

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA SIMPLIFICADA PARA PROJETO DE VENTILADORES AXIAIS

Paulo Roberto Wander, prwander@unisinos.br¹

Willian Leandro Schneider, willianschneider@outlook.com¹

¹Universidade do Vale do Rio dos Sinos, UNISINOS, Av Unisinos, 950, São Leopoldo, RS, CEP 93022-750, Brasil.

Resumo: Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia simples para projeto de ventiladores axiais. A partir de uma revisão da literatura existente, foi definida uma metodologia de cálculo baseada no modelo de escoamento de vórtice potencial. Com os resultados obtidos pela metodologia de cálculo, o projeto de um ventilador protótipo com perfil aerodinâmico foi executado e ensaiado na bancada de testes da empresa. Após a comparação experimental com um modelo de mercado, verificou-se que a eficiência apresentada pelos dois modelos foi semelhante, na faixa de 40% a 44%. Porém, a eficiência proposta na base de dados de entrada não foi atingida. Para uma vazão de 0,27 m³/s, o ventilador protótipo forneceu 204 Pa de pressão total, superando o ventilador de mercado que forneceu 115 Pa de pressão total. A fim de garantir a validade da lei dos ventiladores para esta aplicação o trabalho apresenta um comparativo entre parâmetros teóricos obtidos pela lei dos ventiladores e resultados experimentais, onde verifica-se a aplicabilidade da semelhança dinâmica proposta pela lei.

Palavras-chave: Ventilador Axial, Perfil aerodinâmico, Vórtice Potencial

1. INTRODUÇÃO

Os ventiladores são equipamentos relativamente simples utilizados numa grande gama de produtos, como sistemas de arrefecimento, ventilação industrial, condicionamento de ar e em produtos eletrônicos, entre outros. A princípio uma simples chapa com ângulos adequados presa a um rotor pode formar a pá de um ventilador e fornecer uma vazão de ar com uma certa pressão, porém, para que seja obtida uma boa eficiência é necessário um projeto cuidadoso. Conforme Henn (2006), a simulação numérica avançou muito nos últimos anos atingindo elevado grau de satisfação, mas os conceitos básicos e métodos generalizados de cálculo têm-se mantido válidos ao longo dos anos, e se tornam necessários para um entendimento inicial, que pode vir a gerar uma economia de tempo, recursos e esforço.

Para empresas que fabricam equipamentos que utilizam ventiladores, mas não como produto principal, depender de produtos de mercado pode não satisfazer a necessidade de vazão e pressão desejadas. Por outro lado, uma estrutura de engenharia especializada que realize projetos através de simulação numérica e faça os protótipos e testes necessários, terá um custo muito alto. Dessa forma, conhecendo-se os princípios básicos de ventilação e aerodinâmica, é possível desenvolver uma metodologia simplificada que gere projetos viáveis e com eficiência suficiente a um custo competitivo.

Ventiladores axiais são descritos como máquinas em que o fluxo de ar é paralelo ao eixo da hélice e a compressão é obtida por aceleração axial, apresentando custo relativamente baixo e podem ser alimentados por transmissão direta ou por correias (CEATI, 2008; COSTA, 1978; OSBORNE, 1977). De acordo com Munson (2004), os escoamentos, apesar de complexos, podem ser analisados através do triângulo de velocidades e com modelo de escoamento simples, conforme ilustra a Fig. 1.

Conforme pode ser observado na Fig. 1 a velocidade angular constante (ω) é provida por um motor elétrico acoplado ao eixo de acionamento e ao ser multiplicada pelo raio gera a velocidade tangencial “u”, enquanto a velocidade relativa “w” é determinada pelo ângulo da pá. A velocidade absoluta é a soma vetorial das velocidades tangencial e relativa (Eq. 1).

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (1)$$

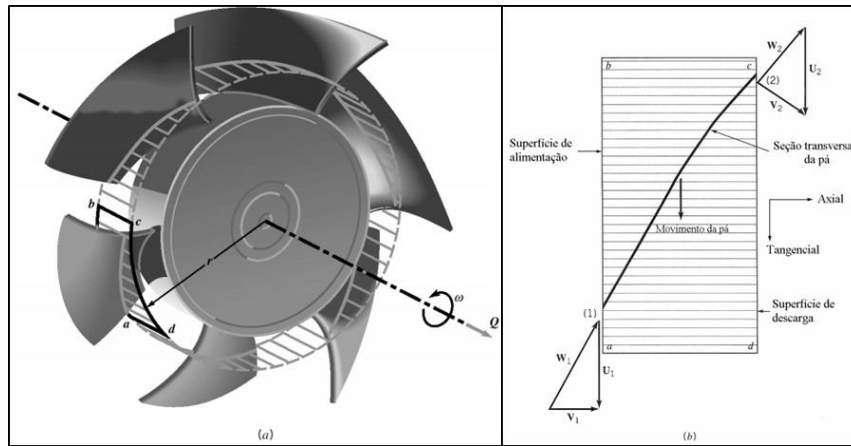


Figura 1. Escoamento em um ventilador axial

Para rotores axiais, o escoamento pode ser considerado a superposição de duas correntes. Uma corrente axial uniforme e outra corrente com partículas se movendo em trajetória circular, gerando um fluxo desenvolvido sobre superfícies cilíndricas concêntricas. As partículas deste fluido adquirem a mesma velocidade tangencial e velocidade angular quando situadas na mesma superfície cilíndrica. Porém, variam de um cilindro para outro, causando uma distribuição de pressões ao longo do raio. (HENN, 2006). Isto ocorre devido a compensação da força centrífuga, já que deve existir a condição de equilíbrio do escoamento de trajetória circular, de acordo com a Eq. 2, onde p é a pressão num determinado raio, r , e c_u é a componente tangencial da velocidade absoluta.

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (2)$$

A componente da velocidade tangencial varia com o raio, como pode ser visto na Fig. 2, onde é mostrada a variação em uma turbina hidráulica no gradiente vetorial acima do eixo horizontal, e bomba ou ventilador no gradiente abaixo do eixo horizontal.

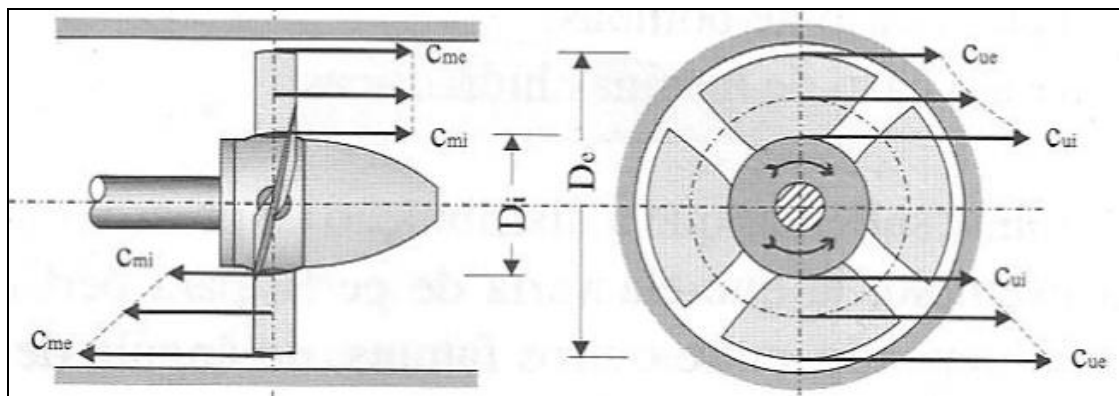


Figura 2. Distribuição de velocidades num rotor axial

A variação da velocidade ocorre segundo a Eq. 3, onde o valor do expoente “n” define o tipo de escoamento: “1” para vórtice potencial e “-1” para vórtice forçado.

$$c_u r^n = cte \quad (3)$$

O tipo de escoamento adotado nesse trabalho é o vórtice potencial que, segundo Wallis (1961), é o mais utilizado no projeto de ventiladores axiais, pois permite um método mais simples de projeto e resulta em maiores eficiências. Nesse tipo de escoamento a energia trocada entre o rotor e o fluido ao longo do raio é constante, portanto, após algumas simplificações, a equação fundamental das máquinas de fluxo (equação de Euler) fica conforme a Eq. 4. (HENN, 2006).

$$Y_{pá} = \omega r c_u \quad (4)$$

Aplicando-se a teoria aerodinâmica para máquinas de fluxo axiais pode-se determinar as forças de sustentação e arrasto entre a pá e o escoamento de ar adotando-se os coeficientes obtidos por ensaios experimentais dos diversos perfis aerodinâmicos, onde se destacam os ensaiados pelo laboratório *Göttingem* na Alemanha, NACA (*National Advisory Committee for Aeronautics*) dos Estados Unidos e os perfis Munk ensaiados por F. Numachi. (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979). No caso de máquinas de fluxo é necessário fazer-se correções para escoamento em grade e considerações em função dos vórtices de ponta de asa.

De acordo com Henn (2006), Pfleiderer e Petermann (1979) e Souza (2011), o ângulo β que uma tangente ao perfil forma com a direção da velocidade tangencial, u , em máquinas geradoras, pode ser descrito pela Eq. 5 e ilustrado pela Fig. 3.

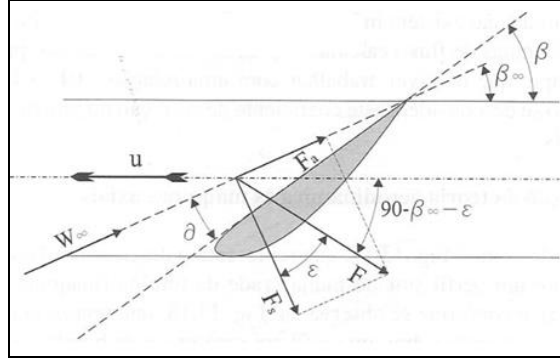


Figura 3. Distribuição de forças sobre um perfil de máquina de fluxo geradora

Na figura pode ser visto que o ângulo β é devido a construção da pá, enquanto o ângulo β_∞ está relacionado com a direção da velocidade relativa não perturbada, w_∞ . A força F resultante pode ser decomposta em força de sustentação, F_s , e força de arrasto, F_a .

$$\beta = \beta_\infty + \vartheta \quad (5)$$

O ângulo ϑ é o ângulo de ataque, e para valores abaixo de 7 graus há uma dependência linear com o coeficiente de sustentação, C_s . Em máquinas de fluxo geradoras o atrito representa uma contribuição positiva e pode-se simplificar a expressão base para o cálculo dos perfis de um rotor de máquina de fluxo axial, nas suas diversas seções cilíndricas, pela teoria aerodinâmica, conforme Eq. 6. (HENN, 2006; PFLEIDERER; PETERMANN, 1979; SOUZA, 2011).

$$C_s L = \frac{120 Y_{pá}}{N n w_\infty} \quad (6)$$

Nessa equação, L é o comprimento da corda do perfil, N é o número de pás e n é a velocidade de rotação do rotor.

2. PERFIL AERODINÂMICO

Para esse projeto foi escolhido o perfil *Göttingem* 387, o qual é muito usado em rotores de ventiladores axiais, conforme Souza (2011). As principais características e as coordenadas x e y em função do comprimento da corda do perfil (L) podem ser facilmente encontrados na literatura especializada. O coeficiente de sustentação varia com o ângulo de ataque de acordo com a Eq. 7, onde $y_{máx}$ é a espessura máxima do perfil e K_1 e K_2 são constantes adimensionais característicos da família de perfis, que nesse caso valem respectivamente 4,4 e 0,092.

$$C_s = K_1 \frac{y_{máx}}{L} + K_2 \vartheta \quad (7)$$

3. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO

Inicialmente é necessário obter-se os dados necessários para a aplicação em questão, como vazão, pressão e rotação, e estimar as eficiências (interna, volumétrica, mecânica e elétrica). Além disso, é necessário verificar outras limitações, tais como o diâmetro máximo, diâmetro do cubo, tipo de acionamento e outros. Com essas informações é possível calcular a rotação específica, n_{qA} , que especifica a característica do tipo de rotor e é utilizada para determinar o coeficiente de pressão médio (ψ_m), conforme a Eq. 8 (SOUZA, 2011).

$$\psi_m = (0,8623 + 0,002074 n_{qA})^{-2} \quad (8)$$

Através desse coeficiente pode-se calcular a velocidade tangencial no diâmetro externo e com a rotação já definida, o diâmetro externo.

O número de pás foi definido a partir da observação de produtos similares no mercado para evitar apresentar um produto muito diferente, já que esse parâmetro não desempenha um papel tão importante. Com o número de pás e o diâmetro externo define-se o passo entre as pás (t).

A velocidade meridiana, c_m , é obtida pela equação da continuidade considerando a área de passagem entre os diâmetros externo e interno. Convém lembrar que para escoamento do tipo vórtice potencial a velocidade meridiana é considerada constante ao longo do raio. As velocidades tangenciais são determinadas a partir da velocidade angular e o raio. Conforme Souza (2011), define-se o termo “ U ” como a metade da diferença das projeções das velocidades absolutas na direção tangencial, calculado de acordo com a Eq. 9, onde η_i é a eficiência interna.

$$U = \frac{Y}{2\eta_i u} \quad (9)$$

Por trigonometria obtém-se o ângulo β_∞ dividindo a velocidade meridiana pela diferença entre u e U , o que permite calcular a velocidade w_∞ pela Eq. 10.

$$w_\infty = \frac{c_m}{\sin \beta_\infty} \quad (10)$$

Com essas informações e as características do perfil aerodinâmico pode-se determinar a espessura máxima, a geometria do perfil e os ângulos da pá ao longo do raio.

4. PROJETO DO ROTOR

Em função de solicitações do mercado, foram definidos alguns parâmetros de operação como uma vazão de 0,38 m³/s e uma pressão total de 107 Pa, além de outros parâmetros, conforme a Tab. 1.

Tabela 1. Dados de entrada do projeto

VARIÁVEL	VALOR	UNIDADE
$\dot{Q}$	0,38	m ³ /s
$Y (\Delta p_i / \rho)$	89	J/kg
n	3300	rpm
η_v	96	%
η_i	88	%
η_m	99	%
η_{el}	50	%
L/t	1	[-]
D_i	0,109	m
N	5	[-]

Algumas características de desempenho já podem ser calculadas a partir dos dados apresentados e dão início ao cálculo da geometria da pá conforme a metodologia apresentada. Essas informações estão na Tab. 2.

Tabela 2. Parâmetros iniciais de projeto

VARIÁVEL	RESULTADO	UNIDADE
$\dot{Q}_r$	0,396	m ³ /s
n_{qA}	1192	[-]
ψ_m	0,092	[-]
D_e	0,255	m
P_{mec}	97,45	W
c_m	9,52	m/s

Com esses parâmetros foi possível calcular a geometria das pás ao longo do raio do rotor. Na Tab. 3 são apresentados os principais resultados para os diâmetros interno, médio e externo. Observa-se que há uma variação dos ângulos ao longo do raio.

Tabela 3. Resultados da geometria para três diâmetros

VARIÁVEL	D_i	D_m	D_e	UNIDADE
u	18,83	31,41	43,99	m/s
U	2,68	1,61	1,15	m/s
β_∞	30,52	17,71	12,53	graus
w_∞	18,74	31,29	43,89	m/s
L	0,068	0,103	0,141	m
$y_{máx}$	0,0074	0,00491	0,00243	m
C_s	0,573	0,2276	0,1187	[-]
$\hat{o}$	1,04	0,53	0,69	graus
β	31,55	18,24	13,22	graus
$Y_{pá}$	100,48	114,34	118,73	J/kg

Analisando os valores calculados observa-se que o objetivo do modelo de vórtice potencial, que é manter a energia fornecida ao fluido constante ao longo do raio, foi obtido pois o valor de $Y_{pá}$ não varia mais de 16% do cubo até a extremidade da pá. Para que isso ocorra é necessário que se faça uma “torção” na pá, o que pode ser observado na redução do ângulo β . Outro resultado importante é o ângulo de ataque que ficou bem abaixo dos 7° , o que garante uma maior similaridade entre os dados experimentais e teóricos devido a não ocorrência de vórtices na parte superior da pá.

O formato dos perfis pode ser visto na Fig. 4 e da pá mais o conjunto montado na Fig. 5.

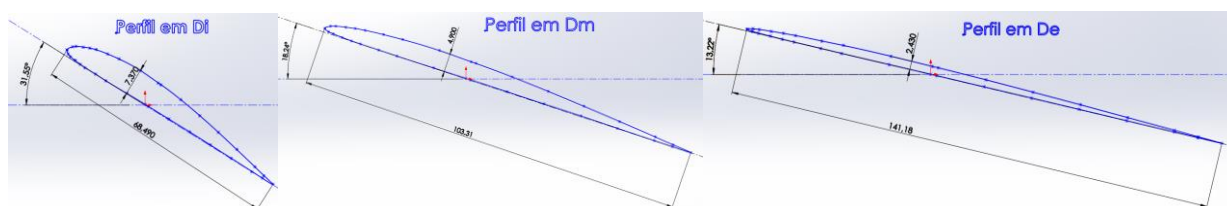


Figura 4. Formato dos perfis GÖ 387 nos três diâmetros

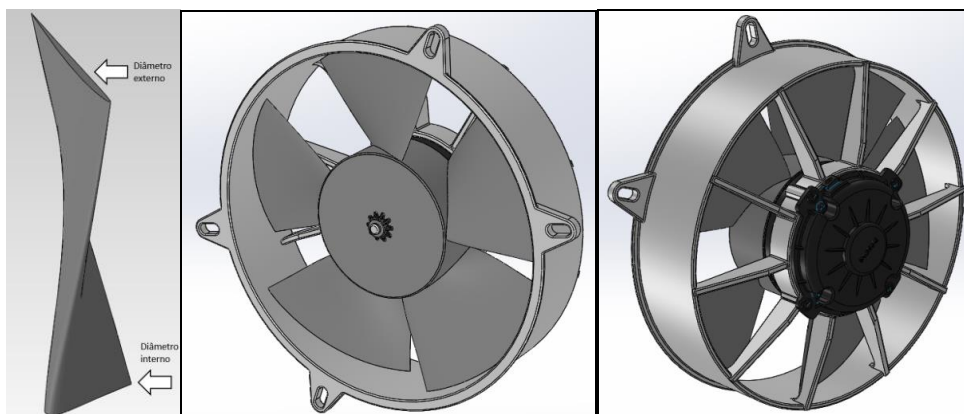


Figura 5. Geometria da pá e conjunto montado

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Com a geometria definida partiu-se para a fabricação de um protótipo funcional (Fig. 5) que foi testado no túnel de vento da empresa. O procedimento experimental segue a norma AMCA 210-99 e é composto por um túnel com homogeneizador de fluxo, válvula cônica para controle de vazão e manômetros de pressão estática e dinâmica conectados a um tubo de Pitot-estático com escalas de 0 a 1000 Pa e 0 a 50 Pa, respectivamente. Também são medidas a rotação, tensão e corrente do motor para determinar a eficiência do ventilador. O motor elétrico é ensaiado separadamente e, portanto, é possível determinar a potência mecânica de acionamento do ventilador através dos dados de rotação, tensão e corrente.

Devido a limitação da escala do manômetro, a rotação teve que ser limitada a 3100 rpm, um pouco menor que a rotação prevista de 3300 rpm. Os resultados estão mostrados na Tab. 4 e nos gráficos da Fig. 6.

Tabela 4. Resultados de desempenho do ventilador projetado a 3100 rpm

Vazão [m ³ /s]	Pressão total [Pa]	Potência mecânica [W]	Eficiência [%]
0,147	262,94	137	29
0,215	212,85	120	39
0,254	180,14	113	41
0,312	142,71	108	42
0,349	102,20	90	40
0,400	57,09	81	29

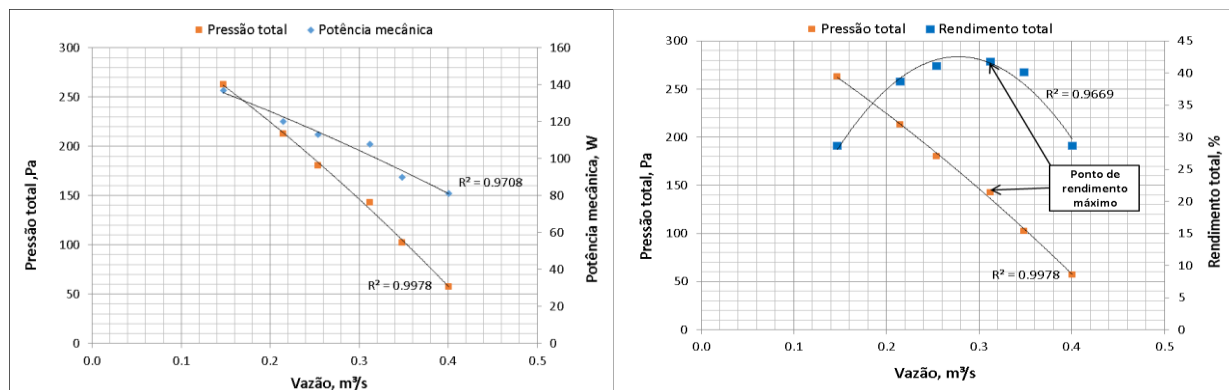


Figura 6. Curvas de vazão por pressão, potência mecânica e eficiência a 3100 rpm

No gráfico da eficiência e percebe-se que a máxima eficiência de 42% ocorre para uma vazão de 0,312 m³/s e 142,71 Pa de pressão total. O valor da eficiência ficou bem abaixo do projetado, enquanto a vazão e a pressão não ficaram tão diferentes do esperado, considerando que a rotação é menor.

Para determinar o desempenho na rotação de projeto, usualmente aplica-se a lei dos ventiladores que recalcula os parâmetros desejados usando leis de semelhança. Para confirmar a aplicabilidade da lei dos ventiladores, foi feito novo ensaio com rotação menor (2500 rpm). Comparando os resultados experimentais com os calculados observou-se uma pequena diferença, muito baixa para vazões acima de 0,15 m³/s, conforme pode ser visto na Fig. 7.

Recalculando-se os parâmetros de desempenho para a rotação de projeto, 3300 rpm, é possível gerar as curvas ajustadas, apresentadas na Fig. 8.

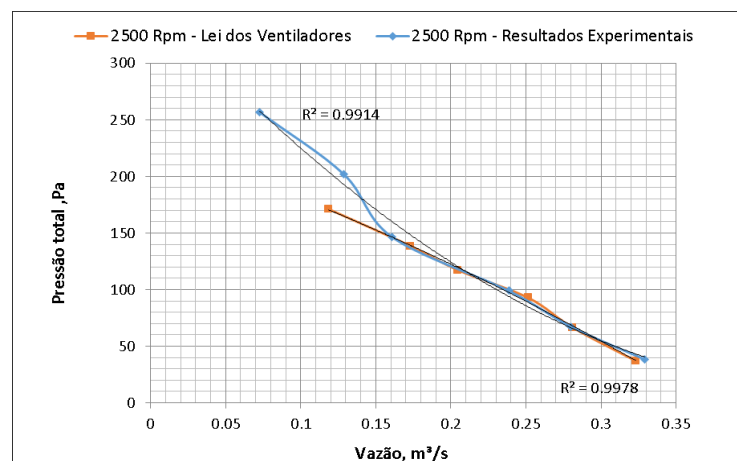


Figura 7. Comparativo do desempenho real com o calculado pela lei dos ventiladores

Na Fig. 8 observa-se uma razoável diferença entre os valores projetados e os valores medidos, principalmente em relação a eficiência. Verifica-se que o ponto de máxima eficiência se encontra em 0,332 m³/s e não em 0,38 m³/s, vazão para qual o rotor foi projetado, diferindo em 12,63%. Espinosa (2013) utilizou a condição de vórtice potencial para o cálculo de rotores axiais reversíveis, encontrando diferenças de 27,1% entre o projeto teórico e a simulação numérica.

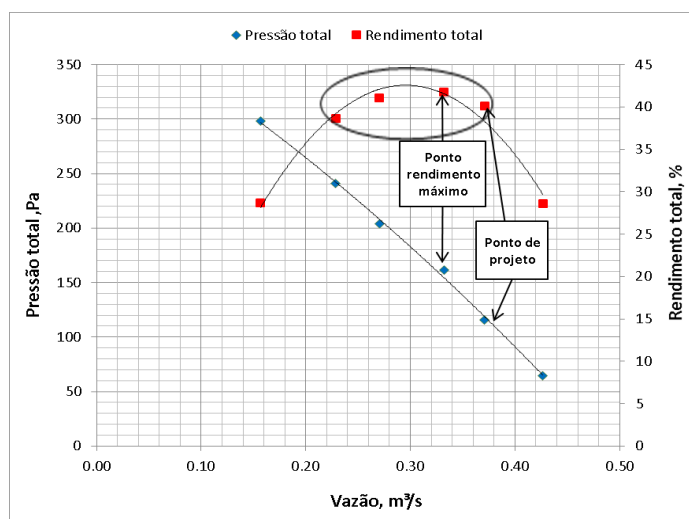


Figura 8. Resultados de desempenho do ventilador projetado na rotação de 3300 rpm

A pressão encontrada para a vazão de projeto foi muito próxima da pressão total de projeto (110 Pa contra 107 Pa), porém, a pressão total no ponto de eficiência máxima é 161,75 Pa. Não se pode afirmar qual seria a pressão total teórica do rotor projetado porque os valores de eficiência e os coeficientes usados são para a condição de projeto.

Considerando uma faixa de eficiência entre 40 e 42%, os valores de vazão se encontram entre 0,24 e 0,38 m³/s. Dessa forma, é possível atingir uma vazão igual a 0,371 m³/s considerando 40% de eficiência total. Esta vazão diverge em 2,4% em relação ao ponto de eficiência máxima medida. A pressão total no ponto de 40% de eficiência equivale a 115,83 Pa, sendo a diferença de aproximadamente 7,6% entre a pressão total do ponto de eficiência máxima teórica (107 Pa). Ou seja, é possível atingir valores próximos da vazão e pressão total estipulados como dados de entrada do projeto, com uma eficiência razoável.

Para fins de comparação foi realizado o ensaio com um ventilador de mercado (fabricante "A") com aplicação similar ao ventilador projetado. É possível verificar na Fig. 9 que a faixa de operação com eficiência razoável do ventilador projetado é maior que a faixa do ventilador do fabricante "A". Porém, o ventilador do fabricante "A" apresentou uma eficiência máxima levemente superior ao ventilador projetado. A pressão total gerada pelo ventilador projetado foi maior que a do ventilador de mercado para as mesmas vazões. Por exemplo, a 0,27 m³/s as pressões foram 204 e 115 Pa, respectivamente.

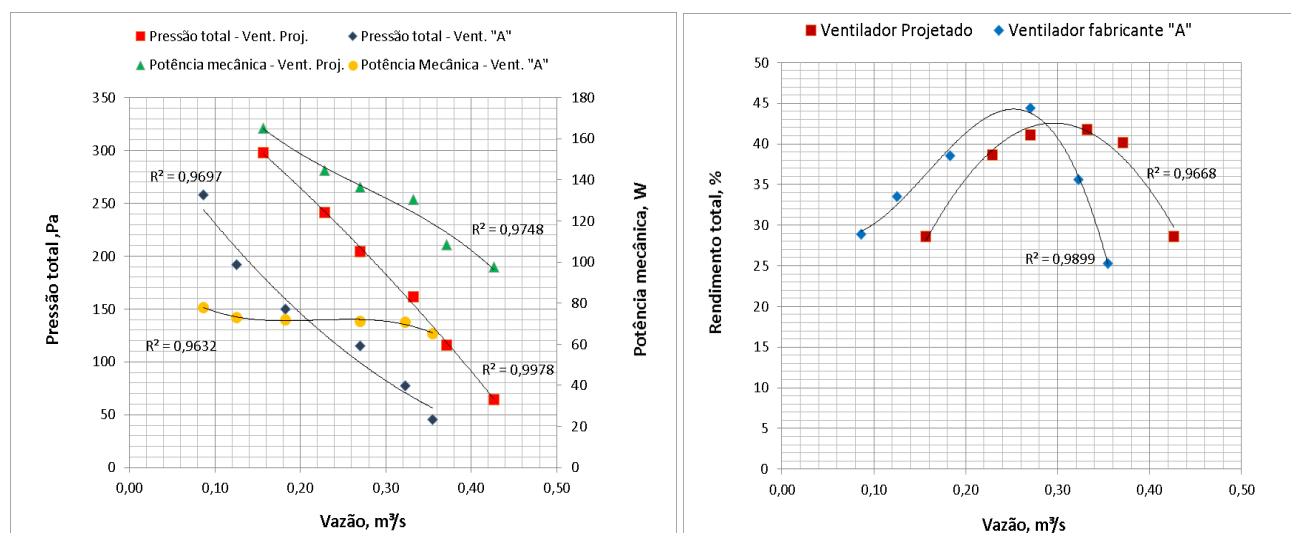


Figura 9. Comparativo de desempenho entre ventilador projetado e de mercado

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste presente trabalho foram apresentados os conceitos envolvidos para desenvolvimento de projetos de ventiladores axiais, e o modelo de escoamento por vórtice potencial foi utilizado. Analisando os resultados teóricos é possível verificar que o trabalho específico produzido pela pá é praticamente constante. Porém, o rendimento alcançado nos ensaios experimentais não foi o esperado. Possivelmente atribui-se a falta de um distribuidor com aletas na carcaça

do ventilador, a baixa eficiência atingida. O modelo apresenta bom acabamento do rotor, com baixa rugosidade da superfície das pás, e também a folga entre a carcaça e o rotor são pequenas. Portanto, pode-se considerar pequenas as perdas por atrito e labirinto.

Nos resultados obtidos no ensaio experimental do ventilador projetado, o rendimento máximo encontrado ocorre no ponto em que a vazão é inferior a descrita nos dados de entrada do projeto. Isso é aceitável à medida que Espinosa (2013) e Oliveira (2014) também encontraram valores de vazão menores em seus trabalhos, utilizando simulação numérica para validação do projeto teórico.

A verificação da semelhança dinâmica proposto pela lei dos ventiladores é válida para a situação proposta neste trabalho. Consequentemente, pode-se aplicar este método quando não for possível realizar um ensaio experimental.

7. REFERÊNCIAS

- ANSI/AMCA 210-99. Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating, 1999.
- CEATI - Center for Energy Advancement Through Technological Innovation. International Inc. Fans and Blowers, 2008.
- COSTA, Enio Cruz da. Compressores. São Paulo: Edgard Blucher, 1978.
- ESPINOSA, Angie Lizeth Sarmiento. Desenvolvimento de uma Metodologia para o Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais Reversíveis de Ventiladores de Jato de Túneis Rodoviários. 2013. 112 p. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2013.
- HENN, Érico Antônio Lopes. Máquinas de Fluido. 2. ed. Santa Maria: UFSM, 2006.
- MUNSON, Bruce R.; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H. Fundamentos da Mecânica dos Fluidos. 4. ed. São Paulo: Blucher, 2004.
- OLIVEIRA, Antonio Augusto Coli de. Metodologia de Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais e Otimização da Pá com base nos Efeitos de Sweepe Dihedral. 2014. 111 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2014.
- OSBORNE, William C. Fans. Pergamon Press, 1977.
- PFLEIDERER, Carl; PETERMANN, Hartwig. Máquinas de fluxo. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1979.
- SOUZA, Zulcy. Projeto de Máquinas de Fluxo: tomo I, base teórica e experimental. 1.ed. Rio de Janeiro: Interciência; Minais Gerais : Acta, 2011.
- _____. Projeto de Máquinas de Fluxo: tomo V, ventiladores com rotores radiais e axiais. 1.ed. Rio de Janeiro: Interciência; Minais Gerais : Acta, 2011.
- WALLIS, R.A. Axial Flow Fans design and practice. New York: Academic Press, 1961.

8. RESPONSABILIDADE AUTURAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

DEVELOPMENT OF A SIMPLIFIED METHODOLOGY FOR AXIAL FANS DESIGN

Paulo Roberto Wander, prwander@unisinos.br¹
Willian Leandro Schneider, willianschneider@outlook.com¹

¹University of Vale do Rio dos Sinos, UNISINOS, 950 Unisinos Ave, São Leopoldo, RS, ZIP 93022-750, Brazil.

Abstract. *This study aims to develop a simple methodology for axial fan design. From a review of existing literature, it was defined a calculation methodology based on the potential vortex flow model. With the results obtained by the methodology, the design of a prototype fan with airfoil blades was performed and tested in the company's test bench. A comparison with a model from the market was also done and it was found that the efficiency presented by both models was similar in the range of 40% to 44%. However, the proposed efficiency in the input database has not been reached. For a flow of 0.27 m³/s, the prototype fan provided 204 Pa of total pressure, exceeding the market fan, which provided 115 Pa of total pressure. To ensure the validity of the fan's law for this application this work presents a comparison between theoretical parameters obtained by the fan's law and experimental results and it was found that the applicability of dynamic similarity proposed by the law is valid.*

Keywords: Axial fan, Airfoil, Potential vortex