

PROJETO DE OTIMIZAÇÃO DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO ATRAVÉS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

LEONARDO BRITO KOTHE^{1*}, JOSÉ LEANDRO ROSALES LUZ²; TANIT DANIEL JODAR VECINA³

¹Doutorando em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre-RS, leonardo.kothe@ufrgs.br

²Doutorando em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre-RS, jluz@mecanica.ufrgs.br

³Mestrando em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre-RS, jodar.vecina@ufrgs.br

Apresentado no
Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia – CONTECC'2016
29 de agosto a 2 de setembro de 2016 – Foz do Iguaçu, Brasil

RESUMO: O presente artigo apresenta um estudo numérico e experimental para otimização do desempenho aerodinâmico de ventiladores centrífugos. Partindo do ventilador original, tipo sirocco, foram feitas otimizações na geometria do conjunto. Após, optou-se por alterar a formatação das pás buscando um aumento de desempenho. As simulações numéricas são realizadas com o software Fluent/ANSYS utilizando o Método dos Volumes Finitos. São comparadas características como vazão, potência consumida e níveis de pressão sonora emitidos pelos ventiladores centrífugos com pás para frente (Sirocco) e pás voltadas para trás. As simulações numéricas são resolvidas através da equação da continuidade, das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS) e pelo modelo de turbulência $k-\omega$ SST. A qualidade da malha utilizada é avaliada para três diferentes tamanhos de malha. Resultados demonstram que foi possível obter aumentos de vazão de até 74,75%, além de reduções no ruído em torno de 10 dB e uma redução de consumo de 31,25%.

PALAVRAS-CHAVE: Ventiladores centrífugos, Otimização, Simulação numérica, Estudo experimental.

OPTIMIZATION DESIGN OF A CENTRIFUGAL FAN BY COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

ABSTRACT: This paper presents a numerical and experimental study focused on optimizing the aerodynamic performance of centrifugal fans. Starting from the original fan geometry, sirocco type, geometry optimizations were made in the set. Next, it was decided to change the blade shapes in an attempt of obtaining a performance boost. Numerical simulations are performed using the Finite-Volume Method based Fluent/ANSYS software. Features such as flow, consumed power and audible noise levels emitted are compared for the centrifugal fans with forward blades (Sirocco) and backward blades. Numerical simulations are solved by the continuity equation, the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) and the $k-\omega$ SST turbulence model. Grid quality is evaluated for three different mesh densities. Results show that it was possible to obtain an increase of flow rate up to 74.75%, reductions in noise levels of around 10 dB and a reduction of consumed power of 31.25%.

KEYWORDS: Centrifugal fan, Optimization, Numerical simulation, Experimental study.

INTRODUÇÃO

Estudos sobre desempenho de ventiladores centrífugos vêm sendo conduzidos através dos anos. Características como vazão e pressão entregue, além de melhorias na eficiência energética são constantemente buscadas. Os ventiladores centrífugos são intensamente utilizados na indústria para os mais diversos tipos de aplicação, como na área de secadores industriais, aquecedores de ambientes, climatização e diversas aplicações na agropecuária. Em busca de aumento de desempenho para melhorar a eficiência energética, estudos são realizados experimentalmente e, mais recentemente, numericamente. Na literatura estão demonstrados diversos estudos já realizados com ventiladores centrífugos, tanto com os de pás radiais, como com os de pás curvadas para frente ou curvadas para trás. Em Bhope et al. (2004), foi realizada uma análise teórica e experimental sobre as tensões

envolvidas em um ventilador centrífugo com as pás voltadas para trás, mostrando um comportamento complexo das tensões nas regiões das pás. Em Kim et al. (2004), foram desenvolvidos modelos simplificados de forças do impulsor, para determinar uma forma otimizada de um ventilador centrífugo com as pás voltadas para frente. Para isso, foram variados fatores como a posição e raio da lingueta, ângulo de expansão do formato do caracol e a largura do rotor.

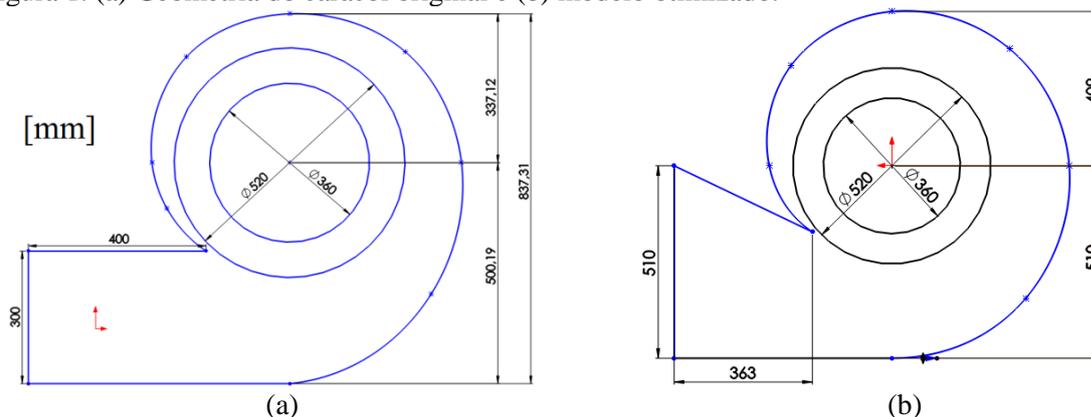
No presente trabalho são testados ventiladores centrífugos com as pás voltadas para frente. Este tipo de ventilador é muito utilizado para condições que exigem elevados fluxos, alta eficiência e baixos ruídos (Guo et al., 2004). O ventilador do presente trabalho tem sua aplicação no ramo de aquecedores de ambientes para animais, muito aplicado para suínos e aves. Para isso uma análise experimental e numérica foi realizada com o objetivo de se obter resultados semelhantes e, a partir daí, buscar uma otimização do ventilador, podendo decidir, assim, o formato com melhores resultados para as características desejadas.

MATERIAIS E MÉTODOS

Os ventiladores centrífugos (entende-se como o conjunto caracol-ventoinha) são modelados através de CAD 3D, sendo um deles com as mesmas dimensões do ventilador original do estudo experimental e o outro o modelo otimizado com as pás para trás, que foi posteriormente produzido para estudos comparativos. Na Figura 1(a), o formato do caracol original e as dimensões dos ventiladores estão representados. Sendo as espessuras das chapas de 1,5 mm.

Já o rotor otimizado, Figura 1(b), foi projetado com o objetivo de melhorar a vazão do ventilador e diminuir a potência absorvida. A escolha pela utilização de pás curvadas para trás deve-se ao fato de essas gerarem menores níveis de ruído. O número de pás calculado para o novo rotor foi de 13 pás.

Figura 1. (a) Geometria do caracol original e (b) modelo otimizado.



Primeiramente uma estimativa analítica é realizada através de equações descritas na literatura. Com o equacionamento e com o triângulo de velocidades, é possível fazer uma estimativa de diferentes características de trabalho dos ventiladores centrífugos para as suas respectivas dimensões. A estimativa é realizada com um equacionamento obtido através de Henn, (2006); White, (1998).

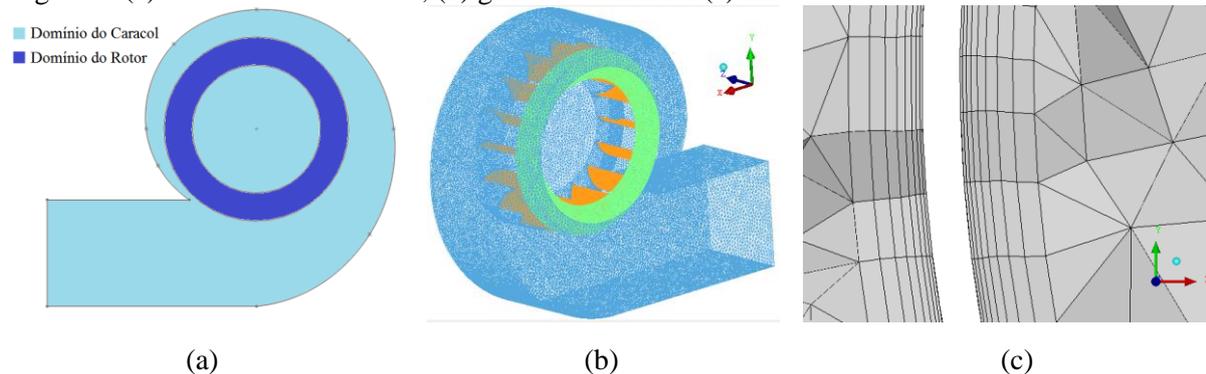
Na solução numérica dos ventiladores centrífugos é utilizado o software comercial Fluent/Ansys que trabalha com o método de Volumes Finitos. Este método utiliza a forma integral das equações de conservação como o seu ponto de partida (Ferziger et al., 2002). Seu princípio de funcionamento se dá pela subdivisão do domínio da solução em um número finito de volumes de controle adjacentes, onde a cada volume de controle são aplicadas as equações de conservação, onde então, obtém-se uma equação algébrica para cada volume de controle que é resolvida de forma iterativa para cada volume Patankar, (1980); Maliska, (2004). As equações de conservação de massa e quantidade de movimento linear são resolvidas por meio das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS), como pode ser visto em Wilcox, (1998).

Para o presente trabalho, optou-se pela utilização do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, modelo que é uma mistura entre os modelos $k-\epsilon$ e $k-\omega$. Segundo Menter et al., 2003, a formulação é baseada em funções de misturas, a qual garante uma seleção adequada das zonas $k-\epsilon$ e $k-\omega$ sem a iteração do

usuário. Este modelo de turbulência tem sido constantemente empregado na literatura, como em trabalhos realizados por Jayapragasan et al. (2014); Jang et al. (2013) e Tsugita et al. (2013).

O domínio utilizado foi dividido em duas regiões, sendo criado um domínio para o caracol e outro para a região do rotor. As condições de contorno utilizadas são de pressão atmosférica na entrada - onde é criada uma região em forma de semiesfera representando uma área exterior - pressão atmosférica na saída e condição de rotação de 1735 rpm na região das pás da ventoinha. Nas paredes é considerada condição de não deslizamento, de modo a captar os efeitos viscosos do ar. São considerados, também, uma intensidade de turbulência de 10% e um comprimento de escala turbulenta de 0,1 m. As simulações são realizadas em regime permanente. Na Figura 2 é possível ver o domínio, a malha e um detalhamento dos prismas na região das pás do rotor – concebidos com o objetivo de aprimorar os resultados nas regiões próximas das pás, sendo utilizadas 8 camadas para cada face das pás.

Figura 2. (a) Divisão dos domínios, (b) geometria criada e (c) malha criada.



Para uma melhor análise de resultados, antes das simulações é necessário fazer uma avaliação da malha utilizada. Para o presente trabalho foram analisadas três malhas de diferentes tamanhos. Após, foi realizado um comparativo de resultados de velocidade média na saída e torque nas pás para as três malhas simuladas. Para os casos analisados os resultados foram semelhantes, onde foi possível obter uma diferença máxima de 0,4% na velocidade média entre a malha mais refinada e a mais simples. Com isso, devido a velocidade computacional para convergência das simulações, foi escolhido trabalhar com a malha intermediária, com aproximadamente 3.830.000 elementos.

Os testes experimentais são realizados em ventiladores fabricados com as mesmas dimensões dos modelos das simulações, utilizando um motor da WEG de 4 polos e com 5 cv. Para os testes, a velocidade foi medida em 12 pontos distintos na seção de saída. A medição de velocidade nos pontos é realizada com um termo anemômetro digital, modelo MDA-II. É medida também a corrente elétrica gerada para cada situação, sendo possível mensurar, assim, seu consumo. A medição é realizada com um alicate amperímetro digital, modelo ET-3200. A velocidade de rotação das pás é medida com um foto tacômetro, modelo MDT-2244B.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Resultados numéricos:

As simulações numéricas foram realizadas para os dois tipos de ventilador: com o modelo original de 16 pás sem formato aerodinâmico e para o modelo otimizado de 13 pás curvadas para trás com formato aerodinâmico. Para uma rotação de 1735 rpm, foi obtida uma vazão de 85,8 m³/min para o modelo original de 144 m³/min para o modelo otimizado, representando um aumento de 67,8%. Além disso, houve uma queda de 33,6% do torque obtido na região das pás.

Na Figura 3 é possível ver o comportamento dos vetores de velocidade na região central do caracol, para o caso original de 16 pás e para o modelo otimizado com 13 pás. Além disso, na Figura 4, é possível ver um detalhamento do escoamento que ocorre na região entre as pás, na forma de vetores de velocidades. Estas formas de visualização auxiliam no desenvolvimento do projeto tornando possível avaliar em detalhe o comportamento do escoamento. As imagens mostram as regiões que apresentam recirculações do fluido e perdas volumétricas internas e, portanto, aonde devem ser feitas as otimizações para melhorar o desempenho do equipamento. Estas recirculações e

vórtices que ocorrem dentro do ventilador são responsáveis por um mal funcionamento da máquina, ruído elevado e perda de carga.

Figura 3. Campo de vetores da simulação para o (a) modelo original e (b) modelo otimizado.

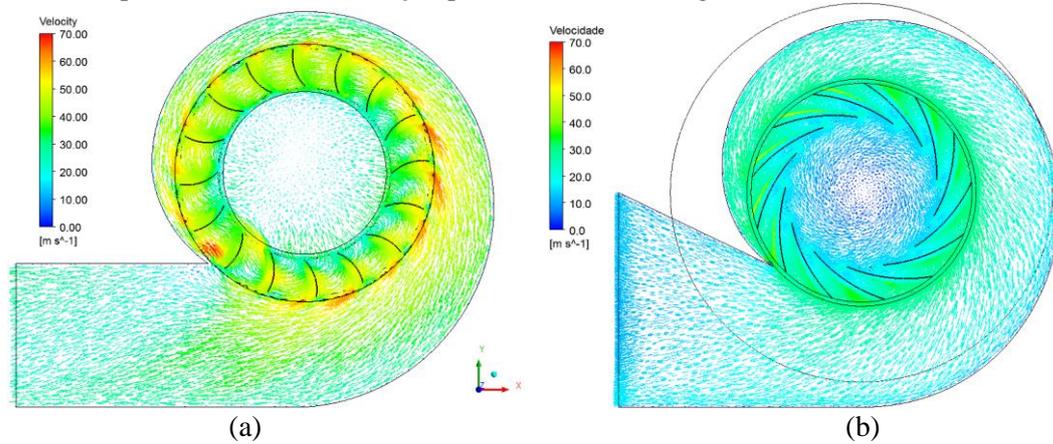
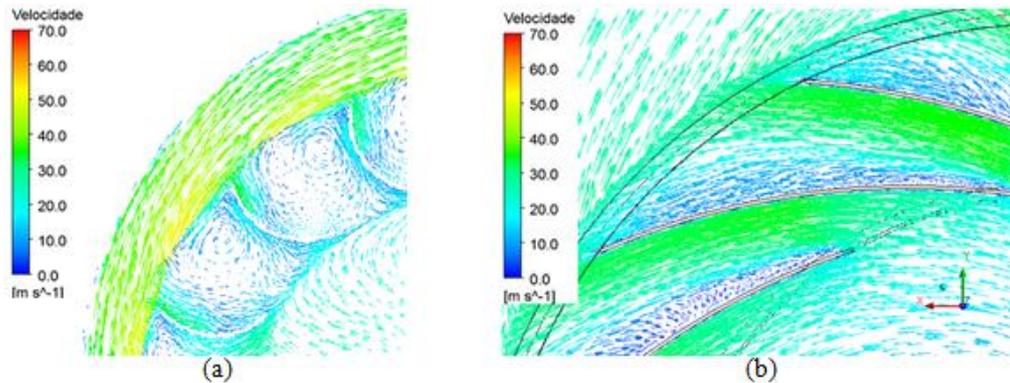


Figura 4. Campo de vetores com recirculação na região das pás para o (a) modelo original e (b) otimizado.



Resultados experimentais:

Nesta seção são apresentados os resultados experimentais - onde estão demonstrados os valores obtidos através das medições de velocidade do escoamento para diferentes pontos, além dos valores de corrente elétrica e ruído - do ventilador original e do ventilador otimizado. Na Figura 5 é possível ver o ventilador otimizado.

Figura 5. Ventilador otimizado.



Para o cálculo da vazão, são realizadas medições da velocidade do escoamento na seção de saída. No total são medidos 12 uniformemente distribuídos, onde é possível calcular e comparar a vazão para cada ventilador. No ventilador original foi obtida uma vazão de 88 m³/min, já o ventilador

com as pás voltadas para trás apresentou uma vazão de 153,7 m³/min, representando um aumento de 74,65%.

Para um comparativo de consumo dos ventiladores, são realizadas medições de corrente, medição feita através de um multímetro eletrônico com as máquinas em funcionamento. Assim, para o ventilador com as pás para frente foi obtida uma corrente de 16 A, já para o ventilador com as pás para trás foi obtida uma corrente de 11 A, mostrando uma queda no consumo após as modificações.

Para ambos os ventiladores também foram medidos os níveis de pressão sonora, ou seja, os ruídos gerados, sendo que as medições foram feitas três vezes para cada caso. Com os resultados obtidos é possível observar uma redução do ruído causado pelas máquinas, onde o nível sonoro do modelo original foi reduzido em aproximadamente 10 dB com o novo ventilador com as pás aerodinâmicas e curvadas para trás.

CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou uma análise numérica e experimental sobre o desempenho de ventiladores centrífugos de uso industrial e que são comumente utilizados para ventilação de suínos e aves. Os resultados obtidos foram satisfatórios, sendo possível obter melhorias consideráveis apenas com um redimensionando adequado no formato e número de pás do ventilador centrífugo. A grande vantagem da aplicação numérica no estudo foi a possibilidade de visualização do escoamento e determinar regiões específicas do equipamento a serem melhoradas, como zonas de recirculação e estagnação. Em um comparativo dos resultados numéricos e experimentais, ocorreu uma diferença de até 4,7%, sendo que as incertezas de medições podem ser de até 5% e, portanto, a diferença se encontra na margem de erro.

As medições experimentais apresentaram resultados interessantes quanto ao consumo, já que passou-se de 16 A à um consumo de 11 A, o que representa uma diminuição de 31,25% na potência consumida. O novo modelo apresentou um ganho de vazão de 74,65%. No modelo projetado com as pás voltadas para trás foi possível obter uma redução do ruído gerado pelo conjunto ventilador-motor, de aproximadamente 10 dB. Trata-se de um resultado interessante, visto que modificando apenas o formato do ventilador o ruído diminuiu consideravelmente. Para procedimentos futuros, novos formatos das pás e até de caracol poderão ser testados, buscando se chegar ao ponto ótimo de características como vazão, pressão ou redução de ruído.

REFERÊNCIAS

- Bhope, D. V.; Padole P. M. Experimental and theoretical analysis of stresses, noise and flow in centrifugal fan impeller, *Mechanism and Machine Theory*, 2004, p. 1257-1271.
- Ferziger, J. H.; Peric, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, 3ª edition, Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo; 2002.
- Guo, E. M.; Kim, K. Y. Three-Dimensional Flow Analysis and Improvement of Slip Factor Model for Forward-Curved Blades Centrifugal Fan, *KSME International Journal*, 2004, Vol. 18, No. 2, p. 302-312.
- Henn, E. A. L. *Máquinas de Fluido*. Ed. UFSM, 2ª Edição; 2006.
- Jang, C. M.; Lee, J. S.; Yang, S. H. Performance Evaluation of a Centrifugal Blower Using Optimal Design Method, *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2013.
- Jayapragasan, C. N.; Suryawanshi, S. J.; Reddy, K. J. Design Optimization of Centrifugal Fan of Travelling Cleaner, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2014, Vol. 9, No. 9.
- Kim, K. Y.; Seo, S. J. Shape Optimization of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis, *Journal of Fluids Engineering*, 2004, Vol. 126.
- Maliska, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC, 2ª Edição, Rio de Janeiro, 2004.
- Menter, F. R.; Kuntz, M.; Langtry, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Turbulence Heat and Mass Transfer*, vol. 4, 2003.
- Patankar, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flows*. McGraw-Hill, New York, USA, 1980.
- Tsugita, D.; Kowshik, C. K. P.; Ohta, Y. Visualization of rotating vortex in a centrifugal blower impeller, *Journal of Visualization*, 2012, Vol. 15, p. 207-214.
- White, F. M. *Fluid Mechanics*. Ed. McGraw-Hill, 4ª Edition, 1998.
- Wilcox, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., 1998.