

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DE FADIGA EM HASTE DE COMPRESSOR ALTERNATIVO

por

Luidi Tolfo Ragagnin

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

AVALIAÇÃO DE FADIGA EM HASTE DE COMPRESSOR ALTERNATIVO

por

Luidi Tolfo Ragagnin

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof^o. Dr^o. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Ignacio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Rodrigo Rossi

Prof. Edson Hikaro Azeka

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Porto Alegre, 06 de novembro de 2015.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família, de modo especial aos meus pais, Elton Coradine Ragagnin e Zita Tolfo Ragagnin, e meu irmão, Geovani Tolfo Ragagnin, pela educação a mim passada, pelo incentivo e suporte ao longo da graduação.

Agradeço ao professor orientador, Ignácio Iturrioz, pelos esclarecimentos teóricos e técnicos e por compartilhar sua vasta experiência na área.

Agradeço a todo o corpo de engenharia da Braskem S/A, que de uma forma ou outra contribuíram para a conclusão deste trabalho. De forma especial aos Eng. Jeferson Diefenthaler, Leonardo Righes Brevia, Marcelo Zanon Fernandes e Sebastian Caldas Herbert pelo incentivo e ensinamentos passados ao longo deste trabalho.

Agradeço meus colegas e amigos pelos momentos de companheirismo vividos ao longo dos anos.

Agradeço a todo o corpo docente da Universidade Federal do Rio Grande do Sul pelos conhecimentos transmitidos ao longo do curso.

“Pensar é o trabalho mais difícil que existe, e esta é provavelmente a razão porque tão poucos se dedicam a ele.”

Henry Ford

RAGAGNIN, L. T. **Avaliação de fadiga em haste de compressor alternativo**. 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

Com o intuito de analisar o quão suscetível à falha por fadiga é a haste de um compressor alternativo e o quanto variações específicas nas condições de operação do mesmo afetam sua resistência à fadiga, o presente trabalho apresenta uma solução analítica para os esforços atuantes nos principais concentradores de tensão da haste, bem como cálculos de fadiga através do método de fadiga clássica (curvas S-N), e de métodos que consideram o crescimento subcrítico de trincas existentes (método $da/dN - \Delta K$). Os resultados obtidos foram satisfatórios, demonstrando que o equipamento opera sob fatores de segurança para fadiga, mesmo com aplicação de condições de operação mais severas que as consideradas normais de operação.

PALAVRAS-CHAVE: fadiga, compressor, haste.

RAGAGNIN, L. T. **Fatigue analisys at alternative compressor piston rod**. 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ABSTRACT

In order to analyze how likely to fatigue failure is to an alternative compressor piston rod and if specific changes in operations conditions of the compressor affect the fatigue resistance, the present work shows an analytical solution for the forces which act on the main stress raisers present in the piston rod as well as a fatigue analysis through the failure curves (S-N curves) and methods which consider the subcritical growth of existing cracks ($da/dN - \Delta K$ method). The results were satisfactory, denoting that the equipment works under safety factor, even with operation conditions more severe than usual.

KEYWORDS: fatigue, compressor, piston rod.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos.....	2
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
2.1	Fadiga.....	2
2.1.1	Modelo S-N.....	3
2.1.2	Propagação subcrítica de trincas nucleadas (Método de Paris):	5
3	METODOLOGIA	6
4	DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS SOBRE A HASTE DO COMPRESSOR	8
5	RESULTADOS.....	9
5.1	Esforços.....	9
5.2	Modelo S-N	10
5.2.1	Rosca.....	11
5.2.2	Rasgo de fixação	12
5.2.3	Redução de seção.....	13
5.3	Mecânica da fratura linear elástica	14
6	CONCLUSÕES.....	15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
	APÊNDICE A.....	I
	APÊNDICE B.....	III
	ANEXO A.....	IV

1 INTRODUÇÃO

Compressores alternativos têm por finalidade elevar a pressão de um volume gasoso para os mais distintos fins industriais, realizando a transformação de energia mecânica em energia de pressão. Tais compressores são largamente utilizados na indústria devido a sua robustez e conseqüente capacidade de imprimir altas pressões.

Muitas vezes os compressores são estratégicos dentro de uma unidade produtiva, pois na maioria dos casos, devido ao fato de serem equipamentos de alto custo de aquisição e instalação, não possuem redundância. É justamente por isto que estes equipamentos devem ter uma avaliação crítica do ponto de vista de manutenção e confiabilidade.

O termo manutenção, em geral, não tem uma conotação positiva, pois, na maioria das vezes a primeira ideia que surge quando se percebe um defeito no equipamento é trocá-lo por um novo. Em contrapartida, sabe-se que os recursos não são ilimitados e é natural que uma empresa espere tirar o máximo proveito dos seus ativos. Seguindo esta visão, percebe-se que cada vez mais os ativos estão sendo vistos não apenas como uma fonte de renda, mas como um recurso a ser explorado e controlado, pois seu uso inadequado poderá representar, além de prejuízo financeiro, riscos às pessoas, ao patrimônio e danos à imagem da empresa (Nóbrega, 2011).

Sabe-se que não é possível prever com exatidão onde e quando uma condição de operação anormal irá acontecer, mesmo com os meios mais modernos, o máximo que se consegue é uma previsão aproximada (Nóbrega, 2011). Devido a tais dificuldades, no presente trabalho será avaliada a fadiga na haste de um compressor alternativo de pistão em duas situações reais de operação, denominadas a seguir como caso 1 e caso 2.

O compressor estudado possui dois estágios de compressão e duplo efeito.

Na Figura 1.1 apresenta-se uma vista em corte de equipamento semelhante ao estudado e fotografia do compressor em estudo instalado na área industrial.

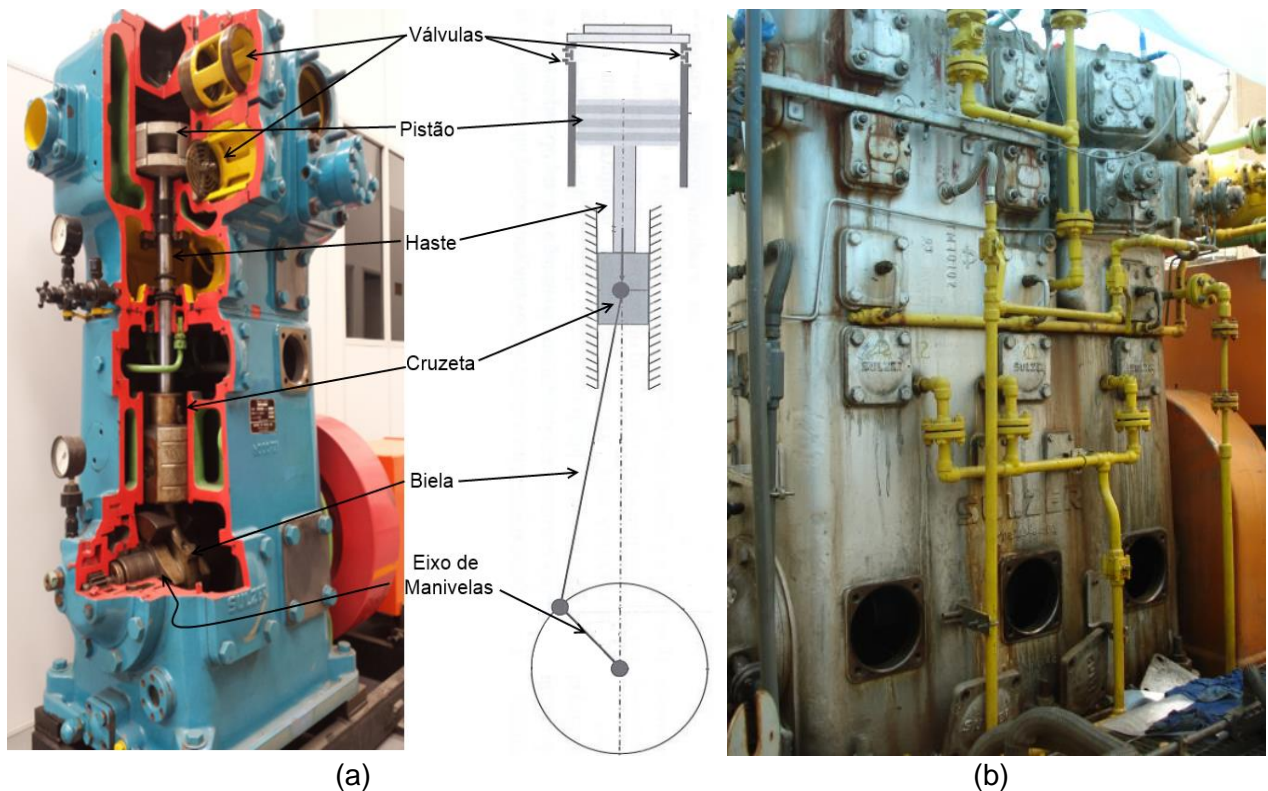


Figura 1.1 – (a) Imagem do sistema de compressão e identificação das principais partes.
(b) Compressor em estudo.

No caso 1 será considerada a condição de operação normal do equipamento com pressão e temperatura de sucção de 264,025 kPa e 45°C. Já o caso 2 corresponderá ao cenário em que um dos equipamentos, que operam simultaneamente, é retirado de operação e a capacidade do compressor remanescente é elevada para que não haja perda de produção, neste caso a pressão de sucção é elevada para 305,825 kPa e a temperatura de sucção é mantida em 45°C. As pressões intermediárias e de descarga de cada um dos casos estudados é apresentado na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Pressões de sucção e descarga.

	Caso 1		Caso 2	
	1º Estágio	2º Estágio	1º Estágio	2º Estágio
P_{suc} [kPa]	264,025	748,625	305,825	808,225
P_{des} [kPa]	748,625	2921,33	808,225	2760,425

onde P_{suc} é a pressão de sucção e P_{des} é a pressão de descarga.

Em seu trabalho, Possebon, 2010, realizou um levantamento da solicitação, cálculos de resistência à tração, flambagem e fadiga na rosca da haste do primeiro estágio para dois casos indicados onde os valores de pressão foram estimados. Como um melhoramento desta análise no presente trabalho a determinação destas forças foi feita com as pressões reais do equipamento e a análise de fadiga realizada nas hastes dos dois estágios de compressão.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho consiste em avaliar as condições de fadiga da haste mecânica do compressor de dois estágios analisado, considerando duas condições de operação.

Para tanto, objetivos específicos, discriminados a seguir, foram estabelecidos:

- 1) Determinar os esforços atuantes no componente.
- 2) Realizar análise de fadiga clássica na rosca da haste, no rasgo de fixação da haste à cruzeta e na redução de seção.
- 3) Considerar o crescimento subcrítico de uma trinca na haste do compressor.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Fadiga

Segundo Norton, 2013, a maioria das falhas em máquinas acontece devido a cargas oscilantes. Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos limites de resistência usuais relacionados com propagação crítica de fissuras, plastificação, flambagem ou interação dos tipos de colapso mencionados.

As principais abordagens para tratar falhas por fadiga utilizadas atualmente são: o modelo tensão-número de ciclos (S-N), o modelo deformação-número de ciclos (ϵ -N) e o modelo da mecânica da fratura linear elástica (MFLE). (Norton, 2013).

A abordagem tensão-número de ciclos é o mais antigo dos três modelos e ainda é o mais utilizado para as aplicações que envolvem fadiga de alto-ciclo, que, segundo Budynas, 2011, caracteriza-se por ter mais de 10^3 ciclos. Esta abordagem permite, para certos materiais, o projeto de peças e componentes, sob carregamento cíclico, para uma vida infinita. Já o método deformação-número de ciclos é aplicado com maior frequência em casos de fadiga de baixo-ciclo (Norton, 2013). Estes dois métodos permitem modelar o processo de nucleação de uma trinca a partir de um material sem defeitos. A teoria da mecânica da fratura permite modelar o estágio de crescimento subcrítico no processo de fadiga.

O presente trabalho realizará abordagens utilizando os métodos da tensão-número de ciclos e da mecânica da fratura linear elástica.

2.1.1 Modelo S-N

Como já mencionado esse método é utilizado nas aplicações que envolvem fadiga de alto-ciclo. Trata-se de um modelo baseado na tensão, que busca determinar a resistência à fadiga e/ou o limite de fadiga para o material, de modo que as tensões possam ser mantidas abaixo deste nível e, com isso evita-se a falha para o número de ciclos requerido. De fato, esta abordagem busca manter baixas as tensões locais nos entalhes e, assim o estágio de iniciação da trinca nunca começa.

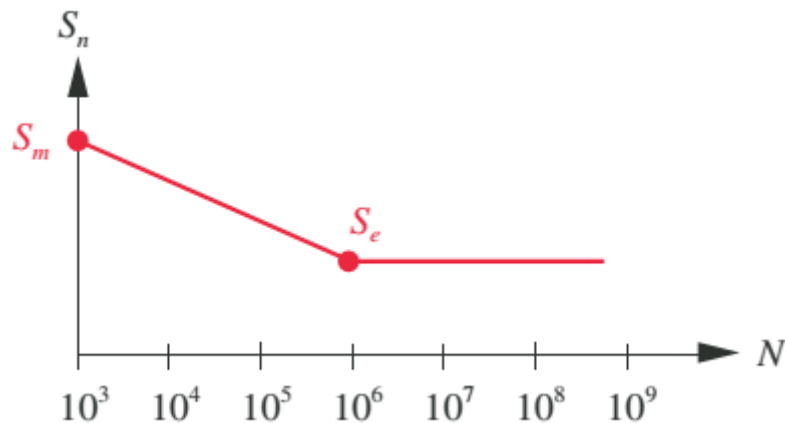


Figura 2.1 – Curva S-N típica de material com limite de resistência a fadiga. (Norton, 2013).

A Figura 2.1 mostra um diagrama S-N plotado em escala log x log. Observa-se que quando a curva atinge 10^6 ciclos ocorre um joelho no gráfico. Neste momento a curva passa a ser horizontal e a resistência à fadiga S_n assume um valor constante. Este valor é chamado de limite de resistência à fadiga S_e . Quando as tensões aplicadas são inferiores a este valor, não ocorrerá falha por fadiga, não importa o quão grande seja o número de ciclos (Budynas, 2011).

Este comportamento é corriqueiro no caso de aços. Entretanto, em diagramas de metais não-ferrosos ou ligas, o gráfico nunca se torna horizontal e, portanto, estes materiais não possuem limite de resistência à fadiga. (Norton, 2013).

A reta que liga o ponto S_m a S_e pode ser estimada pela relação de Basquin, que apresenta uma expressão exponencial empírica que relaciona a resistência à fadiga com o número de ciclos aplicados ao mesmo. A relação de Basquin é apresentada a seguir:

$$S_n = CN^b \quad (2.1)$$

onde os coeficientes C e b dependem do material.

Em alguns casos, como mostrado na Figura 2.3, tensões alternadas possuem componentes médias não nulas, e estas devem ser consideradas na avaliação da situação de fadiga. Existem diferentes métodos propostos para considerar a influência das tensões médias e no presente trabalho optou-se pela utilização da curva de Goodman modificada.

A Figura 2.2a mostra um gráfico esquemático de uma superfície tridimensional formada pelas componentes de tensão alternada σ_a , pela componente de tensão média σ_m , e pelo número de ciclos N para um material que possui limite de fadiga a 10^6 ciclos. A Figura 2.2b mostra o plano $\sigma_a - N$ que são diagramas S-N para vários níveis de tensão média.

Já a Figura 2.2c mostra as projeções do plano $\sigma_a - \sigma_m$ para vários valores de N . Essas curvas são chamadas de diagramas de vida constante, pois cada curva mostra a relação entre tensão alternada e média para um ciclo de vida em particular. A interseção em σ_a diminui à medida que N aumenta, tornando-se igual ao limite de resistência à fadiga S_e além de 10^6 ciclos. A curva que liga S_e no eixo σ_a ao limite de resistência S_{ut} no eixo σ_m é a curva de Goodman modificada.

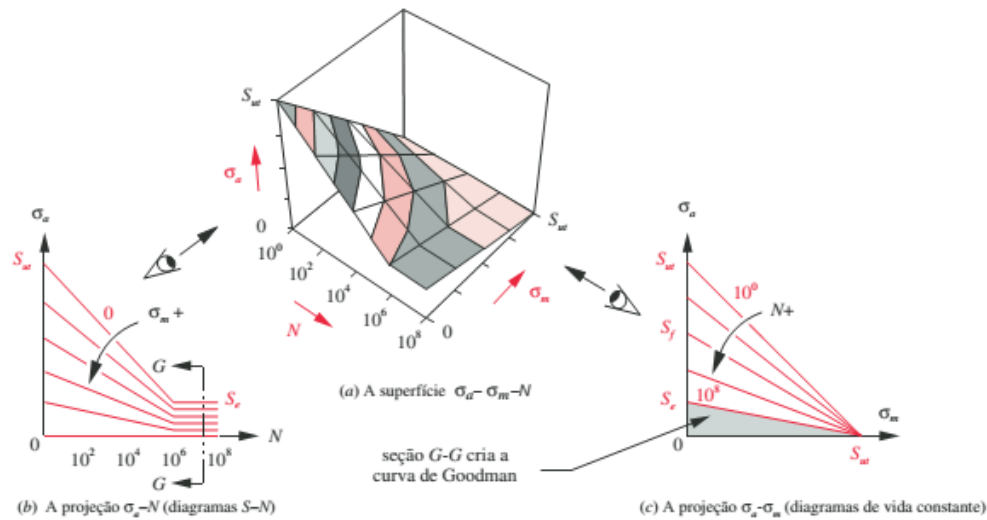


Figura 2.2 – Combinação de tensões médias e alternadas pela curva de Goodman (Norton, 2013).

As componentes de tensão média e alternada para uma carga podem ser obtidas através das equações

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.2)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (2.3)$$

onde σ_{max} e σ_{min} são as tensões máximas e mínimas num ciclo, conforme mostra a Fig. 2.3.

Segundo Budynas, 2011 o limite de fadiga S_e pode ser obtido através da correção do limite de resistência à fadiga do corpo de prova de teste de viga rotativa S'_e por diversos fatores de modificação, conforme

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.4)$$

em que k_a é o fator de modificação de tensão para condição de superfície, k_b é o fator de modificação de tamanho, k_c é o fator de modificação de carga, k_d é o fator de modificação de temperatura, k_e é o fator de confiabilidade, k_f é o fator de modificação para efeitos variados.

Já S'_e pode ser estimado por:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 1400MPa \\ 700 MPa & S_{ut} > 1400MPa \end{cases} \quad (2.5)$$

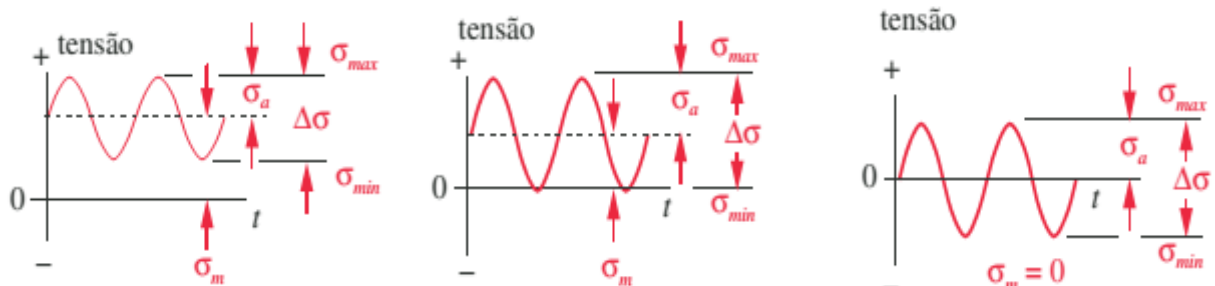


Figura 2.3 – Componentes alternada, média e intervalo de variação para tensões cíclicas alternadas (Norton, 2013).

No caso específico de junções parafusadas sob cargas trativas sujeitas à ação de fadiga, a análise pode ser feita pelos métodos acima citados, substituindo-se a resistência de escoamento S_y pela resistência de prova S_p do parafuso.

As componentes de tensão alternada e média podem ser calculadas, utilizando-se dos métodos de cálculo apropriados para a situação de uma junta parafusada pré-carregada com solicitação dinâmica e segundo Budynas, 2011, são obtidas através das equações

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \quad (2.6)$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad (2.7)$$

em que A_t é a área sob tração de uma barra rosqueada e segundo Norton, 2013, pode ser estimada através da Equação (2.8), C é a constante de rigidez da junta, P é a carga externa de tração e F_i é a pré-carga.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (2.8)$$

em que d_p é o diâmetro primitivo e d_r o diâmetro de raiz da rosca.

A constante de rigidez C determina a porção da carga externa absorvida pelo parafuso e depende da rigidez efetiva estimada do parafuso k_p e da razão de rigidez dos membros k_m . C é definido pela Equação (2.9) enquanto k_p e k_m são definidos pelas equações (2.10) e (2.11).

$$C = \frac{k_p}{k_p + k_m} \quad (2.9)$$

$$k_p = \frac{A_d A_t E_p}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (2.10)$$

em que A_d é a área do diâmetro maior, E_p é o módulo de elasticidade da haste, l_t é o comprimento da porção rosqueada do agarre e l_d é o comprimento da porção não rosqueada.

$$k_m = \frac{0,5774 \pi d E_m}{2 \ln \left(5 \frac{0,5774 l + 0,5 d}{0,5774 l + 2,5 d} \right)} \quad (2.11)$$

em que E_m é módulo de elasticidade dos demais membros da junção e l é o comprimento do agarre.

A pré-carga F_i está diretamente ligada ao torque de montagem aplicado, pois é o mesmo que garante que a pré-carga seja desenvolvida. A pré-carga pode ser determinada por

$$F_i = \frac{T}{kd} \quad (2.12)$$

em que T é o torque de montagem, k é o coeficiente de torque e d o diâmetro externo.

Deve-se ainda garantir que se considere o fator de concentração à fadiga k_f para as tensões alternadas e o fator de concentração para as tensões médias k_{fm} . Segundo Norton, 2013, k_f para uma junta parafusada pode ser determinado pela Equação (2.13) e k_{fm} sendo igual a 1 para parafusos pré-carregados.

$$k_f = 5,7 + 0,02682d \quad (2.13)$$

Uma vez de posse das tensões média e alternante, além das características do material e da junta, o fator de segurança para fadiga, considerando o critério de Goodman, pode ser escrito conforme mostrado a seguir

$$n_f = \frac{2S_e(S_{ut}A_t - F_i)}{CP(S_{ut} + S_e)} \quad (2.14)$$

2.1.2 Propagação subcrítica de trincas nucleadas (Método de Paris):

Este modelo propõe que a velocidade de propagação da fissura seja uma função de quatro parâmetros, conforme apresentado a seguir:

$$\frac{da}{dN} = f(K_{max} - K_{min}, \frac{K_{min}}{K_{max}}, H, material) \quad (2.15)$$

sendo K_{max} e K_{min} o fator de intensidade de tensões correspondente às tensões máxima e mínima aplicada no componente. O fator de intensidade de tensões K é um parâmetro que mede a condição de propagação instável de uma fissura, e H é uma função que considera o

histórico de tensões aplicado. Mais detalhes sobre a determinação do fator K assim como de sua fundamentação teórica pode ser encontrada em livros clássicos da mecânica da fratura. Entre os quais podemos citar Anderson, 1995 e Moura Branco, 1986.

Dentro desta tipologia de leis a mais simples foi proposta por Paris em 1960 e relaciona $\Delta K = K_{max} - K_{min}$ com o número de ciclos N utilizando duas constantes, m e C , que dependem do material, da razão $R = K_{min}/K_{max}$ e também do histórico de carga utilizado. A expressão proposta por Paris é apresentada a seguir:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (2.16)$$

O intervalo do fator de intensidade, ΔK , pode ser calculado pela Equação 2.17:

$$\Delta K = \beta(\text{geom, cond de contorno})\sqrt{\pi a}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (2.17)$$

em que a representa o tamanho da fissura e β uma função adimensional que leva em conta a geometria da estrutura fissurada avaliada e as condições de contorno aplicadas.

A trinca poderá se propagar até que a estrutura atinja uma situação de colapso devido à área remanescente não ser suficiente para a carga (colapso plástico), pela perda de rigidez relacionada ao avanço da trinca induzir a flambagem da estrutura ou de parte dela, ou que as condições para a propagação crítica da fissura sejam iminentes. Cabe salientar que estas formas de colapso também podem interagir.

Segundo Norton, 2013, no caso de tensões mínimas compressivas as mesmas devem ser consideradas nulas para efeitos de cálculo.

O número de ciclos N que uma trinca leva para crescer de um tamanho inicial a_i até um dado tamanho a_f , quando submetida a um ciclo de amplitude de tensão $\Delta\sigma$ pode ser calculado através da integração da equação de Paris, que no caso de β se manter constante no intervalo do comprimento da fissura ($a_f - a_i$), toma a seguinte forma:

$$N = \frac{a_f^{(1-m/2)} - a_i^{(1-m/2)}}{A\beta^m\pi^{m/2}\Delta\sigma^m(1-m/2)} \quad (2.18)$$

Note que na Figura 2.4 dois parâmetros são indicados. O K_c que seria a tenacidade do material e o ΔK_{th} que é fator de intensidade de tensões mínimo que se não for superado pela carga oscilante aplicada não propagará o defeito subcriticamente. Este parâmetro depende do material e da razão R antes definida.

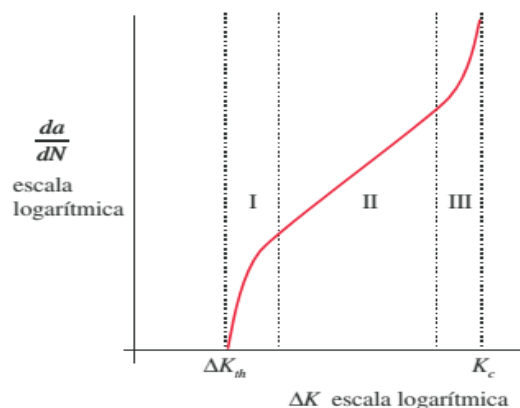


FIG. 2.4 – As três regiões de crescimento da trinca (Norton, 2013).

3 METODOLOGIA

No presente trabalho optou-se pela determinação das forças atuantes na haste do compressor utilizando expressões analíticas extraídas da bibliografia clássica de projeto de compressores, neste caso foi utilizado Silva, 2009. Foram calculadas as forças atuantes na haste dos dois estágios de compressão. As condições de operação aqui estudadas e os

valores de pressão de sucção e descarga de cada estágio foram obtidos através do sistema de monitoramento online instalado no compressor.

A fim de determinar os esforços atuantes na haste são necessárias, além das pressões de sucção e descarga fornecidas na Tabela 1.1, algumas características geométricas e físicas do compressor. Estes dados são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Dados do compressor.

R	80	mm		ω	710	rpm		m_{p2}	10	kg
\varnothing_{c1}	490	mm		k_1	1,127	-		C_{h1}	0,125	-
\varnothing_{c2}	235	mm		k_2	1,123	-		C_{h2}	0,1164	-
\varnothing_h	70	mm		m_h	31	kg		C_{t1}	0,125	-
S	160	mm		m_{p1}	28	kg		C_{t2}	0,1164	-

em que R é o comprimento da manivela, \varnothing_{c1} é o diâmetro do cilindro do primeiro estágio, \varnothing_{c2} é o diâmetro do cilindro do segundo estágio, \varnothing_h é o diâmetro da haste, S é o curso do pistão, ω é a velocidade de rotação do eixo de manivelas, k_1 é o coeficiente adiabático médio do gás no primeiro estágio, k_2 é o coeficiente adiabático médio do gás no segundo estágio, m_h é a massa da haste, m_{p1} é a massa do pistão do primeiro estágio, m_{p2} é a massa do pistão do segundo estágio, C_{h1} é o *clearance* (razão entre volume morto e volume deslocado) do lado da haste no primeiro estágio, C_{h2} é o *clearance* do lado da haste no segundo estágio, C_{t1} é o *clearance* do lado da tampa no primeiro estágio e C_{t2} é o *clearance* do lado da tampa no segundo estágio. Algumas das características geométricas citadas são apresentadas na Figura 4.1.

A haste é um componente de extrema importância para o compressor e o equipamento específico analisado possui uma ocorrência de colapso por fadiga, fato este que acarretou alterações no projeto original a fim de minimizar sua susceptibilidade a este tipo de falha. A Figura 3.1 mostra o diagrama de Pareto, considerando os últimos 6 anos de operação do equipamento, onde é possível observar que falhas na haste são responsáveis por perdas industriais que totalizam 4073 toneladas de produção, sendo assim, responsável por 18% do total de perdas vinculadas a este equipamento. Entende-se toneladas de produção, pela quantidade de produto que a unidade industrial deixou de produzir devido à quebra do equipamento. Já a Figura 3.2(b) apresenta a imagem de uma fratura ocorrida na rosca da haste, conforme indicado na Figura.

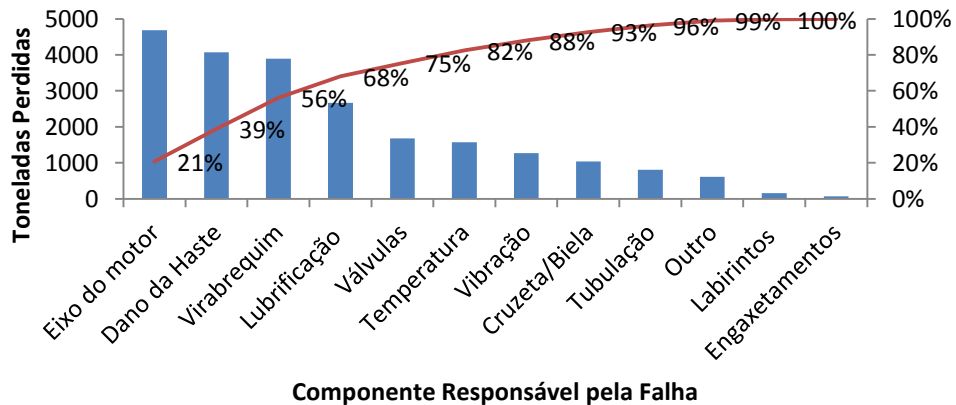


Figura 3.1 – Diagrama de Pareto do Equipamento.

Embora seja previamente esperado que o ponto crítico para fadiga da haste seja a rosca de fixação da mesma ao pistão optou-se por averiguar as condições de fadiga em outros concentradores de tensão presentes. Foram considerados neste trabalho, além da rosca, o rasgo onde são inseridos os pinos que fixa a haste na cruzeta, presente no lado oposto à rosca e a redução de seção. Na Figura 3.2(a) apresenta-se um desenho da haste onde as regiões críticas são identificadas.

Para a realização dos cálculos dos esforços e pressões internas da câmara de compressão foi assumido que o ciclo de compressão seja adiabático, ou seja, que não ocorra troca de calor ou de massa com o meio externo, que o gás se comporte como um gás ideal e que não ocorra perdas entre os dois estágios do compressor.

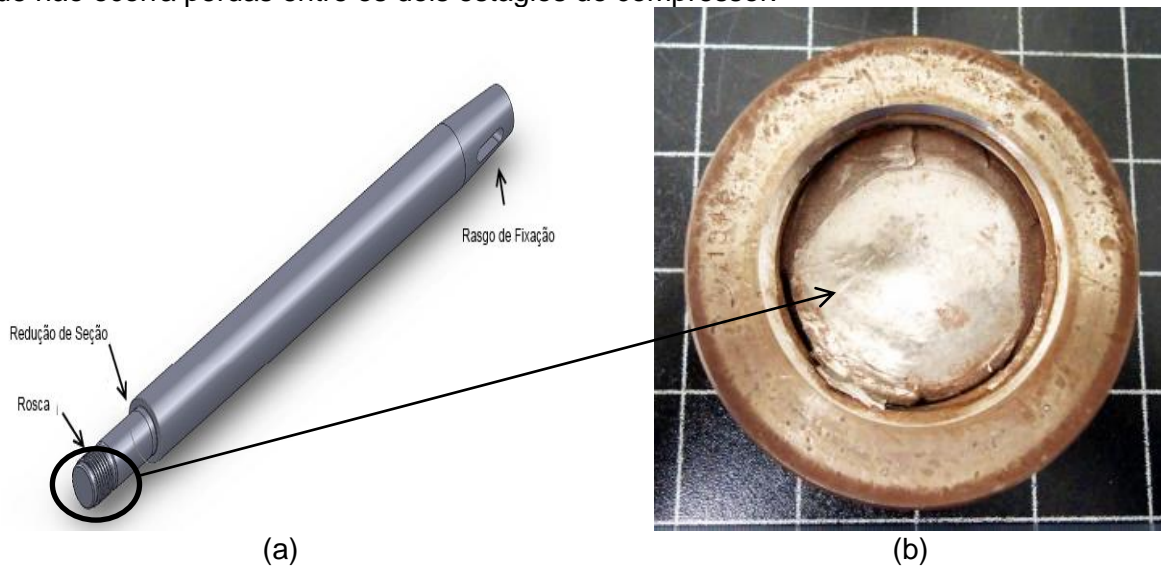


Figura 3.2 – (a) Desenho da rosca e as posições avaliadas. (b) Componente rompido.

Tanto os esforços quanto as pressões internas atuantes foram calculados em intervalos de 1° para um ciclo completo de compressão, que corresponde a uma rotação completa do eixo virabrequim (360°) do equipamento. Para isso, a realização dos cálculos foi utilizado o software Excel®.

Uma vez determinados os esforços para as duas condições de operação foram realizadas duas análises de vida em fadiga, uma considerando a metodologia clássica, e outra, assumindo um defeito inicial e verificando se o mesmo se propagaria subcriticamente por fadiga.

4 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS SOBRE A HASTE DO COMPRESSOR

As forças atuantes no compressor, possuem duas componentes distintas, uma devido à pressão do gás (\vec{F}_g) e a outra devido à força de inércia dos componentes do compressor (\vec{F}_i). Estas componentes são apresentadas, de forma esquemática, na Figura 4.1.

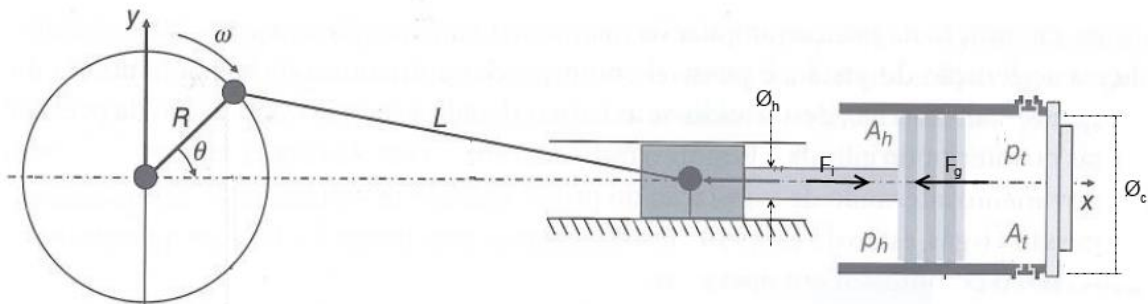


Figura 4.1 - Esquema de compressão. (Adaptado de Silva, 2009)

A força atuante na haste do pistão devido à pressão do gás F_{hg} , pode ser calculada através da seguinte equação:

$$F_{hg} = p_h(A_t - A_h) - p_t A_t \quad (4.1)$$

em que p_h é a pressão do gás que atua na face do pistão do lado da haste, A_t é a área da seção transversal do cilindro, A_h é a área da seção transversal da haste e p_t é a pressão que atua na face do pistão do lado da tampa do cilindro.

Deve-se ressaltar que as pressões p_h e p_t são variáveis ao longo de um ciclo de compressão, de forma que para calcular a força F_{hg} em qualquer ponto deste ciclo, é necessário encontrar uma expressão matemática para relacionar estas pressões com a posição angular da manivela θ , conforme mostrado no Apêndice A.

Já as forças de inércia nas diferentes partes do compressor dependerão de onde se deseja calcular, pois apesar da aceleração ser a mesma, a massa assumirá diferentes valores. Os pontos de interesse para este trabalho estão apresentados na Figura 3.2(a). São eles:

- Na extremidade da haste junto ao pistão.
- Na extremidade da haste junto à cruzeta.
- Na redução de seção presente na haste

Na extremidade da haste fixada ao pistão a força de inércia, F_{hp} dependerá exclusivamente da massa do pistão m_p e pode ser calculada através da equação

$$F_{hp} = m_p a_p \quad (4.2)$$

em que a_p é a aceleração do pistão, a qual é definida na cinemática do mecanismo, apresentada no Anexo A do presente trabalho.

Quando trata-se do esforço de inércia atuante junto à cruzeta, a massa a ser considerada deve ser a soma da massa do pistão m_p e da haste m_h , conforme Equação (4.3).

$$F_{hc} = (m_p + m_h) a_p \quad (4.3)$$

A fim de determinar a força de inércia atuante na redução de seção da haste F_{rs} deve-se considerar a massa do pistão m_p e a massa da porção da haste desde a redução até o final da rosca m_{rs} . Avaliando o volume desta porção estima-se que a mesma possui 10% da massa total da haste, desta forma F_{rs} pode ser encontrada através da Equação (4.4).

$$F_{rs} = (m_p + 0,1m_h) a_p \quad (4.4)$$

5 RESULTADOS

5.1 Esforços

A determinação dos esforços atuantes na haste foi realizada de acordo com o equacionamento mostrado na seção 4. Os esforços que atuam na região da rosca da haste, junto ao pistão, ao longo de uma rotação completa do eixo de manivelas são apresentados na Figura 5.1 para os casos 1 e 2, conforme definidos na Seção 1.

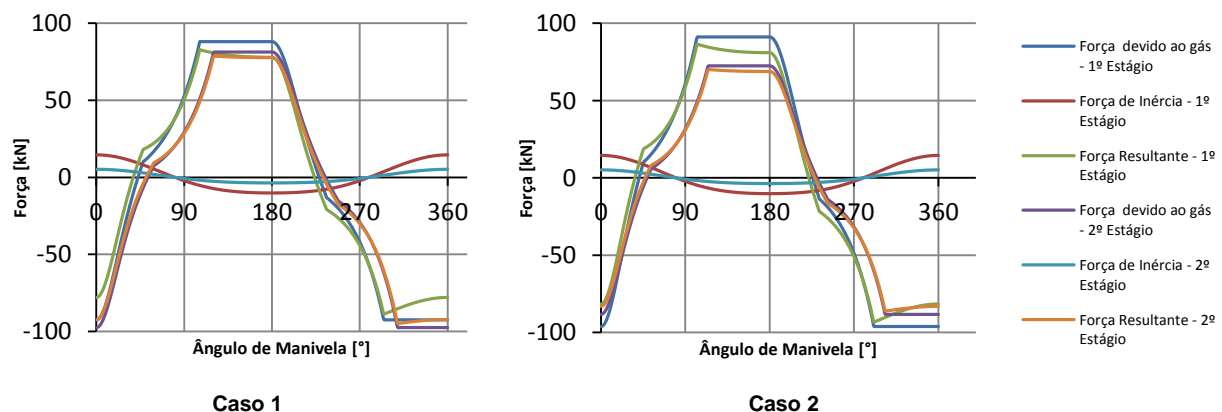


Figura 5.1 – Esforços atuantes na região da rosca. Para os dois casos estudados.

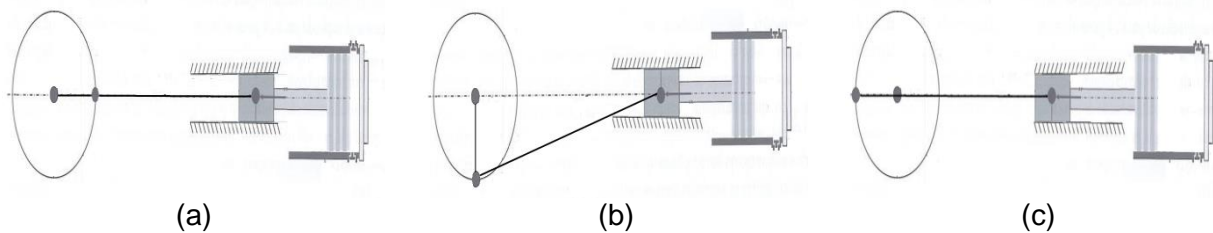


Figura 5.2 - Posição do pistão em função do ângulo de manivela. (a) $\theta=0^\circ$. (b) $\theta=90^\circ$. (c) $\theta=180^\circ$

A Figura 5.2 apresenta a posição do pistão, dentro da câmara de compressão, em três ângulos do eixo de manivelas diferentes. Para melhor entendimento estes três valores estão evidenciados também na Figura 5.1.

De forma similar, foram calculados os esforços nos outros dois pontos de interesse da haste (região da redução de seção e região de fixação da haste na cruzeta). Para estas regiões, gráficos similares aos da Figura 5.1 são apresentados no Apêndice B do presente trabalho.

Na tabela 5.1 são apresentados os valores máximos e mínimos para os três pontos estudados.

Tabela 5.1 – Máximos esforços atuantes nos pontos de interesse.

	Caso 1		Caso 2	
	1º Estágio	2º Estágio	1º Estágio	2º Estágio
F_{MCR} [kN]	88,74	94,93	93,04	86,07
F_{MTR} [kN]	82,8	78,69	86,41	70,11
F_{MCRS} [kN]	88,31	94,12	92,7	85,39
F_{MTRS} [kN]	82,22	77,87	85,88	69,37
F_{MCRG} [kN]	84,51	86,82	89,88	79,32
F_{MTRG} [kN]	76,96	70,49	81,14	62,75

em que F_{MCR} é a força máxima resultante de compressão na rosca, F_{MTR} é a força máxima resultante de tração na rosca, F_{MCRS} é a força máxima resultante de compressão na redução de seção, F_{MTRS} é a força máxima resultante de tração na redução, F_{MCRG} é a força máxima de resultante de compressão no rasgo e F_{MTRG} é a força máxima resultante de tração no rasgo.

Os resultados apresentados mostram que a região da rosca é onde há ocorrência das maiores solicitações resultantes, sendo seguidas pela região da redução de seção. Isto ocorre devido ao fato de que as forças de inércia, que atuam em sentido oposto às forças geradas pela pressão, apresentam as menores intensidades justamente nesta região pois a massa dessa posição é a menor das três consideradas

Deve-se também ressaltar que, embora pequeno, ocorre um aumento das solicitações na haste do primeiro estágio quando o equipamento passa a operar conforme as condições do caso 2. Em contrapartida, devido à redução da pressão de descarga do segundo estágio, ocorre redução das solicitações na haste do mesmo, redução esta que chega a 8,86 [kN] da solicitação de compressão e 8,58 [kN] da solicitação de tração na região da rosca, como mostrado na Figura 5.1.

5.2 Modelo S-N

O estudo de fadiga realizado contemplou as três regiões distintas apresentadas na Figura 3.2. Estas posições foram escolhidas devido ao fato de apresentarem concentradores de tensão. O material utilizado para a confecção da haste é um aço AISI 4320 e suas características, assim como os fatores de modificação de limite de resistência à fadiga, são

apresentados na Tabela 5.2. Cabe aqui ressaltar que o número de ciclos utilizado como vida infinita foi de 10^6 .

Utilizando o equacionamento apresentado na Seção 2.1.1, os dados da Tabela 5.3 calcula-se o limite de resistência à fadiga corrigido S_e que nestas condições é de 250 [MPa]. Os resultados referentes à fadiga para cada região estudada serão apresentados nas seções a seguir.

Tabela 5.3 – Características do aço e modificadores do limite de resistência a fadiga.

σ_e	957	MPa	k_a	0,709	-	k_d	1,025	-
S_{ut}	1076	MPa	k_b	1	-	k_e	0,753	-
S'_e	538	MPa	k_c	0,85	-	k_f	1	-

5.2.1 Rosca

A rosca estudada trata-se de uma rosca Whitworth 1.3/4" laminada. A Tabela 5.4 mostra os dados relevantes para o cálculo de fadiga na haste, realizado de acordo com o mostrado na Seção 2.1.1.

Tabela 5.4 – Dados para cálculo de fadiga na rosca da haste.

d_p	51,7	mm	E_m	98000	MPa	F_i	172727	N
d_r	48,4	mm	l_t	35	Mm	k_p	3445978	N/mm
d	55	mm	l_d	99	Mm	k_m	5588677	N/mm
A_t	1966,42	mm ²	l	134	Mm	C	0,39	-
A_d	2374,62	mm ²	T	1900	Nm	k_f	7,17	-
E_p	209000	MPa	k	0,2	-			

em que os dados já foram apresentados na Seção 2.1.1.

Através das Equações 2.6, 2.7 e 2.14 juntamente com a utilização dos dados fornecidos na tabela 5.4 pode-se calcular as componentes de tensão alternante e média atuantes na junta parafusada, além do coeficiente de segurança para fadiga de Goodman da junta. Os valores obtidos e a sua representação gráfica, junto com a curva de Goodman são apresentados, respectivamente, na Tabela 5.5 e na Figura 5.3.

Tabela 5.5 – Componentes de tensão e fator de segurança para fadiga na rosca.

	Caso 1		Caso 2	
	1º Estágio	2º Estágio	1º Estágio	2º Estágio
σ_a [MPa]	58,89	55,95	61,43	49,88
σ_m [MPa]	146,8	143,82	149,33	137,7
n_f	3,16	3,32	3,03	3,73

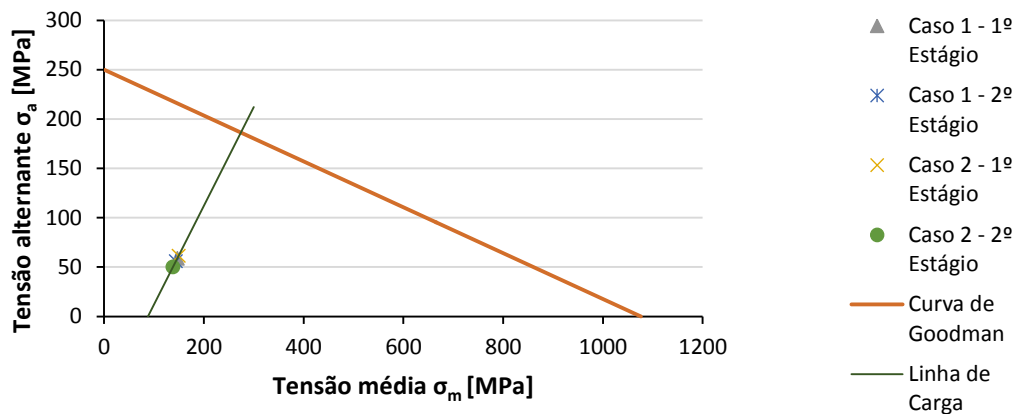


Figura 5.3 – Representação gráfica de Goodman para a rosca da haste.

5.2.2 Rasgo de fixação

A análise de fadiga no rasgo de fixação da haste com a cruzeta foi realizada conforme a Seção 2.1.1. Alguns dados necessários para os cálculos são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Dados para cálculo de fadiga no rasgo de fixação.

A_r	3060	mm ²		F_{ar12}	78,65	kN		F_{mr}	0	kN
k_{fr}	1,92	-		F_{ar21}	85,51	kN				
F_{ar11}	80,73	kN		F_{ar22}	71,04	kN				

em que A_r é a área da seção transversal na posição do rasgo, k_{fr} é o concentrador de tensão do rasgo, F_{ar11} é a componente alternante da força do caso 1 na haste do primeiro estágio, F_{ar12} é a componente alternante da força do caso 1 na haste do segundo estágio, F_{ar21} é a componente alternante da força do caso 2 na haste do primeiro estágio, F_{ar22} é a componente alternante da força do caso 2 na haste do segundo estágio e F_{mr} é a componente da força média pra todos os casos.

Deve-se ressaltar que foi assumida nula a componente média da força devido ao fato de que, em todos os casos, resulta em tensões compressivas. Para fins da avaliação da fadiga através do critério de Goodman os resultados apresentados serão mais conservadores do que quando considerada forças médias compressivas. Também é característica deste caso a coincidência entre a linha de carga e o eixo das ordenadas.

A Tabela 5.7 apresenta as componentes de tensão para os dois estágios, operando em ambos os casos, bem como os fatores de segurança de fadiga para cada uma das combinações. Já a Figura 5.4 mostra a representação gráfica de Goodman da situação encontrada no rasgo.

Tabela 5.7 - Componentes de tensão e fator de segurança para fadiga no rasgo.

	Caso 1		Caso 2	
	1º Estágio	2º Estágio	1º Estágio	2º Estágio
σ_a [Mpa]	58,92	57,4	62,4	51,8
σ_m [Mpa]	0	0	0	0
n_f	4,24	4	4,35	4,83

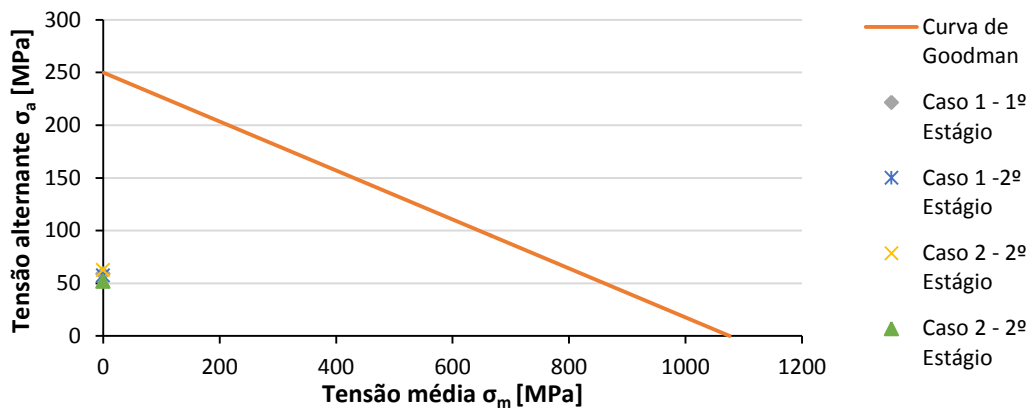


Figura 5.4 – Representação gráfica de Goodman para o rasgo

5.2.3 Redução de seção

Assim como a análise realizada no rasgo da haste o estudo feito na redução de seção segue a teoria apresentada na seção 2.1.1. A Tabela 5.8 apresenta alguns dados necessários para a realização dos cálculos.

Tabela 5.8 - Dados para cálculo de fadiga na redução de seção.

A_{rs}	2357,4	mm ²		F_{ars12}	86	kN		F_{mrs}	0	kN
k_{frs}	2,012	-		F_{ars21}	89,29	kN		r_r	2,5	mm
F_{ars11}	85,26	kN		F_{ars22}	77,38	kN				

em que A_{rs} é a área da seção transversal da região de menor diâmetro, k_{frs} é o concentrador de tensão da redução, F_{ars11} é a componente alternante da força do caso 1 na haste do primeiro estágio, F_{ars12} é a componente alternante da força do caso 1 na haste do segundo estágio, F_{ars21} é a componente alternante da força do caso 2 na haste do primeiro estágio, F_{ars22} é a componente alternante da força do caso 2 na haste do segundo estágio, F_{mrs} é a componente média da força, que assim como no rasgo de fixação foi assumida nula nas quatro situações e r_r é o raio do filete na redução.

A Tabela 5.9 apresenta os resultados das tensões obtidas para os diferentes casos, assim como seus respectivos fatores de segurança de fadiga. Já a figura 5.5 mostra a representação gráfica de Goodman referente à redução de seção.

Tabela 5.9 - Componentes de tensão e fator de segurança para fadiga na redução de seção.

	Caso 1		Caso 2	
	1º Estágio	2º Estágio	1º Estágio	2º Estágio
σ_a [Mpa]	72,78	73,4	76,2	66,04
σ_m [Mpa]	0	0	0	0
n_f	3,43	3,4	3,28	3,79

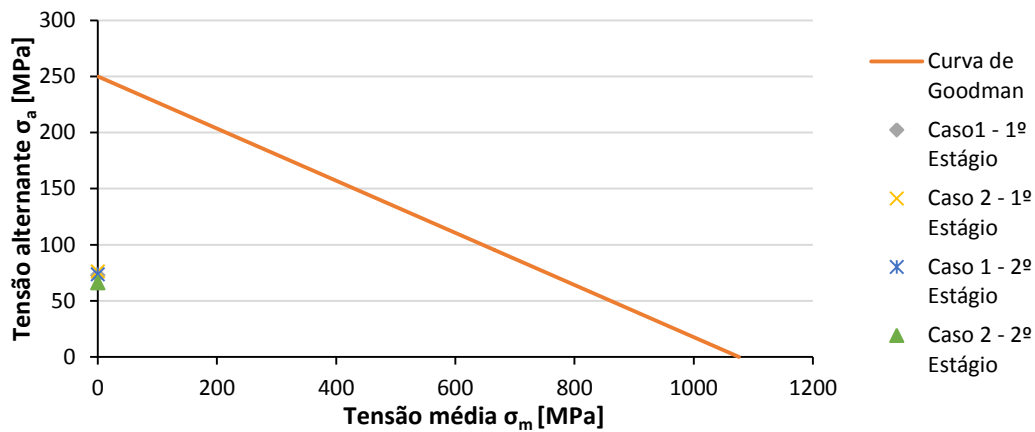


Figura 5.5 – Representação gráfica de Goodman para a redução de seção.

5.3 Mecânica da fratura linear elástica

Embora fosse sabido de antemão que a adequada verificação de fadiga para este caso é a metodologia S-N analisou-se o cenário da propagação subcrítica de uma fissura aplicando o modelo de Paris. Para isto foi assumida uma trinca na região da rosca da haste de 1 [mm] de profundidade, conforme esquema apresentado na Figura 5.6. A análise foi realizada na haste do primeiro estágio, operando conforme o caso 2.

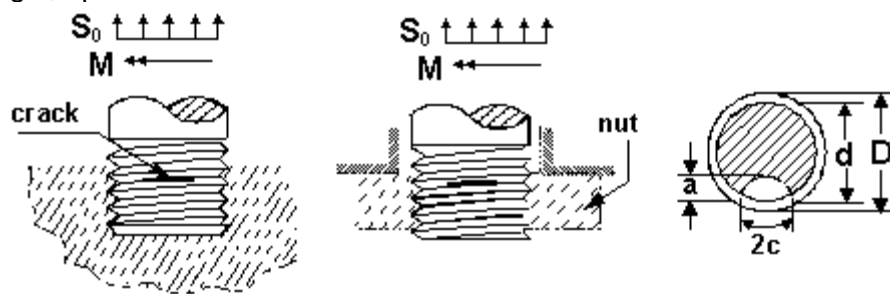


Figura 5.6 – Esquema de trinca na junta parafusada. (Adaptado de NASA, 2001).

Foram considerados as propriedades do material apresentadas na Tabela 5.10. Devido ao fato da dificuldade de obter o fator de intensidade crítica para o AISI 4320, esta análise foi feita considerando o aço AISI 4340, que possui uma certa semelhança na composição quando comparado com o 4320.

Tabela 5.10 – Dados para os cálculos através da MFLE

β	4,57	-		Δk_{th}	4	MPa m ^{1/2}		A	1,36x10 ⁻¹⁰	-
$\Delta\sigma$	35,59	MPa		a_i	1	mm		m	2,25	-
Δk_i	9,11	MPa m ^{1/2}		2c	2,5	mm		k_{IC}	60	MPa

em que β é o fator geométrico (equação 2.17), extraído de Branco, 1986, $\Delta\sigma$ é a variação de tensão aplicada na região da fissura, Δk_i o intervalo do fator de intensidade de tensão inicial, Δk_{th} é o fator de intensidade de tensões mínimo para o aço, obtido em NASA,2001 a_i o tamanho inicial da trinca, A e m coeficientes empíricos da lei de Paris e k_{IC} a tenacidade para o aço AISI 4340, retirado de NASA,2001.

Observa-se que o intervalo do fator de intensidade inicial, Δk_i , obtido é maior que o fator de intensidade mínimo, Δk_{th} , do material. Este fato indica que para a situação apresentada a trinca propagará.

Com os dados apresentados na Tabela 5.10 e a teoria apresentada na Seção 2.1.2 o tamanho crítico de trinca foi estimado em 43,3 [mm] e a taxa de propagação da trinca em 1,96x10⁻⁸ [m/ciclo]. Com isso o número de ciclos até a ruptura foi estimado em 153098 ciclos, o que indica que uma trinca de 1 [mm] se propaga até a ruptura em apenas 3,59 [h] de operação.

Os resultados apresentados foram obtidos considerando uma trinca semi-elíptica, conforme Figura 5.6 e que o fator geométrico β seja constante ao longo da propagação da fissura. Para uma avaliação em que se considere a variação de β recomenda-se o uso de softwares específicos, como o Nasgro ou o Afgrow.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho realizou-se um estudo na haste de um compressor alternativo de dois estágios e duplo efeito, com o intuito de determinar as cargas atuantes e realizar análise de fadiga nos principais concentradores de tensão da mesma. A avaliação de fadiga foi feita utilizando-se abordagens por duas metodologias diferentes. No transcurso do trabalho obtiveram-se as seguintes conclusões:

- A alteração das condições de operação do compressor não causam sobrecarga significativa na haste do compressor. Isto fica evidenciado nas cargas máximas obtidas e nas representações gráficas das análises de fadiga, que mostram os pontos de solicitação concentrados na mesma região, independente das operações avaliadas. Cabe ressaltar que este fato é visto com surpresa, pois de antemão, esperava-se que a alteração nas condições de operação pudessem ter efeitos significativos na integridade do equipamento.
- Fica evidenciado que no caso 2 o compressor opera de forma menos equilibrada, quando comparada com a situação imposta pelo caso 1, pois há uma maior diferença entre as forças aplicadas nas hastes do primeiro e segundo estágios.
- Mostrou-se que, como esperado, a rosca é a região da haste mais crítica para fadiga, sendo o pior dos casos a rosca do primeiro estágio sujeita às condições do caso 2.
- Por fim, confirmou-se a tendência de que este componente do compressor fosse projetado para vida infinita. A importância disto fica evidente no estudo considerando a abordagem da mecânica da fratura linear elástica que, devido à alta velocidade de rotação do equipamento, indica que o componente falhará rapidamente após a nucleação de uma trinca.

Fica como sugestão para trabalhos futuros a avaliação do impacto das alterações nas condições de operação nos parâmetros de vibração do compressor. Também seria interessante a avaliação do impacto do aumento das forças de compressão no filme de óleo no mancal da ligação entre cruzeta e biela, pois altas forças podem romper o filme, causando danos ao mancal e assim causando aumento de temperatura e vibração no mancal.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Anderson, T.L.; "Fracture Mechanics: Fundamentals and applications", CRC, 2ª Edição, 1995
- Borgnakke, C.; Sonntag, R.E.; "Fundamentos da Termodinâmica"; Blucher, 7ª Edição, 2009.
- Branco, C.M.; Fernandes, A.A.; Castro, P.M.S.T.; "Fadiga de estruturas soldadas"; Gulbenkian, 1ª Edição, 1986.
- Budynas, R.G.; Nisbeth J.K.; "Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica"; AMGH, 8ª Edição, 2011.
- NASA, "Fatigue Crack Grow Computer Program – Reference Manual", 2001
- Nóbrega, Paulo R.L.; "Compressores: Manutenção de Compressores Alternativos e Centrifugos"; Synergia, 1ª Edição, 2011.
- Norton, R.L.; "Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada"; Bookman, 4ª Edição, 2013.
- Possebon, T.; "Análise de Fadiga e Confiabilidade em Hastes de Pistão de Compressores Alternativos", 2010
- Silva, N.F.; "Compressores Alternativos Industriais: Teoria e Prática", Interciência, 1ª Edição, 2009.

APÊNDICE A

1. DETERMINAÇÃO DO DIAGRAMA P_xV DO CICLO IDEAL DE COMPRESSÃO.

A fim de calcular o digrama P_xV do ciclo ideal do compressor é preciso escrever equações que determinam a posição do pistão, a pressão na compressão do lado da haste e da tampa e a pressão na expansão, também em ambos os lados, em função de uma variável comum, que neste caso será a posição angular do eixo de manivelas.

Com o objetivo de determinar o diagrama será utilizada a formulação desenvolvida por Silva, 2009.

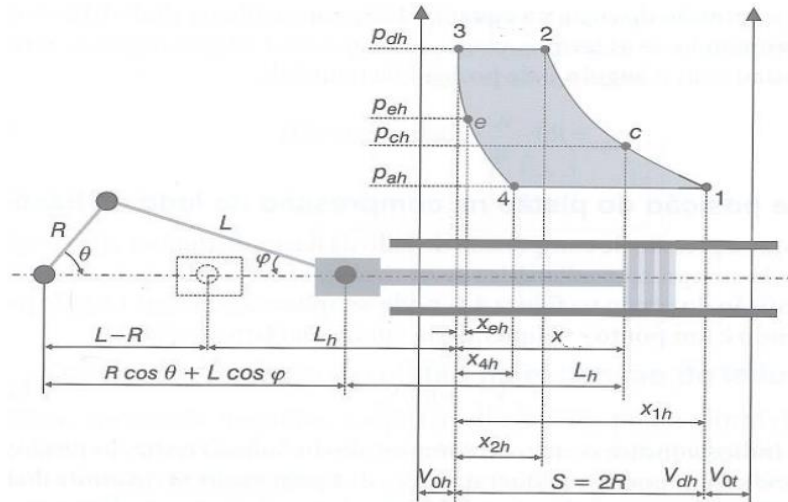


Figura A.1 – Posição do pistão no diagrama P_xV no lado da haste.(Silva, 2009)

A fim de determinar a posição x do pistão em um ponto qualquer do seu curso S , como já mencionado, é necessário encontrar uma expressão matemática que relacione a posição x com a posição angular da manivela θ . Tal relação é dada pela equação

$$x = R\left(1 - \frac{\lambda}{4} + \cos \theta + \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta\right) \quad (\text{A.1})$$

onde $\lambda = \frac{R}{L}$, R é o comprimento da manivela, L é o comprimento da biela e θ é a posição angular da manivela.

Vale aqui lembrar que a posição x é medida a partir do ponto morto inferior do pistão, diferentemente da posição x_p , apresentada no Anexo A.

O volume nas câmaras de compressão de ambos os lados é definido em função da posição angular do pistão, sendo eles representados pelas equações (A.2) e (A.3).

$$V_h = (A_t - A_h)x \quad (\text{A.2})$$

onde V_h é o volume no lado da haste, A_t é a área da seção transversal do cilindro e A_h é a área da seção transversal da haste.

$$V_t = (S - x - l_p)A_t \quad (\text{A.3})$$

onde V_t representa o volume no lado da tampa, S o curso do cilindro e l_p o comprimento do pistão.

Considerando que a compressão do lado da haste, do ponto 1 até o ponto 2, é considerada adiabática reversível, pode-se determinar a pressão de compressão do lado da haste P_{ch} para qualquer posição x do pistão através da equação a seguir

$$P_{ch} = P_a \left[\frac{2R(1 + C_h)}{2RC_h + x} \right]^k \quad (\text{A.4})$$

onde P_a é a pressão de admissão C_h é o clearance do lado da haste e k é o coeficiente adiabático do gás.

A equação (A.4) é válida para qualquer ponto ao longo da curva de compressão adiabática reversível do lado da haste, isto é, do ponto 1 ao 2 da Figura A1. No ponto 2 ocorre a abertura da válvula de descarga, portanto, do ponto 2 ao 3 esta equação não se aplica e neste ponto a pressão passa a ser constante e igual a pressão de descarga.

Para a correta determinação do diagrama é necessário estipular a posição de abertura da válvula de descarga, posição esta onde a pressão da câmara de compressão deixará de subir e passará a ser constante e igual a pressão de descarga. Esta posição é determinada pela equação (A.5).

$$x_{2h} = 2R \left\{ \frac{1 - C_h \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{1/k} - 1 \right]}{\frac{p_d}{p_a}} \right\} \quad (\text{A.5})$$

onde x_{2h} é a posição de abertura da válvula de descarga e p_d é a pressão de descarga.

Como mostrado na Figura (A1), no ponto 3 o pistão atinge seu ponto morto superior no lado da haste. A partir deste momento começa o processo de expansão dentro do cilindro. A pressão na expansão para qualquer posição do pistão x é obtida pela Expressão (A.6).

$$p_{eh} = p_d \left[\frac{2RC_h}{2RC_h + x} \right]^k \quad (\text{A.6})$$

onde p_{eh} é a pressão durante o processo de expansão do lado da haste.

Esta equação é válida para qualquer ponto sobre a curva de expansão no lado da haste, ou seja, do ponto 3 até o ponto 4 da Fig. A1. No ponto 4 ocorre a abertura da válvula de admissão, assim a pressão passa a ser constante e igual à pressão de admissão e a equação (A.6) perde a validade entre os pontos 4 e 1.

Neste caso a abertura da válvula de admissão, e conseqüentemente o ponto onde a pressão no interior do cilindro passará a ser constante é determinada pela Equação (A.7)

$$x_{4h} = 2RC_h \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (\text{A.7})$$

onde x_{4h} é posição de abertura da válvula de admissão no lado da haste.

Realizando uma abordagem análoga ao que foi realizado no lado da haste, chega-se às equações referentes ao lado da tampa.

$$p_{ct} = p_a \left[\frac{2R(1 + C_t)}{2RC_t + x} \right]^k \quad (\text{A.8})$$

onde p_{ct} é a pressão durante o processo de compressão no lado da tampa e C_t é o clearance do lado da tampa.

Neste caso a posição de abertura da válvula de descarga, x_{2t} , é determinada pela Equação (A.9).

$$x_{2t} = 2R \left\{ \frac{1 - C_t \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{1/k} - 1 \right]}{\left(\frac{p_d}{p_a} \right)} \right\} \quad (\text{A.9})$$

em que x_{2t} é a posição de abertura da válvula de descarga no lado da tampa.

$$p_{et} = p_d \left[\frac{2RC_t}{2RC_t + x} \right]^k \quad (\text{A.10})$$

em que p_{et} é a pressão de expansão no lado da tampa.

$$x_{4t} = 2RC_t \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (\text{A.11})$$

em que x_{4t} é a posição de abertura da válvula de admissão no lado da tampa.

Através do equacionamento acima descrito pôde-se determinar o diagrama PxV ideal do compressor em questão para os casos 1 e 2. As figuras A.4 e A.5 mostram os diagramas do primeiro e segundo estágio para os dois casos estudados. Por questões de apresentação os diagramas foram plotados em função do volume da haste.

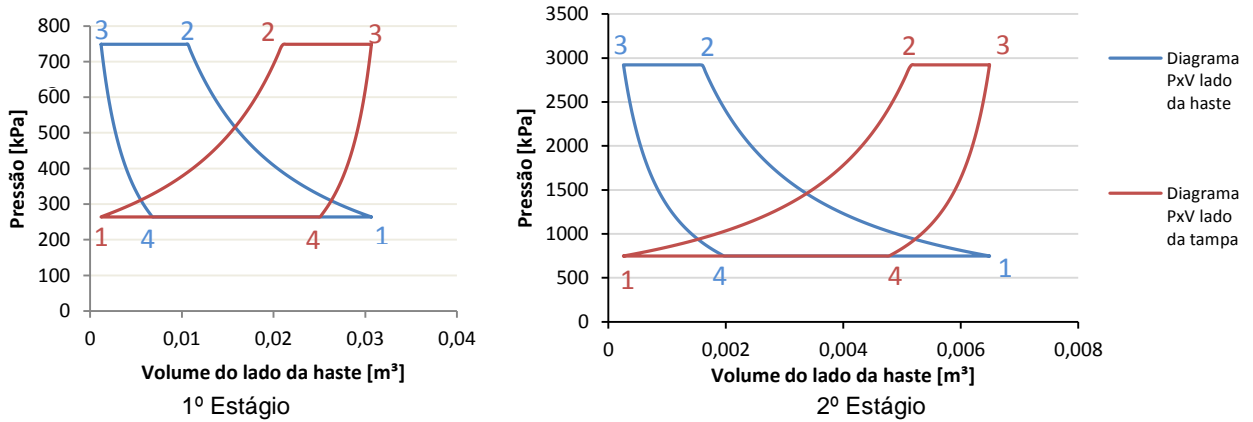


Figura A.2 – Diagrama PxV quando em operação conforme caso 1.

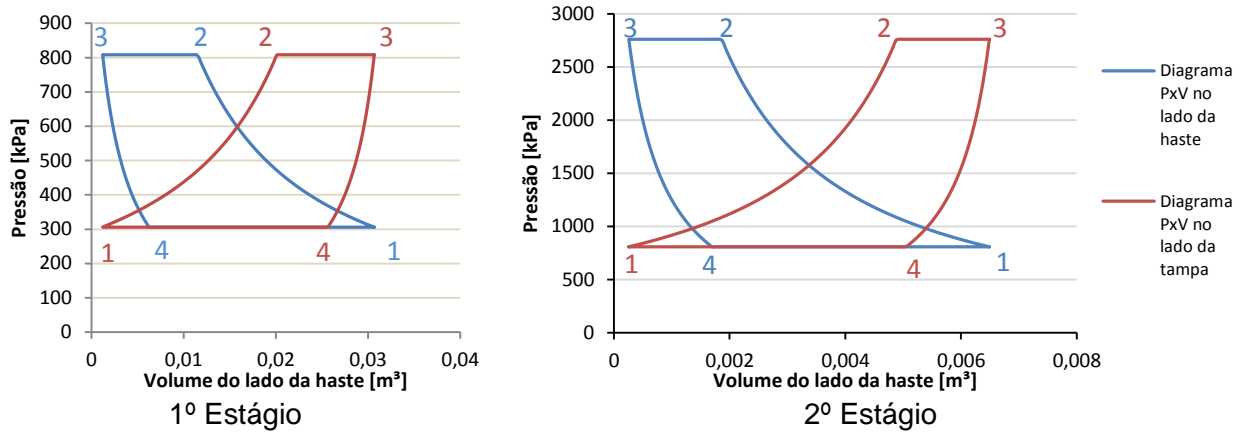
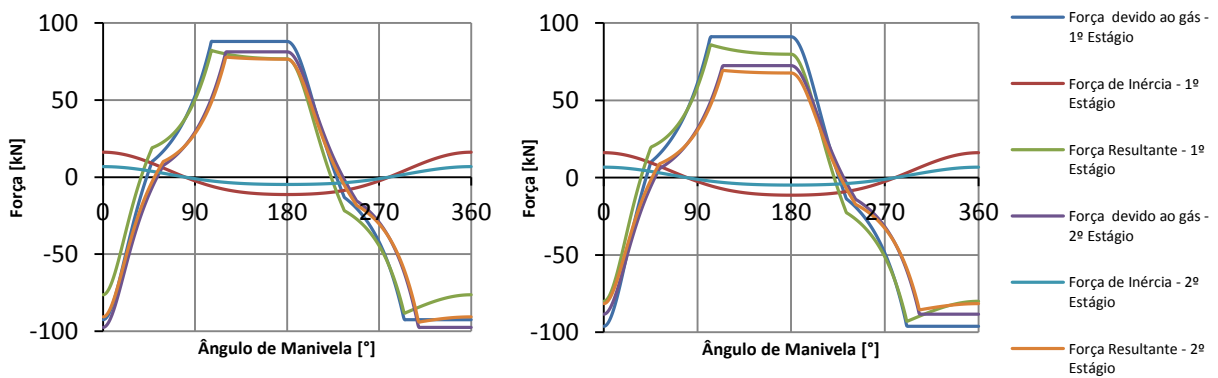


Figura A.3 – Diagrama PxV quando em operação no caso 2

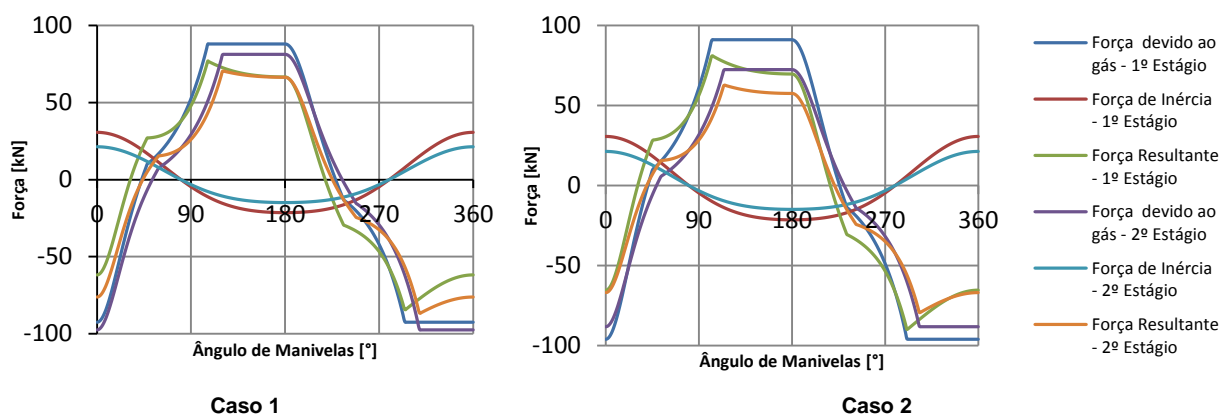
APÊNDICE B



Caso 1

Caso 2

Figura B.1 – Esforços atuantes na região de redução de seção.



Caso 1

Caso 2

Figura B.2 – Esforços atuantes na região do rasgo de fixação da haste na cruzeta.

ANEXO A

CINEMÁTICA DO MECANISMO BIELA E MANIVELA

O estudo cinemático apresentado consiste na modelagem matemática do mecanismo biela e manivela, para que desta forma seja possível encontrar as equações da posição, velocidade e aceleração em qualquer posição angular da manivela.

Esta avaliação é de extrema importância para os cálculos da força de inércia, pois as mesmas dependem diretamente da aceleração. O equacionamento aqui apresentado segue o proposto por Silva, 2009.

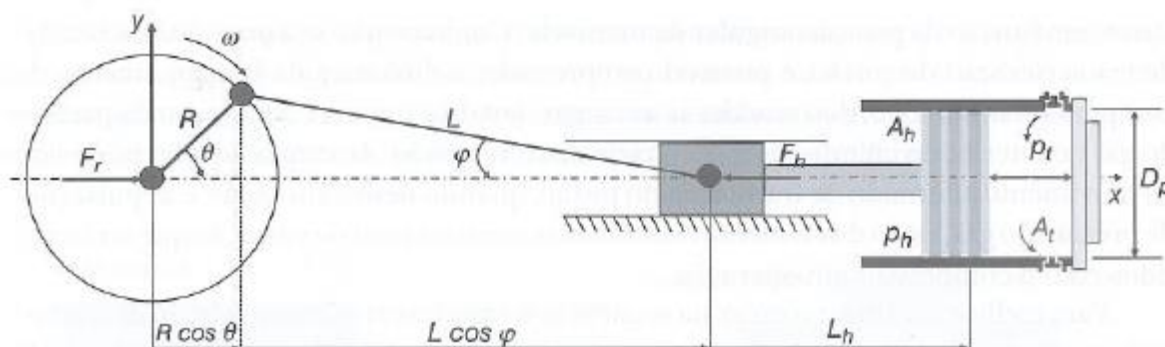


Figura C.1 – Ilustração do mecanismo biela e manivela. (Silva, 2009)

1.1. Posição do pistão

A equação da posição do pistão em função do ângulo de manivela nos permite avaliar a velocidade e aceleração do pistão através das suas derivadas. Através da Figura C.1, algum algebrismo e aplicação de relações trigonométricas a posição do pistão x_p , pode ser escrito apenas em função do ângulo manivela através da equação a seguir

$$x_p = R \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda}{4} + \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta + \frac{L_h}{R} \right) \quad (C.1)$$

onde $\lambda = R/L$.

A Equação (C.1) permite calcular a posição do pistão, através do ângulo de manivela, desde que sejam conhecidos os comprimentos da manivela, da biela e da haste do pistão. A posição x_p difere da posição x apresentada no Apêndice A, pois esta mede a posição desde o centro de rotação da manivela enquanto a apresentada anteriormente é referenciada no ponto morto inferior do pistão.

1.2. Velocidade do pistão

A velocidade do pistão pode ser calculada através da primeira derivada com relação ao tempo da Equação (C.2). Deste modo a velocidade do pistão pode ser calculada por:

$$v_p = -R\omega \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (\text{C.2})$$

1.3. Aceleração do pistão

A aceleração do pistão pode ser calculada pela segunda derivada temporal da equação (C.1), ou a primeira derivada da velocidade, Equação (C.2). Assim, a aceleração é calculada por:

$$a_p = -R\omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (\text{C.3})$$

A figura (C.2) apresenta o perfil de aceleração do pistão do compressor estudado.

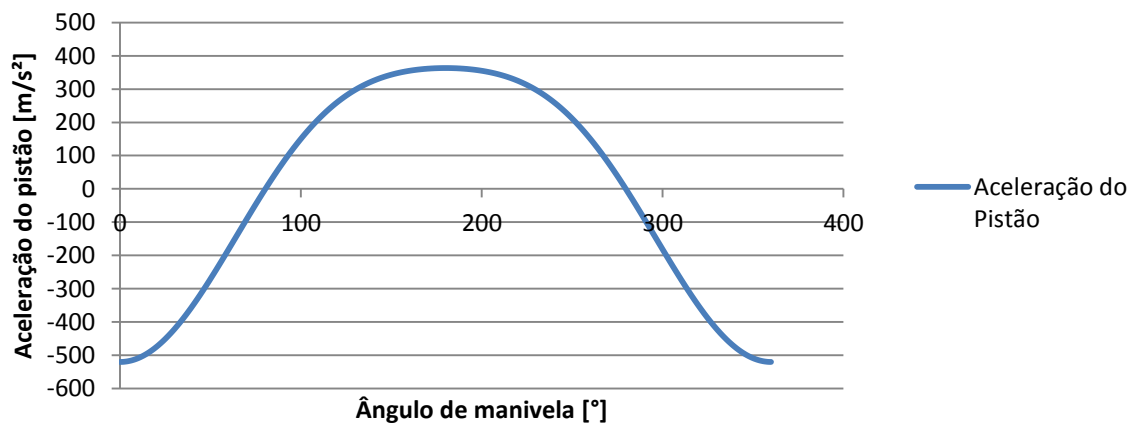


Figura C.2 – Aceleração do pistão em relação ao ângulo da manivela.