

INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE TRABALHO NA DEMANDA DE UM SISTEMA DE AR COMPRIMIDO LEVANDO EM CONTA O TIPO DE ACIONAMENTO

Victor P. B. Aguiar, UNIR, Ricardo S. T. Pontes*, UFC, Carlos A. M. de Holanda[†], UFC

*Universidade Federal do Ceará, DEE/LAMOTRIZ/UFC, CEP 60455-760, C.P. 6001, Fortaleza, CE – Brasil

[†]Universidade Federal do Ceará, DEMM/LAMOTRIZ/UFC, CEP 60455-760, Fortaleza, CE – Brasil

Fundação Universidade Federal de Rondônia, NCT, DENFI, CEP 78900-000, Zona Rural, Porto Velho, RO – Brasil

e-mail: victor@unir.br, ricthe@dee.ufc.br, almir@ufc.br

Resumo – Os compressores parafuso representam cerca de 50% de todos os compressores atualmente produzidos. Eles têm larga aplicação nas indústrias alimentícia e de bebidas, farmacêuticas, químicas e têxteis. São estudados dois tipos de acionamentos: o ciclo carga/alívio e o acionamento à velocidade variável (AVV). O artigo mostra a influência da pressão de trabalho sobre o balanço energético do sistema e seus acionamentos. Há redução na demanda de energia com o uso do AVV de até 23%, enquanto que reduzindo a pressão de trabalho há redução na demanda de até 11%.

Palavras-Chave – Acionamento à Velocidade Variável (AVV), Compressor Parafuso, Eficiência Energética, Modelagem, Motor de Indução Trifásico.

WORK'S PRESSURE INFLUENCE ON POWER ENERGY RATE OF AN AIR COMPRESSED SYSTEM TAKING INTO ACCOUNT DRIVE

Abstract – Screw compressors represents today about 50% of all produced compressors. They are applied in beverages industries, pharmaceutical industries, chemical industries and textile industries also. Two drives types are studied: “dual” cycle or load/relief cycle and the variable speed drive (VSD). Paper presents work's pressure influence about energy balance of motor system and drives. There are 23% reduction on power energy rate with VSD also there are 11% reduction on power energy rate with less work's pressure in the system.

Keywords – Energy Efficiency, Modeling, Screw Compressor, Three-Phase Induction Motor, Variable Speed Drive (VSD).

Artigo submetido em 01 de maio de 2008; primeira revisão em 26 de agosto de 2008; segunda revisão em 12 de novembro de 2008. Recomendado para publicação pelos Editores da Seção Especial, João Carlos dos Santos Fagundes e Felix Alberto Farret.

NOMENCLATURA

$P_2 \min$	Pressão de trabalho mínima.
$P_2 \max$	Pressão de trabalho máxima.
T_{-on}	Tempo que o motor permanece em carga.
T_{-off}	Tempo que o motor permanece em alívio.
T_{-ciclo}	Tempo total do ciclo carga/alívio.
V_{res}	Volume do reservatório de ar.
P_0	Pressão atmosférica.
\dot{V}_S	Carga pneumática (Vazão volumétrica de saída do sistema).
\dot{V}_C	Vazão volumétrica do compressor.
T_{part}	Tempo de partida do motor.
P_{part}	Demanda de potência durante a partida.
P_{reg}	Demanda de potência durante o regime permanente.
P_{on}	Demanda de potência durante o tempo de carga.
P_{off}	Demanda de potência durante o tempo de alívio.
$P_{c/a}^d$	Demanda de potência durante o ciclo carga/alívio.
\dot{V}_C^{nom}	Vazão volumétrica nominal do compressor.
\dot{V}_C^S	Carga pneumática efetiva durante o ciclo carga/alívio.
\dot{m}_S	Carga pneumática (Vazão mássica de saída do sistema).
\dot{m}_C	Vazão mássica do compressor.
C_{ext}	Conjugado mecânico.
$C_{ext}^{alívio}$	Conjugado mecânico em alívio.

I. INTRODUÇÃO

Conservar a energia utilizada, maior eficiência nas instalações e sustentabilidade de projetos são temas fortemente relacionados às preocupações do futuro econômico e ambiental. Segundo o último Balanço Energético Nacional [1], realizado em 2006, a indústria é responsável por 47% da energia elétrica consumida no país e, segundo o Balanço de Energia Útil [2], os sistemas motrizes são responsáveis pelo consumo de 62% da energia elétrica utilizada no parque industrial brasileiro.

Sobre o consumo dos tipos de carga motriz, não há um estudo que relate o consumo por tipos de carga no Brasil. Há um estudo europeu, onde o segundo consumidor industrial de energia elétrica do continente são os sistemas de ar comprimido com 18% da energia elétrica consumida no parque industrial [3]. Essa situação pode ser utilizada como tendência para o caso brasileiro. Assim, é importante o estudo acerca de medidas de efficientização do referido equipamento, seus subsistemas e controle.

Estudos acerca do uso do acionamento à velocidade variável (AVV) em motores de indução trifásico (MIT), em carga, são realizados com frequência. Em 1997, foi realizado um estudo sobre um compressor alternativo à pistão [4]. Utilizando o AVV, em um sistema de compressão, foram realizados estudos no sistema mecânico do compressor (acoplamento, biela, manivela e pistão), apresentando os esforços causados pelo uso do AVV. Foi realizado também, um estudo de vibrações, mas sem foco na efficientização do sistema.

Os primeiros estudos acerca de conservação de energia e eficiência energética no Brasil são apresentados em 2001 [5]. O objetivo do trabalho foi a redução do consumo de energia de um sistema de ar comprimido em uma fábrica de automóveis. Não houve foco no acionamento do sistema e sim no sistema de distribuição de ar, melhorando medições e identificando e reduzindo a quantidade de vazamentos. Há ainda trabalhos que apresentam o impacto do AVV no sistema de distribuição de energia elétrica [6] e é apresentada uma metodologia para ações de conservação de energia em sistemas de ar comprimido [7].

Partindo para o tema eficiência energética propriamente dito e falando dos sistemas de geração de ar comprimido, um último estudo apresenta um potencial estimado da eficiência energética de um sistema de ar comprimido com uso do AVV [8]. Neste trabalho é feita uma breve descrição dos tipos de acionamento (clássicos e AVV), e é feita uma simulação considerando alguns modelos clássicos e de uma técnica de variação de velocidade do MIT, mas sempre considerando fontes ideais, e não um conversor de frequência.

Este potencial de eficiência energética mostrava que numa mesma pressão de trabalho, se as reduções de carga pneumática (vazão de saída do sistema) acompanharem reduções na velocidade do MIT, há redução significativa no consumo de energia. O artigo ainda apresentou a influência da pressão de trabalho para o AVV, em cada nível de carga pneumática.

Neste artigo será apresentada a metodologia, resultados simulados e experimentais acerca da influência da pressão de

trabalho sobre dois acionamentos: ciclo carga/alívio e a concepção do AVV que reduz o consumo de energia.

II. ACIONAMENTOS DO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

Os acionamentos em sistemas de ar comprimido estão ligados aos sistemas de acionamento do MIT que produz o trabalho suficiente para o processo de compressão [9].

Os sistemas a serem descritos são o ciclo carga/alívio, e o acionamento à velocidade variável (AVV) [8].

A. Ciclo Carga/Alívio

O ciclo carga/alívio atua a partir da abertura ou fechamento da válvula de alívio (ou encaixe) da câmara de compressão [8]. O ciclo funciona entre um limite máximo de pressão de trabalho e um limite mínimo. A figura 1 apresenta a dinâmica da pressão de trabalho.

O tempos de carga e de alívio são descritos pelas equações 1 e 2. Este tempos estão em função dos parâmetros do sistema de compressão de ar e das vazões (cargas pneumáticas). As equações são derivadas da equação linear do tempo relativo a uma variação de pressão [10].

$$T_{-on} = \frac{V_{res} \cdot (P_2 \text{ min} - P_2 \text{ max})}{P_0 \cdot (\dot{V}_S - \dot{V}_C)} \quad (1)$$

$$T_{-off} = \frac{V_{res} \cdot (P_2 \text{ max} - P_2 \text{ min})}{P_0 \cdot \dot{V}_S} \quad (2)$$

Seguindo os parágrafos anteriores, devem ser apresentadas algumas definições teóricas acerca do sistema estudado, como a equação da demanda de potência durante um ciclo (equações 3 e 4).

$$P_{on} = \frac{((T_{part} \cdot P_{part}) + (T_{-on} - T_{part}) \cdot P_{reg})}{T_{-on}} \quad (3)$$

$$P_{c/a}^d = \frac{(T_{-on} \cdot P_{on}) + (T_{-off} \cdot P_{off})}{T_{-ciclo}} \quad (4)$$

Outro parâmetro importante para a melhor descrição do sistema é a carga pneumática efetiva ofertada pelo sistema levando em conta o ciclo (equação 5).

$$\dot{V}_{c/a}^s = \frac{T_{-on} \cdot \dot{V}_C^{nom}}{T_{-ciclo}} \quad (5)$$

As unidades são SI, exceto a pressão que é apresentada em bar.

B. Acionamento à Velocidade Variável (AVV)

O acionamento à velocidade variável ou AVV é o acionamento do MIT com uso de conversor de frequência, ou seja, um conjunto de conversores onde o conversor CC/CA (conversor corrente contínua/corrente alternada), conhecido como ponte inversora e com uma estratégia de controle, faz variar a velocidade do MIT [11].

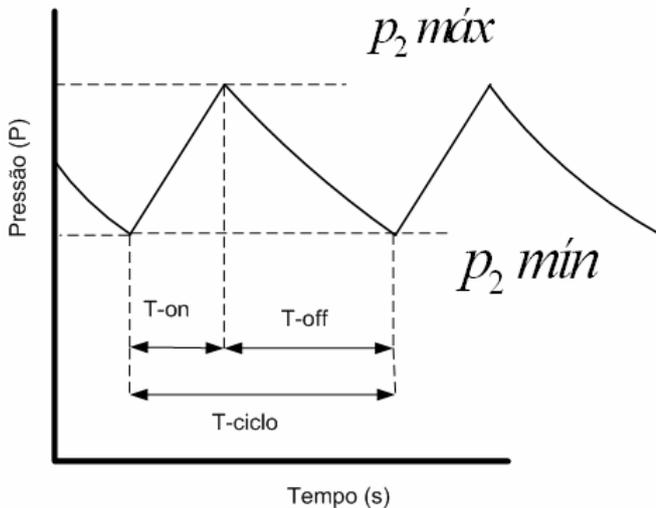


Fig. 1. Ciclo carga/alívio: comportamento da pressão de trabalho.

C. Acionamento à Velocidade Variável (AVV)

O acionamento à velocidade variável ou AVV é o acionamento do MIT com uso de conversor de frequência, ou seja, um conjunto de conversores onde o conversor CC/CA (conversor corrente contínua/corrente alternada), conhecido como ponte inversora e com uma estratégia de controle, faz variar a velocidade do MIT [11].

O sistema de controle do processo com o conversor de frequência e o MIT é apresentado na figura 2. Observa-se que a concepção automatizada prevê uma malha fechada com sensor de vazão e pressão de trabalho, a partir de sensores, um controlador lógico programável (CLP), ou unidade de processamento, que atua sobre o conversor de frequência.

Esse sistema é possível devido à variação da velocidade do motor estar diretamente ligada à variação da vazão mássica do compressor [9].

$$m_c = K \cdot \omega \quad (6)$$

Se esse sistema mantiver a pressão de trabalho, a temperatura do sistema de compressão também influenciará a vazão volumétrica do compressor (de forma proporcional e suave), mas a proporcionalidade entre a vazão mássica do compressor e a velocidade ainda será notada para pequenos intervalos de tempo em operação à determinada velocidade.

A obtenção da constante K se dá pela operação do sistema de compressão sobre determinadas condições que são: intervalo de tempo fixo, pressão constante durante a operação e compressor funcionando sob velocidade nominal.

$$K \approx \frac{V_c^{nom}}{60} \quad (7)$$

A figura 3 apresenta o comportamento da pressão de trabalho com o uso deste sistema de controle. Observa-se que a pressão de trabalho mantém-se praticamente constante deixando o controle da velocidade baseado na observação do sensor de vazão e do sensor de pressão.

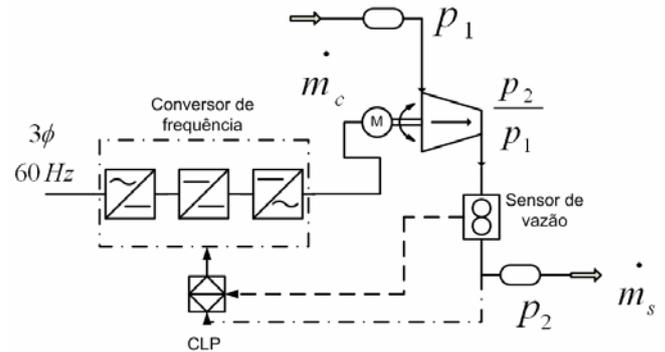


Fig. 2. Sistema de controle com conversor de frequência e MIT.

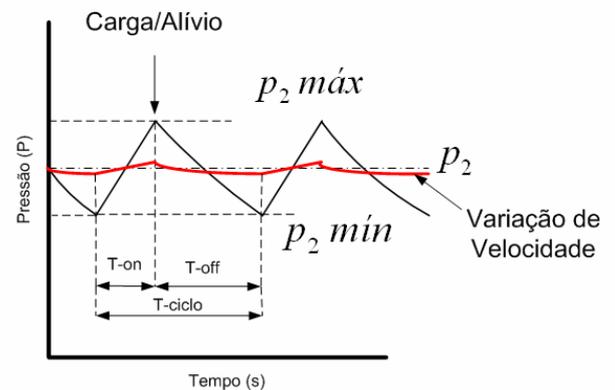


Fig. 3. AVV: comportamento da pressão de trabalho com controle proposto.

Medições acerca de potência são realizadas nos terminais de entrada do MIT, seja por sistema de aquisição de dados, osciloscópio ou wattímetro que capta valores eficazes verdadeiros.

III. MODELOS DE CARGA MECÂNICA, ENSAIOS E MIT

A seção se destina a discutir o tipo de carga mecânica do compressor parafuso e o modelo do MIT para o processo de simulação.

A. Tipo de Carga Mecânica do Compressor Parafuso

A carga dos compressores em geral é considerada uma função constante no tempo [11]. Os compressores do tipo parafuso apresentam um conjugado mecânico oscilatório sobre o eixo do motor, devido às válvulas de admissão e expurgo, mas com um valor médio fixo correspondente a carga mecânica constante [10]. O compressor parafuso não possui carga oscilatória, pois não possui as válvulas referidas, por isso o conjugado é constante devido a contrapressão imposta pelos parafusos ao movimento do ar em processo de compressão.

B. Ensaios para Obtenção de Valores Nominais

É necessário, pelo que foi ressaltado na seção anterior, que se tenham os valores nominais de pressão e vazão em determinadas condições de temperatura de admissão. Para tanto, devido à parte experimental de comprovação do que é

proposto no artigo, algumas condições de experimentação devem ser ressaltadas.

Os ensaios foram realizados em laboratório a 25° C de temperatura ambiente, com a temperatura dos enrolamentos do motor e a temperatura do óleo do compressor também a 25 °C.

Os ensaios iniciavam-se sobre a condição de carga pneumática e acionamento requerido, até que a temperatura alcançasse o valor de 30° C, onde por 5 minutos o ensaio era realizado com determinada condição de carga pneumática, pressão de trabalho e temperatura ambiente.

C. Modelo do Motor de Indução Trifásico (MIT)

O modelo utilizado nas simulações é o modelo do motor trifásico, simétrico, equilibrado e linear [12]. O modelo se baseia na resolução, por métodos numéricos, de sistemas de equações ordinárias, e tem como entradas o conjugado mecânico sobre o eixo do motor (C_{ext}), e as tensões das três fases ($[V_s]$).

O sistema é dado pela resolução da seguinte equação:

$$\frac{dy}{dt} = -D^{-1} \cdot A \cdot y + D^{-1} \cdot x \quad (8)$$

Onde o vetor de entradas x é apresentado a seguir:

$$x = \begin{bmatrix} [V_s] & 0 & C_{ext} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (9)$$

O vetor das saídas y também é apresentado:

$$y = \begin{bmatrix} [i_s] & [i_r] & \omega & \theta \end{bmatrix}^T \quad (10)$$

Onde este vetor é função das três correntes do estator ($[i_s]$), as três correntes do rotor ($[i_r]$), a velocidade do motor e o deslocamento do rotor (θ).

As matrizes A e D são funções dos parâmetros do motor:

- B Coeficiente de atrito viscoso.
- J Momento de inércia.
- R_s Resistência do estator por fase.
- R_r Resistência do rotor por fase.
- L_m Indutância de magnetização.
- L_{ls} Indutância de dispersão do estator.
- L_{lr} Indutância de dispersão do rotor.

Pode ser observado que é necessário saber a função temporal do conjugado mecânico aplicado ao eixo do MIT, e portanto uma técnica deve ser aplicada.

D. Método Iterativo para Obtenção do Conjugado Constante

A técnica utilizada foi a partir dos dados de corrente, obtidos nos ensaios para a obtenção de valores nominais, obter o conjugado mecânico a partir de um método iterativo realizado com a resolução do modelo do motor apresentado na subseção anterior, alterando o valor do conjugado para cada iteração, obtendo um erro aceitável entre a corrente obtida em cada simulação e a corrente média, representativa dos valores adquiridos em ensaio nominal. A figura 4 apresenta um fluxograma desse algoritmo.

O algoritmo utilizando este método iterativo mostrou-se muito eficaz aproximando os valores em erros de até 0,1%. A tabela 1 apresenta os valores de carga pneumática nominal, conjugado em carga e em alívio para duas pressões de trabalho: 7,5 bar e 6,5 bar.

TABELA I
Valores nominais de modelo para simulação

Pressão de Trabalho (P_2)(bar)	Vazão Volumétrica Nominal do Compressor (V_c^{nom})(m^3/s)	Conjugado Mecânico (C_{ext})($N.m$)	Conjugado Mecânico em Alívio ($C_{ext}^{alívio}$)($N.m$)
7,5	15,92	13,46	5,18
6,5	16,07	12,20	4,93

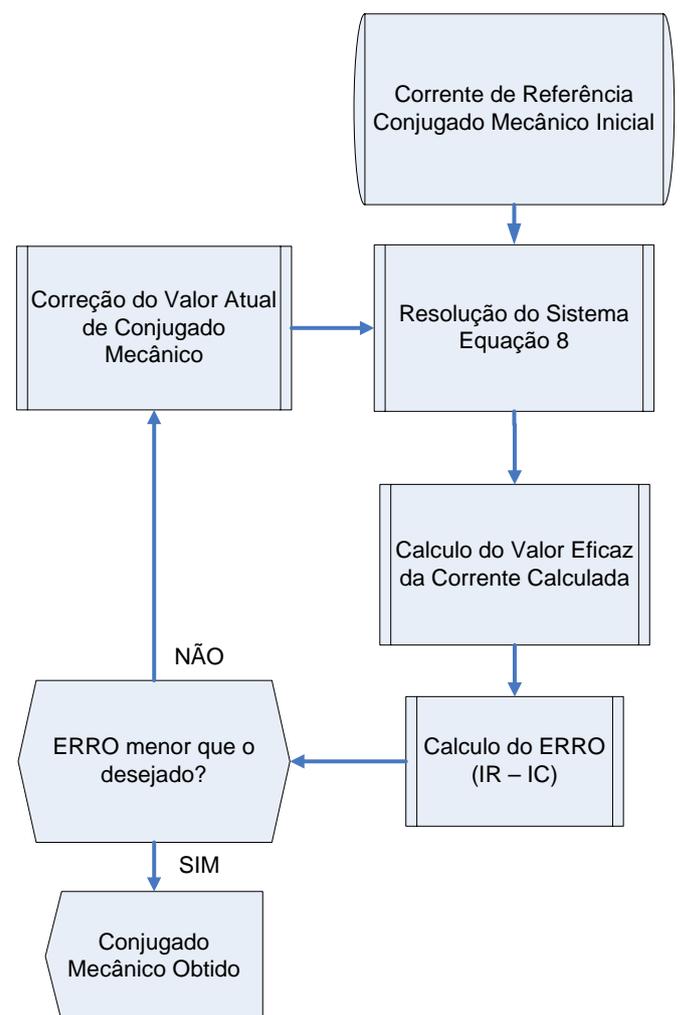


Fig. 4. Fluxograma do algoritmo responsável pela obtenção do conjugado mecânico.

IV. SISTEMA EXPERIMENTAL: BANCADA DE COMPRESSÃO DE AR

A bancada experimental utilizada para obtenção de resultados experimentais é a bancada de compressão de ar do LAMOTRIZ/UFC.

A bancada é composta de um compressor do tipo parafuso, 3 HP, perfil sigma 5/6, acoplamento por correias tipo V, óleo-injetado, e uma câmara de compressão que suporta até 15 bar de pressão. Limita a pressão do óleo em 100° C, e possui pressostato interno e ajustável.

O motor de indução trifásico é um motor de 2,2 KW, onde seus parâmetros são apresentados na tabela 2.

O quadro de alimentação possui duas opções de alimentação: pela rede elétrica e pelo inversor. O inversor é industrial e selecionado em relação à potência do MIT, com tensão de alimentação do inversor em 380 V. O controle da alimentação do sistema pode ser via local, no quadro de comandos, via interface homem-máquina (IHM), ou via sistema supervisorio na sala de simulações.

No quadro de automação, há um CLP que capta dados dos sensores de vazão, de pressão e do termopar colocado no enrolamento do MIT.

Os sensores de vazão e pressão colocados antes do reservatório e no próprio reservatório, respectivamente. O CLP gerencia os contactores para que haja a comutação entre os tipos de alimentação e a IHM. É pelo CLP também que há comunicação entre o sistema supervisorio, e o inversor, além do CLP também enviar os dados captados dos sensores para o computador pessoal na sala de simulações via protocolo MODBUS.

TABELA II

Parâmetros do motor de indução trifásico (MIT)

Coefficiente de Viscosidade $(B)(N.m.s)$	0,0008
Momento de Inércia $(J)(Kg.m^2)$	0,013
Resistência do Estator $(R_s)(\Omega)$	2,22
Resistência do Rotor $(R_r)(\Omega)$	2,22
Indutância Mútua $(L_m)(mH)$	219,46
Indutância de Dispersão Estator $(L_{ls})(mH)$	11,50
Indutância de Dispersão Rotor $(L_{lr})(mH)$	11,50

O sistema supervisorio capta os dados via protocolo MODBUS do CLP e armazena em um banco de dados que se comunica com o supervisorio.

No quadro de comandos há um multi-grandezas elétricas, que se comunica com o CLP e também é enviado ao computador da sala de simulações via protocolo MODBUS (mesma rede comentada anteriormente),

Foram usados um osciloscópio digital que capta formas de onda e trata os dados relativos a onda via computador, além do wattímetro digital. O reservatório de ar possui volume máximo de 0,3 m³ e pressão máxima de 10 bar. A pressão atmosférica é considerada em 1 bar.

V. SIMULAÇÃO DO SISTEMA

O sistema foi simulado utilizando-se um PC Pentium IV, com 1 GB de memória, o que foi suficiente para processar o algoritmo e o software MATLAB/Simulink[®].

Os resultados de simulação são apresentados em gráficos onde a potência é colocada em função de quatro níveis de carga pneumática. Esses níveis são representados pela razão percentual da vazão de saída do sistema (carga pneumática)

pela vazão nominal do sistema [13]. Os erros calculados são baseados no erro simples entre um valor de referência e um valor observado, em relação ao valor de referência.

A. Simulação do Ciclo Carga/Alívio

Para a simulação do ciclo carga/alívio, foi utilizado o modelo apresentando na seção 3 com os valores de conjugado mecânico, tanto para carga quanto para alívio, apresentados na tabela 1.

A partir da simulação do modelo, foram calculados os tempos de carga e alívio, pelas equações 1 e 2, onde os

valores percentuais de \dot{V}_s são: 50%, 67%, 83% e 100%. As pressões de trabalho máxima e mínima do sistema, para 7,5 bar de pressão de trabalho média, são 7,9 bar e 7 bar, respectivamente, como para 6,5 bar de pressão de trabalho média, são 6,9 bar e 6 bar, respectivamente,

A partir dos cálculos anteriores e da simulação, utiliza-se a equação 3 e 4, para o cálculo da demanda de potência do ciclo carga/alívio naquela respectiva operação.

Tanto para a pressão de trabalho de 7,5 bar, quanto para a pressão de trabalho de 6,5 bar, a figura 5 apresenta a demanda de potência para cada nível de carga pneumática proposta.

É observado que para cada nível de carga a variação da pressão de trabalho altera a demanda de potência para aquele nível de carga pneumática. A tabela 3 apresenta a redução percentual na demanda de potência do ciclo carga/alívio, com a redução da pressão de trabalho de 7,5 bar para 6,5 bar.

Observa-se redução na demanda em valores próximos a 8%, para pressões de trabalho abaixo do patamar de 10 bar e com um diferencial de pressão (diferença entre pressão de trabalho máxima e mínima) menor que 1 (mais precisamente 0,9).

B. Simulação do Acionamento à Velocidade Variável (AVV)

Para a simulação do AVV, foi utilizado o mesmo modelo, sendo que foi utilizado uma fonte CC para alimentar uma ponte inversora ideal. A ponte inversora ideal foi controlada pelo módulo de controle SPWM (modulação por largura de pulso senoidal).

A técnica de controle de velocidade utilizada foi o controle de velocidade escalar, “V/f” constante. Foram realizados ensaios em 60 Hz, 50 Hz, 40 Hz, e 30 Hz, que em porcentagem relativa a frequência nominal é 100%, 83%, 67% e 50%.

As simulações foram realizadas para as duas pressões de trabalho média, 7,5 bar e 6,5 bar, e os resultados de demanda de potência para cada condição são apresentados na figura 6.

Seguindo a metodologia apresentada para o acionamento anterior, a tabela 4 apresenta a redução da demanda de potência em relação a redução da pressão de trabalho.

Pode ser observada uma redução na faixa de 9% para todos os níveis de carga pneumática, exceto para o nível de 50%, que apresenta uma redução de 14% na demanda de potência.

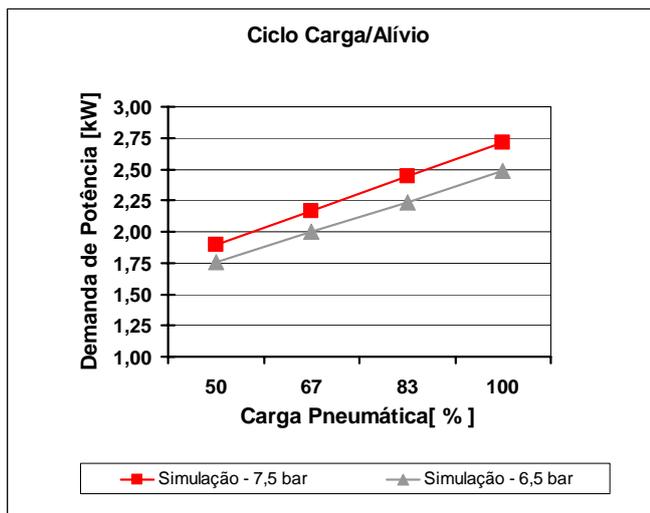


Fig. 5. Resultados em Simulação: Pressões de Trabalho em 7,5 bar e 6,5 bar – Carga/Alívio.

TABELA III

Redução da demanda de potência no ciclo carga/alívio: redução da pressão de trabalho

Carga Pneumática (%)	Redução de Demanda de Potência (%)
100	8,46 %
83	8,22 %
67	7,83 %
50	7,37 %

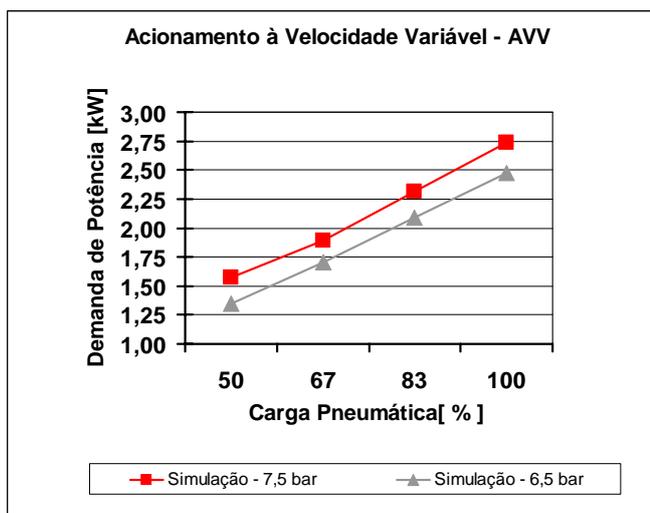


Fig. 6. Resultados em Simulação: Pressões de Trabalho em 7,5 bar e 6,5 bar - AVV.

C. Comparação entre Ciclo Carga/Alívio e AVV

Na comparação entre os acionamentos, a figura 7 apresenta a relação entre os tipos de acionamento.

Observa-se que com a redução da carga pneumática, o AVV se torna mais econômico com maiores reduções de demanda de potência. A tabela 5 apresenta a redução percentual entre os tipos de acionamento, para cada pressão de trabalho estudada. A tendência de economia com o uso do sistema AVV é maior na menor pressão.

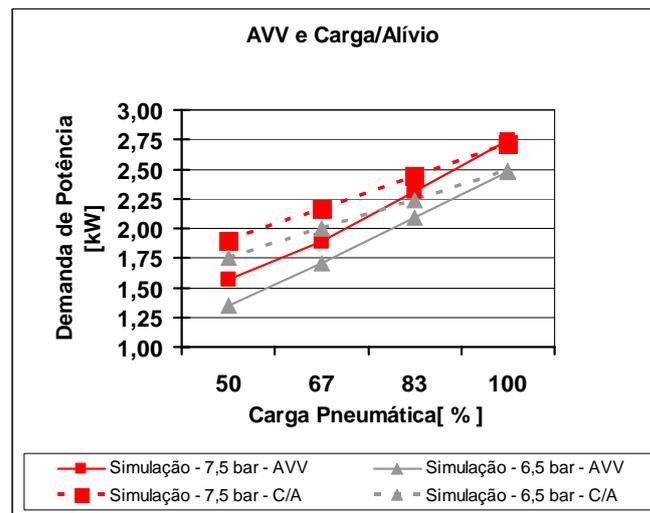


Fig. 7. Resultados em Simulação: Pressões de Trabalho em 7,5 bar e 6,5 bar para ambos os acionamentos.

TABELA IV

Redução da demanda de potência no AVV: redução da pressão de trabalho

Carga Pneumática (%)	Redução de Demanda de Potência (%)
100	9,67%
83	9,72 %
67	9,88 %
50	14,01 %

TABELA V

Redução na demanda de potência com a mudança do sistema de acionamento (redução pelo uso do AVV)

Carga Pneumática (%)	7,5 bar	6,5 bar
83	5,37 %	7,12 %
67	14,64 %	17,25 %
50	20,75 %	30,08 %

VI. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Utilizando o laboratório com especificações apresentadas na seção 4, foram realizados os ensaios experimentais para obtenção dos valores de demanda de potência entre os dois tipos de acionamento nos 4 níveis de carga pneumática.

A. Ensaios com o Ciclo Carga/Alívio

O procedimento utilizado no ciclo carga/alívio foi semelhante ao descrito aos ensaios para obtenção dos valores nominais do sistema. Partindo com a sala climatizada em 25°C, e com a temperatura dos enrolamentos em equilíbrio com a temperatura do óleo na câmara de compressão e a temperatura ambiente, o sistema é inicializado e até que a temperatura nos enrolamentos do motor chegue em 30° C a vazão de saída do reservatório (carga pneumática) é ajustada (pelas válvulas na saída do reservatório). A partir dos 30° C no enrolamento do motor, é iniciado o ensaio do ciclo carga/alívio. O ensaio tem a duração exata de um ciclo, para evitar que o aumento da temperatura do óleo na câmara de compressão afete os valores de vazão do compressor.

Os resultados experimentais são apresentados na figura 8. Pode ser observado na tabela 6 que a redução na demanda de

potência, com a redução da pressão de trabalho de 7,5 bar para 6,5 bar, segue a tendência apresentada na tabela 3.

Os erros relativo entre a simulação e os ensaios experimentais são apresentados na tabela 7.

Na tabela 7 são observados valores menores que 8 % o que nos dá erros da ordem de 200 W para valores de potência da ordem de 2 kW.

B. Ensaio com Acionamento à Velocidade Variável (AVV)

Para os ensaios com AVV, na mesma temperatura de equilíbrio entre temperatura ambiente, temperatura do enrolamento do motor e temperatura do óleo na câmara de compressão, o ensaio se iniciava à 25 ° C de temperatura de equilíbrio até que a temperatura do enrolamento alcançasse 30° C. A carga pneumática era ajustada pelas válvulas na saída do reservatório de ar, e o ensaio durava 5 minutos, captando dados necessários à análise.

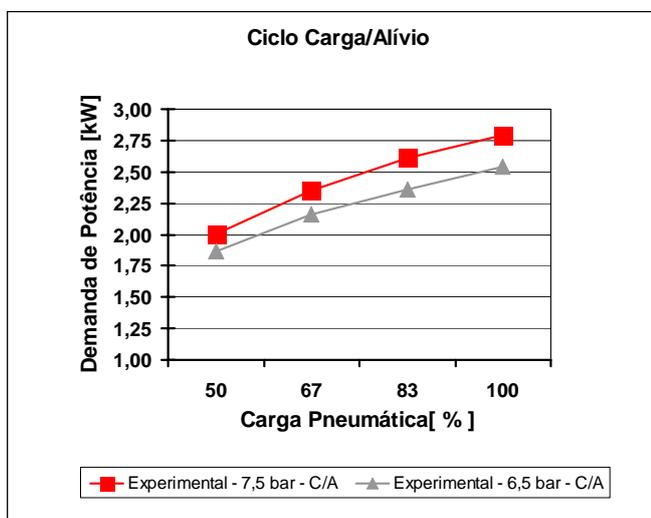


Fig. 8. Resultados Experimentais: Pressões de Trabalho em 7,5 bar e 6,5 bar – Carga/Alívio.

TABELA VI

Redução da demanda de potência no ciclo carga/alívio: redução da pressão de trabalho – ensaio experimental

Carga Pneumática (%)	Redução de Demanda de Potência (%)
100	9,20 %
83	9,53 %
67	8,33 %
50	6,82 %

TABELA VII

Erro entre resultado simulado e resultado experimental – Ciclo Carga/Alívio

Carga Pneumática (%)	7,5 bar	6,5 bar
100	2,92 %	2,09 %
83	6,95 %	5,42 %
67	8,55 %	7,97 %
50	5,54 %	6,17 %

Resultados experimentais com o AVV são apresentados na figura 9. É mantida a tendência da simulação onde a redução de pressão traz ganhos energéticos acentuados. Vale ressaltar sempre que a redução de pressão é de apenas 1 bar.

A tabela 8 apresenta a redução na demanda de potência com o uso do AVV.

A tabela 9 apresenta o erro entre os resultados experimentais e a simulação no caso do AVV. Verifica-se que o último nível de carga, apresenta erros percentuais maiores que 10%, indicando algum problema relativo ao modelo utilizado na simulação.

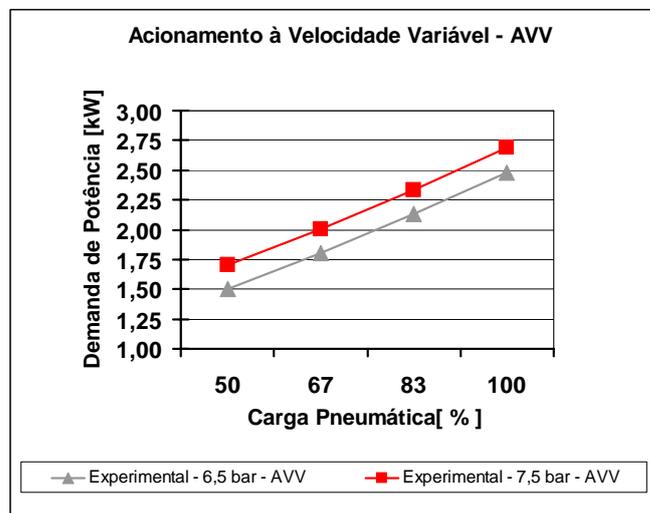


Fig. 9. Resultados Experimentais: Pressões de Trabalho em 7,5 bar e 6,5 bar – AVV.

TABELA VIII

Redução da demanda de potência no AVV: redução da pressão de trabalho – ensaio experimental

Carga Pneumática (%)	Redução de Demanda de Potência (%)
100	7,66 %
83	8,42 %
67	10,03 %
50	11,78 %

TABELA IX

Erro entre resultado simulado e resultado experimental – AVV

Carga Pneumática (%)	7,5 bar	6,5 bar
100	-1,96 %	0,32 %
83	0,60 %	2,06 %
67	5,87 %	5,69 %
50	8,66 %	11,48 %

C. Comparativo entre os acionamentos experimentalmente

Apresentando um comparativo entre os resultados experimentais dos tipos de acionamento nas duas pressões de trabalhos, é observado que a tendência em simulação é mantida, ou seja, redução da pressão de trabalho reduz a demanda de potência e o acionamento à velocidade variável (AVV) é mais eficiente em termos energéticos. A tabela 10 apresenta a redução percentual entre os tipos de acionamento para cada pressão de trabalho estudada.

VII. CONCLUSÕES

Do estudo realizado se conclui que a diminuição na pressão de trabalho reduz a demanda de potência do sistema, não importando o acionamento. Sempre que houver uma

redução na pressão de trabalho, haverá uma redução na demanda de potência do sistema. As reduções são da faixa de 10% conforme apresentado. Esses valores ocorrem para compressores de pequeno porte, em pressões de trabalho abaixo de 10 bar.

Outro ponto importante a ser destacado é a maior eficiência energética do sistema com o uso do acionamento à velocidade variável (AVV). O AVV pode economizar de 13% a 23% na demanda de potência em relação ao ciclo carga/alívio.

Foi observado também que o modelo utilizado para simulação com AVV em velocidade de 30 Hz, e motor a carga mecânica constante pode não ser satisfatório na modelagem do funcionamento do sistema, visto que o erro ultrapassou os 10%. Um modelo que leve em conta a saturação magnética deve ser abordado para esta situação e para menores níveis de carga pneumática (menores que 50%).

TABELA X
Redução na demanda de potência com a mudança do sistema de acionamento (Experimental)

Carga Pneumática (%)	7,5 bar	6,5 bar
83	12,02 %	10,65 %
67	17,55 %	19,78 %
50	17,28 %	23,88 %

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a FUNCAP – Fundação Cearense de Apoio ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico, pelo suporte financeiro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Ministério de Minas e Energia, Empresa de Pesquisa Energética, *Balanço Energético Nacional 2006: Ano Base 2005*, EPE, Edição Única, Rio de Janeiro, 2006.
- [2] Ministério de Minas e Energia, *Balanço de Energia Útil 2005*, MME, Edição Única, Rio de Janeiro, 2005.
- [3] A. Almeida, P. Fonseca, F. Ferreira, H. Falkner, J. Reichert, E. Tönsing, K. Malmose, A. Previ, A. Dominioni, M. Pillo, S. Russo, F. Guisse, J. Blaise, E. Clair, A. Diop., *Improving the penetration of Energy-Efficient Motors and Drives*, Directorate-General for Transport and Energy: SAVE II Programme, Edição Única, Coimbra, 2000.
- [4] M. Perrin, G. Kohn, S. Mugford, G. Seggewiss, “Induction Motors, Reciprocating Compressors and Variable Frequency Drives”, in *Proc. of IEEE-PCIC-97*, vol. 01, pp. 1-9, 1997.
- [5] F. P. D. Perrone, S. Afonso, E.S.C. Cavalcanti, P.S. Capella, “A solução no caso Daimlerchrysler para Redução do Consumo de Energia em Sistemas de Ar Comprimido”, in *Proc. of XVI SNPTEE*, vol. 01, CD-ROM, 2001.
- [6] J. Haddad, C. A. X. Brandão, F. Esper, V. F. Silva, R. A. Yamachita, “Conservação de Energia em Sistemas

de Ar Comprimido”, in *Proc. of XVII SNPTEE*, vol. 01, CD-ROM, 2003.

- [7] E. S. C. Cavalcanti, “Uso do Ar Comprimido no setor Industrial: Análise de Oportunidades de Redução do Consumo de Energia”, in *Proc. of XVII SNPTEE*, vol. 01, CD-ROM, 2003.
- [8] V. P. B. Aguiar, R. S. T. Pontes, A. B. Moreira, C. R. Schmidlin Júnior, C. A. M. De Holanda, “Simulação do Potencial de Eficiência Energética em um Sistema de Ar Comprimido com Acionamento à Velocidade Variável”, in *Proc. of II Congresso Brasileiro de Eficiência Energética –II CBEE*, vol. 01, CD-ROM, 2007.
- [9] P. S. B. Rodrigues, *Compressores Industriais*, EDC, 1ª Edição, Rio de Janeiro, 1991.
- [10] J. P. Rollins, *Compressed Air and Gas Handbook*, Compressed Air and Gas Handbook, 5ª Edição, Nova York, 1989.
- [11] S. B. Dewan, G. R. Slemon, A. Straughen, *Power Semiconductor Drives*, Wiley-Interscience, 1ª Edição, Nova York, 1984.
- [12] P. C. Krause, *Analysis of Electric Machinery*, IEEE Press, 1ª Edição, Nova York, 1995.
- [13] A. Almeida, J. T. E. Fernando Ferreira, Dick Both, “Technical and Economical Considerations in the Application of Variable-Speed Drives with Electric Motor Systems”, *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 41, no. 1, pp. 188-199, February 2005.

DADOS BIOGRÁFICOS

Victor de Paula Brandão Aguiar, nascido em Fortaleza no ano de 1983 é engenheiro electricista (2006) e mestre em Engenharia Elétrica (2008) pela Universidade Federal do Ceará.

Atualmente é Professor Assistente I do Departamento de Engenharia e Física da Fundação Universidade Federal de Rondônia.

Ricardo Silva Thé Pontes, nascido em Fortaleza é engenheiro electricista (1979) pela Universidade Federal do Ceará, mestre em Engenharia Elétrica (1983) pela Universidade de Brasília e doutor em Engenharia Elétrica (2002) pela Universidade Federal de Uberlândia.

É o coordenador e principal responsável pelo LAMOTRIZ/UFC – Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes Industriais. Atualmente é Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Ceará.

Carlos Almir Monteiro de Holanda, nascido em Fortaleza é engenheiro mecânico (1988) pela Universidade de Fortaleza, especialista em Engenharia Mecânica (1993) pela Universidade Federal de Santa Catarina e doutor em Engenharia Mecânica (2003) pela Universidade Federal da Paraíba.

Atualmente é Professor Adjunto da Universidade Federal do Ceará, do departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais.