

## VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA INDUZIDA POR RESSONÂNCIA ACÚSTICA EM UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO

### Fabiano Ribeiro do Vale Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil  
E-mail: [mtaev@uol.com.br](mailto:mtaev@uol.com.br)

### Márcio Tadeu de Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil  
E-mail: [tadeu@iem.efei.br](mailto:tadeu@iem.efei.br)

**Resumo.** Neste artigo será apresentado um modelo de vibração com um grau de liberdade de um sistema mecânico, que descreve o comportamento de uma onda de fluxo auto-excitada em um sistema de ventilação, onde a vazão é uma variável dependente do tempo. Este modelo considera uma queda de pressão significativa em um grande volume que age como mola, de uma massa de gás associada ao tubo que age como inércia, e de perdas secundárias e atrito na tubulação que age como um amortecedor. Também estuda a estabilidade do sistema, quando a inclinação da curva de desempenho for negativa, e sua instabilidade, quando a inclinação da curva do ventilador for positiva.

**Palavras chave:** Pulsação, Autoexcitação, Vibração e Ressonância Acústica.

### 1. Introdução

Os ventiladores normalmente são usados praticamente em todos os ramos de indústrias. São aplicados diretamente no processo de produção e desenvolvimento de materiais, instalações responsáveis pelo conforto ou em equipamentos de combate à poluição do ar. Conseqüentemente a sua performance interfere sobre as eficiências das empresas.

Este artigo mostra um modelo de pulsação simples de uma onda de fluxo autoexcitada em um ventilador, que em uma determinada vazão crítica, a frequência de pulsação coincide com a frequência natural acústica, gerando uma ressonância acústica. Portanto o modelo se baseia em um ressonador de Helmholtz.

A proposta deste trabalho resume em estudar esse fenômeno vibratório autoexcitado, que pode trazer graves problemas aos dutos e principalmente ao funcionamento do conjunto, e gerar vibrações perigosas que são relacionadas com a instabilidade do fluxo, excitando ressonâncias acústicas no sistema. Se o ventilador estiver trabalhando com filtros anti-poluição, por exemplo, o ar insuflado pode lançar resíduos na atmosfera, prejudicar o meio ambiente, e pode acarretar até multas severas à empresa. Aliado ao fato que as empresas gastam uma soma considerável para o controle de poluição do ar, é de extrema importância que haja um bom sistema de monitoração, controlando a vibração, pulsação de ar e principalmente as pressões dinâmicas das ondas autoexcitadas desses sistemas de ventilação.

Com o uso desse modelo e a utilização das análises de vibração, pressão, corrente e temperatura, as empresas poderão ter um maior domínio e maior disponibilidade do conjunto motor-ventilador.

Quando o ventilador está instável e vibrando severamente, o consumo de potência medida no motor é muito grande. Esta condição de instabilidade é tão severa que cria na saída do sistema (chaminé) vórtices em forma de fumaça com resíduos poluentes.

O trabalho tem os seguintes objetivos:

- Modelar o comportamento termo-acústico de uma onda de fluxo auto-excitada em um ventilador centrífugo. Utilizar um modelo, que envolve a curva de comportamento pressão x vazão de um sistema ventilador-ductos;
- Desenvolver equações que representam o modelo teórico utilizando a equação da vazão dinâmica devido à instabilidade ou pulsação do fluxo, usando a lei do gás ideal, a equação do impulso linear para um fluxo instável e o princípio da conservação de massa;

O presente artigo também utiliza dados do ensaio realizado no ventilador centrífugo GEMA do Laboratório de Máquinas Hidráulicas do IEM.

## 2. DESENVOLVIMENTO

### 2.1-Ventilador centrífugo

O ventilador centrífugo é formado por um impulsor (ou rotor), que gira dentro de uma carcaça em forma de voluta. A carcaça possui uma tubulação (entrada/saída), paralela ao eixo do rotor, e outra perpendicular a este (saída/entrada). Quando o rotor é acionado, as pás em sua periferia, impelem o ar por centrifugação na direção de rotação. Deste modo, o ar entra de maneira axial/radial, gira em ângulo reto e através das aletas é impelido na forma radial/axial. Portanto, a finalidade da carcaça é converter a pressão estática em dinâmica, resultando em velocidade.

A figura abaixo mostra uma foto de um ventilador centrífugo estudado pelos autores :



Figura1- Ventilador centrífugo

### 2.2- Ressonador de Helmholtz

É constituído de uma cavidade na qual o ar confinado atua como uma mola que é forçada para dentro e para fora, através do gargalo, pelo fluxo periódico de ar (que atua como massa).

Geralmente a cavidade e o tubo de união precisam ser projetados para se sintonizarem (ou ressonarem) em uma dada frequência, o que torna o dispositivo altamente seletivo em baixa frequência (um neutralizador de banda estreita). O ressonador é muito útil em baixas frequências onde o controle de ruído é sempre problemático.

Apesar deste ressonador ser efetivo em uma banda muito estreita de frequência, o pico de eficiência pode ser alargado para abranger outras frequências, forrando-se a cavidade com material absorvente acústico, tal como lã de vidro.

Então, um ressonador é essencialmente uma câmara com um pescoço, considerado como um simples sistema massa-mola. Se o pescoço vibra como uma massa sólida, enquanto que o ar na câmara é alternadamente comprimido e rarefeito.

Se forem desprezadas as perdas devidas aos movimentos viscosos dos gases através da abertura da cavidade, a equação básica do ressonador será:

$$\text{Frequência (cps)} \quad f_n = \frac{C}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{A}{V_1 \times L_1}}$$

Onde,

- $F_n$ = Freqüência natural do ressonador (Hz);
- $C$ = Velocidade do som no fluido (m/s);
- $V_1$ = Volume da câmara ( $m^3$ );
- $L_1$ = Comprimento do pescoço (m);
- $A$ = Área da seção transversal do pescoço ( $m^2$ ).

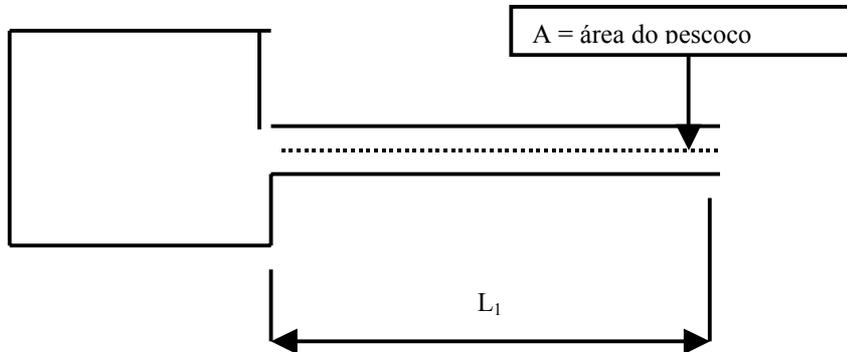


Figura2- Ressonador de Helmholtz

Na freqüência de ressonância,  $F_n$ , a energia acústica é transmitida para a cavidade através do gargalo e retorna fora de fase ao duto ou tubo. Esta volta da onda sonora defasada provoca o cancelamento da onda incidente.

### 2.3. Desenvolvimento do modelo teórico (estabilidade do sistema de fluxo)

Considerando a instalação formada pelo ventilador (exaustor), grande câmara(1) e tubo (2), mostrado na figura 3, temos:

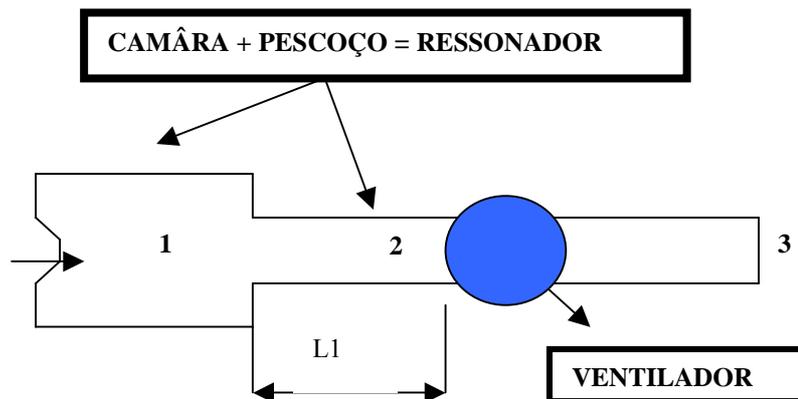


Figura3- Esquema do ventilador

A figura (4) mostra o volume de controle da seção do tubo.

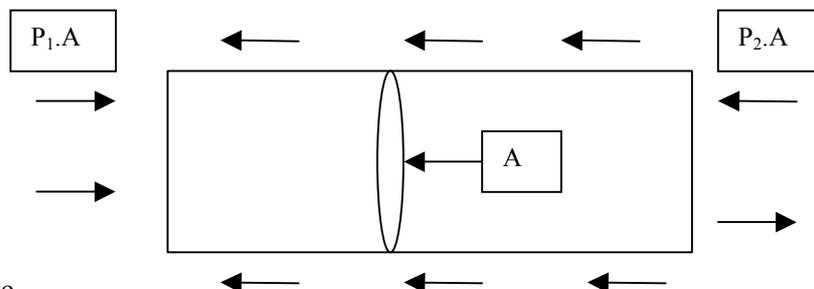


Figura 4- Seção do tubo

Onde,

- $VC$  = Volume de controle;
- $V_1$  = Volume de um sistema grande.

Hipóteses utilizadas na modelagem:

- $v_1 = v_2$  (velocidades);
- $\rho_0 = \rho_1 = \rho_2$  (massas específicas);
- Variação pequena da velocidade;
- Pressão relativa na descarga ( $P_3 = 0$ ).

É necessário determinar as equações para uma grande câmara que relacionam a variação de pressão no tempo e densidade para a entrada e saída de uma vazão de fluxo. Estas equações foram desenvolvidas como segue.

A lei de um gás ideal é a base para o cálculo das mudanças ou variações de pressão que ocorrem em grande volume é dada por:

$$P_1 \equiv \left( \frac{P_0}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{K}} \rho_1^K \quad (1)$$

Onde,

- $P_1$  = Pressão Absoluta na entrada da seção;
- $P_2$  = Pressão Absoluta na saída da seção;
- $K$  = Constante adiabática;
- $P_0$  = Pressão do meio que age em toda fronteira;
- $\rho_0$  = Densidade do meio que age na fronteira;
- $\rho_1$  = Densidade na entrada.

A variação na pressão com relação á densidade é obtida da equação (1) por diferenciação, (Wylen e Sonntag, 1976), e fazendo  $\rho_0 = \rho_1$ , assim temos:

$$\frac{dP_1}{d\rho_1} = K \cdot \left( \frac{P_0}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot \rho_1^{K-1} \cong K \cdot \left( \frac{P_0}{\rho_0} \right) = C^2 \quad (2)$$

Onde,

- $C$  = Velocidade do som.

A equação (2) é válida para pequenas variações de pressões, onde  $C$  é a velocidade da onda acústica (velocidade do som).

Desde que a variação de massa no tempo dentro do grande volume é dada pela equação da continuidade, a variação de massa instantânea é dada por (Wylen e Sonntag, 1976):

$$\frac{dM_{VC}}{dt} + \sum M_2 - \sum M_1 = 0 \quad (3)$$

Para a massa do sistema, pode-se escrever que:

$$M_1 = Q_1 \cdot \rho_1 \quad (4)$$

$$M_2 = Q_2 \cdot \rho_2 \quad (5)$$

Onde,

- $Q_1$  = Vazão na entrada;
- $Q_2$  = Vazão na saída;
- $\rho_2$  = Densidade na saída.

Substituindo as equações (4) e (5) em (3) e derivando ambas as partes e arranjando; Considerando a aproximação  $\rho_0 = \rho_1 = \rho_2$ , a razão de variação de massa dentro do grande volume é dada por:

$$\frac{dM}{dt} = \left(\frac{dM_1}{dt}\right) - \left(\frac{dM_2}{dt}\right) \cong \rho_0 \cdot (Q_1 - Q_2) \quad (6)$$

e a variação de densidade no tempo, considerando  $V_1$  constante, será:

$$d\rho_1 = \frac{dM}{V_1} \quad (7)$$

Dividindo a equação (7) por  $dt$ , temos:

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \cdot \frac{dM}{dt} \quad (8)$$

Substituindo a equação (8) pela (6), temos:

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \left(\frac{1}{V_1}\right) \cdot \left(\frac{dM}{dt}\right) = \left(\frac{\rho_0}{V_1}\right) \cdot (Q_1 - Q_2) \quad (9)$$

A variação de pressão no tempo torna-se:

$$\frac{dP_1}{dt} = \left(\frac{dP_1}{d\rho_1}\right) \cdot \left(\frac{d\rho_1}{dt}\right) \quad (10)$$

Substituindo a equação (8) e (9) em (10), vem :

$$\frac{dP_1}{dt} = \left(\frac{dP_1}{d\rho_1}\right) \cdot \left(\frac{d\rho_1}{dt}\right) = \left(\frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1}\right) \cdot (Q_1 - Q_2) \quad (11)$$

Agora, as equações da dinâmica do tubo precisam ser desenvolvidas usando as equações da quantidade do movimento linear.

O volume de controle da seção reta do tubo mostrado anteriormente, onde  $A$  é a área da seção reta,  $L_1$  é o comprimento,  $\tau$  é a tensão de cisalhamento,  $S$  é a área de cisalhamento ( $\pi \times d \times L_1$ ), e  $P_1A$  são as forças nas extremidades, (Wyllen e Sonntag, 1976):

$$\Sigma F = \rho_1 \cdot Q \cdot (v_2 - v_1) + \int_V \rho_1 \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cdot dv \quad (12)$$

Como consideramos a aceleração  $\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cong 0$ , logo:

$$\int_V \rho_1 \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cdot dv = 0$$

Reagrupando a equação da quantidade do movimento, temos:

$$\Sigma F \cong \rho_1 \cdot Q \cdot (v_2 - v_1) \quad (13)$$

Onde,

- $v_1$  = Velocidade inicial do fluido;
- $v_2$  = Velocidade final do fluido;
- $Q$  = Vazão.

Por outro lado, temos que:

$$F_{\text{atrito}} = S \cdot \tau \quad F_1 = A \cdot P_1 \quad F_2 = A \cdot P_2$$

Onde,

- $S$  = Área da superfície de cisalhamento;
- $F_1$  e  $F_2$  = Forças aplicadas nas extremidades e  $\tau$  = Tensão de cisalhamento;
- $A$  = Área da seção reta.

Substituindo as forças na equação (13) e arranjando:

$$P_1 - P_2 = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) + \frac{\rho_1 \cdot Q \cdot \Delta v}{A} \quad (14)$$

$$Q = \frac{\Delta \text{VOL}}{\Delta t} \quad (15)$$

Onde,

- $\Delta \text{VOL}$  = Variação do volume;
- $\Delta v$  = Variação da velocidade
- $t$  = Tempo.

Substituindo a equação (15) em (14) :

$$P_1 - P_2 = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) + \frac{\rho_1}{A} \cdot \Delta v \cdot \frac{\Delta \text{VOL}}{\Delta t} \quad (16)$$

Sendo,

$$\Delta \text{VOL} = A \times L_1$$

Onde,

- $L_1$  = Comprimento do tubo.

Logo a equação (16) pode ser escrita por:

$$P_1 - P_2 = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) + \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (17)$$

Ou,

$$P_1 - P_2 = \Delta P_f + \Delta P_d \quad (18)$$

Onde:

$$\Delta P_f = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) \text{ é a perda de carga por atrito.}$$

Ou de acordo com (Fox e Mc Donald, 1988), esta equação pode ser escrita na forma:

$$\Delta P_f = \rho_1 \cdot \left[ K \cdot \frac{V^2}{2} + f \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \right] \quad (19)$$

Sendo,

$$K \cdot \frac{V^2}{2} = \text{Perda de carga localizada}$$

$$f \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{V^2}{2} = \text{Perda de carga do duto}$$

Onde,

- f = Fator de atrito do tubo;
- d = Diâmetro do tubo;
- $K_e$  = Constante efetiva de mola;
- $K_i$  = Coeficiente de perda secundária.

A segunda parte da equação (17), é denominada de perda de carga dinâmica, devido à variação de pressão,

$$\Delta P_d = \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (20)$$

Substituindo as equações (20) e (19) na (18), temos:

$$P_1 - P_2 = \rho_1 \cdot \left[ K \cdot \frac{v^2}{2} + f \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \right] + \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (21)$$

Sendo, v = Velocidade média do fluxo no tubo (Q/A)

$$v = \frac{Q}{A} \quad \text{e} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{\dot{Q}}{A}$$

Substituindo as equações acima na equação (21), vem:

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho_1}{2} \cdot \frac{Q^2}{A^2} \cdot \left[ K + f \cdot \frac{L_1}{d} \right] + \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{\dot{Q}}{A} \right) \quad (22)$$

Onde o parâmetro de atrito efetivo do sistema é dado por:

$$f_1 = \left( \frac{\rho_0}{2 \cdot A^2} \right) \cdot \left[ \sum K_L + f \cdot \frac{L_1}{d} \right] \quad (23)$$

E a inércia efetiva do sistema é dada por :

$$M = \frac{\rho_0 \cdot L_1}{A} \quad (24)$$

Substituindo as equações (23) e (24) em (22), temos:

$$P_1 - P_2 = f_1 \cdot Q^2 + M \cdot \dot{Q} \quad (25)$$

A equação abaixo descreve o aumento da pressão do ventilador em função da vazão:

$$\Delta P_f = P_3 - P_2 = R(Q) \quad (26)$$

Onde,

- $P_3$  = Pressão na descarga;
- $\Delta P$  = Variação de pressão;
- $R(Q)$  = Função de desempenho do ventilador.

Finalmente, estas equações devem ser combinadas. Para fazer isto, as equações (25) e (26) devem ser diferenciadas com relação ao tempo.

$$\left(\frac{dP_1}{dt}\right) - \left(\frac{dP_2}{dt}\right) = 2 \cdot f_1 \cdot Q \cdot \dot{Q} + M \cdot \ddot{Q} \quad (27)$$

$$\left(\frac{dP_3}{dt}\right) - \left(\frac{dP_2}{dt}\right) = \left[\frac{\partial R(Q)}{\partial Q}\right] \cdot \dot{Q} \quad (28)$$

O termo  $\frac{\partial R}{\partial Q}$  é a inclinação da curva do ventilador. Sendo,  $\frac{dP_3}{dt} = 0$  desde que  $P_3$  é assumido como sendo a descarga na pressão atmosférica.

Substituindo a equação (11) e (28) na equação (27), e ordenando, tem-se:

$$M \cdot \ddot{Q} + (2 \cdot f_1 \cdot Q - \frac{dR(Q)}{dQ}) \cdot \dot{Q} + \frac{C^2 \cdot p_0}{V_1} \cdot Q = \frac{C^2 \cdot p_0}{V_1} \cdot Q_1 \quad (29)$$

Onde

$$D = 2 \cdot f_1 \cdot Q - \left[\frac{\partial R(Q)}{\partial Q}\right] \quad (30)$$

Este termo representa o parâmetro de amortecimento efetivo do sistema.

Substituindo a equação (30) na (29), obtemos a equação diferencial análoga a da vibração de um sistema mecânico com um grau de liberdade:

$$M \cdot \ddot{Q} + D \cdot \dot{Q} + (C^2 \cdot \frac{p_0}{V_1}) \cdot Q = (C^2 \cdot \frac{p_0}{V_1}) \cdot Q_1 \quad (31)$$

$D \cdot \dot{Q}$  = Força de amortecimento.

$M \cdot \ddot{Q}$  = Força de inércia

$\frac{C^2 \cdot p_0}{V_1} \cdot Q$  = Força de mola

$\frac{C^2 \cdot p_0}{V_1} \cdot Q_1$  = Força de excitação

$$K = \frac{C^2 \cdot p_0}{V_1} \text{ Constante de mola}$$

A equação (31) aparece na forma padrão da equação de vibração, equação diferencial de segunda ordem, onde a vazão Q é a coordenada analógica a vibração. A frequência natural  $W_n$  é dada por:

$$W_n^2 = \frac{K}{M} = C^2 \cdot \frac{p_0}{M \cdot V_1} = C^2 \cdot \left( \frac{A}{V_1 \cdot L_1} \right) \quad (32)$$

que é a mesma obtida para o ressonador de Helmholtz.

O fator de amortecimento efetivo do sistema pode-se ser determinado por:

$$\xi = \frac{C}{CC} \quad C=D \quad e \quad CC = 2 \cdot M \cdot W_n$$

Onde,

- C = Amortecimento;
- CC = Amortecimento crítico;
- $\xi$  = Fator de amortecimento.

Donde o fator de amortecimento será:

$$\xi = \frac{D}{2 \cdot M \cdot W_n} \quad (33)$$

Por outro lado, usando os parâmetros determinados anteriormente, vem:

$$\xi = \frac{(2 \cdot f_1 \cdot Q - \frac{dR(Q)}{dQ}) \cdot V_1 \cdot L}{2 \cdot M \cdot C^2 \cdot A}$$

A frequência natural amortecida será:

$$W_d = W_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2}$$

Ou ainda,

$$W_d = W_n \cdot \sqrt{1 - \frac{D^2}{4 \cdot M^2 \cdot W_n^2}} \quad (34)$$

Para avaliar a estabilidade da equação, temos :

$$Q = Q_s + Q_p \quad (35)$$

Onde  $Q_s$  é a vazão num ponto da curva do ventilador e  $Q_p$  é uma perturbação (variação do fluxo).

Substituindo a equação (35) em (31), e considerando  $Q_s = Q_1$ , temos:

$$M \cdot \ddot{Q}_p + D_S \cdot \dot{Q}_p + \left( C^2 \cdot \frac{p_0}{V_1} \right) \cdot Q_p = 0 \quad (36)$$

Sendo,

$$d_s = 2 \cdot F_1 \cdot Q_s - \frac{\partial R(Q_s)}{\partial Q} \tag{37}$$

O termo da equação (37) é o coeficiente de amortecimento equivalente a vazão  $Q_s$ ; A solução transiente da equação (36) é da forma (Almeida, 1990):

$$Q_p = Q_0 \cdot e^{-(D_s M) \cdot t} \cdot \sin(W_d \cdot t - \theta) \tag{38}$$

### 3- OPERAÇÃO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO

A figura (5) ilustra a curva de performance de um ventilador centrífugo.

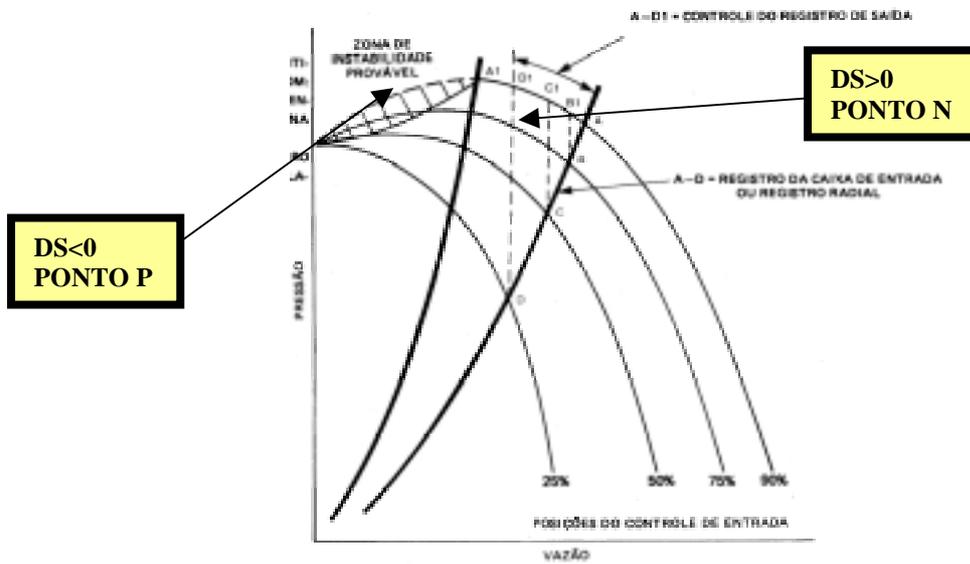


Figura5- Curva do ventilador

A equação (38), mostra que quando o  $D_s > 0$  (positivo) a variação da vazão, e conseqüentemente tanto a pulsação de pressão como a vibração caem exponencialmente para um valor estável. Portanto onde a curva de performance do ventilador da figura (5) tem inclinação negativa (ponto N), tem-se estabilidade do sistema. O sinal no tempo na figura (6), mostra o comportamento do fluido nas condições estáveis, não ocorrendo ressonância acústica.

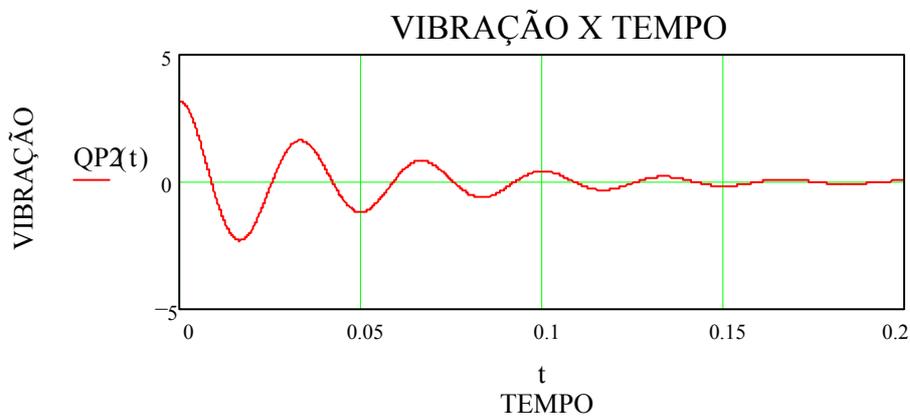


Figura6- Sinal no tempo ( $D_s > 0$ )

Quando  $D_s < 0$  (negativo) da equação (38), ou seja, para qualquer perturbação na vazão, a vazão irá crescer exponencialmente. A curva do ventilador tem inclinação positiva (ponto P). Então para qualquer variação da vazão, o ponto ao longo da curva do ventilador se deslocará de N para P, tornando o sistema instável, acarretando uma excitação da onda e conseqüentemente a ressonância acústica. Portanto, as estruturas terão grandes níveis de vibração.

As figuras (7) e (8) mostram essa ressonância acústica:

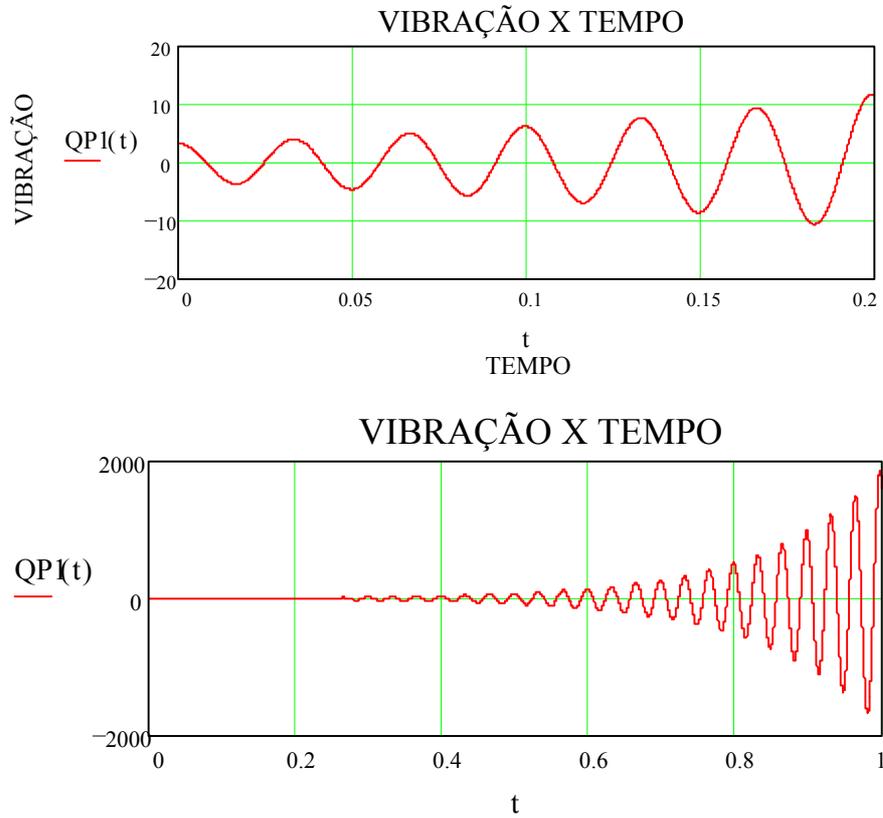


Figura 7 e 8- Sinais no tempo ( $D_s < 0$ )

A figura (9) ilustra quando o  $D_s > 0$  (azul) e o  $D_s < 0$  (vermelho):

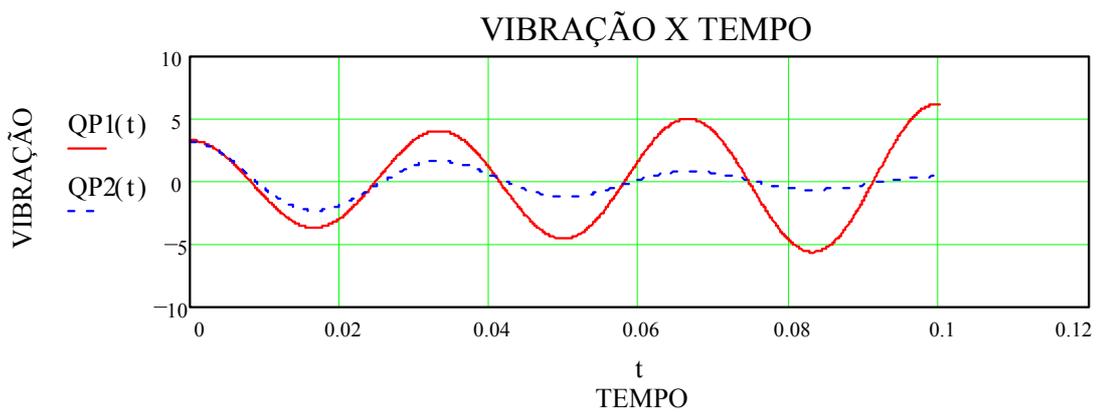


Figura9- Para  $D_s > 0$  e  $D_s < 0$

#### 4- CONCLUSÃO

Quando um ventilador está operando na sua zona de instabilidade poderá causar a pulsação nos dutos. Portanto a operação á esquerda do ponto P não é recomendada, pois, poderá resultar em ressonância acústica, vibração e principalmente instabilidade no sistema. Neste caso a solução é reduzir o fluxo do ar por meio de registro, em certos ventiladores poderá ser possível reduzir o diâmetro do rotor, diminuindo assim o fluxo de ar e permitindo a abertura dos registros do sistema. Existem também a possibilidade de adicionar-se um sistema de recirculação do ventilador que permite uma sangria a vazões baixas, deixando desta maneira que o ventilador se desloque da zona de instabilidade, acabando com a ressonância acústica.

Outra maneira é utilizar um controle na entrada das pás, aumentando as condições de perda secundária, de forma que o  $D_s$  fique positivo, diminuindo a taxa de fluxo.

#### 5- REFERÊNCIAS

- Almeida, M.T., 1999, “Vibrações Mecânicas para Engenheiros”, ED. Edgard Blucher Ltda, São Paulo, Brasil.  
 Den Hartog, J.P., 1956, Mechanical Vibrations, 41th Edition, McGraw-Hill Book Co., New York, pp 291-292.  
 Ford, R.D., 1970, Introduction to Acoustics, Elsevier Publishing Company Limited, New York, pp 83-87.  
 Fox, R.W e Mcdonald, A . T, 1992, Introdução à Mecânicas dos Fluidos, 4<sup>a</sup>. Edição, Ed. S. A, Rio de Janeiro, Brazil.  
 McConnell, K.G, 1988, “A Simple Model of Self-Excited Flow Surge”, Sound and Vibration.  
 Wylen, G.J.V e Sonntag, R. E, 1976, Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Ed. Edgard Blucher LTDA, São Paulo, Brasil.

#### VIBRATION SELF-EXCITED INDUCED FOR ACOUSTIC RESONANCE IN A SYSTEM OF VENTILATION

Fabiano Ribeiro do Vale Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil

E-mail: [mtaev@uol.com.br](mailto:mtaev@uol.com.br)

Márcio Tadeu de Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil

E-mail: [Tadeu@iem.efei.br](mailto:Tadeu@iem.efei.br)

*Abstract* A vibration model of a single-degree-of-freedom mechanical system, describes the behavior of self excited flow surge on ventilation system, where the volume flow rate is the time-dependent variable. This model consist of a significant pressure drop into a large volume which act like a spring, the mass of gas in the connecting pipe which act like inertia, minor losses and pipe friction which acts like damping. Also shows that system will be stable, when the performance curve slope is negative, and when the slope is positive, the system will be unstable and depending on system damping.

**Keywords:** Pulsation, Self-Excited, vibration e Acoustic Resonance.