

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

VAGNER RUFFATTO

**ANÁLISE DE FADIGA DA TRAVESSA DE UM CHASSI SEMIRREBOQUE
BOBINEIRO CONSIDERANDO DIFERENTES PERFIS DE PISTA**

Caxias do Sul

2015

VAGNER RUFFATTO

**ANÁLISE DE FADIGA DA TRAVESSA DE UM CHASSI SEMIRREBOQUE
BOBINEIRO CONSIDERANDO DIFERENTES PERFIS DE PISTA**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

Orientador:
Prof. Joel Vicente Ciapparini, Msc. Eng.

Caxias do Sul

2015

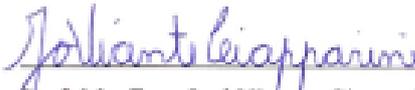
VAGNER RUFFATTO

ANÁLISE DE FADIGA DA TRAVESSA DE UM CHASSI
SEMIRREBOQUE BOBINEIRO CONSIDERANDO DIFERENTES PERFIS DE
PISTA

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade de Caxias do
Sul para a obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

APROVADO EM: 27 / Novembro / 2015

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Ms. Eng. Joel Vicente Ciapparini
Universidade de Caxias do Sul – UCS



Prof. Dr. Eng. Alexandre Viacelli
Universidade de Caxias do Sul – UCS



Prof. Dr. Eng. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

Uma das maiores dificuldades no desenvolvimento de peças e componentes é a previsão da vida útil do mesmo. Na fabricação de implementos rodoviários é ainda mais difícil estimar a durabilidade de um conjunto devido às interações dos componentes e processo de fabricação. Com a finalidade de aumentar a produtividade e reduzir custos, novos modelos são propostos e aperfeiçoados em cada projeto. Neste trabalho, é apresentada a proposta de substituição da travessa do chassi semirreboque bobineiro carga seca com conceito de mão francesa para um conceito de travessa passante, de aço carbono com 400 MPa de limite de resistência a tração, desenvolvida com o intuito de reduzir o tempo de fabricação e montagem. Através de um mapa de tensões gerado pelo método de elementos finitos, foram definidos os pontos de maior tensão na travessa, a partir disso, submetendo o semirreboque bobineiro carga seca a rodagem em perfis de pista conhecidos pela aplicação do implemento, foram coletados os esforços do componente através de instrumentação. Com a coleta dos sinais de tensão nos pontos estabelecidos, efetuou-se a contagem de ciclos através do método *rainflow* e aplicando os critérios de fadiga SWT e Goodman modificado para somatório do dano, obteve-se a quilometragem que o implemento irá percorrer até a falha. Considerando a rodagem em pavimentação asfáltica, que representa mais fielmente a aplicação do produto, a distância não ultrapassou 200.000 km com os critérios estabelecidos, então, efetuou-se outra análise utilizando a norma BS7608, norma utilizada pela Randon Implementos e Participações S/A para verificação da vida de componentes soldados. Com a mudança de norma, a vida passou para pouco mais de 250.000 km. Para uma última comparação, foi projetado o uso de material de alta resistência conhecido como Domex 700, verificando-se assim uma vida que ultrapassaria os 1.000.000 km.

Palavras-chaves: vida sob fadiga, *rainflow*, extensometria, semirreboque bobineiro, travessa passante, SWT.

ABSTRACT

One of the biggest issues in the development of parts and components is the prediction of its life cycle. In the manufacture of road transportation implements it is even more difficult to estimate the durability of an assemble of parts due to the interactions of its components and the manufacturing process. In order to increase productivity and reduce costs, new concepts of products are proposed and perfected in each project. In this paper will be presented the replacement of the main split crossmember's old concept of the steel coil transporter semi-trailer's chassis to a concept of passing crossmembers, made of carbon steel with 400 MPa of breaking point, developed with the objective of reducing manufacturing and assembly time. Through a map of tensions generated by the finite element method, the highest stress points have been identified in the structure of the crossmember, and from that, after running the steell coil transporter semi-trailer on the track profiles known by the application of the implement, the main stress signals of the proposed structure were collected through instrumentation. With the collection of stress signals in selected regions, it was made an the cycle count analysis using the *rainflow* method and applying the SWT fatigue criteria and Modified Goodman to evaluate damage sum, and as an output, the mileage that the implement run before failing. Running in asphalt paving, which represents the most faithful application of the product, the distance did not exceed 200.000 kilometers with the established criteria, so if we performed another analysis using the BS7608 standard, standard used by Randon Implementos e Participações S / A as verification method of welded component's life cycle. With the rule change, the life cycle went to just over 250.000 km. As a last comparative analysis, it was proposed the use of a high-strength material known as Domex 700, then verifying that it's life cycle would exceed the 1.000.000 kilometers.

Key words: life cycle, *rainflow*, instrumentation, steell coil transporter semi-trailer, passing crossmember, SWT.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estado geral de tensão em um ponto do material	16
Figura 2 - Rotação do estado plano de tensões.....	17
Figura 3 - Diagrama tensão-deformação.....	19
Figura 4 - Falha por fadiga	22
Figura 5 - Fases do processo de falha por fadiga.....	22
Figura 6 - Carregamentos cíclicos de amplitude constante.....	24
Figura 7 - Diagrama S-N.....	26
Figura 8 - Limite de resistência <i>versus</i> Limite de resistência à tração	27
Figura 9 - Influência da tensão média no limite de fadiga dos materiais.....	30
Figura 10 - Relação de tensão média e critérios de falha.....	31
Figura 12 - Carregamento ao longo do tempo	34
Figura 13 - Método <i>Rainflow</i> para contagem de ciclos	35
Figura 14 - Bloco de carregamentos repetidos 3 vezes.....	35
Figura 15 - Classificação de juntas soldadas conforme IIW 1823-07	37
Figura 16 - Gama de curvas de fadiga conforme IIW 1823-07.....	37
Figura 17 - Extensômetros elétricos	39
Figura 18 - Ponte de Wheatstone.....	40
Figura 19 - Pavimentação asfáltica	41
Figura 20 - Pavimentação com paralelepípedos	42
Figura 21 - Estrada de chão batido	42
Figura 22 - Método de trabalho utilizado.....	43
Figura 23 - Semirreboque bobineiro carga seca	44
Figura 24 - Modelos simplificados de travessa.	45
Figura 25 - Produção do chassi com novo conceito de travessa	45
Figura 26 - Carregamento do produto.....	46
Figura 27 - Comparativo entre modelo de travessa.	47
Figura 28 - Pontos para instrumentação.....	48
Figura 29 - Tensão na travessa.	48
Figura 30 - Posição dos extensômetros.....	49
Figura 31 - Direção da máxima tensão principal na travessa.....	50
Figura 32 - Equipamento de leitura.	52
Figura 33 - Extensômetro região da travessa.	52

Figura 34 - Carregamento do implemento.	53
Figura 35 - Rodagem em paralelepípedo	54
Figura 36 - Trecho de pista em asfalto.....	54
Figura 37 - Histórico de dados em passagem com pista asfáltica.	55
Figura 38 - Amplitudes de deformação x tempo	59
Figura 39 - Tensão em pista de paralelepípedo	61
Figura 40 - Curvas S-N Norma BS 7608	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades do material	46
Tabela 2- Características dos extensômetros.....	51
Tabela 3 - Constantes da curva S-N de cada região	57
Tabela 4 - Característica das pistas de teste	58
Tabela 5 - Cálculo do dano por fadiga.	60
Tabela 6 - Expectativa de distância até a falha.....	60
Tabela 7 – Resultados para vida utilizando a Norma BS 7608	64
Tabela 8 - Resultados para vida utilizando Domex 700	64

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Coeficiente do material para cálculo da equação de fadiga do material
b	Coeficiente do material para cálculo da equação de fadiga do material
B_f	Número de repetições do bloco para atingir a falha
D	Dano acumulado
E	Módulo de elasticidade
G	Módulo de cisalhamento
f	Variável utilizada no cálculo da curva de fadiga do material
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carregamento
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de efeitos diversos
k_{eq}	Fator multiplicador equivalente
K_F	Fator concentrador de tensão em fadiga
K_T	Fator de concentração de tensão
K	Fator de sensibilidade do extensômetro
N	Número de ciclos
n	Número de ciclos que uma amplitude ocorre em um intervalo de tempo
N_e	Número de ciclos para o limite de resistência a fadiga
r	Raio do entalhe
S_y	Limite de escoamento
S_{ut}	Limite de resistência a tração
S_f	Tensão de fadiga
S_e	Tensão de resistência a fadiga
\sqrt{a}	Constante de Neuber
θ	Ângulo
ν	Coeficiente de Poisson
ε	Deformação normal
ΔL	Deformação no extensômetro
γ	Deformação cisalhante

ε_1	Deformação principal 1
ε_2	Deformação principal 2
σ_r	Diferença entre a tensão máxima e mínima
σ_a	Tensão alternada
τ	Tensão cisalhante
$\tau_{máx}$	Tensão cisalhante máxima
σ_{max}	Tensão máxima
σ_m	Tensão média
σ_{mim}	Tensão mínima
σ	Tensão normal
σ_1	Tensão principal 1
σ_2	Tensão principal 2
σ_3	Tensão principal 3
σ_F	Tensão verdadeira no material
σ'	Tensão de Von Mises
$\Delta \Omega$	Variação da resistência no extensômetro

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	JUSTIFICATIVA.....	12
1.2	OBJETIVOS	13
1.2.1	Objetivo geral	13
1.2.2	Objetivos específicos	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	TRABALHOS CORRELATADOS	15
2.2	MECÂNICA DOS SÓLIDOS	16
2.2.1	Tensão	16
2.2.2	Deformação	17
2.2.3	Coefficiente de Poisson	18
2.2.4	Lei de Hooke	18
2.3	CRITÉRIOS DE FALHA	19
2.3.1	Teoria da máxima tensão de cisalhamento	20
2.3.2	Teoria da Energia de Distorsão	20
2.4	FADIGA DOS MATERIAIS.....	21
2.4.1	Carregamentos cíclicos	23
2.4.2	Crítérios da vida sob fadiga	25
2.4.3	Crítério da vida sob tensão	25
2.4.4	Resistência à fadiga e o limite de resistência à fadiga	26
2.4.5	Representação matemática da curva S-N	28
2.4.6	Fatores modificadores da vida sob fadiga	28
2.4.7	Efeito da tensão média na resistência a fadiga	29
2.4.8	Crítério de fadiga SWT	31
2.5	TENSÕES MULTIAXIAIS	32
2.5.1	Fadiga sob tensões multiaxiais	32
2.6	CARREGAMENTOS COM AMPLITUDES VARIÁVEIS	32
2.6.1	Teoria do acúmulo de dano	33
2.6.2	Método para contagem de ciclos Rainflow	34
2.7	FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS	36

2.7.1	IIW 1823-07	36
2.8	EXTENSOMETRIA.....	38
2.8.1	Extensômetro elétrico	38
2.8.2	Ponte de Wheatstone	39
2.8.3	Aquisição de sinais	40
2.9	PERFIS DE PISTA	40
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	43
3.1	DESCRIÇÃO DO PRODUTO	44
3.2	CONCEITO DE TRAVESSA PASSANTE	45
3.3	DEFINIÇÃO DOS PONTOS PARA INSTRUMENTAÇÃO.....	47
3.4	INSTRUMENTAÇÃO DO PRODUTO	50
3.5	MEDIÇÃO DAS DEFORMAÇÕES.....	53
3.6	TRATAMENTO DE SINAL	55
3.7	GERAÇÃO DOS RESULTADOS.....	56
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	57
4.1	DEFINIÇÃO DA CURVA DE FADIGA.....	57
4.2	FATOR CONCENTRADOR DE TENSÃO	57
4.3	TESTE DE CAMPO.....	58
4.4	GERAÇÃO DE RESULTADOS	59
4.5	ANÁLISE DAS TENSÕES.....	61
4.6	VIDA DO COMPONENTE	63
4.7	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	65
5	CONCLUSÃO	66
	REFERÊNCIAS	68

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, o transporte rodoviário de cargas é o meio mais utilizado para o escoamento da produção no Brasil. Antes de chegar à prateleira do supermercado, ou de uma fábrica receber sua matéria prima, o produto passa por quilômetros de estradas, que algumas vezes são bem pavimentadas, outras se encontram em péssimas condições de uso.

Uma particularidade do transporte de produtos siderúrgicos, como o de bobinas de aço, é que geralmente são transportadas de forma concentrada em cima do semirreboque, transferindo um grande esforço para a sua estrutura. Quando submetido a pistas com ondulações, desníveis ou buracos, o esforço sobre o chassi e seus componentes cresce consideravelmente, podendo atingir patamares críticos de resistência.

A concorrência entre os fornecedores da linha pesada cresceu muito nos últimos anos, obrigando-os a buscar meios de ganhar mercado e diminuir seus custos de produção sem perder em volume, qualidade e resistência de seus produtos. Para atingir um equilíbrio entre produção e soluções em projetos, as empresas investem em estudos para mudança de conceitos e melhoramento de peças, fazendo uso das tecnologias e teorias para análises de durabilidade e resistência do chassi e seus componentes.

A Randon S/A Implementos e Participações, líder nacional no segmento de semirreboques, tem uma consolidada política de investimento em tecnologia e desenvolvimento de novos conceitos de produtos, não só para atender demandas legislativas como também para manter-se cada vez mais competitiva no mercado. Para isso, são desenvolvidos novos projetos que fazem uso de diversas ferramentas para validação técnica, destacam-se às que usam o Método de Elementos Finitos (MEF).

Este método, apesar de trazer uma boa resposta para análises comparativas de conceitos de estruturas, necessita de uma calibração posterior para que se tenha uma maior confiabilidade dos resultados obtidos. Essa calibração é melhor alcançada quando se possuem informações como deformações e tensões sofridas na região a ser estudada, que podem ser coletadas, por exemplo, com extensômetros elétricos colados à estrutura do produto.

Neste trabalho de conclusão de curso, são abordadas técnicas de extensometria, ensaios de durabilidade e cálculos analíticos para determinação da vida sob fadiga das travessas do chassi de um semirreboque carga seca, destinado ao transporte de bobinas e produtos siderúrgicos. Através de extensômetros ligados a estrutura do chassi em regiões pré-definidas, são analisados os esforços no chassi em diversos perfis de pista, simulando estradas reais e

condições de elevada solicitação mecânica.

As atividades práticas deste trabalho de conclusão foram desenvolvidas na empresa Randon S/A Implementos e Participações, sediada na cidade de Caxias do Sul. A empresa detém, atualmente, cerca de 30% do mercado nacional de implementos rodoviários, sendo também a maior fabricante da América Latina, estando entre as 10 maiores do mundo.

As empresas do grupo Randon, segundo relatório oficial publicado em 2015, fechou o ano de 2014 com 10.732 funcionários e faturamento bruto de 5,5 bilhões anuais (RANDON, 2015). A engenharia da empresa é dividida por setores responsáveis pelo desenvolvimento do chassi ou caixa de carga, separados por segmentos de grãos, cargas paletizadas e especiais.

Esse trabalho foi desenvolvido no setor de Engenharia de Plataformas, que conta com 14 Analistas de engenharia e três estagiários. O setor é responsável por todos os chassis de semirreboques produzidos na empresa, incluindo o semirreboque bobineiro carga seca, abordado neste trabalho.

Como subsídio para coleta de dados, foi utilizado o Campo de Provas das empresas Randon, que conta com uma área de 87 hectares destinada ao teste dos produtos desenvolvidos pelas empresas do Grupo Randon. Nesta área, há 18 tipos de perfis de pista, totalizando 15 quilômetros de vias para teste.

1.1 JUSTIFICATIVA

Ao adquirir um semirreboque, a empresa de transportes, muitas vezes um pequeno transportador, espera que seu implemento rodoviário leve o máximo de carga líquida possível e que tenha uma vida útil prolongada para que o investimento feito na compra seja pago rapidamente. Essa carga líquida nada mais é do que a quantidade de peso que a lei permite que seja aplicado na rodovia, subtraindo o peso do implemento. A engenharia tem por papel oferecer um implemento leve para aumentar a carga líquida que pode ser transportada e, ao mesmo tempo, um produto robusto, afim de suportar a solicitação imposta no transporte das cargas nos mais diversos perfis de pista.

Ao buscar alternativas para a diminuição de tara de um semirreboque, ou alteração de algum componente para aumentar a produtividade e diminuir custo de fabricação, a engenharia detêm-se na redução de espessuras ou redefinição de componentes por novos conceitos. Neste ponto, a análise de fadiga, como a proposta para este trabalho é de

fundamental importância no momento do projeto, para garantir a durabilidade e a resistência que se espera do produto.

No trabalho de Oliveira (2013) foi proposto um novo modelo de travessas do chassi semirreboque carga seca, destinado ao transporte de bobinas de aço. Nesse trabalho, foi apresentado o modelo de travessa a ser substituído sendo analisados os espectros de tensão sobre o componente quando este é submetido a cargas pré-definidas. O estudo foi realizado através da aplicação do MEF e possibilitou a visualização dos pontos que sofrem maior solicitação mecânica. Segundo Oliveira (2013), o novo modelo de travessa traz um ganho de duzentos por cento no tempo de fabricação.

Para validar os estudos de Oliveira (2013) e aprovar a produção em série do componente, determinar a vida útil do novo conceito de travessas de chassi do semirreboque bobineiro carga seca, é de extrema importância, por isso seu protótipo será submetido a diferentes perfis de pistas, em estradas controladas que representam as condições reais de solicitação que o produto é utilizado. Esse estudo é de suma importância para a empresa fabricante do implemento, pois é necessário garantir que o lançamento de um novo conceito de componente não gere custos com garantias no futuro.

Através dos conhecimentos adquiridos no curso de engenharia mecânica será possível desenvolver uma validação numérica / experimental onde, através de ensaios experimentais será possível determinar a vida útil do componente nas condições reais de trabalho. Esta metodologia também servirá, não apenas para este estudo, mas de maneira geral para avaliações de diversos componentes desenvolvidos pelo grupo Randon.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Determinar a vida sob fadiga de um novo conceito de travessas de um semirreboque bobineiro carga seca, quando submetido a solicitações normais de campo, como tráfego em diferentes tipos de pistas e carregamento característico do transporte de produtos siderúrgicos.

1.2.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo final deste trabalho de conclusão de curso, alguns itens serão seguidos. Sendo eles:

- a) definir pontos da travessa a serem instrumentados, partindo de um mapa de tensão através do MEF;
- b) mapear e caracterizar os tipos de perfil de pista a serem instrumentados, relacionando-os com a aplicação do produto;
- c) com o auxílio de extensômetros elétricos, efetuar a coleta de sinais em diferentes tipos de pista;
- d) avaliar a vida sob fadiga do componente utilizando contagem de ciclos *Rainflow*;
- e) verificar o dano causado na estrutura considerando o carregamento ensaiado;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Ao longo deste capítulo, serão abordados assuntos para que se tenha a fundamentação teórica necessária para compreender os dados apresentados. Num primeiro momento, serão apresentados trabalhos utilizados como base para pesquisa e desenvolvimento deste trabalho. Posteriormente, será feita uma breve revisão de mecânica dos sólidos, instrumentação através de extensometria, fadiga uni e multiaxial, contagem de ciclos através do método *Rainflow* e acúmulo de dano pelo método de *Palmgren-Miner* para, por fim, estimar a vida sob fadiga da travessa de chassi.

2.1 TRABALHOS CORRELATADOS

Oliveira (2013) realizou o estudo comparativo para substituição de uma travessa de chassi do semirreboque bobineiro. Como método de análise, foi utilizado o MEF e verificados os pontos de concentração de tensão. Com o objetivo de substituir uma travessa composta de travessa interna e mão francesa, por uma travessa única passante nas vigas do semirreboque, o autor analisou os esforços e verificou as tensões aplicadas na peça. O novo modelo de travessa foi aprovado para fabricação, porém, as análises efetuadas mostraram a necessidade de um maior estudo em regiões determinadas do conjunto.

Petracconi (2008) analisou o comportamento do gancho reboque de um veículo, quando submetido a testes laboratoriais estático-dinâmicos e, posteriormente, correlacionando com resultados obtidos através de simulação em *software* comercial. O principal objetivo do trabalho foi validar a análise numérica de vida e dano por fadiga através do *software* comercial RPC da empresa MTS, para garantir sua confiabilidade em análises e estudos posteriores. Petracconi verificou uma aproximação satisfatória entre a simulação numérica e os valores obtidos experimentalmente. Utilizando o método de contagem de ciclos por *Rainflow* (método de contagem de ciclos que será utilizada neste trabalho) e acúmulo de danos pela equação Palmgren-Miner, pode verificar que está coerente com valores encontrados na literatura.

Zanol (2011) efetuou a análise de uma estrutura tubular da carroceria de um ônibus rodoviário, verificando a vida útil do componente através do método de fadiga multiaxial. Posteriormente, foram realizados ensaios com o veículo submetido a condições normais de

tráfego, efetuando a coleta de dados nessa estrutura, com auxílio de extensômetros elétricos. A primeira proposta de estrutura mostrou-se insuficiente para atender a vida desejada, assim, uma alteração foi aplicada e uma nova análise efetuada, mostrando que a segunda proposta apresentava o comportamento esperado.

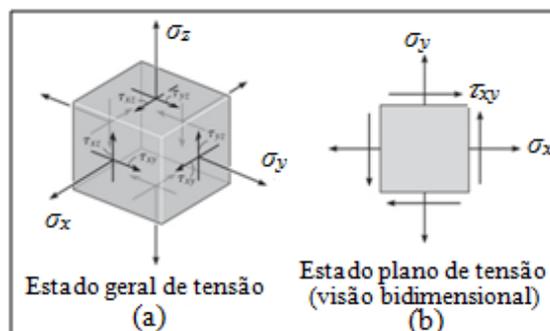
Pontalti (2005) efetuou o estudo dos esforços sobre o garfo de engate automático para veículos tratores. Com os valores de tensão e com a análise de elementos finitos, pode-se determinar a vida sob fadiga do produto. A partir das análises efetuadas foi percebido que o garfo usado apresentava um nível de segurança elevado sob os critérios conservadores, nas análises teóricas, a região com maior probabilidade de falha foi a mesma que falhou experimentalmente, provando que os resultados obtidos analiticamente são confiáveis e criando uma possibilidade de redução de custo ou alteração do produto existente.

2.2 MECÂNICA DOS SÓLIDOS

2.2.1 Tensão

O estado geral de tensões em um ponto é caracterizado por seis componentes de tensão normal e de cisalhamento, que agem nas faces de um elemento de material, conforme mostra a figura 1(a). Para a engenharia, frequentemente, fazem-se aproximações ou simplificações das cargas sobre um ponto, de modo que a tensão possa ser analisada em um único plano. O estado geral de tensão no plano em um ponto é, portanto, representado por uma combinação de duas componentes, σ_x e σ_y , e uma componente de tensão de cisalhamento, τ_{xy} , que agem nas quatro faces do elemento conforme mostra a figura 1(b) (HIBBELER, 2009).

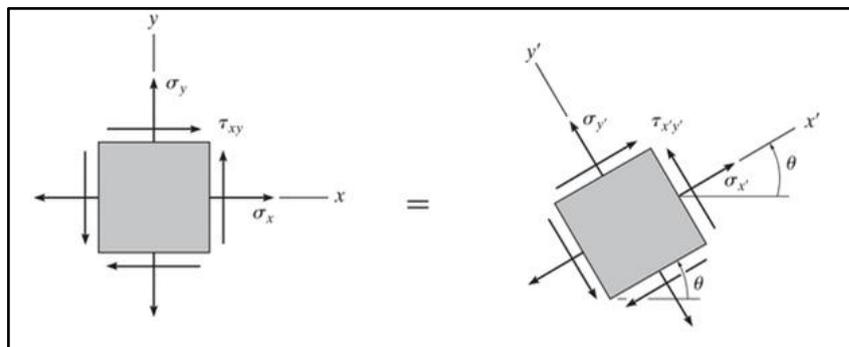
Figura 1 - Estado geral de tensão em um ponto do material



Fonte: Hibbeler (2009).

Do mesmo modo, é importante determinar os valores máximos de tensão normal e de cisalhamento, para isso, o plano de tensões pode ser rotacionado um ângulo θ , resultando assim em novos valores, denominados $\sigma_{x'}$, $\sigma_{y'}$ e $\sigma_{x'y'}$, conforme figura 2. Essas tensões máximas são denominadas tensões principais e podem ser obtidas através das equações 2.1. A equação 2.2, refere-se à máxima tensão de cisalhamento, que ocorre a 45° das tensões principais (HIBBELER, 2009).

Figura 2 - Rotação do estado plano de tensões



Fonte: Hibbeler (2009).

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.2)$$

2.2.2 Deformação

Como visto no estado geral de tensão, no estado geral de deformação, um ponto qualquer de um corpo é representado por uma combinação de três componentes de deformação normal, ϵ_x , ϵ_y , ϵ_z e três componentes de deformação por cisalhamento, γ_{xy} , γ_{xz} e γ_{yz} . Essas componentes de deformação assim como a tensão, podem deformar a face do elemento em várias direções. Essas deformações podem ser determinadas por meio de extensômetros que medem suas componentes em direções específicas (HIBBELER, 2009).

Assim como as tensões principais, as deformações principais de um estado de deformação também podem ser obtidas através de equações. Então, as deformações principais

ε_1 e ε_2 podem ser obtidas pela equação 2.3. O ângulo onde essas deformações ocorrem pode ser obtidos pela equação 2.4 (NORTON, 2004).

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (2.3)$$

$$\operatorname{tg}2\theta = \frac{\gamma_{xy}}{\varepsilon_x - \varepsilon_y} \quad (2.4)$$

2.2.3 Coeficiente de Poisson

Assumindo que os materiais tratados são homogêneos e isotrópicos, ou seja, possuem o mesmo comportamento em qualquer direção e não possuem imperfeições na sua constituição física, quando um corpo deformável é submetido a uma força axial de tração, ele não só se alonga, como também se contrai lateralmente. Essas deformações são uma constante no regime elástico dos materiais, denominada coeficiente de Poisson ν , expressa pela equação 2.5 (HIBBELER, 2009).

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{lat}}{\varepsilon_{long}} \quad (2.5)$$

2.2.4 Lei de Hooke

Quando um ponto do material está sujeito a tensões triaxiais, deformações normais associadas serão desenvolvidas. As tensões e deformações podem ser relacionadas pelo coeficiente de Poisson, princípio de superposição de tensões e pela lei de Hooke em cada direção, conforme equações 2.6, 2.7 e 2.8, onde ε é a deformação em cada direção, E é o módulo de elasticidade do material e σ é a tensão aplicada no ponto (HIBBELER, 2009).

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (2.7)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.8)$$

A lei de Hooke pode ser escrita também para tensão de cisalhamento e deformação de cisalhamento, mostrado através do conjunto de equações 2.9, onde G é o módulo de cisalhamento do material, obtido através de uma relação entre o módulo de elasticidade e pelo coeficiente de Poisson pela equação 2.10.

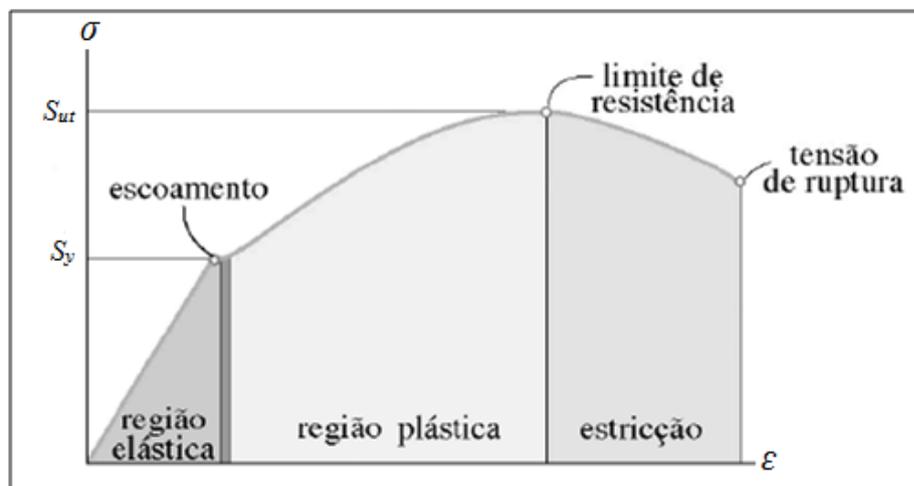
$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad ; \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad ; \quad \gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz} \quad (2.9)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2.10)$$

2.3 CRITÉRIOS DE FALHA

Quando um elemento é submetido a carregamentos uniaxiais, pode-se prever seu comportamento através dos diagramas tensão-deformação do material, representado na figura 3, onde é facilmente identificada a transição da região elástica para a região plástica.

Figura 3 - Diagrama tensão-deformação



Fonte: Zanol (2011).

Na figura, pode-se identificar S_y que é o limite de escoamento do material, onde a relação entre tensão (σ) e deformação (ϵ) deixa de ser linear; S_{ut} é o limite de resistência à tração do material.

Quando o material é submetido a um estado de tensão bi ou triaxial, fica mais difícil de prever seu comportamento (HIBBELER, 2009). Para estes casos, a determinação do limite de escoamento de um material carregado bi ou triaxialmente, algumas teorias de falha por carregamento estático podem ser usadas como critérios (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS; 2005).

2.3.1 Teoria da máxima tensão de cisalhamento

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005) a teoria da tensão máxima de cisalhamento em um material, prevê que o escoamento começa sempre que a tensão máxima de cisalhamento iguala-se ou supera a tensão máxima de cisalhamento para escoamento de um corpo de prova no ensaio de tração de mesmo material. Essa teoria também é conhecida como teoria de Tresca. Assim, a tensão máxima de cisalhamento em um material fica descrita pela equação 2.11,

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (2.11)$$

Onde: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, com σ_1 , σ_2 e σ_3 sendo as tensões principais que ocorrem no ponto.

2.3.2 Teoria da Energia de Distorção

A teoria da energia de distorção originou-se a partir da observação de que materiais dúcteis tensionados hidrosticamente exibiam resistências de escoamento muito acima dos valores fornecidos pelo ensaio de tração simples. Deste modo, concluiu-se que o escoamento não era um fenômeno simples de tração ou compressão, pois estava relacionado com a distorção angular do elemento tensionado (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS; 2005).

Pode-se dividir o estado de tensões de um elemento em duas partes: uma hidrostática, quando as tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 são idênticas, afetando apenas a mudança de volume

do material; e outra parte chamada desviadora, quando as tensões não mudam o volume mas apenas causam distorções e desvios do elemento em sua forma cúbica inicial (POPOV, 1978).

Se tivesse um caso de simples tração σ , o escoamento ocorreria quando $\sigma \geq S_y$. Essa tensão efetiva pode ser denominada como *tensão de von Mises*, σ' . Utilizando as componentes x , y e z do tensor tridimensional, e considerando que, na componente z , a tensão é nula, o critério de Von Misses pode ser escrito para o estado plano de tensões conforme a equação 2.12. (NORTON, 2004 ; SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\sigma_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

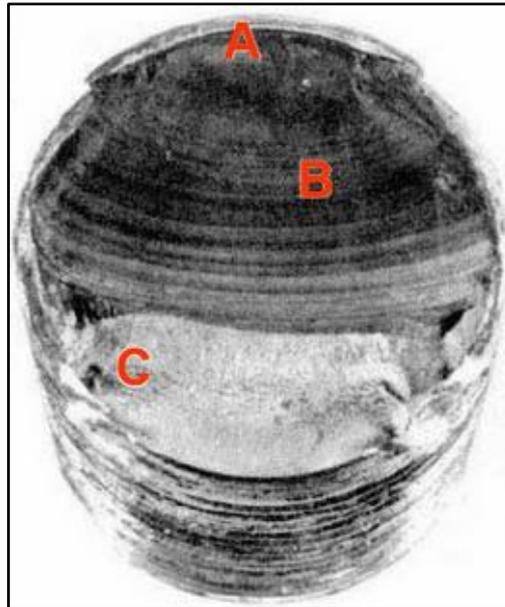
2.4 FADIGA DOS MATERIAIS

Componentes de máquinas, equipamentos e peças, submetidos a níveis baixos de tensão, não estão livres de falha somente por estarem submetidos a tensões inferiores às tensões críticas do material. Muitos desses componentes estão submetidos a carregamentos cíclicos e podem acumular danos, fazendo com que o material entre em colapso. Esse processo de dano e falha do material é conhecido como fadiga.

Falhas devido à fadiga são motivos de estudo na engenharia a mais de 150 anos. Entre as motivações que levaram aos estudos desse fenômeno, está a ruptura de eixos de locomotivas no início do século XIX, identificado e estudado posteriormente por August Wöhler entre os anos de 1850 e 1860 (DOWLING, 2007).

Um elemento de determinado material, por exemplo, um eixo rotante, tem sua superfície solicitada através de tração e compressão ao ser rotacionado. Quando há uma descontinuidade no material, como uma trinca, esse ciclo de tração e compressão faz com que a trinca se propague, conseqüentemente, diminuindo a seção resistente do material até que, em determinado momento, a mesma não suporte o carregamento e sofra a falha. Um exemplo de falha por fadiga pode ser observado na figura 4, onde, pode-se identificar as marcas provenientes da tração e compressão, conhecidas como “marcas de praia”, e a região da falha. O ponto sinalizado com a letra “A” indica o início da trinca que se propagou, deixando as marcas de praia identificadas pelo ponto “B”, enquanto que no ponto “C” tem-se a região final da fratura.

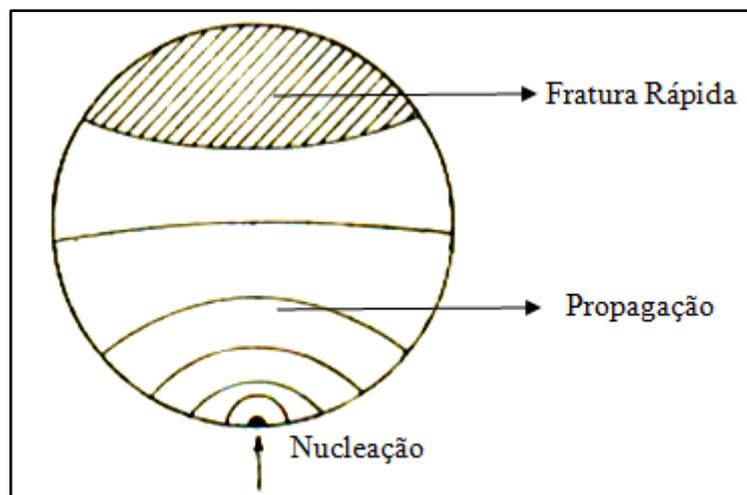
Figura 4 - Falha por fadiga



Fonte: Shigley; Mischke; Budynas, (2005).

Para entender melhor o comportamento do exemplo mostrado na figura 4, observa-se a figura 5 que ilustra a situação de um corpo de prova que sofre uma falha por fadiga. Na região inferior da figura, tem-se representado a descontinuidade que provocou a nucleação da fratura, presente no exemplo mostrado anteriormente como região A. Na propagação da fratura, tem-se as marcas de praia indicadas na figura 4 como região B. E finalmente a fratura com característica de ruptura frágil indicada no exemplo como região C, na figura 5 a região é denominada como fratura rápida.

Figura 5 - Fases do processo de falha por fadiga



Fonte: Duggan (1977) apud Autor desconhecido.

Além das falhas mostradas anteriormente, onde a nucleação começou a partir de um concentrador de tensão na superfície da peça, pode-se ter a nucleação partindo do interior da peça. Furuya (2011) explica que as inclusões presentes nos materiais podem fazer com que a peça falhe catastróficamente devido a propagação de uma trinca iniciada nessas inclusões. Quanto maior a peça, maior a possibilidade de conter uma grande inclusão e sofrer uma falha por propagação de defeito interno.

Um componente pode falhar devido às tensões internas do próprio material, chamadas de tensões residuais. Para Carrera *et al* (2012), as tensões residuais são responsáveis pela distorção ou mesmo falha de peças de engenharia, esse tipo de tensão pode ser definido como aquela existente dentro de um corpo, na ausência de carga externa. As tensões residuais podem ser originadas a partir dos processos de manufatura de um componente, como usinagem, processos de tratamento térmico ou mesmo no processo de solidificação do seu material.

Para o completo estudo de um componente, os modelos computacionais resumiram consideravelmente o gasto com testes e protótipos para validação da peça. Além das análises estáticas, teorias podem ser aplicadas para verificação e análise da vida sob fadiga do material.

2.4.1 Carregamentos cíclicos

Antes de iniciar o estudo efetivo do comportamento dos materiais quando em fadiga, é importante esclarecer alguns conceitos e expor algumas definições sobre os carregamentos cíclicos.

Tensões flutuantes são aquelas que, em um intervalo de tempo, variam de um mínimo até um máximo devido a uma carga variável aplicada sobre um componente mecânico. Cada oscilação da tensão ao longo do tempo é chamada de ciclos de carregamento. Frequentemente tomam a forma de um padrão senoidal, contudo, outros padrões de fato ocorrem. Descobriu-se que em padrões que exibem um único máximo e um único mínimo de força, a forma da onda não é importante, mas os picos de máximo e mínimo sim. (DOWLING, 2007; SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

A variação de tensão, onde σ_r é a diferença entre a tensão máxima, $\sigma_{m\acute{a}x}$, e mínima, $\sigma_{m\acute{i}n}$, a média entre essas duas tensões é a tensão média, σ_m e a metade da variação de tensão

é chamada de amplitude, σ_a . Todas essas definições podem ser expressas pelas equações 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 e 2.17.

$$\sigma_r = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (2.13)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.14)$$

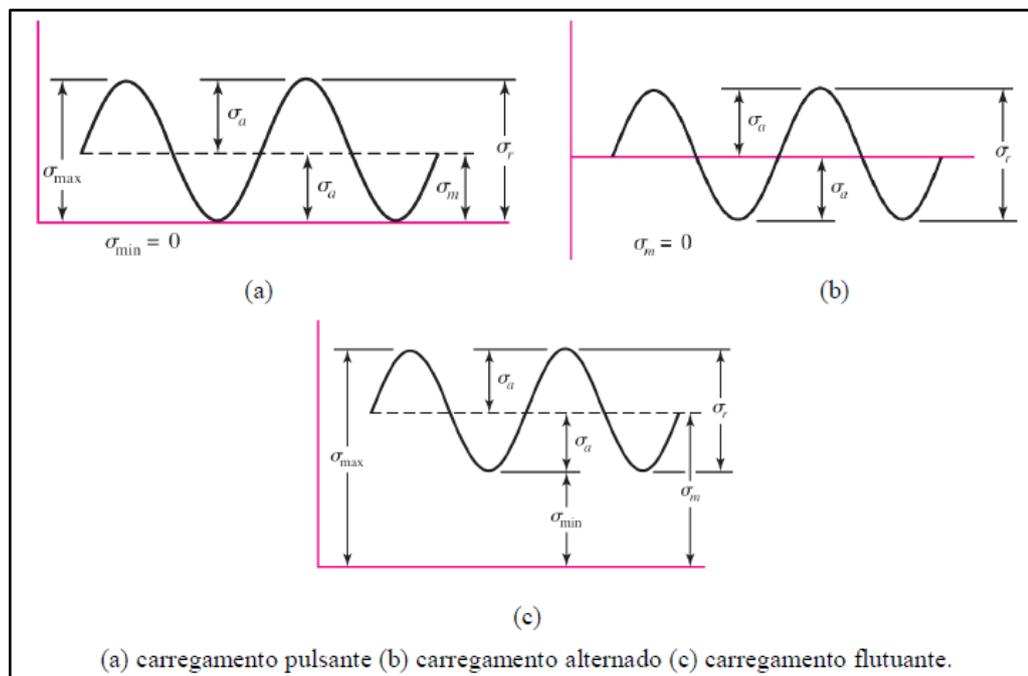
$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad (2.15)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.16)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2.17)$$

A figura 6 mostra os carregamentos cíclicos representados graficamente em função do tempo, destacando cada tipo de tensão.

Figura 6 - Carregamentos cíclicos de amplitude constante



Fonte: Shigley, Mischke, Budynas, (2005).

2.4.2 Critérios da vida sob fadiga

Existem três métodos da vida sob fadiga utilizados em projeto e análises, que são o da vida sob tensão, da vida sob deformação e o da mecânica de fratura linear elástica. Todos os métodos citados são utilizados para tentar prever a vida de um componente, estimar o número de ciclos que o mesmo irá suportar em determinada solicitação. A vida de um componente de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos é geralmente classificada como *fadiga de baixo ciclo*, enquanto quando $N > 10^3$ ciclos é denominado *fadiga de alto ciclo* (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

O método da vida sob tensão é o mais utilizado para estimativa da vida de um componente, tendo em vista ser mais simples e oferecer boas aproximações quando verificado altos ciclos. O método de vida sob deformação, além de ser mais complexo, necessita de várias idealizações para sua aplicação, porém, se mostra um método especialmente eficaz quando verificada a fadiga de baixo ciclo. Já o método de fratura linear elástica parte do pressuposto que já exista uma trinca no material, desta forma ele prevê o crescimento desta trinca associado à intensidade da tensão, porém como as análises para detecção de trincas são mais utilizadas em grandes componentes, esse método acaba não sendo muito utilizado (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.4.3 Critério da vida sob tensão

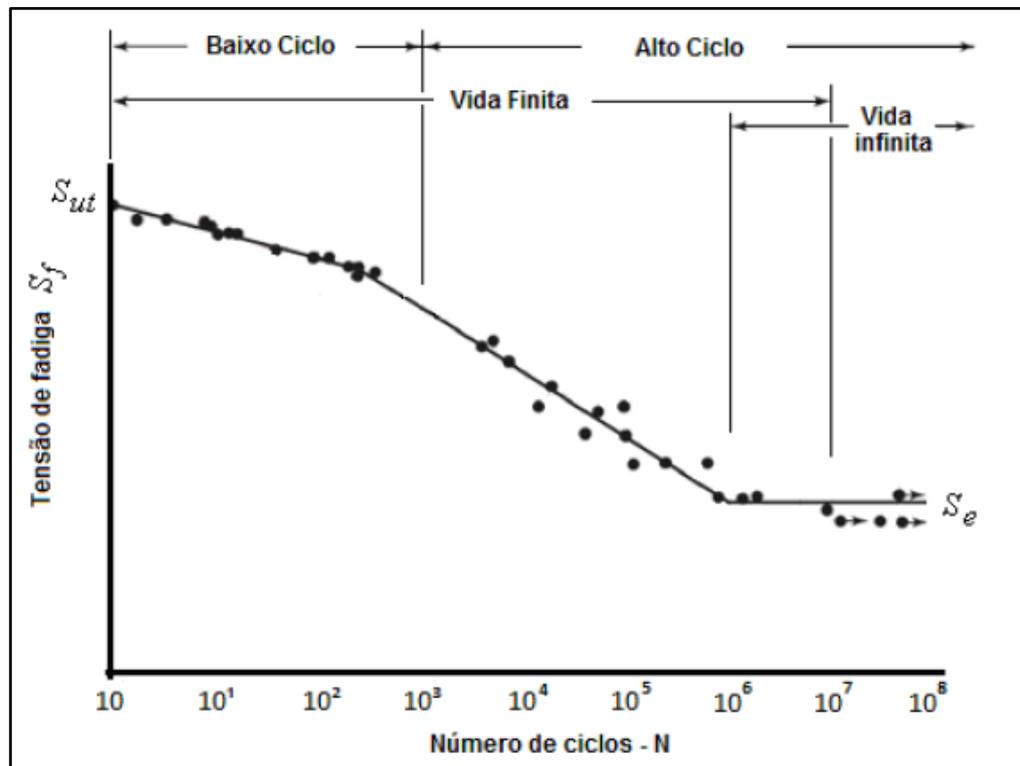
Como visto anteriormente, o critério mais usado para estimar a vida de um componente é o método da vida sob tensão, também conhecido como método S-N, uma vez que relaciona a resistência a fadiga, S_f , com o número de ciclos, N , que o mesmo suporta. Nesta seção, serão apresentadas as principais características do método e seus resultados, não serão abordados outros métodos por serem menos utilizados no campo da engenharia mecânica.

Através de ensaios controlados, onde se varia amplitude da tensão aplicada a corpos de prova padronizados e devidamente preparados, pode-se construir uma curva S-N como a representada na figura 7.

Conforme visto anteriormente, pode-se identificar, na figura 7, uma região com N até 10^3 ciclos, onde há as falhas de fadiga de baixo ciclo. Da mesma forma acima de 10^3 ciclos,

temos a região de fadiga de alto ciclo, considerando que quando um corpo de prova supera 10^6 ciclos, diz-se que o mesmo tem vida infinita. A tensão nesse ponto onde a reta se torna praticamente horizontal é comumente chamado tensão de resistência a fadiga S_e ou limite de fadiga. Na extremidade oposta, tem-se S_{ut} que representa o limite de resistência do material, que seria o valor onde o componente resiste a apenas um ciclo de carregamento, um típico ensaio de tração (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Figura 7 - Diagrama S-N



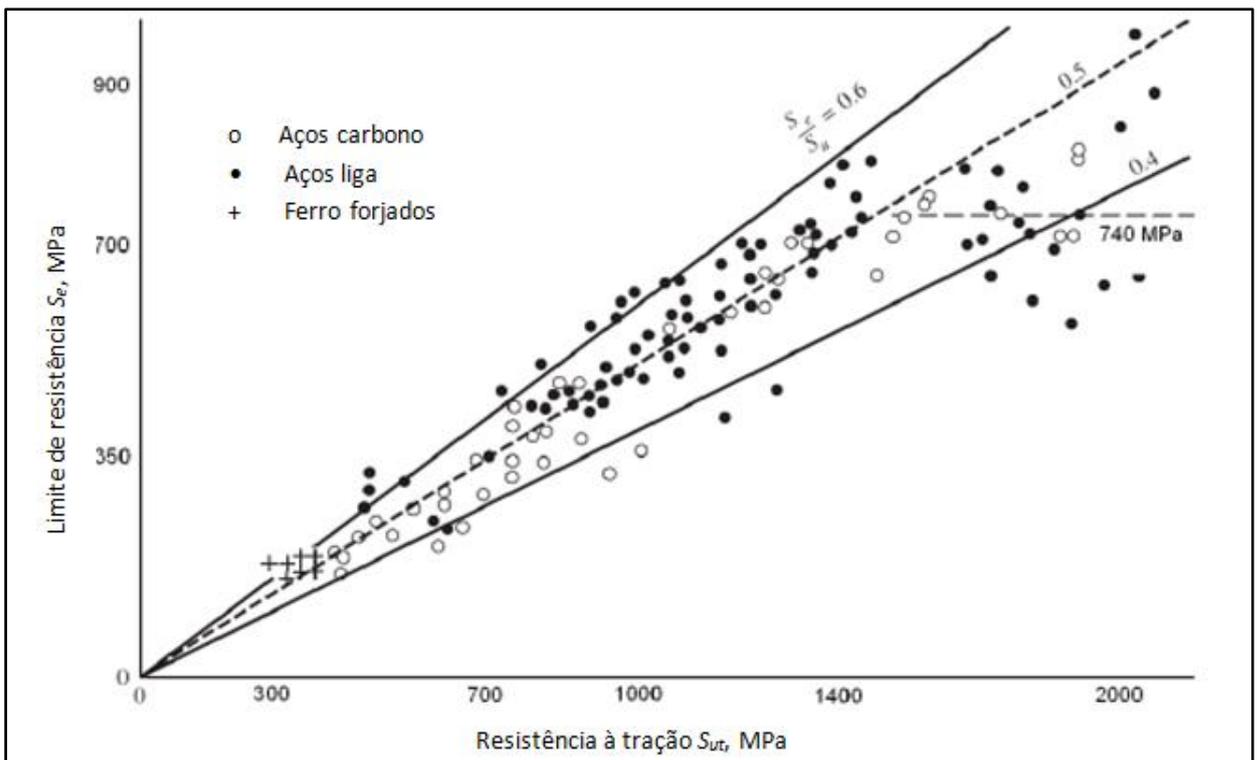
Fonte: Shigley; Mischke; Budynas, (2005).

2.4.4 Resistência à fadiga e o limite de resistência à fadiga

Uma boa maneira de definir a resistência a fadiga de um material é através de diversos ensaios com corpos de prova padronizados para efetuar a construção da curva S-N correspondente a ele, também conhecida como curva de Wöhler. Porém isso nem sempre é possível no ambiente profissional da engenharia, devido a prazos e custos cada vez mais escassos. Para suprir essa necessidade, existem métodos de determinar o limite de resistência à fadiga de um material.

Shigley, Mischke, Budynas, (2005) apresentam um gráfico, onde relacionando os resultado de ensaios com valores de limite de resistência, pela resistência a tração do material, conforme figura 8.

Figura 8 - Limite de resistência *versus* Limite de resistência à tração



Fonte: Shigley, Mischke, Budynas, (2005).

Através das curvas do gráfico é possível observar que a razão entre o limite de resistência pela resistência a tração varia entre 0,4 e 0,6 até o valor aproximado de 1460 Mpa de resistência a tração, que é quando a dispersão dos pontos é maior, sugerindo uma estabilização do valor limite de resistência em 740 MPa. Partindo disso, Shigley, Mischke, Budynas, (2005) sugerem uma aproximação para se determinar o limite de resistência dos materiais como mostram as equações 2.18 e 2.19, em que S_e é o limite de fadiga para vida infinita do material.

$$S_e = 0,540 S_{ut} \quad \text{para} \quad S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \quad (2.18)$$

$$S_e = 740 \text{ MPa} \quad \text{para} \quad S_{ut} \geq 1460 \text{ MPa} \quad (2.19)$$

2.4.5 Representação matemática da curva S-N

Como mencionado anteriormente, além da curva S-N, Wöhler verificou que na maioria das vezes o decréscimo da resistência a fadiga segue uma relação ajustável a uma parábola, formulando assim a equação 2.20.

$$S_f = aN^b \quad (2.20)$$

Onde os coeficientes a e b podem ser extraídos de tabelas ou determinados matematicamente pelo conjunto de equações 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24,

$$b = \frac{\log(\sigma_f/S_e)}{\log(2N_e)} \quad (2.21)$$

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (2.22)$$

$$f = \frac{\sigma_F}{S_{ut}} (2.10^3)^b \quad (2.23)$$

$$\sigma_F = S_{ut} + 345 \quad (2.24)$$

Onde, σ_F é a tensão verdadeira no material e N_e é o número de ciclos para o limite de resistência a fadiga (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005; CASTRO, 2002).

2.4.6 Fatores modificadores da vida sob fadiga

Para obter as curvas de fadiga de um material, diversos corpos de prova padronizados, com dimensões específicas, acabamento superficial e características definidas são ensaiados com carregamentos específicos. Todos os elementos são submetidos às mesmas condições, para ter clareza nos resultados e o mínimo possível de divergências.

Porém na aplicação da engenharia, nem sempre os componentes estão carregados, ou se encontram nas mesmas condições dos elementos ensaiados. Peças com geometrias

complexas, ou mesmo simples, podem sofrer uma considerável interferência e se afastar do comportamento conhecido pela curva S-N do material. Nesse momento é importante conhecer os fatores que levam a esse afastamento. Segundo Shigley, Mischke, Budynas, (2005) os principais fatores que devem ser levados em conta são: fator de superfície k_a , fator de tamanho k_b , fator de carregamento k_c , fator de temperatura k_d , fator de confiabilidade k_e e fator de efeitos diversos k_f . Esses fatores multiplicam a tensão limite de fadiga do material obtida no ensaio padronizado, corrigindo o valor de tensão de fadiga S_e .

Como todos esses efeitos estão ligados diretamente com a modificação do limite de resistência a fadiga do material, pode-se substituir esses fatores por um equivalente k_{eq} que multiplica diretamente a tensão limite de fadiga S_e , resultando na equação 2.25.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e = k_{eq} S'_e \quad (2.25)$$

Além desses fatores, existe ainda o fator concentrador de tensão em fadiga K_F que multiplica diretamente os valores de tensão nominal para se obter a máxima tensão resultante decorrente da irregularidade ou defeitos. A equação de Neuber modificada fornece um valor de K_F segundo a equação 2.26.

$$K_F = 1 + \frac{K_T - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad (2.26)$$

Onde:

\sqrt{a} é definida como a constante de Neuber;

r é o raio do entalhe;

K_T é o fator de concentração de tensão (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

2.4.7 Efeito da tensão média na resistência a fadiga

Quando se cria uma curva S-N para determinado material, as tensões em que o corpo de prova está submetido são tensões uniaxiais reversas, ou seja, a σ_m é nula. Porém na prática, a maioria dos carregamentos não são reversos, ou seja, a tensão média é diferente de zero. Com isso a curva de fadiga do material muda consideravelmente, visto que com o aumento da

tensão média, há uma redução no limite de fadiga e na resistência do material, conforme mostra a figura 9.

Vários critérios procuram representar os resultados experimentais analisando o efeito da tensão média no limite de fadiga. Os critérios mais conhecidos foram propostos por Goodman, equação 2.27, Gerber, 2.28, e Soderberg, equação 2.29.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2.27)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (2.28)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (2.29)$$

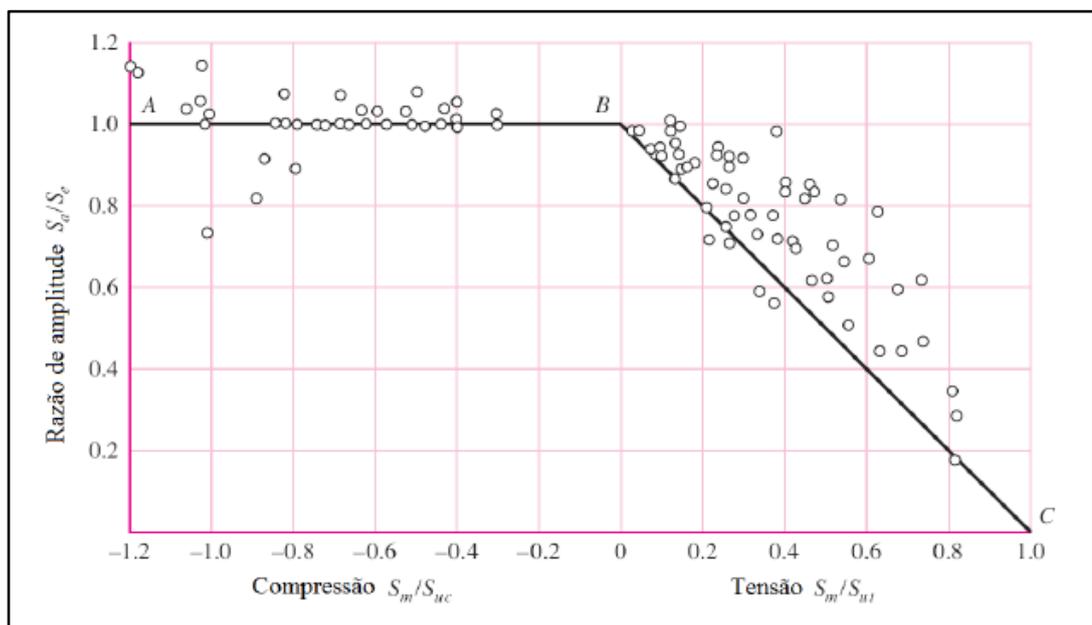
Onde:

S_y : é o limite de escoamento do material;

S_{ut} : é o limite de resistência a tração;

S_e : é a resistência a fadiga do material.

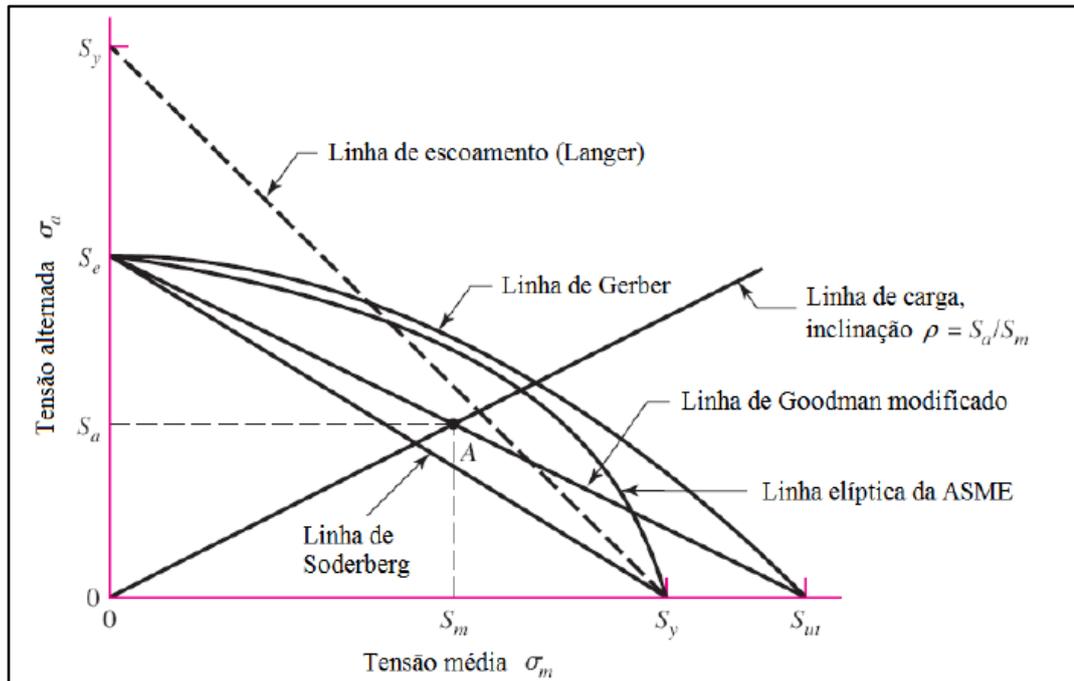
Figura 9 - Influência da tensão média no limite de fadiga dos materiais



Fonte: Shigley, Mischke, Budynas, (2005).

Na figura 10, é possível identificar os critérios citados anteriormente, além de outros utilizados, como Goodman Modificado, ASME e Langer e verificar seu comportamento quando um ponto A é escolhido como ponto limite, com uma tensão alternante S_a e uma tensão média S_m .

Figura 10 - Relação de tensão média e critérios de falha



Fonte: Shigley, Mischke, Budynas, (2005).

2.4.8 Critério de fadiga SWT

Para sequências de carregamento variáveis, com uma predominância de tensões de tração, a abordagem Smith, Watson e Topper (SWT) aproxima muito bem as condições reais do material. Em geral esse modelo fornece ótimos resultados para a maioria dos aços estruturais, podendo ser expresso pela equação 2.30. A vantagem deste método é que além de envolver as mesmas variáveis dos métodos citados não leva em consideração constantes do material.

$$S_f = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a} \quad (2.30)$$

Onde temos $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$.

2.5 TENSÕES MULTIAXIAIS

No campo da engenharia, poucas aplicações sujeitam o componente a tensões em apenas um eixo, ou seja, tensões uniaxiais. Na maioria das vezes as tensões aplicadas a uma peça são em diversos eixos e ao mesmo tempo, por exemplo, um eixo rotativo pode estar sujeito à torção e flexão ao mesmo. Tensões cíclicas, carregamentos combinados e tensões flutuantes todas ocorrendo simultaneamente são exemplos de tensões multiaxiais e que devem ser levadas em conta no momento da análise de fadiga do componente.

2.5.1 Fadiga sob tensões multiaxiais

Considerando que o carregamento cíclico que ocorre no componente tem a mesma frequência em todos os eixos, que estão em fase ou 180° fora de fase um com o outro, e que, não existem tensões estáticas envolvidas, pode-se calcular uma tensão equivalente entre elas, utilizando von Mises, para as tensões principais que ocorrem no elemento. Considera-se nesse caso que as tensões principais dos eixos em fase são positivas e as tensões principais 180° fora de fase são negativas. Assim, com a tensão equivalente de von Mises, aplica-se o procedimento do cálculo de vida sob tensão com curva S-N do material (DOWLING, 2007).

Essa metodologia é bastante utilizada por sua simplicidade, porém sua eficiência para determinação de fadiga multiaxial se resume a poucos materiais e condições de carregamento (DOWLING, 2007).

2.6 CARREGAMENTOS COM AMPLITUDES VARIÁVEIS

Como visto anteriormente, são poucas as aplicações onde as tensões se comportam pura e exclusivamente da maneira apresentada na figura 6. Sendo assim para as análises de fadiga de um componente onde as amplitudes das tensões variam ao longo do tempo, precisa-se de um método mais apropriado e preciso.

2.6.1 Teoria do acúmulo de dano

Castro e Meggiolaro (2002), dizem que o conceito de dano pode ser associado a qualquer perda parcial da funcionalidade de uma peça ou equipamento. Assim, o dano é cumulativo e irreversível. Como os carregamentos reais são complexos, deve-se pensar que cada um dos eventos da carga causa um dano que gasta parte da vida da peça, assim, nas cargas complexas os danos por fadiga podem ser causados por cada uma das variações de amplitude da tensão, quantificadas pela sequência dos seus picos e vales.

A regra de Palmgren-Miner prevê que quando o somatório das frações do dano atingir 100% da vida do componente, o mesmo poderá falhar por fadiga. A equação 2.31 representa essa teoria matematicamente (BRANCO, FERNANDES, CASTRO, 1999).

$$D = \sum \frac{n_n}{N_n} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \dots \dots \dots + \frac{n_n}{N_n} \quad (2.31)$$

Onde:

N : é o número de ciclos com uma determinada amplitude de tensão obtida pelas curvas $S-N$ do material;

n : é o número de ciclos com uma determinada amplitude que aparece em um intervalo de tempo.

Em uma determinada condição de carregamento foram obtidas três amplitudes σ_{a1} , σ_{a2} e σ_{a3} , cada amplitude aparece n_i número de vezes. Relacionando as curvas das tensões com a curva do material, pode-se encontrar o número de ciclos de vida para as amplitudes (N_1 , N_2, N_3). Para que a falha por fadiga não ocorra, quando aplicado a equação 2.31, a soma dos danos não pode ser maior ou igual a 1 (CIAPPARINI, 2012).

Em um componente o carregamento é repetido determinado número de vezes, sendo assim, é conveniente se fazer o somatório do número de ciclos, ou bloco de carregamento, e multiplicar pelo número de repetições necessárias para o dano atingir 100% (ZANOL, 2011). A equação 2.32 simplifica esse procedimento.

$$B_f \left[\frac{n_n}{N_n} \right]_{bloco} = 1 \quad (2.32)$$

Onde:

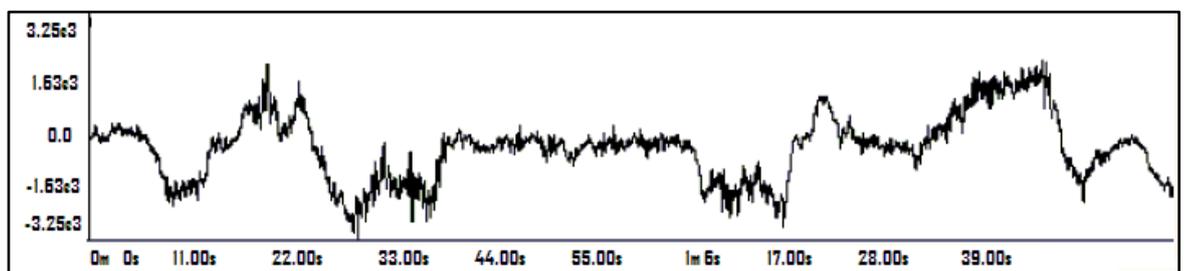
B_f : é o número de repetições do bloco para atingir a falha (DOWLING, 2007).

2.6.2 Método para contagem de ciclos Rainflow

Segundo Ciapparini (2012), é possível estimar a vida por fadiga de um componente utilizando uma medição de tensões flutuantes com amplitudes variáveis ao longo do tempo, porém, é necessário dividir o sinal em níveis de tensões e contar o número de ciclos que eles se repetem. Essa técnica é conhecida como *Rainflow*.

O nome *Rainflow* (fluxo chuvoso em português), é inspirado na queda dos pingos de chuva em telhados, o que ajuda a compreender o método. A análise do método *Rainflow* é feita a partir de um histórico de carregamento, exemplo da figura 12, sobre um componente ao longo do tempo. Esse histórico é conhecido como bloco de carregamento e sua análise tem como resultado um conjunto de relações *S-N* (BRANCO, FERNANDES, CASTRO, 1999).

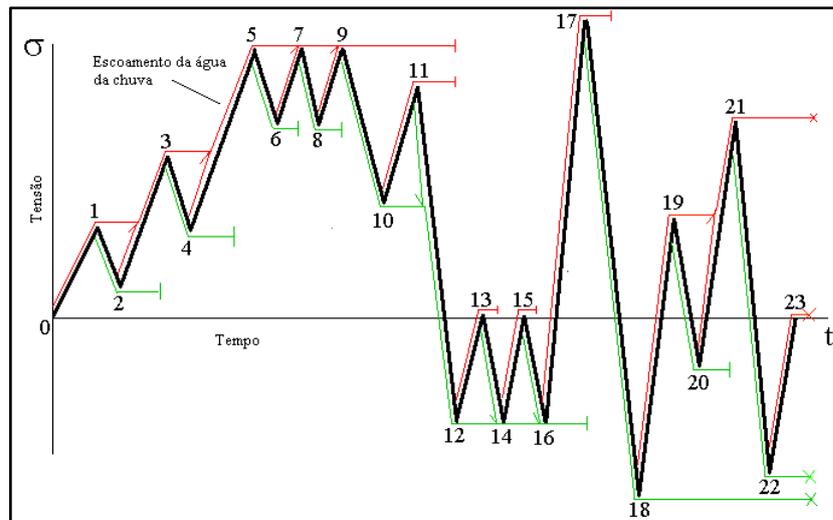
Figura 11 - Carregamento ao longo do tempo



Fonte: Ciapparini (2012).

Para se proceder a contagem de ciclos pelo método *Rainflow* deve-se seguir as seguintes normas que estão representadas na figura 13:

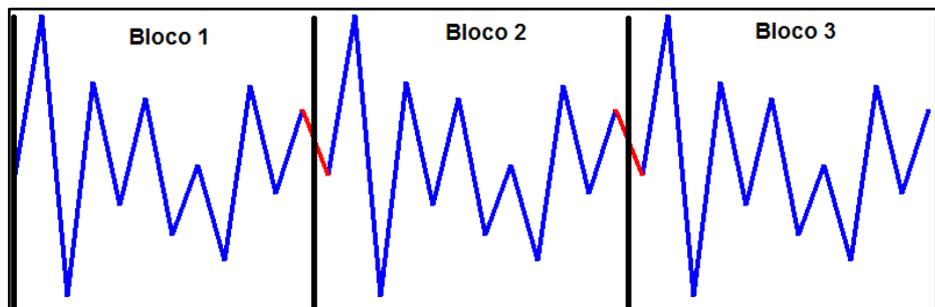
- 1- O fluxo de chuva irá cair do teto iniciando no interior de cada ciclo, quando o fluxo alcançará a borda escoará para baixo;
- 2- O fluxo de chuva é interrompido quando encontra outro fluxo vindo de cima;
- 3- O fluxo de chuva é interrompido quando vai no sentido de um pico de valor máximo mais positivo do que aquele no qual se iniciou;
- 4- O fluxo de chuva é interrompido quando vai no sentido de um pico de valor mínimo mais negativo do que aquele o qual se iniciou.

Figura 12 - Método *Rainflow* para contagem de ciclos

Fonte: Ciapparini (2012).

Os blocos de carregamento geralmente são de curta duração, possuem um tempo limitado e não representam o período total da vida de um componente. Porém, um bloco de carregamento pode ser extrapolado e assumido como representação de toda a vida do componente, repetindo várias vezes o mesmo bloco. Chamando esse processo de extrapolação de histórico de carregamento, Johansson (2001 *apud* Zanol, 2011) obteve resultados satisfatórios quando extrapolou um período curto de medição de tensão em um automóvel e um trem, onde repetiu esse bloco 100 vezes. Os resultados foram satisfatórios principalmente para altos ciclos. A figura 14 mostra uma repetição de blocos de carregamento feita por Johansson (JOHANESSON, 2001 *apud* ZANOL, 2011).

Figura 13 - Bloco de carregamentos repetidos 3 vezes



Fonte: Johansson (2001) *apud* Zanol (2011).

O resultado da aplicação do método *Rainflow* em um bloco de carregamento é uma tabela de valores que relaciona σ_{max} , σ_{min} , σ_a , σ_m e o número de ciclos que cada nível dessas tensões ocorre (n). Com esse resultado, extrai-se o número de ciclos que cada nível de tensão

aparece, aplica-se a regra de Palmgren-Miner, que é comumente usada para esse tipo de análise (BAEK, CHO, JOO, 2008).

2.7 FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS

Componentes e peças podem ser unidas de muitas formas, sendo o processo de soldagem o meio mais comum de efetuar essa ligação entre peças metálicas. Por se tratar de uma junta amplamente usada que interfere diretamente nas propriedades do material e comportamento do componente, é de suma importância levar isso em consideração na hora de analisar a fadiga na junta.

A soldagem em si é um processo complexo que pode resultar em uma ampla gama de valores para resistência a fadiga. Estes valores estão normalmente associados à qualidade de execução da solda e ao tipo de junta (STEPHENS *et al*, 2001).

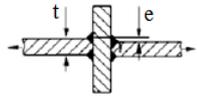
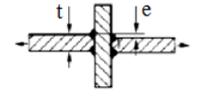
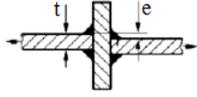
Uma vez que uma peça é soldada, suas propriedades na região da junta são afetadas termicamente pelo processo, tendendo a uma redução da resistência dessa região. É conhecido que um conjunto de peças tende a falhar na região da solda. Para ajudar a prever essa falha e garantir uma estrutura, normas foram criadas para orientação de projetos e estudos do comportamento de equipamentos e componentes, uma delas é a IIW 1823-07 que é um conjunto de recomendações para juntas soldadas das mais diversas formas.

2.7.1 IIW 1823-07

Conforme comentado anteriormente, o documento IIW 1823-07: “*Recommendations for fatigue design of welded joints and components*”, do IIW – “*International Institute of Welding*”, tem por objetivo fornecer uma base para o projeto e análise de componentes soldados submetidos a carregamentos flutuantes, de modo a evitar falhas por fadiga. Este documento possui recomendações e orientações para diferentes tipos de juntas soldadas para aços com limite de escoamento de até 960 MPa, trazendo também conjuntos de curvas S-N para as mesmas juntas soldadas.

Na figura 15 tem-se a exemplificação da classificação de alguns tipos de junta soldadas conforme descrito no documento.

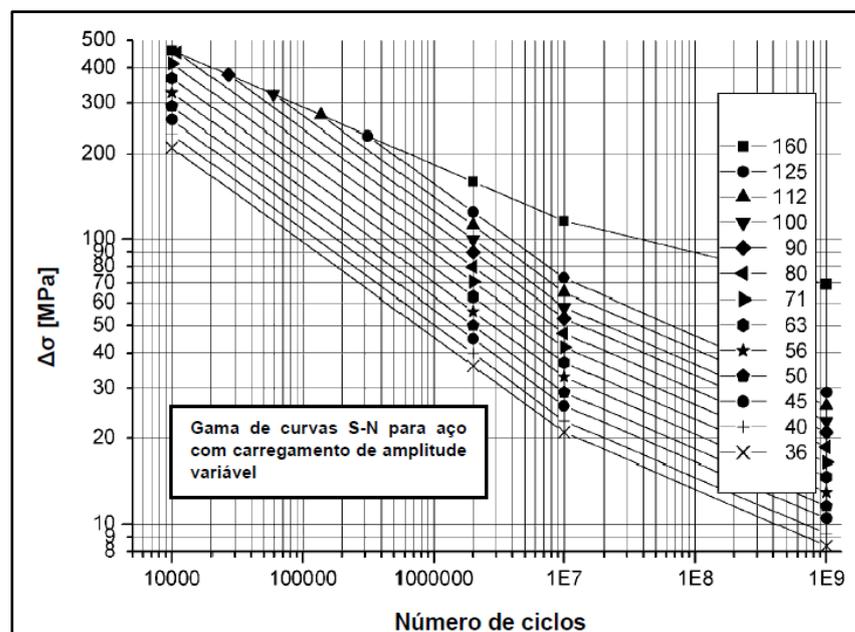
Figura 14 - Classificação de juntas soldadas conforme IIW 1823-07

No	Detalhe estrutural	Descrição St. = aço; Al. = alumínio	FAT St.	FAT AL.	Requerimentos e observações
400	Juntas cruciformes ou T				
411		Junta cruciforme ou em T, solda de topo, penetração total, falha potencial na extremidade da junta. Juntas em T unilaterais e cruciformes sem desalinhamento.	80 90	28 32	Recomendável garantir que a chapa intermediária foi verificada contra susceptibilidade ao escoamento lamelar. Desalinhamento de <15% da espessura da chapa primária em juntas cruciformes.
412		Junta cruciforme ou em T, solda de topo, penetração total, falha potencial na extremidade da junta. Juntas em T unilaterais e cruciformes sem desalinhamento	71 80	25 28	Recomendável garantir que a chapa intermediária foi verificada contra susceptibilidade ao escoamento lamelar. Desalinhamento de <15% da espessura da chapa primária em juntas cruciformes.
413		Junta cruciforme ou em T, cordão com penetração parcial, falha potencial na extremidade da junta. Juntas em T unilaterais e cruciformes sem desalinhamento	63 71	22 25	Recomendável garantir que a chapa intermediária foi verificada contra susceptibilidade ao escoamento lamelar. Desalinhamento de <15% da espessura da chapa primária em juntas cruciformes. Deve ser tratada como o caso 414.
414		Junta cruciforme ou em T, cordão com penetração parcial, incluindo juntas toe ground, falha potencial na raiz da junta. Para $a/t \leq 1/3$.	36 40	12 14	Análise baseada na tensão na garganta da cordão de solda: $\sigma_w = F / \sum (a_w * l)$ * L = comprimento do cordão * Também deve ser tratada como o caso 412 ou 413.

Fonte: adaptado de IIW 1823-07 (2008).

Cada classificação apresenta um valor de FAT (classe de fadiga), que corresponde a tensão de fadiga em MPa equivalente a uma vida de 2 milhões de ciclos. Para a maioria das curvas S-N baseadas na tensão normal, assume-se que sua inclinação é igual a 3 (exceto FAT 160, inclinação igual a 5), até o valor de $N=10^7$. A partir deste ponto, para fadiga de amplitude variável, uma inclinação da curva igual a 5 é considerada. A figura 16 mostra a gama de curvas de fadiga para aços submetidos a cargas de amplitude variável (Motter, 2015).

Figura 15 - Gama de curvas de fadiga conforme IIW 1823-07.



Fonte: Motter (2015).

As curvas S-N do gráfico são representadas conforme a equação 2.33, que relaciona o número de ciclos com a tensão de fadiga correspondente.

$$N = \frac{C}{S_f^m} \quad (2.33)$$

Onde C é a constante da curva S-N e m é o valor da inclinação.

2.8 EXTENSOMETRIA

Como visto anteriormente, para calcular a vida sob fadiga de um componente qualquer, fiz-se uso das tensões aplicadas sobre esse componente que podem, ou não, ser detectadas facilmente. Na aplicação da engenharia, dificilmente pode-se calcular diretamente as tensões desenvolvidas sobre um corpo, tamanha a complexidade geométrica e variações de carregamentos. Assim, para facilitar a aquisição dos dados necessários, faz-se uso da extensometria.

A extensometria é uma técnica que utiliza células de carga para obter informações e monitorar as deformação e tensões às quais um corpo é exposto. Existem vários tipos de sensores responsáveis por essa análise, tendo como mais utilizados os sensores elétricos conhecidos como *strain gage*.

2.8.1 Extensômetro elétrico

O extensômetro é baseado no fato de que os metais mudam sua resistência elétrica quando sofrem uma deformação (ANDOLFATO, CAMACHO, BRITO, 2004). Linearmente a resistência do filamento varia com a deformação aplicada. Aplicando essa teoria, pode-se escrever a equação 2.34 para obtenção do fator de sensibilidade K , que nada mais é do que um fator adimensional que age como um amplificador das micro deformações do material.

$$\frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta R}{R} \rightarrow K = \frac{\Delta \Omega / \Omega}{\Delta L / L} \quad (2.34)$$

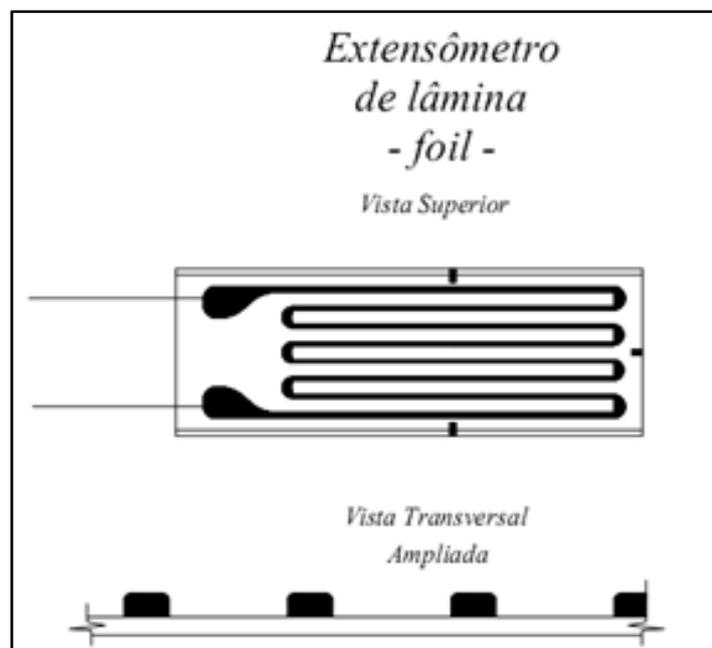
Onde:

ΔL : é a deformação no extensômetro.

$\Delta \Omega$: é a variação da resistência no extensômetro.

Também conhecido como *strain gage*, o extensômetro elétrico é constituído por uma grade metálica sensível, ligada a uma base que se cola à peça ou estrutura, que se deseja monitorar. O tipos de básico de *strain gages* mais utilizado atualmente é o *Foil gage* que é um extensômetro de película, apresentado na figura 17.

Figura 16 - Extensômetros elétricos

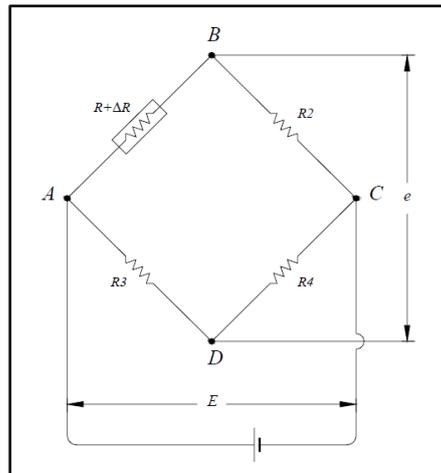


Fonte: Disponível em <www.nepae.feis.unesp.br>, acesso em 23 de maio de 2015.

2.8.2 Ponte de Wheatstone

Circuitos elétricos especiais são empregados para medidas de deformação com extensômetros montados em corpos de prova, ou seja, para medir as variações de resistência dentro de um circuito elétrico. O circuito é geralmente chamado de *ponte de Wheatstone*, figura 18. Esse circuito é o mais usado, pois apresenta maior precisão para medidas de pequenas variações de resistência. A deformação no componente provoca uma variação da resistência do extensômetro e conseqüentemente um desbalanço que é captado pelo circuito e convertido em variação de tensão.

Figura 17 - Ponte de Wheatstone



Fonte: Andolfato, Camacho, Brito (2004).

2.8.3 Aquisição de sinais

As medições de deformação utilizando extensômetros elétricos, como mencionado anteriormente, sofre uma deformação que resulta em uma variação de resistência elétrica, ou seja, faz a transformação de um fenômeno físico em um sinal elétrico. Esse sinal elétrico é amplificado e mostrado para usuário.

O fenômeno físico da deformação é transformado em um sinal elétrico (análogo) pelo extensômetro de resistência elétrica. Esse sinal é transmitido por cabos elétricos até um amplificador de sinais e enviado para um conversor A/D. Esse conversor transforma o sinal analógico em digital, podendo assim ser interpretado e manipulado por um microcomputador. O microcomputador, usando um software específico, manipula os sinais e faz a comunicação entre o sistema e o usuário (PAULINO, 2007).

2.9 PERFIS DE PISTA

Testes laboratoriais e metodologias de cálculo nem sempre conseguem reproduzir, fielmente, as condições dos elementos envolvidos no seu campo de trabalho. Da mesma maneira um veículo que é testado numericamente pode não estar submetido às mesmas cargas ou condições de uso para as quais foi proposto o cálculo.

Nazareno *et al* (2013) ao analisarem a vibração gerada por diferentes perfis de pista sobre a carga de um veículo, verificou que a vibração transferida em uma via de

pavimentação asfáltica é maior se quando comparada ao mesmo transporte em uma estrada de terra. Segundo Nazareno et al, 2013, isso se dá ao fato do veículo imprimir maiores velocidades em estradas asfaltadas, enquanto nas estradas de chão batido o motorista reduz a velocidade e dirige com mais cuidado.

Para a exata percepção dos resultados, é importante definir quais as condições que o componente está submetido na sua aplicação real. Para isso, é importante definir, no caso de estudos veiculares, qual o tipo de perfil de pista em que o veículo irá trafegar, pois cada perfil trará esforços característicos.

Nardello (2005, *apud* Ciapparini, 2012) classificou os principais tipos de perfil de pistas em que os veículos estão submetidos, sendo eles de pavimentação asfáltica, paralelepípedo e estrada de chão batido. Pistas de pavimentação asfáltica, conforme figura 19, são utilizadas mundialmente para cobertura de grandes rodovias, estacionamentos e etc. Seu perfil é composto por várias camadas e possui um tratamento controlado de alta resistência, que permite baixas rugosidades, porém, se estiver em estado de má conservação ou, com manutenção inadequada, geram impulsos nas suspensões dos veículos, excitando uma grande quantidade de frequências na estrutura dos mesmos (CIAPPARINI, 2012).

Figura 18 - Pavimentação asfáltica



Fonte: Autor (2015).

Por outro lado, estradas de paralelepípedos, como a mostrada na figura 20, são um exemplo tipicamente urbano, formadas por pedras de dimensões muitas vezes variadas e colocadas de forma manual. Esse tipo de pavimento possui alta rugosidade e produz sinais com elevadas frequências e baixas amplitudes, sendo encontrado em muitas cidades no Brasil (CIAPPARINI, 2012).

Figura 19 - Pavimentação com paralelepípedos



Fonte: Autor(2015).

Por fim as estradas de chão batido, figura 21, podem ser encontradas geralmente em pequenas cidades, ou no interior do Brasil e caracterizam o tipo mais abundante de pista que existe no país. Seu perfil não recebe nenhuma cobertura, sendo assim, são compostas por rugosidade aleatória de amplitudes variáveis (CIAPPARINI, 2012).

Figura 20 - Estrada de chão batido



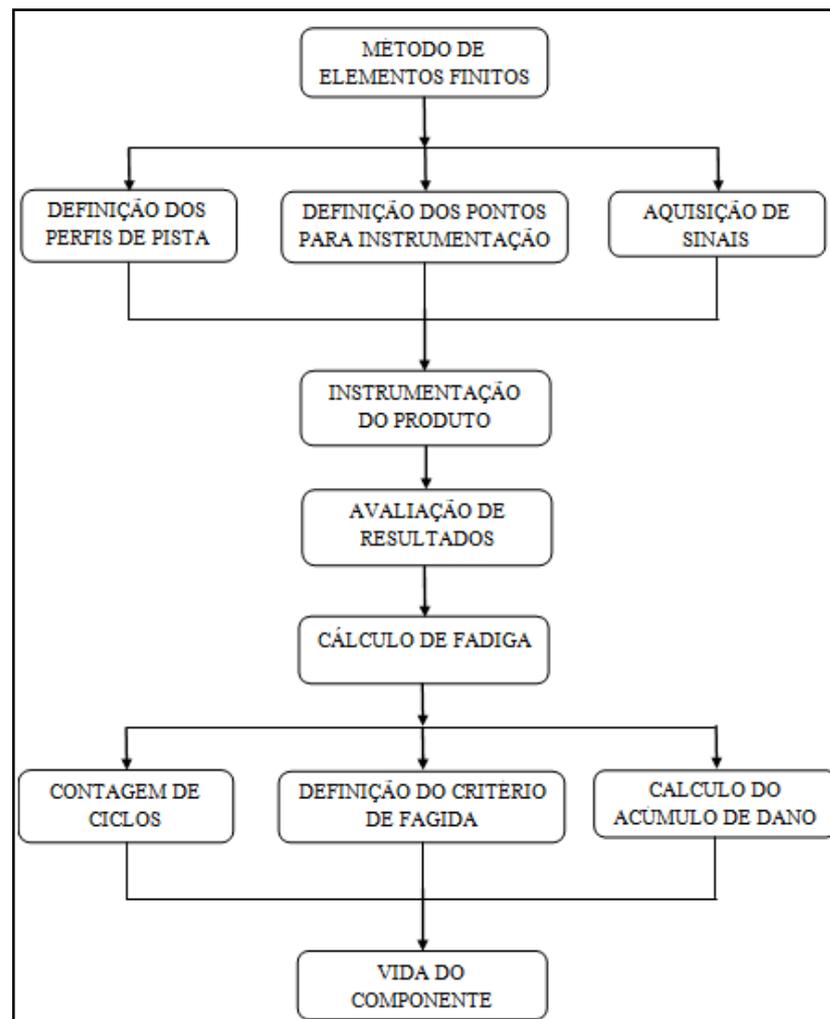
Fonte: Autor (2015).

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Como visto no capítulo 1, este trabalho de conclusão de curso tem por objetivo geral estimar a vida sob fadiga de um novo conceito de travessa do chassi semirreboque bobineiro carga seca, quando submetido a diferentes perfis de pista. Para isso, no capítulo 2, foi feita uma breve revisão bibliográfica de conceitos importantes da mecânica, visando o completo entendimento e desenvolvimento da proposta.

Neste capítulo, é abordado o desenvolvimento do método para estimar a vida em fadiga do componente, partindo de uma análise realiza no MEF por Oliveira (2013). São discutidas as formas de desenvolvimento deste trabalho, os materiais utilizados e os procedimentos experimentais envolvidos. A figura 22 mostra a sequência da metodologia utilizada para alcançar o objetivo final do trabalho.

Figura 21 - Método de trabalho utilizado.



Fonte: Autor (2015).

3.1 DESCRIÇÃO DO PRODUTO

Conforme comentado no capítulo 1, o semirreboque bobineiro carga seca, apresentado na figura 23, é um produto versátil pois atende ao transporte dos mais diversos materiais, transportando desde paletes e sacarias até produtos siderúrgicos, como bobinas de aço. Além dessa diversidade de cargas, o mesmo pode transitar nos mais diversos tipos de pavimentos, alternando consideravelmente os esforços do chassi.

Figura 22 - Semirreboque bobineiro carga seca



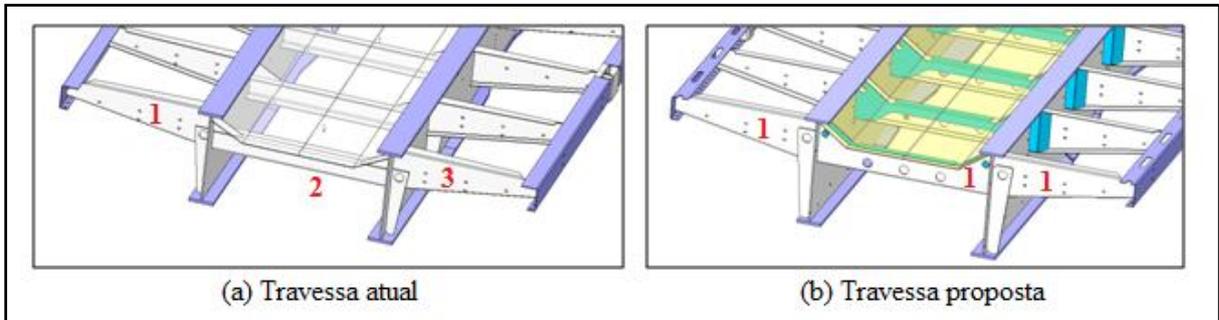
Fonte: Oliveira (2013).

Para atender a esse leque de aplicações o chassi bobineiro é desenvolvido levando em conta a situação mais severa, que é a condição exercida no transporte de bobinas de aço. Essa aplicação é caracterizada pela carga concentrada sobre o chassi, transferindo um grande peso e esforço em locais pontuais da estrutura. Sendo assim, o chassi do semirreboque bobineiro deve ter uma estrutura capaz de suportar os esforços transferidos por essas cargas pontuais nos mais diferentes perfis de pista em que possa transitar.

Atualmente, o conceito de travessamento do chassi, apresentado na figura 24(a) é composto de travessa interna, representado com número 2, e duas mão francesas, componentes 1 e 3, sendo que todas as peças são soldadas na viga do produto. A proposta é substituir esses três componentes por um componente passante entre as vigas, aumentando assim a produtividade e repetibilidade na linha de montagem. Como alternativa, foi proposto

o modelo de travessa passante apresentado na figura 24(b). Na figura 25 é possível identificar o novo conceito de travessa já em produção.

Figura 23 - Modelos simplificados de travessa.



Fonte: Autor (2015).

Figura 24 - Produção do chassi com novo conceito de travessa



Fonte: Autor (2015).

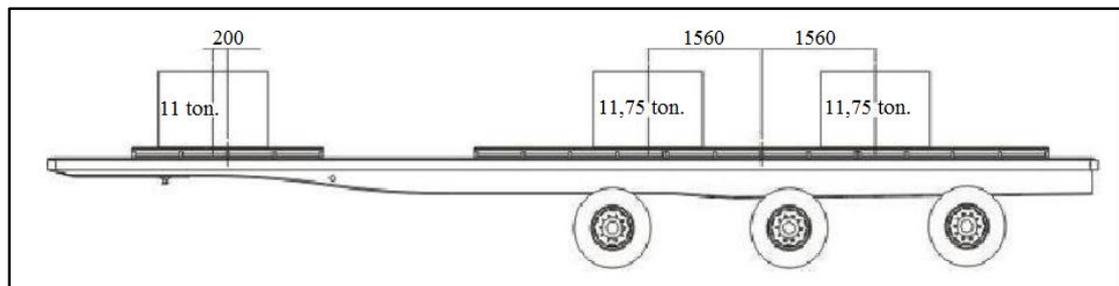
3.2 CONCEITO DE TRAVESSA PASSANTE

Como alternativa ao processo atual de travessamento do chassi do semirreboque bobineiro carga seca, Oliveira (2013) propôs a substituição da mão francesa por travessa passante, conceito apresentado anteriormente. O autor mostrou a expectativa de ganho da empresa com a implementação desse conceito, aumentando a produtividade em cerca de duzentos por cento.

Para análise da estrutura proposta, foi efetuada a aplicação do MEF com condições de contorno já conhecidas e aplicadas pela empresa Randon Implementos e Participações S/A no desenvolvimento de seus projetos. Para o produto, foi considerado um tipo de carregamento

típico de implementos que transportam produtos siderúrgicos, sendo 3 bobinas de aço ao longo do produto, conforme a figura 26, tendo-se assim a distribuição de cargas e peso conforme a norma de trânsito brasileiro. A matéria prima para fabricação da travessa respeita as propriedades apresentadas na tabela 1. O implemento utilizado para as análises do MEF foi o semirreboque bobineiro carga seca 14,50 m com eixos distanciados, conhecidos como suspensão 01+01+01. Esse produto foi produzido em caráter de protótipo para validação do novo conceito de travessa, validação essa que passa desde a parte de impactos de produção, linha de montagem e verificação de vida dos componentes e regiões críticas do chassi.

Figura 25 - Carregamento do produto.



Fonte: Oliveira (2013).

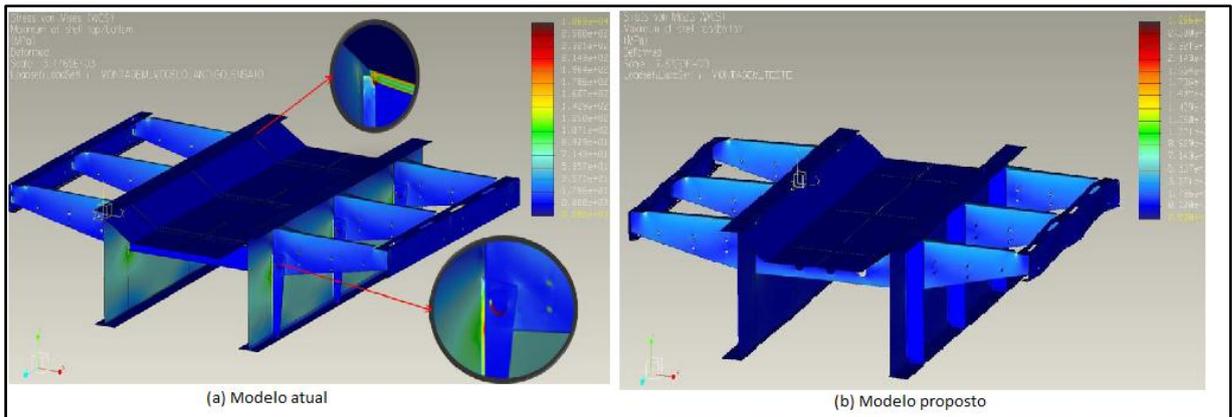
Tabela 1 - Propriedades do material

Densidade	Tensão de escoamento	Limite de resistência a tração	Alongamento
7,85 g/cm ³	250 MPa	400 a 520 MPa	22%

Fonte: Randon (2015).

Além da análise completa do chassi, Oliveira (2013) efetuou a análise de cada modelo de travessa separadamente para obter um comparativo do efeito do carregamento. Como resultado observou-se que, em determinadas regiões, o modelo proposto apresentou um aumento de tensão, porém, em regiões críticas como suspensão e pino rei, o chassi teve uma diminuição dos valores de tensão devido ao aumento da rigidez. Na figura 27, pode-se observar o comparativo entre os dois modelos simplificados da travessa, o atual (a) e o proposto (b).

Figura 26 - Comparativo entre modelo de travessa.



Fonte: Adaptado de Oliveira (2013).

Como conclusão Oliveira (2013), verificou uma condição satisfatória para produção do protótipo do semirreboque bobineiro carga seca com travessas passantes, porém, suas análises mostraram pontos de concentração de tensão que devem ser submetidos a uma análise de fadiga para validação e produção em série do produto. A proposta deste trabalho se faz em cima dessa condição de concentração de tensão no novo modelo.

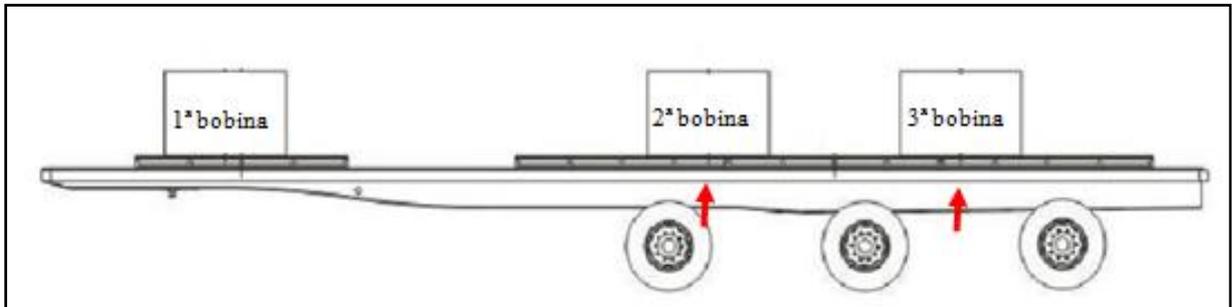
3.3 DEFINIÇÃO DOS PONTOS PARA INSTRUMENTAÇÃO

A empresa fabricante do implemento rodoviário, através de Oliveira (2013), efetuou as análises numéricas do modelo de travessa proposto para o chassi do semirreboque. Partindo dessas análises é possível definir os pontos de maior solicitação mecânica do componente bem como as regiões do produto que mais sofrem tensão. Para a simulação numérica Oliveira (2013) utilizou o software ABAQUS/CAE, que é uma ferramenta utilizada na aplicação do MEF e tem como resultado a geração de um diagrama de cores indicando a tensão que está sendo exercida em cada ponto do componente analisado.

Para efetuar a coleta de dados utilizando extensômetros uniaxiais, é importante definir o sentido da tensão máxima que é aplicada na região em que se deseja efetuar a análise. A definição de qual travessa deve ser selecionada para a instalação dos extensômetros se dá através da interpretação da análise numérica. Na análise realizada por Oliveira (2013), as travessas centralizadas à segunda e terceira bobinas de aço aparecem como sendo as que sofrem maior carga de tensão, pontos indicados na figura 28. Nessas duas travessas é

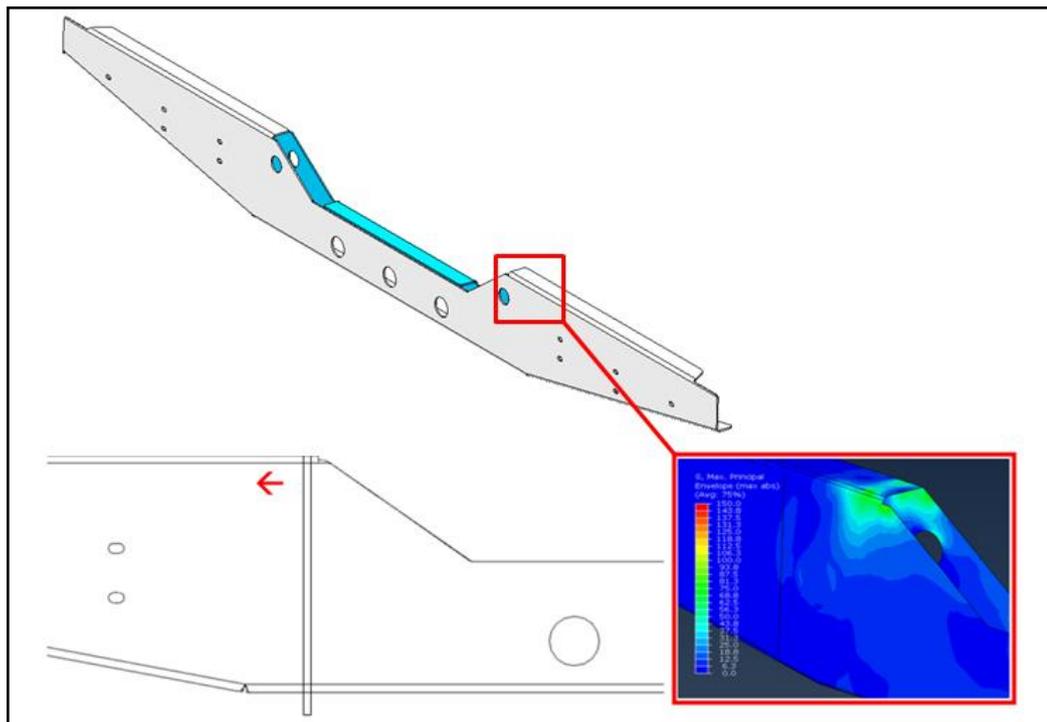
identificada uma região de tensão elevada próxima a sua dobra e em contato com a alma do chassi, como mostra a figura 29.

Figura 27 - Pontos para instrumentação



Fonte: Autor (2015).

Figura 28 - Tensão na travessa.



Fonte: Autor (2015).

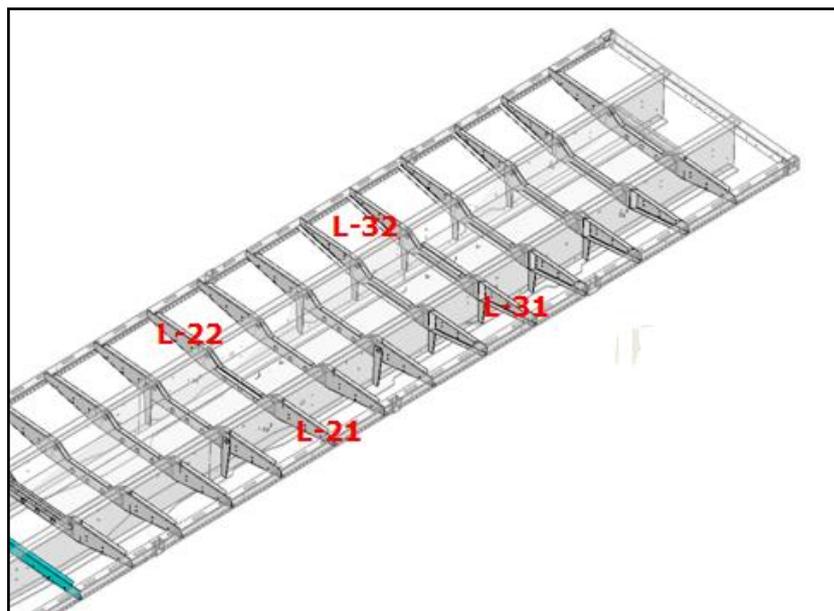
Na região indicada pela figura anterior, tanto do lado direito quanto do lado esquerdo do chassi, quando observado a partir da traseira, serão colados extensômetros uniaxiais para detecção das amplitudes de deformação na posição marcada pela flecha “←” e respeitando a identificação apresentada no quadro 1, conforme figura 30.

Quadro 1 - Identificação dos pontos para instrumentação

Posição da Travessa	Identificação
Centro 2ª Bobina Lado esquerdo produto	L – 21
Centro 2ª Bobina Lado Direito produto	L – 22
Centro 3ª Bobina Lado Direito produto	L – 31
Centro 3ª Bobina Lado Direito produto	L – 32

Fonte: Autor (2015).

Figura 29 - Posição dos extensômetros

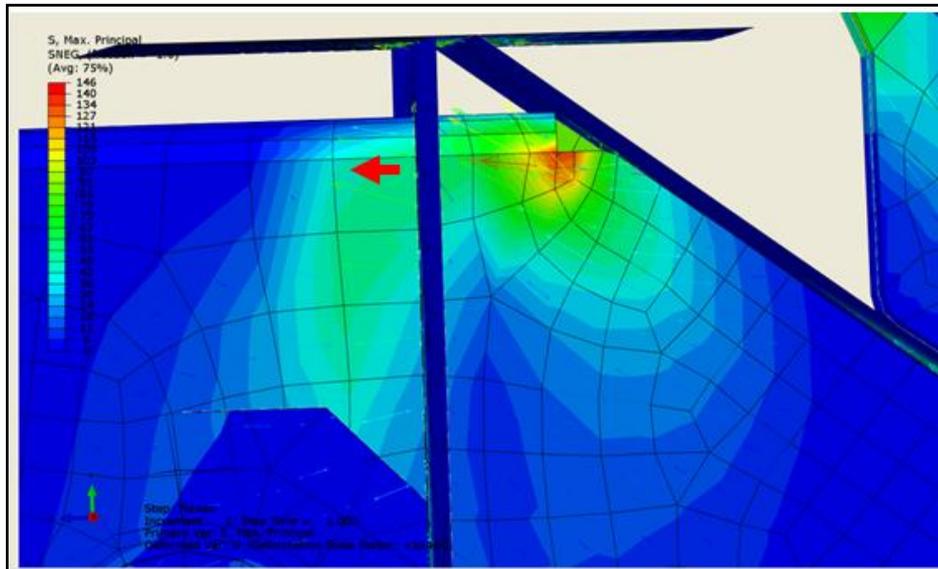


Fonte: Autor (2015).

Visando a melhor utilização do extensômetro uniaxial deve-se verificar a direção da máxima tensão principal que age sobre o ponto. Para a estimativa dessa direção, apresenta-se a figura 31, que mostra o sentido em que o extensômetro deve ser colado. Como a maior tensão se deu na região interna da viga, onde não há acesso para a colagem do extensômetro, o mesmo será colado na parte externa. Porém a tensão exercida nesse ponto é menor do que a verificada na parte interna, sendo assim, através do modelo numérico foi possível verificar um fator de 1,2 como diferença de tensão que age sobre o ponto externo do interno. Sendo assim,

para avaliar a vida em fadiga, toda tensão lida pelos *strain gages* será multiplicada por 1,2 a fim de corrigir a região de maior sollicitação.

Figura 30 - Direção da máxima tensão principal na travessa.



Fonte: Autor (2015).

3.4 INSTRUMENTAÇÃO DO PRODUTO

Primeiramente, para a geração dos sinais foram definidos os perfis de pista em que o semirreboque bobineiro carga seca mais roda. Como histórico de aplicação do produto, tem-se pavimentação asfáltica como sendo a principal aplicação, porém, não é raro rodar com esse produto em estradas pavimentadas com paralelepípedos ou até mesmo de chão batido. Dessa forma foi definido que os testes levarão em conta esses três tipos de pista.

Para a coleta dos sinais gerados pelas pistas escolhidas para o teste e obtenção do histórico de carregamento sobre os pontos definidos para análise, foi utilizada a técnica experimental de extensometria, com extensômetros uniaxiais marca HBM. O uso de extensômetros uniaxiais se deve ao limitante de equipamentos disponíveis para o teste. Mesmo sabendo que para uma melhor coleta de dados é indicada a utilização de extensômetros triaxiais, será considerada apenas a maior tensão que age sobre o ponto, utilizando assim os extensômetros uniaxiais colados nas posições indicadas anteriormente e seguindo as seguintes etapas:

- a) desengraxamento da superfície através de acetona ou produtos próprios para extensometria;
- b) abrasão da superfície, removendo substâncias aderentes como tintas e coberturas galvanizadas, além de fornecer uma rugosidade adequada para o processo;
- c) traçado as linhas de referência para orientação dos “*strain gages*”;
- d) condicionamento químico, onde é retirado qualquer vestígio de óxido e sujeiras;
- e) colagem do extensômetro, seguindo o procedimento específico para tipo de adesivo aplicado.

Após a colagem dos extensômetros, os terminais e cabos elétricos foram soldados, e finalizando o processo, foi aplicada uma proteção contra umidade, temperaturas externas e pressões mecânicas sobre o “*strain gage*”. A Tabela 2 mostra o modelo e as características dos extensômetros utilizados.

Tabela 2- Características dos extensômetros

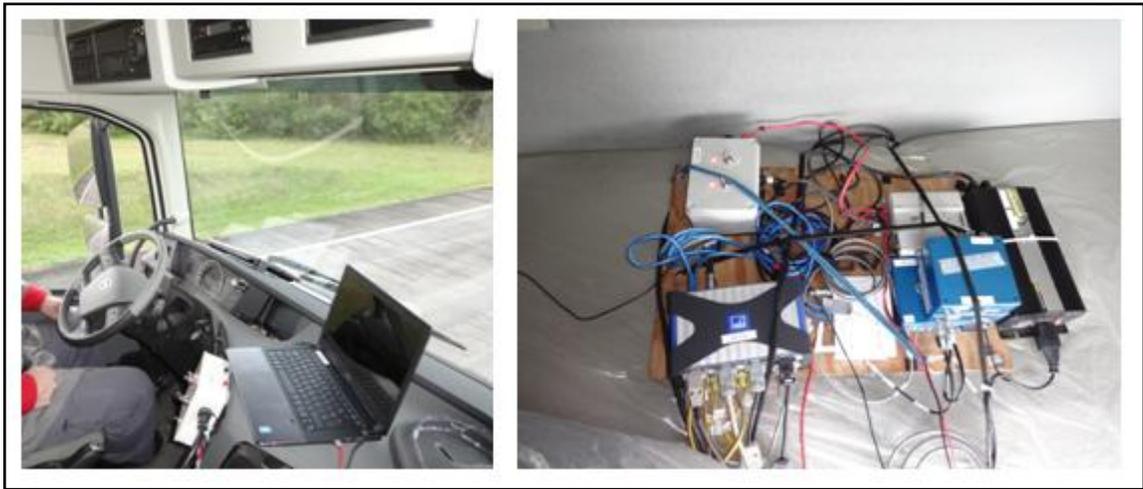
EXTENSÔMETRO UNIAXIAL	
Modelo	1-LY41-3/120
Fator de sensibilidade	$\pm 1\%$
Comprimento	8 mm
Largura	4 mm
Resistência	120 Ω

Fonte: Disponível em < <http://www.hbm.com>>, acesso em 19 de outubro de 2015.

Os equipamentos utilizados para a leitura das informações podem ser identificados na figura 32, sendo eles:

- Notebook Dell Latitude;
- Software de aquisição e análise de dados CATMAN AP;
- Sistema de aquisição de dados MGC Plus, Marca HBM;
- Strains Gage LY41-3/120 – HBM;

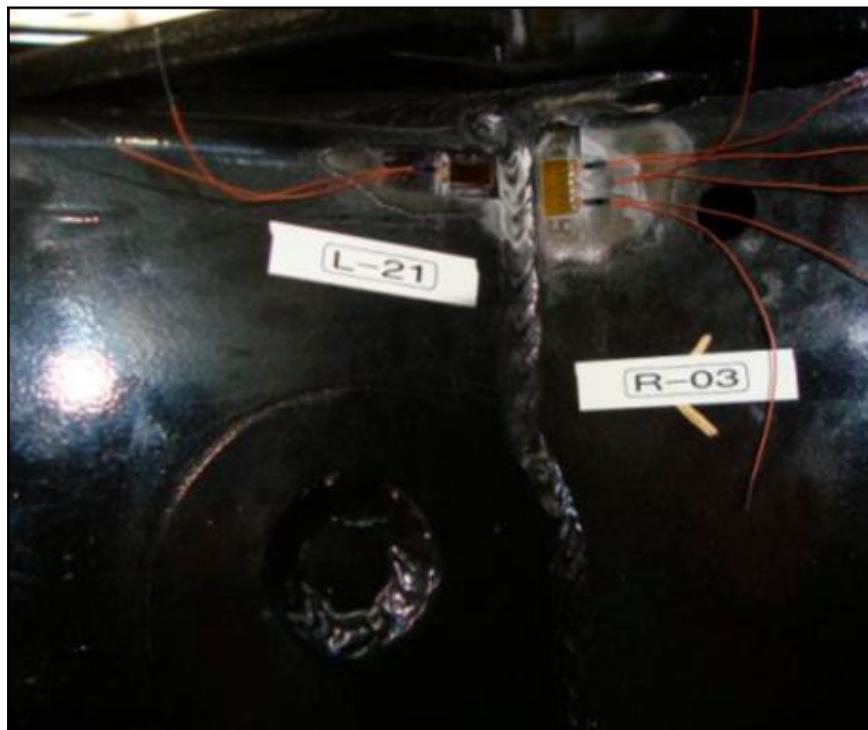
Figura 31 - Equipamento de leitura.



Fonte: Autor (2015).

Todos os extensômetros foram ligados em $\frac{1}{4}$ de ponte de Wheatstone. Na figura 33, pode-se identificar o extensômetro colado na região da travessa passante conforme definido anteriormente, representando o lado esquerdo do chassi. A mesma posição foi adotada para o lado direito do chassi e em ambas as travessas analisadas.

Figura 32 - Extensômetro região da travessa.



Fonte: Autor (2015).

3.5 MEDIÇÃO DAS DEFORMAÇÕES

Para a geração dos sinais, o implemento foi carregado com três bobinas de aço representando a condição mais crítica de utilização do produto. As bobinas de aço foram pesadas e respeitando a disposição e peso definidos na figura 26 foram fixadas nos locais adequados do chassi. Pode-se identificar o carregamento do produto através da figura 34.

Figura 33 - Carregamento do implemento.



Fonte: Autor (2015).

Após o carregamento, o produto foi submetido à rodagem nas pistas especiais do Campo de Provas das empresas Randon, descrito no primeiro capítulo. Para geração dos dados, foram utilizadas três passagens em cada um dos trechos, sendo estes, o de chão batido e a pista pavimentada com paralelepípedos, mostrada na figura 35. Cada passagem respeitou uma velocidade de 30 a 40 km/h que representa a velocidade desenvolvida nesses trechos quando o produto se encontra em operação.

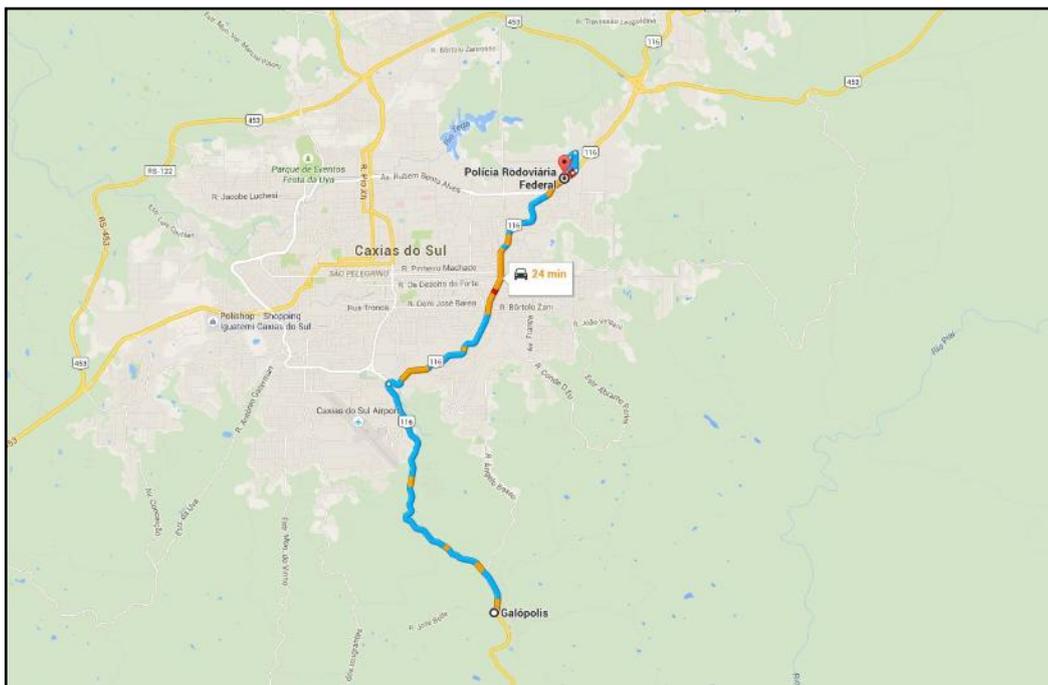
Figura 34 - Rodagem em paralelepípedo



Fonte: Autor (2015).

Já a pista de pavimentação asfáltica foi definido um trecho de rodovia da região da cidade de Caxias do sul/RS, que compreende a BR 116 entre a Polícia Rodoviária Federal e o distrito de Galópolis, identificado na figura 36. Esse trecho foi escolhido por ter um tráfego diário desse tipo de implemento.

Figura 35 - Trecho de pista em asfalto

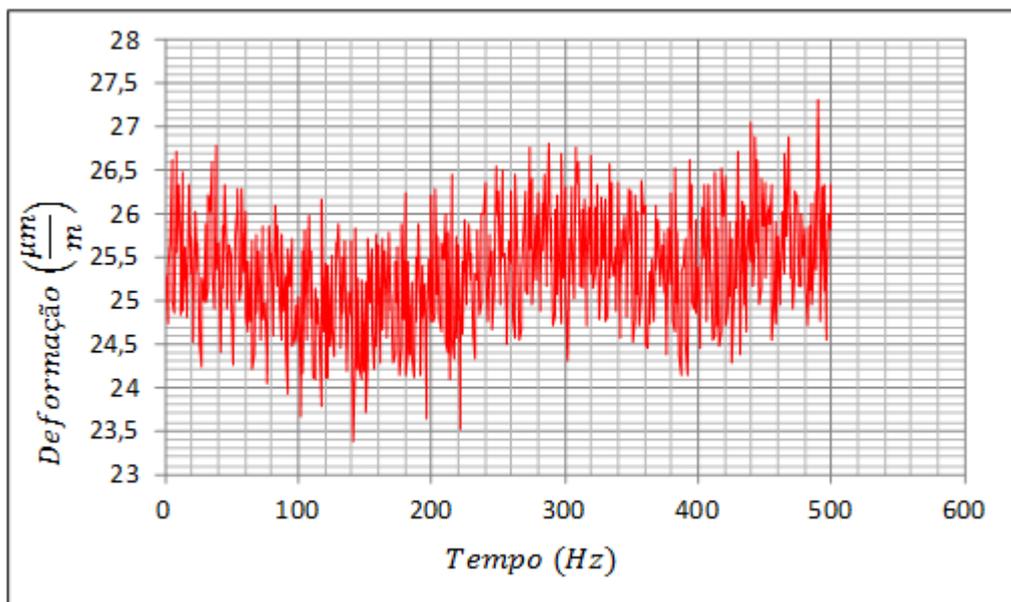


Fonte: Disponível em <www.google.com.br/maps>, acesso em 16 de novembro de 2015.

3.6 TRATAMENTO DE SINAL

Como resultado do tráfego nas diferentes pistas, durante o teste obtêve-se um histórico de carregamento ao longo do tempo. A figura 37 mostra o histórico do carregamento em um intervalo selecionado aleatoriamente durante a coleta de dados no perfil de pavimentação asfáltica.

Figura 36 - Histórico de dados em passagem com pista asfáltica.



Fonte: Autor (2015).

Estes valores de deformação ao longo do tempo foram tabulados em uma planilha do *software* EXCEL e, utilizando as teorias apresentadas no capítulo 2, obtiveram-se, valores da tensão principal para cada instante. Com os valores das tensões, foi aplicado o método de contagem de ciclos *Rainflow*, utilizando o *software* J-RAIN. Como resultado, obtiveram-se valores de tensão máxima e mínima para cada ciclo do histórico, permitindo o cálculo da tensão média e alternada, aplicando-se, neste momento, o fator concentrador de tensão de acordo com as referências apresentadas anteriormente. A seguir serão utilizados, dois critérios para calcular a tensão de fadiga correspondente, Goodman modificado e SWT, possibilitando a comparação para fim de avaliações.

A partir destes dados e da curva de fadiga, aplicou-se a teoria do acúmulo de dano (Equação 2.31). Considerando cada ensaio como um bloco de carregamento, determinou-se o dano causado por cada bloco, associando-os a distância percorrida.

3.7 GERAÇÃO DOS RESULTADOS

Para atingir o objetivo geral será relacionado o número de ciclos do teste de campo com a distância percorrida no teste. Através da equação 3.1 é possível relacionar o dano causado por cada trecho analisado com a possível distância percorrida até a falha. Essa relação leva em conta a extrapolação dos dados coletados até que o dano atinja o valor de 1. Assim, é definido considerando os parâmetros da empresa, se o componente terá a vida esperada e pode ser produzido em série, ou o componente deve sofrer alterações no projeto.

$$\text{Distância até falha} = \left(\frac{1}{D}\right) \times s \quad (3.1)$$

Onde:

D é o somatório do dano calculado;

s é o distância percorrida pelo implemento durante a captação dos sinais;

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos durante as medições em campo, a definição da curva de fadiga utilizada para cada ponto em análise e os cálculos realizados conforme as teorias descritas.

4.1 DEFINIÇÃO DA CURVA DE FADIGA

Para a realização dos cálculos, foi definido o tipo de junta 414 do documento IIW 1823-7, apresentado na figura 15 da seção 2.7. Essa junta foi selecionada por representar o mesmo tipo de união presente no modelo instrumentado em campo. Juntamente nesse documento, tem-se a indicação de uma classe FAT e uma curva S-N correspondente. Os valores das constantes para a equação da curva de fadiga escolhida estão mostrados na tabela 3, e representam a curva 40 da figura 16.

Tabela 3 - Constantes da curva S-N de cada região

Ponto	Tensão de fadiga		Valores curva de fadiga - $N = \frac{C}{S_f^m}$			
	Classe FAT	Ponto de inflexão	S_f até 10^7 ciclos		S_f a partir de 10^7 ciclos	
	S_f para $2 \cdot 10^6$ ciclos	S_f para $1 \cdot 10^7$ ciclos	C	m	C	m
1	40 MPa	23,4 MPa	$1,280 \cdot 10^{11}$	3	$7,016 \cdot 10^{13}$	5

Fonte: IIW 1823-07 (2008).

4.2 FATOR CONCENTRADOR DE TENSÃO

Para a coleta dos dados de deformação nos pontos definidos, foi necessária a instalação dos extensômetros uniaxiais seguindo o procedimento anteriormente descrito, porém, por se tratar de uma área interna do chassi e de difícil acesso, não foi possível instalar os extensômetros na região da travessa que sofre a maior solicitação mecânica. Para compensar a diferença de posição de instalação do extensômetro, foi admitido um fator

concentrador de tensão para o sinal captado, sendo $k_t = 1,2$. Verificando a tensão que incide sobre cada ponto do componente através da análise numérica, foi possível chegar a este valor de concentrador de tensão para equiparar à tensão incidente sobre o ponto mais crítico da travessa.

4.3 TESTE DE CAMPO

Conforme apresentado na seção 3.6, para a geração dos sinais de deformação dos pontos escolhidos da travessa do chassi semirreboque bobineiro carga seca, o produto foi submetido à rodagem em diferentes perfis de pista. Para calcular o dano causado por cada pista é importante estabelecer a distância percorrida durante a coleta dos dados. A tabela 4 apresenta o comprimento de cada pista e velocidade que o produto imprimiu ao longo do percurso.

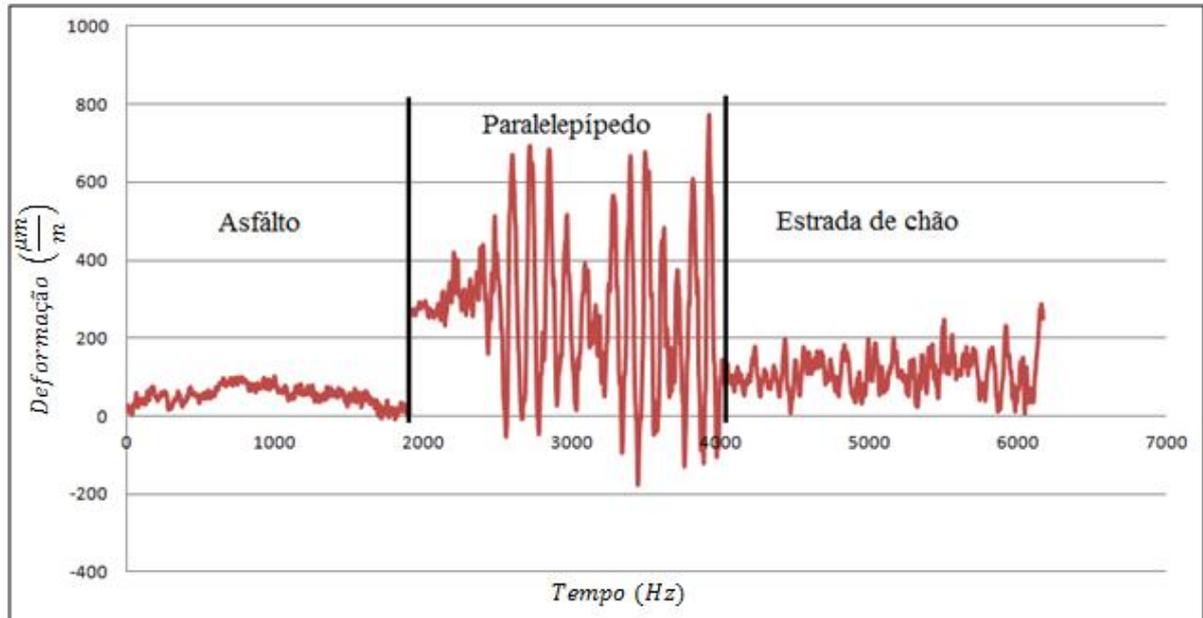
Tabela 4 - Característica das pistas de teste

Perfil de pista	Distância (m)	Velocidade (km/h)
Paralelepípedo	180	30 a 40
Chão batido	6400	30 a 40
Pavimentação asfáltica	18000	Normal de tráfego

Fonte: Autor (2015).

Como resultado, obteve-se um espectro de deformações *versus* tempo em cada um dos pontos medidos. A imagem 38 traz um comparativo das deformações captadas pelo extensômetro fixado no lado esquerdo da travessa central da segunda bobina (L-21), em cada tipo de pista e em função do tempo. O intervalo de tempo foi escolhido aleatoriamente, apenas para obter-se um comparativo entre a solicitação de cada pavimento. É possível notar valores de deformação elevados para a passagem na pista de paralelepípedos, dando assim um indicativo de que essa venha a ser a pista que causa maior dano ao componente, consequentemente sendo a que o levará a falhar em um espaço curto de tempo.

Figura 37 - Amplitudes de deformação x tempo



Fonte: Autor (2015).

4.4 GERAÇÃO DE RESULTADOS

A partir das amplitudes de deformação coletadas pelos extensômetros no item anterior, foi calculada a tensão aplicada ao ponto em cada instante de tempo e realizado o método de contagem de ciclos *Rainflow* através do *software* J-RAIN. Desta forma obtiveram-se as tensões máximas e mínimas de cada ciclo. Posteriormente, com a regra do dano linear e a curva de fadiga selecionada, obteve-se o dano causado por cada ciclo, tanto no critério SWT quanto com Goodman.

A tabela 5 mostra o processo utilizado para geração do somatório de dano em um pequeno conjunto de deformações, apresentando os valores de deformação lidos pelo extensômetro em μm e convertido para valores de tensão em MPa, já adicionando o fator concentrador de tensão definido anteriormente. Aplicando o histórico de tensão de cada trecho no *software* J-RAIN obtiveram-se os valores de tensão máxima e mínima medidos em cada ciclo. Após, os dados foram passados para uma tabela EXCEL, a partir da qual foi calculada a tensão de fadiga correspondente a cada ciclo, utilizando os métodos SWT e Goodman modificado.

Tabela 5 - Cálculo do dano por fadiga.

Deformação Lado esquerdo 2ª Bobina	Tensão Lado esquerdo 2ª Bobina	JRAIN - σ_{21}		Cálculo do Dano por Fadiga			
		$\sigma_{m\acute{a}x.}$	$\sigma_{m\acute{i}n.}$	σ_m	σ_a	SWT	Goodman
L21	σ_{11}	$\sigma_{m\acute{a}x.}$	$\sigma_{m\acute{i}n.}$	σ_m	σ_a	SWT	Goodman
258	65	66	65	66	1	7	1
263	66	67	65	66	1	7	1
⋮	⋮	67	65	66	1	10	1
⋮	⋮	67	66	67	1	7	1
265	67	67	66	67	1	7	1
274	69	69	0	35	35	7	1
Somatório de Dano						45	5

Fonte: Autor (2015).

Fazendo uso da regra do dano linear e aplicando a curva de fadiga definida para a região de análise, foi gerada a tabela 6, que traz o somatório de danos para cada pista e extensômetro ligado à estrutura, assinalando também a previsão de quilometragem necessária para que o dano atinja o valor de 1, ou seja, o número de ciclos até ocorrer a falha. A estimativa de km até a falha é obtida extrapolando a curva de dano, considerando que o trecho utilizado para a coleta de dados represente fielmente as condições diárias de campo. Uma coluna considerando uma rodagem combinada com 80% em asfalto, 10% em paralelepípedo e 5% em estrada de chão também foi estimada para analisar o comportamento nesta condição.

Tabela 6 - Expectativa de distância até a falha

RESULTADOS FINAIS								
	Estrada chão		Paralelepípedo		Asfalto		Combinação (80% + 10% + 5%)	
	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman
Extens. L -21	32.295	41.177	3.849	2.058	132.658	445.834	181.545	441.339
Extens. L -22	49.680	52.791	5.007	2.780	189.576	347.458	260.448	407.483
Extens. L -31	150.799	181.794	6.845	10.294	114.574	183.871	177.368	282.810
Extens. L -32	39.581	41.039	2.073	4.185	133.106	240.379	179.783	306.771

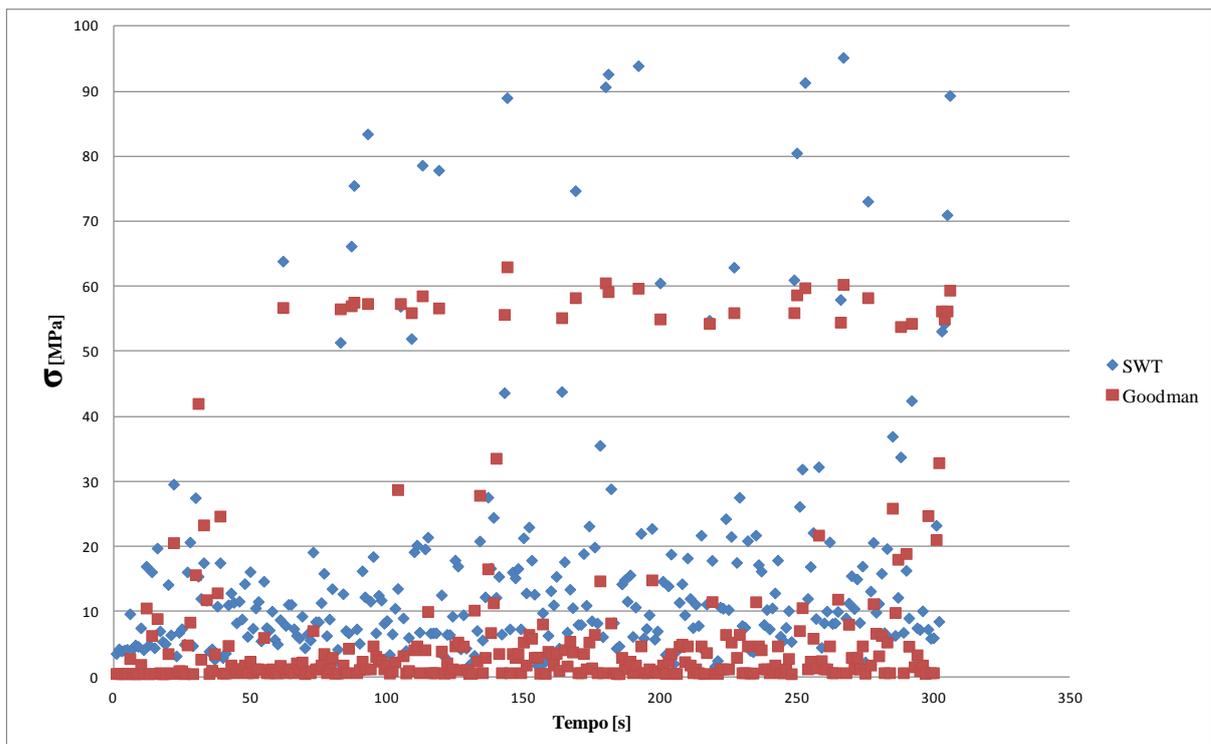
Fonte: Autor (2015).

4.5 ANÁLISE DAS TENSÕES

Partindo da análise da tabela 6, é possível identificar a pista de paralelepípedos como sendo a mais severa para a aplicação do produto. Nesse perfil de pista, a previsão de vida do componente ficou muito inferior à esperada, que, se tratando de um implemento rodoviário, é de, no mínimo 500.000 km. Em alguns pontos da passagem na pista de paralelepípedos a expectativa de vida ficou menor que 2.500 km. Uma das explicações pode ser expressa pelo gráfico apresentado na figura 39, que traz os valores de tensão obtidos pelo critério SWT e Goodman Modificado, analisando o extensômetro L-32 com valores captados na pista de paralelepípedos.

Quando analisados os resultados obtidos para a pavimentação asfáltica, apesar de bem abaixo dos 500.000 km, os valores melhoram consideravelmente em comparação aos obtidos em paralelepípedo, com todos os pontos resistindo mais de 110.000 km. Esse tipo de pavimentação representa, quase em totalidade, a operação do semirreboque bobineiro carga seca, uma vez que o mesmo basicamente rode somente das usinas produtoras de aço até os clientes finais, geralmente localizados em estradas bem pavimentadas.

Figura 38 - Tensão em pista de paralelepípedo



Fonte: Autor (2015).

Analisando os pontos plotados no gráfico da figura 38, é possível verificar pontos de tensão acima dos 90 MPa para o critério SWT e próximos aos 60 MPa para Goodman. Esses pontos são responsáveis pela maior parte do dano causado ao componente. Como admite-se que qualquer tensão aplicada ao componente cause uma parcela de dano ao mesmo, os pontos inferiores a 30 MPa, mesmo com um nível de tensão baixa, são responsáveis por uma parcela do dano causado. Porém os picos captados acima dos 50 MPa são os maiores responsáveis pela vida do componente estar abaixo dos 5.000 km na pista de pavimentação com paralelepípedos. Esses picos de tensão foram originados nos buracos presentes na pista, assim oferecendo um alto nível de tensão no chassi como um todo, e por se tratar de uma pista com 180 m de comprimento, quando os dados são extrapolados, replica-se também os picos de tensão captados, podendo assim admitir a responsabilidade pela curta vida sob fadiga estipulada nesse perfil de pista.

Para os demais perfis de pista, o resultado encontrado também é considerado insatisfatório, uma vez que não ultrapassa 500.000 km, porém o componente tem uma previsão de vida muito maior se comparado com a vida estimada em paralelepípedo. Essa condição já podia ser prevista com a análise da figura 37, que mostrou uma deformação muito maior quando o produto rodou na pista de paralelepípedos. Considerando que o semirreboque bobineiro carga seca transita quase que exclusivamente em estradas asfaltadas, o resultado encontrado nos pontos analisados continua abaixo do esperado quando analisado pelo critério SWT, uma vez que nenhum deles ultrapassou os 200.000 km. Quando utilizado o critério de Goodman, os valores se aproximaram do esperado, como no ponto L-21 que apresenta uma vida acima dos 445.000 km.

A grande diferença encontrada fazendo uso dos dois critérios de fadiga pode ser explicada quando se leva em consideração as tensões utilizadas por cada critério. SWT faz uso da raiz quadrada da multiplicação entre tensão média e tensão alternada, assim, quando ambas atingem valores altos, a tensão utilizada para o cálculo de dano com SWT ainda é um valor alto, fazendo com que o ciclo cause um dano elevado ao componente. Já para o critério de Goodman, o que mais influencia no valor da tensão utilizada para o cálculo do dano é a tensão alternada. Sendo assim, quanto maior a diferença entre valores de tensão máxima e mínima de cada ciclo, maior será a tensão de Goodman para o cálculo do dano, conseqüentemente, o valor do dano será maior. Dessa forma, não é possível caracterizar um critério como mais conservador, uma vez que dependem das relações de tensão alternada e

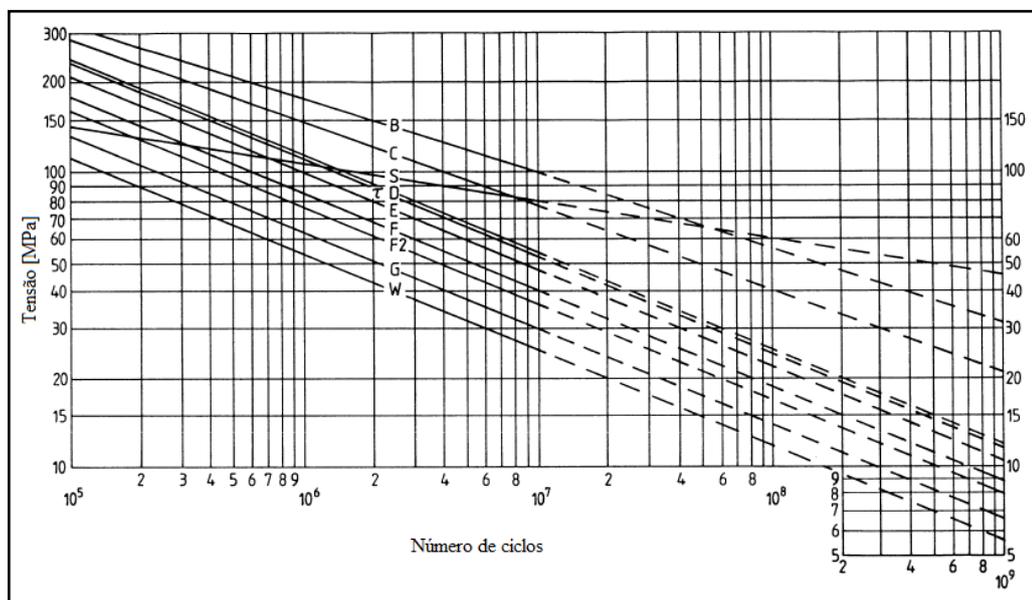
tensão média captadas no sinal. Se tratando de um dado coletado experimentalmente, essas relações se comportam de maneira distinta para cada aplicação.

4.6 VIDA DO COMPONENTE

Apesar de a travessa proposta ultrapassar os 100.000 km no teste em pavimentação asfáltica, essa vida para o componente é insatisfatória para a empresa que produz o semirreboque bobineiro carga seca, já que, em componentes do chassi de implementos rodoviários a vida deve ser superior a 500.000 km. Alguns fatores podem ser levados em consideração para essa estimativa, como a severidade dos critérios adotados para análise do dano sofrido pelo componente.

Como prática, a empresa faz uso da norma BS 7608:1993 “*Fatigue design and assessment of steel structures*”, para estruturas soldadas. É de conhecimento que essa norma traz bons resultados para previsão de vida dos componentes fabricados pela empresa e, por isso, é adotada na análise de novas peças desenvolvidas. Para fins de comparação, foi utilizada sua curva F2 apresentada na figura 40, onde apresenta valores para tensão em 10^6 ciclos de 78 MPa. A partir disso, pode-se chegar à vida apresentada na tabela 7, utilizando como comparativo o extensômetro L-21, colado no centro da segunda bobina do lado esquerdo do produto.

Figura 39 - Curvas S-N Norma BS 7608



Fonte: BS 7608 (2006).

Tabela 7 - Resultados para vida utilizando a Norma BS 7608

RESULTADOS FINAIS								
	Estrada chão		Paralelepípedo		Asfalto		Combinação (80% + 10% + 5%)	
	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman
Norma BS 7608	56.765	53.777	11.205	6.172	252.897	822.412	362.843	894.775

Fonte: Autor (2015).

Analisando a tabela anterior, têm-se valores mais elevados para a vida da travessa estudada, mesmo assim, apesar de todas as análises feitas, a nova travessa do semirreboque bobineiro carga seca não atingiu o nível esperado de resistência de vida sob fadiga, ficando abaixo dos 500.000 km. Dessa forma, para atingir um nível de resistência melhor para o componente, existe a possibilidade de fabricação do mesmo em um aço de alta resistência, denominado *Domex 700*. Esse material tem por característica um limite de escoamento em 700 MPa e possui sua curva de fadiga, na condição de soldado, conhecida pela empresa fabricante do implemento rodoviário. Através de testes laboratoriais, pôde-se chegar a um valor de 130 MPa para 10^6 ciclos para a curva S-N do material.

Assim, uma nova análise foi efetuada, considerando as mesmas tensões exercidas sobre o componente, mas agora utilizando o *Domex 700* como matéria prima para os cálculos de fadiga. A tabela 8 mostra o comportamento esperado para a travessa quando fabricada com aço de alta resistência e submetida ao mesmo teste de coleta de dados.

Tabela 8 - Resultados para vida utilizando Domex 700

RESULTADOS FINAIS								
	Estrada chão		Paralelepípedo		Asfalto		Combinação (80% + 10% + 5%)	
	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman	Critério SWT	Critério Goodman
DOMEX	296.448	301.246	57.416	38.929	1.295.957	4.357.854	1.740.597	4.189.820

Fonte: Autor (2015).

4.7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados apresentados neste trabalho referem-se à análise de dano causado por diferentes perfis de pista sob um novo conceito de travessa passante para o chassi do semirreboque bobineiro carga seca. Assim, algumas considerações devem ser levadas em conta:

- Para a coleta de dados, foram utilizados extensômetros uniaxiais, mesmo sabendo-se que, para uma análise mais detalhada, devem ser utilizados extensômetros triaxiais. Como parâmetro, foi instalado um extensômetro do tipo roseta para análise da tensão na alma, porém o mesmo não trouxe resultados, devido a ter sido danificado no momento da instalação, inutilizando sua leitura.
- Para a análise nas pistas, foi considerado que o implemento rode separadamente até a falha em cada uma delas, sabendo que, na prática, ele transita quase que em sua totalidade em estradas de pavimentação asfáltica, e também pode percorrer pequenos trechos de paralelepípedos, como áreas de descarga das empresas.
- As leituras coletadas foram feitas em um espaço pré-determinado, gerando assim um dano equivalente a distância percorrida em cada tipo de pista. Para prever a vida do componente, esse dano foi multiplicado até que chegasse a 1. Assim à distância que o produto irá percorrer até a falha do componente é o comprimento da pista utilizada, multiplicado pelo valor necessário para que o dano chegue a 1.
- O fator de concentração de tensão foi obtido pelo *software* de elementos finitos, através das diferenças de tensão, sendo que este corresponde ao valor k_t . De forma conservadora, considerou-se $k_f = k_t$. O fator de sensibilidade para fadiga k_f geralmente é menor que k_t , o que pode causar divergências nos resultados.
- Para um próximo trabalho, sugere-se a aquisição de dados em mais produtos, pistas similares e fazendo uso de extensômetros triaxiais, com o intuito de abranger uma amostra maior e se aproximar da condição real de utilização do implemento.

5 CONCLUSÃO

Após a conclusão deste trabalho, que partiu dos objetivos específicos, foi possível chegar a uma estimativa de vida em fadiga para a travessa do chassi semirreboque bobineiro carga seca, em cada um dos perfis de pista estabelecidos. Trabalhando cada item e com base nas teorias apresentadas, foi possível prever a vida sob fadiga da travessa e, a partir disso, fazer outras relações além da durabilidade do componente.

Utilizando um carregamento de bobinas de aço e rodagem com o implemento em pavimentação asfáltica, através do uso das teorias e critérios de fadiga, chegou-se a um número de 183.871 km até a falha da travessa, utilizando o critério de Goodman e 114.574 km para o critério SWT. Essa distância foi considerada insatisfatória pela empresa fabricante do semirreboque bobineiro carga seca, uma vez que, para ser aprovado, o mesmo deve superar os 500.000 km sem que ocorra falha.

Ao contrário imaginado, a estrada de chão ofereceu tensões menores do que as apresentadas pela pavimentada com paralelepípedos. Para a pista de chão batido, a falha iria ocorrer quando o implemento atingisse os 39.581 km rodados, utilizando SWT como critério de análise de fadiga. Já quando os dados foram coletados utilizando a pista com pavimentação de paralelepípedos a expectativa foi de que a travessa viesse a falhar com 2.073 km, fazendo uso do mesmo critério de análise.

Com o intuito de melhorar a condição de vida em fadiga do componente, foi sugerido o estudo com outra norma recomendada para análise de estruturas soldadas, posteriormente, estimou-se a durabilidade considerando a substituição da matéria prima da travessa. Efetuando os cálculos através da norma BS 7608:1993, a vida sob fadiga do componente melhora, passando de 132.658 km para 252.897 km com pavimentação asfáltica, porém permanece abaixo do esperado para viabilizar a produção. Quando a matéria prima é substituída por um aço de alta resistência denominado *Domex 700*, o componente apresenta uma durabilidade de 4.357.854 km, atingindo assim o comportamento esperado, e mostrando-se até superdimensionado.

Apesar de todas as análises efetuadas trazerem muitas informações e ideias de como cada pista interage com os componentes em geral de um semirreboque, as relações entre tensão alternada e tensão média ditam a vida deste componente. Conforme explicado nas discussões, notou-se que as relações entre as duas tensões, fazem com que critério SWT e Goodman se alternem como mais conservador dentro de uma mesma pista, porém analisando

pontos diferentes, condição que pode ser observada nos resultados da passagem pela pista de paralelepípedos.

Através da instrumentação, verificou-se que, se o implemento rodar 100% do tempo em pista de paralelepípedos, não atingirá a vida esperada de 500.000 km. Isso pode ser atribuído a severidade da pista utilizada para a coleta de dados e também a velocidade de passagem, que pode ter ficado acima da especificada, fazendo com que a tensão captada fosse amplificada pelas imperfeições da pista.

Em geral, a metodologia utilizada neste trabalho pôde ser aplicada para a determinação da vida em fadiga da travessa do semirreboque bobineiro carga seca, e trouxe o conhecimento necessário para a decisão de fabricação em série do produto apenas se utilizado aço de alta resistência. Com isso, fez-se fundamental a análise dos esforços exercidos no campo e os dados analisados através da metodologia.

REFERÊNCIAS

- ANDOLFATO, R. P.; CAMACHO, J. S.; BRITO, G. A. **Extensometria básica**. Ilha Solteira: Universidade Estadual Paulista, 2004.
- BAEK, S. H.; CHO, S. S.; JOO, W. S. Fatigue life prediction based on the rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie. **International Journal of Automotive Technology**, Busan, v. 9. n. 1, p. 95-101, 2008.
- BRANCO, C. M.; FERNANDES, A. A.; CASTRO, P. S. **Fadiga de estruturas soldadas**. 2. ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.
- BS 7608:1993 – Fatigue design and assessment of steel structures**, British Standard. Thu, April, 1993.
- CARRERA, E. *et al.* Study of residual stresses in complex aluminium castings. **International journal of Cast Metals Reseach**, 2012.
- CASTRO, J. T. P. ; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga sob cargas reais de serviço**. Rio de Janeiro: Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2002.
- CIAPPARINI, J. V. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.
- DOWLING, N. **Mechanical behavior of Materials: Engineering Methods for deformation, fracture and fatigue**. 3. Ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.
- FURUYA, Y. Notable size effects on very high cycle fatigue properties of high-strength steel. **Materials Science and Engineering**, 2011.
- HIBBELER, R. L. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009.
- IIW 1823-07 – Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components**, International Institute of Welding, doc. XIII-215r4-07/XV-125r4-07. Paris, France, October 2008.
- MOTTER, G. **Avaliação do efeito do dano por fadiga em uma poltrona de ônibus urbano: correlação de dados de campo e de laboratório**. Caxias do sul: Universidade de Caxias do Sul, 2015. Trabalho de conclusão de curso.
- NAZARENO, A. C. *at al.* Níveis de vibração e choques em diferentes estradas durante o transporte de ovos férteis. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. Campina Grande, v. 17. n. 8, p. 900-905, 2013.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.
- OLIVEIRA, M. L. **Análise comparativa de dois conceitos de travessas para chassis de**

semirreboques carga seca para transporte de bobinas. Caxias do sul: Universidade de Caxias do Sul, 2013. Trabalho de conclusão de curso.

PAULINO, H. L. **Instrumentação e aquisição de dados extensométricos embarcado.** São Paulo, 2007.

PETRACCONI, C. **Análise comparativa do comportamento de fadiga do gancho reboque posterior de um veículo automotor.** Dissertação (Mestrado Engenharia Automotiva) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.

PONTALTI, A. **Análise de fadiga e estimativa de vida do garfo de engate automático para veículos tratores e reboques.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

POPOV, E. P. **Introdução à mecânica dos sólidos.** São Paulo: Edgard Blücher, 1978.

RANDON IMPLEMENTOS E PARTICIPAÇÕES S/A. Relatório Anual 2014: **Relação com investidores,** Caxias do Sul, 2014. Disponível em: <http://ri.randon.com.br/randon/web/download_arquivos.asp?id_arquivo=2DB2E39A-C1AE-41F0-8ABE-4FE5DEE87EA0>

SHIGLEY, J. E. ; MISCHKE, C. R. ; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica.** 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STEPHENS, R. I. *et al.* **Metal Fatigue in Engineering.** 2. ed. New York: Wiley Interscience, 2001.

ZANOL, E. J. **Análise de fadiga em uma região da estrutura tubular de um ônibus rodoviário submetido a carregamentos variáveis.** Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2011.