

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS
ENGENHARIA MECÂNICA
ALLISSON COSTA PEDRO

N. CLASS.	4621.5
CUTTER	P3720
ANO/EDIÇÃO	2013

OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Varginha
2013

FEPESMIG

ALLISSON COSTA PEDRO

OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas – UNIS/MG como requisito para obtenção de graduação em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Esp. Rullyan Marques Vieira.

**Varginha
2013**

ALLISSON COSTA PEDRO

OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de engenharia mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas – UNIS/MG, como pré-requisito para obtenção de grau de bacharel pela Banca Examinadora composta pelos membros:

Aprovado em / /

Prof. Me. Luiz Carlos Vieira Guedes

OBS:

Dedico esta pesquisa a meus familiares, aos colegas de curso, aos professores e a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para esta conquista.

RESUMO

O elevado consumo de energia elétrica em sistemas motrizes na indústria brasileira tem motivado as empresas a desenvolver o projeto de otimização dos sistemas motrizes. Assim, o presente estudo discorreu sobre o tratamento e otimização de sistemas de ar comprimido tendo em vista que atualmente, o ar comprimido é utilizado para diversos fins: ferramentas pneumáticas, acionamentos, controles de equipamentos, transporte de materiais, etc. Depois da energia elétrica, o ar comprimido é a forma de energia mais consumida na indústria de transformação. É a forma de energia mais onerosa e também a mais negligenciada. Ressaltou-se a tendência em se fazer uso de sistemas inteligentes constatando-se que o controlador *Fuzzy* oferece oportunidades de melhoria da eficiência do sistema com a redução da pressão de trabalho do compressor e a detecção e eliminação de vazamentos na instalação de ar comprimido.

Palavras-chaves: Ar comprimido. Otimização. Eficiência.

ABSTRACT

The high electricity consumption in motor systems in the Brazilian industry has motivated companies to develop the design optimization of motor systems. Thus, this study discussed the treatment and optimization of compressed air systems with a view that currently, the compressed air is used for various purposes: pneumatic tools, drives, controls, equipment, transportation of materials, etc. After electricity, compressed air is the more energy consumed in the manufacturing industry. It is a form of energy more expensive and also the most neglected. Emphasis was placed on the tendency to make use of intelligent systems noting that the Fuzzy controller offers opportunities to improve the system efficiency by reducing the pressure of the compressor and the detection and elimination of leaks in the compressed air system.

Keywords: *Compressed air. Optimization. Efficiency.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Corte de um compressor a pistão.....	12
Figura 2 - Compressor recíproco: admissão.....	12
Figura 3 - Compressor recíproco: compressão.....	13
Figura 4 - Compressor recíproco: descarga.....	13
Figura 5 - Compressor recíproco: expansão.....	14
Figura 6 - Compressores recíprocos: ciclo de compressão ideal.....	14
Figura 7 - Compressores recíprocos: ciclo de compressão real	15
Figura 8 - Compressores recíprocos: câmara de compressão de dupla ação.....	16
Figura 9 - Compressor tipo L.....	17
Figura 10 - Compressor tipo V.....	17
Figura 11 - Compressor Parafuso	18
Figura 12 - Compressores a parafuso: ciclo de compressão ideal	19
Figura 13 - Ciclos de compressão do compressor parafuso no caso em que a relação de compressão interna é maior do que a externa	19
Figura 14 - Ciclos de compressão do compressor parafuso no caso em que a relação de compressão interna é menor do que a externa	20
Figura 15 - Pressão utilizando o controle partida e parada	22
Figura 16 - Potência consumida utilizando-se o controle partida e parada para uma faixa de pressão de 4 a 5 bar. Acionamento feito por partida direta	23
Figura 17 - Resposta do sistema utilizando o controlador PI para um set point de 4 bar ..	24
Figura 18 - Potência consumida utilizando-se o controlador PI para uma pressão de 4 Bar	24
Figura 19 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar para uma abertura de 15% da válvula de saída de ar.....	30
Figura 20 - Diagrama de Blocos utilizado em Simulink	31

Figura 21 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 15% da válvula de saída de ar.....	32
Figura 22 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 20% da válvula de saída de ar.....	32
Figura 23 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 25% da válvula de saída de ar.....	33
Figura 24 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 30% da válvula de saída de ar.....	33
Figura 25 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 35% da válvula de saída de ar.....	34
Figura 26 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 40% da válvula de saída de ar.....	34
Figura 27 - Estrutura do controlador fuzzy em Simulink.....	35
Figura 28 - Função de saída.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação de Consumo de Energia.....	25
Tabela 2 - Valores de k_p e k_i em função da abertura da válvula de saída de ar.....	36
Tabela 3 – Regras aplicáveis	36

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
2 COMPRESSORES DE AR DE DESLOCAMENTO POSITIVO	11
2.1 Compressores recíprocos	11
2.2 Compressores Rotativos de Parafuso	17
3 COMPARAÇÃO ENTRE O USO DO CONTROLE PARTIDA E PARADA E O USO DO INVERSOR DE FREQUENCIA NO CONTROLE DA PRESSÃO	22
3.1 Controle Partida e Parada	22
3.2 Controle Utilizando o Inversor de Frequência	23
4 AUMENTO DO CONSUMO DE ENERGIA COM O AUMENTO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA E PERDAS POR VAZAMENTO	26
4.1 Perdas por Vazamento	26
5 A TENDÊNCIA EM UTILIZAR SISTEMAS INTELIGENTES.....	28
5.1 Modelagem do Sistema.....	29
5.2 Aplicabilidade do Controlador <i>Fuzzy</i>	35
6 CONCLUSÃO.....	38
REFERÊNCIAS	39

1 INTRODUÇÃO

A classe industrial é responsável por cerca de 40% do consumo de energia elétrica do país, sendo o consumo de energia nos sistemas motrizes correspondente a 62% do total da energia elétrica consumida na indústria, o que corresponde a 28,5% da energia elétrica consumida no país (AQUINO et al, 2009).

Os motores elétricos presentes nas indústrias podem acionar cargas, como por exemplo, ventiladores, bombas, compressores, esteiras, entre outras. Na indústria nacional a potência instalada em sistemas de ventilação, compressão e bombeamento alcançam aproximadamente 75% da potência total (SOARES et al, 2005).

Esse elevado consumo de energia elétrica em sistemas motrizes na indústria brasileira tem motivado as empresas a desenvolver o projeto de otimização dos sistemas motrizes.

Feitas estas considerações iniciais, o presente estudo discorreu sobre o tratamento e otimização de sistemas de ar comprimido em compressores.

O estudo se justifica e se faz relevante pois atualmente, o ar comprimido é utilizado para diversos fins: ferramentas pneumáticas, acionamentos, controles de equipamentos, transporte de materiais, etc. Depois da energia elétrica, o ar comprimido é a forma de energia mais consumida na indústria de transformação. É a forma de energia mais onerosa e também a mais negligenciada. Embora a matéria-prima seja gratuita, captada da atmosfera, o processo de compressão envolve motores elétricos, secadores, perdas na linha, etc.

Para a realização desta pesquisa optou-se pela revisão de literatura em livros e artigos pertinentes à temática abordada.

2 COMPRESSORES DE AR DE DESLOCAMENTO POSITIVO

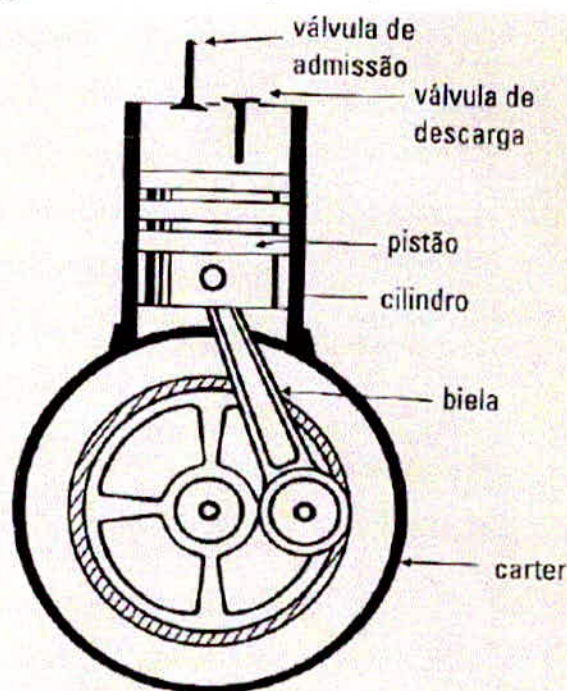
São aqueles nos quais sucessivos volumes de ar são confinados em um espaço fechado e através da redução ou deslocamento desse espaço o ar tem sua pressão elevada. Estão disponíveis em dois tipos: rotativos e recíprocos. Dentre esses, os mais utilizados na maioria das aplicações usuais de ar comprimido são os recíprocos de pistão e os rotativos de parafuso (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

2.1 Compressores recíprocos

São aqueles em que o deslocamento e a compressão do volume de ar ocorrem por meio de um êmbolo. O tipo mais conhecido e utilizado de compressor recíproco é o compressor a pistão. Esses compressores fornecem tipicamente uma vazão entre 3 a 5000 m³/h, produzem altas pressões e funcionam com excelente desempenho mecânico (HANS, 2004).

Os compressores a pistão aspiram e comprimem o ar durante seu movimento entre o ponto morto inferior e o ponto morto superior, à medida que são acionadas as válvulas de admissão e descarga do ar. Seu princípio de funcionamento é baseado em um sistema biela-manivela que converte o movimento rotativo de um motor de indução trifásico (MIT) em movimento linear de um pistão. A Figura 1 mostra um corte de um compressor a pistão de um estágio (HANS, 2004).

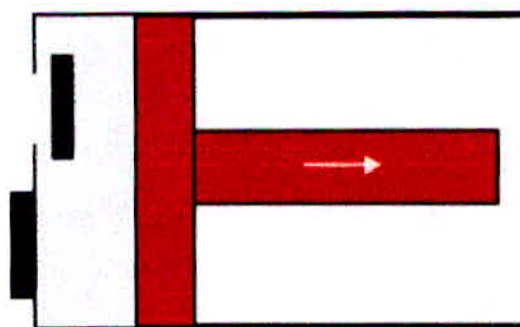
Figura 1 - Corte de um compressor a pistão



Fonte: Hans (2004)

Para poder realizar a compressão durante o movimento linear do pistão, o cabeçote é provido de válvulas na admissão e descarga do ar. Durante a admissão do ar o êmbolo retorna à sua posição inferior no cilindro reduzindo a pressão no interior do mesmo. A válvula de sucção abre-se permitindo a entrada de ar a ser comprimido, conforme mostrado na Figura 2.

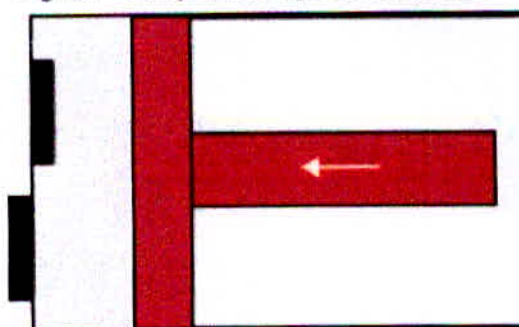
Figura 2 - Compressor recíproco: admissão



Fonte: Aguiar (2008)

Durante a compressão, a válvula de sucção permanece fechada, conforme mostrado na Figura 3.

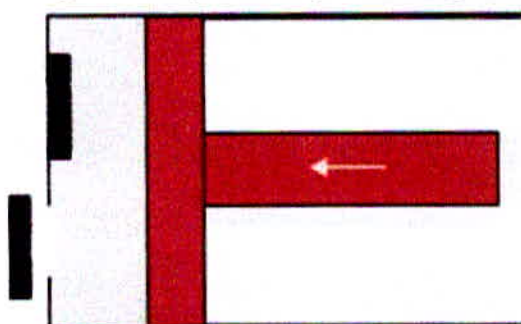
Figura 3 - Compressor recíproco: compressão



Fonte: Aguiar (2008)

No momento em que a pressão no interior do cilindro torna-se maior que a pressão na descarga, a válvula de descarga abre-se, permitindo a saída do ar comprimido, conforme representa a Figura 4.

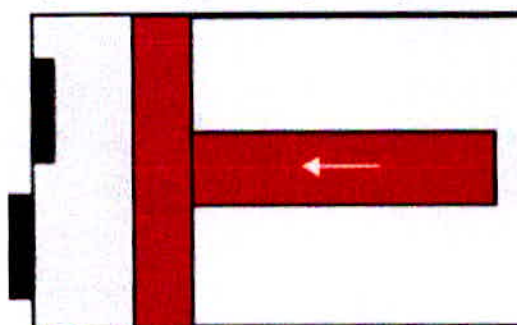
Figura 4 - Compressor recíproco: descarga



Fonte: Aguiar (2008)

Terminado o percurso ascendente do êmbolo, a válvula de descarga fecha-se e o êmbolo inicia nova descida, como ilustra a Figura 5. Como o êmbolo não pode tocar no topo do cilindro, uma quantidade residual de ar comprimido permanece no volume morto do cilindro, fazendo com que a válvula de sucção somente seja aberta quando a pressão no interior do cilindro diminuir até o nível permitido.

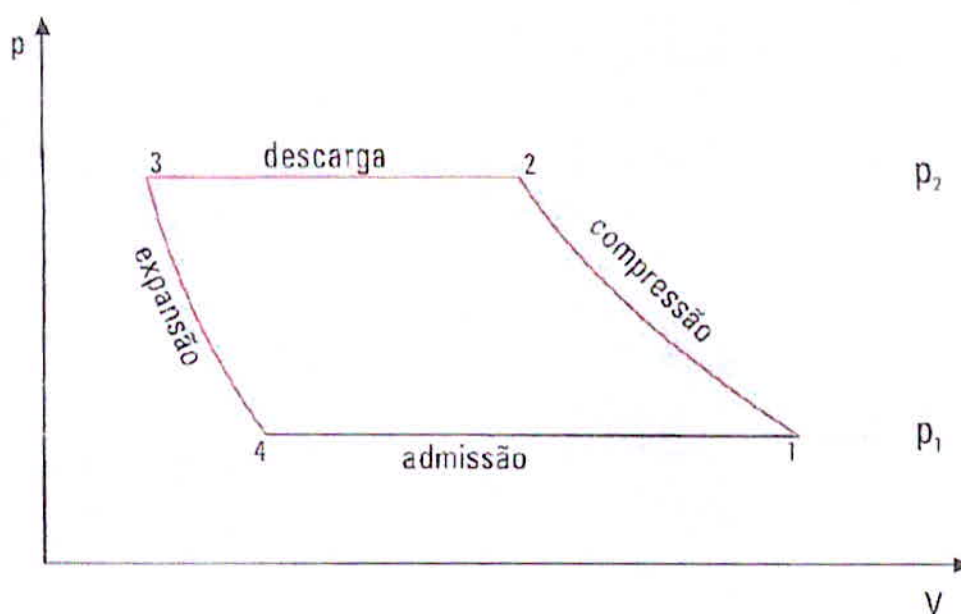
Figura 5 - Compressor recíproco: expansão



Fonte: Aguiar (2008)

A Figura 6 mostra o ciclo de compressão ideal dos compressores recíprocos.

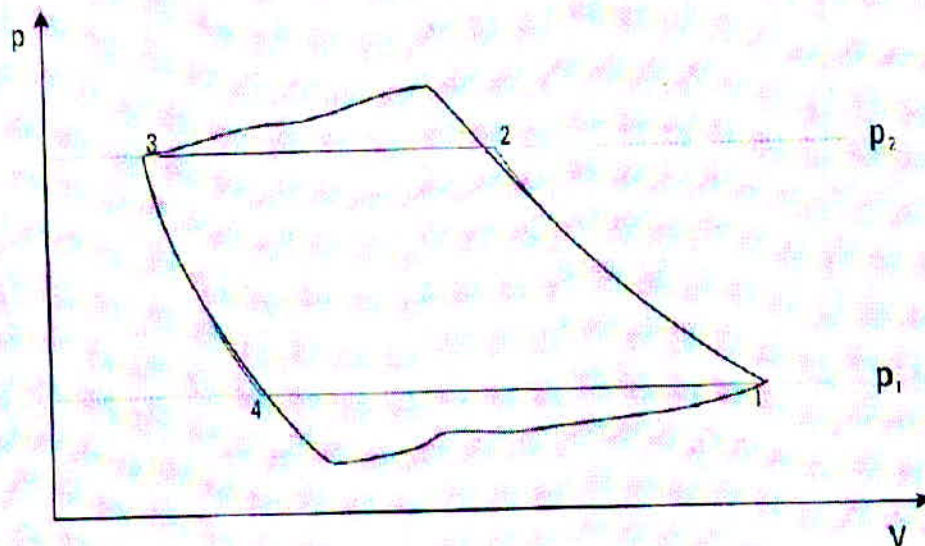
Figura 6 - Compressores recíprocos: ciclo de compressão ideal.



Fonte: Hans (2004)

Conforme pode-se observar na Figura 6, as retas 2-3 e 1-4, respectivamente, representam a descarga e admissão no ciclo de compressão e são isobáricas. A curva 3-4 representa a expansão do pistão do cilindro e a curva 1-2, a compressão do ar, devendo se aproximar o máximo de uma isotérmica para garantir a compressão mais eficiente. O retardo imposto pelo funcionamento das válvulas de sucção e descarga faz com que ocorra uma flutuação da pressão durante a admissão e descarga e o ciclo real segue a tendência da Figura 7 (HANS, 2004).

Figura 7 - Compressores recíprocos: ciclo de compressão real



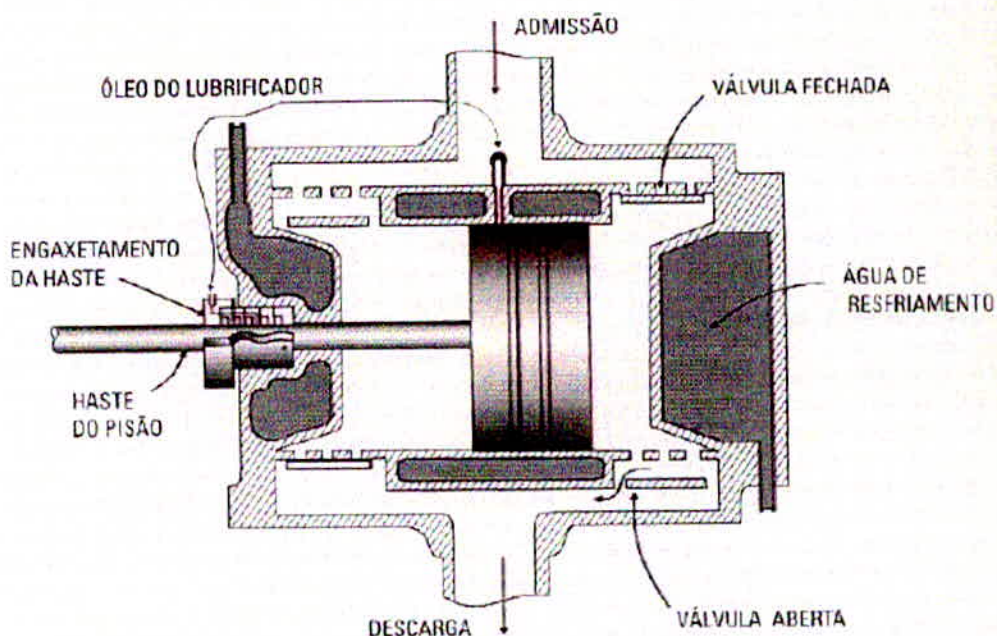
Fonte: Hans (2004)

As formas construtivas dos compressores recíprocos a pistão são muito diversificadas. As câmaras de compressão podem ser de simples ou dupla ação.

Simple ação: uma rotação do motor executa apenas uma compressão, como ilustrado na Figura 1.

Dupla ação: um lado do êmbolo comprime o ar, enquanto do outro lado, o ar é admitido na câmara de compressão, ou seja, uma rotação do motor executa duas compressões como mostra a Figura 8 (HANS, 2004).

Figura 8 - Compressores recíprocos: câmara de compressão de dupla ação

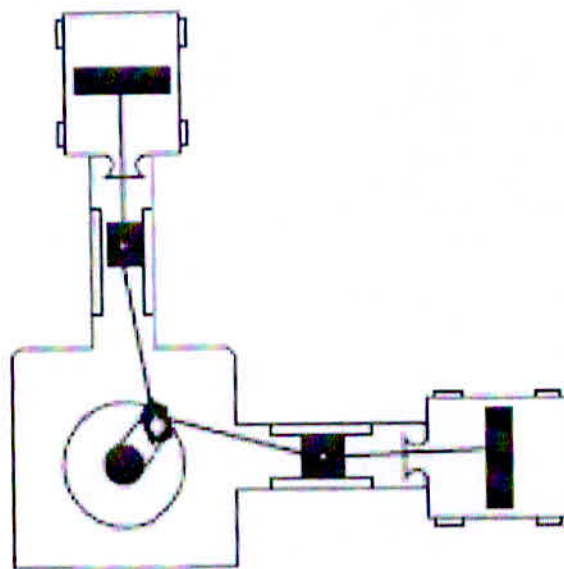


Fonte: Hans (2004)

Os compressores recíprocos podem apresentar um ou mais cilindros trabalhando em conjunto, e conseqüentemente, um ou mais pistões. Ele permite obter grande flexibilidade na produção de pressões e vazões.

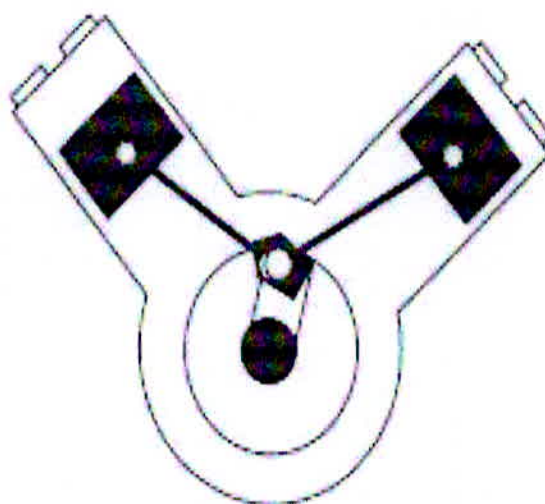
Quando possuírem mais de um cilindro, a disposição dos mesmos pode ser de diversas formas, como por exemplo, em “V” ou em “L”. Os compressores de simples ação mais comuns são os do tipo V, já os de dupla ação são os do tipo “L”, com um pistão na horizontal e outro na vertical. A Figura 9 e a Figura 10 ilustram compressores tipo L e tipo V respectivamente (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

Figura 9 - Compressor tipo L.



Fonte: Rocha e Monteiro (2005)

Figura 10 - Compressor tipo V



Fonte: Rocha e Monteiro (2005)

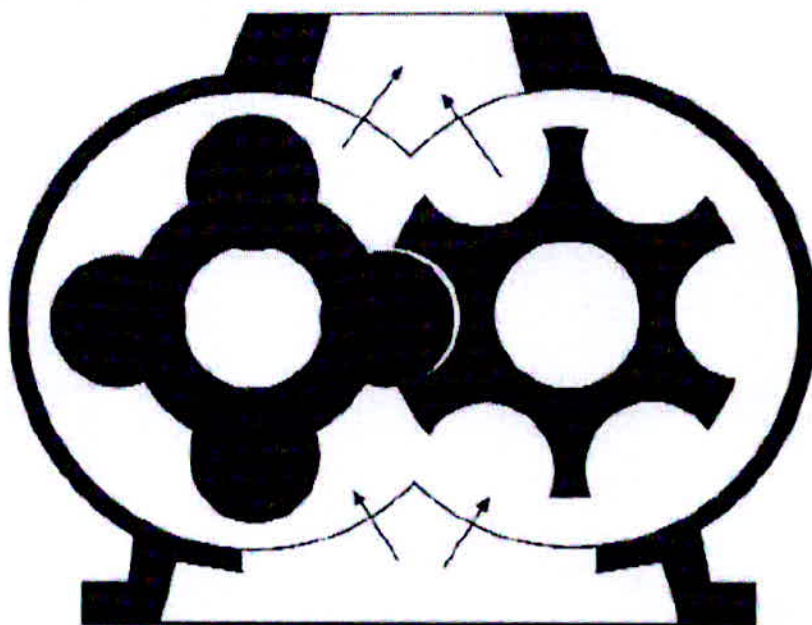
2.2 Compressores Rotativos de Parafuso

Esse tipo de compressor surgiu da necessidade de compressores que produzissem altas vazões, cerca de 10000 m³/h e que mantivessem o comportamento estável com a variação da carga. Os compressores a parafuso podem ser isentos de óleo ou com injeção de óleo. Suas

características mais importantes são: volume reduzido; produção contínua de ar; temperatura mais baixa no fim da compressão (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

Dois rotores são montados em paralelo dentro de uma carcaça. Esses rotores, um “macho” e outro “fêmea” giram em sentidos opostos. Um dos parafusos recebe energia motriz e o outro é acionado pelo movimento transmitido por meio de engrenagens acionadas pelo primeiro rotor, conforme ilustra a Figura 11 (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

Figura 11 – Compressor Parafuso

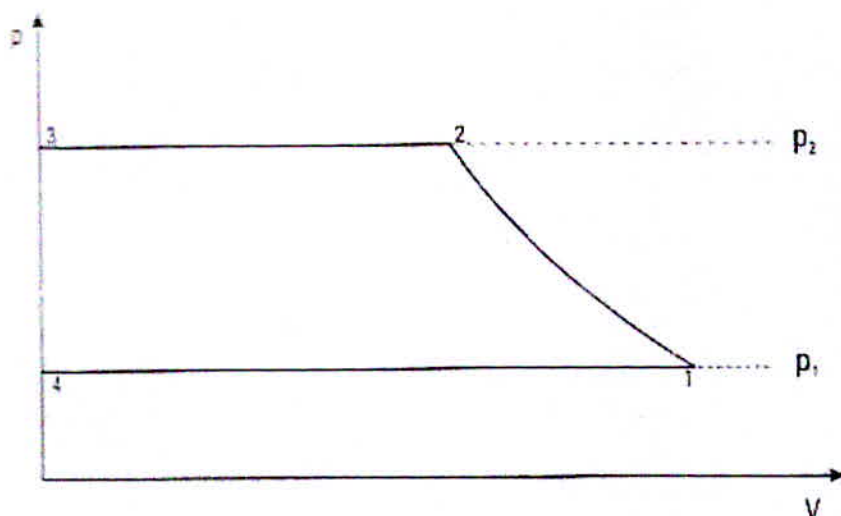


Fonte: Rocha e Monteiro (2005)

Devido à diferença entre o número de filetes em cada rotor com velocidades angulares diferentes, os espaços entre os rotores formam câmaras de compressão incluindo determinado volume de ar. Conforme os rotores giram, o volume de ar compreendido entre os mesmos é isolado da admissão e, em seguida, começa a decrescer iniciando a compressão que continua até o começo da abertura de descarga onde o ar é continuamente descarregado, livre de pulsações (AGUIAR, 2008).

Na figura 12 é mostrado o ciclo de compressão ideal dos compressores a parafuso em que a relação de compressão interna é igual à relação de compressão externa (HANS, 2004).

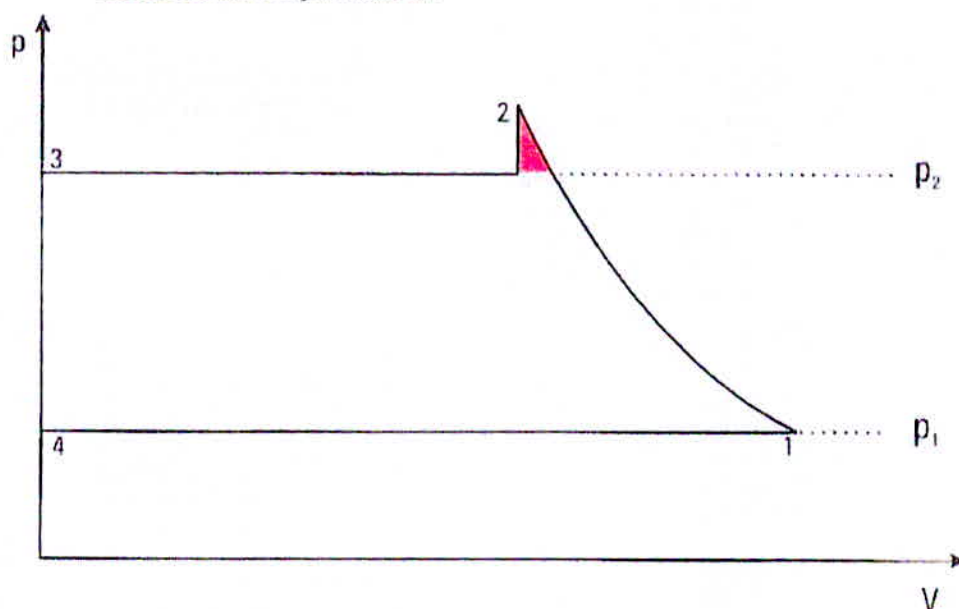
Figura 12 – Compressores a parafuso: ciclo de compressão ideal



Fonte: Hans (2004)

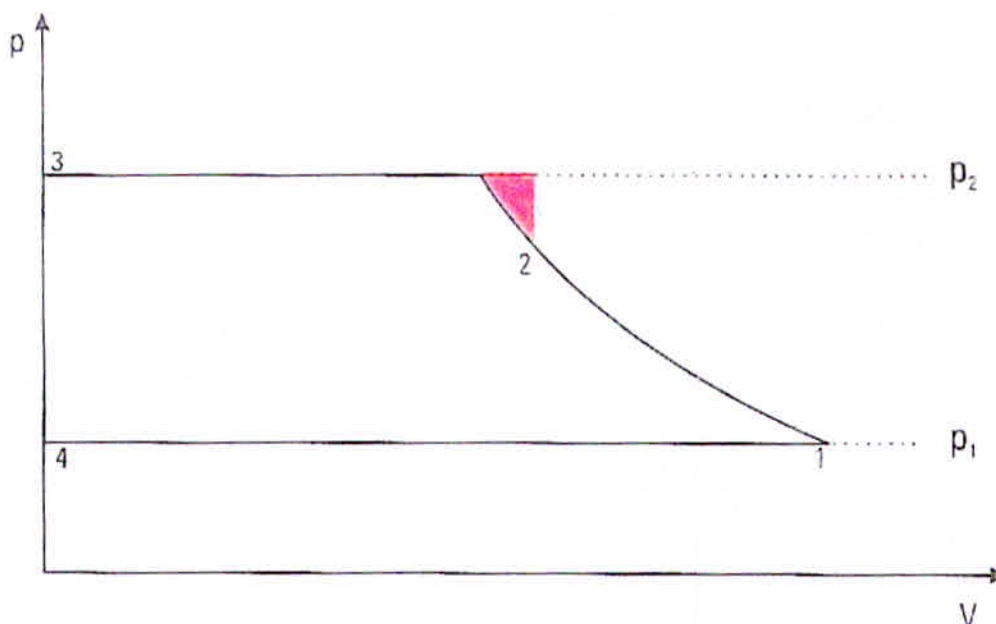
O ciclo de trabalho real deste compressor possui uma diferença em relação ao compressor a pistão: pode haver uma redução de pressão durante a descarga, com expansão do gás ou uma elevação da pressão com o retorno do gás comprimido para dentro do compressor como ilustra a Figura 13 e a Figura 14, respectivamente (HANS, 2004).

Figura 13 - Ciclos de compressão do compressor parafuso no caso em que a relação de compressão interna é maior do que a externa.



Fonte: Hans (2004)

Figura 14 - Ciclos de compressão do compressor parafuso no caso em que a relação de compressão interna é menor do que a externa.



Fonte: Hans (2004).

Os compressores parafuso podem ser isentos de óleo ou com injeção de óleo. Os do primeiro tipo apresentam necessidade de sincronização dos rotores por meio de engrenagens. Já os com lubrificação, permite o contato direto entre os rotores (AGUIAR, 2008).

Segundo Aguiar (2008), o modelo com injeção de óleo, ocorre injeção do óleo entre os dois rotores, tendo três funções básicas:

- Lubrificação dos rotores, eliminando a necessidade de sincronização entre os rotores, pois permite contato direto entre as paredes do filete;
- Vedação entre os rotores, reduzindo o refluxo de gás comprimido e, por consequência, o consumo específico de energia elétrica;
- Resfriamento da câmara de compressão. O calor gerado durante a compressão é absorvido pelo óleo e retirado do bloco do compressor, permitindo pressões de descarga elevadas com temperaturas finais do gás comprimido por volta de 100 °C.

Nos compressores isentos de óleo, uma folga menor entre os rotores minimiza o efeito de refluxo do gás comprimido. Como nenhum fluido retira o calor do bloco de compressão, como ocorre na injeção de óleo, a relação de compressão é menor. Uma outra forma construtiva, menos usual, é da injeção de água (HANS, 2004). Como a água não oferece lubrificação, esta forma construtiva também necessita de sincronização entre os rotores por meio de engrenagens externas. Um problema comum desta forma construtiva é o

desenvolvimento de bactérias na água e o depósito de cal nas paredes dos filetes e da câmara de compressão.

Os compressores a parafuso podem apresentar um único estágio de compressão ou múltiplos estágios. No caso de múltiplos estágios, os elementos compressores geralmente são montados em série.

3 COMPARAÇÃO ENTRE O USO DO CONTROLE PARTIDA E PARADA E O USO DO INVERSOR DE FREQUENCIA NO CONTROLE DA PRESSÃO

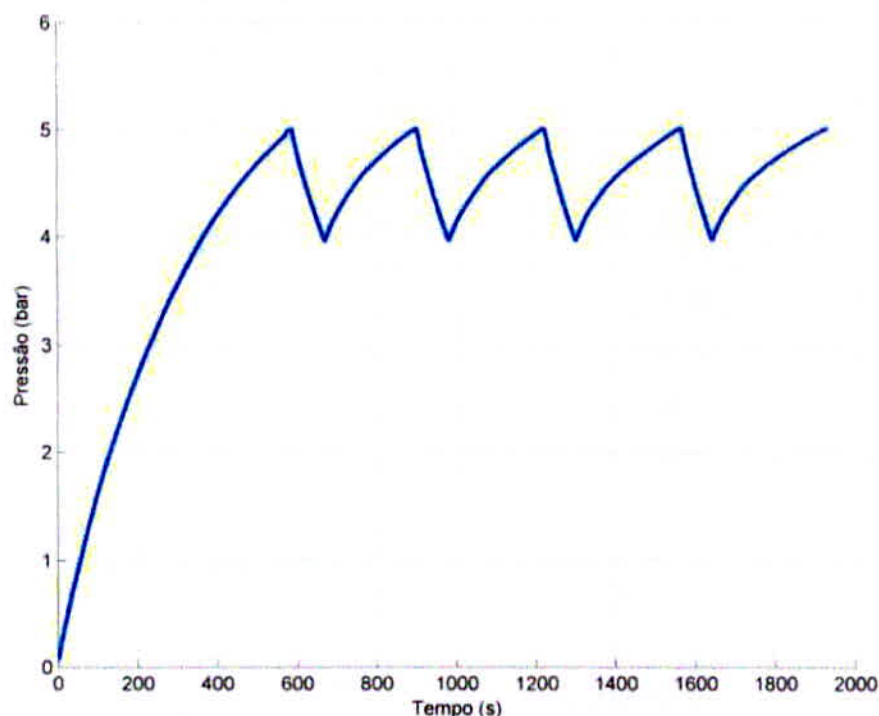
3.1 Controle Partida e Parada

O tipo de controle especificado para um determinado sistema de ar comprimido é basicamente determinado pelo tipo de compressor. A estratégia de controle utilizada deve ser criteriosamente escolhida, pois ela é um dos fatores que mais afeta o desempenho e a eficiência do sistema (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

Compressores a pistão são controlados de forma que parem de funcionar completamente quando a pressão limite superior for alcançada e retornem ao funcionamento quando a pressão limite inferior for alcançada.

O sistema descrito aqui tem como limite superior 5 bar e como limite inferior 4 bar. A Figura 15 ilustra o comportamento da pressão utilizando o controle partida e parada.

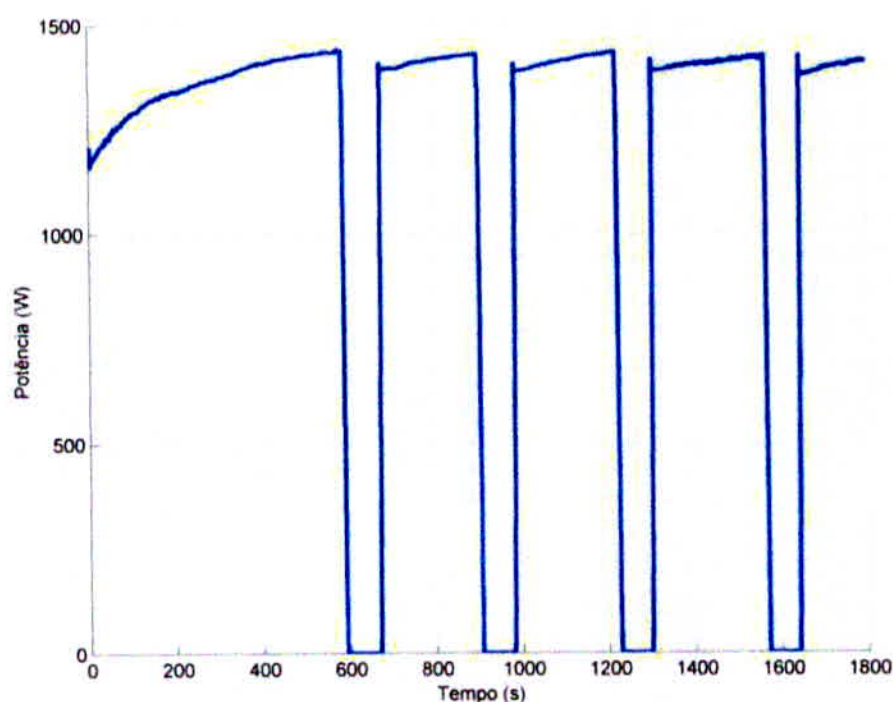
Figura 15 - Pressão utilizando o controle partida e parada



Fonte: Rocha e Monteiro (2005)

A Figura 16 mostra a potência consumida utilizando-se o controle partida e parada para uma faixa de pressão de 4 a 5 bar.

Figura 16 - Potência consumida utilizando-se o controle partida e parada para uma faixa de pressão de 4 a 5 bar. Acionamento feito por partida direta.



Fonte: Rocha e Monteiro (2005)

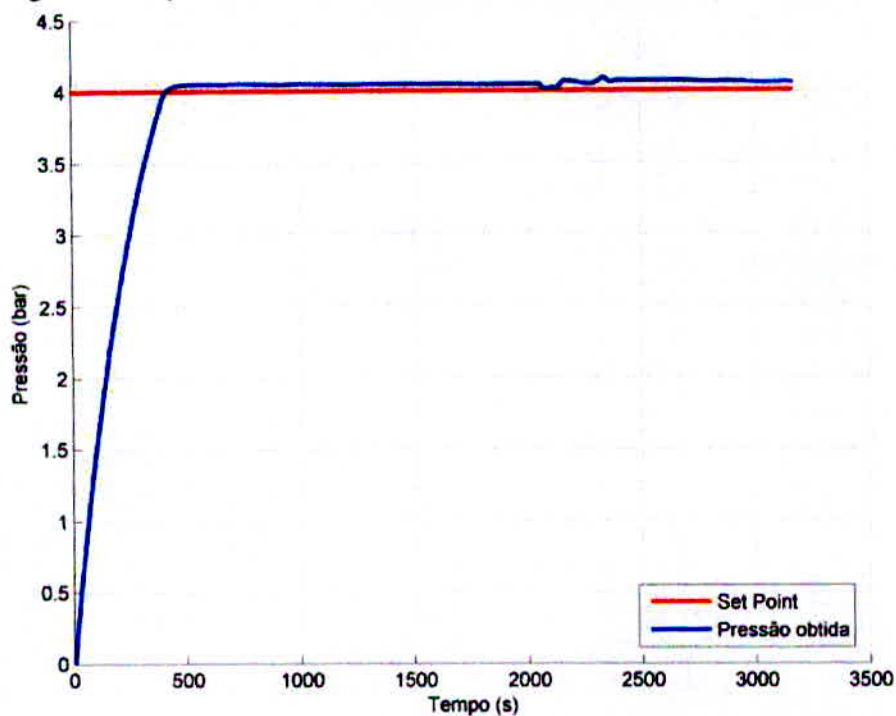
3.2 Controle Utilizando o Inversor de Frequência

Os inversores de frequência têm grande aplicação na indústria. Eles controlam a rotação e a velocidade do motor elétrico de forma a prover as demandas reais do processo diminuindo as perdas, propiciando assim uma considerável economia de energia (AQUINO et al, 2008).

Além disso, reduz o desgaste mecânico nas máquinas durante a partida do motor. Compressores parafuso e a pistão são cargas de torque constante que podem utilizar o controle a velocidade variável para economizar energia (HADDAD et al, 2003).

Haddad et al (2003) implementou um controlador PI, de modo a controlar a velocidade do motor através do inversor de frequência para um dado *set point* de pressão. A Figura 17 mostra a resposta do controlador para um *set point* de 4 bar.

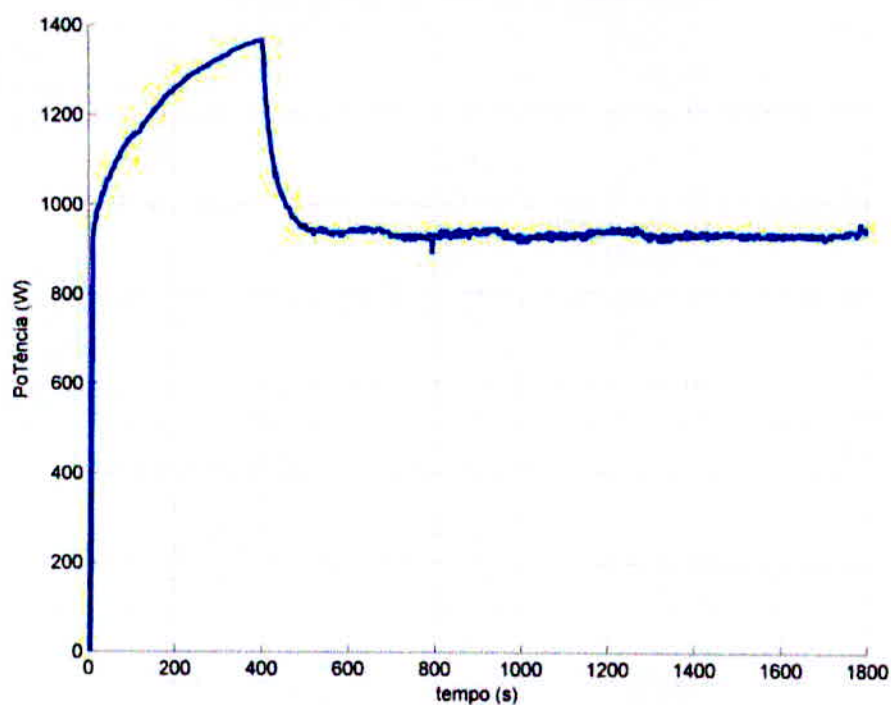
Figura 17 - Resposta do sistema utilizando o controlador PI para um set point de 4 bar



Fonte: Haddad et al (2003)

A Figura 18 mostra a potência consumida utilizando-se o controlador PI para uma pressão de 4 bar.

Figura 18 - Potência consumida utilizando-se o controlador PI para uma pressão de 4 bar.



Fonte: Haddad et al (2003)

A Tabela 1 mostra o consumo de energia do sistema de compressão de ar 30 minutos em operação com o uso do controle partida e parada e 30 minutos em operação com o controlador PI. No caso do controle partida e parada, foi utilizada uma faixa de pressão de 4 (limite inferior) a 5 (limite superior) bar. Para o caso do PI, foi utilizada uma pressão de trabalho de 4 bar.

Conforme se pode observar na Tabela 1, a operação do compressor utilizando um controlador PI consegue uma economia significativa em relação ao uso do controle partida e parada.

Tabela 1 - Comparação de Consumo de Energia

Tipo de Acionamento	Pressão (bar)	Consumo (kWh)		Economia (%)
		Partida e Parada	PI	
Inversor de frequência	4	0.5695	0.4996	12.34
Partida direta	4	0.5819	-	14.25

Fonte: Haddad et al (2003)

Vale salientar que a Tabela 1 mostra uma economia considerável para fins industriais e que pode ser ainda maior para outros pontos de operação não discutidos aqui.

4 AUMENTO DO CONSUMO DE ENERGIA COM O AUMENTO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA E PERDAS POR VAZAMENTO

Outro aspecto importante a ser observado nos sistemas de ar comprimido é a pressão máxima de geração de ar. Essa pressão de operação afeta significativamente o consumo de energia que aumenta com o aumento da pressão de trabalho. Uma pressão inadequada resulta em maior perda de rendimento. Quanto maior a pressão do sistema, maior também será a perda por vazamento (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

A pressão de operação de uma instalação é definida pela pressão que atenda às especificações dos equipamentos consumidores considerando as perdas existentes na distribuição do ar. Esta pressão deve ser escolhida de forma a ser a menor pressão que consiga atender à carga, pois uma pressão mais elevada leva o compressor a funcionar mais tempo que o necessário, aumentando assim o consumo de energia elétrica. Segundo Rocha e Monteiro (2005) dos motivos que levam a pressões elevadas desnecessariamente são os seguintes: a) existência de equipamentos que necessitam de pressão mais elevada, enquanto a grande maioria dos equipamentos necessita de pressões bem inferiores; b) tentativa de suprir perdas por vazamento; c) reservatório sub-dimensionado. Tenta-se compensar demandas maiores elevando a pressão; e d) falta de conhecimento do pessoal de operação.

4.1 Perdas por Vazamento

Geralmente, nas instalações industriais de ar comprimido, não há verificação nem manutenção periódica das linhas de distribuição. Considera-se perda de tempo parar a produção para fazer manutenção. Os vazamentos existentes normalmente são negligenciados e representam de 10% a 40% da demanda máxima de ar comprimido de um sistema. Tais vazamentos contribuem para um aumento significativo do consumo de energia elétrica e, conseqüentemente, do custo final do ar comprimido (PERRONE et al, 2001).

O valor máximo admissível para vazamentos é de 5% da capacidade instalada para indústrias de médio porte que não possuem ferramentas como: martelletes, esmilhadeiras, etc. Para indústrias de caldeirarias pesadas, construção civil, por exemplo, é admissível um valor máximo de 10% (COPEL, 2005).

O método mais empregado para quantificar vazamentos é o da medição do tempo em carga (HANS, 2004). Para realização do teste utilizando-se este método, é necessário que a estação consumidora de ar comprimido esteja fora de operação, porém, existem atualmente

muitos recursos para detectar vazamentos com aparelhagens específicas que utilizam os princípios do ultrassom, não sendo necessário assim desligar a estação consumidora e conseqüentemente interromper a produção na fábrica. Os procedimentos adotados para a realização da medição do tempo em carga são os seguintes: Desligar todos os consumidores de ar comprimido; Ligar o compressor a ser utilizado para o teste e esperar que o mesmo encha o reservatório de ar comprimido até a sua pressão de trabalho normal; medir os tempos em carga do compressor durante pelo menos cinco ciclos de compressão (carga/alívio); medir o tempo total necessário para completar os ciclos de compressão do teste.

Durante o teste, o volume de ar deslocado ao longo do tempo de compressão efetiva é aproximadamente equivalente ao ar que atravessa os orifícios de vazamento durante a somatória dos tempos de compressão e alívio do compressor (é como se os vazamentos fossem um consumidor virtual).

É importante estar atento à vazão de ar especificada na placa do compressor. Esse dado corresponde à vazão quando o compressor está trabalhando na sua pressão nominal. Entretanto nem sempre o compressor está ajustado para operar à pressão nominal.

Geralmente, a pressão de operação do compressor é menor que sua pressão nominal. Sendo assim, a vazão do compressor será maior para um ponto de menor pressão.

5 A TENDÊNCIA EM UTILIZAR SISTEMAS INTELIGENTES

Sistemas de controle fornecem resposta a uma determinada entrada de acordo com a função de transferência. Os “sistemas inteligentes” são aqueles que solucionam problemas fornecendo respostas apropriadas às situações específicas destes problemas, mesmo que sejam novas ou inesperadas, fazendo com que tal comportamento seja “único”.

A operação de sistemas inteligentes é geralmente associada às analogias com sistemas biológicos, por exemplo, ao se observar uma pessoa cumprindo determinadas tarefas de controle, reconhecendo padrões, ou tomando decisões.

Inteligência Artificial é a parte da ciência da computação envolvida no projeto de sistemas que exibem características que associamos com inteligência no comportamento humano. Entre as técnicas utilizadas na área de Inteligência Artificial, estão os sistemas baseados na Lógica *Fuzzy* (CAMPOS; SAITO, 2004).

Lógica *Fuzzy* é uma técnica que incorpora a forma humana de pensar em um sistema de controle. Um controlador *fuzzy* típico pode ser projetado para comportar-se conforme o raciocínio dedutivo, isto é, o processo que as pessoas utilizam para inferir conclusões baseadas em informações que elas já conhecem. Por exemplo, operadores humanos podem controlar processos industriais e plantas com características não-lineares e até com comportamento dinâmico pouco conhecido, através de experiência e inferência de relações entre as variáveis do processo. A Lógica *Fuzzy* pode capturar esse conhecimento em um controlador *fuzzy*, possibilitando a implementação de um controlador computacional com desempenho equivalente ao do operador humano.

Segundo Simões e Shaw (2007), um controlador *fuzzy* é composto dos seguintes blocos funcionais: interface de fuzzificação; base de conhecimento; lógica de tomada de decisões; e interface de defuzzificação.

Essa estrutura de controlador representa a transformação que ocorre do domínio do real, que usa números reais, para o domínio *fuzzy*, que usa números *fuzzy*. Nessa transformação um conjunto de inferências *fuzzy* é usado para tomadas de decisões, e por fim há uma transformação inversa do domínio *fuzzy* para o domínio do mundo real, para que ocorra o acoplamento entre a saída *fuzzy* e as variáveis de atuação.

A interface de fuzzificação é responsável pela medida dos valores das variáveis de entrada, que caracterizam o estado do sistema e pela normalização destas variáveis em um universo de discurso padronizado. A interface de fuzzificação usa funções de pertinência contidas na base de conhecimento, convertendo os sinais de entrada em um intervalo $[0,1]$.

A lógica de tomada de decisões, incorporada na estrutura de inferência da base de regras, usa implicações *fuzzy* para simular tomadas de decisão humanas. Ela gera ações de controle (conseqüentes) inferidas a partir de um conjunto de condições de entrada (antecedentes).

A defuzzificação consiste em obter-se um único valor discreto, utilizável numa ação de controle concreta no mundo real, a partir de valores *fuzzy* de saída obtidos. Este único valor discreto representa um compromisso entre os diferentes valores *fuzzy* contidos na saída do controlador.

Esta função é necessária apenas quando a saída do controlador tiver de ser interpretada como uma ação de controle discreta, como por exemplo, configurar um seletor numa determinada posição. Existem sistemas que não exigem defuzzificação porque a saída *fuzzy* é interpretada de modo qualitativo.

5.1 Modelagem do Sistema

A modelagem do sistema a ser controlado é de fundamental importância na sintonia automática de controladores. A partir da modelagem do sistema, são calculados os parâmetros que melhor ajustam a ação do controlador.

Com base nas informações obtidas, os métodos de identificação de sistemas podem ser classificados em abordagens no domínio do tempo ou no domínio da frequência. A abordagem no domínio do tempo gera uma resposta a um degrau. As características da resposta do processo são então utilizadas para calcular os parâmetros de um “modelo” assumido para o processo. O teste do degrau pode ser realizado em malha aberta (modo manual) ou em malha fechada (com o controlador atuando) (SIMÕES; SHAW, 2007).

O sistema de compressão de ar pode ser modelado matematicamente para que seja possível sua implementação em Simulink® (OGATA, 2003). Para isso, pode-se empregar o método “Eyeball”, que será descrito a seguir.

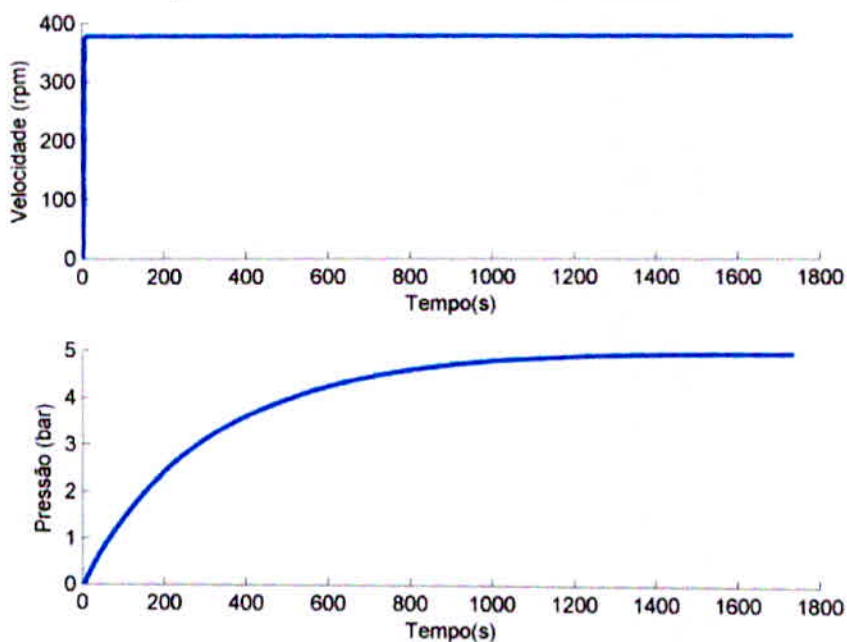
O caminho mais direto de se obter um modelo empírico de um processo é encontrar os parâmetros tempo morto, constante de tempo e coeficiente de amortecimento que ajustam os dados obtidos experimentalmente como resposta a um degrau aplicado à planta. Este método propõe a aplicação de um degrau ao sistema, sendo sua saída observada e comparada a uma função-modelo. Para o caso de sistemas de primeira ordem, a função é a ilustrada na equação 1.

$$G(s) = \frac{Ke^{-Ds}}{\tau_p s + 1} \quad (1)$$

O ganho K pode ser obtido da relação em regime entre a saída e a entrada. O tempo morto D pode ser facilmente identificado observando-se o gráfico da resposta ao degrau e a constante de tempo $\lambda\tau$ corresponde ao período em que a saída atinge 62,3% do seu valor em regime sem levar em conta o tempo morto.

O primeiro passo para a modelagem do sistema, é aplicar um degrau de velocidade à entrada da planta e capturar os pontos da curva da pressão no tempo para os seguintes valores de abertura da válvula de saída de ar: 15%, 20%, 25%, 30% e 40%. Esses valores foram definidos tomando como base a pressão máxima obtida para cada abertura. Para valores acima de 40%, a pressão obtida fica abaixo de 2,5 bar e acaba não tendo aplicações práticas. A Figura 19 ilustra o degrau de velocidade aplicado à planta e a sua resposta para uma abertura de 15% da válvula.

Figura 19 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar para uma abertura de 15% da válvula de saída de ar.



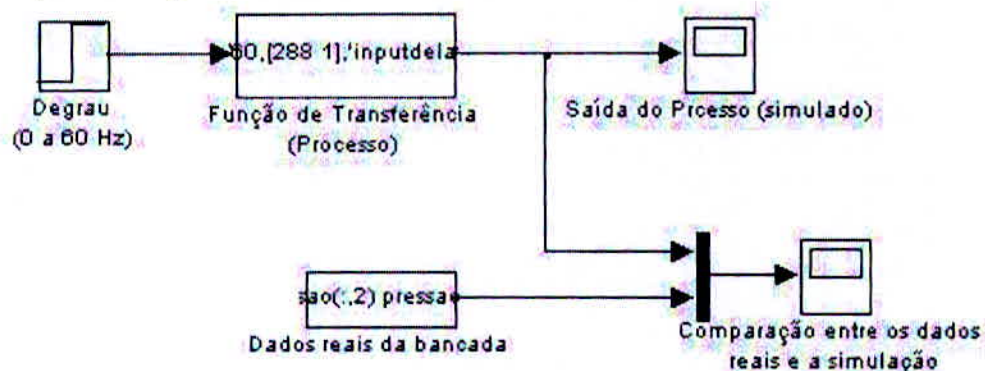
Fonte: Hans (2004)

Demonstra-se à seguir a equação que ajusta-se bem à curva obtida como resposta ao degrau aplicado à planta, e, portanto representa a função de transferência do sistema.

$$G(s) = \frac{K e^{-Ds}}{\tau_p s + 1} \quad (2)$$

Kavacic e Bogdan (2006) obtiveram uma função de transferência para cada abertura citada anteriormente. Em seguida, o sistema foi simulado utilizando Simulink®, parte integrante do software Matlab® e o resultado de simulação foi comparado aos dados reais obtidos na bancada. Foi aplicado um degrau ao sistema modelado e a saída foi comparada à saída real da planta quando aplicado um degrau de velocidade de mesmo valor. A Figura 20 ilustra o diagrama de blocos utilizado em Simulink®.

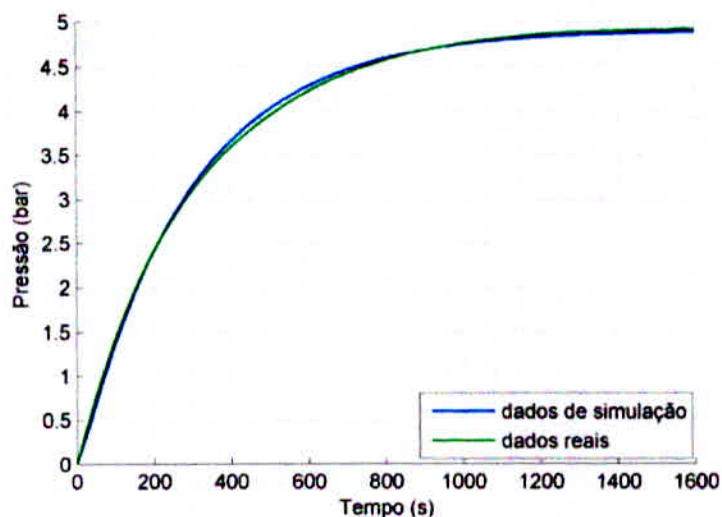
Figura 20 - Diagrama de Blocos utilizado em Simulink



Fonte: Kavacic e Bogdan (2006)

A comparação entre o processo real e o simulado para a abertura de 15% é apresentada na Figura 21.

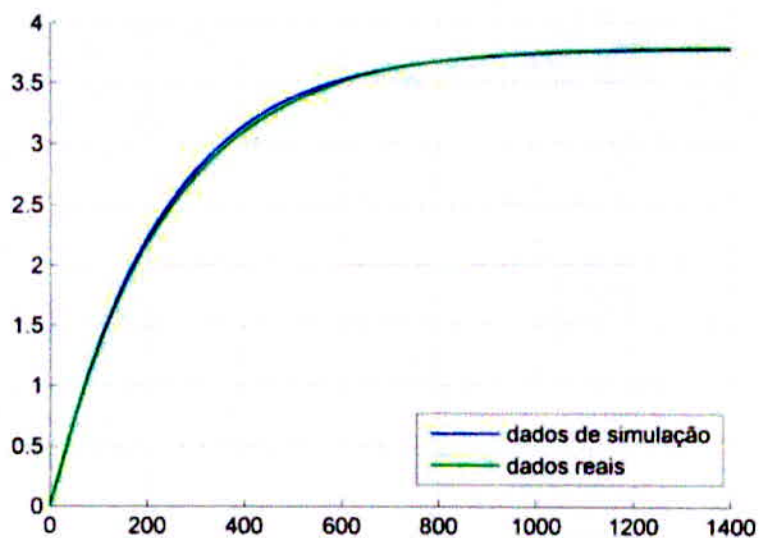
Figura 21 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 15% da válvula de saída de ar.



Fonte: Hans (2004)

A comparação entre o processo real e o simulado para a abertura de 20% é apresentada na Figura 22.

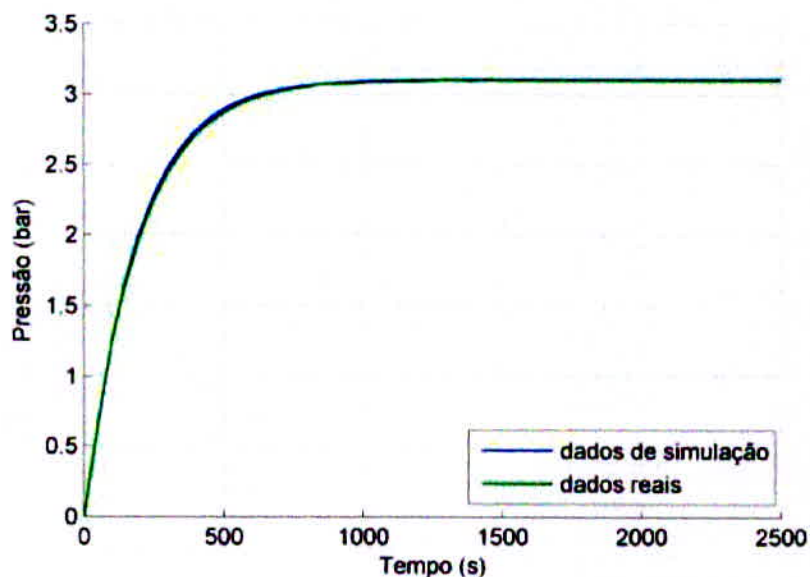
Figura 22 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 20% da válvula de saída de ar.



Fonte: Hans (2004)

A comparação entre o processo real e o simulado para a abertura de 25% é apresentada na Figura 23.

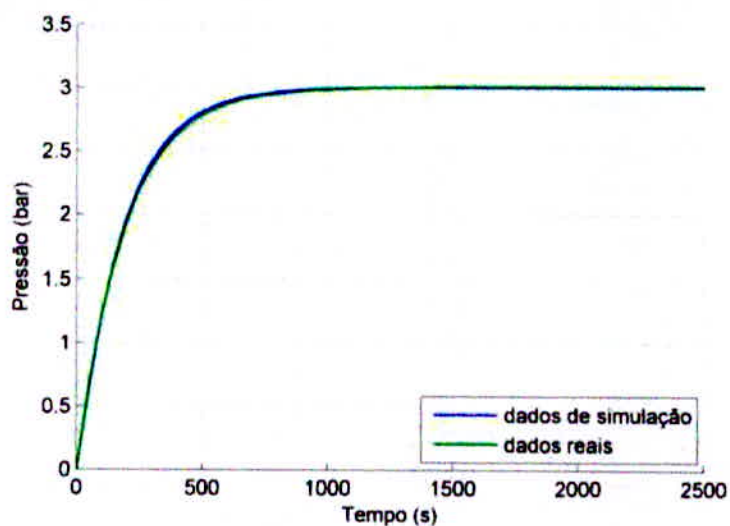
Figura 23 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 25% da válvula de saída de ar.



Fonte: Hans (2004)

A comparação entre o processo real e o simulado para a abertura de 30% é apresentada na Figura 24.

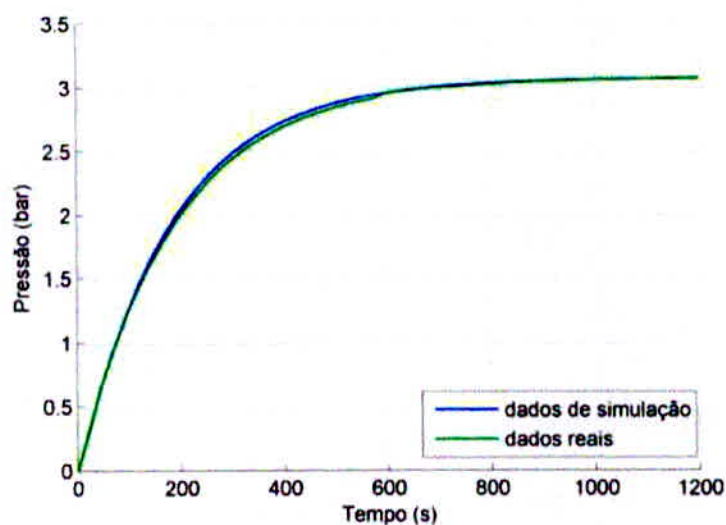
Figura 24 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 30% da válvula de saída de ar.



Fonte: Hans (2004)

A comparação entre o processo real e o simulado para a abertura de 35% é apresentada na Figura 25.

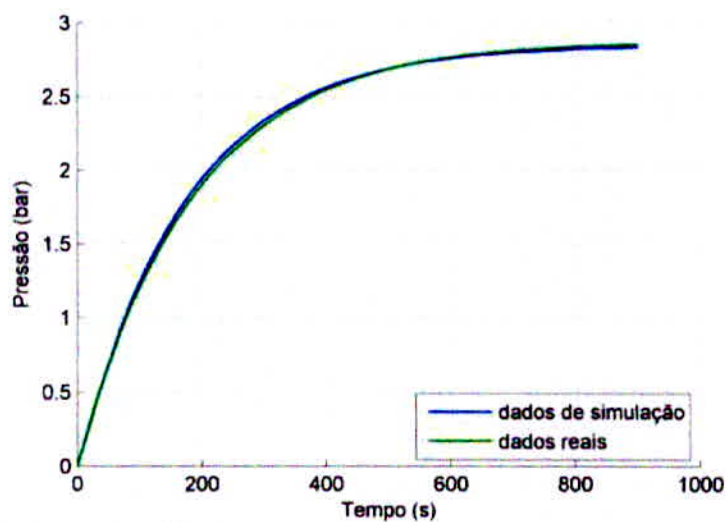
Figura 25 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 35% da válvula de saída de ar.



Fonte: Hans (2004)

A comparação entre o processo real e o simulado para a abertura de 40% é apresentada na Figura 26.

Figura 26 - Resposta a um degrau de velocidade aplicado ao sistema de compressão de ar comparado ao resultado de simulação obtido em Simulink® para uma abertura de 40% da válvula de saída de ar.



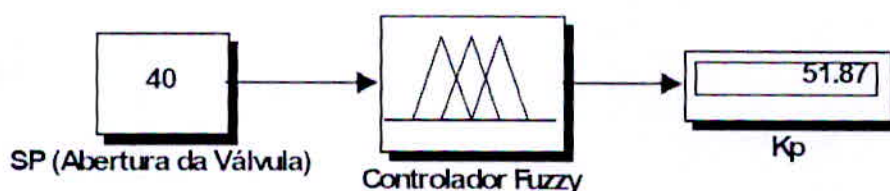
Fonte: Hans (2004)

Observando as curvas ilustradas anteriormente, conclui-se que a função de transferência encontrada para cada abertura representa de forma bastante precisa o processo real.

5.2 Aplicabilidade do Controlador *Fuzzy*

Os sistemas *Fuzzy* permitem elaborar estratégias de controle “não-linear” de uma maneira rápida e eficiente. É apresentado aqui um controlador *fuzzy* paramétrico para ajustar a sintonia do controlador PI em função das regiões de operação (abertura da válvula). O controlador pode ser implementado em Simulink® antes de ser utilizado na bancada de sistema de compressão de ar, com o objetivo de avaliar o seu desempenho. A Figura 27 ilustra a estrutura do controlador *fuzzy* desenvolvido usando o Simulink®.

Figura 27 - Estrutura do controlador *fuzzy* em Simulink.



Fonte: Hans (2004)

A Tabela 2 mostra os valores de k_p e k_i para cada abertura da válvula. Conforme pode ser observado, o valor de k_i é igual ao valor de k_p dividido por dez. Isso acontece porque o tempo morto (D) é o mesmo para todas as aberturas simuladas. Desse modo foi usado apenas o valor de k_p como saída do controlador *fuzzy* e o valor de k_i foi calculado dividindo-se k_p por dez.

A tarefa agora é encontrar segmentos lineares da função de saída, ajustando-se uma reta naqueles valores que correspondem às entradas *fuzzy* definidas por funções de pertinência lingüísticas.

Tabela 2 - Valores de k_p e k_i em função da abertura da válvula de saída de ar.

Abertura	k_p	k_i
15%	86,4	8,64
20%	66,9	6,69
25%	55,5	5,55
30%	54	5,4
35%	52,2	5,22
40%	51,9	5,19

Fonte: Campos e Saito (2004)

Assumindo-se cinco faixas de abertura da válvula, consideramos as regras demonstradas na tabela a seguir:

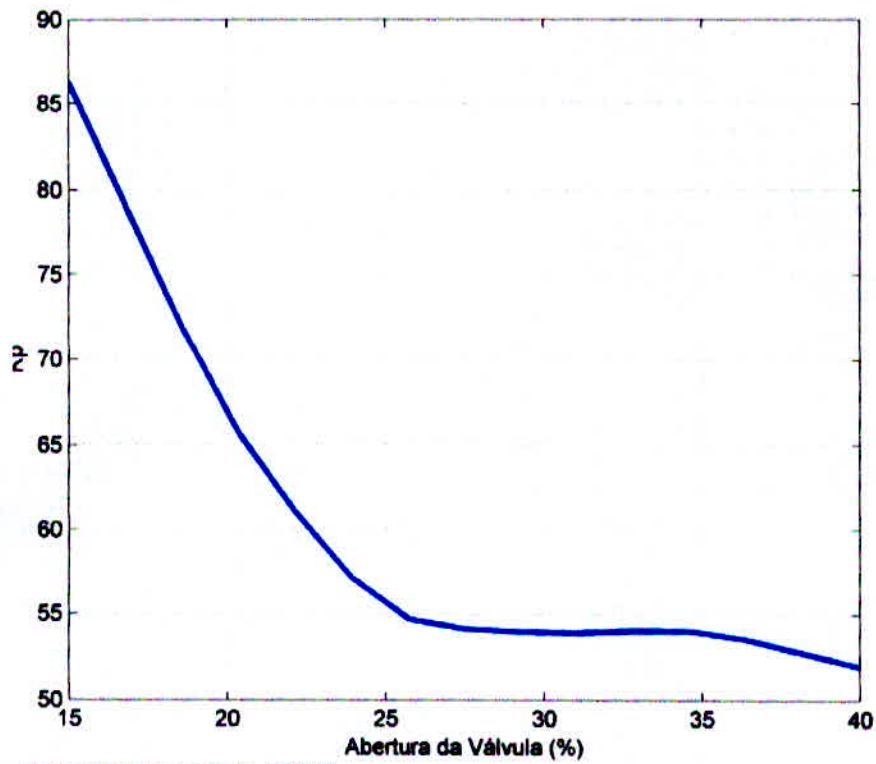
Tabela 3 – Regras aplicáveis

Regra 1	SE $15\% < A < 20\%$ ENTÃO $k_p(A) = -3.9A_1 + 144.9$
Regra 2	SE $20\% < A < 25\%$ ENTÃO $k_p(A) = -2.28A_2 + 112.5$
Regra 3	SE $25\% < A < 30\%$ ENTÃO $k_p(A) = -0.3A_3 + 63$
Regra 4	SE $30\% < A < 35\%$ ENTÃO $k_p(A) = 54$
Regra 5	SE $35\% < A < 40\%$ ENTÃO $k_p(A) = -0.42A_5 + 64.8$

Fonte: Elaborada pelo autor

Os coeficientes das equações podem ser determinados por análise de regressão linear, utilizando o método dos mínimos quadrados. A figura 28 ilustra a função de saída do *fuzzy*.

Figura 28 - Função de saída



Fonte: Campos e Saito (2004)

Os procedimentos aqui demonstrados podem ser utilizados para sistemas maiores, com motores e compressores de maior potência, podendo assim apresentar resultados mais significativos quanto à eficiência energética.

6 CONCLUSÃO

O ar comprimido, ao longo do tempo, tem sido usado para várias finalidades industriais, como por exemplo, no acionamento de ferramentas pneumáticas, no acionamento mecânico e no comando de válvulas em sistemas de controle. Cada equipamento consumidor de ar comprimido necessita de uma determinada pressão e vazão de ar para ter um bom desempenho.

Normalmente, é requisito de uma instalação de ar comprimido o fornecimento do ar a pressão constante e que haja pleno atendimento do fornecimento da vazão necessária aos consumidores.

Neste estudo ficou demonstrado que o controlador *Fuzzy* oferece oportunidades de melhoria da eficiência do sistema com a redução da pressão de trabalho do compressor e a detecção e eliminação de vazamentos na instalação de ar comprimido.

Com o objetivo de dar continuidade ao trabalho de pesquisa na área de efficientização industrial e de estendê-lo às indústrias brasileiras ficam como sugestões para trabalhos futuros:

- a) Utilização do controlador *Fuzzy* em sistemas motrizes industriais.
- b) Estudo/pesquisa da modelagem de sistemas industriais através de Lógica *Fuzzy*.
- c) Levantamento de Plantas Industriais com grandes sistemas de ar comprimido.
- d) Avaliação da viabilidade de usos dos sistemas de controle nestas Plantas Industriais.

REFERÊNCIAS

- AGUIAR, V.P.B. **Estudo de Eficiência Energética no Acionamento de um Compressor Parafuso em um Sistema de Ar Comprimido**. 112 f. (Dissertação de Mestrado), Universidade Federal do Ceará, Fortaleza-CE, 2008.
- AQUINO, RRB; LINS, Z.D; ROSAS, P.A.C; CORDEIRO, L.F.A; RIBEIRO, J.R.C; TAVARES, I.A; AMORIM, P.S. Eficientização Energética em Métodos de Controle de Vazão". In: CONFERÊNCIA INTERNACIONAL EM APLICAÇÕES INDUSTRIAIS, 8, 2008, Poços de Caldas-MG. **Anais...** Poços de Caldas-MG: INDUSCON, Agosto 2008.
- AQUINO, R.R.B, LIRA, M.M.S; COELHO, R.F.C; AMORIM, P.S; SANTOS, A.F; RIBEIRO, J.R.C. Controle Inteligente de Vazão Aplicado a um Sistema de Bombeamento. In: CBEE, 3, Belém, PA. **Anais ...** Belém-PA, Setembro 2009.
- CAMPOS, M.M; SAITO, K. **Sistemas Inteligentes em Controle e Automação de Processos**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda., 2004.
- COPEL - Companhia Paranaense de Energia. **Manual de Eficiência Energética na Indústria**. Paraná: COPEL, 2005.
- HADDAD, J; FLORES, L.F.V; BRANDÃO, C.A.X; ESPER, F; SILVA, V.F; YAMACHITA, R.A. Conservação de Energia em Sistemas de Ar Comprimido. In: SNPTEE, 17, 2003, Uberlândia – MG. **Anais ...** Uberlândia-MG, 2003.
- HANS, A. **Eficiência Energética Industrial-Módulo Compressores**. Rio de Janeiro: Procel Indústria/Eletróbrás, 2004.
- KAVACIC, Z; BOGDAN, S. **Fuzzy Controller Design**. Taylor & Francis Group, EUA, 2006.
- OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 4. ed. São Paulo: Prentice Hall do Brasil, 2003.
- PERRONE, F.P.D; AFONSO, S; CAVALCANTI, E.S.C; CAPELLA, P.S. A Solução no Caso Daimlerchrysler para Redução do Consumo de Energia em Sistemas de Ar Comprimido. In: SNPTEE, 16, 2001, Campinas-SP, **Anais ...** Campinas-SP, 2001.
- ROCHA, N.R; MONTEIRO, M.A.G. **Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido**. Rio de Janeiro: Procel Indústria/Eletróbrás, 2005.
- SIMÕES, M.G; SHAW, I.S. **Controle e Modelagem Fuzzy**. 2. ed. São Paulo: Editora Blucher, 2007.
- SOARES, V.A; SOARES, G.A; PERRONE, F.P.D; BRÁULIO, C.H; MOYA, R; PIFFER, E. Otimização de Sistemas Motrizes Industriais, **VI SBQEE**, Agosto 2005.