



Universidade Federal do Paraná
Programa de Pós-Graduação Lato Sensu
Experimentação Tridimensional



HENRIQUE BARRETO LOPES
ALBERTO VILAR VILAS BOAS
MARLON CABRAL

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE FADIGA DOS TUBOS DE LIGAÇÃO DE UM
TROCADOR DE CALOR TUBO ALETA PARA VALIDAÇÃO DE NOVA
PROPOSTA DE LAYOUT

CURITIBA
2022

HENRIQUE BARRETO LOPES
ALBERTO VILAR VILAS BOAS
MARLON CABRAL

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE FADIGA DOS TUBOS DE LIGAÇÃO
DE UM TROCADOR DE CALOR TUBO ALETA PARA VALIDAÇÃO DE NOVA
PROPOSTA DE LAYOUT

Monografia apresentada como resultado parcial à obtenção do grau de Especialista em Experimentação Tridimensional. Curso de Pós-graduação Lato Sensu, Setor de Exatas, Departamento de Expressão Gráfica, Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Fontana Catapan

CURITIBA
2022

RESUMO

A crescente necessidade da indústria de aperfeiçoar seus processos criou a demanda de maior acurácia e eficiência nos cálculos de engenharia. Com isso, análises numéricas vêm obtendo grande importância como ferramenta para auxiliar o desenvolvimento e a melhoria de produtos. O desenvolvimento destas ferramentas capazes de estimar as condições operacionais é de extrema importância econômica. Isto se torna mais evidente em condensadores de ar, nos quais o principal insumo na fabricação é o cobre, cujo custo vem sofrendo constantes e significativos aumentos nos últimos anos. No presente trabalho foi desenvolvida a análise dinâmica de simplificações de layout dos tubos de sucção e descarga de um condensador. Os resultados da simulação foram obtidos através da aplicação da rotina desenvolvida em um exemplo típico de um condensador a ar.

Palavras-chave: análise dinâmica; análise numérica; condensador; tensão; vida útil.

ABSTRACT

The growing need for industry to improve its processes has created a demand for greater accuracy and efficiency in engineering calculations. As a result, numerical analysis is becoming increasingly important as a tool to aid product development and improvement. The development of these tools capable of estimating the operating conditions is of extreme economic importance. This becomes more evident in air condensers, in which the main input in the manufacture is copper, whose cost has been suffering constant and significant increases in recent years. In the present work, the dynamic analysis of a simplified layout of the suction and discharge tubes of a condenser was developed. The simulation results were obtained by applying the developed routine in a typical example of an air condenser.

Keywords: dynamic analysis; numerical analysis; condenser; stress; life cycle.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 - Comparativo layout atual (A) e layout proposto (B) do tubo de descarga.....	8
FIGURA 2 - Comparativo layout atual (A) e layout proposto (B) do tubo de sucção.....	8
FIGURA 3 – Posição dos extensômetros no tubo de sucção (A) e no tubo de descarga (B)	9
FIGURA 4 – Fração da resistência a fadiga.....	13
FIGURA 5 – Amplitude de deslocamento para o tubo de descarga - canal 01	16
FIGURA 6 – Amplitude de deslocamento para o tubo de descarga - canal 02	17
FIGURA 7 – Amplitude de deslocamento layout original e layout proposto para o tubo de sucção canal 03.	17
FIGURA 8 – Amplitude de deslocamento layout original e layout proposto para o tubo de sucção canal 04	18
FIGURA 9 – A comparação das curvas S-N para cobre CG e UFG.	20

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Comparativo de amplitude de tensão entre layout original e layout proposto.....	18
TABELA 2 – Comparativo de tensão média entre o layout original e layout proposto.	19
TABELA 3 – Comparativo de expectativa de vida entre o layout original e layout proposto.....	21

CONTEÚDO

1 INTRODUÇÃO	7
2 METODOLOGIA	9
2.1 INSTRUMENTAÇÃO	9
2.2 TESTE CÍCLICO	10
2.1 AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE DADOS	11
2.2 ESTIMATIVA DAS TENSÕES EXPERIMENTAIS	11
3 RESULTADOS	16
4 CONCLUSÕES	22
5 REFERÊNCIAS	23

1 INTRODUÇÃO

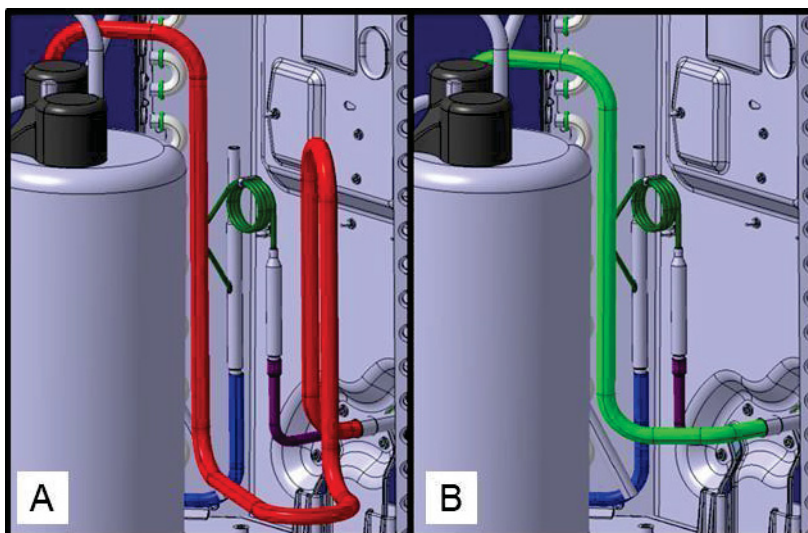
Diversos componentes de máquinas, veículos e estruturas estão frequentemente sujeitos a carregamentos. Embora essas cargas não sejam constantes, elas se repetem com o tempo. Estes carregamentos produzem tensões periódicas, mesmo que a resistência seja pequena, causará danos ao material e promoverá sua fratura. Este processo pelo qual o estresse cíclico pode, subsequentemente, levar a danos e / ou fratura é chamado de fadiga. Por mais de 190 anos, a fadiga tem sido objeto de pesquisas científicas por todo o mundo e ainda é um dos assuntos mais importantes na projeção e manutenção de vários elementos estruturais de equipamentos. O custo de prevenção do colapso em operações de engenharia é bastante alto e estima-se que 80% dele seja causado por cargas periódicas e fadiga (TAIER, 2002).

O trocador de calor é um equipamento que promove mudanças de temperatura e/ ou de estado físico do fluxo do processo. Basicamente, esses dispositivos permitem a transferência de calor entre correntes quentes e frias, sendo comumente usados em aplicações como geração de energia, refrigeração, condicionamento de ar e recuperação de calor. Existem diferentes tipos de trocadores de calor (tipo de casco e tubo, tipo de placa, etc.), cada um com um mecanismo de troca de calor especificamente diferente (CETLIN E SILVA, 2005; KAKAÇ, 2012). Há mais de um século, os trocadores de calor se consolidam no mercado como uma solução de regulação térmica. No entanto, esses dispositivos apresentam limitações em termos de temperatura e pressão máxima de operação, transferência de calor e limitações físicas, principalmente tamanho e peso. Os tubos de conexão geralmente estão sujeitos a tensões cíclicas, portanto, eventualmente, sofrerão fadiga e deformação. Essas áreas são propensas a falhas e são locais favoráveis para a nucleação de trincas (KAKAÇ, 2012).

Este trabalho visa o determinar, experimentalmente, a vida útil em fadiga mecânica de novas propostas de layout de tubulação, sucção e descarga, das unidades externas de condensadores de ar 9 mil Btu, a fim de propor um novo layout de tubulação mais enxuto e que consuma menos matéria prima na sua fabricação. Para atingir o objetivo proposto foi realizado uma análise

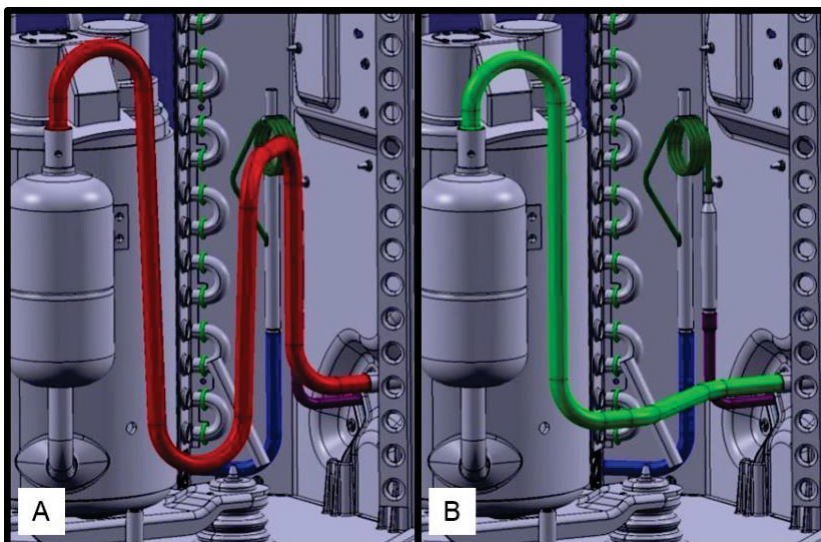
comparativa entre o layout atual do produto e o novo layout proposto, conforme ilustrado na Figura 01 e 02.

FIGURA 1 - Comparativo layout atual (A) e layout proposto (B) do tubo de descarga.



Fonte: O AUTOR (2021).

FIGURA 2 - Comparativo layout atual (A) e layout proposto (B) do tubo de sucção.



Fonte: O AUTOR (2021).

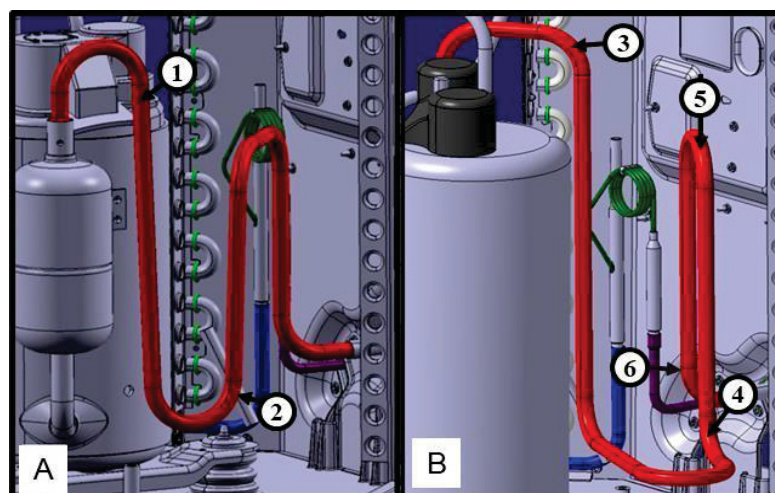
2 METODOLOGIA

A abordagem experimental é constituída por quatro etapas para a construção das curvas S-N: 1) instrumentação do sistema; 2) teste cíclico; 3) aquisição e tratamento de dados e; 4) estimativa das tensões experimentais.

2.1 INSTRUMENTAÇÃO

Para a aquisição dos dados foram utilizados extensômetros, também conhecidos por “strain gauges”, para aferir as deformações mecânicas nos componentes pressurizados. Esses sensores são pequenos transdutores capazes de medir deformações mecânicas por meio da variação da resistência elétrica de um filamento de baixa rigidez. Para determinar as mudanças relativas de resistência do extensômetro com precisão, utiliza-se a ponte de Wheatstone (HOFFMANN, 1987). De acordo com o tipo de problema estudado, um ou mais extensômetros podem ser utilizados para medir o nível de deformação. (HOFFMANN, 1987). No experimento em questão foram instalados 6 extensômetros uniaxiais de tal forma que a direção de medição coincidissem com a longitudinal da tubulação, os canais de medição do extensômetro estão destacados na imagem conforme posição.

FIGURA 3 – Posição dos extensômetros no tubo de sucção (A) e no tubo de descarga (B).



Fonte: O AUTOR (2021).

Além dos extensômetros, foram instalados seis termopares do tipo T com faixa de medição de -280°C a 370°C e precisão de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, nas mesmas posições descritas anteriormente, para assim realizar a compensação necessária dos efeitos de temperatura nos extensômetros.

2.2 TESTE CÍCLICO

Com o intuito de obter os valores de carregamentos em condições reais, o produto em questão foi instalado conforme condições de uso. Para cada ciclo de operação foram definidas janelas com duração de 3 segundos, sendo o valor médio de cada um dos parâmetros determinado para cada janela. Posteriormente a esta definição, foram coletados dados durante 300 segundos, para assim obtermos 100 pontos de medições.

Para cada condição de ensaio foram realizados 5 ciclos de operação completas.

Essa operação completa foi definida da seguinte maneira:

- O equipamento é ligado e aguarda-se a sua estabilização;
- Após atingida a estabilização, são adquiridos 5 minutos de dados durante a operação do equipamento;
- O equipamento é desligado;
- Aguarde-se a estabilização dos sinais com o equipamento desligado;
- Após atingida a estabilização, o equipamento é ligado novamente e este procedimento é repetido para os 5 ciclos.

A condição considerada estável para o processo foi quando a variação de todos os termopares, dentro do intervalo de 1 minuto, foi menor que 1°C .

2.1 AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE DADOS

Os hardwares utilizados são um módulo para aquisição dos dados dos extensômetros, modelo NI 9236, e um módulo para aquisição dos dados dos termopares, modelo NI 9213.

2.2 ESTIMATIVA DAS TENSÕES EXPERIMENTAIS

Uma vez que o sistema é estabilizado, coletou-se as informações dos extensômetros, termopares e a frequência de operação do equipamento. Com estes dados em mãos foi possível estimar a vida útil em cada ponto das tubulações. Para tal, foram consideradas a parcela constante do carregamento, proveniente da pressão interna e da dilatação térmica, e a parcela dinâmica do carregamento, provido da vibração. A parcela constante foi obtida a partir da média do sinal dos extensômetros subtraída a dilatação térmica esperada para aquela temperatura. A equação para tensão média é:

$$\sigma_m = E(\varepsilon_m - \alpha(T_m - T_0)) \quad \text{Equação 1}$$

Onde:

σ_m = tensão média

E = módulo de elasticidade

ε_m = deformação média

α = coeficiente de dilatação térmica T_m = temperatura média

T_0 = temperatura de instalação dos sensores

Os valores de módulo de elasticidade do coeficiente de dilatação térmica foram extraídos da literatura. Segundo consulta (MAKEITFROM, c2009; COPPERMETAL, 2020), o cobre C12200 possui coeficiente de dilatação térmica de 17,7 $\mu\text{m}/\text{m}/^\circ\text{C}$ e módulo de elasticidade de 110 Gpa.

O diagrama tensão-deformação exibe, na região elástica, uma relação linear entre tensão e deformação para a maioria dos materiais de engenharia.

Por consequência, um aumento na tensão (σ) provoca um aumento proporcional na deformação (ε), caracterizado pela Lei de Hooke (BUDYNAS E NISBETT, 2011)

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Equação 2

A lei de Hooke, nesta forma, é somente empregada para estado uniaxial de tensões. Situações com estado de tensão uniaxial não são muito frequentes, sendo na grande maioria dos casos biaxiais (HIBBELER, 2004; NORTON, 2007). Para a extração da parcela dinâmica, o trecho de operação em cada frequência foi dividido em intervalos iguais, sendo que este intervalo corresponde ao inverso da velocidade de operação. Exemplificando o que foi dito: em um trecho operando à 20 Hz, a divisão se deu em intervalos de 50 ms, sendo que em cada um desses trechos calculou-se a amplitude de deformação e, por fim, a média das amplitudes de cada trecho.

A amplitude de tensão foi, então, obtida pelo produto da amplitude de deformação e do módulo de elasticidade do material, de acordo com o modelo de deformação unidimensional (BUDYNAS E NISBETT, 2011):

$$\sigma a = E \varepsilon a$$

Equação 3

Onde:

σa = amplitude de tensão

εa = amplitude de deformação

De posse das informações de carregamento, resta obter as propriedades do material para se calcular a vida da tubulação. O modelo escolhido foi o ASME elíptico, resumido pela equação (BUDYNAS E NISBETT, 2011):

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad \text{Equação 4}$$

Onde:

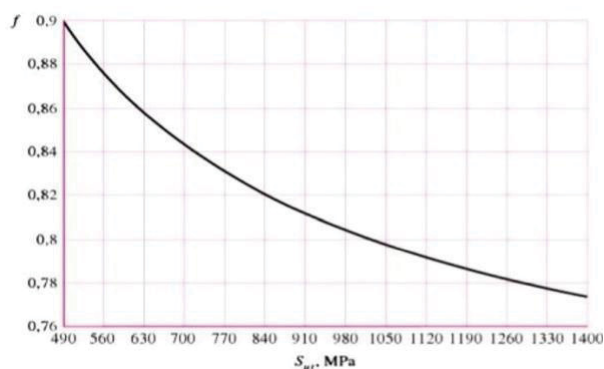
S_f = resistência a fadiga para N ciclos
 S_y = tensão de escoamento

A tensão de escoamento usada foi de 120 Mpa (MAKEITFROM, 2009; COPPERMETAL, 2020), o qual é um valor médio dos valores encontrados na literatura para este material (UNS C12200). Na Equação 4 a única variável é S_f , este valor representa a amplitude de carregamento que o material suportaria por N ciclos. Para se determinar a relação entre o carregamento alternado e o número de ciclos, utilizou-se o modelo de Wöhler (S-N) (BUDYNAS E NISBETT, 2011), que estabelece a seguinte relação:

$$S_f = aN^b \quad \text{Equação 5}$$

Onde a e b são parâmetros do modelo e podem ser determinados a partir de dois pontos conhecidos do diagrama.

FIGURA 4 – Fração da resistência a fadiga.



Fonte: BUDYNAS E NISBETT, 2011.

Para encontrar f , busca-se esse valor no gráfico de fração da resistência a fadiga. Como na literatura só é trabalhado com gráficos de 490 à 1400 Mpa, para todos os valores de S_{ut} menor de 490 Mpa, por convenção,

adota-se $f=0,9$ como um modelo conservativo (BUDYNAS E NISBETT, 2011).

Com todos os dados coletados, faz-se possível, através da Equação 6 calcular o valor de a e através da Equação 7 o valor de b .

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Equação 6}$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{f S_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{Equação 7}$$

Para o primeiro ponto foi usada a técnica padrão para análise de vida em fadiga, no qual devemos considerar N igual a 1000 ciclos e S_f sendo 0,9 o valor de S_{ut} (Tensão Última do Material).

Para obtenção do valor de S_f , como descrito acima, buscou-se, primeiramente, o valor de S_{ut} na literatura (MAKEITFROM, c2009; COPPERMETAL, 2020), sendo encontrado o valor médio de 220 Mpa para o cobre C12200.

Para o segundo ponto é utilizado a resistência para vida infinita do material. Para todos os materiais, com exceção do aço e do titânio, não existe uma região clara no diagrama S-N no qual o material possua vida infinita. Diante disso, é comumente utilizado o valor de tensão que o material suportaria por 1 milhão de ciclos consecutivos, sendo este 75,84 Mpa (BUDYNAS E NISBETT, 2011). Este valor ainda deve ser corrigido pelos fatores de Marin (MARIN, 1962), conforme apresentado na Equação 5.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad \text{Equação 5}$$

Em que:

K_a = fato de modificação de superfície K_b = fator de modificação de

tamanho K_c = fator de modificação de carga

K_d = fator de modificação de temperatura K_e = fator de confiabilidade

K_f = fato de modificação por efeitos variáveis

S_e = limite de resistência à fadiga de corpo de prova de teste de viga rotativa
 S_e = limite de resistência à fadiga de uma peça na geometria e condição de uso

Com isso, obtém-se os valores de a e b . Assim é possível determinar o número de ciclos que o material suportaria para um determinado valor de S_f , através da Equação 6.

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \cdot \sqrt{\frac{S_y^2}{S_y^2 - \sigma_a^2}} \right)^b \quad \text{Equação 6}$$

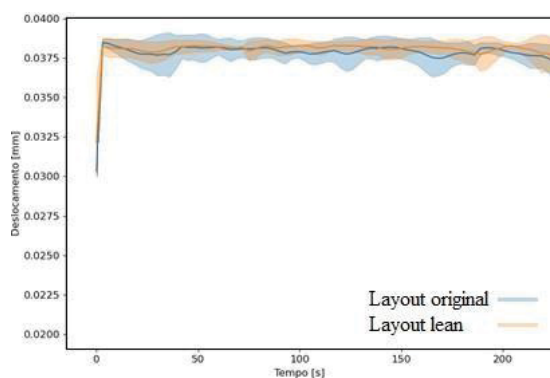
A partir do número de ciclos e da frequência de operação, pode se determinar a vida do material em anos, chegando-se assim ao objetivo final desta metodologia.

3 RESULTADOS

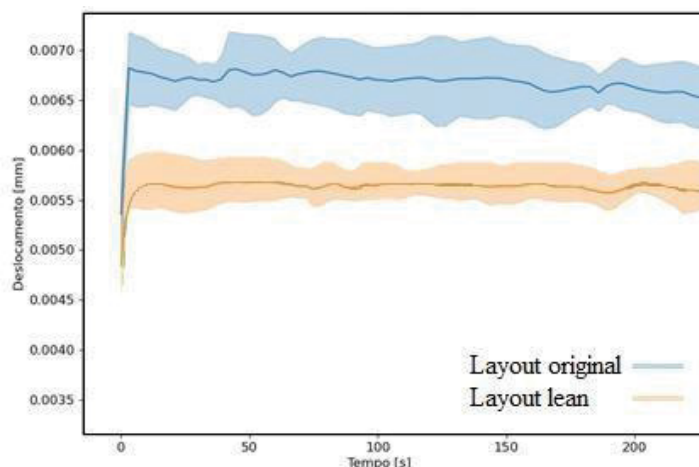
Seguindo a metodologia apresentada, primeiramente foram desenvolvidos os gráficos e as tabelas apresentadas em sequência, as quais tiveram o intuito de obter uma comparação entre as propostas de layout dos tubos de sucção e tubos de descarga. Os gráficos apresentam o resultado médio dos ciclos como uma linha sólida, em torno do qual foi estimada uma faixa com os desvios padrões dos resultados.

Os gráficos ilustrados na Figura 05 e 06 plotam a amplitude do deslocamento para os tubos de descarga, sendo o valor da amplitude apresentado em milímetros (mm). Em uma primeira análise dos gráficos é possível observar que a variação de deslocamento dos tubos de descarga, no canal 01 e 02, entre os layouts é muito baixa. Inclusive, na proposta de layout enxuto, foi observada uma redução na amplitude de deslocamento. Os gráficos abaixo apresentam o resultado médio dos ciclos como uma linha sólida e, em torno desta, uma faixa representando o desvio padrão dos resultados.

FIGURA 5 – Amplitude de deslocamento para o tubo de descarga - canal 01.

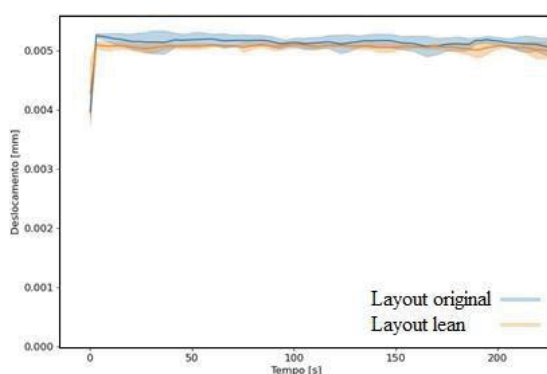


Fonte: O AUTOR (2021).

FIGURA 6 – Amplitude de deslocamento para o tubo de descarga - canal 02.

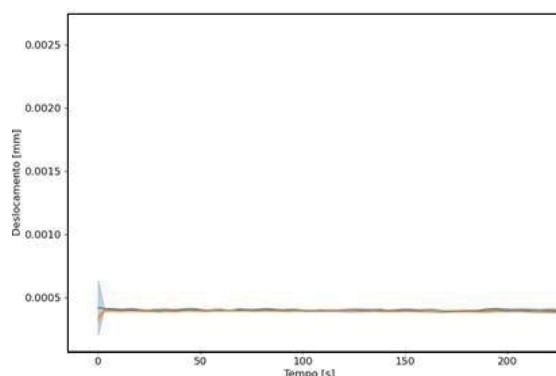
Fonte: O AUTOR (2021).

Nas Figuras abaixo (Figura 07 e Figura 08) estão plotados a amplitude do deslocamento para o tubo de sucção, nas quais o valor da amplitude é expresso em milímetros (mm). Através da análise visual, faz-se possível observar que a variação de deslocamento dos tubos de sucção, no canal 03 e 04, entre os layouts é muito baixa, tendo um comportamento praticamente idêntico para ambas as propostas de tubulação.

FIGURA 7 – Amplitude de deslocamento layout original e layout proposto para o tubo de sucção canal 03.

Fonte: O AUTOR (2021).

FIGURA 8 – Amplitude de deslocamento layout original e layout proposto para o tubo de sucção canal 04.



Fonte: O AUTOR (2021).

Na Tabela 01 são apresentadas as amplitudes de tensão, calculadas a partir dos valores de deformação obtidos dos extensômetros, sendo estas associadas à parcela variável do esforço na tubulação, a qual é a mais crítica para a vida em fadiga. O valor médio de tensão está associado à parcela constante do esforço na tubulação, já descontados os efeitos da dilatação térmica do material.

TABELA 1 – Comparativo de amplitude de tensão entre layout original e layout proposto.

Canal	Amplitude de tensão [Mpa]	
	Layout original	Layout proposto
1	0,60	0,51
2	1,32	1,19
3	1,12	1,14
4	0,51	0,47
5	0,36	0,38
6	0,49	0,46

Fonte: O AUTOR (2021).

Na Tabela 02, encontram-se os valores de tensão média, os quais estão associados à parcela constante do esforço na tubulação, já descontados os efeitos da dilatação térmica do material.

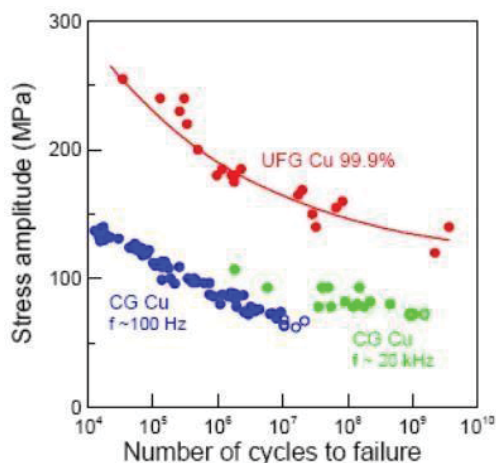
TABELA 2 – Comparativo de tensão média entre o layout original e layout proposto.

Tensão média [MPa]		
Canal	Layout original	Layout proposto
1	-100,80	-83,40
2	-94,80	-88,40
3	96,80	99,50
4	8,90	13,40
5	78,20	81,50
6	47,80	51,30

Fonte: O AUTOR (2021).

Devido à escassez de informações disponíveis para este material, já que este não é usado estruturalmente, o diagrama de Wöhler para este material foi extrapolado com uma função linear. Esta abordagem torna conservadora a previsão para vidas maiores que um milhão de ciclos, já que, após essa quantidade de ciclos, o comportamento padrão é a inflexão da curva, como observado na Figura 09. Nesta figura, os símbolos completos representam ocorrência de falha, enquanto os símbolos abertos representam as amostras sem falha.

FIGURA 9 – A comparação das curvas S-N para cobre CG e UFG.



Fonte: KUNZ ET AL., 2006.

O valor de um milhão de ciclos não é uma vida elevada para um condicionador de ar, já que isso representaria menos de 5 horas de operação ininterrupta do equipamento a uma velocidade de 60 Hz. Portanto, todas as expectativas de vida obtidas no relatório de resultados são conservadoras, já que estão muito além da quantidade especificada de ciclos (um milhão).

Ambos os layouts se adequam ao modelo de vida infinita, porém, a título de comparação, foi calculado o valor de número de ciclos e convertido em uma expectativa de vida da peça. Os valores calculados foram plotados na Tabela 03, em milhões de anos. Através da análise desses valores, pode-se observar que o layout proposto para o tubo de descarga, canal 1 e 2, apresentaram uma melhoria na expectativa de vida. Já para o tubo de sucção tivemos uma melhoria na expectativa de vida nos canais 3, 4 e 6 e uma redução no canal 5, fato que representa, de uma maneira geral, uma melhoria na expectativa de vida do produto.

TABELA 3 – Comparativo de expectativa de vida entre o layout original e layout proposto.

Expectativa de vida [milhões de anos]		
Canal	Layout original	Layout proposto
1	26600	128000
2	147	359
3	204	325
4	300000	459000
5	1400000	1200000
6	316000	459000

Fonte: O AUTOR (2021)

4 CONCLUSÕES

Neste estudo foram apresentados resultados experimentais e teóricos de fadiga mecânica em tubos de ligação do condensador da unidade externa de um modelo split 9 mil Btu. Os principais resultados, observações e conclusões desse trabalho são apresentados a seguir:

- O novo layout do tubo de descarga apresentou um desempenho melhor do que o layout atual, principalmente quando comparada a amplitude de tensão e a tensão média sofrida pela tubulação. Tal fato ocasionou um aumento da expectativa de vida em quase cinco vezes no canal 1 e em duas vezes no canal 2;
- O novo layout do tubo de sucção apresentou um desempenho geral tão bom quanto o layout atual quando comparada a amplitude de tensão e a tensão média sofrida pela tubulação. O tubo proposto apresentou uma menor amplitude de tensão e uma maior tensão média, resultando em um aumento da vida útil da tubulação nos canais 3, 4 e 6. A redução de vida útil no canal **5** não é um fator significativo, visto que seu valor é substancialmente maior do que a menor expectativa de vida para o ponto 3da tubulação;
- Redução de aproximadamente 20% do consumo de matéria-prima nos tubos de descarga;
- Redução de aproximadamente 40% do consumo de matéria-prima nos tubos de sucção;
- Simplificação do layout da tubulação e redução do tempo de ciclo para produção nas CNC, deixando o tempo de ciclo aproximadamente 15% mais curto.

5 REFERÊNCIAS

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. AMGH Editora, 8. Ed. Bookman, 2011.

CETLIN, P. R.; SILVA, P. S. P. da. Análise de Fraturas. **Associação Brasileira de Metais (ABM)**. São Paulo, p. 133-135, 1979.

COPPERMETAL. Aços e Metais de Alta Qualidade. Catálogo de Produtos – CopperMetal, 2020.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. Pearson Prentice Hall, 5. Ed., São Paulo, 2004.

HOFFMANN. K. **An Introduction to measurements using strain gages**. HottingBaldwin Messtechnik GmbH, 1989.

KAKAÇ, T. S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchanger: selection, rating and thermal design**. 3.Ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

KUNZ, L.; LUKAS, P.; SVOBODA, M. Fatigue strength, microstructural stability and strain localization in ultrafine-grained copper. **Materials Science & Engineering**, v. 424, n. 1, p. 97-104, 2006.

MAKEITFROM. Material Properties. Disponível em: <<https://www.makeitfrom.com/material-properties/UNS-C12200-CW024A-Phosphorized-Copper>>. Acesso em: 27 de agosto de 2021.

MARIN, J. **Mechanical behavior of engineering materials**. Englewood Cliffs, N. J.: Prentice-Hall, 224 p., 1962.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. Ed., Porto Alegre: Bookman, 2007.

TAIER, R. **Análise de fadiga em juntas tubulares de plataformas offshore fixas através de modelos em elementos finitos.** Programa de Pós-graduação da Escola de Minas da Universidade de Ouro Preto, Ouro Preto, Minas Gerais, 160 p., 2002.