

## **CONTROLE PID AUTO-AJUSTÁVEL EM VENTILADORES INDUSTRIAIS VISANDO A EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.**

**Felipe de Azevedo Guimarães, Otacílio da Mota Almeida, Adson Bezerra Moreira,  
Victor de Paula Brandão Aguiar, Celso Rogério Schmidlin Júnior.**

*Universidade Federal do Ceará  
Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes  
Departamento de Engenharia Elétrica  
Caixa Postal 6001, Campus do Pici, Bloco 705, 60455-760, Fortaleza, Ceará, Brasil.*

**Abstract:** In this article a self tuning PID is used to control the volumetric flow of industrial fans, two fan systems an axial and centrifugal one are used. The main objective is the energy saving, however other advantages, as the control for any level of volumetric flow and a bigger robustness to external disturbances, also are gotten with the use of this control. *Copyright © 2007 CBEE/ABEE*

**Keywords:** self tuning PID, industrial fans, energy efficiency.

**Resumo:** Neste artigo é usado o controle PID auto-ajustável para o controle da vazão em ventiladores industriais, duas diferentes concepções uma com sistema axial e outra com sistema centrífugo são utilizadas. O principal objetivo é a economia de energia, porém outras vantagens, como o controle para qualquer nível de vazão e uma maior robustez a perturbações externas, também são obtidos com o uso da estratégia apresentada..

**Palavras Chaves:** PID auto-ajustável, ventiladores industriais, economia de energia.

### **1 INTRODUÇÃO**

Com a globalização e a competitividade em todos os níveis do setor industrial a qualidade do produto final se tornou de importância crescente. Por outro lado a conservação de energia no setor industrial apresentou-se como fator importante na indústria moderna. O consumo de energia elétrica do setor industrial representa 45,5% do consumo total do País. A força motriz representa a maior parte deste consumo chegando a ser superior a 80% no setor têxtil e no de papel e celulose.

Este trabalho apresenta uma sistematização para de projeto de malhas de controle que, embora conhecido no setor industrial, não são eficientemente empregados se for considerando sob o foco da conservação da energia na indústria. A estratégia utilizada constitui-se de uma associação do controlador PID convencional com uma identificação frequencial da dinâmica do processo industrial a ser controlado, resultando em um sistema auto-ajustável. O controlador PID auto-ajustável foi utilizado no controle eficiente de um

ventiladores industriais, um ventilador axial e um centrífugo. Com a sistematização do método de controle empregado, observou-se uma economia de energia substancial quando comparado a outros métodos de controle convencionais, que muitas vezes utilizam somente o *damper* na tubulação dos ventiladores.

Sistemas de ventilação são bastante utilizados na indústria e são responsável por um considerável consumo de energia. É importante a aplicação, principalmente em processos industriais, de forma eficiente através de um controle ótimo do seu acionamento, tendo em vista a racionalização eficiente e inteligente do consumo de energia. Assim o Laboratório de Forças Motriz do Departamento de Engenharia Elétrica tem investido esforços no sentido de auxiliar o setor industriais na definição das melhores estruturas mecânicas de automação e de controle para sistemas de ventiladores industriais.

Na automação proposta neste artigo para os sistemas de ventilação utilizou-se um de controlador lógico programável (CLP) tipo CPU224-XP da Siemens, para

aplicação de médio e pequeno porte, interligados por uma rede Modbus a um sistema supervisório baseado no Elipse E3 Studio.

Este artigo está organizado da seguinte forma: na seção 2 são descritos os sistemas de ventilação, na seção 3 apresenta-se a técnica de auto-ajuste e na seção 4 os resultados obtidos. As conclusões são apresentadas na seção 5.

## 2 VENTILADORES INDUSTRIAIS

A ventilação industrial é a operação realizada através de meios mecânicos que visa o controle de parâmetros, tais como: a temperatura, a distribuição do ar, a umidade, e eliminar agentes contaminantes ou poluentes, entre eles: gases, vapores, poeiras, névoas, microorganismos e odores.

Além de remover os elementos contaminantes de um dado local, o controle de poluição por meio de ventilação requer muitas vezes que os elementos poluidores, depois de captados, seja dada uma destinação adequada, de modo a não contaminarem a níveis que tragam dano à saúde, evitando que tais agentes se dispersem na atmosfera, sendo prejudicial a um número considerável de pessoas, afetando as condições ecológicas imprescindíveis à vida.

Os sistemas de ventilação se classificam em sistemas de ventilação geral e em sistemas de ventilação local exaustora.

O sistema de ventilação geral proporciona a ventilação de um determinado ambiente, de um modo geral e global. Pode ser natural, quando não são utilizados recursos mecânicos para proporcionar o deslocamento do ar. O deslocamento do ar é realizado através de janelas, portas e entre outros. A ventilação é dita geral diluidora, quando se utiliza equipamentos mecânicos (ventiladores) para a ventilação do recinto.

A ventilação geral diluidora pode ser através de: insuflação, exaustão, insuflação e exaustão combinadas, constituindo o chamado sistema misto. Este tem por finalidade:

- Manter o conforto ambiental;
- Manter a saúde e a segurança humana;
- Conservar em bom estado materiais e equipamentos.

O sistema de ventilação local exaustora realiza-se com um equipamento captor de ar próximo a fonte poluidora, isto é, que produz poluente nocivo à saúde, de forma a remover o ar da fonte poluidora para a atmosfera. O ar da fonte poluidora é removido através de sistema de exaustão, devendo ser tratado, com a finalidade de ser convenientemente entregue a atmosfera, sem qualquer risco de poluição ambiental. (Moreira, 2006)

Segundo a norma técnica brasileira (ABNT - NBR 10131, 1987), os ventiladores se classificam de acordo

com a forma do rotor em: centrífugos ou radiais, mistos e axiais.

Os centrífugos podem operar pequenas vazões e grandes pressões (VIANA, 2002). Nestes a trajetória de uma partícula gasosa no rotor se realiza em uma superfície que é um plano perpendicular ao eixo (MACINTYRE, 1990).

Um ventilador centrífugo consiste em um rotor com pás chamado impelidor, uma carcaça de conversão de pressão e um motor de acionamento. O ar entra no centro do rotor em movimento na entrada, sendo acelerado pelas pás e impulsionado da periferia do rotor para fora da abertura de descarga (ASHRAE HVAC Systems & Equipment Handbook, 2000). O ventilador usado neste artigo tem um diâmetro 400mm e é acionado por um motor de indução trifásico de 2 hp que pode ser ligado diretamente na rede elétrica ou pode ser acionado por um inversor de frequência. A Figura 1 mostra o ventilador centrífugo usado.



Figura 1 - Ventilador centrífugo.

Os ventiladores axiais podem operar grandes vazões e pequenas pressões (VIANA, 2002). A trajetória que a partícula de gás descreve no rotor é uma hélice descrita em uma superfície de revolução aproximadamente cilíndrica (MACINTYRE, 1990). O ventilador axial produz pressão a partir da velocidade adquirida pelo fluido ao atravessar o impelidor (ASHRAE HVAC Systems & Equipment Handbook, 2000). O ventilador axial usado neste artigo tem um diâmetro de 680mm e tem 6 hélices, é acionado por um motor de indução trifásico de 1,5 hp que pode ser ligado diretamente na rede elétrica ou pode ser acionado por um inversor de frequência. A Figura 2 mostra o ventilador axial usado.



Figura 2 - Ventilador axial.

Os mistos ou hélico-centrífugos podem operar médias pressões e médias vazões (VIANA, 2002). A partícula no interior do rotor misto descreve uma hélice sobre a superfície de revolução cônica, cuja geratriz é uma linha curva (MACINTYRE, 1990). Neste trabalho não é usado o ventilador misto.

### 3 CONTROLADOR PID AUTO-AJUSTÁVEL

O controlador *PID* de estrutura fixa, ainda corresponde a uma das estruturas de controle mais utilizada a nível industrial devido à sua simplicidade de implementação e capacidade de satisfazer a maioria dos requisitos de projeto (ÅSTRÖM & HÄGGLUND, 1995; TAKATSUN & ITOH, 1999). Entretanto, mesmo sendo uma estratégia conhecida e dominada pelos engenheiros de controle, aspectos de sintonia continuam sendo, a nível de engenharia e pesquisa, um desafio (TAKATSUN & ITOH, 1999; UNAR & SHAH, 1996).

Procurando conferir simplicidade de projeto aos controladores *PID*, mesmo em situações de difícil operação e sem a necessidade de definir um modelo explícito para o processo a ser controlado, vários métodos de auto-ajuste têm sido propostos (Åström & Witenmark, 1995; Schei, 1994; HO et. al., 1995). Como exemplo de método de auto-ajuste, pode-se citar o método do relé, inicialmente proposto por Åström & Häggglund (1984). Este método pode ser considerado como um marco no desenvolvimento de abordagens *PID* auto-ajustáveis e por utilizar uma não-linearidade do tipo relé na malha de realimentação do processo. Esta sintonia é conhecida como o método do relé. O método do relé e variações apresentam características de suma importância para o controle de processos industriais:

1. Simples de projetar e implementar.
2. Economizam tempo de projeto, principalmente por não ser necessário a identificação explícita de um modelo para o processo,
3. Na fase de estimação do processo, a variável de controle fica em um patamar próximo ao desejado, não provocando o desligamento do processo na fase de ajuste.
4. Muitos controladores lógicos programáveis (CLPs) já têm incluso o controle *PID*.

A identificação do processo é feita a partir da estimação em frequência da função de transferência do processo em malha aberta. Para tanto utiliza-se uma não-linearidade tipo relé realimentando o sistema, figura 3.

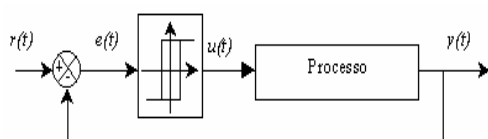


Figura 3: Realimentação do processo através do relé.

Da saída do processo e da especificação da não-linearidade, determinam-se os parâmetros relevantes (amplitude e frequência de oscilação) necessários para a estimação da função de transferência do processo em malha aberta  $G(j\omega)$ .

O relé com histerese (figura 4) pode ser modelado no domínio do tempo por simples regras linguísticas descrevendo o comportamento da histerese, isto é

Se  $[/(e(t) / > \varepsilon \ \& \ e(t) > 0)]$  então  $u(t) = d$

Se  $[/(e(t) / > \varepsilon \ \& \ e(t) < 0)]$  então  $u(t) = -d$

Se  $[/(e(t) / < \varepsilon \ \& \ u(t-1) = d)]$  então  $u(t) = d$

Se  $[/(e(t) / < \varepsilon \ \& \ u(t-1) = -d)]$  então  $u(t) = -d$

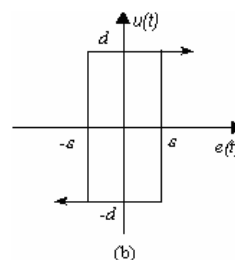


Figura 4: Relé com histerese.

Os sinais  $e(t)$  e  $u(t)$  são mostrados na figura 5. A saída do relé  $u(t)$ , variável de controle, corresponde a uma onda quadrada. Com o sinal da figura 5, como entrada para o processo e, considerando-se que a resposta do processo em malha fechada seja dominada pelas componentes de baixa frequência, a saída oscila de forma senoidal como mostra a figura 5.

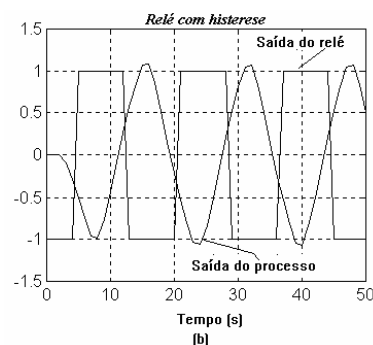


Figura 5: Saída do relé  $u(t)$ , onda quadrada; saída do processo  $y(t)$ , característica senoidal

A partir da modelagem do relé por função descritiva e da operação do sistema sob o controle do relé, pode-se determinar a função de transferência do processo conforme a equação:

$$G(j\omega) = -\frac{\pi}{4d} \sqrt{a^2 - \varepsilon^2} - j \frac{\pi \varepsilon}{4d} \quad (1)$$

Onde  $d$  e  $\varepsilon$  são definidos conforme a figura 4,  $a$  é a amplitude de oscilação do sinal na saída do processo e  $w$  é a frequência de oscilação medida.

A partir dos parâmetros obtidos do método do relé, torna-se simples generalizar um método de cálculo dos parâmetros do controlador onde outros pontos do diagrama de Nyquist são deslocados para posições especificadas em termos de fase e ganho para o sistema compensado ( $PID$  + Processo). A figura 6 ilustra a situação em que um ponto  $P$  de ganho  $r_p$  e fase  $\varphi_p$  é movido para um ponto  $S$  de ganho  $r_s$  e fase  $\varphi_s$  através da ação de um controlador  $PID$ . Estendendo-se a redução do ganho e o atraso na fase aos outros pontos do diagrama de Nyquist obtém-se uma nova curva para o sistema compensado que resulta em uma melhor estabilidade relativa e, portanto, melhores características dinâmicas para o sistema compensado.

Todos os cálculos necessários neste método de ajuste foram feitos pelo sistema supervisor, haja vista que o controlador lógico programável (CLP) usado neste processo não possui os recursos necessários para implementar os cálculos.

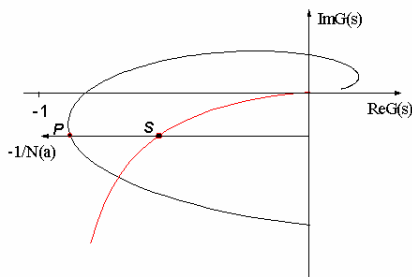


Figura 6: O ponto  $P$  é movido para o ponto  $S$  pela ação do controlador  $PID$ .

Aplicando um relé com histerese na malha de realimentação, cuja função descritiva é dada por  $N(a)$ , o ponto  $S$  da figura 6 pode ser calculado. O valor da função de transferência do processo, numa frequência de oscilação escolhida para projeto, pode ser determinada.

Supondo-se a função de transferência do processo na frequência ( $w$ ) dada por

$$G_p(jw) = r_p e^{j\varphi_p} \quad (2)$$

tem-se

$$\varphi_p = \arctan\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{a^2 - \varepsilon^2}}\right) \quad (3)$$

$$r_p = \frac{\pi a}{4d} \quad (4)$$

onde  $\varepsilon$  e  $d$  são os parâmetros do relé e  $a$  é a amplitude de oscilação da saída do sistema.

A partir das especificações de fase e ganho para o sistema compensado obtém-se os parâmetros de sintonia ( $K_c$ ,  $T_i$ ,  $T_d$ ) para o controlador  $PID$ .

Supondo-se que a função de transferência para o sistema compensado seja dada por

$$G_s(jw) = r_s e^{j\varphi_s} \quad (5)$$

onde  $r_s$  e  $\varphi_s$  são o módulo e a fase especificados, como parâmetro de projeto. A função de transferência de malha aberta do sistema compensado é dada por

$$G_s(jw) = G_p(jw)G_c(jw) \quad (6)$$

Das equações (2), (5) e (8) obtém-se

$$k_p = \frac{r_s \cos(\varphi_s - \varphi_p)}{r_p} \quad (7)$$

$$\tan(\varphi_s - \varphi_p) = (wT_d - \frac{1}{wT_i}) \quad (8)$$

O ganho  $K_p$  do controlador é calculado através da equação (7). A equação (8) tem dois parâmetros ( $T_i$  e  $T_d$ ) a serem determinados e um grau de liberdade. Uma condição adicional deve ser introduzida para determinar os parâmetros  $T_i$  e  $T_d$ . Um método comum é especificar uma relação constante entre esses dois parâmetros, garantindo que o controlador tenha estrutura  $PID$ , tal que

$$T_d = \alpha T_i \quad (9)$$

com  $0 < \alpha < 1$ . Uma escolha usual para  $\alpha$  é 0.25 (ÅSTRÖM & WITTENMARK, 1990).

Portanto, das equações (2.14) e (2.15) resulta que

$$T_d = \frac{1}{2w_d} \left[ \tan(\varphi_s - \varphi_p) + \sqrt{4\alpha + \tan^2(\varphi_s - \varphi_p)} \right] \quad (10)$$

$$T_i = \frac{1}{\alpha} T_d \quad (11)$$

O controlador obtido a partir das equações (7), (10) e (11) desloca um ponto determinado pela função de transferência de malha aberta do processo, cuja frequência é determinada pelo ponto de operação obtido da interseção dos lugares geométrico de  $G(j\omega)$  com o inverso negativo da função descritiva do relé, no plano  $G(s)$  para o ponto especificado por  $\varphi_s$  e  $r_s$ .

Pelo fato dos CLPs não possuírem capacidade de realizar todos os cálculos para obter os parâmetros do PID, o algoritmo para determinação dos parâmetros do controlador *PID* é feito de forma conjunta entre o CLP e o sistema supervisor. O algoritmo por especificação de fase e ganho para o sistema compensado, pode ser sintetizado nos seguintes passos:

1. Estimar, com o relé, cujo todo algoritmo é implementado no próprio CLP,  $r_p$  e  $\varphi_p$  em uma frequência  $\omega$  determinada pelo ponto de operação obtido da interseção do lugar geométrico de  $G(j\omega)$  com o inverso negativo da função descritiva do relé. Resultados satisfatórios são obtidos ajustando-se o ponto de operação na frequência dos pólos dominantes do sistema antes da compensação. O CLP envia pela rede Modbus, os parâmetros necessários para os cálculos, tais parâmetros são: a amplitude máxima das oscilações e o período das oscilações.
2. Especificar o ganho  $r_s$  e a fase  $\varphi_s$ . Essa etapa é feita pelo sistema supervisor.
3. Calcular os parâmetros do controlador através das equações (7), (10) e (11). Essa etapa também é realizada pelo sistema supervisor. após obtidos os parâmetros, o supervisor envia os parâmetros já calculados para o CLP.

Segue abaixo a tela principal do ventilador centrífugo projetada no sistema Elipse.

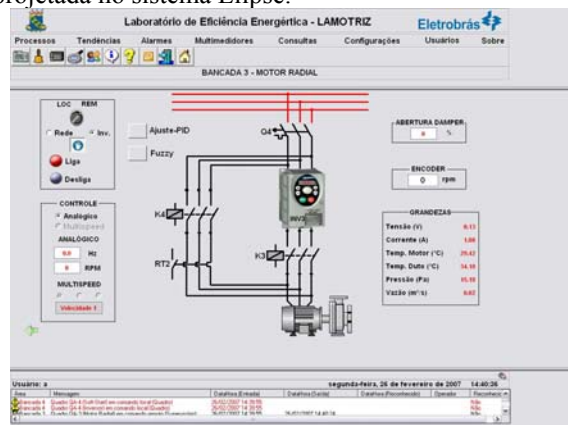


Figura 7 – Tela do ventilador centrífugo.

Todos os parâmetros necessários para realizar o auto-ajuste são inseridos na tela de auto-ajuste mostrada abaixo. No caso do ventilador centrífugo os dados do processo identificados através do experimento com o relé foram:  $T_c=0,373\text{min}$  (período crítico) e  $a=1,1202$  amplitude de oscilação na saída do processo. A especificação de módulo e fase para o processo foi:  $r_p = 0,6$  e  $\varphi_p=85^\circ$ .

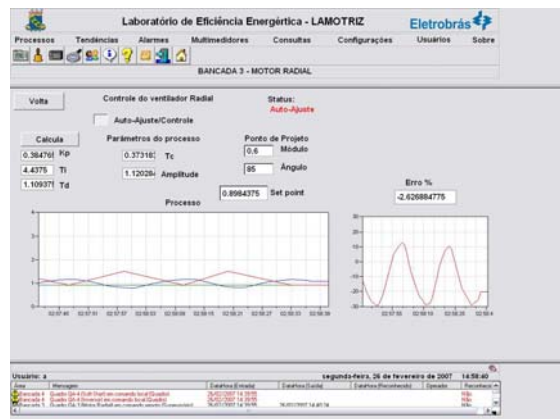


Figura 8 – Tela de auto-ajuste do ventilador centrífugo.

As telas do ventilador axial têm o mesmo formato das telas mostradas acima.

## 4 RESULTADOS

Foi executado o algoritmo de auto-ajuste descrito na seção 2 para o ventilador centrífugo e axial. Foram escolhidos dois pontos de projeto e usado o ponto que obteve a melhor resposta. Seguem as respostas do ventilador centrífugo.

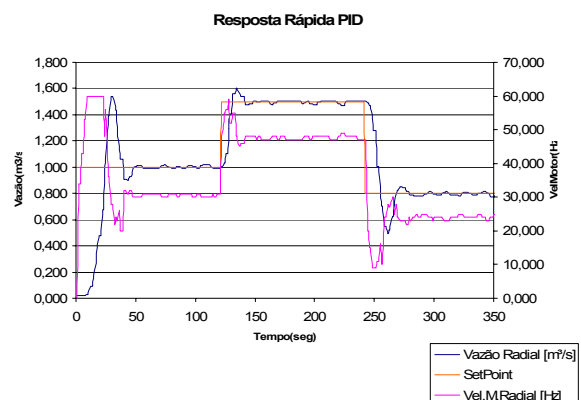


Figura 9 - Ponto com módulo de 0,6 e ângulo de  $60^\circ$

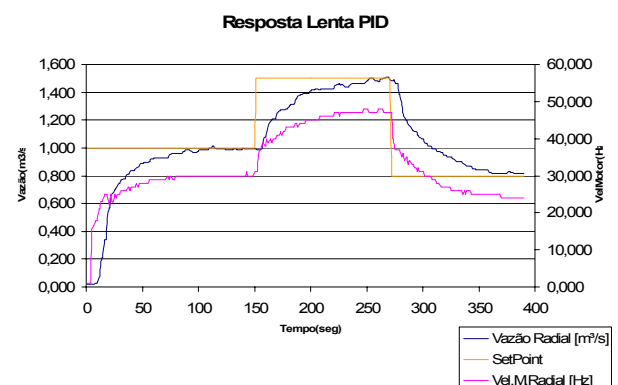


Figura 10 - Ponto de módulo 0,6 e ângulo de  $85^\circ$

A resposta lenta foi escolhida para fazer a análise de economia de energia porque não ocorreu o sobre-sinal e o ventilador não apresentou mudanças bruscas na sua velocidade.

Foram feitos ensaios nos ventiladores axial e centrífugo em dois modos de operação. O modo convencional, que é com o uso do *damper* para controlar a vazão restringindo a passagem de ar, nesse modo o motor é



ligado diretamente a rede elétrica. Do modo proposto, com o uso do controle PID auto-ajustável, o controlador varia a velocidade do motor pelo inversor, de modo que a vazão sempre permaneça no valor desejado, o damper é totalmente aberto nesse tipo de operação.

Os ensaios tem duração de 10 minutos e os dados de consumo de energia são obtidos através de um multimedidor digital de grandezas elétricas. O modelo do equipamento é o Power Logic PM850 fabricado pela Schneider Electric, os dados são enviados ao sistema supervisorio SMS 1500, por uma rede Modbus, onde são retirados os relatórios de consumo de energia. O PM850 é certificado pela ANSI C12.20 e pela IEC 60687, este equipamento tem classe de exatidão de 0.5S.

Segue abaixo a tabela de comparação do consumo de energia após realizados os dois ensaios para diferentes pontos de operação para o ventilador centrífugo.

Tabela 1: Análise de economia de energia do ventilador centrífugo.

SetPoint(m3/s)	Consumo(kWh)		Economia %
	DAMPER	PID	
1	0,1506	0,0274	81,81
1,2	0,1539	0,0479	68,88
1,5	0,159	0,0895	43,71

Tabela 2: Análise de economia de energia do ventilador axial.

SetPoint(m3/s)	Consumo(kWh)		Economia %
	DAMPER	PID	
1,8	0,2268	0,0221	90,26
2,7	0,1773	0,0389	78,06
3,5	0,1684	0,0704	58,19

## 5 CONCLUSÕES

Conforme os resultados obtidos, pode-se constatar a importância da economia de energia obtida pelo uso do controlador PID auto-ajustável para o controle do sistema. Nota-se que a economia é maior quando a vazão desejada é menor, isso se dá devido a menor velocidade do motor que é requerida para menores valores de vazão.

Com uso do controle PID auto-ajustável, além da economia de energia, obte-se o controle da vazão em várias faixas de operação. As mudanças de pontos de operação são facilmente executadas, diferente do que ocorre com o uso do *damper*, que na maioria das aplicações fica ajustado para um único ponto operacional. Outra grande vantagem obtida é que não se faz necessário a curva do ventilador, uma vez que o processo é identificado e o controle projetado para o processo real.

Com o acúmulo de sujeira nos dutos, na entrada e saída de ar e nos filtros, o que geralmente ocorre nos sistemas de ventilação, a vazão tende a cair prejudicando a eficiência da aplicação. Com o controle PID, o algoritmo de controle corrige automaticamente essas

perturbações do sistema, de forma que sua eficiência permaneça a mesma.

Pode-se concluir que o uso do controlador PID auto-ajustável traz inúmeras vantagens, como: economia de energia, o controle total da vazão e o aumento da robustez a perturbações que ocorrem em sistemas de ventilação.

## Agracedimentos

Agradecimentos a Fundação Cearense de Apoio ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico (FUNCAP).

## 6 REFERÊNCIAS

- Astrom, K.J and Hagglund, T. PID Controllers: Theory, Design and Tuning, 1995. Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC
- Takatsu H., Itoh, T, (1999), Future Needs for Control Theory in Industry – Report of the Control technology Survey in Japanese Industry, IEEE Transaction on Control Systems Technology, 37(3), pp. 298-305.
- Unar, M. A., D. J. Murray-Smith and S. F. Shah, (1996), Design and Tuning of Fixed Structure PID Controllers: A Survey, Faculty of Engineering, Glasgow G12 8QQ, Scotland Technical Report CSC-96016.
- Astrom, KJ and Wittenmark, B. Adaptive control. 1995. Addison-Wesley. Boston, MA, USA.
- Schei, T. S. (1994). Automatic tuning of PID controllers based on transfer function estimation, *Automática*. 30(12): 1983-1989.
- Ho, W. K. ; Hang C. C.; Cao L. S., (1995), Tuning of PID controllers based on gain and phase margin specification; *Automatica*, vol. 31 No. 3, pp. 497-502.
- Astrom, KJ and Wittenmark, B. Computer controlled systems, 1990, Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ.
- Viana, C. N. A., Manual do Programa de Eficientização Industrial - Módulo: Ventiladores e Exaustores. ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro, 2002.
- Macintyre, Archibald Joseph. Ventilação Industrial e controle despoluição. Ed. LTC, Rio de Janeiro, 1990, 2a. ed.
- ASHRAE HVAC Systems & Equipment Handbook, 2000.
- ABNT - NBR 10131 - 1987 - Bombas hidráulicas de fluxo.
- Moreira, A. B. Análise da operação de sistemas de ventilação industrial visando à eficiência energética. Dissertação de Mestrado, 2006.