

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

ANÁLISE DE FADIGA E CONFIABILIDADE DO ÚLTIMO PRATO QUE VEDA O CILINDRO DE
UM HIPER-COMPRESSOR DE ETENO.

por

Pedro Jacinto Vivas Ponte

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, junho de 2011



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

ANÁLISE DE FADIGA E CONFIABILIDADE DO ÚLTIMO PRATO QUE VEDA O CILINDRO DE
UM HIPER-COMPRESSOR DE ETENO.

por

Pedro Jacinto Vivas Ponte

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. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Letícia Fleck Fadel Miguel

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Edson Hikaro Aseka

Porto Alegre, 13, junho de 2011.

DEDICATÓRIA:

Dedico este trabalho a minha querida madrinha Sylvia Maria Ramos Vivas Dautartas (*in memoriam*).

AGRADECIMENTOS:

Agradeço a minha família e à namorada pela paciência e atenção demonstrada durante a realização deste trabalho, em especial ao meu pai Dr. Eng. Jacinto Ponte Júnior pela assistência exaustiva ao decorrer de toda a minha graduação.

Agradeço aos integrantes e engenheiros da empresa Braskem S/A das plantas PE4 e PE6 pelos ensinamentos passados sobre hiper-compressores, em especial ao Eng. Sebastian Caldas Herbert pela escolha do tema e auxílio no trabalho.

Agradeço ao Engenheiro da GE Nuovo Pignone Enzo Giacomelli por tirar dúvidas e responder atenciosamente todos os meus e-mails enviados.

Agradeço aos meus amigos e colegas que me acompanharam durante a graduação, em especial à Ariel Kaplan e ao Eng. Alexandre José Baumgaertner Filho pelo auxílio com o software numérico-computacional para desenvolvimento deste trabalho.

Por fim, agradeço a todos os professores da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul por todo conhecimento adquirido, em especial ao meu orientador Dr. Eng. Rogério José Marczak pela assistência nesta monografia.

Ponte, P. J. V. **Análise de Fadiga e Confiabilidade do Último Prato que Veda o Cilindro de um Hiper-Compressor de Eteno**. 2011. 18 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

O hiper-compressor de eteno é utilizado na indústria petroquímica sendo responsável pela a produção da resina plástica polietileno de baixa densidade (PEBD). Este equipamento sofre grandes variações de pressão durante o trabalho de sucção e descarga, tornando seus componentes suscetíveis a fadiga. O objetivo deste trabalho é estudar as tensões ocasionadas pelos diversos carregamentos que estão agindo sobre o último prato de vedação do cilindro deste compressor, para explicar o surgimento de trincas nesta peça. O estudo utilizou ferramentas analíticas, simulação numérica (método de elementos finitos) e dados experimentais, para a determinação do efeito das tensões cíclicas na fadiga do componente em estudo. Relacionando a resistência e a sollicitação descobriu-se a inadequação do projeto do último prato. Assim, foi sugerida uma melhoria na segurança e confiabilidade dos carregamentos, através da mudança da geometria do furo de lubrificação.

PALAVRAS-CHAVE: prato de vedação do cilindro do hiper-compressor, fadiga, confiabilidade, geometria do concentrador de tensões.

Ponte, P.J.V. **Fatigue and Reliability Analysis of Last Sealing Cup of an Ethylene Hyper-Compressor Cylinder**. 2011. 18 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

The ethylene's hiper-compressor is used in the petrochemical industry being responsible for the production of low density polyethylene (LDPE) plastic resin. This equipment suffers from variations in pressure during suction and discharge, making its components susceptible to fatigue. The aim of this work is to study the stress caused by the various loads acting on the last cup that seals the cylinder of this compressor, to explain the occurrence of cracks in this type of component. The study used analytical tools, numerical simulations (finite element method) and experimental data for determining the effect of cyclical stresses on fatigue of the component under study. Relating the strength and loads it was discovered the inadequacy of the last cup project. Thus, it was suggested an improvement in load's safety and reliability, by changing the geometry of the lubricating hole.

KEYWORDS: hyper-compressor's cylinder seal cup, fatigue, reliability, stress concentration geometry.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	2
3. REVISÃO DE MÉTODOS ANALÍTICOS APLICÁVEIS	3
3.1. Esforços nos Pratos.....	3
3.2. Sistemas de Coordenadas.....	3
3.3. Estudo das Tensões nos Dutos de Lubrificação.....	3
3.4. Tensões geradas pelo efeito de temperatura.....	4
3.5. União Parafusada	5
3.6. Fadiga.....	5
3.7. Confiabilidade	5
4. CARREGAMENTOS NOMINAIS	6
4.1. Condições de Operação	6
4.2. Esforços do Tirante.....	6
4.3. Efeito de Temperatura	7
4.4. Tensão nos Dutos de Lubrificação.....	9
5. RESISTÊNCIA DO MATERIAL	10
5.1. Resistência a Fadiga:.....	10
5.2. Critérios de Fadiga:.....	11
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO	12
6.1. Fadiga.....	12
6.2. Confiabilidade	13
7. CONCLUSÃO	14
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
ANEXO "A":	16
1 - Operação com Desvio-Padrão(S) e Variância (Var):.....	16
2 - Cálculo do concentrador de Tensões para Fadiga:.....	16
3 - Resistência à fadiga, Curva de Wöhler (S_f):.....	16
4- Tensão média e Amplitude	16
ANEXO B:	17
Tabela B.1 – Distribuição Normal Padrão	17
APÊNDICE I:	18
Figura I.1 – Desenho último prato do cilindro com os três pequenos furos de lubrificação....	18
Figura I.2 – Conjunto de pratos (último prato (1) com furo de lubrificação inclinado 31°)	18

1. INTRODUÇÃO

Um hiper-compressor é utilizado nas plantas de alta-pressão das indústrias petroquímicas para produção do polietileno de baixa densidade (PEBD). Este equipamento, também chamado de compressor secundário, tem dois estágios de trabalho. Inicialmente, ele recebe o eteno do compressor primário a uma pressão de aproximadamente 40 MPa. Chegando ao "hiper" o gás é comprimido nos cilindros do primeiro estágio. Nos cilindros do segundo estágio, a pressão é maior, o gás é comprimido até 300 MPa, tendo assim, seus componentes muito mais suscetíveis à fadiga.

O mecanismo de funcionamento do compressor alternativo, seguindo a numeração da figura 1.1, consiste no sistema biela manivela. Após succionar (1) o gás eteno através do conjunto de válvula (8), ele é pressionado dentro da câmara de compressão (6) pelo pistão (7), que é guiado por um virabrequim. Após chegar a pressão de descarga, a válvula se abre e o gás sai (2) para o reator onde acontece a polimerização. Entre os demais equipamentos importantes, está o parafuso tirante (4) que segura o conjunto de pratos no cilindro.

Na prática, o último prato (5), que será alvo do estudo, está apresentando trincas entre os furos dos dutos de lubrificação (3) do pistão. A análise multiaxial de tensões irá avaliar todos os carregamentos que estão agindo no último prato e provocando estas trincas por fadiga. Por isso, uma das grandes motivações para este trabalho é a importância da produção do hiper-compressor para o lucro de uma indústria petroquímica de nível mundial, visto que, atualmente, a produção de uma planta de alta pressão pode chegar a 200.000 toneladas de PEBD por ano.

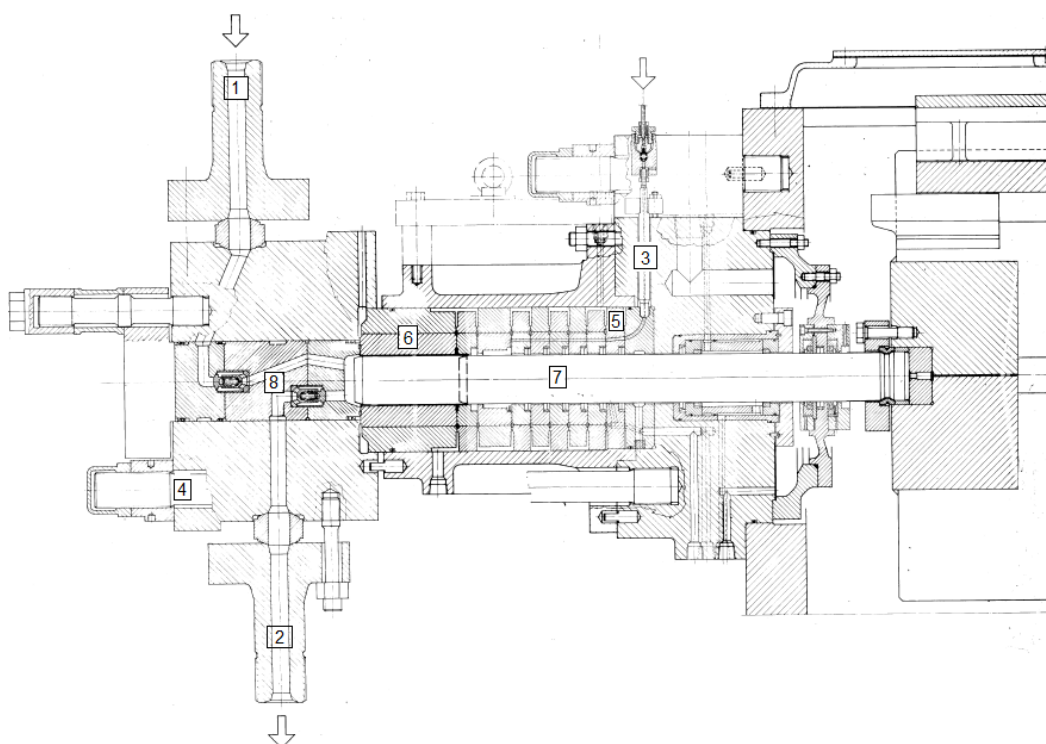


Figura 1.1 - Cilindro do segundo estágio do hiper-compressor

2. OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho, é estudar as tensões no último prato que veda um compressor alternativo de uma indústria petroquímica, para encontrar uma resposta sobre as trincas apresentadas nos furos de lubrificação desta peça. Assim, o estudo propõe uma melhoria para projetar este componente para a vida infinita, tendo como base os resultados da análise de fadiga e confiabilidade para um estado multiaxial de tensões. Utilizando diversas ferramentas adquiridas durante a graduação, será possível realizar um trabalho multidisciplinar que envolve transferência de calor, análise de elementos finitos, esforços de juntas parafusadas, fadiga e confiabilidade envolvendo um real problema de engenharia.

Para ilustrar o foco do trabalho, a figura 2.1, mostra as trincas entre os furos de lubrificação que estão aparecendo com grande frequência. Os furos são feitos por uma broca circular que penetra na peça com um ângulo de 31° com relação ao eixo do prato. Os resultados do coeficiente de segurança e da confiabilidade mostrarão se há ou não adequação do projeto, servindo de base para uma possível melhoria deste equipamento.



Figura 2.1 – Trincas apresentadas nos furos de lubrificação do último prato.

3. REVISÃO DE MÉTODOS ANALÍTICOS APLICÁVEIS

3.1. Esforços nos Pratos

Atualmente, os grandes estudos sobre o conjunto de pratos dos hiper-compressores foram feitos por empresas que fornecem este tipo de equipamento. Entre os estudos, Enzo Giacomelli e Alessandro Traversari da empresa italiana GE Nuovo Pignone realizaram artigos sobre o pacote de pratos que veda o cilindro de alta pressão.

Segundo Paul C. Hanlon (2001) que publicou os estudos de Giacomelli e Traversari, os cinco maiores esforços dos pratos como mostra a figura 3.1. são: (a) Tensão da Auto-fretagem (não se aplica ao último prato), (b) Tensão do parafuso tirante, (c) a pressão interna uniforme, (d) a perda de carga dos anéis e (e) o efeito de temperatura.

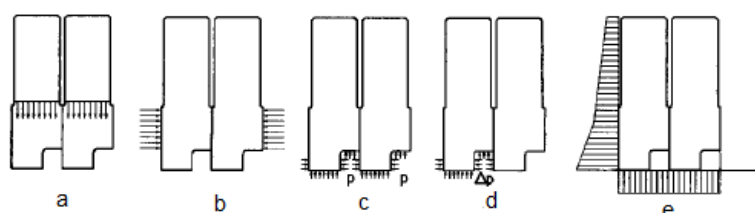


Figura 3.1-Principais esforços nos pratos.

3.2. Sistemas de Coordenadas

Ao longo do estudo de tensões, o autor sugere utilizar os sistemas de coordenadas cilíndricas ao invés das cartesianas para as tensões atuantes no pacote de pratos, devido a geometria do material. Assim, o estado triaxial de tensões será: tensão axial (σ_x); tensão circunferencial (σ_θ) e tensão radial (σ_r). Assim, a tensão resultante de Von Mises para as tensões principais será expressa pela equação (3.1).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_x - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2}{2}} \quad (3.1)$$

3.3. Estudo das Tensões nos Dutos de Lubrificação

Além dos estudos analíticos, em sua obra, Paul C. Hanlon (2001) apresenta estudos experimentais utilizando "strain gauges" junto das válvulas de lubrificação, para descobrir os valores da perda de carga ao longo do pacote de pratos devido aos anéis de vedação (Figura 3.2). Estes gráficos são ilustrativos e não foram tirados do mesmo hiper-compressor, no entanto, é de extrema importância esta análise para saber o comportamento das tensões que estão agindo sobre os pratos.

Através da análise gráfica, nota-se que ao longo do pacote de vedação a pressão interna cai para um valor que pode ser negligenciado para o último prato. Desta maneira, os carregamentos "c" e "d", figura 3.1, não participaram do desenvolvimento dos cálculos.

Nota-se também que, além das tensões apresentadas na figura 3.1, há uma outra pressão dentro dos dutos de lubrificação que não deve ser desprezada. Através do mesmo estudo com strain gauges, nota-se, que no duto 3 a pressão mantém-se constante ao longo de todo movimento do pistão. Giacomelli, comenta que esta pressão pode ser aproximada por 80% da pressão de sucção do cilindro. No duto 1, onde há a maior sollicitação, a pressão interna varia em 1300 atmosferas.

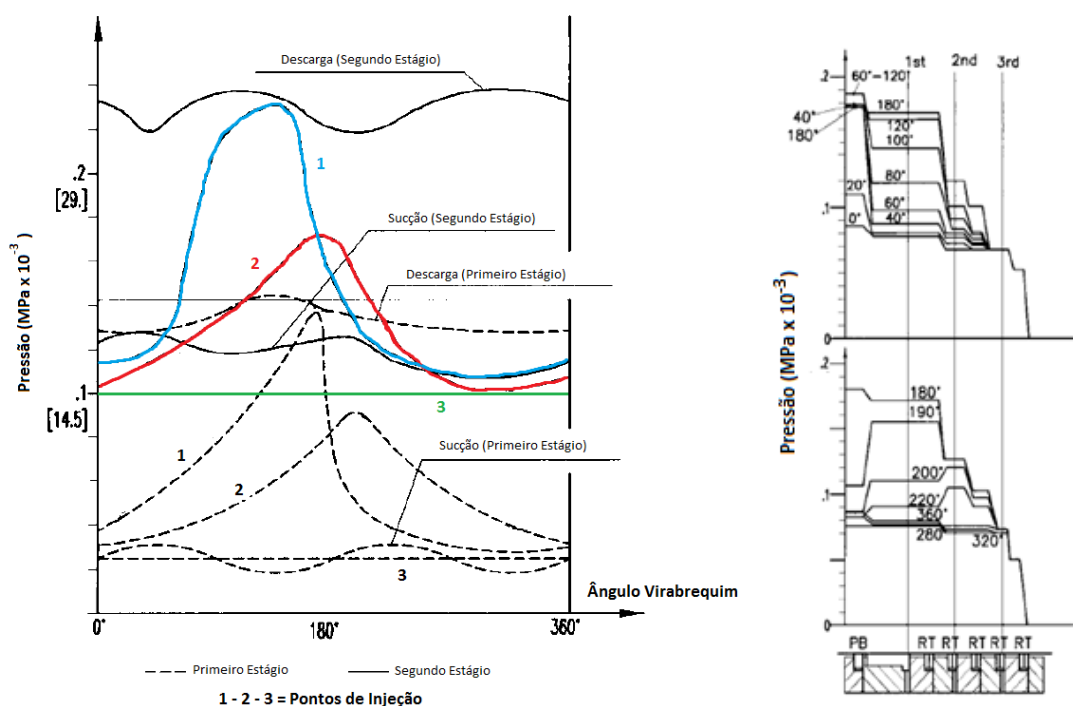


Figura 3.2 - Diagrama da perda de carga ao longo do pacote de pratos. (Fonte: Hanlon, 2001)

3.4. Tensões geradas pelo efeito de temperatura

A variação da temperatura após a montagem do cilindro fará com que haja tensões no pacote de pratos. A peça tentará se expandir, no entanto, o contato da vedação ocasionará uma compressão no prato de acordo com a distribuição de temperatura. Conhecendo a distribuição de temperatura na peça, segundo Shigley (1984), as tensões de compressão de um corpo podem ser obtidas pela equação (3.2).

$$\sigma = E \times \alpha \times (T_{Prato} - T_{Montagem}) \quad (3.2)$$

Ao entrar em operação, o hiper-compressor elevará a temperatura da região interna da vedação. O óleo de resfriamento atuará na superfície externa do prato, havendo uma troca de calor por condução (q), a lei de Fourier para sistemas radiais apresentada pela equação (3.3).

$$q = -KA \frac{dT}{dr} \quad (3.3)$$

Através de Incropera (2008), a equação 3.4 define a distribuição da temperatura (T) ao longo do prato:

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}}{K} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.4)$$

3.5. União Parafusada

Em uma junta parafusada, inicialmente é aplicada uma pró-tensão (F_i), esta força é responsável por tracionar o parafuso (tirante) e comprimir os demais elementos da união (chapas). A rigidez do tirante (k_T), para tração e compressão, pode ser aproximada pela equação 3.5. Já os demais elementos, estão em série, e a rigidez equivalente é expressa pelo somatório da equação 3.6, para "n" elementos em série.

$$k_T = \frac{E \times A}{L} \quad (3.5)$$

Ao entrar em operação a união sofrerá uma força externa (P) que será alternada entre a pressão de sucção e de descarga do cilindro. Uma parcela desta força tracionará ainda mais o tirante e a outra parcela irá aliviar a compressão do conjunto de chapas.

$$k_m = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \right)^{-1} \quad (3.6)$$

A parcela da carga externa que tracionará o tirante é a carga (P) multiplicada pela constante da junta (c) que é dada pela relação de rigidezes. Segundo Hanlon (2001), experimentalmente o valor da constante de junta é de 32%, portanto, a porcentagem da carga externa que afeta os demais elementos da união será de 68%. A expressão 3.7 estabelece o valor de (c) em função da rigidez do tirante e da rigidez equivalente dos demais elementos.

$$c = \frac{k_T}{(k_T + k_m)} \quad (3.7)$$

3.6. Fadiga

A fadiga em um material é uma falha causada pelo crescimento progressivo de uma trinca sob solicitações dinâmicas. Este tipo de solicitação consiste em um carregamento com um valor médio e com uma amplitude, multiplicados pelo fator concentrador de tensões. Segundo Shigley (1984), para aços dúcteis após suportar um milhão de ciclos o componente terá vida infinita para este tipo de carregamento.

A resistência do material à fadiga pode ser acompanhada pela curva de Wöhler, que a relaciona com o número de ciclos. Para obter o valor da resistência à fadiga, deve-se multiplicar o fator teórico com os modificadores: dependentes do tipo de carregamento, da geometria do material, da temperatura... que tem valor entre zero e um.

Dos diversos critérios de análise de fadiga, o critério de Goodman modificado tem ótimas aproximações para o estado triaxial de tensões. Este critério, disposto em um gráfico onde os eixos das abscissas são as tensões médias e no eixo das ordenadas são as amplitudes, consiste em uma reta entre a resistência à fadiga e a tensão de ruptura do material. Valores de carregamento superiores a esta reta implica a fadiga do material.

3.7. Confiabilidade

A confiabilidade do carregamento consiste no equacionamento estatístico, que relaciona a solicitação e a resistência, ou seja, é a possibilidade da resistência ser superior à solicitação,

(Rosa, 1991). Para um componente mecânico, o ideal é um coeficiente de segurança próximo, mas a cima de um e uma confiabilidade também muito próxima de um.

4. CARREGAMENTOS NOMINAIS

4.1. Condições de Operação

Utilizando dados obtidos junto à sala de controle de equipamentos, foi possível analisar as condições de operação do cilindro do segundo estágio. Através de uma amostra de valores de pressão de sucção e descarga, é admissível aproximar cada uma por uma distribuição normal, utilizando como base uma amplitude de seis desvios padrões (faixa de 99,7%), para os valores máximos e mínimos de trabalho.

Como mostra os dados da tabela 4.1, podem-se obter as seguintes distribuições para sucção e descarga respectivamente: $p_s = N(78,67; 0,07)$ MPa e $p_d = N(235,45; 2,85)$ MPa. Na qual "N" corresponde a uma distribuição normal, tendo como primeiro valor a média do carregamento e o segundo valor correspondendo ao desvio padrão desta amostra.

Tabela 4.1 - Condição de operação do Hiper-Compressor.

PRESSÃO (MPa)	SUCÇÃO	DESCARGA
Pressão Máxima ($p_{máx}$)	78,88	244,00
Pressão Mínima (p_{min})	78,46	226,90

4.2. Esforços do Tirante

Os esforços que os seis tirantes aplicam no pacote de pratos, tem grande influência sobre o material. Inicialmente, durante a montagem, eles são tensionados, por um macaco hidráulico, com uma pró-tensão de $\sigma_i = 80$ MPa. O material do parafuso é o aço AISI/ASME 4340, com as propriedades mostradas na tabela 4.2. Multiplicando o valor de " σ_i " pela área da seção resistente do parafuso, obtém-se o valor da pró-tensão em unidade de força: 477,8 kN.

Tabela 4.2 - Propriedades do tirante.

Propriedades	Tirante
Módulo de Elasticidade (E)	200000 MPa
Número de tirantes que vedam os pratos	6 tirantes
Comprimento (L)	1200 mm
Diâmetro da seção resistente (D)	87,2 mm

Quando o compressor entra em trabalho, a fração da pressão do cilindro que afetará os pratos e os tirantes é uma relação das rigidezes (equação 3.7), segundo Hanlon (2001), este valor $(1 - c)$ é de 68%. A pressão é realizada pelo pistão de área transversal circular de 78,49 mm². O valor "P" é a força realizada pelo pistão variando em sucção e descarga, que irá aliviar a compressão no conjunto de pratos causada pela a pró-tensão, como está representado na equação 4.1.

$$F_{pratos} = (1 - c) \times P - F_i \quad (4.1)$$

Os esforços durante a operação irão tracionar ainda mais o tirante. Com base tabela na 4.3 é possível saber as tensões que atuam no último prato. A figura 4.1 representa os esforços

e o deslocamento do tirante durante a montagem e operação, e os esforços e deslocamento nos demais elementos da união parafusada.

Tabela 4.3 - Esforços do tirante.

ESFORÇO	Força Tirante	Força Pratos
Pró-Tensão:	477.763,4 N	- 477.763,4 N
Sucção:	498.064,0 N	-434.624,5 N
Descarga:	538.521,6 N	-348.652,2 N

A área de contato dos pratos é de aproximadamente 11433 mm², multiplicando este valor pelas forças durante a sucção e descarga obtém-se as seguintes tensões axiais para o último prato devido ao tirante: $\sigma_{max} = -30,49$ MPa e $\sigma_{min} = -38,01$ MPa.

Para o cálculo de fadiga, o valor da tensão média será de $\sigma_m = -34,26$ MPa e a amplitude : $\sigma_a = 3,76$ MPa (de acordo com a equação "A.7" do Apêndice A"). O desvio padrão das tensões pode ser desprezado utilizando as relações "A.1", também do apêndice.

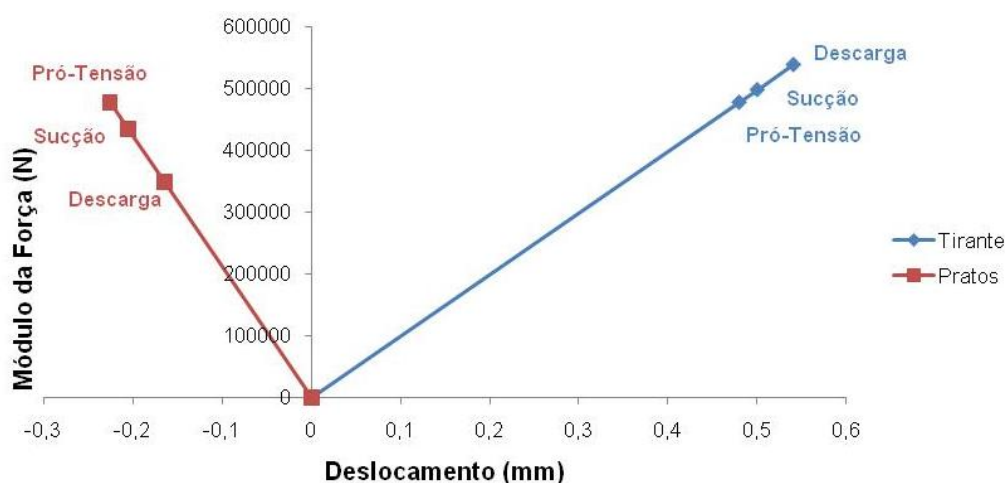


Figura 4.1 – Esforços da União Parafusada

4.3. Efeito de Temperatura

Para saber as tensões geradas pelo efeito térmico na peça, é necessário conhecer a distribuição da temperatura ao longo do prato. A transferência de calor de condução para sistemas radiais será constante.

Durante a operação, a temperatura do gás é de 115°C, que atua na parte interna do prato. O fluido de resfriamento tem uma temperatura de 60°C e está em contato com o diâmetro externo.

Utilizando as equações (3.2) e (3.3), para regime estacionário e sem geração de calor, sabe-se que a distribuição da temperatura terá um decaimento logarítmico e a transferência de calor (q') será igual a 9,90 kW/m. Desta maneira, segundo Incropera (2008), pode-se obter o equacionamento (4.2) para temperatura em função do diâmetro do prato:

$$T = T_{int} - q' \times \frac{\ln(D/D_{int})}{2 \times \pi \times K} \quad (4.2)$$

Apenas para o último prato, o furo passante de lubrificação é 31° inclinado, ou seja, valor da temperatura irá variar ao longo do duto. A variação será de 83,98°C para uma relação

de 1,61 com o diâmetro interno do prato, até 73,42°C para uma relação de 2,21 diâmetros, como mostra o gráfico da figura 4.2.

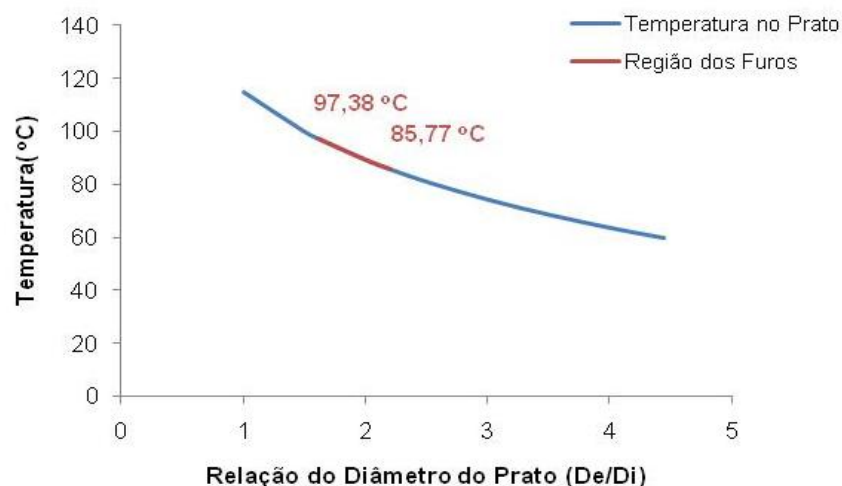


Figura 4.2 – Distribuição da temperatura ao longo do prato.

Como a temperatura decai ao longo do diâmetro do prato, a tensão devida aos esforços térmicos também terá o mesmo comportamento, ou seja, um decaimento logarítmico. Para uma temperatura de montagem padrão de 24°C, a tensão calculada analiticamente terá um valor máximo de 180,52 MPa para o lado do furo mais próximo do diâmetro interno do prato. A distribuição da tensão está representada na figura 4.3. Como estes valores são aproximados grosseiramente, pois a peça tem uma geometria mais complexa, optou-se por uma aproximação utilizando uma análise térmica de elementos finitos.

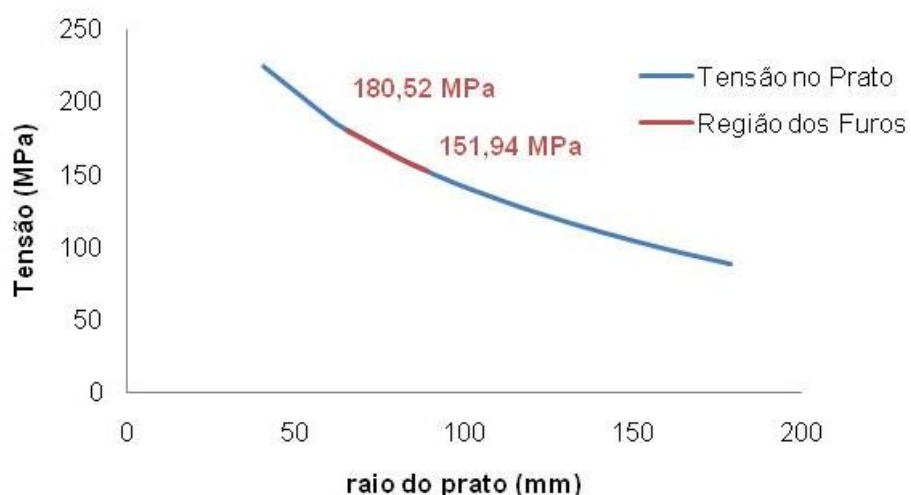


Figura 4.3 – Variação da tensão devido à temperatura ao longo do prato.

Através do programa comercial de elementos finitos CosmosWorks foi realizada uma análise do prato, utilizando como referência sua simetria. A malha foi feita com um elemento

tetraédrico de quatro nós. Após, foram inseridas as restrições e condições de contorno, obtendo assim, uma tensão de compressão no sentido axial do prato (Figura 4.4) de aproximadamente 120 MPa para região dos dutos de lubrificação (representação de apenas um duto na figura) . Como as tensões devidas à temperatura estão em regime permanente, elas tem valores constantes e sua parcela no cálculo de fadiga são pequenas.

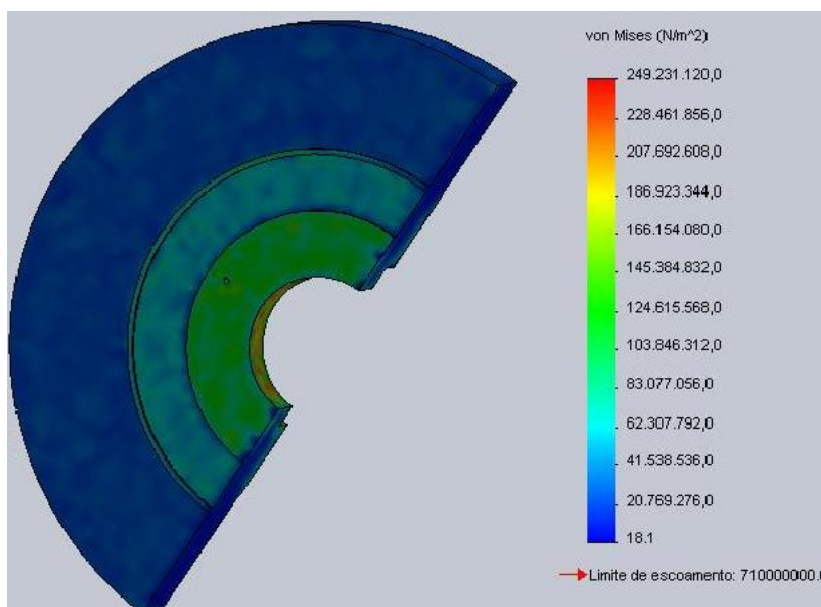


Figura 4.4 – Tensões devidas à temperatura, (representado apenas um furo no prato).

4.4. Tensão nos Dutos de Lubrificação

Através de estudos experimentais descritos por Giacomelli e Traversari (1975), a pressão para cada um dos três furos de lubrificação são diferentes. O furo menos solicitado é o duto três que suportará uma tensão constante, está tensão segundo Giacomelli, pode ser aproximada como 80% da pressão de sucção do cilindro. Ainda, tendo como base os estudos experimentais, a amplitude da pressão suportada pelo duto um (o mais solicitado e, portanto, alvo dos estudos) é de 130 MPa. Apresentado na figura 4.5, os valores desta pressão serão no sentido radial do furo.

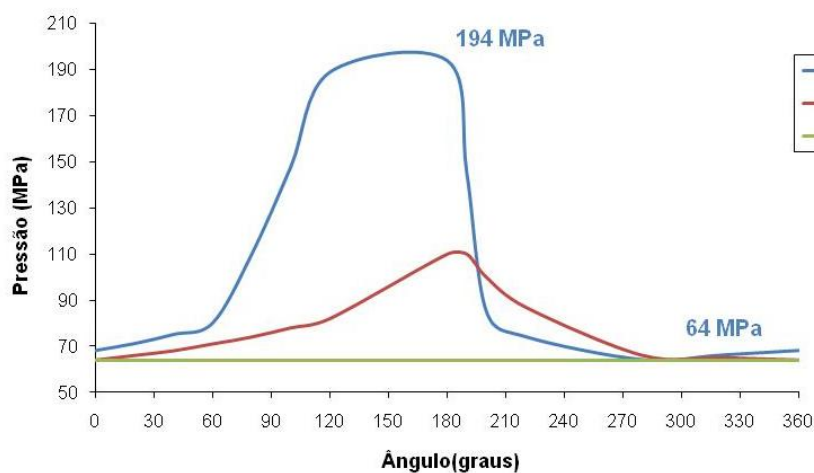


Figura 4.5 – Pressão Radial nos furos

Uma importante análise que deve ser feita é a do concentrador de tensão. Os furos são feitos por uma broca circular de 3 mm de diâmetro, penetrada na peça com um ângulo de 31°. Desta maneira, a geometria deste concentrador de tensão será elíptica em cada face do prato. O eixo menor (2a) desta elipse terá 3 mm e o eixo maior (2c) 3,5 mm com base na equação (4.3).

$$2c = \frac{3}{\cos \theta} \quad (4.3)$$

As tensões radiais: média e amplitude, devem ser multiplicadas pelo fator de concentração de tensão para vida infinita (k_t). Segundo a equação (4.4) de Inglis (1913), o valor teórico do concentrador de tensões (k_t) será de 3,33 pra uma elipse tracionada.

Assim, o valor do concentrador para vida infinita à fadiga será de 2,71 com base na equação "A.2" do "Apêndice A". Obtendo uma tensão média de $\sigma_m = N(349,22; 3,86)$ MPa e uma tensão de amplitude: $\sigma_a = N(175,97; 3,86)$ MPa.

$$k_t = 1 + \frac{2c}{a} \quad (4.4)$$

5. RESISTÊNCIA DO MATERIAL

5.1. Resistência à Fadiga

Os pratos dos hiper-compressores são de aço AISI/SAE 4340 normalizados (Poisson 0,3), as propriedades estão de acordo com a tabela (5.1). Assim, a resistência do material também tem uma distribuição gaussiana. A variância desta distribuição depende da exigência da empresa, que é de aproximadamente 3% da tensão de ruptura da peça.

Tabela 5.1 – Propriedades dos pratos

Propriedades:	SAE 4340
Tensão de ruptura (tração/compressão) ($\overline{\sigma}_R$)	860 MPa
Tensão de escoamento (σ_e)	740 MPa
Módulo de Elasticidade (E)	200000 MPa
Coeficiente de dilatação térmica Linear (α)	0,000012 K ⁻¹
Coef. de transferência de calor (k)	47 W/mK
Massa específica (ρ)	7800 kg/m ³

Segundo Shigley (2005), para aços projetados para vida infinita, a resistência à fadiga teórica (S_e') é dada pela relação (5.1), obtendo: $S_e' = 435,16$ MPa. Para obter o valor da resistência a fadiga real, deve-se, multiplicar o valor teórico pelos fatores modificadores que dependem: do acabamento da superfície (K_a), da dimensão do componente (K_b), do tipo de carregamento (K_c), da temperatura (K_d) e dos efeitos diversos (K_e).

$$S_e' = 0,506 \times \overline{\sigma}_R \quad (5.1)$$

Os fatores têm valores entre zero e um. O único fator com influência na resistência é referente ao carregamento (K_c). Para carregamento axial os valores: $\alpha = 1,43$; $\beta = -0,078$. Podem-se relacionar (Shigley, 2005) pela equação (5.2), tendo um valor de 0,844.

$$K_c = \alpha \times \overline{\sigma}_R^\beta \quad (5.2)$$

Desta maneira, o valor da resistência à fadiga do último prato que veda o hiper-compressor será de $N(367,36; 2,14)$ MPa para vida infinita. Além disso, através da equação "A.3" do "Apêndice A", obtêm-se, para 1000 ciclos, um valor de resistência a fadiga de 646,72 MPa. Desta maneira, pode-se obter a curva de Wöhler do material para fadiga de alto ciclo, como está representado na figura 5.1. A tabela 5.2 mostra os valores dos coeficientes modificadores da resistência à fadiga com base em Shigley (2005).

Tabela 5.2 – Fatores modificadores do valor teórico da resistência à fadiga.

Fator	Valor	Motivo
K_a	1	Acabamento polido.
K_b	1	Não há tensão de flexão/torção no furo.
K_c	0,844	Tensão axial.
K_d	1	Temperatura inferior à 450°C.
K_e	1	Não há efeitos adversos como corrosão.

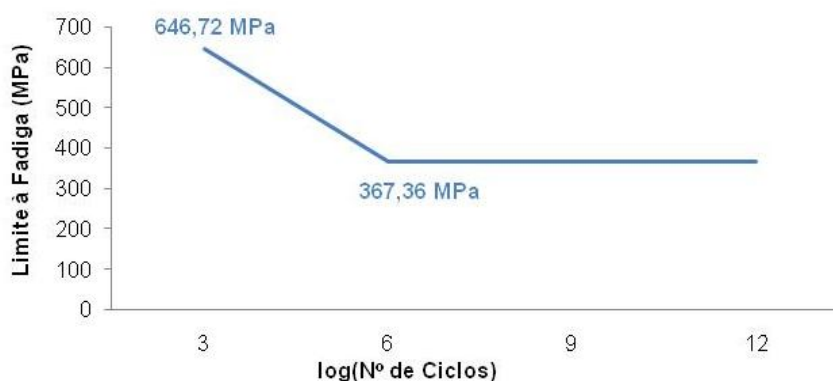


Figura 5.1- Curva de Wöhler do prato

5.2. Critérios de Fadiga

Utilizando o critério de Goodman modificado, que não é o mais conservativo, mas considerado como o de melhor aproximação para análise de fadiga com tensões multiaxiais (Shigley, 2005), e a reta de Langer que representa o limite do escoamento do material para tensões alternadas. Obtêm-se o gráfico da figura 5.2 para a resistência do material projetado para a vida infinita, valores de carregamentos a cima de qualquer uma das retas implicam em um material mal projetado para este tipo de sollicitação.

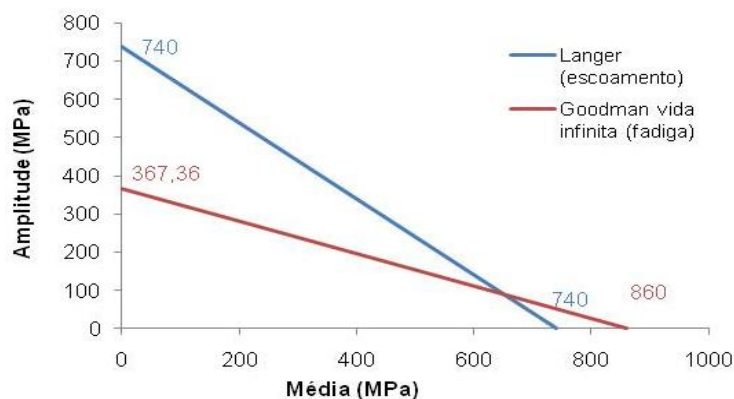


Figura 5.2 – Critério de Goodman modificado para resistência à fadiga para vida infinita

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1. Fadiga

Para a análise de fadiga é necessário juntar os valores de cada carregamento através da tensão de Von Mises. O tensor de tensão da amplitude terá os valores da pressão radial nos dutos e a pressão axial do tirante, a tensão causada pelo efeito de temperatura não entra nos cálculos pois não é uma tensão alternada, através da matriz 6.1. Assim, a tensão de Von Mises para amplitude será: $\sigma_{VMa} = N(174,12 ; 2,72)$ MPa.

$$\sigma_a = \begin{bmatrix} 175,97 & 0 & 0 \\ 0 & -3,76 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

Os valores para as tensões médias serão a soma das tensões axiais do tirante e da temperatura com valores negativos pois correspondem à compressão e o valor para a tensão radial dentro do furo concentrador de tensões (6.2). Desta maneira, a tensão de Von Mises para a média será: $\sigma_{VMm} = N(446,79 ; 2,72)$ MPa.

$$\sigma_m = \begin{bmatrix} 349,22 & 0 & 0 \\ 0 & -154,25 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Comparando os valores encontrados com a resistência do material, obtêm-se uma linha de carregamento que começa na tensão de montagem dos pratos (pró-tensão): 41,79 MPa, até chegar na tensão de solitação máxima, como mostra a figura 6.1. O coeficiente de segurança para vida infinita à fadiga do último prato será de 1,006 para geometria elíptica do furo; valor considerado muito baixo. Para um furo de geometria circular o valor do coeficiente de segurança irá aumentar para 1,094.

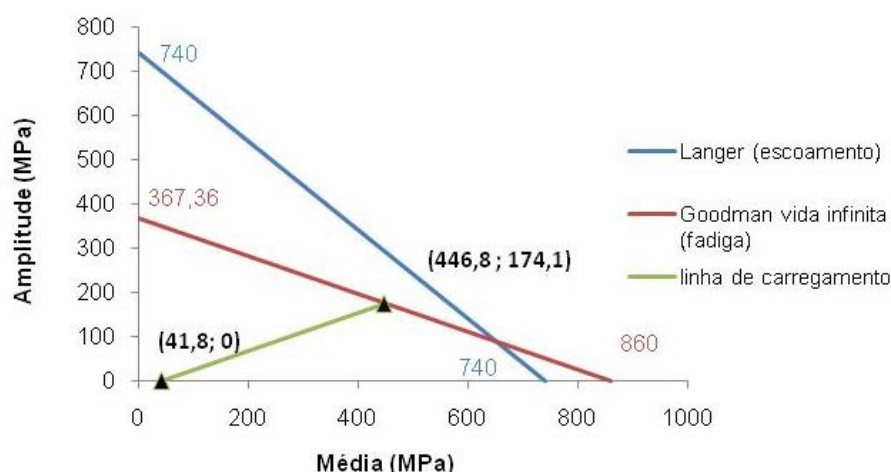


Figura 6.1 - Linha de carregamento da peça para um furo elíptico.

6.2. Confiabilidade

O valor da confiabilidade das tensões obtidas segue a equação 6.3, para encontrar o valor da variável "z" para a distribuição normal padrão. O valor desta variável será igual a 0,328 para o furo do prato feito com um ângulo de 31°. Com base na tabela do "Apêndice B", 62,89% dos carregamentos serão abaixo da linha de Goodman, não ocasionando fadiga.

$$z = \frac{\mu_{resistência} - \mu_{solicitação}}{\sqrt{S_{resistência}^2 + S_{solicitação}^2}} \quad (6.3)$$

Como a geometria do concentrador de tensões depende do ângulo de entrada da broca que fura os dutos de lubrificação do prato. Para um ângulo de entrada igual a zero, o concentrador será um círculo e o valor de "z" igual a 4,535: obtendo uma confiabilidade muito próxima de 100%. Como mostra o gráfico da figura 6.2 e a tabela 6.1.

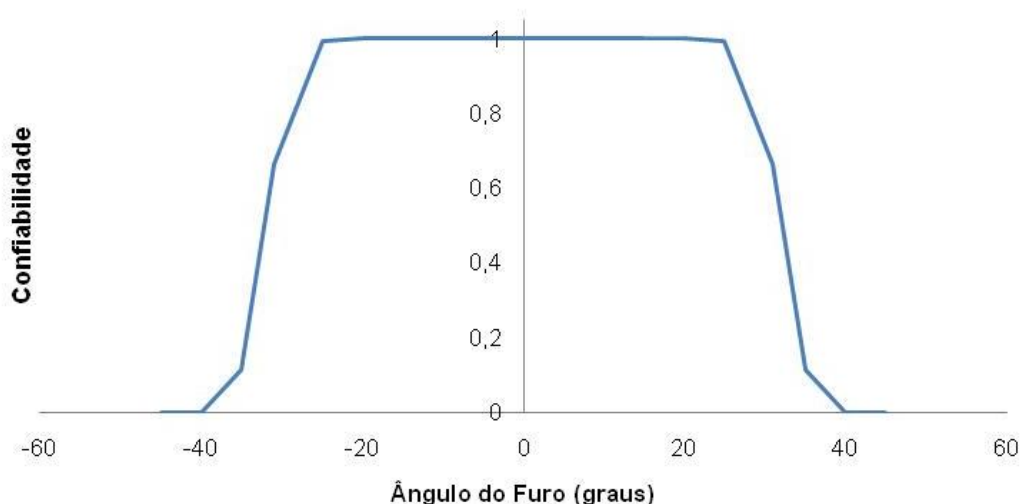


Figura 6.2 - Confiabilidade do prato em relação ao ângulo de penetração da broca.

Tabela 6.1 - Variação da confiabilidade e da segurança em relação ao ângulo do furo.

Ângulo do Furo (Graus)	Conc. Teórico (k_t)	Coef. de Segurança (η)	Normal Padrão (z)	Confiabilidade Carregamento
35°	3,66	0,981	-0,96	0,167219
31°	3,50	1,006	0,33	0,628919
20°	3,19	1,058	2,55	0,997982
10°	3,05	1,085	4,13	0,999981
0°	3,00	1,094	4,53	0,999997

7. CONCLUSÃO

O trabalho mostra que o projeto do último prato está inadequado para as solicitações aplicadas a ele, mostrando que as trincas apresentadas são devidas à fadiga do material. Assim, uma boa melhoria do projeto seria a mudança na geometria do concentrador de tensões. O concentrador é um furo passante de geometria elíptica, devido ao ângulo de incidência de uma broca circular, que forma o canal do óleo de lubrificação da peça. Caso a broca atravessasse a peça com um ângulo mais próximo a zero, a geometria do concentrador seria circular e a tensão resultante sobre o material iria diminuir, resultando em um aumento na segurança e confiabilidade da peça.

Através desta mudança nota-se que, o coeficiente de segurança ainda fica muito próximo de um, sendo aconselhável a realização de algum tipo de tratamento superficial na região dos furos para a indução de tensões compressivas. A auto-fretagem ou o jateamento/ "shot peening" seriam boas alternativas.

Além disso, nota-se que a confiabilidade dos carregamentos está ligada diretamente com o desvio padrão de cada esforço. Portanto com um maior cuidado e controle da empresa durante a montagem e operação é possível melhorar a confiabilidade do equipamento.

Então, com estudo realizado da análise de tensões do último prato de um hiper-compressor de eteno, possibilitará a realização de diversos trabalhos futuros. Entre eles, o cálculo da confiabilidade do equipamento com base nos tempos médios entre falhas; consequentemente a análise da confiabilidade do conjunto inteiro de pratos e de todo o cilindro utilizando um diagrama de blocos; além, da comparação com os valores encontrados durante o estudo com os valores que acontecem na realidade dentro da empresa. Desta forma, espera-se que com a análise do último prato e as propostas de melhorias desenvolvidas neste trabalho propiciem que não ocorram mais as trincas por fadiga.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 - Giacomelli, E. e Traverssari A., "**Some investigation on the behavior of high pressure packings used in secondary compressors for LDPE production**", Universidade de Sussex, Brighton, Inglaterra, pp. 57-58, 1975.
- 2 - Hanlon, P. C.; "**Compressor Handbook**", 2001.
- 3 - Incropera/ De Witt/ Bergman/ Lavine; "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa", LTC, 6ª Edição, 2008.
- 4 - Informática e Estatística UFSC, "**Tabelas**", <http://inf.ufsc.br/~barbetta/disciplinas/CCO/Tabelas.pdf>. Acessado em 26/04/2011
- 5 - Lapponi, J.C., " **Estatística usando Excel**", Campus, 4ª Edição, 2005.
- 6 - Mecânica Industrial, "**Resistência dos Materiais**", <http://grupomec.tripod.com/Material.htm>. Acessado em 26/04/2011
- 7 - Norton, R. L.;" Machine Design - An Integrated Approach", 2nd Edition, 2000.
- 8 - Notas de Aula Prof. Gilfran Milfont, "**Elementos de Máquinas – Falhas por Fadiga**", http://poli.br/~gilfran.milfont/ELEMENTOS_I/6_FALHAS%20POR%20FADIGA.pdf. Acessado em 26/04/2011
- 9 - Rocha, A. M.; "Resistência dos Materiais", Científica, vol. 1, 1969.
- 10 - Rosa, E.; "**Aplicação de Confiabilidade no Projeto de Componentes Automotivos**", Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, 1991.
- 11 - Shigley, J. E.; "**Elementos de Máquinas 1**", LTC, 1ª Edição, 1984.
- 12 - Shigley, J.E; Mishke, C.R.; "**Projeto de Engenharia Mecânica**", Bookman, 7ª edição, 2005.
- 13 - User's Manual, " **CosmosWorks**", <http://clear.rice.edu/mech403/HelpFiles/IntroducingCW.pdf>. Acessado em 05/05/2011

ANEXO "A":

1 - Operação com Desvio-Padrão(S) e Variância (Var):

$$Var = S^2$$

$$Se Y = aX, \quad Var(Y) = a^2 Var(X)$$

$$Se Y = a + X, \quad Var(Y) = Var(X)$$

(A.1)

2 - Cálculo do concentrador de Tensões para Fadiga:

$$k_f = \frac{k_t}{1 + \left(\frac{2 \times (k_t - 1) \times \sqrt{a}}{k_t \times \sqrt{r}} \right)}$$

(A.2)

Para " \sqrt{r} " maior raio do concentrador de tensão

Para " \sqrt{a} " igual a $174/\sigma_R$ para um furo transversal

3 - Resistência à fadiga, Curva de Wöhler (S_f):

$$S_f = a \times N^b$$

(A.3)

Para 1000 ciclos as seguintes relações:

$$a = \frac{f^2 \times \sigma_R^2}{S_e}$$

(A.4)

$$b = \frac{-\log\left(\frac{\sigma_R + 345}{S_e}\right)}{\log(2 \times 10^6)}$$

(A.5)

$$f = \frac{\sigma_R + 345}{\sigma_R} \times (2 \times 10^3)^b$$

(A.6)

4- Tensão média e Amplitude

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

APÊNDICE I:

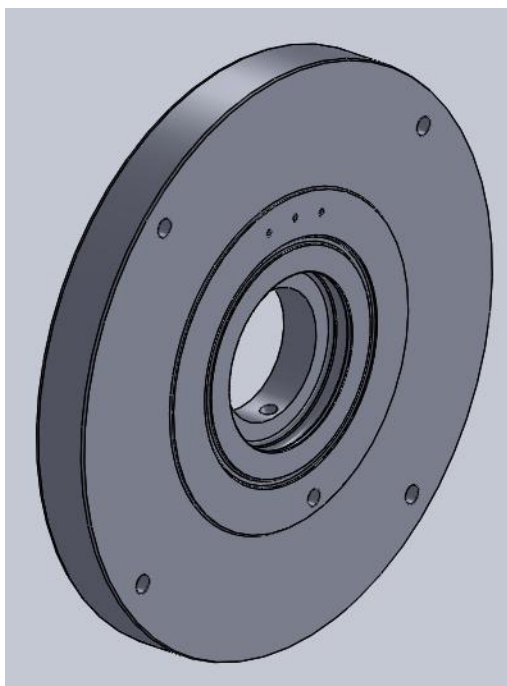


Figura I.1 – Desenho último prato do cilindro com os três pequenos furos de lubrificação.

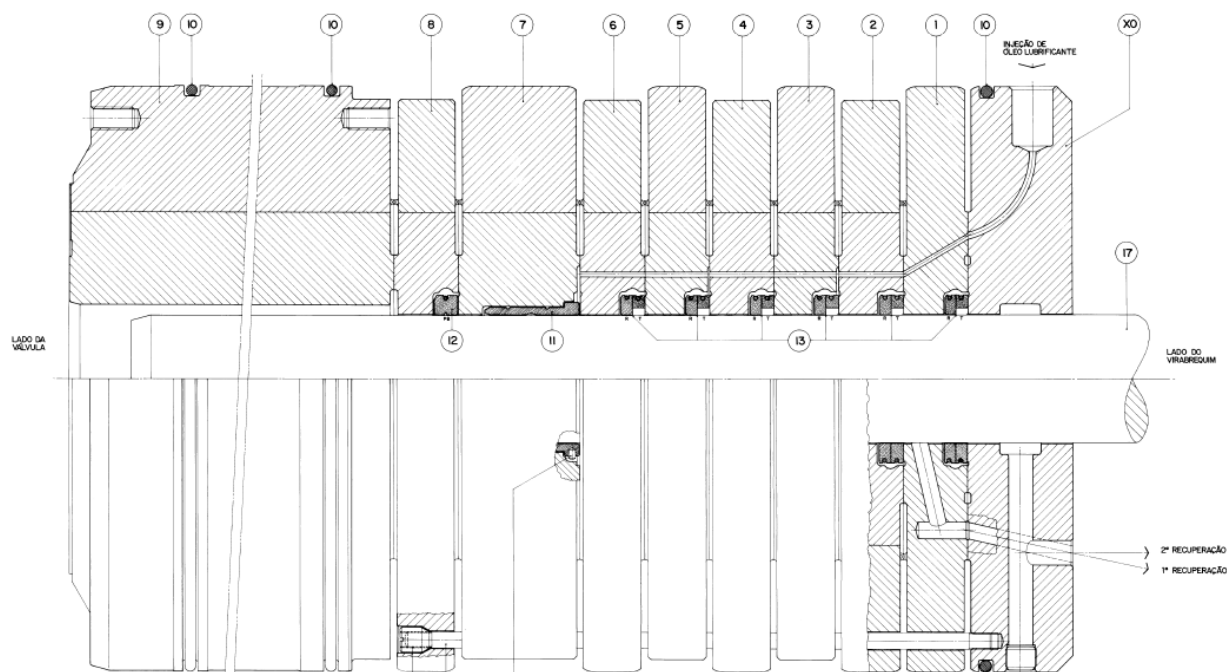


Figura I.2 – Conjunto de pratos (último prato (1) com furo de lubrificação inclinado 31°)