

**UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**  
**MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**RICARDO APARECIDO FERREIRA DA SILVA**

**ESTUDO DE FALHA EM PALHETA DE TURBINA A VAPOR**

**SANTOS/SP**

**2015**

**RICARDO APARECIDO FERREIRA DA SILVA**

**ESTUDO DE FALHA EM PALHETA DE TURBINA A VAPOR**

Dissertação apresentada à Universidade Santa Cecília como parte dos requisitos para a obtenção de título de mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. MSc Willy Ank de Moraes.

**SANTOS/SP**

**2015**

Autorizo a reprodução parcial ou total deste trabalho, por qualquer que seja o processo, exclusivamente para fins acadêmicos e científicos.

Silva, Ricardo Aparecido Ferreira da  
ESTUDO DE FALHA EM PALHETA DE TURBINA A VAPOR/  
Ricardo Aparecido Ferreira da Silva.2015.  
240 p.

Orientador: Willy Ank de Moraes.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Santa Cecília,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Santos,  
SP, 2015.

1. Palheta 2. Falha em Palheta. 3. Turbina a vapor  
4. Estudo de falha. I. Moraes, Willy Ank de II. Título: Estudo  
De falha em palheta de turbina a vapor

A Deus e aos meus pais que sempre me apoiaram com confiança e amor incondicionais.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço à Universidade Santa Cecília – UNISANTA, representada pelo Prof. Dr. Marcos Tadeu Tavares Pacheco Coordenador Geral da Pós-Graduação Stricto Sensu e particular agradecimento ao Prof. MSc Willy Ank de Moraes, pela sua valiosa e indispensável contribuição na orientação desta dissertação.

Agradeço ao Prof. Dr. José Carlos Morilla, pelo apoio na dissertação e por ajudar a promover a solução aos demais percalços que apareceram nesta caminhada.

Por fim, agradecimentos especiais ao Sr. Wilson Roberto de Oliveira Santos pelo apoio para realizar o polimento e análise dos corpos de prova no laboratório de ensaios na UNISANTA.

Agradeço à Sra. Sandra Helena Aparecida de Araújo por secretariar de modo exemplar este curso de mestrado.

## RESUMO

Este estudo trata da falha de uma palheta de turbina a vapor, sendo que, cada falha gera prejuízos da ordem de R\$ 2.600.000,00, que ocorrem de forma repetitiva e intermitente a cada 2,5 anos em média, mesmo com sistema de monitoramento online e offline de vibração e temperatura. Além da motivação financeira, existe um grande desafio técnico que servirá de base para outros trabalhos em âmbito nacional e internacional onde a aplicação de turbinas a vapor é amplamente difundida. Foram investigadas várias hipóteses; falha no projeto da palheta, falha no material da palheta, avaliação das condições vibrações e demais aspectos típicos de projeto de palhetas de turbina (Diagrama de *Campbell*, *Safe Diagram*, Frequência de passagem de injetores, Fator de Segurança, Esforços na palheta oriundos do vapor e da força centrífuga, etc.). As avaliações foram realizadas aplicando análise metalográfica na amostra da palheta fraturada, dimensionamento das tensões que atuam nas palhetas, que foram encontrados de forma analítica e os valores obtidos foram comparados com os valores calculados através de elementos finitos FEA (*Finite Element Analysis*). Desta forma encontrou-se a condição esperada de vida da palheta, que foi estimada através das tensões encontradas e também através do estudo estatístico dos dados da falha, através da análise Weibull, desta forma a causa da falha na palheta foi identificada e foi proposta uma solução para que a palheta atenda as condições operacionais da planta em termos de vida útil e confiabilidade.

**Palavras-chave:** Falha em palheta. Palheta. Turbina. Estudo de falha. Fadiga.

## ABSTRACT

This study has the purpose to clarify the failure of a steam turbine blade, and each failure generates losses of R\$ 2,600,000.00, which occur repeatedly and intermittently every 2.5 years on average, even with system online and offline monitoring of vibration and temperature. Besides the financial motivation, there is a great technical challenge and to will serv as the basis for other work at national and international levels where the application of steam turbines is widespread. Several hypotheses have been investigated; failure vane design, material failure, vibration conditions and other typical aspects of turbine blades project (Campbell diagram, Safe Diagram, Frequency crossing of blades, Safety Factor, stressing palette derived from the steam and centrifugal force, etc.). The evaluations were performed by applying metallographic analysis on the specimen of the fractured blade, scaling of the tensions that acting on blades, which were found analytically and the values obtained were compared with the values calculated using finite element FEA (Finite Element Analysis). Thus met the expected condition blade of life, which was estimated by the stresses encountered and also by statistical analysis of failure data by Weibull analysis, so the cause of the failure blade was identified and a solution was proposed to the blade meets the operational conditions of the plant in terms of service life and reliability.

**Keywords:** Blade failure. Blade. Turbine. failure analysis.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Rotor da turbina em estudo TERRY® modelo F6.....	27
Figura 2 – Detalhe da região da falha da palheta da turbina. ....	27
Figura 3 – Palhetas fixas ou injetores, também chamado de diafragma da turbina. ....	28
Figura 4 – Parte inferior da carcaça da turbina.....	29
Figura 5 – Parte superior da carcaça da turbina.....	30
Figura 6 – Turbina de simples impulso de <i>De Laval</i> . ....	35
Figura 7 - Ciclo de <i>Rankine</i> e diagrama T-S.....	37
Figura 8 - Turbina de impulso. ....	39
Figura 9 – Composição do diagrama de velocidade.....	40
Figura 10 - Turbina de Reação. ....	41
Figura 11 - Turbina multestágio.....	43
Figura 12 – Turbina multiestágios de estágios combinados. ....	45
Figura 13 – Injetores: (a) convergentes e (b) divergentes. ....	50
Figura 14 – Diagrama I - s para um estágio de impulso. ....	51
Figura 15 – Descrição da velocidade do vapor nas palhetas.....	53
Figura 16 – Diagrama I-s para um estágio de reação.....	57
Figura 17 – Modos de vibração de uma palheta.....	72
Figura 18 – Modo de vibração de um pacote de palhetas. ....	73
Figura 19 – Modos de vibração de um disco com palhetas. ....	74
Figura 20 – Diâmetros e círculos nodais. ....	75
Figura 21 – Diagrama de Campbell.....	77
Figura 22 – Diagrama de interferência (SAFE).....	78
Figura 23 - Forma genérica da curva de Wöhler, com emprego típico para aços estruturais.....	84
Figura 24 - Carregamento real na parte superior da figura e sua aproximação, na parte inferior da figura, para um carregamento de fadiga do tipo senoidal.....	85

Figura 25 - Análise de 3 condições mecânicas de fadiga (tabela 1) pelos critérios de <i>Gerber</i> (vermelho), <i>Goodman</i> (verde) e <i>Soderberg</i> (azul). .....	88
Figura 26 – Curva S-N. ....	89
Figura 27 – fator de acabamento superficial. ....	91
Figura 28– Fator de tamanho $K_b \times d$ . ....	92
Figura 29 – Teste de HCF de duas ligas A e B. ....	95
Figura 30 – Teste de LCF de duas ligas A e B. ....	96
Figura 31 - Gráfico comparativo de três fdp de Weibull. ....	99
Figura 32 - Gráfico comparativo de três fdp de Weibull com $\beta=3$ e $\gamma=0$ . ....	100
Figura 33 - Gráfico da taxa de falhas de três fdp de Weibull com $\eta = 50$ e $\gamma = 0$ . ....	101
Figura 34 – Curva da banheira. ....	102
Figura 35 - Curva típica de fluência. ....	106
Figura 36 - Mapa dos mecanismos de deformação. ....	109
Figura 38 – Representação típica de uma extrapolação por LMP. ....	111
Figura 39 - Representação de sistema físico x modelo teórico. ....	115
Figura 40 - Tipos de elementos finitos. ....	116
Figura 41 – Malha de uma palheta de turbina. ....	117
Figura 42 – Loop de histereses durante o ciclo de carregamento. ....	126
Figura 43 – Amplitude de deformação versus o ciclo de falha. ....	127
Figura 44 – Curva típica S-N. ....	130
Figura 45 – Diagrama de Goodman com fator de segurança. ....	131
Figura 46 – Superposição das linhas de Goodman. ....	133
Figura 47 - Elemento plano de 4 nós. ....	138
Figura 48 – Vista do rotor da turbina (2011). ....	139
Figura 49 – Detalhe fratura da palheta e cinta (2011). ....	140
Figura 50 – Vista frontal da palheta quebrada (2007). ....	140
Figura 51 – Vista lateral da palheta quebrada do rotor da turbina (2007). ....	140
Figura 52 – Vista do detalhe da fratura na raiz palheta quebrada (2007). ....	141
Figura 53 – Diagrama 1 - Funcionamento da turbina (DR-7201). ....	143
Figura 54 – Diagrama 2 da turbina (DR-7201). ....	144
Figura 55 – Gráfico do primeiro estágio de velocidade Curtis. ....	152

Figura 56 – Gráfico do segundo estágio de velocidades Curtis.....	153
Figura 57 – Gráfico de velocidades da 1ª roda Rateau R <sub>1</sub> .....	156
Figura 58 – Gráfico de velocidades da 2ª roda Rateau R <sub>2</sub> .....	159
Figura 59 – Gráfico de velocidades da 3ª roda Rateau R <sub>3</sub> .....	162
Figura 60 – Tensão na raiz da palheta.....	167
Figura 61 - Tensão no pino de fixação do aro na palheta.....	168
Figura 62 - Tensão no aro do conjunto. ....	169
Figura 63 - Diagrama de Campbell. ....	172
Figura 64 – Diagrama de interferência (SAFE), diâmetro modal versus frequências naturais (Hz). ....	174
Figura 65 – Vida Nf (Anos) x Tensão alternada $\sigma_a$ (MPa).....	177
Figura 66– Gráfico Johnson X Bernard.....	180
Figura 67– Detalhe construtivo da raiz da palheta com área da secção de 0,737 cm <sup>2</sup> . ....	186
Figura 68– Nova vida para palheta com uma nova secção de área de 143 mm <sup>2</sup> e tensão de 115 Mpa.....	187
Figura AP-1.01 – Frequência natural da roda FNR -1 – 674 Hz e modo de vibração 1.....	198
Figura AP-1.02 – Frequência natural da roda FNR - 42 – 674 Hz e modo de vibração 42.....	199
Figura AP-1.03 – Frequência natural da roda FNP -1 – 1430 Hz e modo de vibração 1.....	200
Figura AP-3.01 – Gráfico Johnson X Bernard F.D.P 3p. ....	213
Figura AP-3.02 – Gráfico Johnson X Bernard .....	214
Figura AP-3.03 – Gráfico Johnson X Bernard .....	214
Figura AP-3.04 – Gráfico Johnson X Bernard .....	215
Figura AP-3.05 – Gráfico Johnson X Bernard .....	215
Fonte: Labteste .....	217
Figura AP-4.02 – Microestrutura encontrada no material da palheta, no sentido longitudinal, (400x).....	218
Figura AP04.03 – Microestrutura encontrada no material da palheta, no sentido transversal, sentido do comprimento da palheta (400x). ....	218

Figura A-1.01 – Sistema com um grau de liberdade sem amortecimento.....	224
Figura A-1.02 – Vibração forçada com amortecimento viscoso.....	226
Fonte: Piersol (2010 p. 46).....	226
Figura A-1.03 – Sistema com vários graus de liberdade. ....	227
Fonte: ROTHBART E BROWN (2006 p. 56) .....	227
Figura A-1.04 – Exemplos de modos de vibração. ....	229
Fonte: Boyce (2006 p. 624).....	229
Figura A-1.05 – Ângulo de Fase.....	230
Fonte: NORIA (2015) .....	230
Figura A-1.06 – Relação Frequência forçada/frequência natural ( $\omega/\omega_n$ ), amortecimento ( $\zeta$ ).....	231
Fonte: Piersol (2010 p. 58).....	231
Figura A-2.01 - Análise estática. ....	234
Fonte: Econwelding (2014) .....	234
Figura A-2.02 – Análise modal, modo de vibração de um pacote de palhetas. ....	236
Figura A-2.03 – Análise dinâmica explícita, simulação de impacto.....	236
Figura A-2.04 – Análise térmica de projétil.....	237
Figura A-2.05 - Simulação CFD, fluxo em válvula.....	238
Figura A-2.06 – Análise eletromagnética.....	239
Figura A-2.07 – Análise eletromagnética de alta frequência, simulação de um condutor.....	240

## LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 1 – Condições de carregamento.....	87
Tabela 2 – Fator de confiabilidade. ....	93
Tabela 3 – Parâmetros de <i>Larson- Miller</i> . ....	110
Tabela 4 - Falhas em turbinas a vapor por causa e componente afetado. ....	119
Tabela 6 – Dados de operação da turbina. ....	145
Tabela 7 – Dados dimensionais do rotor da turbina. ....	146
Tabela 8 – Variação total da entalpia. ....	149
Tabela 9 – Dados dos Materiais.....	165
Tabela 10 – Fatores de correção de fadiga do material para palhetas. ....	165
Tabela 11 - Resumo das tensões atuantes na palheta.....	170
Tabela 12 – Resumo de FS e Nf para palheta. ....	176
Quadro 1 – Critério de avaliação pela tensão de flexão máxima admissível. ....	178
Tabela 13 – Análise de <i>Weibull</i> .....	179
Tabela AP-1.01 - Frequências Naturais da Roda com Palhetas (Hz). ....	197
Tabela AP-1.02 - Frequências Naturais da Palheta FNP (Hz).....	200
Tabela AP-2.01 – Fator de segurança de Goodman Modificado. ....	203
Tabela AP-2.02 – Nf para vazão de 8,33 kg/s. ....	203
203	
Tabela AP-2.03 – Nf para vazão de 5,33 kg/s.....	204
Tabela AP-2.04 – Nf para pressão 0,3 MPa (5,33 kg/s). ....	205
Tabela AP-2.05 – Nf para pressão 0,4 MPa (8,33 kg/s). ....	205
Tabela AP-2.06 – Fator de segurança de Soldeberg. ....	206
206	
Tabela AP-2.07 – Nf para vazão de 8,33 kg/s. ....	207
Tabela AP-2.08 – Nf para vazão de 5,33 kg/s.....	207
Tabela AP-2.09 – Nf para pressão 0,4 MPa (8,33 kg/s). ....	208
Tabela AP-2.10 – Nf para pressão 0,3 MPa (5,33 kg/s). ....	208
Tabela AP-2.11 – Fator de segurança de Goodman. ....	209
Tabela AP-2.12 – Nf para vazão de 8,33 kg/s.....	210
Tabela AP-2.13 – Nf para vazão de 5,33 kg/s.....	210

Tabela AP-2.14 – Nf para pressão 0,4 MPa (8,33 kg/s). .....	211
Tabela AP-2.15 – Nf para pressão 0,3 MPa (5,33 kg/s). .....	211

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

**AISI** - *American Iron and Steel Institute*

**ANSI** - *American National Standards Institute*

**API** - *American Petroleum Institute*

**FEA** - *Finite Element Analysis* (Análise por Elementos Finitos)

**FS** - Fator de Segurança da Palheta

**HCF** - *High Cycle Fatigue* (Fadiga de Alto Ciclo)

**IEC** - *International Electrotechnical Commission*

**ISO** - *International Standards Organization*

**LCF** - *Low Cycle Fatigue* (Fadiga de Baixo Ciclo)

**LMP** - *Larson Miller Parameter* (Parâmetro de Larson Miller)

**SS** - *Stainless Steel* (Aço Inoxidável)

**VAR** - *Vacuum Arc Remelting* (Refusão por Arco à Vácuo)

**VIM** - *Vacuum Induction Melting* (Fusão por Indução à Vácuo)

## LISTA DE SIMBOLOS

$\Delta H_{\text{palhetas m\acute{o}veis}}$ – Variação de entalpia nas palhetas m\acute{o}veis.....	42
$\Delta H_{\text{est\acute{a}gio}}$ – Variação de entalpia do est\acute{a}gio.....	42
$r_{gr}$ – Grau de reação.....	42
$\Omega$ – energia total do vapor [kcal/kg].....	47
$\emptyset$ – energia interna [kcal/kg].....	47
$C^2/2g$ – energia cinética nas palhetas fixas.....	47
$A$ – constante de equivalência térmica de trabalho [kcal/kg m].....	47
$\Delta h_{01}$ – Variação de entalpia.....	48
$h$ - Entalpia na entrada.....	48
$i$ – Calor contido.....	48
$h_b$ – Perdas por energia cinética nas palhetas m\acute{o}veis [kcal].....	51
$h_c$ – Perdas por energia cinética nos injetores convergentes [kcal].....	51
$h_n$ – Perdas por energia cinética nos injetores divergentes [kcal].....	51
$\phi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas fixas ou injetores.....	52
$\psi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas m\acute{o}veis.....	54
$G$ - Vazão em massa do vapor [kg/s].....	60
$g$ - Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ].....	60
$C_1$ - Velocidade do jato de vapor na saída do injetor [m/s].....	60
$C_2$ - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta fixa [m/s].....	60
$C_{1u}$ - Velocidade do jato de vapor na saída do injetor em u [m/s].....	60
$C_{2u}$ - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta fixa em u [m/s].....	60
$C_{1z}$ - Velocidade do jato de vapor na saída do injetor em z [m/s].....	60
$C_{2z}$ - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta fixa em z [m/s].....	60
$W_1$ - Velocidade do jato de vapor na entrada da palheta m\acute{o}vel [m/s].....	60
$W_2$ - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta m\acute{o}vel [m/s].....	60
$W_{1u}$ - Velocidade do jato de vapor na entrada da palheta m\acute{o}vel em u [m/s].....	60
$W_{2u}$ - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta m\acute{o}vel em u [m/s].....	60
$W_{1z}$ - Velocidade do jato de vapor na entrada da palheta m\acute{o}vel em z [m/s].....	60
$W_{2z}$ - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta m\acute{o}vel em z [m/s].....	60

$\emptyset$ - Energia interna [kj/kg] .....	61
$i_0$ - Calor Contido [kj/kg].....	61
$h_0$ - Entalpia de entrada [kj/kg].....	61
$\varphi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas injetor.....	61
$\psi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas móveis.....	61
$t_n$ - Passo da palheta fixa [m] .....	61
$t_b$ - Passo da palheta móvel [m].....	61
$p_1$ - Pressão na entrada do estágio [kgf/m <sup>2</sup> ] .....	61
$p_2$ - Pressão na saída do estágio [kgf/m <sup>2</sup> ].....	61
$P_{Pg}$ - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa [kgf] .....	61
$P_{Pm}$ - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel [kgf] .....	61
$P_{Pgu}$ - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa em u [kgf].....	61
$P_{Pmu}$ - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel em u [kgf] .....	61
$P_{Pgz}$ - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa em z [kgf] .....	61
$P_{Pmz}$ - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel em z [kgf] .....	61
$M_x$ = momento fletor [N·m].....	62
$P$ = Força [N].....	62
$l$ = raio médio [m] .....	62
$\sigma_{CF}$ – Tensão centrífuga na raiz da palheta [MPa].....	63
$CF$ – Força centrífuga das partes envolvidas [N].....	63
$A_{RPal}$ – Área da raiz da palheta [m <sup>2</sup> ].....	63
$CF_{aro}$ – Força centrífuga do aro [N].....	63
$CF_{Pal}$ – Força centrífuga da palheta [N] .....	63
$m_{aro}$ - Massa do aro [kg] .....	63
$m_{Pal}$ - Massa da palheta [kg] .....	63
$r$ - raio médio [m] .....	63
$\omega^2$ - Velocidade angular [rad/s].....	63
$h_b$ – Perda de energia cinética nas palhetas móveis, Curtis [kj/kg].....	65
$h_{bR}$ – Perda de energia cinética nas palhetas móveis [kj/kg] .....	65
$h_{gb}$ – Perda de energia cinética nas palhetas móveis da primeira fileira, Curtis [kj/kg].....	65
$h''_b$ – Perda de energia cinética nas palhetas móveis 2ª fileira, Curtis [kj/kg].....	65

$h_e$ – Perda de energia cinética na saída [kJ/kg].....	65
$C_1$ – Velocidade do vapor na entrada do injetor [m/s]. .....	67
$C_2$ – Velocidade do vapor na saída do injetor [m/s].....	67
$W_1$ - Velocidade de entrada do vapor das palhetas móveis da primeira fileira [m/s]. .....	67
$W_2$ - Velocidade de saída do vapor das palhetas móveis da primeira fileira [m/s]. .....	67
$C_1'$ - Velocidade do vapor na entrada da palheta guia após o primeiro estágio de velocidade [m/s]. .....	67
$C_2'$ - Velocidade do vapor na saída da palheta guia após o primeiro estágio de velocidade [m/s]. .....	67
$W_1'$ - Velocidade de entrada do vapor das palhetas móveis da segunda fileira [m/s]. .....	67
$W_2'$ - Velocidade de saída do vapor das palhetas móveis da segunda fileira [m/s]. .....	67
$h_0$ - Energia térmica total disponível [kJ/kg]. .....	67
$h_{es}$ - Energia térmica total disponível no estágio com perdas [kJ/kg].....	67
$h_{01}$ - Energia térmica total disponível no estágio na palheta guia [kJ/kg].....	67
$h_{02}$ - Energia térmica total disponível no estágio na palheta móvel [kJ/kg].....	67
$i_0$ - Calor contido na entrada [kJ/kg]. .....	67
$i_i$ - Calor contido na saída [kJ/kg].....	67
$h_0$ - Calor contido na entrada [kJ/kg].....	67
$h_i$ - Calor contido na saída [kJ/kg].....	67
$\varphi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas injetor. ....	67
$\psi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas móveis. ....	68
8378 – Fator de conversão de unidades. ....	68
$H_0$ - Energia térmica total disponível no estágio com perdas [kJ/kg].....	68
$H_i$ - Energia térmica disponível no estágio sem perdas [kJ/kg]. .....	68
$h_{inj}$ – Energia térmica no injetor [kJ/kg].....	68
$\sigma_{vib}$ = Tensão de vibração calculada na <i>palheta</i> [MPa] .....	79
$\mu$ = Fator de amplificação da resposta ressonante.....	79
$k_{\sigma_{vib}}$ = Fator de concentração de tensão <i>para tensão de vibração</i> .....	79

$\sigma_{Fvapor}$ = Tensão de flexão constante na palheta causada pelo vapor [MPa] .....	79
$\mu$ = Fator de amplificação da resposta ressonante .....	80
RPM = Rotação da turbina,[1/min].....	80
$\omega_n$ = Frequência fundamental da palheta [ Hz].....	80
$\beta_v$ = contante, tipicamente 0.9 to 1.0 .....	80
NPF = Frequência de passagem dos injetores [Hz] .....	82
M = Número de injetores em 360°.....	82
RPM = Rotação da turbina [1min] .....	82
$\sigma_{ult}$ - Limite de resistência a ruptura; .....	87
$\sigma_e$ - Limite de resistência ao escoamento; .....	87
$\sigma_{Fad}$ – Tensão limite de fadiga. ....	87
R – Confiabilidade.....	92
z – variável reduzida .....	92
$\beta$ - Parâmetro de forma, também conhecido como coeficiente de Weibull ou inclinação no gráfico da distribuição Weibull .....	97
$\eta$ - Parâmetro de escala.....	97
$\gamma$ - Parâmetro de localização.....	98
FS- Fator de segurança da palheta.....	121
$\sigma_a$ - Tensão alternada na palheta .....	122
$\sigma_e$ - Tensão de escoamento do material da palheta.....	122
$\sigma_m$ - Tensão média na palheta .....	122
$\sigma_{vib}$ - Tensão de vibração na palheta.....	122
$\sigma_{ult}$ - Tensão máxima do material da palheta.....	122
$\sigma_{fcorT}$ - Tensão de fadiga corrigida do material da palheta.....	122
$\sigma_{Fad}$ - Tensão limite de fadiga do material da palheta.....	122
$\sigma_{fcorT}$ - Tensão de fadiga corrigida do material da palheta .....	123
KT1,KT2, ... .... –Fatores de correção tipicos para palheta de turbina.....	123
$\sigma_{Fad}$ - Tensão limite de resistência de fadiga do material .....	123
Nf – Vida esperada [1/ciclo] .....	134
d - Diâmetro da roda [m] .....	150
n - Rotação [rpm] .....	150
u - Velocidade periférica da roda Curtis 1 $rc_1$ [m/s] .....	150

$W_g$ - Peso do corpo rígido [kg].....	225
$f_n$ - Frequência natural [Hz].....	225
$T$ - Período [s] .....	225
$C$ - coeficiente de amortecimento.....	226
$\omega$ - é a frequência angular da força [rad./seg]. .....	226
$F$ - é a força aplicada na massa <i>em</i> [kg].....	226
$t$ - é o tempo em segundos [s].....	226

## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO .....	25
1.1.	JUSTIFICATIVA.....	31
1.2.	RELEVÂNCIA DO TEMA .....	31
1.3.	PROBLEMATIZAÇÃO.....	31
1.4.	HIPÓTESES .....	32
1.5.	OBJETIVO .....	33
2.	TURBINAS A VAPOR.....	34
2.1.	DESCRIÇÃO GERAL DAS TURBINAS A VAPOR.....	34
2.2.	PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS DAS TURBINAS .....	37
2.3.	TURBINAS <i>CURTIS</i> OU IMPULSO (AÇÃO).....	38
2.4.	TURBINA <i>RATEAU</i> OU DE REAÇÃO .....	40
2.5.	TURBINA DE ESTÁGIOS COMBINADOS (IMPULSO E REAÇÃO) .....	42
3.	PROJETO DE PALHETAS .....	46
3.1.	Fluxo de vapor através da turbina.....	46
3.2.	TRANSFORMAÇÃO DA ENERGIA EM MOVIMENTO NAS PALHETAS MÓVEIS EM UM ESTÁGIO DE IMPULSO.....	52
3.3.	TRANSFORMAÇÃO DA ENERGIA EM MOVIMENTO NAS PALHETAS MÓVEIS EM UM ESTÁGIO DE REAÇÃO .....	55
3.4.	FORÇA ATUANTE NAS PALHETAS .....	59
3.5.	ESFORÇOS DE FLEXÃO DEVIDO À PRESSÃO DO VAPOR.....	61
3.6.	FORÇA CENTRÍFUGA NAS PALHETAS .....	62
3.7.	PERDAS NAS PALHETAS E INJETORES .....	64
4.	MATERIAIS PARA PALHETAS .....	69
5.	VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....	71
5.1.	VIBRAÇÕES EM PALHETAS DE TURBINAS .....	71
5.1.1.	COMPORTAMENTO VIBRACIONAL NO SISTEMA DE DISCO COM PALHETAS. ....	71
5.1.2.	COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DE UMA SIMPLES PALHETA EM BALANÇO .....	72
5.1.3.	COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DE UM PACOTE DE PALHETAS DE TURBINA .....	72
5.1.4.	COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DO DISCO INDIVIDUAL .....	73
5.1.5.	CONCEITOS DE AVALIAÇÃO PARA VIBRAÇÃO RESSONANTE NA PALHETA .....	75

5.2.	TENSÕES DEVIDO ÀS FORÇAS DE VAPOR NAS PALHETAS .....	78
5.3.	TENSÃO DE VIBRAÇÃO RESSONANTE .....	79
5.4.	FREQUÊNCIA DE PASSAGEM DOS BICOS INJETORES (NPF).....	81
6.	FADIGA .....	83
6.1.	DANO DEVIDO AO CICLO DE CARREGAMENTO .....	83
6.2.	PROPRIEDADES DE FADIGA .....	84
6.3.	CURVA S-N .....	89
6.4.	CONCENTRADORES DE TENSÃO - AJUSTE DA RESISTÊNCIA À FADIGA DE COMPONENTES MECÂNICOS:.....	90
6.5.	FADIGA DE ALTO CICLO (HCF – <i>HIGH CYCLE FADIGUE</i> ) .....	94
6.6.	FADIGA DE BAIXO CICLO ( <i>LCF - LOW CYCLE FADIGUE</i> ) .....	95
7.	ANÁLISE WEIBULL.....	97
8.	FLUÊNCIA ( <i>CREEP</i> ).....	105
8.1.	CAUSAS DE ALTA TEMPERATURA INTERNA NAS TURBINAS A VAPOR .....	105
8.2.	CURVAS DE FLUÊNCIA E SEUS ESTÁGIOS .....	106
8.3.	MUDANÇAS ESTRUTURAIS DURANTE A FLUÊNCIA.....	107
8.4.	PRINCIPAIS MECANISMOS DE MUDANÇA ESTRUTURAL POR FLUÊNCIA.....	108
8.5.	PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO À FLUÊNCIA AO LONGO DO TEMPO.....	109
8.6.	EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO 63 DE LMP.....	111
8.7.	CONSIDERAÇÕES DE FLUÊNCIA PARA TURBINAS A VAPOR.....	112
9.	ELEMENTOS FINITOS (FEA).....	114
9.1.	HISTÓRICO .....	114
9.2.	A ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS (FEA) .....	114
9.3.	VANTAGENS DA APLICAÇÃO DA FEA.....	115
9.4.	CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS PARA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS.....	116
9.5.	ELEMENTO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	116
10.	ANÁLISE DE FALHAS E AVALIAÇÃO DA CONFIABILIDADE PARA O PROJETO DE PALHETA .....	118
10.1.	CARGAS, TENSÃO E AVALIAÇÃO .....	119
10.2.	CÁLCULO DO FATOR DE SEGURANÇA (FS) .....	120

10.3. AVALIAÇÃO DOS CRITÉRIOS DE PROJETO TÍPICOS PARA PALHETAS DE TURBINA.....	125
10.4. ASPECTOS DE AVALIAÇÃO DA VIDA DA PALHETA.....	125
10.4.1. AVALIAÇÃO DA VIDA ÚTIL DA PALHETA SOB AÇÃO DE HCF E LCF .....	125
10.5. ESTIMATIVA DE VIDA.....	132
11. MATERIAIS E MÉTODOS.....	135
11.1. DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA.....	135
11.1.1. APLICAÇÃO DAS TÉCNICAS DE ELEMENTOS FINITOS NESTA DISSERTAÇÃO.....	136
11.1.2. MÓDULO <i>STRESS ANALYSIS</i> DO AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL® .....	137
11.1.3. ANÁLISE DAS TENSÕES E DAS DEFORMAÇÕES.....	137
11.2. ROTOR E PALHETA DA TURBINA.....	139
11.3. DADOS DE PROCESSO E DIMENSIONAIS DA TURBINA.....	141
12. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	147
12.1. IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL DA PALHETA .....	147
12.2. DIMENSIONAMENTO VETORIAL DO ESTÁGIO <i>CURTIS</i> .....	147
12.3. DIMENSIONAMENTO VETORIAL DO ESTÁGIO <i>RATEAU</i> .....	154
12.4. FORÇAS E TENSÕES ATUANTES NAS PALHETAS .....	163
12.5. CÁLCULO DA TENSÃO DE FADIGA CORRIGIDA .....	164
12.6. ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS FEA.....	166
12.6.1. DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES NA PALHETA.....	166
12.7. CÁLCULO DA TENSÃO DE VIBRAÇÃO .....	170
12.8. DIAGRAMA DE CAMPBELL E SAFE DIAGRAMA.....	171
12.9. ESTIMATIVA DA VIDA DA PALHETA .....	175
12.10. ANÁLISE DE <i>WEIBULL</i> .....	179
12.11. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS .....	182
13. CONCLUSÃO.....	185
14. POSSÍVEIS SOLUÇÕES.....	186
186	
187	
15. PONTOS MAIS SIGNIFICATIVOS DOS RESULTADOS.....	188
16. TRABALHOS FUTUROS .....	188

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	189
APÊNDICE 1 - DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS.....	197
APÊNDICE 2 - ESTIMATIVA DA VIDA DA PALHETA.....	202
APÊNDICE 3 - WEIBULL.....	213
APÊNDICE 4 - IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL DA PALHETA.....	217
ANEXO 01 - CONCEITOS DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS .....	221
ANEXO 02 - TIPOS DE APLICAÇÕES DE ELEMENTOS FINITOS .....	234



## 1. INTRODUÇÃO

Turbinas a vapor são equipamentos empregados para acionar vários tipos de máquinas nas mais diversas aplicações; compressores, bombas, geradores, etc., nos mais variados tipos e condições industriais. Para algumas aplicações, devido às suas características dimensionais, as turbinas a vapor se mostram como a melhor opção de acionamento devido sua robustez, capacidade de variação de rotação, alta confiabilidade e também pelo potencial de melhoria da eficiência de uma planta, que é conseguida através do aproveitamento de gases de exaustão destes equipamentos, assim como pela reutilização de vapor de baixa pressão. Estas características garantem grande aplicação das turbinas nas indústrias, dentre as quais é possível citar; química, petroquímica e de petróleo e gás.

O funcionamento das turbomáquinas, que são máquinas que tem a característica de transferir energia de fluxo contínuo de fluido, através de um elemento rotativo que está fixo em um eixo, dentro destas características é possível relacionar as seguintes máquinas; bombas, compressores, ventiladores e as turbinas a vapor (TURTON et al., 1995).

As turbomáquinas dependem da integridade de seus componentes, dentre os quais, as palhetas estão entre os mais críticos, que são, no caso das turbinas a vapor, as responsáveis por transformar a energia térmica do vapor em energia mecânica, sendo assim, estão diretamente ligadas ao rendimento das turbomáquinas e sua vida útil está, também, diretamente ligada à vida das palhetas (SATYANARAYANA, PAVULURI, KUMAR et al., 2013).

O desenvolvimento das palhetas e também das turbinas tem se baseado em ferramentas de projeto como a Análise por Elementos Finitos ou *FEA (Finite Element Analysis)* e na experiência tecnológica de cada fabricante, que se baseia em aplicações existentes (MISEK e KUBÍN et al., 2008).

Neste estudo foi analisado um caso de falha repetitivo e intermitente de uma palheta de turbina a vapor multiestágio de condensação da marca *TERRY®* modelo F6, com 5 rodas *Rateau* e 1 roda *Curtis* com dois estágios de velocidade. A turbina em estudo é empregada no acionamento de um trem de máquinas composto por

dois compressores e um expansor, que são empregados na síntese de gás para produção de ácido.

O conjunto de síntese de gás que a turbina faz parte dispõe de manutenção preditiva composta por um sistema de monitoramento e proteção online (*SKF*) que monitora e controla vibrações e temperatura 24 horas por dia, para todo o conjunto. Além do sistema online também possui equipe de manutenção preditiva que faz monitoramento via analisador “*CSI 2130*”, realizando a coleta e análise dos dados no próprio sistema de monitoramento online e realiza também a coleta e análise de vibração e temperatura na carcaça do sistema de síntese de gás, para completar a sistemática de monitoramento são realizadas análise do óleo lubrificante a cada 3 meses. Além de todo sistema de monitoramento o conjunto rotativo visto na Figura 1 é substituído a cada parada de máquina. Os dados de processo também são monitorados e armazenados via sistema supervisorio de processo.

Mesmo com todo aparato de monitoramento e proteção não houve indicativo de problemas na turbina antes da ocorrência em nenhuma das falhas, na maioria dos casos, a falha ocorreu durante uma partida da planta após uma parada, em que conjunto rotativo havida sido substituído.

Foram investigadas várias hipóteses para encontrar a causa da falha na palheta, desde a falha no projeto da palheta, falha no material da palheta, avaliação das condições vibrações e demais aspectos típicos de projeto de palhetas de turbina (Diagrama de *Campbell*, *Safe Diagram*, frequência de passagem de injetores, fator de segurança, esforços na palheta oriundos do vapor e da força centrífuga, etc.). As avaliações foram realizadas aplicando análise metalográfica na amostra da palheta fraturada, dimensionamento das tensões que atuam nas palhetas, que foram obtidas de forma analítica e os valores obtidos foram comparados com os valores calculados através de elementos finitos ou FEA (*Finite Element Analysis*). O conjunto de dados produzidos pelas análises realizadas foi avaliado e desta forma encontrou-se a condição esperada de vida da palheta, que foi estimada através das tensões encontradas e também através do estudo estatístico dos dados da falha, através da análise *Weibull*. Desta forma a causa da falha na palheta foi identificada e foi proposta uma solução para que a palheta atenda as condições operacionais da planta em termos de vida útil e confiabilidade.

Para uma maior compreensão da localização da falha e visualização do equipamento em estudo, nas Figuras de 1 a 5 é possível ter uma visão geral do rotor do equipamento e também da palheta que falhou. Na Figura 1 é possível verificar o rotor e uma descrição sucinta de seus componentes, bem como a região da falha.



**Figura 1 – Rotor da turbina em estudo TERRY® modelo F6.**

A Figura 2 mostra a evidência em detalhe da região da falha, apresentada na Figura 1.



**Figura 2 – Detalhe da região da falha da palheta da turbina.**

A Figura 3 expõe o detalhe das palhetas fixas ou injetores fixadas na parte superior do diafragma, que é uma roda composta por duas partes, a parte superior e a parte inferior.



**Figura 3 – Palhetas fixas ou injetores, também chamado de diafragma da turbina.**

Na Figura 4 é possível verificar a parte inferior da carcaça da turbina e também a parte inferior dos diafragmas de todas as rodas ainda montados.

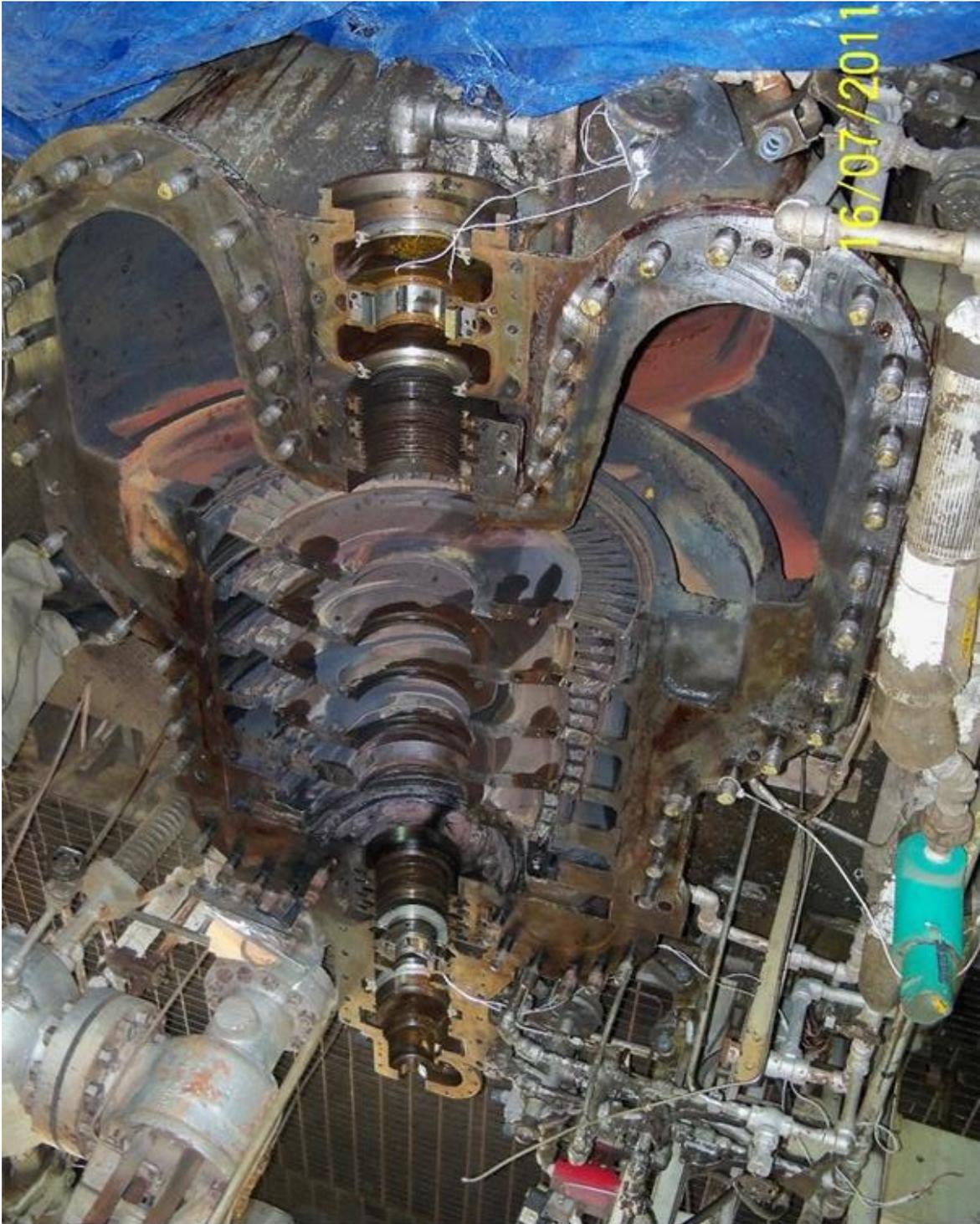


Figura 4 – Parte inferior da carcaça da turbina.

Na Figura 5 é possível verificar a parte superior da carcaça da turbina, apenas com os labirintos de vedação de vapor instalados em suas extremidades.



**Figura 5 – Parte superior da carcaça da turbina.**

## 1.1. JUSTIFICATIVA

O caso estudado é recorrente, sendo que, as últimas falhas relatadas ocorreram em out/2008, mar/2011, nov/2014. Este tipo de falha em turbomáquinas gera grandes perdas e uma urgência para que o equipamento, ou neste caso a turbina, retorne para operação. Esse fato aliado à complexidade destas máquinas causa grandes dificuldades para realização de uma análise minuciosa que permita encontrar causa da falha e a solução do problema.

Uma última falha nas palhetas desta turbina gerou uma parada de 99 horas, que resultou em uma perda de aproximadamente R\$ 2.600.000,00 devido à parada de produção resultante. A ruptura ocorre na raiz da palheta, sempre na terceira roda *Rateau*, que tem apresentado uma vida média de aproximadamente 2,5 anos, sendo que, as últimas falhas ocorreram em out/2008, mar/2011, nov/2014.

## 1.2. RELEVÂNCIA DO TEMA

Diante da oportunidade de adquirir e contribuir com conhecimento científico, ganhos financeiros, que neste caso específico já foi demonstrado no item 1.1, surgiu à motivação para estudar a causa da ruptura desta palheta.

## 1.3. PROBLEMATIZAÇÃO

Em 2013 houve um aumento do consumo final de eletricidade no país, de 3,6%, com destaque para os setores residencial e comercial, que foi atendido a partir da expansão da geração térmica, especialmente das usinas movidas a carvão mineral (+75,7%), gás natural (+47,6%), bagaço de cana (+19,2%), cujas participações na matriz elétrica, na comparação de 2013 contra 2012, cresceram de 23,9 % para 30,3 % respectivamente.

Desta forma 30,3% da matriz energética nacional está relacionada com a aplicação de turbinas a vapor na geração de energia, quando se extrapola esta avaliação para o cenário internacional, onde a matriz energética não é hídrica, esse percentual fica na faixa de 80% de toda matriz energética (BEN, 2014).

Estes dados mostram a importância das turbinas a vapor no cenário nacional e internacional, desta forma proporcionaram grande motivação para este estudo em particular, que se desenvolveu para encontrar a causa da falha da palheta e assim evitar a perda financeira que ocorre mediante a esta falha. Foram identificadas e analisadas as cargas às quais a palheta está exposta, o material da palheta, os dados obtidos em campo por meio de métodos analíticos e computacionais.

A análise da palheta está relacionada diretamente com sua aplicação, o que remete, a saber, exatamente quais as condições de operação no momento da falha, qual o material da palheta, características dimensionais da turbina e da palheta. Dados técnicos de turbomáquinas em geral, são segredos industriais e os fabricantes não fornecem dados dimensionais, principalmente relacionados com as palhetas.

Atualmente os projetos de turbomáquinas, dos grandes fabricantes, são executados através de Análise de Elementos Finitos ou *FEA (Finite Element Analysis)* e *CFD (Computational Fluid Dynamics)*, utilizando softwares como ANSYS®, ANSYS® CFX®, BLADE GEN®, etc. A outra forma é o dimensionamento analítico, que é dificultado pela escassez de material (ESSS, 2015).

#### **1.4. HIPÓTESES**

Mais que 90% das falhas em componentes de máquinas são causadas por fadiga, portanto fadiga deve ser levada em consideração quando se projeta componentes que são extremamente carregados, por exemplo, como as palhetas de turbina a vapor (MESTANEKA, 2008).

Desta forma, a fadiga será a primeira hipótese a ser considerada. Adicionalmente a fadiga, a corrosão e mecanismos de degradação, como por exemplo o *Creep*, devem ser levados em consideração no projeto de palhetas de turbina a vapor, segundo Phillip Dowson e Derrik Buer (2008) e ainda conforme Leonardo Bertini et al. (2013) as vibrações também são causadoras de falhas em palhetas de turbina.

## **1.5. OBJETIVO**

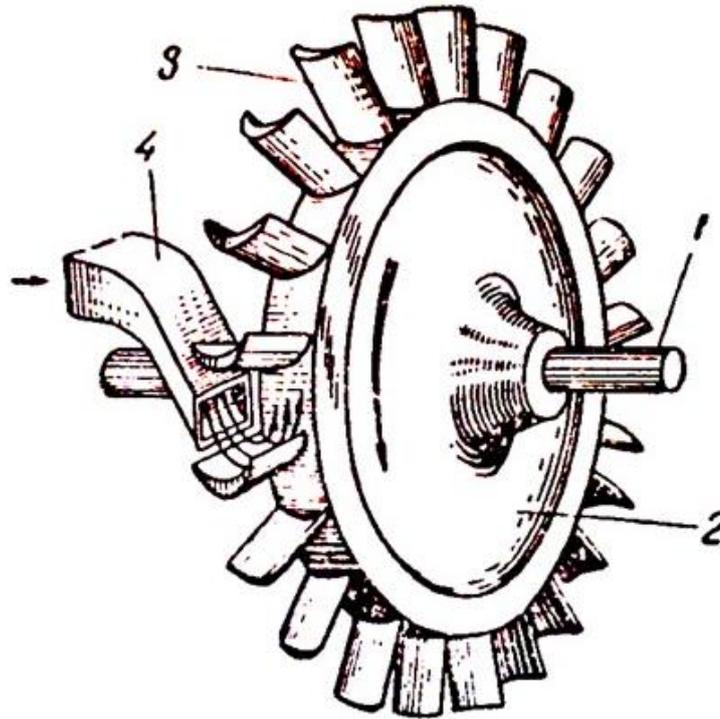
O objetivo deste estudo é identificar a causa fundamental da falha da palheta da turbina, e assim propor uma solução que aumente a vida útil atual desta palheta, melhorando a confiabilidade do sistema.

## **2. TURBINAS A VAPOR**

Este capítulo tem como função descrever de forma breve as características de uma turbina a vapor e alguns dos fenômenos envolvidos no dimensionamento de uma palheta de turbina.

### **2.1. DESCRIÇÃO GERAL DAS TURBINAS A VAPOR**

Dentre as várias personalidades importantes no desenvolvimento das turbinas a vapor, destacam-se o engenheiro sueco Carl Gustaf de Laval (1845 – 1913), que trabalhou com turbinas de impulso (ou ação) e o britânico Charles Parsons (1854 e 1931), que trabalhou com turbinas de reação, aos quais estão associadas às primeiras turbinas de aplicação de vapor. Em 1895 os direitos americanos de Parsons foram adquiridos por George Westinghouse (1846 – 1914) que levou o mérito de desenvolver a primeira turbina a vapor de 400 KW de emprego comercial. As descobertas feitas por De Laval e Parsons foram então melhoradas, gerando conceitos aplicados até hoje. A Figura 6 mostra um modelo de uma turbina De Laval, que exemplifica de forma simples o funcionamento de uma turbina a vapor (LORA E NASCIMENTO, 2004).



**Figura 6 – Turbina de simples impulso de De Laval.**

Fonte: Macintyre (1997, p. 235)

Na Figura 6 é possível verificar na turbina De Laval: (1) eixo, (2) rotor, (3) palhetas, (4) bico de expansão do vapor (tipicamente um injetor). O eixo (1) e o disco (2) são considerados as partes mais importantes da turbina e normalmente são conhecidos como rotor. Essas partes ficam alocadas dentro da carcaça da turbina e o eixo é guiado por mancais em sua extremidade, para as turbinas de reação a referência mais conhecida é o modelo de Parsons, (MACINTYRE, 1997).

As turbinas a vapor modernas são classificadas de várias formas com relação à sua construção:

Em relação ao modo de atuação do vapor no rotor:

- Turbinas de ação
  - Quando a expansão do vapor ocorre unicamente nos órgãos fixos, constituídos de injetores ou palhetas fixas.
- Turbinas de reação

Quando a expansão do vapor ocorre também no rotor e desta forma a pressão na entrada do vapor é maior do que na saída.

- Turbinas de ação e reação

São turbinas mistas, sua parte inicial de alta pressão, é construída para ação e a outra parte, de baixa pressão, para reação.

Em relação à necessidade de aplicação, podem ser divididas em quatro tipos:

- Turbinas de Condensação

Quando o vapor de escape vai para um condensador, a uma pressão de descarga menor que a atmosférica.

- Turbinas de Condensação com extração

Quando o vapor de escape vai para um condensador e, além disto, existe um ponto de extração de vapor na turbina.

- Turbinas de Contrapressão

Quando o vapor de escape é conduzido para equipamentos destinados à reutilização da energia térmica, por exemplo, em calefação. Para estas turbinas a pressão do escape é sensivelmente maior que a atmosférica.

- Turbinas de Contrapressão com extração

Quando o vapor de escape é conduzido para equipamentos destinados à reutilização da energia térmica e, além disto, apresenta um ponto de extração de vapor.

Com relação ao fluxo é possível se classificar como:

- Turbinas de Duplo fluxo

São turbinas de grande potência que acarretam em dimensões exageradamente grandes das palhetas nos últimos estágios. São projetadas com o fluxo dividido em direções opostas.

- Turbinas de Fluxo único

Turbinas as quais o fluxo de vapor é paralelo ao eixo.

## 2.2. PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS DAS TURBINAS

O ciclo termodinâmico que mais se aproxima do ciclo real que ocorre em uma turbina a vapor real é o ciclo de Rankine, que está apresentado na Figura 7 (a) e é uma variação do ciclo de Carnot, no qual o trabalho realizado pelo vapor em uma turbina pode ser representado por um diagrama temperatura entropia T-S, mostrado na Figura 7 (b).

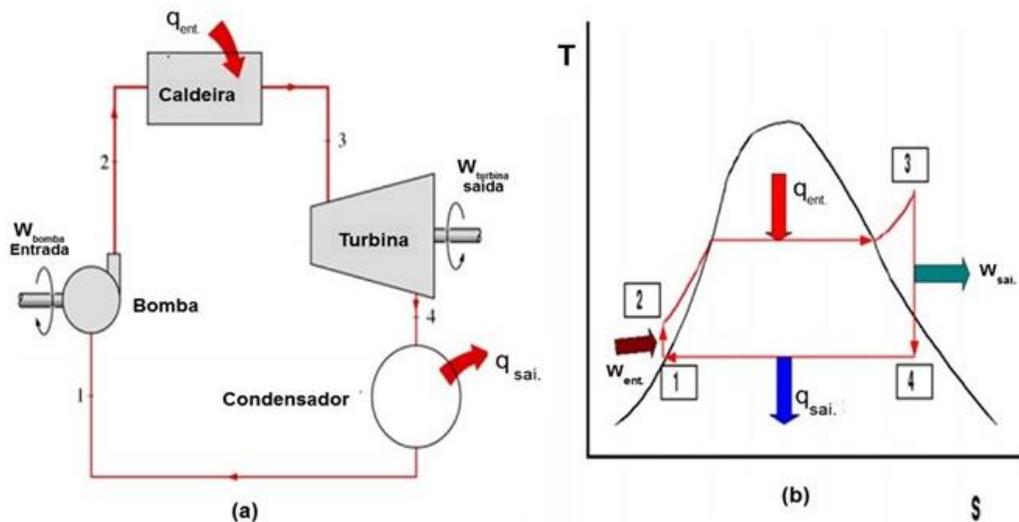


Figura 7 - Ciclo de Rankine e diagrama T-S.

Fonte : Unicamp (2015, p.14)

Na Figura 7, é possível verificar as 4 fases para ciclo de potência a vapor de Rankine, que são :

- 1-2 compressão adiabática reversível (isentrópica) na bomba
- 2-3 aquecimento a pressão constante na caldeira.
- 3-4 expansão adiabática reversível (isentrópica) na turbina
- 4-1 rejeição de calor a pressão constante no condensador

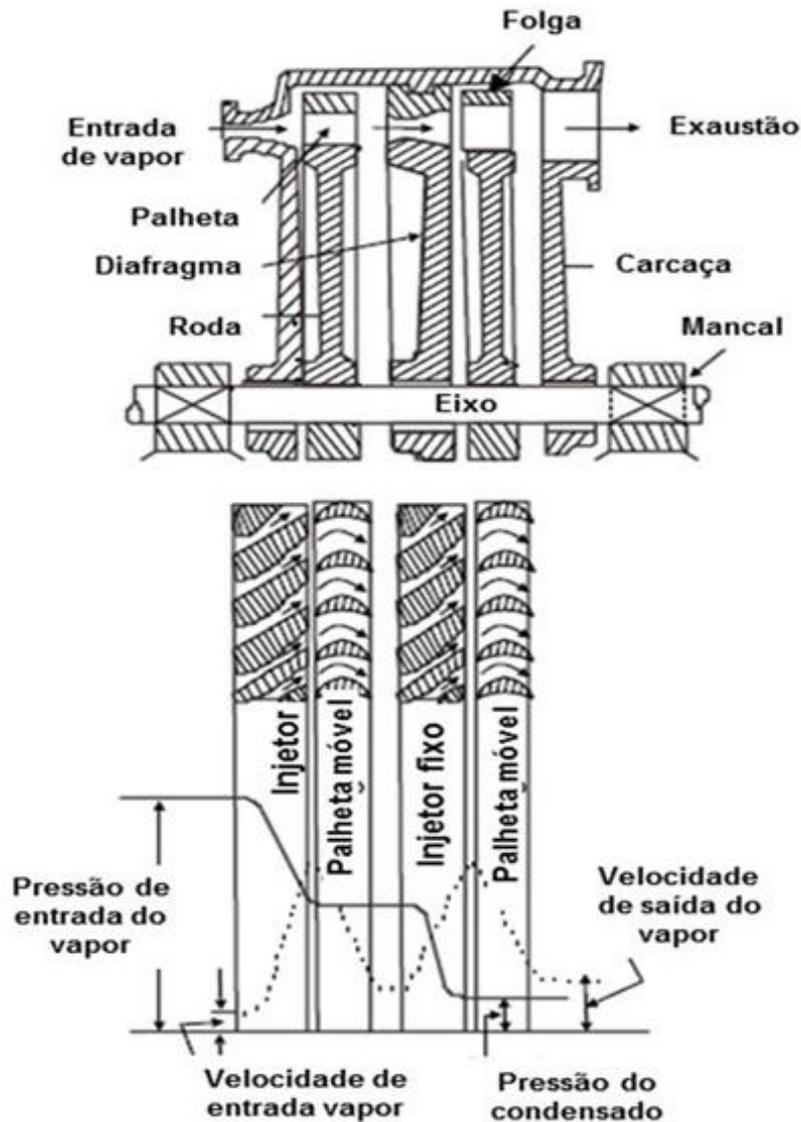
Turbina a vapor é um sistema de acionamento motor que transforma energia potencial do vapor em energia cinética, que por vez é transferida e empregada através da rotação de seu eixo, sendo aplicada no acionamento que vai desde geradores de energia a equipamentos para diversos processos.

A transformação da energia potencial do vapor em energia mecânica de rotação ocorre de diversas maneiras no interior das turbinas. Cada forma de transformação de energia possui características diferentes em termos de comportamento da pressão e velocidade envolvidas (MACINTYRE, 1997, ONKAR, 2009):

### **2.3. TURBINAS CURTIS OU IMPULSO (AÇÃO)**

Turbinas *Curtis* foram desenvolvidas com o objetivo de evitar a perda por energia cinética na saída. Essas turbinas são montadas com 2 ou mais filas de palhetas móveis, intercaladas por palhetas fixas que atuam redirecionando o fluxo de vapor. Os estágios, nos quais ocorrem este efeito, são conhecidos como estágios *Curtis* ou de velocidade escalonada.

Nestas turbinas não há queda de pressão considerável na passagem pelo disco, ou seja, nas palhetas móveis, porque a queda de pressão ocorre nos injetores, através dos quais o vapor é introduzido na turbina, conforme ilustrado na Figura 8. Assim, as cargas axiais no rotor são muito baixas, o que é uma vantagem importante para os estágios de impulso do rotor (MACINTYRE, 1997; LORA E NASCIMENTO, 2004).

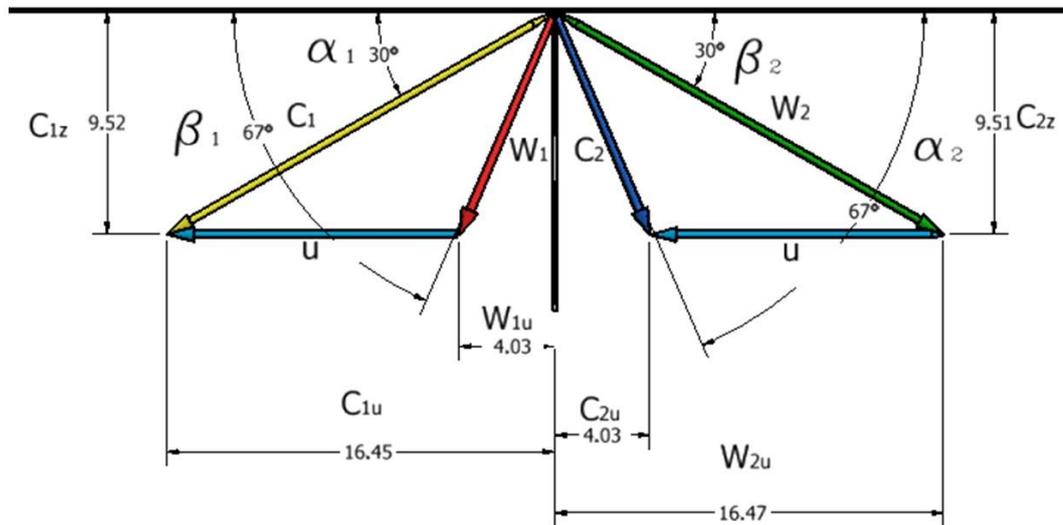


**Figura 8 - Turbina de impulso.**

Fonte: Singh, Onkar (2009, p. 620)

A Figura 9 ilustra um diagrama de velocidades completo para uma turbina de impulso. Neste diagrama (Figura 9), o vapor sai dos injetores com energia cinética  $C_1$  em um ângulo de saída  $\alpha_1$ , em relação ao plano de rotação da palheta. A energia cinética  $C_1$  é calculada como se toda a entalpia disponível para uma expansão isentrópica de  $P_1$  (pressão entrada no injetor) para  $P_2$  (pressão de saída do estágio) respectivamente, fosse integralmente convertida em energia cinética do fluido. A entalpia total disponível em um estágio de uma turbina é dada pela diferença de entalpias entre a entrada e a saída do vapor no estágio. Ainda no diagrama da

Figura 9,  $w_1$  é a energia cinética da entrada do vapor na palheta móvel e  $C_2$  é a energia cinética na saída do injetor ou palheta fixa.  $w_2$  é a energia cinética na saída do vapor na palheta móvel. A notação com o prefixo 'u' representa as projeções de  $C_1$  e  $C_2$  paralela ao disco. Os ângulos são  $\beta_1$  e  $\alpha_1$  são os ângulos de entrada e saída do vapor (GORLA E KHAN et al., 2003).



**Figura 9 – Composição do diagrama de velocidade.**

Adaptado de BLOCH, MURARI (2011, p.220)

## 2.4. TURBINA RATEAU OU DE REAÇÃO

Nas turbinas Rateau a expansão do vapor é dividida entre as palhetas móveis e fixas, em 2 ou mais fileiras de bocais, nos quais ocorre um escalonamento de pressões. Estas turbinas podem ser compostas por vários conjuntos deste tipo, sendo similares com as turbinas de De Laval Figura 6 montadas em série.

Em contraste com a turbina de impulso, nas turbinas de reação a queda de entalpia nos estágios de reação é dividida entre as palhetas fixas e as palhetas móveis, conforme ilustrado na Figura 10.

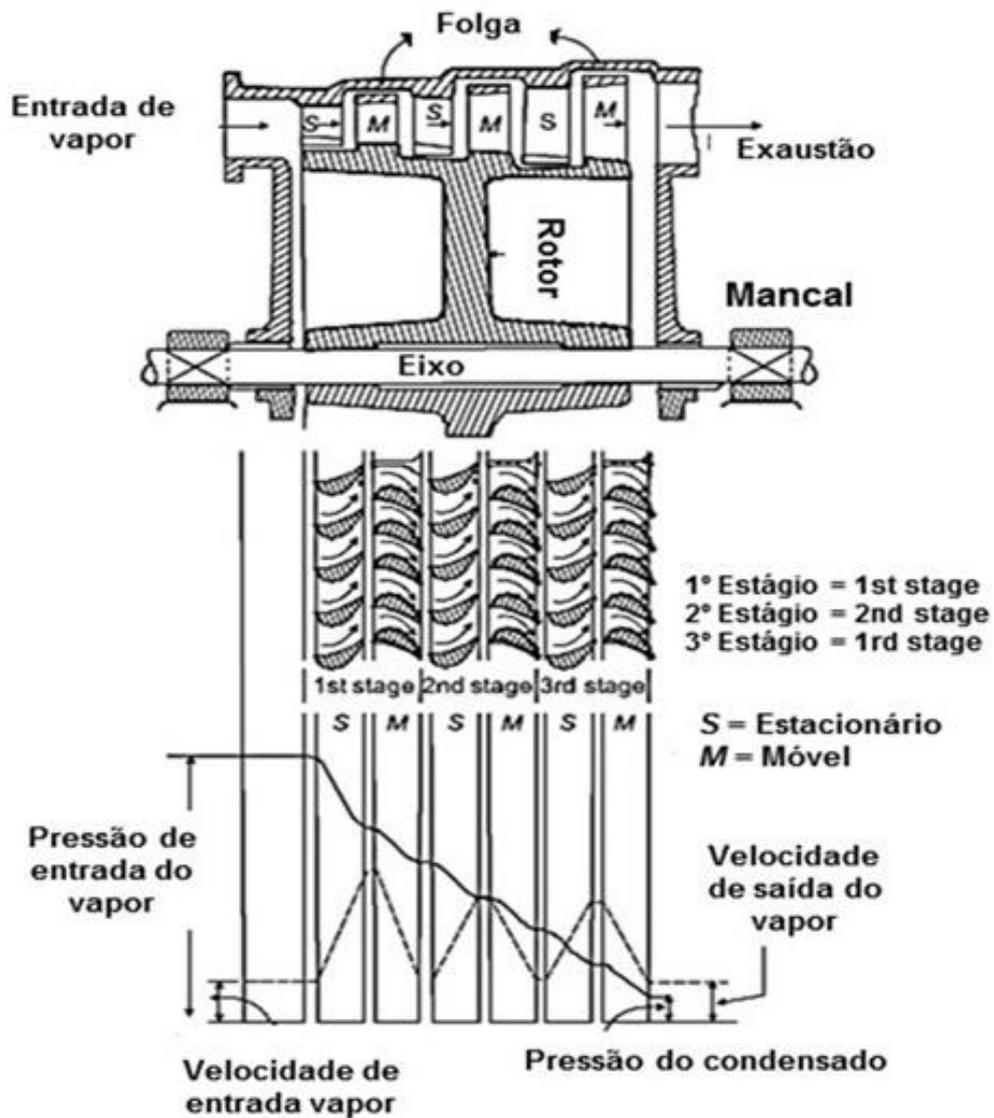


Figura 10 - Turbina de Reação.

Fonte: Singh, Onkar (2009, p. 641)

O grau de reação ( $r_{rg}$ ) é um parâmetro que indica o percentual de reação, expansão do vapor, que ocorre nas palhetas móveis. Valores do grau de reação  $r_{rg}$  das turbinas são normalmente expressos em percentagem e sua definição pode ser feita pela Equação 1:

$$r_{gr} = \Delta H_{\text{palhetas móveis}} / \Delta H_{\text{estagio}} \quad (1)$$

Em que:

$\Delta H_{\text{palhetas m\acute{o}veis}}$  – Variação de entalpia nas palhetas m\acute{o}veis

$\Delta H_{\text{est\acute{a}gio}}$  – Variação de entalpia do est\acute{a}gio

$r_{gr}$  – Grau de reação

Os est\acute{a}gios podem ser projetados com uma ampla faixa de valores de reação, que dependem de v\`arios fatores como a entalpia dispon\`ivel, dimens\`oes do projeto ou simplesmente da prefer\`encia do projetista da turbina. Quando um est\acute{a}gio \`e puramente de impulso o grau de reação \`e nulo. Um grau de reação de 50% significa que metade da expans\`ao ocorre nas palhetas fixas e metade nas palhetas m\acute{o}veis (LORA E NASCIMENTO, 2004; GORLA E KHAN, 2003).

O diagrama de velocidades de uma turbina de reação tem sua configura\`ao id\`entica \`a configura\`ao para um est\acute{a}gio de impulso, mostrado na Figura 9, a diferen\`ca gr\`afica est\`a nas propor\`oes das velocidades do vapor (BLOCH E MURARI, 2009; GORLA E KHAN, 2003).

## 2.5. TURBINA DE EST\`AGIOS COMBINADOS (IMPULSO E REA\`C\`AO)

S\`ao turbinas constru\`idas com os dois tipos de extra\`cao da energia do vapor em um mesmo conjunto rotor, condi\`cao essa que se mostrou mais vantajosa do ponto de vista econ\`omico, quando s\`ao consideradas as dimens\`oes, pot\`encia fornecida e rendimento. Para ambos os casos turbinas constru\`idas unicamente com est\acute{a}gios de impulso ou unicamente com est\acute{a}gios de reação, quando atingem determinados patamares de exig\`encias de pot\`encia, encontram problemas de perdas acentuadas por possu\`irem dimens\`oes extremamente elevadas, rendimentos extremamente baixos, grandes perdas por arrasto e vazamento de vapor, al\`em do seu elevado custo. Os projetos mais vi\`aveis do ponto de vista econ\`omico e t\`ecnico s\`ao os que possuem os primeiros est\acute{a}gios de impulso (*Curtis*), podendo ser de fileira \`unica ou m\`ultipla, sendo os demais de reação (*Rateau*), conforme ilustrado na Figura 11 (LORA E NASCIMENTO, 2004; SHLYAKHIN, 1974).

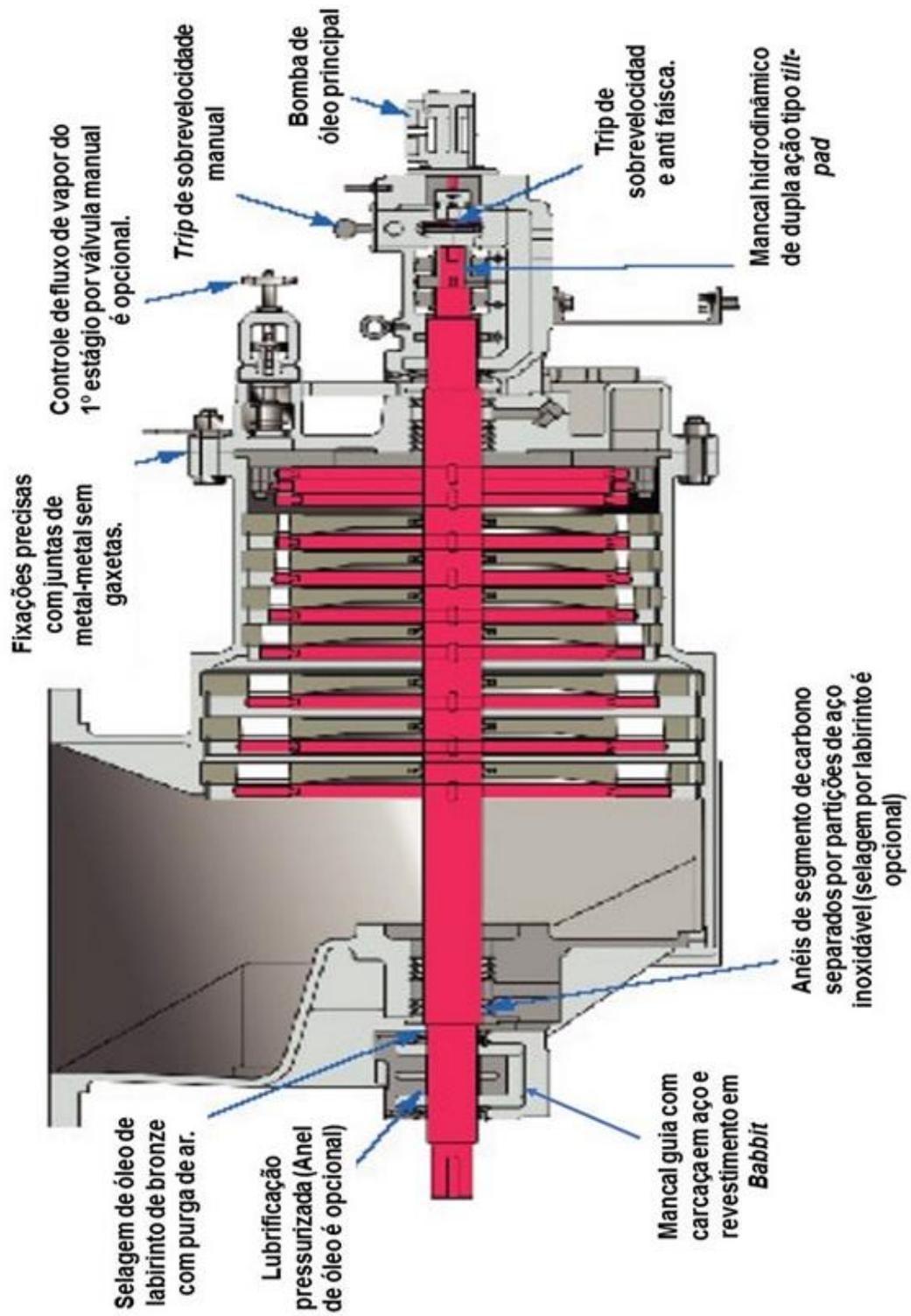


Figura 11 - Turbina multestágio.

Fonte: Dresser Rand®

Normalmente os estágios de impulso (*Curtis*) se destinam as altas pressões, porque as características construtivas deste tipo de turbina proporcionam uma queda de pressão maior com uma eficiência melhor para um baixo número de estágios. Os estágios de reação (*Rateau*) são empregados para as baixas pressões, porque suas características construtivas proporcionam uma maior eficiência em pressões menores. Assim, para turbinas de estágios combinados, *Rateau* ou de Reação e Curtis ou de Ação, obtêm-se melhores rendimentos e dimensões mais apropriadas para cada ciclo, conseqüentemente obtendo-se melhores rendimentos no conjunto (BLOCH, MURARI et al., 2009).

Na Figura 12 é apresentada uma turbina de estágios combinados, *Rateau* (Reação) e *Curtis* (Ação), que é muito semelhante à turbina estudada, nesta figura é possível verificar os detalhes internos de uma turbina a vapor de estágios combinados.

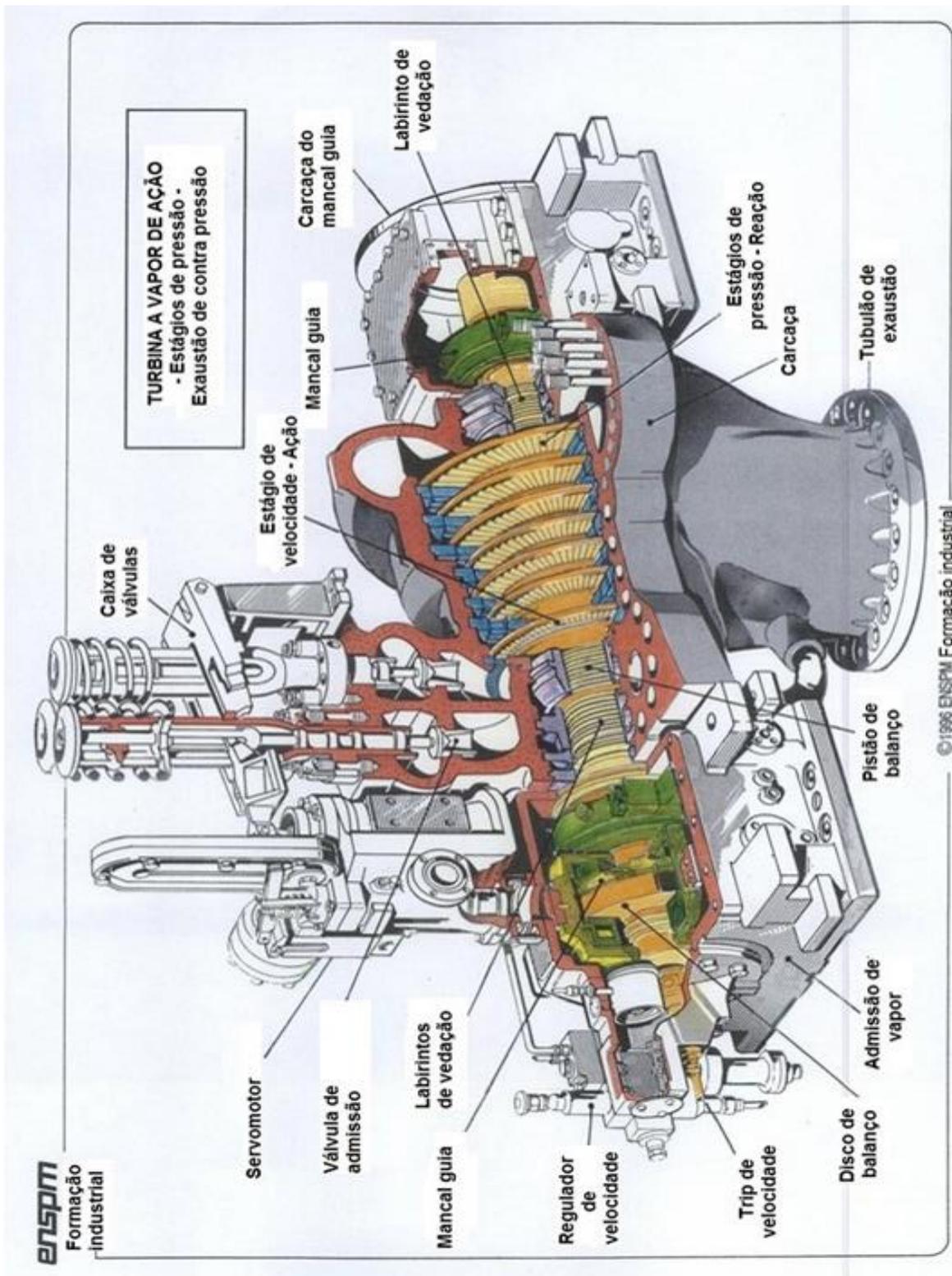


Figura 12 – Turbina multiestágios de estágios combinados.

Fonte: IFP Training Formation industrie

### 3. PROJETO DE PALHETAS

As palhetas são componentes essenciais das turbinas, pois são responsáveis por transformar a energia do vapor em movimento do rotor, implicando diretamente no rendimento das turbinas em geral. Seu projeto e fabricação apresentam particularidades que variam de fabricante para fabricante, sendo que inúmeros estudos foram desenvolvidos visando a melhoria do seu desempenho. Nos itens a seguir será demonstrada a natureza dos esforços em uma palheta quando essa sofre a incidência de um jato de vapor (SINGH E LUCAS, 2011).

De uma forma geral, para o dimensionamento de palhetas de turbinas é necessário conhecer como atua o fluxo de vapor nas palhetas e como esta interação gera trabalho mecânico.

#### 3.1. Fluxo de vapor através da turbina

A expansão do vapor nos injetores ocorre da seguinte forma: o injetor é um conduto de passagem de secção variável na qual a energia total do vapor é transformada em energia cinética. O aumento de velocidade no jato de vapor que ocorre na saída do injetor é obtido da queda de energia térmica contida no vapor. A energia total do vapor ( $\Omega$ ) é composta pelo somatório das seguintes energias; energia interna ( $\emptyset$ ), da energia cinética ( $C^2/2g$ ) e do trabalho  $p_v$  do vapor em consequente da pressão. Admite-se sufixos (0) para entrada de vapor no injetor e (1) para saída, a energia total do vapor que entra no injetor será dada por (SHLYAKHIN, 1974):

$$\Omega_0 = \emptyset_0 + \frac{A}{2g} c_0^2 + A p_0 v_0 \quad (2)$$

Na saída tem-se,

$$\Omega_1 = \emptyset_1 + \frac{A}{2g} c_1^2 + A p_1 v_1 \quad (3)$$

Em que,

- $\Omega$  – energia total do vapor [kcal/kg]
- $\emptyset$  – energia interna [kcal/kg]
- $C^2/2g$  – energia cinética nas palhetas fixas
- $A$  – constante de equivalência térmica de trabalho [kcal/kg m]

Constante de equivalência térmica de trabalho (A) é responsável por fazer a correlação entre as unidades de; energia cinética, energia térmica, a pressão e a velocidade.

A energia cinética e o trabalho da pressão do vapor são representados em unidades de energia (J). Se for considerado como caso ideal, onde não há troca de calor com o ambiente, pela lei da conservação de energia, a energia total antes e depois do injetor será:

$$\Omega_0 = \Omega_1$$

$$\emptyset_0 + \frac{A}{2g} c_0^2 + A p_0 v_0 = \emptyset_1 + \frac{A}{2g} c_1^2 + A p_1 v_1$$

Porém,

$$\emptyset + A p v = i = \text{calor contido}$$

Logo,

$$i_0 + \frac{A}{2g} C_0^2 = i_1 + \frac{A}{2g} C_{1t}^2$$

Daí a equação geral dos injetores pode ser escrita como:

$$\frac{A}{2g} (C_{1t}^2 - C_0^2) = (i_0 - i_{1t}) \quad (4)$$

A equação 4 mostra que o aumento da energia cinética do jato de vapor durante a expansão no injetor é igual à queda de calor contido ( $i$ ). Para o caso de um fluxo ideal de vapor, que ocorreria sem perdas, a queda de energia térmica ( $\Delta\theta$ ) é igual à queda adiabática de calor ( $\Delta i$ ), que também pode ser definida pela variação de entalpia ou entalpia total disponível (MACINTYRE, 1997; LORA E NASCIMENTO, 2004).

$$\Delta h_{01} = i_0 - i_{1t} = h_0 - h_{1t} \quad (5)$$

Onde,

$\Delta h_{01}$  – Variação de entalpia

$h$  - Entalpia na entrada

$i$  – Calor contido

O sufixo  $t$ , indica a condição de fluxo ideal de vapor, ou seja, sem perdas. A velocidade teórica na saída do injetor é facilmente determinada através do desenvolvimento matemático da Equação 4, como segue:

$$\begin{aligned} C_{1t} &= \sqrt{\frac{2g}{A}(i_0 - i_{1t}) + C_0^2} \quad , \text{ substituindo } g = 9,81 \text{ m/s}^2 \text{ e } A = 1/427 \\ &= 91,5 \sqrt{(i_0 - i_{1t}) + \frac{C_0^2}{8378}} \end{aligned}$$

Assim 91,5 é igual a  $\sqrt{8378}$  são obtidos ao se substituir a aceleração da gravidade  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  e  $A = 1/427$  e tem a função de fazer as devidas conversões de unidade de forma a obter a velocidade em do vapor em (m/s). Desconsiderando a velocidade inicial do vapor  $C_0$ , como geralmente é feito em projetos de turbinas, a equação fica;

$$= 91,5 \sqrt{h_0 + \frac{C_0^2}{8378}}$$

E por fim, encontra-se a velocidade na saída do injetor em função da energia térmica que é dada pela entalpia, Equação 6;

$$C_1 = 91,5\sqrt{h_0} \quad (6)$$

As pesquisas revelaram que, tanto para injetores convergentes como para os divergentes, ilustrados na Figura 13, a expansão do vapor só ocorre quando a pressão atinge um valor mínimo  $p_{cr}$ , igual a 0,577 da pressão inicial  $p_0$  antes do injetor para vapor saturado seco e 0,546  $p_0$  para vapor superaquecido. A pressão final depois da expansão nos injetores não depende da pressão do ambiente no qual o vapor é descarregado. Se o ambiente está em uma pressão menor ou igual a pressão crítica  $p_{cr}$ , a relação (SHLYAKHIN, 1974):

$$p_{cr}/p_0 = C_{cr} \quad (7)$$

onde,

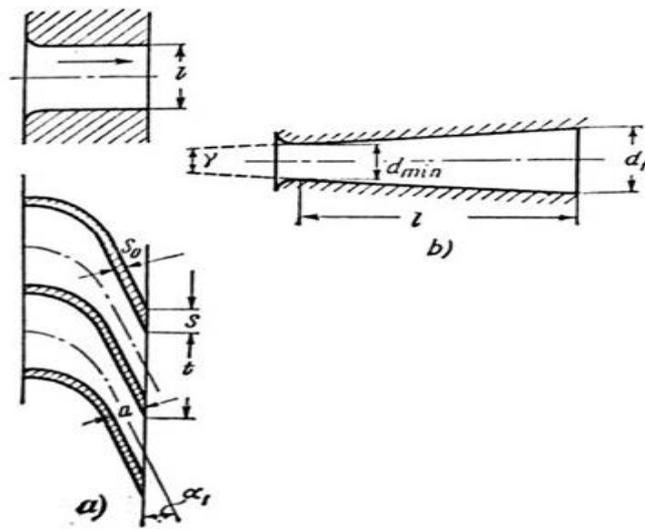
$p_{cr}$  – Pressão crítica

$p_0$  – Pressão na entrada

$C_{cr}$  – Velocidade crítica

Relaciona a pressão com a velocidade crítica atingida pelo vapor, conforme representado pela Figura 14.

Se ocorrer a condição de pressões  $p_1 > p_{cr}$  a expansão do vapor se dará acima de  $p_1$ , portanto a velocidade do vapor na saída do injetor nesta condição será menor que a velocidade crítica  $C_{cr}$ . Para os casos em que isto ocorrer são projetados injetores do tipo convergente – divergente, Figura 13(b), de forma a se conseguir  $p_1 < p_{cr}$  e com isso uma velocidade supercrítica  $C_1 > C_{cr}$ . (MACINTYRE, 1997; LORA E NASCIMENTO, 2004).



**Figura 13 – Injetores: (a) convergentes e (b) divergentes.**

Fonte: Macintyre (1997, p. 240)

Na Figura 13 é possível verificar a configuração dos injetores sendo (a) convergente e (b) convergente divergente. Nos injetores convergentes – divergente a expansão do vapor ocorre de  $p_0$  até a pressão crítica  $p_{cr}$  na parte convergente e de  $p_{cr}$  até  $p_1$  na parte divergente o que garante  $C_{1t} > C_{cr}$ .

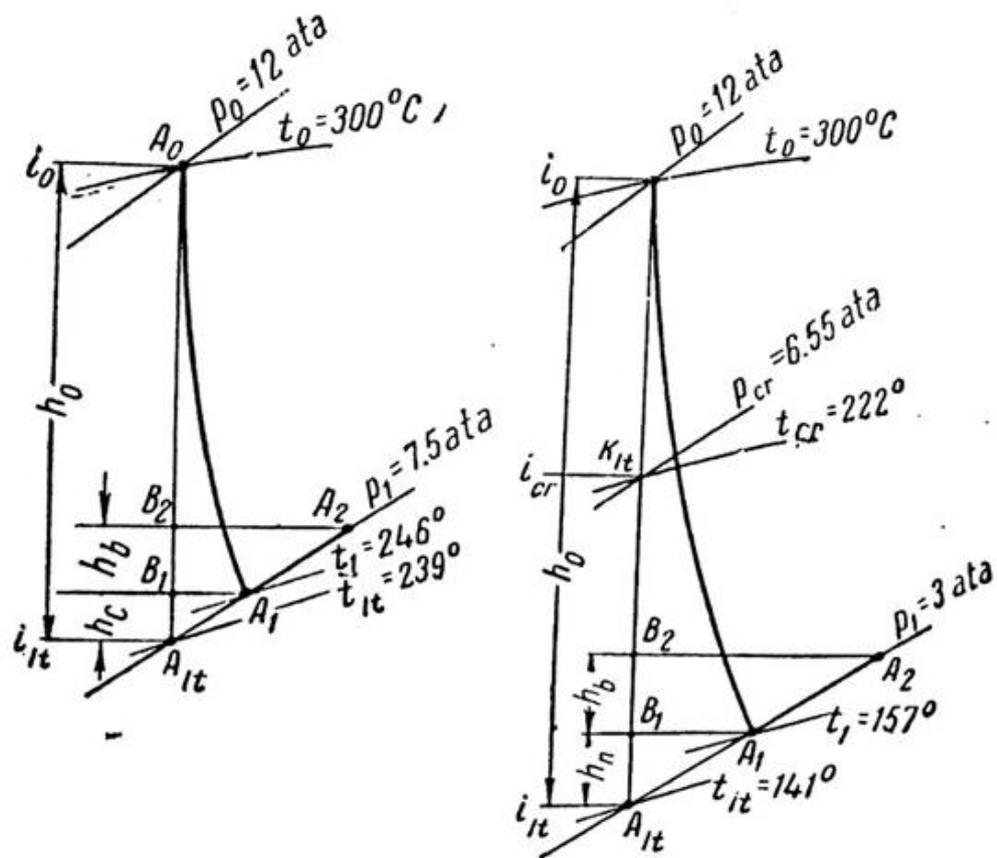


Figura 14 – Diagrama I - s para um estágio de impulso.

Fonte: Shlyakhin (1974, p. 20)

A Figura 14 ilustra o diagrama entalpia versus entropia para um estágio de impulso, verifica-se a queda do calor contido ( $i_0 - i_{1t}$ ), ou seja, a entalpia total disponível no estágio é representada por  $h_0$  e as perdas descritas por:

$h_b$  – Perdas por energia cinética nas palhetas móveis [kcal]

$h_c$  – Perdas por energia cinética nos injetores convergentes [kcal]

$h_n$  – Perdas por energia cinética nos injetores divergentes [kcal]

Observa-se a expansão do vapor em um injetor no diagrama, onde  $A_0$  é a condição de entrada do vapor e  $A_1$  a condição de saída.

Estas perdas ocorrem devido à fricção e turbulência do vapor dentro do injetor, isto é indicado na Figura 14 pela linha curva, portanto o processo não pode ser descrito pela linha adiabática e reversível  $A_0A_{1t}$ . O calor contido no vapor na saída do injetor será levemente maior que o calor teórico  $i_1 > i_{1t}$ , quando consideramos as perdas, com isto, a velocidade  $C_1 < C_{1t}$ . A diferença de velocidades pode ser calculada com o auxílio de um coeficiente de velocidade das palhetas fixas ou injetores ( $\varphi$ ) que varia de 0,91 a 0,98. Usualmente adota-se  $\varphi = 0,95$  e com isto se consegue um valor de velocidade aceitável, conforme o seguinte equacionamento (MACINTYRE, 1997; SHLYAKHIN, 1974):

$$C_1 = \varphi C_{1t} = 91,5\varphi\sqrt{i_0 - i_{1t}} \quad , \text{ para } C_0 = 0.$$

E,

$$C_1 = \varphi C_{1t} = 91,5\varphi\sqrt{i_0 - i_{1t} + \frac{C_0^2}{8378}} \quad , \text{ para } C_0 \neq 0 \quad (8)$$

Em que,

$\varphi$  - Coeficiente de velocidade das palhetas fixas ou injetores.

### 3.2. TRANSFORMAÇÃO DA ENERGIA EM MOVIMENTO NAS PALHETAS MÓVEIS EM UM ESTÁGIO DE IMPULSO

A Figura 15 representa o vapor proveniente do injetor com uma velocidade absoluta  $C_1$ , entrando nas palhetas através do ângulo  $\alpha_1$ . Devido à rotação da roda da turbina ( $u$ ), a velocidade do vapor na passagem pela entrada das palhetas deve ser tomada com referência às paredes do disco, que se torna diferente em valor e direção em relação à velocidade de entrada. Esta velocidade é conhecida como velocidade relativa de entrada do vapor na

palheta e é designada por  $W_1$ . A magnitude e a direção de  $W_1$  podem ser determinadas através de um respectivo paralelogramo de velocidades também apresentado na Figura 15 (MACINTYRE, 1997; LORA E NASCIMENTO, 2004).

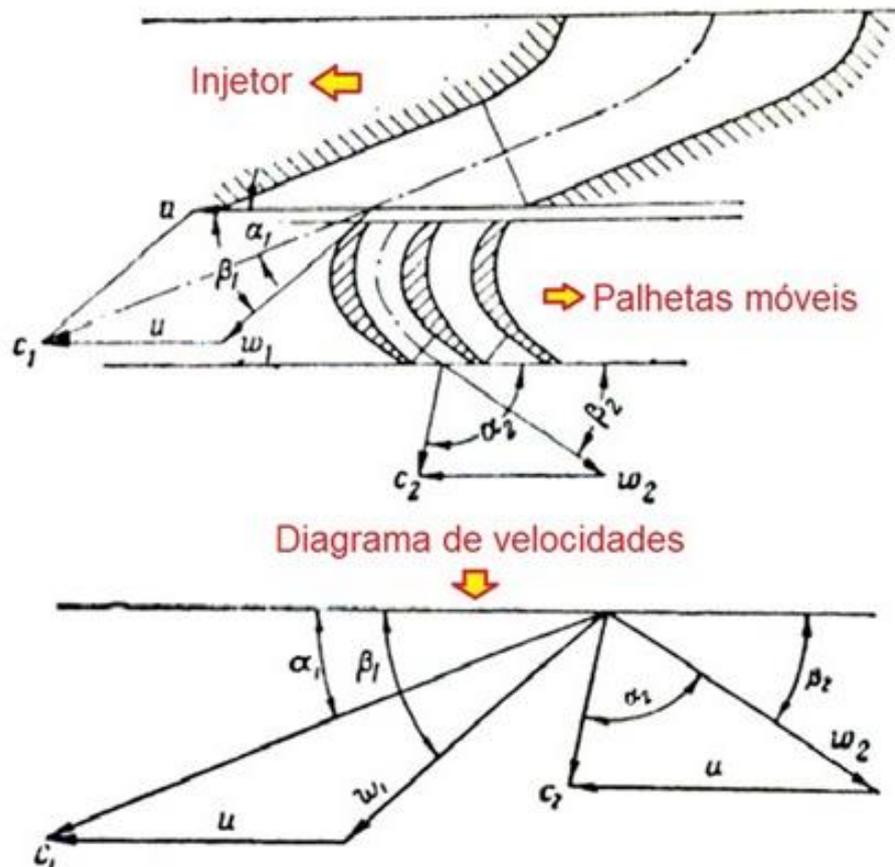


Figura 15 – Descrição da velocidade do vapor nas palhetas.

Fonte: Macintyre (1997, p. 240)

Graficamente, subtraindo a velocidade circunferencial da palheta ( $u$ ) da velocidade absoluta do vapor ( $C_1$ ) encontra-se a velocidade relativa do vapor ( $W_1$ ). Na solução gráfica,  $C_1$  aparecerá como uma das diagonais do paralelogramo e  $u$  como um dos lados. Consequentemente a direção e a magnitude de  $W_1$  serão representadas pelo segundo lado do paralelogramo de velocidades.

O ângulo  $\beta_1$  mostra a direção do fluxo de vapor na passagem de entrada da palheta e é chamado de ângulo de entrada da palheta móvel. Para se obter uma entrada de vapor livre de choque na passagem de entrada das palhetas, as palhetas devem ser fixadas nos discos com ângulo de entrada igual a  $\beta_1$  (MACINTYRE, 1997; LORA E NASCIMENTO, 2004).

A velocidade  $W_1$  também pode ser obtida de forma analítica pelas relações trigonométrica dos triângulos:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2uC_1 \cos \alpha_1} \quad (9)$$

Sendo o ângulo  $\beta_1$ ,

$$\text{sen } \beta_1 = \frac{C_1}{W_1} \quad (10)$$

Devido à curvatura da palheta o vapor deixa este elemento com velocidade relativa  $W_2$  e um ângulo  $\beta_2$  com relação ao plano de rotação do disco, este ângulo é conhecido como ângulo de saída. Normalmente  $\beta_2$  é menor que  $\beta_1$  de  $2^\circ$  a  $10^\circ$  ( $\beta_1 - \beta_2 = 2^\circ$  a  $10^\circ$ ) e às vezes são iguais ( $\beta_1 = \beta_2$ ). Nas palhetas também ocorrem perdas e, devido a isto, a velocidade relativa  $W_2$  é menor que  $W_1$ , esta diferença é corrigida pelo coeficiente de velocidade das palhetas móveis  $\psi$  (LORA E NASCIMENTO, 2004; SHLYAKHIN, 1974):

$$W_2 = \psi W_1 \quad (11)$$

Sendo:

$\psi$  - Coeficiente de velocidade das palhetas móveis

O coeficiente de velocidade das palhetas móveis  $\psi$  leva em consideração o efeito indesejável da resistência à passagem do vapor pelas palhetas móveis e pode ser considerado igual ao coeficiente de velocidade das palhetas fixas  $\varphi = \psi = 0,95$ .

A velocidade absoluta de saída do vapor  $C_2$  também pode ser determinada graficamente somando as velocidades relativas  $W_2$  e  $u$ . No paralelogramo de velocidades (Figura 15)  $C_2$  aparecerá como uma das diagonais e as demais serão  $W_2$  e  $u$ .

De forma analítica  $C_2$  fica:

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2uW_2 \cos \beta_2} \quad (12)$$

A perda de energia  $h_b$ , ilustrada na Figura 14, é oriunda da fricção e das resistências diversas no fluxo e é dissipada na forma de calor. Durante seu percurso pelas palhetas a entalpia é aumentada em um valor igual à  $h_b$ . Com isto, conforme mostrado na Figura 14, logo acima de  $h_b$  cruzando a linha adiabática encontra-se o ponto  $B_2$ , que é encontrado traçando uma linha reta de  $B_2$  em direção à linha de pressão  $p_1$ , a qual é cruzada e se determina o ponto  $A_2$  (SHLYAKHIN, 1974; LORA E NASCIMENTO, 2004).

### 3.3. TRANSFORMAÇÃO DA ENERGIA EM MOVIMENTO NAS PALHETAS MÓVEIS EM UM ESTÁGIO DE REAÇÃO

A energia térmica disponível, obtida pela variação de entalpia, é aproximadamente distribuída igualmente entre as palhetas fixas e as palhetas móveis, em um estágio de uma turbina de reação axial. Desta forma, pode ser considerado que:

$$h_0 = h_{01} + h'_{02}; h_{02} \approx h'_{02} \quad (13)$$

$h_{01}$  e  $h'_{02}$  – representam a disponibilidade de energia térmica nas palhetas móveis e fixas sobre a linha adiabática  $A_0A_{it}$ , conforme ilustrado na Figura 16. Uma vez que existe a perda  $h_n$  nas palhetas guia, a disponibilidade de energia térmica nas palhetas móveis será  $h_{02}$  ao invés de  $h'_{02}$ .

A relação entre a queda de entalpia nas palhetas móveis, que realiza trabalho, e a queda total de entalpia disponível para o estágio da turbina é conhecida como grau de reação sendo representado pela letra  $\varrho$ , que é análoga a Equação 1.

$$\frac{h_{02}}{h_0} = \varrho \quad (14)$$

A queda de energia térmica utilizada nas palhetas guia, nas quais a pressão cai de  $p_0$  para  $p_1$  é dada pela variação de entalpia durante a expansão do vapor nas palhetas móveis. Nesse caso, a pressão cai de  $p_1$  para  $p_2$ , sendo que graficamente as velocidades podem ser determinadas de forma análoga aos estágios de impulso Figura 16.

O processo de queda de energia térmica em um estágio de reação é obtido graficamente conforme ilustrado na Figura 16. Do ponto  $A_0$ , onde o vapor parte e suas condições  $p_0$  e  $t_0$  uma linha adiabática parte até interceptar a linha de pressão final  $p_2$  (*após as palhetas móveis*). A queda de energia térmica  $A_0A'_{1t}$  é utilizada até as palhetas fixas. O ponto  $A'_{1t}$  indica a condição do vapor após as palhetas fixas, sem considerar as perdas. No ponto  $A_1$  temos a indicação da condição do vapor após as palhetas guia quando se considera as perdas.

A partir do ponto  $A_1$  na Figura 16 o vapor segue com velocidade relativa  $W_1$ . Marcando este valor do ponto  $A_1$  obtém-se o ponto  $A_{1fict}$ , que dá a condição fictícia do vapor antes das palhetas móveis, conhecido como condição de estagnação. Se o vapor segue com velocidade relativa  $w_1$ , na condição do vapor é determinada pelo ponto  $A_1$ . São adiabaticamente paralisados em seguida vários parâmetros do vapor  $p$ ,  $v$  e  $t$  serão aumentados do valor estipulado pelo ponto  $A_{1f}$ . As propriedades do vapor no ponto  $A_{1fict}$ , conforme a pressão  $p_{1f}$ , volume específico  $v_{1f}$ , temperatura do vapor  $t_{1f}$ , são comumente conhecidos como parâmetros de estagnação. A quantidade de energia térmica disponível para ser convertida em trabalho é dada pelo segmento  $A'_{1t}A_{1t}$ .

No entanto, pode-se notar que a linha adiabática  $A_1A_{2t}$  que é levemente maior que  $A'_{1t}A_{1t}$  (linha pontilhada), porém a diferença é muito pequena e pode ser negligenciada.

A prática sugere, mesmo para turbinas de impulso é comum dar algum grau de reação (*normalmente*  $\rho = 0,05$  ou maior). Estas turbinas encontram um lugar intermediário com relação a turbinas de impulso puro ou de reação pura. A conversão de energia nas palhetas móveis, nos estágios com algum grau de reação de acordo com o mesmo princípio, no caso dos chamados estágios de reação (*com*  $\rho = 0,05$ ), com a diferença que a maior porção de energia de conversão no caso de estágios de impulso com pequeno grau de reação ocorre nos injetores ou palhetas fixas (SHLYAKHIN, 1974; LORA E NASCIMENTO, 2004).

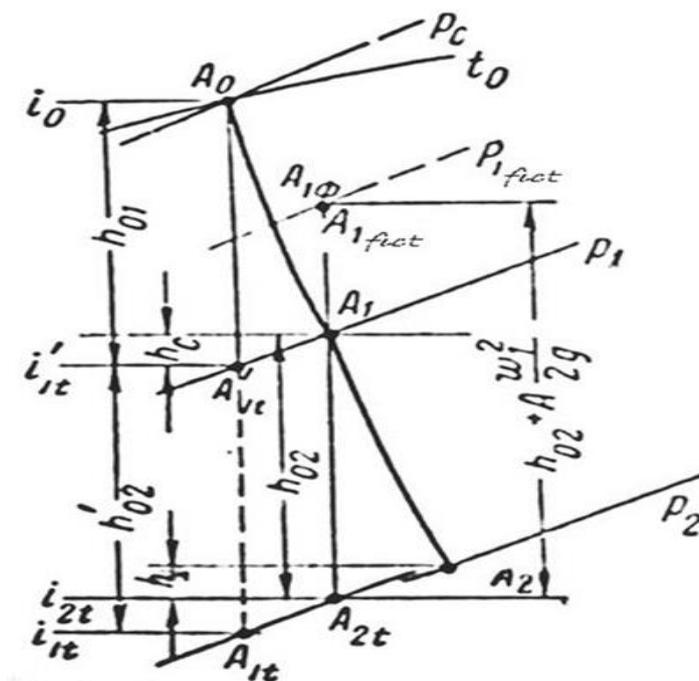


Figura 16 – Diagrama I-s para um estágio de reação

Fonte: Shlyakhin (1974, p. 30)

A disponibilidade de energia cinética em 1 kg de vapor nas palhetas móveis é determinada pela equação:

$$\frac{W_{2t}^2}{2g} = \frac{W_1^2}{2g} + \frac{h_{02}}{A} \quad (15)$$

Na qual,

$\frac{W_{2t}^2}{2g}$  – Energia cinética nas palhetas móveis

$W_{2t}$  – Velocidade relativa teórica do vapor na saída das palhetas móveis sem considerar as perdas na palheta.

$$W_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} h_{02}} = \sqrt{w_1^2 + 8378h_{02}} = \sqrt{w_1^2 + 8378\rho h_{02}} \quad (16)$$

Para considerar as perdas nas palhetas móveis tem-se,

$$W_2 = \psi W_{2t} = \psi \sqrt{w_1^2 + 8378\rho h_0} \quad (17)$$

A velocidade  $C_2$  e o ângulo  $\alpha_2$ , Figura 15, são obtidos da saída do triângulo de velocidade onde  $W_2$  e  $u$  são respectivamente a velocidade de saída do vapor e a velocidade circunferencial das palhetas,  $\beta_2$  é o ângulo de saída. Em geral para estágios de reação em turbinas, tem-se:

$$\alpha_1 = \beta_2 \quad (18)$$

$$\alpha_2 = \beta_1 \quad (19)$$

A quantidade de energia cinética por kg de vapor que pode ser utilizada para produzir trabalho mecânico nas palhetas móveis em um estágio de reação, quando se considera as perdas, será;

$$L_{rs} = \frac{C_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - C_2^2}{2g} \quad (20)$$

A expressão da Equação 20 coincide com a obtida para um estágio de uma turbina de impulso quando se considera as perdas e conseqüentemente a torna geral para qualquer estágio e qualquer grau de reação.

Todas as relações acima derivadas para estágios de reação também são aplicáveis na íntegra para um estágio com algum grau de reação (MACINTYRE, 1997; LORA E NASCIMENTO, 2004).

### 3.4. FORÇA ATUANTE NAS PALHETAS

Os vetores da força total que atua sobre a direção do fluxo e em suas projeções são descritos como (SHLYAKHIN, 1974; GORLA E KHAN, 2003):

**a) Nas palhetas guia na direção do fluxo.**

$$P_{Pg} = \frac{G}{g}(C_1 - C_2) + t_n(p_1 - p_2) \quad (21)$$

**b) Nas palhetas móveis na direção do fluxo**

$$P_{Pm} = \frac{G}{g}(w_1 - w_2) + t_b(p_1 - p_2) \quad (22)$$

**c) Nas palhetas guia na direção de u**

$$P_{Pgu} = \frac{G}{g}(C_{1u} - C_{2u}) \quad (23)$$

**d) Nas palhetas guia na direção do eixo z perpendicular a u**

$$P_{Pgz} = \frac{G}{g}(C_{1z} - C_{2z}) + t_n(p_1 - p_2) \quad (24)$$

**e) Nas palhetas móveis na direção do no eixo u**

$$P_{Pmu} = \frac{G}{g}(W_{1u} - W_{2u}) \quad (25)$$

**f) Nas palhetas guia na direção do eixo z perpendicular a u**

$$P_{Pmz} = \frac{G}{g}(W_{1z} - W_{2z}) + t_b(p_1 - p_2) \quad (26)$$

Em que,

G - Vazão em massa do vapor [kg/s]

g - Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

C<sub>1</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída do injetor [m/s]

C<sub>2</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta fixa [m/s]

C<sub>1u</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída do injetor em u [m/s]

C<sub>2u</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta fixa em u [m/s]

C<sub>1z</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída do injetor em z [m/s]

C<sub>2z</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta fixa em z [m/s]

W<sub>1</sub> - Velocidade do jato de vapor na entrada da palheta móvel [m/s]

W<sub>2</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta móvel [m/s]

W<sub>1u</sub> - Velocidade do jato de vapor na entrada da palheta móvel em u  
[m/s]

W<sub>2u</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta móvel em u  
[m/s]

W<sub>1z</sub> - Velocidade do jato de vapor na entrada da palheta móvel em z  
[m/s]

W<sub>2z</sub> - Velocidade do jato de vapor na saída da palheta móvel em z [m/s]

- $\emptyset$  - Energia interna [kJ/kg]  
 $i_0$  - Calor Contido [kJ/kg]  
 $h_0$  - Entalpia de entrada [kJ/kg]  
 $\varphi$  - Coeficiente de velocidade das palhetas injetor.  
 $\psi$  - Coeficiente de velocidade das palhetas móveis.  
 $t_n$  - Passo da palheta fixa [m]  
 $t_b$  - Passo da palheta móvel [m]  
 $p_1$  - Pressão na entrada do estágio [kgf/m<sup>2</sup>]  
 $p_2$  - Pressão na saída do estágio [kgf/m<sup>2</sup>]  
 $P_{Pg}$  - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa [kgf]  
 $P_{Pm}$  - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel [kgf]  
 $P_{Pgu}$  - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa em u [kgf]  
 $P_{Pmu}$  - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel em u [kgf]  
 $P_{Pgz}$  - Força na direção do fluxo de vapor na palheta fixa em z [kgf]  
 $P_{Pmz}$  - Força na direção do fluxo de vapor na palheta móvel em z [kgf]

### 3.5. ESFORÇOS DE FLEXÃO DEVIDO À PRESSÃO DO VAPOR

O vapor que passa pelos injetores não tem velocidade constante ao longo de sua periferia, devido às imperfeições ao longo do injetor. O vapor imprime sobre as palhetas móveis uma variação periódica de velocidade que induz a variação de tensão dinâmica na base de fixação das palhetas (raiz). Estas tensões são difíceis de determinar devido a perturbações na velocidade do vapor que são desconhecidas, por esse motivo assume-se que a velocidade do vapor é constante em toda a periferia do injetor, exercendo assim uma força estática constante em todas as palhetas (SATYANARAYANA, 2013; LORA E NASCIMENTO et al., 2004).

Assumindo a força na direção do eixo principal X como constante para todo o comprimento da palheta, o momento fletor sobre este eixo é determinado como (SHLYAKHIN, 1974):

$$M_x = \frac{Pl}{2} \quad (27)$$

Em que,

$M_x$  = momento fletor [N·m]

$P$  = Força [N]

$l$  = raio médio [m]

A tensão de flexão devido a pressão de vapor é, portanto:

$$\sigma_{Fvapor} = \frac{M_x}{W_y} \quad (28)$$

Na qual,

$W_y$  - Menor momento de resistência da palheta relativa para o eixo yy  
[m<sup>3</sup>]

$\sigma_{Fvapor}$  - Tensão da força centrífuga [MPa]

### 3.6. FORÇA CENTRÍFUGA NAS PALHETAS

A força centrífuga exercida nas palhetas, aros, arames e a força exercida pelo vapor, quando somadas, são responsáveis pelas tensões que ocorrem nas palhetas. A força centrífuga causa tensões de magnitude constante, enquanto a pressão de vapor causa tensões de magnitudes variáveis.

As tensões constantes devido às forças centrífugas são conhecidas como tensões estáticas e as provocadas pela pressão do vapor como tensões dinâmicas. As palhetas são projetadas para suportar ambos os esforços simultaneamente. Em geral a força centrífuga que as palhetas suportam é provocada pelo seu próprio peso, pelo peso do aro e pelo peso do arame. Esses dois últimos (aro e arame) são inseridos nas rodas das turbinas para

melhorar as condições dinâmicas (vibração, rigidez, amortecimento) e variam de acordo com cada projeto.

A secção mais perigosa de uma palheta é a da raiz devido aos sistemas de fixação, furos de rebiteagem, etc. Em alguns casos a raiz da palheta é alargada para diminuir a concentração de tensão (SATYANARAYANA, 2013; LORA E NASCIMENTO et al., 2004).

Para palhetas com secção constante ao longo do comprimento a tensão centrífuga na secção mais frágil, ou seja, na raiz é calculada considerando as forças centrífuga envolvidas dividida pela área da secção da raiz da palheta, logo;

$$CF_{aro} = m_{aro}\omega^2r \quad (29)$$

$$CF_{pal} = m_{pal}\omega^2r \quad (30)$$

A velocidade angular é dada por:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (31)$$

Para a tensão centrífuga fica,

$$\sigma_{CF} = ((CF_{aro} + CF_{pal})/A_{RPal})/10^6 \quad (32)$$

Sendo,

$\sigma_{CF}$  – Tensão centrífuga na raiz da palheta [MPa]

$CF$  – Força centrífuga das partes envolvidas [N]

$A_{RPal}$  – Área da raiz da palheta [m<sup>2</sup>]

$CF_{aro}$  – Força centrífuga do aro [N]

$CF_{pal}$  – Força centrífuga da palheta [N]

$m_{aro}$  - Massa do aro [kg]

$m_{pal}$  - Massa da palheta [kg]

$r$  - raio médio [m]

$\omega^2$  - Velocidade angular [rad/s].

### 3.7. PERDAS NAS PALHETAS E INJETORES

Durante o caminho do vapor, desde a entrada nas rodas de uma turbina até atingir as palhetas, ocorrem perdas de energia, por vazamentos entre as selagens, atrito com as paredes do injetor e palhetas, etc. Estas perdas propagam-se estágio por estágio da turbina, sendo que as perdas mais significativas, do ponto de vista de projeto de turbinas a vapor, podem ser avaliadas conforme descritos nos itens a seguir (SATYANARAYANA, 2013; LORA E NASCIMENTO, 2004; SHLYAKHIN, 1974).

#### a) *Curtis*

A perda de energia cinética no injetor pode ser encontrada pela equação:

$$h_n = \frac{\left(\frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8378}\right)}{4,1838} = \frac{\left((1-\varphi^2)\frac{C_{1t}^2}{8378}\right)}{4,1838} \quad (33)$$

$h_n$  – Perda de energia cinética no injetor, *Curtis* [kJ/kg]

A queda de energia térmica no injetor no estágio é dada por:

$$h_{inj} = i_0 - i_{1t} = h_0 - h_{1t} \quad (34)$$

A perda de energia cinética por kg de vapor, em um estágio de impulso nas palhetas móveis, pode ser calculada pela equação:

$$h_b = \frac{\left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{8378}\right)}{4,1838} = \frac{\left((1-\psi^2)\frac{W_1^2}{8378}\right)}{4,1838} = \frac{\left(\left(\frac{1}{\psi}-1\right)W_2^2\right)}{4,1838} \quad (35)$$

$h_b$  – Perda de energia cinética nas palhetas móveis, Curtis [kj/kg]

As perdas de energia cinética por kg de vapor em um estágio de reação podem ser determinadas, em unidades térmicas, por:

$$h_{bR} = \frac{\left(\frac{W_{2t}^2 - W_2^2}{8378}\right)}{4,1838} = \frac{\left((1-\psi^2)\frac{W_{2t}^2}{8378}\right)}{4,1838} = \frac{\left(\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)\frac{W_2^2}{8378}\right)}{4,1838} \quad (36)$$

$h_{bR}$  – Perda de energia cinética nas palhetas móveis [kj/kg]

Perdas nas palhetas guia da primeira fileira:

$$h_{gb} = \frac{\left(\frac{C_2^2 - C_1'^2}{8378}\right)}{4,1838} \quad (37)$$

$h_{gb}$  – Perda de energia cinética nas palhetas móveis da primeira fileira, Curtis [kj/kg]

Perdas nas palhetas móveis da segunda fileira:

$$h_b'' = \frac{\left(\frac{w_1'^2 - w_2'^2}{8378}\right)}{4,1838} \quad (38)$$

$h_b''$  – Perda de energia cinética nas palhetas móveis 2ª fileira, Curtis [kj/kg]

Perdas por velocidade na saída:

$$h_e = \frac{\left(\frac{C_2'^2}{8378}\right)}{4,1838} \quad (39)$$

$h_e$  – Perda de energia cinética na saída [kj/kg]

**b) Perdas para estágios *Rateau*.**

Perdas nas palhetas guias (injetor):

$$h_{gb} = \frac{((1-\varphi^2)*(h_{01}+h_e^{pr}))}{4,1838} \quad (40)$$

Palhetas móveis:

$$h_b = \frac{((1-\varphi^2)*(h_{01}-h_{w1}))}{4,1838} \quad (41)$$

Perdas por arrasto:

$$h_e = \frac{\left(\frac{c_2^2}{8378}\right)}{4,1838} \quad (42)$$

Perdas por vazamento de vapor devido às folgas:

$$h_{vaz} = \frac{\left(1,72*\frac{\delta^{1,4}}{l}(h_{01}-h_{02})\right)}{4,1838} \quad (43)$$

$h_{vaz}$  – Perda por vazamento [kJ/kg]

Perdas por vapor úmido:

$$h_{vap_{um}} = \frac{((1-x)h_{est})}{4,1838} \quad (44)$$

$h_{vaz}$  – Perda por vapor úmido [kJ/kg]

Perdas totais:

$$h_{perdas\ totais} = h_{gb} - h_b - h_{vaz} - h_{vap_{um}} - h_e \quad (45)$$

Sendo:

$C_1$  – Velocidade do vapor na entrada do injetor [m/s].

$C_2$  – Velocidade do vapor na saída do injetor [m/s].

$W_1$  - Velocidade de entrada do vapor das palhetas móveis da primeira fileira [m/s].

$W_2$  - Velocidade de saída do vapor das palhetas móveis da primeira fileira [m/s].

$C'_1$  - Velocidade do vapor na entrada da palheta guia após o primeiro estágio de velocidade [m/s].

$C'_2$  - Velocidade do vapor na saída da palheta guia após o primeiro estágio de velocidade [m/s].

$W'_1$  - Velocidade de entrada do vapor das palhetas móveis da segunda fileira [m/s].

$W'_2$  - Velocidade de saída do vapor das palhetas móveis da segunda fileira [m/s].

$h_0$ - Energia térmica total disponível [kj/kg].

$h_{es}$ - Energia térmica total disponível no estágio com perdas [kj/kg].

$h_{01}$ - Energia térmica total disponível no estágio na palheta guia [kj/kg].

$h_{02}$ - Energia térmica total disponível no estágio na palheta móvel [kj/kg].

$i_0$ - Calor contido na entrada [kj/kg].

$i_i$ - Calor contido na saída [kj/kg].

$h_0$ - Calor contido na entrada [kj/kg].

$h_i$ - Calor contido na saída [kj/kg].

$\varphi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas injetor.

$\psi$ - Coeficiente de velocidade das palhetas móveis.

8378 – Fator de conversão de unidades.

$H_0$ - Energia térmica total disponível no estágio com perdas [kj/kg].

$H_i$ - Energia térmica disponível no estágio sem perdas [kj/kg].

$h_{inj}$  – Energia térmica no injetor [kj/kg].

Obs.: Os símbolos onde se encontra o prefixo 't' tem a mesma nomenclatura, porém indicam que tem valor teórico.

#### 4. MATERIAIS PARA PALHETAS

Materiais para palhetas de turbinas a vapor são exigidos ao extremo devido as condições de trabalho nas quais as pressões podem chegar a 29 MPa e às temperaturas que podem superar 1033,15 K, condições que favorecem o aparecimento de fadiga e de fluência (*creep*). Normalmente os materiais empregáveis se afunilam em uma gama pequena, quase pré-definida, devido as características de custo, disponibilidade e facilidade de ser trabalhado. É possível dizer que as escolhas partem de aços com Cromo, Tungstênio, Níquel e Titânio (STUCH, 2012).

Com relação a aplicação material versus temperatura e para aplicações de baixa pressão são tipicamente empregados os aços AISI 403, AISI 410, AISI 420 cb, AISI 422, sendo que o AISI 403 é encontrado em aproximadamente 90% das palhetas de turbinas a vapor, em todos os estágios, devido a sua alta resistência ao escoamento, alta resistência à tração, alta resistência à corrosão e erosão e capacidade de amortecimento. Este aço é utilizado na faixa de dureza *Brinell* de 207 a 248HB para maximizar a resistência à corrosão e o amortecimento. Para condições mais exigentes podem ser empregados (HEYMANN, F.J et al., 1981):

- O Aço inoxidável AISI 422, direcionado para aplicações em altas temperaturas (614,15 a 755,15 K), onde sua alta resistência ao escoamento e dureza, resistências ao *creep* e ruptura são necessários.
- O INCOLOY A286 é uma superliga a base de níquel, sendo destinada normalmente a expansores de gás quente nos quais a temperatura dos estágios fica entre 755,15 e 894,15 K.
- A liga *Haynes stellite* número 31 é uma superliga que tem o cobalto com base e é aplicada em expansores de jatos onde a precisão das palhetas é crítica, sua faixa de trabalho fica entre 755,15 e 920,15 K.

- O titânio se destaca por sua alta resistência, baixa densidade e boa resistência à corrosão, com isto, tem sua aplicação destacada para palhetas de alta rotação e grandes dimensões

Estudos recentes têm mostrado que as ligas de titânio para aplicações em HCF (alto ciclo de fadiga) tem apresentado menor resistência que as ligas com 12 % de cromo de aço inoxidável, diante disto tem-se adotado o *shot peening* para recuperar as perdas de resistência a fadiga provocada pela usinagem. Outra alternativa para os AISI 403/410 vem sendo usada nos USA sob nome de Ferralium 255 que possui a mesma composição do X3CrMnNiMoN2264 que é um material europeu, este material tem apresentado melhor resposta em conservar as características de resistência ao escoamento e tração, mesmo em temperaturas maiores que 573,15 K (LOGAN, 2003).

## 5. VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Alguns dos principais conceitos sobre vibrações mecânicas e de análise de vibrações, fenômenos estes que causam danos em equipamentos e estruturas inclusive em turbomáquinas, como por exemplo, as turbinas a vapor, podem ser verificados no ANEXO 1. Os conceitos apresentados são particularmente úteis para descrever e entender os fenômenos que ocorrem nas palhetas de turbinas e as formas de avaliação atualmente recomendadas para o estudo de palhetas de turbinas, que são introduzidos nos tópicos a seguir.

### 5.1. VIBRAÇÕES EM PALHETAS DE TURBINAS

As vibrações mecânicas são um fator importante a se considerar no projeto das turbinas. Nos itens a seguir estão descritos os aspectos relevantes empregados no dimensionamento de paletas de turbinas.

#### 5.1.1. Comportamento vibracional no sistema de disco com palhetas.

As principais características vibracionais que são observadas na avaliação dinâmica das turbinas a vapor e das máquinas em geral, são as frequências, amplitudes e os modos de vibração presentes. Esses últimos podem ser constituídos por flexão, torção, radiais, axiais ou em todas as direções. Basicamente são avaliadas as frequências naturais ( $\omega_n$ ) das palhetas, rotor ou disco, carcaça; de forma individual ou em conjuntos montados.

A compreensão do comportamento vibracional de um sistema constituído pelo disco de palhetas de uma turbina é conseguida considerando a questão nos seus diversos níveis: desde uma simples palheta em balanço, passando por um pacote de palhetas a até o disco de palhetas (SINGH E LUCAS, 2011).

### 5.1.2. Comportamento vibracional de uma simples palheta em balanço

Cada frequência natural apresenta um modo de vibração diferente e cada modo de vibração se comporta de forma única, ou seja, apresenta uma intensidade e direção únicas, que pode ser representada pelo deslocamento, conforme exemplificado na Figura (RAHMANI et al., 2014). Nesta Figura, a vibração apresenta-se de forma mais acentuada nos modos III e V.

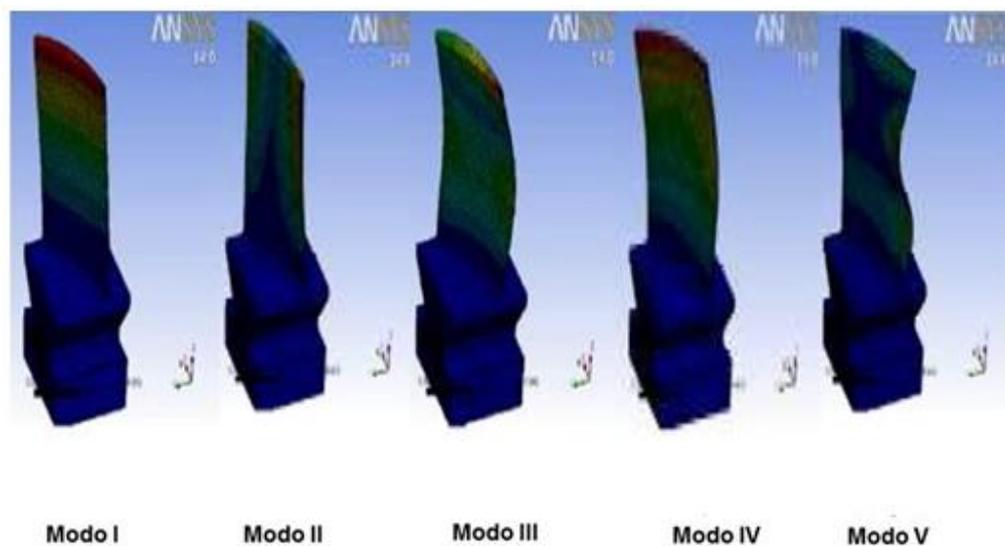


Figura 17 – Modos de vibração de uma palheta.

Fonte: Rahmani (2014, p. 12)

### 5.1.3. Comportamento vibracional de um pacote de palhetas de turbina

Um pacote de palhetas, que é um conjunto de palhetas conectados em suas extremidades por uma banda ou cinta de metal chamada aro, exhibe mais modos de vibração do que as palhetas individuais. Uma destas condições está apresentada na Figura 18, observa-se que a vibração nas palhetas varia conforme a secção ou pacotes de palhetas (SINGH E LUCAS, 2011).

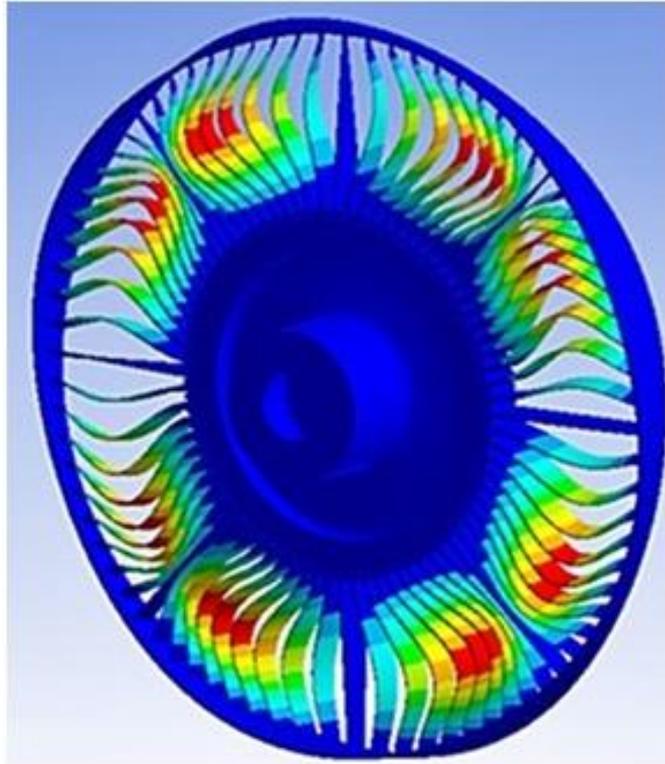


Figura 18 – Modo de vibração de um pacote de palhetas.

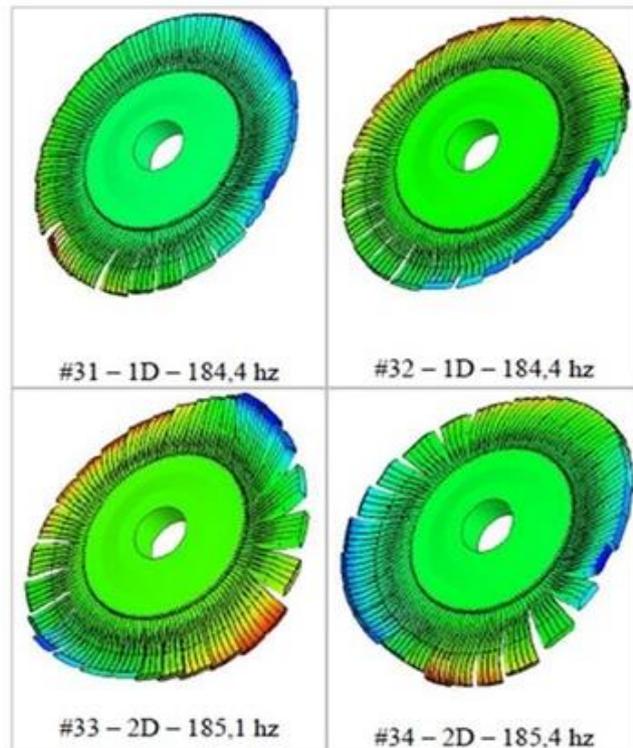
Fonte: *Tenlinks* (2014)

#### 5.1.4. Comportamento vibracional do disco individual

Na Figura 19 são apresentados alguns modos de vibração de um disco com palhetas, que apresentam variações nas direções radial, axial, tangencial, torcional e suas respectivas frequências naturais. Estes modos de vibração dependem, entre outras características, da geometria do sistema do pacote de palhetas e dos materiais nos quais é confeccionado, (DROSJACK, 2008).

- Os diâmetros nodais ( $m$ ), que ocorrem quando o modo de vibração divide em duas ou mais vezes a circunferência formada pelo perímetro de um disco, formando uma linha que cruza o centro do disco.
- Os círculos nodais ( $n$ ), que ocorrem quando o modo de vibração acompanha paralelamente o perímetro de um disco

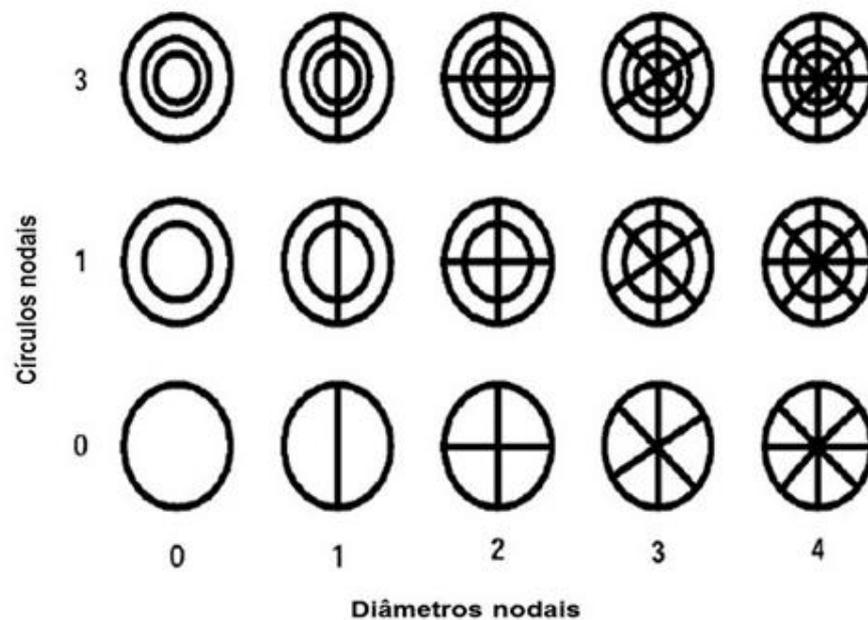
formando um círculo, estes dois fenômenos são características importantes da vibração dos discos.



**Figura 19 – Modos de vibração de um disco com palhetas.**

Fonte: Pereira, JC (2007, p. 4)

Para os discos cada frequência natural apresenta dois modos naturais, exceto para a primeira, onde o modo é  $m = 0$ . Sendo  $m$  o número de diâmetros nodais e  $n$  o número de círculos modais. Para a vibração em discos existem dois pontos distintos, nos quais o deslocamento é igual a zero. Estes pontos dão origem à linha radial ou aos diâmetros nodais, assim, as linhas radiais descrevem os diâmetros nodais e as circulares os círculos nodais, conforme representado na Figura 20 (DROSJACK, 2008).



**Figura 20 – Diâmetros e círculos nodais.**

Fonte: Drosjack (2008)

### 5.1.5. Conceitos de avaliação para vibração ressonante na palheta

A ressonância, que é a coincidência de uma das forças de excitação com alguma das frequências naturais de um sistema, deve ser evitada em todos os equipamentos e especialmente nas palhetas, sob pena danos severos. Assim sendo, os modos de vibração e as frequências naturais das palhetas e do disco devem ser conhecidas ainda na fase de projeto, de forma a realizar o dimensionamento vibracional apropriado. Como já discutido, os parâmetros importantes que devem ser considerados são: os materiais, geometria e as demais características que têm influência na frequência natural da palheta e do conjunto em geral (SINGH E LUCAS, 2011).

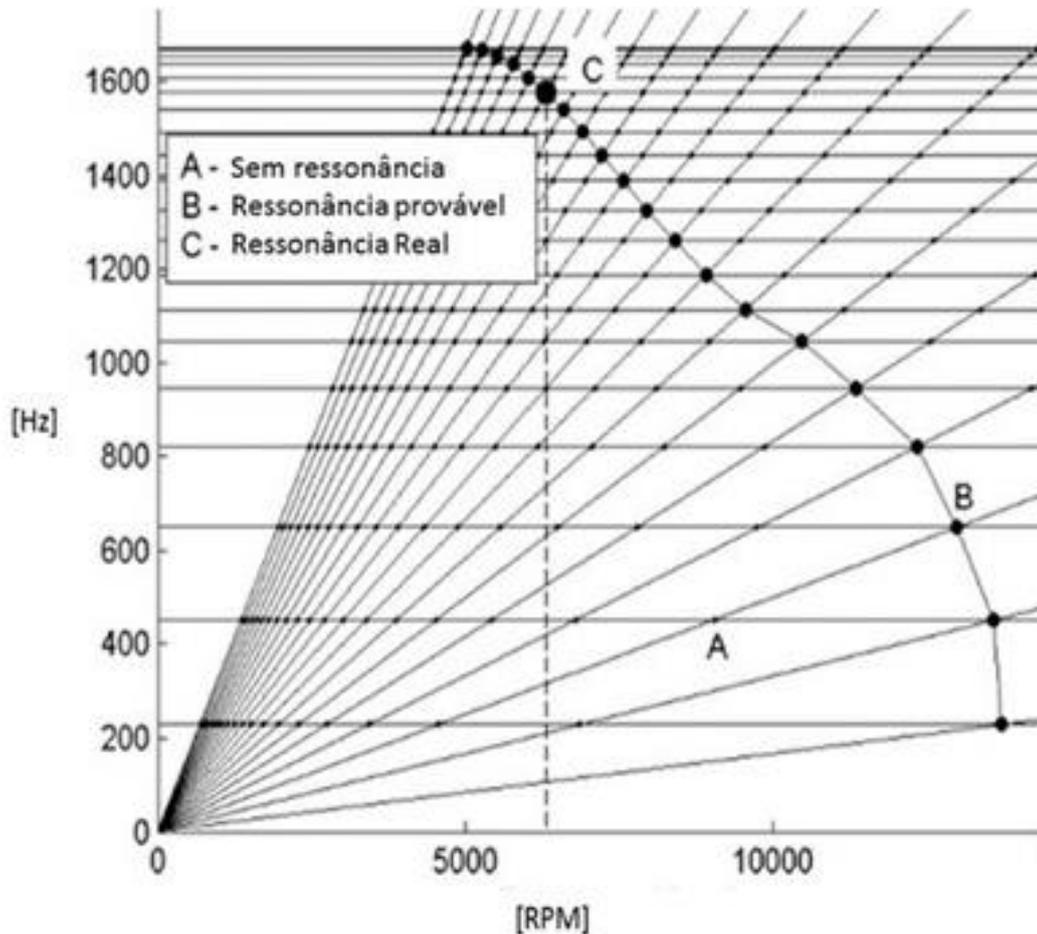
A identificação dos modos de vibração e das frequências naturais, são indispensáveis na fase de projeto e também para realização e análise de falhas. Os modos de vibração e as frequências naturais são encontradas de forma analítica ou de forma experimental através de ensaios em peças reais. Porém, a análise através de métodos computacionais tem se tornado mais

aplicada, tais como, análise de elementos finitos FEA (*Finite Element Analysis*) e CFD (*Computacional Fluid Dynamics*) (BLOCH, MURARI et al., 2011).

Feita a identificação dos modos de vibração e das frequências naturais, a próxima etapa é realizar o cruzamento entre as forças de excitação do sistema e os dados encontrados. A primeira força de excitação a ser considerada é a rotação da turbina e suas frequências síncronas e harmônicas, na sequência as forças externas que irão influenciar no funcionamento da turbina.

Tipicamente a avaliação das palhetas de uma turbina ou de outras partes de interesse, é realizada utilizando um diagrama de Campbell e ou um diagrama de interferência (*Safe*).

O diagrama de Campbell relaciona as frequências naturais com a rotação do equipamento, como apresentado na Figura 21. Ainda na Figura 21 as frequências naturais ou as que podem causar ressonâncias, descritas no eixo das abscissas, são as frequências naturais independentes da rotação e a partir das linhas transversais são obtidas as frequências que variam com a rotação, caso exista coincidência entre a frequência de rotação de uma máquina ou de seus harmônicos isto indicará que há possibilidade de ocorrer ressonâncias no projeto, que deverá ser alterado de forma que não ocorram mais coincidências (SINGH E LUCAS, 2011).



**Figura 21 – Diagrama de Campbell.**

Fonte: Polach, Pavel (2011, p. 4)

O diagrama de interferência (*Safe*), como ilustrado na Figura 22, relaciona uma frequência com o modo de vibração, sendo normalmente limitado a 20 modos. A partir do 21º modo as frequências já são muito elevadas e não pertencem mais a faixa de atuação normal de equipamentos mecânicos típicos (SING E LUCAS, 2011).

O diagrama de interferência complementa o diagrama de Campbell, indicando as possíveis ressonâncias. A ressonância verdadeira só existe quando a frequência natural do componente, neste caso uma palheta, é excitada pelo conjunto de frequências existentes em amplitude e modo de vibração (SING E LUCAS, 2011).

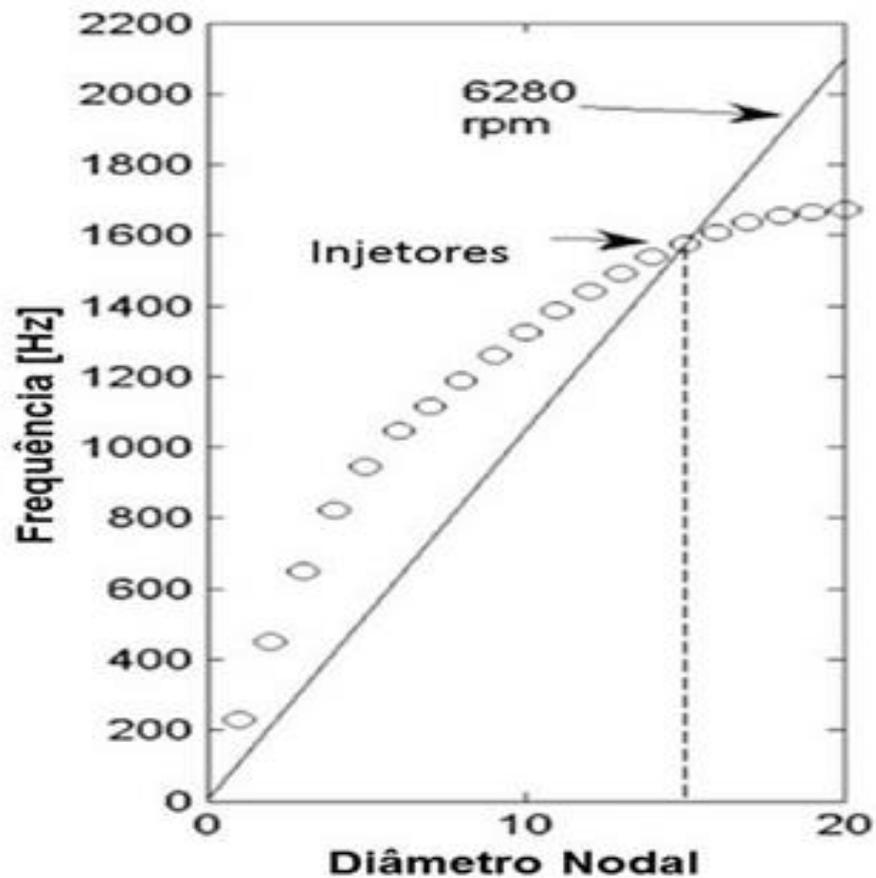


Figura 22 – Diagrama de interferência (SAFE).

Fonte: Polach, Pavel (2011, p. 4)

## 5.2. TENSÕES DEVIDO ÀS FORÇAS DE VAPOR NAS PALHETAS

As tensões provocadas pela incidência do jato de vapor nas palhetas são basicamente duas, como segue.

### a) Tensão constante:

A tensão constante é mais previsível, porque ocorre devido à flexão da palheta. A tensão constante produzida pela flexão gerada pelo vapor é somada à tensão oriunda da força centrífuga.

## b) Tensão alternada

A principal fonte de alternância na força é o vapor que produz tensões alternadas por flexão (SINGH E LUCAS, 2011). A força pode ser suficiente para causar danos mesmo em um caso não ressonante, como ocorre em uma resposta forçada em uma situação de alta pressão em uma turbina de simples estágio. Isso também ocorre quando uma série de jatos individuais de alta pressão são utilizados, no primeiro estágio de uma turbina de múltiplos estágios (BLOCH, MURARI et al., 2009).

### 5.3. TENSÃO DE VIBRAÇÃO RESSONANTE

Com a necessidade de estimar as tensões causadas por ressonâncias provocadas devido ao choque do jato de vapor com a palheta, foram desenvolvidos métodos analíticos simplificados empregáveis em projetos de palhetas. Uma das equações desenvolvidas para estimar a tensão de vibração na palheta é (SINGH E LUCAS, 2011):

$$\sigma_{vib} = \mu * k_{\sigma vib} * \sigma_{Fvapor} \quad (46)$$

Sendo:

$\sigma_{vib}$  = Tensão de vibração calculada na *palheta* [MPa]

$\mu$  = Fator de amplificação da resposta ressonante

$k_{\sigma vib}$  = Fator de concentração de tensão *para tensão de vibração*

$\sigma_{Fvapor}$  = Tensão de flexão constante na palheta causada pelo vapor [MPa]

A Equação 46 inclui os efeitos da força do vapor, fator de amplificação da resposta ressonante e um fator de concentração de tensão (MEHER-HOMJI, 2008). O fator de concentração  $K_{\sigma vib}$  nessa equação pode também

ser considerado como um fator de redução da resistência à fadiga devido aos bordos, filetes e cantos que ocorrem na palheta. O valor típico para  $K_{\sigma vib}$  pode ser considerado igual a 1,50, o que, introduz uma grande redução na resistência à fadiga no uso do material da palheta. Além disso, este fator introduz um aumento substancial na tensão vibratória apesar de ser considerado uma representação conservadora de todos os entalhes que ocorrem no desenho normal de uma palheta (SINGH E LUCAS, 2011).

O fator de ampliação da resposta ressonante  $\mu$  causada pela excitação harmônica da rotação pode ser estimado por:

$$\mu = \frac{\beta_v(RPM/60)}{\omega_n} \quad (47)$$

Sendo:

$\mu =$  Fator de amplificação da resposta ressonante

$RPM =$  Rotação da turbina, [1/min]

$\omega_n =$  Frequência fundamental da palheta [ Hz]

$\beta_v =$  contante, tipicamente 0.9 to 1.0

Este fator é igualmente válido tanto para as palhetas com cinta quanto para as palhetas livres. Para as turbinas de rotação variável, com acionamentos mecânicos, a frequência fundamental da palheta deve ser projetada para estar acima de  $4X$  da força de excitação. Para as turbinas de acionamento de geradores (que possuem rotação constante), a frequência fundamental da palheta é geralmente ajustada entre os harmônicos da rotação, se a frequência da palheta estiver abaixo do 4º harmônico da rotação o fator de ampliação calculado é dividido por dois.

Quando o ajuste da frequência da palheta não é possível ou as tensões vibratórias são grandes, um arame laçando as palhetas é empregado para

aumentar a rigidez. Assim as tensões vibratórias são reduzidas levando o fator de ampliação calculado a ser dividido por um fator de 4 (SING E LUCAS, 2011).

O valor da  $\sigma_{Fvapor}$  que é a tensão constante de vapor, representa uma tensão de flexão, é calculada na fase de potência e velocidade máximas operacionais. A tensão de vibração calculada inclui os efeitos de degradação relevantes sobre a resistência à fadiga do material da palheta no ambiente normal de vapor (*seco ou úmido*). Uma redução na resistência à fadiga do material da palheta só pode ser incluída, se a qualidade de vapor é sabida ser inferior à normal, ou seja, possui contaminantes. Isto é compensado através do aumento do valor de  $K_{\sigma vib}$ .

A força do vapor agindo sobre a palheta produz a potência de saída no estágio. A magnitude da tensão de flexão do vapor constante no aerofólio ou corpo da palheta depende das forças de vapor que atuam sobre a palheta. Um método simples, com base na teoria da viga pode ser utilizado para estimar as tensões constantes na palheta. Estas tensões devem ser estimadas a partir da rotação e potência de funcionamento do estágio. Quando os cálculos simples são feitos para as tensões, os valores limites de tensões (*tensão de flexão do vapor e tensão centrífuga*) são mantidos baixos. Isto deveria ser verificado em conjunto com a experiência com projetos similares para a validação do projeto (SING E LUCAS, 2011).

#### **5.4. FREQUÊNCIA DE PASSAGEM DOS BICOS INJETORES (NPF)**

A frequência de passagem dos injetores (*NPF*) resulta do fluxo de vapor entre a saída do injetor e a entrada na palheta, cada vez que uma palheta móvel passa pelo mesmo ponto em um injetor gera um pulso em uma determinada frequência, este fenômeno é semelhante a frequência de passagem de pás ou palhetas.

A frequência de passagem dos injetores é calculada a partir da Equação 48:

$$NPF = M \left( \frac{RPM}{60} \right) \quad (48)$$

Sendo:

$NPF$  = Frequência de passagem dos injetores [Hz]

$M$  = Número de injetores em  $360^\circ$

RPM = Rotação da turbina  $\left[ \frac{1}{\text{min}} \right]$

As frequências dos harmônicos da frequência de excitação de passagem dos injetores também podem provocar excitação das frequências naturais do equipamento e causar danos, sendo igual a  $n \times M$  ( $rpm/60$ ), onde  $n$  é o número de harmônicos de excitação (SINGH E LUCAS et al., 2011).

## 6. FADIGA

Neste capítulo será apresentada uma breve revisão sobre o fenômeno da fadiga e formas de análise. A Fadiga ocorre em solicitações nas quais as cargas são flutuantes ou cíclicas em um determinado componente ou em partes de uma estrutura. Estas cargas geram tensões e deformações flutuantes, que provocam danos microscópicos irreversíveis, que se transformam em trincas curtas, cuja propagação e coalescimento podem provocar a ruptura total. Nos casos de falha por fadiga a ruptura ocorre mesmo com a tensão aplicada em níveis menores que o limite de resistência do material (ASM, 1996).

### 6.1. DANO DEVIDO AO CICLO DE CARREGAMENTO

O primeiro grande trabalho sobre fadiga foi desenvolvido no século 19, para a indústria ferroviária e foi liderado pelo engenheiro alemão *August Wöhler*, que estudou casos de falhas em eixos de locomotivas que fraturavam em um curto espaço de tempo, mesmo submetidos a baixas cargas (MORAIS, 2014). *Wöhler* realizou avaliações e ensaios por 12 anos, fundamentando suas análises na aplicação de uma tensão alternada ( $\sigma_a$ ) em corpos de prova (CPs) ensaiados até a ruptura, que ocorria em um determinado número de ciclos  $N_f$ .

Nestas experiências, observou-se que, para determinados níveis de tensão alternada, as falhas não aconteciam, mesmo após um elevado número de ciclos de carregamento mecânico (da ordem de  $10^6$  a  $10^9$  ciclos). O valor, de tensão alternada abaixo da qual a falha por fadiga não ocorria passou a ser conhecida como tensão limite de fadiga  $\sigma_{Fad}$ .

Os resultados do trabalho de *Wöhler* podem ser representados de forma gráfica, como exemplificado pelo gráfico da Figura 23. Esta representação que correlaciona o nível de tensão (S, em inglês *Stress*) e a quantidade (N, em inglês *Number*) de ciclos necessários à ruptura do CP ficou conhecida como

“curva de *Wöhler*”, ou simplesmente curva S-N e é empregada até hoje para caracterizar carregamentos em fadiga (MORAIS, 2014).

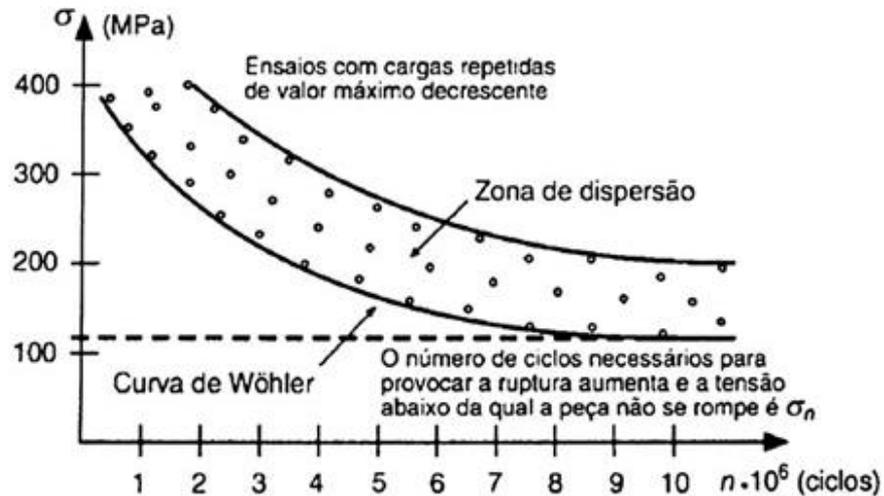


Figura 23 - Forma genérica da curva de Wöhler, com emprego típico para aços estruturais.

Fonte: Morais (2014)

## 6.2. PROPRIEDADES DE FADIGA

Solicitações com carga flutuante ou cíclica, como pode ser representado em muitos casos nos quais os carregamentos são variáveis, provocam a fadiga dos componentes. Apesar de serem eventos muito difíceis de serem previstos de forma precisa é possível, porém, fazer aproximações satisfatórias, transformando-as carregamentos reais em carregamentos mais simples, conforme exemplificado na Figura 24.

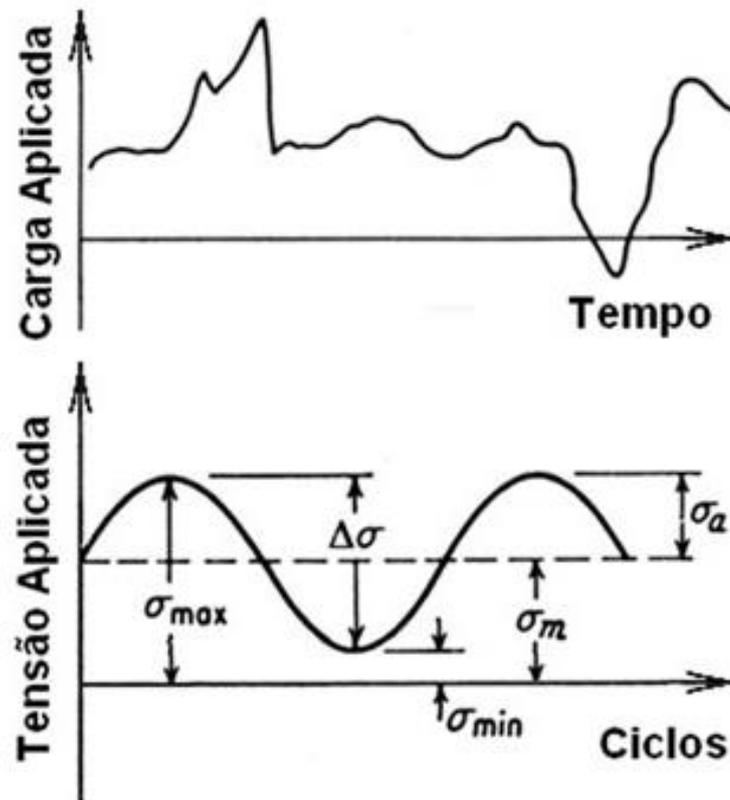


Figura 24 - Carregamento real na parte superior da figura e sua aproximação, na parte inferior da figura, para um carregamento de fadiga do tipo senoidal.

Fonte: Moraes (2014)

A partir da representação da Figura 24, torna-se possível descrever os parâmetros que definem um carregamento de fadiga.

$\sigma_m$  -**Tensão média**: é a média entre a tensão máxima e mínima do ciclo de carga de fadiga.

$\sigma_a$  -**Tensão alternada**: é a amplitude da tensão cíclica, ou a metade da diferença entre a tensão máxima e mínima do ciclo.

$\sigma_{m\acute{a}x}$  -**Tensão máxima**: Maior tensão que ocorre no ciclo, sendo a soma da tensão média com a tensão alternada.

$\sigma_{mín}$  -**Tensão mínima**: Menor tensão que ocorre no ciclo, sendo a diferença entre a tensão média com a tensão alternada.

Normalmente para os ensaios de obtenção das curvas S-N, tipicamente assume-se que, uma razão entre tensões é nula ou a tensão mínima é 0 ( $R=0$  ou  $\sigma_{mín.}=0$ ) e considerando a tensão alternada igual a tensão média ( $\sigma_a=\sigma_m$ ). Também é comum encontrar os parâmetros empregados nos ensaios de flexão rotativa realizados por *Wöhler*, nos quais a tensão média é nula ( $\sigma_m=0$ ) e os valores da tensão mínima e máxima são iguais em módulo ( $|\sigma_{máx.}| = |\sigma_{mín.}|$  ou  $R=-1$ ) (MORAIS, 2015.a; ARRIBABENE, 1997).

Como os valores da tensão alternada ( $\sigma_a$ ) e da razão entre as tensões  $R$  são diferentes na prática, os valores encontrados têm sua aplicação limitada. Sendo assim, foram desenvolvidos métodos para relacionar de forma quantitativa os efeitos das variações das tensões máxima ( $\sigma_{máx.}$ ) e mínima ( $\sigma_{mín.}$ ) com os valores de tensão de fadiga encontrados através das curvas S-N. Entre vários métodos desenvolvidos os mais conhecidos são as relações empíricas desenvolvidas, por *Gerber* (Eq. 49), *Goodman* (Eq. 50) e *Soderberg* (Eq. 51):

$$\sigma_a = \sigma_{Fad} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} \right)^2 \right] \quad (49)$$

$$\sigma_a = \sigma_{Fad} \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} \right) \quad (50)$$

$$\sigma_a = \sigma_{Fad} \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_e} \right) \quad (51)$$

Nas correções dos valores das propriedades do aço das Equações 49, 50 e 51, temos como características do material:

$\sigma_{ult}$  - Limite de resistência a ruptura;

$\sigma_e$  - Limite de resistência ao escoamento;

$\sigma_{Fad}$  – Tensão limite de fadiga.

E as condições de carregamento mecânico em fadiga, descritos por:

$\sigma_a$  - Tensão alternada submetida em fadiga;

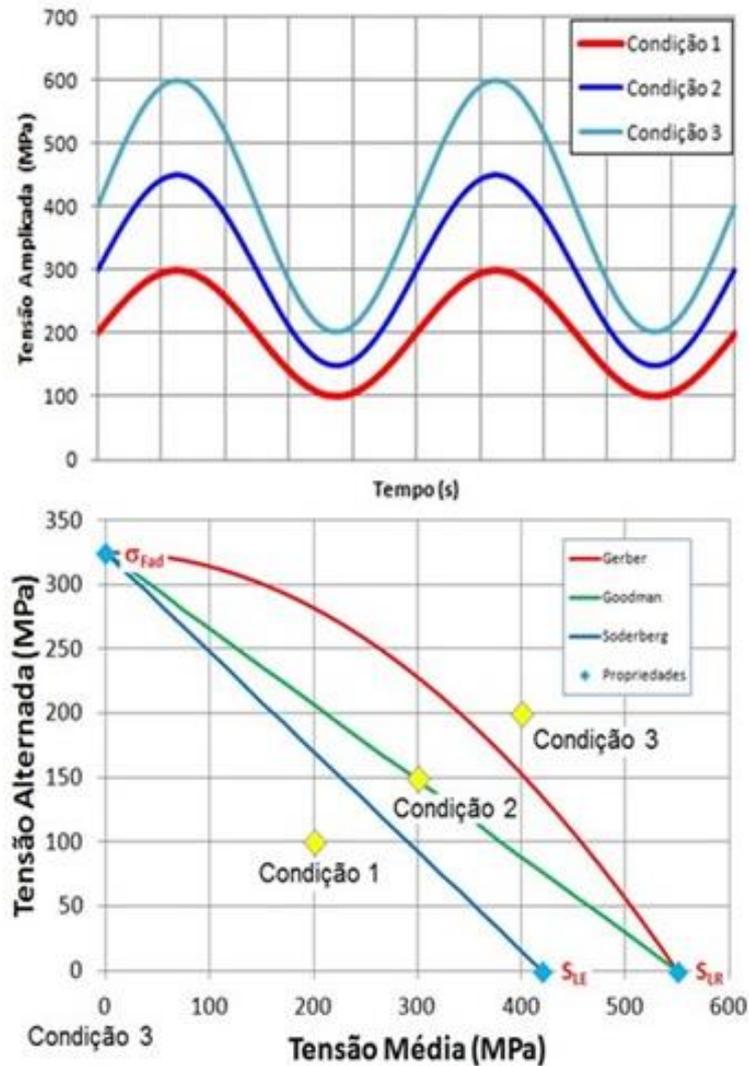
$\sigma_m$  - Tensão média submetida em fadiga.

A Tabela 1 ilustra um exemplo de aplicação destas equações para avaliar um material, definido por suas propriedades, sob 3 condições diferentes de fadiga. Neste caso, os dados disponíveis foram aplicados nas Equações, (49), (50), (51):

**Tabela 1 – Condições de carregamento.**

<b>Propriedades do material</b>	<b>Condição 1</b>	<b>Condição 2</b>	<b>Condição 3</b>
$\sigma_e=420\text{MPa}$ $\sigma_{ult}=550\text{MPa}$ $\sigma_F=325\text{MPa}$	$\sigma_a = 100\text{MPa}$ $\sigma_m = 200\text{MPa}$ <b>SEGURO</b>	$\sigma_a = 150\text{MPa}$ $\sigma_m = 300\text{MPa}$ <b>INSEGURO</b>	$\sigma_a = 200\text{MPa}$ $\sigma_m = 400\text{MPa}$ <b>FALHA</b>

Na Tabela 1 foi mantido constante o material, submetendo-o a condições de carregamento diferentes representadas pelo gráfico Tensão Alternada versus Tempo, obtendo a seguridade da aplicação conforme o gráfico Tensão Alternada versus Tensão Média, também ilustrado na Figura 25.



**Figura 25 - Análise de 3 condições mecânicas de fadiga (tabela 1) pelos critérios de Gerber (vermelho), Goodman (verde) e Soderberg (azul).**

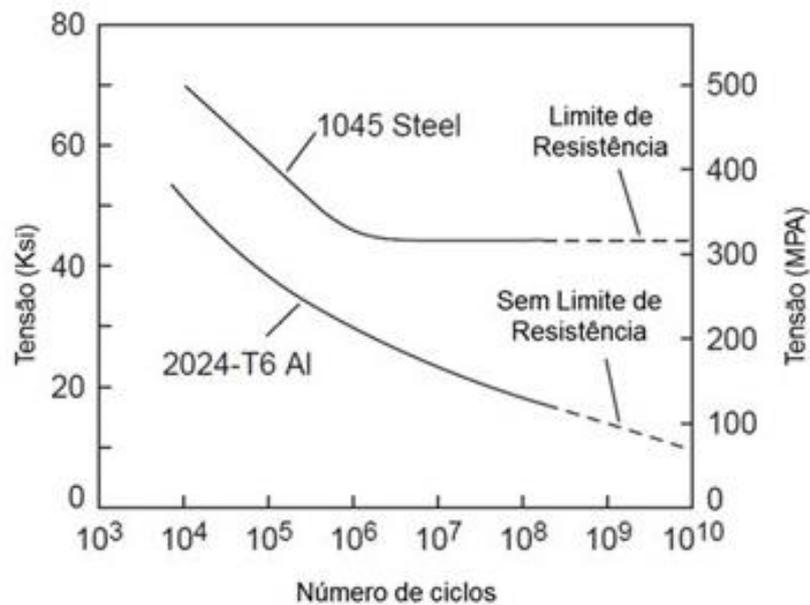
Fonte: Moraes (2014, p. 6)

Considera-se uma condição segura de projeto dentro do triângulo definido pela origem, limite de vida em fadiga e limite de escoamento ( $0 - \sigma_{Fad} - \sigma_e$  ou  $S_{LE}$ ), conforme regida por Soderberg, ou pelo limite de resistência ( $0 - \sigma_{Fad} - \sigma_{ult}$  ou  $S_{LR}$ ), conforme regida por Goodman. Portando a condição 1 estaria num patamar seguro, a condição 2 encontra-se no limite da região de Goodman, sendo classificada como insegura, a terceira condição

(3) ultrapassa a região recomendada por *Gerber*, seus valores estão em patamares considerados inseguros e fatalmente falharão por fadiga (MORAIS et al., 2014).

### 6.3. CURVA S-N

As curvas de *Wöhler*, também são conhecidas como curva S-N (*Stress x Number of Cycles to Failure*), para as ligas ferrosas apresentam um valor de tensão abaixo da qual a fadiga não ocorre ( $\sigma_{Fad}$ ). Porém ligas não ferrosas não costumam apresentar este valor, como exemplificado na curva S-N reproduzida na Figura 26 (MORAIS, 2014; COLLINS, 2006).



**Figura 26 – Curva S-N.**

Fonte: ASM (2008, p. 246)

Baseado neste conhecimento, na fase de projetos, trabalha-se de forma a garantir que as tensões de trabalho, do componente, fiquem abaixo do limite de resistência a fadiga ( $\sigma_{Fad}$ ), evitando-se desta forma a iniciação de trincas e, assim, garantindo uma maior longevidade do componente (MORAIS et al., 2014).

É comum o uso de determinadas práticas para garantir que trincas não se iniciem, ou seja, manter a tensão aplicada abaixo do limite de resistência a fadiga, tais como;

- a) Aumentar a resistência do material ( $\sigma_{ult}$ ), especialmente na sua superfície;
- b) Diminuir a rugosidade superficial do componente;
- c) Diminuir o número de superfícies internas (inclusões e descontinuidades em geral);
- d) Restringir regiões de carregamento mecânico mais intenso (concentradores de tensão).

As duas primeiras medidas (a) e (b), são obtidas por métodos especiais de obtenção do produto final. O item (c) depende do processo de fabricação do material e o item (d) depende do projeto.

#### **6.4. CONCENTRADORES DE TENSÃO - AJUSTE DA RESISTÊNCIA À FADIGA DE COMPONENTES MECÂNICOS:**

As propriedades de fadiga devem ser avaliadas por testes em amostras usinadas a partir do material a ser utilizado nos componentes mecânicos, para uma precisão melhor as amostras devem ser obtidas a partir das reais peças fabricadas.

Porém, isto não é prático, em primeiro lugar, porque na fase de concepção do projeto, as peças podem não estar disponíveis, ou ainda, a disponibilização destas peças para teste, pode ser muito onerosa, pois as peças serão destruídas. Em segundo lugar, pode não ser possível a realização do teste no ambiente operacional real.

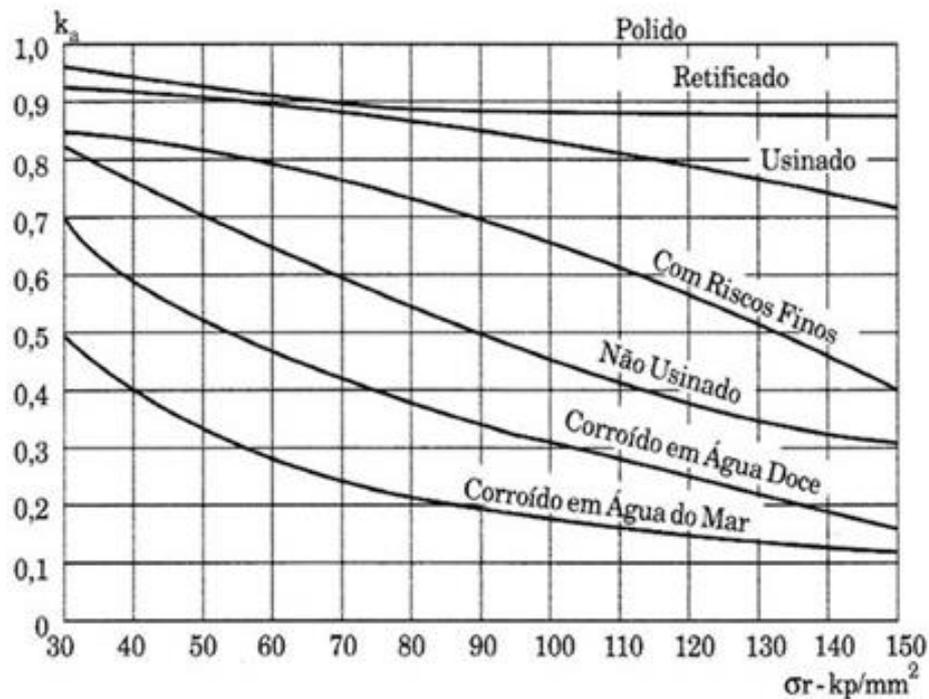
Na prática normalmente são empregados coeficientes relacionando as características geométricas, de fabricação e de acabamento dos materiais, da aplicação e do ambiente ao qual a peça irá trabalhar, a partir destes

coeficientes a tensão de fadiga do material é corrigida de acordo com cada aplicação, e esta será a tensão limite que será considerada para o projeto, conforme Equação 52 (ARRIVABENE, 1997; COLLINS,2006).

$$\sigma'_f = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \dots, k_n \cdot \sigma_f \quad (52)$$

Na Equação 52 os fatores de correção  $k_i$  são fatores para correção gerais que consideram características para projeto tais como, a forma, o tamanho, a confiabilidade, etc.

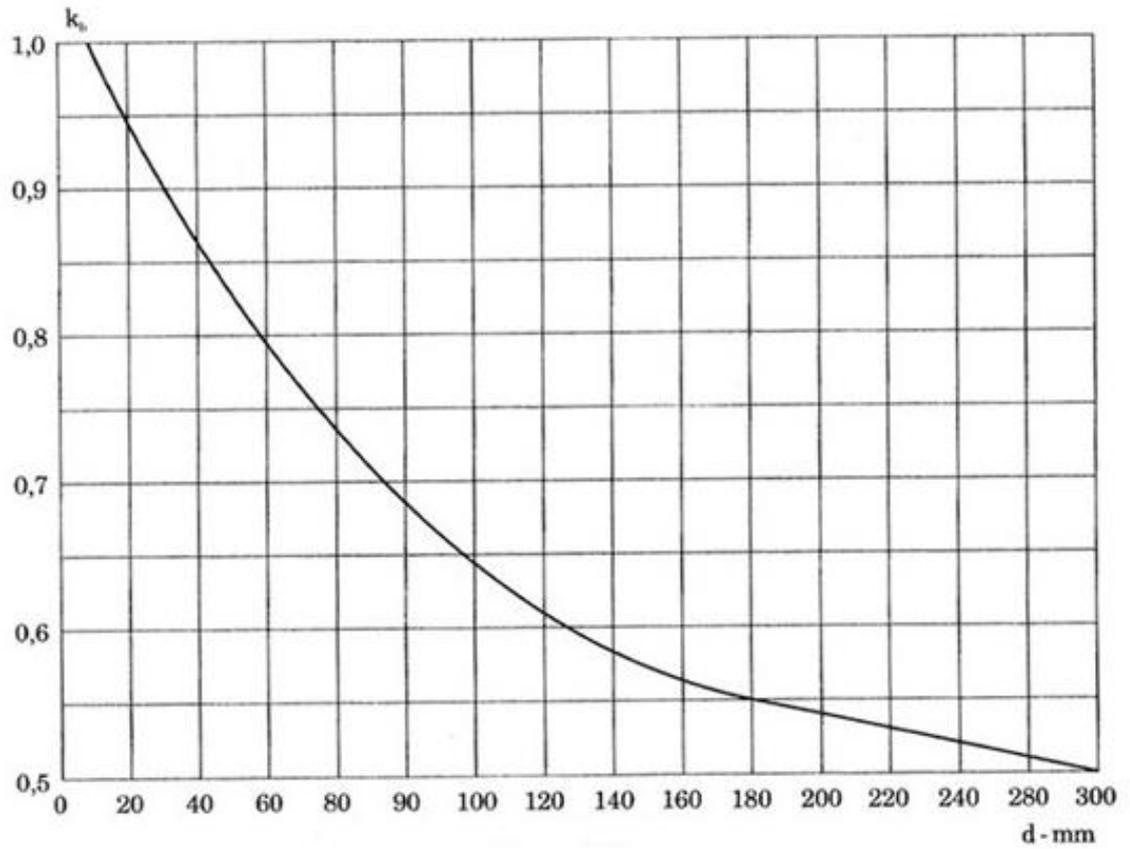
Na Figura 27, têm-se o gráfico que relaciona o fator de acabamento superficial  $k_a$  de uma peça com a tensão de ruptura que é imposta na peça está sujeita.



**Figura 27 – fator de acabamento superficial.**

Fonte: Arrivabene (1997, p. 229)

Na Figura 28, têm-se o gráfico do fator de tamanho  $k_b$ , que trata da influência do tamanho da peça e sua suscetibilidade em conter defeitos proporcionais, relacionados ao seu diâmetro.



**Figura 28– Fator de tamanho  $k_b$  x  $d$ .**

Fonte: Arrivabene (1997, p. 230)

Na Tabela 2, têm-se o fator de confiabilidade  $k_c$ , que está relacionado com a necessidade de confiabilidade de cada projeto, na qual:

R – Confiabilidade

z – variável reduzida

Tabela 2 – Fator de confiabilidade.

<b>R</b>	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	0,91	0,92
<b>z<sub>0</sub></b>	1,00	- 0,25	- 0,53	- 0,84	- 1,29	- 1,34	- 1,41
<b>k<sub>c</sub></b>	1,000	0,980	0,958	0,933	0,897	0,893	0,887
<b>R</b>	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
<b>z<sub>0</sub></b>	- 1,47	- 1,55	- 1,64	- 1,75	- 1,88	- 2,05	- 2,33
<b>k<sub>c</sub></b>	0,882	0,876	0,869	0,860	0,850	0,836	0,814

Fonte: Arrivabene (1997, p. 228)

A Equação 51 e os Gráficos das Figuras 27 e 28 e Tabela 2 podem ser aplicados em projetos de vida em fadiga como no exemplo a seguir: aço UNS G10150, laminado a frio, eixo com 25 mm de diâmetro, retificado, com confiabilidade desejada de 99%. Tensão de ruptura 380 MPa e tensão de fadiga do material 190 MPa.

A partir de  $\sigma_f = 190$  MPa e é preciso encontrar  $\sigma'_f$  baseada na equação 51 e nos dados do projeto enunciado, são obtidos:

- da Figura 27 e da tensão de ruptura do material têm-se;  $k_a = 0,95$ ;
- da Figura 28 entrando com  $d = 25$  mm estendendo até curva, encontra-se  $k_b = 0,95$ ;
- da Tabela 3, verifica-se que para a confiabilidade solicitada de 99% o fator encontrado é:  $k_c = 0,814$ ;

Com os fatores encontrados aplica-se a Equação 52, obtendo-se, finalmente:

$$\sigma'_f = 0,95 \times 0,95 \times 0,814 \times 190 = 140 \text{ MPa}$$

O valor de  $\sigma_f'$  é valor da tensão de fadiga corrida obtida em um curva S-N, este é o valor que será aplicado no projeto do eixo.

### **6.5. FADIGA DE ALTO CICLO (HCF – HIGH CYCLE FATIGUE)**

A caracterização do HCF (*High Cycle Fatigue*) pode ser feita pela presença de baixas amplitudes e alta frequência em um carregamento, o que leva a deformação elástica. Para o aço, o valor de  $10^4$  ciclos é considerado como limite entre a fadiga de baixo e alto ciclo, tradicionalmente, para ciclos acima de  $10^6$  considera-se como sendo fadiga de alto ciclo (CAMPBELL, 2008).

Um exemplo deste fenômeno ocorre nas palhetas de compressores e turbinas, que trabalham sob flexão constante e cíclica. Em cada passagem dessas palhetas, ou pás, através dos fluxos de fluido em alta velocidade, são provocados movimentos de flexão. Mudanças na rotação e na frequência da carga nas palhetas provocam aumento intenso da excitação das frequências de ressonância das palhetas (SINGH E LUCAS, 2011).

Para esclarecer como isso ocorre, deve-se considerar a curva de tensão deformação. Dos conceitos de vibrações sabe-se que quando uma viga é solicitada a uma carga e depois essa carga é retirada, a viga vibrará em sua frequência natural, ou seja, em ressonância. Esta vibração acontece a centenas de ciclos por segundo, causando flexão, o que provoca deformação elástica que fica confinada na curva tensão versus deformação do material.

A Figura 29 mostra o resultado de um típico teste de fadiga de alto ciclo. A liga A, suporta 70 Ksi (483 MPa) de tensão alternada por 10 milhões de ciclos ( $10^7$ ), sem falha, ou seja, quase vida infinita. A liga B, para mesma carga, suporta apenas 40,000 ciclos antes da falha ( $4 \times 10^4$ ), para não ocorrer a falha na liga B, a tensão alternada máxima não deveria ultrapassar 40 Ksi (276 MPa).

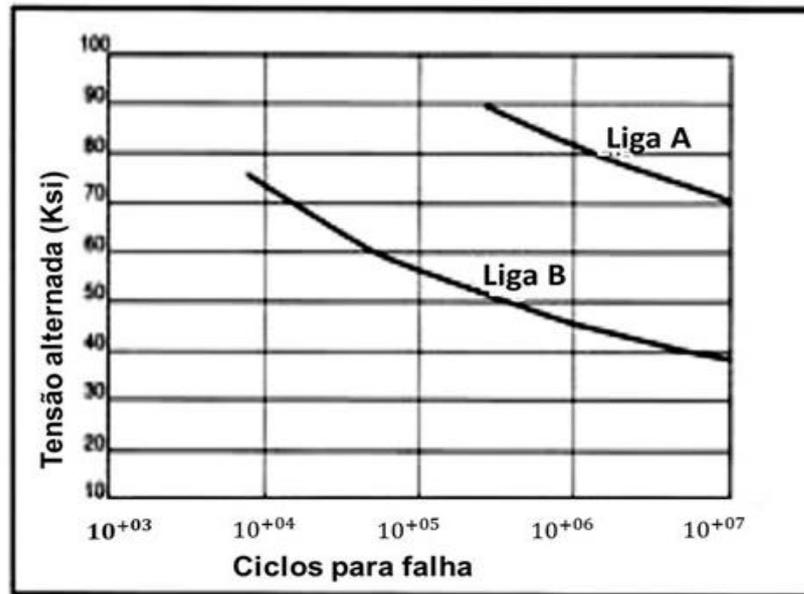


Figura 29 – Teste de HCF de duas ligas A e B.

Fonte: DeLuca (2015)

Mecanicamente, os danos com relação à deformação plástica podem ser considerados insignificantes para altos ciclos de fadiga. Assim, a resistência à fadiga depende da intensidade da força cíclica elástica atuante no componente.

## 6.6. FADIGA DE BAIXO CICLO (LCF - LOW CYCLE FATIGUE)

A Fadiga de baixo ciclo (*Low Cycle Fatigue* - LCF) é um modo de degradação do material que ocorre quando a deformação plástica é induzida em um componente pelas condições de carga nas quais o componente é submetido. Para o caso de baixa tensão, a deformação resultante é quase elástica e se espera uma vida longa. Entretanto, para o caso de tensão elevada, e se a tensão resultante é muito grande e a vida passa a ser controlada pela deformação plástica. A relação de *Coffin-Manson*, trata da situação em que a deformação elástica é insignificante em comparação com a deformação plástica (CAMPBELL, 2008).

A fadiga de baixo ciclo (LCF - *Low Cycle Fatigue*) é caracterizada por alta amplitude e baixa frequência de deformação plástica. Caso se coloque uma viga para flexionar livremente até a metade da fadiga de baixo ciclo (LCF), ocorrerá uma deformação permanente, ou seja, o material ultrapassará o limite de elasticidade da sua respectiva curva tensão versus deformação e chegará a região plástica. Após passar por alguns ciclos completos de flexão em LCF o componente irá se romper. Em palhetas de turbina as grandes deformações ocorrem nas áreas de concentração de tensão.

Na Figura 30 estão apresentadas duas curvas S-N obtidas em LCF, para uma liga em dois ambientes diferentes de uso, para determinar o efeito de um ambiente agressivo (calor, frio, etc.) na vida em fadiga. Os resultados dos testes de fadiga para amostra testada em ambiente agressivo (curva da esquerda no gráfico da Figura 30), foram inferiores, com relação as amplitudes obtidas pela amostra em ambiente normal (teste com ar, curva da direita). Como por exemplo, a liga A no ambiente normal falhou abaixo 120 Ksi (827,4 MPa) e falhou em torno de 10.000 de ciclos. No ambiente agressivo a mesma liga falhou em 600 ciclos, Figura 30.

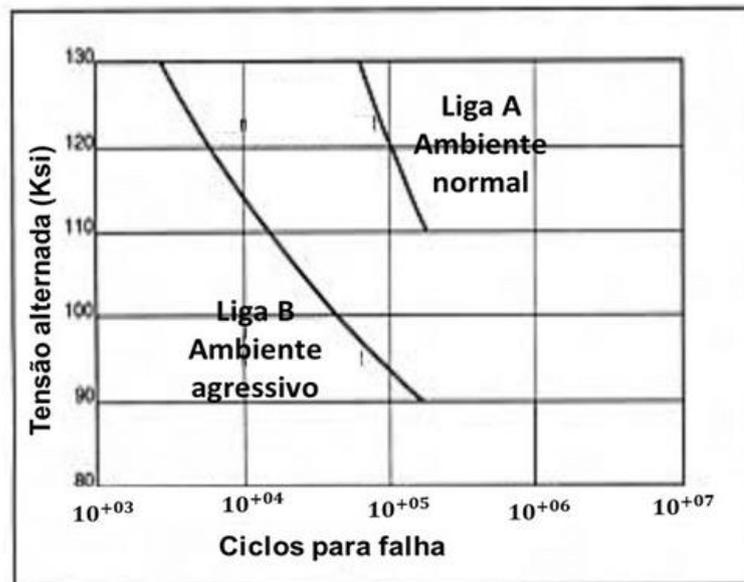


Figura 30 – Teste de LCF de duas ligas A e B.

Fonte: DeLuca (2015)

## 7. ANÁLISE WEIBULL

A distribuição de *Weibull* foi desenvolvida pelo físico sueco *Wallodi Weibull* com o objetivo de prever o comportamento de materiais frágeis em geral, porém, este método de análise estatística ganhou destaque em diversas áreas, tais como; Biológica, Controle de Processos, Eletricidade, etc. (FONSECA et al., 2015).

A distribuição de *Weibull* é utilizada especificamente e extensivamente na análise de dados de vida, sendo apropriada para modelagem de tempos até a falha apresentando funções de risco constante, estritamente crescente ou decrescente. A sua flexibilidade e capacidade de representação de amostras de tempos até a falha com comportamentos distintos, classificam este modelo de distribuição como um dos mais importantes na modelagem de confiabilidade. Embora existam outras distribuições que descrevem a vida de fadiga até a ruptura, a distribuição de *Weibull* é a que tem maiores justificativas teóricas para a análise de falhas de componentes sujeitos a tensões cíclicas (BS 3518, 1966), sendo por isso recomendada para a análise da vida de fadiga em um nível de tensão fixo. Dependendo dos valores dos parâmetros, a distribuição *Weibull* pode ser usada para modelar uma variedade de condições que envolva a determinação da vida de um componente ou estrutura (FONSECA et al., 2015).

A distribuição de *Weibull* pode ser definida matematicamente por uma equação de F.D.P. (Função Densidade de Probabilidade), sendo que a expressão geral da F.D.P. da distribuição *Weibull* possui três-parâmetros:

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}} \quad (53)$$

Para a condição;  $f(t) \geq 0, t \geq \gamma$  ou  $\gamma, \beta > 0, \eta > 0, -\infty < \gamma < \infty$ , em que

$\beta$  - Parâmetro de forma, também conhecido como coeficiente de Weibull ou inclinação no gráfico da distribuição Weibull

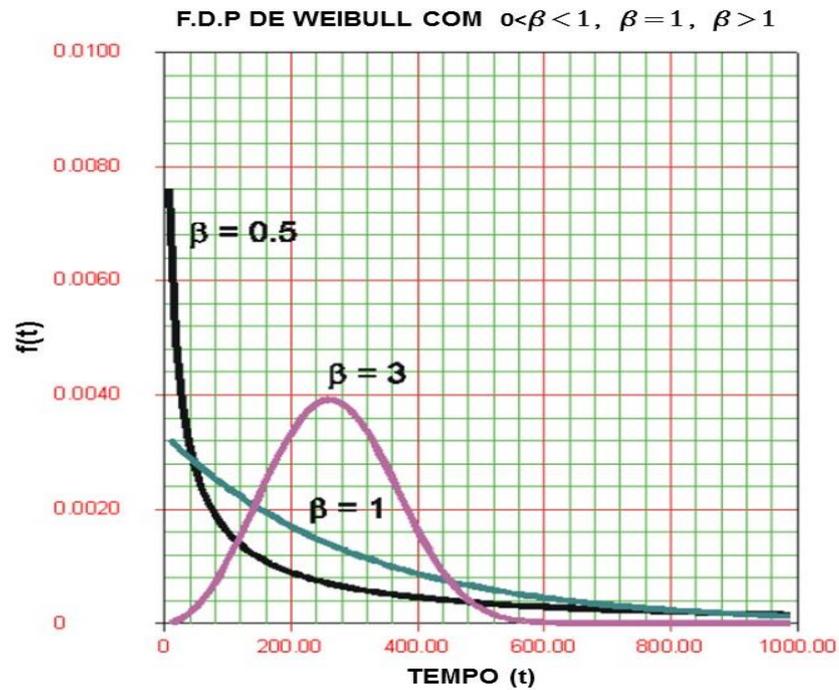
$\eta$  - Parâmetro de escala

### $\gamma$ - Parâmetro de localização

Frequentemente, o parâmetro de posição  $\gamma$  não é utilizado, e o seu valor pode ser considerado como zero. Quando temos esse caso, a F.D.P. se reduz para distribuição *Weibull* de dois parâmetros. Em certos casos é possível reduzir à distribuição *Weibull* a um-parâmetro somente, assim, esta nova forma se torna a mesma forma da F.D.P. *Weibull* de dois-parâmetros, tendo um valor de  $\beta$  pré-definido. Esta suposição significa que somente o parâmetro de escala  $\eta$  precisa ser estimado, possibilita uma análise com poucos dados. Recomenda-se que neste caso exista uma estimativa muito boa e justificável para  $\beta$ , antes de usar a distribuição *Weibull* uni paramétrica na análise.

A distribuição de *Weibull* é uma função que admite como casos particulares as distribuições de falhas exponencial de Rayleigh, que ocorre quando o parâmetro de forma é  $\beta = 2$  e a função de risco é uma reta com inclinação  $(2/\eta)^2$ . Outro caso ocorre quando  $\beta = 3,26$  em que a F.D.P de *Weibull* tem a forma de uma distribuição normal (PORTAL ACTION, 2015).

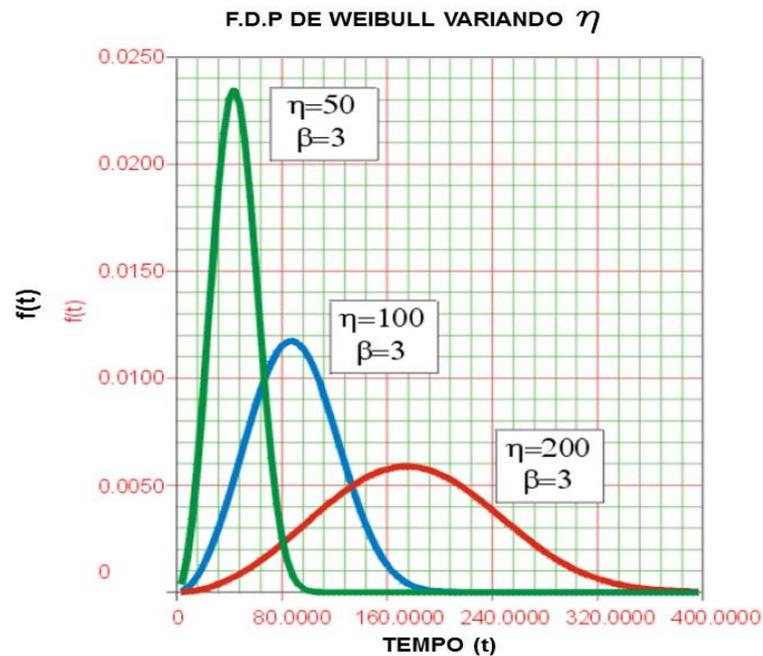
O parâmetro  $\beta$  é um número puro, adimensional e alguns valores farão com que as equações da distribuição se reduzam a outras distribuições, conforme as distribuições ilustradas na Figura 31. Quando  $\beta=1$ , a F.D.P. de *Weibull* de tripamétrica será reduzida à distribuição exponencial de biparamétrica (FONSECA, 2015; PORTAL ACTION, 2015).



**Figura 31 - Gráfico comparativo de três fdp de Weibull.**

Fonte: URI

Uma variação no parâmetro da escala  $\eta$  tem o mesmo efeito na distribuição que uma mudança de escala no eixo da abscissa. Como a área sob uma curva da F.D.P. é um valor constante e unitária, o "pico" da curva da função diminuirá com o aumento de  $\eta$ , como indicado na Figura 32. A medida de unidade  $\eta$  é igual à unidade da variável aleatória  $X$ , tal como horas, milhas, ciclos, atuações, etc. (PULIDO, 2015).



**Figura 32 - Gráfico comparativo de três fdp de Weibull com  $\beta=3$  e  $\gamma=0$**

Fonte: URI

Conforme pode ser observado na Figura 32, quando  $\eta$  é aumentado, enquanto  $\beta$  e  $\gamma$  são mantidos constantes, a distribuição, ou seja, a "curva" começa a se estender, esticar para direita e sua altura diminui, ao manter sua forma e posição. Na mesma condição quando a  $\eta$  diminui a distribuição se estreita na direção a origem do gráfico e aumenta sua altura. Observe que o fator de escala  $\eta$  tem a mesma unidade  $t$  (horas, milhas, ciclos, atuações, etc.) que a variável  $X$  modelada.

Considerando que a taxa de falhas é um aspecto importante que pode ser obtida da distribuição *Weibull*, torna-se relevante obtê-la com base nos valores do parâmetro de forma ( $\beta$ ) e de escala ( $\eta$ ). Com base na forma das curvas de F.D.P., como mostrada na Figura 31, é possível obter as respectivas taxas de falhas, exemplificadas na Figura 33 (PULIDO, 2015, PORTAL ACTION, 2015).

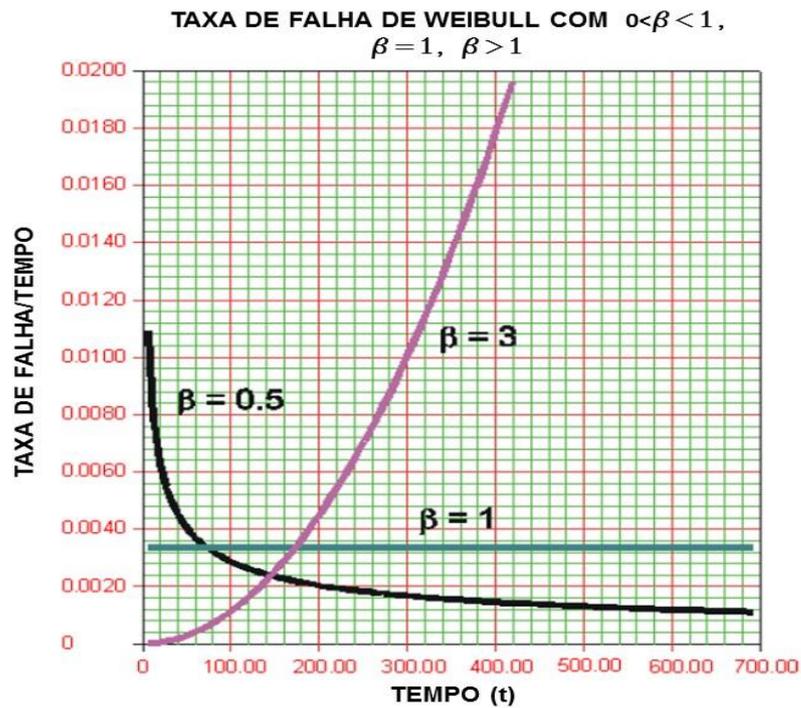


Figura 33 - Gráfico da taxa de falhas de três fdp de Weibull com  $\eta = 50$  e  $\gamma = 0$ .

Fonte: URI

Na Figura 33 é possível perceber três condições modeladas pelas distribuições Weibull:

- Com o  $\beta < 1$  têm uma taxa de falha decrescente ao longo do tempo de vida, conhecida também como falha infantil ou prematura;
- Para valores de  $\beta$  próximo de ou igual a 1 têm uma taxa de falha razoavelmente constante, indicando a vida útil ou de falhas aleatórias.;
- Quando os valores de  $\beta > 1$  têm uma taxa de falhas que aumenta com o tempo, conhecido também como falhas de desgaste,

Estas três características espelham a condição geral de classificação das falhas descrita pelo gráfico conhecido como “Curva da Banheira”, ilustrado na Figura 34 (PORTAL ACTION, 2015).

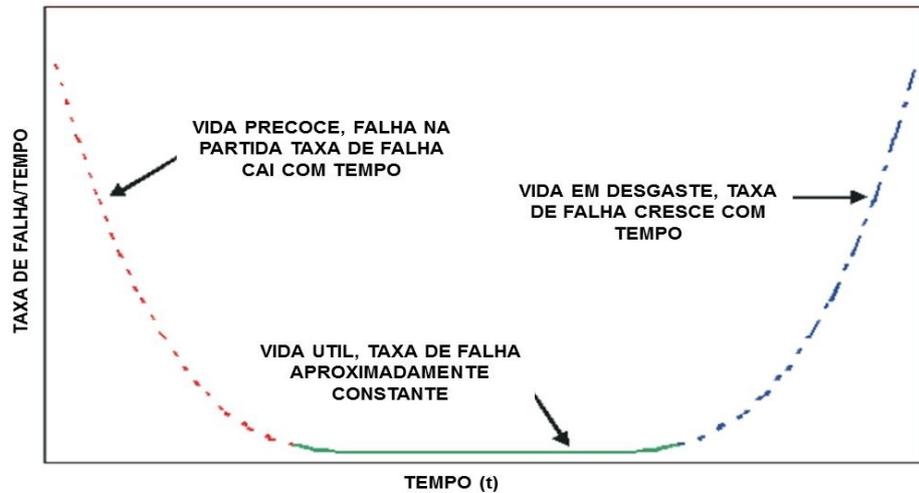


Figura 34 – Curva da banheira

Fonte: URI

Segundo Fonseca et al. (2015) a probabilidade de falha pode ser obtida pela Equação 54;

$$P_i = \frac{i}{n} \quad (54)$$

Ainda por Johnson (55) e por Bernard 56)

$$P_i = i/(n+1) \quad (55)$$

$$P_i = (i-0,3)/(n+0,4) \quad (56)$$

A Equações (57) e (58) são as equações para a distribuição de *Weibull* tri paramétrica (3p) e bi paramétrica (2p), como segue

$$P(x) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{x-\gamma}{\eta} \right)^\beta \right] \quad (57)$$

$$P(x) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{x}{\eta} \right)^\beta \right] \quad (58)$$

Em que:

- $\eta$  - é o fator de escala, que é o valor característico da distribuição
- $\beta$  - é o parâmetro de forma da distribuição, mais conhecido como coeficiente de Weibull;
- $\gamma$  - é chamado parâmetro de localização, que é o menor valor característico da variável, no caso a resistência ( $\eta+\gamma$ ) representa a resistência mecânica típica)
  - $P(x)$  - é a probabilidade de falha ao se considerar o fator x

Esta forma da distribuição de *Weibull* é frequentemente usada quando o menor valor da variável aleatória pode ser assumido como sendo zero. Os parâmetros da distribuição de *Weibull* para um determinado conjunto de dados pode ser estimado através de vários métodos diferentes, entre eles o método de regressão linear.

Considerando como variável X a tensão aplicada ( $\sigma$ ) é possível rearranjar matematicamente as Equações (57) e (58), para se obter a Equação (59), de caráter linear (FONSECA, 2015):

$$\ln \left[ \ln \left( \frac{1}{1-P(\sigma_P)} \right) \right] = \beta * \ln \sigma_P - \beta * \ln \sigma_0 \quad (59)$$

Na qual:

- $\sigma_P$  - é a tensão de ruptura do material associada a probabilidade **P**
- $\sigma_0$  - é a resistência média do material.

Para a determinação dos coeficientes da equação (59), é necessário ainda calcular os valores de  $\ln(\sigma_i)$  e  $\ln[\ln(1/(1-P_i))]$ . Para obter uma regressão linear ( $y=ax+b$ ), de onde se determina o módulo de *Weibull*  $\beta$  (a partir do coeficiente angular **a**) e o fator de escala  $\eta$  (calculado a partir do coeficiente linear **b**), como:

$$\eta = e^{-\left(\frac{a}{\beta}\right)} \quad (60)$$

Considerando a equação geral da reta de regressão como:

$$Y = \alpha X + b \quad (61)$$

Em que:

$$\ln \left[ \ln \left( \frac{1}{1-P(\sigma_P)} \right) \right] - \text{Variável independente (Y)}$$

$$\ln \sigma_P \quad - \text{Variável independente (X)}$$

$$\beta \quad - \text{Responsável pela inclinação da reta } (\alpha)$$

$$\beta * \ln \sigma_P \quad - \text{Coeficiente linear (b)}$$

Para a distribuição de *Weibull* com três parâmetros de a equação de regressão linear fica;

$$\ln \left[ \ln \left( \frac{1}{1-P(\sigma_P)} \right) \right] = \beta * \ln(\sigma - \sigma_u) - \beta * \ln \sigma_0 \quad (62)$$

Estas são as duas formas da distribuição de *Weibull* que foram reescritas na forma de equações lineares.

## 8. FLUÊNCIA (*CREEP*)

Este capítulo aborda sucintamente o fenômeno de fluência (em inglês: *Creep*), introduzindo alguns conceitos e parâmetros úteis para entender este mecanismo de degradação dos metais. A fluência é relevante, pois é um processo de degradação comum em componentes submetidos a altas temperaturas e tensões de trabalho, como é o caso das palhetas de uma turbina.

Fluência pode ser caracterizada como sendo o acúmulo progressivo de deformação plástica em um corpo de prova ou em um elemento de uma máquina ou equipamento sob ação de tensão e temperatura elevada por um período de tempo (COLLINS, 2006).

### 8.1. CAUSAS DE ALTA TEMPERATURA INTERNA NAS TURBINAS A VAPOR

A fluência é um dos fatores mais críticos no dimensionamento de componentes de máquinas e equipamentos sujeitos a altas temperaturas de operação, que estão em torno de 30 a 70% da temperatura de fusão, na escala absoluta. Porém, a fluência pode ocorrer a qualquer temperatura acima do zero absoluto (WINCK, 2009; COLLINS, 2006).

A combinação de altas temperaturas, tensão elevada e tempo, provocam a limitação de vida útil, podendo induzir danos severos ou mesmo a falha. Estas condições podem ocorrer em determinados componentes de máquinas e equipamentos, como por exemplo; caldeiras, turbinas, foguetes e aviões. A faixa de temperatura na qual a fluência é normalmente determinante ocorre entre 1000°F (537,8°C) a 2200°F (1204,44°C), para casos especiais, como veículos espaciais que operam em Mach 7, podem chegar a 5000°F (2760°C) (COLLINS et al.,2006).

## 8.2. CURVAS DE FLUÊNCIA E SEUS ESTÁGIOS

As curvas de fluência são o resultado de testes de fluência, nos quais, um corpo de prova é submetido a diversas cargas e temperaturas. Durante este período, o deslocamento resultante é medido em função do tempo sob carga e a temperatura constantes na maioria dos testes (ALMEIDA, 2006; COLLINS, 2006).

Com a introdução dos testes de fluência, verificou-se a existência de um comportamento padrão, que variava de acordo com a taxa de deformação da amostra. Estes padrões foram caracterizados conforme descrito pelo gráfico da Figura 35 (WINCK, 2009; UDOMPHOL, 2007).

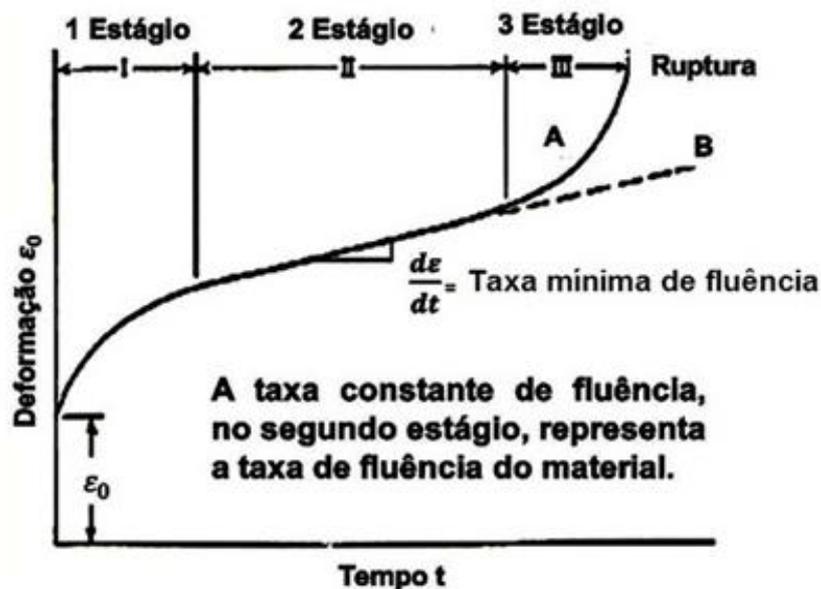


Figura 35 - Curva típica de fluência.

Fonte: Udomphol (2007, p. 8)

No gráfico da Figura 35 a linha B é obtida mantendo a taxa mínima de fluência constante. A deformação inicial,  $\epsilon_0$ , é a deformação instantânea provocada pela introdução do carregamento de fluência. Parte desta deformação, sob regime elástico, é recuperada e parte, sob regime plástico, não é recuperada. Após um alongamento  $\epsilon_0$  rápido, a taxa de fluência cai com

o tempo até se estabilizar em um valor mínimo, descrito pela inclinação da reta B no gráfico da Figura 35.

A curva de fluência, mostrada na Figura 35, pode ser dividida em três estágios distintos, com diferentes taxas de fluência:

- **Primeiro estágio;** ocorre a queda da taxa de fluência, é o período de fluência transiente, a resistência a fluência aumenta devido a deformação;
- **Segundo estágio;** fornece uma taxa de fluência representativa que é praticamente constante, durante esse período, o valor médio da taxa de fluência é chamado de taxa mínima de fluência;
- **Terceiro estágio;** aumento rápido da taxa de fluência, devido a redução da área da secção, até a ruptura.

### 8.3. MUDANÇAS ESTRUTURAIS DURANTE A FLUÊNCIA

Existem três processos principais durante a fase de elevação de temperatura:

#### **Deformação por deslizamento**

- Em altas temperaturas existe mais sistemas de deslizamento (planos e direções de propagação de linhas de discordâncias);
- As bandas de deslizamento são grossas e muito espaçadas.

### Formação de subgrãos

- A fluência produz deformação não homogênea, especialmente nos contornos de grãos, permitindo que se reorganizem de forma automática.

### Deslizamento do contorno de grão

- Produzido pelo processo de cisalhamento e promovida pelo aumento da taxa de deformação ou pela diminuição da temperatura ou diminuição.
- Resultados é um entalhe ou migração do grão.

## 8.4. PRINCIPAIS MECANISMOS DE MUDANÇA ESTRUTURAL POR FLUÊNCIA

Os principais mecanismos de deformação por fluência são;

- Deslizamento de discordâncias;
- Fluência por discordâncias;
- Fluência por difusão
- *Nabarro-Herring*;
- *Coble*;
- Deslizamento de contorno de grão.

Um grande facilitador para identificação dos principais mecanismos de deformação estrutural por fluência é o mapa de mecanismos de fluência. Neste mapa, são empregados os valores do módulo de cisalhamento ( $G$ ), o ponto de fusão do material ( $T_m$ ) e a temperatura do teste ( $T$ ). Este conceito foi desenvolvido por Ashby em 1972 (WINCK, 2009 et. al) e está ilustrado na Figura 36.

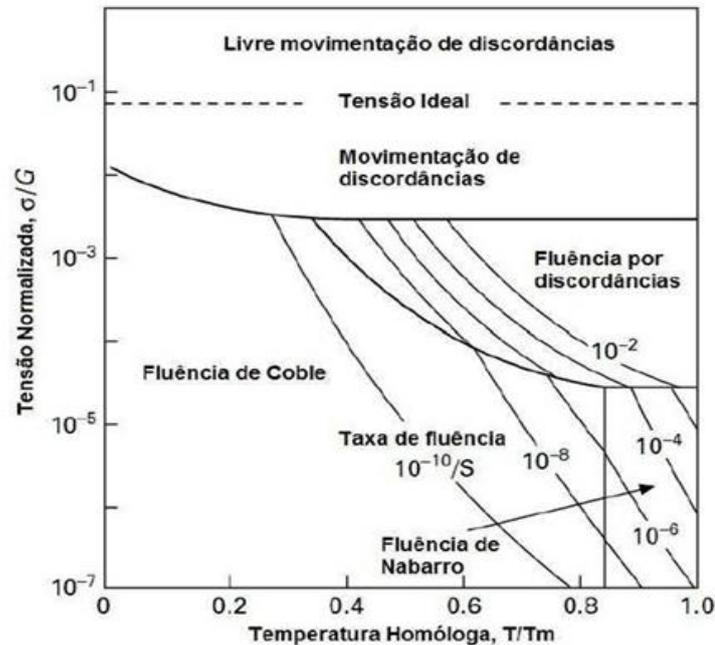


Figura 36 - Mapa dos mecanismos de deformação.

Fonte: Winck (2009, p. 17)

## 8.5. PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO À FLUÊNCIA AO LONGO DO TEMPO.

Dentre as várias metodologias gráficas de extrapolação dos dados de fluência, o parâmetro de *Larson Miller* (*LMP*) é o mais aplicado, devido sua simplicidade e maior histórico de utilização. Esse parâmetro é aplicado por fabricantes e usuários para definir materiais para aplicação em altas temperaturas.

A teoria de *Larson-Miller* premissa que, para a combinação de material e nível de tensão, existe apenas um valor do *LMP*, que está relacionada a temperatura e ao tempo pela Equação 63:

$$LMP = (T + 273)(\log t_r + C) \quad (63)$$

A vida para uma tensão constante na secção transversal pode ser estimada por meio de um *LMP* do material, uma vez que o valor de *LMP* é determinado, a Equação 63 estima-se o tempo  $t_r$  (hr) de ruptura para os dados da temperatura  $T$  (°C) do componente, alguns valores da constante  $C$  podem ser obtidos na Tabela (3), esta equação fornece a análise à fluência (COLLINS, 2006; HIBBLER, 1997).

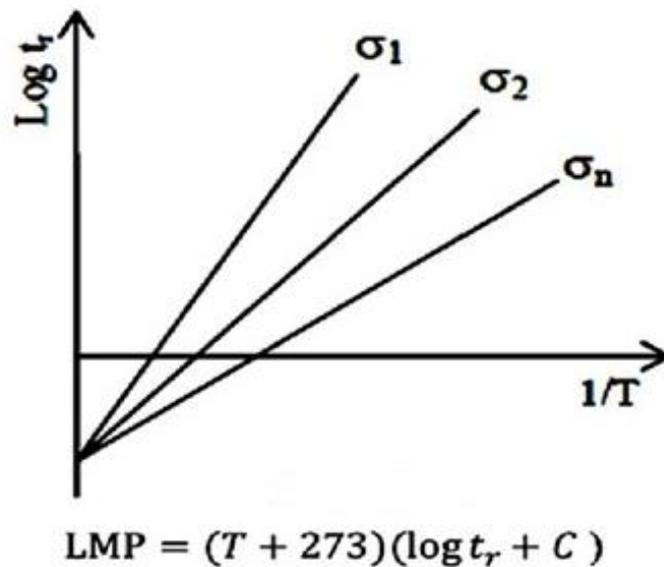


Figura 37 - Gráfico traçado por LMP.

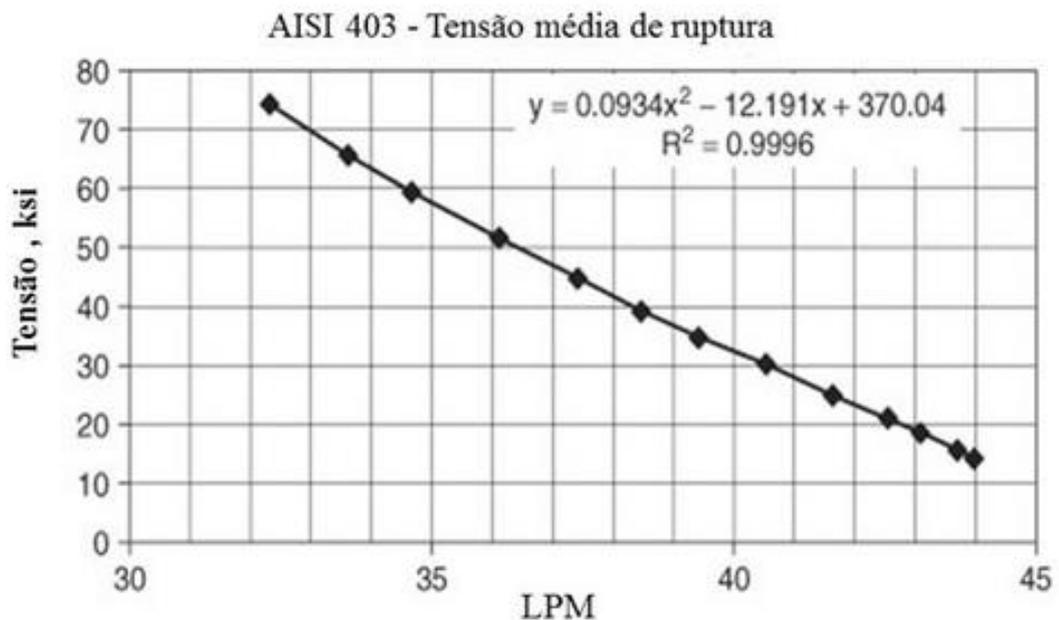
Fonte: Oliveira (2006, p.8)

Tabela 3 – Parâmetros de *Larson- Miller*.

Material	Larson-Miller C
Vários aços e aço inoxidável	≈ 20
Alumínio puro e ligas	-
Liga S-590 (base Fe)	17
Aço inoxidável A-286	20
Nimonic 81 A (base Ni)	18
Aço 1% Cr-1% Mo - 0,25% V	22

Fonte: Adaptado de MAE (2015)

O uso do parâmetro de *Larson-Miller* torna-se importante para a avaliação da vida das palhetas de uma turbina, quer durante a fase de concepção ou quando ocorre uma falha. Na Figura 38 verifica-se, por exemplo, o comportamento da resistência do AISI 403 SS em relação a variação do parâmetro de *Larson Miller*.



**Figura 38 – Representação típica de uma extrapolação por LMP.**

Fonte: Singh e Lucas (2011, p. 127)

O item a seguir ilustra a aplicação do método de *Larson Miller* no dimensionamento de componentes mecânicos (SINGH e LUCAS, 2011).

## 8.6. EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO 63 DE LMP

Para exemplificar a aplicação do LMP (*Larson Miller Parameter*), segue exemplos abaixo;

1. Uma estrutura mecânica feita de liga de aço é submetida a fluência sobre tensão simples com uma tensão de 20 ksi (138 MPa) a 700°F (371,11°C) e

a vida ruptura medida é de 30 anos. Com base nestes dados, pode-se estimar o tempo de ruptura, se a estrutura for empregada a uma temperatura de  $750^{\circ}F$  ( $399^{\circ}C$ ).

Pelo método de Larson-Miller:

$$\begin{aligned} \text{LMP} &= (T+460) (\log t_r + C) \\ &= (700+460)(\log 262,800 + 20) = 29,486.77 \\ \log t_r &= \text{LMP} / (T+460) - C \\ &= 29,486.77 / (750 + 460) - 20 \\ &= 4.37 \\ t_r &= 10^{4.37} / 8760 = 2.67 \text{ anos} \end{aligned}$$

## 8.7. CONSIDERAÇÕES DE FLUÊNCIA PARA TURBINAS A VAPOR

As três características básicas que comumente podem aumentar as temperaturas internas em turbinas a vapor e assim gerar condições de fluência, são: condições anormais de vapor, operação anormal e obstrução interna, ocasionalmente o atrito interno também aumenta a temperatura interna (SINGH E LUCAS, 2011).

### a) Condições anormais de vapor durante a alta temperatura de entrada ou de saída de alta pressão:

A alta pressão de saída em um estágio da turbina fará com que o fim do caminho de fluxo de saída ultrapasse as temperaturas normais. Sob estas condições, a temperatura de saída não poderia, na prática, exceder a temperatura de entrada.

**b) Operação anormal;** se uma turbina, ou secção de uma turbina, é operada em velocidade normal, se o fluxo baixar de forma anormal, a temperatura aumentará. Se, na prática, a máquina está operando sem carga, a temperatura não pode exceder a temperatura de entrada. Se a turbina tem

fluxo anormalmente baixo e for colocada em carga externamente, de modo que continue girando, esta condição poderá acarretar em temperaturas muito altas no estágio. Neste caso, a turbina não deve ser responsável pela tração total ou parcial do conjunto, ou do expensor, gerador ou outra turbina.

Há circunstâncias nas quais uma turbina sem carga, “em operação”, com vazamentos significativos ou fluxos de extração descontrolados, nos quais, as temperaturas de saída podem ultrapassar as temperaturas de entrada.

- c) Obstrução interna;** se o caminho de fluxo é obstruído por depósitos ou danos, as temperaturas antes da obstrução serão altas de forma anormal. Também pode haver, com menor efeito, um aumento da temperatura a jusante da obstrução, devido à ineficiência do fluxo. Em tais circunstâncias, a temperatura das turbinas, na prática, não deveria exceder a temperatura de entrada.

## 9. ELEMENTOS FINITOS (FEA)

Este capítulo apresenta a Análise por Elementos Finitos (*Finite Element Analysis* - FEA), que é a ferramenta que mais tem se destacado para projetos em geral, quando se fala em estado da arte em simulação computacional, como na análise estrutural, análise fluidodinâmica, etc. Dentro deste conjunto também estão inclusas, as turbinas a vapor e seus componentes (ANSYS®, 2015).

### 9.1. HISTÓRICO

O método de elementos finitos para análise estrutural, já existe a mais de 60 anos, e foi criada por pesquisadores de universidades e das indústrias, durante as décadas de 1950 e 1960. Entretanto, a concepção e o entendimento da teoria já existem há mais de 100 anos, já servindo, nessa época, de base para o cálculo de suspensão de pontes e caldeiras a vapor (AZEVEDO, 2003).

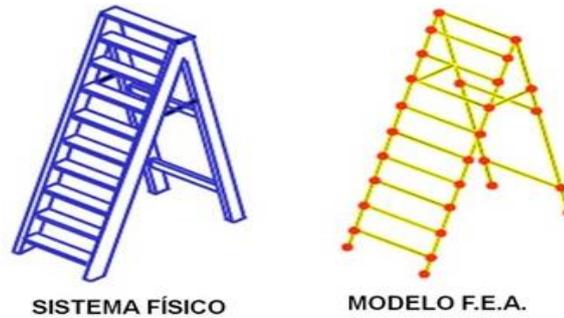
### 9.2. A ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS (FEA)

A técnica de Análise de Elementos Finitos (*FEA – Finite Element Analysis*) é uma maneira de simular as condições de carga de um projeto e determinar as respostas para estas condições. A técnica consiste em modelar o projeto através de blocos construtivos discretos chamados de elementos finitos (OÑATE, 2015).

Os elementos finitos aplicados na técnica de análise de elementos finitos (*FEA – Finite Element Analysis*) são configurados, de forma que tenham um número específico de elementos para compor um determinado componente em análise para uma determinada condição de aplicação. Estes elementos tomam a forma do componente a ser analisado e assim, representarão o seu comportamento, que até então era desconhecido. Assim são acessados os efeitos de uma condição de aplicação de esforços conhecida e finita, definidas a partir das condições de contorno ou do volume de controle.

Cada elemento contém a equação exata, de como ele responderá para cada solicitação de carga, a resposta para o projeto é dada pela soma das

respostas de cada elemento (WORKSHOP ANSYS®, 2013). A Figura 39 apresenta um exemplo de definição de um sistema por elementos finitos, na qual está apresentado um caso que representa a relação entre um projeto real e seu respectivo modelo.



**Figura 39 - Representação de sistema físico x modelo teórico.**

Fonte: Workshop Ansys® (2013)

### 9.3. VANTAGENS DA APLICAÇÃO DA FEA

A análise de elementos finitos traz grandes vantagens, as principais são:

- **Redução na quantidade de protótipos;** as simulações por computador podem variar entre cenários de forma rápida e efetiva.
- **Para realizar a simulação de projetos** nos quais não é possível testar protótipos; um exemplo disso são as intervenções cirurgias em geral, como os implantes e as próteses de joelho.
- **Economia financeira;** com *Marketing*, com retrabalho, com teste nos protótipos reais, com instalações, redução de tempo.
- **Problemas de segurança**
- **Saúde**

A grande relevância do *FEA* se dá pela redução de custos e até na viabilização de projeto através dos protótipos virtuais, entre outras vantagens

(OÑATE et al., 2015). No ANEXO 02 é possível verificar exemplos das aplicações de elementos finitos.

#### 9.4. CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS PARA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

As análises de elementos finitos são compostas de elementos, que são a menor parte do modelo, os conjuntos destes elementos são chamados de malha. A precisão da análise está diretamente relacionada com o número de elementos da malha, que é chamada de densidade da malha. Porém, uma malha de densidade alta, gera muito trabalho de processamento, o que implica em horas de processamento e hardware avançados, ou seja, custo elevado da análise (WORKSHOP ANSYS®, 2013).

#### 9.5. ELEMENTO DOS ELEMENTOS FINITOS

Já foram desenvolvidos vários tipos de elementos que compõem os elementos finitos, podem ser; triangulares, cúbicos, quadrilaterais, etc. A Figura 40 ilustra os tipos mais comuns de elementos finitos empregados nas simulações.

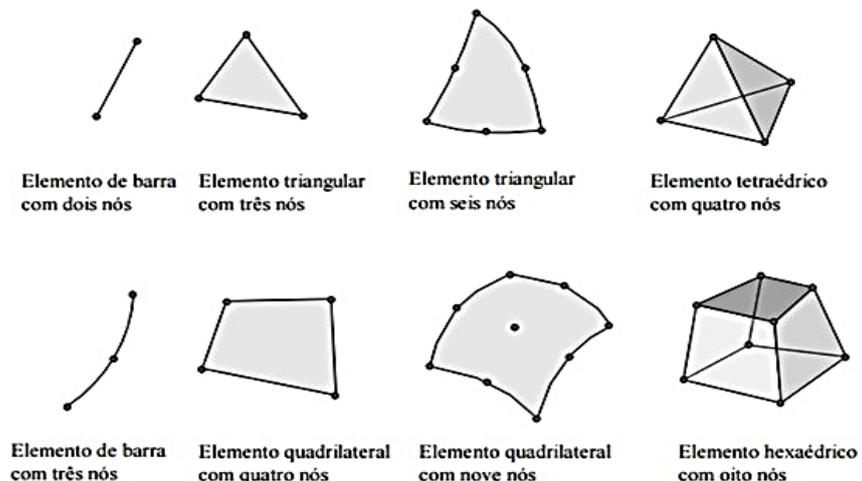
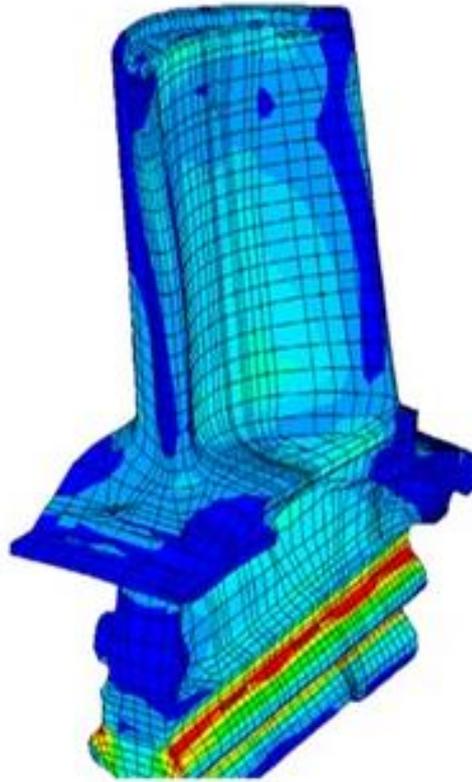


Figura 40 - Tipos de elementos finitos.

Fonte: Souza (2003 p.2)

A aplicação do tipo de elemento depende do tipo e da dimensão do problema (se é uni, bi ou tridimensional). Em um conjunto de elementos que recobrem uma peça, aplicando-se uma carga em um nó destes elementos, a força passa a se replicar para os demais elementos nó a nó. Assim, pela propagação da energia depositada no primeiro nó, é possível identificar os níveis de tensão que há neste conjunto de elementos, ao qual dá-se o nome de malha.

A Figura 41 apresenta a discretização e os resultados obtidos na avaliação do carregamento mecânico de uma palheta de turbina. Este é o tipo de simulação que foi executada neste trabalho.



**Figura 41 – Malha de uma palheta de turbina.**

Fonte: Mece - University of Alberta

## 10. ANÁLISE DE FALHAS E AVALIAÇÃO DA CONFIABILIDADE PARA O PROJETO DE PALHETA

Os carregamentos repetitivos ou cíclicos em turbinas que estão acopladas a geradores, bombas, aeronaves em geral ou qualquer outro serviço pesado, são a principal origem da degradação em turbomáquinas (CAMPBELL, 2008). É sabido que 90% das falhas mecânicas estão relacionadas com fenômeno de fadiga, a fadiga pode afetar qualquer parte móvel de um equipamento (CAMPBELL, 2008; BOOYSEN, 2014).

Estatisticamente as turbinas de baixa pressão são mais suscetíveis a falhas, se comparadas as turbinas de alta e média pressão. Aproximadamente 50% das falhas são relatadas tendo sua origem em trincas de corrosão sob tensão e fadiga (BOOYSEN, 2014). As falhas por fadiga são provocadas normalmente pela vibração causada pela tensão flutuante de flexão que acontece devido a assimetria do fluxo de vapor (BOOYSEN, 2014).

Para turbinas de baixa pressão falhas por *creep* não são consideradas e das falhas por fadiga relatadas 26% são no furo da cinta, 20% no furo do arame, 40% no aerofólio (corpo da palheta), 14% na fixação da palheta, ou seja, na raiz. Aproximadamente 40% de todas as falhas que acontecem não se localiza a causa (BOOYSEN, 2014).

Bloch e Geitner (2012), apresentam como referência a Tabela 4, que evidencia falhas em turbinas a vapor separadas por causa da falha e o componente afetado.

Tabela 4 - Falhas em turbinas a vapor por causa e componente afetado.

Causas das falhas	Distribuição de incidentes (%)	Componentes	Distribuição de incidentes (%)
<b>Problema de fornecedor</b>	<b>64,1</b>	<b>Palhetas do rotor</b>	<b>29,0</b>
Planejamento, projeto e cálculo	16,5	<b>Mancais</b>	<b>16,7</b>
Montagem	16,0	Mancal radial	12,5
Tecnologia	10,6	Mancal axial (escora)	4,2
Fabricação	8,7	<b>Vedação do eixo, pistão de balanço</b>	<b>15,6</b>
Material	8,0	<b>Rotor com discos</b>	<b>10,3</b>
Reparo	4,3	<b>Carcaça e placas da base, parafusos</b>	<b>9,8</b>
<b>Problema de operação</b>	<b>15,3</b>	<b>Filtros e acessórios</b>	<b>4,0</b>
Supervisão	10,6	<b>Controle</b>	<b>4,0</b>
Manutenção	4,7	<b>Palhetas guia e diafragma</b>	<b>3,4</b>
<b>Influências externas</b>	<b>20,6</b>	<b>Engrenagens e transmissão</b>	<b>2,4</b>
Corpo estranho	7,2	<b>Linhas de óleo</b>	<b>0,8</b>
Rede elétrica	4,1	<b>Outras partes</b>	<b>4,0</b>
Outros	9,3		
<b>Total (%)</b>	<b>100</b>		<b>100</b>

Fonte: Adaptado de Bloch & Geitner (2012, p. 367)

## 10.1. CARGAS, TENSÃO E AVALIAÇÃO

A análise de confiabilidade das palhetas de turbinas consiste essencialmente de duas partes: a análise das tensões e a análise dinâmica das palhetas. Na análise das tensões calcula-se a tensão devido as forças do vapor e as forças centrífugas que atuam sobre a palheta em condições máximas de funcionamento. A análise dinâmica das palhetas é realizada através da comparação das frequências naturais da palheta com as frequências da força de excitação, que é realizada através de um diagrama de *Campbell* e/ou através de um diagrama de interferência (*Safe*). A partir das frequências naturais das palhetas são determinadas as tensões de vibração.

Danos por fadiga são devido a tensão alternada aplicada à estrutura mecânica, que também é influenciada pela magnitude da tensão média imposta sobre as palhetas. A tensão centrífuga é a tensão média na velocidade de funcionamento da turbina, a tensão alternada na palheta é o resultado das forças instáveis que existem na turbina. A magnitude da tensão alternada depende da natureza e da magnitude das forças instáveis (fluxo de

vapor, ressonâncias, NPF, pressão) , do amortecimento e da condição de ressonância que possa existir (SINGH e LUCAS et al., 2011).

Tradicionalmente, a confiabilidade de um projeto de palheta de turbina a vapor é julgada com base na magnitude da estimativa do fator de segurança, que é normalmente determinado por meio de um diagrama de *Goodman* (SINGH e LUCAS et al., 2011).

Dentre a gama de fatores que influenciam na confiabilidade de uma palheta e provocam danos, alguns são listados a seguir:

1. Tensão centrífuga.
2. Tensão devido à força do vapor.
3. Tensão constante.
4. Tensão alternada.
5. Tensão devido à vibração ressonante.
6. Fadiga de baixo ciclo.
7. Fadiga térmica.
8. Danos por *Creep*.
9. Efeito do ambiente.
10. Corrosão sob tensão.
11. Fadiga por corrosão.
12. Tensão de impacto.

## 10.2. CÁLCULO DO FATOR DE SEGURANÇA (FS)

O método de avaliação de projeto mecânico tradicional passa pelo cálculo do fator segurança (FS), que é empregado para relacionar as tensões média e alternada, de forma que qualquer valor encontrado fique dentro da faixa compreendida pelas tensões de escoamento, fadiga e ruptura. É possível calcular o fator de segurança FS de várias formas, normalmente são aplicados os fatores de segurança de *Solderberg* (Equação 64), de *Goodman* (Equação 65) e de *Gerber* (Equação 66), que são originados em suas respectivas curvas e Equações 49, 50 e 51.

Da linha de *Soderberg*, para o fator de segurança  $FS$ , temos;

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{Fad}} = \frac{1}{FS} \quad (64)$$

Da linha de *Goodman*, para o fator de segurança  $FS$ , temos;

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} = \frac{1}{FS} \quad (65)$$

Da linha de *Gerber*, para o fator de segurança  $FS$ , temos:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}}\right)^2 = \frac{1}{FS} \quad (66)$$

Os fatores de segurança calculados pelas equações modificadas de *Soderberg*, Equação 67 e de *Goodman* na Equação 68, tem a função de incluir na avaliação a tensão de vibração e tensão limite de fadiga corrigida pelos fatores de concentração de tensão.

Desta forma, as Equações 67 e 68 são utilizadas para calcular o fator de segurança  $FS$ , assim para *Goodman* modificado, Equação 67:

$$\frac{1.0}{FS} = \frac{\sigma_{vib}}{\sigma_{fcorT}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} \quad (67)$$

E para *Solderberg* é:

$$\frac{1.0}{FS} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{fcorT}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e} \quad (68)$$

Sendo:

$FS$  - Fator de segurança da palheta

- $\sigma_a$ - Tensão alternada na palheta
- $\sigma_e$ - Tensão de escoamento do material da palheta
- $\sigma_m$ - Tensão média na palheta
- $\sigma_{vib}$ - Tensão de vibração na palheta
- $\sigma_{ult}$ - Tensão máxima do material da palheta
- $\sigma_{fcorT}$ - Tensão de fadiga corrigida do material da palheta
- $\sigma_{Fad}$ - Tensão limite de fadiga do material da palheta

Um valor mínimo aceitável típico para o fator de segurança é de 1,50 para palhetas de turbina. Se uma mudança no projeto é necessária, a mudança no projeto será ditada, em grande parte, pela componente de tensão que estiver contribuindo mais para abaixar o fator de segurança: componente de tensão constante ou componente de tensão vibratória.

Uma mudança na frequência natural da palheta ou na frequência de excitação é o melhor recurso que se tem, em muitos casos, para evitar uma resposta elevada de ressonância, que resulta em altas tensões vibratórias. Não é possível evitar todas as ressonâncias em turbinas de rotação variável, em tais casos, as maiores respostas são evitadas e a palheta é feita suficientemente forte para operar nas ressonâncias restantes dentro da gama de rotações de funcionamento.

Outro método para reduzir tensões vibratórias ressonantes na palheta é através do aumento da largura da palheta que também é conhecida por corda da palheta, o que irá diminuir a tensão de flexão do vapor na palheta, diminuindo assim, as tensões vibratórias na palheta. Outra maneira de reduzir o nível de vibração é aumentar o amortecimento da estrutura, que é, por vezes, conseguido pela utilização de arames ou cinta laçando as palhetas.

Quando a tensão constante é a causa de um baixo coeficiente de segurança, um método para melhorar o fator de segurança é aumentar o afinamento no aerofólio para reduzir a tensão centrífuga. Isto também pode ser conseguido através da redução da altura da palheta ou do diâmetro externo do disco.

Também é possível reduzir as tensões constantes na palheta é através do emprego de um material de baixa densidade ou de maior resistência para a fabricação da palheta. Ligas de titânio foram usadas com êxito em palhetas da extremidade de exaustão de turbinas, uma vez que é menos denso (56% de sua densidade) e de maior resistência (praticamente o dobro) do que a do aço inoxidável AISI 403 (SS) padrão como material de palheta (SINGH e LUCAS et al., 2011).

A resistência à fadiga de um material de uma palheta depende de muitos fatores, e as propriedades de fadiga para projeto, normalmente são obtidas através de um ensaio num ambiente controlado de laboratório, em amostras polidas. Portanto, esses valores para uma aplicação real devem ser ajustados para refletir a influência desses fatores, a resistência à fadiga ajustada de um material para projeto de palheta é normalmente calculada a partir de uma equação semelhante a Equação 52, porém os fatores são característicos para palheta de turbina, Equação 65:

$$\sigma_{fcorT} = k_{T1} \times k_{T2} \times k_{T3} \times k_{Tn} \dots \sigma_{Fad} \quad (65)$$

Sendo:

$\sigma_{fcorT}$  - Tensão de fadiga corrigida do material da palheta

$K_{T1}, K_{T2}, \dots$  - Fatores de correção típicos para palheta de turbina

$\sigma_{Fad}$  - Tensão limite de resistência de fadiga do material

Os valores para os fatores de correção típicos para ajuste do limite de resistência a fadiga para o material da palheta, são;

### Para a Raiz

$k_{T1} = 0,84$  fator de acabamento final da superfície

$k_{T2} = 0,90$  fator de tamanho

$k_{T3} = 1,00$  fator de confiabilidade

$k_{T4} = 1,00$  fator de temperatura (incluindo redução de material por esforço)

$k_{T5} = 0,333$  fator de entalhe

$k_{T6} = 3,0$  fator de resistência a fadiga adicional

$$k_{total} = k_{T1}k_{T2}k_{T3}k_{T4}k_{T5} = 0,2517$$

$$\sigma'_f = \sigma_{fcorT} = k_{total} * \sigma_{LFad} = 0,2517(50,000) = 12,587 \text{ psi} = 86,8 \text{ MPa}$$

Se um estudo de confiabilidade é realizado em uma fileira de palhetas em mal estado de conservação (*pitting*, corrosão, etc.), um fator de redução da resistência à fadiga  $k_{T6}$ , adicional deve ser adotado, dependendo da gravidade da condição da palheta.

### Qualidade do vapor

Outro fator de correção a ser considerado e que afeta a resistência à fadiga dos materiais das palhetas em função das condições do ambiente do vapor são:

$K_{T7} = 0,85$  vapor superaquecido

$K_{T8} = 0,42$  vapor de transição (0 a 6 % de umidade)

$K_{T9} = 0,66$  vapor úmido (maior que 6 % de umidade)

$K_{T10} = 0,3$  vapor corrosivo

Se um dos fatores do ambiente de vapor é combinado com um dos fatores de redução de resistência à fadiga, a resistência à fadiga do material pode ser reduzida para um nível muito baixo. Um fator de correção combinado pode ser estimado para o aerofólio e raiz. Estes fatores estão listados na Tabela 5.

Tabela 5 – Fator de correlação para diferentes condições do vapor.

Condição	Fator de Correção	
	Aerofólio	Raiz
Superaquecido	0,444	0,214
Transição	0,225	0,106
Úmido	0,325	0,167
Corrosivo	0,160	0,075

Fonte: Singh e Lucas (2011, p. 118)

### 10.3. AVALIAÇÃO DOS CRITÉRIOS DE PROJETO TÍPICOS PARA PALHETAS DE TURBINA

Como alguns dos critérios de maior relevância da *API 612, 5ª edição, 2003* é exigido que os fabricantes que avaliem seus equipamentos para ressonâncias de até 15X a rotação (ex: rotação = 1X = 30 Hz, 2X = 60 Hz, e assim por diante), 2 X NPF (frequência de passagem dos injetores) e seus respectivos modos de vibração, bem como, que projetem seus componentes para uma vida de 30 anos.

Diretrizes semelhantes, regras e critérios são seguidos pelos fabricantes, porque as excitações vão depender da concepção do projeto.

### 10.4. ASPECTOS DE AVALIAÇÃO DA VIDA DA PALHETA

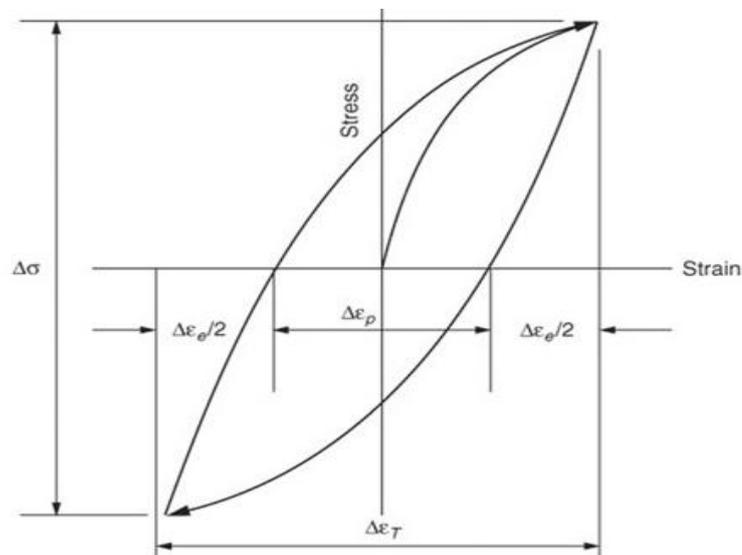
Esta seção descreve alguns dos principais aspectos que precisam ser considerados no projeto de palhetas.

#### 10.4.1. Avaliação da vida útil da palheta sob ação de HCF e LCF

De maneira geral, os projetistas empregam os dados de fadiga do material, o diagrama de *Goodman*, o diagrama de *Campbell* e o de *interferência*. Tais métodos, são as ferramentas tipicamente empregadas para se verificar a confiabilidade das palhetas, estabelecendo um fator de segurança aceitável sob carregamento combinado de tensão constante e tensão alternada, assim como as demais tensões significativas do projeto.

Na fadiga de baixo ciclo (*LCF*), a resposta de um material sob ação uma carga cíclica, em que a amplitude da tensão aplicada encontra-se acima do seu limite de elasticidade, é atingir a região plástica. Nesta condição, quando o material é descarregado este não volta à sua condição dimensional original, porque é gerada uma deformação permanente. Os dados dos testes mostram (ROTHBART et al, 2006) que, neste processo, se forma um laço de histerese, ilustrada pela Figura 42, quando o material nesta condição é submetido a ciclos repetidos de cargas.

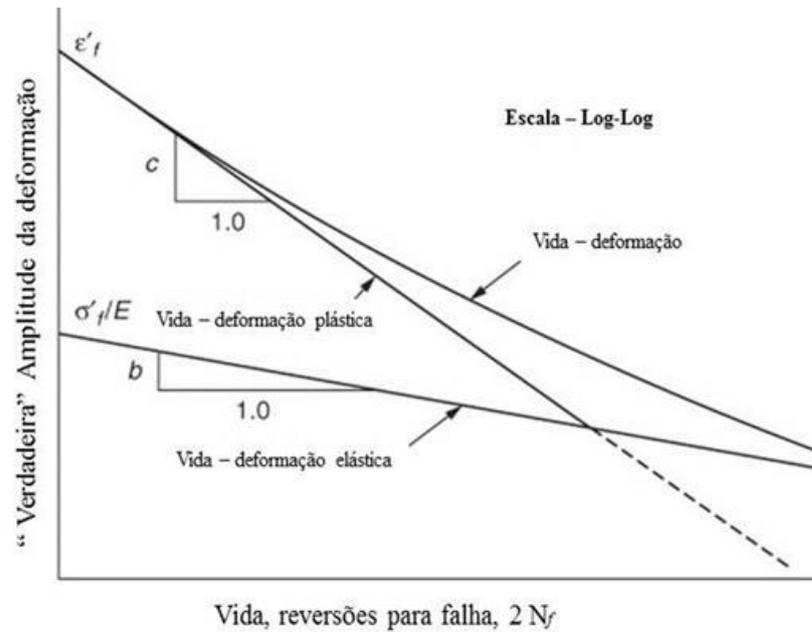
A área sob a curva de histerese representa a energia por unidade de volume que tenha sido armazenado no material e assim é proporcional ao trabalho que não foi recuperado (ROTHBART et al., 2006).



**Figura 42 – Loop de histereses durante o ciclo de carregamento.**

Fonte: Rothbart e JR (2006, p. 337)

A amplitude da deformação total é a soma da amplitude de deformação elástica com a amplitude de deformação plástica, conforme apresentado na Figura 43, e pode ser encontrada pela Equação 71 que é conhecida como a equação de Coffin-Manson, e está relacionada com a LCF.



**Figura 43 – Amplitude de deformação versus o ciclo de falha.**

Fonte: Singh e Lucas (2011, p. 192)

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \quad (70)$$

$$= \left(\frac{\sigma'_f}{2E}\right)(2N_f)^b + \varepsilon'_f(2N_f)^c \quad (71)$$

Como a propriedade de fadiga de um material não depende somente da variação tensão, mas também da tensão média, *Morrow* (em *Graham, 1968*), baseado na observação de testes em diversos materiais, sugeriu a Equação 68 para incluir o efeito da tensão média  $\sigma_0$ :

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \left[ \frac{(\sigma'_f - \sigma_0)}{2E} \right] (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (72)$$

Constantes utilizadas nas equações (71) e (72) são as propriedades do material, obtidos através de ensaios de fadiga realizados no material de fabricação das palhetas, e são definidas abaixo:

**Expoente de ductilidade da fadiga  $c$ :** é a potência em que a vida em reversões deve ser aumentada para ser proporcional à amplitude de deformação verdadeira, é o declive do  $\log \left( \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} \right)$  versus o  $\log (2N_f)$ .

**Coefficiente de ductilidade fadiga  $\varepsilon'_f$ :** é a verdadeira deformação necessária para causar a falha de uma reversão é a intersecção do  $\log \left( \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} \right)$  versus  $\log (2N_f)$  no gráfico em  $2N_f = 1$ .

**Coefficiente de força da fadiga  $b$ :** é a potência em que a vida em inversões deve ser aumentada para ser proporcional à amplitude da tensão verdadeira, é a inclinação de  $\log \left( \frac{\Delta \sigma}{2} \right)$  versus  $\log (2N_f)$ .

**Coefficiente de resistência à fadiga  $\sigma'_f$ :** é a verdadeira tensão necessária para causar falha em uma reversão e é a intersecção de  $\log \left( \frac{\Delta \sigma}{2} \right)$  versus  $\log (2N_f)$  em  $2N_f = 1$ .

**A vida de transição a fadiga  $2N_f$ :** é a vida onde os componentes elástico e plástico da deformação total são iguais e é a vida em que as linhas de vida de deformação elástica e plástica cruzam.

A taxa de deformação total consiste na faixa de deformação elástica (*recuperada após o descarregamento*) e uma deformação inelástica ou plástica (*nada é recuperada depois da descarga*):

$$\text{Deformação total} = \text{deformação elástica} + \text{deformação plástica}$$

Os dados dos testes de muitos aços quando plotados em uma escala *log-log* cairão em uma linha reta para ambas as deformações (*elástica e inelástica*) vs ciclos até a falha, que é equivalente a uma relação de potência quando analisado numa escala linear.

A Equação 73 mostra este relacionamento, conhecida como relação *Coffin-Manson* quando a tensão média é zero, a equação expressa a faixa de deformação total ou amplitude de deformação.

$$\frac{\Delta\varepsilon_{Total}}{2.0} = AN_f^b + CN_f^d \quad (73)$$

Após a analisar os dados de teste de vários materiais, *Morrow* (em *Graham, 1968*) modifica a Equação 73 para incluir o efeito de tensão média como se segue:

$$\frac{A\varepsilon_{Total}}{2.0} = \left[ \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} \right] N_f^b + CN_f^d \quad (74)$$

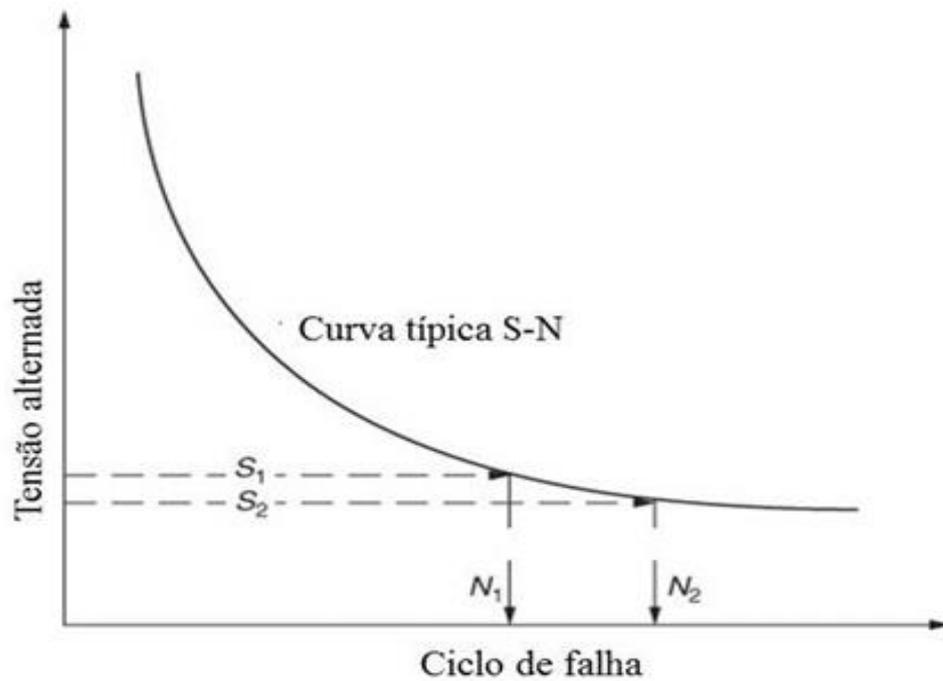
No caso de fadiga de alto ciclo (*HCF*), a deformação inelástica pode ser considerada insignificante, isto é, deformação *plástica* = 0. Daí a Equação 74 torna-se a Equação 75, (ROTHBART et al., 2006):

$$\frac{A\varepsilon_{Total}}{2.0} = \left[ \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} \right] N_f^b \quad (75)$$

A fase de estimativa de vida para HCF começa com o processo gráfico para criar um diagrama de *Goodman* a partir dos dados do teste, conforme mostrado na Figura 44. Esta figura mostra a ação de uma carga alternada, e inclui o resultado da tensão alternada com a tensão média igual a zero.

A Figura 44 representa um diagrama *S-N* típico que é obtido através da repetição do teste em várias amostras com diferentes magnitudes de

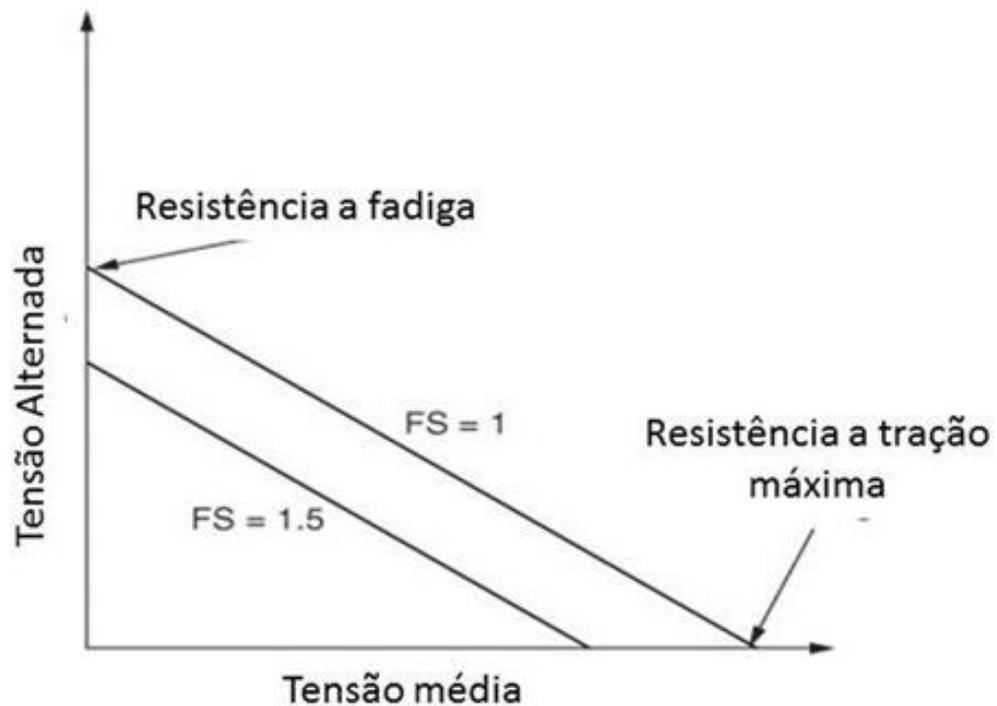
tensão, é o gráfico da tensão aplicada no eixo vertical e o número de ciclos até a falha devido à tensão aplicada na horizontal.



**Figura 44 – Curva típica S-N.**

Fonte: Singh e Lucas (2011, p. 194)

Aplicando-se a curva S-N é possível desenhar um diagrama de *Goodman* como ilustrado na Figura 45. Nesta figura está mostrada a forma tradicional de apresentação do diagrama, em que, na linha vertical, o ponto correspondente a tensão limite de resistência a fadiga, que está ligada ao ponto correspondente a tensão limite de resistência a ruptura do material, formam a linha que representa um fator de segurança igual à unidade (1).



**Figura 45 – Diagrama de Goodman com fator de segurança.**

Fonte: Singh e Lucas (2011, p. 197)

Um ponto é localizado neste diagrama correspondente a tensão alternada e a tensão média estimada para o projeto em questão. A partir deste ponto do projeto, uma linha paralela à linha radial original é desenhada para estimar um fator de segurança, empregando a Equação 76.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} = \frac{1}{FS} \quad (76)$$

A curva entre  $\sigma_a$  vs  $\sigma_m$ , descrita pela Equação 76, para as propriedades de um dado material, é uma linha reta, como mostrado na Figura 45. Nesta figura, a linha superior indica  $FS$  igual a 1,00 e a linha inferior corresponde a um fator de segurança de 1,50, qualquer combinação

de tensão alternada e média que cair sob esta linha terá um fator de segurança igual a 1,50, indicando uma vida segura (SINGH E LUCAS, 2011).

### 10.5. ESTIMATIVA DE VIDA

É conveniente, para o HCF, usar a equação de *Morrow* (Eq. 74), que inclui o efeito da tensão média em ciclos até a falha, mas negligenciar a tensão inelástica, que reduz a equação de *Morrow* à forma da Equação 75:

Quando a  $\sigma_a$  é tensão alternada e metade da faixa de tensão, tem-se:

$$\sigma_a = (\sigma_f' - \sigma_m) N_f^b \quad (77)$$

Quando a tensão média é zero, isto é,  $\sigma_m = 0$ , então  $\sigma_a = \sigma_e$ . Substituindo na Equação 77:

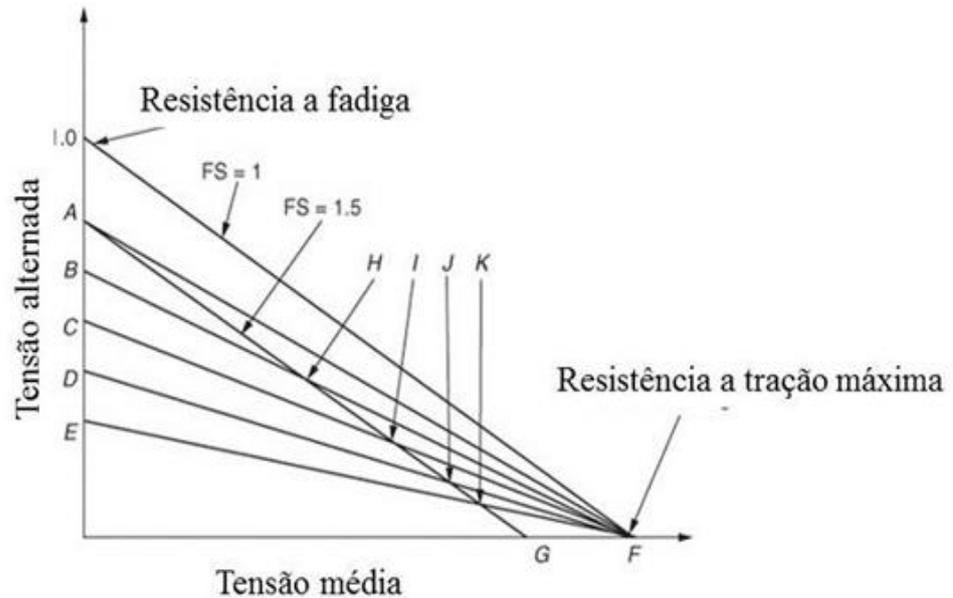
$$N_f^b = \sigma_e / \sigma_f' \quad (78)$$

Substituindo a Equação 77 na Equação 78 e reorganizando:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f'} = 1 \quad (79)$$

Para uma vida constante, a relação entre  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$  deverá ser uma linha reta, como mostrado pela Equação 79. A linha reta é definida no eixo das abscissas pela intersecção de  $\sigma_f'$  e no eixo das ordenadas pela intersecção de  $\sigma_e$ . Esta equação tem a mesma forma que a equação *Goodman*, que contém a  $\sigma_{ult}$  no lugar de  $\sigma_f'$ . A linha de *Goodman* da Equação 65 e a linha reta da Equação 64 são mostradas na Figura 46. A

equação de *Morrow*, em essência, estima uma vida mais longa do que a indicada pela linha radial de *Goodman*  $\sigma'_f$  (ponto A), como o ponto de falha é em relação à  $\sigma_{ult}$  que é usado no *diagrama Goodman* (SINGH E LUCAS, 2011).



**Figura 46 – Superposição das linhas de Goodman.**

Fonte: Singh e Lucas (2011, p. 200)

A tensão para falha  $\sigma'_f$  pode ser estimada a partir da curva tensão-deformação cíclica, substituindo a equação de *Goodman* na Equação 76 para  $FS = 1$  é:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} = 1 \quad (80)$$

Para ser consistente com a equação de *Goodman* e inserir mais conservadorismo na vida estimada,  $\sigma'_f$  está substituído por  $\sigma_{ult}$ . Combinando a equação *Goodman* na Equação 72 e a equação de vida na Equação 81, a expressão para os ciclos até à falha  $N_f$  para um  $FS$  específico, é obtida, e pode ser expressa em termos de qualquer tensão média ou alternada para um dado coeficiente de segurança, Equações 81 e 82.

$$Nf = \left\{ \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} \right) \left[ \frac{\sigma_e}{(\sigma_{ult} - \sigma_m)} \right] \right\}^{1/b} \quad (81)$$

Nf quando  $FS$  e a tensão média são conhecidos é:

$$Nf = \left\{ \left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \right) \right] / \sigma_a \right\}^{-1/b} \quad (82)$$

Em que,

Nf – Vida esperada [1/ciclo]

A implicação da Equação 75 em relação à vida útil do projeto da palheta pode ser observada na Figura 46. As linhas radiais  $AF$ ,  $BF$ ,  $CF$ ,  $DF$  e  $EF$  representam a vida constante em ordem crescente.

A Linha  $AG$  é um fator de segurança baseado em *Goodman*, conforme definido pela Equação 76. Os pontos de intersecção  $A$ ,  $H$ ,  $I$ ,  $J$  e  $K$ , embora represente o mesmo fator de segurança, estas linhas denotam vidas diferentes.

O significado desta observação em projetos que tenham o mesmo fator de segurança, conforme definido pela Equação 76 terão vidas diferentes. A vida depende da magnitude das tensões média e alternada (SINGH E LUCAS, 2011).

## 11. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será descrito como foi realizada a análise da falha da palheta e quais os recursos utilizados. É importante observar que o estudo se refere a uma palheta existente que é aplicada em um equipamento em utilização atualmente, o dimensionamento considerou todas as características dimensionais e operacionais existentes e disponíveis nos catálogos da turbina, medidas de campo, dados dos “books” de manutenção, histórico de falhas, informações da manutenção e da operação da planta.

### 11.1. DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

A análise da falha da palheta, foi realizada aplicando as teorias vistas até aqui, de modo a levantar os dados analíticos necessários para realizar a análise, foram trabalhadas as seguintes etapas:

1. Apresentar o rotor e suas respectivas rodas e a palheta que falhou.
2. Dimensionamento da palheta, para isto é necessário realizar o cálculo termodinâmico dos estágios da turbina desde os dois estágios de velocidade *Curtis* até o terceiro estágio *Rateau* (estágio em que ocorre a falha da palheta).
3. Calcular as perdas nos estágios *Curtis* e *Rateau* da turbina
4. Calcular as forças atuantes nas palhetas
5. Calcular as tensões de forma analítica
6. Calcular as tensões por análise de elementos finitos *FEA* (*Finite Elemento Analysis*), aplicando as forças encontradas de forma analítica.

7. Realizar a análise do comportamento dinâmico da palheta e roda, com relação a vibrações e ressonâncias, determinando as frequências e modos de vibração através de análise de elementos finitos *FEA (Finite Elemento Analysis)*, realizar análise através dos diagramas de Campbell e SAFE.
8. Calcular o fator de segurança por Goodman modificado e por Solderberg
9. Estimar a vida para os fatores de segurança
10. Estimar a vida da palheta através da distribuição de Weibull
11. Discutir e avaliar os dados e fazer a conclusão
12. Propor uma solução para aumentar a vida útil da palheta

A metodologia adota está em acordo com as melhores práticas aplicadas em projetos de palhetas de turbina a vapor vistas na literatura especializada, pois abrange todas as características típicas de projeto de palhetas, tais como: as características de aplicação da palheta, análise do material da palheta, verificação das tensões atuantes, verificação de ressonâncias.

#### **11.1.1. APLICAÇÃO DAS TÉCNICAS DE ELEMENTOS FINITOS NESTA DISSERTAÇÃO**

Para avaliação da falha na palheta da turbina estudada, foram realizadas análise modal e análise das tensões atuantes na palheta. Para tanto, foi utilizado o módulo *Stress Analysis* do software Autodesk Inventor profissional® 2014.

### 11.1.2. Módulo *Stress analysis* do Autodesk Inventor Professional®

O módulo **Stress Analysis** do Autodesk Inventor Professional® é utilizado para realizar análise de elementos finitos (*FEA-Finite Elemento Analysis*), incluindo as análises linear elástica, modal (**Modal Analysis**) e de frequências naturais.

No Inventor também existe a opção de utilizar o módulo **Dynamic Simulation**, para estudos de intervalos de tempo baseado no mecanismo real (CRUZ, 2013).

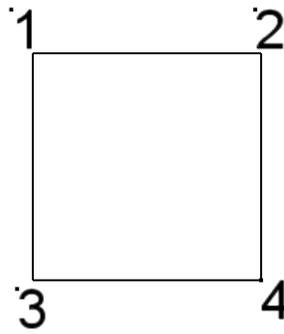
São necessárias algumas considerações para fazer a análise neste módulo:

- Os materiais precisam ter regime elástico e plástico bem definidos, o que exclui materiais como plástico e borracha.
- Somente casos de regime elástico podem ser analisados.
- O modelo deve ser simplificado, é necessário remover pequenos raios, furos e rebaixas.
- As propriedades do módulo de elasticidade devem estar definidas (Modulo de *Young*) e coeficiente de *Poisson* dos materiais.
- As propriedades tensão de escoamento, (*Yield Strenght*), configurada em regime elástico, e a tensão de ruptura (*Ultimat Strenght*), configurada em regime plástico ou de ruptura, são necessários para realizar o cálculo do coeficiente de segurança e fazer a verificação do escoamento.

### 11.1.3. Análise das tensões e das deformações

Para análise de tensões e deformações, os elementos utilizados são o tetraédrico parabólico e o hexaédrico parabólico. A distribuição de tensões é através do modelo de *Von Mises*.

Na Figura 47, é possível observar um elemento plano com quatro nós. Ao efetuar um cálculo dos elementos finitos, o software calcula primeiro as deformações em cada nó ( $F=K*d$ ), os quais são representados pelos números 1,2,3 e 4. Com o valor do módulo de elasticidade, determina-se a tensão em cada nó (CRUZ, 2013).



**Figura 47 - Elemento plano de 4 nós.**

Fonte: Cruz (2013, p.170)

Considerou-se no nó 1 = 1000 Mpa, nó 2 = 600 MPa, nó 3 = 200 MPa, nó 4 = 1200 MPa. A tensão máxima é o maior dos valores entre os nós, assim, para a tensão máxima será exibido o valor de 1200 Mpa. A tensão mínima segue o mesmo princípio, assim, tensão mínima será 200 MPa.

O correto é considerar a tensão média, que é obtida através da tensão de *Von Mises*. As tensões máximas e mínimas servem para indicar as tensões de tração e compressão.

A tensão de *Von Mises* é o resultado de um conjunto de vetores e será sempre positiva, as tensões mínimas apresentará valores negativos, indicando compressão em uma peça (CRUZ, 2013).

Para realizar a avaliação dos esforços na palheta e a análise modal da roda da turbina, foram realizadas as seguintes análises:

- Tensão originada pela força causada pelo fluxo do vapor, que foi calculada de forma analítica, aplicada somente na palheta.
- Tensão originada pela força causada pelo fluxo do vapor, que foi calculada de forma analítica e aplicada na roda da turbina com as palhetas e aro montados.
- Tensão originada pela pressão causada pelo fluxo do vapor, que foi calculada de forma analítica, aplicada somente na palheta.

- Tensão originada pela pressão causada pelo fluxo do vapor, que foi calculada de forma analítica e aplicada na roda da turbina com as palhetas e aro montados
- Análise modal da palheta individualmente
- Análise modal da roda da turbina com as palhetas e aro montados

## 11.2. ROTOR E PALHETA DA TURBINA.

A palheta fraturada que foi estudada pertence a uma turbina vapor da marca TERRY® modelo F6, que possui uma roda Curtis com dois estágios de velocidade e cinco rodas Rateau. Na Figura 48 é possível verificar o conjunto rotativo que é composto pelas rodas da turbina, na sequência na Figura 49 observa-se o detalhe da palheta fraturada, nas Figuras de 50 a 51 verifica-se o detalhe da palheta da turbina, na Figura 52 tem-se o detalhe da fratura na palheta.



Figura 48 – Vista do rotor da turbina (2011).

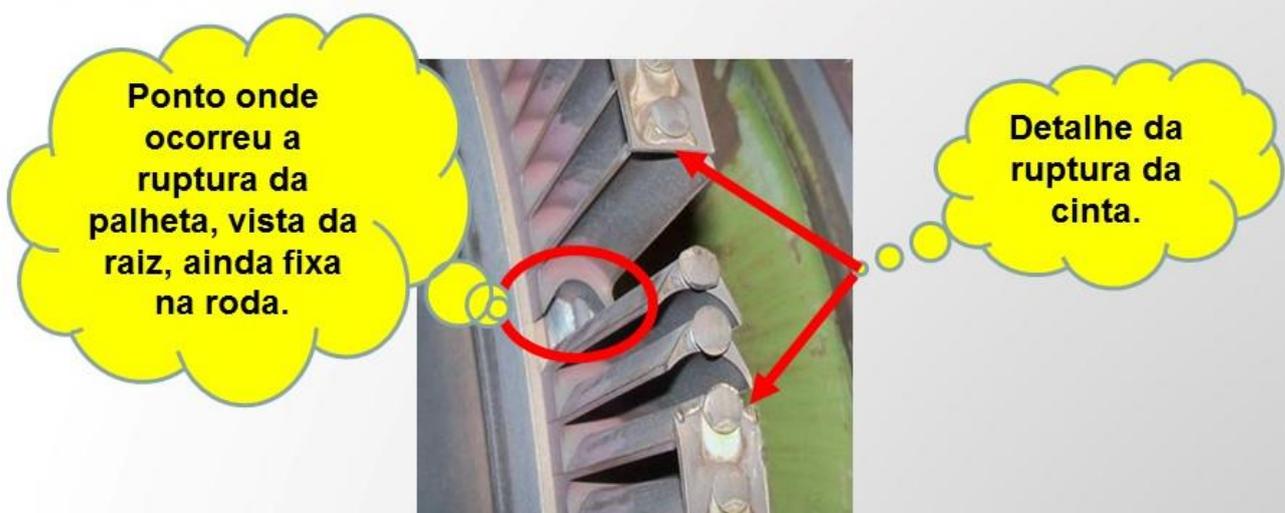


Figura 49 – Detalhe fratura da palheta e cinta (2011).



Figura 50 – Vista frontal da palheta quebrada (2007).



Figura 51 – Vista lateral da palheta quebrada do rotor da turbina (2007).



Figura 52 – Vista do detalhe da fratura na raiz palheta quebrada (2007).

### 11.3. DADOS DE PROCESSO E DIMENSIONAIS DA TURBINA

Aqui são mostrados alguns dados de processo da turbina que foram utilizados para a análise da falha, iniciando pela Figura 53 onde é possível verificar o diagrama 1 de funcionamento da turbina (DR-7201) evidenciando os dados de operação da turbina e sua configuração de operação, onde está o acionamento inicial do trem de máquinas que segue a sequência e é composto por, DR-7201, C-7201 A, C-7201B e o expensor DR-7202, formando o conjunto de síntese de gás da unidade. No diagrama 2 Figura 54 verificam-se os dados de processo.

Para uma melhor compreensão do funcionamento do conjunto de síntese de amônia que não tem como objetivo de explicar o processo e sim o funcionamento do conjunto de propulsão. O acionamento do conjunto de gás de síntese de amônia se inicia pela turbina em estudo DR-7201, que fornece propulsão para o conjunto de compressores C-7201A/B e para o expensor, isto permite que se inicie o processo de síntese de amônia de forma que a planta entre em operação propriamente dita, dando início aos devidos aquecimentos de equipamentos e circulação dos componentes de produção. Quando processo de estabiliza, por volta de 6 a 8 horas mais tarde, o expensor passa a ser impulsionado pelos gases oriundos do processo e assume por completo a

propulsão do conjunto de síntese de gás de amônia e a turbina DR-7201 passa ser um propulsor auxiliar.

Vale ressaltar que este conjunto de equipamento é o “coração da planta” sem ele não existe possibilidade de produção na unidade, logo, sem a turbina DR-7201 não há produção.

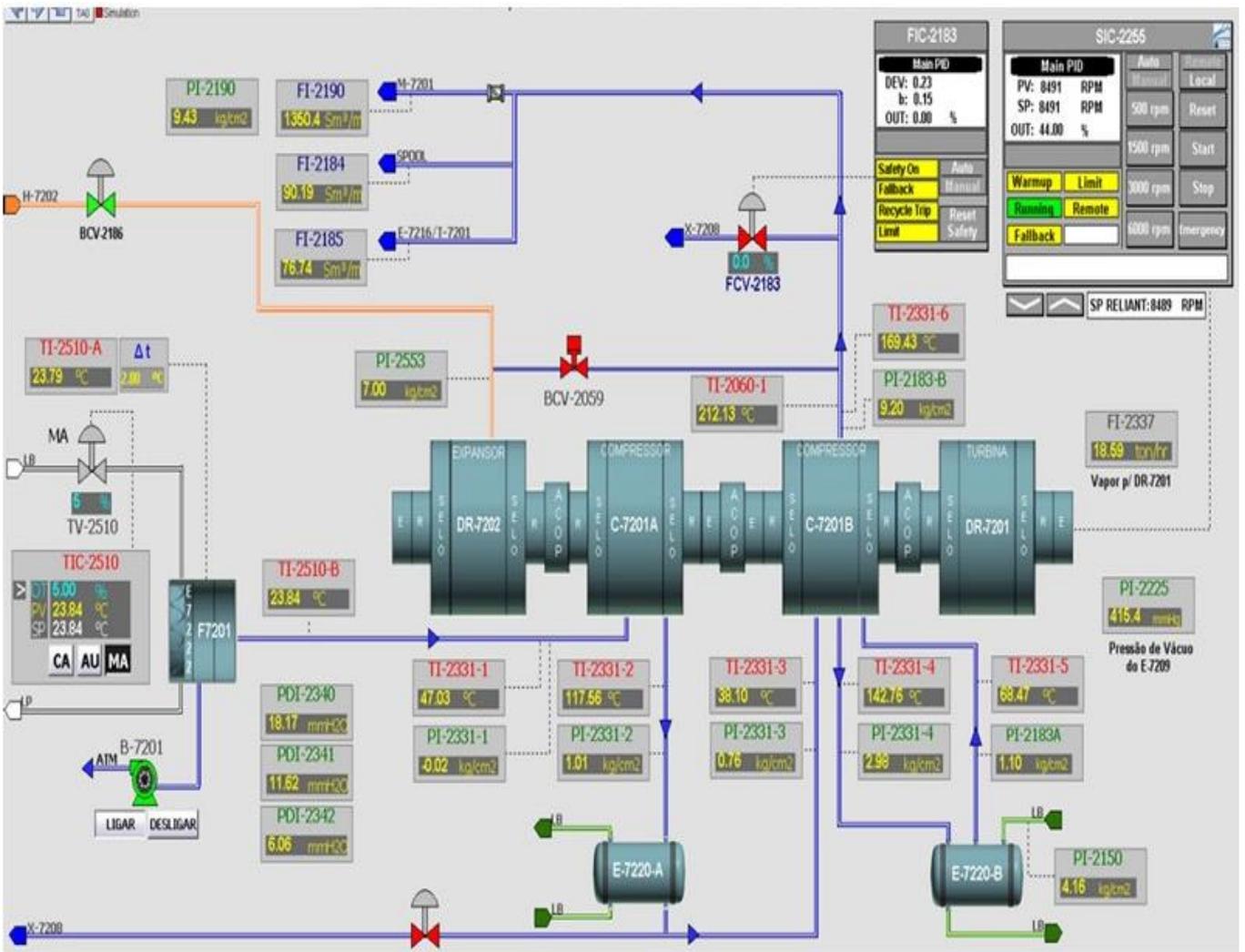


Figura 53 – Diagrama 1 - Funcionamento da turbina (DR-7201).

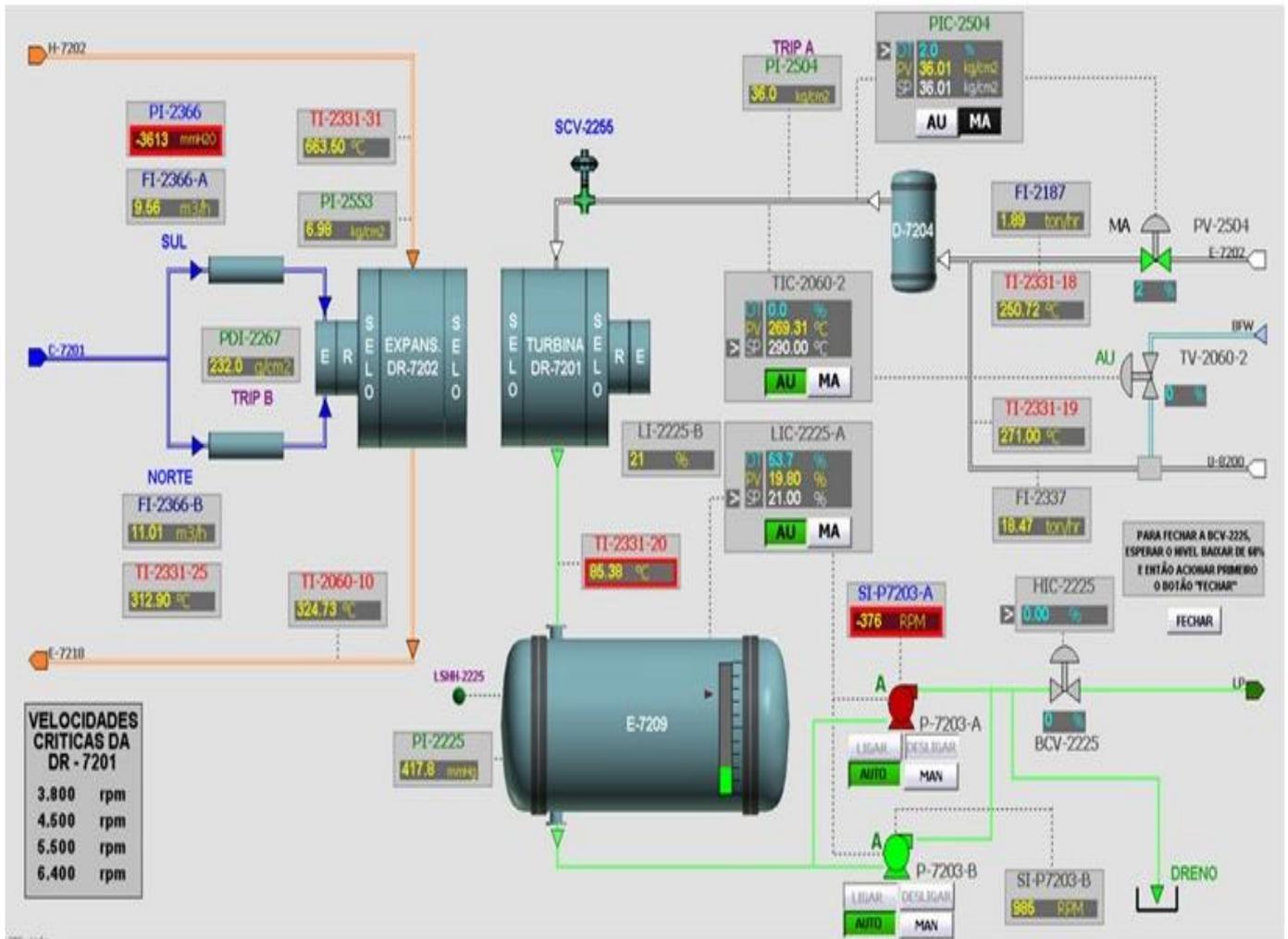


Figura 54 – Diagrama 2 da turbina (DR-7201).

Para encontrar os esforços gerados pelo vapor na palheta, identificar o valor mais próximo da realidade dos esforços sofridos pela palheta, na pior condição de operação, calcula-se a perdas até a roda de interesse, desta forma, chega-se a real energia térmica disponível para esta palheta. Segundo Singh e Lucas (2011), considera-se que, para critério de projeto é utilizada a energia disponível sem perdas direto na palheta.

Na Tabela 6 estão descritos os dados de operação da turbina, estes dados são de processo e suas variações.

**Tabela 6 – Dados de operação da turbina.**

Rotação (RPM)	8900	
Temperatura de entrada (°C)	350	
Temperatura de saída (°C)	85,38	
Vazão (ton/hr)	18,50	Até 30
Vazão (Kg/s)	5,14	8,33
Pressão entrada (kgf/cm <sup>2</sup> )	36,00	
Pressão saída exaustão (kgf/cm <sup>2</sup> )	0,57	

A Tabela 7 mostra os dados dimensionais que foram encontrados em relatórios de manutenção, “book” da turbina ou medições realizadas em campo, estes dados serão utilizados nos cálculos.

Tabela 7 – Dados dimensionais do rotor da turbina.

Rodas	Diâmetro (m)	Raio (m)	Altura da Palheta (m)	Largura da Palheta (m)	u (m/s)	A - Entrada (m)	C - Saída (m)	B - Comprimento (m)	D - Altura (m)	Área de entrada (m <sup>2</sup> )	Área de saída (m <sup>2</sup> )
Roda C <sub>1</sub>	0,508	0,254	0,023	0,019	Injetor C <sub>1+2</sub>	0,01	0,01	0,04	0,02	0,0002	0,0002
Roda C <sub>2</sub>	0,513	0,257	0,028	0,019							
Roda R <sub>1</sub>	0,488	0,244	0,027	0,019		0,027	0,021	0,059	0,025	0,001	0,001
Roda R <sub>2</sub>	0,545	0,273	0,039	0,019		0,03	0,035	0,037	0,036	0,001	0,001
Roda R <sub>3</sub>	0,556	0,278	0,061	0,019		0,039	0,036	0,038	0,06	0,002	0,002
Roda R <sub>4</sub>	0,573	0,287	0,081	0,019		0,06	0,054	0,039	0,074	0,004	0,004
Roda R <sub>5</sub>	0,583	0,292	0,101	0,019		0,082	0,078	0,04	0,105	0,009	0,008
<b>Rodas (Estágios)</b>	<b>Rotação (rpm)</b>	<b>d<sub>d</sub> Diâmetro (mm)</b>	<b>l Altura da Palheta (mm)</b>	<b>d'' Diâmetro médio (mm)</b>							
Roda C <sub>1</sub>	8900	508	23	531	236,72						
Roda C <sub>2</sub>	8900	513	27,68	540,68	239,05						
Roda R <sub>1</sub>	8900	488	27	515	227,4						
Roda R <sub>2</sub>	8900	545	38,6	583,6	253,97						
Roda R <sub>3</sub>	8900	556	61	617	259,09						
Roda R <sub>4</sub>	8900	573	81,36	654,36	267,01						
Roda R <sub>5</sub>	8900	583	101	684	271,67						

## 12. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta etapa dá início, efetivamente, a análise da falha da palheta, a partir da teoria e dos dados levantados até aqui. A primeira etapa foi o dimensionamento dos estágios, em um segundo momento, foram encontradas as forças atuantes na palheta, com as forças encontrou-se as tensões resultantes e a vida esperada pelos critérios típicos de projeto.

### 12.1. IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL DA PALHETA

O material da palheta foi analisado (APÊNDICE 04) e a microestrutura encontrada no material da palheta foi a martensita e comparando com um modelo foi possível concluir que a microestrutura encontra é martensítica de um AISI 403.

### 12.2. DIMENSIONAMENTO VETORIAL DO ESTÁGIO *CURTIS*

A eficiência interna  $\eta_{oi}$  é relação entre o trabalho realizado pelo vapor disponível para turbina e o trabalho entregue pela turbina. O rendimento mecânico  $\eta_m$  é a relação entre a potência entregue pela energia do vapor para a turbina e potência entregue no eixo, menos as perdas mecânicas (atrito, acoplamento, mancais, etc.).

O rendimento efetivo  $\eta_{re}$  é a relação entre a potência desenvolvida no eixo da turbina e potência térmica fornecida pelo vapor para a turbina. A relação entre a o rendimento efetivo  $\eta_{re}$  e o rendimento mecânico  $\eta_m$  é igual a eficiência interna  $\eta_{oi} = \eta_{re} / \eta_m$ , os valores típicos para  $\eta_m$  varia entre 92 e 99,8 % normalmente adota-se 98 % e para rendimento efetivo  $\eta_{re}$  76,8 %, logo  $\eta_{oi} = 0,78$  (SINGH e LUCAS, et al., 2011).

Assim para as avaliações da palheta tem-se:

**a) Eficiência interna**

$$\text{Rendimento efetivo} = \eta_{re} = 0,768$$

$$\text{Rendimento mecânico} = \eta_m = 0,98$$

$$\eta_{oi} = \eta_{re} / \eta_m \quad (83)$$

$$\text{Eficiência interna} = \eta_{oi} = \eta_{re} / \eta_m = 0,78$$

Este valor da eficiência interna ainda não é a eficiência total da turbina, para a eficiência da turbina é preciso realizar o dimensionamento de todos os estágios de forma que seja possível se considerar as perdas de cada estágio.

O coeficiente de velocidade varia de 0,91 a 0,98 tipicamente adota-se 0,95, sendo o fator que considerar as perdas de velocidade até a saída do injetor e palhetas, é representado pela letra  $\varphi$  para os injetores e pela letra  $\psi$  para palhetas, os valores se equivalem e para o presente trabalho adotou-se os seguintes valores típicos:

Para,  $\varphi$  e  $\psi$  0,95 para as rodas *Curtis* e *Rateau*.

- a) Perdas de pressão na válvula de admissão; o valor da perda tipicamente adotado por fabricantes para dimensionamentos é de 5 % da pressão antes da válvula, logo:

$$\text{Pressão antes da válvula} = P_0 = 36 = \text{kgf/cm}^2 = 3,6 \text{ MPa (Tabela 8)}$$

$$\text{Pressão após a válvula} = P'_0 = 34,6 = \text{kgf/cm}^2 = 3,46 \text{ MPa}$$

- b) Variação total de entalpia; é a variação entre a entalpia de entrada na turbina, sem perdas e entalpia final na condição do vapor na saída da turbina, das tabelas de vapor verifica-se os valores correspondentes na Tabela 8.

**Tabela 8 – Variação total da entalpia.**

		Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpia (h) (kJ/kg)	Entropia (s) (kJ/kg)	Saturação (°C)	Estado
<b>P<sub>0</sub> (MPa)</b>	<b>36</b>	0,0745	3104,2	6,6468	241,16	Vapor
<b>P<sub>2</sub> (MPa)</b>	<b>- 0,57</b>	2,8723	2652,9	7,5542	84,64	Vapor
<b>H<sub>0</sub> (kJ/kg)</b>	<b>451,3</b>					

Considerou-se que a eficiência interna calculada na Equação 83 o valor da queda de entalpia ou energia térmica disponível (H<sub>0</sub>) para ser utilizada na turbina. Outra consideração importante é que o dimensionamento será mostrado apenas para a maior condição de vazão, sendo assim considera-se a massa de vapor para o pior caso, com massa de vapor 8,33 kg/s da Tabela 6, a outra condição de vazão para operação e de 5,14 kg/s, serão mostrados somente os resultados encontrados para esta vazão, pois o processo é análogo. Para encontrar a energia térmica que será utilizada na turbina, se aplica a Equação 84.

$$H_i = \eta_{oi} * H_0 \quad (84)$$

$$H_i = \eta_{oi} * H_0$$

$$H_i = 352,29$$

Em que,

H<sub>0</sub> – Entalpia total disponível para o estágio sem perdas [kJ/kg]

H<sub>i</sub> - Entalpia total disponível para o estágio com perdas [kJ/kg]

A relação de velocidades é a relação da velocidade periférica  $u$  com a energia cinética de saída do vapor do injetor  $C_1$ , para os estágios de duas rodas os valores variam de 0,2 e 0,26, para estágios *Curtis*, quando se está fora desta faixa os rendimentos da turbina serão mínimos, normalmente o valor típico é  $s = 0,25$ . Como não está se projetando uma turbina e sim realizando uma avaliação, a energia cinética  $C_1$  do estágio será encontrada através da Equação 6, pela variação de entalpia, logo;

A velocidade periférica é dada por;

$$u = \pi \cdot d \cdot n / 60 \quad (85)$$

e,

$$s = u / C_1 \quad (86)$$

Sendo;

$d$  - Diâmetro da roda [m]

$n$  - Rotação [rpm]

$u$  - Velocidade periférica da roda Curtis 1  $u_{rc1}$  [m/s]

$C_1$  - Velocidade do vapor na saída do injetor [m/s]

A partir da Equação 85 encontra-se:

Velocidade periférica da roda Curtis 1.

$$u_{rc1} = 237 \text{ m/s}$$

Velocidade periférica da roda Curtis 2.

$$u_{rc2} = 239 \text{ m/s}$$

b) **Velocidade de saída do injetor:** Da Equação 6  $C_1 = 799,2 \text{ m/s}$

A partir de  $C_1$  e o coeficiente de velocidade  $\varphi = 0,95$  foi encontrada a velocidade teórica do jato de vapor que sai do injetor  $C_{1t}$  em m/s Equação 7:

$$C_{1t} = C_1 / \varphi \quad (87)$$

Sendo:

$$C_{1t} = 841,3 \text{ m/s}$$

Fazendo a correlação do valor da velocidade encontrada com base na energia disponível para o estágio  $C_1 = 799,2 \text{ m/s}$ , e  $u = 237 \text{ m/s}$ , pela Equação 86, encontra-se  $s = 0,29$ , fora da faixa recomendada.

- c) **Ângulo do injetor:** Os ângulos dos injetores estão entre  $16^\circ$  e  $22^\circ$ . O valor típico que é  $\alpha_1 = 20^\circ$  para ângulo de entrada, a Equação 88 é a relação entre o ângulo de entrada e o ângulo de saída do injetor, logo;

$$\beta_1 = \alpha_1 - 3^\circ = 17^\circ \quad (88)$$

- d) **Velocidade de entrada da palheta** móvel  $W_1$  será encontrada de forma gráfica conforme Figuras 9, como segue:

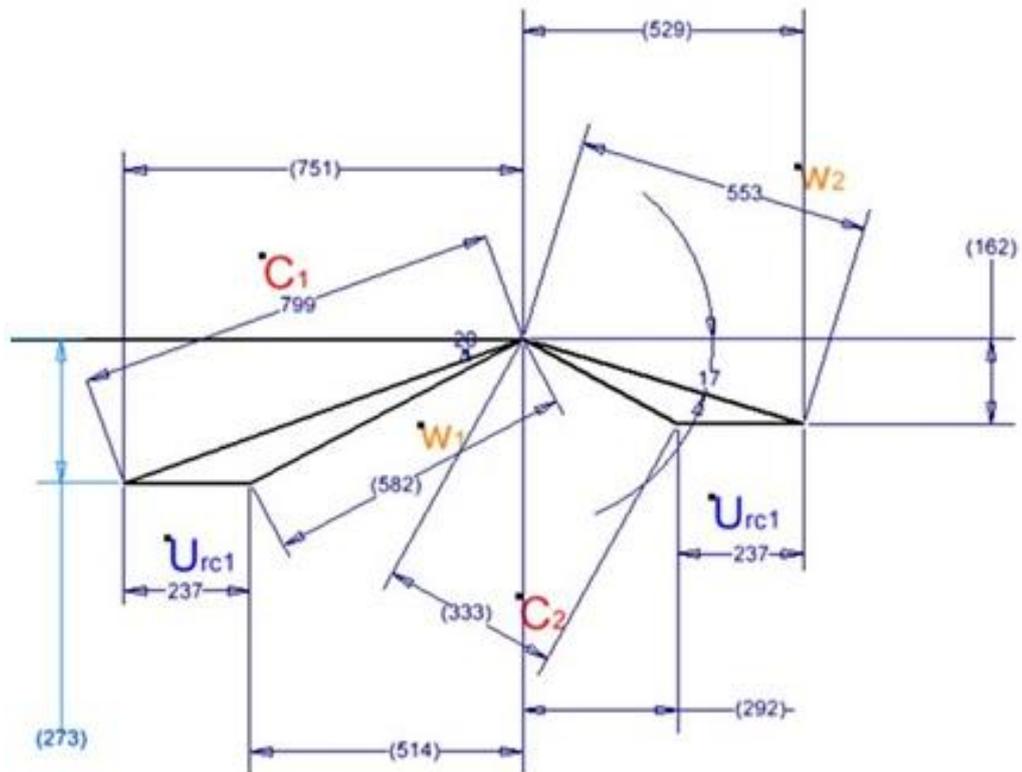


Figura 55 – Gráfico do primeiro estágio de velocidade Curtis.

Da Figura 55 encontra-se  $W_1 = 582$  m/s e da Equação 89 encontra-se  $W_2$ .

$$W_2 = W_1 * \varphi \quad (89)$$

$$W_2 = 552,9 \text{ m/s}$$

Com  $w_2$ ,  $\beta_1 = 17^\circ$  e  $u_{rc2} = 239$  m/s traça-se o gráfico da palheta fixa ou guia e da palheta móvel do segundo estágio de velocidade *Curtis*.

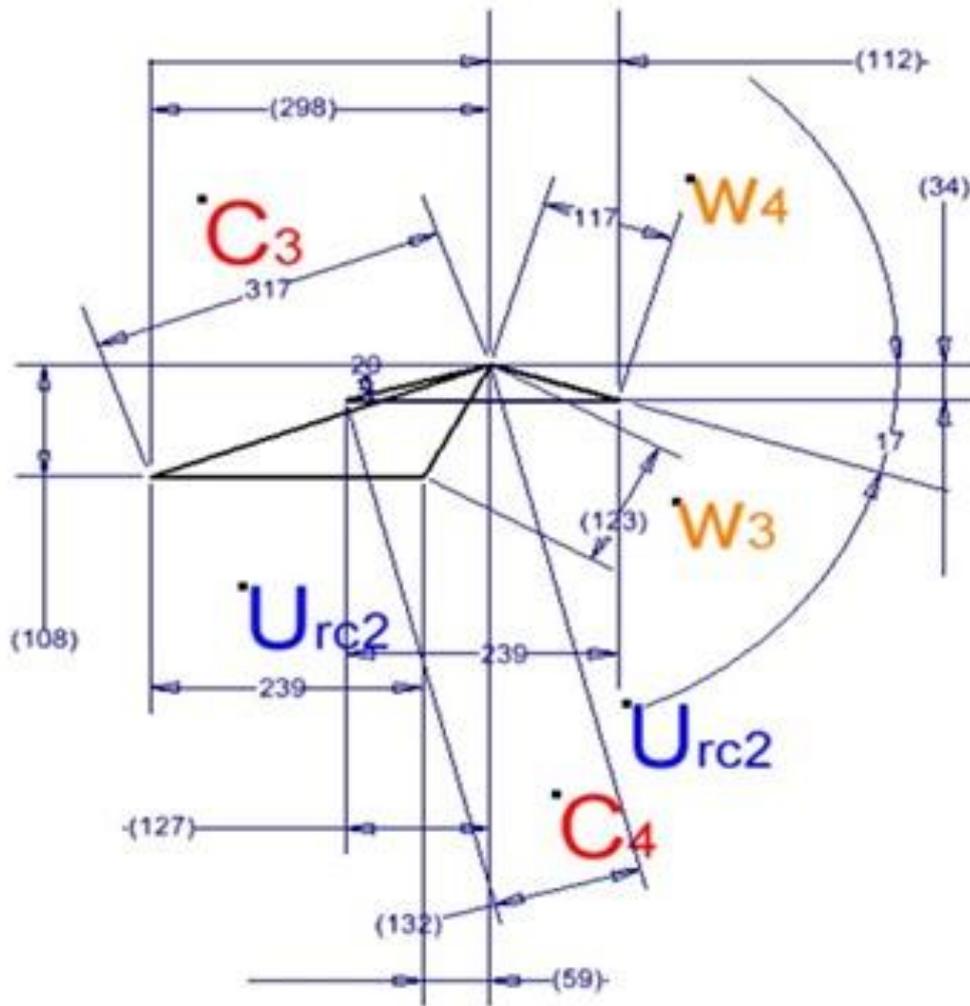


Figura 56 – Gráfico do segundo estágio de velocidades Curtis.

Da Figura 56 verifica-se  $W_3 = 123,24$  m/s e com a Equação 89 encontra-se  $W_4 = 117,08$  m/s, com  $u_{rc2} = 239$  m/s encontra-se  $C_4 = 132$ ,  $C_3 = 317$  m/s.

**e) Perdas no estágio Curtis:**

a. Da Equação 33 encontra-se as perdas no injetor:

$$h_n = 34,45 \text{ kJ/kg}$$

- b. Perdas nas palhetas móveis da primeira fileira e dada pela Equação 35:

$$h'_b = 16,51 \text{ kJ/kg}$$

- c. Nas palhetas guia

$$h_{gb} = 5,42 \text{ kJ/kg}$$

- d. Nas palhetas moveis da segunda fileira

$$h_{gb''} = 5,42 \text{ kJ/kg}$$

- e. Na velocidade de saída

$$h_e = 8,64 \text{ kJ/kg}$$

- f. Potência perdida por fricção e ventilação

$$h_{frw} = 1,75 \text{ kJ/kg}$$

- g. Perdas totais:

$$\sum h_{perdas} = 67,61 \text{ kJ/kg}$$

Assim a energia do vapor disponível para o próximo estágio, ou seja, para os estágios *Rateau*, será:

$$H_{iR_1\text{Rateau}} = H_0 - \left( \frac{H_0}{6} + \sum h_{perdas} \right) = 311,89 \text{ kJ/kg}$$

### 12.3. DIMENSIONAMENTO VETORIAL DO ESTÁGIO RATEAU

Para o dimensionamento dos estágios *Rateau*, a energia térmica disponível e os ângulos  $\alpha_1$  e  $\beta_1$  são respectivamente 29,5 e 30° (valores estimados através de desenho da palheta) e o coeficiente de velocidade para

estágios Rateau serão  $\varphi = \psi = 0,92$ , valor típico adotado em projeto, para o cálculo das perdas por vazamento adota-se uma folga de  $\delta_r = 0,4$  mm.

**Para roda R<sub>1</sub>:**

a) Energia disponível para os estágios Rateau,  $h_0$ :

$$h_0 = H_{iR_1Rateau} = 311,89 \text{ kJ/kg}$$

A energia térmica no estágio  $h_0$  é composta pela energia térmica nas palhetas móveis  $h_{01}$  e fixas  $h_{02}$ , conforme Equação 90.

$$h_0 = h_{01} + h_{02} \quad (90)$$

b) Dimensionamento da velocidade do vapor na palheta fixa (diafragma ou injetor) para a roda R<sub>1</sub>, da Equação 6 com  $h_0$  encontra-se  $C_{1R_1}$ :

$$C_{1R_1} = 754,13 \text{ m/s}$$

c) **Velocidade de entrada da palheta** móvel  $W_1$  será encontrada da forma gráfica como segue:

Da Equação 85 encontra-se a velocidade periférica  $u_{rR_1} = 227$ , com a velocidade periférica,  $C_{1R_1}$  e  $\alpha_1$  encontra-se a velocidade de entrada do vapor na palheta móvel, como segue:

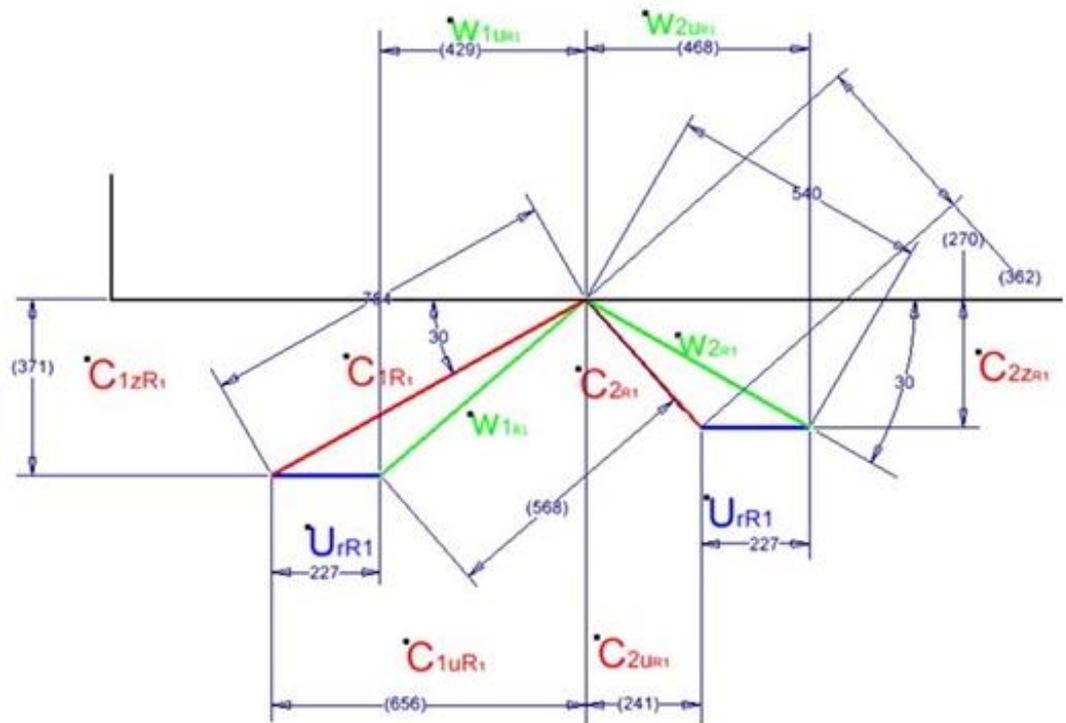


Figura 57 – Gráfico de velocidades da 1ª roda Rateau R<sub>1</sub>.

Da Figura 57 verifica-se  $W_{1R1} = 568$  m/s e com a Equação 89 encontra-se  $W_{2R1} = 540$  m/s, com  $u_{fR1} = 227$  m/s encontra-se  $C_{2R1} = 362$  m/s.

#### d) Perdas no estágio Rateau

##### a. Energia térmica nas palhetas fixas

$$h_{02} = h'_{02} + h_{w_1} \quad (91)$$

$$h_{w_1} = \frac{w_1^2}{91,5 * \varphi} \quad (92)$$

$$h'_{02} = \frac{w_2^2}{91,5 * \varphi} \quad (93)$$

Das Equações 91, 92, 93 encontra-se:

$$h_{02} = 75,22 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{01} = 3,75 \text{ kcal/kg}$$

- b. Perda nas palhetas guia é encontrada com a aplicação da Equação 40, como segue:

$$h_{gb} = 7,33 \text{ kcal/kg}$$

- c. Perda nas palhetas móveis é encontrada com a aplicação da Equação 41, como segue:

$$h_b = 3,39 \text{ kcal/kg}$$

- d. Perdas por arrasto podem ser encontradas pela Equação 42:

$$h_e = 4,69 \text{ kcal/kg}$$

- e. Perdas por vazamento podem ser encontradas pela Equação 43:

$$h_{vaz} = 2,05 \text{ kcal/kg}$$

- f. Perdas por vapor úmido podem ser encontradas pela Equação 44:

$$h_{vap_{um}} = 0,75 \text{ kcal/kg}$$

- g. Perdas totais no estágio, conforme Equação 45:

$$\sum h_{perdas} = 11,44 \text{ kcal/kg}$$

Energia do vapor disponível para o próximo estágio, R<sub>2</sub>.

$$H_{iR_2\text{Rateau}} = H_0 - \left(\frac{H_0}{5} + \sum h_{perdas}\right) = 201,66 \text{ kJ/kg}$$

**Para roda R<sub>2</sub>:**

- a) Energia disponível para cada estágio Rateau,  $h_0$ :

$$h_{0R2} = 48,66 \text{ kcal/kg}$$

A energia térmica no estágio  $h_0$  é composta pela energia térmica nas palhetas móveis  $h_{01}$  e fixas  $h_{02}$ , conforme Equação 90.

- b) Dimensionamento da velocidade do vapor na palheta fixa (diafragma ou injetor) para a roda R<sub>2</sub>, da Equação 6 com  $h_0$  encontra-se  $C_{1R2}$ :

$$C_{1R2} = 606,39 \text{ m/s}$$

- c) **Velocidade de entrada da palheta** móvel  $W_{1R2}$  será encontrada da forma gráfica conforme Figura 9, como segue:

Da Equação 85 encontra-se a velocidade periférica  $u_{rR2} = 254$ , com a velocidade periférica,  $C_{1R2}$  e  $\alpha_1$  encontra-se a velocidade de entrada do vapor na palheta móvel, como segue:

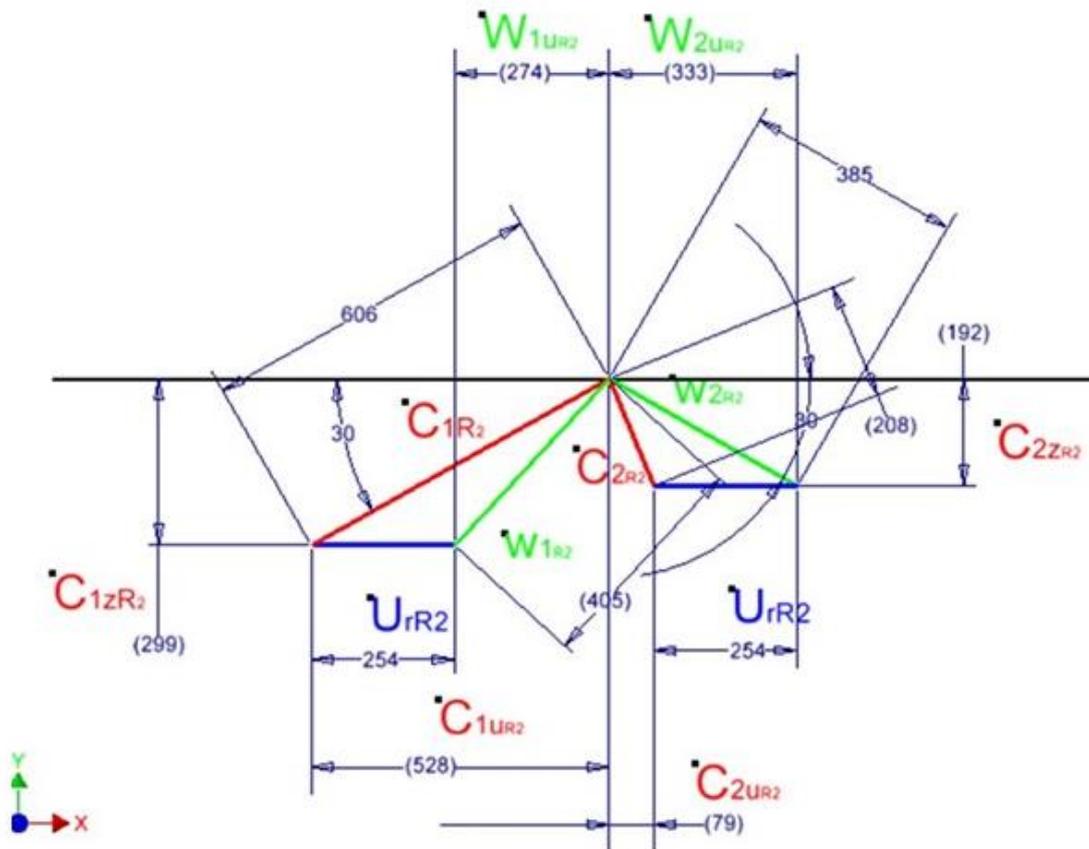


Figura 58 – Gráfico de velocidades da 2ª roda Rateau R2.

Da Figura 58 verifica-se  $W_{1R2} = 405$  m/s e com a Equação 89 encontra-se  $W_{2R2} = 385$  m/s, com  $u_{rR2} = 254$  m/s encontra-se  $C_{2R2} = 72$  m/s.

#### d) Perdas no estágio Rateau

a. Energia térmica nas palhetas fixas, idem a roda R1.

$$h_{02} = 1,91 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{01} = 48,63 \text{ kcal/kg}$$

- b. Perda nas palhetas guia é encontrada com a aplicação da Equação 40, como segue:

$$h_{gb} = 4,74 \text{ kcal/kg}$$

- c. Perda nas palhetas móveis é encontrada com a aplicação da Equação 41, como segue:

$$h_b = 1,72 \text{ kcal/kg}$$

- d. Perdas por arrasto podem ser encontradas pela Equação 42:

$$h_e = 1,55 \text{ kcal/kg}$$

- e. Perdas por vazamento podem ser encontradas pela Equação 43:

$$h_{vaz} = 1,21 \text{ kcal/kg}$$

- f. Perdas por vapor úmido podem ser encontradas pela Equação 44:

$$h_{vap_{um}} = 0,49 \text{ kcal/kg}$$

Energia do vapor disponível para o próximo estágio,  $R_3$ .

$$H_{iR_3\text{Rateau}} = H_0 - \left(\frac{H_0}{4} + \sum h_{perdas}\right) = 144,97 \text{ kJ/kg}$$

**Para roda  $R_3$ :**

A roda  $R_3$  é a roda de interesse onde ocorreu a ruptura da palheta.

- a) Energia disponível para cada estágio Rateau,  $h_0$ :

$$h_{0R2} = 34,99 \text{ kcal/kg}$$

A energia térmica no estágio  $h_0$  é composta pela energia térmica nas palhetas móveis  $h_{01}$  e fixas  $h_{02}$ , conforme  $R_1$ ,  $R_2$

- b) Dimensionamento da velocidade do vapor na palheta fixa (diafragma ou injetor) para a roda  $R_3$ , da Equação 6 com  $h_0$  encontra-se  $C_{1R3}$ :

$$C_{1R3} = 514,15 \text{ m/s}$$

- c) **Velocidade de entrada da palheta** móvel  $W_{1R3}$  será encontrada da forma gráfica conforme Figura 9, como segue:

Da Equação 85 encontra-se a velocidade periférica  $ur_{R3} = 259$ , com a velocidade periférica,  $C_{1R3}$  e  $\alpha_1$  encontra-se a velocidade de entrada do vapor na palheta móvel, como segue:

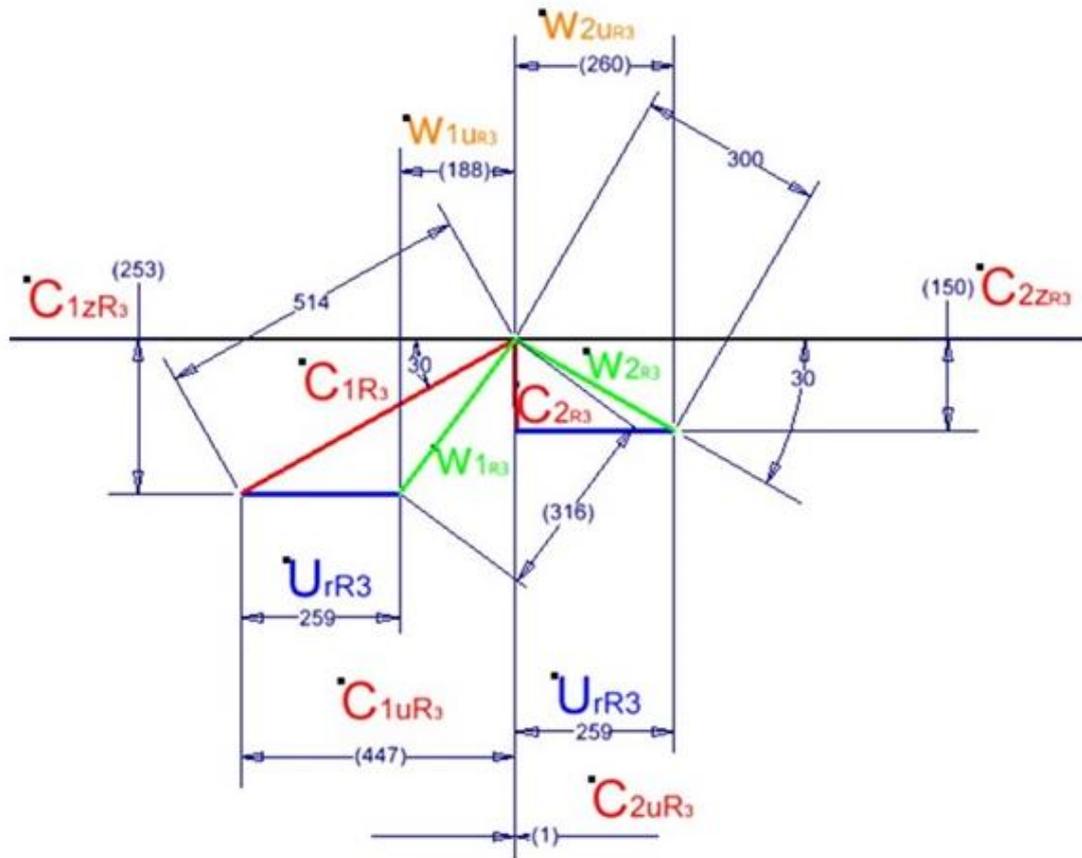


Figura 59 – Gráfico de velocidades da 3ª roda Rateau R3.

Da Figura 59 verifica-se  $W_{1R3} = 316$  m/s e com a Equação 89 encontramos  $w_{2R3} = 300$  m/s, com  $u_{r2} = 259$  m/s encontra-se  $C_{2R3} = 150$  m/s, para as projeções nos eixos u e z temos;  $C_{1uR3} = 447$  m/s,  $C_{1zR3} = 253$  m/s,  $C_{2uR3} = 259$  m/s,  $C_{2zR3} = 150$  m/s,  $w_{1uR3} = 188$  m/s,  $W_{2uR3} = 260$  m/s,  $W_{1zR3} = 253$  m/s,  $w_{2zR3} = 150$  m/s.

Com os dados oriundos da Figura 59, que é o gráfico de velocidades da roda onde ocorreu a falha na palheta, é possível encontrar as forças.

## 12.4. FORÇAS E TENSÕES ATUANTES NAS PALHETAS

Para determinar as forças atuantes devido a ação do vapor é preciso encontrar as pressões e para tanto as tabelas de vapor foram utilizadas, com as diferenças de entalpias já encontradas de cada estágio, encontra-se o ponto entálpico de cada estágio e determina-se as forças atuantes na palheta, sendo assim será determinado nos itens a seguir as forças atuantes na palheta que falhou, que é a palheta da roda Rateau R<sub>3</sub>;

- a. Força atuante na palheta no eixo u é dada pela Equação 25, e dividindo o resultado pelo número de palhetas desta roda, 140:

$$P_u = 2,72 \text{ kgf}$$

- b. Força atuante na palheta no eixo z é dada pela Equação 26, e dividindo o resultado pelo número de palhetas desta roda, 140:

$$P_z = 6,96 \text{ kgf}$$

- c. A força resultante entre u e z fica:

$$P_{uz} = 6,98 \text{ kgf}$$

- d. Para o momento fletor atuante com a força resultante  $P_{uz}$ , aplica-se a Equação 27:

$$M_x = 1039 \text{ kgf*mm}^2$$

- e. Para a tensão aplica-se a Equação 28:

$$\sigma_{FvaporR3} = 17,1 \text{ kgf/mm}^2 = 171 \text{ MPa}$$

- f. Força centrífuga da palheta (peso da palheta 86 gramas), o cálculo será efetuado pela Equação 30:

$$CF_{Pal} = 2349 \text{ kgf}$$

- g. Força centrífuga do aro Equação 29:

$$C_{aro} = 0,63 \text{ kgf}$$

- h. Tensão devido a força centrífuga é dada pela Equação 32:

$$\sigma_{CF} = 3218,77 \text{ kgf/cm}^2 = 322 \text{ MPa}$$

- i. Tensão total máxima a ser considerada na palheta é a somatória das tensões centrífuga  $\sigma_{CF}$  com a tensão de flexão  $\sigma_{FvaporR3}$ .

$$\sigma_{total} = 493 \text{ MPa}$$

## 12.5. CÁLCULO DA TENSÃO DE FADIGA CORRIGIDA

A correção da tensão de fadiga do material se fez necessária para considerar os pontos de concentração de tensão existentes na palheta e momentos de condições desfavoráveis de operação. Para a correção serão utilizados os dados da Tabela 9 e 10, onde se encontram os coeficientes de concentração específicos para palhetas de turbina, conforme GE<sup>®</sup> apud Singh e Lucas (2011) e os dados dos materiais da palheta. Aplicou-se a Equação 69 e foi encontrada a tensão de fadiga corrigida do material, que será realizada somente para a raiz da palheta, que é a parte mais frágil da palheta, sendo assim:

$$\sigma_{fcorT} \text{ (raiz)} = 0,2139 * 345 = 73,77 \text{ MPA.}$$

**Tabela 9 – Dados dos Materiais**

Aplicação	Material	Tensão de ruptura		Tensão de escoamento		Tensão de fadiga	
		MPA	psi	MPA	psi	MPA	psi
Palheta	Aço inoxidável AISI - SS - 403	759	110000	586	85000	345	50000
Aro	Aço inoxidável AISI - SS - 410	690	100076	482	69908	276	40011
Disco	Aço - AISI - 4340	745	108000	470	68200	489	70889

**Tabela 10 – Fatores de correção de fadiga do material para palhetas.**

		Aerofólio	Raiz
Fator de acabamento superficial (0,75 para materiais usinados)	k <sub>1</sub>	0,84	0,84
Fator de tamanho (0,85 para palhetas grandes e 0,95 para palhetas pequenas)	k <sub>2</sub>	0,9	0,9
Fator de confiabilidade (0,816 para 99% de confiabilidade)	k <sub>3</sub>	1	1
Fator de temperatura (este fator é incluso para utilização de materiais com propriedades de ruptura por creep, acima de 550°F ou 288°C)	k <sub>4</sub>	1	1
Notch sensitivity, which accounts for reduction in fatigue strength due to notches in material.	k <sub>5</sub>	0,707	0,333
Vapor superaquecido	k <sub>7</sub>	0,85	0,85
Vapor de transição com valores de 0 a 6 % de umidade	k <sub>8</sub>	0,42	0,42
Vapor de transição com valores maiores que 6 % de umidade	k <sub>9</sub>	0,66	0,66
Vapor corrosivo	k <sub>10</sub>	0,3	0,3

Fonte: adaptado de GE apud Singh e Lucas, 2011

## 12.6. ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS FEA

Com a utilização do software Autodesk inventor<sup>®</sup> foi realiza a análise de elementos finitos, através do módulo análise de tensão, *Stress Analysis*, o software determina através do critério de *Von Mises*, as tensões na palheta, no aro e na roda, de acordo com as forças determinadas de forma analítica.

Além das tensões, também foi realizado no Autodesk inventor<sup>®</sup> a determinação das frequências naturais, tanto para a palheta como para a roda montada com as palhetas e o aro, para a verificação de ressonâncias no sistema.

### 12.6.1. DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES NA PALHETA

A determinação da tensão na palheta por elementos finitos será realizada aplicando os resultados encontrados de forma analítica nas simulações. Nas de Figura 60 a 62 é possível verificar os modelos para demonstrar onde foram medidas as tensões resultantes das forças aplicadas e na Tabela 11 se verificam os valores encontrados para condição analisada.

Os itens a seguir indicam as condições de simulação da palheta e em que posição da palheta ou do aro a tensão foi levantada.

- a) Na Figura 60 se verifica a máxima tensão encontrada na raiz da palheta, que é a resposta para a carga aplicada e a tensão máxima da raiz da palheta. Verifica-se dois pontos tensões significativas provocadas na raiz da palheta, sendo 322 MPa na lateral da raiz e 508 MPa na traseira da palheta, esta diferença é provocada pelo ângulo de incidência do vapor na palheta.

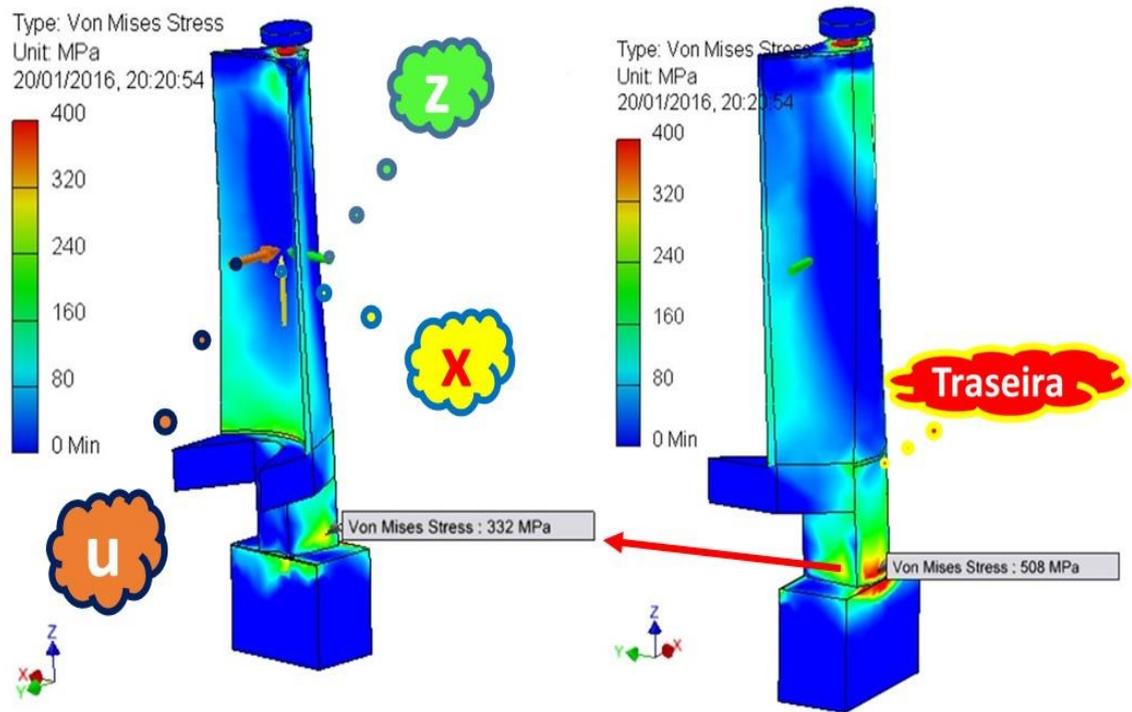
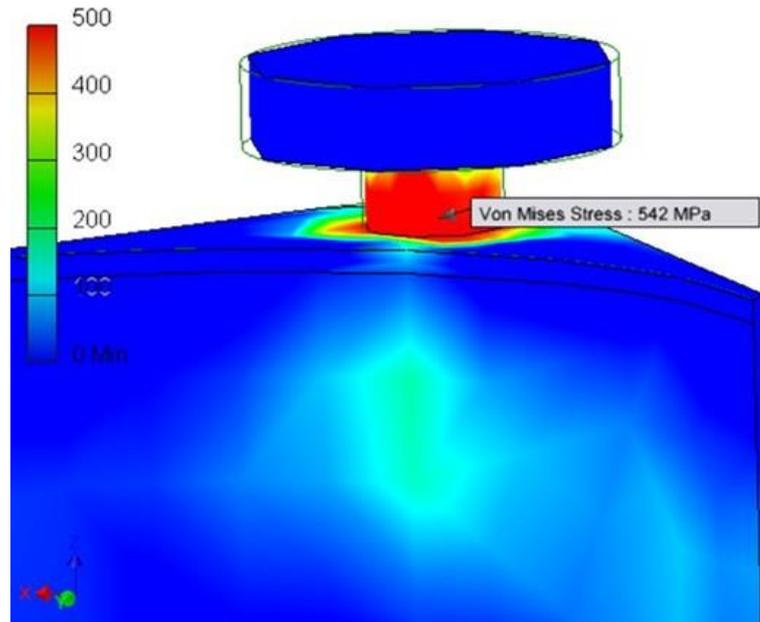


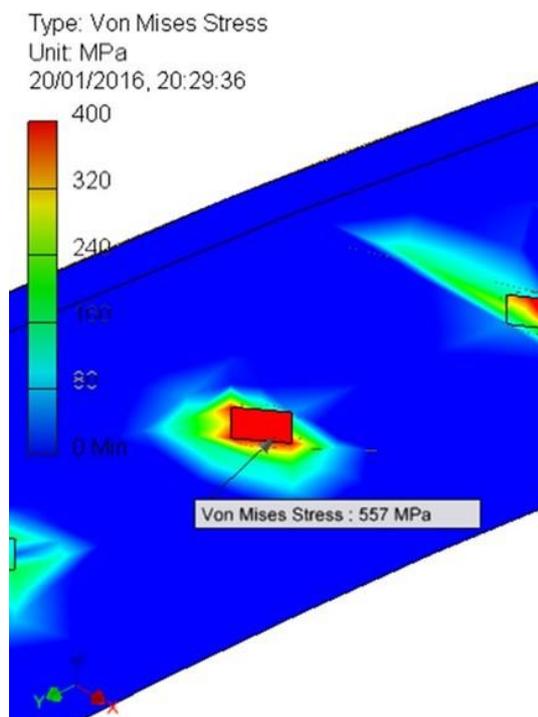
Figura 60 – Tensão na raiz da palheta.

- b) Na Figura 61 se verifica a máxima tensão encontrada no pino de fixação do aro na palheta, que é a resposta da palheta para a carga aplicada na região do pino. A tensão encontrada foi de 542 MPa que é uma tensão elevada tornando este ponto uma parte frágil do conjunto, que em caso de ruptura ou folga pode provocar um aumento da tensão na raiz da palheta.



**Figura 61 - Tensão no pino de fixação do aro na palheta.**

- c) Na Figura 62 se verifica a resposta máxima em tensão no aro para a carga aplicada. Semelhante a tensão elevada encontrada no pino, Figura 61, a tensão encontrada no aro foi de 542 MPa que é uma tensão elevada tornando este ponto outra parte frágil do conjunto, que em caso de ruptura ou folga pode provocar um aumento da tensão na raiz da palheta.



**Figura 62 - Tensão no aro do conjunto.**

Na Tabela 11 é possível observar os valores das tensões encontradas para cada condição ensaiada. A Tabela 11 pode ser dividida em duas partes, a parte superior (mais clara) onde é possível verificar as tensões encontradas na palheta através do dimensionamento analítico, e na parte inferior (mais escura) encontrou-se os dados de tensão na raiz da palheta, no pino e no aro, para tensões encontradas por elementos finitos (FEA), para ambos os casos variando a condição de vazão de vapor.

Tabela 11 - Resumo das tensões atuantes na palheta

DIMENSIONAMENTO ANALÍTICO DAS TENSÕES NA PALHETA	CONDICÃO DO VAPOR (kg/s)	CARGAS ATUANDO NA PALHETA				TENSÃO (MPa)			
		FORÇAS (kgf)	EIXO (X)	EIXO (Y)	EIXO(Z)	RESULTANTE	VAPOR	CENTRÍFUGA	RAIZ
			5,33	0,50	6,20	2350	6,22	143	322
8,33	2,72	6,96	2350	7,47	171	322	493		
DIMENSIONAMENTO POR ELEMENTOS FINITOS DAS TENSÕES NA PALHETA	FORÇAS (kgf)	EIXO(X)	EIXO (Y)	EIXO(Z)		RAIZ	PINO	ARO	
		5,33	0,50	6,20		2350	467	281	384
		8,33	2,72	6,96		2350	508	542	557
PRESSÃO (MPa)	5,33	0,40				484	307	361	
	8,33	0,30				480	297	298	

## 12.7. CÁLCULO DA TENSÃO DE VIBRAÇÃO

O cálculo da tensão de vibração é efetuado com aplicação das Equações 46 e 47. O coeficiente  $\beta_v$  varia de 0,9 a 1,0, sendo este o coeficiente de amplificação, normalmente adota-se, para o pior caso 1,0. O valor do fator de concentração de tensão  $K_s$  é 1,5, as frequências naturais podem ser encontradas no APÊNDICE 01. Como a roda da turbina apresenta cinta o valor de  $\mu$  da Equação 47 é dividido por 4, logo;

$$\mu = 0,02$$

Então, da Equação 46:

$$\sigma_{vib} = 18 \text{ MPA}$$

## 12.8. DIAGRAMA DE CAMPBELL E SAFE DIAGRAMA

A Figura 63 mostra o diagrama de Campbell, neste digrama verifica-se a coincidências da rotação da turbina (1X) com algumas das frequências naturais da turbina (APÊNDICE 01), neste a frequências verificadas são FNR (Frequência natural da roda (Tabela 12), FNP (Frequência natural da palheta (APÊNDICE 01),), e seus respectivos harmônicos (múltiplos da frequência).

A avaliação das frequências naturais (APÊNDICE 01), para verificação de ressonâncias é realizada para uma faixa de até 15X a rotação.

No gráfico de Campbell verifica-se entre a 4X e 5X se encontra a FNR - 694 Hz próximo da 5X e entre a 5X e a 6X temos FNR – 809 Hz, abaixo da 4X não existem possíveis ressonâncias, com uma faixa de 10% de diferença.

A frequência da roda (APÊNDICE 01), FNR - 7 – 1164 Hz, FNR - 8 – 1323 Hz, estão bem próximas das 8X e 9X. A frequência FNR - 9 – 1450 Hz, FNR - 10 – 1453 Hz, estão próximas das frequências naturais da palheta FNP -1 e 2.

FNR - 11 – 1623 Hz, FNR - 12 – 1632 Hz, estão coincidindo com a décima primeira harmônica da rotação ,11X, as frequências FNR - 13 – 1726 Hz, FNR - 14 – 1792 Hz e FNR - 15 – 1805 Hz, estão muito próximas da 12X a rotação.

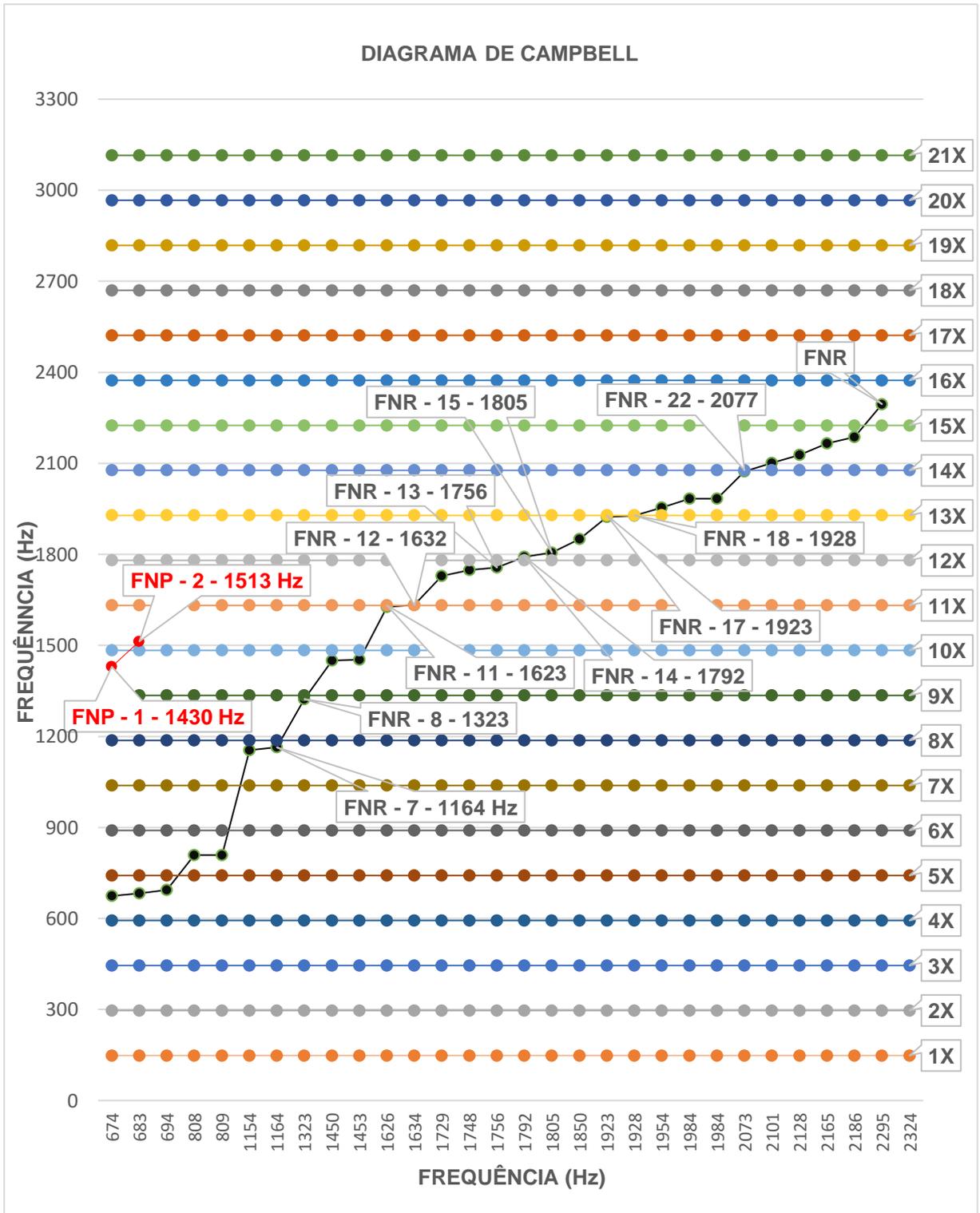


Figura 63 - Diagrama de Campbell.

As FNR - 17 – 1923 Hz, FNR - 17 – 1928 Hz, coincidem com a 13X a rotação. A FNR - 22 – 2077 Hz (ANEXO 01), coincide com 14X a rotação, as coincidências podem ser observadas na Figura 63.

Em complemento ao diagrama de Campbell tem-se o diagrama SAFE, em que se desenham as frequências em função de diâmetros modais, neste gráfico pode-se ter a repetição de ressonâncias encontradas no gráfico de Campbell, caso se repitam, então estas são confirmadas como ressonâncias, ou podemos encontrar novas ressonâncias, que estão fora da faixa coberta pelo diagrama de Campbell, Figura 63.

Para o diagrama SAFE Figura 64 são verificadas as coincidências ou possíveis ressonâncias, as que se repetiram nos dois gráficos e após esta etapa faz se a confirmação analítica das ressonâncias encontradas, esta confirmação leva em conta a fase dos modos de vibração.

No diagrama SAFE encontra-se, FNP – 9 próximas da NPF – 1, e o décimo segundo e o décimo terceiro harmônico da frequência natural da roda, respectivamente HFNR – 12 e 13, estão muito próximos da frequência de passagem dos injetores NPF - 1.

A FNP – 16, 17, 18 estão muito próximas de HFNR e FNP – 19 e 20 próximos da primeira harmônica da frequência de passagem dos injetores NPF – 2.

Para os diâmetros modais foram observadas três possíveis ressonâncias, ND – 7 está próximo da FNR- 7. Os ND – 42 e 43 estão próximos da NPF – 1, ND – 61 próximos de NPF – 2.

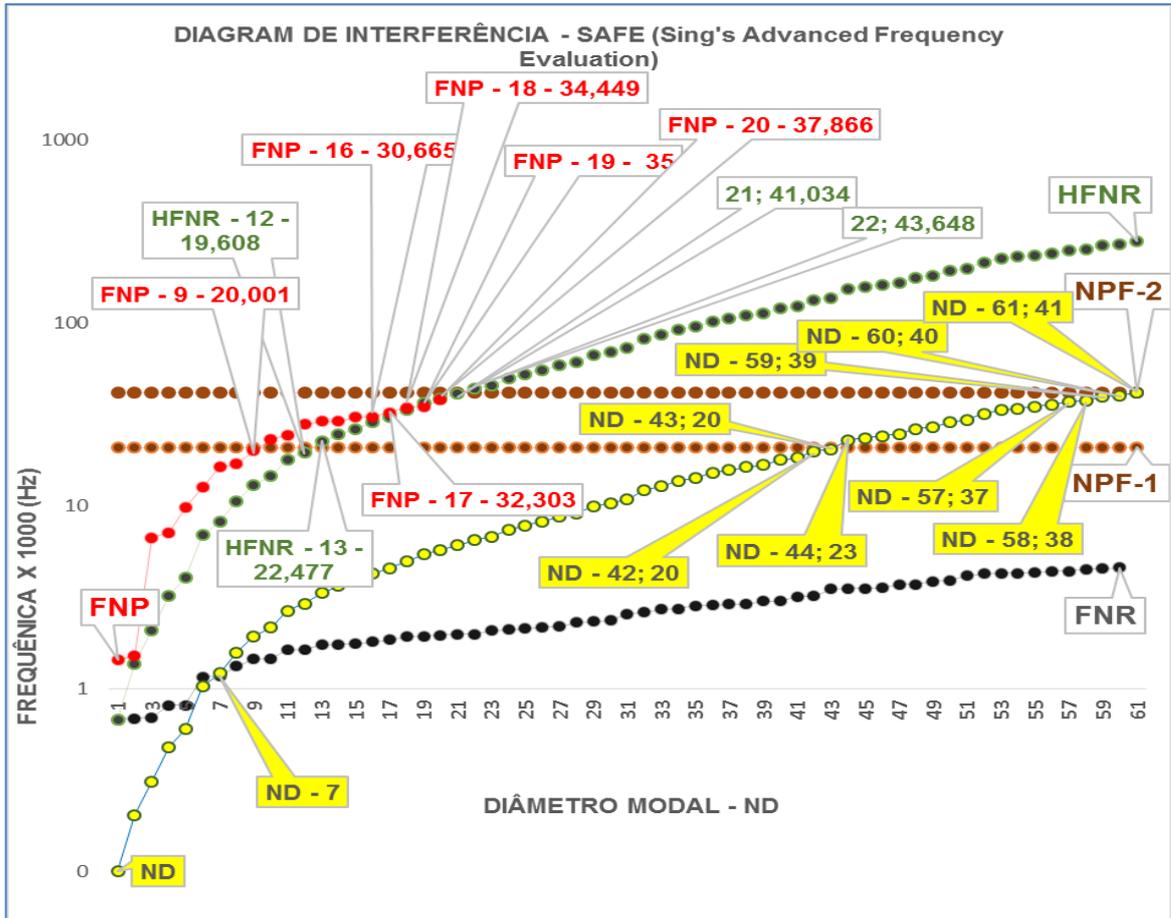


Figura 64 – Diagrama de interferência (SAFE), diâmetro modal versus frequências naturais (Hz).

Os gráficos de Campbell e o diagrama SAFE, para este caso, confirmam a necessidade da cinta para atenuar a tensão de vibração, porque as coincidências de frequências ou ressonâncias encontradas indicam que existem tensões provocadas por vibrações que devem ser consideradas.

Outra consideração importante é o fato da roda da turbina apresentar cinta, a cinta é utilizada para aumentar a rigidez nos extremos das palhetas de forma a impedir ou reduzir as vibrações, logo, as tensões geradas por vibração.

A cinta já foi considerada no cálculo da tensão de vibração através do coeficiente  $\mu$ , quando este foi dividido por 4 e a tensão de vibração encontrada foi baixa, não apresentando intensidade para causar danos na palheta.

As ressonâncias encontradas, como não se repetiram nos dois gráficos, não indicam que há resposta em intensidade de vibração, esta afirmação se confirma na prática, através dos relatórios de manutenção que indicam não haver problemas relacionados com vibração.

## 12.9. ESTIMATIVA DA VIDA DA PALHETA

Para estimar a vida da palheta foram utilizadas as tensões encontradas por análise de elementos finitos, para condição normal de trabalho da palheta, ou seja, conjunto montado.

Para o cálculo do fator de segurança FS foram aplicados os seguintes critérios, o critério de *Goodman*, *Goodman* Modificado e o critério de *Soderberg*, em seguida efetuou-se a previsão da vida para estes critérios (APÊNDICE 02).

A palheta trabalha 365 dias por ano, 24 horas por dia a 8900 rpm, assim, o número de ciclos ano da palheta é,  $C_p = 4677840000 = 4,68 \times 10^9$ .

Para uma visualização resumida na Tabela 12 encontrou-se os valores para o fator de segurança FS e da vida em anos Nf encontradas para as condições e critérios apresentados no item 10.9.

A Tabela 12 apresenta os valores encontrados para as condições analisadas, na parte superior observa-se a linha das condições adotadas para análise, nesta linha tem-se a condição do vapor e a metodologia aplicada para dimensionar o fator de segurança FS. Logo abaixo na linha seguinte tem-se a linha dos valores do fator de segurança FS, para duas condições de tensão sendo elas; tensão limite de fadiga nominal do material da palheta e tensão limite de fadiga corrigida do material da palheta.

Desta forma é possível cruzar os valores do fator de segurança FS e sua respectiva metodologia com os valores de vazão de vapor e encontra o fator de segurança para ambas as tensões limite de fadiga. Da mesma forma é possível encontrar os valores de vida útil Nf (anos) da palheta para os respectivos FS X Condição de vapor X tensão limite de fadiga (MPa).

Tabela 12 – Resumo de FS e Nf para palheta.

Condição	Vazão de vapor 5,33 kg/s			Vazão de vapor 8,33 kg/s			Pressão 0,4 MPa 8,33 kg/s			Pressão 0,3 MPa 5,33 kg/s			
	Goodman	Goodman Modificado	Solderberg	Goodman	Goodman Modificado	Solderberg	Goodman	Goodman Modificado	Solderberg	Goodman	Goodman Modificado	Solderberg	
FS	Tensão de Fadiga Nominal	5,69	33,13	4,39	4,76	31	3,67	3,16	32	2,44	3,81	32	2,95
	Tensão de Fadiga Corrigida	1,22	7,08	0,94	1,02	6,68	0,79	0,68	6,80	0,52	0,82	6,86	0,63
Nf	Tensão de Fadiga Nominal	3,57	14,34	2,09	0,61	3,08	0,33	0,21	3,09	0,07	1,45	14,22	0,61
	Tensão de Fadiga Corrigida	0,00	5,05	0,00	0,00	1,08	0,00	0,00	1,11	#####	0,00	4,83	#####

A Figura 65 abaixo mostra a variação da vida Nf em anos em função da tensão aplicada e do respectivo fator de segurança FS, este gráfico é válido para o material da palheta AISI 403 e vida Nf que foi calculada através da Equação 81, de forma a refletir a Tabela 12. Na figura fica evidente que para a faixa de tensão alternada encontrada na palheta, que ficou na 143 a 171 MPa, a vida gira em torno de 1,8 a 2,0 anos, para os respectivos fatores de segurança de cada tensão.

Outro ponto interessante é a tensão encontrada para linha que indica FS de 1,5 (mínimo recomendado para palhetas), a tensão máxima não deveria ultrapassar 70 MPa e desta forma se conseguiria uma vida infinita, na maioria dos casos.

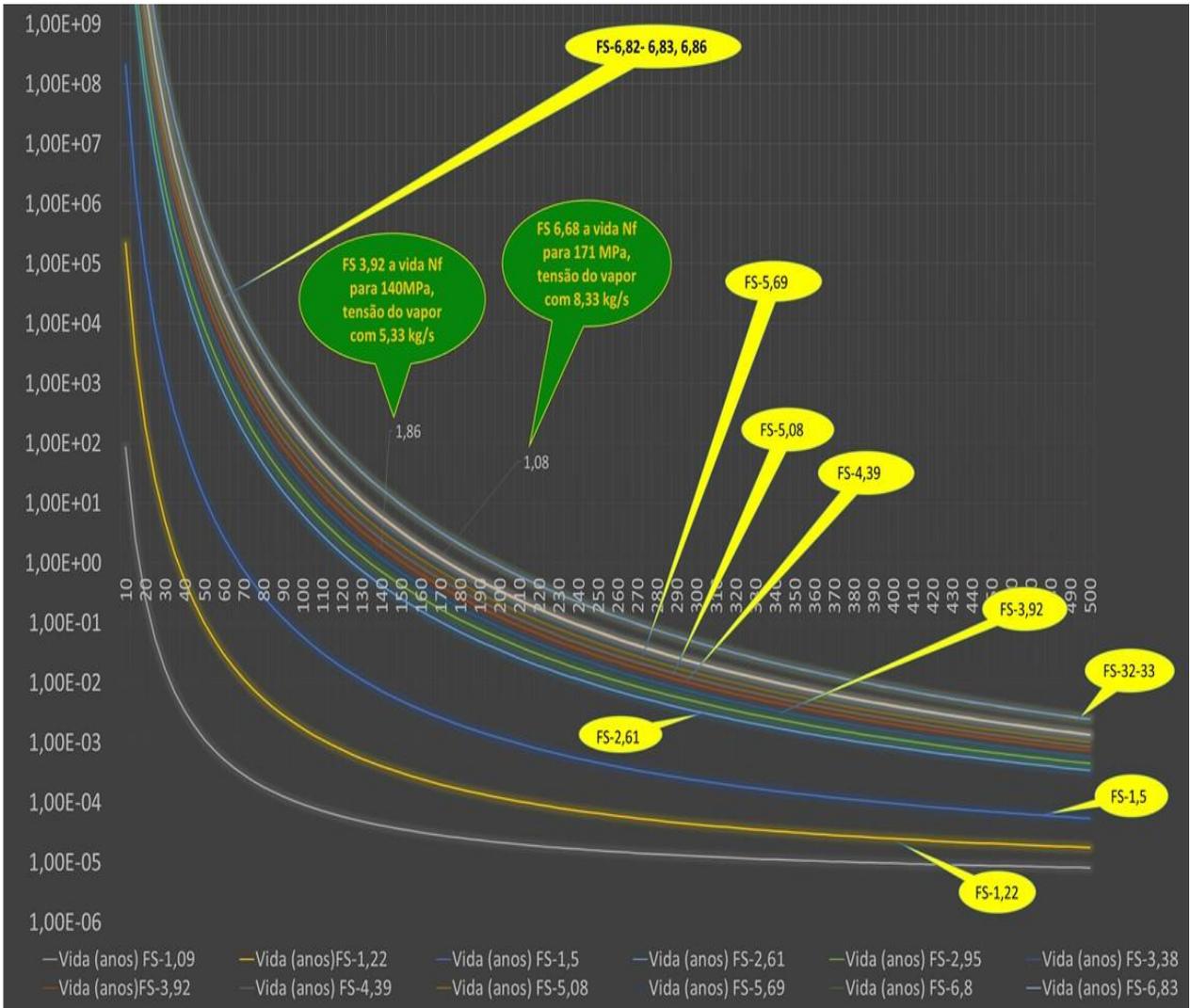


Figura 65 – Vida Nf (Anos) x Tensão alternada  $\sigma_a$  (MPa)

### a) Critério da tensão máxima admissível de vapor

Segundo *Shlyakin* (1974) baseado no *GOST - URSS State Standarts (Sistema de padronização da ex. União Soviética)* a tensão máxima do vapor na palheta não deverá superar valores limites conforme QUADRO 1, sob pena de conferir uma vida curta para a palheta.

**Quadro 1 – Critério de avaliação pela tensão de flexão máxima admissível.**

Critério para tensão de flexão	Turbinas com admissão parcial	$\sigma_b$ deverá ser menor ou igual (kg/cm <sup>2</sup> )	190
	Para estágios com admissão 100%	$\sigma_b$ deverá ser menor ou igual (kg/cm <sup>2</sup> )	380
	Para estágios de baixa pressão	$\sigma_b$ deverá ser menor ou igual (kg/cm <sup>2</sup> )	100

Para este caso, a palheta se enquadra na categoria de admissão 100%, portanto, a tabela apresenta um valor máximo de 380 kgf/cm<sup>2</sup> (38,8 Mpa) para a palheta.

Conforme as análises realizadas todos os valores encontrados são superiores a este, Tabela 12. Considerando este critério a palheta analisada teria uma vida curta e o projeto necessita ser reavaliado.

## 12.10. ANÁLISE DE WEIBULL

A análise de probabilidade foi executada pelos métodos de *Johnson e Bernard* para a análise de *Weibull*.

Tabela 13 – Análise de *Weibull*

Método de cálculo da probabilidade	Ano	Falha	Campanha (Dias)	P falha	In t	In (t-tu)	In(ln(1/(1-P)))						
					X (2 par.)	X' (3 par.)	Y (2 ou 3 par.)						
Johnson $i/(n+1)$	2008	1	549	0,2500	6,3081	5,9186	-1,2459	2 Parâmetros	A =	1,76286876	m =	1,8	
	2011	2	881	0,5000	6,7811	6,5566	-0,3665		B =	-	x <sub>0</sub> =	1103,9	
	2014	3	1341	0,7500	7,2012	7,0595	0,3266		R <sup>2</sup> =	0,9988			
									3 Parâmetros	A' =	1,37831938	m =	1,4
										B' =	-	x <sub>0</sub> =	918,3
X <sub>u</sub> (obtido por interpolação) =								177,1		R <sup>2</sup> =	1,000	x <sub>u</sub> =	177,1
Bernard $(i-0,3)/(n+0,4)$	2008	1	549	0,2059	6,3081	5,7627	-1,4674	2 Parâmetros	A =	2,15919557	m =	2,2	
	2011	2	881	0,5000	6,7811	6,4773	-0,3665		B =	-	x <sub>0</sub> =	1070,5	
	2014	3	1341	0,7941	7,2012	7,0123	0,4577		R <sup>2</sup> =	0,9976			
									3 Parâmetros	A' =	1,54056357	m =	1,5
										B' =	-	x <sub>0</sub> =	824,8
X <sub>u</sub> (obtido por interpolação) =								230,8		R <sup>2</sup> =	1,000	x <sub>u</sub> =	230,8

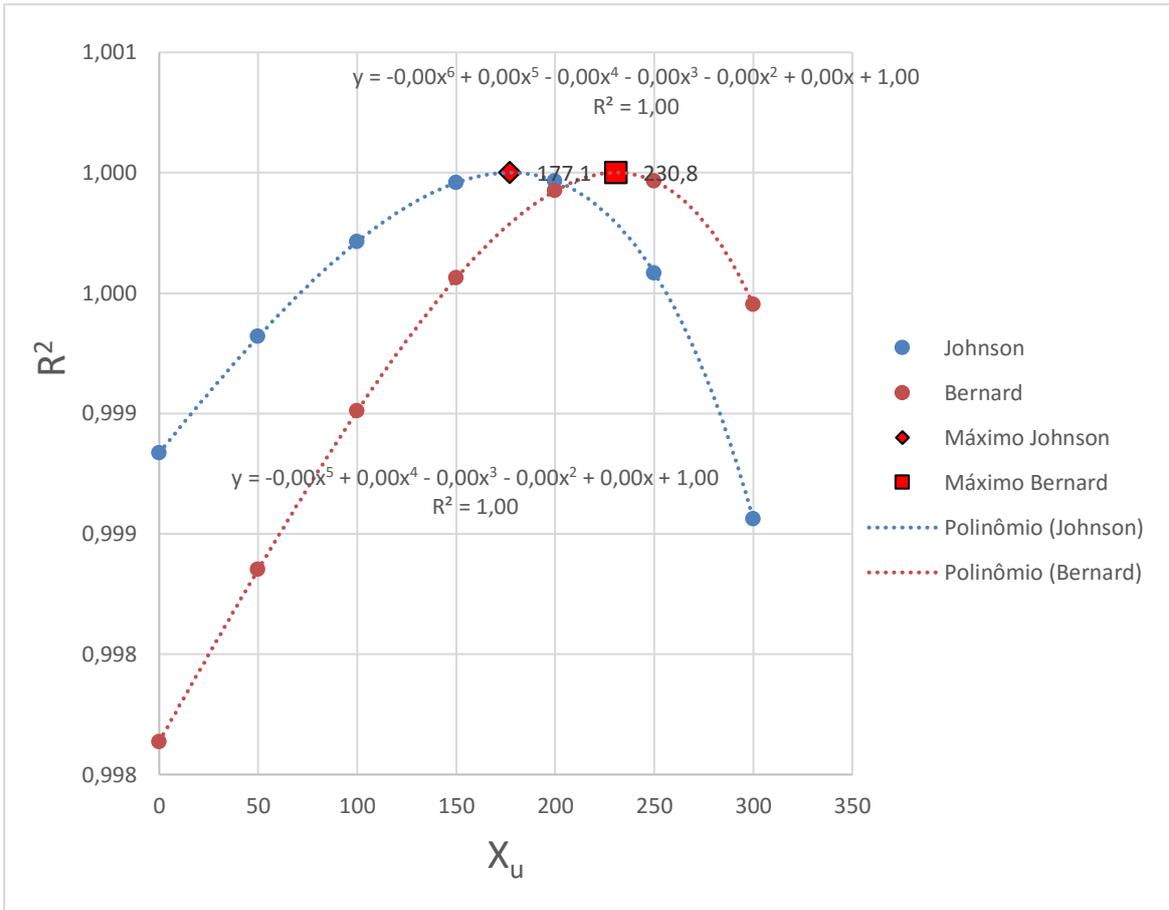


Figura 66– Gráfico Johnson X Bernard

Considerando o cálculo de probabilidade de Johnson, foram obtidos os seguintes parâmetros para a distribuição de *Weibull* para os seus dados, Tabela 13:

2 parâmetros

$$m = 1,8$$

$$x_0 = 1103,9 \text{ dias}$$

3 parâmetros

$$m = 1,4$$

$$x_0 = 918,3 \text{ dias}$$

$$x_u = 177,1 \text{ dias}$$

Ou seja, a falha ocorre em média a:

Encontrou-se 1103,9 dias (2 parâmetros) ou 1095,4 dias (3 parâmetros), sendo que neste último o tempo médio =  $x_0+x_u$ .

Considerando o cálculo de probabilidade de Bernard, foram obtidos os seguintes parâmetros para a distribuição de *Weibull* para os seus dados, Tabela 13:

2 parâmetros

$$m = 2,2$$

$$x_0 = 1070,5 \text{ dias}$$

3 parâmetros

$$m = 1,5$$

$$x_0 = 824,8 \text{ dias}$$

$$x_u = 230,8 \text{ dias}$$

Ou seja, a falha ocorre em média a:

Assim para Bernard encontrou-se 1070,5 dias (2 parâmetros) ou 1055,6 dias (3 parâmetros), sendo que neste último caso lembre que o tempo médio =  $x_0+x_u$ .

Os gráficos de probabilidade de *Weibull* bi-paramétrica e de probabilidade acumulada de falha podem ser verificados no APÊNDICE 03.

As metodologias de Johnson e Bernard apresentaram resultados muito próximos, para Johnson 3 anos e para Bernard 2,93 anos, aproximadamente 2,3% de diferença entre eles. Os últimos 3 dados de vida da palheta da turbina da turbina são; 1,5, 2,41 e 2,53 anos, isto resulta em uma média de 2,5 anos de vida.

Os valores encontrados através da análise de *Weibull* mostram uma aderência de 84,5% em relação a vida média a palheta, ou seja, apresentou 15,5% de variação para mais em relação ao valor real.

## 12.11. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

A Tabela 12 apresenta os dados de vida (Nf) e fator de segurança (FS) encontradas para as diversas condições simuladas.

Analisando os dados da Tabela 12, é possível verificar que aplicando a metodologia padrão para dimensionamento de palhetas de turbina foram encontrados valores de vida (Nf) para a palheta que podem ser divididos em duas condições fundamentais;

- a) Aplicando-se a tensão limite de fadiga nominal do material da palheta.
- b) Aplicando a tensão limite de fadiga corrigida do material da palheta.

Para a primeira condição (a), encontrou-se que a vida (Nf) da palheta ficou entre 14,34 anos e 0,61 anos Tabela 12, sendo esta faixa extrema que contém o maior e o menor valor encontrados, dentro desta faixa valores bem próximos aos reais foram encontrados, sendo eles;

- 1) 3,57 anos para condição de vapor 5,33 kg/s pelo critério de Goodman.
- 2) 2,09 anos para condição de vapor 5,33 kg/s pelo critério de Solderberg.
- 3) 1,45 anos para pressão 0,3 MPa pelo critério de Goodman.
- 4) 3,09 anos para condição de pressão 0,4 MPa e vapor 8,33 kg/s pelo critério de Goodman Modificado.

O critério de Goodman modificado considera a tensão de vibração que neste projeto encontra-se atenuada pelo aro, é importante ressaltar que a presença da cinta ou aro indica que a tensão de vibração foi prevista pelo fabricante e identificada como relevante, o que justifica a presença de uma cinta (aro). Considerando estes valores, encontrou-se uma vida média de 2,55 anos, com uma variação de 1,02 anos entre os valores máximo e mínimo encontrados, com relação a vida média real da palheta a variação é de apenas 1,96%, sendo assim é possível concluir que estes valores estão condizentes aos encontrados na prática.

Para a condição do item (b), que substitui a tensão de fadiga nominal pela tensão de fadiga corrigida do material, foram obtidos 4 valores positivos, sendo eles;

- 1) 5,05 anos com o parâmetro de Goodman Modificado com vapor 5,33 kg/s
- 2) 4,83 anos com o parâmetro de Goodman Modificado com 0,3 Mpa (5,33 kg/s)
- 3) 1,08 anos com o parâmetro de Goodman Modificado com vapor 8,33 kg/s
- 4) 1,11 anos com o parâmetro de Goodman Modificado com 0,4 Mpa (8,33 kg/s)

Considerando estes valores encontra-se uma vida média de 3,0 anos com uma variação de 2,05 anos, entre os valores máximos e mínimos encontrados, com relação vida média real da palheta a variação é de 16,6%, sendo assim é possível concluir que estes valores, estão condizentes aos encontrados na prática.

Comparando as duas opções (a) e (b), verifica-se que a vida calculada através do parâmetro de Goodman modificado confere resultados que refletem a prática de forma mais precisa que as demais, quando comparado com a falha ocorrida entre 2007 e 2008 em um período de 1,5 anos, conforme indicado na literatura especializada, este parâmetro apresentou uma vida de 1,08 anos para palheta, Tabela 12. Os critérios de *Godman* e de *Solderberg* apresentaram variações elevadas ao longo das análises ou não mostraram valores positivos.

A análise de *Weibull* indicou uma vida média de 2,93 anos para palheta em relação a vida encontrada nas falhas ocorridas, comparando este resultado com os 3,08 anos de vida encontrada através de *Godman Modificado* e tensão de fadiga nominal, Tabela 12, chega-se uma variação de 4,87%. De forma análoga toma-se como base a vida média da palheta, levando em consideração as três últimas falhas obtém-se uma vida média de 2,5 anos, com relação a vida estimada por *Weibull* chega-se a um afastamento de 14,6% para mais, comparando a média com a vida estimada considerando os esforços, ou seja, as tensões atuantes na palheta, o afastamento fica em 18,8% também para mais, estes dados em relação a aplicação

nos cálculos da tensão de fadiga nominal e a vida média real da palheta de 2,5 anos.

Aplicando-se os mesmos comparativos, porém agora com a menor vida encontrada na palheta, que é de 1,5 anos e agora considerando a tensão de fadiga corrida o valor médio de vida encontrada através Weibull 2,93 resulta em um afastamento de 48,8 % para mais. Para a avaliação da vida através dos esforços, considerando também a tensão de fadiga corrida e o critério de *Godman Modificado* encontrou-se 1,08 anos, que resulta em um afastamento de 28% para menos, ou seja, resultou em um valor mais seguro e que realmente prevê a falha de forma mais precisa.

Sendo assim é possível conferir a eficácia de Weibull na previsão de valores médios de vida e também a possível verificar a importância da análise pelo método de Goodman modificado que apresenta valores muito próximos da menor vida da palheta, reforçando a necessidade de sua verificação em projetos de palhetas.

### 13. CONCLUSÃO

A falha que ocorreu entre 2007 e 2008 indica que a turbina esteve trabalhando em sua maior condição de vazão e pressão por longo período e nesta condição, conforme verificado, a vida da palheta é de pouco mais de 1 ano, item 12.11 subitem b, as demais falhas indicam uma operação na menor faixa de vazão e pressão.

Com base nas avaliações realizadas foi possível concluir que, a vida da palheta está dentro do esperado para este projeto, ou seja, a palheta irá falhar por fadiga em um período de até 2,93 anos conforme valores médios previstos por *Weibull*, que por sua vez é análogo aos demais valores encontrados nas análises realizadas.

A tensão elevada no aro e na cinta leva à geração de danos na fixação da ponta da palheta, alargando o furo do aro e assim diminuindo a rigidez da palheta. Com a palheta menos rígida há um aumento de tensão na raiz da palheta que a leva à falha final.

## 14. POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Com base nas análises realizadas é possível considerar as seguintes soluções para proporcionar uma maior confiabilidade para a palheta, na condição atual de operação, oferecendo uma maior vida útil ao conjunto.

- a) Substituição do material da palheta e do aro, por um de maior resistência a fadiga. Algumas opções são:
- Ferralium 255
  - X3CrMnNiMoN2264

### 14.1. ALTERAÇÃO NO PROJETO DA RAIZ DA PALHETA

Fazendo uma rápida avaliação através da Figura 67, verifica-se a possibilidade de alteração da área da raiz da palheta. Sendo assim, alterando a dimensão de 9 mm na Figura 67 para 13 e a dimensão de 7 mm para 11 mm, teríamos uma área de secção de 143 mm<sup>2</sup>, refazendo os cálculos da tensão centrífuga, encontra-se uma redução da tensão centrífuga atuante de 33%, admitindo o mesmo índice de redução para as tensões de flexão, a tensão cairia de 171 MPa para 115 MPa.

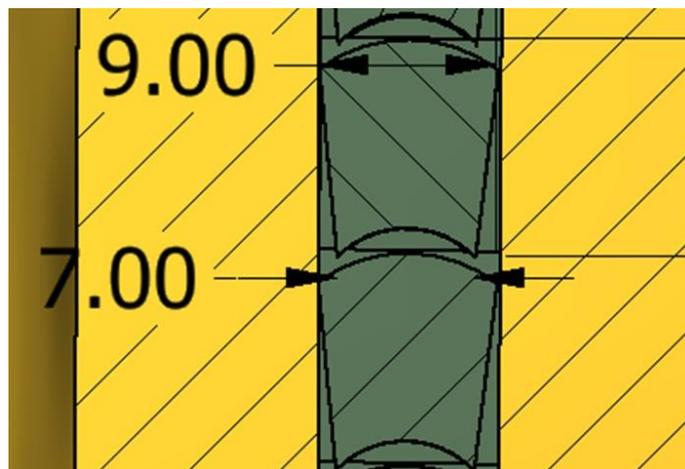
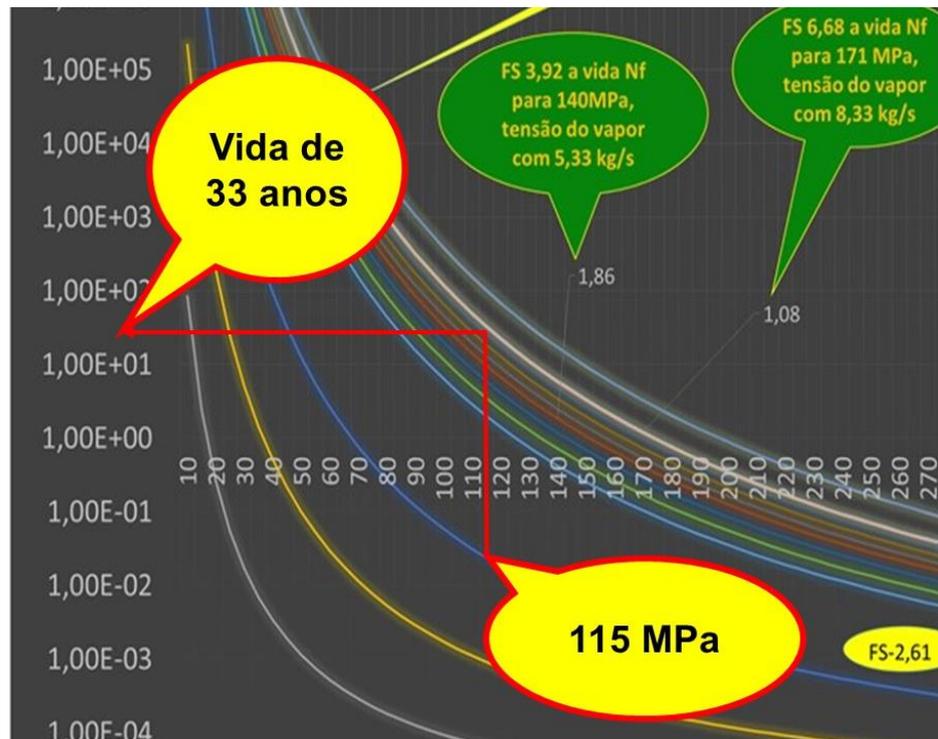


Figura 67– Detalhe construtivo da raiz da palheta com área da secção de 0,737 cm<sup>2</sup>.

Entrando com a tensão no gráfico da Figura 65, que reproduz a variação da vida (Nf) da palheta em função da tensão atuante e do fator segurança FS, verifica-se que para 115 MPa (linha vermelha) de tensão na raiz da palheta, teríamos uma vida de 33 anos, considerando o mesmo FS, na Figura 68 é possível observar uma ampliação da Figura 65 para melhor visualização.



**Figura 68– Nova vida para palheta com uma nova secção de área de 143 mm<sup>2</sup> e tensão de 115 Mpa.**

## 15. PONTOS MAIS SIGNIFICATIVOS DOS RESULTADOS

Como pontos mais significativos do estudo, pode-se destacar:

- a) A expressividade da tensão referente à força centrífuga, 321 MPa.
- b) A dureza do material estar abaixo do esperado, foi encontrado 180 *Brinell*, sendo que recomendado deveria ser em média 227 *Brinell*.
- c) Tensões no pino (542 MPa) e na cinta (557 MPa) elevados.

## 16. TRABALHOS FUTUROS

Um possível trabalho futuro é fazer um novo projeto para palheta para as condições de operação considerando uma vida infinita, de forma a atender as condições de processo. Para isto, é necessário elaborar um estudo aplicando os esforços e tensões atuantes na palheta, os dados dimensionais encontrados na Tabela 7, buscando valores de vida de aproximadamente 30 anos, de forma a otimizar as dimensões sem causar alterações na carcaça do equipamento e assim com menor impacto em custos, nesta linha é possível fazer também avaliação completa do item b do capítulo 14 proposto, avaliar outros materiais e manter o mesmo dimensional.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, M. L. JR. **Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting**. New York, USA: Marcel Dekker, Inc, 2000, 371 p.

ANSYS. Disponível em: <http://www.ansys.com> Acesso em 10 de novembro de 2014.

ARRIVABENE, V. **Resistência dos Materiais**. 1ª. Ed. São Paulo: Makron books, 1994, 400 p.

AZEVEDO, Á. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. Disponível em: <http://www.fe.up.pt/~alvaro> acessado em 15 março 2015.

BEN 2014. **Relatório Síntese - Balanço Energético Nacional. Empresa de Pesquisa Energética – EPE**. 2013, 54 p.

BERTINI, L. **Explanation and Application of the SAFE Diagram**. RASD 2013 - 11 International Conference, Pisa, julho 2013.

BLOCH, H. P.; SINGH, M. P. **Steam turbines Design, Applications and Re-Rating**. 2ª ed. New York: MacGraw Hill, 2009, 433 p.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 3rd Ed. UK: Gulf Professional Publishing, 2005, 955 p.

BOOYSEN, C. **Fatigue Life Prediction of Steam Turbine Blade during Start-up Operation Using Probabilistic Concepts**. Pretoria, South African. 2014, 158 p. Dissertation - Faculty of Engineering, Built Environment and Information Technology. University of Pretoria. Pretoria, South African. 2014.

CAMPBELL, F.C. **Elements of Metallurgy and engineering Alloys**. ASM International. September 30, 2008

CATABRIGA, L. **Método dos Elementos Finitos: Aspectos Computacionais e Aplicações – Uma Introdução**. PPGI - CT/UFES, 2011.

COLLINS, A. J. **Projeto mecânico de elementos de máquinas - uma perspectiva de prevenção da falha**. Rio de Janeiro: LTC - Livros técnicos e científicos Editora S.A., 2006, 740 p.

COUCBMAN, R.S. **Ge Steam Turbine Design Philosophy and Technology Programs**. GE Company, Schenectady, NY. 1991.

CRUZ, M. D. **Autodesk inventor 2013 Professional – Teoria de Projetos, Modelagem, Simulação e Prática**. 1ª ed. São Paulo: Editora Érica Ltda, 2013, 360 p.

*DeLuca, D.P. **Understanding Fatigue***. United Technologies Pratt & Whitney. Disponível em: <http://files.asme.org/IGTI/Knowledge/Articles/13048.pdf> Acesso em 15 setembro de 2014.

DROJACK, M. J. **Emerging Advanced Technologies to Assess Reliability of Industrial Steam Turbine Blade Design**. Proceedings of the thirty-seventh turbomachinery symposium, 2008.

ECOWELDING. Disponível em: <http://www.econwelding.com> Acesso em 20 de dezembro de 2014.

ESSS. Disponível em;

[http://www.esss.com.br/events/ansys2013/brazil/pdf/UGM2013\\_Brazil\\_final\\_program\\_web.pdf](http://www.esss.com.br/events/ansys2013/brazil/pdf/UGM2013_Brazil_final_program_web.pdf). Acessado em 10 fevereiro de 2015.

FONSECA, E.S; TAVARES, F. G.; SOUSA, T. N. R. **Estudo para determinar a resistência mecânica a flexão de materiais cerâmicos, com uso distribuição de weibull.** 70º Congresso Anual da ABM – Internacional e ao 15º ENEMET - Encontro Nacional de Estudantes de Engenharia Metalúrgica, de Materiais e de Minas, parte integrante da ABM Week, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, agosto de 2015.

GEITNER, F.K.; BLOCH, H. P. **Machinery Failure Analysis and Troubleshooting - Practical Machinery Management for Process Plants.** 4th Edition. Imprinted by Butterworth-Heinemann, 2012, 760 p.

GENTA, G. **Mechanical Engineering Series - Dynamics of Rotating Systems.** NY, USA: Springer Science Business Media, Inc, 2005, 674 p.

GORLA , R. S. R.; KHAN, A. A. **Turbomachinery Design and Theory.** 2ª ed. Cleveland, Ohio, U.S.A: Marcel Dekker, 2003, 404 p.

HEYMANN, F.J. **Steam Turbine blade: Consideration in Design and a Survey of Blade Failures.** Westinghouse Electric Corporation - Electric Power Research Institute. August 1981.

HIBBLER, R.C. **Resistência dos Materiais.** 3rd. Ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros técnicos e Científicos Editora S.A., 1997, 700 p.

IFP Training Formation industrie. Disponível em;  
<http://197.14.51.10:81/pmb/COURS%20ET%20TUTORIAL/Chimie/pretochimie/D5-7.pdf> Acesso 10 de janeiro de 2015.

WINCK, J. C. J. **Avaliação dos Danos por Fluência no Superaquecedor da Caldeira de CO da REFAP S/A Segundo API STD 530.** Porto alegre: UFRGS, 2009, 66 p. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas,

Metalúrgica e de materiais – PPGEM, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

LABTESTE. Disponível em: [http://www.labteste.com.br/analises\\_metalograficas.asp](http://www.labteste.com.br/analises_metalograficas.asp) acessado em 10 de janeiro de 2015.

LOGAN, E. J. **Handbook Turbomachinery**. 2ª ed. USA. 2003, 900 p.

LORA, E.E; NASCIMENTO, M. A.R. **Geração Termoelétrica Planejamento, Projeto e Operação vol. 1**. Ed. Interciência, 2004, 631 p.

MACINTYRE, A. J. **Equipamentos Industriais e de processo**. 1ª ed.: Rio de Janeiro: LTC – livros técnicos e científicos Editora S.A, 1997, 278 p.

MEHER-HOMJI, C. **Gas Turbine Blade Failures-Causes, Avoidance, and Troubleshooting**. Proceedings of the 27th Turbomachinery Symposium, Houston, Texas, 2008.

MĚŠTĀNEKA, P. **Low cycle fatigue analysis of a last stage steam turbine blade**. Faculty of Applied Sciences, University of West Bohemia in Pilsen, Univerzita 22, 306 14 Plzeň, Czech Republic, 2008.

MICROCONCEPTS. Disponível em: <http://www.microconcepts.co.uk> Acesso em 22 de janeiro de 2015.

MISEK, T.; Kubín, Z. **Static and Dynamic Analysis of 1 220 mm Steel Last Stage Blade for Steam Turbine**. Applied and Computational Mechanics, pág. 133–140. novembro 2008.

MORAIS, W. A. **Fadiga nos Aços Estruturais**. Revista do Aço, Praia Grande, São Paulo, 2014.

MORAIS, W. A. **A Análise de Falhas: Parte 3 Morfologias das Fraturas por Mecanismos Degradativos.** Revista do Aço, Praia Grande, São Paulo, 2015.

OLIVEIRA, A. R. **Determinação de Vida Residual Através de Análise Metalográfica em Tubos de A-312 TP 304H Sujeitos ao Mecanismo de Fluência.** Florianópolis, 2006, 135 p. Dissertação - PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, Florianópolis, 2006.

OÑATE, E. **Avances en el Particle Finite Element Method (PFEM) para Problems Multidisciplinares em Ingeniería.** Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=R82NXvXC6eo> acessado em 12 março de 2015.

PIERSOL, A. G.; PAEZ, T. L. **Harris' Shock and Vibration Handbook.** 6ª ed. USA: MCGRAW-HILL, 2010, 1178 p.

PORTAL ACTION. **DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL.** Disponível em: <http://www.portalaction.com.br/confiabilidade/412-distribuicao-de-weibull>. Acessado em 10 de outubro de 2015.

PULIDO, J.; **Life Data Analysis Using the Competing Failure Modes Technique.** 2015 Reliability and Maintainability Symposium, January, 2015.

RAHMANI, A. **Modal Analysis of a First Stage Blade in Alstom Gas Turbine and Comparison with Experimental.** Results Department of Engineering, Ajabshir Branch, Islamic Azad University, Ajabshir, Iran. World of Sciences Journal; 2013. Disponível em: [http://engineerspress.com/pdf/WSJ/2013-03/a5%20\\_WSJ-131305\\_.pdf](http://engineerspress.com/pdf/WSJ/2013-03/a5%20_WSJ-131305_.pdf) acessado em 10 março de 2015.

RAO, SINGIRESU. **Vibrações Mecânicas**. 4ª ed. SP: Pearson Education Brasil, 2009, 420 p.

RAO, R. A. **In-Situ and Non-Intrusive Measurement Technique for Detection of Turbine Blade Vibrations**. Reactor Engineering Division-Bhabha Atomic Research Centre, 2005.

ROTHBART, H. A. T.; BROWN, H. J. **Mechanical Design Handbook - Measurement, Analysis, and Control of Dynamic Systems**. 2ª ed. USA: McGRAW-HILL, 2006, 1178 p.

SATYANARAYANA, P. **Parametric modeling and dynamic characterization for static strength of steam turbine moving blades**. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, v. 2. julho de 2013.

SINGH, M. P.; LUCAS, G. M. **Blade Design and Analysis for Steam Turbines**. 1ª ed. New York: MacGraw Hill, 2011, 213 p.

SINGH, ONKAR. **Applied Thermodynamics**. 3ª ed. Kanpur, India, New Age, 2009, 966 p.

SHLYAKHIN, P. **Steam Turbines - Theory and Design**. Moscow: Peace Publishers, 1974, 238 p.

STUCH, Z. **Steam Turbine Blade Design**. Twelfth Annual Freshman Conference. April 2012.

TENLINKS. Disponível em: <http://www.tenlinks.com> Acesso em 20 de janeiro de 2015.

TURTON, R.K. **Principles of Turbomachinery**. 2<sup>a</sup> ed. UK: CHAPMAN & HALL, 1995, 276 p.

UDOMPHOL, T. **Class Note**. SURANAREE UNIVERSITY OF TECHNOLOG. 2007, 250 p.

UNICAMP. **Ciclos de Potência a Vapor – Ciclo de Rankine**. Disponível em: [http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula\\_em524\\_pdf/aula-16.pdf](http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula_em524_pdf/aula-16.pdf)  
Acessado em 10 de março. 2015.

UNIVERSITY OF ALBERTA. Disponível em: <http://www.mece.ualberta.ca/~wmoussa/lab/research.htm> Acesso em 15 de dezembro de 2014

**APÊNDICE 1**  
**DETERMINAÇÃO DAS**  
**FREQUÊNCIAS NATURAIS**

## APÊNDICE 1 - DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

### 1. Determinação das frequências naturais

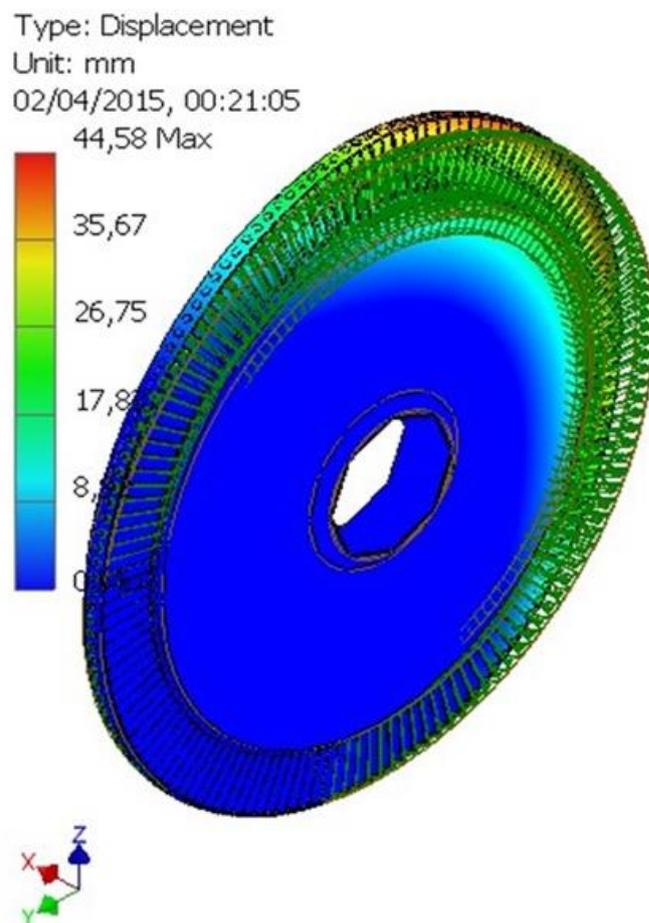
Para a roda com as palhetas determinou-se 61 frequências naturais através software Autodesk Inventor® pelo métodos de elementos finitos (*FEA*), para encontrar os respectivos modos de vibração, recomenda-se determinar o número de modos de vibração para metade do número de palhetas, para o caso, são 140 palhetas no aro, assim o número a ser determinado são 70 modos de vibração, logo, 70 frequências naturais, porém se verificou que 61 foram suficientes, devido a amplitude das frequências alcançadas já estarem em patamares elevados.

Na Tabela AP-1.01 é possível verificar as frequências naturais da roda com palhetas FNR, para 61 modos de vibração.

Tabela AP-1.01 - Frequências Naturais da Roda com Palhetas (Hz).

<b>FNR-1</b>	674	<b>FNR-16</b>	1792	<b>FNR-31</b>	2353	<b>FNR-46</b>	3526
<b>FNR-2</b>	683	<b>FNR-17</b>	1805	<b>FNR-32</b>	2568	<b>FNR-47</b>	3539
<b>FNR-3</b>	694	<b>FNR-18</b>	1850	<b>FNR-33</b>	2608	<b>FNR-48</b>	3701
<b>FNR-4</b>	808	<b>FNR-19</b>	1923	<b>FNR-34</b>	2712	<b>FNR-49</b>	3721
<b>FNR-5</b>	809	<b>FNR-20</b>	1928	<b>FNR-35</b>	2730	<b>FNR-50</b>	3859
<b>FNR-6</b>	1154	<b>FNR-21</b>	1954	<b>FNR-36</b>	2843	<b>FNR-51</b>	3905
<b>FNR-7</b>	1164	<b>FNR-22</b>	1984	<b>FNR-37</b>	2858	<b>FNR-52</b>	4137
<b>FNR-8</b>	1323	<b>FNR-23</b>	1984	<b>FNR-38</b>	2886	<b>FNR-53</b>	4234
<b>FNR-9</b>	1450	<b>FNR-24</b>	2073	<b>FNR-39</b>	2895	<b>FNR-54</b>	4261
<b>FNR-10</b>	1453	<b>FNR-25</b>	2101	<b>FNR-40</b>	3001	<b>FNR-55</b>	4270
<b>FNR-11</b>	1626	<b>FNR-26</b>	2128	<b>FNR-41</b>	3011	<b>FNR-56</b>	4314
<b>FNR-12</b>	1634	<b>FNR-27</b>	2165	<b>FNR-42</b>	3181	<b>FNR-57</b>	4373
<b>FNR-13</b>	1729	<b>FNR-28</b>	2186	<b>FNR-43</b>	3200	<b>FNR-58</b>	4374
<b>FNR-14</b>	1748	<b>FNR-29</b>	2295	<b>FNR-44</b>	3503	<b>FNR-59</b>	4499
<b>FNR-15</b>	1756	<b>FNR-30</b>	2324	<b>FNR-45</b>	3522	<b>FNR-60</b>	4514
						<b>FNR-61</b>	4584

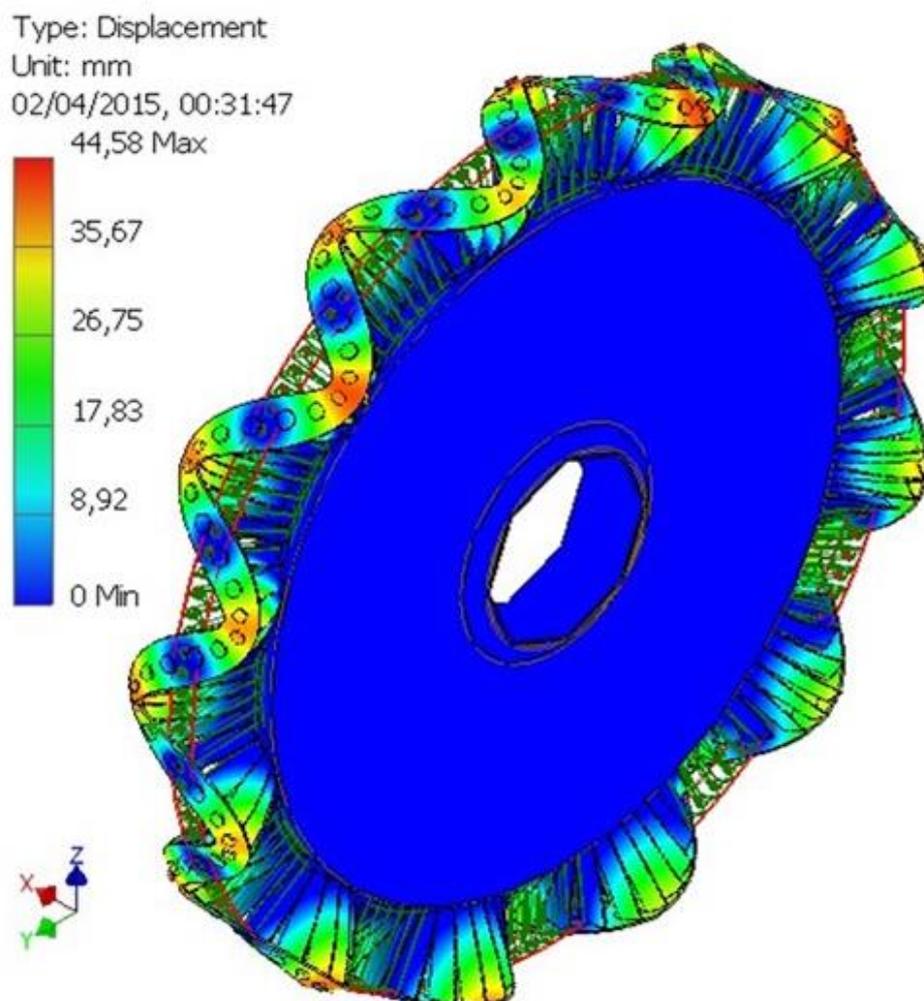
Devido ao grande número de modos de vibração e suas respectivas frequências naturais, não é possível inserir todas neste capítulo, porém, como exemplo seguem as Figuras AP-1.01 e AP-1.02 onde é possível verificar o modo de vibração se suas respectivas frequências naturais da roda completa. Os dados da Tabela AP-1.01 serão aplicados para elaboração dos diagramas de Campbell Figura 63 e no digrama SAFE Figura 64, para verificar possíveis ressonâncias com a rotação da turbina seus respectivos harmônicos.



**Figura AP-1.01 – Frequência natural da roda FNR -1 – 674 Hz e modo de vibração 1.**

Na Figura AP-1.01 é apresentada a terceira roda da turbina vibrando na sua primeira frequência natural, na Figura AP-1.02 verifica-se a roda vibrando em sua quadragésima frequência natural, os deslocamentos apresentados e a forma como podem ser observados nas figuras são seus respectivos modos de vibração. Estas

figuras tem a função de exemplificar de forma visual seus modos de vibração, forma escolhidas de forma aleatória e suas frequências estão contidas na Tabela AP-1.01.



**Figura AP-1.02 – Frequência natural da roda FNR - 42 – 674 Hz e modo de vibração 42.**

De forma análoga na Tabela AP-1.02 encontrou-se as frequências naturais da palheta que serão aplicados para elaboração dos diagramas de Campbell e SAFE, na Figura AP-1.03 encontra-se o modo de vibração 1 da palheta.

Tabela AP-1.02 - Frequências Naturais da Palheta FNP (Hz).

<b>FNP-1</b>	1430	<b>FNP-6</b>	12618	<b>FNP-11</b>	24314	<b>FNP-16</b>	30665
<b>FNP-2</b>	1513	<b>FNP-7</b>	16316	<b>FNP-12</b>	27941	<b>FNP-17</b>	32303
<b>FNP-3</b>	6700	<b>FNP-8</b>	16901	<b>FNP-13</b>	28923	<b>FNP-18</b>	34449
<b>FNP-4</b>	7140	<b>FNP-9</b>	20001	<b>FNP-14</b>	28991	<b>FNP-19</b>	35000
<b>FNP-5</b>	9762	<b>FNP-10</b>	23025	<b>FNP-15</b>	30581	<b>FNP-20</b>	37866

Type: Displacement  
Unit: mm  
01/04/2015, 20:36:27  
4,739 Max

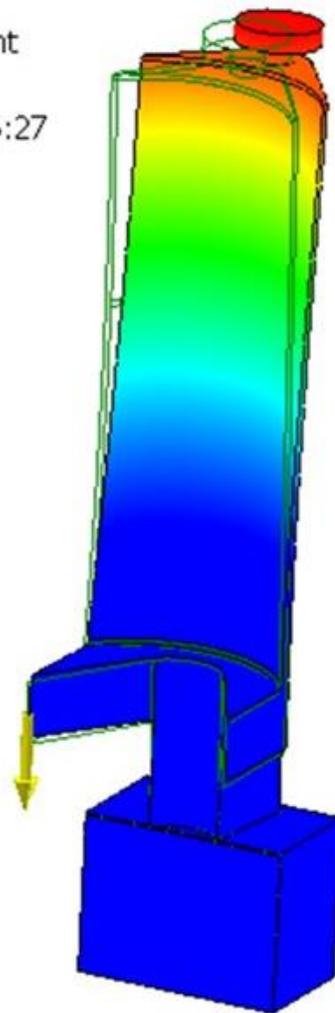
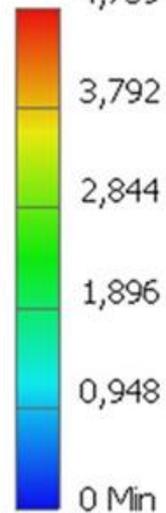


Figura AP-1.03 – Frequência natural da roda FNP -1 – 1430 Hz e modo de vibração 1.

# **APÊNDICE 2**

## **ESTIMATIVA DA VIDA DA PALHETA**

## APÊNDICE 2 - ESTIMATIVA DA VIDA DA PALHETA

### 1. ESTIMATIVA DA VIDA DA PALHETA

Para estimar a vida da palheta foram utilizadas as tensões encontradas por análise de elementos finitos, para condição normal de trabalho da palheta, ou seja, conjunto montado.

Para o cálculo do fator de segurança FS foram aplicados os seguintes critérios, o critério de *Goodman*, *Goodman* Modificado e o critério de *Soderberg*, em seguida efetua-se a previsão da vida para estes critérios.

A palheta trabalha 365 dias por ano, 24 horas por dia a 8900 rpm, assim, o número de ciclos ano da palheta é,  $C_p = 4677840000 = 4,68 \times 10^9$ .

#### **b) Critério de Goodman Modificado**

Neste critério de avaliação da vida, calcula-se o FS de Goodman modificado conforme Equação 67, para as condições de vazão de vapor de 8,33 kg/s, 5,33 kg/s e para suas respectivas pressões 0,4 MPa e 0,3 MPa, em duas condições de tensão limite de fadiga, nominal e corrigida, Tabela 14. Em seguida o FS é aplicado na Equação 82 para estimar a vida da palheta pelas Tabelas AP-2.01 a 05.

Tabela AP-2.01 – Fator de segurança de Goodman Modificado.

		Condição de vazão em massa (kg/s)		Condição Pressão na palheta 0,4 MPa para vapor m = 8,33 kg/s		Condição Pressão na palheta 0,3 MPa para vapor m = 5,33 kg/s	
		8,33	5,33	$\sigma_{max} = 484$	$\sigma_{max} = 480$		
Tensão de ruptura do material (MPa)	$\sigma_{ult}$	759	759	759	759		
Tensão de escoamento do material (MPa)	$\sigma_{escoamento} = \sigma_y$	586	586	586	586		
Tensão de fadiga do material (MPa)	$\sigma_{fadiga\ nominal}$	345	345	345	345		
Tensão de fadiga do material (corrigida raiz) (MPa)	$\sigma_{fadiga\ raiz}$	74	74	74	74		
Tensão máxima (Vapor + Centrífuga) atuante na palheta (MPa)	$\sigma_{max}$	493	465	484	480		
Tensão alternada (MPa)	$\sigma_a$	171	143	171	143		
Tensão de vibração (MPa)	$\sigma_{vib}$	17	17	17	17		
FS - (Tensão de fadiga nominal)	$FS_{G.Mod}$	31	33	32	32		
FS - (Tensão de fadiga corrigida)	$FS_{G.Mod}$	6,68	7,08	6,80	6,86		

Tabela AP-2.02 – Nf para vazão de 8,33 kg/s.

Estimativa da vida da palheta para condição de vazão em massa de vapor 8,33 kg/s		
Condição: FS - Goodman Modificado		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	171
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	31,24	6,68
$Nf^{12,5}$	6,50	5,97
$Nf\ ciclos$	1,44E+10	5,05E+09
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>3,08</b>	<b>1,08</b>

Tabela AP-2.03 – Nf para vazão de 5,33 kg/s.

Estimativa da vida da palheta para condição de vazão em massa de vapor 5,33 kg/s		
Condição: FS - Goodman Modificado		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-1/b}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	143
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	33,13	7,08
$Nf^{12,5}$	7,35	6,76
$Nf\ ciclos$	6,71E+10	2,36E+10
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>14,34</b>	<b>5,05</b>

Tabela AP-2.04 – Nf para pressão 0,3 MPa (5,33 kg/s).

Estimativa da vida da palheta para condição de pressão 0,3 MPa (5,33/kg/s)		
Condição: FS - Goodman Modificado e Tensão encontrada por FEA		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	143
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	32,09	6,86
$Nf^{12,5}$	7,34	6,73
$Nf\ ciclos$	6,65E+10	2,26E+10
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>14,22</b>	<b>4,83</b>

Tabela AP-2.05 – Nf para pressão 0,4 MPa (8,33 kg/s).

Estimativa da vida da palheta para condição de pressão 0,4 MPa (8,33)		
Condição: FS - Goodman Modificado e Tensão encontrada por FEA		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	171
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	31,82	6,80
$Nf^{12,5}$	6,50	5,99
$Nf\ ciclos$	1,45E+10	5,18E+09
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>3,09</b>	<b>1,11</b>

### c) Critério de Solderberg

Idem para o item (a), calcula-se o FS de *Solderberg* conforme Equação 64, para as condições de vazão de vapor de 8,33 kg/s, 5,33 kg/s e para suas respectivas pressões 0,4 MPa e 0,3 MPa, em duas condições de tensão limite de fadiga, nominal e corrigida, Tabela 7. Em seguida o FS é aplicado na Equação 82 para estimar a vida da palheta pelas Tabelas AP-2.06 a 10.

Tabela AP-2.06 – Fator de segurança de Soldeberg.

		Condição de vazão em massa (kg/s)		Condição Pressão na palheta 0,4 MPa para vapor m = 8,33 kg/s		Condição Pressão na palheta 0,3 MPa para vapor m = 5,33 kg/s	
		8,33	5,33	$\sigma_{max} = 484$	$\sigma_{max} = 480$		
Tensão de ruptura da material (MPa)	$\sigma_{ult}$	759	759	759	759		
Tensão de escoamento do material (MPa)	$\sigma_{escoamento} = \sigma_y$	586	586	586	586		
Tensão de fadiga do material (MPa)	$\sigma_{fadiga\ nominal}$	345	345	345	345		
Tensão de fadiga do material (corrigida raiz) (MPa)	$\sigma_{fadiga\ raiz}$	73,77	73,77	73,77	73,77		
Tensão alternada (MPa)	$\sigma_a$	171	143	171	143		
Tensão devido a força centrífuga (MPa)	$\sigma_{cen} = \sigma_m$	322	322	484	480		
FS - (Tensão de fadiga nominal)	<b>FS<sub>sol</sub></b>	3,67	4,39	2,44	2,95		
FS - (Tensão de fadiga corrigida)	<b>FS<sub>sol</sub></b>	0,79	0,94	0,52	0,63		

Tabela AP-2.07 – Nf para vazão de 8,33 kg/s.

Estimativa da vida da palheta para condição de vazão em massa de vapor 8,33 kg/s		
Condição: FS - Soldeberg		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	171
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	3,67	0,79
$Nf^{12,5}$	5,43	0,99
$Nf\ ciclos$	1,53E+09	8,28E-01
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>0,33</b>	<b>0,00</b>

Tabela AP-2.08 – Nf para vazão de 5,33 kg/s.

Estimativa da vida da palheta para condição de vazão em massa de vapor 5,33 kg/s		
Condição: FS - Soldeberg		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	143
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	4,39	0,94
$Nf^{12,5}$	6,30	1,85
$Nf\ ciclos$	9,79E+09	2,25E+03
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>2,09</b>	<b>0,00</b>

Tabela AP-2.09 – Nf para pressão 0,4 MPa (8,33 kg/s).

Estimativa da vida da palheta para condição de pressão 0,4 MPa (8,33)		
Condição: FS - Soldeberg e Tensão encontrada por FEA		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-1/b}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	171
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	2,44	0,52
$Nf^{12,5}$	4,82	-1,86
$Nf\ ciclos$	3,47E+08	#NÚM!
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>0,07</b>	<b>#NÚM!</b>

Tabela AP-2.10 – Nf para pressão 0,3 MPa (5,33 kg/s).

Estimativa da vida da palheta para condição de pressão 0,3 MPa (5,33/kg/s)		
Condição: FS - Soldeberg e Tensão encontrada por FEA		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-1/b}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	143
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	2,95	0,63
$Nf^{12,5}$	5,71	-0,92
$Nf\ ciclos$	2,84E+09	#NÚM!
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>0,61</b>	<b>#NÚM!</b>

#### d) Goodman

De forma análoga aos itens a e b, calcula-se o FS de *Godman* conforme Equação 65, para as condições de vazão de vapor de 8,33 kg/s, 5,33 kg/s e para suas respectivas pressões 0,4 MPa e 0,3 MPa, em duas condições de tensão limite de fadiga, nominal e corrigida, Tabela 11. Em seguida o FS é aplicado na Equação 82 para estimar a vida da palheta pelas Tabelas AP-2.11 a 15.

Tabela AP-2.11 – Fator de segurança de Goodman.

		Condição de vazão em massa (kg/s)		Condição Pressão na palheta 0,4 MPa para vapor m = 8,33 kg/s	Condição Pressão na palheta 0,3 MPa para vapor m = 5,33 kg/s
		8,33	5,33	$\sigma_{\max} = 484$	$\sigma_{\max} = 480$
Tensão de ruptura da material (MPa)	$\sigma_{ult}$	759	759	759	759
Tensão de escoamento do material (MPa)	$\sigma_{escoamento} = \sigma_y$	586	586	586	586
Tensão de fadiga do material (MPa)	$\sigma_{fadiga\ nominal}$	345	345	345	345
Tensão de fadiga do material (corrigida raiz) (MPa)	$\sigma_{fadiga\ raiz}$	73,77	73,77	73,77	73,77
Tensão alternada (MPa)	$\sigma_a$	171	143	171	143
Tensão devido a força centrífuga (MPa)	$\sigma_{cen} = \sigma_m$	322	322	484	480
FS - (Tensão de fadiga nominal)	$FS_{God}$	4,76	5,69	3,16	3,81
FS - (Tensão de fadiga corrigida)	$FS_{God}$	1,02	1,22	0,68	0,82

Tabela AP-2.12 – Nf para vazão de 8,33 kg/s.

Estimativa da vida da palheta para condição de vazão em massa de vapor 8,33 kg/s		
Condição: FS - Goodman		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	171
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	4,76	1,02
$Nf^{12,5}$	5,71	2,27
$Nf\ ciclos$	2,84E+09	2,88E+04
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>0,61</b>	<b>0,00</b>

Tabela AP-2.13 – Nf para vazão de 5,33 kg/s.

Estimativa da vida da palheta para condição de vazão em massa de vapor 5,33 kg/s		
Condição: FS - Goodman		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-\frac{1}{b}}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	143
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	5,69	1,22
$Nf^{12,5}$	6,57	3,14
$Nf\ ciclos$	1,67E+10	1,65E+06
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>3,57</b>	<b>0,00</b>

Tabela AP-2.14 – Nf para pressão 0,4 MPa (8,33 kg/s).

Estimativa da vida da palheta para condição de pressão 0,4 MPa (8,33)		
Condição: FS - Goodman e Tensão encontrada por FEA		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-1/b}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	171
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	3,16	0,68
$Nf^{12,5}$	5,24	0,08
$Nf\ ciclos$	9,71E+08	1,34E-14
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>0,21</b>	<b>0,00</b>

Tabela AP-2.15 – Nf para pressão 0,3 MPa (5,33 kg/s).

Estimativa da vida da palheta para condição de pressão 0,3 MPa (5,33/kg/s)		
Condição: FS - Goodman e Tensão encontrada por FEA		
$N_f = \left\{ \frac{\left[ \sigma_{ult} - \sigma_{ult} \left( \frac{1}{FS} - \frac{\sigma_a}{\sigma_{e(fadiga)}} \right) \right]^{-1/b}}{\sigma_a} \right\}$	$\sigma_a$	143
	$\sigma_e = \sigma_{fadiga\ nominal}$	345
	$\sigma_{ult}$	759
	$Cp = Ciclos\ por\ ano$	4,68E+09
	$b$	-0,08
	$-1/b$	12,50
	<b>FS - (Tensão de fadiga nominal)</b>	<b>FS - (Tensão de fadiga corrigida)</b>
FS	3,81	0,82
$Nf^{12,5}$	6,12	1,00
$Nf\ ciclos$	6,78E+09	1,01E+00
<b><math>Nf\ anos</math></b>	<b>1,45</b>	<b>0,00</b>

# **APÊNDICE 3**

## **WEIBULL**

### APÊNDICE 3 - WEIBULL

Os gráficos de probabilidade de *Weibull* bi-paramétrica e de probabilidade acumulada de falha estão mostrados abaixo (para as probabilidades de *Johnson* e *Bernard*). Estes gráficos foram gerados a partir de uma análise feita no Mini-tab.

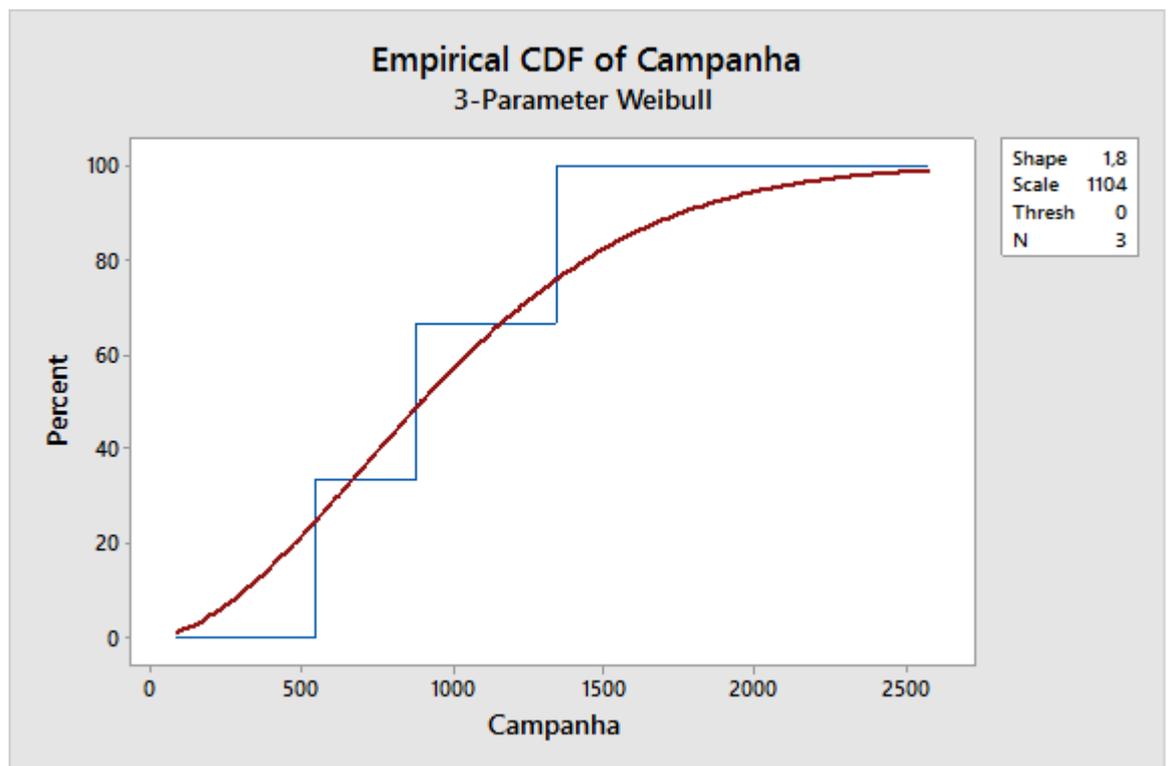


Figura AP-3.01 – Gráfico Johnson X Bernard F.D.P 3p.

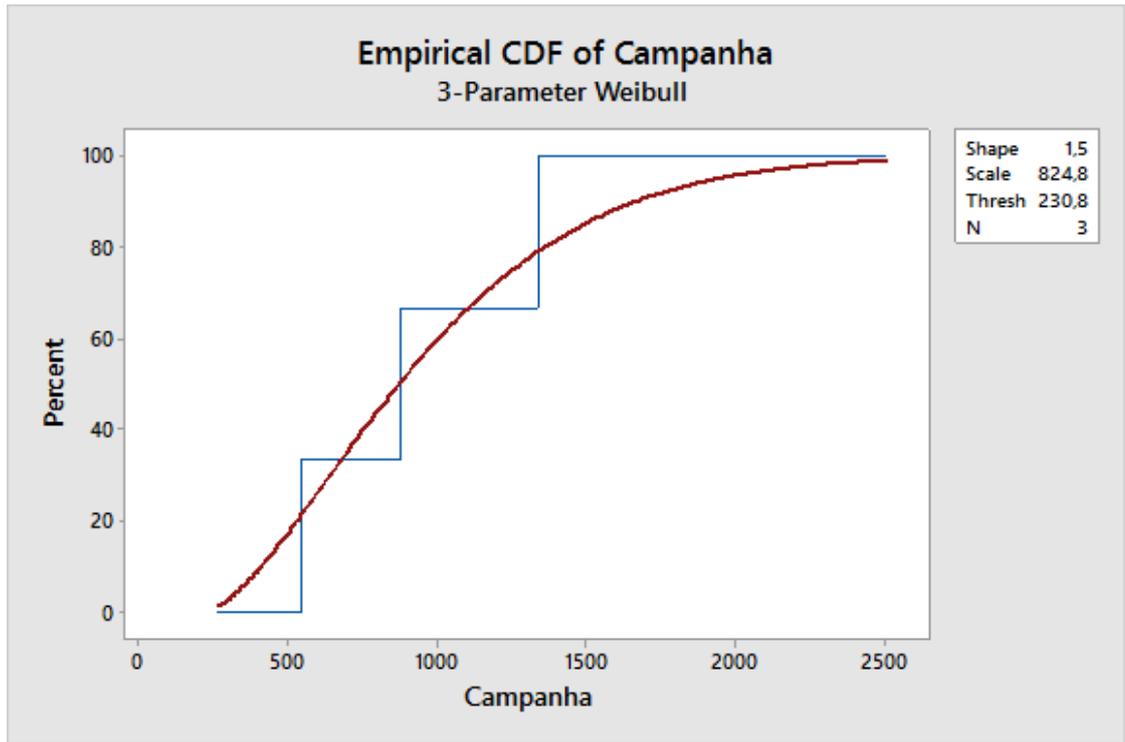


Figura AP-3.02 – Gráfico Johnson X Bernard

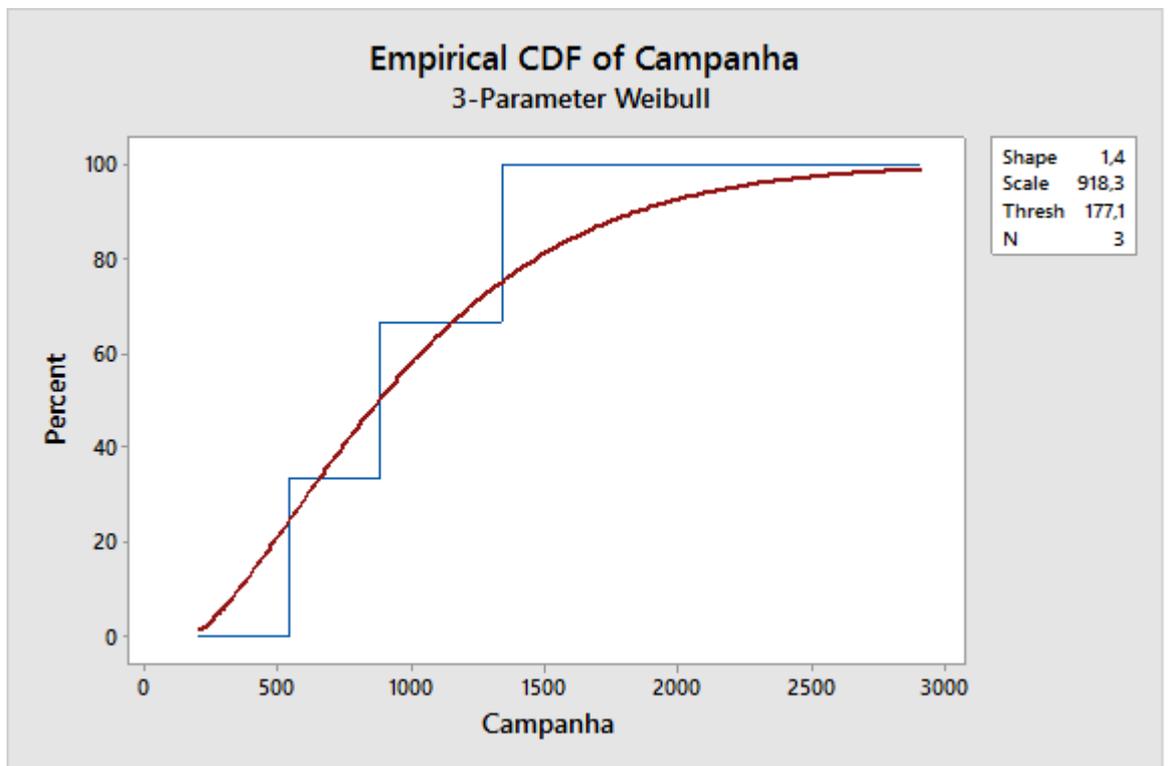


Figura AP-3.03 – Gráfico Johnson X Bernard

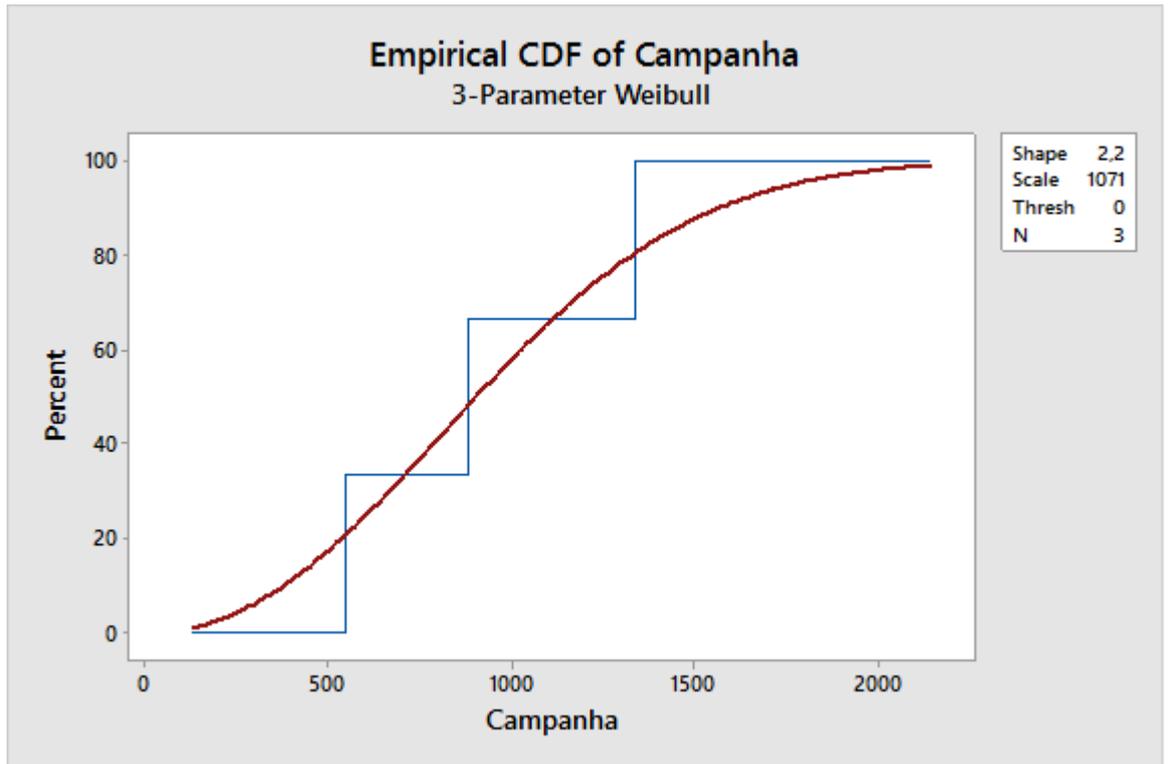


Figura AP-3.04 – Gráfico Johnson X Bernard

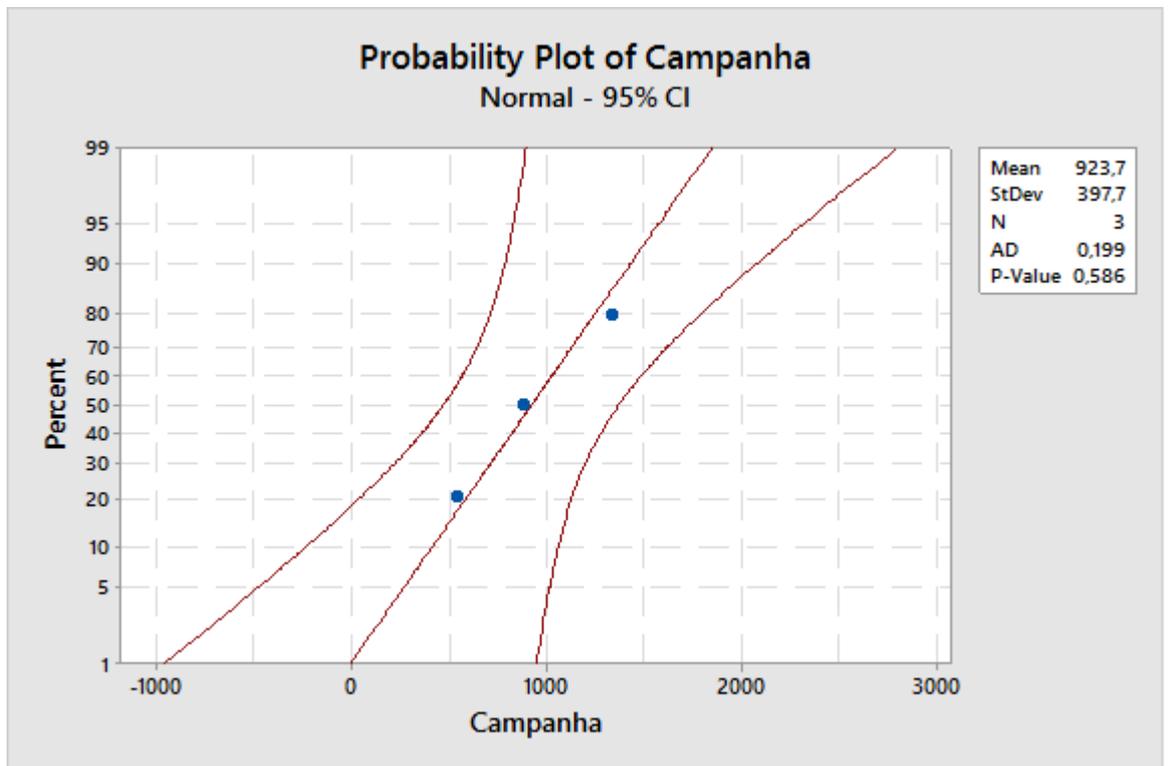


Figura AP-3.05 – Gráfico Johnson X Bernard

**APÊNDICE 4**  
**IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL DA**  
**PALHETA**

## APÊNDICE 4 - IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL DA PALHETA

### 1. IDENTIFICAÇÃO DO MATERIAL DA PALHETA

Considerando as características de operação; faixa de temperatura e aplicação, com base nestas informações o material mais indicado é o AISI 403 que é o material típico para esta aplicação. Sendo assim, foi realizada uma análise metalográfica da palheta para identificar a microestrutura do material e também foi verificada a dureza do material. Na Figura AP-4.01 é possível verificar uma estrutura martensítica que serviu como modelo para comparação com o padrão do material encontrado na palheta. O material que se esperava encontrar é um AISI 403 com dureza entre 207 e 248 *Brinell*, que é o material tipicamente empregado levando em conta as características operacionais da turbina.

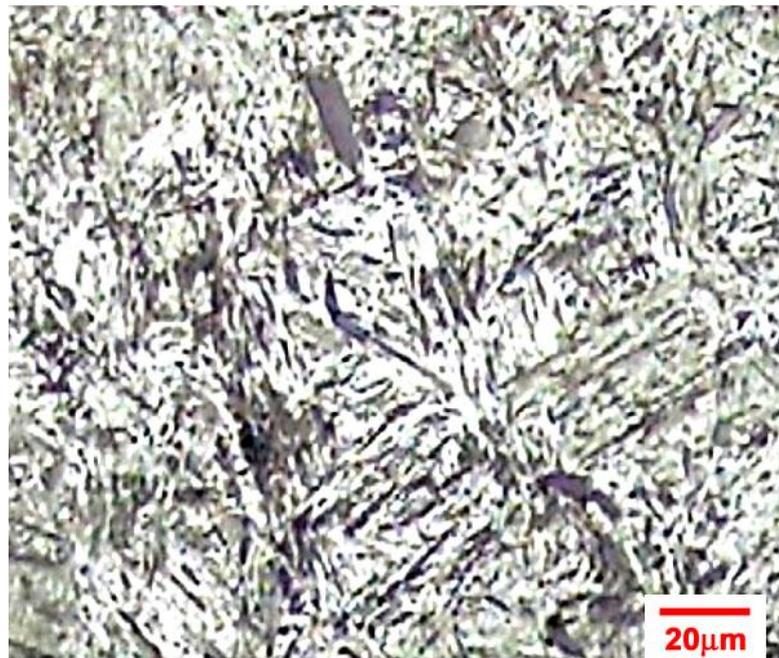
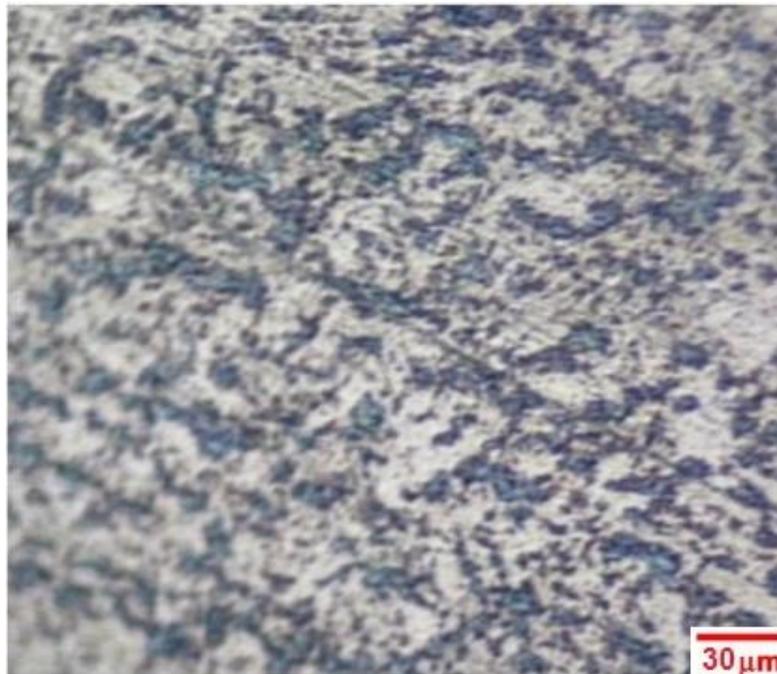


Figura AP-4.01 – Referência de microestrutura martensítica.

Fonte: Labteste



**Figura AP-4.02 – Microestrutura encontrada no material da palheta, no sentido longitudinal, (400x).**



**Figura AP04.03 – Microestrutura encontrada no material da palheta, no sentido transversal, sentido do comprimento da palheta (400x).**

Quando se compara as microestruturas encontradas no sentido transversal Figura AP-4.03 e longitudinal Figura AP-4.02, verifica-se uma diferença entre o sentido e tamanho de grão. Na Figura AP-4.01 os grãos apresentam um tamanho menor e mais alongado do que na Figura AP-4.02, que apresenta um tamanho de grão maior e mais achatado, isto provavelmente se deve ao sentido da usinagem do material, isto para a construção de uma palheta é a condição adequada.

Ao comparar as Figuras AP-4.02 e AP-4.03, microestrutura encontrada na palheta, com o modelo de martensita da Figura 68, é possível concluir que a microestrutura encontra é martensítica.

A dureza encontrada na palheta foi de 180 *Brinell* abaixo do recomendado para esta aplicação, que segundo Sing e Lucas (2011) deveria estar entre 207 e 248 *Brinell*.

**ANEXO 01**  
**CONCEITOS DE VIBRAÇÕES**  
**MECÂNICAS**

## ANEXO 01 - CONCEITOS DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS

### 1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Em um primeiro momento é importante padronizar alguns conceitos dispostos nas diversas literaturas relevantes à área de análise de vibrações.

Segundo os comitês técnicos da *International Standards Organization (ISO)*, *International Electrotechnical Commission (IEC)*, *American National Standards Institute (ANSI)* e com *Standards Secretaria, Acoustical Society of America* (Harri's, 2010).

- **Vibração** é a oscilação, baseada em um referencial e normalmente ao longo do tempo, de um parâmetro (posição, velocidade e aceleração) que define um sistema mecânico.
- **Vibração livre** é aquela que ocorre após a remoção de uma fonte de excitação ou de uma restrição à sua ocorrência.
- **Frequência natural** é a frequência da vibração livre do sistema, para os sistemas com múltiplos graus de liberdade as frequências naturais são as frequências dos modos normais de vibração, que ocorrem com o corpo desacoplado.
- **O modo de vibração** é uma característica padrão assumida pelo sistema no qual o movimento de cada partícula é harmônico, simples e de mesma frequência. Dois ou mais modos de vibração podem existir simultaneamente em sistemas com múltiplos graus de liberdade.

- **Vibração forçada** ou oscilação forçada é quando a resposta de um sistema é imposta pela excitação. Se a excitação é periódica e contínua, a oscilação é estável.
- **Amortecimento** é a dissipação de energia mecânica com o tempo ou com a distância.
- **Excitação** é uma força externa submetida a um sistema que provoca algum tipo de reação vibracional.
- **Fase** de uma quantidade periódica é a parte fracionária de um período através do qual a variável independente avançou, medido a partir de uma referência arbitrária.
- **Rotação crítica** é quando a relação da frequência de rotação e frequência natural é igual a unidade, ou seja, uma condição de ressonância.
- **Movimento periódico** é caracterizado quando a posição, velocidade e aceleração de um corpo móvel se repetem em intervalos de tempo iguais.
- **Ressonância** de um sistema de vibração forçada ocorre quando qualquer mudança na frequência de excitação, em relação à frequência de ressonância, provoca uma diminuição na resposta do sistema, mesmo que esta mudança de frequência seja pequena.

Sistemas vibratórios compreendem meios para armazenar energia potencial, como uma mola, meios para o armazenamento de energia cinética, pela inércia de uma massa, e os meios nos quais a energia é gradualmente dissipada, como em um amortecedor (ADAMS, 2000; PIERSOL, 2010).

A vibração de um sistema envolve a transferência de energia alternada entre as suas formas, potencial e cinética. Em um sistema amortecido, parte da energia é dissipada em cada ciclo de vibração e deve ser substituída a partir de uma fonte externa, caso contrário a vibração será encerrada.

Uma única estrutura física pode receber e armazenar energia cinética e potencial, e também pode dissipar energia. Como a conjunção destas características (mola, massa e amortecedor) compõem a característica do tipo de vibração que ocorre em sistemas reais, daí são empregados modelos compostos por molas, massas, e amortecedores ideais, para ajudar na compreensão dos sistemas reais.

Desta forma, para os movimentos de translação, os deslocamentos são definidos como distâncias lineares. Nos movimentos de rotação, os deslocamentos são definidos como movimentos angulares (GENTA, 2005; PIERSOL, 2010).

## **2 SISTEMAS COM UM GRAU DE LIBERDADE SEM AMORTECIMENTO.**

Grau de liberdade é o número mínimo de coordenadas independentes requeridas para determinar completamente as posições de todas as partes de um sistema em qualquer instante (RAO, 2008). Uma condição com apenas um grau de liberdade pode ser representado pelo sistema massa-mola ilustrado na Figura A-1.01, no qual a massa  $m$  que está fixa a um ponto pela mola  $k$  e desloca-se apenas na direção do eixo  $x-x$ .

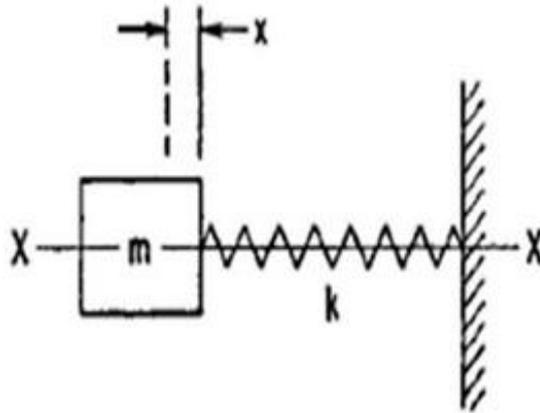


Figura A-1.01 – Sistema com um grau de liberdade sem amortecimento.

Fonte: Piersol (2010 p. 46)

Ainda considerando a Figura A-1.01, se for aplicada uma força na massa  $m$  de forma que o sistema saia do equilíbrio, e admitindo que não há forças externas agindo, o sistema irá vibrar permanentemente. Esta vibração é conhecida como vibração livre e ocorre após a retirada de uma excitação ou restrição.

O sistema da Figura A-1.01 é conhecido como sistema com um grau de liberdade sem amortecimento, e pode ser descrito matematicamente por:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (1)$$

Em que  $m\ddot{x}$ , é a força exercida pela massa  $m$  sobre a mola e  $kx$  é força resistente da mola no sentido oposto da força, o 0 é o indicador da posição de equilíbrio, segundo *Newton* (PIERSOL et al., 2010). A solução da Equação 1 é dada por:

$$x = A \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t \quad (2)$$

Na qual,  $\sqrt{\frac{k}{m}}$  é a frequência natural angular, dada por;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \text{ em rad./seg.} \quad (3)$$

Para uma oscilação senoidal de uma massa, que se repete continuamente, o intervalo de tempo para um ciclo completo é chamado de período, que é dado por;

$$T = \frac{2\pi}{\omega_n}, \text{ em (s)} \quad (4)$$

Também é sabido que o inverso do período  $T$  é a frequência natural, assim, temos, aplicável no sistema da Figura A-1.01;

$$f_n = \frac{1}{T} = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{Wg}} \quad (5)$$

Sendo;

$Wg$  - Peso do corpo rígido [kg]

$f_n$  - Frequência natural [Hz]

$T$  - Período [s]

### 3 VIBRAÇÃO FORÇADA COM AMORTECIMENTO VISCOSO.

Evoluindo o sistema da Figura A-1.01 para o da Figura A-1.02, obtêm-se um sistema com um grau de liberdade com amortecimento viscoso e vibração forçada.

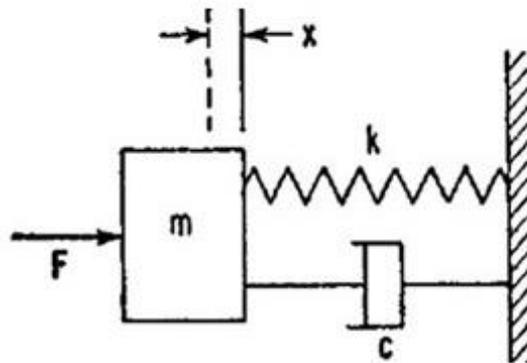


Figura A-1.02 – Vibração forçada com amortecimento viscoso.

Fonte: Piersol (2010 p. 46)

O sistema da Figura A-1.02 pode ser representado pela equação:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (6)$$

E a força  $F$  aplicada na massa  $m$  é dada por;

$$F = F_0 \sin \omega t \quad (7)$$

Em que,

$C$  - coeficiente de amortecimento

$\omega$  - é a frequência angular da força [rad./seg].

$F$  - é a força aplicada na massa em [kg]

$t$  - é o tempo em segundos [s]

$x; \dot{x}; \ddot{x}$  São respectivamente, deslocamento, velocidade (“’” primeira

derivada), aceleração (“’’” segunda derivada)

O sistema da Figura A-1.02 representa uma analogia de um sistema encontrado uma máquina real, que será composta de massa  $m$ , amortecimento  $c$  e rigidez  $k$ . Estes parâmetros são definidos por sua estrutura e pela força aplicada à

massa, essa última que representa uma das forças principais de excitação do sistema, considerando, por exemplo sua rotação (PIERSOL et al., 2010).

Na Figura A-1.03 é possível verificar um exemplo de sistema com múltiplos graus de liberdade, que é a condição que exemplifica o comportamento vibratório de uma máquina real. O caso apresentado na Figura A-1.03 possui 8 graus de liberdade, como indicado na Figura (ADAMS, 2000; GENTA, 2005).

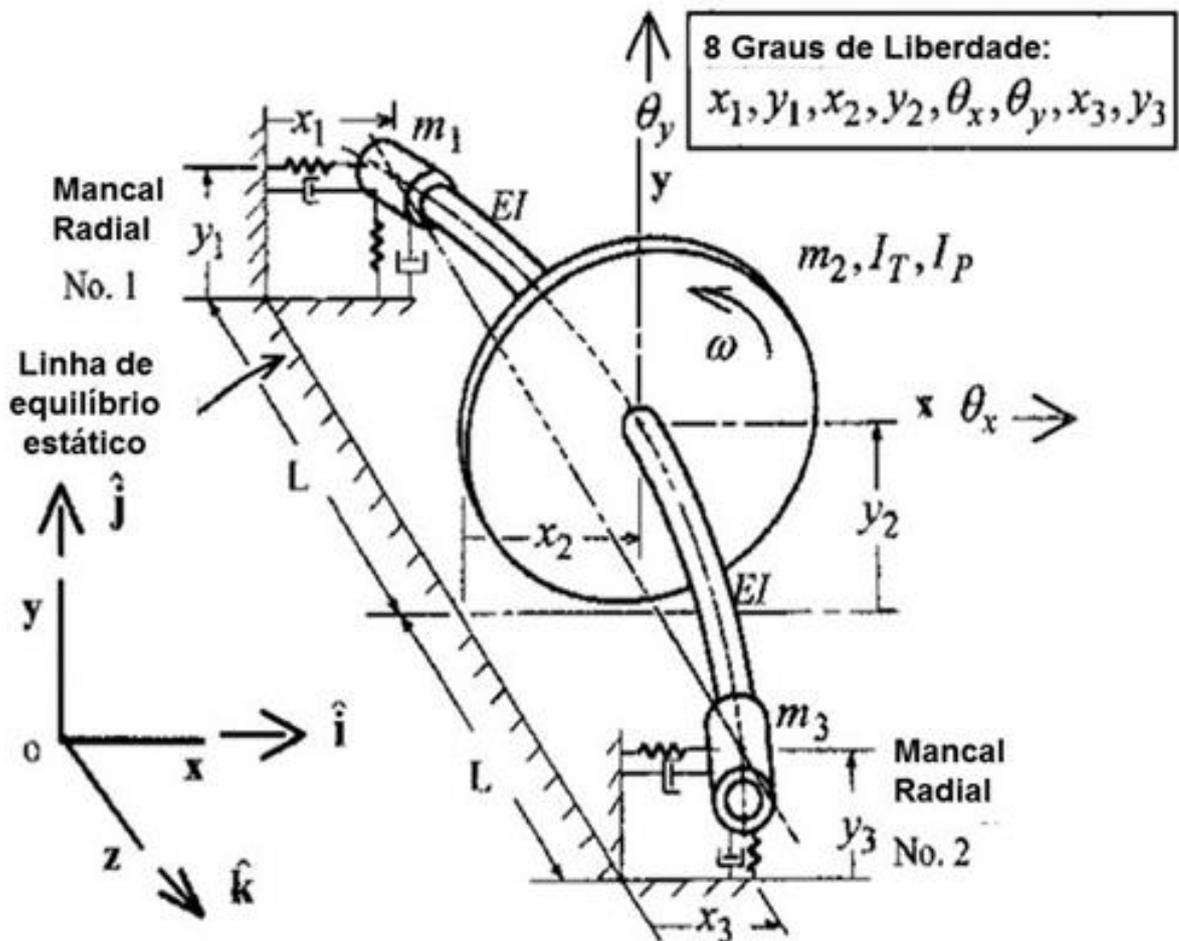


Figura A-1.03 – Sistema com vários graus de liberdade.

Fonte: ROTHBART E BROWN (2006 p. 56)

#### **4 FREQUÊNCIA NATURAL, VIBRAÇÃO FORÇADA, RESSONÂNCIA, MODOS DE VIBRAÇÃO E AMORTECIMENTO**

A frequência natural é inerente aos sistemas, quando uma estrutura é excitada em sua frequência natural, ou seja, entra em ressonância, ela reage de acordo com seus modos de vibração. A Figura A-1.04 ilustra esta condição, que leva à ocorrência de grandes vibrações, traduzidas em deslocamentos que podem superar os limites estruturais o que levaria à destruição de uma estrutura ou máquina.

Para uma compreensão dos modos de vibração toma-se como exemplo as situações ilustradas na Figura A-1.04. Do lado esquerdo da figura verifica-se a representação das formas de excitação nas extremidades de um eixo e do lado direito seu respectivo modo de vibração. Para que ocorra o primeiro modo de vibração o eixo deve ser excitado em sua primeira frequência natural ( $\omega_n$ ), caso o sistema não tenha flexibilidade para absorver as deformações provocadas o eixo será fletido e poderá se romper. O mesmo ocorre de forma similar com os demais modos de vibração, em função de suas respectivas frequências naturais (ADAMS, 2000; BOYCE, 2006).

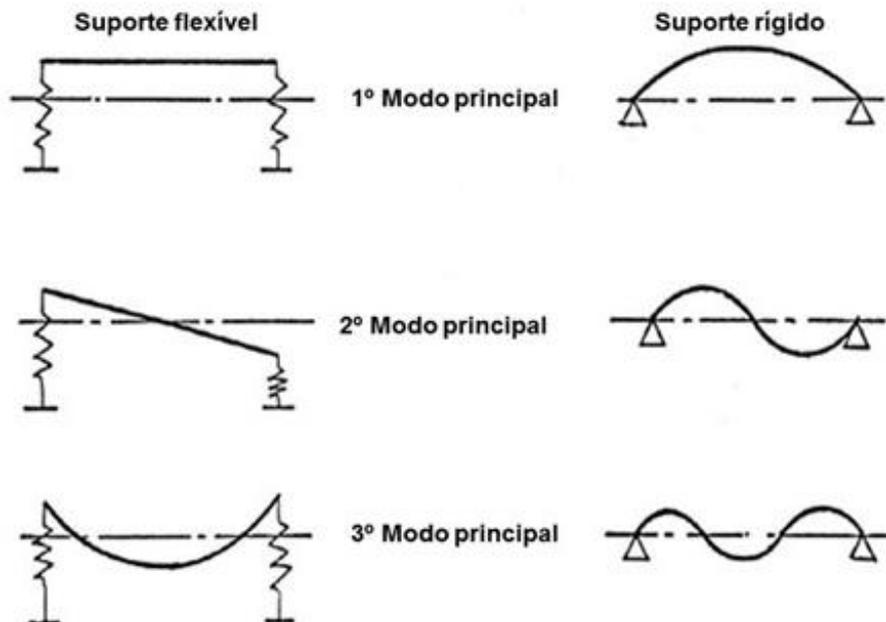


Figura A-1.04 – Exemplos de modos de vibração.

Fonte: Boyce (2006 p. 624)

Em um eixo como na Figura A-1.04, o primeiro modo de vibração estaria em fase e o segundo modo fora de fase, ou seja, dois pontos do mesmo eixo vibrariam em direções opostas.

Com relação a posição, uma estrutura pode vibrar em fase ou fora de fase, como ilustrado na Figura A-1.05. Neste caso, a fase é a posição de uma partícula em relação a um referencial em um determinado instante. No gráfico da Figura A-1.05, têm-se dois pontos ou duas formas de onda no tempo: uma está defasada em relação a outra em  $270^\circ$ . Se o ângulo entre eles fosse  $0^\circ$  os pontos estariam em fase.

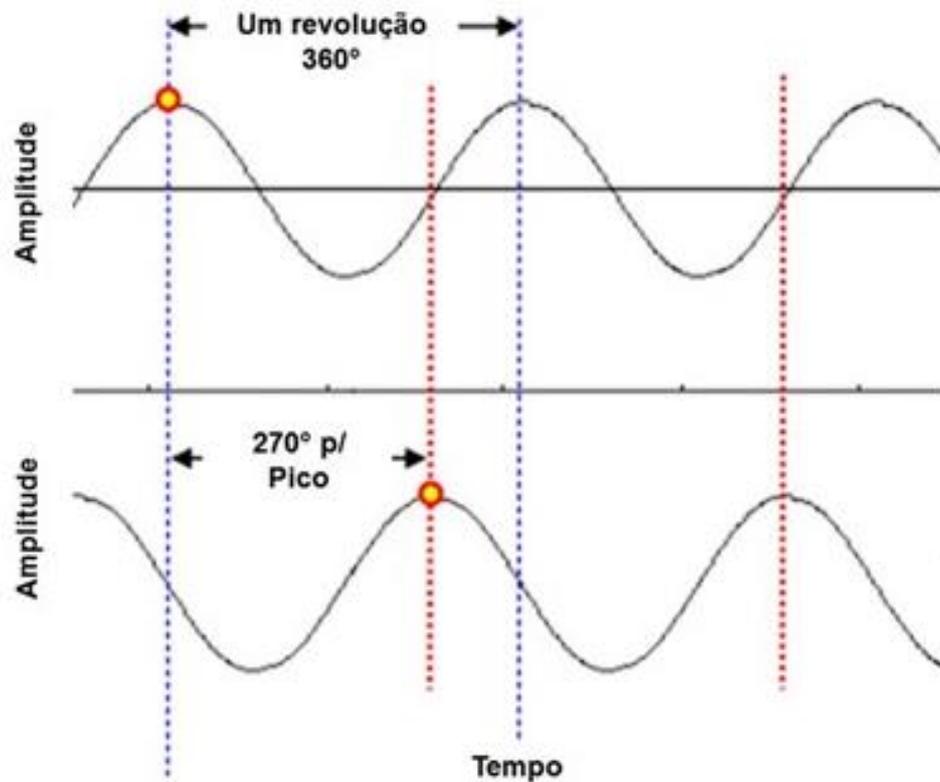


Figura A-1.05 – Ângulo de Fase.

Fonte: NORIA (2015)

O que se procura evitar em um projeto de máquina é a ocorrência de ressonâncias, daí a importância de conhecer as frequências naturais e os modos de vibração de seus componentes. Com estes dados é possível desenvolver sistemas com amortecimento adequados para cada máquina de forma a garantir sua integridade.

A ressonância ocorre quando há coincidência entre a frequência natural ( $\omega_n$ ) e a frequência de excitação ( $\omega$ ) do equipamento, que pode ser oriunda, por exemplo, da rotação de uma máquina.

Em termos matemáticos, na ressonância é obtida a maior amplitude quando a relação entre estas frequências (natural e de excitação) é igual a unidade (1).

Conforme ilustrado no gráfico da Figura A-1.06, quando maior o amortecimento menor a transmissibilidade.

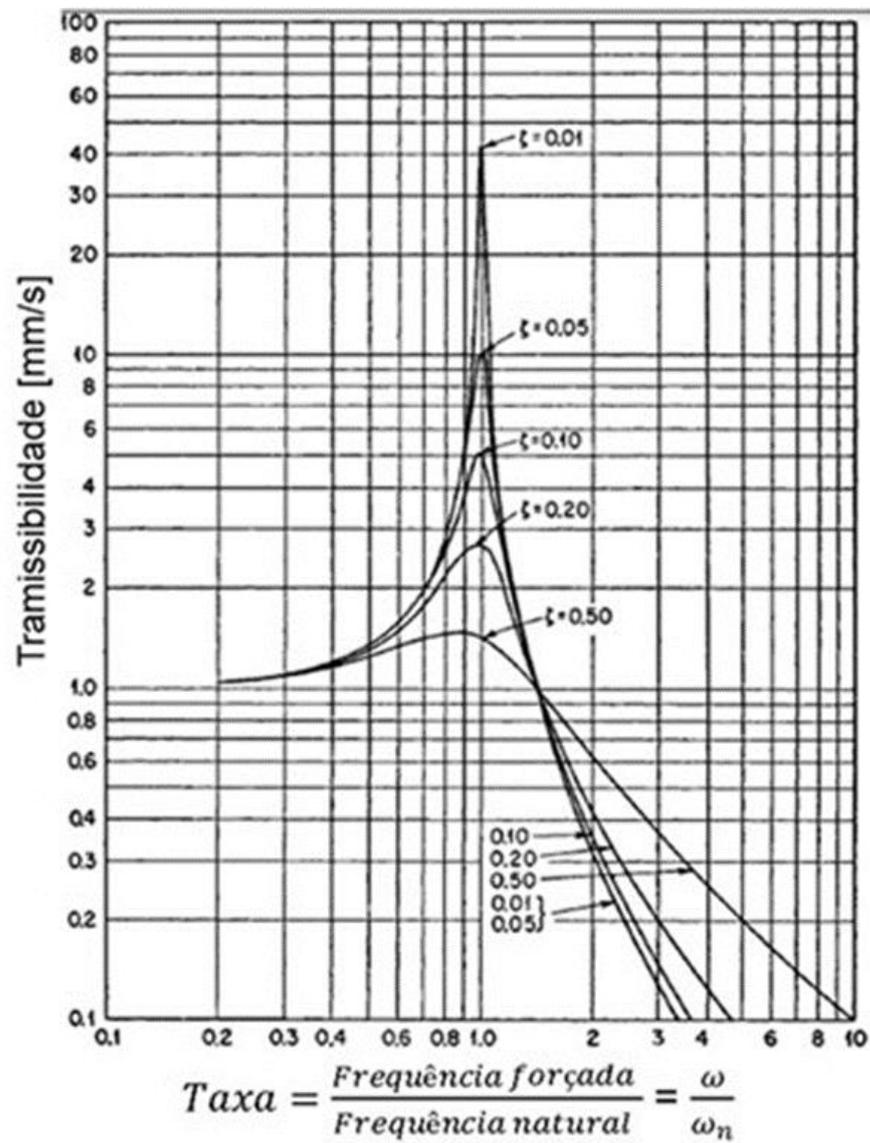


Figura A-1.06 – Relação Frequência forçada/frequência natural ( $\omega/\omega_n$ ), amortecimento ( $\zeta$ ).

Fonte: Piersol (2010 p. 58)

## 5 ANÁLISE DOS SINAIS DE VIBRAÇÕES

Em uma máquina real existem várias fontes de excitação, que podem ser da própria máquina ou de fontes externas, para realizar a análise de vibrações de uma máquina é necessário conhecer todas as fontes de excitação. Uma forma de fazer isto é medir as excitações, o que é possível através da medição dos sinais emitidos pela máquina, equipamento, estrutura, entre outros. A forma mais tradicional de medição e registro de sinais dinâmicos é através de ondas, como foi ilustrado no gráfico da Figura A-1.05.

Uma vibração simples em uma máquina é bem representada por um sinal harmônico, como na Equação:

$$X(t)=X \sin \omega t \quad (8)$$

O sinal harmônico tem características próprias, sendo que as principais são duas: a frequência e a fase. A vibração mecânica é normalmente expressa em deslocamento, que conjuntamente com o conhecimento da velocidade e da aceleração completam os parâmetros necessários para a descrição e análise de vibração de um sistema mecânico (ADAMS, 2000; PIERSOL, 2010).

**ANEXO 02**  
**TIPOS DE APLICAÇÕES DE**  
**ELEMENTOS FINITOS**

## ANEXO 02 - TIPOS DE APLICAÇÕES DE ELEMENTOS FINITOS

### 1. TIPOS E APLICAÇÕES DA ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS FEA

O Campo de aplicação da análise de elementos finitos é amplo e se estende por diversas áreas, tais como:

- **Estrutural**

A análise estrutural, que é usada para determinar deformações, tensões e forças de reação.

- **Análise estática**

Utilizadas para condições de carregamento estático. Comportamentos não lineares, como grandes deflexões, grandes deformações, contato, plasticidade, hiperelasticidade, fadiga e fluência, conforme ilustrado na Figura A-2.01.

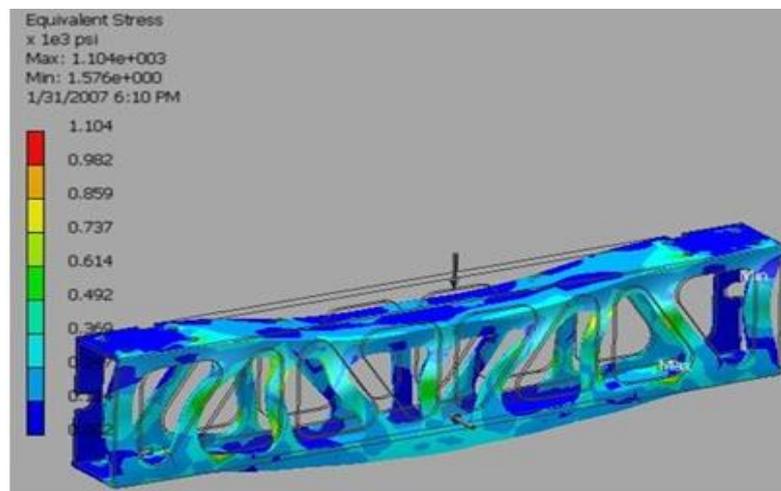
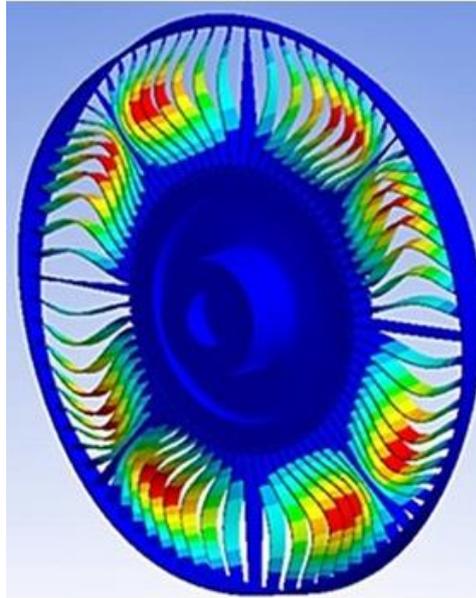


Figura A-2.01 - Análise estática.

Fonte: Econwelding (2014)

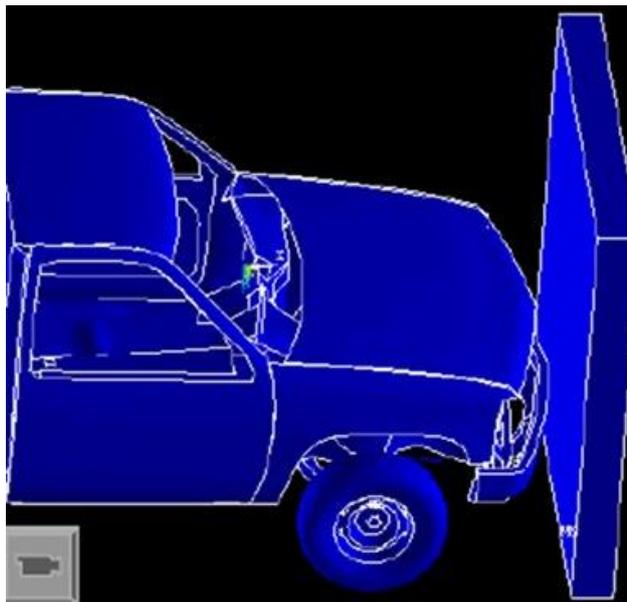
**A análise dinâmica;** compreende as análises dos efeitos da massa e do amortecimento.

- **Análise modal;** quando se calculam as frequências naturais e os modos de vibração, como ilustrado na Figura A-2.02.
- **Análise harmônica;** determina a resposta da estrutura para carregamentos sinodais de amplitude e frequência conhecida.
- **Análise dinâmica transiente;** determina a resposta da estrutura para carregamentos que variam no tempo e podem incluir carregamento não linear.
- **Análise dinâmica explícita;** são análises em que as deformações são muito grandes e onde as forças de inércia são dominantes. Simulações de impacto, esmagamento, rápidas deformações, como ilustrado na Figura A-2.03.



**Figura A-2.02 – Análise modal, modo de vibração de um pacote de palhetas.**

Fonte: Tenlinks (2014)



**Figura A-2.03 – Análise dinâmica explícita, simulação de impacto.**

Fonte: Workshop Ansys® (2013)

- **Análise Térmica**

A análise térmica é utilizada para determinar a distribuição de temperatura em objetos, isto inclui as quantidades de calor perdida e

adquirida, gradiente térmico de temperatura e fluxo térmico. Os três métodos de transferência de calor; condução, convecção, radiação; podem ser simulados. As análises podem ser realizadas para um estado constante ou um estado transiente (WORKSHOP ANSYS®, 2013).

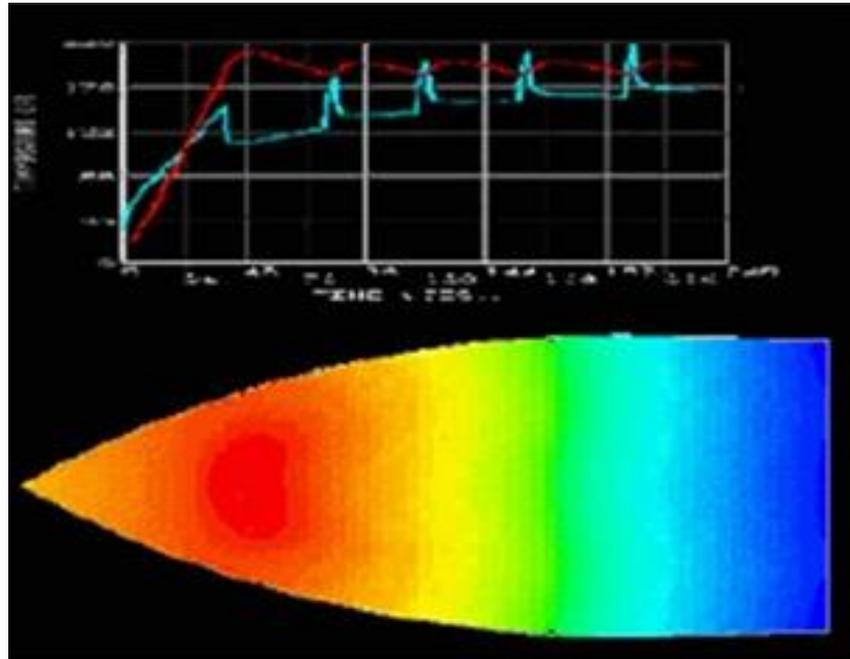
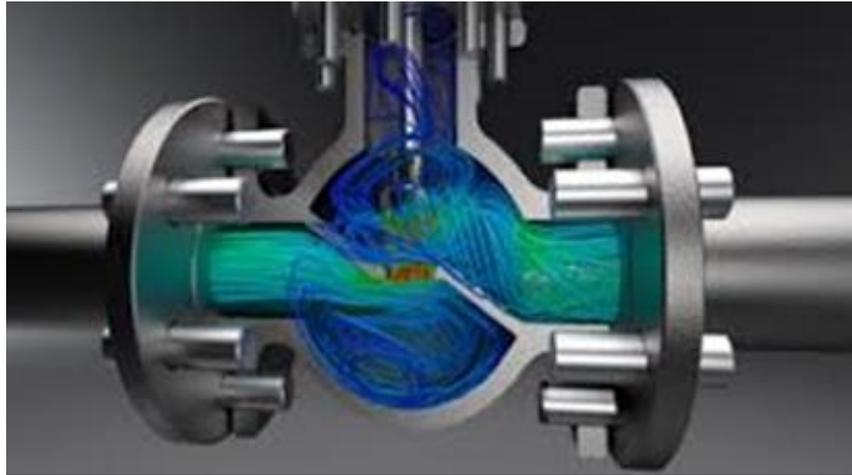


Figura A-2.04 – Análise térmica de projétil.

Fonte: Workshop Ansys® (2013)

- **Dinâmica de fluido, incluído o CFD (*Computational Fluid Dynamics*)**

A análise dinâmica de fluidos é utilizada para determinação das condições do fluxo e da temperatura no fluido. A teoria utilizada na análise dinâmica de fluido é a de fenômenos de transporte. As quantidades típicas de interesse são velocidades, pressões, temperaturas e coeficiente de filme (CATABRIGA, 2011; OÑATE, 2015).



**Figura A-2.05 - Simulação CFD, fluxo em válvula.**

Fonte: Micro Concepts (2015)

Também estão inclusas na análise dinâmica de fluido, as seguintes análises;

- **Acústica;** simular interações entre a onda sonora em um fluido médio e a intensidade sonora no sólido. Normalmente as características de interesse são; a distribuição de pressão, deslocamentos e frequência natural.

Ex: Autofalantes de automotivos, sonares

- **Análise de fluidos em containers;** esta análise simula os efeitos do fluido em um reservatório sem fluxo, calcula a pressão hidrostática.
- **Transporte de calor e massa;** utilizada para determinar o calor gerado por uma massa transportada de entre dois pontos, como por exemplo em um tubo.
- **Elétrica, eletrônica, eletromagnética;** esta análise é utilizada para calcular campo magnético em componentes eletromagnéticos.

- **Tipos de análises eletromecânica**

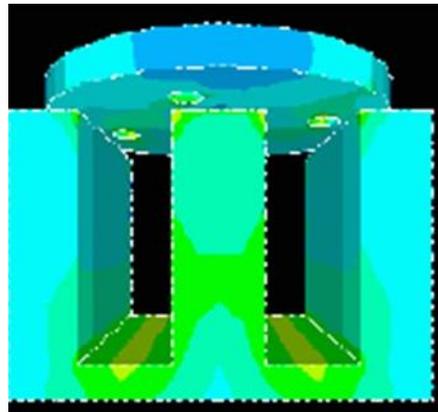
**Análise estática;** este tipo de análise calcula campos magnéticos devido a direção da corrente magnética em corrente contínua ou corrente magnética permanente.

**Análise harmônica;** aplicada para o cálculo do campo magnético devido a corrente alternada.

**Análise transiente;** esta análise é utilizada para campos magnéticos que variam com tempo.

- **Análise estática e baixa frequência eletromagnética**

Simula a operação de componentes alimentados por corrente contínua, por corrente alternada de baixa frequência ou sinais transientes de baixa frequência, como ilustrado na Figura A-2.06.



**Figura A-2.06 – Análise eletromagnética.**

Fonte: Workshop Ansys® (2013)

Como exemplo podem ser citados; motores, atuadores por solenoide e transformadores. A análise identifica a intensidade de campo,

densidade do fluxo magnético, força magnética e torques, impedância, indutância, corrente de Eddy, perda de potência e fuga de corrente.

- **Alta frequência eletromagnética**

Aplicada para análise de componentes com propagação de ondas eletromagnéticas; um exemplo de aplicação é o micro-ondas e conectores coaxiais, como ilustrado na Figura A-2.07.

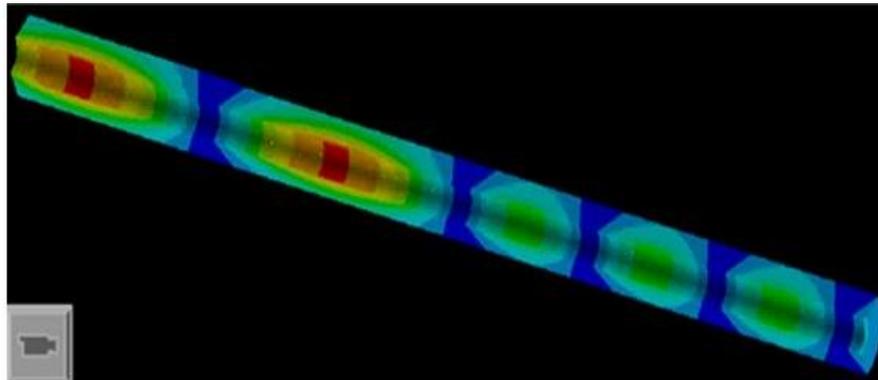


Figura A-2.07 – Análise eletromagnética de alta frequência, simulação de um condutor.

Fonte: Workshop Ansys® (2013)

- **Eletrostática;** Utilizada para realizar análise de campo elétrico de voltagem ou excitação. Como exemplo podem ser citados, linhas de transmissão e componentes de alta voltagem.
- **Condução de corrente;** calcula a corrente de condução para uma voltagem aplicada.
- **Interface entre circuito e componente;** simula a ligação entre circuitos e componentes eletromagnéticos.

Análise de elementos finitos têm aplicação em diversas indústrias, tais como; Aeroespacial, Automotiva, Eletrônica, Mecânica, Biomédica, Pontes e grandes construções, Micro eletromecânica.