

PROJETO DE OTIMIZAÇÃO DE COMPRESSOR HERMÉTICO ALTERNATIVO TÍPICO PARA REFRIGERAÇÃO¹

Daniel Rodrigues Oliveira²
Mayron Samynez A. Nunes²
Adilton Rocha da Silva²
Letícia Gomes do Nascimento²
Márcio Corrêa de Carvalho³

Resumo

O objetivo deste trabalho é de desenvolver novas ideias para a otimização e fabricação de um típico compressor hermético alternativo de uma dada empresa, através de simulação computacional, conhecimentos de termodinâmica, fenômenos de transporte e ciência dos materiais. Para que o projeto pudesse ser realizado primeiramente foram recolhidas as especificações técnicas de um compressor original e através destes dados foram realizadas simulações computacionais para se conhecer o comportamento do compressor. A partir daí foram gerados outras simulações aplicando materiais e peças alternativas para a otimização do compressor, tendo como principais objetivos: um melhor desempenho, uma maior eficiência energética e a possível diminuição de manutenções.

Palavras-chave: Compressor; Simulação computacional; Refrigeração.

OPTIMIZATION PROJECT OF A TYPICAL ALTERNATIVE HERMETIC COMPRESSOR OF REFRIGERATION

Abstract

The aim of this work is to develop new ideas for optimization and production of a typical alternative hermetic compressor of one given company through computational simulation, thermodynamics knowledge's, and phenomena transport and materials science. For the project could be realized it was first collected the technical specifications for original compressor and through these data were accomplished computer simulations to understand the compressor behavior. From this were developed other simulations applying alternative materials and parts for the optimization of the compressor, having as main goals a better performance, a larger energetic efficiency and the maintenances possible decrease.

Key words: Alternative hermetic compressor; Computer simulation; Refrigeration.

¹ *Contribuição técnica ao 67º Congresso ABM - Internacional, 31 de julho a 3 de agosto de 2012, Rio de Janeiro, RJ, Brasil;*

² *Graduando da Femat, Universidade Federal do Pará (UFPA), Brasil.*

³ *Engenheiro Químico, Prof. Msc da Femat, Universidade Federal do Pará (UFPA), Brasil.*

1 INTRODUÇÃO

O compressor hermético alternativo segundo Embraco⁽¹⁾ é um tipo de compressor classificado dentro do grupo de compressores recíprocos rotativos que são utilizados em circuitos de refrigeração como elemento para bombeamento do fluido de refrigeração para o sistema.

O compressor hermético alternativo segundo Embraco^(1,2) consiste de um motor elétrico que pode ser de indução, assíncrono, monofásicos e de dois polos que é acoplado a uma unidade compressora por um eixo comum e estes estão encerrados dentro de um corpo de aço, cuja tampa é soldada hermeticamente após a montagem do conjunto. A Figura 1 mostra um típico compressor hermético alternativo com suas diversas peças.

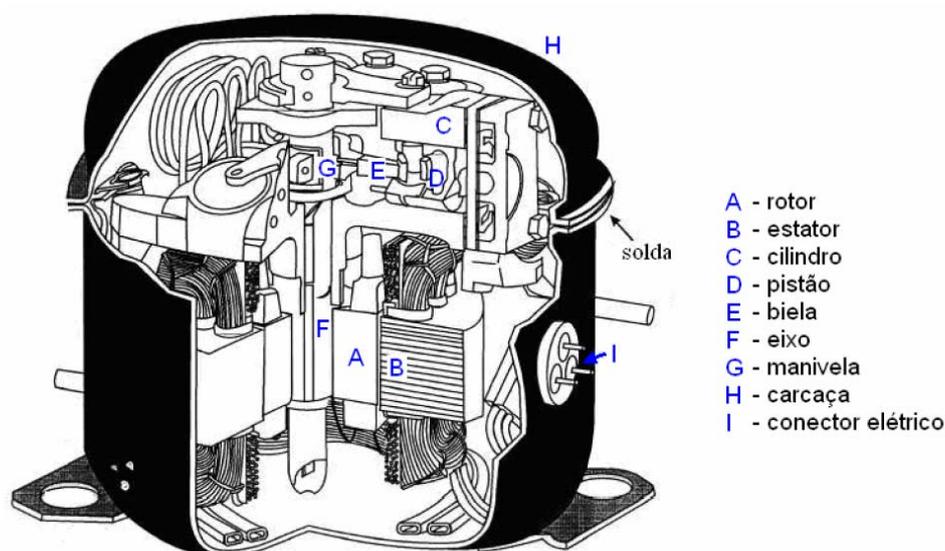


Figura 1. Vista em corte de um compressor hermético.⁽³⁾

Este trabalho consistiu em otimizar um típico compressor alternativo de determinado fabricante propondo ideias e mostrando em simulações computacionais quais seriam os resultados esperados. Procurar melhorar o desempenho e a construção é útil para se obter compressores mais eficientes energeticamente e que possuam uma maior vida útil e com menor manutenção.

2 MATERIAL E MÉTODOS

2.1 Estudo do Compressor Original

O compressor original é visto na Figura 2 em vista explodida e a Tabela 1 mostra a lista dos componentes e seus respectivos materiais. Como a função do compressor é a de forçar o fluido refrigerante da linha de sucção para a linha de pressão, o gás sofre uma compressão no interior do cilindro aumentando sua temperatura consideravelmente, esta temperatura aumenta de 80°C para até 150°C para o compressor estudado.

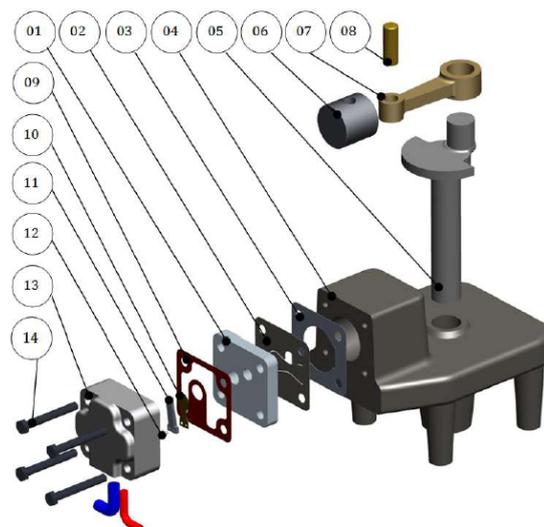


Figura 2. Vista explodida do compressor original. Fonte: 1^o Desafio ESSS de Modelagem Computacional.

Tabela 1. Lista de componentes e respectivos materiais

| Componente | Nome | Material |
|------------|--------------------------|------------------------|
| 01 | Placa Válvula | Aço |
| 02 | Válvula Sucção | Aço |
| 03 | Junta Cilindro | Papelão Hidráulico |
| 04 | Bloco | Ferro Fundido Cinzento |
| 05 | Eixo | Ferro Fundido Cinzento |
| 06 | Pistão | Aço |
| 07 | Biela | Aço |
| 08 | Pino Pistão | Aço |
| 09 | Junta Placa Válvula | Papelão Hidráulico |
| 10 | Válvula Descarga | Aço |
| 11 | Batente Válvula Descarga | Aço |
| 12 | Rebite | Aço |
| 13 | Tampa Cilindro | Ferro Fundido Cinzento |
| 14 | Parafuso M5 | Aço |

Fonte: 1^o Desafio ESSS de Modelagem Computacional.

Após a saída do gás pelo compressor, este é enviado ao condensador, que possui a função de trocar calor entre o gás e o meio ambiente através da serpentina que é ventilada naturalmente ou forçadamente através de ventiladores.

Com a troca de calor que acontece no condensador o fluido refrigerante se torna líquido e mesmo continua circulando em alta pressão pela linha até o dispositivo de expansão, no qual dividi o sistema em dois circuitos como visto na Figura 2, um circuito de alta pressão e outro de baixa pressão. A pressão do sistema pode chegar até 35 bar com seu ponto máximo dentro do cilindro do compressor. Na realidade a pressão dentro do cilindro varia com a posição de pistão, isto quer dizer que a pressão varia com o ângulo de posição do virabrequim e conseqüentemente com o volume dentro do cilindro. As Figuras 3 e 4 como descrito em ESSS,⁽⁴⁾ mostram os gráficos da variação de pressão com o ângulo de manivela (*Crank Angle*) e variação de pressão com o volume do cilindro (*Cylinder Volume*) respectivamente.

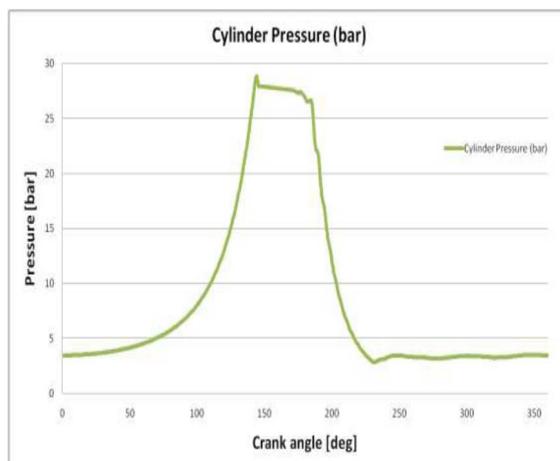


Figura 3. Gráfico: Pressão x ângulo de manivela. Fonte: 1º Desafio ESSS de Modelagem Computacional.

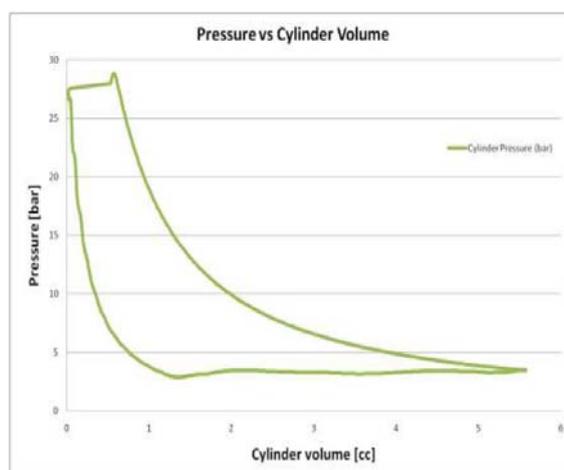


Figura 4. Diagrama PV típico no cilindro. Fonte: 1º Desafio ESSS de Modelagem Computacional.

2.1.1 Modelagem computacional do compressor original

A partir da modelagem computacional, se podem fazer simulações para descrever o comportamento mecânico e térmico do compressor original, este modelamento foi feito no *software* Ansys Workbench vs. 13 e se seguiu as seguintes etapas:

- criação do modelo;
- importação da geometria;
- geração da malha de elementos finitos;
- alimentação da tabela de materiais;
- aplicação das restrições e condições de contorno;
- solução do modelo;
- pós-processamento; e
- análise de resultados.

O modelo consiste no desenho em 3 dimensões do conjunto do compressor. O modelo do compressor original foi fornecido pelo fabricante que propôs a pesquisa para a otimização do compressor. O modelo está mostrado na Figura 2 no tópico anterior.

2.1.1.1 Simulação Mecânica Estática

A partir do modelo foi confeccionada a malha de elementos finitos do conjunto compressor. Para minimizar o trabalho computacional não foi feita a malha em todo

o conjunto do compressor, mas somente das regiões mais importantes, que neste caso eram válvulas e o cabeçote.

O modelamento matemático foi construído para se verificar os esforços atuantes nas válvulas de admissão e escape que possuem formato de lâmina e ao mesmo tempo atuam como mola. A partir da Tabela 1 foi montada a tabela de materiais no software para que se houvessem resultados condizentes com os materiais utilizados. As análises configuradas no *software* foram estáticas estruturais e levaram em consideração as seguintes condições de contorno:

- pressão para abertura da válvula de admissão = 5 bar;
- pressão para abertura da válvula de escape = 30 bar;
- válvulas = aço 1020;
- pistão = aço 1020; e
- cabeçote = ferro fundido.

2.1.1.2 Simulação térmica

A simulação térmica consistiu em se determinar a transferência de calor pelo bloco em regime transiente considerando apenas a condução de calor pelas paredes do mesmo e as diferenças de temperatura existentes. Para a simulação foram seguidas as seguintes condições de contorno:

- temperatura na cabeça do pistão = 150°C;
- temperatura no virabrequim = 80°C;
- condutividade térmica do aço 1020 = 51,9 W/mK;
- condutividade térmica do ferro fundido = 46,0 W/mK;
- calor específico do aço 1020 = 486 J/kgK;
- calor específico do ferro fundido = 544 J/kgK;
- biela – ferro fundido;
- pistão – aço 1020; e
- bloco – ferro fundido.

2.2 Estudo do Compressor Otimizado

As propostas de mudança no compressor não se propuseram em alterar o seu ciclo de trabalho, nem ao menos as curvas de pressões e volumes do mesmo, e sim em: Melhorar a troca de calor pelo compressor; Tornar a montagem e o conjunto de válvulas mais simples; Selecionar novos materiais para diminuição de peso e melhor troca de calor e menor desgaste das peças móveis.

2.2.1 Seleção de materiais e modificações do compressor

Procurou-se selecionar novos materiais para os componentes do compressor. Entre eles para o bloco e o cabeçote do novo compressor se selecionou a liga de alumínio 356.0 (UNS A03560). A placa e as duas juntas foram removidas, dando lugar a apenas uma junta de Teflon[®]. Para as válvulas de admissão e escape se fez o estudo de modificação para válvulas com vedação cônica e com retorno feito por molas helicoidais feitas de aço ASTM A228. Devido à mudança de bloco de ferro fundido para liga de alumínio se colocou uma camisa de aço no cilindro do pistão e buchas de bronze como mancal de deslizamento para o virabrequim.

As Tabelas 2 e 3 de acordo com Callister,⁽⁵⁾ Metals Handbook⁽⁶⁾ e Shigley⁽⁷⁾ mostram as propriedades da liga de alumínio e do aço utilizado nas molas helicoidais.

Tabela 2. Propriedades da liga de alumínio 356.0

| Massa específica (g/cm ³) | Módulo de Elasticidade (GPa) | Tensão de esc. compressivo (MPa) | Limite de Resistência à tração (MPa) | Condutividade térmica (W/mK) | Calor específico (J/kgK) |
|---------------------------------------|------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|--------------------------|
| 2,69 | 72,4 | 170 | 228 | 151,0 | 963,0 |

Tabela 3. Propriedades do aço ASTM A228

| Módulo de Elasticidade (GPa) | Módulo de Cisalhamento (GPa) | Limite elástico % do Sut (Tração Sy) | Limite elástico % do Sut (Torção Sys) |
|------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| 196,5 à 203,4 | 81 à 82,7 | 1,8 | 8,0 |

Para a melhora da troca de calor foi proposto um canal de refrigeração ao redor do bloco do cilindro com uma profundidade que se estenda do ponto morto inferior ao ponto morto superior. As Figuras 5 e 6 mostram o compressor com o cabeçote em transparência para destacar o canal de refrigeração e o novo conjunto de válvulas com assento cônico e as suas respectivas molas helicoidais de compressão.

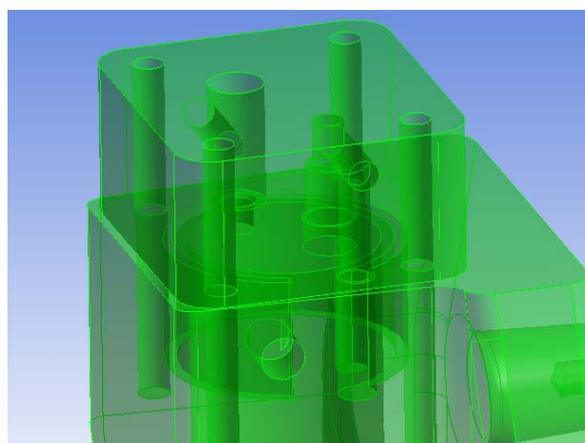


Figura 5. Compressor modificado.

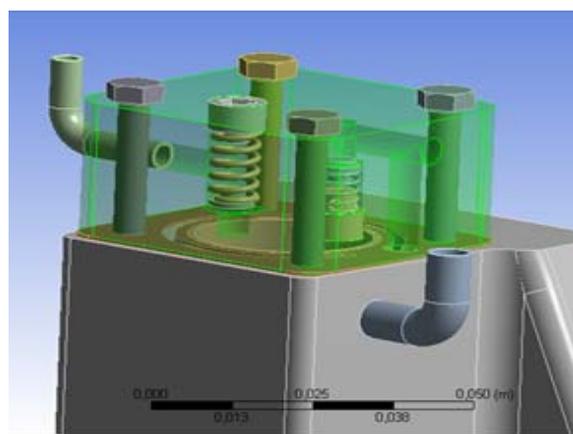


Figura 6. Compressor modificado.

2.2.2 Projeto das molas de admissão e escape

Para que se pudesse substituir o tipo de válvula e mola se necessitou projetar as molas. O projeto das molas consistiu em dimensioná-las de acordo com as pressões de admissão e escape. Para isto se calculou as deflexões das molas de escape e admissão, o índice de mola, diâmetros internos e externos da mola e constante de mola, todas de acordo com as solicitações mecânicas atuantes as teorias dadas em Norton⁽⁸⁾ e Shigley:⁽⁷⁾

Índice de mola (7)

$$C = \frac{D}{d} \quad (1)$$

Deflexão da mola (6)

$$Y = \frac{8 F D^3 N a}{d^4 G} \quad (2)$$

Constante de mola (7)

$$K = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8 D^3 N a} \quad (3)$$

Onde:

- D = diâmetro médio da mola;
- d = diâmetro do fio da mola;
- F = força aplicada sobre a mola (F = 58,9 N para válvula de escape e 9,81 N para válvula de admissão);
- Na = número de voltas ou fios;
- y = deflexão da mola; e
- G = módulo de cisalhamento para o aço (82,7 GPa).

2.3 Modelagem Computacional do Compressor Modificado

Assim como feito para o compressor original, a modelagem do compressor modificado seguiu os mesmos procedimentos do original. Através das simulações se pode conhecer o comportamento mecânico e térmico. As malhas foram feitas da mesma maneira do que para o compressor original para que não houvesse disparidades nos resultados. A Figura 7 mostra o modelo do compressor modificado.

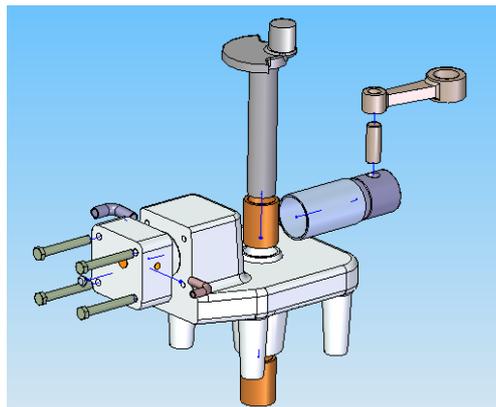


Figura 7. Vista explodida do compressor modificado.

3 RESULTADOS

3.1 Resultados dos Dimensionamentos das Molas das Válvulas

As molas, após realizados os cálculos de projeto, ficaram com as dimensões demonstradas na Figura 8 e Tabela 4.

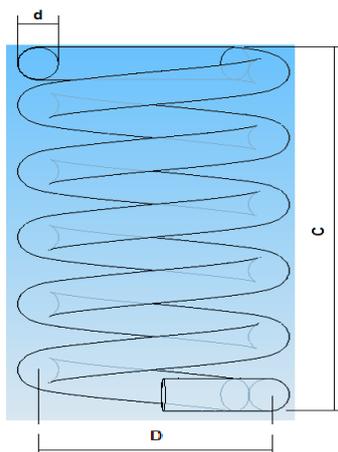


Figura 8. Dimensões de uma mola helicoidal.

Tabela 4. Dimensões das molas das válvulas

| Mola de Admissão | Mola de Escape |
|-----------------------------|-----------------------------|
| Ø do fio (d) = 0,8 mm | Ø do fio (d) = 1,2 mm |
| Ø méd. da mola (D) = 6,5 mm | Ø méd. da mola (D) = 6,8 mm |
| Comprimento (C) = 7,5 mm | Comprimento (C) = 13,5 mm |
| Nº de fios (Na) = 4 | Nº de fios (Na) = 5 |

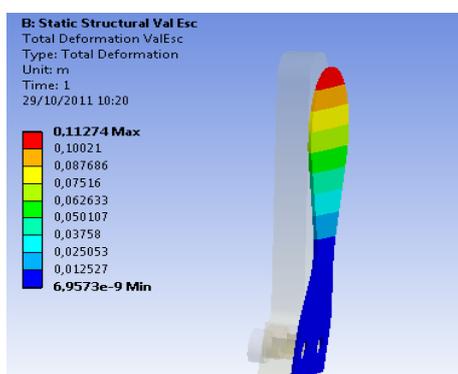
Com relação à determinação dos índices de mola, deflexão da mola e constante de mola, estas foram calculadas várias vezes a fim de se obter resultados condizentes às dimensões e forças atuantes nas molas. A Tabela 5 mostra o resultado dos cálculos.

Tabela 5. Resultados dos cálculos de projetos das molas das válvulas de admissão e escape

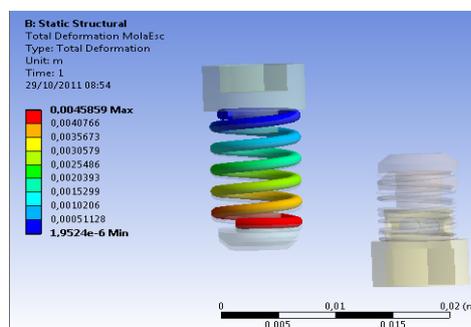
| | C (Índice de mola) | Y (Deflexão de mola) (m) | K (Constante de mola) (N/m) |
|------------------|--------------------|--------------------------|-----------------------------|
| Mola de admissão | 5,6 | 2,5 e-3 | 3924 |
| Mola de escape | 8,125 | 4,304 e-3 | 13685 |

3.2 Resultados das Simulações Mecânicas

Os resultados das simulações mecânicas do compressor original e do modificado foram colocadas lado a lado para efetuarmos comparações (Figuras 9 a 12).



(a)



(b)

Figura 9. (a) Deformação da válvula de escape original; e (b) deformação da válvula de escape modificada.

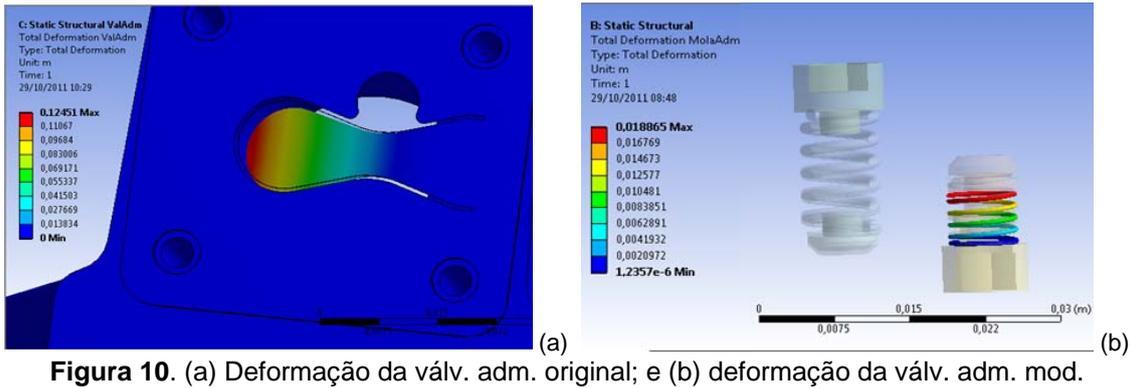


Figura 10. (a) Deformação da válv. adm. original; e (b) deformação da válv. adm. mod.

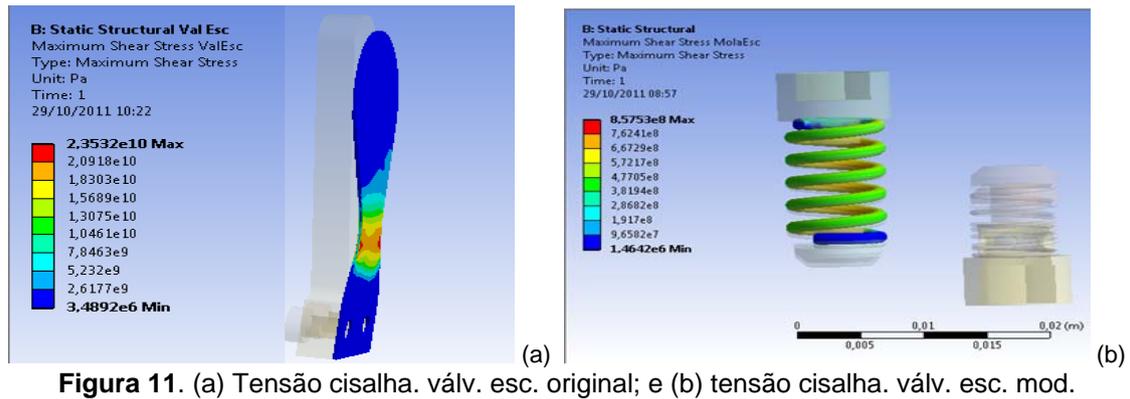


Figura 11. (a) Tensão cisalha. válv. esc. original; e (b) tensão cisalha. válv. esc. mod.

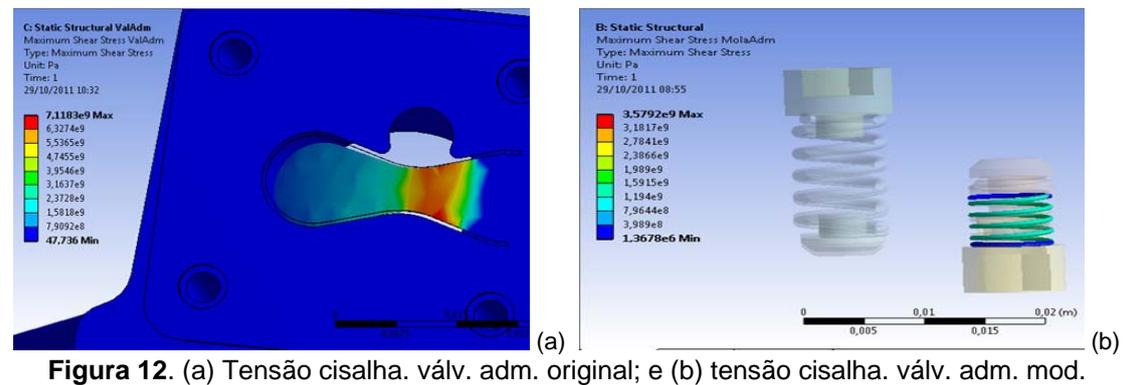


Figura 12. (a) Tensão cisalha. válv. adm. original; e (b) tensão cisalha. válv. adm. mod.

3.3 Resultados das Simulações Térmicas

Os resultados das simulações térmicas do compressor original e do compressor foram colocados também lado a lado para efeito de comparação. As simulações térmicas foram feitas em regime transiente.

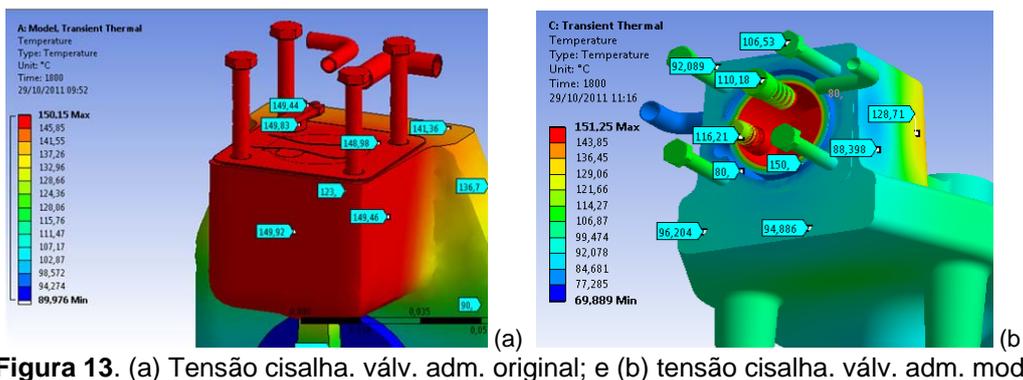


Figura 13. (a) Tensão cisalha. válv. adm. original; e (b) tensão cisalha. válv. adm. mod.

4 DISCUSSÃO

4.1 Seleção dos Materiais e Modificações no Compressor

Entre eles para o bloco e o cabeçote do novo compressor se selecionou a liga de alumínio 356.0, pois o mesmo possui boa resistência mecânica, excelente fluidez e estanqueidade sobre pressão, boa resistência à corrosão e usinabilidade segundo ABAL.⁽⁹⁾

A placa e as duas juntas foram removidas, dando lugar a apenas uma junta de Teflon®, o qual possui boa inércia química, excelente resistência térmica, com temperatura de trabalho de até 260°C, baixo coeficiente de atrito e boa resistência mecânica como descrito em Callister.⁽⁵⁾

Para as válvulas de admissão e escape se fez o estudo de modificação para válvulas com vedação cônica e com retorno feito por molas helicoidais feitas de aço ASTM A228, utilizado de forma geral para molas de pequenas espiras e possui boa resistência à tração e que trabalhem em temperaturas de no máximo 120°C. Segundo Shigley⁽⁷⁾ este é o melhor, mais tenaz e pode aguentar tensões mais elevadas sob carregamento repetido que qualquer outro material de mola e que é disponível em diâmetros de 0,12 mm a 3 mm.

Devido à mudança de bloco de ferro fundido para liga de alumínio se colocou uma camisa de aço no cilindro do pistão e buchas de bronze como mancal de deslizamento para o virabrequim, substituindo assim o atrito fluidodinâmico que podem causar problemas como desgaste prematuro durante uma breve falta de lubrificante.

4.2 Simulações Mecânicas

O resultado mostrado na Figura 9 mostra a deformação total sofrida pelas molas em formato de lâmina (que é a própria válvula de escape) e a mola helicoidal da válvula de escape do compressor modificado respectivamente. Percebemos que a deformação pela válvula em formato de lâmina foi de 112 mm devido a pressão de escape, a válvula não se deforma desta magnitude devido ao batente instalado atrás do mesmo. Já a mola helicoidal sofreu uma deformação de apenas 4,5 mm máximo, deformação suficiente para abertura da válvula e passagem do gás refrigerante. A Figura 10 mostra as deformações sofridas pelas válvulas de admissão do compressor original e a mola da válvula de admissão do modificado. A deformação na original foi de no máximo 124 mm enquanto que na mola do modificado foi de 18 mm. Esta última deformação é restringida pelo batente da válvula. A Figura 11 mostra a tensão de cisalhamento sofrida pela válvula de escape do compressor original e da mola da válvula de escape do compressor modificado respectivamente. Já a Figura 12 mostra as tensões de cisalhamento para as válvulas de escape respectivamente. Na válvula original de escape a tensão de cisalhamento sofrida foi bem maior do que na mola da válvula do compressor modificado. No original foi de no máximo 23,5 GPa, enquanto que no modificado foi de 857 MPa. A tensão na válvula original de admissão foi de 7,1 GPa, enquanto que na modificada foi de no máximo 3,6 GPa.

4.3 Simulações Térmicas

A Figura 13 mostra o perfil de temperatura do compressor sem a parte do cabeçote do compressor original e modificado respectivamente trabalhando em regime transiente após 1.800 s. Podemos perceber que sob as mesmas condições de contorno o compressor modificado sofreu um menor aquecimento com o tempo. Isto veio a acontecer devido a utilização de bloco de liga de alumínio que possui condutividade térmica bem mais alta do que o ferro fundido (150 W/mK contra 46 W/mK do FoFo)⁽⁵⁾ e devido ao canal de refrigeração incorporado. A maior temperatura encontrada no compressor original foi de 156°C e se situou do cilindro e temperaturas próximas a esta também foram encontradas no cabeçote e nas demais peças próximas a esta região. Já no compressor modificado, a temperatura máxima de 151°C se situou somente dentro do cilindro na região de maior pressão enquanto que as outras regiões permanecerem a temperaturas bem inferiores.

5 CONCLUSÕES

A proposta de aplicação de bloco e cabeçote de liga de alumínio ao invés de ferro fundido leva a dois benefícios. O primeiro a diminuição do peso total do conjunto, o segundo é a melhoria nas trocas de calor entre o gás refrigerante e o compressor. A consequência da utilização do canal de refrigeração poderá ser a diminuição da temperatura do gás de na saída do compressor devido à troca de calor com o canal de refrigeração, que troca calor com o bloco de alumínio e este com o refrigerante, que neste caso é o propano. Consequentemente também o gás que entra no compressor irá se aquecer mais durante a admissão devido à troca de calor. A consequência final será a diminuição da variação de temperatura dentro do compressor e uma diminuição da temperatura máxima atingida na saída do compressor devido a esta pré-troca de calor.

Através das simulações mecânicas percebemos que a utilização de válvulas com sede cônica com o controle feito por molas helicoidais fazem com que as deformações e tensões de cisalhamento sofridas pelas mesmas sejam bastante diminuídas, já que as mesmas são submetidas a cargas cíclicas a temperaturas relativamente altas, o que pode causar falhas por fadiga. Com relação à junta, a junta de Teflon garante uma melhor vedação para o conjunto e devido ao canal no bloco, uma vedação dupla. Caso haja um vazamento na região da cabeça do pistão o mesmo vazará para dentro do canal de refrigeração.

Agradecimentos

À Universidade Federal do Pará, à equipe do LED (Laboratório de Ensaio Destrutivos) por seu empenho neste trabalho e a ESSS por nos conceder a licença do programa Ansys[®] em virtude o 1º Desafio ESSS de Modelagem Computacional.

REFERÊNCIAS

- 1 Curso de aplicação de compressores. Material de treinamento da EMBRACO. Joinville, 1987.
- 2 Compressores Herméticos. Material de treinamento da EMBRACO. Joinville, 1988.

- 3 HENKLEIN, P. Análise de desempenho de compressores herméticos durante o transitório. 2006. 136 f.. Dissertação (Mestrado em metalurgia) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- 4 ESSI (ENGINEERING SIMULATION SCIENTIFIC SOFTWARE), estrutural-térmico, 1º Desafio ESSI de Modelagem Computacional, Florianópolis-SC, 2011.
- 5 CALLISTER, W. D. Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução. 5ed. LTC, São Paulo, p.401 e 639-659,2002.
- 6 AMERICAN SOCIETY FOR MATERIAL (ASM), Metals handbook, vol.02, 1992.
- 7 SHIGLEY, J.E.; Mischke, C.R.; Budynas, R.G.: Projeto de Engenharia Mecânica, 7ª edição. Porto Alegre : Bookman, p525-528 e 532, 2005.
- 8 NORTON, R.L. Projetos de Máquinas: Uma Abordagem Integrada, 2º Edição, Ed. Bookman. Porto Alegre, 2004.
- 9 ABAL (Associação Brasileira do Alumínio), Alumínio: propriedades físicas e químicas, 2012, Disponível em: <http://www.abal.org.br/aluminio/ligas_fundicao.asp>, acesso em: 19 de março de 2012.

Nota

Licença de utilização do programa ANSYS® concedida pela ESSI (*Engineering Simulation Scientific Software*) em virtude do 1º desafio esss de modelagem computacional (Florianópolis-SC, nov. 2011).

http://www.esss.com.br/events/ansys2011/index.php?pg=academic_challenge