



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
PREVISÃO DE TRINCAS EM ENGRENAGENS BI-HELICOIDAIS
NAS BOBINADEIRAS DOS LAMINADORES SENDZIMIR
SUJEITAS A DANOS ACUMULADOS POR FADIGA DE CONTATO**

DOUGLAS MATIAS ARAÚJO ALVARENGA

Belo Horizonte, 07 de fevereiro de 2017

Douglas Matias Araújo Alvarenga

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA PREVISÃO DE TRINCAS
EM ENGRENAGENS BI-HELICOIDAIS NAS BOBINADEIRAS DOS
LAMINADORES SENDZIMIR SUJEITAS A DANOS ACUMULADOS POR FADIGA
DE CONTATO**

Dissertação apresentada ao Programa de pós-graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais,
como requisito parcial à obtenção do título de mestre em Engenharia
Mecânica

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence

UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2017



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha 31.270-901 – Belo Horizonte – MG
Tel.: +55 31 3499-5145 – Fax.: + 55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br – E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA PREVISÃO DE TRINCAS
EM ENGRENAGENS BI-HELICOIDAIS NAS BOBINADEIRAS DOS
LAMINADORES SENDZIMIR SUJEITAS A DANOS ACUMULADOS POR FADIGA
DE CONTATO**

DOUGLAS MATIAS ARAÚJO ALVARENGA

Dissertação defendida e aprovada em 07 de fevereiro de 2017, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Projetos Mecânicos".

Prof. Dr. Antônio Eustáquio de Melo Pertence – UFMG – Orientador

Prof. Dr Paulo Roberto Cetlin - UFMG - Examinador

Prof. Dr. Paulo Cesar de Matos Rodrigues – UFMG -Examinador

Prof. Dr. Haroldo Béria Campos – UFMG - Examinador Suplente

À minha esposa Ariane e à minha mãe Miriã.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Antônio Eustáquio de Melo Pertence pela orientação, paciência, simpatia e cordialidade sempre presentes no decorrer deste trabalho.

Ao grande amigo Felipe Grativol Lima pela sua valiosa contribuição durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos e mestres da Gerência de Engenharia: Sérgio Rolla Guimarães, Alberto Hisashi Hibino, Marcelo Lopes Martins Borges e Romero de Souza Araújo pelo apoio na escolha do tema e orientações ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

À Aperam South America, em nome do gerente Leônidas Martins Bicalho e do coordenador Valdir Quintão de Souza por esta oportunidade de crescimento profissional.

Ao amigo Rogério Americano pela confecção dos desenhos.

Aos colegas de trabalho Ronaldo de Araújo Rodrigues, Antônio Carlos Ataíde, Ângelo Ferreira Costa, Carlos Lovato Neto, Washington Miranda e Renato Siqueira Campos pelo apoio no desenvolvimento deste trabalho.

“Be the change you want to see in the world”

Mahatma Gandhi

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	7
LISTA DE GRÁFICOS	9
LISTA DE TABELAS	10
NOMENCLATURA	11
RESUMO	13
1. INTRODUÇÃO	14
2. OBJETIVOS	17
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3.1 Laminadores a frio de produtos planos	18
3.2 Engrenagens helicoidais e bi-helicoidais	22
3.2.1 Falhas em engrenagens	23
3.2.1.1 Fadiga de contato	24
3.3 Fadiga em metais	26
3.3.1 Conceito de dano	30
3.3.2 O dano por fadiga de contato	35
3.3.2.1 Micropitting	36
3.3.2.2 Macropitting	37
3.3.2.3 Efeito da tensão residual na vida à fadiga de contato	37
3.3.2.4 Escorregamento dos dentes de engrenagem	40
3.3.2.5 Lubrificação em engrenagens	41
3.3.2.6 Limite de fadiga para engrenagens	43
4. METODOLOGIA	44
4.1 Histórico de trabalho e de falhas da Engrenagem	44
4.2 Metodologia para previsão da vida à fadiga superficial de engrenagens helicoidais e bi-helicoidais	45
4.3 Automatização da metodologia	52
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	55
5.1 Avaliação geral dos dados	55
5.1.1 Menor relação dano/ciclos	59
5.1.2 Maior relação dano/ciclos	63
5.1.3 Avaliação das ocorrências do Regime I	66
5.2 Influência da temperatura do óleo lubrificante na vida à fadiga	68
5.3 Inspeção visual realizada para avaliar o dano da coroa	71
6. CONCLUSÕES	74
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
ABSTRACT	77
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78
ANEXO A	80
ANEXO B	82
ANEXO C	87

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1- Fluxo de produção da Aperam South America.....	14
FIGURA 3.1- Laminador multicadeiras (tandem).....	18
FIGURA 3.2- Laminador reversível.....	19
FIGURA 3.3- Laminador reversível do tipo Sendzimir.....	20
FIGURA 3.4- Nomenclatura utilizada em laminadores Sendzimir.....	20
FIGURA 3.5- Configuração de um laminador Sendzimir.....	21
FIGURA 3.6- Bobinadeira do laminador Sendzimir.....	22
FIGURA 3.7- Desenho esquemático de uma engrenagem helicoidal e bi-helicoidal mostrando o ângulo de hélice.....	23
FIGURA 3.8- Falhas em engrenagens causadas por: (a) fadiga por flexão e (b) fadiga por contato.....	24
FIGURA 3.9- Distribuição da pressão de Hertz entre superfícies cilíndricas.....	25
FIGURA 3.10- Distribuição da tensão cisalhante ao longo da espessura do corpo.....	26
FIGURA 3.11- Estágios I e II da trinca por fadiga.....	28
FIGURA 3.12- Dados de fadiga por flexão plotados em coordenadas semi-log.....	29
FIGURA 3.13- Relação entre o limite de resistência e o limite de fadiga de aços forjados.....	30
FIGURA 3.14- Representação do progresso do dano de fadiga com aplicações de ciclos de tensão (com amplitude de tensão constante).....	31
FIGURA 3.15- Relação de ciclos de dano para diversas amplitudes de tensão em testes conduzidos à tensões constantes ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \sigma_4$).....	32
FIGURA 3.16- Relação de ciclos de dano normalizados tomando como referência σ_1	33
FIGURA 4.1- Foto da trinca na coroa.....	45
FIGURA 4.2- Esquema dos sentidos dos torques das bobinadeiras.....	46
FIGURA 4.3- Relação de diversos parâmetros no bobinamento e desbobinamento.....	46
FIGURA 4.4- Tensão de contato admissível para aços completamente endurecidos.....	49
FIGURA 4.5- Fluxograma da metodologia utilizada.....	51
FIGURA 4.6- Parâmetros coletados para aplicação da metodologia.....	53
FIGURA 4.7- Representação esquemática do maior esforço de contato e menor esforço de contato no dente.....	53
FIGURA 5.1- Face oposta da coroa avaliada que operou por 9 anos.....	57
FIGURA 5.2- Face da outra coroa que operou por 32 anos.....	58
FIGURA 5.3- Representatividade dos danos/ciclos acumulados no período amostrado.....	58
FIGURA 5.4- Tela do ibaAnalyzer® (13/08/2016, 08:00-09:00) mostrando o período em que o regime III de lubrificação é dominante.....	62
FIGURA 5.5- Tela do ibaAnalyzer® (31/08/2014, 14:00-15:00) mostrando a influência da força de tração da tira na determinação do regime de lubrificação.....	64
FIGURA 5.6- Tela do ibaAnalyzer® (31/08/2014, 14:11:30-14:16:30) mostrando mudança do regime de lubrificação em função da força de tração da tira.....	64
FIGURA 5.7- Tela do ibaAnalyzer® (31/08/2014, 17:06-17:14) com ênfase no pequeno período de operação no Regime III de lubrificação.....	65
FIGURA 5.8- Tela do ibaAnalyzer® (21/08/2014, 15:21:27-15:25:00) mostrando a influência do torque na coroa na determinação do regime de lubrificação.....	66
FIGURA 5.9- Tela do ibaAnalyzer® (21/08/2014, 15:51:51-15:54:30) mostrando a influência do torque na coroa na determinação do regime de lubrificação.....	67
FIGURA 5.10- Tela do ibaAnalyzer® (21/08/2014, 15:41:40-15:43:10) mostrando a influência do torque na coroa na determinação do regime de lubrificação.....	67

FIGURA 5.11- Comparação da metodologia aplicada para o caso real e aplicada para uma temperatura do óleo menor (31,5 °C para 26,5 °C) no dia 13/08/2016.	69
FIGURA 5.12- Comparação da metodologia aplicada para o caso real e aplicada para uma temperatura do óleo menor (37 °C para 32° C) no dia 21/08/2016.	70
FIGURA 5.13- Comparação da metodologia aplicada para o caso real e aplicada para uma temperatura do óleo menor (36 °C para 31 °C) no dia 31/08/2016.	71
FIGURA 5.14- Foto da coroa da bobinadeira esquerda , evidenciando um pitting inicial na hélice esquerda (27/10/2016).	72
FIGURA 5.15- Foto da coroa da bobinadeira, sem evidências de pittings da hélice direita da coroa (27/10/2016).....	72

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 5.1- Comparação entre o dano parcial e os ciclos no período amostrado.	59
GRÁFICO 5.2- Valores de r durante o período amostrado.	60

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1- Características do par engrenado das bobinadeiras	48
TABELA 4.2- Valores de Z_N para cada regime de lubrificação.....	49
TABELA 5.1- Representação dos danos acumulados	56
TABELA 5.2- Dados calculados por hora do dia 06/08/2016.....	60
TABELA 5.3- Dados calculados por hora do dia 13/08/2016.....	61
TABELA 5.4- Comparação de diversos parâmetros para um mesmo valor de λ	63
TABELA 5.5- Percentual de redução do dano parcial em função da redução da temperatura do lubrificante	68

NOMENCLATURA

Letras Latinas

a	metade da largura de contato [mm]
C_p	coeficiente elástico [adimensional]
C_H	fator de dureza [adimensional]
D	dano [adimensional]
d_b	diâmetro da bobina [mm]
d_c	diâmetro primitivo da coroa [mm]
E_1	módulo de elasticidade do material 1 [GPa]
E_2	módulo de elasticidade do material 2 [GPa]
E_r	módulo de elasticidade reduzido [GPa]
F_t	força de tração do processo [N]
h_{min}	espessura mínima do filme [μm]
K_m	fator de distribuição [adimensional]
K_o	fator de sobrecarga [adimensional]
K_R	fator de confiabilidade [adimensional]
K_s	fator de forma [adimensional]
K_T	fator de temperatura [adimensional]
K_v	fator dinâmico [adimensional]
L	comprimento de contato [mm]
n	ciclos aplicados [adimensional]
N_f	ciclos totais até a falha [adimensional]
N_I	número de ciclos até a falha no regime I de lubrificação [adimensional]
N_{II}	número de ciclos até a falha no regime II de lubrificação [adimensional]
N_{III}	número de ciclos até a falha no regime III de lubrificação [adimensional]
p	pressão [MPa]
R_1	raio do material 1 [mm]
R_2	raio do material 2 [mm]
R_{q1}	rugosidade RMS do material 1 [μm]
R_{q2}	rugosidade RMS do material 2 [μm]

S_{ac}	tensão de contato admissível [MPa]
S_c	tensão de contato [MPa]
S_H	fator de segurança [adimensional]
T	torque [Nm]
V_e	velocidade de entrada [pol/s]
V_t	velocidade tangencial da coroa [m/min]
V_{tb}	velocidade tangencial da bobina [m/min]
W_t	força tangencial em cada metade da coroa [N]
Z_N	fator de vida ao <i>pitting</i> [adimensional]

Letras Gregas

α	coeficiente pressão-viscosidade [pol ² /lb]
β	ângulo de hélice [adimensional]
θ_M	temperatura do dente [°C]
θ_{oil}	temperatura do óleo [°C]
λ	espessura específica do filme [adimensional]
μ_0	viscosidade absoluta [lb·s/pol ²]
ν_1	constante de Poisson do material 1 [adimensional]
ν_2	constante de Poisson do material 2 [adimensional]
ρ_n	raio relativo de curvatura [pol]
σ	tensão [MPa]
X_r	fator de distribuição de carga [adimensional]
ω_{Nr}	carregamento normal unitário [lb/pol]

RESUMO

Laminadores do tipo Sendzimir são amplamente utilizados em siderúrgicas que produzem aços inoxidáveis. Para o funcionamento destes laminadores são utilizadas bobinadeiras de chapas (uma a esquerda e uma a direita do laminador). As bobinadeiras são acionadas através de um motor acoplado a um par de engrenagens cilíndricas bi-helicoidais que por sua vez está ligado a um mandril onde as chapas são enroladas em forma de bobinas. Foi desenvolvida neste trabalho uma metodologia para previsão de vida útil em engrenagens bi-helicoidais nas bobinadeiras de chapas dos laminadores Sendzimir sujeitas a danos acumulados por fadiga de contato. A metodologia proposta é baseada no acúmulo de danos por fadiga das engrenagens, onde foram introduzidos no modelo de previsão de vida todos os parâmetros considerados relevantes. A regra linear de acúmulo de danos de Miner é utilizada para quantificar o dano na engrenagem a cada volta que a mesma realiza. A idéia é que a metodologia sirva como ferramenta de controle que permita a previsão da manutenção/substituição da coroa do par de engrenagens cilíndricas bi-helicoidais avaliado considerando a existência de defeitos por fadiga de contato tipo “*pitting*”. A metodologia foi aplicada em um estudo de caso com avaliação experimental durante 40 dias, totalizando quase $1,5 \text{ E}+06$ de ciclos sobre os dentes da coroa da bobinadeira de chapas. Foi verificado que o regime de lubrificação atuante tem grande influência no dano final acumulado, e o regime é altamente influenciado pelo valor do torque na coroa e pela temperatura do óleo lubrificante. O aumento da velocidade do processo de bobinamento de 458 m/min para 600 m/min não ocasionou um impacto significativo na vida à fadiga de acordo com a metodologia proposta. Observou-se que existem características da engrenagem que são alteradas após a entrada em operação das mesmas, sendo proposta ações para o ajuste destas características. A metodologia proposta não aborda carregamentos considerados anormais, tais como aqueles advindos de falhas na montagem das engrenagens.

Palavras chave: Laminador Sendzimir, Regra de Miner, Danos por Fadiga de Contato, Engrenagem, Pitting

1. INTRODUÇÃO

Fundada em 1944 na cidade de Timóteo, Minas Gerais com o nome ACESITA, a Aperam *South America* é produtora integrada de aços planos inoxidáveis e elétricos, e fabrica também aços planos especiais ao carbono. O fluxo de produção é composto pelos seguintes processos (FIG. 1.1):

- Redução;
- Aciaria;
- Laminação a quente;
- Laminação a frio;

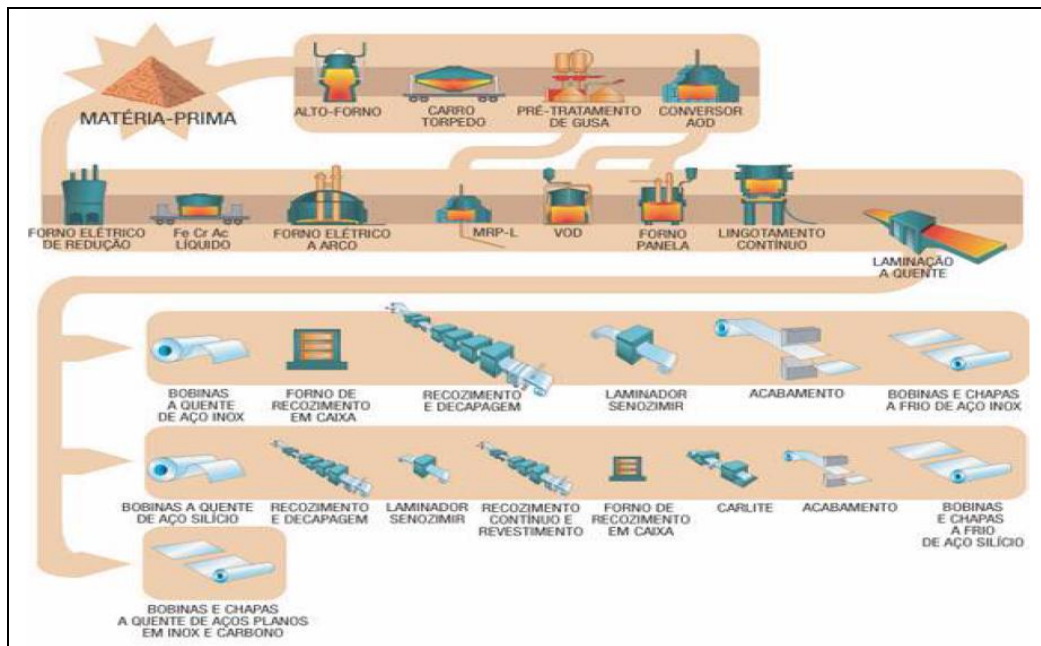


FIGURA 1.1- Fluxo de produção da Aperam South America.

FONTE- Guimarães, 2009, p. 20

Na redução, o minério de ferro é transformado em ferro gusa líquido em um Alto Forno através de uma reação entre matéria-prima, fundentes e o combustível. Na aciaria, o material é definido com a composição química desejada. O estado final sólido é obtido em forma de placas através do lingotamento, que pode ser do tipo convencional ou contínuo. A laminação a quente é necessária para transformar a placa em tiras. Para isso, a placa é aquecida a uma elevada temperatura

e passa através de vários trens de laminação. O material resultante é em formato de tira e a espessura mínima resultante para estes materiais é de 2,5 mm.

Tiras laminadas a quente são a matéria-prima para produtos planos na Aperam *South America*. Entretanto, alta qualidade superficial, alta qualidade de forma e alta precisão nas propriedades mecânicas e dimensionais necessitam que as operações pertencentes ao processo de “Laminação a frio” sejam realizadas. Essas operações consistem em:

- Recozimento para modificar a estrutura;
- Decapagem para limpar a superfície;
- Laminação a frio para reduzir espessura e
- Corte longitudinal para obter a largura requerida.

Na Aperam *South America*, a laminação a frio é realizada por laminadores do tipo Sendzimir, cuja configuração o torna mais vantajoso quando o programa de produção é muito diversificado.

O cenário atual, economicamente globalizado e altamente competitivo, exige que as empresas busquem aumentar a lucratividade através da redução de custos operacionais e de manutenção, aumento de produtividade e melhoria da qualidade do produto ou serviço. A manutenção de equipamentos, antes considerada um mal necessário, é atualmente parte integrante dos esforços estratégicos de produtividade das empresas, o que tem levado às mesmas a buscarem metodologias que auxiliem na previsão de vida útil de componentes críticos.

Entre 05/01/2016 a 07/03/2016, a Aperam *South America* realizou uma modernização no Laminador de bobinas nº 1 (LB1) do tipo Sendzimir, aumentando a capacidade máxima através da alteração da velocidade do processo de bobinamento de 458 m/min para 600 m/min. Conseqüentemente, alguns componentes que já eram suscetíveis a danos acumulados por fadiga se tornaram ainda mais vulneráveis.

As bobinadeiras são equipamentos fundamentais nos laminadores do tipo Sendzimir, que são usados para a produção de aços laminados a frio. Laminadores Sendzimir produzem tiras de aço laminadas através de um processo reversível. Sucessivos passes alongam a tira de aço e reduz a sua espessura até a medida necessária. Cada bobinadeira é acionada através de dois motores em série com potência de 1500 hp cada, que transmitem potência para um redutor de velocidade que possui um conjunto de engrenagens bi-helicoidais, onde a coroa desse par é ligada a um mandril.

O histórico de operação dessas coroas mostra um desgaste progressivo por fadiga de contato, evidenciando *pittings* nas superfícies dos dentes. Esta condição é preocupante para o departamento de manutenção do laminador, já que a falha repentina da coroa poderá resultar na descontinuidade operacional do laminador, o que acarretaria um grande prejuízo para a empresa, além de custos adicionais para reposição das peças e serviço de desmontagem e montagem do conjunto.

A principal motivação para este trabalho está relacionada à possibilidade de conseguir prever quando ocorrerá o “*pitting*” nas coroas dos redutores das bobinadeiras.

2. OBJETIVOS

A partir de mar/2016, após a reforma ocorrida no LB1, sua velocidade máxima de processamento foi aumentada, acarretando em uma aceleração da taxa de desgaste de diversos componentes, sendo que as coroas dos redutores são consideradas como itens críticos para a equipe de manutenção. Desta forma, o estudo deste trabalho possui o objetivo geral de:

- *Propor uma metodologia para servir de ferramenta de controle da vida por fadiga de contato em engrenagens de redutores de laminadores do tipo Sendzimir, a partir do histórico do carregamento, velocidade do processo e das características físicas e geométricas da coroa.*

A aplicação do método pela manutenção possibilita os seguintes objetivos específicos:

- *Avaliar a eficácia da aplicação da regra linear de acúmulo de danos em engrenagens submetidas à fadiga superficial, comparando o resultado obtido com as condições superficiais dos dentes das coroas em operação;*
- *Avaliar, segundo a metodologia, quais são as principais variáveis que afetam o resultado do dano acumulado na coroa e propor ações para minimizar este dano.*

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Laminadores a frio de produtos planos

Segundo Dieter (1981), o processo de deformação plástica dos metais no qual o material passa entre cilindros é conhecido como laminação. Devido à alta produtividade e um ótimo controle dimensional do produto acabado é o processo de transformação mecânica mais usado na prática. Devido às elevadas tensões de compressão e as restrições geométricas e de arraste, raramente se conseguem dimensões finais desejadas em uma única etapa de laminação, sendo necessário realizar o processo em vários passes.

Segundo Ataíde (2012), um laminador consiste basicamente em cilindros, mancais, uma carcaça, chamada cadeira, para fixar estas partes, e um motor para fornecer potência aos cilindros com movimento de rotação.

Duprez (2000) cita os dois tipos de laminadores usuais nos processos de laminação a frio: o laminador multicadeiras (*tandem*) e o laminador reversível. O primeiro é composto por uma desbobinadeira na entrada, uma bobinadeira na saída e entre eles estão as cadeiras de laminação, conforme mostra a FIG. 3.1. Laminadores multicadeiras podem ter duas ou mais cadeiras, dependendo da redução total a ser realizada.

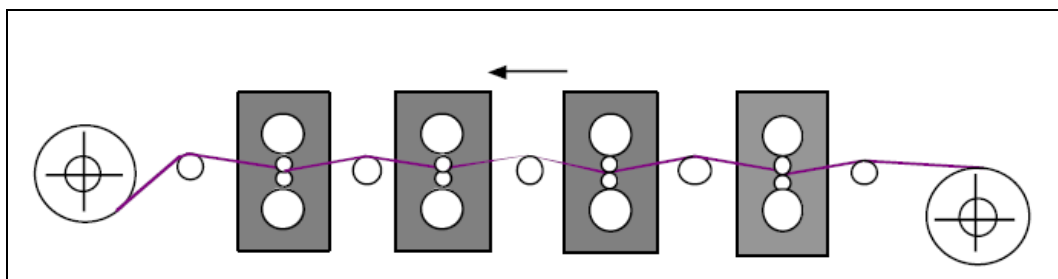


FIGURA 3.1- Laminador multicadeiras (tandem).

FONTE- Duprez, 2000, p. 3.1

O segundo tipo de laminador a frio é o reversível, utilizado quando o programa de produção é muito diversificado. Este tipo de laminador é menos produtivo que um laminador multicadeiras. A direção da laminação é realizada alternativamente para a direita e para a esquerda, conforme mostra a FIG. 3.2.

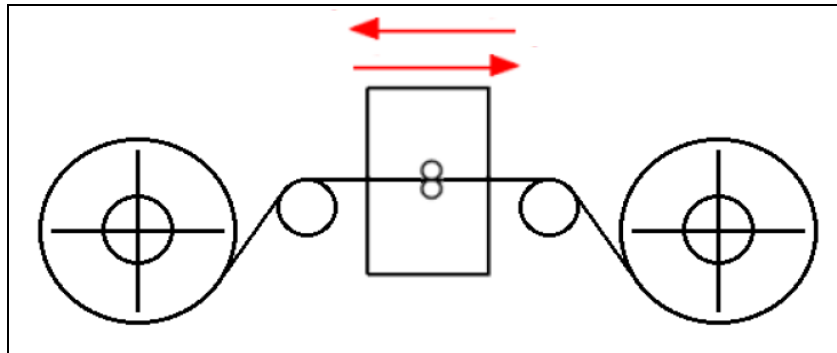


FIGURA 3.2- Laminador reversível.

FONTE- Duprez, 2000, p. 3.2

Enquanto ocorre o processo de laminação, a desbobinadeira de entrada permite ao operador preparar a próxima tira, o que resulta em um ganho de produção considerável se analisado a longo prazo. Dentre os tipos de laminadores reversíveis, os mais comuns são: duo, quadro e *cluster*, este último dá destaque aos laminadores *Senzimir*, em que este estudo foi baseado.

Com a intenção de reduzir ao máximo o diâmetro dos cilindros de trabalho, uma vez que a força de laminação aumenta com o diâmetro dos cilindros, Rohn propôs, por volta de 1925, a utilização de laminadores com dez ou dezoito cilindros de apoio para os cilindros de trabalho. O conceito básico de Rohn foi muito bem aceito por Tadeusz Sendzimir, tendo grande aceitação em todo mundo, especialmente em laminações de aços inoxidáveis e elétricos (Duprez, 2000).

Seus cilindros de trabalho conseguem realizar elevadas reduções em materiais com dureza elevada com grande facilidade. Os cilindros de trabalho são fáceis de substituir e o laminador fornece alta qualidade superficial. A FIG. 3.3 representa um desenho esquemático da cadeia de laminação de um laminador *Senzimir*.

Os laminadores *Senzimir* são classificados conforme uma nomenclatura própria, formada por uma seqüência alfanumérica, conforme apresentada na FIG. 3.4.

A FIG. 3.5 mostra uma configuração do laminador *Senzimir*. O processo inicia-se introduzindo a bobina na desbobinadeira. O primeiro passe de laminação é realizado da desbobinadeira para a bobinadeira esquerda. O segundo passe já é realizado da bobinadeira esquerda para a bobinadeira direita e todos os seguintes passes são realizados entre bobinadeiras

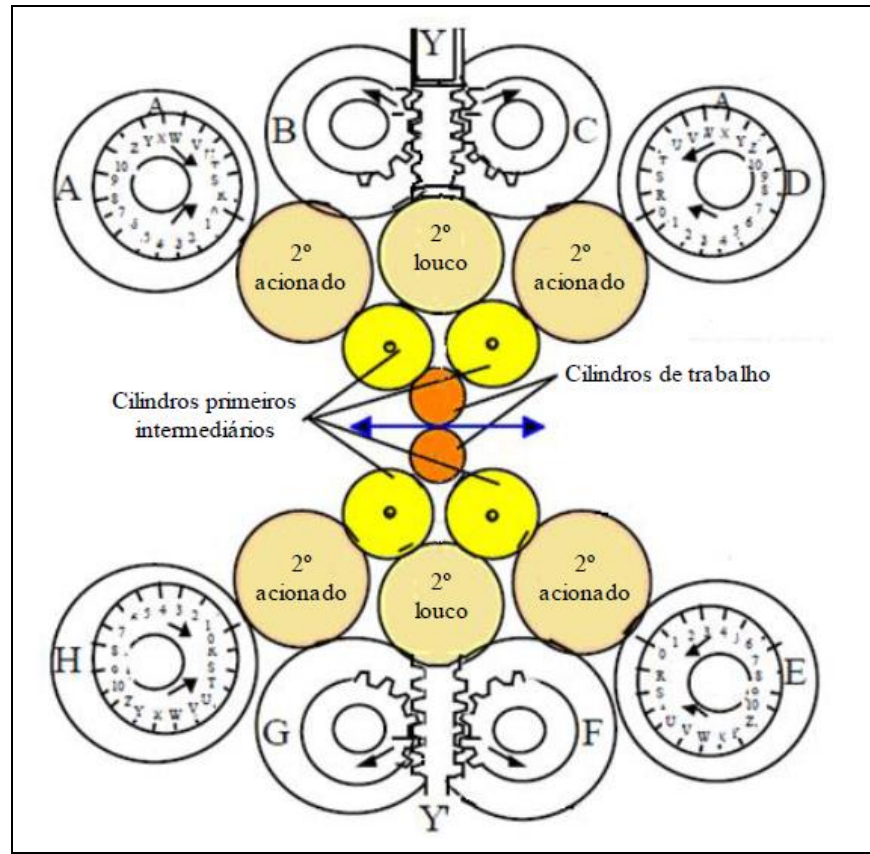


FIGURA 3.3- Laminador reversível do tipo Sendzimir.

FONTE- Ataíde, 2011, p. 24

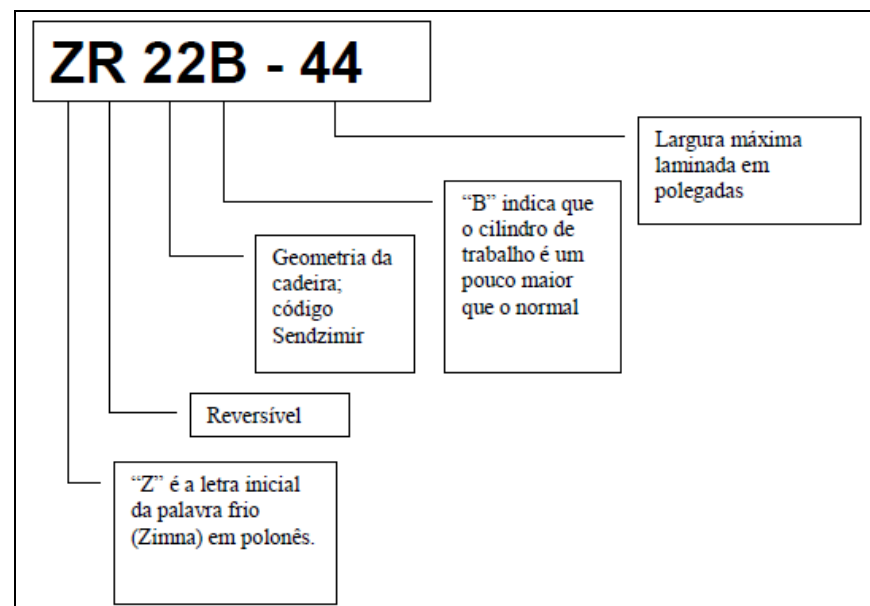


FIGURA 3.4- Nomenclatura utilizada em laminadores Sendzimir.

FONTE- Neto, 2006, p. 15

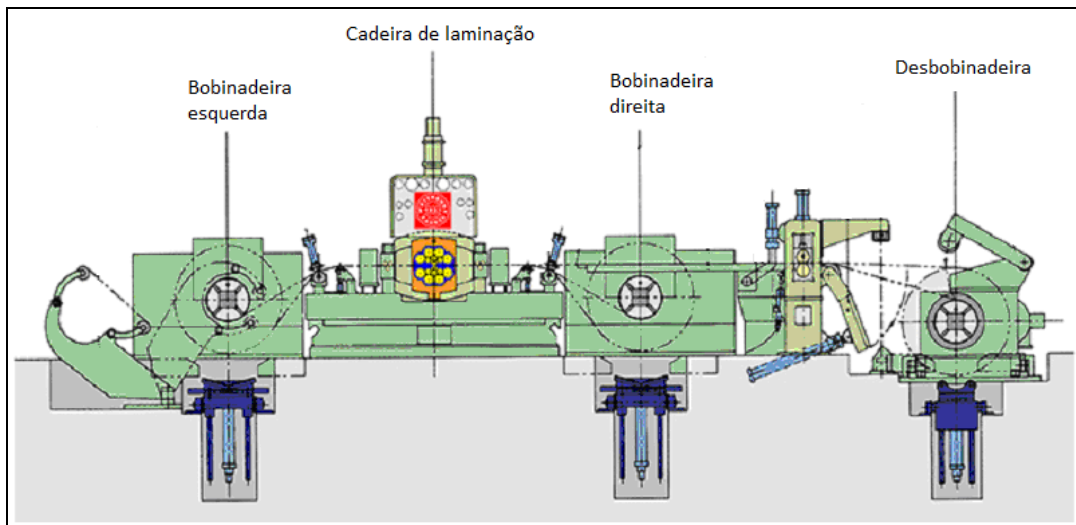


FIGURA 3.5- Configuração de um laminador Sendzimir.

FONTE- Adaptado de <http://www.waterburyfarrel.com/presses-rolling-mills/rolling-mills/z-mill>. Acesso em 29/09/2016

As bobinadeiras têm a função de enrolar a bobina sobre um mandril, na tração estabelecida no processo. A ponta da bobina é inserida no mordente do mandril para realizar o bobinamento. O momento final do processo, que pode ocorrer de forma contínua, é quando a tira segue para bobinadeira para ser enrolada. É importante que uma força constante seja aplicada à tira. Essa força é um parâmetro operacional do laminador, interferindo na espessura de saída. Uma força excessiva pode causar deformações na tira prejudicando a qualidade do material produzido e, por outro lado, uma força insuficiente implica em um bobinamento ineficaz. As bobinadeiras são acionadas através de um motor acoplado a um redutor de engrenagens e o redutor é acoplado em um mandril, conforme mostra a FIG. 3.6. O redutor é composto por um par de engrenagens bi-helicoidais utilizadas para transmitir o torque do motor, e este é determinado através da tração da tira estabelecida previamente pelo operador do laminador.

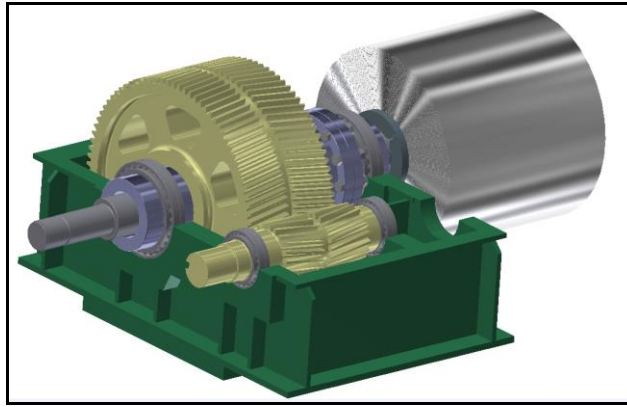


FIGURA 3.6- Bobinadeira do laminador Sendzimir.

FONTE- Acervo do autor

Embora as bobinadeiras sejam reversíveis, a face de carregamento dos dentes das engrenagens durante o bobinamento e o desbobinamento é sempre a mesma. No processo de desbobinamento, o sistema de acionamento gera uma tensão na tira contrária ao sentido de laminação, e na maior parte das vezes esta magnitude de tensão é menor do que a bobinadeira.

3.2 Engrenagens helicoidais e bi-helicoidais

As engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais têm seus dentes gerados em uma trajetória em hélice que forma um ângulo β com o eixo de rotação. As engrenagens bi-helicoidais correspondem à junção de duas engrenagens helicoidais com ângulos β iguais e com inclinação opostas. A FIG. 3.7 ilustra as engrenagens cilíndricas helicoidais e bi-helicoidais.

As engrenagens dos redutores das bobinadeiras operam através de transmissões de eixos paralelos. Nesta situação, uma engrenagem de hélice à direita engrenará sempre com outra de hélice à esquerda. O uso das engrenagens cilíndricas helicoidais possibilita a melhoria do recobrimento em relação às engrenagens cilíndricas retas, ou seja, aumento o número de pares de dentes em contato ao mesmo tempo, possibilitando uma transmissão mais gradual de carga máxima entre os dentes acoplados do pinhão e da coroa.

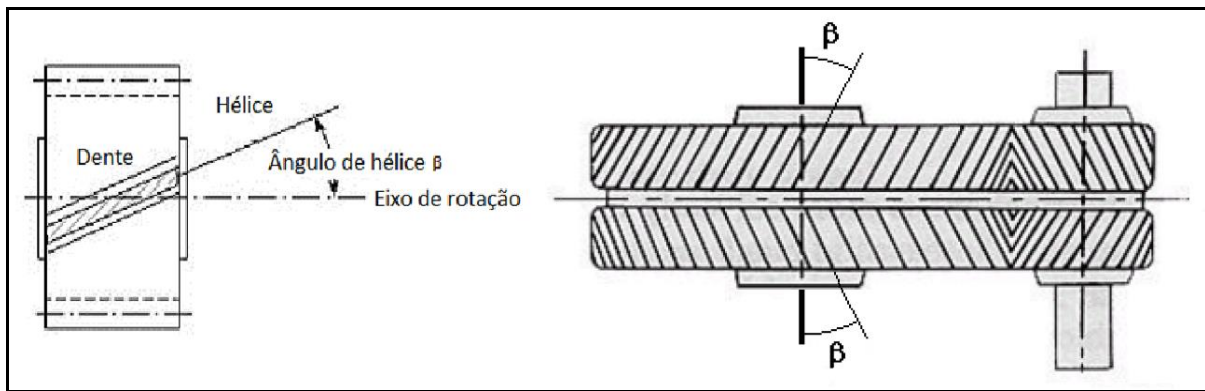


FIGURA 3.7- Desenho esquemático de uma engrenagem helicoidal e bi-helicoidal mostrando o ângulo de hélice.

FONTE- Acervo do autor

A maior resistência e o engrenamento mais suave dão às engrenagens helicoidais vantagens para serem aplicadas em redutores para serviço pesado de transmissão entre eixos paralelos. Os dentes helicoidais são sujeitos a muito menos choques que os dentes de engrenagens retas, por causa da gradual transferência da carga de dente para dente, e podem, em consequência, funcionar com velocidades periféricas mais elevadas. No entanto, devido à inclinação dos dentes, a transmissão de esforços entre os mesmos gerará uma força axial, sendo, portanto, necessário projetar mancais para resistir a este carregamento. No caso das engrenagens bi-helicoidais as forças axiais devido ao engrenamento tendem a se cancelar, reduzindo os esforços sobre os mancais (Radzevich, 2012).

3.2.1 Falhas em engrenagens

Engrenagens podem falhar de diversas formas, e a não ser pelo aumento do ruído e vibrações, não há indicações de problemas até que a falha total ocorra. Geralmente, cada tipo de falha deixa marcas características nos dentes que servem como pistas para encontrar a causa e uma detalhada inspeção normalmente fornece informação suficiente para estabelecer a causa da falha. Os tipos gerais de modos de falha (em ordem decrescente de frequência) incluem fadiga, fratura devido a impacto (carga excessiva) e desgaste.

O projeto de engrenagens considerando a fadiga é realizado utilizando dois critérios: o de carga e o de desgaste. O primeiro critério considera a tensão de flexão no pé do dente, dimensionado para evitar o surgimento e a propagação da trinca e consequentemente a fratura de um ou mais dentes como indica a FIG. 3.8 a.

O critério de desgaste considera o dimensionamento visando evitar o fenômeno de “*Pittings*” na superfície dos dentes. “*Pitting*” é o nome dado ao fenômeno em que pequenos fragmentos da superfície do material se desprendem devido à elevadas tensões de contato como ilustra a FIG. 3.8 b.

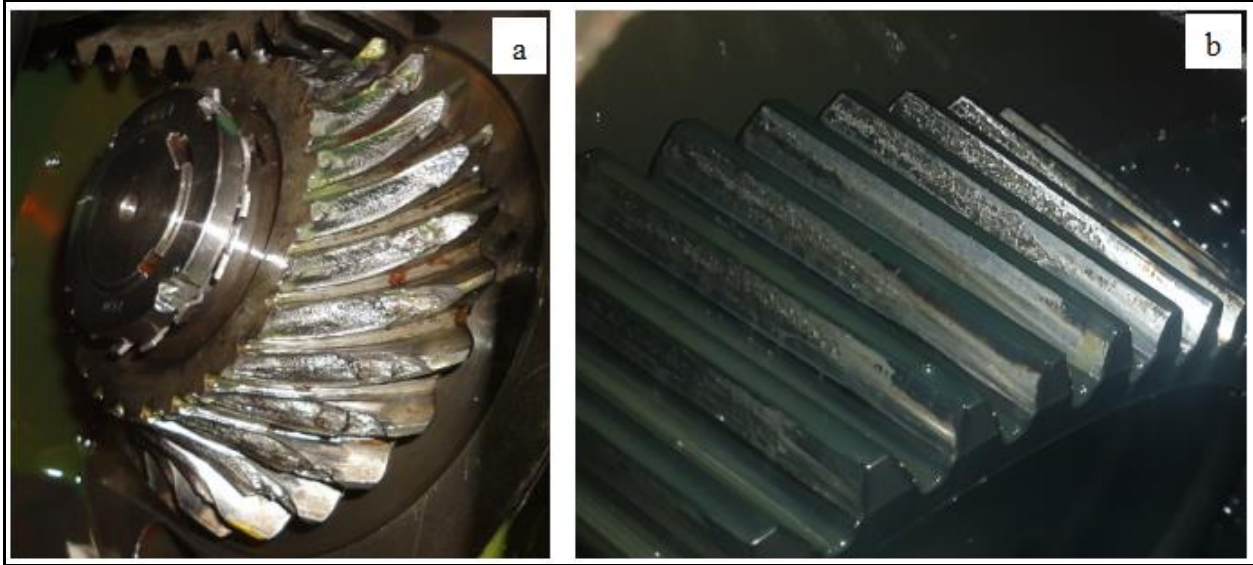


FIGURA 3.8- Falhas em engrenagens causadas por: (a) fadiga por flexão e (b) fadiga por contato.

FONTE- Acervo do autor

3.2.1.1 Fadiga de contato

Fadiga de contato difere da fadiga estrutural clássica (flexão ou torção) e resulta do estado de tensões de Hertz. Em 1882, Heinrich Hertz solucionou o problema de contato de dois corpos elásticos com superfícies curvas, conforme mostrado na FIG. 3.9. No centro da banda de contato, existe um ponto máximo de tensão compressiva. Diretamente abaixo deste ponto, há uma máxima tensão de cisalhamento subsuperficial. A profundidade do ponto de máxima seção cisalhante é pouco mais que um terço da largura da superfície de contato (Glaeser et al., 1996).

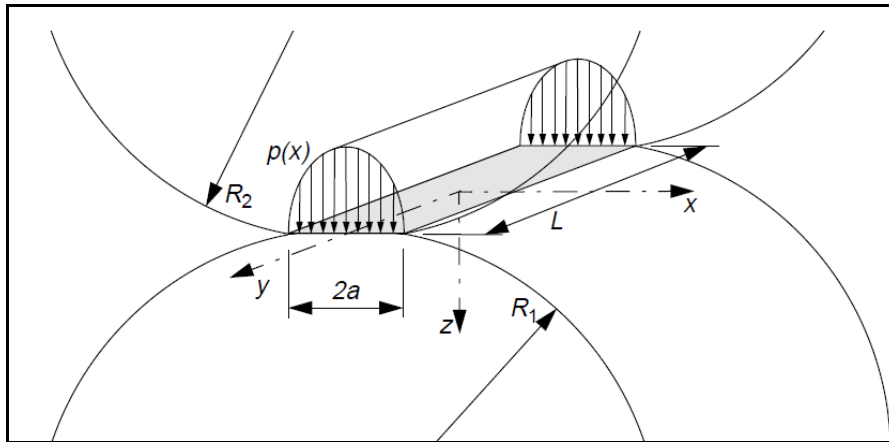


FIGURA 3.9- Distribuição da pressão de Hertz entre superfícies cilíndricas.

FONTE- Alfredsson, 2006, p. 15

A distribuição de pressão $p(x)$ na região de contato mostrada na FIG. 3.9 é dada pela EQUAÇÃO (3.1):

$$p(x) = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot a^2 \cdot L} \cdot \sqrt{a^2 - x^2} \quad (3.1)$$

Onde P é a força agindo sobre o comprimento de contato L e a é a metade da largura de contato, sendo calculado pela EQUAÇÃO (3.2):

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}{4 \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} \quad (3.2)$$

Onde ν_1 e ν_2 são o coeficiente de Poisson, E_1 e E_2 são o módulo de elasticidade e R_1 e R_2 são os raios dos materiais.

A máxima tensão cisalhante ocorre abaixo da região de contato, conforme representado na FIG. 3.10.

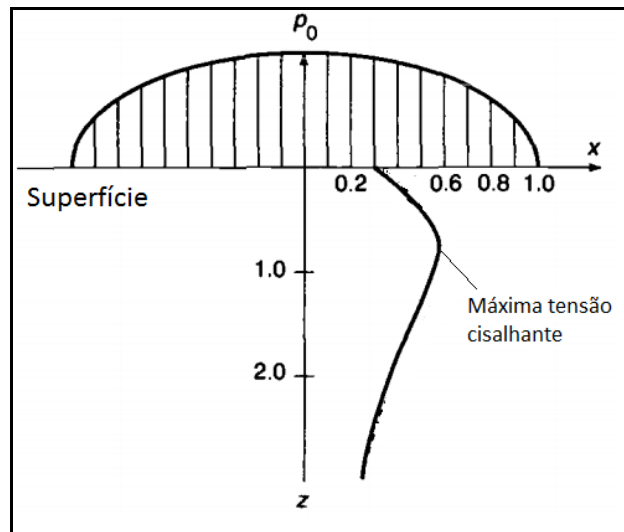


FIGURA 3.10- Distribuição da tensão cisalhante ao longo da espessura do corpo.

FONTE- Glaeser et al., 1996, p. 334

Segundo Glaeser (1996), O estado de tensão produzida por este contato é concentrado em um pequeno volume de material e produz intensa deformação plástica localizada subsuperficialmente. Conforme este volume é submetido a ciclos de tensões, uma trinca é iniciada, propagada e ocorre o destacamento de um pequeno volume de material.

Muitas engrenagens falham a ponto dos dentes ficarem totalmente rugosos com grandes cavidades superficiais. Adicionalmente, o incremento da carga dinâmica mais os efeitos concentradores de tensão levam o dente à ruptura. Vários fatores exercem influência na formação do dano, tais como: nível da tensão de contato; tipo do perfil do dente; velocidade relativa de contato; acabamento superficial e condições de lubrificação (Muraro et al., 2012).

3.3 Fadiga em metais

Segundo Lee et al. (2005), fadiga é um processo de dano localizado de um componente produzido por carregamentos cíclicos abaixo do limite de escoamento do material. É o resultado do processo cumulativo que consiste na iniciação da trinca, propagação da mesma e fratura final do componente. Durante o carregamento cíclico, deformações plásticas localizadas podem ocorrer na região de maiores tensões. Esta deformação plástica induz um dano permanente no componente e a trinca se desenvolve. Como o componente é submetido ao crescimento do número de ciclos, o tamanho da trinca (dano) aumenta. Depois de um certo número de ciclos, a trinca irá causar a falha no componente (ruptura).

Conforme Kaechele (1963), o problema de falhas por fadiga foi alvo de confronto de engenheiros desde o início do século XIX. Naquela época, o principal problema eram as falhas por fadiga em eixos de máquinas ferroviárias. Enquanto consideráveis progressos haviam sido realizados quando a fadiga era considerada ocorrer devido à “cristalização” do material, o fenômeno de fadiga que ocorria a nível atômico ainda não era bem compreendido.

Segundo a ASM Metals Handbook (1996), o dano acumulado pela fadiga é causado pela ação simultânea de tensões cíclicas, tensões normais e deformações plásticas. Se alguma destas três não estiver presente, a trinca por fadiga não se iniciará nem propagará. A deformação plástica resultante de tensões cíclicas inicia a trinca (nucleação); as tensões normais promovem o crescimento da trinca (propagação).

Em termos gerais, é observado que o estágio de fadiga envolve os seguintes estágios: (1) nucleação da trinca, (2) crescimento da microtrinca, (3) crescimento da macrotrinca, e (4) fratura final. A trinca se inicia no plano de cisalhamento localizado ou próximo a altas concentrações de tensão, como bandas de escorregamento, inclusões, porosidades ou descontinuidades. Esta etapa, conhecida como nucleação da trinca é o primeiro passo no processo de fadiga. Assim que a nucleação ocorre e o carregamento cíclico continua, a trinca tende a crescer ao longo do plano de máxima tensão cisalhante e ao longo do contorno de grão (Lee et al., 2005). Segundo a ASM Metals Handbook (1996), microtrincas podem se iniciar através de soldas, tratamentos térmicos, deformações mecânicas, etc. Uma trinca por fadiga pode se formar mesmo em um material com uma superfície extremamente polida e sem concentrações de tensões.

Uma representação gráfica (FIG. 3.11) do processo de dano por fadiga mostra onde a nucleação inicia no ponto de maior concentração de tensões nas bandas de escorregamento (Lee et al., 2005). A próxima etapa no processo de fadiga é o estágio de crescimento da trinca. Esta etapa é dividida entre o crescimento do estágio I e II. A nucleação e crescimento da trinca no estágio I são usualmente considerados como uma pequena trinca ao longo de uma linha finita na ordem de poucos grãos na região do plano de máxima tensão cisalhante. Neste estágio, a plasticidade da ponta da trinca é fortemente afetada pelas características do deslizamento, tamanho de grão, orientação e nível de tensões, isso porque o tamanho da trinca é comparado à microestrutura do material. O crescimento no estágio II se refere à propagação da macrotrinca, normal ao plano de tensões principais de modo geral e localizado na direção de maior tensão cisalhante (Lee et al., 2005).

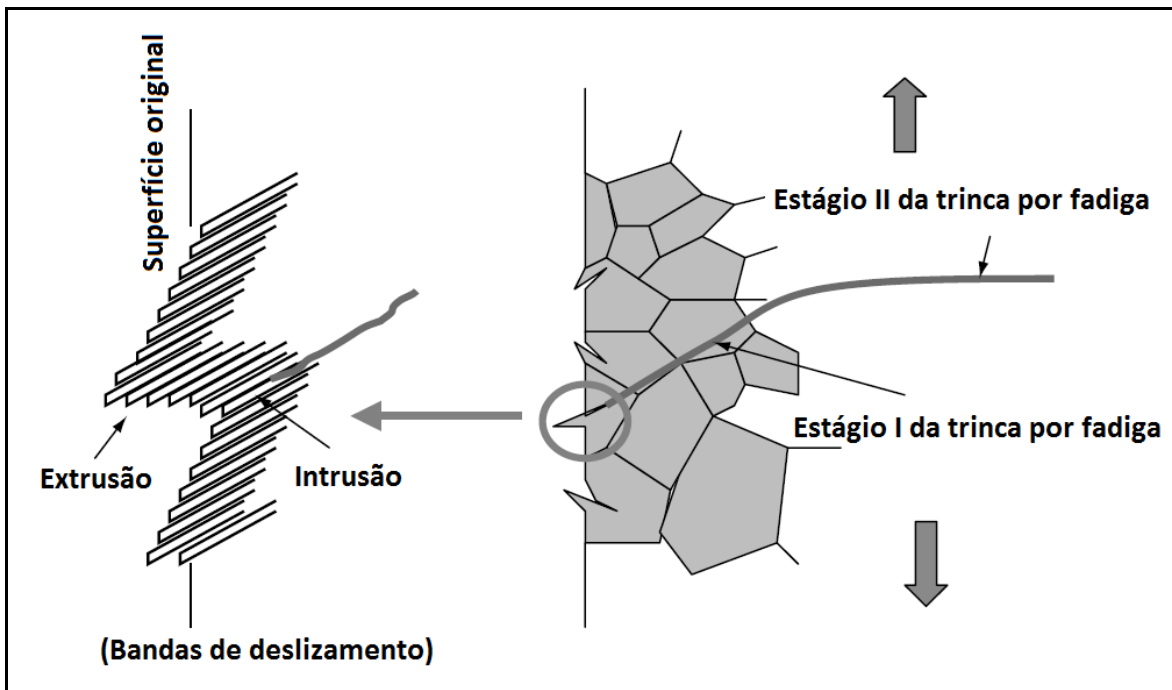


FIGURA 3.11- Estágios I e II da trinca por fadiga.

FONTE- Lee et al., 2005, p. 58.

Para a geração de dados confiáveis para projetos considerando fadiga, os testes de vida à fadiga são realizados através de várias amostras em diferentes amplitudes de tensão. Os resultados dos testes são plotados em um diagrama chamado de curva S-N. A FIG.3.12 mostra os dados de flexão à fadiga de um aço plotado em coordenadas semi-log. A porção da curva com inclinação negativa é chamada de região de vida finita, e a linha horizontal é a região de vida infinita. O ponto na curva em que ocorre a transição entre a inclinação negativa e a linha horizontal é chamada de joelho e representa o limite de fadiga do material.

O limite de fadiga pode ser interpretado de uma perspectiva física de que o fenômeno do dano por fadiga ocorre sob um carregamento constante. Devido às tensões cíclicas, uma microtrinca irá nuclear no interior de um grão e crescerá até que uma barreira do contorno de grão o impeça de continuar a crescer. Se esta barreira não for suficientemente resistente, a microtrinca irá se propagar e se tornar uma macrotrinca e a mesma pode conduzir uma falha catastrófica. Se a barreira do contorno de grão tiver resistência suficiente, a trinca não se propagará. A mínima amplitude de tensão capaz de vencer esta barreira é referida como limite de fadiga (Lee et al., 2005).

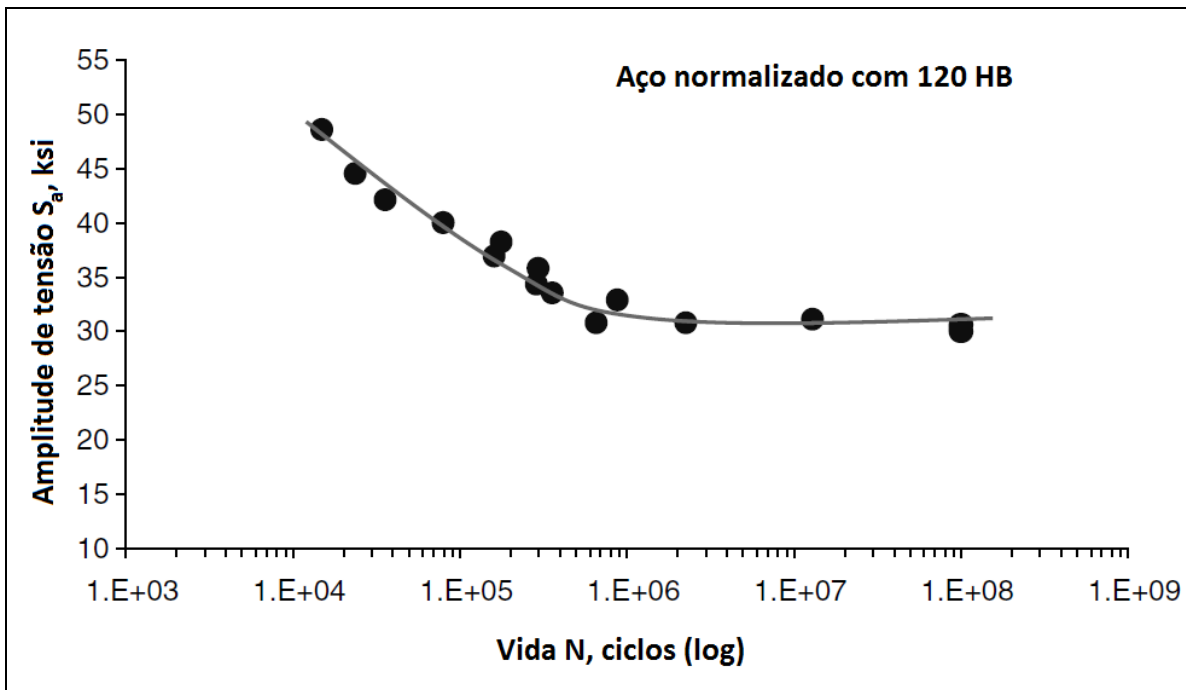


FIGURA 3.12- Dados de fadiga por flexão plotados em coordenadas semi-log.

FONTE- Lee et al., 2005, p. 105.

Conforme Bannantine et al. (1989), o limite de fadiga existe devido aos elementos intersticiais, como o carbono ou nitrogênio no ferro, que atuam como uma barreira para as deslocamentos atômicos. Isto previne o mecanismo de deslizamento que conduz à formação de microtrincas. Uma atenção deve ser dada ao usar este limite de fadiga desde que o mesmo pode desaparecer devido:

- Sobrecargas periódicas (neste caso, a ligação fortalecida pelos elementos intersticiais se rompe);
- Ambientes corrosivos (devido à interação de fadiga corrosiva);
- Altas temperaturas (que mobilizam os deslocamentos).

Existem algumas relações empíricas entre as propriedades de fadiga dos aços com relação às propriedades mecânicas dos mesmos. Quando várias curvas S-N são plotadas utilizando o limite de resistência, elas tendem a seguir a mesma curva, conforme FIG.3.13.

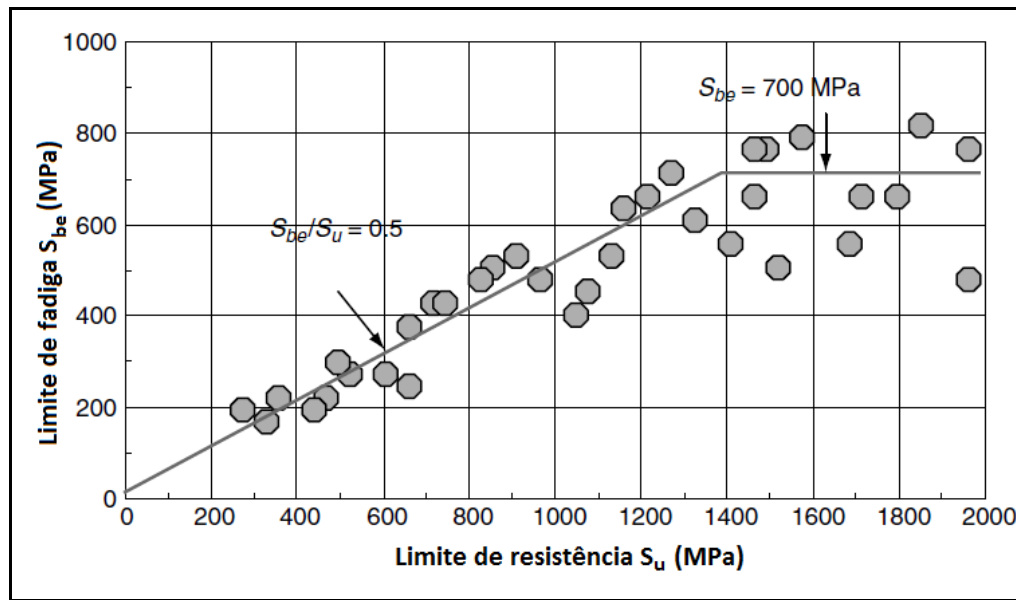


FIGURA 3.13- Relação entre o limite de resistência e o limite de fadiga de aços forjados.

FONTE- Lee et al., 2005, p. 132

Uma vez que um valor crítico do limite de resistência é atingido, o limite de fadiga permanece constante ou diminui com o limite de resistência. Este fenômeno é atribuído devido á imperfeições no material em função do processo, como trincas de esmerilhamento, acabamento superficial e trincas de têmpera.

Aços com limite de resistência acima de 1400 MPa geralmente possuem inclusões de carbonetos formados durante o processo de revenimento da martensita. Estas inclusões não-metálicas servem como pontos de iniciação de trincas, o que reduz efetivamente o limite de fadiga (Bannantine et al., 1989).

3.3.1 Conceito de dano

Antes de abordar o termo “acúmulo de danos”, alguns esclarecimentos referentes ao fenômeno de fadiga devem ser observados. Qualquer tentativa de avaliar o dano acumulado em termos do comportamento por fadiga é impedida pela falta de entendimento sobre o que ocorre, fisicamente, com o material no decorrer de um simples teste de fadiga. Infelizmente, em uma vasta e importante parte do comportamento por fadiga, o termo “dano” deve ser aplicado para um fenômeno que não pode ser diretamente observado e nem mesmo mensurado. Em um simples teste de fadiga, o dano de fadiga ocorre de uma maneira não determinada, à medida que mais e mais ciclos são aplicados. A quantidade deste dano continua aumentando até que finalmente a amostra fratura

(Kaechele, 1963). Neste ponto o dano pode ser considerado completo, ou 100 %. O processo é representado esquematicamente na FIG. 3.14.

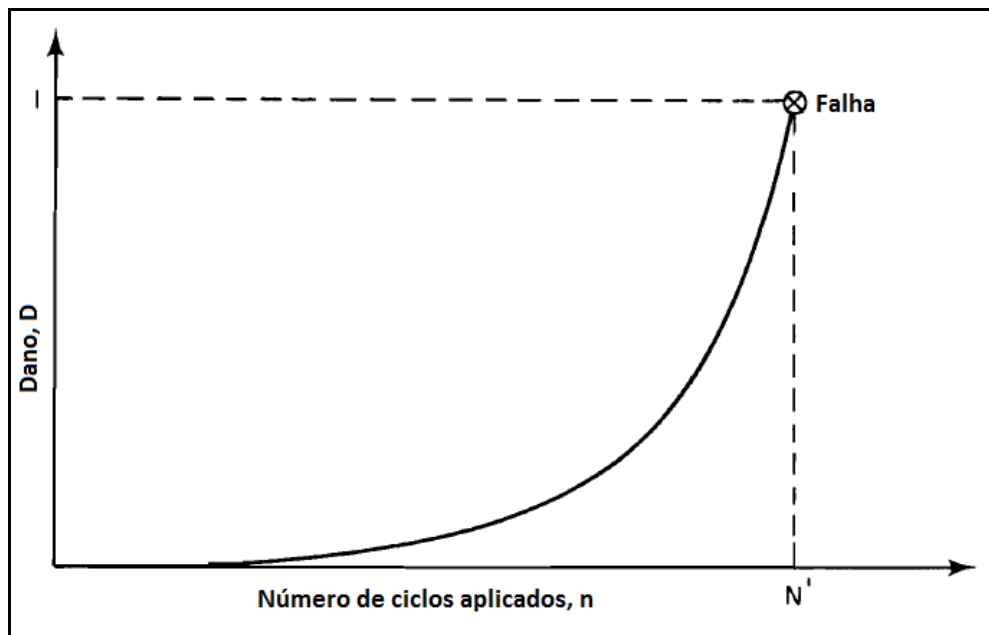


FIGURA 3.14- Representação do progresso do dano de fadiga com aplicações de ciclos de tensão (com amplitude de tensão constante).

FONTE- Kaechele, 1963, p. 18

Existe uma enorme dificuldade de mensurar o dano por fadiga nos materiais. Diante destas dificuldades, com o objetivo de avaliar os danos causados por variações de tensões complexas, uma suposição da maneira que o dano ocorre é requerida. De maneira resumida, as teorias de danos acumulados por fadiga solicitam a forma de como o dano cresce e definem uma regra para o acréscimo de dano produzido por ciclos de tensões de diferentes amplitudes.

Uma característica distintiva de várias teorias de acúmulo de danos é a maneira de como o dano se torna dependente da amplitude da tensão aplicada no material. No entanto, algumas teorias de acúmulo de danos são abordadas como teorias independentes da amplitude de tensão. A FIG. 3.15 mostra o efeito da amplitude de tensões em um número de ciclos para diversas amplitudes de tensão. Considerando a definição de dano previamente citada, quantidades iguais de danos nas curvas mostradas NÃO são equivalentes no sentido absoluto, pois o dano até a falha será diferente para diferentes amplitudes de tensão. Em outras palavras, haverá um menor dano em testes com altas amplitudes de tensão do que com baixas, simplesmente porque não é possível perder tanta resistência quando são aplicadas tensões de amplitudes altas (Kaechele, 1963).

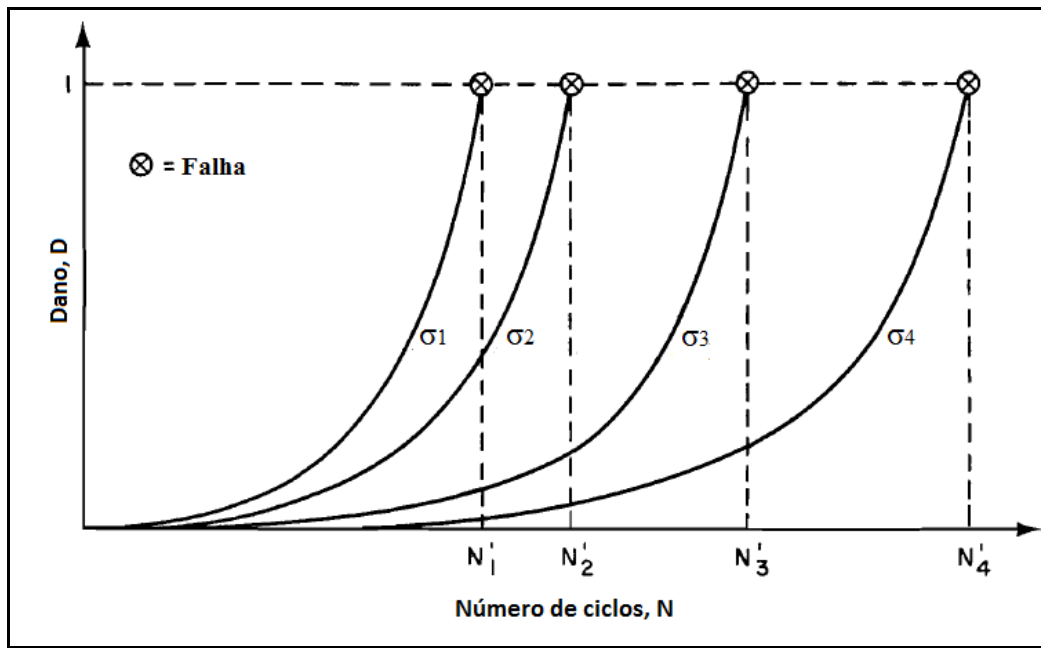


FIGURA 3.15- Relação de ciclos de dano para diversas amplitudes de tensão em testes conduzidos à tensões constantes ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \sigma_4$).

FONTE- Kaechele, 1963, p. 22

Desta forma, a medida do dano deve ser revisada de maneira que as ordenadas representem a mesma quantidade de dano. Considerando os ciclos de diferentes amplitudes, a perda de resistência devido ao dano na falha para maiores tensões pode ser usada como o dano de referência. Então, se o dano para qualquer amplitude de tensão for dividido pelo dano de referência, a relação ciclo-dano que resultará (FIG. 3.16) representará o verdadeiro dano em valores equalizados nas ordenadas. Em outras palavras, a quantidade de ciclos até a falha em um teste de amplitude constante, N_i' deverá ser substituído por N_i , que seria “o número de ciclos que produzem uma quantidade de dano igual ao dano de falha em uma amplitude de tensões elevada”.

Existem várias razões para essa aproximação:

- É bastante provável que um material seja submetido durante sua vida a vários ciclos de tensões elevadas e, portanto, não podem ser negligenciadas.
- Em muitos casos, a razão de perda de resistência ou crescimento de uma trinca próximo ao fim de vida se torna tão rápido que a diferença entre N e N' se torna insignificante.
- A curva experimental S-N pode ser obtida determinando N ao invés de N' . Por exemplo: contagem de ciclos até que algum comprimento de trinca seja alcançado.

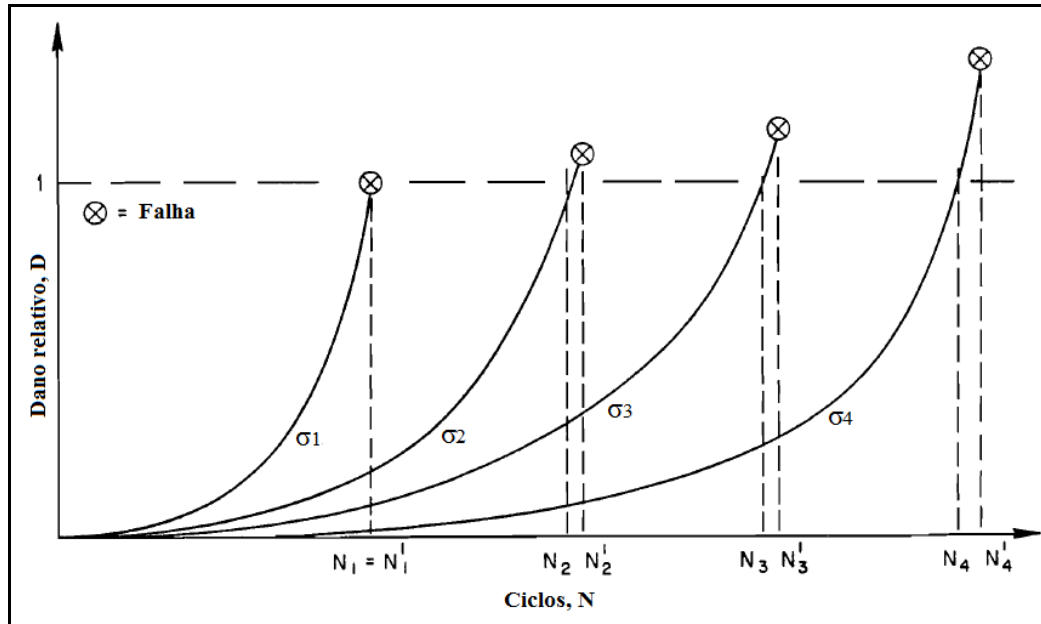


FIGURA 3.16- Relação de ciclos de dano normalizados tomando como referência σ_1 .

FONTE- Kaechele, 1963, p. 22

O modelo linear de danos por fadiga foi abordado originalmente por Palmgren (1924). Desde então, o tratamento dos danos cumulativos por fadiga recebeu cada vez mais atenção. Vários modelos para cálculo do acúmulo de danos foram desenvolvidos. Existem os que consideram a relação entre a sequência dos eventos em que são aplicados os ciclos de tensão. Outros métodos não realizam esta interação. Em 1945, Miner expressou a EQUAÇÃO (3.3) linear de dano com a seguinte forma:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (3.3)$$

Onde D denota o dano, e n_i e N_{fi} são os ciclos aplicados e os ciclos totais até a falha da i -ésima tensão de amplitude constante, respectivamente.

Segundo Fatemi et al. (1998), a premissa da regra linear de dano é alvo de muitas objeções. Por exemplo:

- A sequência e interação dos eventos podem ter maiores influências na vida à fadiga;
- a razão de acúmulo de danos pode depender da amplitude de carga;

- evidências experimentais sob condições de carregamento reversíveis frequentemente indicam que $D > 1$ para uma sequência de carregamento de baixa para alta tensão e $D < 1$ para carregamento de alta para baixa tensão.

Mais de 50 modelos de danos por fadiga foram propostos desde que o assunto fora inicialmente abordado por Miner. De maneira geral, as teorias de danos desenvolvidas antes da década de 70 eram fenomenológicas, ao passo que os estudos realizados após a década de 70 eram semi-analíticos pois, em muitos casos, envolviam o mecanismo de dano. As teorias de acúmulo de danos de fadiga são agrupadas em seis categorias segundo Fatemi et al. (1998):

- evolução linear e somatório do dano;
- curva não-linear de danos e aproximação linear em dois estágios;
- modificação da curva S-N em função da interação do carregamento;
- aproximações baseados no conceito de crescimento da trinca;
- modelos baseados na mecânica do dano contínuo e
- teorias baseadas na absorção de energia.

Com o objetivo de saber quando utilizar modelos não-lineares mais complexos ao invés de utilizar o modelo proposto por Miner, Halford (1997) realizou testes experimentais aplicando vários modelos. Estes experimentos envolveram a aplicação de modelos lineares, não lineares e bi-lineares. Como premissa para esta avaliação, foi necessário identificar o menor ciclo de vida ($N_{f,1}$) e o maior ciclo de de vida ($N_{f,2}$) do material submetido ao dano. Diante dos resultados obtidos, Halford fez a seguinte conclusão:

“Se $N_{f,1}$ e $N_{f,2}$ forem menores que duas ordens de magnitude, a regra linear é confiável, pois o desvio máximo entre o modelo linear e o não-linear será menor que 2. Desde que um fator de 2 é representativo considerando os parâmetros envolvidos em um teste de fadiga, uma análise por uma regra mais sofisticada não se justifica, uma vez que não é esperado produzir uma maior precisão.”

Halford também aborda algumas circunstâncias que tornam quaisquer análises por dano acumulado por fadiga vulneráveis. Por exemplo, as análises presumem que o material submetido à fadiga mantém suas propriedades mecânicas, físicas e térmicas inalteradas. Dependendo do estado

original do material, carregamentos de baixo ciclo no regime plástico podem causar endurecimento de materiais inicialmente macios e amolecimento por deformação cíclica em materiais endurecidos a frio. Além disso, os mecanismos de ataque superficial como desgaste por fricção, *fretting*, descamação, erosão, etc, também podem afetar a resistência à fadiga do material.

Embora muitos modelos de acúmulo de danos tenham sido desenvolvidos, infelizmente, nenhum deles desfruta de aceitação universal. Cada modelo de dano pode somente considerar um ou vários fatores fenomenológicos, como dependência do carregamento, dano em múltiplos estágios, evolução não-linear do dano, sequência de carregamento e efeitos de interação, efeitos de sobrecarga, pequenos ciclos de amplitude abaixo do limite de fadiga e tensões médias. Devido à complexidade do problema, nenhum dos modelos preditivos existentes podem cercar todos estes fatores. A aplicabilidade de cada modelo varia de caso para caso. Consequentemente, a regra linear de Palmgren-Miner é ainda predominantemente utilizada em projetos, a despeito de suas deficiências (Fatemi et al., 1998).

Através do exposto, pode-se concluir que a quantificação do dano no estágio de formação da trinca é uma atividade complexa e apresenta resultados satisfatórios somente em laboratórios. Em escala industrial, a forma mais comum de detecção do dano por fadiga em componentes industriais de grande porte se faz através de ensaios não destrutivos, como por exemplo, o ensaio de líquido penetrante, que apresenta sensibilidade da ordem de 0,025 a 0,25 mm segundo a ASM Metals Handbook (1996). Entretanto, segundo Guimarães (2009), a detecção da trinca caracteriza o final do estágio I, não sendo possível a medição do progresso do dano.

3.3.2 O dano por fadiga de contato

Embora os mecanismos envolvidos no processo de dano sejam bastante complexos, o mesmo pode ser dividido em três fases: 1) uma curta fase inicial de deformação plástica do volume submetido ao contato, 2) uma longa fase estável onde ocorrem microtrincas e 3) a fase final quando a macrotrinca se propaga até ocorrer o lascamento. Referente ao crescimento da trinca, a terceira fase pode ser dividida no crescimento da trinca e da fratura final. No entanto, assume-se que a maior parte dos vida de aplicação ocorre durante as duas primeiras fases.

Na primeira fase, as maiores mudanças na estrutura do material ocorrem na região com altas tensões sob o ponto de contato. Podem ocorrer mudanças na dureza, tensões residuais, e na microestrutura do material. A rugosidade superficial é reduzida através do desgaste e da deformação plástica.

Na segunda fase, bandas de deformação são criadas pelo escoamento microplástico. As microtrincas usualmente ocorrem na superfície de contato ou entre esta e a profundidade de maior tensão cisalhante de Hertz. Quando numerosas microtrincas iniciam na superfície, são chamadas de “*surface distress*” ou “*frosting*” devido ao aspecto acinzentado, como se a superfície estivesse congelada. Este defeito é o resultado das primeiras duas fases do processo de falha por tensão de contato.

Na última fase, o lascamento ocorre na medida em que os carregamentos cíclicos continuam e as micro-trincas se propagam até se tornarem macro-trincas. Dependendo do local de início, as crateras deixadas pelo lascamento do material podem ser classificadas como superficial ou sub-superficial (Alfredsson, 2000).

3.3.2.1 Micropitting

“*Micropitting*” é uma elevada fadiga de contato por rolamento que ocorre na banda de contato de Hertz. É uma função combinada das velocidades de rolamento e escorregamento positivo e negativo, carregamento, temperatura, espessura específica do filme do lubrificante e do próprio lubrificante. Conforme AGMA 925-A03 (2003), os pites possuem tipicamente 10 a 20 microns de profundidade por 25 a 100 microns de comprimento e 10 a 20 microns de largura.

Micropitting pode levar à redução da precisão dos dentes da engrenagem, que por outro lado pode aumentar o carregamento no dente, vibrações e ruídos. Uma teoria que envolve a formação de *micropittings* é que eles se iniciam quando as asperezas nas superfícies dos dentes acumulam uma porção de carga significativa. Então estas asperezas se deformam, o que produzem tensões residuais internas. O carregamento cíclico é alto o bastante para originar trincas locais por fadiga que tomam a forma de pequenos pites. Desta maneira, a rugosidade superficial é um fator de grande relevância quanto ao risco de *micropitting*. Conforme AGMA 925-A03 (2003), houve casos onde a presença de *micropitting* foi eliminada quando as superfícies dos dentes das engrenagens foram acabadas com polimento espelhado.

O *micropitting* pode ocorrer em qualquer lugar na superfície do dente. No entanto, geralmente se inicia em regiões associadas com elevadas velocidades de escorregamento, que são a raiz ou o topo do dente, e não na linha primitiva, onde a velocidade de escorregamento é nula (Smith, 2003).

3.3.2.2 Macropitting

“*Macropitting*” também é considerado um fenômeno de fadiga superficial que ocorre quando uma trinca por fadiga inicia na superfície de contato ou em uma pequena profundidade abaixo desta. Estes pites possuem tamanho suficiente para se ver a olho nu (0,5 a 1,0 mm de diâmetro). No entanto, em engrenagens de altas velocidades (> 35 m/s na linha primitiva), o acabamento superficial é tipicamente muito liso e o filme de óleo é normalmente espesso o suficiente para prevenir o contato metal-metal entre os dentes. Nestes casos, a causa dos *macropittings* é geralmente uma inclusão ou um vazio interno no material que proporciona o ponto de nucleação da trinca (subsuperficial). Já em engrenagens que operam em velocidades abaixo de 35 m/min na linha primitiva, o *pitting* é originado através de trincas superficiais devido ao elevado contato metal-metal, pois a espessura do filme lubrificante é usualmente baixa (Smith, 2003).

Segundo Errichello (1991), o *macropitting* pode causar deterioração dos dentes e gerar forças dinâmicas não previstas no projeto da engrenagem, que por sua vez pode levar à quebra por fadiga de flexão no dente. Nestes casos a falha por flexão é considerada secundária e não diretamente ligada à lubrificação, enquanto o *pitting* é a falha primária e é totalmente influenciado pela lubrificação. A análise deste tipo de falha é importante, pois quaisquer ações corretivas que forem originadas considerando a falha secundária não será efetiva e o problema será recorrente.

3.3.2.3 Efeito da tensão residual na vida à fadiga de contato

Conforme ilustrado na FIG. 3.17, o ciclo de tensão que ocorre em um ponto do flanco do dente de uma engrenagem, consiste na tensão compressiva de Hertz seguida pela tensão de flexão.

As tensões de Hertz são dependentes dos raios de curvatura das engrenagens no ponto de contato, e variam com a profundidade abaixo da superfície relativa ao ponto de aplicação da carga. Tensões de flexão são geralmente associadas com os cálculos de tensão de flexão na raiz do dente, mas também possuem influência no ciclo de tensões na linha primitiva à medida que a carga move em direção ao topo.

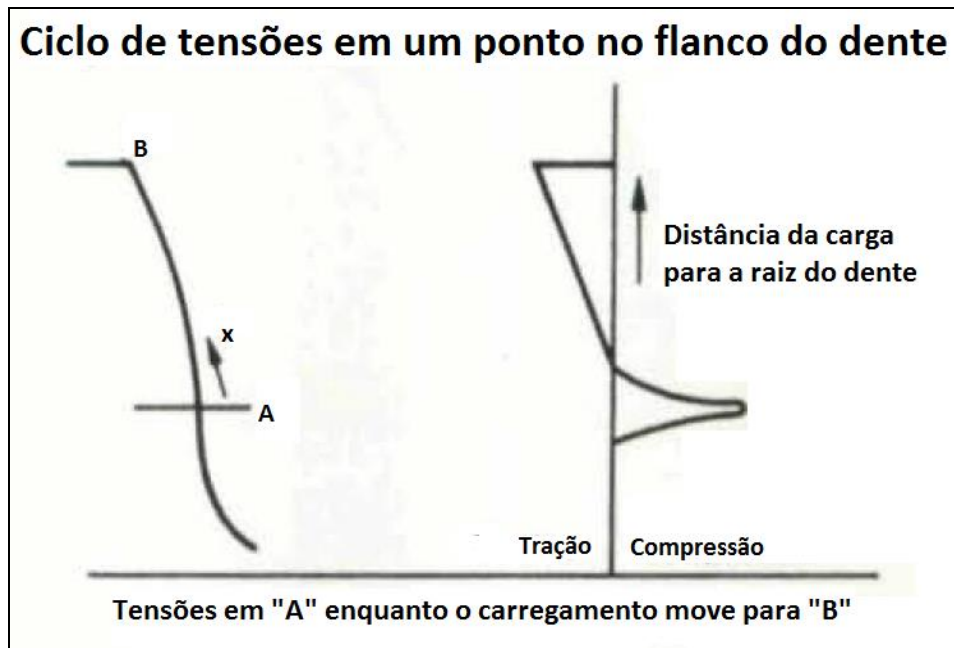


FIGURA 3.17- Ciclo de tensões em um dente de engrenagem

FONTE- Mudd et al., 1984, p. 7

Tensões residuais estão presentes em todos os materiais, mas podem ser consideradas desprezíveis em materiais totalmente endurecidos. Em materiais endurecidos superficialmente, no entanto, as tensões residuais são induzidas, pois a mudança de volume como austenita transforma-se em martensita durante a operação de têmpera (Mudd, 1984). Como mostrado na FIG. 3.18, tratamentos térmicos são escolhidos para produzir tensões residuais compressivas na superfície, o que é balanceado por tensões residuais de tração no núcleo.

Conforme ASM Metals Handbook (1996), realizar cementação em uma profundidade abaixo da máxima tensão de cisalhamento estimada irá aumentar a resistência à fadiga de contato. Conforme Rossino et al. (2014), uma das importantes características na cementação de engrenagens é a mudança de dureza da superfície para o núcleo. Este comportamento faz com que a resistência à fadiga mude em relação às variações da dureza superficial. Desta maneira, a falha de uma engrenagem depende não apenas da magnitude de distribuição de tensões, mas também da distribuição de dureza ou da resistência à fadiga, que é alcançada por meio de tratamentos térmicos ou termo-químicos.

Um índice tensão-deformação desfavorável, cuja presença é muito frequente na região de transição entre a superfície mais dura e o núcleo mais macio de superfícies cementadas pode resultar em deformações plásticas localizadas no material. A ASM Metal Handbook (1996) menciona ainda que a probabilidade da quebra do dente é maior para engrenagens com dureza elevada, devido às mesmas possuírem baixa tenacidade. Geralmente, para evitar estas falhas, os projetistas de

engrenagens especificam uma espessura de camada mais alta do que o ponto de maior tensão de cisalhamento devido às tensões Hertzianas. A FIG. 3.19 mostra uma macrografia de um perfil de um dente de engrenagem onde é possível observar a profundidade da camada cementada.

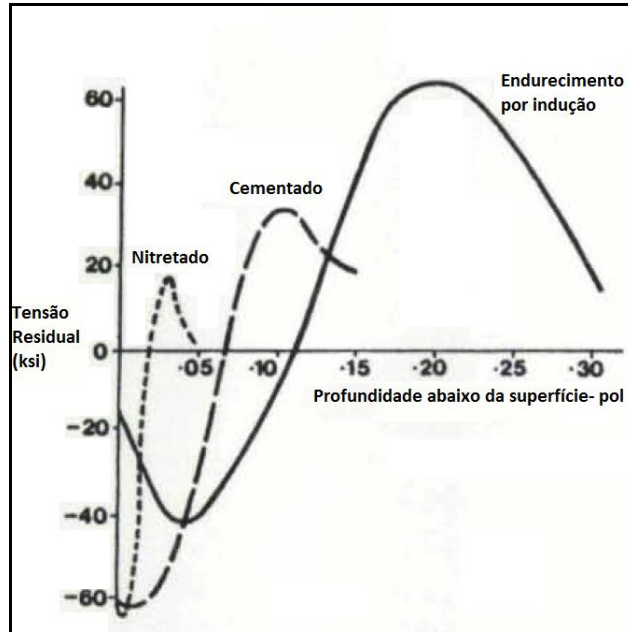


FIGURA 3.18- Tensões residuais típicas em função dos tratamentos térmicos.

FONTE- Mudd et al., 1984, p. 8



FIGURA 3.19- Macrografia da superfície cementada

FONTE- Muraro et al., 2012, p. 137

3.3.2.4 Escorregamento dos dentes de engrenagem

A FIG. 3.20 mostra as direções das velocidades de rolamento (R) e escorregamento (E) dos dentes motrizes e movidos. A velocidade de escorregamento do dente da engrenagem motriz inicia-se afastada na linha primitiva (em direção à raiz do dente) no momento em que os dentes se engrenam. A velocidade de escorregamento é reduzida a zero na linha primitiva, e então começa a aumentar na direção oposta, no sentido do diâmetro externo da engrenagem (Smith, 2004). A direção da velocidade de escorregamento é oposta na engrenagem movida. Este conceito é importante, pois muitos tópicos envolvendo *surface distress* são em função da velocidade de escorregamento.

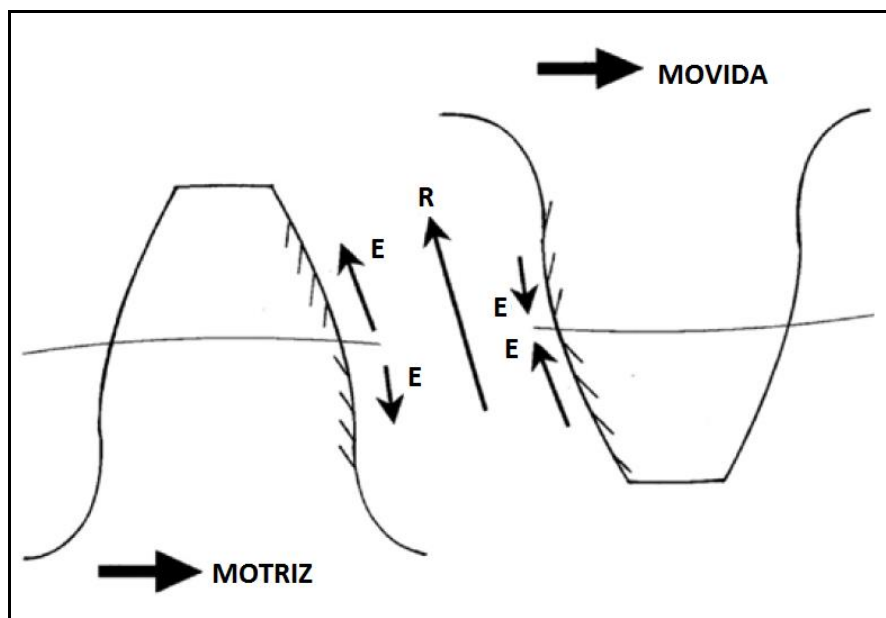


FIGURA 3.20- Direções de rolamento (R) e escorregamento (E).

FONTE- Errichello, 2012, p. 1

Segundo Errichello (2012), assim como as macrotrincas, as trincas por *micropitting* crescem na direção oposta ao escorregamento na superfície do dente da engrenagem. Conseqüentemente, as trincas convergem próximas à linha primitiva da engrenagem motriz e divergem na linha primitiva para engrenagens movidas.

O comprimento de contato da raiz do dente até o raio primitivo tem escorregamento negativo (sentido da velocidade de rolamento é oposto ao sentido da velocidade de escorregamento). Este escorregamento negativo é significativo, pois favorece a fadiga por contato por permitir que o lubrificante entre nas trincas superficiais onde aceleram o crescimento da trinca pelo mecanismo de propagação por pressão hidráulica.

Martinez (2011) afirma que quando há uma lubrificação correta, não ocorrerá nas duas superfícies o problema da ação do escorregamento. No entanto, em superfícies irregulares, lubrificação insuficiente, dureza inadequada da superfície, temperaturas elevadas e presenças de partículas estranhas (em geral provenientes do desgaste), contribuirão para uma ruptura do filme de lubrificante durante o contato deslizante.

3.3.2.5 Lubrificação em engrenagens

Os dentes de engrenagens estão sujeitos a grandes tensões de contato na ordem do limite de resistência de um aço endurecido, sendo lubrificados com filme de óleo com menos de um micrometro de espessura. Isso é possível devido á eventual propriedade que o lubrificante tem de aumentar sua viscosidade consideravelmente com o aumento de pressão.

O aumento da viscosidade causado pelo aumento da pressão permite ao lubrificante entrar na zona de contato. Uma vez nesta região, o lubrificante não pode escapar porque a viscosidade cresceu a tal ponto de se tornar virtualmente um sólido rígido.

A EQUAÇÃO 3.4, de Dowson e Higginson (1967) fornece a espessura mínima de filme h_{\min} onde ocorre próximo à saída do contato.

$$h_{\min} = \frac{1,63\alpha^{0,54} \cdot [\mu_0 \cdot V_e]^{0,7} \cdot \rho_n^{0,43}}{(X_r \cdot w_{Nr})^{0,13} \cdot Er^{0,03}} \quad (3.4)$$

Onde μ_0 é a viscosidade absoluta, α é o coeficiente pressão-viscosidade, V_e é a velocidade de entrada, ρ_n é o raio relativo de curvatura, X_r é o fator de distribuição de carga, w_{Nr} é o carregamento normal unitário e Er é o módulo de elasticidade reduzido.

Conforme mostrado na EQUAÇÃO 3.4, a espessura do filme é essencialmente determinada pela velocidade de entrada, viscosidade do lubrificante e coeficiente pressão-viscosidade, ao passo que as propriedades elásticas dos dentes da engrenagem e o carregamento possuem relativamente pequena influência. Deste modo, a alta rigidez relativa do filme de óleo o torna insensível ao carregamento, e qualquer incremento no carregamento simplesmente aumenta a deformação elástica das superfícies dos dentes e aumenta a área de contato ao invés de diminuir a espessura do filme.

Os dentes de uma engrenagem podem operar nos modelos de lubrificação limítrofe (Regime I), misto (Regime II) ou filme completo elasto-hidrodinâmico (EHD) (Regime III). O fator

principal que determina quais dessas situações ocorrerão é a espessura específica do filme λ indicada pela EQUAÇÃO 3.5, que é definida como a espessura mínima no centro da área dividida pela Raiz Média Quadrática (RMS) da rugosidade superficial composta das duas superfícies (Norton, 2004).

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (3.5)$$

Onde R_{q1} e R_{q2} são as rugosidades médias RMS das superfícies em contato, denominado rugosidade superficial composta. Segundo a ANSI/AGMA D04 (2001), quando $\lambda \leq 0,4$, a lubrificação é considerada lubrificação limítrofe e ocorre diretamente o contato entre as asperezas dos flancos dos dentes. Valores de λ entre 0,4 e 1,0 são considerados como lubrificação mista, onde o filme parcial EHD é desenvolvido e há um ocasional contato das asperezas entre os flancos dos dentes. Já com valores de $\lambda > 1,0$, ocorre a lubrificação EHD de filme completo. Dependendo do regime de lubrificação operante da engrenagem, as equações de vida a fadiga alteram consideravelmente a quantidade de ciclos suportada pela mesma, conforme mostrado na FIG. 3.21. O fator Z_N mostrado nesta figura é determinado pela norma ANSI/AGMA 2001-D04 e representa o ajuste da tensão de contato admissível para o número de ciclos requeridos na operação da engrenagem.

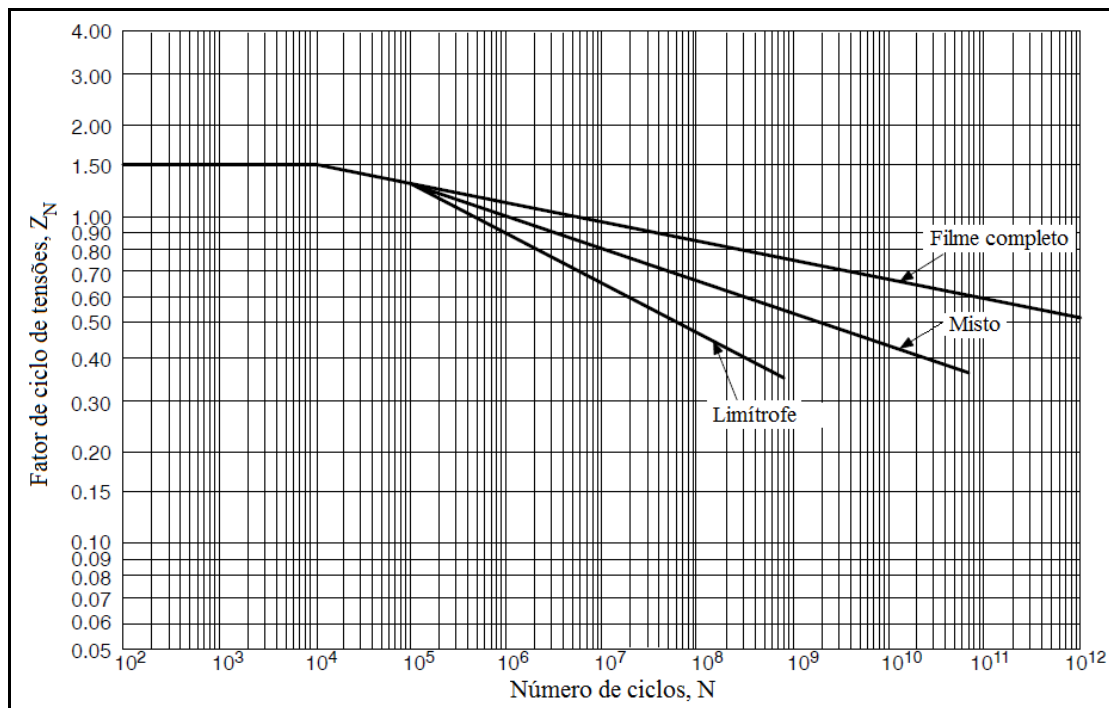


FIGURA 3.21- Regime de lubrificação x Fator de ciclo de tensões (Limítrofe–Regime I, Misto–Regime II, Filme Completo–Regime III)

FONTE- ANSI/AGMA 925-A03, 2003, p. 25,

3.3.2.6 Limite de fadiga para engrenagens

Assim que a “tensão atuante” é calculada, usualmente não há como ter certeza de como ela está relacionada com as propriedades físicas do material. De modo geral, as únicas propriedades mecânicas conhecidas da engrenagem são o limite de escoamento e o limite de resistência. Os limites de fadiga poderiam ser válidos, mas esses geralmente são empregados para eixos com carregamentos reversíveis de flexão. O dente da engrenagem é tido como uma viga engastada que é flexionada em uma direção apenas, sendo esta situação menos prejudicial para o dente do que um carregamento reversível (Radzevich, 2012).

Testes de fadiga em laboratório são realizados em pequenas amostras com uma seção uniforme e polida. Em contraste, o dente da engrenagem é usualmente uma parte de uma grande peça de aço com uma estrutura não uniforme. A seção crítica do dente da engrenagem pode ter marcas de usinagem, acabamento rugoso e possivelmente corrosão superficial. Todas essas imperfeições dificultam projetar uma engrenagem baseado em dados de manual. A melhor maneira de saber quais tensões realmente estão ocorrendo na engrenagem é através da fabricação e testes na mesma. Dessa forma, o projetista poderá calcular quais tensões estavam presentes quando a engrenagem entrou em trabalho. Além dos limites de tensão, existem limites de temperatura e limites de espessura de filme de óleo. Adicionalmente, existem considerações secundárias como vibrações, ruído e ambiente.

Dudley (1969) realizou experimentos em engrenagens e chegou às seguintes conclusões:

- O *Pitting* é muito afetado por condições de lubrificação.
- Não existe limite à fadiga contra *pitting*.

Os trabalhos na teoria da lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) mostram que engrenagens e elementos rolantes frequentemente desenvolvem uma camada muito fina de óleo que tende a separar as duas superfícies de contato de maneira que há pouco ou nenhum contato metálico entre elas (Errichello, 1991). Quando esta situação favorável ocorre, a engrenagem ou o rolamento pode até mesmo aumentar o carregamento ou trabalhar por um período mais longo e mesmo carregamento sem que o *pitting* ocorra.

Engrenagens reais em serviço frequentemente operam por milhares de horas antes do *pitting* se iniciar (ou se tornar sério). Uma engrenagem pode operar até um bilhão de ciclos (10^9) com pouco ou nenhum *pitting*, mas depois de 2 ou 3 bilhões de ciclos, o *pitting* (e o desgaste resultante do *pitting*) torna a engrenagem imprópria para trabalhar mais (Radzevich, 2012).

4. METODOLOGIA

No modelo desenvolvido para calcular o dano acumulado devido à fadiga superficial, considera-se que a cada volta da coroa do redutor da bobinadeira esquerda do laminador, um ciclo de tensão superficial é gerado. Este ciclo de tensão corresponde a uma fração do dano total de fadiga. Considerando que não existe limite de fadiga contra *pittings*, cada volta na bobinadeira gerará um dano na superfície do dente da engrenagem.

4.1 Histórico de trabalho e de falhas da Engrenagem

O laminador N° 1 (LB1) entrou em operação em 1977. Em 1984, devido à presença de “*pittings*” na coroa da bobinadeira esquerda, foi realizada a inversão entre as coroas da bobinadeira esquerda e bobinadeira direita com o objetivo de mudar a face de carregamento dos dentes.

No ano 2000, devido a um recalque no alojamento dos rolamentos na carcaça da redutora da bobinadeira direita, cargas não previstas no projeto resultaram em uma trinca grave na coroa com cerca de 248 mm de comprimento por 98 mm de profundidade, posicionada na região do diâmetro primitivo em direção à face, direcionado para o fundo do dente, conforme mostrado na FIG. 4.1. As equipes envolvidas no problema optaram por remover parcialmente o dente da engrenagem, resultando na diminuição de sua resistência. Uma avaliação foi realizada pela equipe de engenharia, que deu um aval positivo quanto à operação da coroa, prevendo sua posterior substituição. Esta coroa foi substituída em dezembro de 2006.

Em março de 2016, devido ao elevado nível de “*pittings*” presentes na coroa da bobinadeira esquerda, os pares engrenados foram novamente invertidos. A partir de então, a coroa do redutor da bobinadeira esquerda passa a operar com uma face que nunca havia trabalhado, pois esta engrenagem operou desde sua fabricação (2006) apenas na bobinadeira direita e, quando ocorre a inversão das engrenagens nos redutores, ocorre também a mudança da face de trabalho dos dentes.

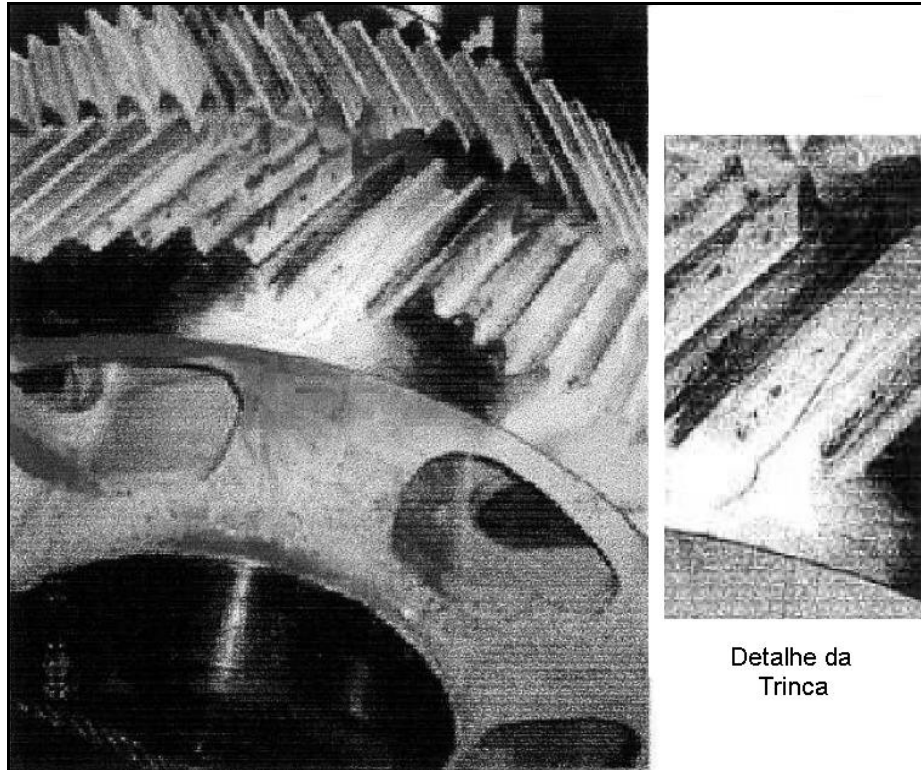


FIGURA 4.1- Foto da trinca na coroa.

FONTE- Acervo do autor

4.2 Metodologia para previsão da vida à fadiga superficial de engrenagens helicoidais e bi-helicoidais

O processo de bobinamento gera um torque na bobinadeira proporcional em relação ao aumento do número de espiras no mandril. Como a força de tração na bobina tem que se manter constante devido às condições operacionais, o torque exercido pela bobinadeira é alterado a cada nova espira enrolada. Isto ocorre tanto no bobinamento quanto no desbobinamento. No entanto, durante o desbobinamento, o torque gerado é menor quando comparado com o bobinamento para que haja uma força de tração constante na tira e uma uniformidade na direção do movimento da mesma, conforme mostrado na FIG. 4.2.

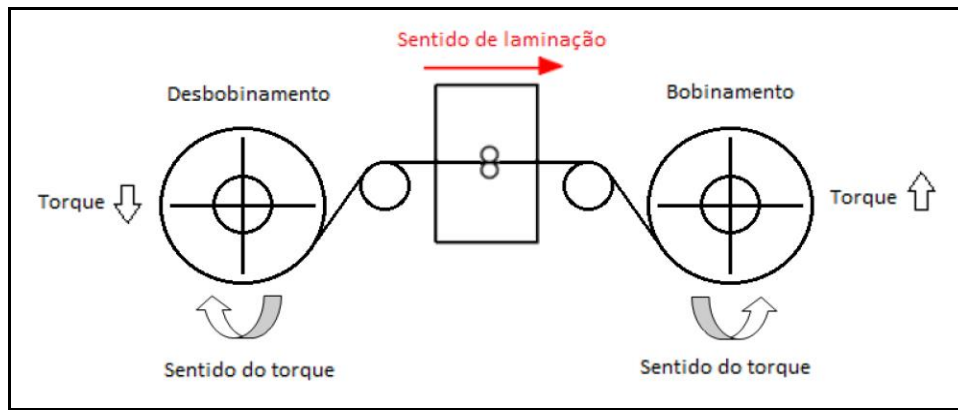


FIGURA 4.2- Esquema dos sentidos dos torques das bobinadeiras.

FONTE- Duprez, 2000, p. 3.2

Este carregamento variável é repetido a cada passe de laminação, que pode variar de 1 até 12, dependendo do programa de passes. Como todo o primeiro passe de laminação ocorre do lado direito para a esquerda, pode-se observar que a coroa da bobinadeira esquerda é muito mais solicitada que a coroa da bobinadeira direita, pois em passes ímpares, a bobinadeira esquerda tem uma fase de bobinamento a mais de bobinamento que a bobinadeira direita. Por este motivo, a metodologia é aplicada na bobinadeira esquerda do LB1.

A cada volta que o mandril realiza, seja ele no processo de bobinamento ou desbobinamento, o torque e a velocidade angular na bobinadeira são alterados em função da necessidade do processo em manter a força de tração e a velocidade tangencial constantes, conforme mostrado na FIG. 4.3.

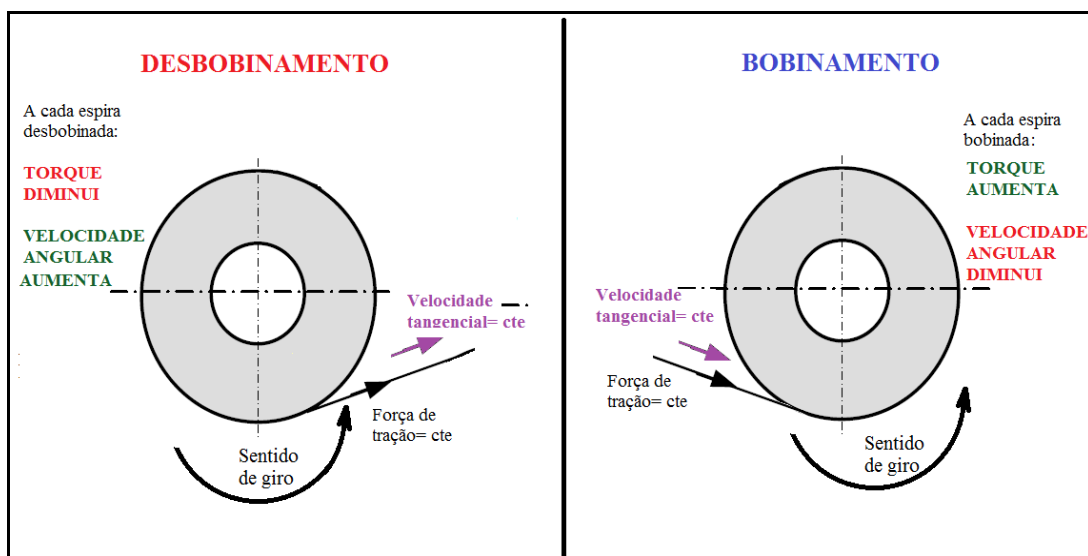


FIGURA 4.3- Relação de diversos parâmetros no bobinamento e desbobinamento.

FONTE- Acervo do autor

O torque T aplicado na bobinadeira é dado pela EQUAÇÃO (4.1).

$$T = F_t \cdot \frac{d_b}{2} \quad (4.1)$$

Onde F_t é a força de tração do processo e d_b é o diâmetro da bobina. A velocidade tangencial da coroa V_t é obtida pela EQUAÇÃO (4.2).

$$V_t = \frac{V_{tb} \cdot d_c}{d_b} \quad (4.2)$$

Onde V_{tb} é a velocidade tangencial da bobina e d_c é o diâmetro primitivo da coroa. A força tangencial em cada metade da coroa bi-helicoidal W_t é calculada pela EQUAÇÃO (4.3).

$$W_t = \frac{T}{d_c} \quad (4.3)$$

As características do par engrenado são mostradas na TAB. 4.1. As tensões de contato nos dentes são proporcionais ao torque realizado pelo redutor. O desenho do conjunto e da coroa são mostrados no ANEXO A do presente trabalho. Diferente de outros componentes, engrenagens não possuem limite à fadiga para durabilidade superficial (Radzevich, 2012). Existe uma tensão determinada a 10 milhões de ciclos (10^7) em que ocorre uma mudança na inclinação da curva S-N, de maneira que a representatividade do gráfico vai até 10 bilhões de ciclos (10^{10}).

As tensões de contato nos dentes da engrenagem foram calculados conforme a norma AGMA 2001-D04, de acordo com a EQUAÇÃO (4.4).

$$S_c = C_p \sqrt{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d \cdot F} \cdot \frac{C_f}{I}} \quad (4.4)$$

Onde S_c é a tensão de contato, C_p é o coeficiente elástico, W_t é a força tangencial, K_o é o fator de sobrecarga, K_v é o fator dinâmico, K_s é o fator de forma, K_m é o fator de distribuição, C_f é a condição superficial para resistência ao *pitting*, F é a largura da face do dente, I é o fator de geometria do dente para resistência ao *pitting* e d é o diâmetro primitivo do pinhão.

TABELA 4.1- Características do par engrenado das bobinadeiras

Parâmetro	Unidade	Pinhão	Coroa
Número de dentes do pinhão- Z	-	20	91
Módulo Normal- M_n	mm	18,69	
Módulo Transversal- M_t	mm	22,074	
Diametral Pitch- P_d	pol^{-1}	1,25	
Passo circular normal- P_n	mm	58,686	
Ângulo de pressão- α	°	20	
Ângulo de hélice- β	°	23	
Largura do dente- B	mm	371,5	
Material	-	AISI 4150	
Dureza	HRc	36 ± 2	32 ± 2
Distância entre centros- DCC	mm	1140	

FONTE- Acervo do autor

Seguindo o critério de dimensionamento conforme a norma AGMA 2001-D04, o valor S_c é relacionado à EQUAÇÃO (4.5).

$$S_c \leq \frac{S_{ac} \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} \quad (4.5)$$

Onde S_{ac} é a tensão de contato admissível, Z_N é o fator de vida ao *pitting*, C_H é o fator de dureza, S_H é o fator de segurança, K_T é o fator de temperatura e K_R o fator de confiabilidade. A tensão de contato admissível S_{ac} depende do grau de qualidade do aço e é determinada conforme mostrado na FIG. 4.4.

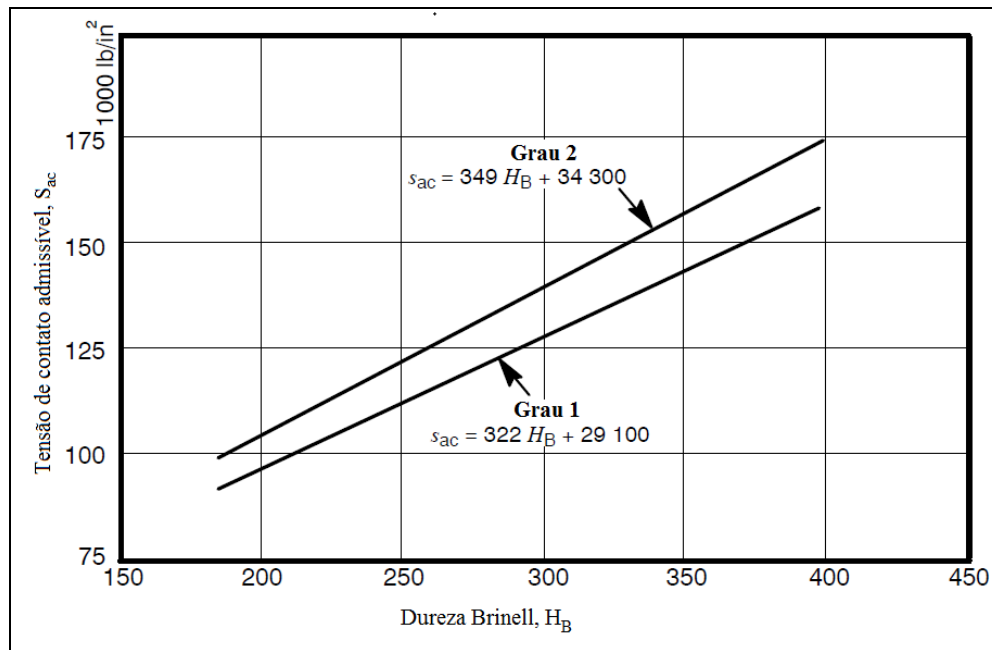


FIGURA 4.4- Tensão de contato admissível para aços completamente endurecidos.

FONTE- ANSI/AGMA 2001-D04, 2004, p. 24.

Quando S_c satisfaz a equação, então teoricamente a engrenagem está bem dimensionada para trabalhar e é provável não ocorrer o *pitting*. No entanto, esta equação não considera o carregamento variável. Além disso, por se tratar de um desenvolvimento de metodologia, os fatores S_H e K_R , que são o fator de segurança e o fator de confiabilidade para o *pitting* serão eliminados da equação.

O fator Z_N ajusta a tensão de contato admissível para o número requerido de ciclos de operação em função do regime de lubrificação atuante, conforme mostrado na FIG. 3.21. As equações para o valor de Z_N são apresentadas na TAB. 4.2.

TABELA 4.2- Valores de Z_N para cada regime de lubrificação.

Regime de lubrificação	Fator de ciclo de tensões para resistência à <i>pitting</i>
Regime III	$Z_N = 2,46604 \times N^{-0,056}$
Regime II	$Z_N = 3,83441 \times N^{-0,094}$
Regime I	$Z_N = 7,82078 \times N^{-0,156}$

FONTE- Acervo do autor

Portanto, o número de ciclos N_f para que ocorra a falha depende do regime de lubrificação atuante. As EQUAÇÕES 4.6, 4.7 e 4.8 determinam o valor de N_f para os regimes de lubrificação III, II e I, respectivamente.

$$N_{III} = \left(\frac{\frac{s_c \cdot K_T}{s_{ac} \cdot C_H}}{2,46604} \right)^{\frac{1}{-0,056}} \quad (4.6)$$

$$N_{II} = \left(\frac{\frac{s_c \cdot K_T}{s_{ac} \cdot C_H}}{3,83441} \right)^{\frac{1}{-0,094}} \quad (4.7)$$

$$N_I = \left(\frac{\frac{s_c \cdot K_T}{s_{ac} \cdot C_H}}{7,82078} \right)^{\frac{1}{-0,156}} \quad (4.8)$$

Como cada ciclo de revolução efetuado pelo mandril é contabilizado na metodologia, o dano parcial d_i é definido pela EQUAÇÃO 4.9. A falha por fadiga é esperada quando a soma dos danos parciais é igual à unidade.

$$d_i = \frac{1}{N_f} \quad (4.9)$$

As propriedades mecânicas e geométricas da coroa que serviram como dados de entrada para aplicação da metodologia são apresentadas no ANEXO B. A FIG. 4.5 mostra o fluxograma utilizado para a aplicação da metodologia proposta.

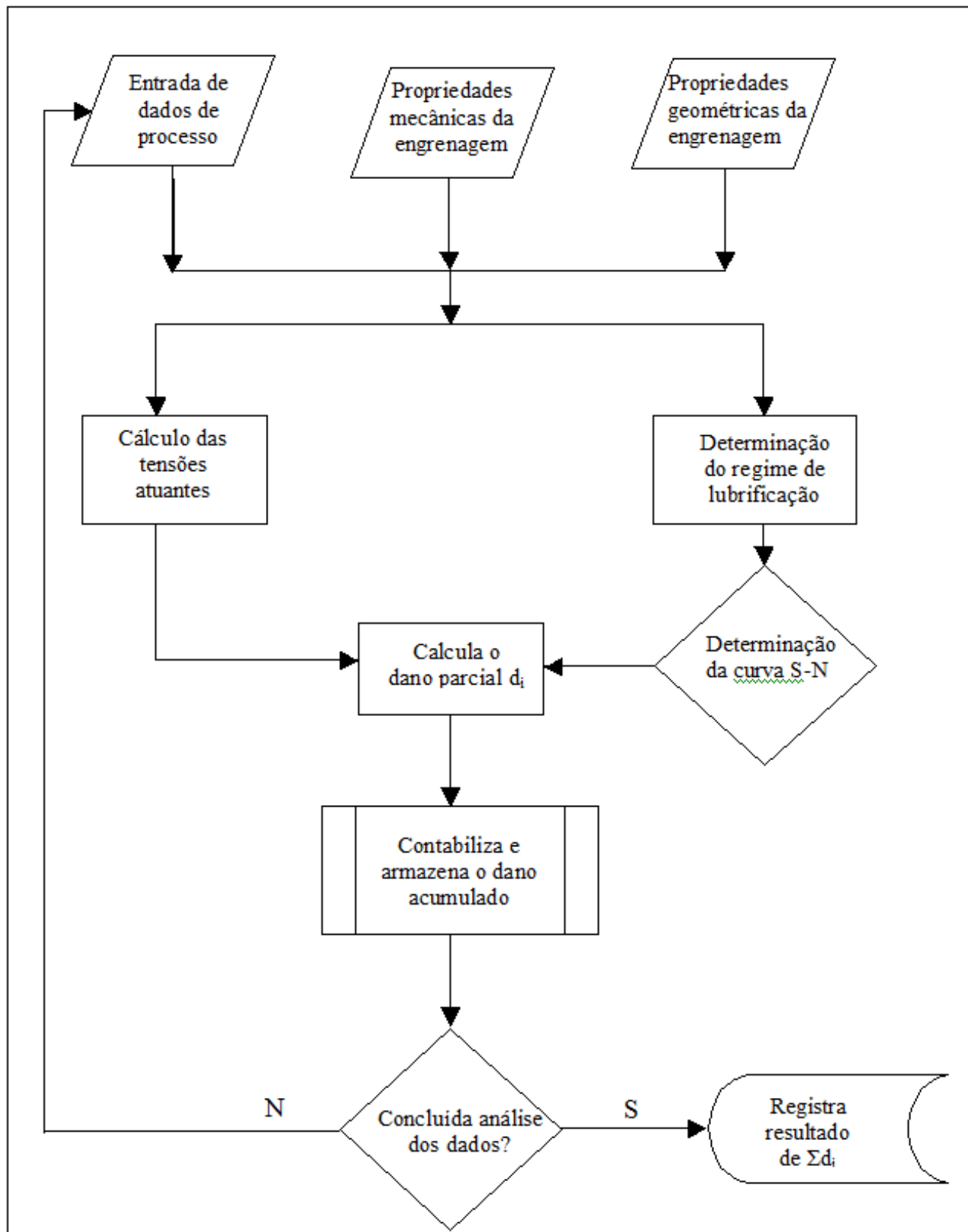


FIGURA 4.5- Fluxograma da metodologia utilizada.

FONTE- Acervo do autor

4.3 Automatização da metodologia

Os dados de “força de tração”, “torque”, “força tangencial”, “velocidade linear da bobinadeira esquerda”, “velocidade tangencial da coroa”, “diâmetro da bobina” e “temperatura do óleo” foram adquiridos através do software ibaAnalyzer® 5.18.0, com uma frequência de ocorrência de eventos de 10 Hz. O ibaAnalyzer® 5.18.0 é um sistema para aquisição e análise de dados, onde são armazenados diversos parâmetros medidos no equipamento através de instrumentos como: células de carga, *encoders*, termopares, etc.

Foi desenvolvida uma macro através do *software* Excel® para realizar o descarte dos dados desnecessários e para facilitar a aplicação da metodologia. A macro foi escrita em linguagem VBA (*Visual Basic Application*) para contabilizar o dano acumulado de cada volta da coroa. Os detalhes da macro desenvolvida são apresentados no Anexo C. A FIG. 4.6 ilustra uma tela típica com os parâmetros coletados no software ibaAnalyzer® 5.18.0 que foi utilizado como banco de dados no trabalho no período de 1 hora. Os gráficos mostram a variação dos parâmetros na seguinte ordem de cima para baixo:

- Força de tração da tira (ton).
- Torque na bobinadeira (N·m).
- Força tangencial em cada metade da coroa (ton).
- Velocidade linear da bobinadeira (m/min).
- Velocidade tangencial da coroa (m/min).
- Diâmetro da bobina (mm).
- Temperatura do óleo na central de lubrificação (°C).

A metodologia foi aplicada em um período de 40 dias de produção, compreendido das 00h:00 de 29/07/2016 até 23h:59 do dia 06/09/2016, totalizando 5.708 ton. de material processado. Durante este período, todos os dados supracitados foram registrados e submetidos à metodologia proposta. No total, foram registrados 1.499.556 (um milhão quatrocentos e noventa e nove mil quinhentos e cinquenta e seis) ciclos que serviram como base para o cálculo do dano acumulado. Dividindo-se 1.499.556 ciclos por 40 dias amostrados, obtém-se o valor de 37.489 ciclos por dia em média. A partir do dano calculado e da produção anual do laminador, foi possível estimar a vida útil para a fadiga por contato da coroa do redutor da bobinadeira esquerda do laminador, considerando a

base de ciclos do período amostrado, em 9 anos (3285 dias) quando houve a início da operação da coroa da bobinadeira esquerda.

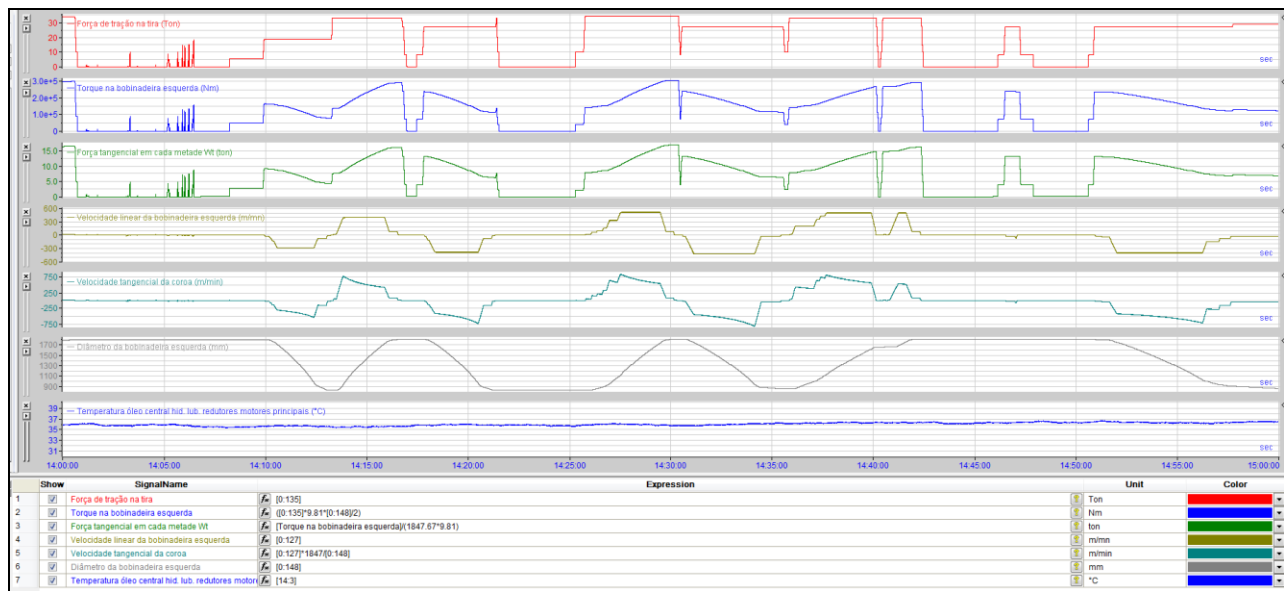


FIGURA 4.6- Parâmetros coletados para aplicação da metodologia.

FONTE- Acervo do autor

A metodologia aplicada contemplou a avaliação do dano por fadiga de contato na região onde existe maior esforço de contato entre um dado par de dentes do pinhão e coroa. Fora desta região, o carregamento total fica dividido com outro dente da linha de engrenamento, diminuindo assim o dano gerado. A FIG. 4.7 representa as regiões supracitadas. As siglas LCUS e LCUI significam Limite de Contato Único Superior e Limite de Contato Único Inferior, respectivamente.

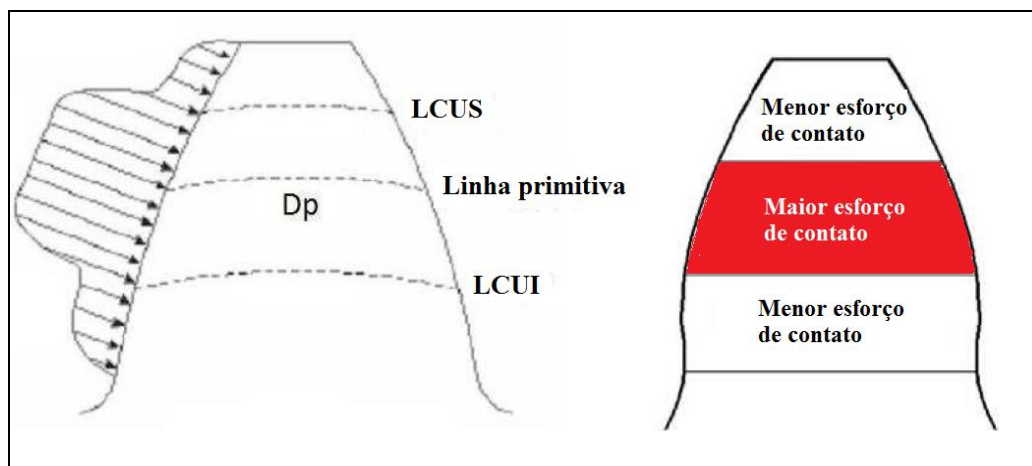


FIGURA 4.7- Representação esquemática do maior esforço de contato e menor esforço de contato no dente

FONTE: Muraro, 2012, p. 136

Adicionalmente, aplicou-se a metodologia proposta alterando o parâmetro T (Temperatura do óleo na central de lubrificação) considerando uma temperatura 5 °C abaixo da temperatura coletada em três períodos distintos. Esta ação foi realizada com o objetivo de avaliar a influência da temperatura do óleo no dano acumulado.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise dos resultados foi realizada objetivando verificar quais condições do processo (força de tração, velocidade, tipo de aço, número do passe, etc) que possuem maiores e menores influências teóricas no desgaste por fadiga de contato.

5.1 Avaliação geral dos dados

Os dados coletados foram processados através da macro gerada na linguagem VBA e são apresentados na TAB. 5.1. Adicionalmente, a figura apresenta os danos parciais resultantes dos períodos em que a coroa operou sobre os três regimes de lubrificação existentes, bem como a quantidade total de ciclos em cada um destes ciclos. Os resultados apresentados na TAB. 5.1 fornecem dados que possibilitaram a avaliação isolada dos diversos eventos que abrangem o desgaste por fadiga de contato.

O dano acumulado durante o período amostrado foi de $2,3E-3$. Considerando uma produção anual média de 65.835 ton como referência dos últimos 9 anos, dividindo-a por 5708 ton, que foi a quantidade processada durante os 40 dias de amostragem, obtém-se o valor de 11,53. Multiplicando este valor pelo dano acumulado no período amostrado, obtém-se o valor de $2,65E-2$, que é o dano anual estimado. Portanto, para que o dano alcance a unidade são necessários 37,69 anos, que é a vida calculada devido à fadiga de contato nos dentes da coroa da bobinadeira esquerda do laminador Sendzimir. Comparando os dados obtidos na metodologia com o histórico de desgaste da coroa, verifica-se que os “*pittings*” aparecem com uma pequena antecedência. A FIG. 5.1 mostra uma foto das faces dos dentes da coroa após 9 anos de operação, onde não se evidenciou presença de “*pittings*”. Considerando 37.489 ciclos por dia, em 9 anos (3285 dias), os dentes teriam sido submetidos à aproximadamente $1,2E+8$ ciclos.

TABELA 5.1- Representação dos danos acumulados

Data	Dano parcial	Quantidade de ciclos	Dano no regime I	Dano no Regime II	Dano no Regime III	Quantidade de ciclos no Regime I	Quantidade de ciclos no Regime II	Quantidade de ciclos no Regime III
29/07/2016	4,1E-05	39852	1,8E-05	2,31E-05	6,70E-10	316	20383	19153
30/07/2016	6,0E-05	46957	2,5E-05	3,53E-05	8,94E-10	375	27752	18830
31/07/2016	5,4E-05	44898	2,0E-05	3,37E-05	7,95E-10	306	24433	20159
01/08/2016	6,3E-05	38673	3,3E-05	3,00E-05	5,41E-10	516	22754	15403
02/08/2016	4,1E-05	23575	2,8E-05	1,26E-05	3,39E-10	365	12929	10281
03/08/2016	2,1E-05	32273	1,0E-05	1,06E-05	4,01E-10	211	13977	18085
04/08/2016	2,9E-05	46243	1,8E-05	1,11E-05	5,29E-10	378	16853	29012
05/08/2016	2,6E-05	49623	1,5E-05	1,10E-05	6,21E-10	328	16598	32697
06/08/2016	2,4E-05	48965	1,5E-05	9,49E-06	6,55E-10	322	15936	32707
07/08/2016	2,4E-05	18638	1,0E-05	1,33E-05	2,89E-10	161	10292	8185
08/08/2016	6,3E-05	28977	4,5E-05	1,73E-05	4,17E-10	527	15398	13052
09/08/2016	Parada Programada de manutenção							
10/08/2016	6,1E-05	26541	4,1E-05	2,01E-05	4,10E-10	482	16310	9749
11/08/2016	6,0E-05	54751	2,5E-05	3,48E-05	7,27E-10	394	29569	24788
12/08/2016	9,0E-05	43014	5,3E-05	3,71E-05	6,86E-10	647	26569	15798
13/08/2016	3,2E-05	49644	1,4E-05	1,82E-05	7,56E-10	272	17377	31995
14/08/2016	2,9E-05	41665	2,0E-05	8,80E-06	4,99E-10	373	14923	26369
15/08/2016	2,7E-05	34058	2,0E-05	6,36E-06	2,60E-10	429	12607	21022
16/08/2016	4,0E-05	28625	2,7E-05	1,29E-05	3,23E-10	390	12674	15561
17/08/2016	4,2E-05	36410	3,0E-05	1,23E-05	3,87E-10	420	16049	19941
18/08/2016	1,2E-04	38904	9,7E-05	2,11E-05	3,59E-10	1168	19689	18047
19/08/2016	4,11E-05	34468	2,63E-05	1,48E-05	2,88E-10	414	16987	17067
20/08/2016	6,5E-05	33527	5,1E-05	1,46E-05	1,98E-10	679	16177	16671
21/08/2016	1,5E-04	60203	1,2E-04	3,52E-05	4,71E-10	1282	36390	22527
22/08/2016	6,8E-05	48593	3,7E-05	3,09E-05	4,85E-10	478	26827	21288
23/08/2016	8,7E-05	49377	5,0E-05	3,68E-05	5,92E-10	665	27761	20951
24/08/2016	8,6E-05	24459	6,6E-05	1,95E-05	1,56E-10	782	17564	6113
25/08/2016	1,0E-04	33412	7,6E-05	2,78E-05	3,06E-10	850	23055	9507
26/08/2016	2,2E-05	29835	1,3E-05	8,61E-06	3,15E-10	254	12061	17520
27/08/2016	2,6E-05	46438	1,6E-05	1,00E-05	5,90E-10	332	16034	30072
28/08/2016	2,2E-05	32136	1,6E-05	6,83E-06	3,87E-10	304	11301	20531
29/08/2016	3,0E-05	42590	1,4E-05	1,66E-05	5,02E-10	276	19257	23057
30/08/2016	4,0E-05	36997	2,3E-05	1,66E-05	4,24E-10	396	20467	16134
31/08/2016	1,3E-04	34989	1,0E-04	2,93E-05	2,09E-10	1179	25356	8454
01/09/2016	6,5E-05	44371	4,2E-05	2,26E-05	3,96E-10	603	22744	21024
02/09/2016	1,2E-04	41121	9,6E-05	2,57E-05	4,49E-10	1022	21256	18843
03/09/2016	5,0E-05	26794	3,6E-05	1,38E-05	3,05E-10	409	13928	12457
04/09/2016	1,2E-04	43359	1,0E-04	1,98E-05	4,20E-10	1118	19763	22478
05/09/2016	6,4E-05	39829	4,6E-05	1,86E-05	4,02E-10	589	20858	18382
06/09/2016	6,3E-05	24772	4,4E-05	1,90E-05	2,36E-10	571	16908	7293
TOTAL	2,3E-03	1499556	1,54E-03	7,66E-04	1,77E-08	20583	747766	731203

FONTE- Acervo do autor

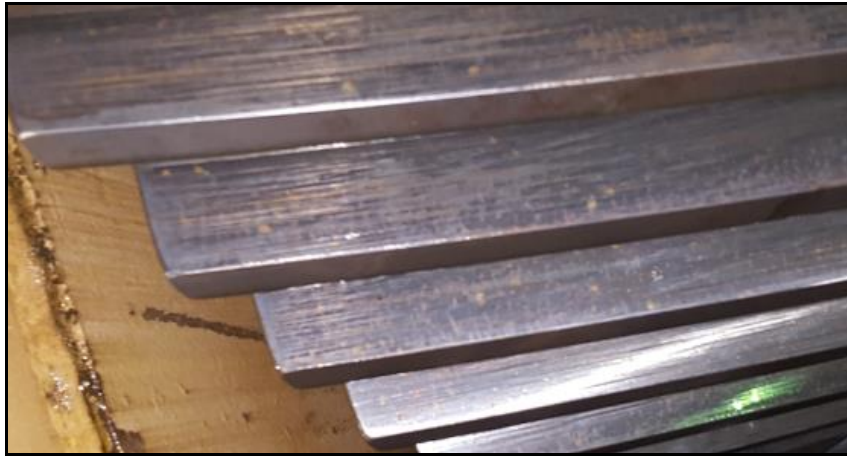


FIGURA 5.1- Face oposta dos dentes da coroa avaliada que operou por 9 anos.

FONTE- Acervo do autor

Já a FIG. 5.2 mostra a coroa da outra bobinadeira que operou por 32 anos. Esta coroa já apresenta um nível de fadiga superficial agravante, sendo que os “*pittings*” se encontram na fase moderada. Considerando 37.489 ciclos/dia em média no período amostrado, em 32 anos (11.680 dias), os dentes teriam sido submetidos à aproximadamente $4,4E+8$ ciclos. No entanto, não há como aplicar a metodologia proposta devido à falta de evidências do histórico dos parâmetros utilizados para os cálculos. Comparando os dois períodos de trabalho das coroas, a afirmação de Dudley (1969) acerca de que não existe a possibilidade da determinação de um valor limite para fadiga de contato é plenamente aceitável. Esta afirmação tem como base testes realizados onde os ciclos dos corpos de prova foram descontinuados após atingir 10^7 ou 2×10^7 . Conforme Dudley (1969), engrenagens em serviço podem operar frequentemente por milhares de horas sem que haja “*pittings*”, mas depois de 2 ou 3 bilhões de ciclos, o “*pitting*” e o próprio desgaste relativo a tornam imprópria para serviço.

Avaliando a distribuição de danos nos regimes de lubrificação, pode-se verificar através da FIG. 5.3, que embora a quantidade de ciclos no regime I seja aproximadamente 1% do total de ciclos, o mesmo corresponde a 67% do dano parcial acumulado. O oposto é observado no regime III de lubrificação, onde se tem uma grande quantidade de ciclos e uma ínfima influência do dano acumulado.



FIGURA 5.2- Face da outra coroa que operou por 32 anos.

FONTE- Acervo do autor

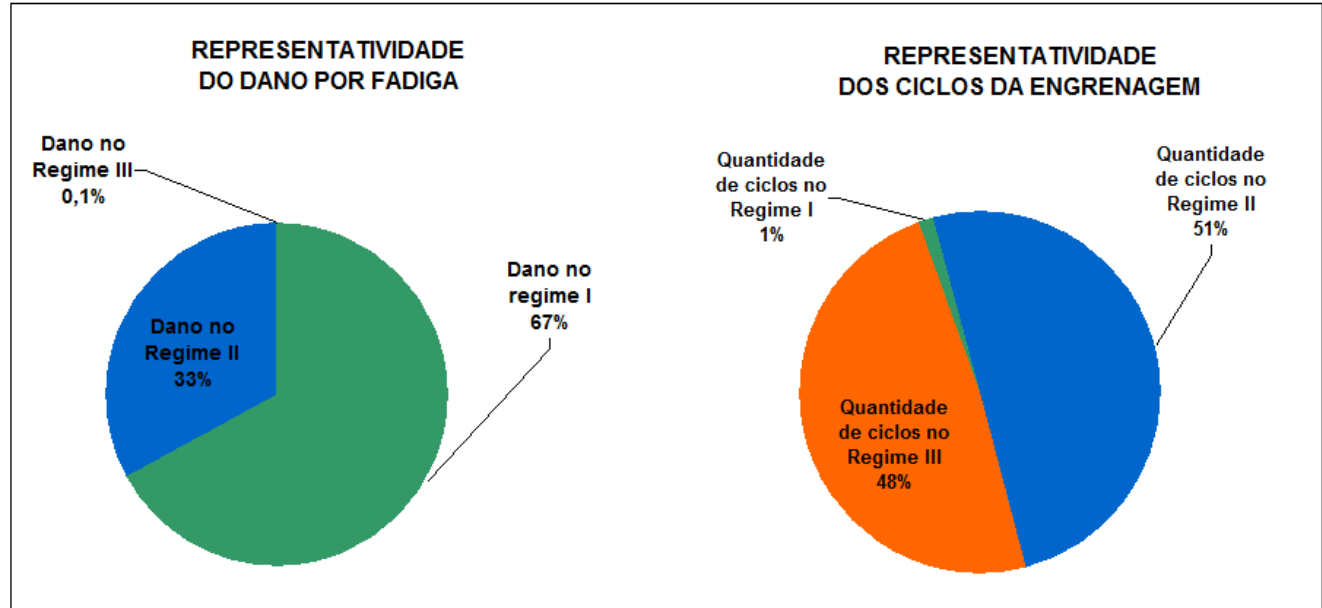


FIGURA 5.3- Representatividade dos danos/ciclos acumulados no período amostrado.

FONTE- Acervo do autor

A partir dos dados obtidos, tornou-se necessário a verificação da influência dos diversos parâmetros de processo. O GRA. 5.1 ilustra o dano parcial e o número de ciclos a cada dia, onde é

possível verificar em quais datas tiveram maior e menor influência do dano teórico gerado na coroa da bobinadeira esquerda.

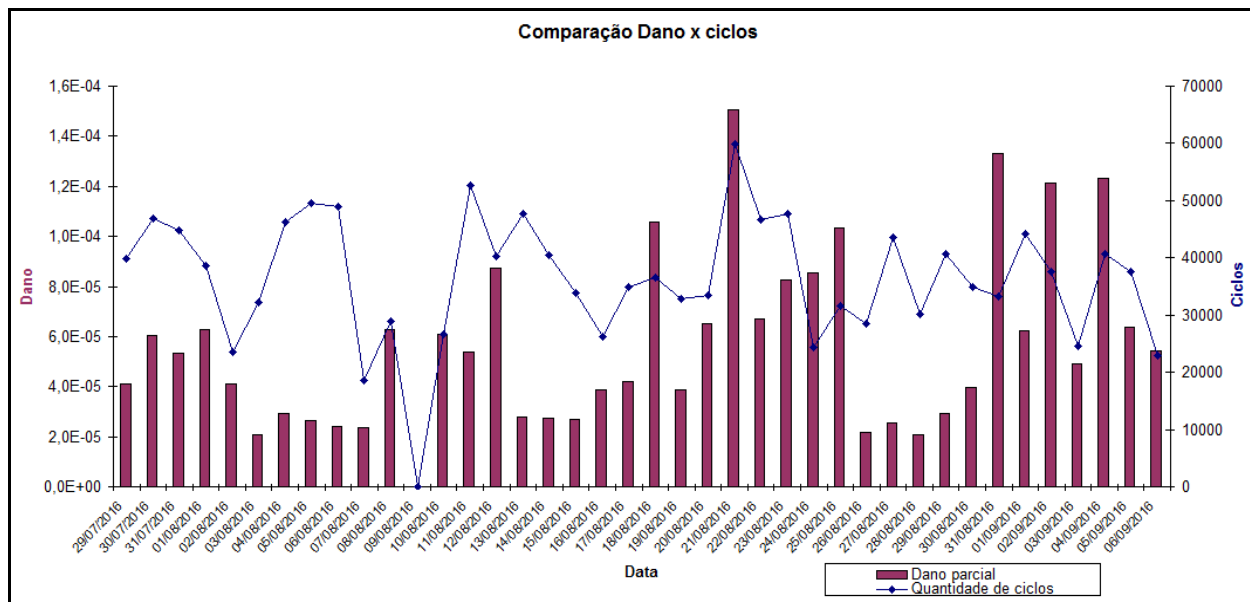


GRÁFICO 5.1- Comparação entre o dano parcial e os ciclos no período amostrado.

FONTE- Acervo do autor

5.1.1 Menor relação dano/ciclos

Com o objetivo de identificar quais períodos foram menos agressivos para a coroa, foram mapeados os danos parciais em todos os horários do período amostrado. Avaliou-se a relação dano/ciclos através da EQUAÇÃO 5.1.

$$r = \frac{d}{n} \quad (5.1)$$

Onde d é o dano parcial e n é o número de ciclos para um determinado dia. O GRA. 5.2 mostra a relação dano/ciclos diário, referente ao período amostrado.

Embora o menor valor de r está registrado no dia 06/08/2016, uma análise detalhada de cada hora do dia indicou que no dia 13/08/2016 existem os horários específicos com a menor relação dano/ciclos. Isto pode ser observado nas TAB. 5.2 e 5.3, onde são mostrados os valores de r para cada hora do dia.

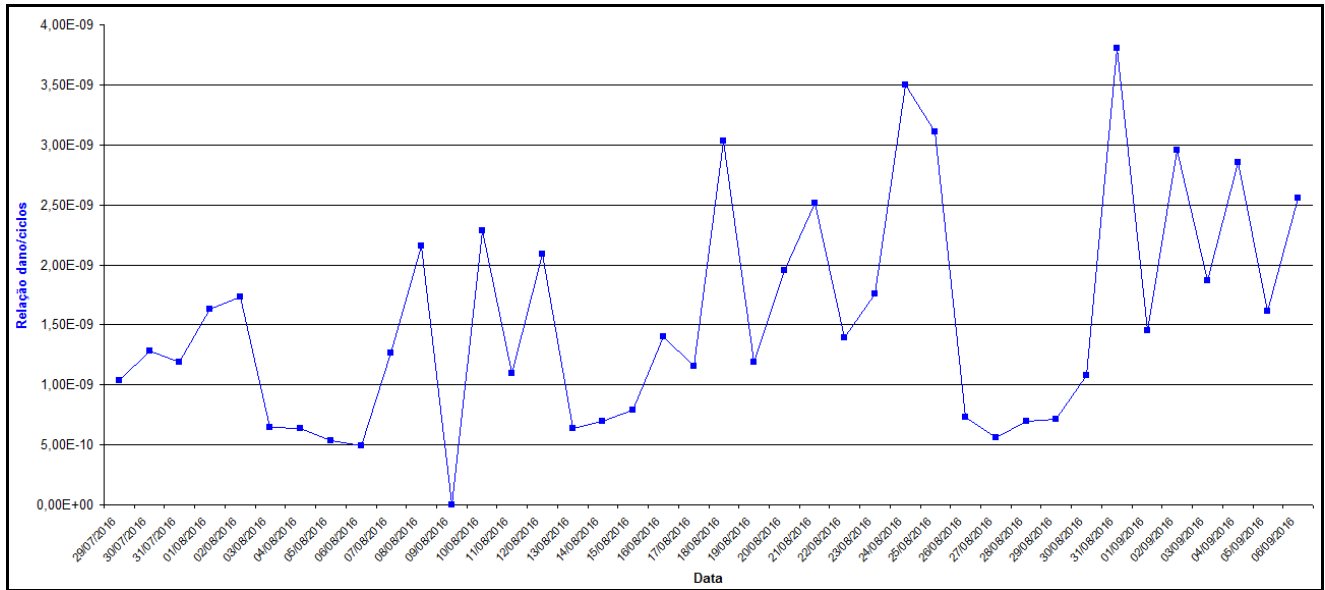


GRÁFICO 5.2- Valores de r durante o período amostrado.

FONTE- Acervo do autor

TABELA 5.2- Dados calculados por hora do dia 06/08/2016

06/08/2016			
Hora	Dano parcial	Quantidade de ciclos	r
00:00-01:00	1,0E-06	2414	4,1E-10
01:00-02:00	1,9E-07	2024	9,2E-11
02:00-03:00	1,1E-06	2480	4,6E-10
03:00-04:00	1,0E-06	2326	4,4E-10
04:00-05:00	9,5E-07	2237	4,3E-10
05:00-06:00	1,4E-06	1085	1,3E-09
06:00-07:00	3,7E-07	2045	1,8E-10
07:00-08:00	1,0E-06	2494	4,0E-10
08:00-09:00	1,3E-06	2479	5,2E-10
09:00-10:00	1,6E-06	2208	7,5E-10
10:00-11:00	3,0E-07	2059	1,5E-10
11:00-12:00	1,5E-06	1847	7,9E-10
12:00-13:00	9,1E-07	416	2,2E-09
13:00-14:00	3,9E-07	2313	1,7E-10
14:00-15:00	1,1E-06	2265	4,8E-10
15:00-16:00	2,0E-06	2434	8,2E-10
16:00-17:00	1,9E-06	2101	9,0E-10
17:00-18:00	8,9E-07	2266	3,9E-10
18:00-19:00	8,9E-07	2266	3,9E-10
19:00-20:00	1,0E-06	1982	5,1E-10
20:00-21:00	8,6E-07	1435	6,0E-10
21:00-22:00	1,6E-06	1792	9,0E-10
22:00-23:00	6,9E-07	2299	3,0E-10
23:00-24:00	2,0E-07	1698	1,2E-10

FONTE- Acervo do autor

TABELA 5.3- Dados calculados por hora do dia 13/08/2016

13/08/0216			
Hora	Dano parcial	Quantidade de ciclos	r
00:00-01:00	4,0E-06	1885	2,1E-09
01:00-02:00	5,4E-07	3474	1,6E-10
02:00-03:00	1,1E-06	1715	6,5E-10
03:00-04:00	2,5E-06	3573	7,0E-10
04:00-05:00	2,6E-08	1154	2,2E-11
05:00-06:00	8,8E-07	1986	4,4E-10
06:00-07:00	1,7E-08	1972	8,6E-12
07:00-08:00	3,9E-06	3383	1,2E-09
08:00-09:00	2,8E-08	2059	1,3E-11
09:00-10:00	7,2E-07	1474	4,9E-10
10:00-11:00	0	0	0
11:00-12:00	4,8E-08	2482	1,9E-11
12:00-13:00	4,5E-06	2748	1,7E-09
13:00-14:00	3,0E-07	2857	1,1E-10
14:00-15:00	4,5E-06	2460	1,8E-09
15:00-16:00	1,5E-06	2695	5,7E-10
16:00-17:00	6,7E-09	2465	2,7E-12
17:00-18:00	7,2E-07	395	1,8E-09
18:00-19:00	1,1E-06	407	2,7E-09
19:00-20:00	1,3E-06	2465	5,4E-10
20:00-21:00	1,3E-06	2218	5,7E-10
21:00-22:00	5,2E-07	2186	2,4E-10
22:00-23:00	6,8E-07	1913	3,5E-10
23:00-24:00	1,5E-06	1678	8,8E-10

FONTE- Acervo do autor

A menor relação parcial dano/ciclos ocorreu no dia 13/08/2016, onde foram encontrados respectivamente os valores de r de 1,3E-11, 1,9E-11 e 2,7E-12 nos horários de 08:00 as 09:00 hs., 11:00 as 12:00 hs. e 16:00 as 17:00 hs. Os baixos valores de dano ocorreram em função da elevada frequência de trabalho das engrenagens sob o regime III de lubrificação. Analisando o período de 08:00 as 09:00 hs., percebe-se através da FIG. 5.4 que no período de desbobinamento com uma tração de 18,0 ton. e velocidade tangencial de 436,4 m/min, o regime III passa a ocorrer a um diâmetro da bobina menor que 1752 mm. Este regime permanece até o fim do desbobinamento. Isto pode ser explicado pela redução do torque do aumento da velocidade angular da coroa durante o desbobinamento, ambos fatores que favorecem a formação do filme hidrodinâmico.

Adicionalmente, é observado que se a coroa operasse sempre nas condições observadas no período de 08:00 as 09:00 hs., cada ciclo resultaria em um dano de 1,3E-11. Para que o dano total acumulado seja igual unidade, seriam necessários aproximadamente 7,7E+10 ciclos, o que equivale a concluir que a vida seria praticamente infinita.

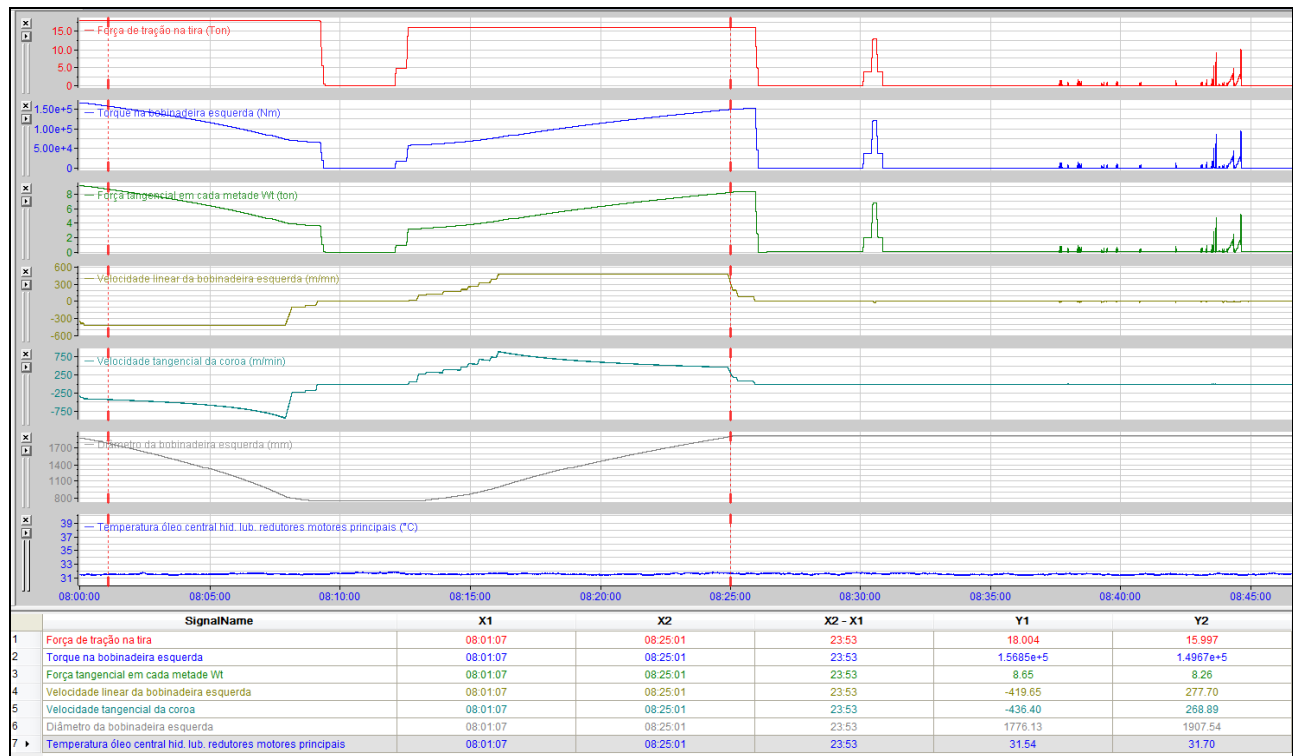


FIGURA 5.4- Tela do ibaAnalyzer® (13/08/2016, 08:00-09:00) mostrando o período em que o regime III de lubrificação é dominante.

FONTE- Acervo do autor

Por outro lado, não há como estabelecer uma relação direta da força de tração com a velocidade tangencial (definida pela produção) e a existência do regime III de lubrificação, pois o valor da temperatura do dente (θ_M) é um grande influenciador para o valor da espessura específica do filme lubrificante. A TAB. 5.4 mostra dois momentos do processo com valores de força de tração, velocidade tangencial e temperatura do óleo em que a espessura específica do filme atinge o valor de 1,0, característico do regime III de lubrificação. É observado que existe uma grande diferença na velocidade tangencial nos dois momentos e a espessura específica do filme é equivalente. Isto ocorre devido à temperatura do dente ser diferente nos dois instantes, o que confere uma modificação da viscosidade do óleo e consequentemente, na espessura específica do filme.

TABELA 5.4- Comparação de diversos parâmetros para um mesmo valor de λ .

Parâmetro	Símbolo	17:56:02	17:56:41
Força tangencial (Ton)	W_t	7,2	6,6
Velocidade tangencial da coroa (m/min)	V_t	520	257
Temperatura do óleo (°C)	θ_{oil}	37,0	37,0
Temperatura do dente (°C)	θ_M	68,7	56,8
Espessura específica do filme	λ	1,0	1,0

FONTE- Acervo do autor

5.1.2 Maior relação dano/ciclos

A maior relação parcial dano/ciclos ocorreu no dia 31/08, onde foi calculado o valor de r de $3,81E-09$. Avaliando as informações geradas na macro, percebe-se que a maior fração geradora de danos é aquela em que a coroa é submetida ao regime II de lubrificação. No período de 14:00 às 15:00 hs., quando a tensão de tração da tira passa de 19 para 33 ton., conforme exposto na FIG. 5.5, em todo o período o regime de lubrificação mista é predominante, mesmo quando a força de tração cai para 27 ton. Portanto a força de tração é preponderante para a determinação dos regimes de lubrificação e consequentemente, do dano resultante, independente da velocidade tangencial da chapa. Isto pode ser visto na FIG. 5.6, onde todos os ciclos passaram do regime III para o regime II após a mudança da força de tração da tira. Percebe-se que a alteração da velocidade tangencial da coroa não modificou o regime de lubrificação.

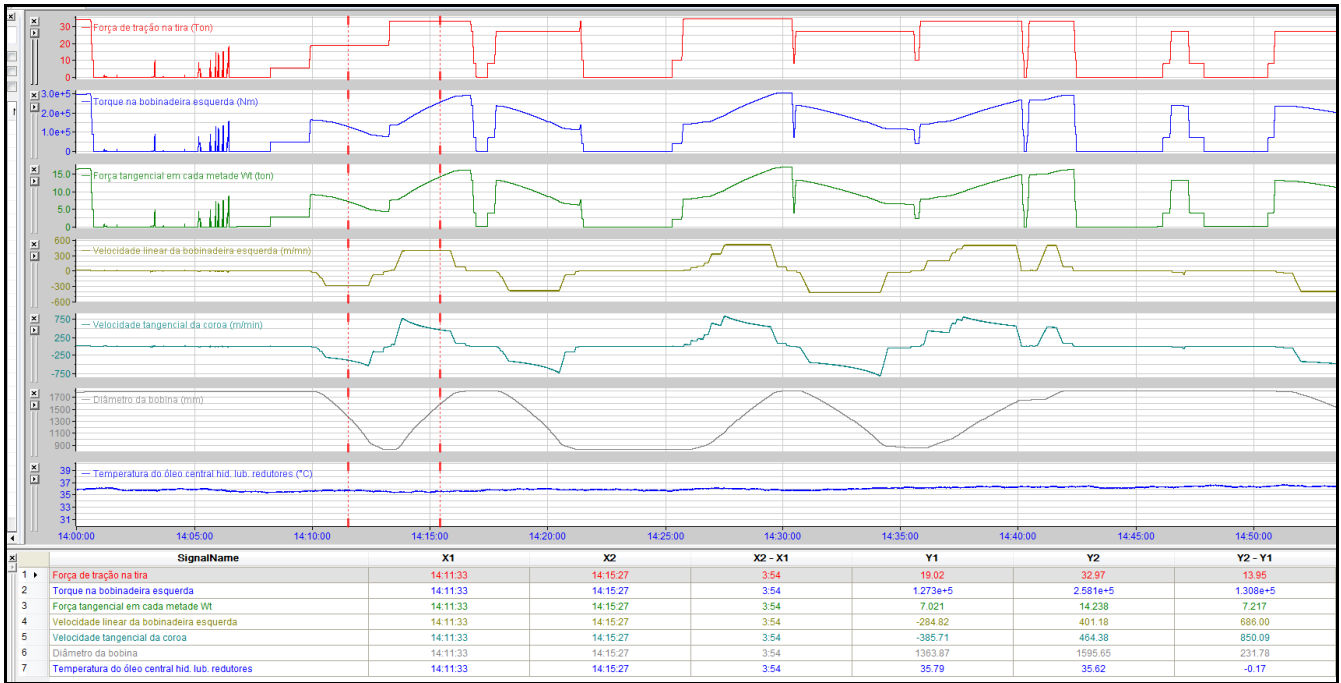


FIGURA 5.5- Tela do ibaAnalyzer® (31/08/2014, 14:00-15:00) mostrando a influência da força de tração da tira na determinação do regime de lubrificação.

FONTE- Acervo do autor

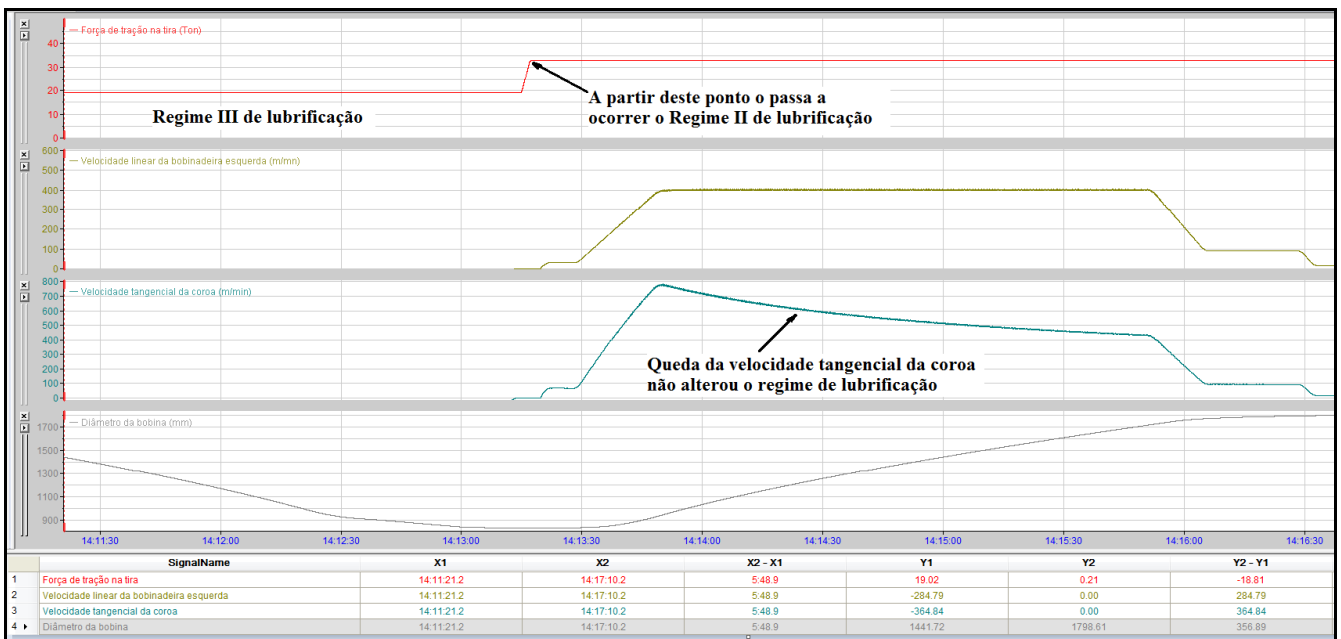


FIGURA 5.6- Tela do ibaAnalyzer® (31/08/2014, 14:11:30-14:16:30) mostrando mudança do regime de lubrificação em função da força de tração da tira.

FONTE- Acervo do autor

No horário de 17:00 às 18:00 hs., o regime III de lubrificação ocorre quando a força de tração é de 18 ton. A partir do momento que a força de tração passa para 27 ton, o regime III de lubrificação só volta a ocorrer no desbobinamento quando o diâmetro da bobina fica abaixo de 987 mm a uma velocidade linear da tira de 387 m/min e termina quando a velocidade tangencial é reduzida a 129 m/min, com o diâmetro da bobina a 901 mm, conforme mostrado na FIG. 5.7 delimitados pelas linhas vermelhas verticais. Foi mostrado na FIG. 4.2 que quando ocorre o desbobinamento (a fim de manter a força de tração e velocidade tangencial constantes), o torque produzido pela coroa diminui e a velocidade angular da mesma aumenta, ambos fatores que favorecem a formação do regime III de lubrificação. Desta maneira, é observado que este valor de tração da chapa permite a formação do Regime III de lubrificação em função do diâmetro da bobina e da velocidade tangencial da chapa.

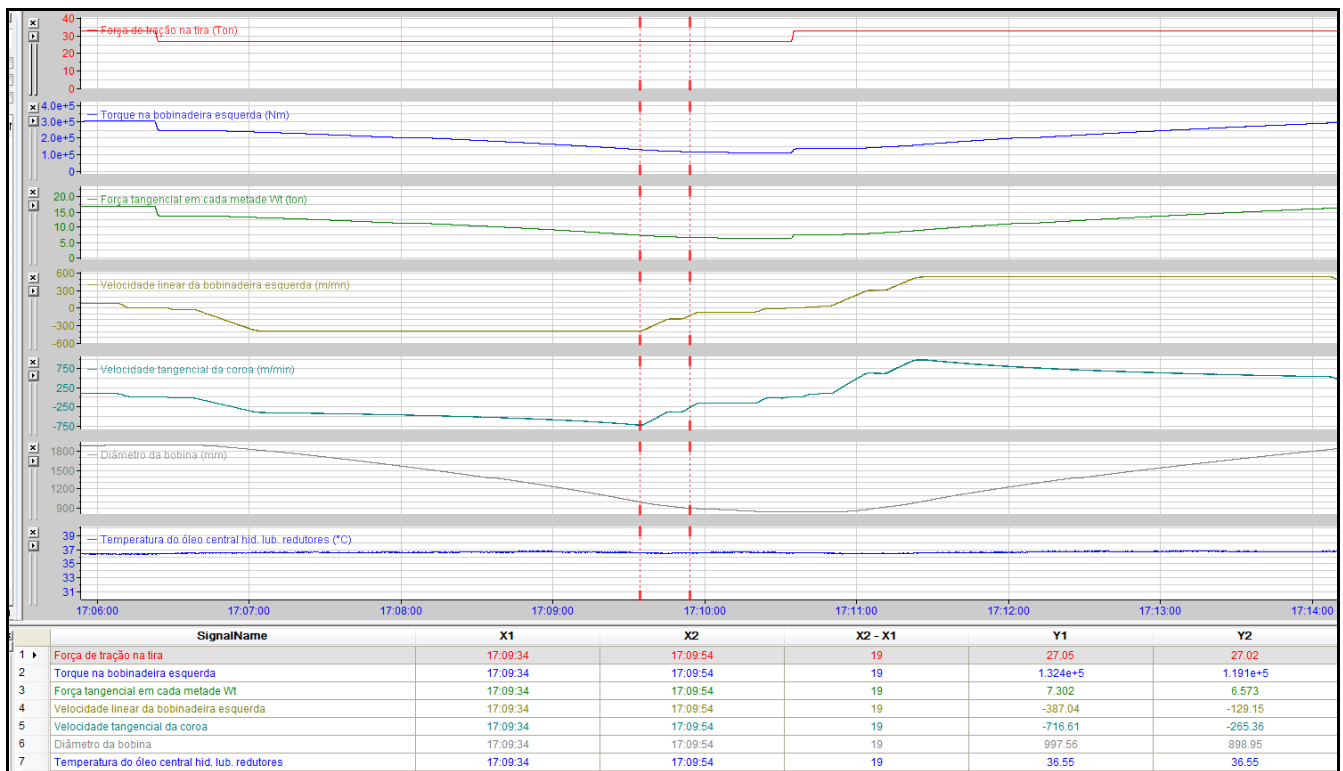


FIGURA 5.7- Tela do ibaAnalyzer® (31/08/2014, 17:06-17:14) com ênfase no pequeno período de operação no Regime III de lubrificação.

FONTE- Acervo do autor

Fazendo a mesma analogia usada para o menor valor de r , se considerar o maior valor de r ($1,1E-08$, ocorrido de 17:00 às 18:00 hs), para que o dano total acumulado seja igual unidade, seriam

necessários $9,1E+7$ ciclos. Dividindo-se este valor por 37.489 ciclos/dia, a vida útil calculada para a engrenagem seria de 2.427 dias (6,6 anos).

5.1.3 Avaliação das ocorrências do Regime I

É observado na FIG. 5.3 que, embora a quantidade total de ciclos no regime I de lubrificação corresponde a apenas 1% do total de ciclos, a operação da coroa neste mesmo regime representou 67 % do dano total do período amostrado. A data de 21/08/2016 apresenta a maior frequência e quantidade de dano no regime I de lubrificação. Os horários de 15:00 as 16:00 hs. e de 21:00 a 22:00 hs são os que apresentam maior frequência deste regime. No horário de 15:00 a 16:00 hs, percebe-se que quando a força de tração é de 33 ton, o regime I passa a ocorrer quando o torque se torna acima de aproximadamente 263.700 Nm, conforme mostrado nas FIG. 5.8, 5.9 e 5.10. Como a força de tração da tira é maior no bobinamento que no desbobinamento, esta condição de regime ocorre sempre no momento do bobinamento quando o diâmetro da bobina ultrapassa 1630 mm, aproximadamente.

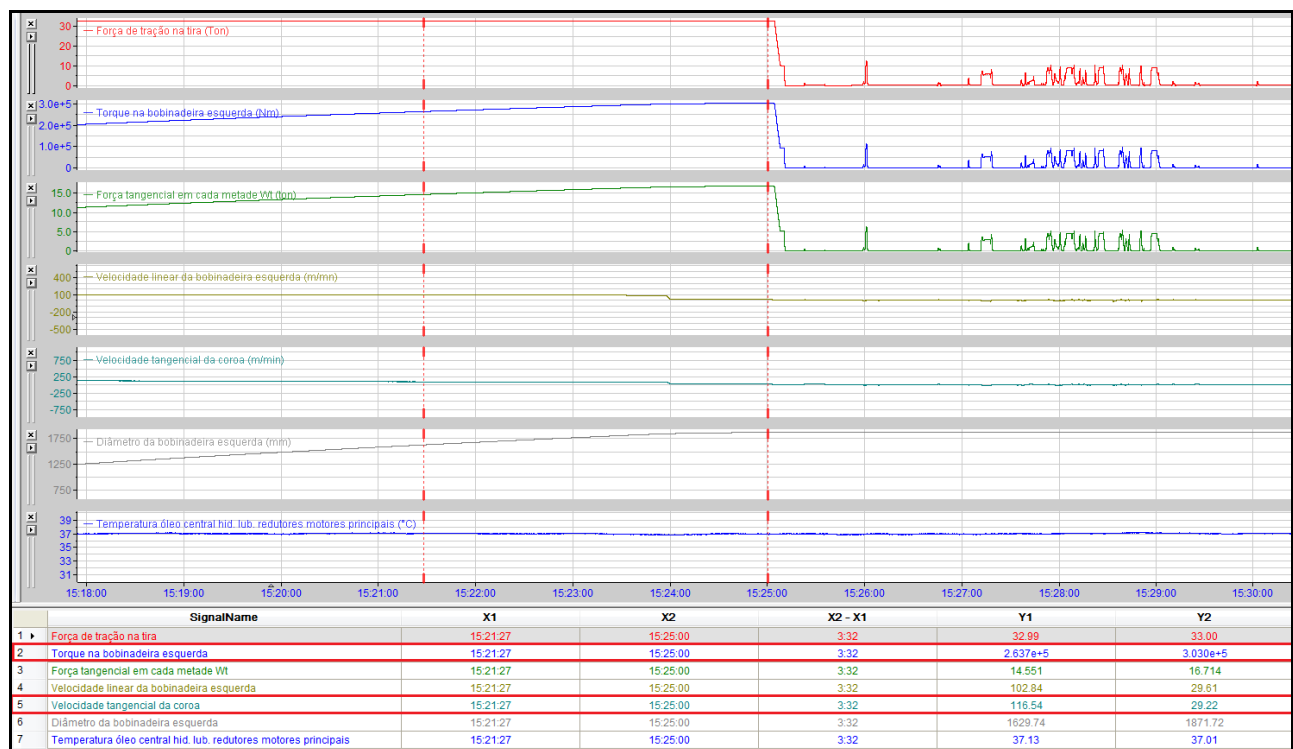


FIGURA 5.8- Tela do ibaAnalyzer® (21/08/2014, 15:21:27-15:25:00) mostrando a influência do torque na coroa na determinação do regime de lubrificação.

FONTE- Acervo do autor

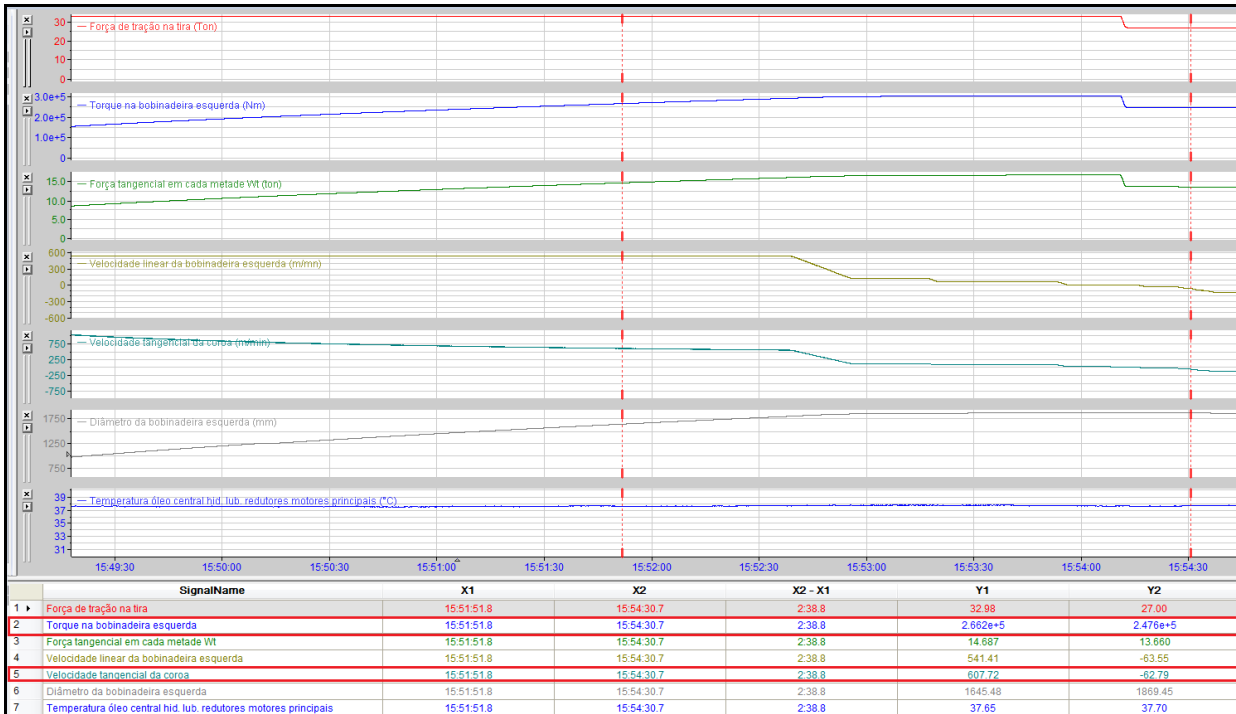


FIGURA 5.9- Tela do ibaAnalyzer® (21/08/2014, 15:51:51-15:54:30) mostrando a influência do torque na coroa na determinação do regime de lubrificação.

FONTE- Acervo do autor

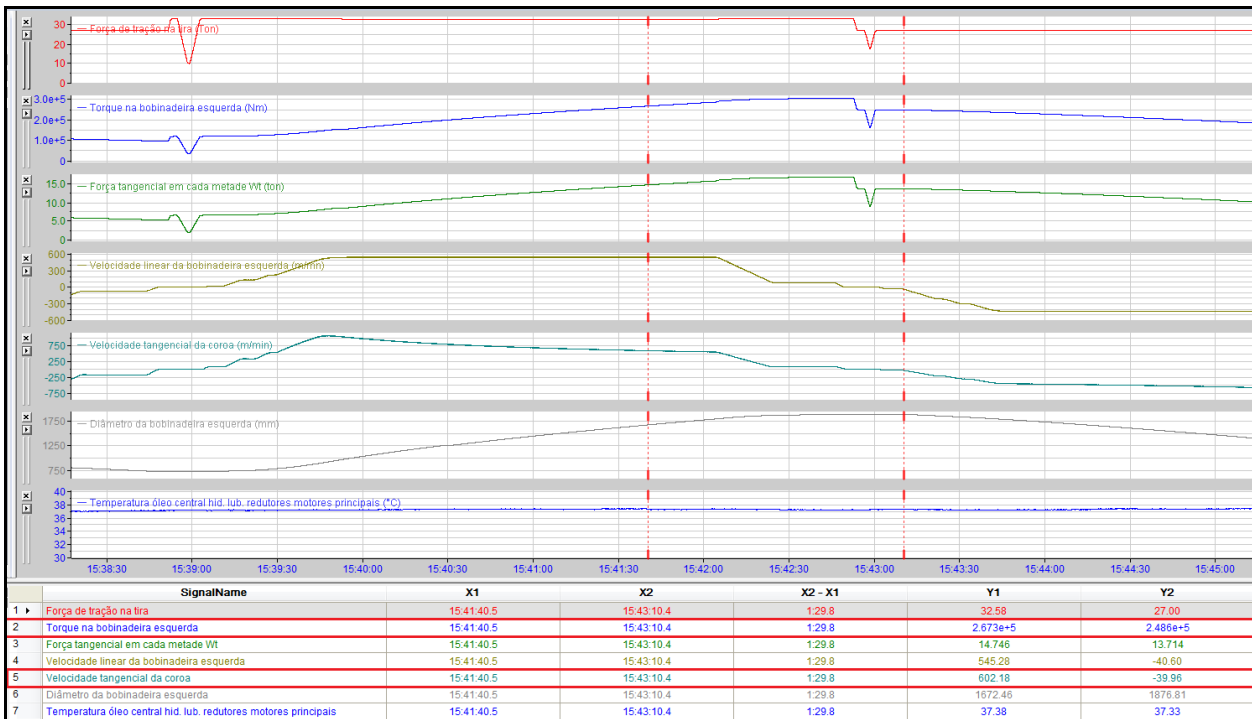


FIGURA 5.10- Tela do ibaAnalyzer® (21/08/2014, 15:41:40-15:43:10) mostrando a influência do torque na coroa na determinação do regime de lubrificação.

FONTE- Acervo do autor

5.2 Influência da temperatura do óleo lubrificante na vida à fadiga

As avaliações dos danos em diferentes regimes de lubrificação permitem inferir que estes são altamente influenciados pela temperatura do óleo lubrificante (θ_{oil}). Uma análise individualizada para os casos citados na seção 5.1 com uma temperatura do óleo 5 °C menor que o valor coletado foi realizada para conhecer o ganho em função da diminuição relativa do dano acumulado. A diminuição da temperatura do óleo acarreta no aumento da viscosidade absoluta do mesmo, que por consequência, torna favorável a migração do Regime I para II ou do Regime II para o III, onde há menor dano. A TAB. 5.5 mostra qual o percentual do dano parcial reduzido com a metodologia aplicada considerando a temperatura do óleo 5 °C mais baixa.

TABELA 5.5- Percentual de redução do dano parcial em função da redução da temperatura do lubrificante.

Data	Redução do dano parcial acumulado
13/08/2016	28%
21/08/2016	69%
31/08/2016	67,5%

FONTE- Acervo do autor

Observa-se nas FIG. 5.11, 5.12 e 5.13, a variação da representatividade dos danos parciais e dos ciclos em cada regime para as datas de 13/08/2016, 21/08/2016 e 31/08/2016, respectivamente. A ocorrência do Regime I de lubrificação é fortemente influenciada pelo torque na bobinadeira. Avaliando o horário de 15:00 as 16:00 hs do dia 21/08/2016, a ocorrência de ciclos no Regime I de lubrificação acontece apenas quando o torque se torna maior que aproximadamente 300.000 Nm a uma força de tração de 33 tonf. O torque atinge este valor somente durante o bobinamento, e ocorre quando o diâmetro da bobina ultrapassa aproximadamente 1850 mm, sendo que o máximo que o diâmetro alcança é aproximadamente 1878 mm, garantindo assim poucos ciclos no regime I de lubrificação.

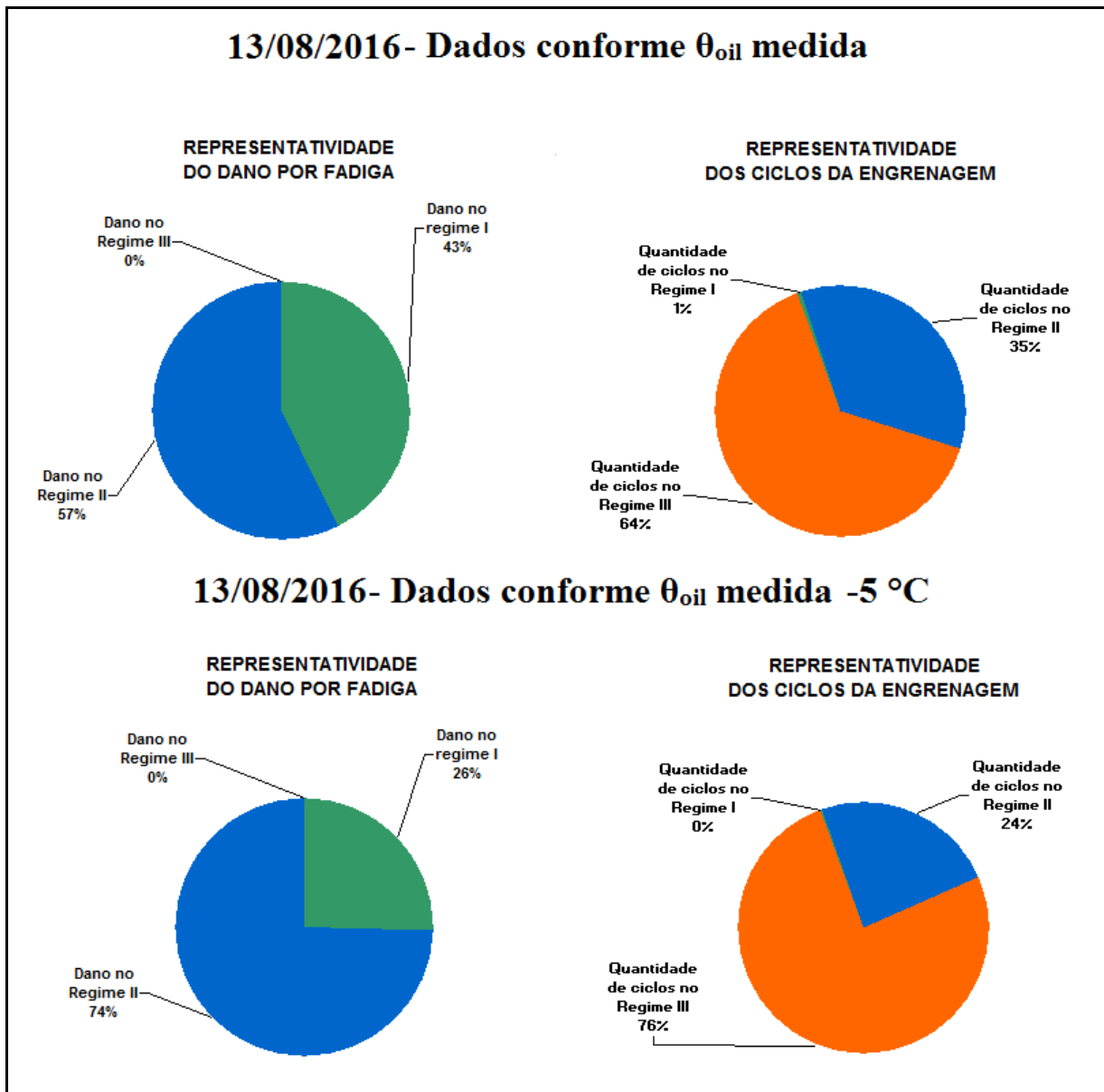


FIGURA 5.11- Comparação da metodologia aplicada para o caso real e aplicada para uma temperatura do óleo menor (31,5 °C para 26,5 °C) no dia 13/08/2016.

FONTE- Acervo do autor

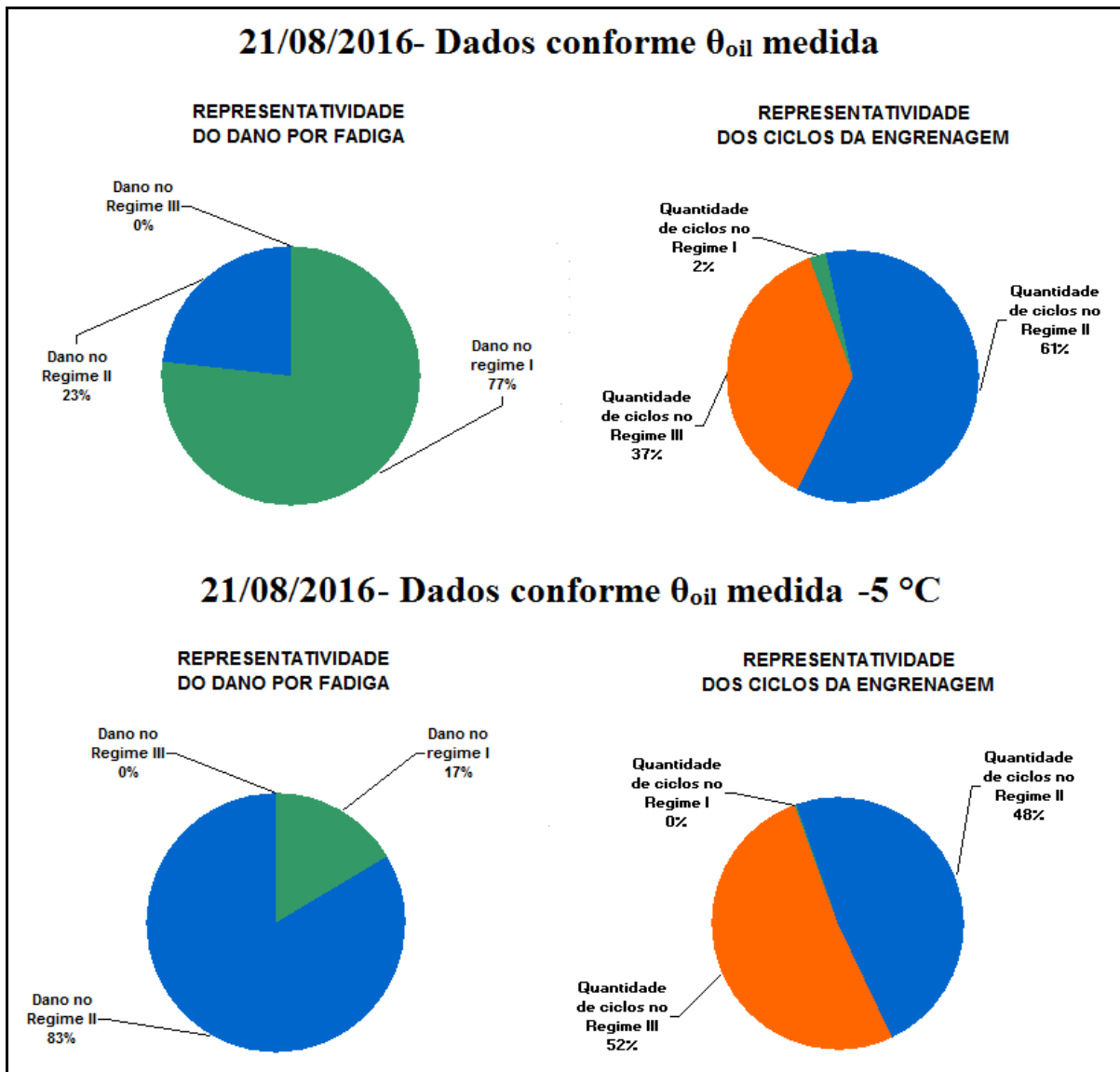


FIGURA 5.12- Comparação da metodologia aplicada para o caso real e aplicada para uma temperatura do óleo menor (37 °C para 32° C) no dia 21/08/2016.

FONTE- Acervo do autor

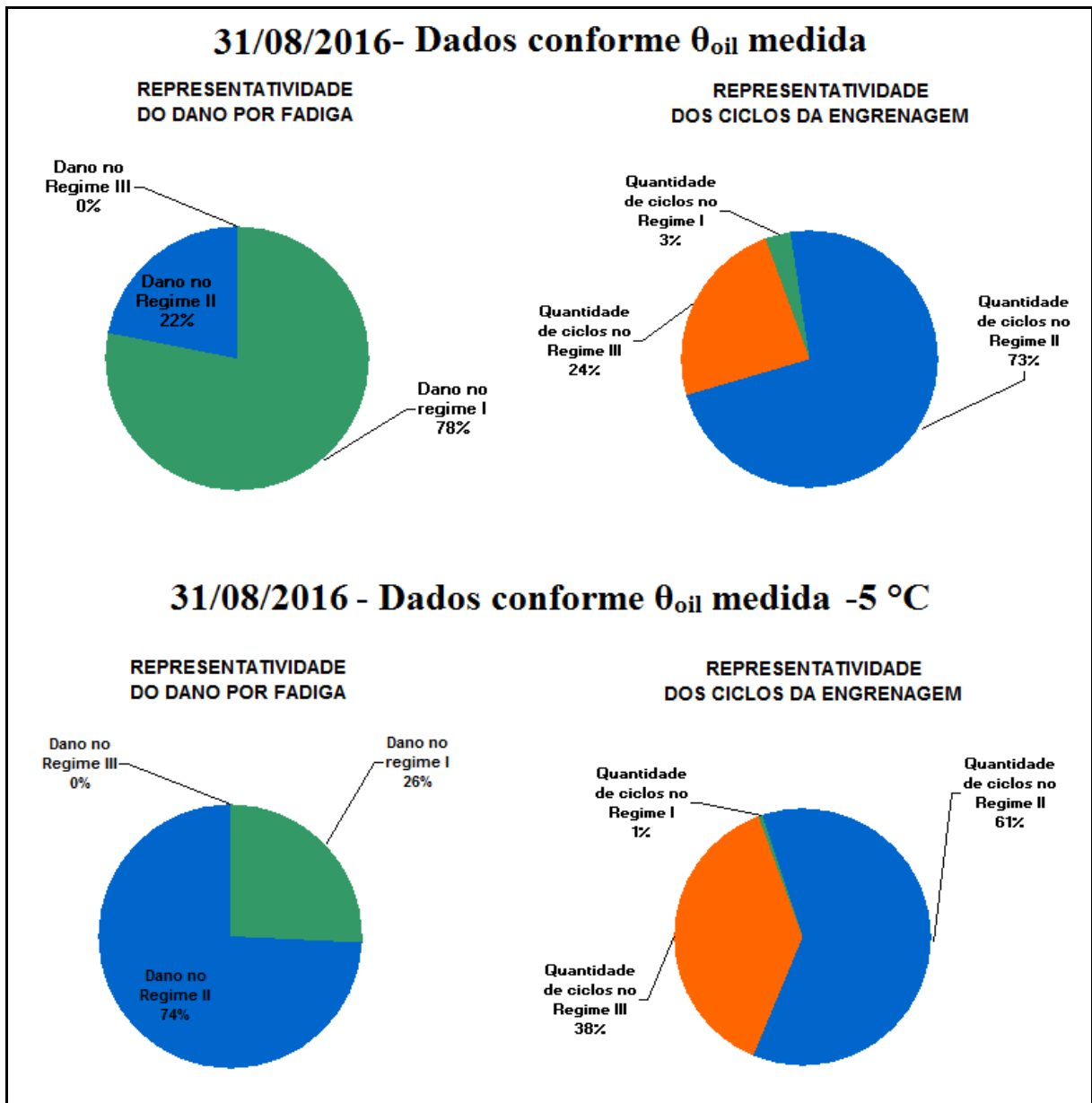


FIGURA 5.13- Comparação da metodologia aplicada para o caso real e aplicada para uma temperatura do óleo menor (36 °C para 31 °C) no dia 31/08/2016.

FONTE- Acervo do autor

5.3 Inspeção visual realizada para avaliar o dano da coroa

Em 27/10/2016, foi realizada uma inspeção visual na coroa para verificar se ao longo dos meses de operação, houve ocorrência de algum dano devido à fadiga de contato de maneira não uniforme ao longo das duas hélices do dente da coroa. A inspeção foi feita através de uma janela de visita localizada no redutor, onde foi possível visualizar a face de trabalho atual dos dentes. Conforme mostrado na FIG. 5.14, há incidência de *pittings* localizados nos dentes da hélice esquerda da coroa,

abrangendo aproximadamente $\frac{1}{3}$ da largura do dente. Já a hélice direita da coroa não apresentou quaisquer indícios de danos por fadiga de contato, conforme mostrado na FIG. 5.15.



FIGURA 5.14- Foto da coroa da bobinadeira esquerda , evidenciando um pitting inicial na hélice esquerda (27/10/2016).

FONTE- Acervo do autor



FIGURA 5.15- Foto da coroa da bobinadeira, sem evidências de pittings da hélice direita da coroa (27/10/2016).

FONTE- Acervo do autor

Este fenômeno de desgaste ocorreu devido a um provável desalinhamento do par engrenado, ocasionando uma distribuição não uniforme de carga, concentrando os esforços em apenas uma fração da largura do dente, elevando a tensão superficial específica nos mesmos. Desta forma, o torque na coroa ao invés de ser distribuído igualmente para as duas hélices, passa a concentrar em mais em uma hélice do que a outra hélice, maximizando as tensões superficiais no mesmo, originando o dano por *pitting*. Foi proposta uma investigação a ser realizada pela área usuária do equipamento para identificar as causas e propor as ações para mitigar o dano.

6. CONCLUSÕES

Foi desenvolvida uma metodologia baseada na regra de acúmulo de danos de Miner, para previsão da ocorrência de fadiga de contato em engrenagens bi-helicoidais de bobinadeiras de laminadores do tipo Sendzimir. Os dados utilizados durante uma amostragem de 40 dias foram baseados em coletores de parâmetros do equipamento com uma frequência de 10 Hz, em que apenas os dados que compreendem à uma volta completa da coroa são considerados, sendo os demais descartados.

O resultado da metodologia prevê uma vida útil de aproximadamente 37,69 anos até que se manifestem os “*pittings*”. Este resultado é superior ao tempo de operação da outra coroa do redutor da bobinadeira direita, que operou por 32 anos e já apresenta “*pitting*” em estado moderado. Entretanto, pela falta de um histórico dos parâmetros de processo, não é possível relacionar a metodologia com a coroa supracitada.

Foi verificado que a região provável de ocorrência da fadiga de contato na face dos dentes está compreendida na região conhecida como “região de maior carga”, onde os dentes recebem todo o a maior parte do carregamento proveniente da transmissão. Este fato é evidenciado através dos registros fotográficos realizados com a coroa que já sofreu o dano pela fadiga de contato.

Os regimes de lubrificação têm grande influência na magnitude do dano acumulado. Cerca de 48% dos ciclos registrados ocorrem no Regime III de lubrificação. Porém, esta quantidade de ciclos representa apenas 0,1% de todo o dano calculado. Em contrapartida, o Regime I de lubrificação ocorre em apenas 1% da quantidade total de ciclos, mas seu dano acumulado corresponde à 67% do total computado.

O torque realizado na bobinadeira e a temperatura do óleo lubrificante são parâmetros determinantes para a ocorrência dos regimes de lubrificação. Nas simulações realizadas com uma temperatura do óleo com 5 °C menor que o valor coletado, verificou-se uma redução do dano de até 69% determinado período.

O aumento da velocidade máxima do processo de 458 m/min para 600 m/min não ocasionou um impacto significativo na vida à fadiga em relação à metodologia proposta. Isto porque em maiores velocidades tangenciais dos dentes, mais fácil é a formação do filme completo do lubrificante, permitindo que o par engrenado trabalhe no Regime III de lubrificação, embora o número de ciclos total aumente em função do aumento da velocidade.

Não foi possível realizar a medição da rugosidade superficial dos dentes para constatar qual foi a variação da mesma em função do desgaste natural de trabalho de engrenamento entre os pares. Esta variação de rugosidade seria aplicada à metodologia para verificar qual é sua relevância em relação ao objeto de estudo do trabalho.

Na inspeção realizada em 27/10/2016, foi constatada a presença de “*pittings*” na região esquerda da face esquerda da coroa. Esta ocorrência é considerada prematura em função do tempo de operação e a região onde ocorreu o “*pitting*” indica um provável desalinhamento do conjunto em função de uma montagem inadequada. Fatores como este impactam diretamente no resultado da metodologia aplicada, pois a mesma considera que a montagem do conjunto, bem como a manutenção do mesmo esteja adequada aos padrões considerados aceitáveis.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o objetivo de dar continuidade e verificar a eficácia da metodologia proposta, são listadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Realizar um levantamento do perfil dos dentes após a fabricação de uma engrenagem e simular em um *software* de elementos finitos quais são as tensões de contato atuantes. Desta forma, poderia se comparar as tensões de contato calculadas pela Norma e pelo *software*.
- Realizar medições periódicas de dureza e rugosidade superficial nas faces dos dentes para constatar suas respectivas alterações após determinados períodos de operação e corrigí-las na metodologia.
- Aplicar a metodologia apresentada neste trabalho em conjuntos que possuem uma vida útil menor para avaliar a eficácia da mesma com maior agilidade.
- Realizar um estudo para configurar um trocador de calor para reduzir a temperatura do óleo de maneira a converter o Regime I de lubrificação para o Regime II durante a operação do conjunto. Uma outra alternativa seria aumentar o Grau de Viscosidade do óleo utilizado atualmente, mas deve-se realizar um estudo para verificar se a ideia é viável, haja vista que a central de óleo supre as duas bobinadeiras e a caixa de pinhões.
- Realizar estudo de outros modelos de danos acumulados para serem aplicados em engrenagens.

ABSTRACT

Sendzimir rolling mills are widely used in Stainless Steel plants. It uses winders (one at each side) to reel the steel strip. The winders are powered by a electric motor coupled with a pair of double helical gears, that in turn, is connected to a mandrel where the strip are reeled to form a coil. In this work was developed a methodology for life prediction of double helical gears at Sendzimir mill winders submitted to contact fatigue cumulative damage. The proposal of methodology is based on the gear fatigue cumulative damage, wherein every relevant parameter are introduced on the life prediction model. The Miner's linear damage rule is used to quantify the damage on the gear at each turn it carry out. The main objective of this work is to propose a methodology to be used as a control tool to allow the prediction of gear maintenance/replacement in case it presents *pittings*. The methodology was applied in a experimental case that lasted 40 consecutive days, totalizing almost 1,5 E+06 cycles at gear teeth. It was verified that the operating Regime of lubrication has great influnce over the final cumulative damage, and it is highly affected by the torque and the oil temperature. The increase of process speed from 458 m/min to 600 m/min has not made a signifficant influence on the fatigue life regarding the proposed methodology. It was observed there is some gear features that are modified after it begins to work, being proposed to apply the methodology adjusting these features. The methodology does not contemplate abnormal process loadings, as such resulting from gear mounting failures.

Keywords: Sendzimir mill, Miner's Rule, Contact Fatigue Damage, Gear, Pitting

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI/AGMA 2001-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, 57 p. American Gear Manufacturers Association, Alexandria, Virginia, 2004.

ANSI/AGMA 925-A03, **Effect of Lubrication on Gear Surface Distress**, 51 p. American Gear Manufacturers Association, Alexandria, Virginia, 2003.

Alfredsson B. **A Study on Contact Fatigue Mechanisms**. 33p. tese de doutorado- Departamentos Solid Mechanics of Royal Institute of Technology, Estolcomo, Suécia, 2000.

Ataíde, A. C. **Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para avaliação da capacidade dos mordentes de mandris de bobinadeiras de laminadores a frio tipo Sendzimir**. 104 p. dissertação de mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2012.

Bannantine, J. A., Comer, J. J., Handrock, J. L. **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**, Prentice Hall, 1989.

ASM Metals Handbook Volume 19 – Fatigue and Fractures, 1996.

Dieter G.E. **Mechanical Metallurgy**. 3 ed. London: McGraw-Hill Book Company, 751p., 1988.

Dudley, D. W. **The evolution of the gear art**. 93 p. American Gear Manufacturers Association, 1969.

Duprez J.L, **Sendzimir Manual**. Meriden: T. Sendzimir, 2000.

Errichello R. L. **Morphology of Micropitting**. p. 74-81. Technical Report at Gear technology, 2012.

Errichello R. **The Lubrication of Gears- Part I**. p. 18-26. Technical Report at Geartech, Albany, Califórnia, 1991.

Errichello R. **The Lubrication of Gears- Part II**. p. 18-22. Technical Report at Geartech, Albany, Califórnia, 1991.

Errichello R. **The Lubrication of Gears- Part III**. p. 14-22. Technical Report at Geartech, Albany, Califórnia, 1991.

Fatemi A., Yang L., **Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials**, Int. Journal of Fatigue, Vol. 20, No.1, pp. 9-34, 1998.

Glaeser W. A., Shaffer S. J., **Contact Fatigue**. ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture, p. 331-336, 1996.

Guimarães S. R. **Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para previsão de vida de eixos de mandris de bobinadeiras de laminação a frio submetidos a danos acumulados por fadiga**. 126 p. dissertação de mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2009.

Halford G. R., **Cumulative fatigue damage modeling-crack nucleation and early growth**, Int. Journal of Fatigue, Supp. No.1, pp. S253-S260, 1997.

Kaechele L. **Review and Analysis of cumulative-fatigue-damage theories**, 95 p. Memorandum at Rand Corporation, 1963.

Lee Yung-Li, Pan J., Hathaway R., Barkey M., **Fatigue testing and analysis: Theory and Practice**, Ed. Elsevier Inc., 2005.

Martinez J. A. B. **Comparação da resistência ao desgaste por fadiga de contato de engrenagens fabricadas em aço AISI 4140 e Ferro Fundido nodular austemperado**. 122 p. dissertação de mestrado – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2011.

Mudd G. C., France J. M. **Endurance Limit for Contact Stress in Gears**. Technical Report at David Brown Gear Co., 5 p., 1984.

Muraro M. A., Koda F., Reisdorfer Jr. U., Silva C. H. **The influence of contact stress distribution and specific film thickness on the wear of spur gears during pitting tests**. p. 135-144. Artigo da Associação Brasileira de Ciências Mecânicas- Universidade Federal Tecnológica do Paraná, 2012.

Neto C.V. **Simulação numérica da laminação a frio no laminador Sendzimir número 2 da Acesita**. 86 p. dissertação de mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2006.

Norton R.L. **Projeto de Máquinas**, 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 931p., 2004.

Radzevich S. P. **Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture**. 2 ed. CRC Press, 846 p., 2012.

Rossino L. S., Castro D. B, Moreto J. A., Ruchert O. F. T., Spinelli D., Tarpani J. R. **Surface Contact Fatigue Failure of a Case Hardened Pinion Shaft**. p. 535-541. Artigo Técnico- Universidade Federal de São Carlos, 2014.

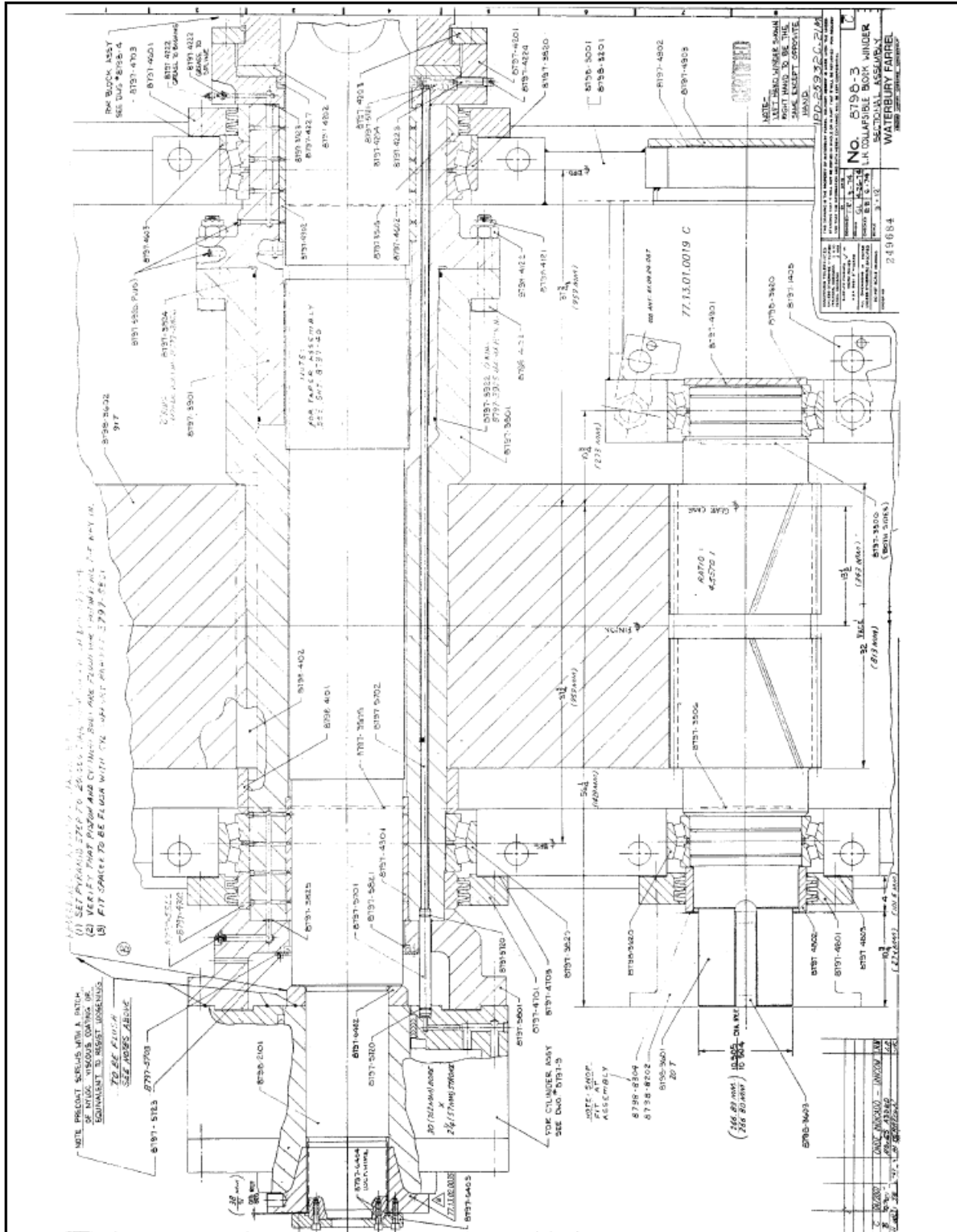
Shigley J. E. e Mischke, C. R., **Mechanical Engineering Design**, McGraw-Hill, 5ª Ed., 1989.

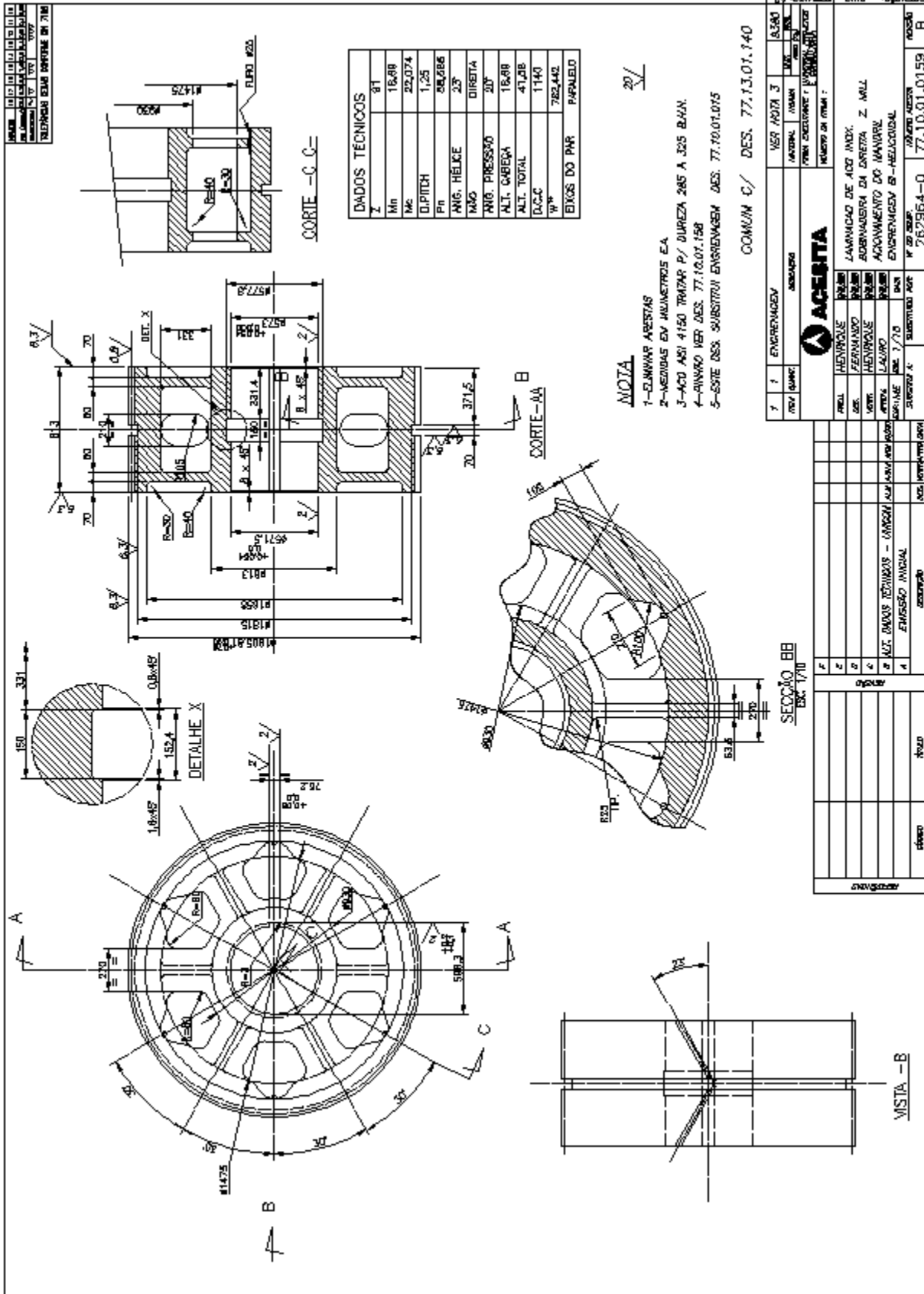
Slógen M. **Contact Mechanics in Gears: a Computer-Aided Approach for Analyzing Contacts in Spur and Helical Gears**. 118p. dissertação de mestrado- Chalmers University of Technology, Gothenburg, Suécia, 2013.

Smith P. J. **Cooling and lubrication of high-speed helical gears**, p. 41-48, Proceedings of the thirty-third turbomachinery symposium, Allentown, Pennsylvania, 2004.

ANEXO A

DESENHOS DO CONJUNTO





ANEXO B

CERTIFICADO DE QUALIDADE DO CONJUNTO PINHÃO-COROA

RENKzanini.

216633.doc

ORDEM DE SERVIÇO TÉCNICA



OS: 216.633

PCS: 216.412A

OC:4500031784

OC:4500031785

Cód.: 002159

Nº pgs.: 03

Data: 24.05.04

CLIENTE: **ACESITA S/A**
 PROJETO: **Eixo Pinhão/Engrenagem**

Através destas Ordens de Serviços liberamos para fabricação e fornecimento:

ESCOPO DE FORNECIMENTO

1 OS: 216.633

item	qtde	un	Descrição
------	------	----	-----------

1.1	01	cj	Conjunto Eixo Pinhão e Engrenagem Mn= 20,32, consistindo de:
-----	----	----	---

	01	pç	<i>Eixo Pinhão bihelicoidal Mn =20,32 - Z=20, B =2x371,4 mm, AH= 23º - AP=20º, em material forjado SAE 4140, temperado e revenido para dureza de 335-375 HB, conforme desenho ACESITA: 77.10.01.158A</i>
--	----	----	---

	01	pç	<i>Engrenagem bihelicoidal Mn =20,32 - Z=91, B =2x371,5 mm, AH= 23º AP=20º, em material fundido GS 42CrMo4, temperado e revenido para dureza de 285-325 HB, conforme desenho ACESITA: 77.10.01.159A</i>
--	----	----	--

2. - GERAL**2.1 - PROJETO:**

Conforme normas e critérios RENK ZANINI e desenhos ACESITA: Nªs.
 77.10.01.158 A - 77.10.01.159 A



Relatório de Medição
Measuring Report
Relatório de Medición

O.S.:
 Ref.: 216633
 Ref.:
 Tipo:
 Type:
 Tipo: Peças Diversas

Denominação / Denomination / Denominación:	Componente/Component Componente:	Desenho / Drawing Dibujo:	CódigoRZ / Code Código:	Peça / Piece Peça :
Eixo Pinhão B1-Helicoidal	3-32477	03-03299/2	F7257	-

As cotas abaixo (mm) são tomadas da esquerda para a direita do desenho
 The measures below (mm) are taken from the left to the right of drawing
 Las cotas abajo (mm) son tomadas de la izquierda hacia la derecha del dibujo

Item Item Item	Nominal Nominal Nominal	Tolerância Tolerance Tolerancia	Real Actual Real	Código Instrumento Instrument Code Código Instrumento	Rugosidade Nominal Nominal Roughness	Rugosidade Real Actual Roughness
1	266,800	+0,030	266,820	RZ 0270	1,60	0,41
2	298,570	+0,030	298,580	RZ 0270	1,60	0,35
3	317,650	+0,050	317,700	RZ 2114	0,80	0,29
4	448,000	+0,200	448,000	RZ 2115	—	—
5	448,000	+0,200	448,000	RZ 2115	—	—
6	317,650	+0,050	317,700	RZ 2114	0,80	0,31
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						

Denominação Denominación Denomination	Desvio Admissível Admissible Error Desvio Admissible	Desvio Real Actual Error Desvio Real	Denominação Denominación Denomination	Desvio Admissível Admissible Error Desvio Admissible	Desvio Real Actual Error Desvio Real
1	—	0,005	1	—	
2	—	0,005	2	—	
3	—	0,005	3	⊥	
6	—	0,005	6	⊥	
				//	
				/o/	
				□	

Observações / Remarks / Observaciones :

Valores Individuais Single Values Valores Individuales	Nominal Nominal Nominal	Hélice $\beta = 0^\circ$ Helix $\beta = 0^\circ$ Hélice $\beta = 0^\circ$	Hélice Direita Hélice Derecha Right Helix	Hélice Esquerda Hélice Izquierda Left Helix
<input checked="" type="checkbox"/> "W" Sobre/Over.....3.....Dentes/Teeth	346,328	—	346,310	346,290
<input type="checkbox"/> "M" Diâm. Rolo/Pino/Pins Diameter.....	346,271	—		
<input type="checkbox"/> "S" Alt. Cordal/Chordal Height.....				
Rugosidade Ra (um) / Rugosidad Ra (um) Roughness Ra (um)	6,30	—	1,48	1,51

18/10/05 Data / Date Fecha	MAURÍCIO P. JARDIM Inspetor Renkzanini C. Qualidade/Q. Control C. Calidad	26.10.05 Data / Date Fecha	G. Qualidade/Q. Assurance Calidad Asegurada
----------------------------------	--	----------------------------------	--



Relatório de Medição
Measuring Report
Relatório de Medición

O.S.:
Ref: 216633
Ref: 216633
Tipo:
Type:
Tipo: Peças Diversas

Denominação / Denomination / Denominación:	Componente/Component/Componente:	Desenho / Drawing/ Dibujo:	Código RZ / Code/ Código:	Peça / Piece/ Pieza:
Engren. Bi-Helicoidal	3-32478	03-03298/7	NR153561	—

As cotas abaixo (mm) são tomadas da esquerda para a direita do desenho
The measures below (mm) are taken from the left to the right of drawing
Las cotas abajo (mm) son tomadas de la izquierda hacia la derecha del dibujo

Item/Item/Item	Nominal/Nominal/Nominal	Tolerância/Tolerance/Tolerancia	Real/Actual/Real	Código Instrumento/Instrument Code/Código Instrumento	Rugosidade Nominal/Rugosidad Nominal/Nominal Roughness	Rugosidade Real/Rugosidad Real/Actual Roughness
1	Ø 90,800	$\pm 0,002$	90,800	RZ 2117/0321	—	—
2	Ø 57,500	$\pm 0,004$	57,540	RZ 0321	—	—
3	Ø 73,000	$\pm 0,004$	73,040	RZ 0321	—	—
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						

Denominação/Denominación/Denomination	Desvio Admissível/Admissible Error/Desvio Admisible	Desvio Real/Actual Error/Desvio Real	Denominação/Denominación/Denomination	Desvio Admissível/Admissible Error/Desvio Admisible	Desvio Real/Actual Error/Desvio Real
↗			↗		
↗			↗		
↗			⊥		
↗			⊥		
↗			//		
↗			⊘		
↗			□		

Observações / Remarks / Observaciones:
 rasgo de chaveira nominal 76,200 $\pm 0,050$
 real → 76,230

Valores Individuais/Single Values/Valores Individuales	Nominal/Nominal/Nominal	Hélice $\beta = 0^\circ$ /Helix $\beta = 0^\circ$ /Hélice $\beta = 0^\circ$	Hélice Direita/Right Helix	Hélice Esquerda/Left Helix
<input checked="" type="checkbox"/> "W" Sobre/Over.....Dentes/Teeth	782,208	—	782,140	782,200
<input type="checkbox"/> "M" Diâm. Rolo/Pino/Pins Diameter.....	782,086	—	—	—
<input type="checkbox"/> "S" Alt. Cordal/Chordal Height.....	—	—	—	—
Rugosidade Ra (µm) / Rugosidad Ra (µm) Roughness Ra (µm)	—	—	—	—

20/10/05 Data / Date Fecha	MAURÍCIO P. JARDIM Inspeção C. Qualidade/Q. Control C. Calidad	26/10/05 Data / Date Fecha	 G. Qualidade/Q. Assurance Calidad Asegurada
----------------------------------	---	----------------------------------	--

RENKzanini

O.S. 216633

GARANTIA DA QUALIDADE / Quality Assurance
 CERTIFICADO DE ENSAIOS TECNOLÓGICOS
 Technology Certificate Test

N° : 012655

<input type="checkbox"/> RELATORIO DE ENSAIOS Test Report DIN EN 10204 - 2.2	<input type="checkbox"/> CERTIFICADO DE INSPEÇÃO Inspection Certificate DIN EN 10204 - 3.1.A	<input checked="" type="checkbox"/> CERTIFICADO DE INSPEÇÃO Inspection Certificate DIN EN 10204 - 3.1.B	<input type="checkbox"/> CERTIFICADO DE INSPEÇÃO Inspection Certificate DIN EN 10204 - 3.1.C	<input type="checkbox"/> RELATORIO DE INSPEÇÃO Inspection Report DIN EN 10204 - 3.2
--	--	---	--	---

COMPONENTE / Component 300032478	DESCRIÇÃO / Denomination ENGRENHAGEM BI-HELICOIDAL	DESENHO / Drawing 03-03298/2	EQUIPAMENTO / Equipment PCCAS
MATERIAL / Material GS 42CRMO4	TRATAMENTO TÉRMICO / Heat Treatment NORMALIZAÇÃO TEMPERA E REVENIMENTO	CODIGO / Material Code NR.153561	QUANTIDADE / Quantity 1

COMPOSIÇÃO QUÍMICA / Chemical Composition								
Elemento / Element	C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cr %	Ni %	Mo %
Encontrado / Found	0.420	0.370	0.810	0.019	0.011	1.010	0.070	0.170

PROPRIEDADES MECÂNICAS E FÍSICAS / Mechanical and Physical Properties											
ENSAIO DE TRAÇÃO / Tensile Strength					ENSAIO DE IMPACTO / Impact Test						
Corpo de Prova N° Specimen Test N°	Posição Position	Temp. °C	RM N/mm2	Re N/mm2	A5 %	Z %	AV J			Tipo de Enfalhe	
306/05	T	AMBIENTE	895	705	15	37	XX	XX	XX	XX	
ENSAIO DE DUREZA / Hardness Testing											
SUPERFICIAL / Superficial			APARELHO / Equipment...: EQUOTIP			NUCLEO / Core			APARELHO / Equipment...:		
Valor Encontrado Found Value			HB	HV XX	HR XX	Valor Encontrado Found Value			HB	HV XX	HR XX
341 A 352			XX			0.00			XX		

METALOGRAFIA / Metallografy		PROFUNDIDADE DA CAMADA / Coating Specified Depth		
Tamanho do Grão / Grain Size [8 ASTM]	TIPO DE ESTRUTURA / Structure Type	[X]...Rht	[X]...Nht	[X]...Rht
Camada / Coating... [XX]	MARTENSITA + BAINITA + PERLITA FINA	Carga / Heat..... [XX]	Plano / Plank..... [XX]	Pé / Root... [XX]
Núcleo / Core..... [XX]				

ENSAIOS NÃO DESTRUTIVOS / Non Destructive Testing

ENSAIO POR ULTRA SOM / Ultrasonic Testing

Procedimento / Procedure..... [ASTM-A-609]
 Método / Method..... [P.E.]
 Aparelho / Equipment..... [USN-50 KRAUTKRAMER]
 Resultado / Result..... [APROVADO]

ENSAIO POR PARTÍCULAS MAGNÉTICAS Magnetic Particle Testing

Procedimento / Procedure..... [XX]
 Lâmpada / Lamp..... [XX]
 Aparelho / Equipment..... [XX]
 Resultado / Result..... [XX]

ENSAIO POR LÍQUIDO PENETRANTE / Dye Liquid Testing

Procedimento / Procedure..... [IC0 002]
 Líquido Penetrante / Dye Liquid..... [VISÍVEL LAVAVEL A AGUA VAG-53]
 Resultado / Result..... [APROVADO]

ENSAIO DE ESTANQUEIDADE / Tightness Testing

Procedimento / Procedure..... [XX]
 Meio de Teste / Testing Agent..... [XX]
 Duração do Teste / Testing Period..... [XX]
 Resultado / Result..... [XX]

24 / 10 / 2005 NATANABL BENJAMIN
 Data / Date Inspetor / Inspector

/ / —
 Data / Date Classif. - Vistoria / Survey

26/10/05
 Data / Date Contr. Qual. / Quality Control

ANEXO C

CÓDIGO DA MACRO EM VBA

PROPRIEDADES MECÂNICAS E GEOMÉTRICAS DO CONJUNTO

Public Const z1 = 20	'Número de dentes do pinhão
Public Const z2 = 91	'Número de dentes da coroa
Public Const r1 = 203.19	'Raio primitivo (pinhão)
Public Const r2 = 924.52	'Raio primitivo (coroa)
Public Const u = 4.550039401	'Fator de redução
Public Const mn = 18.69	'Módulo normal
Public Const beta = 23	'Ângulo de hélice
Public Const aw = 1140	'Distância de centro operante
Public Const alphan = 20	'Ângulo de pressão
Public Const ra1 = 224	'Raio externo padrão (pinhão)
Public Const ra2 = 952.905	'Raio externo padrão (coroa)
Public Const b = 371.4	'Largura da face
Public Const E1 = 205000	'Módulo de elasticidade (pinhão)
Public Const E2 = 205000	'Módulo de elasticidade (coroa)
Public Const Nu1 = 0.29	'Coeficiente de poisson (pinhão)
Public Const Nu2 = 0.29	'Coeficiente de poisson (coroa)
Public Const Rax1 = 1.5	'Rugosidade superficial média em Lx (pinhão)
Public Const Rax2 = 1.5	'Rugosidade superficial média em Lx (coroa)
Public Const Ravgx = 1.5	'Rugosidade média
Public Const Sigma_x = 2.121	'Rugosidade composta
Public Const Cravgx = 3	'Constante de rugosidade superficial
Public Const mu_mA = 0.18	'Coeficiente de fricção médio
Public Const Lx = 0.8	'Filtro de corte do comprimento de onda x
Public Const Ks = 1	'Fator de tamanho
Public Const Ko = 1	'Fator de sobrecarga
Public Const Km = 1.42	'Fator de distribuição de carga
Public Const ISOVG = 320	'Grau do lubrificante ISO
Public Const Nu40 = 320	'Viscosidade cinemática a 40°C
Public Const BM1 = 13.6	'Coeficiente de contato térmico (pinhão)
Public Const BM2 = 13.6	'Coeficiente de contato térmico (coroa)
Public Const ksump = 1	'Parâmetro para calcular a temperatura do dente
Public Const rw1 = 205.4039472	'Raio primitivo operante do pinhão
Public Const at = 0.362457644	'Ângulo de pressão transversal
Public Const rb1 = 189.8481325	'Raio de base (pinhão)
Public Const rb2 = 863.8164833	'Raio de base (coroa)
Public Const alphawt = 0.391684798	'Ângulo de pressão transversal operante
Public Const pbt = 59.687	'Passo circular transversal
Public Const pbn = 55.219	'Passo circular normal
Public Const px = 150.391	'Passo axial
Public Const betab = 0.389496856	'Ângulo de hélice base
Public Const betaw = 0.417936494	'Ângulo de hélice operante

Public Const alphawn = 0.360939615

'Ângulo de pressão normal operante

Public Const CF = 433.307

'Distância junto à linha de ação- Ponto F

Public Const CA = 32.37

'Distância junto à linha de ação- Ponto A

Public Const CC = 78.073

'Distância junto à linha de ação- Ponto C

Public Const CD = 92.057

'Distância junto à linha de ação- Ponto D

Public Const CE = 118.661

'Distância junto à linha de ação- Ponto E

Public Const CB = 58.974

'Distância junto à linha de ação- Ponto B

Public Const Z = 86.291

'Distância Z

Public Const epsilon_alpha = 1.446

'Índice de contato transversal

Public Const nr = 0.446

'Parte fracionária de epsilon alpha

Public Const epsilon_beta = 2.471500626

'Índice de contato axial

Public Const na = 0.471500626

'Parte fracionária de epsilon beta

Public Const Lmin = 546.367

'Comprimento de contato mínimo quando (1 -

nr) >= na

Public Const epsilon_A = 0.17322258

'Ângulo de rolamento epsilon A

Public Const epsilon_B = 0.312052753

'Ângulo de rolamento epsilon B

Public Const epsilon_C = 0.413025753

'Ângulo de rolamento epsilon C

Public Const epsilon_D = 0.487381845

'Ângulo de rolamento epsilon D

Public Const epsilon_E = 0.626212019

'Ângulo de rolamento epsilon E

Public Const ro1A = 32.88598325

'Raio de curvatura ro1A

Public Const ro1B = 59.24263244

'Raio de curvatura ro1B

Public Const ro1C = 78.41216797

'Raio de curvatura ro1C

Public Const ro1D = 92.5285331

'Raio de curvatura ro1D

Public Const ro1E = 118.8851823

'Raio de curvatura ro1E

Public Const ro2A = 402.3046385

'Raio de curvatura ro2A

Public Const ro2B = 375.9479893

'Raio de curvatura ro2B

Public Const ro2C = 356.7784538

'Raio de curvatura ro2C

Public Const ro2D = 342.6620887

'Raio de curvatura ro2D

Public Const ro2E = 316.3054395

'Raio de curvatura ro2E

Public Const rorA = 30.40089318

'Raio de curvatura transversal relativo rorA

Public Const rorB = 51.17791477

'Raio de curvatura transversal relativo rorB

Public Const rorC = 64.28394972

'Raio de curvatura transversal relativo rorC

Public Const rorD = 72.85547718

'Raio de curvatura transversal relativo rorD

Public Const rorE = 86.40818058

'Raio de curvatura transversal relativo rorE

Public Const ronA = 32.86226954

'Raio de curvatura normal relativo ronA

Public Const ronB = 55.32148084

'Raio de curvatura normal relativo ronB

Public Const ronC = 69.48863214

'Raio de curvatura normal relativo ronC

Public Const ronD = 78.75414431

'Raio de curvatura normal relativo ronD

Public Const ronE = 93.40412809

'Raio de curvatura normal relativo ronE

Public Const Er = 223823.5615

'Módulo de elasticidade reduzido

```

Public Const XGammaA = 0.333333333          'XGammaA
Public Const XGammaB = 1                   'XGammaB
Public Const XGammaC = 1                   'XGammaC
Public Const XGammaD = 1                   'XGammaD
Public Const XGammaE = 0.333333333        'XGammaE

Public Const c = 9.093                     'Coeficiente c
Public Const d = -3.48706                  'Coeficiente d
Public Const k = 0.01471                   'Coeficiente k
Public Const s = 0.1348                    'Coeficiente s

```

Para cálculo de Kv

```

Public Const Av = 9           'Índice de qualidade da engrenagem de pior qualidade de engrenamento
'Public Const b = 0.630251696 'Índice b
'Public Const c = 70.70590504 'Índice c

```

```

Public Function OpenFileDialog() As String
    Dim Filter As String, Title As String
    Dim FilterIndex As Integer
    Dim Filename As Variant
    ' Define o filtro de procura dos arquivos
    Filter = "Arquivos de Texto(*.prn; *.txt; *.csv), *.prn; *.txt; *.csv"
    ' O filtro padrão é *.*
    FilterIndex = 6
    ' Define o Título (Caption) da Tela
    Title = "Selecione um arquivo csv de coleta do IBA"
    ' Define o disco de procura
    ChDrive ("C")
    ChDir ("C:\")
    With Application
        ' Abre a caixa de diálogo para seleção do arquivo com os parâmetros

        Filename = .GetOpenFilename(Filter)

        ' Reseta o Path
        ChDrive (Left(.DefaultFilePath, 1))
        ChDir (.DefaultFilePath)
    End With
    ' Abandona ao Cancelar
    If Filename = False Then
        MsgBox "Nenhum arquivo foi selecionado."
        Exit Function
    End If

```

```
' Retorna o caminho do arquivo
OpenFileDialog = Filename
End Function
```

```
Public Sub carregar_dados(plan_idx)
```

```
Dim Arquivo As Integer
Dim CaminhoArquivo As Variant
Dim TextoArquivo As String
Dim TextoProximaLinha As String
Dim ContadorLinha As Long
Dim tmp_str As String
Dim prim_linha, seg_linha As Boolean
Dim prim_l_dados, seg_l_dados As Boolean
```

```
Dim v_tempo, ult_v_tempo As Variant
```

```
Dim v_torque, ult_v_torque As Double
Dim v_f_tan, ult_v_f_tan As Double
Dim v_vel_lin, ult_v_vel_lin As Double
Dim v_vel_tan, ult_v_vel_tan As Double
Dim f_trac, utl_f_trac As Double
Dim v_diam, ult_v_diam As Double
Dim v_temp, ult_v_temp As Double
Dim v_rpm, ult_v_rpm As Double
Dim v_rot, ult_v_rot, acc_v_rot As Double
Dim l_acc_v_rot As Long
```

```
Dim scan As Double
```

```
'Dim plan_idx As Integer
'plan_idx = 2
Sheets(plan_idx).Cells.Clear
'cabeçalho
Sheets(plan_idx).Range("A2") = "Liga"
Sheets(plan_idx).Range("A1") = "Unidade Metálica"
Sheets(plan_idx).Range("A4") = "Tempo"
Sheets(plan_idx).Range("B4") = "Força de Tração(ton)"
Sheets(plan_idx).Range("C4") = "Torque na bobinadeira esquerda (Nm)"
Sheets(plan_idx).Range("D4") = "Força tangencial em cada metade Wt (ton)"
Sheets(plan_idx).Range("E4") = "Velocidade linear da bobinadeira esquerda (m/min)"
Sheets(plan_idx).Range("F4") = "Velocidade tangencial da coroa (m/min)"
Sheets(plan_idx).Range("G4") = "Diameter da bobinadeira esquerda (mm)"
Sheets(plan_idx).Range("H4") = "Temperatura óleo central hid. lub. redutores motores principais
(°C)"
Sheets(plan_idx).Range("I4") = "RPM"
```

```

Sheets(plan_idx).Range("J4") = "Revoluções"
Sheets(plan_idx).Range("K4") = "Lambda"
Sheets(plan_idx).Range("L4") = "Tipo de Regime"
Sheets(plan_idx).Range("M4") = "Desgaste no Regime"
Sheets(plan_idx).Range("N4") = "Dano parcial por hora"
Sheets(plan_idx).Range("O4") = "Quantidade de ciclos TOTAL"
Sheets(plan_idx).Range("P4") = "Dano no regime I"
Sheets(plan_idx).Range("Q4") = "Dano no Regime II"
Sheets(plan_idx).Range("R4") = "Dano no Regime III"
Sheets(plan_idx).Range("S4") = "Quantidade de ciclos no Regime I"
Sheets(plan_idx).Range("T4") = "Quantidade de ciclos no Regime II"
Sheets(plan_idx).Range("U4") = "Quantidade de ciclos no Regime III"

```

```
'Configura a leitura do arquivo
```

```
Arquivo = FreeFile
```

```
'CaminhoArquivo = "E:\\Usuarios\\ac44571\\Documents\\Douglas\\LB1.txt"
```

```
CaminhoArquivo = OpenFileDialog()
```

```
If CaminhoArquivo = "" Then
```

```
Exit Sub
```

```
End If
```

```
'Abre o arquivo para leitura
```

```
Open CaminhoArquivo For Input As Arquivo
```

```
ContadorLinha = 1
```

```
prim_linha = False
```

```
seg_linha = False
```

```
prim_l_dados = False
```

```
seg_l_dados = False
```

```
j = 5
```

```
'Lê o conteúdo do arquivo linha a linha
```

```
Do While Not EOF(Arquivo)
```

```
Line Input #Arquivo, TextoProximaLinha
```

```
If Not (prim_linha) Then
```

```
pos = InStr(1, TextoProximaLinha, "COIL_SETUP.ALLOY_CODE", vbTextCompare)
```

```
If pos > 0 Then
```

```
pos = InStr(1, TextoProximaLinha, vbTab, vbTextCompare)
```

```
prim_linha = True
```

```
Sheets(plan_idx).Range("B2") = Right(TextoProximaLinha, Len(TextoProximaLinha) -
```

```
pos)
```

```
End If
```

```
ElseIf Not (seg_linha) Then
```

```
pos = InStr(1, TextoProximaLinha, "COIL_SETUP.COIL_NAME", vbTextCompare)
```

```
If pos > 0 Then
```

```
pos = InStr(1, TextoProximaLinha, vbTab, vbTextCompare)
```

```
seg_linha = True
```

```
Sheets(plan_idx).Range("B1") = Right(TextoProximaLinha, Len(TextoProximaLinha) -
```

```
pos)
```

```
End If
```

```

ElseIf Trim(TextoProximaLinha) <> "" Then
    pos = InStr(1, TextoProximaLinha, vbTab, vbTextCompare)
    i = 1
    Do While (pos <> 0)
        Select Case (i)
            Case 1
                v_tempo = Left(TextoProximaLinha, pos - 1)
            'Case 2
            ' f_trac = CDb(Left(TextoProximaLinha, pos - 1))
            Case 2
                v_torque = CDb(Left(TextoProximaLinha, pos - 1))
            Case 3
                v_f_tan = CDb(Left(TextoProximaLinha, pos - 1))
            Case 4
                v_vel_lin = CDb(Left(TextoProximaLinha, pos - 1))
            Case 5
                v_vel_tan = CDb(Left(TextoProximaLinha, pos - 1))
            Case 6
                v_diam = CDb(Left(TextoProximaLinha, pos - 1))
            Case 7
                If IsNumeric(TextoProximaLinha) Then
                    v_temp = CDb(TextoProximaLinha)
                Else
                    v_temp = -1
                End If
            End Select
            v_temp = temp_oleo
            f_trac = 0
            TextoProximaLinha = Right(TextoProximaLinha, Len(TextoProximaLinha) - pos)
            pos = InStr(1, TextoProximaLinha, vbTab, vbTextCompare)
            If (pos = 0) Then
                If IsNumeric(TextoProximaLinha) Then
                    v_temp = CDb(TextoProximaLinha)
                Else
                    v_temp = -1
                End If
            End If
            i = i + 1
        Loop
        If Not (prim_1_dados) Then
            prim_1_dados = True
            v_rpm = calc_rpm(v_vel_lin, v_diam)
            v_rot = 0
            ult_v_tempo = v_tempo
            ult_v_torque = v_torque
            utl_f_trac = f_trac
            ult_v_f_tan = v_f_tan
            ult_v_vel_lin = v_vel_lin
    
```

```

    ult_v_vel_tan = v_vel_tan
    ult_v_diam = v_diam
    ult_v_temp = v_temp
    ult_v_rpm = v_rpm
    ult_v_rot = v_rot
    GoTo nextloop
ElseIf Not (seg_l_dados) Then
    seg_l_dados = True
    t1 = Trim(Right(v_tempo, Len(v_tempo) - 10))
    t2 = Trim(Right(ult_v_tempo, Len(ult_v_tempo) - 10))
    scan = DateDiff("s", Left(t1, 8), Left(t2, 8))
    vt1 = CLng(Right(t1, 6))
    vt2 = CLng(Right(t2, 6))
    scan = scan * 1000 + (vt1 - vt2) / 1000
    scan = scan / 1000
    ult_v_rot = calc_rot(scan, ult_v_rpm)
    Call salva_dados(plan_idx, j, ult_v_tempo, utl_f_trac, ult_v_torque, ult_v_f_tan,
ult_v_vel_lin, ult_v_vel_tan, ult_v_diam, ult_v_temp, ult_v_rpm, (ult_v_rot))
    j = j + 1
    v_rpm = calc_rpm(v_vel_lin, v_diam)
    v_rot = calc_rot(scan, v_rpm)

Else
    v_rpm = calc_rpm(v_vel_lin, v_diam)
    v_rot = calc_rot(scan, v_rpm)
End If

acc_v_rot = v_rot + ult_v_rot

If Int(acc_v_rot) <> l_acc_v_rot And Abs(acc_v_rot) < 65535 Then
    Call salva_dados(plan_idx, j, v_tempo, f_trac, v_torque, v_f_tan, v_vel_lin, v_vel_tan,
v_diam, v_temp, v_rpm, (acc_v_rot))
    j = j + 1
    l_acc_v_rot = Int(acc_v_rot)
End If

ult_v_tempo = v_tempo
utl_f_trac = f_trac
ult_v_torque = v_torque
ult_v_f_tan = v_f_tan
ult_v_vel_lin = v_vel_lin
ult_v_vel_tan = v_vel_tan
ult_v_diam = v_diam
ult_v_temp = v_temp
ult_v_rpm = v_rpm
ult_v_rot = acc_v_rot

End If

```

nextloop:

Loop

'Coloca na janela de verificação imediata

'Debug.Print TextoArquivo

'Fecha o arquivo

Close Arquivo

lambdas (plan_idx)

numeroRegistros = WorksheetFunction.CountA(Columns("M")) - 1

minhaRange = Worksheets("DATA").Range("M5", "M" & (numeroRegistros + 4))

Range("N5") = WorksheetFunction.Sum(minhaRange)

Range("O5") = numeroRegistros

i = 5

Range("P5") = 0

Range("Q5") = 0

Range("R5") = 0

Range("S5") = 0

Range("T5") = 0

Range("U5") = 0

While Sheets(plan_idx).Cells(i, 12).Text <> ""

 If Sheets(plan_idx).Cells(i, 12) = "REGIME III" Then

 Range("R5") = Range("R5") + Sheets(plan_idx).Cells(i, 13)

 Range("U5") = Range("U5") + 1

 ElseIf Sheets(plan_idx).Cells(i, 12) = "REGIME II" Then

 Range("Q5") = Range("Q5") + Sheets(plan_idx).Cells(i, 13)

 Range("T5") = Range("T5") + 1

 ElseIf Sheets(plan_idx).Cells(i, 12) = "REGIME I" Then

 Range("P5") = Range("P5") + Sheets(plan_idx).Cells(i, 13)

 Range("S5") = Range("S5") + 1

 End If

 i = i + 1

Wend

'Dim OFS

'Dim sText As String

'Dim tmpArray(10) As String

'Dim pos As Integer

'Dim Xcntr As Integer

```

'Abra e leia o arquivo de texto criado na etapa 1:
'Set OFS = oFSO.OpenTextFile("E:\\Usuarios\\ac44571\\Documents\\Douglas\\LB1.txt")
'Do Until OFS.AtEndOfStream
'  sText = OFS.ReadLine

'Encontre cada guia na guia delimitado sentença e adicionar cada palavra para a matriz de String :
' pos = InStr(1, sText, vbTab, vbTextCompare)

' Do While (pos <> 0)
'   tmpArray(Xcncr) = Left(sText, pos - 1)
'   sText = Right(sText, Len(sText) - pos)
'   pos = InStr(1, sText, vbTab, vbTextCompare)
'   Xcncr = Xcncr + 1
'   If (pos = 0) Then
'     tmpArray(Xcncr) = sText
'   End If
' Loop

'Apresentar cada palavra através da janela imediata da matriz String :
' Xcncr = 0
' Do While (tmpArray(Xcncr) <> "")
'   MsgBox tmpArray(Xcncr)
'   Xcncr = Xcncr + 1
' Loop
'Loop

End Sub

Public Function calc_rpm(VLIN, DIAM)

  Pi = 4 * Atn(1)
  'Pi = 3.14159265358979
  If DIAM = 0 Then
    calc_rpm = 0
  Else
    calc_rpm = (Abs(VLIN) / 60) / (((DIAM / 1000) / 2) * (2 * Pi) / 60)
  End If

End Function

Public Function calc_rot(int_tempo, RPM)

  calc_rot = ((int_tempo / 60) * RPM) + O7

End Function

```



```
Public Sub salva_dados(plan_idx, i, tempo, f_trac, torque, f_tan, vel_lin, vel_tan, DIAM, temp, RPM,
rot)
```

```
    'cabeçalho
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 1) = tempo
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 2) = f_trac
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 3) = torque
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 4) = f_tan
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 5) = vel_lin
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 6) = vel_tan
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 7) = DIAM
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 8) = temp
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 9) = RPM
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 10) = rot
```

```
End Sub
```

```
Public Function lambdaA(temp, f_tan, v_tan_c)
```

```
    vt = Abs(v_tan_c / 60)
    w2 = vt * 1000 / r2
    w1 = w2 * u

    S8 = 0.25 * (Av - 5) ^ (2 / 3)
    P8 = Abs(3.28084 * v_tan_c)
    T8 = 50 + 56 * (1 - S8)
    kv = (T8 / (T8 + (P8 ^ (0.5)))) ^ (-1 * S8)

    kd = kv * Ko * Km
    wn = ((f_tan * kd) / (Cos(alphawn) * (Cos(betaw)))) * 9810 / Lmin

    Pi = 4 * Atn(1)

    bHA = (8 * XGammaA * wn * ronA / (Pi * Er)) ^ 0.5
    bHB = (8 * XGammaB * wn * ronB / (Pi * Er)) ^ 0.5
    bHC = (8 * XGammaC * wn * ronC / (Pi * Er)) ^ 0.5
    bHD = (8 * XGammaD * wn * ronD / (Pi * Er)) ^ 0.5
    bHE = (8 * XGammaE * wn * ronE / (Pi * Er)) ^ 0.5

    vr1A = w1 / 1000 * ro1A
```

$$\begin{aligned}vr1B &= w1 / 1000 * ro1B \\vr1C &= w1 / 1000 * ro1C \\vr1D &= w1 / 1000 * ro1D \\vr1E &= w1 / 1000 * ro1E\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}vr2A &= w2 / 1000 * ro2A \\vr2B &= w2 / 1000 * ro2B \\vr2C &= w2 / 1000 * ro2C \\vr2D &= w2 / 1000 * ro2D \\vr2E &= w2 / 1000 * ro2E\end{aligned}$$

$$\text{Theta_flA} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaA} * wn) / (bHA ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1A - vr2A) / (BM1 * (vr1A ^ 0.5) + BM2 * (vr2A ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flB} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaB} * wn) / (bHB ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1B - vr2B) / (BM1 * (vr1B ^ 0.5) + BM2 * (vr2B ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flC} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaC} * wn) / (bHC ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1C - vr2C) / (BM1 * (vr1C ^ 0.5) + BM2 * (vr2C ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flD} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaD} * wn) / (bHD ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1D - vr2D) / (BM1 * (vr1D ^ 0.5) + BM2 * (vr2D ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flE} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaE} * wn) / (bHE ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1E - vr2E) / (BM1 * (vr1E ^ 0.5) + BM2 * (vr2E ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flmax} = \text{Max}(\text{Theta_flA}, \text{Theta_flB}, \text{Theta_flC}, \text{Theta_flD}, \text{Theta_flE})$$

$$\text{theta_m} = ((k\text{sump} * \text{temp}) + (0.56 * \text{Theta_flmax}))$$

$$f_WA = (X\text{GammaA} * wn) / (Er * ronA)$$

$$VeA = vr1A + vr2A$$

$$g = (10 ^ c * (\text{theta_m} + 273.15) ^ d)$$

$$\text{Num} = (10 ^ g - 0.9)$$

$$\text{ALPHA} = k * (\text{Num} ^ s)$$

$$f_UA = ((\text{Num} * VeA) / (2 * Er * ronA)) / 1000000$$

$$\text{EHcA} = 3.06 * (((\text{ALPHA} * Er) ^ 0.56) * (f_UA ^ 0.69)) / (f_WA ^ 0.1)$$

$$hcA = (\text{EHcA} * 1000 * ronA)$$

$$\text{lambdaA} = (hcA / \text{Sigma_x}) * ((Lx / (2 * bHA)) ^ 0.5)$$

End Function

Public Function lambdaB(temp, f_tan, v_tan_c)

$$vt = \text{Abs}(v_tan_c / 60)$$

$$w2 = vt * 1000 / r2$$

$$w1 = w2 * u$$

$$S8 = 0.25 * (Av - 5) ^ (2 / 3)$$

$$P8 = \text{Abs}(3.28084 * v_{\text{tan_c}})$$

$$T8 = 50 + 56 * (1 - S8)$$

$$kv = (T8 / (T8 + (P8 ^ (0.5)))) ^ (-1 * S8)$$

$$kd = kv * Ko * Km$$

$$wn = ((f_{\text{tan}} * kd) / (\text{Cos}(\text{alphawn}) * (\text{Cos}(\text{betaw})))) * 9810 / Lmin$$

$$Pi = 4 * \text{Atn}(1)$$

$$bHA = (8 * XGammaA * wn * ronA / (Pi * Er)) ^ 0.5$$

$$bHB = (8 * XGammaB * wn * ronB / (Pi * Er)) ^ 0.5$$

$$bHC = (8 * XGammaC * wn * ronC / (Pi * Er)) ^ 0.5$$

$$bHD = (8 * XGammaD * wn * ronD / (Pi * Er)) ^ 0.5$$

$$bHE = (8 * XGammaE * wn * ronE / (Pi * Er)) ^ 0.5$$

$$vr1A = w1 / 1000 * ro1A$$

$$vr1B = w1 / 1000 * ro1B$$

$$vr1C = w1 / 1000 * ro1C$$

$$vr1D = w1 / 1000 * ro1D$$

$$vr1E = w1 / 1000 * ro1E$$

$$vr2A = w2 / 1000 * ro2A$$

$$vr2B = w2 / 1000 * ro2B$$

$$vr2C = w2 / 1000 * ro2C$$

$$vr2D = w2 / 1000 * ro2D$$

$$vr2E = w2 / 1000 * ro2E$$

$$\text{Theta_flA} = (31.62 * 0.8 * \mu_{mA}) * ((XGammaA * wn) / (bHA ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1A - vr2A) / (\text{BM1} * (vr1A ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2A ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flB} = (31.62 * 0.8 * \mu_{mA}) * ((XGammaB * wn) / (bHB ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1B - vr2B) / (\text{BM1} * (vr1B ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2B ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flC} = (31.62 * 0.8 * \mu_{mA}) * ((XGammaC * wn) / (bHC ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1C - vr2C) / (\text{BM1} * (vr1C ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2C ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flD} = (31.62 * 0.8 * \mu_{mA}) * ((XGammaD * wn) / (bHD ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1D - vr2D) / (\text{BM1} * (vr1D ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2D ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flE} = (31.62 * 0.8 * \mu_{mA}) * ((XGammaE * wn) / (bHE ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1E - vr2E) / (\text{BM1} * (vr1E ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2E ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flmax} = \text{Max}(\text{Theta_flA}, \text{Theta_flB}, \text{Theta_flC}, \text{Theta_flD}, \text{Theta_flE})$$

$$\text{theta_m} = ((ksump * \text{temp}) + (0.56 * \text{Theta_flmax}))$$

$$\text{VeB} = vr1B + vr2B$$

$$f_{WB} = (XGammaB * wn) / (Er * ronB)$$

$$g = (10 ^ c * (\text{theta_m} + 273.15) ^ d)$$

$$\text{Num} = (10 ^ g - 0.9)$$

$$\text{ALPHA} = k * (\text{Num} \wedge s)$$

$$f_UB = ((\text{Num} * \text{VeB}) / (2 * \text{Er} * \text{ronB})) / 1000000$$

$$\text{EHcB} = 3.06 * (((\text{ALPHA} * \text{Er}) \wedge 0.56) * (f_UB \wedge 0.69)) / (f_WB \wedge 0.1)$$

$$\text{hcB} = (\text{EHcB} * 1000 * \text{ronB})$$

$$\text{lambdaB} = (\text{hcB} / \text{Sigma}_x) * ((Lx / (2 * bHB)) \wedge 0.5)$$

End Function

Public Function lambdaC(temp, f_tan, v_tan_c)

$$vt = \text{Abs}(v_tan_c / 60)$$

$$w2 = vt * 1000 / r2$$

$$w1 = w2 * u$$

$$S8 = 0.25 * (Av - 5) \wedge (2 / 3)$$

$$P8 = \text{Abs}(3.28084 * v_tan_c)$$

$$T8 = 50 + 56 * (1 - S8)$$

$$kv = (T8 / (T8 + (P8 \wedge (0.5)))) \wedge (-1 * S8)$$

$$kd = kv * Ko * Km$$

$$wn = ((f_tan * kd) / (\text{Cos}(\text{alphawn}) * (\text{Cos}(\text{betawn})))) * 9810 / Lmin$$

$$Pi = 4 * \text{Atn}(1)$$

$$bHA = (8 * XGammaA * wn * ronA / (Pi * Er)) \wedge 0.5$$

$$bHB = (8 * XGammaB * wn * ronB / (Pi * Er)) \wedge 0.5$$

$$bHC = (8 * XGammaC * wn * ronC / (Pi * Er)) \wedge 0.5$$

$$bHD = (8 * XGammaD * wn * ronD / (Pi * Er)) \wedge 0.5$$

$$bHE = (8 * XGammaE * wn * ronE / (Pi * Er)) \wedge 0.5$$

$$vr1A = w1 / 1000 * ro1A$$

$$vr1B = w1 / 1000 * ro1B$$

$$vr1C = w1 / 1000 * ro1C$$

$$vr1D = w1 / 1000 * ro1D$$

$$vr1E = w1 / 1000 * ro1E$$

$$vr2A = w2 / 1000 * ro2A$$

$$vr2B = w2 / 1000 * ro2B$$

$$vr2C = w2 / 1000 * ro2C$$

$$vr2D = w2 / 1000 * ro2D$$

$$vr2E = w2 / 1000 * ro2E$$

$$\text{Theta_flA} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaA * wn) / (bHA \wedge 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1A - vr2A) / (\text{BM1} * (vr1A \wedge 0.5) + \text{BM2} * (vr2A \wedge 0.5))))$$

$$\text{Theta_flB} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaB * wn) / (bHB \wedge 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1B - vr2B) / (\text{BM1} * (vr1B \wedge 0.5) + \text{BM2} * (vr2B \wedge 0.5))))$$

$$\text{Theta_flC} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((\text{XGammaC} * \text{wn}) / (\text{bHC} \wedge 0.5)) * ((\text{Abs}(\text{vr1C} - \text{vr2C}) / (\text{BM1} * (\text{vr1C} \wedge 0.5) + \text{BM2} * (\text{vr2C} \wedge 0.5))))$$

$$\text{Theta_flD} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((\text{XGammaD} * \text{wn}) / (\text{bHD} \wedge 0.5)) * ((\text{Abs}(\text{vr1D} - \text{vr2D}) / (\text{BM1} * (\text{vr1D} \wedge 0.5) + \text{BM2} * (\text{vr2D} \wedge 0.5))))$$

$$\text{Theta_flE} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((\text{XGammaE} * \text{wn}) / (\text{bHE} \wedge 0.5)) * ((\text{Abs}(\text{vr1E} - \text{vr2E}) / (\text{BM1} * (\text{vr1E} \wedge 0.5) + \text{BM2} * (\text{vr2E} \wedge 0.5))))$$

$$\text{Theta_flmax} = \text{Max}(\text{Theta_flA}, \text{Theta_flB}, \text{Theta_flC}, \text{Theta_flD}, \text{Theta_flE})$$

$$\text{theta_m} = ((\text{ksump} * \text{temp}) + (0.56 * \text{Theta_flmax}))$$

$$\text{VeC} = \text{vr1C} + \text{vr2C}$$

$$\text{f_WC} = (\text{XGammaC} * \text{wn}) / (\text{Er} * \text{ronC})$$

$$g = (10 \wedge c * (\text{theta_m} + 273.15) \wedge d)$$

$$\text{Num} = (10 \wedge g - 0.9)$$

$$\text{ALPHA} = k * (\text{Num} \wedge s)$$

$$\text{f_UC} = ((\text{Num} * \text{VeC}) / (2 * \text{Er} * \text{ronC})) / 1000000$$

$$\text{EHcC} = 3.06 * (((\text{ALPHA} * \text{Er}) \wedge 0.56) * (\text{f_UC} \wedge 0.69)) / (\text{f_WC} \wedge 0.1)$$

$$\text{hcC} = (\text{EHcC} * 1000 * \text{ronC})$$

$$\text{lambdaC} = (\text{hcC} / \text{Sigma_x}) * ((\text{Lx} / (2 * \text{bHC})) \wedge 0.5)$$

End Function

Public Function lambdaD(temp, f_tan, v_tan_c)

$$\text{vt} = \text{Abs}(\text{v_tan_c} / 60)$$

$$\text{w2} = \text{vt} * 1000 / \text{r2}$$

$$\text{w1} = \text{w2} * \text{u}$$

$$\text{S8} = 0.25 * (\text{Av} - 5) \wedge (2 / 3)$$

$$\text{P8} = \text{Abs}(3.28084 * \text{v_tan_c})$$

$$\text{T8} = 50 + 56 * (1 - \text{S8})$$

$$\text{kv} = (\text{T8} / (\text{T8} + (\text{P8} \wedge (0.5)))) \wedge (-1 * \text{S8})$$

$$\text{kd} = \text{kv} * \text{Ko} * \text{Km}$$

$$\text{wn} = ((\text{f_tan} * \text{kd}) / (\text{Cos}(\text{alphawn}) * (\text{Cos}(\text{betawn})))) * 9810 / \text{Lmin}$$

$$\text{Pi} = 4 * \text{Atn}(1)$$

$$\text{bHA} = (8 * \text{XGammaA} * \text{wn} * \text{ronA} / (\text{Pi} * \text{Er})) \wedge 0.5$$

$$\text{bHB} = (8 * \text{XGammaB} * \text{wn} * \text{ronB} / (\text{Pi} * \text{Er})) \wedge 0.5$$

$$\text{bHC} = (8 * \text{XGammaC} * \text{wn} * \text{ronC} / (\text{Pi} * \text{Er})) \wedge 0.5$$

$$\text{bHD} = (8 * \text{XGammaD} * \text{wn} * \text{ronD} / (\text{Pi} * \text{Er})) \wedge 0.5$$

$$\text{bHE} = (8 * \text{XGammaE} * \text{wn} * \text{ronE} / (\text{Pi} * \text{Er})) \wedge 0.5$$

$$\text{vr1A} = \text{w1} / 1000 * \text{ro1A}$$

$$\begin{aligned}vr1B &= w1 / 1000 * ro1B \\vr1C &= w1 / 1000 * ro1C \\vr1D &= w1 / 1000 * ro1D \\vr1E &= w1 / 1000 * ro1E\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}vr2A &= w2 / 1000 * ro2A \\vr2B &= w2 / 1000 * ro2B \\vr2C &= w2 / 1000 * ro2C \\vr2D &= w2 / 1000 * ro2D \\vr2E &= w2 / 1000 * ro2E\end{aligned}$$

$$\text{Theta_flA} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaA} * wn) / (bHA ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1A - vr2A) / (BM1 * (vr1A ^ 0.5) + BM2 * (vr2A ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flB} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaB} * wn) / (bHB ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1B - vr2B) / (BM1 * (vr1B ^ 0.5) + BM2 * (vr2B ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flC} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaC} * wn) / (bHC ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1C - vr2C) / (BM1 * (vr1C ^ 0.5) + BM2 * (vr2C ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flD} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaD} * wn) / (bHD ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1D - vr2D) / (BM1 * (vr1D ^ 0.5) + BM2 * (vr2D ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flE} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((X\text{GammaE} * wn) / (bHE ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1E - vr2E) / (BM1 * (vr1E ^ 0.5) + BM2 * (vr2E ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flmax} = \text{Max}(\text{Theta_flA}, \text{Theta_flB}, \text{Theta_flC}, \text{Theta_flD}, \text{Theta_flE})$$

$$\text{theta_m} = ((k\text{sump} * \text{temp}) + (0.56 * \text{Theta_flmax}))$$

$$\text{VeD} = vr1D + vr2D$$

$$f_WD = (X\text{GammaD} * wn) / (Er * ronD)$$

$$g = (10 ^ c * (\text{theta_m} + 273.15) ^ d)$$

$$\text{Num} = (10 ^ g - 0.9)$$

$$\text{ALPHA} = k * (\text{Num} ^ s)$$

$$f_UD = ((\text{Num} * \text{VeD}) / (2 * Er * ronD)) / 1000000$$

$$\text{EHcD} = 3.06 * (((\text{ALPHA} * Er) ^ 0.56) * (f_UD ^ 0.69)) / (f_WD ^ 0.1)$$

$$\text{hcD} = (\text{EHcD} * 1000 * ronD)$$

$$\text{lambdaD} = (\text{hcD} / \text{Sigma_x}) * ((Lx / (2 * bHD)) ^ 0.5)$$

End Function

Public Function lambdaE(temp, f_tan, v_tan_c)

$$vt = \text{Abs}(v_tan_c / 60)$$

$$w2 = vt * 1000 / r2$$

$$w1 = w2 * u$$

$$\begin{aligned}
S8 &= 0.25 * (Av - 5) ^ (2 / 3) \\
P8 &= \text{Abs}(3.28084 * v_tan_c) \\
T8 &= 50 + 56 * (1 - S8) \\
kv &= (T8 / (T8 + (P8 ^ (0.5)))) ^ (-1 * S8)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
kd &= kv * Ko * Km \\
wn &= ((f_tan * kd) / (\text{Cos}(\text{alphawn}) * (\text{Cos}(\text{betaw})))) * 9810 / Lmin
\end{aligned}$$

$$Pi = 4 * \text{Atn}(1)$$

$$\begin{aligned}
bHA &= (8 * XGammaA * wn * ronA / (Pi * Er)) ^ 0.5 \\
bHB &= (8 * XGammaB * wn * ronB / (Pi * Er)) ^ 0.5 \\
bHC &= (8 * XGammaC * wn * ronC / (Pi * Er)) ^ 0.5 \\
bHD &= (8 * XGammaD * wn * ronD / (Pi * Er)) ^ 0.5 \\
bHE &= (8 * XGammaE * wn * ronE / (Pi * Er)) ^ 0.5
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
vr1A &= w1 / 1000 * ro1A \\
vr1B &= w1 / 1000 * ro1B \\
vr1C &= w1 / 1000 * ro1C \\
vr1D &= w1 / 1000 * ro1D \\
vr1E &= w1 / 1000 * ro1E
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
vr2A &= w2 / 1000 * ro2A \\
vr2B &= w2 / 1000 * ro2B \\
vr2C &= w2 / 1000 * ro2C \\
vr2D &= w2 / 1000 * ro2D \\
vr2E &= w2 / 1000 * ro2E
\end{aligned}$$

$$\text{Theta_flA} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaA * wn) / (bHA ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1A - vr2A) / (\text{BM1} * (vr1A ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2A ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flB} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaB * wn) / (bHB ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1B - vr2B) / (\text{BM1} * (vr1B ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2B ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flC} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaC * wn) / (bHC ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1C - vr2C) / (\text{BM1} * (vr1C ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2C ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flD} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaD * wn) / (bHD ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1D - vr2D) / (\text{BM1} * (vr1D ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2D ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flE} = (31.62 * 0.8 * \mu_mA) * ((XGammaE * wn) / (bHE ^ 0.5)) * ((\text{Abs}(vr1E - vr2E) / (\text{BM1} * (vr1E ^ 0.5) + \text{BM2} * (vr2E ^ 0.5))))$$

$$\text{Theta_flmax} = \text{Max}(\text{Theta_flA}, \text{Theta_flB}, \text{Theta_flC}, \text{Theta_flD}, \text{Theta_flE})$$

$$\text{theta_m} = ((k\text{sump} * \text{temp}) + (0.56 * \text{Theta_flmax}))$$

$$\text{VeE} = vr1E + vr2E$$

$$f_WE = (XGammaE * wn) / (Er * ronE)$$

$$g = (10 ^ c * (\text{theta_m} + 273.15) ^ d)$$

$$\text{Num} = (10 ^ g - 0.9)$$

```
ALPHA = k * (Num ^ s)
f_UE = ((Num * VeE) / (2 * Er * ronE)) / 1000000
```

```
EHcE = 3.06 * (((ALPHA * Er) ^ 0.56) * (f_UE ^ 0.69)) / (f_WE ^ 0.1)
hcE = (EHcE * 1000 * ronE)
lambdaE = (hcE / Sigma_x) * ((Lx / (2 * bHE)) ^ 0.5)
```

```
End Function
```

```
Public Function min_lambda(temp, f_tan, v_tan_c)
```

```
    If f_tan > 0 And Abs(v_tan_c) > 0 Then
        min_lambda = _
        min( _
            lambdaA(temp, f_tan, v_tan_c), _
            lambdaB(temp, f_tan, v_tan_c), _
            lambdaC(temp, f_tan, v_tan_c), _
            lambdaD(temp, f_tan, v_tan_c), _
            lambdaE(temp, f_tan, v_tan_c) _
        )
    Else
        min_lambda = 0
    End If
```

```
End Function
```

```
Public Sub lambdas(plan_idx)
```

```
    i = 5
```

```
    While Sheets(plan_idx).Cells(i, 1).Text <> ""
        If Sheets(plan_idx).Cells(i, 7) > -1 Then
            temp = Sheets(plan_idx).Cells(i, 8)
            f_tan = Sheets(plan_idx).Cells(i, 4)
            v_tan_c = Sheets(plan_idx).Cells(i, 6)
            Sheets(plan_idx).Cells(i, 11) = min_lambda(temp, f_tan, v_tan_c)
            If Sheets(plan_idx).Cells(i, 11) > 1 Then
                Sheets(plan_idx).Cells(i, 12) = "REGIME III"
                dg = dano_r3(f_tan, v_tan_c)
                If (dg = -1) Then
                    dg = 0
                End If
                Sheets(plan_idx).Cells(i, 13) = dg
            ElseIf Sheets(plan_idx).Cells(i, 11) > 0.4 And Sheets(plan_idx).Cells(i, 11) < 1 Then
                Sheets(plan_idx).Cells(i, 12) = "REGIME II"
                dg = dano_r2(f_tan, v_tan_c)
                If (dg = -1) Then
```



```

        dg = 0
    End If
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 13) = dg
Else
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 12) = "REGIME I"
    dg = dano_r1(f_tan, v_tan_c)
    If (dg = -1) Then
        dg = 0
    End If
    Sheets(plan_idx).Cells(i, 13) = dg
End If
End If
i = i + 1
Wend

```

End Sub

Function min(la, lb, lc, ld, le)

```

    lm = 0
    If la < lb Then
        lm = la
    Else
        lm = lb
    End If
    If lc < lm Then
        lm = lc
    End If
    If ld < lm Then
        lm = ld
    End If
    If le < lm Then
        lm = le
    End If

    min = lm

```

End Function

Function Max(Theta_flA, Theta_flB, Theta_flC, Theta_flD, Theta_flE)

```

    tt = 0
    If Theta_flA < Theta_flB Then

```

```

    tt = Theta_fIB
Else
    tt = Theta_fIA
End If
If tt < Theta_fIC Then
    tt = Theta_fIC
End If
If tt < Theta_fID Then
    tt = Theta_fID
End If
If tt < Theta_fIE Then
    tt = Theta_fIE
End If

```

```

Max = tt

```

```

End Function

```

```

Function dano_r1(forc_tan, vel_tan)

```

```

E8 = forc_tan
G8 = vel_tan
R8 = Av
S8 = 0.25 * (R8 - 5) ^ (2 / 3)
T8 = 50 + 56 * (1 - S8)
P8 = Abs(3.28084 * G8)

```

```

O8 = E8 * 2204.623
U8 = (T8 / (T8 + (P8 ^ (0.5)))) ^ -S8
V8 = 1
X8 = 1
Y8 = 1
W8 = 1.42
Z8 = 16.17
AA8 = 14.63
AB8 = 0.173
AC8 = 2273.02

```

```

CU8 = AC8 * ((O8 * Y8 * U8 * V8 * (W8 / (Z8 * AA8)) * (X8 / AB8))) ^ 0.5
CV8 = CU8 * 0.006894757
CX8 = 966.576

```

```

DA8_EXPOENTE = 1 / -0.156
DA8_BASE = ((CV8 / CX8) / 7.82078)

```

```

If DA8_BASE <> 0 Then
  DA8 = DA8_BASE ^ DA8_EXPOENTE
Else
  DA8 = -1
End If

```

```

dano_r1 = 1 / DA8

```

```

End Function

```

```

Function dano_r2(forc_tan, vel_tan)

```

```

E8 = forc_tan
G8 = vel_tan
R8 = Av
S8 = 0.25 * (R8 - 5) ^ (2 / 3)
T8 = 50 + 56 * (1 - S8)
P8 = Abs(3.28084 * G8)

```

```

O8 = E8 * 2204.623
U8 = (T8 / (T8 + (P8 ^ (0.5)))) ^ -S8
V8 = 1
X8 = 1
Y8 = 1
W8 = 1.42
Z8 = 16.17
AA8 = 14.63
AB8 = 0.173
AC8 = 2273.02

```

```

CU8 = AC8 * ((O8 * Y8 * U8 * V8 * (W8 / (Z8 * AA8)) * (X8 / AB8))) ^ 0.5

```

```

CV8 = CU8 * 0.006894757
CX8 = 966.576

```

```

CZ8_EXPOENTE = 1 / -0.094
CZ8_BASE = ((CV8 / CX8) / 3.83441)
If CZ8_BASE <> 0 Then
  CZ8 = CZ8_BASE ^ CZ8_EXPOENTE
Else
  CZ8 = -1
End If

```

```

dano_r2 = 1 / CZ8

```

End Function
 Function dano_r3(forc_tan, vel_tan)

E8 = forc_tan
 G8 = vel_tan
 R8 = Av
 S8 = 0.25 * (R8 - 5) ^ (2 / 3)
 T8 = 50 + 56 * (1 - S8)
 P8 = Abs(3.28084 * G8)

O8 = E8 * 2204.623
 U8 = (T8 / (T8 + (P8 ^ (0.5)))) ^ -S8
 V8 = 1
 X8 = 1
 Y8 = 1
 W8 = 1.42
 Z8 = 16.17
 AA8 = 14.63
 AB8 = 0.173
 AC8 = 2273.02

CU8 = AC8 * ((O8 * Y8 * U8 * V8 * (W8 / (Z8 * AA8)) * (X8 / AB8))) ^ 0.5

CV8 = CU8 * 0.006894757
 CX8 = 966.576

CY8_EXPOENTE = 1 / -0.056
 CY8_BASE = ((CV8 / CX8) / 2.466)
 If CY8_BASE <> 0 Then
 CY8 = CY8_BASE ^ CY8_EXPOENTE
 Else
 CY8 = -1
 End If

dano_r3 = 1 / CY8
 End Function