

## CARACTERIZAÇÃO DAS CURVAS DE POTÊNCIA DE UM VENTILADOR DE FLUXO AXIAL

**Rangel S. Maia<sup>1</sup>, Renato L. Vilela e Jhon Goulart**

UNB, Universidade de Brasília, Curso de Engenharia Automotiva<sup>1</sup>

Campus Gama - Área Especial de Indústria 1, Setor Leste – CEP: 72.444-210 – Gama – Distrito Federal

E-mail para correspondência: [rangel.maia@gmail.com](mailto:rangel.maia@gmail.com)

### Introdução

Ventiladores axiais são máquinas de fluido que consistem em um rotor formado por certo número de pás que são movidas por um motor elétrico. A ação do rotor causa um aumento na pressão de estagnação do fluido através do ventilador, que no caso de máquinas axiais, movem um gás paralelamente a um eixo de rotação. De forma geral, em ventiladores a alteração da massa específica entre a admissão e a descarga da máquina é pequena e o escoamento pode ser incompressível (Fogal, 2009).

Ventiladores de fluxo axial são mais adequados para baixas resistências e aplicações de alta vazão. Ventiladores deste tipo podem ter uma variada característica operacional, dependendo do tamanho, formato e quantidade das pás. Alguns pesquisadores têm estudado o campo do escoamento entre as pás dos ventiladores para ajudar na determinação das curvas características (Bleier, 1998). Em adição às análises deste campo de fluxo, outros estudos têm focado no desempenho do ventilador, determinado pelo triângulo de velocidade, incluindo sua eficiência e seus parâmetros como a vazão, a potência e o salto energético. Para aplicações gerais, o desempenho de ventiladores é definido pela taxa de vazão volumétrica e pelo salto energético (Yen *et al.*, 2006).

O desempenho de um ventilador pode ser mostrado pela sua curva característica. Essa curva demonstra toda a região de trabalho do ventilador, desde a região de vazão nula - *Shut off* – passando pela região de *stall* das pás até a condição de vazão máxima - *free delivery*.

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

Neste artigo, é realizado um estudo experimental acerca das curvas de potência de um ventilador de fluxo axial para três diferentes rotações, 40, 50 e 60 Hz. Utilizando leis de semelhança, os dados foram adimensionalizados. As curvas adimensionalizadas tiveram boa concordância para uma frequência de até 40 Hz.

### Metodologia

A bancada para medição das curvas de potência foi construída no próprio Laboratório de Ciências Térmicas da UnB – Faculdade do Gama.

A bancada é constituída de um bocal convergente ligado a uma seção divergente. O ar escoava nestas seções através de um ventilador axial, marca Ventisilva, controlado por um inversor de frequência marca WEG, modelo CFW 08 1 CV, Fig. 2. A Fig. 1 mostra um desenho esquemático da seção.

A vazão do ventilador é controlada através de uma válvula localizada no final da seção, Fig. 1. Tal válvula pode ser girada em diferentes posições, permitindo o gradual aumento da vazão. A quantificação da vazão volumétrica foi determinada através da medição da diferença de pressão entre os pontos P1 e P2 no bocal convergente. Utilizando a equação da energia a vazão pode ser computada pela Eq. (1).

$$Q = C \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_s}{A_e \cdot \rho}} \quad (1)$$

Onde  $\Delta P_c$  é a diferença de pressão entre os pontos P1 e P2 do bocal convergente, C é o coeficiente de bocal e foi considerado 1.

A relação de áreas do bocal é dada por  $A_e$ , Eq. (2).

$$A_e = \frac{A_{\text{entrada}}^2 - A_{\text{saída}}^2}{A_{\text{entrada}}^2 + A_{\text{saída}}^2} \quad (2)$$

Onde as áreas de entrada e saída,  $A_{\text{entrada}}$  e  $A_{\text{saída}}$ , respectivamente, são as áreas do bocal convergente.

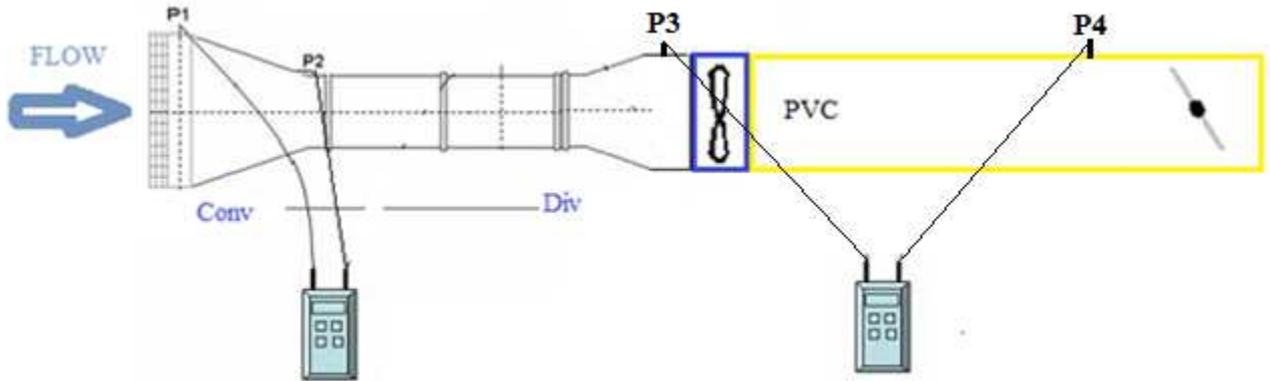


Figura 1 – Esquema da seção de testes

O salto energético é calculado através da relação entre a diferença de pressão entre os pontos P3 e P4 e a massa específica do fluido. O ponto de tomada de pressão P4 encontra-se a 8,50 D a jusante do eixo do ventilador, enquanto o ponto P3, encontra-se 1 D a montante do mesmo.

As medições de pressão foram efetuadas com um manômetro diferencial digital marca Testo e modelo Testo 510, com fundo de escala de 10.000 Pa e resolução de 1 Pa, Fig. 2 (a).



a)



b)

Figura 2 – Inversor de Frequência

A rotação do ventilador é controlada por um inversor de frequência, Fig. 2 (b) e medida através de um tacômetro digital, marca Minipa MDT-2238A.

O ventilador em questão é mostrado na Fig. 3.



Figura 3 – Ventilador utilizado no túnel de vento.

A potência consumida pelo ventilador,  $P_c$ , Eq. (3), foi calculada com o auxílio de multímetros que foram ligados no inversor de frequência e no ventilador para medição da corrente e da voltagem. O fator de potência ( $\cos \varphi$ ) foi obtido com a ajuda de um cossefímetro, calculado para as diferentes frequências, 40, 50 e 60 Hz, sendo respectivamente 0,788, 0,812 e 0,864.

$$P_c = V \cdot I \cdot \cos(\varphi) \quad (3)$$

Com a potência consumida e a potência útil, pode-se calcular a eficiência do ventilador, valor este, que foi computado pela Eq. (9).

### Coefficientes adimensionais

Para este trabalho serão utilizadas as Leis de Semelhança em máquinas de fluxo. Essas leis permitem que as diferentes grandezas, vazão,  $Q$ , salto energético,  $Y$ , potência,  $W$  e eficiência,  $\eta$ , oriundas de máquinas de fluxo semelhantes, possam ser adimensionalizadas. Uma vez estabelecida a semelhança dinâmica, os coeficientes de vazão,  $C_q$ , pressão,  $C_p$ , e potência,  $C_w$ , serão constantes (Henn, 2006).

As principais grandezas que estão relacionadas às curvas de potência em turbo-máquinas são mostradas no grupo dimensional da Eq. (4).

$$Y = f(Q, n, D, \rho, \mu, K, \varepsilon) \quad (4)$$

Aplicando análise dimensional na Eq. 4 podemos reorganizá-la conforme a Eq. (5).

$$\frac{Y}{n^2 D^2} = f\left[\left(\frac{Q}{n D^3}\right), \left(\frac{\mu}{n D^2 \rho}\right), \left(\frac{k}{n^2 D^2 \rho}\right), \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)\right] \quad (5)$$

O coeficiente de pressão,  $C_p$ , é dimensionalizado por características da máquina, sua rotação e seu diâmetro, mostrado na Eq. (5).

$$C_p = \frac{Y}{n^2 D^2} \quad (6)$$

O coeficiente de vazão,  $C_q$ , é dimensionalizado pelas características da máquina, mostrado na Eq. (7).

$$C_q = \left(\frac{Q}{n D^3}\right) \quad (7)$$

O último coeficiente é o de potência,  $C_w$ , mostrado na Eq. (8).

$$C_w = \left( \frac{P_c}{n^3 D^5 \rho} \right) \quad (8)$$

A eficiência do ventilador é então, dada pela Eq. (9) medida em cálculo percentual.

$$\eta \% = \frac{C_p * C_q}{C_w} * (100) \quad (9)$$

Os outros termos descritos na Eq. (4) representam o inverso do número de Reynolds, o número de Mach e a rugosidade relativa. Para máquinas de semelhança completa estes conjuntos adimensionais deverão ser iguais.

## Resultados e Discussões

A Figura 4 (a) mostra as curvas características do ventilador para os três níveis de velocidade. No eixo y é mostrada a variação do salto energético,  $\Delta P/\rho$ , como função vazão volumétrica. Pode-se notar um comportamento semelhante das curvas. À medida que a vazão volumétrica aumenta, o salto energético diminui. Também se pode notar um aumento do salto energético com o aumento da rotação.

O ângulo de *stall* da pá também foi verificado, Fig. 4 (b). Nesta, o salto energético para as três rotações é disposto no gráfico como função do ângulo de ataque,  $\alpha$ , dado na Eq. (10).

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\frac{Q}{A}}{n * \pi * D} \right) \quad (10)$$

Onde  $A$  é a área útil de passagem do ventilador,  $D$  seu diâmetro e  $n$  a rotação dada em rps.

Na Figura 4 (b) é observado que à medida que o número de Reynolds da pá aumenta, o ângulo de *stall* tende a aumentar. Contudo, esse comportamento não é claro para uma rotação de 60 Hz, onde ângulo de stall parece decrescer.

A curva característica, Fig. 4 (a) é crescente com a diminuição da vazão volumétrica até um valor de pressão de pico, da direita para a esquerda. Essa é a faixa boa de operação do ventilador, verificada na maioria do contorno da curva. Enquanto o volume de ar vai diminuindo, a velocidade também decresce. Como consequência o ângulo de ataque (relação da velocidade de rotação pela velocidade axial) aumenta juntamente com o coeficiente de sustentação (força que desvia a corrente de ar e produz a pressão estática). Quando o coeficiente de sustentação chega ao valor máximo, o ângulo de ataque é tão grande que o escoamento de ar não consegue manter o percurso no contorno do aerofólio da pá e se separa. Isto só é visto claramente em 40 e 50 Hz. Nesses pontos ocorre o *stall*, e o ângulo começa a diminuir juntamente com a pressão até o ponto de *stalling dip*, onde a pressão volta a crescer de forma turbulenta e ineficiente. Nestas curvas essa parte turbulenta é pequena como se pode notar na Fig. 4 (a).

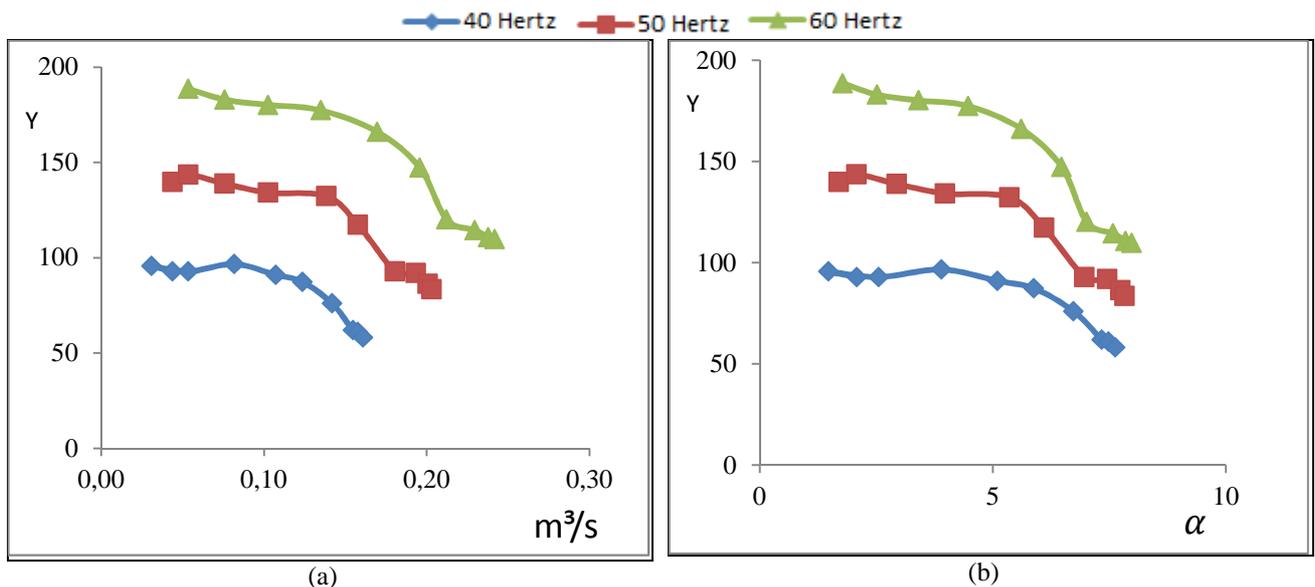


Figura 4 – Salto energético do ventilador. a) Salto energético em função da vazão volumétrica. b) Salto energético em função do ângulo de ataque.

Na Figura 5 tem-se a curva de coeficiente de pressão em função do coeficiente de vazão. Os coeficientes de pressão e de vazão foram calculados como mostrado nas Eq. (6) e Eq. (7), respectivamente.

A adimensionalização das curvas em função da rotação levou a formas semelhantes com pontos máximos de  $C_p$  em torno de 1,8 para um coeficiente de vazão de 0,18. Neste ponto verifica-se que se encontra o maior valor de pressão estática. Contudo, certo espalhamento dos dados também foi observado. Através das curvas pode-se notar uma pequena queda do coeficiente de pressão com o aumento da rotação do ventilador.

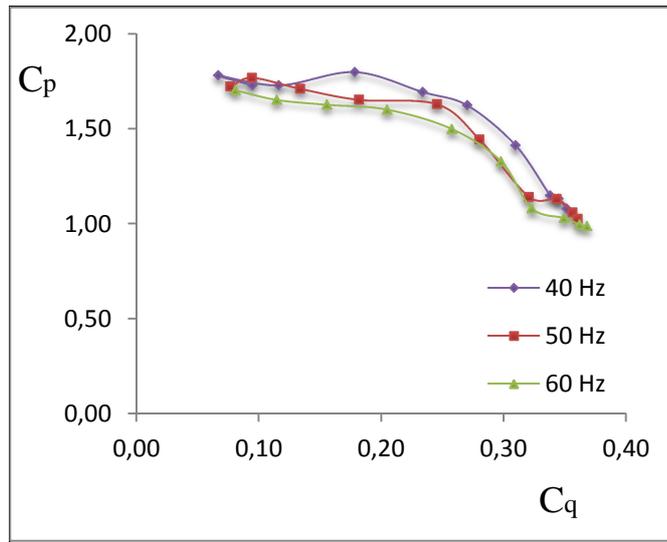


Figura 5 – Coeficiente de pressão em função do coeficiente de vazão.

Na Fig. 6 (a) a curva mostra o coeficiente de potência em função do coeficiente de vazão. Esses coeficientes são mostrados na Eq. (8) e Eq. (7), respectivamente.

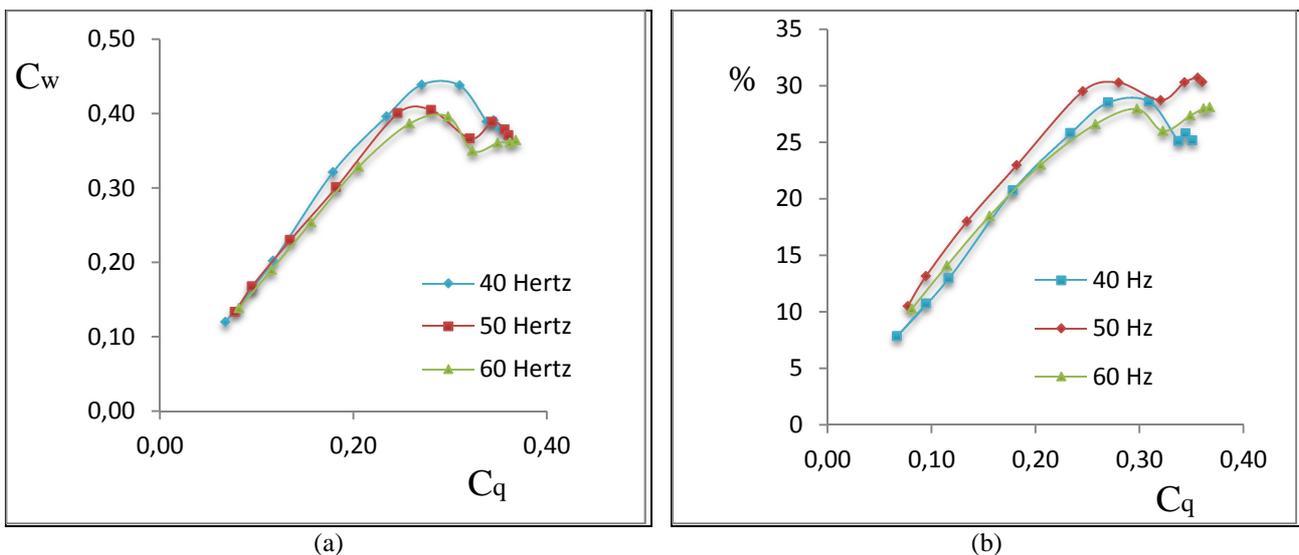


Figura 6 – Eficiência do ventilador. a) Coeficiente de potência em função do coeficiente de vazão. b) Eficiência em função do coeficiente de vazão.

Pode-se observar na Fig. 6 (b) que o ventilador mostrou-se mais eficiente para um coeficiente de vazão em torno de 0,30.

## Conclusões

Neste artigo, é realizado um estudo experimental acerca das curvas de potência de um ventilador de fluxo axial para três diferentes rotações, 40, 50 e 60 Hz. Utilizando leis de semelhança, os dados foram adimensionalizados. As curvas adimensionalizadas tiveram boa concordância para uma frequência de até 40 Hz.

A aplicação das leis de semelhança mostrou-se útil para as rotações analisadas, pois mostrou um comportamento típico de curvas de ventiladores axiais para qualquer uma das frequências de rotação analisadas.

O ventilador em questão tem pouca faixa ineficiente de acordo com as curvas analisadas. O ponto de maior eficiência, 30%, localiza-se na frequência de 50 Hz para um valor de  $C_q$  próximo a 0,30.

### **Agradecimentos**

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, que sempre esteve ao meu lado, a minha família e aos amigos que sempre acreditaram em meus caminhos escolhidos, a Universidade de Brasília que me concedeu materiais e espaço e ao Professor Jhon Goulart que me deu a oportunidade de trabalhar nessa pesquisa.

### **Referências Bibliográficas**

Bleier, F. P., Fan Handbook, McGraw-Hill, New York, 1998.

Yen, S. C. e Lin, F. K. T., Exit Flow Field and Performance of Axial Flow Fans, Transactions of the ASME, Volume 128, Taiwan, 2006.

Fogal, M. L. F., Estudo teórico e experimental das curvas características de um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista – UNESP, Bauru, 103p, 2009.