

REDUÇÃO DE RUÍDO E AUMENTO DE VAZÃO DE UM EXAUSTOR DE AR EM LINHA ATRAVÉS DE  
OTIMIZAÇÕES MEDIANTE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

José Leandro Rosales Luz – jluz@mecanica.ufrgs.br

Tanit Daniel Jodar Vecina – jodar.vecina@ufrgs.br

Leonardo Brito Kothe – leonardo.kothe@ufrgs.br

Adriane Prisco Petry – adrianep@mecanica.ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, [www.ufrgs.br/demec](http://www.ufrgs.br/demec)

S2 – Equipamentos de Distribuição de Ar

**Resumo.** O presente artigo apresenta um estudo numérico e experimental sobre o desempenho aerodinâmico de dois modelos de exaustor de ar em linha usado para a renovação de ar em diferentes ambientes. As simulações numéricas são realizadas com o software Fluent/ANSYS utilizando o Método dos Volumes Finitos. São comparadas características como vazão na saída, diferença de pressão, potência consumida e níveis de ruídos sonoros emitidos pelos exaustores entre o modelo original e os modelos otimizados. As soluções 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. Resultados demonstram que foi possível obter aumentos de vazão de até 69%, além de reduções no ruído de 10 dB sem aumentar o consumo de potência do motor elétrico.

**Palavras-chave:** Exaustor de ar, Ventilador axial, Ventilação, Simulação numérica, Estudo experimental

## 1. INTRODUÇÃO

Os exaustores de ar em linha são intensamente utilizados na indústria para os mais diversos tipos de aplicações como sistemas de ventilação em indústrias, cozinhas, hospitais, prédios públicos, recintos esportivos, além de aplicações para conforto como residências, lojas, hotéis, etc. Em busca de melhorias de desempenho para melhorar a eficiência energética, estudos são realizados experimentalmente, e mais recentemente, numericamente com auxílio de softwares computacionais. A análise numérica tem sido constantemente empregada para os mais diversos tipos de pesquisas científicas. Para isso, é preciso sempre conhecer os parâmetros a serem utilizados com o objetivo de criar uma simulação em modelo mais próximo possível ao caso real. Com a utilização do método dos volumes finitos, situações reais podem ser simuladas gerando uma redução de custos em pesquisa, fabricação e operação.

Na literatura, diversos estudos já foram realizados para ventiladores axiais, tanto para a otimização dos ângulos das pás, modificação do número de pás e inclusão de perfis aerodinâmicos. Foram realizadas simulações numéricas para ventiladores axiais com perfis aerodinâmicos, sendo utilizado um procedimento de otimização através de um algoritmo evolutivo que calcula três variáveis que definem os ângulos das pás na base, na metade e na ponta (Jin-Hyuk Kim *et al* 2010). As simulações foram realizadas mediante a resolução das equações tridimensionais de Navier-Stokes com média de Reynolds (RANS) e com o transporte de tensão de cisalhamento (SST).

No presente trabalho os exaustores estão formados por três partes principais: a hélice, o corpo que possui uns distribuidores para redirecionar o fluxo e onde vai alocado o motor junto a hélice e os funis, os quais a função deles é para poder acoplar o exaustor a dutos de diferentes diâmetros.

Primeiramente foram efetuados testes experimentais com os produtos originais para definir as condições de contorno do problema. Utilizando-se as vazões e rotações obtidas para cada diâmetro de modelo de exaustor na velocidade máxima, foram realizadas simulações computacionais para definir-se a geometria dos funis. As geometrias foram ajustadas através dos resultados do campo de escoamentos, obtidos numericamente.

Após, foram sugeridos dois modelos de hélice utilizando-se as condições de contorno obtidas nos testes experimentais e nas simulações numéricas dos funis e aplicando conhecimentos teóricos. O modelo original e os modelos projetados foram simulados computacionalmente e, a partir dos resultados, foram selecionados os dois modelos com melhor desempenho para construção dos protótipos.

O desenho dos distribuidores foi concebido a partir do desenho da hélice. Através de um estudo numérico chegou-se a configuração ideal para o número de aletas que resulte em menor perda de pressão e melhor comportamento do escoamento, o que favorece a um aumento de vazão e redução de ruído. A hélice e o distribuidor foram testados numericamente em conjunto com os funis projetados para avaliação do desempenho, vazão, pressão e da pressão sonora de cada modelo e ajustes de desenho.

Os modelos escolhidos mediante as simulações numéricas foram confeccionados em prototipagem 3D para condução de testes experimentais. Uma vez avaliadas as novas características dos exaustores (vazão, rotação, ruído e potência consumida) foram comparados com as simulações numéricas e os estudos analíticos. A partir destas comparações foram feitos ajustes para chegar no ponto ótimo de desempenho de cada equipamento.

No presente trabalho são testados dois modelos de exaustor axial, um com bocal de entrada de 100 mm e outro com o bocal de 125 mm. Este tipo de ventilador é muito utilizado para reforçar linhas de ventilação e exaustão de ar com tubulações longas. O ventilador do presente trabalho tem sua aplicação tanto no ramo industrial como em domésticos. Para isso uma análise experimental e numérica será realizada com o objetivo de obter resultados semelhantes para depois realizar as otimizações dos ventiladores, modificando assim o formato deles para obter uns novos resultados de vazão, pressão e ruído que aumentem o desempenho dos novos exaustores.

## 2. PROJETO DOS EXAUSTORES

O exaustor (entende-se como o conjunto funil-hélice-corpo) original é modelado através de software de CAD 3D, com as mesmas dimensões que o original. A Fig. 1, mostra o formato do exaustor original. As dimensões do exaustor são de 300mm de comprimento (B), 200 mm de diâmetro (D) do corpo e para cada modelo o funil o diâmetro da boca de entrada (A) muda de 100 mm a 125 mm como pode-se observar na imagem da Figura 1, sendo as espessuras das carcaças de 2 mm, portanto a área de entrada e de saída são de 0,00694 m<sup>2</sup> e 0,01094 m<sup>2</sup> para os modelos 100 e 125 respectivamente.

A hélice original tem 8 pás e as hélices otimizadas tem 12 pás e foi projetada com diferentes ângulos de entrada e saída das pás tanto na base como no perfil intermediário e na ponta, buscando um melhor formato aerodinâmico somente com a alteração angular. Esse rotor de 12 pás foi projetado com o objetivo de melhorar a vazão do exaustor e diminuir o ruído sem aumentar a potência absorvida.

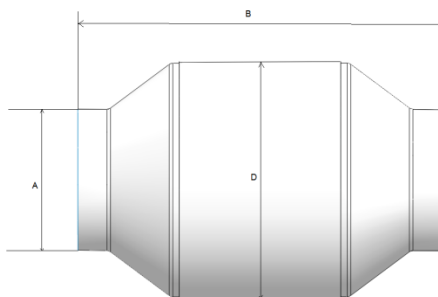


Figura 1. Dimensões exaustor (Funil-Corpo)

### 2.1 Levantamento das características do exaustor

Os testes experimentais são realizados com o exaustor original, este modelo utiliza um motor de 45W e de 2 pólos, o cálculo da vazão se calculou a través da velocidade medida para 5 pontos na seção de saída. A medição de velocidade nos pontos é realizada com um termo anemômetro digital, modelo MDA-II. São medidos também a corrente gerada para cada situação, sendo possível medir assim seu consumo. A medição é realizada com um multímetro digital Políterm modelo POL-777. A velocidade de rotação das pás é medida com um foto tacômetro, modelo MDT-2244B. Os resultados experimentais seguem na Tabela 1:

Tabela 1. Medições experimentais dos dois modelos de exaustor original

|       | Medição               | 125    | 100    |
|-------|-----------------------|--------|--------|
| V máx | V1 [m/s]              | 8,3    | 7,5    |
|       | V2 [m/s]              | 8,3    | 7,8    |
|       | V3 [m/s]              | 8,35   | 7,85   |
|       | V4 [m/s]              | 8,2    | 7,7    |
|       | Vm [m/s]              | 8,28   | 7,72   |
|       | $\omega$ [rad/s]      | 270,18 | 297,92 |
|       | i[A]                  | 0,39   | 0,37   |
|       | Q [m <sup>3</sup> /h] | 325,18 | 192,62 |
|       | Ruído [dB]            | 66-67  | 65-66  |

Onde V velocidade em [m/s],  $\omega$  é a rotação em [rad/s], i é a corrente em Ampère e Q, a vazão em m<sup>3</sup>/h.

## 2.2 Projeto da hélice

Utilizando conhecimentos teóricos, foram projetados dois modelos de hélice. Uma hélice contendo 12 pás e outra com 12 pás mas com diferente solidez e design. As hélices foram modeladas e introduzidas em ambiente computacional

### 2.1.1 Estimativa Analítica

Uma estimativa analítica é feita através de equações dos triângulos de velocidades descritas na literatura. Com o equacionamento é possível fazer uma estimativa de diferença de pressão e potência de trabalho dos ventiladores axiais para as suas respectivas dimensões. Enquanto aos ângulos das pás o cálculo é feito tanto para o perfil da base como para o intermediário e o da ponta. A estimativa é realizada com um equacionamento obtido através de Henn, 2006; White, 1998; Fox *et al.*, 2010. Um esquema representando as principais variáveis pode ser vista na Fig. 2.

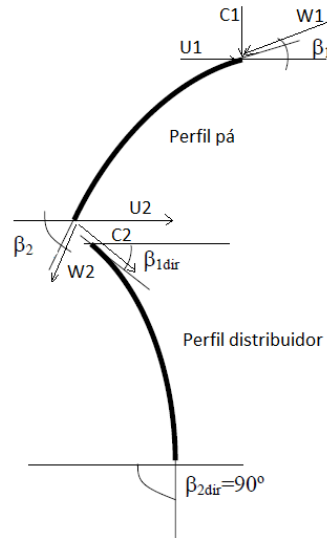


Figura 2. Desenho esquemático das variáveis

A componente meridional da velocidade absoluta na entrada ( $c_{m1}$  [m/s]) e na saída ( $c_{m2}$  [m/s]) do rotor, podem ser calculada pelas Eqs. 1 e 2, respectivamente:

$$c_{m1} = \frac{\dot{V}}{\pi D_1 b_1} \quad (1)$$

$$c_{m2} = \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b_2} \quad (2)$$

sendo  $\dot{V}$  [m³/s] a vazão do escoamento,  $D_1$  [m] o diâmetro interno,  $D_2$  [m] o diâmetro externo,  $b_1$  [m] e  $b_2$  [m] as larguras do disco. Já as velocidades periféricas  $U_1$  [m/s] e  $U_2$  [m/s] podem ser calculadas de acordo com as Eqs. 3 e 4, respectivamente:

$$U_1 = \frac{\pi n D_1}{2} \quad (3)$$

$$U_2 = \frac{\pi n D_2}{2} \quad (4)$$

sendo  $n$  [rad/s] a velocidade rotacional das pás. O ângulo  $\beta_1$  [°] é o ângulo tangente a circunferência.

A velocidade relativa média do rotor  $W_1$  [m/s] pode ser obtida através da Eq. 5:

$$W_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + U_1^2} \quad (5)$$

Já o ângulo entre a velocidade periférica e a relativa do rotor ( $\beta$  [°]) pode ser calculado por Eq. 6:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c_{m1}}{U_1} \right) \quad (6)$$

A velocidade absoluta do rotor ( $C_2$  [m/s]) é calculada por Eq. 7:

$$C_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + c_{u2}^2} \quad (7)$$

onde  $c_{u2}$  [m/s] é a componente circunferencial da velocidade absoluta média do rotor, podendo ser obtida através da Eq. 8:

$$c_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (8)$$

onde  $W_{u2}$  [m/s] é a velocidade relativa média do rotor. Já o ângulo  $\beta_2$  [°] é obtido através da Eq. 9:

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{W_{u2}} \quad (9)$$

O salto energético ( $H$  [mmca]), pode ser definido através da Eq. 10, sendo realizada a conversão de mmca para Pa através da Eq. 11:

$$H = \frac{U_2 c_2 - U_1 c_{m1}}{g} \quad (10)$$

$$\Delta P = H * 1.205 \quad (11)$$

A potência consumida ( $P_t$  [cv]) pelo sistema pode ser calculada através da Eq. (12).

$$P_t = \frac{1,205 \dot{V} H}{75 \eta} \quad (12)$$

## 2.2 Projeto dos distribuidores

Os distribuidores foram projetados a partir do novo modelo de hélice. Os ângulos do distribuidor foram definidos a partir dos ângulos de saída das hélices projetadas, sendo o ângulo de entrada da aleta direcionadora o mesmo ângulo que o de saída da hélice como mostra-se na Eq. 13. Dependendo da rotação da hélice, se tem diferentes vetores de velocidade e, portanto, diferentes triângulos de velocidades. Assim, os direcionadores para cada modelo são levemente diferentes. Como a rotação da nova hélice para cada modelo depende do desempenho do novo conjunto, haverá variações na rotação da hélice e, assim, os distribuidores devem sofrer ajustes em seus ângulos (Figura 2).

### 2.2.1 Estimativa Analítica

As velocidades de rotação para cada modelo foram obtidas previamente através de testes experimentais com o conjunto original. Assim, foram projetados dois modelos de distribuidor: um para modelo de diâmetro da boca de entrada 100 mm e outro para o de 125mm. O comprimento dos distribuidores foi aumentado para conduzir o escoamento de ar axialmente e ter um aumento de vazão. A posição dos distribuidores respeito ao ventilador também foi modificada, se colocaram de maneira que os mesmos fiquem próximos à saída do ventilador evitando recirculações e uma admissão suave do escoamento, diminuindo assim perdas volumétricas internas que geram perda de carga, diminuição da vazão e aumento do ruído.

$$\beta_2 = \beta_{1dir} \quad (13)$$

## 2.3 Simulação Numérica

A simulação numérica no presente trabalho objetivou definir a hélice com melhor desempenho, definir o desenho dos novos funis e avaliar o desempenho dos conjuntos (100 mm e 125 mm de diâmetro) para posterior confecção dos protótipos e testes experimentais. Para as soluções numéricas das hélices, funis e do conjunto foi utilizado o *software* comercial *Fluent/Ansys* que trabalha com o método dos Volumes Finitos. Este método utiliza a forma integral das equações de conservação como o seu ponto de partida (Ferziger *et al.*, 2002). Para resolver o escoamento, sobre o domínio computacional, o código do *software* comercial utilizado emprega uma técnica numérica baseada nos volumes de controle da malha aos quais aplica o princípio de conservação de uma determinada grandeza escalar, ou seja, o código resolve as equações governantes do escoamento para cada volume finito. As equações discretizadas da variável dependente são obtidas integrando a equação governante sobre cada um dos volumes de controle no domínio (Gonçalves, 2007).

De modo a resolver problemas de fechamento decorrentes da utilização da metodologia RANS, modelos de turbulência foram criados e estudados, sendo largamente empregados os modelos baseados na aproximação de Boussinesq, que introduziu o conceito de viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ), propondo relacionar a turbulência com o escoamento médio para fechar o sistema de equações (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 interação do usuário. Este modelo de turbulência tem sido constantemente empregado na literatura, como em trabalhos realizados por Jayapragasan *et al.*, 2014; Kothe, 2016; Jang *et al.*, 2013; Tsugita *et al.*, 2013.

### 2.3.1 Simulação do desempenho das novas hélices

As geometrias das hélices criadas em CAD foram inseridas no *software* *ICEM/Ansys* para confecção da malha de cálculo e posteriores simulações numéricas. A Figura 3.1 mostra a geometria da hélice original e de uma das hélices com 12 pás. Na Figura 3.2 um visual da malha de cálculo para a geometria citada.

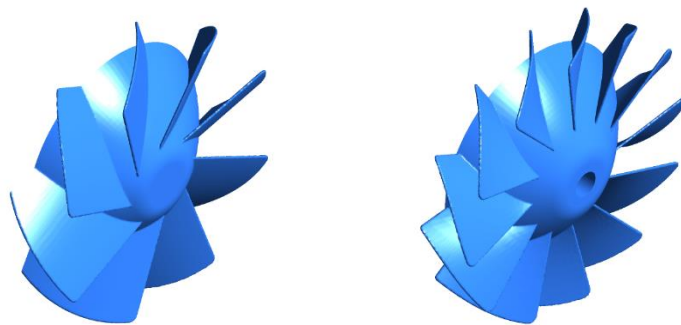


Figura 3. Hélice original e projeto de hélice com 12 pás

O domínio de cálculo foi dividido em um domínio externo e outro para a região do rotor onde foi aplicada a condição de *interface* às malhas. Para ambos domínios foram confeccionadas malhas de cálculo que foram submetidas à uma avaliação de qualidade para garantir que os resultados estejam independentes do refinamento (tamanho médio dos elementos). Detalhes da malha do domínio da hélice podem ser vistos na Figura 4.

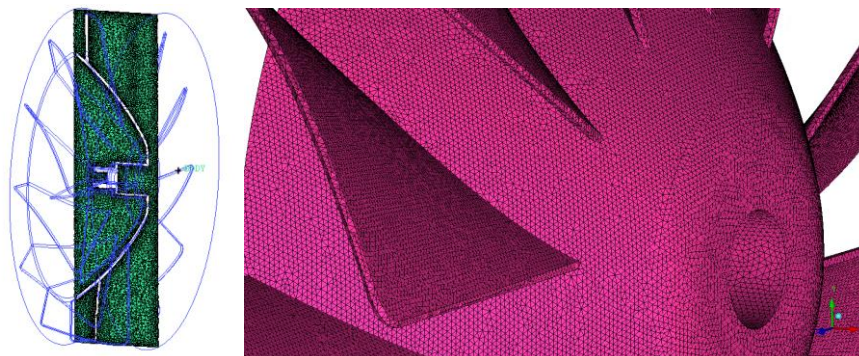


Figura 4. Visual da malha no modelo de hélice com 12 pás

As condições de contorno utilizadas são de pressão atmosférica na entrada do domínio externo e pressão atmosférica na saída do mesmo. A rotação admitida foi de 200 rad/s para o domínio das hélices (*mesh motion*). Nas paredes do exaustor foi considerada a condições de não deslizamento, de modo a captar os efeitos viscosos do ar. Foram aplicadas

uma intensidade de turbulência de 2% e um comprimento de escala turbulento de 0,2 m. As simulações são realizadas em regime permanente.

### 2.3.2 Projeto dos funis de admissão e exaustão

O novo projeto dos funis teve o objetivo de melhorar a admissão e a exaustão do ar no produto. Partindo dessa premissa, desenhou-se uma curva mais ‘suave’ para minimizar os descolamentos da camada limite (descolamento do escoamento das paredes que gera recirculação de ar). A Figura 5 mostra o esboço da curva de um dos funis onde  $\theta$  representa os ângulos dos funis. A curva é revolucionada em torno de um eixo para formar cada funil. Para cada exaustor são empregados dois funis de iguais dimensões. O comprimento  $L$  foi definido de modo a reduzir os ângulos de admissão e exaustão, reduzindo o coeficiente de perda de carga no elemento.

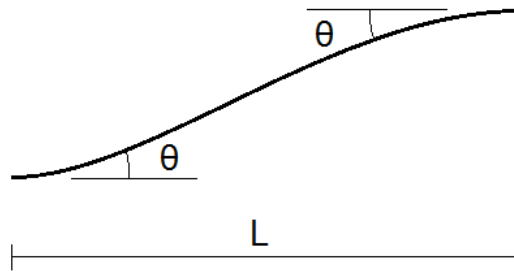


Figura 5. Ângulos dos funis

Através das simulações, a curva foi otimizada de modo a minimizar as zonas de recirculação e, portanto, a perda de carga oriunda da geometria dos funis. Para o mesmo comprimento ‘ $L$ ’ preestabelecido, foram avaliados 2 diferentes ângulos para cada funil. Por questões de sigilo de projeto, adota-se as letras A, B e C para o valor dos três ângulos testados. As velocidades adotadas na entrada dos domínios foram de 8 m/s para o modelo com 125 mm de diâmetro e de 7,5 m/s para o modelo com 100 mm de diâmetro.

### 2.3.3 Simulação do conjunto

Os conjuntos otimizados (hélice, distribuidores e funis) foram simulados em CFD antes da confecção dos protótipos em 3D de modo a garantir sua melhoria de desempenho em relação aos resultados obtidos com o produto original. As condições de contorno aplicadas foram de pressão atmosférica na entrada e na saída e a rotação foi estimada através dos testes experimentais com o conjunto original operando na velocidade máxima (ver Tabela 1). Assim, para o modelo com 100 mm de diâmetro a rotação adotada foi de 297,92 e para o diâmetro de 125 mm a rotação utilizada foi de 270,17 rad/s.

## 2.4 Prototipagem e testes experimentais

Confirmado o ganho de desempenho dos novos conjuntos, através de simulação, foram confeccionados os modelos em 3D, os novos conjuntos (funil-hélice-distribuidor) foram produzidos em ABS com resolução de impressão de 0,15 mm para serem submetidos a testes experimentais para a avaliação do desempenho. A partir dos resultados experimentais obtidos com os protótipos, foram ajustados os distribuidores para as novas velocidades. O conjunto ajustado foi simulado utilizando os contornos obtidos dos experimentos e, uma vez assegurada a melhoria, um novo modelo de distribuidor foi impresso para os testes finais.

## 3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 3.1 Resultados numéricos

Primeiramente foram simuladas as hélices do exaustor. Os resultados das simulações numéricas realizadas nos modelos propostos de hélice estão dispostos na tabela a seguir.

Tabela 2. Resultados numéricos de salto de pressão da hélice

| Modelo   | $\omega$ [rad/s] | Torque [N.m] | Vazão [m³/h] | $\Delta P$ |
|----------|------------------|--------------|--------------|------------|
| Original | 200              | 0,056        | 626,4        | 21,099     |
| Modelo 1 | 200              | 0,067        | 698,4        | 26,210     |
| Modelo 2 | 200              | 0,059        | 720,0        | 31,668     |

Os resultados mostram que o modelo 2 obteve desempenho superior no comparativo entre as duas hélices propostas, apresentando um salto de pressão em torno de 50% maior que o do modelo original e vazão em torno de 15% acima. Assim, optou-se por esse modelo para os testes com o conjunto e posterior confecção dos protótipos em 3D. O modelo de hélice selecionado foi posteriormente testado com os distribuidores projetados e com os dois modelos de funis concebidos através de simulação.

Como já mencionado, para se definir os modelos de funil para cada exaustor, foram simulados três diferentes ângulos de expansão e contração e avaliada a perda de carga gerada por cada modelo testado. Os resultados obtidos da perda de pressão com os três ângulos para cada modelo estão dispostos na tabela abaixo.

Tabela 3. Resultados numéricos da perda de carga nos funis segundo ângulo de admissão

| Ângulo [°] | $\Delta P$ Modelo 100 [Pa] | $\Delta P$ Modelo 125 [Pa] |
|------------|----------------------------|----------------------------|
| A          | 18,065                     | 18,452                     |
| B          | 12,143                     | 12,188                     |
| C          | 7,807                      | 7,461                      |

A partir dos resultados foi escolhido o ângulo que resultou na menor perda de carga nos modelos, no caso, o ângulo C. Com os funis escolhidos passou-se à simulação dos conjuntos.

Os novos conjuntos foram simulados numericamente antes da confecção dos protótipos em 3D para garantir a melhoria de desempenho em relação aos resultados obtidos com o produto original. Como comentado, as condições de contorno aplicadas às simulações foram estimadas através de testes experimentais com os modelos originais operando na velocidade máxima. Os resultados de vazão obtidos com os dois novos modelos sugeridos estão apresentados aos resultados do conjunto original.

Tabela 4. Resultados de vazão – originais e conjuntos novos

| Conjunto        | $\omega$ [rpm] | Vazão [m³/h] |
|-----------------|----------------|--------------|
| Original 100 mm | 297,92         | 192,62       |
| Original 125 mm | 270,17         | 325,18       |
| 100 mm          | 297,92         | 373,18       |
| 125 mm          | 270,17         | 434,48       |

Pelos resultados demonstrados na tabela é possível verificar o aumento de vazão obtido com os dois novos conjuntos testados em comparação com os dados de vazão do produto original. Com o aumento de desempenho assegurado foram confeccionados os modelos físicos em 3D para os testes.

Após os testes com os protótipos, foram obtidas a rotação e a vazão da hélice em cada modelo. Com esses dados, o projeto do distribuidor foi ajustado para que os ângulos de saída da hélice e de entrada do distribuidor sejam semelhantes e ambos utilizem o mesmo distribuidor, reduzindo custos de produção, uma vez que apenas um molde para a fabricação do corpo (contendo os distribuidores) dos exaustores será necessário.

### 3.2 Resultados experimentais

Estão apresentados a seguir os resultados experimentais obtidos com os novos exaustores projetados, onde estão demonstrados os valores obtidos através das medições de velocidade do escoamento para diferentes pontos, além dos valores de ruído.

### 3.2.1 Medição de vazão e ruído

As medições da velocidade do escoamento são realizadas na seção de saída, com uma área de 0,00694 m<sup>2</sup> para o modelo de 100 mm e 0,01094 m<sup>2</sup> para o modelo de 125 mm. Foram medidos quatro pontos, conforme a representação da Figura 6. Com estes pontos medidos foi possível calcular e comparar a vazão para cada exaustor. Os valores medidos com os novos conjuntos operando em velocidade máxima e mínima estão descritos nas Tabelas 5 e 6.

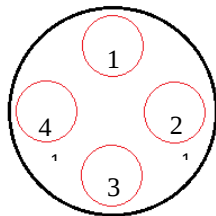


Figura 6. Localização das regiões para tomada de velocidade

Tabela 5. Resultados experimentais de velocidade, vazão e ruído para operação em velocidade máxima

|       | Medição                   | 125    | 100    |
|-------|---------------------------|--------|--------|
| V máx | V1 [m/s]                  | 12,6   | 13,2   |
|       | V2 [m/s]                  | 11,8   | 13,1   |
|       | V3 [m/s]                  | 11,6   | 13,2   |
|       | V4 [m/s]                  | 11,7   | 12,6   |
|       | $\omega$ [rad/s]          | 260,54 | 280,64 |
|       | Vazão [m <sup>3</sup> /h] | 469,47 | 325,90 |
|       | Ruído [dB]                | 61-62  | 64-65  |

Tabela 6. Resultados experimentais de velocidade, vazão e ruído para operação em velocidade mínima

|       | Medição                   | 125    | 100    |
|-------|---------------------------|--------|--------|
| V mín | V1 [m/s]                  | 9,4    | 10,36  |
|       | V2 [m/s]                  | 9,02   | 10,44  |
|       | V3 [m/s]                  | 8,75   | 10,26  |
|       | V4 [m/s]                  | 9,15   | 10     |
|       | $\omega$ [rad/s]          | 189,64 | 227,03 |
|       | Vazão [m <sup>3</sup> /h] | 357,47 | 256,45 |
|       | Ruído [dB]                | 53-54  | 55-56  |

Os resultados obtidos são superiores aos resultados dos modelos originais. A tabela que segue mostra o comparativo dos resultados de vazão e pressão sonora obtidos para os modelos original e novo operando em velocidade máxima.

Tabela 7 – Comparação dos resultados experimentais dos modelos originais e novos em velocidade máxima

|           | Original              | Novo   | $\Delta\%$ | Original   | Novo  | dB |
|-----------|-----------------------|--------|------------|------------|-------|----|
| Modelo    | Q [m <sup>3</sup> /h] |        |            | Ruído [dB] |       |    |
| V máx 125 | 325,18                | 469,47 | 44,37      | 66-67      | 61-62 | -5 |
| 100       | 192,62                | 325,90 | 69,19      | 65-66      | 64-65 | -1 |

Os resultados mostram um ganho de vazão em torno de 45 % para o modelo com 125 mm de diâmetro e de 70% para o modelo com 100 mm de diâmetro. Os resultados de ruído ficaram entre 1 e 5 dB abaixo do modelo original.

Também é possível traçar um comparativo entre o desempenho dos novos conjuntos operando em velocidade mínima com os modelos originais operando em velocidade máxima (Tabela 8).

Tabela 8 – Comparação dos valores de vazão e ruído entre os modelos originais operando em velocidade máxima e os novos modelos operando em velocidade mínima

|        | Original<br>[V <sub>máx</sub> ] | Novo<br>[V <sub>mín</sub> ] | $\Delta\%$ | Original<br>[V <sub>máx</sub> ] | Novo<br>[V <sub>mín</sub> ] | dB  |
|--------|---------------------------------|-----------------------------|------------|---------------------------------|-----------------------------|-----|
| Modelo | Q [m³/h]                        |                             |            | Ruído [dB]                      |                             |     |
| 125    | 325,18                          | 357,47                      | 9,93       | 66-67                           | 53-54                       | -13 |
| 100    | 192,62                          | 227,03                      | 17,86      | 65-66                           | 55-56                       | -10 |

Através do comparativo é possível verificar que mesmo operando em velocidade baixa, os novos conjuntos projetados entregam vazões superiores aos antigos modelos operando em alta velocidade. A vazão do novo modelo de 100 mm de diâmetro é em torno de 10 % superior ao antigo e a do modelo com 125 mm de diâmetro, em torno de 18 % maior. Os resultados mostram ainda que para o modelo com 100 mm de diâmetro a redução do ruído foi de 10 dB e para o modelo com 125 mm de diâmetro, de 13 dB e comparação com os originais.

#### 4 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma análise tanto numérica quanto experimental para a remodelagem de dois exaustores em linha. Os componentes do exaustor foram otimizados aerodinamicamente. O melhor desempenho aerodinâmico alcançado através da aplicação de teoria e simulações computacionais originou menores perdas de carga e recirculações e fez aumentar a vazão em volume dos equipamentos. Operando em velocidade máxima, as vazões ficaram em torno de 45 % maiores para o modelo de 125 mm e em torno de 70 % superiores para o modelo de 100 mm em relação aos modelos originais. A redução de ruído foi de 5 dB para o novo modelo de 125 mm de diâmetro e de 1 dB para o modelo de 100 mm, o que fica dentro da imprecisão de medição do equipamento.

Os resultados mostraram também que é possível operar com os novos exaustores em velocidade mínima garantindo a vazão próxima ao antigo equipamento funcionando com velocidade máxima. Os resultados mostraram que os novos equipamentos entregam vazões em torno de 10 % e 18 % superiores aos modelos originais de 125 mm e 100 mm de diâmetro, respectivamente. Assim, com o motor operando a menores rotações somado ao melhor comportamento do escoamento no interior do produto, foi possível reduzir o nível de pressão sonora dos equipamentos e diminuir o consumo de energia. Operando em velocidade mínima os novos produtos entregam maiores vazões que os modelos antigos operando na velocidade máxima e irão consumir em torno de 34% menos potência. Chegou-se, assim, a um produto aerodinamicamente adequado, com menores níveis de ruído e mais econômico.

Para procedimentos futuros, visando maior redução dos níveis de pressão sonora do equipamento, pode-se estudar a aplicação materiais fono-absorventes ao exaustor, bem como alterações na geometria visando maior redução das regiões de formação de turbulência. Estudos de vibrações mecânicas podem também ser efetuados para que a frequência natural do equipamento fique afastada das frequências de excitação, contribuindo, também, na redução do ruído.

## 5 REFERÊNCIAS

- Ferziger, J.H., and M. Peric. 2002. Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer, 3ª edition, Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo.
- Fox, R.W., P.J. Pritchard, and A.T. McDonald. 2010. Introdução à Mecânica dos Fluidos, LTC, 7ª Edição.
- Guo, E.M., and K.Y. Kim. 2004. Three-Dimensional Flow Analysis and Improvement of Slip Factor Model for Forward-Curved Blades Centrifugal Fan, KSME International Journal, Vol. 18, No. 2, p. 302-312.
- Henn, E.A.L. 2006. Máquinas de Fluido. Ed. UFSM, 2ª Edição.
- Jang, C.M., J.S. Lee, and S.H. Yang. 2013. Performance Evaluation of a Centrifugal Blower Using Optimal Design Method, Fluids Engineering Division Summer Meeting.
- Jayapragasan, C.N., S.J. Suryawanshi, and K.J. Reddy. 2014. Design Optimization of Centrifugal Fan of Travelling Cleaner, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 9, No. 9.
- Kim, K.Y., and S.J. Seo. 2004. Shape Optimization of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis, Journal of Fluids Engineering, Vol. 126.
- Kothe, L. B. 2016. Estudo Comparativo Experimental e Numérico Sobre o Desempenho de Turbinas Savonius Helicoidal e de Duplo-Estágio. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre.
- Maliska, C. R. 2004. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. LTC, 2ª Edição, Rio de Janeiro.
- Menter, F.R., M. Kuntz, and R. Langtry. 2003. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, Turbulence Heat and Mass Transfer, vol. 4.
- Patankar, S. V. 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flows. McGraw-Hill, New York, USA.
- Tsugita, D., C.K.P. Kowshik, and Y. Ohta. 2012. Visualization of rotating vortex in a centrifugal blower impeller, Journal of Visualization, Vol. 15, p. 207-214.
- White, F. M. 1998. Fluid Mechanics. Ed. McGraw-Hill, 4ª Edition.
- Wilcox, D. C. 1998. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc..

### FORMAT INSTRUCTIONS FOR PAPERS SUBMITTED TO MERCOFRIO 2016

**Abstract.** *This article presents a numerical and experimental study on the aerodynamic performance of two air exhaust models online used for air renewal in different environments. Numerical simulations are realized with Fluent / ANSYS software using the Finite Volumes. Features like volume flow in the output, pressure difference, power consumed and levels of audible noise emitted by the exhaust between the original model and the optimized models are compared. Numerical solutions are solved by continuity equation, the Navier-Stokes equations with average Reynolds (RANS) and the turbulence model  $k-\omega$  SST. Results show that it was possible to obtain up to 69% of discharge increases, and reductions in noise of 10 dB without increasing the electric motor power consumption.*

**Key words:** Exhaust fan, Axial fan, Ventilation, Numerical simulation, Experimental study