



Análise estrutural do rotor de um turbogerador de alta rotação

Structural analysis of the rotor of a high speed turbogenerator

André Ferrus Filho (pro1724@cefesa.edu.br)

Mestre em Engenharia Biomédica pela Universidade de Mogi das Cruzes e professor da Faculdade de Tecnologia Termomecânica (FTT)

Rodrigo Teixeira Bento (rodrigoteixeirabento@gmail.com)

Tecnólogo em Mecatrônica Industrial pela Faculdade de Tecnologia Termomecânica (FTT)



Resumo

O aproveitamento de recursos térmicos para a geração de energia, transporte e realização de tarefas cotidianas sempre foi tido como útil para o homem. Contudo, devido à preocupação em relação à dependência energética brasileira, concentrada nos recursos hídricos, fontes alternativas de geração de energia são cada vez mais estudadas. Partindo dessa necessidade, este projeto visa, através do modelamento de um turbogerador, realizar a análise estrutural do rotor do componente citado, empregando-se o Método de Elementos Finitos. Para a validação do perfil geométrico do turbogerador, foi desenvolvido um estudo de materiais, para avaliar o seu desempenho sob os esforços solicitados de acordo com as condições do projeto.

Palavras-chave: Turbogenerador. Energia. Análise estrutural. Materiais.

Abstract

The use of thermal resources for power generation, transport and performing daily tasks has always been regarded as useful to man. However, due to the concern about the Brazilian energy dependence, based mostly on water resources, alternative sources of power generation are increasingly studied. Starting from this need, this project aims, through modeling of a turbogenerator, to conduct structural analysis of the rotor of the mentioned component, using the Finite Element Method. To validate the geometric profile of the turbogenerator, a study of materials was developed, assessing performance under the required efforts in accordance with the design conditions of the project.

Keywords: Turbogenerator. Energy, Structural analysis. Materials.

Introdução

Turbogeradores, segundo De Carvalho et al (2011, p. 17), são motores rotativos exotérmicos de circuito fechado que convertem energia cinética - produzida por uma corrente de água, gás ou vapor - em trabalho mecânico na forma de torque e velocidade de rotação. Essa energia gerada é transferida para um eixo, podendo ser utilizada para o acionamento de bombas, compressores, sopradores, propulsão, geradores elétricos, uma hélice, entre outras diversas aplicações. A passagem do vapor produz resultantes tangenciais que, sendo aplicadas às palhetas, gera um movimento rotacional, fazendo o rotor, o seu elemento básico, girar. “Grande parte da energia mundial, atualmente, é produzida com a utilização de turbogeradores” (DE CARVALHO et al, 2011, p. 19).

Pode-se encontrar na indústria, como afirma Bizzo (2003, p.66), a utilização desses sistemas em petroquímicas, usinas de açúcar e álcool, indústria alimentícia, indústria de papel e celulose, além de usinas de processamento de lixo. Com base na literatura científica, o estudo de turbogeradores destina-se ao desenvolvimento de máquinas térmicas e à otimização do conhecimento a seu respeito para a validação de seus benefícios, de sua viabilidade e de sua aplicação.

“Quanto mais desenvolvido um país, maior a quantidade de energia necessária para sua manutenção” (BIZZO, 2002, p. 71). A principal matriz energética brasileira está concentrada nos recursos hídricos. Contudo, devido à preocupação com relação a essa dependência, fontes alternativas de geração de energia são cada vez mais estudadas. Fundamentalmente, a ascensão do uso de turbinas a vapor ocorreu devido à alta eficiência energética proporcionada pelo seu funcionamento, constituindo uma solução de baixo custo e reduzidos impactos ambientais.

Diversos trabalhos apresentam como linha de pesquisa o estudo de turbinas empregando o Método de Elementos Finitos (MEF). Araújo et al (2014) propuseram a análise numérica de uma pá de turbina eólica para a obtenção de parâmetros dinâmicos, utilizando o MEF. A pá, em aço inox 304, apresentou resultados de frequência de vibração satisfatórios, não havendo mudanças significativas em relação ao refinamento da malha. Gangele e Ahmed (2013) e Kang et al (2012) analisaram dinamicamente as palhetas de turbinas eólicas, considerando diferentes parâmetros geométricos e as propriedades dos materiais. Gangele e Ahmed (2013) investigaram, por elementos finitos, o modo de vibração das pás confeccionadas em Kevlar® e Technora, comparando-o com sua frequência natural. Já Kang et al (2012) tiveram como objetivo a análise da fibra de carbono e da fibra de vidro, sendo que ambas demonstraram coeficientes de segurança satisfatórios. Thrinadh, Bandaru e Venkatesh

(2015) não se limitaram a estudar dinamicamente as palhetas de uma turbina, mas realizaram análises estáticas por elementos finitos. Foram seis materiais propostos no estudo: Kevlar® 149, Technora, fibra de vidro (Glass-E e Glass-S), fibra de boro e grafite. Comparando os resultados obtidos, verificaram que as fibras de vidro apresentaram os menores valores de deformação em baixas frequências naturais de vibração.

Objetivos

O presente projeto foi elaborado com o objetivo de realizar a análise estrutural do rotor de um turbogerador de alta rotação. Uma turbina a vapor do tipo De Laval, alocada na extremidade do eixo, deve suportar as condições de pressão causada pela injeção do vapor d'água sobre as palhetas e a resultante centrífuga gerada por uma rotação de 30000 rpm, aplicada ao sistema através de um motor assíncrono localizado na extremidade oposta do eixo. Para este fim, têm-se como objetivos específicos:

- Dimensionar o perfil geométrico da turbina a vapor;
- Definir os materiais a serem utilizados, de acordo com as propriedades mecânicas e os esforços exigidos;
- Realizar a análise estrutural do rotor através do Método de Elementos Finitos;
- Permitir o recolhimento e a interpretação dos resultados.

Metodologia

Dimensionamento e modelagem

Com base nos estudos desenvolvidos sobre turbogeradores e em diversas pesquisas na área de Termodinâmica, foi elaborado um modelo protótipo virtual de uma turbina a vapor axial do tipo De Laval (figura 1). Foi adotado como base do projeto o estudo proposto por De Carvalho et al (2011), além de determinados artigos da área, incorporando algumas de suas ideias com inovações que pudessem contribuir para a evolução nessa linha de pesquisa.

Tabela 1 – Parâmetros gerais da turbina

| Dados da Turbina | Valor | Unidade |
|----------------------------|---------|---------|
| Potência desejada | 50 | kW |
| Rotação do rotor | 30000 | rpm |
| | 500 | rps |
| Pressão de operação | 2,2 | MPa |
| Pressão do vapor de escape | 0,6 | MPa |
| Temperatura do vapor vivo | 320 | °C |
| Entalpia de entrada | 3064 | kJ/kg |
| Entalpia de saída | 2771,96 | kJ/kg |

Fonte: baseado em De Carvalho et al, 2011.

Adotando-se os dados da tabela 1 para o dimensionamento da turbina, é necessário ter o conhecimento de parâmetros como: trabalho específico interno [1], fluxo de massa [2], o limite superior permissível para a velocidade tangencial [3] e, devido à resistência do rotor empregando-se pressão constante, a força centrífuga [4], a força tangencial [5] e a força axial [6].

$$\gamma = h_e - h_s \quad (1)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{\gamma \times \eta_i \times \eta_m} \quad (2)$$

$$u = v_m \times C_y \quad (3)$$

$$F_c = m \times \omega^2 \times r \quad (4)$$

$$F_T = \frac{M_T}{r} \quad (5)$$

$$F_a = P_e \times \left(\frac{\pi \times b_2^2}{4} \right) \quad (6)$$

Onde, em [1], h_e e h_s representam, respectivamente, a entalpia de entrada e a de saída; em [2], \dot{W} é a potência de trabalho e η_i e η_m , respectivamente, os rendimentos interno e mecânico; em [3], v_m é o coeficiente de velocidade média e C_y é a velocidade teórica; em [4] temos m representando a massa do componente, ω é o módulo da velocidade angular média e r é o comprimento do raio do rotor; em [5], M_T é o torque ou momento torçor; e em [6], P_e é a pressão de entrada sobre as palhetas e b_2 é a altura mínima da palheta.

Além disso, devem ser consideradas as relações dimensionais de diâmetro médio das palhetas [7] e o número de palhetas da turbina [8], onde, em [7], u representa a velocidade tangencial, e em [8], A_α é o arco de admissão da turbina.

$$D_m = \frac{2 \times u}{\omega} \quad (7)$$

$$Z_{min} = 12 + \left(0,7 \times \frac{r}{A_\alpha}\right) \quad (8)$$

Esses parâmetros são fundamentais para o estudo de movimentos e a análise estrutural dos materiais empregados na construção do modelo, permitindo verificar se ele suporta as solicitações às quais será exigido submetido.

Soares (2013) afirma que não é vantajoso que se tenha um número pequeno de pás, pois isto provoca a perda de uma parcela de fluido sem efetuar trabalho. Um número grande de pás também não é vantajoso, já que “isto pode aumentar o custo da turbina e pode até reduzir o seu rendimento” (SOARES, 2013, p. 40). O autor recomenda, por segurança, adotar um número de pás Z de 1,15 a 1,5 vezes maior que Z_{min} .

Assumindo, para esse caso, 1,5, e através dos cálculos dimensionais apresentados, obteve-se uma turbina com 0,1556m de diâmetro médio e um total de 20 palhetas, como apresentado na figura 1.

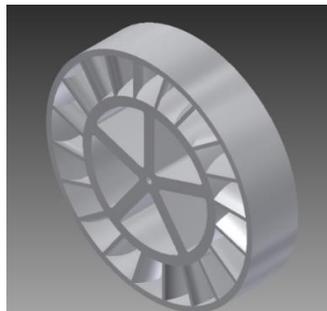


Figura 1 – Modelo final da turbina.
Fonte: própria. Tela captada do software Autodesk® Inventor 3D.

Definições de material

As partes críticas de uma turbina, de acordo com De Carvalho et al (2011, p. 57), são aquelas em contato com o vapor de admissão, baseando-se no conceito de que as características mecânicas de um metal sofrem grandes modificações com a elevação da temperatura.

Os parâmetros analisados nesta escolha foram boa resistência à corrosão e oxidação, boa estabilidade estrutural sob elevada temperatura durante um espaço de tempo prolongado (fluência), baixa densidade e elevada resistência mecânica.

O aço é o material mais utilizado na construção de turbinas a vapor, principalmente os classificados como aços inoxidáveis, por possuírem, segundo Askeland, Fulay e Wright (2010, p. 519-520), elevada resistência mecânica e alta resistência à corrosão, por serem 100% recicláveis, além de inertes.

Contudo, devido ao fato de possuírem elementos de liga caros em sua composição (cromo, molibdênio, níquel, vanádio, magnésio) e por sua alta densidade ($7870 \frac{kg}{m^3}$), optou-se por compará-lo com uma liga de alumínio, por este material gerar um custo menor de produção e, principalmente, por ser três vezes mais leve que o aço, conforme Askeland, Fulay e Wright (2010, p. 540).

Os materiais de referência selecionados para o projeto da turbina foram, dessa maneira, o aço inoxidável martensítico AISI 420, o aço SAE 4340 normalizado e a liga de alumínio 7075-T6, indicada para aplicações em estruturas sob altas tensões, cujas propriedades estão expressas na tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades dos materiais em estudo

| Principais Características dos Materiais Ensaiaados | | | |
|---|------------------------|------------------------|------------------------|
| Propriedade | AISI 420 | SAE 4340 | Alumínio 7075 |
| Densidade | 8000 kg/m ³ | 7850 kg/m ³ | 2810 kg/m ³ |
| Módulo de Elasticidade | 195 GPa | 205 GPa | 75 GPa |
| Coeficiente de Poisson | 0,27 | 0,32 | 0,33 |
| Módulo de Cisalhamento | 77 GPa | 80 GPa | 26,9 GPa |
| Resistência à tração | 655 MPa | 1110 MPa | 570 MPa |
| Limite de Escoamento | 275 MPa | 710 MPa | 505 MPa |
| Tensão de Ruptura | 1095 MPa | 1900 MPa | 2042 MPa |

Fonte: adaptado da biblioteca do software *SolidWorks Simulation* 2016.

Resultados

Definem-se, inicialmente, as restrições de apoio, nas quais há um engastamento em toda a superfície do suporte de encaixe do rotor, além da adição de restrição de contato em toda a superfície externa do aro de consolidação, simulando a carcaça da turbina a vapor. A figura 2 apresenta as restrições aplicadas na turbina e a malha empregada para a realização das análises.

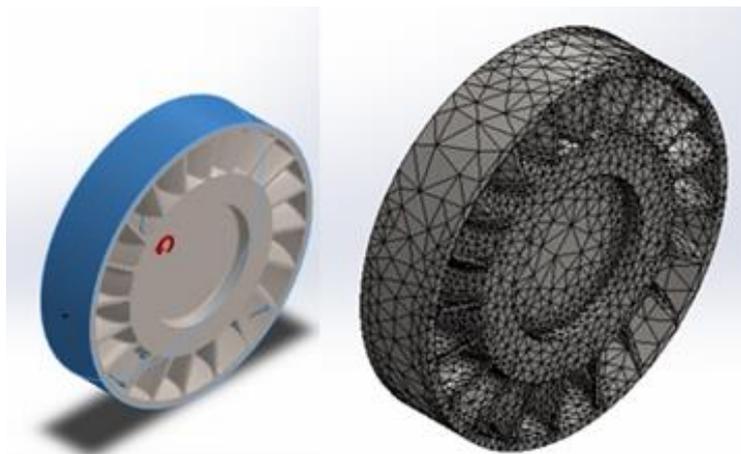


Figura 2 – Condições de contorno e malha utilizada para as análises por MEF
Fonte: própria. Adaptado das telas captadas do software *SolidWorks Simulation* 2016.

A definição adequada das condições de contorno é um ponto crítico em simulações computacionais devido à necessidade de limitar o domínio do modelo, produzindo um contorno artificial próximo ao real. Tal efeito foi obtido fixando-se na região de engastamento do rotor as restrições de deslocamento e rotação, levando-se em consideração que a tensão resultante está diretamente ligada à resultante centrífuga gerada pelo movimento rotacional do sistema. Quanto mais próximas forem aplicadas as restrições de contorno, em relação às condições reais de trabalho, mais confiáveis serão os resultados obtidos.

Aplicando-se os valores dimensionados de resultante centrífuga, velocidade angular (3141,592 rad/s) e pressão sofrida pelas palhetas (2,2 MPa), provenientes do vapor injetado, executou-se a simulação utilizando os materiais em estudo, obtendo-se os seguintes resultados (figura 3).

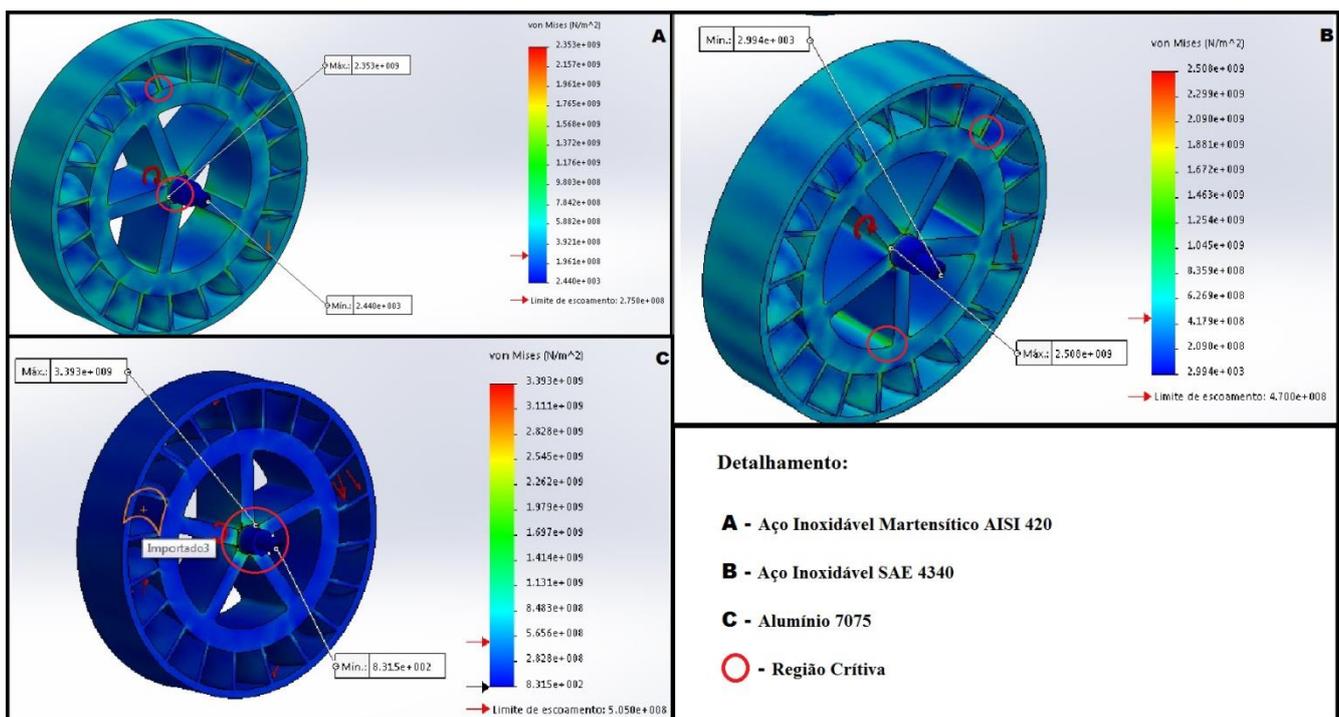


Figura 3 – Máxima tensão equivalente, respectivamente, no aço AISI 420 [A], no aço SAE 4340 [B] e na liga de alumínio 7075 [C], apresentando algumas das principais regiões críticas.

Fonte: própria. Adaptado das telas captadas do software *SolidWorks Simulation 2016*.

As análises, em primeiro plano, apresentaram conclusões insatisfatórias em razão dos valores encontrados. Observou-se que a tensão máxima, assim como a máxima deformação, ocorreu nas regiões próximas ao engastamento, causado pelo deslocamento da massa do centro do rotor pela resultante centrífuga, e na região de saída do vapor, por ser a maior área com incidência de pressão.

Dessa forma, pode-se afirmar que o componente sofrerá ruptura em qualquer situação apresentada, pois as tensões encontradas nas análises superaram os limites de escoamento dos materiais, constatando que, nessas condições, eles não suportarão os esforços exigidos.

Vale ressaltar que, além de se trabalhar na zona elástica dos materiais, foi utilizado nas análises de tensão e deformação das estruturas o Método de Von Misés, “critério que apresenta resultados mais confiáveis visto que considera a tensão intermediária” (DE CARVALHO et al, 2011, p. 60).

Outra condição necessária a se enfatizar é o fator segurança, definido como “a relação entre tensão para a qual o componente foi projetado e a carga aplicada” (ASKELAND; FULAY; WRIGHT, 2010, p. 281), isto é, a razão do limite de escoamento pela tensão admissível. O limite de segurança deve ser um número maior que 1, a fim de evitar maior possibilidade de falha do projeto. Por exemplo, um componente que será submetido a uma carga de 50 MPa será projetado de tal modo que possa resistir a 100 MPa. Nesse caso, o coeficiente de segurança do projeto é 2. Foi determinado um fator de segurança a partir de 1,2, indicando que a turbina poderá suportar um esforço 20% maior que o aplicado.

Analisando-se os resultados obtidos, observou-se uma necessidade de retificação do projeto. Os alívios de massa modelados, por apresentarem “cantos vivos”, geraram uma elevada concentração de tensão, assim como as regiões de aresta das palhetas, podendo vir a provocar a ruptura por fadiga nessas superfícies.

Para solucionar esse problema, o rotor da turbina foi remodelado, eliminando-se as zonas de tensão concentrada através da criação de filetes nos ângulos retos – arestas das palhetas e a área de apoio do suporte de conexão com o eixo – e pelo ajuste dos alívios de massa, dando continuidade ao processo de análise estrutural, aplicando-se a mesma metodologia empregada anteriormente, com os mesmos parâmetros.

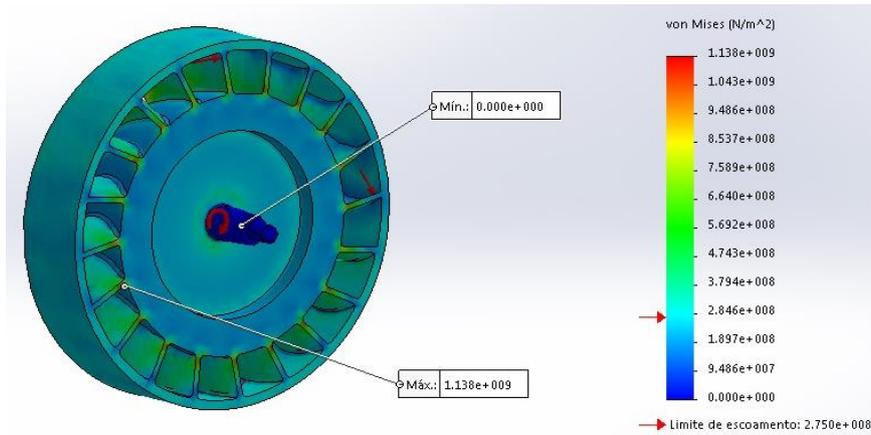


Figura 4 – Máxima tensão equivalente no aço AISI 420.
Fonte: própria. Tela captada do software *SolidWorks Simulation* 2016.

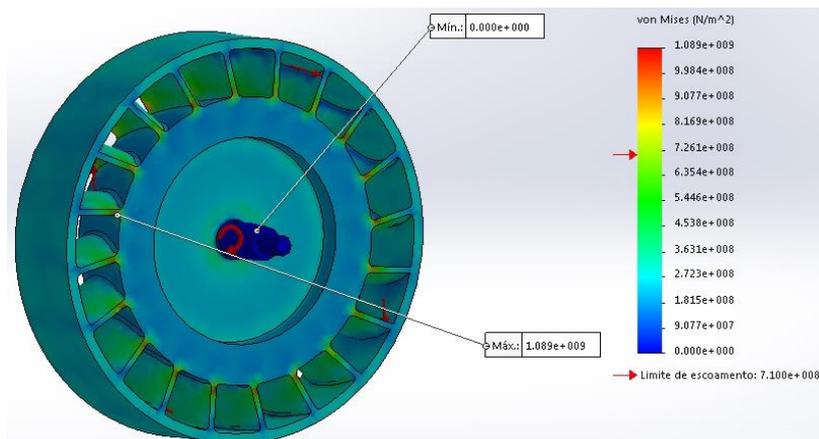


Figura 5 – Máxima tensão equivalente no aço SAE 4340.
Fonte: própria. Tela captada do software *SolidWorks Simulation* 2016.

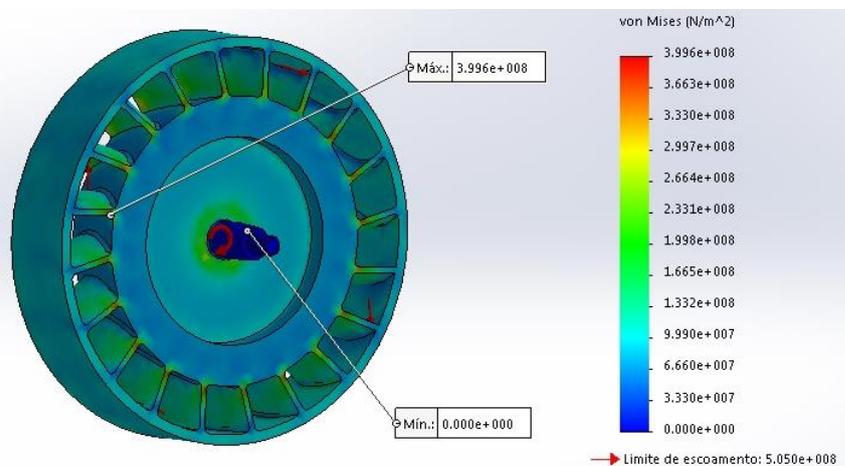


Figura 6 – Máxima tensão equivalente no alumínio 7075.
Fonte: própria. Tela captada do software *SolidWorks Simulation* 2016.

Examinando-se os estudos, nota-se que os aços AISI 420 (figura 4) e SAE 4340 (figura 5) não suportaram os esforços exigidos, pois a tensão máxima, respectivamente, foi de 1138 MPa (o limite de escoamento do AISI 420 é de 275 MPa) e 1089 MPa (o limite de escoamento do SAE 4340 é de 710 MPa).

Embora o aço SAE 4340 não suporte a força centrífuga gerada, verificou-se que a tensão máxima obtida nesse caso não foi superior à sua tensão de ruptura, 1900 MPa, diferentemente da análise anterior, concluindo-se que houve uma melhora no projeto.

A liga de alumínio 7075 (figura 6), por outro lado, não sofreu nenhuma fratura prematura como os demais materiais, pois a tensão máxima encontrada foi de 399,6 MPa, 20,8% menor que seu limite de escoamento (505 MPa). Além disso, o rotor sofreu um deslocamento de apenas 0,45 mm (figura 6), relativamente baixo em relação à precisão de movimento do corpo, com um fator de segurança em 1,26 (figura 7); apesar de estar praticamente no limite estipulado, pode ser considerado aceitável.

Dessa forma, pelo fato de a liga de alumínio 7075 não sofrer ruptura e suportar os esforços de trabalho exigidos, ela é a mais indicada para a construção do rotor nessas condições.

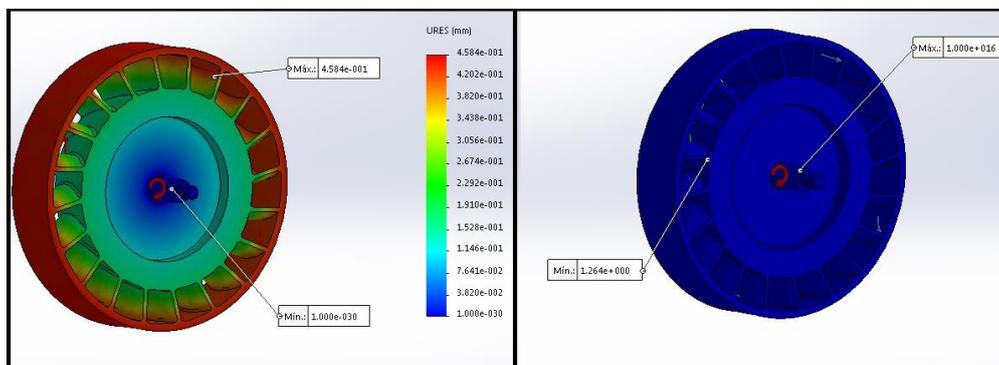


Figura 7 – À esquerda, deslocamento máximo causado pela resultante centrífuga na liga de alumínio 7075; à direita, o fator de segurança do componente ensaiado.

Fonte: própria. Adaptado das telas captadas do software *SolidWorks Simulation 2016*.

Como foi citado anteriormente neste capítulo, os valores de tensão estão diretamente ligados à resultante centrífuga gerada pelo movimento rotacional do sistema. Dessa forma, sabendo-se que tal força é diretamente proporcional à massa da turbina, ao comprimento do raio do rotor e ao módulo da velocidade angular, percebe-se que a variação nos resultados é dada pela diferença de densidade dos

materiais propostos em estudo. A tensão máxima sofrida pela liga de alumínio, em comparação aos valores encontrados com ambos os aços, é em torno de três vezes menor – assim como ocorre entre as massas específicas dos materiais – validando os cálculos dimensionais.

Tendo em vista uma gestão produtiva de melhoria contínua, foi empregada uma última análise, adotando um material tratado termicamente. O processo de tratamento térmico - aquecimento ou resfriamento controlado - a que os materiais são sujeitos tem como finalidade aumentar suas propriedades físicas e mecânicas, sem alterar a forma do produto final.

Sendo assim, decidiu-se estudar o comportamento do aço SAE 4340 temperado e revenido, empregando-se as condições de projeto.

Esse material apresenta um limite de escoamento de 1800 MPa, além de uma tensão de ruptura de 2250 MPa, extremamente superiores às propriedades do mesmo material sem tratamento.

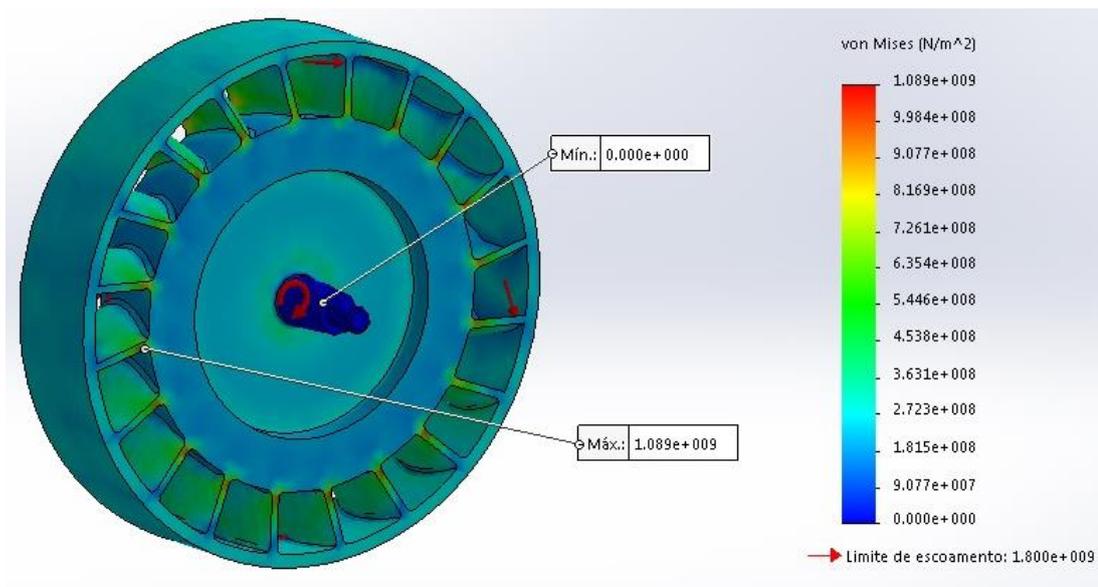


Figura 8 – Máxima tensão equivalente no aço 4340 temperado e revenido.
Fonte: própria. Tela captada do software *SolidWorks Simulation 2016*.

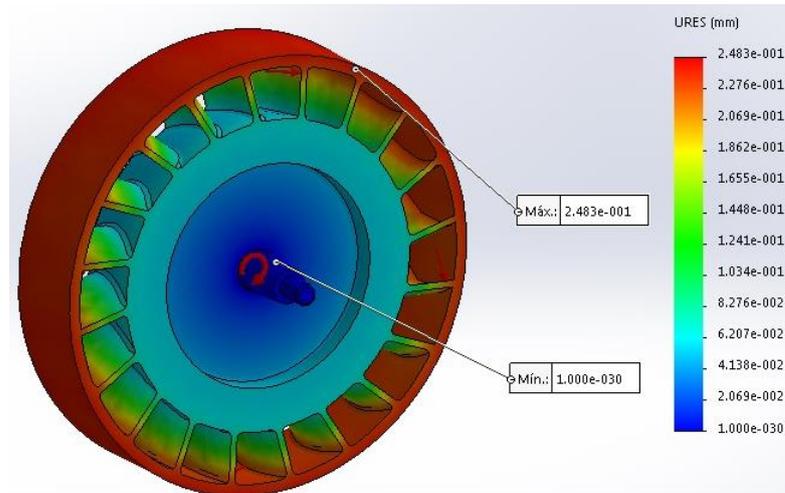


Figura 9 – Deslocamento máximo no aço 4340 temperado e revenido.
Fonte: própria. Tela captada do software *SolidWorks Simulation 2016*.

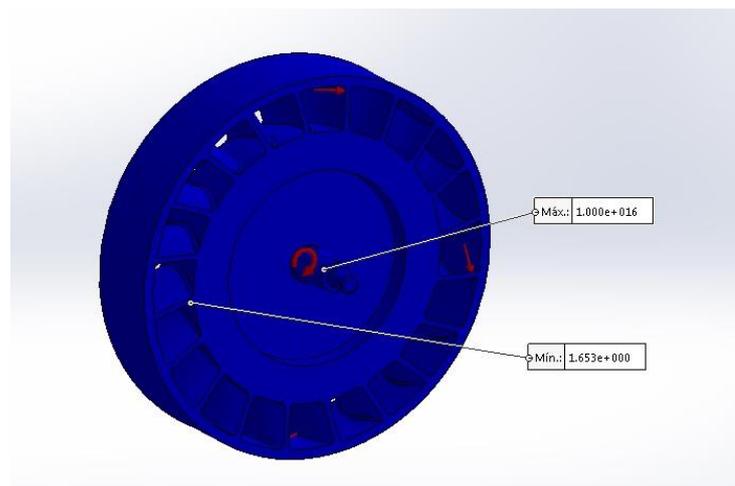


Figura 10 – Fator de Segurança do componente ensaiado.
Fonte: própria. Tela captada do software *SolidWorks Simulation 2016*.

Observando-se a figura 8, comprovou-se que, através de um tratamento térmico, houve uma otimização significativa no material, pois a tensão máxima sofrida pelo rotor foi de apenas 60,5% do seu limite de escoamento, o deslocamento máximo foi de apenas 0,248mm (figura 9), 55% menor que o deslocamento sofrido com a liga de alumínio 7075, e com o maior fator de segurança alcançado em todos os ensaios: 1,65 (figura 10).

Nessas condições, o aço SAE4340 tratado termicamente torna-se uma excelente alternativa para a fabricação da turbina.

Como efeito de curiosidade, foi levantado um estudo para verificar qual o limite de rotação a que os materiais aprovados nas análises alcançariam. A liga de alumínio 7075 suportou, no máximo,

mais 10% de rotação, ou seja, 33000 rpm, enquanto o aço SAE 4340 temperado e revenido atingiu uma espetacular rotação de 38000 rpm, aproximadamente 27% superior ao nosso objetivo.

Considerações finais

Considerando as pressões, forças e restrições aplicadas no rotor da turbina De Laval, após as análises estruturais realizadas através do Método de Elementos Finitos, foi possível concluir que o material AISI 420 não deve ser utilizado para essa aplicação, pois seu baixo limite de escoamento não suporta as tensões ocasionadas pela alta rotação do rotor. Por outro lado, a liga de alumínio 7075 e o aço SAE 4340, temperado e revenido, obtiveram resultados satisfatórios quando submetidos a esforços nas mesmas condições, especialmente o SAE 4340, pois foi o material que apresentou o maior fator de segurança com um ótimo percentual de rendimento, podendo suportar rotações ainda maiores do que as projetadas inicialmente, sendo, dessa maneira, o material indicado para a construção do turbogerador.

As diferenças de tensões resultantes encontradas devem-se ao fato de que cada material apresenta uma densidade específica. Esse fato pode ser comprovado por meio do conhecimento de que a resultante centrífuga, a principal força atuante sobre o rotor, é dada pela razão da massa, velocidade angular e raio da turbina, considerando-se que as duas últimas variáveis são constantes e que todos os materiais foram estudados sob as mesmas condições de análise, validando o dimensionamento do projeto.

Durante o desenvolvimento do projeto, verificou-se a necessidade da aplicação de alívios de tensão no componente, que podem ser alcançados através de um tratamento térmico, como recozimento, normalização e revenimento, por exemplo.

Referências

- ARAÚJO, D. C. et al. *Análise modal de uma pá de turbina modelada como elemento de viga utilizando a plataforma ANSYS*. In: Ibero Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, 35, 2014, Fortaleza. Proceedings, Fortaleza: ABMEC, 2014, p1-5.
- ASKELAND, D. R.; FULAY, P. P.; WRIGHT, W. J., *The science and engineering of materials*. São Paulo: CENGAGE Learning, 6. Ed. 2010. 949 p.
- BIZZO, W.A. Geradores de Vapor. In: BIZZO, W. A. *Geração, distribuição e utilização de vapor*. Campinas: Unicamp, 2003. Cap. 4. p. 66-81.
- DE CARVALHO, S.L.R, et al. *Projeto do rotor de uma turbina De Laval*. 2011. 84 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Mogi das Cruzes, Mogi das Cruzes, 2011.
- GANGELE, A.; AHMED, S. Modal analysis of S809 wind turbine blade considering different geometrical and material parameters. *International journal of precision, engineering and manufacturing*, v. 94, n. 3, 2013, p. 225-228.
- KANG, B. et al. Dynamic analysis of hybrid wind power composite blades according to stacking properties method. *International journal of precision engineering and manufacturing*, v. 13, n. 7, 2012, p. 1161-1166.
- SOARES, R.L. *Projeto conceitual de uma turbina hidráulica a ser utilizada na usina hidrelétrica externa de Henry Borden*. 2013. 83 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013, p. 38-45.
- THRINADH, D.; BANDARU, S.; VENKATESH, P.H.J., Static and dynamic analysis of wind turbine blade. *International journal of engineering technology, management and applied sciences*, v. 3, 2015, p. 1-7.