em casos onde o exista um efeito negativo do tamanho das

engrenagens. Assim o valor do fator de tamanho pode ser considerado como 1 para a maior parte das engrenagens.

Fator de confiabilidade (Y_Z)

Leva em conta o efeito de distribuição normal estatística de falhas encontradas em falhas de materiais. A Tabela 4 contém fatores de confiabilidade que podem ser utilizados para modificar a tensão admissível.

Requirements of application	$Y_Z^{1)}$
Fewer than one failure in 10 000	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in 10	0.85 ²⁾
Fewer than one failure in 2	0.70 ^{2) 3)}

Tabela 4 - Fator de confiabilidade. Fonte: AGMA 2101-C95

O material estudado se encontra na classificação “*Fewer than one failure in 100*”, portanto o fator de confiabilidade será considerado 1.

Fator de temperatura (Y_θ)

É geralmente considerado como 1 quando as engrenagens operam com temperaturas não excedendo 120°C. Quando a temperatura de operação está abaixo de 0°C são necessárias considerações especiais, o que não é o caso estudado.

Coeficiente de segurança à flexão (S_F)

Quando são utilizados o fator de sobrecarga (K_o) e o fator de confiabilidade (Y_Z), se torna necessário à utilização de um fator de segurança que considera os riscos a segurança e os riscos econômicos, assim como outros aspectos que não são quantificáveis da aplicação.

Quanto maiores às incertezas ou consequências da falha, maiores são os fatores de segurança.

Esses fatores devem ser determinados através de análises contínuas e experiência de serviço em áreas de aplicação.

A Tabela 5, retirada da norma AGMA 6010-E88-1988 “*Standard for Spur, Helical, Herringbone, and Bevel Enclosed Drives*” mostra valores usuais tomados para o coeficiente de segurança à flexão.

Duration of Service (Hours per Day)	Uniform Load	Moderate Shock	Heavy Shock	Extreme Shock
Occasional .5 hour	—	—	1.00	1.25
Less than 3 hours	1.00	1.00	1.25	1.50
3-10 hours	1.00	1.25	1.50	1.75
Over 10 hours	1.25	1.50	1.75	2.00

Tabela 5 - Coeficiente de segurança à flexão. Fonte: AGM 6010-e88

Será adotado o caso de impactos médios com o funcionamento a cima de 10 horas (“*Over 10 hours*”) e impacto moderado (“*Moderate Shock*”). Logo, $S_F = 1,5$.

Fator redutor de tensão de escoamento (K_y)

Aplicado para a redução da tensão de escoamento, aumentando assim a segurança para a aplicação. É determinado através Figura 44.

Requirements of application	K_y
Conservative practice	0.50
Industrial practice	0.75

Figura 44 - Fator de tensão de escoamento. Fonte: AGMA 2101-C95

É tomado o valor para a aplicação “*Industrial practice*” para a análise tanto do projeto inicial quanto do novo.

Fator de correção da tensão (K_f)

Fator que inclui os efeitos de concentração de tensão e concentração de carga, sua determinação é feita através de métodos analíticos aplicados para cada

aplicação em particular. Para simplificar os cálculos a norma AGMA 908-B89, permite que esse fator seja considerado como 1.

Fator de distribuição de força em situação de sobrecarga (F_{HS})

Leva em consideração a aplicação não uniforme de tensão durante a sobrecarga. Para engrenamentos enclausurados é calculado a partir da equação

$$F_{HS} = 0,000567b + 1,07 \quad (14)$$

Para o projeto original, $b = 650$ mm, assim

$$F_{HS} = 0,000567 \cdot 650 + 1,07 = 1,438$$

Para o novo projeto, $b = 720$ mm, assim

$$F_{HS} = 0,000567 \cdot 720 + 1,07 = 1,478$$

DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES

Tensão admissível à flexão (σ_{FP})

É obtido através da Tabela 6 para o material cementado, temperado e revenido (carburized & hardened) com classe 3 (Grade 3), conforme especificação.

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable bending stress number ²⁾ , σ_{FP} N/mm ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened	see figure 9	see figure 9	see figure 9	—
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type A pattern ⁵⁾	see table 8	310	380	—
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type B pattern ⁵⁾	see table 8	150	150	—
	Carburized & hardened ⁴⁾	see table 9	380	450 or 485 ⁶⁾	515
	Nitrided ⁴⁾ ⁷⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	see figure 10	see figure 10	—
Nitralloy 135M, Nitralloy N and 2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁴⁾ ⁷⁾	87.5 HR15N	see figure 11	see figure 11	see figure 11

Tabela 6 - Tensão admissível à flexão para engrenagens de aço. Fonte: AGMA 2101-C95

Assim, $\sigma_{FP} = 515$ N/mm².

Tensão de escoamento (σ_S)

Para a determinação dessa tensão a norma fornece a Figura 45 em função da dureza Brinell (H_B) do material.

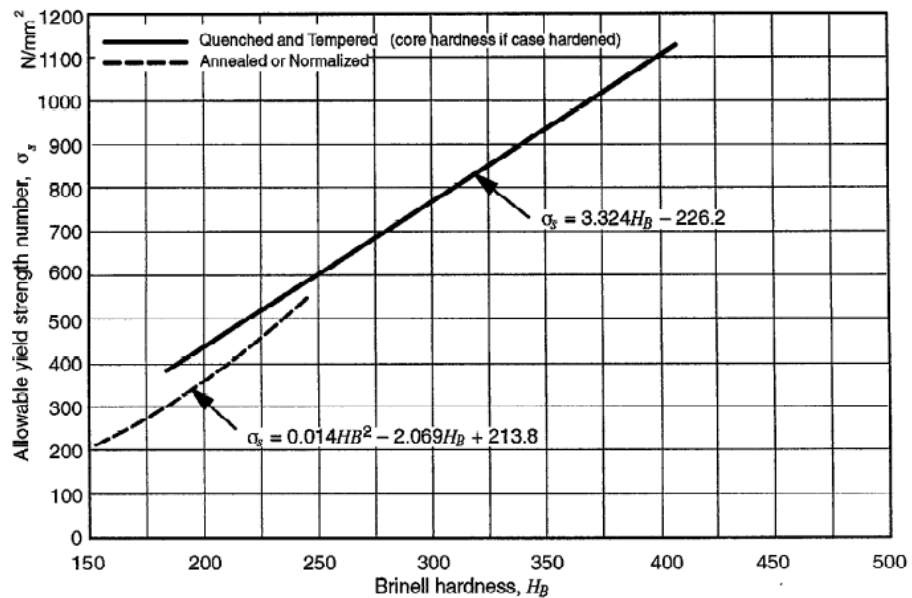


Figura 45 - Tensão de escoamento x Dureza Brinell. Fonte: AGMA 2101-C95

O material selecionado se encontra na classe DIN 1.6587 (*Nickel-Molybdenum Alloy Steel*), para essa classe, com o material temperado e revenido, $H_B = 290$, logo:

$$\sigma_S = 3,324H_B - 226,2 = 3,324(290) - 226,2 \quad (15)$$

$$\sigma_S = 3,324(290) - 226,2 = 737,76 \, N/mm^2$$