

ESTUDO DE CASO EM UM EXAUSTOR INDUSTRIAL PARA USO MOVELEIRO

Nathiely Colombo Machado ¹

Fabio Peruch ²

Resumo: os exaustores desempenham papel de extrema importância nas indústrias moveleiras, atuando na coleta de partículas prejudiciais as máquinas e operadores. Alguns órgãos, como o INMETRO, e normas regulamentadoras vistoriam e regulamentam estes equipamentos com o intuito de garantir a segurança e qualidade dos equipamentos e operadores. Objetivando entregar um produto de qualidade, que atenda as demandas necessárias e em concordância com os órgãos e normas regulamentadoras, tem-se como foco realizar o estudo em um exaustor industrial de 3 CV, analisando seus problemas e possibilidades de otimização. Para isso, será utilizado um *software* dedicado a volumes finitos para a realização de simulações numéricas que possibilitam a visualização de desempenho do exaustor e proporcionam o direcionamento no desenvolvimento de melhorias e fabricação de geometrias para testes. Além disso, o uso de bancadas de testes desenvolvidas para ensaios experimentais permitirá a validação dos ensaios numéricos. Os resultados preliminares confirmaram que o exaustor não estava em adequação, apresentando vazão volumétrica 47% abaixo do esperado, além de possuir um nível de pressão sonora acima do permitido por normas, conforme constato em testes experimentais. Desse modo, foram identificados diversos pontos de otimização que possibilitam melhor desempenho no conjunto. Por exemplo, a mudança na voluta utilizada apresentou aumento de 13% na vazão volumétrica do exaustor em ensaios experimentais. Além disso, o uso de uma nova geometria com rotor deslocado para o centro do conjunto oferece melhor distribuição de partículas, evitando a saturação dos coletores.

Palavras-chave: Exaustores centrífugos. Vazão volumétrica. Otimização de voluta.

1 INTRODUÇÃO

A utilização de sistemas de captação de particulados em indústrias moveleiras se dá pela necessidade da remoção dos resíduos como cepilho, serragem, maravalha e fuligem gerados pelo corte da madeira na fabricação de móveis. Com isso, torna-se necessário o bom dimensionamento do exaustor a ser utilizado, visando a adequada remoção destes resíduos a fim de manter o ambiente com boas condições de trabalho; além de manter as máquinas utilizadas no processo de fabricação em

¹ Graduando em Engenharia Mecânica, 2022: . E-mail: nathielycmachado@gmail.com

² Professor do Centro Universitário UniSATC E-mail: fabio.peruch@satc.edu.br



boas condições de funcionamento assim preservando seus componentes. O controle adequado do ambiente de trabalho, inicia-se na escolha adequada de equipamentos e procedimentos capazes de realizar a captura ou a diluição destes contaminantes, promovendo a manutenção e o conforto ocupacional (LIMA, 2005; SCHIRMER et al., 2008).

Tendo em vista a importância da utilização dos sistemas de captação de particulados e, esses possuírem em seus conjuntos exaustores, se faz necessário o correto dimensionamento desse equipamento para que as demandas necessárias sejam atendidas. Partindo de testes preliminares, constatou-se que o exaustor em estudo está apresentando valores abaixo do esperado para os dados de vazão volumétrica; além disso, no momento do uso, a máquina apresenta ruído desconfortável ao usuário. Tais fatores comprometem o desempenho do exaustor e, sobretudo, podem prejudicar a integridade física e mental do operador, comprometendo o sistema de medicina e segurança no trabalho.

Atualmente, alguns órgãos, como o INMETRO, e normas regulamentadoras (NR's), como por exemplo a NR-15, regulamentam e vistoriam sobre o uso de máquinas, com o objetivo de manter os equipamentos dentro dos padrões exigidos e especificados por normas técnicas. Sendo assim, surge a necessidade de aperfeiçoar o equipamento, visando não apenas atender as normas e parâmetros necessários para o bom funcionamento do equipamento, mas também entregar um produto com melhor qualidade, eficiência e baixa emissão de ruídos.

Desse modo, objetiva-se realizar o estudo de caso em um exaustor industrial moveleiro, com ênfase na análise da relação vazão volumétrica *versus* pressão estática, pressão e potência sonora e potência consumida. Para isso, faz-se uso de bancadas de testes, desenvolvida conforme a norma ANSI/AMCA 210-07, além de software CAD e softwares dedicados por volumes finitos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

A ventilação, quando aplicada no setor industrial, é denominada ventilação industrial. De modo geral, pode ser entendida como a operação realizada por meios



mecânicos que visam controlar a temperatura, distribuição de ar e umidade, além de eliminar agentes poluidores como gases, vapores, poeiras, fumos, névoas, microrganismos e odores (MACINTYRE, 1990).

Segundo Clezar e Nogueira (2009), a ventilação industrial pode ser classificada em dois grupos:

- Ventilação Local Exaustora (VLE), que é realizada por meio de um elemento captador de ar e partículas junto a fonte poluidora. É indicada em situações em que a fonte de poluição é identificada e localizada no interior de ambientes.
- Ventilação Geral Diluidora (VGD), que proporciona, de modo geral, a ventilação de um ambiente. É indicada para situações em que a fonte de poluição não está confinada em pontos perfeitamente identificáveis.

2.2 VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA (VLE)

De acordo com Macintyre (1990), a VLE é realizada por meio de um equipamento captor de ar junto à fonte poluidora, de modo a remover o ar do local por intermédio de um sistema exaustor, dando-lhe a destinação correta sem riscos ao meio ambiente. Além disso, Santos (2013) ressalta que o principal objetivo da VLE é captar os poluentes de uma fonte antes que os mesmos se dispersem no ambiente de trabalho, ocasionando maiores riscos aos equipamentos e operadores.

Uma instalação local exaustora é composta por: captor, ventilador, rede de dutos e coletores de partículas (EID, 2009).

O captor segundo Vieira Sobrinho (2002), é o ponto de entrada dos poluentes no sistema de exaustão e tem como função primária criar o escoamento que irá capturar as partículas e contaminantes e transportar através dos dutos. O ventilador é o responsável por gerar a diferença de pressão necessária para o transporte dos resíduos pelos dutos. As redes de dutos conduzem o particulado do captor até o ventilador, posteriormente conduzindo-os ao exterior ou equipamentos coletores. Os coletores de partículas são os dispositivos que retêm as partículas impedindo-as de serem lançadas livremente no ambiente.

2.3 VENTILADORES

Ventilador é uma estrutura mecânica responsável por levar ar de um ambiente a outro. Um ventilador absorve energia mecânica de rotação e seu eixo restitui em energia de pressão ou energia dinâmica do ar (MATAIX, 1986).

O ar pode ser empurrado ou puxado de um ambiente. Quando se trata de empurrarmos o ar, falamos de ventilador. Quando se trata de puxar o ar, falamos de exaustor.

Segundo a PROCEL (2009), existem basicamente dois tipos de ventiladores: o do tipo axial, cuja pá lembra uma hélice, ou do tipo radial, também conhecido como centrífugo devido ao ar ser aspirado pelo centro.

O processo de seleção e especificação de um ventilador é feito com base na análise das curvas características de resposta do sistema de ventilação (MARTINS, 2011). Sendo assim, tendo conhecimento dos dados de vazão e pressão necessárias, torna-se possível a escolha de um ventilador que atenda as condições exigidas para o trabalho.

2.3.1 Ventiladores Axiais

Segundo Alé (2011), nos ventiladores axiais, o ar é aspirado por um bocal de entrada e sai por um difusor de saída. Os ventiladores axiais podem operar com alta vazão e baixa pressão, produzindo a pressão a partir da velocidade adquirida pelo fluido ao atravessar o rotor (MOREIRA, 2006).

Segundo Mota (2018), os principais tipos de ventiladores axiais são: Tipo hélice, onde não há uma carcaça envolvendo o rotor. Também podem ser denominados de ventilador de sopro-livre; Tipo rotor e carcaça, também denominado tube axial; Tipo rotor e estator aletado, também conhecido como vane axial, possui uma carcaça envolvendo o rotor e o estator.

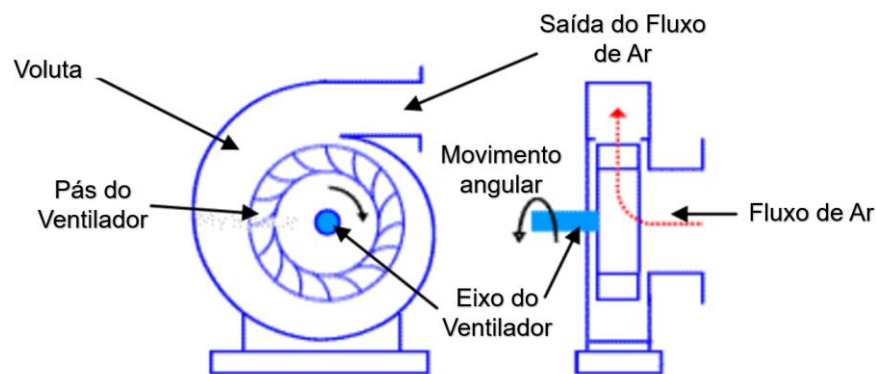
2.3.2 Ventiladores Centrífugos

Os ventiladores centrífugos são comumente usados nas indústrias devido sua capacidade de operar em altas pressões e com alto rendimento.

O dimensionamento do ventilador centrífugo, significa calcular o rotor, a caixa espiral, as pás e outras partes necessárias para o projeto (SANTOS, 2013). Ressalta-se ainda, a extrema importância de conhecer a finalidade, o ambiente e o tipo de partícula/particulado que o ventilador deve suportar.

Segundo Martins (2011), os ventiladores centrífugos possuem uma característica construtiva bem específica, com pás distribuídas radialmente, tendo no centro um rotor responsável pelo movimento das pás. Sendo assim, o fluxo ocorre do centro para fora do conjunto, conforme pode ser observado na Fig. 1.

Figura 1 - Fluxo do ventilador centrífugo.



Fonte: Adaptado de MSPC

O princípio de funcionamento se dá quando o movimento de rotação do eixo do ventilador faz as pás arrastarem o fluxo de ar que entra no ventilador para a saída do mesmo. Como o giro do rotor é realizado dentro de uma carenagem especial, denominada voluta, o ar é dirigido para uma única saída.

A voluta, ou caixa coletora, é o equipamento destinado a captar o ar que entra e sai do rotor. É composta pela lateral de sucção, pela lateral motora, pela entrada de ar, ou distribuidor, e pela janela de manutenção.

O motor é montado e acionado na parte externa da carenagem, tendo a movimentação transmitida por meio do eixo de forma direta ou por meio de correias.

Segundo Paiva (2015), existem basicamente três tipos de ventiladores centrífugos, sendo eles: Ventiladores centrífugos com pás radiais (ou retas); Ventiladores centrífugos com pás curvadas para frente; Ventiladores centrífugos com pás curvadas para trás.

O formato das pás do rotor influencia na eficiência e aplicação do ventilador (PROCEL, 2009).



Segundo Alé (2011), os ventiladores com pás retas ou radiais é um ventilador apropriado para movimentar grandes cargas e podem operar em altas temperaturas. Além disso, trabalham com elevadas pressões dinâmicas e grandes variações de pressão e potência em função da pressão de trabalho.

Os ventiladores com pás curvadas para frente são indicados para processos com gases isentos de partículas sólidas. Esse tipo de rotor apresenta bom desempenho quando usado na ventilação geral diluidora (ALÉ, 2011).

Segundo Milman (2002), os ventiladores centrífugos com pás curvadas para trás apresentam as melhores eficiências entre os ventiladores centrífugos.

Alé (2011) ressalta que esse tipo de pá apresenta alto rendimento e é bastante indicado para sistemas de aquecimento e ventilação.

2.4 CURVA DE DESEMPENHO (RELAÇÃO VAZÃO X PRESSÃO)

Segundo a OTAM (2020), uma curva de desempenho de um ventilador é uma representação gráfica de seu desempenho, normalmente cobrindo todo o intervalo de funcionamento do exaustor, desde a descarga (sem obstrução do fluxo) até a vazão zero (fluxo completamente obstruído).

O campo de aplicação dos diferentes tipos de ventiladores é amplo e sujeito a regiões de superposição, o que muitas vezes torna difícil definir qual a melhor máquina para determinada aplicação (MAIA, 2012). Assim, é importante conhecer as curvas características dos diferentes tipos de ventiladores, bem como outros fatores que possam influenciar no desempenho da máquina.

Algumas grandezas são fundamentais para garantir o bom funcionamento e desempenho dos ventiladores. Combinando-as adequadamente, é possível escolher o melhor ventilador para determinadas aplicações. Segundo Silva (2008), por caracterizarem as condições de funcionamento do ventilador, essas grandezas são conhecidas como Grandezas Características, sendo elas:

- Número de rotações por minuto (n)
- Diâmetro de saída do rotor (D)
- Vazão (Q)
- Altura de elevação (H)
- Potências (Nm)



- Rendimentos (η)

2.5 POTÊNCIA SONORA

A potência sonora é definida como a energia acústica total emitida por uma fonte por unidade de tempo, sendo a unidade de medida o Watt (TOGINHO FILHO, 2012). A potência está relacionada com a energia emitida pela fonte sonora.

O Nível de Potência Sonora (SWL, Sound Power Level) é uma grandeza relativa sendo expresso em decibel (BARBOSA, 2014). Pode ser expressa conforme a Eq. 1.

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_{ref}} \quad (1)$$

Onde:

L_w = Nível de potência sonora

W = Potência sonora

$W_{ref} = 10^{-12} W$

2.6 PRESSÃO SONORA

O Nível de Pressão Sonora (NPS, ou em inglês, SPL – Sound Pressure Level) se refere à toda potência sonora gerada por uma fonte (DIAS, 2018).

O NPS depende da condição de cada ambiente em particular, estando relacionada a distância do observador e sujeita a influência de diversos fatores, como o tamanho do local e tipo de paredes.

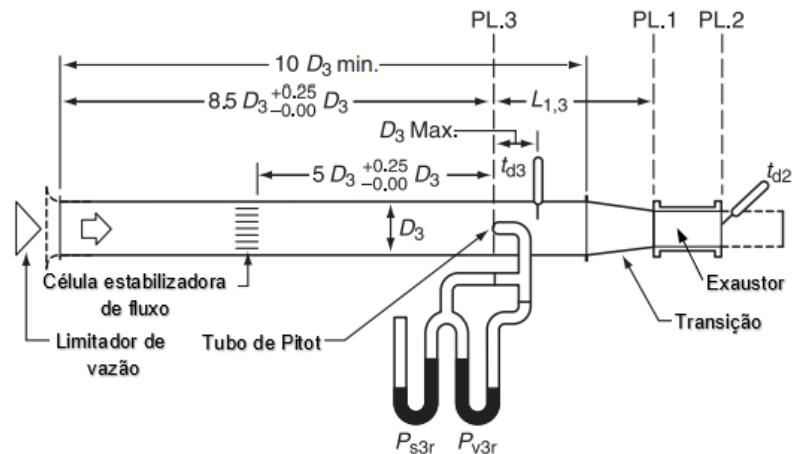
3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 ENSAIO EXPERIMENTAL DO EXAUSTOR

Com o objetivo de analisar o desempenho do exaustor, utilizando-se de uma bancada desenvolvida conforme especificações da norma ANSI/AMCA 210-07,

realizou-se testes preliminares para obtenção da curva característica do exaustor. A configuração da bancada utilizada pode ser observada na Fig. 2.

Figura 2 - Ilustração esquemática da bancada de testes.



Fonte: Adaptado de ANSI/AMCA 210-07 (2007)

A bancada utilizada para os ensaios experimentais estava montada no Laboratório de Instrumentação, Controle e Metrologia (LABICOM) da UniSATC.

Na bancada de testes, através da variação da vazão volumétrica por meio do limitador de vazão, tornou-se possível obter os dados de vazão volumétrica máxima e mínima, pressão estática, pressão dinâmica, rendimento total e rendimento estático. Para isso foi utilizado um software específico integrado ao tubo de Pitot pertencente a *Extech Instruments* modelo HD350, responsável pela coleta dos dados de pressão estática, pressão dinâmica e velocidade. Tendo conhecimento do diâmetro da tubulação de ensaio e da velocidade, é possível determinar a vazão volumétrica. Além disso, ressalta-se que todos os pontos de coleta foram determinados seguindo os padrões da norma ANSI/AMCA 210-07.

O ensaio do exaustor se deu a partir do acionamento do motor. Após a partida do motor, o limitador de vazão é regulado para uma determinada condição. Após a aquisição dos dados o limitador de vazão é regulado para outra condição sucessivamente.

Ressalta-se que o exaustor em estudo, se trata de um exaustor com motor de 3CV, rotor com pás curvadas para trás e duas saídas para filtros e latões de coleta, conforme pode ser observado na Fig. 3.

Figura 3 – Exaustor em estudo.



Fonte: Do autor (2022)

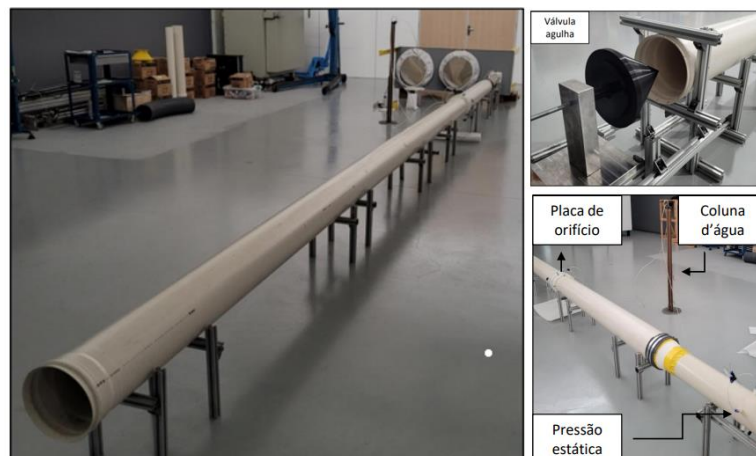
A voluta do exaustor se encontra dentro da estrutura, fazendo com que o giro do rotor se dê dentro da mesma, ocasionando uma única saída.

3.2 ENSAIO EXPERIMENTAL DO CONJUNTO

Após a obtenção da curva característica do exaustor, com o auxílio de uma empresa parceira realizou-se o ensaio do conjunto. O exaustor foi montado conforme suas condições de uso, com filtros manga, latão e mangote.

A esquemática da bancada utilizada para ensaios foi desenvolvida seguindo os conceitos especificados na norma ISO 5167-2:2003. O exaustor posicionado na bancada, junto com cada componente pode ser observado na Fig. 4.

Figura 4 - Montagem do exaustor para ensaio.



Fonte: Do autor (2022)



A válvula agulha é utilizada para regular o fluxo; a placa de orifício possui a finalidade de realizar a determinação da vazão volumétrica por meio do diferencial de pressão estática que ocorre antes e depois da placa. A tomada de pressão estática foi feita utilizando um manômetro de coluna d'água.

É importante ressaltar que o comprimento, diâmetro e posição de cada componente foi definido conforme especificações da norma, permitindo o completo desenvolvimento do fluxo.

O procedimento de medição iniciou-se com o acionamento do exaustor. A partir disso, regulou-se a válvula de agulha para a primeira condição de medição, obtendo-se a medida de pressão a partir do manômetro de coluna d'água. Após isso, regulou-se novamente a válvula de agulha para outra condição realizando o procedimento sucessivamente até a obtenção de todos os pontos necessários.

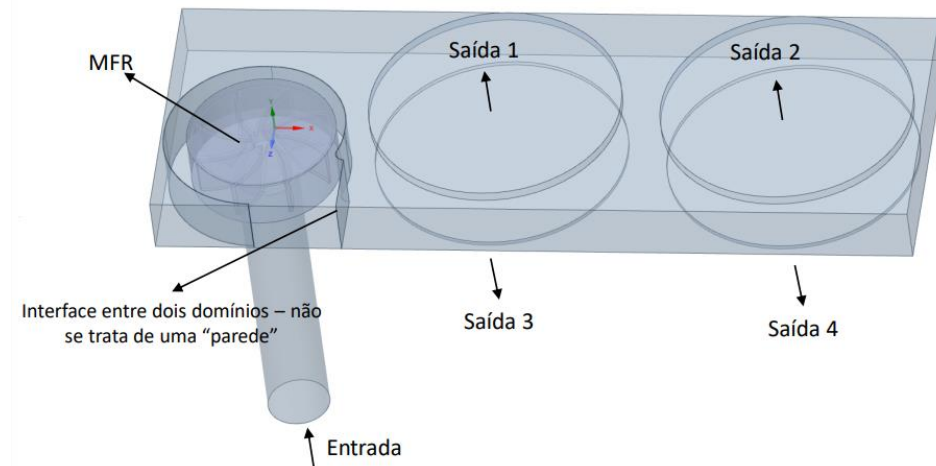
3.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para visualização do fluxo e funcionamento do exaustor, realizou-se simulações numéricas com o *software* dedicado a volumes finitos.

Nas simulações foi utilizado o método *Multiple Reference Frame* (MFR). Nesse método apenas parcela do volume gira em relação a referência parada (PEITER, 2017). Segundo Morel (2015) o MFR oferece a vantagem de simples implementação e exigir pouca capacidade computacional.

Nas simulações foi utilizado o princípio de malha rotativa, sendo definida a rotação do motor como parâmetro. A entrada foi definida no bocal de sucção do exaustor, tendo como objetivo a análise da pressão estática e da vazão volumétrica. A saída do exaustor se deu nos filtros e latões, sendo considerado saída a pressão atmosférica. Além disso definiu-se padrões de malhas e nós a serem seguidos em todas as simulações numéricas. Tendo conhecimento da rotação, a malha foi refinada até apresentar valor de vazão volumétrica aproximada a obtida em ensaios experimentais. O desenho do conjunto utilizada nas simulações, bem como sua entrada e saídas pode ser observado na Fig. 5.

Figura 5 - Desenho do conjunto para simulação.



Fonte: Do autor (2022)

Dois pontos analisados na simulação apresentaram diferença entre a geometria CAD e a geometria real, sendo eles a distância entre rotor/parede e o diâmetro interno das pás. Os valores utilizados podem ser observados na Tab. 1.

Tabela 1 - Diferenças entre geometria CAD e real.

Dimensão [mm]	CAD	Geometria real
Distância rotor/parede	23,60	19,00
Diâmetro interno das pás	162,512	157,43

Fonte: Do autor (2022)

Ressalta-se que essa diferença de valores não influi de maneira significativa nos resultados obtidos.

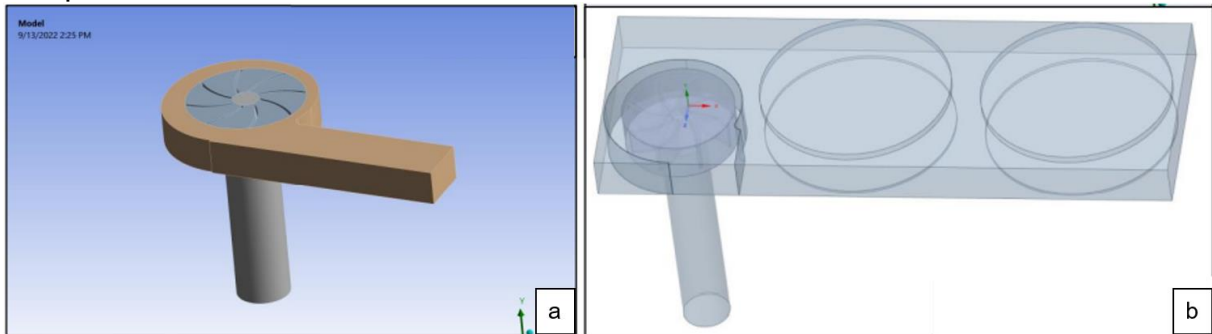
3.4 DETERMINAÇÃO BASELINE

Como ponto de partida para o levantamento de melhorias foi necessário determinar a baseline do projeto, ou seja, sua linha de base. Essa linha definiu os aspectos básicos esperados com o projeto, além de definir os pontos de partida para a execução de melhorias.

Desse modo, foi definido como vazão volumétrica máxima esperada o valor de, aproximadamente, 39,71 m³/min, com pressão estática máxima em torno de 3000 Pa. Ressalta-se que estes valores são esperados em simulações numéricas. Além disso, o rotor baseline possui 8 pás, mesmo número utilizado no rotor de estudo. Os ensaios do baseline foram feitos utilizando apenas um tubo no bocal de entrada.

Para as simulações numéricas, foi desenvolvido um modelo simplificado do conjunto, conforme pode ser observado na Fig. 6.

Figura 6 - Modelo para simulação numérica: a) Modelo simplificado; b) Modelo completo.



Fonte: Do autor (2022)

O modelo simplificado servirá para a realização das simulações iniciais para as soluções propostas e visa avaliar as mudanças feitas no exaustor. Além disso, exige menor recurso computacional, levando em torno de 3 horas para concluir a simulação, enquanto o modelo completo leva em torno de 10 a 20 horas.

3.5 ANÁLISE DA VOLUTA

As primeiras análises realizadas tiveram por objetivo analisar a voluta do exaustor. Inicialmente, desenvolveu-se novas volutas, mas mantendo o *gap* do *cut-off*, que representa a distância entre o rotor e o corte da voluta, igual ao baseline.

Após os testes com as volutas desenvolvidas inicialmente, desenvolveu-se duas novas geometrias de voluta com a alteração do *gap* do *cut-off*. Segundo Krishnan (2019), o *gap* do *cut-off* deve representar de 5 a 10% do diâmetro da voluta. Sendo que o baseline possui 32 mm de *gap* do *cut-off*, as novas geometrias se deram da seguinte forma:

- Voluta 001 – *gap* do *cut-off* com 42mm
- Voluta 002 – *gap* do *cut-off* com 25mm

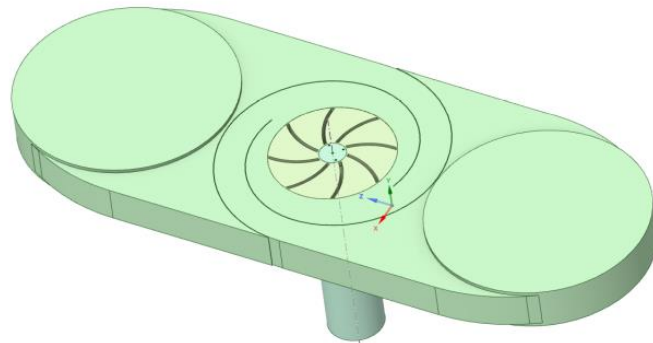
Além das geometrias desenvolvidas, realizou-se a simulação numérica do exaustor sem voluta e com voluta dupla no mesmo conjunto.

Após a realização das simulações numéricas, a geometria que obter melhor desempenho será fabricada para a realização dos testes experimentais em bancadas.

3.6 DUPLA VOLUTA COM ALTERAÇÃO DO LAYOUT DO EXAUSTOR

Buscando maiores opções para otimização de melhorias no exaustor, desenvolveu-se uma nova geometria de exaustor para análise, conforme a Fig. 7.

Figura 7 - Exaustor com dupla voluta.



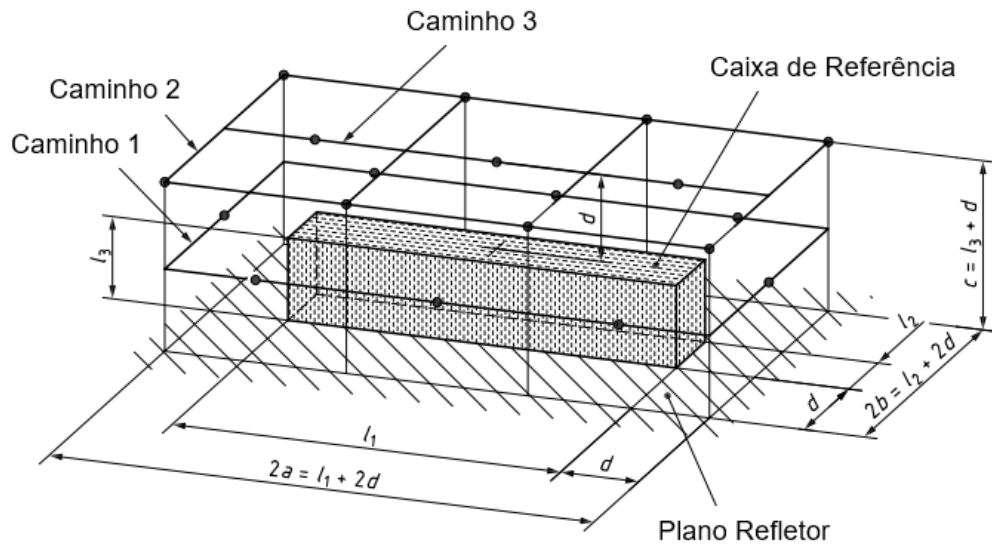
Fonte: Do autor (2022)

Na geometria desenvolvida é possível observar que o rotor foi deslocado para o centro do conjunto, com os reservatórios de coleta em cada lado. As volutas utilizadas foram de geometria igual a voluta 001, desse modo, dependendo dos resultados há possibilidade de otimização de melhorias no conjunto. Além disso, com os reservatórios de coleta posicionados um em cada lado do rotor há possibilidade de melhor otimização de fluxo.

3.7 DETERMINAÇÃO DE POTÊNCIA E PRESSÃO SONORA

A norma ISO 3744:2010 especifica métodos para determinar o nível de potência sonora ou o nível de energia sonora de uma fonte de ruído a partir de níveis de pressão sonora medidos em uma superfície envolvendo a fonte de ruído. A Fig. 8 demonstra a esquemática utilizada para as medições dos níveis de pressão e potência sonora.

Figura 8 - Configuração para medição do nível de potência sonora.

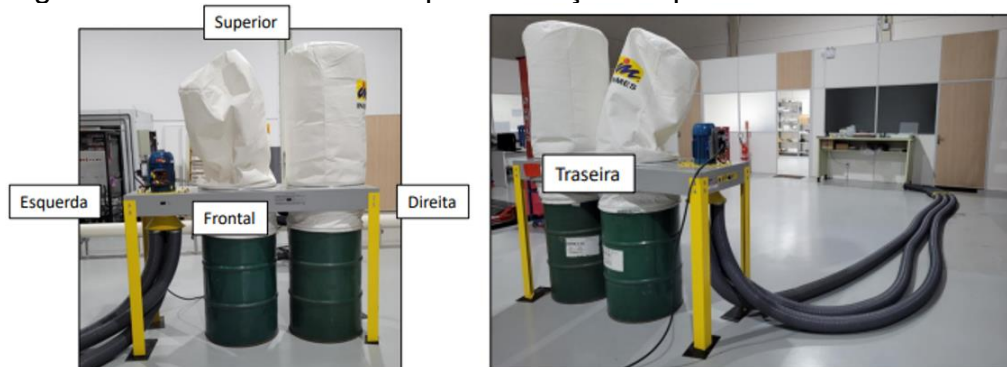


Fonte: Adaptado de ISO 3744 (2010)

O ambiente ideal para medições é um espaço completamente aberto, sem superfícies delimitadoras ou refletoras que não sejam os planos refletores; porém a norma determina procedimentos para a aplicação de correções (dentro de limites especificados) no caso de ambientes que são menos do que o ideal.

Ressaltando, para as medições foram utilizados 19 pontos de medição, sendo feitas a 1m de distância do exaustor, conforme indicado na norma. As faces do exaustor foram divididas em superior, frontal, traseira, esquerda e direita, conforme a Fig. 9.

Figura 9 - Faces do exaustor para medição de potência sonora.



Fonte: Do autor (2022)

Com os dados obtidos em cada ponto de coleta, torna-se possível obter o valor da potência sonora total, por meio da Eq. 2.

$$L_{Total} = 10 \log(10^{L^1/10} + 10^{L^2/10} + \dots + 10^{L^n/10}) \quad (2)$$

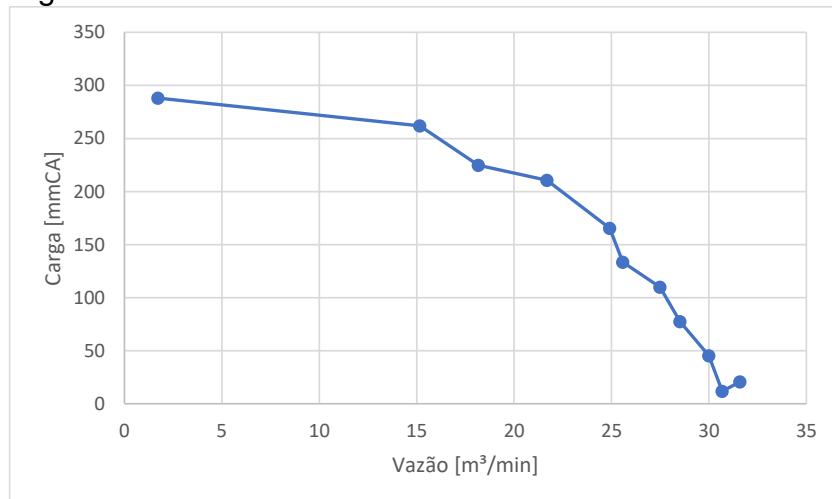
O uso dessa fórmula se justifica pelo fato de que qualquer grandeza em decibéis não pode ser somada aritmeticamente.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 CURVA CARACTERÍSTICA DO EXAUSTOR

O desenvolvimento dos testes preliminares, realizados no LABICOM, tornou possível a obtenção da curva característica do exaustor. Os resultados obtidos nestes ensaios possibilitaram a comparação entre o valor esperado – sendo este de 65 m³/min – e o valor obtido. Ressalta-se que neste primeiro momento, o exaustor foi ensaiado sem carga, ou seja, sem a montagem dos filtros. A Fig. 10 mostra a curva característica obtida.

Figura 10 - Curva característica do exaustor.



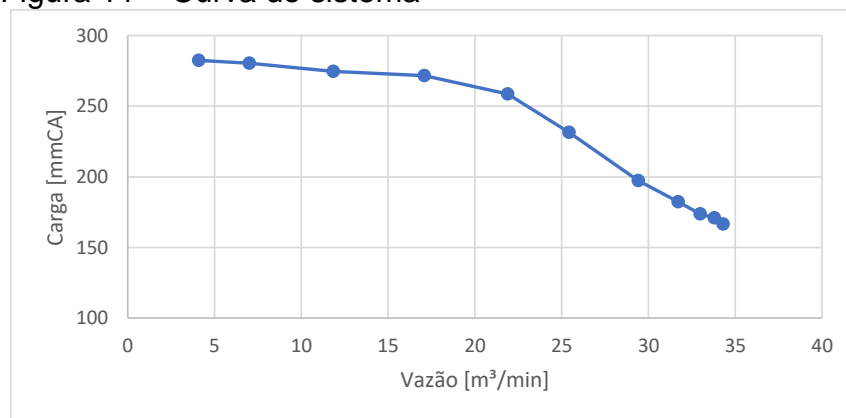
Fonte: Do autor (2022)

Nota-se, que o máximo valor de vazão volumétrica obtida foi de 31,60 m³/min. Esse valor encontra-se 51,3% abaixo da vazão esperada, sendo esta de 65 m³/min, o que confirma a necessidade de melhorias.

4.2 CURVA DO SISTEMA

Conforme constatado a necessidade de melhorias, realizou-se testes mais específicos para a obtenção da curva do sistema. Para isso, o exaustor foi montado em suas condições normais de operação, ou seja, com filtros, mangotes e demais equipamentos fundamentais para coleta de particulados. A Fig. 11 demonstra os valores obtidos.

Figura 11 – Curva do sistema



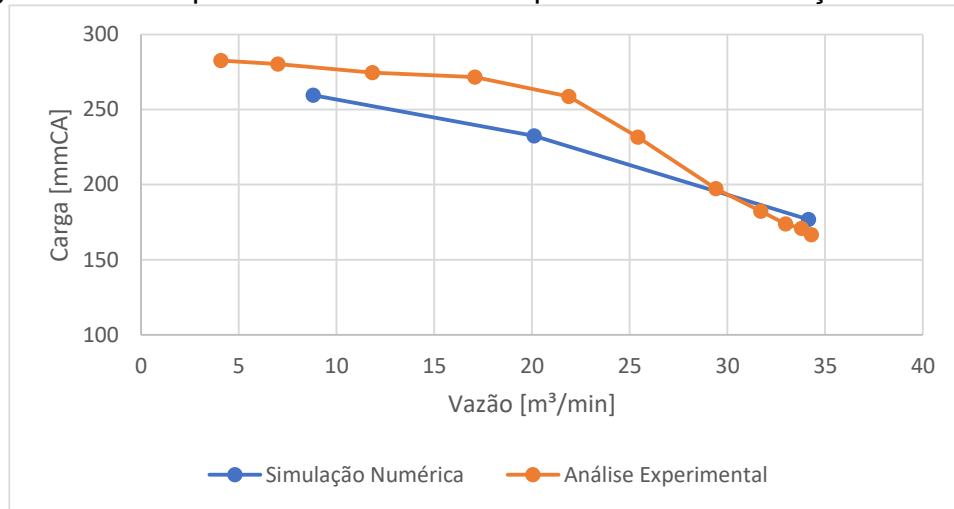
Fonte: Do autor (2022)

Observa-se que o máximo valor de vazão volumétrica obtido foi de 34,29 m³/min. Esse valor encontra-se 47% abaixo do esperado quando comparado ao valor esperado – 65 m³/min – o que confirma a necessidade de melhorias no conjunto. Além disso, com o ensaio experimental do exaustor e do conjunto, foi constatado que com as geometrias e o modelo de conjunto utilizado, se torna inviável o alcance de uma vazão de 65 m³/min, o que de fato justifica a determinação do baseline com 39,71 m³/min.

4.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A simulação numérica permitiu a visualização do fluxo e funcionamento do exaustor. A Fig. 12 mostra a comparação entre os resultados obtidos no ensaio experimental e na simulação numérica. Ressalta-se que para o valor máximo de vazão, ou seja, com o duto completamente desobstruído, utilizou-se apenas o valor de rotação para obtenção dos resultados. Os outros pontos de análise foram definidos utilizando velocidades aproximadas as obtidas em ensaios experimentais.

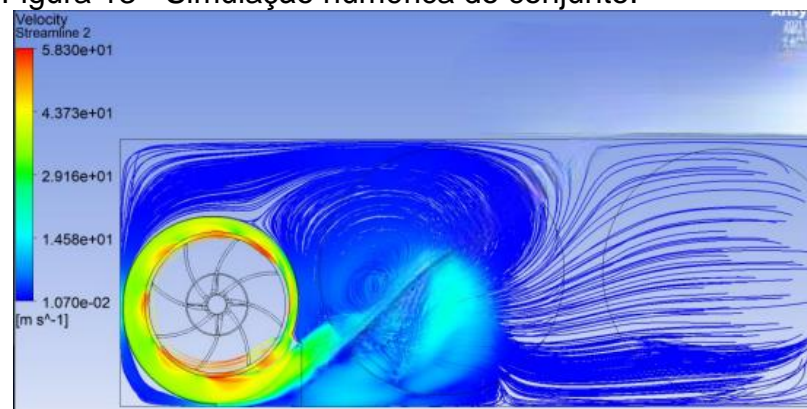
Figura 12 - Comparativo entre ensaio experimental e simulação numérica.



Fonte: Do autor (2022)

O máximo valor de vazão volumétrica obtido na simulação numérica foi de 34,14 m³/min. Observa-se que há pequenas discrepâncias entre os valores obtidos, porém essas diferenças não influem no estudo do exaustor, haja visto que, com as simulações numéricas, se deseja obter valores aproximados que orientem no desenvolvimento de melhorias. Além disso, os *softwares* dedicados a volumes finitos oferecem soluções aproximadas das equações que governam o movimento dos fluídos, dividindo o domínio de cálculos em pequenos volumes ou elementos (MOREL, 2015). A Fig. 13 mostra a simulação obtida para o conjunto.

Figura 13 - Simulação numérica do conjunto.



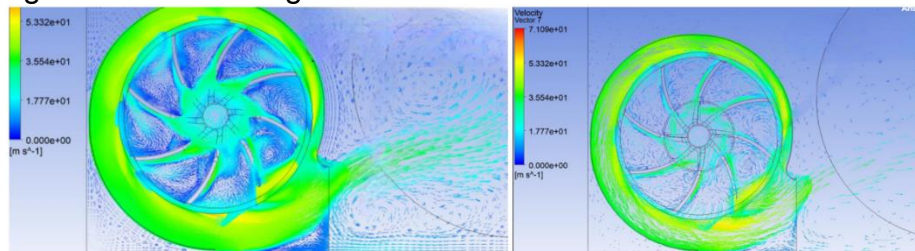
Fonte: Do autor (2022)

Com a simulação foi possível visualizar a má distribuição de fluxo. A voluta não está direcionando o fluxo; o mesmo mantém a direção tangencial provocada pelo

rotor. Além disso, os resíduos estavam ocupando grande parte do primeiro filtro, deixando-o carregado e restando poucas partículas para o segundo filtro.

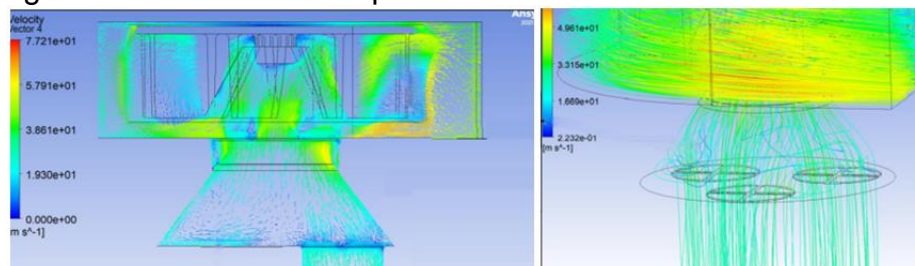
Além disso, nas Fig. 14 e Fig. 15, é possível visualizar a geração de vórtices na saída da voluta e no adaptador de entrada.

Figura 14 - Vórtices gerados na saída da voluta.



Fonte: Do autor (2022)

Figura 15 - Análise do adaptador de entrada.



Fonte: Do autor (2022)

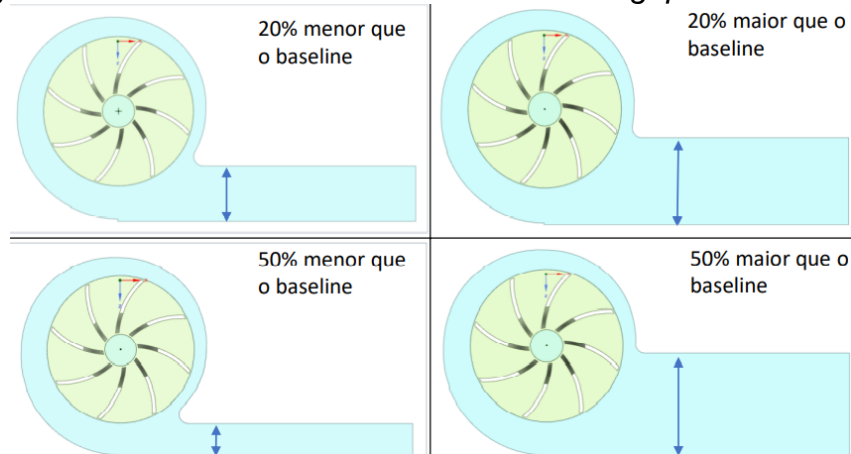
O vórtice gerado na saída da voluta, visualizado na Fig. 14, é provocado pela direção de saída do fluxo e os vórtices gerados entre as pás estão associados com as perdas de energia do sistema, o que influi diretamente na pressão estática e na vazão volumétrica.

Analisando a Fig. 15 é perceptível que o adaptador de entrada favorece a geração de vórtices. Além disso, nota-se que grande parte do fluxo está concentrado no final das pás.

4.4 VOLUTA

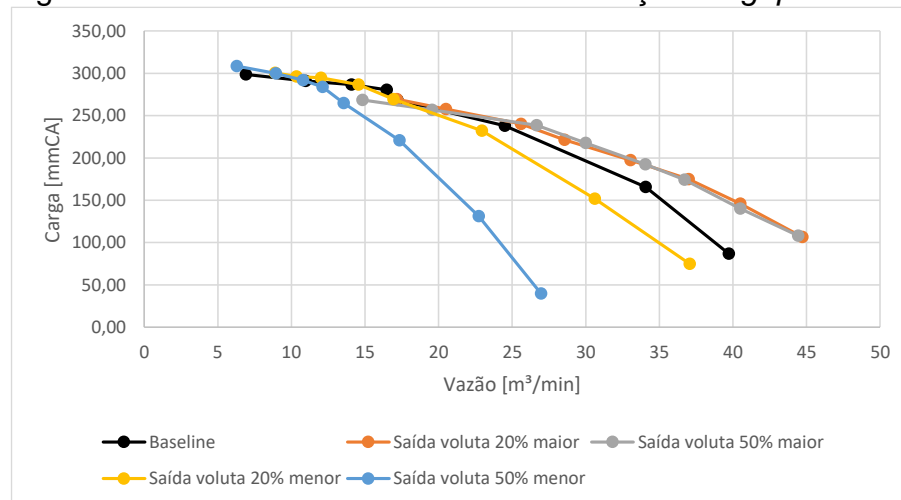
As simulações numéricas realizadas com diferentes tamanhos de voluta sem a alteração do *gap* do *cut-off* permitiram a comparação de desempenho da voluta atualmente utilizada com novos tamanhos para testes. Os modelos desenvolvidos e os resultados obtidos podem ser visualizados nas Fig. 16 e Fig.17.

Figura 16 - Volutas desenvolvidas mantendo o *gap* do *cut-off*.



Fonte: Do autor (2022)

Figura 17 - Geometrias de voluta sem alteração no *gap* do *cut-off*.

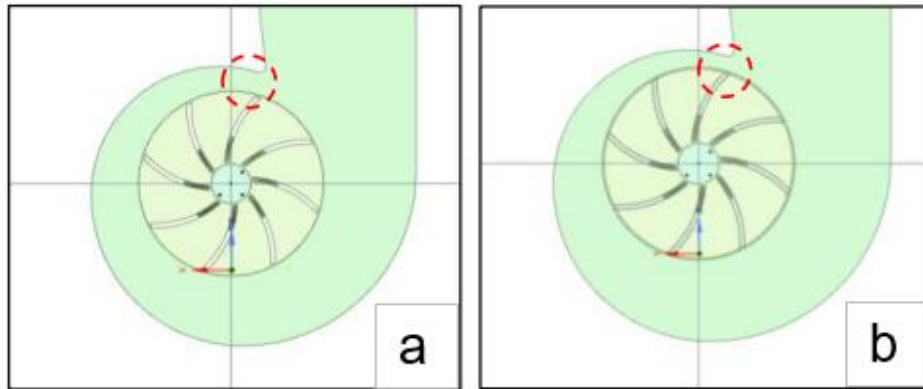


Fonte: Do autor (2022)

Na Fig. 17 é possível visualizar que as geometrias que apresentaram melhor desempenho foram as geometrias 20% e 50% maior que o baseline, chegando a vazões de 44,71 m³/min e 44,43 m³/min, respectivamente. Além disso, as geometrias 20% e 50% menor apresentaram diminuição da vazão e em seu valor máximo de vazão volumétrica apresentaram baixa pressão estática, o que descartou o uso dessas geometrias.

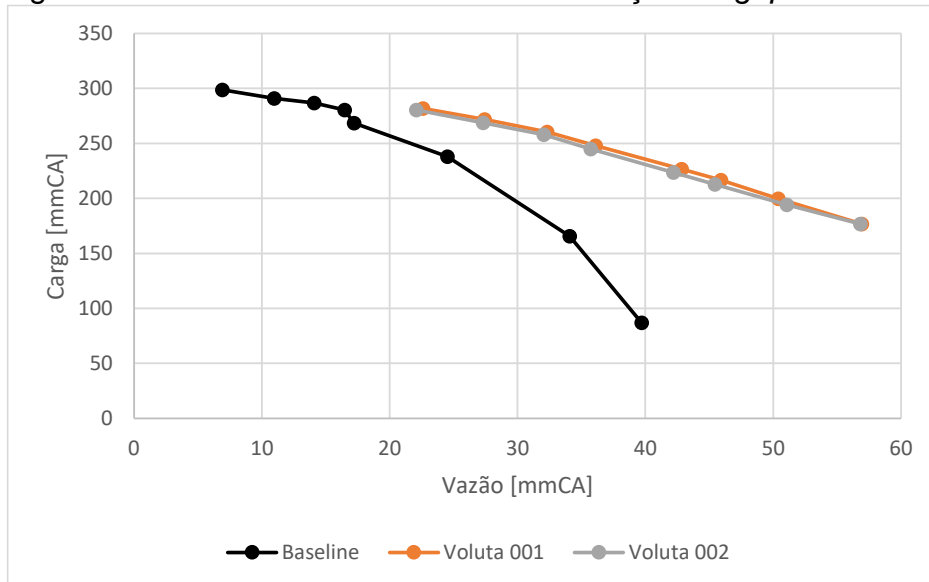
Desse modo, as volutas para teste com alteração do *gap* do *cut-off* foram desenvolvidas 20% maior que o baseline, pelo fato da mesma ter apresentado maior vazão volumétrica e mantendo pressão estática em condições de operação. A voluta 50% maior, por ter apresentado valor aproximado a 20% maior, não foi utilizada para testes posteriores, sendo priorizado a geometria 20% maior. Nas Fig. 18 e Fig. 19 é possível verificar o resultado obtido.

Figura 18 – Alteração no *gap* do *cut-off*. a) Voluta 001; b) Voluta 002



Fonte: Do autor (2022)

Figura 19 - Geometrias de voluta com alteração no *gap* do *cut-off*.

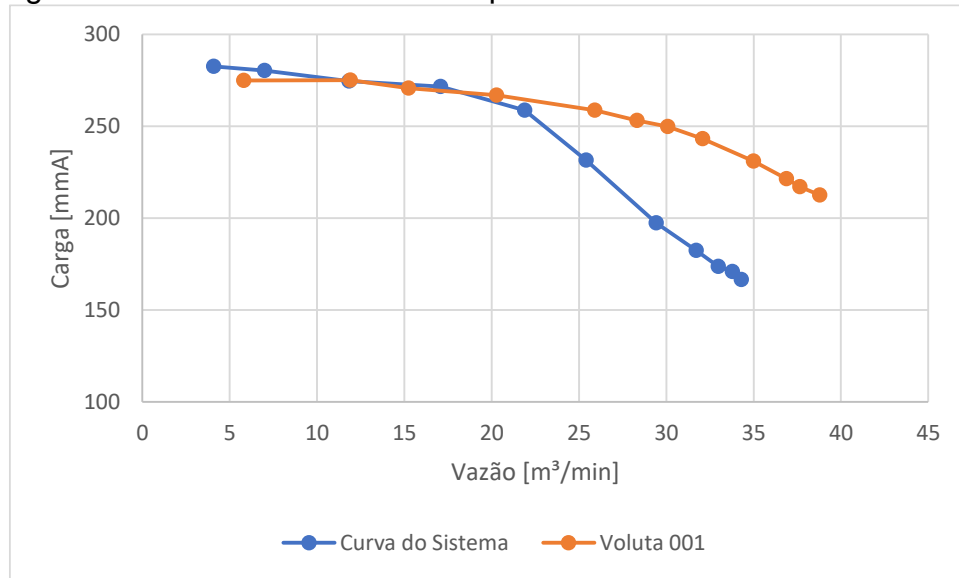


Fonte: Do autor (2022)

Com os resultados visualizados na Fig. 19 foi possível observar o aumento de vazão com a mudança de geometria. A voluta 001 apresentou melhor desempenho atingindo 56,93 m³/min, o que representa melhora de 43% quando comparada ao baseline. Além disso, também pode-se observar o aumento na pressão estática.

Como a voluta 001 apresentou os melhores resultados em simulações numéricas, ela foi fabricada e montada na bancada de testes para a realização dos ensaios experimentais. O resultado pode ser observado na Fig. 20.

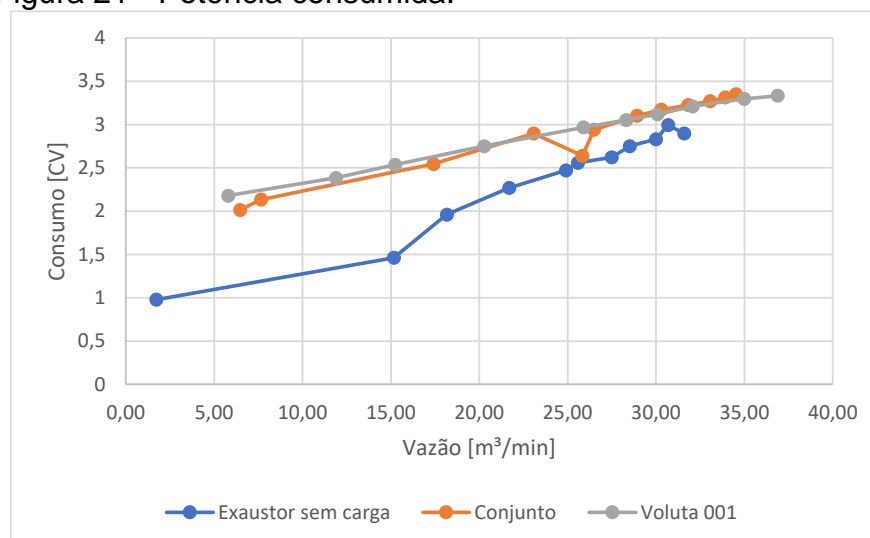
Figura 20 - Curva característica experimental voluta 001.



Fonte: Do autor (2022)

Nos ensaios experimentais foi possível comprovar que a voluta 001 apresenta melhores resultados de vazão volumétrica e pressão estática chegando a 38,78 m³/min, o que significa melhora de 13% na vazão volumétrica quando comparada aos resultados obtidos na curva do sistema. Além disso, realizou-se a análise da potência consumida pelo exaustor conforme observa-se na Fig. 21.

Figura 21 - Potência consumida.



Fonte: Do autor (2022)

Analisando a potência do exaustor sem carga, do exaustor com carga – conjunto – e da voluta 001, foi verificado que o exaustor sem carga apresenta consumo condizente ao motor utilizado, sendo este de 3CV. Quando se trata do

conjunto e da voluta 001, nota-se que o motor se torna ineficaz a partir da vazão volumétrica de 28,93 m³/min para o conjunto e 28,32 m³/min para a voluta 001.

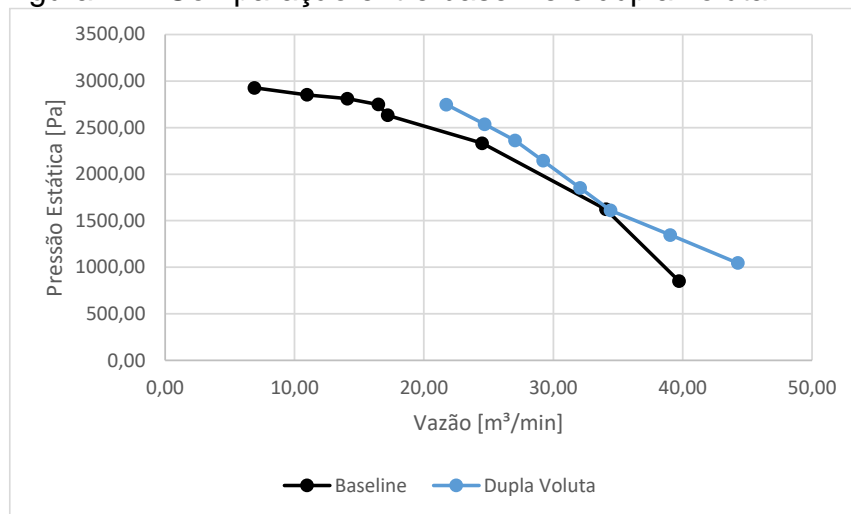
A simulação numérica do exaustor sem voluta apresentou melhoria nos valores de vazão, porém apresentou queda da pressão estática, ou seja, na capacidade de sucção do exaustor. Além disso, o fluxo estava sem direção de saída e com geração de vórtices.

As simulações numéricas do exaustor com voluta dupla no mesmo conjunto, não apresentaram melhoras significativas.

4.5 DUPLA VOLUTA COM ALTERAÇÃO DA GEOMETRIA

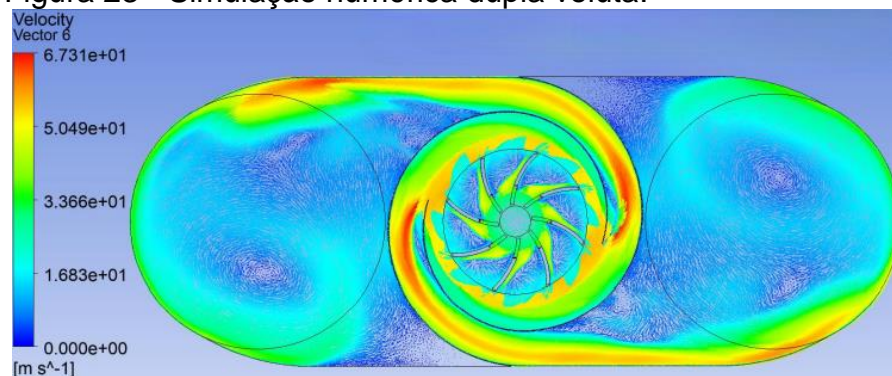
A nova geometria desenvolvida apresentou resultados promissores, superando o baseline, conforme pode ser observado nas Fig. 22 e Fig. 23.

Figura 22 - Comparação entre baseline e dupla voluta.



Fonte: Do autor (2022)

Figura 23 - Simulação numérica dupla voluta.



Fonte: Do autor (2022)

Na Fig. 22 foi possível constatar que a geometria com dupla voluta apresentou aumento nos valores de vazão volumétrica, chegando a 44,25 m³/min.

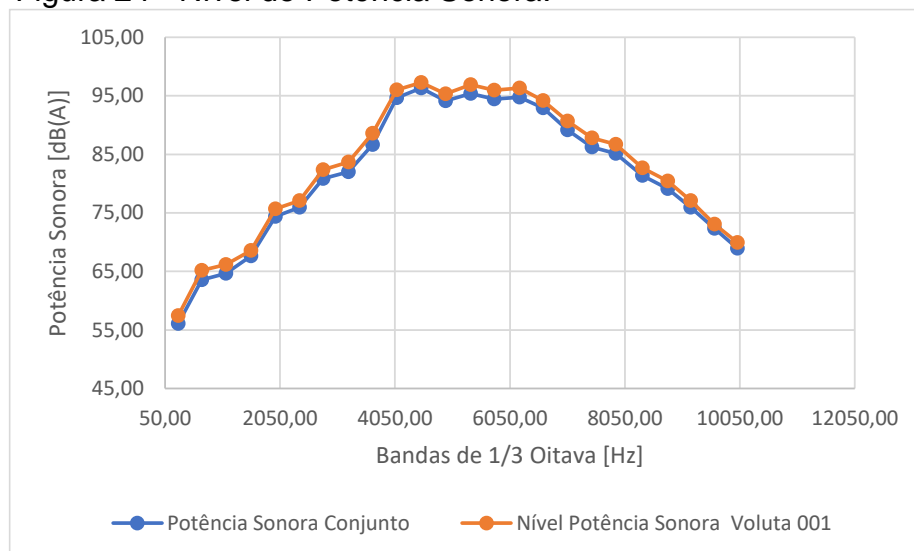
Na Fig. 23 é possível visualizar que a nova geometria apresentou melhor distribuição de resíduo entre os reservatórios de coleta, desse modo, os dois reservatórios trabalham de maneira igual sem que haja saturação em um deles. Cabe citar que essa geometria apresenta acúmulo de partículas em suas partes retas.

4.6 POTÊNCIA SONORA E PRESSÃO SONORA

Com a realização dos testes foi possível determinar se os níveis de pressão e potência sonora encontram-se dentro dos limites permitidos por normas e regulamentações.

A Fig. 24 mostra os níveis de potência sonora total obtidos para o conjunto e para a voluta 001.

Figura 24 - Nível de Potência Sonora.



Fonte: Do autor (2022)

Com os dados analisados na Fig. 24, constatou-se que o somatório dos níveis de potência sonora, feito com base na Eq.2, chegou a 103,5dB(A). Além disso, o nível de pressão sonora obtido a 1m do exaustor apresentou o valor de 87dB(A).

Além disso, realizando a análise da potência sonora da voluta 001 foi constatado o aumento do nível de potência sonora, chegando a 105,1dB(A) e nível de pressão sonora de 90,84dB(A).

Ressalta-se ainda que, segundo a NR-15, o nível de pressão sonora máximo permitido para exposição de 8 horas diárias a distância de 1m do equipamento sem o uso de Equipamento de Proteção Individual (EPI) é de 85dB(A), sendo assim, se faz necessário a recomendação de uso de EPI durante o tempo de operação do exaustor. Além disso, é necessário verificar a necessidade do uso de Equipamento de Proteção Coletiva (EPC) pelo fato do ambiente em que o exaustor está localizado, pode ter a presença de mais de um operador.

4.7 RESULTADOS GERAIS

Os resultados gerais, que serviu para a visualização mais clara e objetiva dos resultados obtidos, pode ser observada na Tab. 2.

Tabela 2 – Resultados gerais.

Condição de análise	Tipo de análise	Vazão volumétrica máxima [m³/min]	Pressão estática máxima [Pa]
Exaustor sem carga	Experimental	31,60	2809,87
Exaustor com carga	Experimental	34,29	2768,95
Exaustor com carga	Numérica	34,14	2544,21
Baseline	-	39,71	2927,08
Voluta 20% menor	Numérica	37,06	2945,12
Voluta 50% menor	Numérica	26,96	3023,37
Voluta 20% maior	Numérica	44,71	2639,23
Voluta 50% maior	Numérica	44,43	2632,11
Voluta 001	Numérica	56,93	2762,37
Voluta 001	Experimental	38,78	2694,56
Voluta 002	Numérica	56,80	2747,31
Nova geometria	Numérica	44,25	2746,21

Fonte: Do autor (2022)

Analisando a Tab. 2 foi possível verificar que, apesar da geometria 50% menor ter apresentado a maior pressão estática, houve grande diminuição da vazão volumétrica deixando-a abaixo da vazão aceitável para a operação do exaustor, não atendendo as demandas exigidas.

A voluta 001 apresentou melhor vazão volumétrica nas simulações numéricas e manteve a pressão estática entre a faixa de 2500Pa e 3000Pa, garantindo a condição de operação do exaustor, o que justifica seu uso no desenvolvimento de



melhorias. Além disso, em ensaios experimentais apresentaram melhora quando comparada ao exaustor sem carga e com carga.

5 CONCLUSÃO

A análise inicial do exaustor sem carga, foi de extrema importância para continuação do projeto, pois foi a partir dela que foi constatado que o exaustor apresentava problemas em seu desempenho em relação a vazão volumétrica *versus* pressão estática.

O acréscimo dos filtros e mangotes na montagem do exaustor elevou sua vazão volumétrica quando comparada ao exaustor sem carga e ocasionou uma pequena diminuição de sua pressão estática, porém como essa diferença foi de apenas 1,4% não terá influência significativa.

Além disso, as análises iniciais indicaram que com as geometrias e condições de uso a serem utilizadas a vazão de 65 m³/min não será atingida.

Os resultados obtidos com a diminuição da voluta em 20% e 50% constataram que essa diminuição na voluta não permite o correto desenvolvimento e recalque das partículas, o que prejudica de maneira significativa na vazão volumétrica do exaustor. Além disso, com a redução da área da voluta, ocorreu o aumento da velocidade o que ocasiona a redução da pressão estática que prejudica na capacidade de sucção das partículas, tornando seu uso inadequado e ineficiente.

A utilização da voluta 20% maior com alteração no *gap* do *cut-off* para 42mm – voluta 001 – demonstrou que, além de manter o tamanho adequado da voluta, é necessário manter o *gap* do *cut-off* em adequação à mesma. O *gap* do *cut-off* representando cerca de 10% da voluta permitiu o bom desempenho do fluxo elevando o valor de vazão e mantendo boa pressão estática no conjunto.

A análise da potência do exaustor apresentou outro ponto a ser considerado nas análises. O consumo acima de 3CV, pode ocasionar a diminuição da rotação, o que de modo instantâneo prejudica no desempenho do exaustor e a longo prazo pode ocasionar a queima dos componentes e até mesmo do motor em si.

O desenvolvimento de uma nova geometria, deslocando o rotor para o centro do conjunto, se mostrou eficiente em simulações numéricas, mantendo bons



valores em pressão estática e vazão mássica – 1045,96 Pa e 44,25 m³/min – e melhorando a distribuição de partículas entre os filtros não os saturando.

Com a análise da potência sonora, foi constatado que o pico máximo do nível de potência sonora foi de 103,5dB, além do nível de pressão estática de 87dB(A), o que está acima dos níveis permitidos por normas, exigindo o uso de protetores auriculares durante o período de operação do exaustor.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Análise do ruído da voluta 001;
- Realizar a fabricação e teste do exaustor com o rotor deslocado para o centro;
- Melhorar o conjunto do exaustor com rotor deslocado ao centro, fazendo novos testes com diferentes volutas, além eliminar ou reduzir o acúmulo de partículas das partes retas;
- Testar novas geometrias que permitam ao motor trabalhar em sua faixa de operação, consumindo no máximo 3CV;
- Estudar a faixa de 4050 a 8050Hz a fim de reduzir o nível de potência e pressão sonora, visando maior conforto acústico.

REFERÊNCIAS

ALÉ, Jorge Vilar, 2011, "Sistema de Ventilação Industrial – Ventiladores". PUCRS – Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica, Porto Alegre – RS , 29p.

ANSI/AMCA 210-07. "Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. An American National Standard". Arlington Heights, USA, 2007.

BARBOSA, Adriano Aurélio Ribeiro, 2014, "Implementação de método de potência sonora em serra-mármora", Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, Brasil, 182p.

CLEZAR, C.A.;NOGUEIRA, A.C., "Ventilação Industrial", Vol. 2, Florianópolis-SC, 2009, 11p.

DIAS, L. F. R., MACÊDO, R. M., PELLI, A.,2018, "Pressão sonora, poluição e a saúde das pessoas", Acta Biologica Brasiliensia, Vol.1, N. 1, Minas Gerais.



EID, Guilherme Turazzi, 2009, "Dimensionamento de um sistema de exaustão local em uma indústria moveleira", Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Porto Alegre - RS, Brasil, 30p.

ISO 3744, "Acoustics — Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure — Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane". Switzerland, CH, 2010.

ISO 5167-2, "Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full — Part 2: Orifice plates". Switzerland, CH, 2003.

KRISHNAN, Santhana, "Understand Centrifugal Fan: Basic Calculation for Fan Circuit", Independently published, 2019, 61p.

LIMA, Elaine Garcia, 2005, "Diagnóstico ambiental de empresas de móveis em madeira situadas no pólo moveleiro de Araçongas/PR", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Paraná, Curitiba - PR, 150 p.

MACINTYRE, A. J., "Ventilação Industrial e Controle de Poluição", 2ª Ed, Editora Guanabara, Rio de Janeiro, Brasil, 1990, 404p..

MAIA, R.S.; Vilela, R.L.; Goulart, J., "Caracterização das curvas de potência de um ventilador de fluxo axial", XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia, Agosto, 13-17, 2012, São Carlos, SP, Brasil.

MARTINS, Paulo Roberto Lückmann, 2011, "Evolução metrológica de uma bancada de ensaios de ventiladores radiais", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis - SC, Brasil, 181p.

MATAIX, Claudio, "Mecânica de Fluido y Maquinas Hidraulicas", 2ª Ed, Icai Madrid, Espanha, 1986, 345p.

MILMAN, Mario José, 2002, "Equipamentos para pré-processamento de grãos". Universidade Federal de Pelotas - UFPel, Pelotas-RS, 210p.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. NR 15 – Atividades e Operações Insalubres. Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 2014.



MOREIRA, Adson Bezerra, 2006, "Análise de operação de sistemas de ventilação industrial visando à eficiência energética", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará - UFC, Fortaleza - CE, Brasil, 166p.

MOREL, Pedro Luis Reyes, "Simulación de rotores eólicos mediante CFD", Monografia, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas, Santa Clara, Cuba, 95p.

MOTA, Pedro Henrique Augusto, 2018, "Estudo aero acústico numérico e experimental de ventilador axial", Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá - MG, Brasil, 149p.

MSPC. Ventiladores Radiais. Disponível em: <https://www.mspc.eng.br/dir80/vent1.php>. Acesso em: 23/05/2022

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS, Manual Técnico, Boletim Técnico nº 2: Leis dos Ventiladores, Porto Alegre – RS, 62p.

PAIVA, Rodrigo Anderson, 2015, "Análise de confiabilidade de um moto-ventilador centrífugo: aplicação no sistema de pressurização de subestação industrial para garantia da segurança operacional na indústria petroquímica", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal - RN, Brasil, 190p.

PEITER, Amanda Santana, 2017, "Estudo experimental, simulação e modelagem do efeito de agitação e mistura no processo da produção de biodiesel de soja (Glycine max) metílico e etílico", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande – PB, Brasil, 117p.

PROCEL INDÚSTRIA, Ventiladores e exaustores: guia básico, 2009, Brasília – DF, 82p.

SANTOS, Felipe Ludwig, 2013, "Dimensionamento e projeto de um ventilador centrífugo", Monografia, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul - UNIJUÍ, Panambi - RS, 86p.

SCHIRMER, W.N.; CORTEZ, A.M.; KOZAK, P.A., 2008, "Ventilação industrial: uma ferramenta na gestão de resíduos atmosféricos em indústrias moveleiras – estudo de caso", Revista de Ciências Ambientais, Vol. 2, pp. 15-28.

SILVA, J.S., VITOR, D.G., LOPES, R.P., 2008, "Construção de ventiladores centrífugos para uso agrícola", Comunicado Técnico, Brasília - DF, Brasil, 13p.



TOGINHO FILHO, D. O., 2012, "Nível de Pressão Sonora – Uso do decibelímetro", Catálogo de Experimentos do Laboratório Integrado de Física Geral Departamento de Física, Universidade Estadual de Londrina – PR, Brasil, 4p.

VIEIRA SOBRINHO, Fernando, 2002, "Ventilação local exaustora em galvanoplastia", FUNDACENTRO, São Paulo - SP, Brasil, 87p.

ABSTRACT

Exhaust fans play an extremely important role in the furniture industry, collecting harmful particles for machines and operators. Some bodies, such as INMETRO, and regulatory standards inspect and regulate this equipment in order to guarantee the safety and quality of equipment and operators. Aiming to deliver a quality product that meets the necessary demands and in accordance with regulatory bodies and standards, the focus is on carrying out a study on a 3 CV industrial exhaust fan, analyzing its problems and possibilities for optimization. For this, software dedicated to finite volumes will be used to carry out numerical simulations that make it possible to visualize the performance of the hood and provide guidance in the development of improvements and the manufacture of geometries for testing. In addition, the use of test benches developed for experimental tests will allow the validation of numerical tests. Preliminary results confirmed that the hood was not adequate, with a volumetric flow rate 47% lower than expected, in addition to having a sound pressure level above that allowed by standards, as verified in experimental tests. In this way, several optimization points were identified that allow better performance in the set. For example, the change in volute used showed an increase of 13% in the volumetric exhaust flow in experimental tests. In addition, the use of a new geometry with the rotor displaced towards the center of the set offers better distribution of particles, preventing saturation of the collectors.

Key-words: Centrifugal exhaust fans. Volumetric flow. Volute optimization

AGRADECIMENTOS

A Deus que guiou meus passos até o alcance de meus objetivos.



A família e amigos, pelo incentivo, paciência e apoio em todos os momentos.

A INMES, por todo apoio e suporte no desenvolvimento do trabalho

Ao curso de Engenharia Mecânica da UniSATC e seus respectivos professores, por todo conhecimento, apoio e incentivo passados até aqui.