

Análise dos parâmetros de funcionamento e simulação computacional em um protótipo de turbina operando a ar comprimido

Wesley Saldanha Nogueira Oliveira^{†*}, Fernando Albernaz Junqueira[†], Rogério Arving Serra[‡], Ricardo de Freitas Cabral[§]

Resumo

O Este trabalho apresenta os resultados iniciais da comparação de alguns parâmetros de funcionamento do protótipo de uma turbina de ação simples, operando com ar comprimido como fluido de trabalho, realizados na unidade do SENAI de Barra do Pirai/RJ. O protótipo foi desenvolvido integralmente no Centro Universitário Geraldo Di Biase - UGB - Campus de Barra do Pirai/RJ, que inicialmente teve como o fluido de trabalho o vapor d'água, que nos testes iniciais se mostrou ineficiente. A simulação computacional do sistema foi feita através do software Solidworks na Universidade Federal Fluminense - UFF - Campus de Volta Redonda/RJ, o que permitiu determinar a faixa de trabalho que apresentou maior eficiência nos resultados experimentais do sistema por meio da relação entre pressão de operação, velocidade angular transmitida pelo fluido ao eixo da turbina e a potência da mesma. Os valores nas simulações em velocidade tangencial na região rotacional apresentaram-se convergentes aos valores experimentais medidos no protótipo.

Palavras-Chave: Turbina a ar comprimido; Parâmetros; Simulação computacional.

Abstract

This article exhibits the initial results of the comparison of some operating parameters of a simple action turbine prototype, with compressed air as working fluid, performed at SENAI in Barra do Pirai/RJ. The prototype was developed fully at Geraldo Di Biase University Center - UGB - Barra do Pirai/RJ Campus/RJ, which had water vapor as the working fluid, which showed inefficiency in the initial tests. The computer simulation of the system was done through the software SolidWorks, at Federal Fluminense University - UFF - Volta Redonda/RJ Campus, that helped determine which zone of work shows the most efficiency in the experimental results of the system through the relation between operation pressure, angular velocity transmitted by the fluid at the axis of the turbine and its power. The values on the simulations in tangential velocity of the rotational region present themselves convergent to the experimental values measured on the prototype.

Keywords: Compressed air turbine; Parameters; Computer simulation.

Como citar esse artigo. Oliveira WSN, Junqueira FA, Serra RA, Cabral RF. Análise dos parâmetros de funcionamento e simulação computacional em um protótipo de turbina operando a ar comprimido. Revista Teccen. 2016 Jul./Dez.; 09 (2): XX-XX.

Introdução

O presente trabalho visou realizar o estudo sobre os parâmetros de funcionamento em um protótipo de uma turbina de ação simples operando a ar comprimido.

Na primeira parte, o trabalho teve como objetivo a construção de um protótipo de turbina de ação e, na segunda parte, efetuou medições de seus parâmetros de operação, tendo uma avaliação em cada configuração e, assim, realizando uma análise das condições de operação a partir das simulações computacionais.

O protótipo foi confeccionado no UGB - Campus de Barra do Pirai/RJ, configurado com rotores de aço inoxidável, o qual inicialmente seria acionado por vapor d'água, oriundo de uma caldeira, cujos testes iniciais se mostraram ineficientes em função das dimensões inadequadas da tubulação, que apresentaram problemas de condensação e baixa vazão do fluido de operação, ou seja, baixa eficiência na transmissão de energia do fluido de operação para a movimentação do rotor da

turbina.

De modo a resolver os problemas observados, optou-se pela escolha de um material de menor densidade para composição dos rotores, sendo eles em aço e acionados pela injeção de ar comprimido com o fluido de operação. O fato desse fluido ser proveniente de uma linha de ar comprimido possibilitou um maior controle das variáveis de operação, tais como: pressão, vazão e rotação, produzindo maior eficiência na transmissão de energia do fluido de operação para os elementos de rotação da turbina.

A análise computacional foi feita utilizando o *software Solidworks* com o suplemento *Flow Simulation*, que permitiu a elaboração de modelos virtuais no sistema em questão, através de simulações do comportamento do escoamento do fluido de operação no protótipo.

Máquinas de fluxo

Uma máquina de fluxo pode operar com duas

Afiliação dos autores: [†] Centro Universitário Geraldo Di Biase (UGB), Discente do Curso de Engenharia Mecânica.

[‡] Centro Universitário de Volta Redonda (UniFoa) /Professor Doutor; Centro Universitário Geraldo Di Biase (UGB)/Professor Doutor.

[§] Centro Universitário de Volta Redonda (UniFoa) /Professor Doutor; Centro Universitário Geraldo Di Biase (UGB)/Professor Doutor.

* Endereço para correspondência: Universidade Severino Sombra, Av. Exped. Oswaldo de Almeida Ramos, 280 - Centro - Vassouras, RJ - CEP 27700-000.

finalidades: máquina motriz, transformando um tipo de energia que a natureza oferece em trabalho mecânico, ou como máquina operadora, fornecendo energia a um fluido para transportá-lo de um local de baixa pressão para outro de alta pressão. Quando uma máquina de fluxo trabalha como motriz, é chamada de turbina e, quando trabalha como operadora, de bomba (Pfleiderer e Petermann, 1979).

Turbinas de Ação

As turbinas de ação ou impulsão aproveitam a energia cinética do escoamento para acionar a roda. Elas compreendem, essencialmente, a roda e um ou mais órgãos, designados por injetores, cuja função é transformar a energia de pressão do escoamento em energia cinética e permitir a saída de jatos convenientemente orientados para a roda (Quintela, 2005).

Grandezas Fundamentais

Trabalho

Segundo Halliday (2009), a taxa de variação com o tempo do trabalho realizado por uma força recebe o nome de potência. Se uma força realiza W em um intervalo de tempo Δt , a potência desenvolvida durante esse intervalo de tempo é,

$$W = P \cdot \Delta t \quad (1)$$

Onde:

W = trabalho desenvolvido pela turbina; em J;

P = potência da máquina, em W;

Δt = variação de tempo, em s.

Vazão

Segundo Henn (2006), pela equação da continuidade, o fluxo mássico \dot{m} , através de qualquer seção, é constante num regime permanente,

$$\dot{m} = \rho_a A_a c_a = \rho_d A_d c_d = \text{constante} \quad (2)$$

Onde:

\dot{m} = fluxo mássico do fluido, em Kg/s;

ρ = massa específica do fluido, em Kg/m³;

A = área de passagem da corrente fluida em m²;

c = velocidade absoluta média da corrente fluida, perpendicular à área de passagem, em m/s.

Dinâmicas dos fluidos computacionais

O estudo do comportamento dinâmico dos fluidos em computadores, conhecido por CFD (*Computational Fluid Dynamics*), é um ramo da Mecânica dos Fluidos que se baseia na análise através de simulações computacionais, com uso de um conjunto de modelos matemáticos e métodos numéricos que permitem estudar sistemas complexos em escoamento de fluido, onde se podem verificar a transferência térmica envolvida e as reações químicas, entre outros fenômenos de processos associados ao escoamento. O emprego dessa técnica permite a solução de diversos problemas operacionais, sem a necessidade da realização de parada de máquina ou perda de produção (Souza, 2011).

Materiais e métodos

A coleta dos parâmetros experimentais de operação do protótipo foi realizada nas instalações do laboratório de mecânica da unidade do SENAI de Barra do Pirai/RJ, como apresentado na Figura 1. Para cada configuração, foram previamente estabelecidas condições iniciais, tais como a posição do rotor no eixo de transmissão e o número de pás dos rotores para interação com o fluido de trabalho.

Para os testes, foi utilizado um compressor de ar vertical com a pressão de operação máxima de 1176,00 kPa e mínima de 911,40 kPa da marca Schulz, modelo msv 20 Max Industrial e equipado com regulador de pressão acoplado a um manômetro (0,0 à 980,7 com incerteza de 0,1) kPa. Para medir a pressão de operação no protótipo, foi realizada uma regulação da pressão na linha de ar comprimido na entrada do mesmo, trabalhando com um valor conhecido.

Os testes foram repetidos com vários valores de pressão entre (100 a 750 kPa) e para a medição da velocidade angular foi utilizado um tacômetro digital do modelo DT-2234C+ com a especificação da faixa de trabalho (2,5 a 99,999 com incerteza 0,1) rpm.

Levantamentos de variáveis

Depois da realização dos testes, foram feitos levantamentos de variáveis que possibilitaram o cálculo da potência nominal da turbina. Para o cálculo da potência mecânica, foi utilizada a Equação (3) de potência em função da energia cinética determinada para os corpos rígidos (Placco, 2010).

Figura 1. Testes experimentais do protótipo no laboratório de mecânica do SENAI



$$P = \frac{(f \cdot \pi)^2}{900 \cdot t} \cdot I_o \quad (3)$$

Onde:

P = potência em W, ω = velocidade angular em rpm, t = tempo em s, I_o = é o momento de inércia em $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Foi utilizada a Equação (4) Halliday (2009) para calcular o momento de inércia, levando em consideração a forma geométrica das peças do interior da turbina como cilíndricas de massa em grama [mm] e raio em metro [rr] em relação a um eixo situado no seu centro de massa:

$$= \frac{1}{2} \cdot (m \cdot r^2) \quad (4)$$

Para as medidas de potência da turbina durante os testes, foram feitas coletas de dados das leituras do tacômetro, a cada intervalo de 10 segundos até atingir 60 segundos de operação, para a medida da velocidade angular em [rpm].

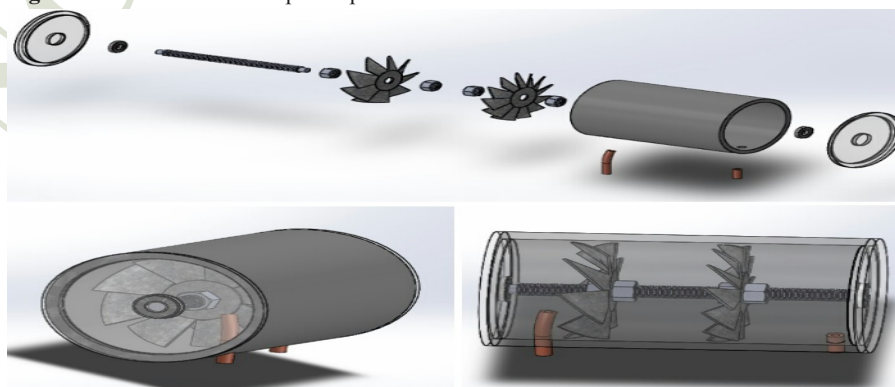
Modelagens computacionais da turbina

Através do *software Solidworks*, foi possível reproduzir a modelagem tridimensional de todos os componentes da turbina com suas dimensões e angulação das pás do rotor, dando as características semelhantes ao modelo real do protótipo. Foram selecionados os materiais mais similares aos de utilização em cada componente, e a montagem dos mesmos foi feita conforme o modelo real, como representado na Figura 2.

Configurações para simulação

As simulações do presente trabalho foram realizadas no laboratório de informática da Universidade Federal Fluminense - UFF do Campus de Volta Redonda/RJ, com aplicação do suplemento *Flow Simulation* do *software SolidWorks 2015*. Puderam ser reportados para a simulação os resultados obtidos dos cálculos e dos testes, assim possibilitando analisar o escoamento do fluido no interior da turbina.

Figura 2. Modelo virtual do protótipo confeccionado no software Solidworks



Fonte: Dos autores

Dentre os parâmetros iniciais de entrada, está em determinar a velocidade de translação na entrada do fluido, em função de cada velocidade angular e suas respectivas pressões de trabalho, para o cálculo da vazão mássica pela equação (2).

A Turbina

A turbina projetada no UGB consiste de uma carcaça de alumínio com dois furos para entrada e saída do fluido. Em suas extremidades foram instaladas duas tampas de acrílico, cada uma com um mancal de rolamento para redução de atrito na rotação do eixo de transmissão.

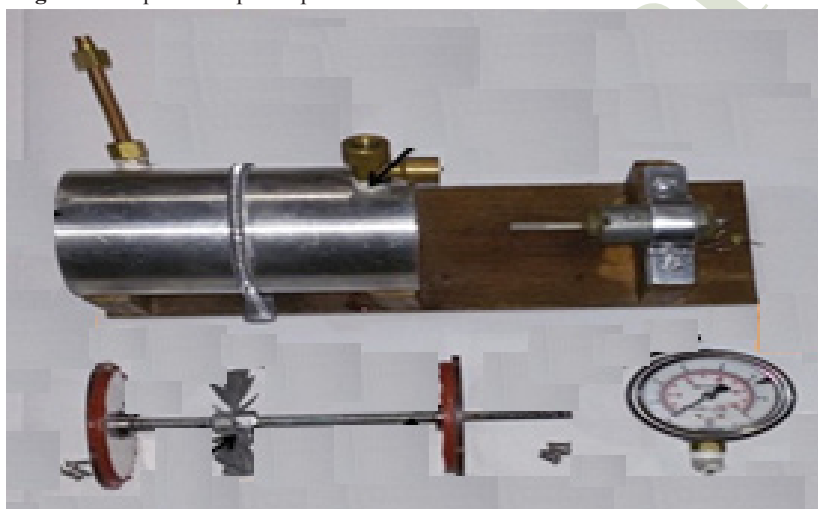
O protótipo possui dois rotores, sendo um com 8 pás e outro 12 pás de aço e fixados por porcas no eixo de transmissão. O eixo foi confeccionado a partir de uma barra rosca M6 de aço e o mesmo precisou ser usinado nas suas extremidades para acomodação na capa interna dos mancais de rolamento.

A Figura 3 apresenta todos os componentes da turbina e suas respectivas medidas.

Resultados e discussões

As medições efetuadas de velocidade angular $[\omega]$ e de pressão $[p]$ em regime permanente para cada configuração tiveram algumas variáveis previamente

Figura 3. Esquema do protótipo da turbina desmontada



Fonte: Dos autores

estabelecidas como a posição dos rotores no eixo de transmissão, angulação das pás e números de pás do rotor analisado.

Os resultados das análises e da simulação computacional com o *software Solidworks*, foram apresentados em forma de gráficos e plotagem do escoamento do fluido no interior do protótipo.

Números de pás

Pode ser feita a análise de duas configurações do sistema, uma verificando o comportamento dinâmico da turbina com o rotor de 8 pás e outro de 12 pás (individualmente), com uma pressão estabelecida de 500 kPa, como na Figura 4. De acordo com os resultados para cada configuração dos rotores aplicada ao protótipo, verificou-se que o rotor de 12 pás obteve maior rotação, uma vez que as cavidades que o fluido percorre são maiores, conferindo uma maior velocidade de translação e conseqüentemente uma maior velocidade de rotação transmitida ao eixo da turbina. No rotor de 8 pás, verificou-se o processo inverso, ou seja, menor

número de cavidades acarretou uma menor velocidade de translação e conseqüentemente uma menor velocidade de rotação transmitida ao eixo da turbina. operação de 300 e 350 kPa. A Figura 9A representa parâmetros

Pressão

Os resultados gerados com a variação da pressão de entrada entre (100 kPa a 750 kPa) são apresentados na Figura 5. Com o aumento da velocidade do fluido de trabalho na entrada do sistema giratório da turbina, aumentou a aceleração angular e a velocidade angular máxima para a configuração com um rotor de 12 pás.

Potência

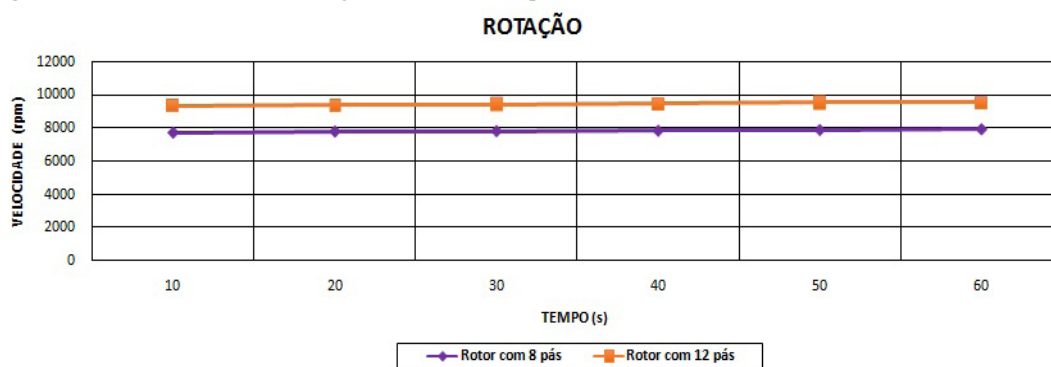
A Tabela 1 demonstra os valores calculados do momento de inércia pela equação (4) para os componentes girantes da turbina.

Tabela 1. Valores do momento de inércia para cada configuração da turbina. Fonte: Dos autores.

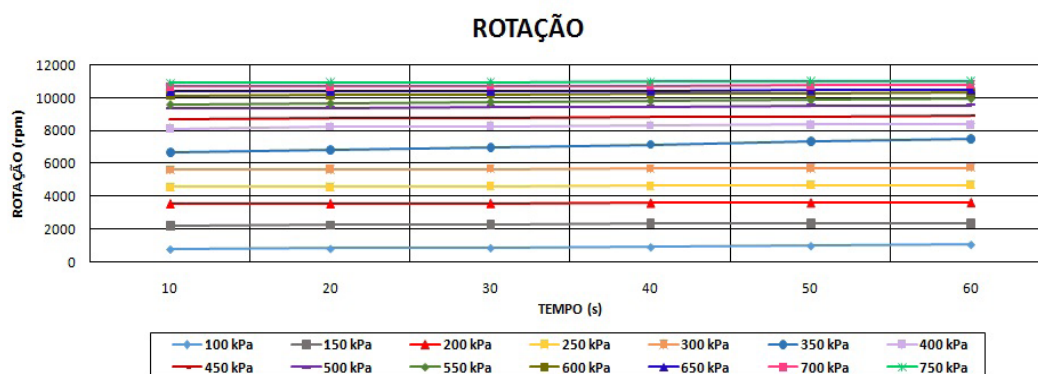
Tabela 1. Valores do momento de inércia para cada configuração da turbina.

Peça	Massa [g]	Momento de Inércia [kg.m ²]
Eixo de Transmissão	0,06775	8,46875E-07
Rotor com 8 pás	0,03787	2,66273E-05
Rotor com 12 pás	0,03755	2,64023E-05
Σ Momento de Inércia do Eixo de Transmissão + Rotor de 8 Pás	0,10562	2,74742E-05
Σ Momento de Inércia do Eixo de Transmissão + Rotor de 12 Pás	0,1053	2,72492E-05

Fonte: Dos autores.

Figura 4. Variação da velocidade angular em função da pressão de 500 kPa

Fonte: Dos autores

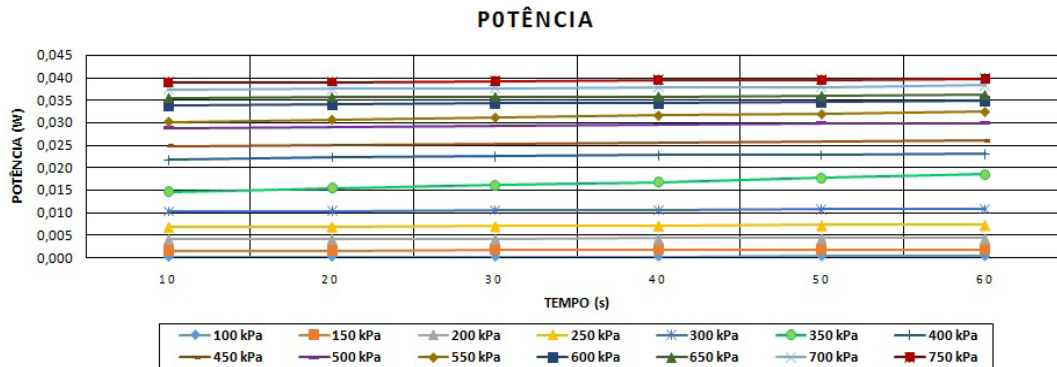
Figura 5. Variação da velocidade de rotação (angular) em função da pressão de operação

Fonte: Dos autores

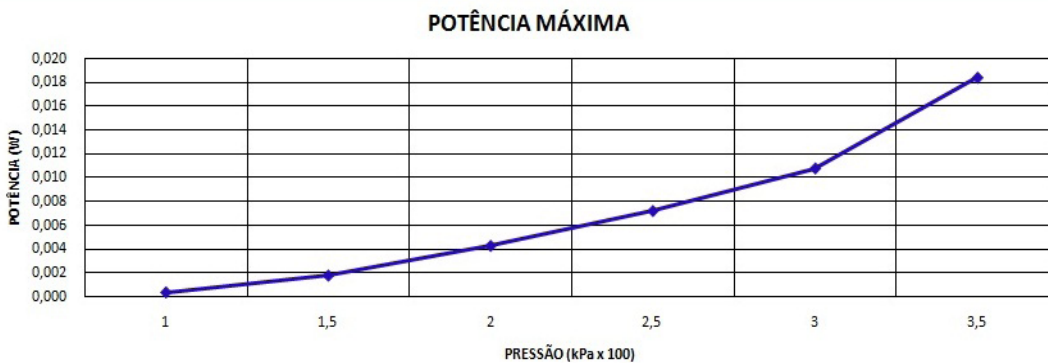
Os resultados da potência mecânica calculados pela equação (3) para um sistema com rotor de 12 pás para uma faixa de variação de pressão de operação entre 100 a 750 kPa, ao longo do tempo (10 à 60 s) são mostrados na Figura 6. Para obtenção dos resultados, arbitrou-se uma pressão de operação na entrada do sistema, a qual foi mantida em intervalos de tempos diferentes e obtida a velocidade angular de operação em cada ponto

arbitrado com uso do tacômetro descrito anteriormente. Assim se observou a evolução da potência ao longo do tempo e de cada pressão estabelecida. Obtendo uma potência máxima 0,040 W.

A potência máxima obtida ocorreu na faixa de pressão entre 100 a 350 kPa como apresenta na Figura 7, o que permitiu observar que o maior ganho de potência para a mesma variação de pressão, ocorreu na faixa de operação do protótipo de 300 a 350 kPa, pois obteve uma melhor

Figura 6. Variação da potência mecânica (watts) em função da pressão de operação

Fonte: Dos autores

Figura 7. Variação da potência máxima em função da pressão de operação

Fonte: Dos autores

performance com um aumento de aproximadamente 50% de potência em um sistema com o rotor de 12 pás.

Simulações computacionais no interior da turbina

Para gerar os resultados a partir da simulação no interior da turbina, foi delimitado um volume de controle na região rotacional do rotor, com intuito de deixar a simulação com as características dinâmicas mais próximas do modelo real. No mesmo foi inserido

como parâmetro de rotação a velocidade angular $[\omega]$ que foi extraída das medidas experimentais durante a operação do protótipo.

Os valores da Tabela 2 apresentam números extraídos das medidas experimentais e calculados pelas eq. (1), (2) e (3) na faixa de operação entre 300 e 350 kPa. Os valores de vazão mássica e velocidade angular foram inseridos com parâmetros que caracterizam as suas respectivas pressões de operação do protótipo.

Linhas de fluxo

Tabela 2. Valores extraídos das medidas experimentais e calculados

Pressão de Operação [kPa]	300	350
Potência [W]	0,011	0,018
Vazão Mássica [kg/s]	0,000008	0,000010
Velocidade Angular [rpm]	5740	7500
Velocidade Tangencial [m/s]	23,44	30,62
Trabalho da Turbina [J]	0,648	1,106

Fonte: Dos autores

Prova de correção.

Na Figura 8, é possível analisar visualmente os parâmetros de operação de 300 e 350 kPa, em relação às linhas de fluxos no interior da turbina.

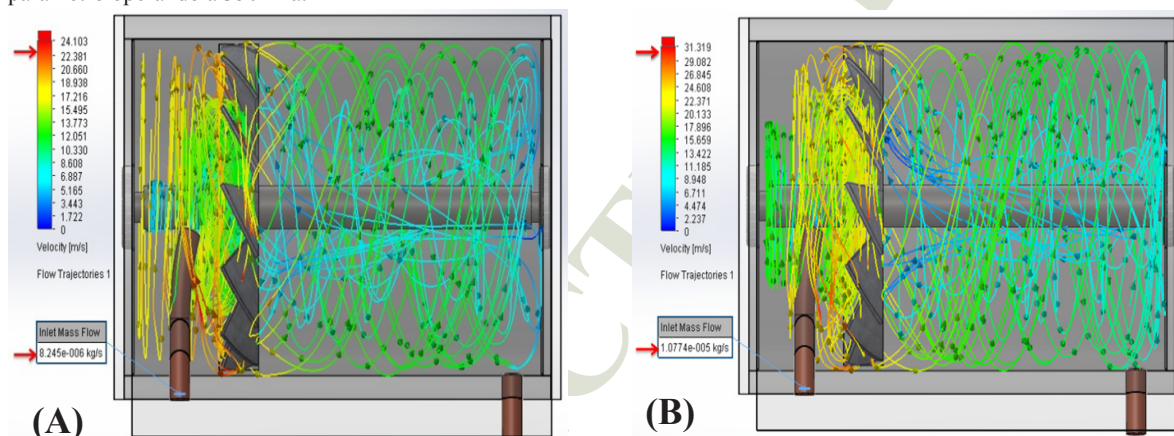
Observando a Figura 8A com parâmetro de operação de 300 kPa, na região de injeção do fluido de trabalho, as linhas de fluxo de velocidade apresentam um escoamento com valores de velocidade maiores e na região rotacional obtendo um aumento de aproximadamente 130% em relação à velocidade de entrada, devido às restrições de movimento que o fluido sofre ao ter que passar pelas cavidades do rotor. Após passar pela região de restrição, o fluido tem mais liberdade de escoamento e, portanto, menor velocidade, o que acarreta uma perda de aproximadamente 43%.

Com o parâmetro de operação de 350 kPa, na região de injeção do fluido de trabalho, as linhas de fluxo de velocidade apresentam um escoamento com

valores de velocidade maiores e na região rotacional obtendo um aumento de aproximadamente 50% em relação a velocidade de entrada, devido às restrições de movimento que o fluido sofre ao ter que passar pelas cavidades do rotor. Após passar pela região de restrição, o fluido tem mais liberdade de escoamento e assim uma menor velocidade, acarretando uma perda de aproximadamente 47%, conforme ilustra a Figura 8B.

De acordo com as observações nas Figuras 8A e 8B de plotagem, das duas simulações abaixo, é possível verificar que na área anterior à região rotacional, o fluido obtém valores maiores de velocidade em função da restrição da passagem do mesmo. Essa velocidade diminui ao passar pela região rotacional, devido à transmissão da sua velocidade em contato com o rotor, transformando a energia do fluido em energia mecânica.

Figura 8. Comparação de velocidade das linhas de fluxo no interior da turbina: (A) parâmetro operando a 300 kPa e (B) parâmetro operando a 350 kPa.



Fonte: Dos autores

Distribuição de velocidade

A Figura 9 demonstra a distribuição de velocidade na direção do eixo x com os vetores de trajetória do fluido atuando no interior da turbina na faixa de operação de 300 e 350 kPa. A Figura 9A representa a simulação do escoamento do fluido na pressão de operação em 300 kPa. No interior do protótipo, pode-se observar uma variação na velocidade que é menor ao passar na região rotacional do rotor, devido a uma vazão mássica e velocidade angular iniciais de trabalho com valores de velocidade aproximados ao calculado de 23,44 m/s.

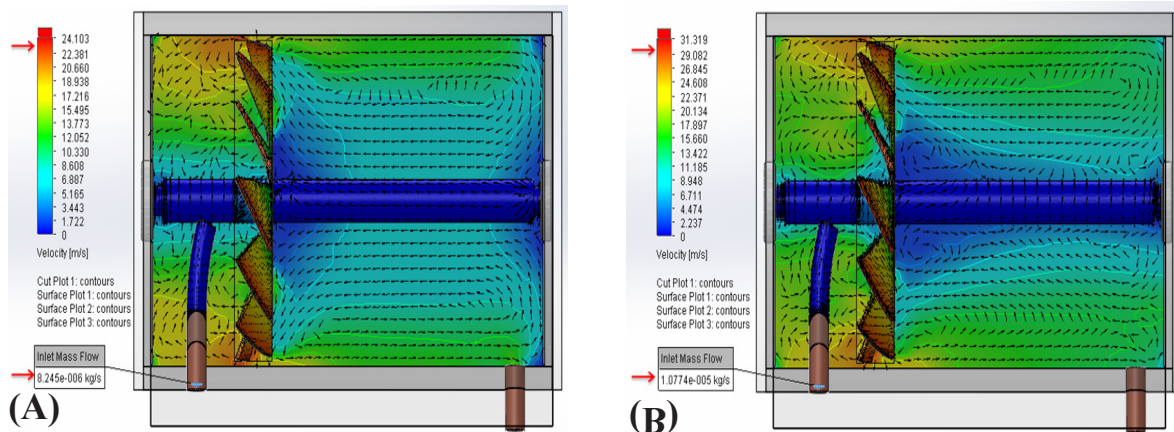
A Figura 9B representa a simulação do escoamento do fluido na pressão de operação em 350 kPa, no interior do protótipo onde se pode observar uma variação na velocidade, que é maior ao passar na região rotacional do rotor, com valores aproximados ao calculado de 30,62 m/s.

Conclusão

A satisfação dos clientes está entre os principais objetivos de uma organização, pois depende do mesmo para sua sobrevivência e o *marketing* direto feito pelo cliente que é conhecido como *marketing* “boca-a-boca” é um influenciador podendo trazer consequências positivas ou negativas. Devido a isso é relevante ter os dados obtidos de uma pesquisa de satisfação de qualidade, pois é a visão externa de qual percepção os clientes têm dos serviços prestados, e através disto pode-se tomar decisões para buscar melhorias e obter um aumento no percentual satisfatório, mas para isso fazia-se necessário usar uma ferramenta avaliativa do setor cuja escolha foi o 5S.

O programa 5S tem a finalidade de provocar mudança na maneira de pensar das pessoas, o que gera melhorias no ambiente de trabalho e nas tarefas de rotina do dia-a-dia, e é simples e de baixo custo para ser realizado apesar de necessitar grande empenho

Figura 9. Comparação na distribuição de velocidade no interior da turbina: (A) parâmetro operando a 300 kPa e (B) parâmetro operando a 350 kPa



Fonte: Dos autores

dos participantes, mas impacta de forma relevante na qualidade total dos serviços, por isso foi escolhido. Sendo assim a aplicação dessa ferramenta permitiu uma análise interna da secretaria geral, possibilitando fazer um comparativo e uma atuação confrontando com os aspectos levantados na pesquisa de satisfação.

Sendo assim nota-se que por parte dos clientes (alunos) os pontos críticos eram o atendimento e as informações prestadas de forma insatisfatória e a demora ou o não cumprimento de prazos para documentações. Já através da visão interna com o 5S percebeu-se falhas no funcionamento da secretaria como um todo necessitando melhorias como as citadas pelos próprios funcionários, mas foi possível perceber que os serviços são executados com seriedade e comprometimento, buscando estabelecer prazos devido a dependência de assinaturas ou pelo grande volume de trabalho a ser realizado devido ao tamanho da instituição.

Sendo assim de posse das duas visões, percebe-se que o nível de qualidade existente está bem acima do nível obtido com as entrevistas, já que o trabalho é bem executado, seguindo as leis, regras e orientações, buscando evitar falhas e respeitando ao máximo os prazos e buscando atender da melhor forma a solicitação dos clientes, no entanto a conclusão foi que o maior problema que precisa ser trabalhado é a comunicação entre a secretaria e o aluno, visto que o fato do aluno não entender bem a complexidade do setor o faz imaginar que os serviços poderiam ser prestados de forma muito mais simples e rápida, e é justamente isso que leva a insatisfações nos atendimentos, a achar os prazos demorados, a ter filas nas épocas de matrículas, pois há uma incompatibilidade entre o cliente entender a responsabilidade dele próprio para assim poder fazer maiores exigências quanto a qualidade do serviço da secretaria. No entanto, os funcionários precisam de uma reciclagem de treinamento quanto a “gestão de pessoas: atendimento externo” para que possam atender

ao público de forma mais agradável, além de passar as informações de forma mais clara e satisfatória, sem deixar dúvidas.

Baseado nisso, as propostas de melhorias citadas serão todas avaliadas e tratadas, iniciando por uma palestra explicativa e tira-dúvidas para os clientes sobre “o funcionamento da secretaria e os trâmites de documentações”, e assim espera-se conseguir uma melhora na relação e conseqüentemente um aumento na satisfação quando realizada a próxima pesquisa, visto que terão outras melhorias aplicadas após o uso da ferramenta de 5S e dessa palestra.

Referências

- ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISO 9001:2000 – Sistema de gestão da qualidade - Requisitos. Rio de Janeiro, 2000.
- CAMPOS, R.; OLIVEIRA, L.C.Q.; SILVESTRE B. S.; FERREIRA, A. S; A Ferramenta 5S e suas Implicações na Gestão da Qualidade Total. 2004.
- DEMING, W. E. Qualidade: A Revolução da Administração. Editora Marques Saraiva. R J-1993.
- FREIGENBAUM, A. V. Controle da qualidade Total- Gestão e Sistemas. Vol. 1, Makron Books do Brasil Editora Mcgraw-Hill, São Paulo, 1994.
- GIL, A. C.. Como elaborar projetos de pesquisa. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2010
- LAPA, R. P. Praticando os 5 sentidos. Rio de Janeiro: Qualitymark, 1998.
- OSADA, T. H. , 5S's: seiri, seiton, seiso, seiketsu, shitsuke. 3.ed. São Paulo: Insitute IMAM, 1995.
- OSBORNE, D. e GAEBLER, T. Reinventando o governo. — Brasília: MHC, 1994.
- PANTOUVAKIS, A. The relative importance of service features in explaining customer satisfaction: A comparison of measurement models. *Managing Service Quality*, v.20, n.4, 2010.
- RIBEIRO, H. 5S Administrativo. São Paulo: PDCA Consultoria em Qualidade. 1999.
- SELLTIZ, C.; WRIGHTSMAN, L. S.; COOK, S. W. Métodos de pesquisa das relações sociais. São Paulo: Herder, 1965.

SILVA, J. M. da. 5S:O ambiente da qualidade.3.ed.Belo Horizonte:Fundação
Christiano Ottoni,1994.

UNCORRECTED PROOF