

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA  
EM COMPRESSORES A PISTÃO EM  
SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO**

**ANDRÉA ROMERO KARMOUCHE**

**CAMPO GRANDE  
2009**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA  
EM COMPRESSORES A PISTÃO EM  
SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Mato Grosso do Sul como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica

Orientador: Prof. Dr. Amâncio Rodrigues da Silva Júnior

**ANDRÉA ROMERO KARMOUCHE**

**CAMPO GRANDE  
2009**

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM  
COMPRESSORES A PISTÃO EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO**

**ANDRÉA ROMERO KARMOUCHE**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Elétrica, Área de Concentração *Energia, Planejamento, Operação e Controle de Sistemas Elétricos*, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Mato Grosso do Sul

---

Prof. Dr. Amâncio Rodrigues da Silva Júnior  
Orientador  
DEL/CCET/UFMS

---

Prof. Dr. Valmir Machado Pereira  
DEL/CCET/UFMS

---

Prof. Dr. Peter Batista Cheung  
DHT/CCET/UFMS

---

Prof. Dr. Felix Abrão Neto  
DEL/CCET/UFMS

*A meu esposo, Mansour,  
a meu filho, Mansourzinho,  
e a meus pais, que me incentivaram sempre  
nesta etapa de vida.*

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Dr. Amâncio Rodrigues da Silva Júnior, meu orientador, pelo incansável incentivo, por acreditar em minha capacidade, por ter me proporcionado oportunidade de aprendizado e conhecimento. Obrigado pela paciência e por fazer deste também seu objetivo.

À Eletrobrás, pelo apoio financeiro, e à De Lorenzo do Brasil, pelo suporte técnico para a implementação do Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes (Lamotriz) da Universidade Federal de Mato Grosso do Sul.

Aos professores Valmir Machado Pereira e Felix Abrão Neto, pelas contribuições na revisão deste trabalho.

A meu esposo Mansour, pela compreensão nos momentos mais difíceis de ausência, sempre me encorajando e acreditando em meus sonhos. Sem você este trabalho não seria possível.

A minha mãe querida, mesmo longe, mas perto em pensamento, por sua dignidade e exemplo de vida, e pelo apoio em todas as etapas desta longa caminhada.

A meu pai, com carinho e respeito.

A minha irmã, que me ajudou organizando o banco de dados para este estudo, o meu muito obrigado.

Ao corpo docente do Mestrado em Engenharia Elétrica da UFMS.

A meu colega Saulo, por estar sempre pronto a ajudar e dar-me apoio no Lamotriz.

A Iolanda, que com seu carinho e atenção, cuidando de meu filho, me tranqüilizou em todos os momentos de desenvolvimento desta dissertação.

E por fim, a meu filho Mansour, por simplesmente existir.

*O problema não é o problema.  
O problema é a atitude com relação ao problema.*

Gandhi

Resumo da Dissertação apresentada à Universidade Federal de Mato Grosso do Sul  
como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em  
Engenharia Elétrica

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA  
EM COMPRESSORES A PISTÃO EM  
SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO**

**Andréa Romero Karmouche**

Setembro de 2009

Orientador: Prof. Dr. Amâncio Rodrigues da Silva Junior

Área de concentração: Energia.

Palavras-chave: eficiência energética, compressores a pistão, sistemas de ar comprimido, chaves de partida, motores de alto rendimento.

Número de páginas: 92

**RESUMO**

Este estudo analisa a eficiência energética de compressores a pistão e seu consumo de energia elétrica utilizando motores-padrão e de alto rendimento acionados por partida direta e com *softstarter*. A influência de vazamentos sobre a eficiência energética foi também analisada, assim como os valores de corrente, potência, fator de potência e taxas de distorção harmônica de tensão e de corrente. Os resultados revelaram que no caso de motores de pequeno porte os de alto rendimento com partida direta têm maior eficiência energética para uso de compressores a pistão, além de apresentarem melhor desempenho em termos de fator de potência. As taxas de distorção harmônica de corrente e de tensão se mantiveram em limites aceitáveis. A substituição de motores-padrão por modelos de alto rendimento permite redução de 2% no consumo de energia elétrica. Os vazamentos de ar por orifícios de 7,06 a 43,20 mm<sup>2</sup> durante a operação do compressor em carga-alívio provocaram consumos de energia elétrica semelhantes (113 a 114 W·h, respectivamente), revelando que nas operações de manutenção a mesma importância deve ser dada a vazamentos nessa faixa de dimensões, independente de seu diâmetro.

Abstract of the Dissertation presented to the Universidade Federal de Mato Grosso do Sul in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Master of Electrical Engineering

**AN ANALYSIS OF THE ENERGY EFFICIENCY  
OF PISTON COMPRESSORS  
IN COMPRESSED AIR SYSTEMS**

**Andréa Romero Karmouche**

September 2009

Advisor: Prof. Amâncio Rodrigues da Silva Junior, PhD.

Concentration area: Energy.

Keywords: energy efficiency, piston compressors, compressed air systems, starting devices, high-efficiency motors.

Pages: 92

**ABSTRACT**

This study assessed the energy efficiency of piston compressors and their electric energy consumption using standard and high-efficiency motors in combination with direct-start and soft-start devices. The influence of air leakage on energy efficiency was also evaluated, as were the values of current, power, power factor, and voltage and current total harmonic distortion (THD). For low-capacity motors, the energy efficiency of piston compressors was found to be greater when high-efficiency motors were combined with direct starters. This combination also resulted in superior performance in terms of power factors. Voltage and current THD values remained within acceptable limits. A 2% reduction in electric energy consumption can be achieved by replacing standard motors by high-efficiency motors. Air leakage through holes of 7,06 a 43,20 mm<sup>2</sup> during part-load operation of the compressor led to similar energy consumption levels (113 to 114 W·h, respectively), revealing that leaks in this range of diameters require the same level of attention during maintenance operations.

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	14
1.1. Justificativa .....	14
1.2. Objetivos .....	15
1.2.1. Objetivo geral .....	15
1.2.2. Objetivos específicos .....	15
1.3. Estrutura do trabalho .....	16
<b>2. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO</b> .....	17
2.1. Eficiência energética no Brasil .....	17
2.2. Eficiência em sistemas de ar comprimido .....	19
2.2.1. Vazamentos em sistemas de ar comprimido .....	24
2.3. Compressor .....	29
2.3.1. Compressor recíproco a pistão .....	29
Forma construtiva .....	32
Aplicações .....	32
2.4. Pressões no sistema de ar comprimido .....	34
2.4.1. Perdas de carga nas tubulações .....	33
2.5. Eficiência energética em motores na indústria .....	35
2.6. Motores de indução trifásicos .....	36
2.6.1. Aspectos de funcionamento .....	36
2.6.2. Funcionamento de motores para compressores .....	39
2.6.3. Consumo de energia elétrica .....	40
2.6.4. Diferença entre motores de alto rendimento e motores-padrão .....	41
2.6.5. Métodos de partida .....	43
Partida direta .....	43
Partida com <i>softstarter</i> .....	44
2.6.6. Distorções harmônicas .....	45
Taxa de distorção harmônica .....	47
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	48
3.1. Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes .....	48
3.2. Infra-estrutura da bancada do compressor .....	49
3.3. Motores .....	53
3.4. Chaves de partida .....	55
3.5. Sistema supervisorio .....	55
3.6. Medidor de energia .....	61
3.7. Sensores e atuadores .....	62
3.8. Compressor .....	64
3.9. Controladores lógicos programáveis .....	65

3.10. Banco de dados .....	65
3.11. Metodologia para os testes .....	65
3.11.1. Pressão de trabalho .....	66
3.11.2. Perdas por vazamento .....	66
<b>4. RESULTADOS</b> .....	<b>69</b>
4.1. Valores de pressão .....	69
4.2. Perdas por vazamento .....	83
4.3. Cálculo financeiro .....	86
<b>5. CONCLUSÃO</b> .....	<b>88</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>90</b>

## LISTAS DE ABREVIATURAS

A.R.	Alto rendimento
BEN	Balanço Energético Nacional
CLP	Controlador Lógico Programável
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
Procel	Programa de Conservação de Energia Elétrica
THD	<i>Total harmonic distortion</i> (taxa de distorção harmônica)

## LISTAS DE FIGURAS

Figura 2.1 – Consumo final de energia no Brasil, por setor.....	19
Figura 2.2 – Utilidades empregadas nas indústrias brasileiras. Ano-base 2005.....	23
Figura 2.3 – Custos de instalação de ar comprimido.....	23
Figura 2.4 – Perdas em sistemas de ar comprimido .....	24
Figura 2.5 – Compressor do tipo L a pistão .....	29
Figura 2.6 – Alguns tipos de compressor a pistão.....	30
Figura 2.7 – Compressor recíproco: ciclo de compressão ideal .....	31
Figura 2.8 – Compressor recíproco: ciclo de compressão real.....	31
Figura 2.9 – Câmara de compressão de duplo efeito.....	32
Figura 2.10 – Curvas de torque para carga constante .....	38
Figura 2.11 – Curvas de torque para carga linear .....	39
Figura 2.12 – Rendimentos de motor de alto rendimento e padrão (4 pólos) .....	42
Figura 2.13 – Corrente e torque <i>versus</i> velocidade de rotação na partida direta.....	44
Figura 2.14. Torque e corrente <i>versus</i> velocidade de rotação na partida com <i>softstarter</i> .....	45
Figura 2.15 – Onda deformada e suas componentes harmônicas .....	46
Figura 3.1 – Arquitetura geral da rede que interliga as bancadas do Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes.....	49
Figura 3.2 – Microcomputador da bancada do compressor.....	50
Figura 3.3 – Quadro de comando .....	50
Figura 3.4 – Bancada do compressor .....	51
Figura 3.5 – Vistas frontal e superior da bancada do compressor, contendo o microcomputador, o painel de comando e a bancada de motores .....	52
Figura 3.6 – Rede de comunicação da bancada do compressor.....	53
Figura 3.7 – Tela inicial do sistema supervisorio do Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes.....	56
Figura 3.8 – Caixa de diálogo para acesso à bancada do compressor por meio do supervisorio .....	57
Figura 3.9 – Tela principal da bancada do compressor.....	57
Figura 3.10 – Tela da caixa de diálogo COMANDO.....	59
Figura 3.11 – Caixa de diálogo COMANDO para partida com <i>softstarter</i> .....	60
Figura 3.12 – Tela do botão PID .....	60
Figura 3.13 – <i>Display</i> do Power Logic Meter.....	62
Figura 3.14 – Fluxograma da bancada do compressor .....	63
Figura 3.15 – Banco de dados do sistema supervisorio .....	65
Figura 3.16 – Gráfico do método de determinação de vazamentos .....	67
Figura 4.1 – Potências ativas em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.....	70
Figura 4.2 – Correntes em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta .....	70

Figura 4.3 – Fatores de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.....	71
Figura 4.4 – Taxas de distorção harmônica de motor-padrão e de alto rendimento, com partida direta.....	72
Figura 4.5 – Taxas de distorção harmônica de corrente de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.....	72
Figura 4.6 – Potências ativas em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	74
Figura 4.7 – Correntes em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	74
Figura 4.8 – Fatores de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	75
Figura 4.9 – Taxas de distorção harmônica de tensão de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	76
Figura 4.10 – Taxas de distorção harmônica de corrente de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	76
Figura 4.11 – Regime de funcionamento carga–alívio do compressor em motor-padrão, utilizando partida direta.....	77
Figura 4.12 – Regime de funcionamento carga–alívio do compressor em motor-padrão, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	78
Figura 4.13 – Correntes em motor-padrão e alto rendimento, com os dois modos de partida.....	
Figura 4.14 – Fator de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.....	79
Figura 4.14 – Fator de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.....	80
Figura 4.15 – Potências ativas de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.....	81
Figura 4.16 – Taxas de distorção harmônica de tensão em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de acionamento.....	82
Figura 4.17 – Taxas de distorção harmônica de corrente em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.....	83
Figura 4.18 – Vazamentos com compressor em carga, para diferentes orifícios.....	85
Figura 4.19 – Vazamentos com compressor em alívio, para diferentes orifícios.....	86

## LISTAS DE TABELAS

Tabela 2.1 – Potencial de economia em sistemas de ar comprimido .....	22
Tabela 2.2 – Perdas de vazão e potências de vazamento em sistema de ar comprimido de 6 bar .....	25
Tabela 2.3 – Perdas de ar comprimido devidas a vazamentos, em função do diâmetro e da pressão .....	25
Tabela 2.4 – Perdas de ar comprimido (m <sup>3</sup> /h) devidas a vazamentos, em função do diâmetro e da pressão .....	26
Tabela 2.5 – Consumos de energia em vazamentos .....	26
Tabela 2.6 – Funções matemáticas que relacionam o torque à velocidade angular, para cargas industriais .....	37
Tabela 2.7 – Exemplos de números de ciclos por hora recomendados para que um motor para compressor funcione sem danos .....	40
Tabela 2.8 – Ordem, frequência e seqüência das harmônicas .....	46
Tabela 4.1 – Diferenças de pressão e valores de consumo de energia elétrica em motores-padrão .....	69
Tabela 4.2 – Diferenças de pressão e valores de consumo de energia elétrica em motores de alto rendimento .....	69
Tabela 4.3 – Economias de energia em motores-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta .....	73
Tabela 4.4 – Economias de energia em motores-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com <i>softstarter</i> .....	73
Tabela 4.5 – Consumos de energia elétrica em vazamentos .....	84
Tabela 4.6 – Perdas de ar comprimido com compressor em carga, para diferentes diâmetros .....	84
Tabela 4.7 – Perdas de ar comprimido com compressor em alívio, para diferentes diâmetros .....	85
Tabela 4.8 – Gastos anuais em energia elétrica e períodos de <i>payback</i> .....	87
Tabela 4.9 – Gastos anuais com vazamentos .....	87

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 JUSTIFICATIVA

O primeiro registro de utilização de um compressor a pistão data de 1776 e refere-se a seu uso em uma fábrica na Inglaterra. Após 1900, o desenvolvimento dos compressores se acelerou, permitindo aumentar sua capacidade até 350 bar. Na década de 1950 surgiram os primeiros compressores a parafuso e na de 1960 os primeiros desse tipo que apresentavam eficiência similar à de compressores a pistão (HAHN, 2004).

Um dos usos mais freqüentes de compressores é a produção de ar comprimido, cada vez mais utilizado e indispensável nos processos industriais e, em alguns casos, insubstituível, além de ser uma das formas em que a energia é empregada com maior simplicidade e flexibilidade.

Os custos da energia elétrica consumida em sistemas de ar comprimido são significativos. Em muitos casos, as indústrias despendem muito mais em energia elétrica do que realmente deveriam, por não operarem com eficiência. Promover a eficiência em sistemas de ar comprimido é portanto um desafio para as indústrias de transformação.

Atualmente, a maior parte da produção de ar comprimido é realizada por compressores acionados por motores elétricos (PERRONE *et al.*, 2001).

No caso das indústrias que utilizam sistemas de ar comprimido, a eficiência pode ser melhorada recorrendo-se a diferentes procedimentos, alguns dos quais serão discutidos neste trabalho, tais como:

- verificar vazamentos;
- empregar motores de alto rendimento;
- utilizar partida direta e partida com *softstarter*.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo principal deste estudo é analisar a eficiência energética em compressores a pistão em sistemas de ar comprimido que utilizam motores-padrão e de alto rendimento, considerando dois tipos de partida: direta e com *softstarter*.

Os ensaios foram realizados em uma bancada de simulação de um sistema de ar comprimido, composto de um compressor a pistão, dois motores e chaves de partida. As medições foram realizadas com o conjunto motor + chave de partida, nas seguintes combinações:

- motor-padrão + partida direta;
- motor de alto rendimento + partida direta;
- motor-padrão + *softstarter*;
- motor de alto rendimento + *softstarter*;

### 1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos consistiram em estudar a eficiência energética na utilização de motores-padrão e de alto rendimento, considerando:

- o comportamento dos vazamentos quando o compressor se encontra em carga e em alívio;
- o consumo decorrente de vazamentos, considerando-se orifícios de diversos diâmetros;
- o fator de potência e as taxas de distorção harmônica de corrente e de tensão (análise qualitativa);
- os consumos dos dois tipos de motor, nos dois tipos de partida (direta e com *softstarter*), para comparar suas eficiências energéticas, tendo-se em vista a

possível substituição de motores-padrão por outros de alto rendimento e considerando o retorno financeiro feito pelo método de *payback* simples.

### **1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO**

O presente trabalho está dividido em 5 capítulos.

Os demais capítulos deste estudo estão assim organizados:

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica voltada a contextualizar a eficiência energética no Brasil, pesquisar aspectos da eficiência em sistemas de ar comprimido e em motores de indução trifásicos, discorrer sobre compressores a pistão e suas aplicações e descrever os sistemas de ar comprimido.

O Capítulo 3 descreve a metodologia empregada nos experimentos.

Os resultados obtidos são apresentados no Capítulo 4.

O Capítulo 5 traz as considerações finais sobre o estudo.

## **2 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO**

### **2.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO BRASIL**

A partir de 2001, com a crise no abastecimento de energia elétrica, a expressão “eficiência energética” adquiriu grande importância entre os consumidores, tanto industriais quanto comerciais e residenciais. O período trouxe ao país oportunidades de implementar ações de eficiência energética, mudar hábitos de consumo e colocar em uso equipamentos eficientes.

O Governo Federal, diante da crise, lançou medidas para gerar resultados em eficiência energética, envolvendo projetos específicos tais como o Programa Nacional de Iluminação Pública e Sinalização Semafórica Eficientes (Reluz), o Programa de Eficiência Energética no Saneamento Ambiental (Procel-Sanear), o Procel-Indústria no setor industrial, a promoção de ações em edifícios públicos, o incentivo ao uso de coletores solares e o uso de sistemas motrizes eficientes.

No atual contexto do setor energético nacional, com uma visão mais integrada das cadeias energéticas, torna-se decisivo realizar investimentos que promovam a eficiência energética, tendo-se em vista os seguintes fatores: o preço dos recursos energéticos, que é crescente em todo o mundo; a universalização sustentável do atendimento energético, que ainda é um desafio para o Brasil, apesar dos esforços recentes; a segurança energética; o impacto direto, no desempenho das contas públicas, da importação de insumos energéticos e equipamentos para a produção e transporte de energia; os empregos gerados por projetos de eficiência energética; a manutenção da boa posição do país em termos de impactos ambientais; e a necessidade de reduzir os custos com energia da população de baixa renda.

Não existe uma definição única de eficiência energética. Uma delas considera que ocorre aumento de eficiência quando há redução na energia consumida para realização de um dado serviço ou quando há aumento ou melhoria dos serviços para uma mesma quantidade de energia despendida.

A importância da eficiência energética para o desenvolvimento sustentável de um país é enorme.

Para Capelli (2007, p. 217), eficiência energética é “uma filosofia de trabalho que visa otimizar a utilização da energia elétrica por meio de orientações, direcionamentos, ações e controle dos recursos humanos, materiais e econômicos, reduzindo os índices globais e específicos da quantidade de energia necessária para obtenção do mesmo resultado ou produto”.

A energia elétrica vem se tornando ano após ano um insumo progressivamente mais caro e mais imprescindível para os usuários, e por isso deve ser utilizada de forma racional. Os benefícios com eficiência energética vão além dos ganhos econômicos, uma vez que as escolhas feitas no setor energético têm também impacto ambiental.

Segundo a Agência Internacional de Energia, a eficiência energética é a forma mais rápida e mais barata de evitar uma catástrofe ambiental que pode advir do aumento no consumo mundial de energia, principalmente em países em desenvolvimento.

Segundo o Banco Mundial, as melhorias em equipamentos já existentes poderiam reduzir em pelo menos 25% o uso de energia em países como o Brasil, a China e a Índia, ao passo que as tecnologias avançadas poderiam diminuir o crescimento da demanda de energia até 2030 em pelo menos 10%, além de reduzir em 16% o aumento previsto das emissões de CO<sub>2</sub> (TAYLOR *et al.*, 2008).

O Brasil poderia economizar cerca de US\$ 2,5 bilhões por ano se usasse todo seu potencial de eficiência energética, afirma um estudo do Banco Mundial. Atualmente, o país é o 10.<sup>o</sup> maior consumidor mundial de energia, mas seu consumo deverá dobrar até 2030. Caso a eficiência energética no Brasil não seja aperfeiçoada, as consequências para o ambiente serão consideráveis, uma vez que o consumo de energia está associado a uma alta da emissão de gases causadores do efeito-estufa (TAYLOR *et al.*, 2008).

Segundo dados do Balanço Energético Nacional (BEN) de 2008, obtidos pela Empresa de Pesquisa Energética (BRASIL, 2008), vinculada ao Ministério de Minas e Energia, o setor industrial é responsável pelo maior consumo de energia

elétrica do país, totalizando 41% de seu consumo nacional (Figura 2.1), sendo por isso o setor com maior potencial de ganhos em conservação energética. Na indústria brasileira, 50% da energia elétrica (medida em kW) é utilizada em sistemas motrizes.

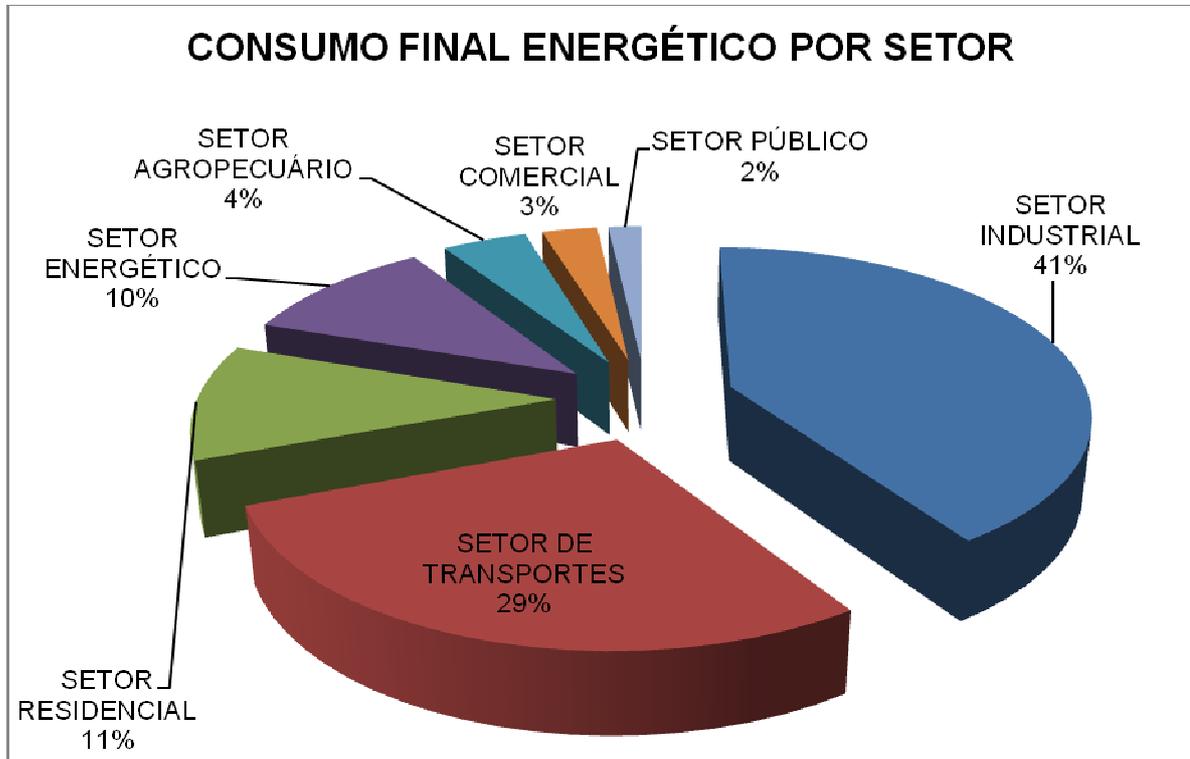


Figura 2.1 – Consumo final de energia no Brasil, por setor.  
Fonte: EPE (BRASIL, 2008).

Os sistemas motrizes compreendem predominantemente os de acionamento eletro-eletrônico, de motores elétricos, de acoplamento motor-carga, de cargas mecânicas acionadas (bombas, compressores, ventiladores, exaustores e correias transportadoras) e de instalações (transporte e consumo de fluidos).

## 2.2 EFICIÊNCIA EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Quase todas as plantas industriais, da microempresa à grande indústria, dispõem de algum tipo de sistema de ar comprimido. Suas utilizações incluem ferramentas pneumáticas, acionamentos mecânicos, controle de equipamentos e transporte de materiais. Entre os vários processos industriais, os sistemas de ar

comprimido têm papel importante na produção, respondendo por isso por uma parcela relevante do consumo energético da unidade industrial.

O percentual de energia elétrica consumida em sistemas de ar comprimido varia nos diferentes setores industriais. No setor de vidro, esse consumo é geralmente de 20%; no de bens de capital, 12,5%; no de plásticos, 10%; no de alimentos, 9%; e no setor químico, 7% (CAVALCANTI, 2003).

Hahn (2004) considera que, depois da energia elétrica, o ar comprimido é a forma de energia mais consumida e mais onerosa na indústria de transformação. Entretanto, nem sempre os sistemas que o utilizam recebem os cuidados devidos, passando a ser fontes de constantes desperdícios.

Perrone *et al.* (2001), em seu estudo sobre eficiência energética do sistema de ar comprimido da fábrica de automóveis DaimlerChrysler, constataram redução de 40% no consumo de energia elétrica, com maior potencial de economia ocorrendo no controle de vazamentos. Os autores concluem que um acréscimo de 10% na pressão corresponde a um aumento de 5% de consumo de energia elétrica do sistema.

Aguiar (2008) empreendeu um estudo de eficiência energética em compressor a parafuso em sistema de ar comprimido, analisando o consumo energético do sistema em função do tipo de acionamento utilizado. Quando acionado por conversor de frequência, o compressor a parafuso apresentou menor consumo no ciclo carga–alívio do que motores de médio e grande porte. O consumo de energia elétrica também se reduziu ao se diminuir a pressão de trabalho.

Zappelini (2008), desenvolveu um modelo computacional motor–compressor no programa ATP com a finalidade de validar a bancada do compressor a pistão comparando os resultados teóricos ao modelo real. Os resultados obtidos comprovaram a versatilidade e potencialidade da bancada. Ainda no mesmo estudo, verificou a eficiência energética em vazamentos, a temperatura de captação de ar e a pressão de trabalho utilizando motores-padrão e de alto rendimento, constatando economia no uso de motores de alto rendimento e verificando que a maior parcela do gasto com energia elétrica se deveu a vazamentos.

Brandão *et al.* (2003), em um ensaio laboratorial utilizando um compressor alternativo com motor de indução trifásica de 10 cv, verificaram experimentalmente a economia de energia elétrica usando inversores de frequência em acionamentos de compressores. A aplicação de conversor de frequência mostrou-se benéfica a sistemas de ar comprimido em plantas industriais.

Segundo estudos do Departamento de Energia dos Estados Unidos (USDOE, 2004), aproximadamente 10% da energia elétrica utilizada em uma indústria típica é consumida em geração de ar comprimido, parcela que em alguns casos pode ultrapassar 30%.

Segundo Radgen e Blaustein (2001), estudos de caso revelam que a eficiência energética alcançada em sistemas de ar comprimido tem permitido reduções de consumo de até 50%. Os compressores de ar são responsáveis por 10% do consumo de eletricidade industrial, ou até 80 TW·h por ano, na União Européia. Os autores consideram que as mais importantes ações para a eficiência energética em sistemas de ar comprimido são:

- reduzir perdas com vazamentos de ar;
- melhorar os projetos dos sistemas de ar comprimido;
- usar dispositivos de partida e controle de velocidade para alguns tipos de compressor;
- recuperar perdas por calor.

A Tabela 2.1 mostra o potencial de economia das medidas técnicas apontadas por Radgen e Blaustein (2001).

Tabela 2.1 – Potencial de economia em sistemas de ar comprimido.

Medidas para economizar energia	Aplicabilidade <sup>1</sup> (%)	Lucro <sup>2</sup> (%)	Potencial de contribuição <sup>3</sup>
<b>Sistemas de instalação ou renovação</b>			
Melhoria dos motores (substituição por motores de alto rendimento)	25%	2%	0,5%
Melhoria dos acionamentos (controladores de velocidade)	25	15	3,8%
Redimensionamento de compressores	30	7	2,1%
Uso de sistemas de controle	20	12	2,4%
Recuperação de perdas por calor para uso em outras funções	20	20	4
Melhoria na refrigeração, secagem e filtragem de ar	10	5	0,5
Projeto de sistema completo, incluindo sistemas de multipressão	50	9	4,5
Redução de perdas por queda de pressão	50	3	1,5
Otimização de equipamentos do usuário final	5	40	2
<b>Sistemas operacionais e manutenção</b>			
Redução de vazamentos de ar	80	20	16
Troca freqüente de filtros	40	2	0,8
<b>Total</b>			<b>32,9%</b>

<sup>1</sup> Percentual de situações em que essa medida é aplicável.

<sup>2</sup> Percentual de redução no consumo de energia anual.

<sup>3</sup> Potencial de contribuição = aplicabilidade × redução.

Fonte: Radgen e Blaustein (2001).

Segundo Rollins (2004), o ar comprimido é a quarta utilidade industrial mais empregada, sendo superado apenas pelo uso de energia elétrica, gás e água.

Uma pesquisa realizada pelo Departamento de Planejamento e Estudos de Eficiência Energética, vinculado ao Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel) (ELETROBRÁS, 2008), referente ao ano-base 2005, revelou a distribuição de consumo de energia elétrica nos sistemas motrizes, sendo 7% do consumo em força motriz para ar comprimido (Figura 2.2).

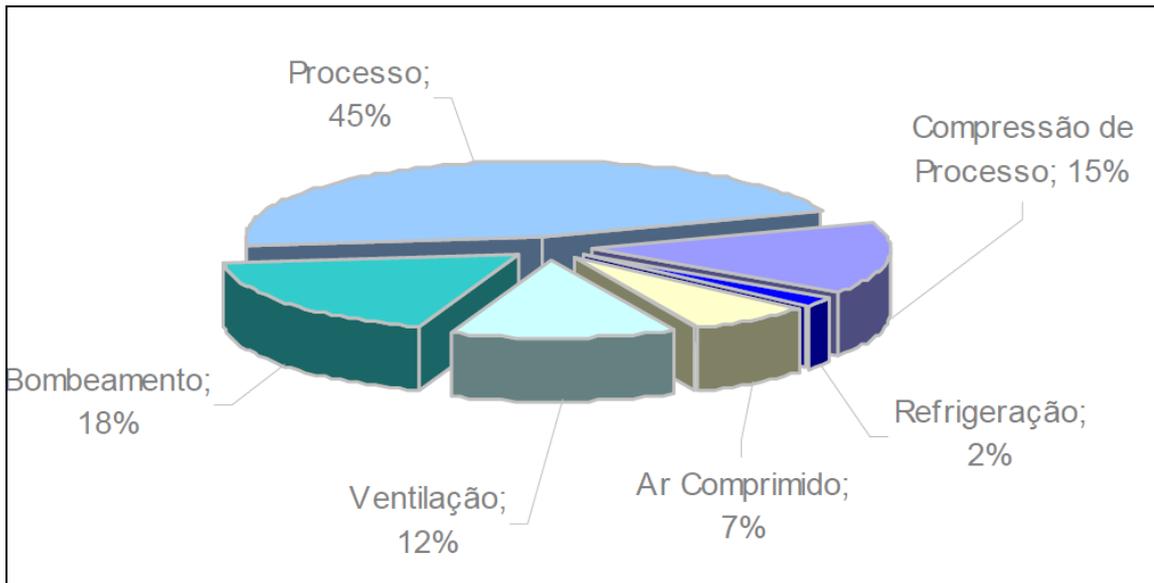


Figura 2.2 – Utilidades empregadas nas indústrias brasileiras. Ano-base 2005.  
Fonte: Procel (ELETROBRÁS, 2008).

Nos custos de implantação de ar comprimido calculados por Cappelli (2007), os de energia representam parcela consideravelmente maior que os de água e refrigeração e os de manutenção (Figura 2.3). Dentre as perdas em sistemas de ar comprimido, o autor considera que 84% se devem ao calor de compressão (Figura 2.4).

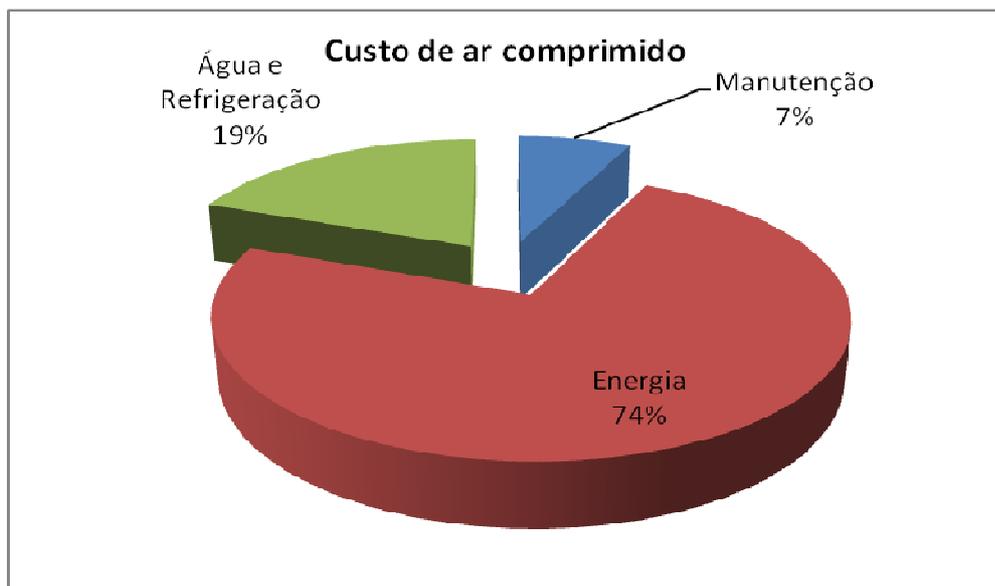


Figura 2.3 – Custos de instalação de ar comprimido.  
Fonte: Capelli (2007).

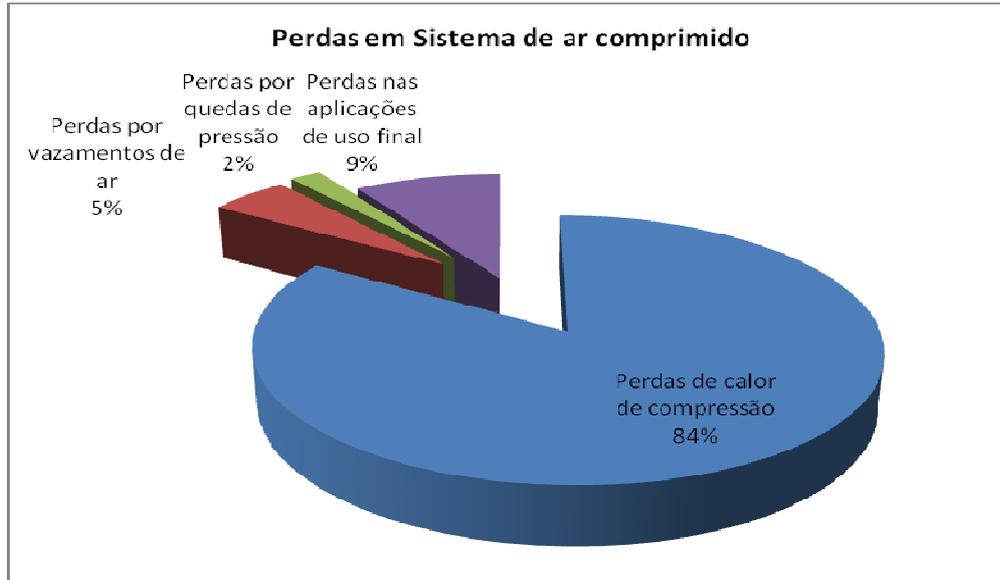


Figura 2.4 – Perdas em sistemas de ar comprimido.

Fonte: Capelli (2007).

### 2.2.1 VAZAMENTOS EM SISTEMAS DE AR COMPRIMIDO

Todos os sistemas de ar comprimido estão sujeitos a vazamentos e que são comuns perdas de até 40% de todo o ar comprimido produzido (METALPLAN EQUIPAMENTOS, 2008).

Pode-se considerar que a forma mais eficiente de economizar energia consiste em corrigir vazamentos. Conhecer a rede de distribuição de ar comprimido, os pontos de consumo e o compressor é fundamental para alcançar maior eficiência em um sistema de ar comprimido.

Os vazamentos merecem atenção especial, pois desperdiçam grande quantidade de energia. Rocha e Monteiro (2005) consideram que em grandes plantas os vazamentos de até 10% são aceitáveis, mas como regra geral o nível de aceitabilidade deve ser de até 5%. Os vazamentos geralmente são negligenciados, assumindo proporções muito significativas no consumo de energia elétrica e conseqüentemente no custo final do ar comprimido.

Rocha e Monteiro (2005) e Atlas Copco (1976) apresentam tabelas de correlação entre potência perdida em vazamentos e vazão para um sistema de 6 bar (Tabela 2.2).

Tabela 2.2 – Perdas de vazão e potências de vazamento em sistema de ar comprimido de 6 bar.

<b>Diâmetro do orifício de vazamento</b>	<b>Vazamento (em m<sup>3</sup>/min) sob pressão de 6 bar</b>	<b>Potência (em kW) requerida para compressor</b>
1 mm	0,06	0,3
3 mm	0,6	3,1
5 mm	1,62	8,3
10 mm	6,3	33
15 mm	25,2	132

Fontes: Atlas Copco (1976) e Rocha e Monteiro (2005).

Embora na prática seja impossível eliminar totalmente os vazamentos de um sistema, estes não devem exceder 5% da capacidade instalada. Os vazamentos de ar são proporcionais ao quadrado do diâmetro do furo e aumentam com a elevação da pressão do sistema, como exemplificado para alguns diâmetros e valores de pressão nas Tabelas 2.3 e 2.4.

Tabela 2.3 – Perdas de ar comprimido devidas a vazamentos, em função do diâmetro e da pressão.

<b>Pressão (bar)</b>	<b>Diâmetro do orifício</b>					
	0,4 mm	0,8 mm	1,6 mm	3,2 mm	6,4 mm	9,6 mm
	<b>Vazamento (m<sup>3</sup>/min)</b>					
4,82	0,008	0,033	0,132	0,527	2,107	4,752
5,52	0,009	0,036	0,148	0,588	2,353	5,302
6,20	0,010	0,041	0,162	0,658	2,605	5,851
6,90	0,011	0,044	0,179	0,714	2,857	6,429
8,62	0,014	0,055	0,217	0,868	3,461	7,802

Fonte: USDOE (2004).

Tabela 2.4 – Perdas de ar comprimido ( $m^3/h$ ) devidas a vazamentos, em função do diâmetro e da pressão.

Pressão (bar)	Diâmetro do orifício							
	0,5 mm	1,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5 mm	3 mm	3,5 mm	4 mm
	Vazamento ( $m^3/h$ )							
4,5	0,748	2,992	6,731	11,96	18,69	26,92	36,64	47,86
5,0	0,816	3,263	7,343	13,05	20,39	29,37	39,97	52,216
5,5	0,884	3,535	7,955	14,14	22,09	31,81	43,30	56,56
6,0	0,952	3,807	8,567	15,23	23,79	34,26	46,64	60,91
6,5	1,020	4,079	9,179	16,31	25,49	36,71	49,97	65,26
7,0	1,088	4,351	9,790	17,40	27,19	39,16	53,30	69,62
7,5	1,156	4,623	10,40	18,49	28,89	41,60	56,63	73,97
8,0	1,224	4,895	11,01	19,58	30,59	44,05	59,96	78,39
8,5	1,292	5,167	11,62	20,66	32,29	46,50	63,29	82,67
9,0	1,360	5,439	12,23	21,75	33,99	48,95	66,62	87,02
9,5	1,428	5,711	12,85	22,84	35,69	51,40	69,96	91,37
10,0	1,496	5,983	13,46	23,93	37,39	53,84	73,29	95,72
10,5	1,564	6,255	14,07	25,02	39,09	56,29	76,62	100,08
11,0	1,632	6,527	14,68	26,10	40,79	58,74	79,95	104,43
11,5	1,700	6,799	15,29	27,19	42,49	61,19	83,28	108,78
12,0	1,768	7,071	15,90	28,28	44,19	63,63	86,61	113,13

Fonte: Hahn (2004).

Perrone *et al.* (2001) elaboraram uma tabela (ver Tabela 2.5) para exemplificar o comportamento de vazamentos sob pressão de 7 bar ( $\approx 7 \text{ kgf/cm}^2$ ) e o desperdício de energia anual para um compressor de tipo parafuso que consuma em média  $6,3 \text{ kW} \cdot \text{min/N} \cdot \text{m}^3$  para comprimir o ar.

Tabela 2.5 – Consumos de energia em vazamentos.

Diâmetro do orifício (mm)	Vazão volumétrica ( $m^3/h$ )	Consumo anual de energia (R\$)
0,4	0,402	348,15
0,8	1,7268	1 479,56
1,60	6,8058	5 831,29
3,20	27,4266	23 499,34
6,40	109,6062	93 910,35
9,60	246,33	211 058,91
12,7	430,70	369 023,74

Diferentemente de uma ferramenta pneumática, que em média opera somente 40% a 50% do tempo, um vazamento consome ar continuamente (ATLAS COPCO, 1976). Um orifício consecüentemente consome cerca do dobro da energia de uma ferramenta que utilize a mesma pressão de ar comprimido.

O vazamento é calculado com a equação 2.1:

$$V_v = V_c \cdot \frac{\sum_{i=1}^m t_{c_i}}{t_t} \quad (2.1)$$

onde:

$V_v$  é o caudal do vazamento ( $m^3/h$ );

$V_c$  é a vazão de ar do compressor ( $m^3/h$ );

$\sum t_c$  é o tempo de funcionamento em carga durante a medição (h);

$t_t$  é o tempo de medição total (h);

$m$  é o número de ciclos de carga–alívio na medição.

O percentual de perdas por vazamento é determinado pela equação 2.2:

$$V_{\%} = \frac{V_v}{\sum_{i=1}^c V_{c_i}} \cdot 100 \quad (2.2)$$

onde:

$V_{\%}$  é o percentual de perdas por vazamento (%);

$V_v$  é o caudal de vazamento ( $m^3/h$ );

$\sum_{i=1}^c V_{c_i}$  é a vazão total de todos os compressores ( $m^3/h$ );

$c$  é o número de compressores do sistema.

O custo devido a vazamentos é determinado pela equação 2.3:

$$C_v = C_{ac} \cdot \frac{V_{\%}}{100} \quad (2.3)$$

onde:

$C_v$  é o custo de perdas por vazamento (R\$/a);

$C_{ac}$  é o custo anual da geração de ar comprimido em carga (R\$/a);

$V_{\%}$  é o percentual de perdas por vazamento (%).

## **2.3 COMPRESSOR**

### **2.3.1 COMPRESSOR RECÍPROCO A PISTÃO**

O compressor a pistão é classificado como de deslocamento positivo recíproco. Rocha e Monteiro (2005) relatam ter sido esse tipo de compressor o primeiro a chegar ao mercado. Embora seu conceito de construção tenha se desenvolvido nos anos 1920, é até hoje o tipo mais comum em uso. Tais compressores são geralmente fabricados nos modelos de ação simples e de dupla ação. Os compressores de pistão aspiram e comprimem o ar durante seu movimento entre o ponto morto inferior e o ponto morto superior, à medida que são acionadas automaticamente as válvulas de admissão e descarga de ar. Esses compressores podem possuir vários cilindros e, portanto, vários pistões. Quando apresentam mais de um cilindro, a disposição destes pode ser diversa (por exemplo, cilindros radiais, horizontais opostos, verticais, em V ou em L). Pode-se com esses equipamentos obter grande flexibilidade na produção de pressões e vazões. Os de dupla ação são do tipo L, com um pistão na horizontal e outro na vertical (Figura 2.5).

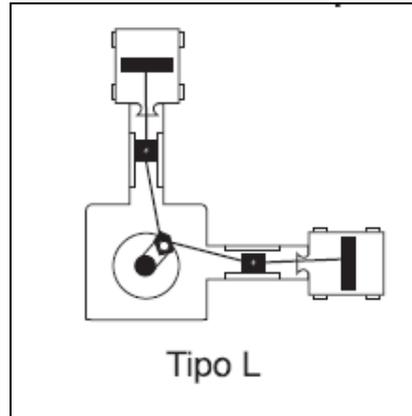


Figura 2.5 – Compressor do tipo L a pistão.

Os compressores em um estágio normalmente trabalham com pressões de 1,7 a 7 bar. Os de dois estágios comprimem, na maioria das vezes, de 7 a 16,5 bar (ROLLINS, 2004).

Sua principal vantagem é produzir altas pressões e funcionar com bom desempenho mecânico (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

Vários outros tipos também estão disponíveis (em V, W, encanados, horizontais, em linha) (Figura 2.6).

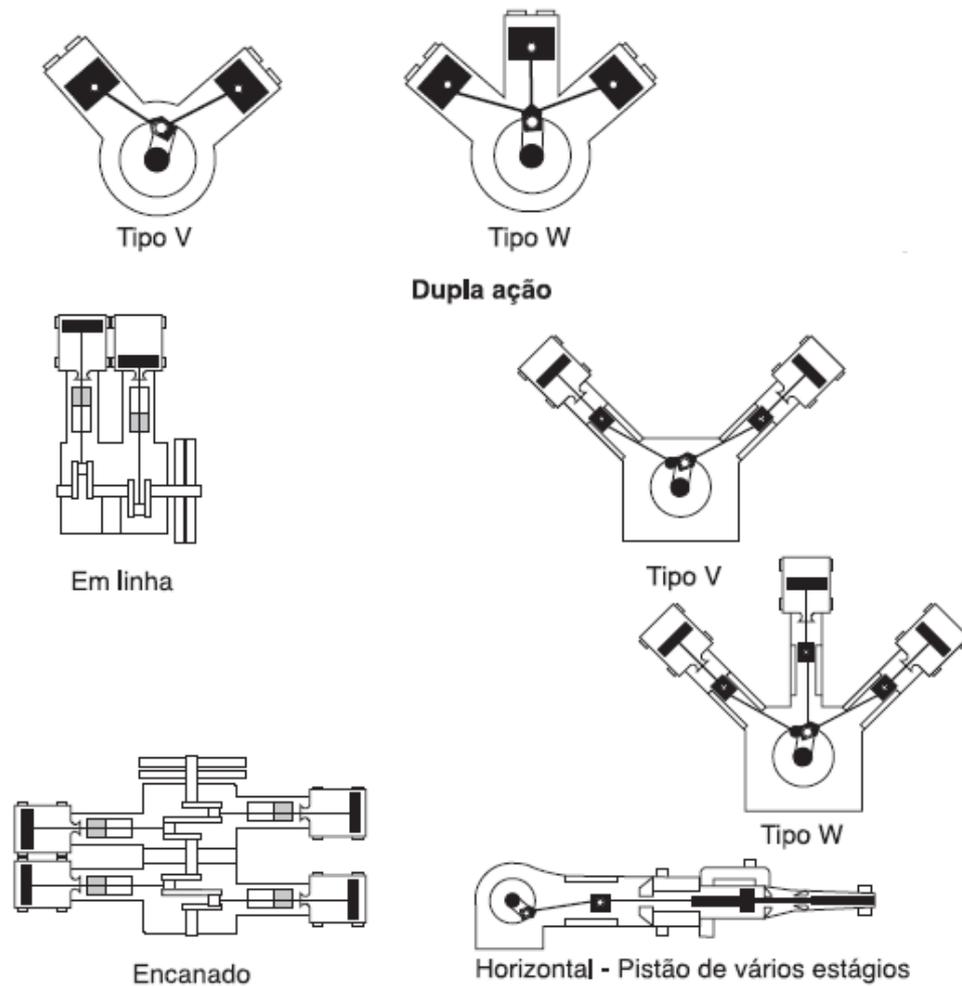


Figura 2.6 – Alguns tipos de compressor a pistão.

Fonte: Rocha e Monteiro (2005).

A Figura 2.7 ilustra o ciclo de compressão ideal de um compressor a pistão. As retas 2-3 e 4-1 são isobáricas e representam respectivamente a descarga e a admissão. A curva 3-4 representa a expansão do pistão no cilindro, enquanto a curva 1-2 corresponde à compressão do gás e deve se aproximar o máximo possível de uma isotérmica para garantir maior eficiência.

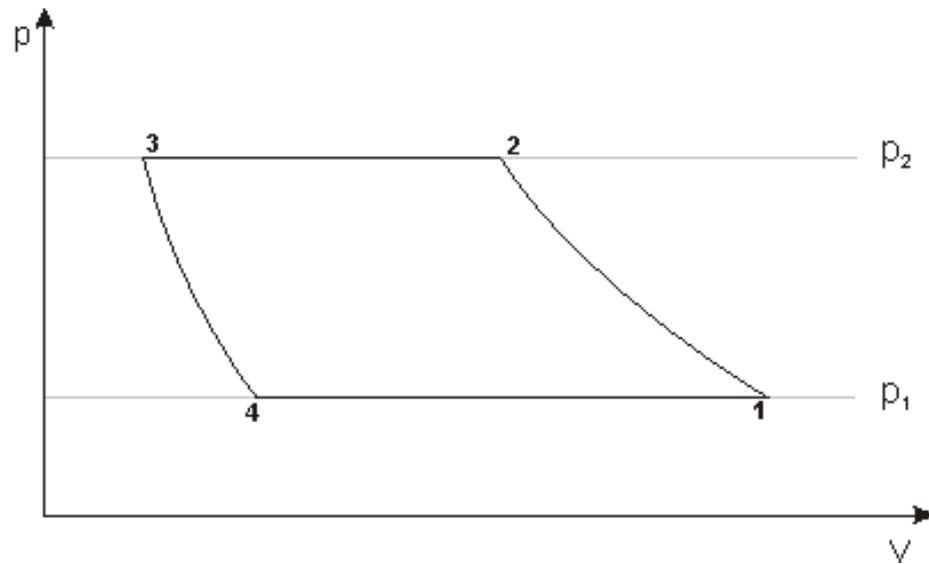


Figura 2.7 – Compressor recíproco: ciclo de compressão ideal.

Devido ao retardo natural no funcionamento das válvulas de sucção e de descarga, ocorre uma flutuação das pressões durante a admissão e descarga, gerando para um ciclo de compressão real um perfil semelhante ao da Figura 2.8.

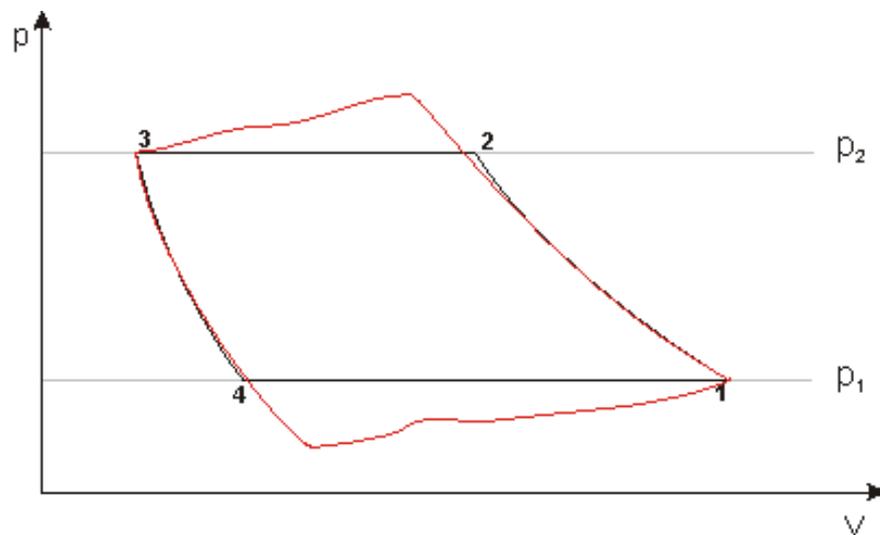


Figura 2.8 – Compressor recíproco: ciclo de compressão real.

## Forma construtiva

As formas construtivas dos compressores recíprocos são bastante diversificadas. Os modelos menores podem ser montados diretamente sobre os reservatórios de ar comprimido, como ocorre em postos de gasolina e borracharias.

As câmaras de compressão podem ser de duplo efeito: um lado do êmbolo comprime o gás, enquanto do outro lado o gás é admitido na câmara, ou seja, uma rotação do eixo do motor perfaz duas compressões (Figura 2.9).

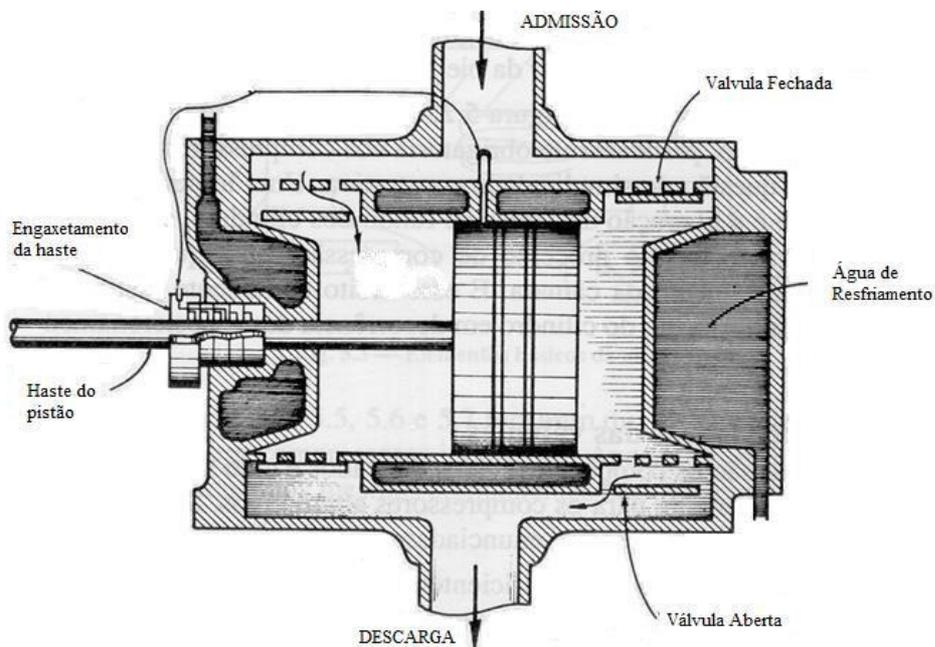


Figura 2.9 – Câmara de compressão de duplo efeito.

## Aplicações

Os compressores a pistão de um estágio são usados em sistemas de ar comprimido em fábricas de menor vulto. Também são utilizados em oficinas automotivas e equipamentos de construção civil acionados por ar comprimido (como martelos e grampeadores pneumáticos), além de serem instalados como fontes de ar comprimido em máquinas como perfuratrizes pesadas e de reparação de pneus.

Os compressores a pistão em dois estágios são empregados em aplicações maiores, por exemplo para serviços contínuos (ROLLINS, 2004).

## **2.4 PRESSÕES NO SISTEMA DE AR COMPRIMIDO**

Sistemas de ar comprimido corretamente projetados proporcionarão maior confiabilidade e eficiência a ferramentas pneumáticas, bem como diminuirão os custos com energia.

Um sistema de ar comprimido é composto de unidade de geração (compressor), rede de distribuição e ponto de consumo (uso final).

Os critérios mais importantes para o projeto de um sistema de ar comprimido são:

- as pressões no sistema;
- a demanda de ar comprimido;
- a potência do compressor;
- o sistema de tubulações.

Rocha e Monteiro (2005) consideram as pressões no sistema de ar comprimido como fatores críticos, por afetarem significativamente o consumo de energia, que se eleva com o aumento da pressão de trabalho.

As pressões a considerar no sistema de ar comprimido são a pressão máxima do compressor, a pressão de trabalho e a pressão de fluxo.

A pressão máxima é aquela mais alta que o compressor é capaz de gerar. A pressão no reservatório de ar, e com isso no sistema, oscila entre um valor máximo e um mínimo de acordo com a variação da demanda de ar pelos equipamentos conectados ao sistema. Além disso, há perdas de pressão devidas a vazamentos. O compressor deve ser capaz de compensar essas oscilações. A pressão máxima do compressor deve, portanto, ser maior do que a pressão de trabalho prevista para o sistema.

Já a pressão de trabalho é a pressão mínima que precisa estar disponível para os equipamentos conectados. As possíveis perdas por vazamentos e perdas de fluxo devem ser levadas em conta.

De modo geral, os projetos consideram uma diferença de no máximo 0,8 bar entre a pressão média de trabalho no ponto mais distante do sistema e a pressão que se ajusta no pressostato de controle para fins efetivos de desarme. Essa diferença corresponde às perdas de carga máxima normalmente adotadas em projetos de sistemas de ar comprimido.

### **2.4.1 PERDAS DE CARGA NAS TUBULAÇÕES**

A perda de carga em um sistema de ar comprimido é a energia utilizada pelo ar para percorrer as tubulações, cotovelos, válvulas e outros componentes do sistema, como secadores de ar e filtros coalescentes (ROCHA; MONTEIRO, 2005).

As perdas de pressão admissíveis ( $\Delta P$ ) adotadas deverão se enquadrar nos seguintes critérios:

- Perda máxima de pressão para o ponto mais afastado do compressor a ser alimentado: 0,3 bar.
- Tubulações principais: 0,02 bar para cada 100 m de tubo.
- Tubulações secundárias: 0,08 bar para cada 100 m de tubo.
- Tubulações de acesso direto ao consumidor: 0,2 bar para cada 100 m de tubo.
- Mangueiras de alimentação de martelletes, perfuratrizes etc.: 0,4 bar para cada 100 m de mangueira.
- Elemento filtrante limpo; perda de carga inicial de 0,12 bar, podendo chegar a 0,7 bar ao final da vida útil. Filtros coalescentes: perda de carga de até 0,25 bar.
- Secadores de ar: perda de pressão de até 0,14 bar.

O cálculo (equações 2.4 e 2.5) se baseia na pressão de trabalho do sistema ( $P_{trab}$ ) e na perda de carga da instalação ( $\Delta P$ ).

$$P_{\min} = P_{\text{trab}} + \Delta P \quad (2.4)$$

$$P_{\text{máx}} = P_{\min} + 10\% \cdot P_{\min} \quad (2.5)$$

onde:

$P_{\min}$  é a pressão mínima de trabalho (kgf/cm<sup>2</sup>);

$P_{\text{máx}}$  é a pressão máxima de trabalho (kgf/cm<sup>2</sup>);

$P_{\text{trab}}$  é a pressão de trabalho (kgf/cm<sup>2</sup>);

$\Delta P$  é a perda de carga (kgf/cm<sup>2</sup>).

De maneira geral, o percentual aceitável de vazamento se enquadra nas seguintes faixas, de acordo com a idade e a conservação do sistema de ar comprimido (ROCHA; MONTEIRO, 2005):

- instalações com até 7 anos de idade e em bom estado de conservação: não superior a 5%;
- instalações com até 7 anos e em estado precário: de 5% a 10%;
- instalações de 7 a 15 anos e em estado regular: de 10% a 15%;
- instalações de 7 a 15 anos e em estado precário: de 15% a 20%;
- instalações com mais de 15 anos e em estado precário: superior a 20%.

## 2.5 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM MOTORES NA INDÚSTRIA

O setor industrial é responsável por 40,75% do consumo final de energia elétrica no Brasil. Os motores elétricos, por sua vez, consomem 22,75% da energia total no país (BRASIL, 2008).

O motor de indução trifásico a rotor de gaiola é o mais utilizado mundialmente, por adequar-se a quase todos os tipos de carga presentes em uma indústria.

Segundo Moreira (2000), 75% dos motores elétricos em operação são motores de indução trifásicos a rotor gaiola de esquilo, com potências que variam desde frações até milhares de kW.

Em pesquisa em 18 fábricas da Região Sudeste, de diferentes setores (ferro-gusa e aço, papel e celulose, têxtil, química, alimentos e bebidas e outros), abrangendo 2 000 motores de diferentes potências, Garcia (2003) constatou que:

- a média dos carregamentos foi de 61%, portanto abaixo do valor adequado para carregamento;
- a adequação dos motores à carga acionada pode levar a uma economia de 1%;
- trocar 30% dos motores por outros de alto rendimento produz um ganho de energia na faixa de 1%. Se a troca ocorre no final da vida útil dos motores, o ganho é de 3% a 4%.

Garcia (2003) conclui que a substituição de motores-padrão por motores de alto rendimento resultaria em economia duas vezes maior. A adequação da carga, além de ser um investimento baixo, tem ótimo retorno, de até 60%. Para o autor, os melhores resultados são obtidos combinando-se a substituição por motores de alto rendimento e a adequação do carregamento.

Para Gualberto (2007), a utilização de motores de alto rendimento, mesmo com custo superior ao de modelos-padrão, é justificável, pois a diminuição no consumo de energia elétrica e na manutenção proporciona outros ganhos à sociedade, como a utilização racional dos recursos naturais.

Colby e Flora (1990), em testes com motores-padrão e de alto rendimento em indústrias da Carolina do Norte, constataram um melhor desempenho nestes últimos, que alcançaram eficiência máxima com aproximadamente 75% da carga, enquanto os motores-padrão alcançaram seu pico de eficiência perto da carga nominal. Além disso, os de alto rendimento trabalham mais próximo ao pico de eficiência, com alcance de carga mais amplo que o de motores-padrão, de modo que a diferença na eficiência foi ainda maior na baixa capacidade do que na completa, em que muitos motores operam a maior parte do tempo

Ramos (2005) considera que a substituição de motores em indústrias alimentícias proporcionaria uma economia anual no consumo de 3 100 MW·h, correspondente a 4,75% da energia anteriormente utilizada. Destaca também que o redimensionamento motriz, para baixos carregamentos, traz um rápido retorno de investimento, considerando-se a vida útil do motor como sendo de aproximadamente 15 anos, e que o custo de manutenção diminui, devido à redução do tempo de parada provocada por defeito.

## 2.6 MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS

### 2.6.1 ASPECTOS DE FUNCIONAMENTO

Quando um motor de indução trifásico aciona uma carga é necessário que o torque do motor esteja adequado ao da carga mecânica.

O torque eletromagnético produzido no motor de indução é resultado da interação entre o fluxo produzido pelo estator e a corrente induzida no rotor. Inicialmente, para vencer a inércia do rotor, a corrente do motor tende a ser elevada, pois o torque eletromagnético precisa ser maior que o torque mecânico produzido pela carga, para que haja movimento (BRITO, 2007).

O torque da carga segue um comportamento matemático (SIMONE, 2000) que pode ser expresso em função da velocidade angular (Tabela 2.6):

Tabela 2.6 – Funções matemáticas que relacionam o torque à velocidade angular, para cargas industriais.

<b>Tipo de carga</b>	<b>Função matemática</b>
Constante	$f(\omega) = T(\omega) = K$
Linear	$f(\omega) = T(\omega) = K + a\omega$
Quadrática	$f(\omega) = T(\omega) = K + a\omega^2$
Exponencial	$f(\omega) = T(\omega) = K + a\varepsilon^{-b\omega}$

Nessa tabela:

$T(\omega)$  é o torque da carga (kgf · m);

$K$  é uma constante que depende da carga;

$a$  é uma constante que depende das características da carga;

$\omega$  é a velocidade angular (rps);

$b$  é uma constante que depende da natureza da carga (bombas, ventiladores etc.).

Uma carga com torque constante (Figura 2.10) é aquela que apresenta o mesmo valor de torque durante toda a faixa de variação de velocidade a que é submetido o motor, ou seja, a potência cresce linearmente com a variação de velocidade (MAMEDE FILHO, 2007). É o que ocorre, por exemplo, com compressores a pistão, guindastes, britadores e elevadores.

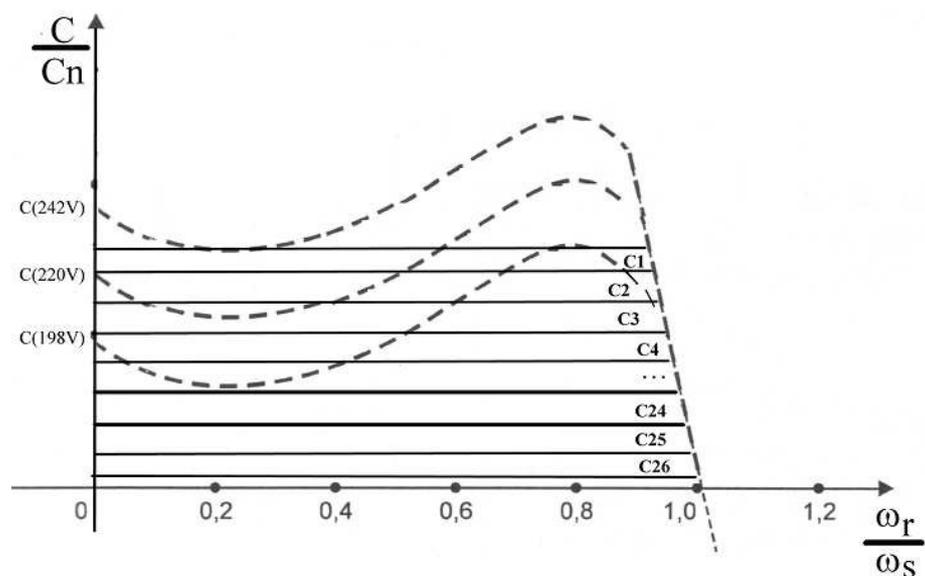


Figura 2.10 – Curvas de torque para carga constante.

As cargas lineares são aquelas que variam linearmente com a velocidade de rotação. São aplicadas, por exemplo, em moinhos de rolos, bombas a pistão e serras para madeira (SILVA, 2007) (Figura 2.11).

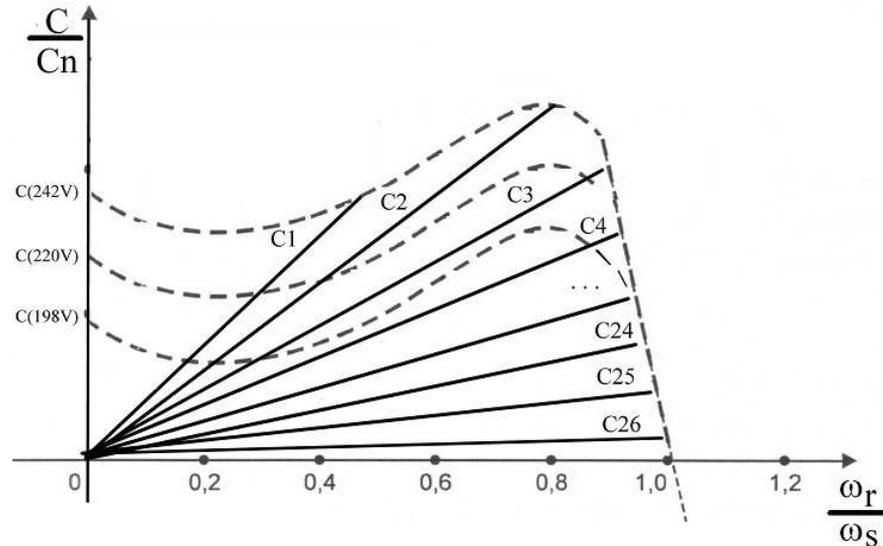


Figura 2.11 – Curvas de torque para carga linear.

As cargas quadráticas, por sua vez, variam com o quadrado da velocidade de rotação e são encontradas em aplicações como ventiladores, centrífugas e exaustores.

Uma carga exponencial é aquela cujo torque inicial é elevado, reduzindo-se de forma exponencial durante toda a faixa de variação de velocidade. Varia de modo inverso à rotação. São exemplos as bobinadeiras de fios.

## 2.6.2 FUNCIONAMENTO DE MOTORES PARA COMPRESSORES

Uma característica do compressor a pistão é funcionar de modo intermitente. Para que haja menor desgaste do motor, os fabricantes recomendam certo número de ciclos por hora, de acordo com a faixa de potência. Exemplos desses valores são apresentados na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 – Exemplos de números de ciclos por hora recomendados para que um motor para compressor funcione sem danos.

Potência do motor (kW)	Ciclos/h
4 a 7,5	30
11 a 22	25
30 a 55	20
65 a 90	15
110 a 160	10
200 a 250	5

Fonte: Rocha e Monteiro (2005).

Rollins (2004) alerta para o controle de partida–parada do compressor, devido à possibilidade de danos ao compressor, ao motor e ao dispositivo de partida. Se o número de ciclos por hora for muito alto, o motor se sobreaquecerá.

### 2.6.3 CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA

A potência média do motor no trabalho realizado pelo compressor nos  $n$  ciclos carga–alívio é calculado com a equação 2.6 (ZAPPELINI, 2008):

$$P_m = \frac{E_{final} - E_{inicial}}{t} \quad (2.6)$$

onde:

$P_m$  é a potência média (kW);

$E_{final}$  é a energia final (kW·h);

$E_{inicial}$  é a energia inicial (kW·h);

$t$  é o tempo de medição total (h).

Na comparação entre motores de alto rendimento e padrão, a economia de energia pode ser calculada pela equação 2.7:

$$E.E = (P_{ST} - P_{AR}) \cdot t_c \quad (2.7)$$

onde:

$E.E.$  é a economia de energia (kW·h);

$P_{ST}$  é a potência média do motor-padrão (kW);

$P_{AR}$  é a potência média do motor de alto rendimento (kW);

$t_c$  é o tempo de operação em carga (h).

A expressão percentual é obtida com equação 2.8:

$$E.E.\% = \frac{E.E.}{P_{ST}t_c} 100 \quad (2.8)$$

Para cálculo da economia de energia, em reais por ano (R\$/a), utiliza-se a equação 2.9:

$$E.E_{R\$/a} = E.E. \cdot V_{energia} \quad (2.9)$$

onde:

$V_{energia}$  é o valor específico da energia elétrica (R\$/kW·h).

#### 2.6.4 DIFERENÇA ENTRE MOTORES DE ALTO RENDIMENTO E MOTORES-PADRÃO

Os motores de alto rendimento apresentam rendimento superior ao de motores-padrão, por serem baixas as perdas geradas e a elevação de temperatura, com conseqüente maior vida útil.

As principais características construtivas dos motores de alto rendimento são as seguintes:

- Utilizam-se chapas magnéticas de menores espessuras, permitindo ganho com maior número destas, melhor qualidade, menores perdas por histerese e menores perdas por correntes parasitas.
- Os rolamentos têm menor coeficiente de atrito e maior vida útil.
- Os enrolamentos de cobre no estator e de alumínio no rotor apresentam maior volume de material, fazendo com que a resistência elétrica seja menor e

reduzindo por isso as perdas devidas a efeito Joule. Alguns fabricantes também utilizam materiais com menor resistividade.

- O ventilador possui maior eficiência com menor potência para ventilação.
- As ranhuras do motor são otimizadas para incrementar o rendimento.

A norma NBR 17094-1 (ABNT, 2008) estabelece níveis mínimos de rendimento que devem ser atendidos pelos fabricantes para motores de alto rendimento e motores-padrão. A Figura 2.12 mostra os rendimentos de cada motor em cavalos-vapor.

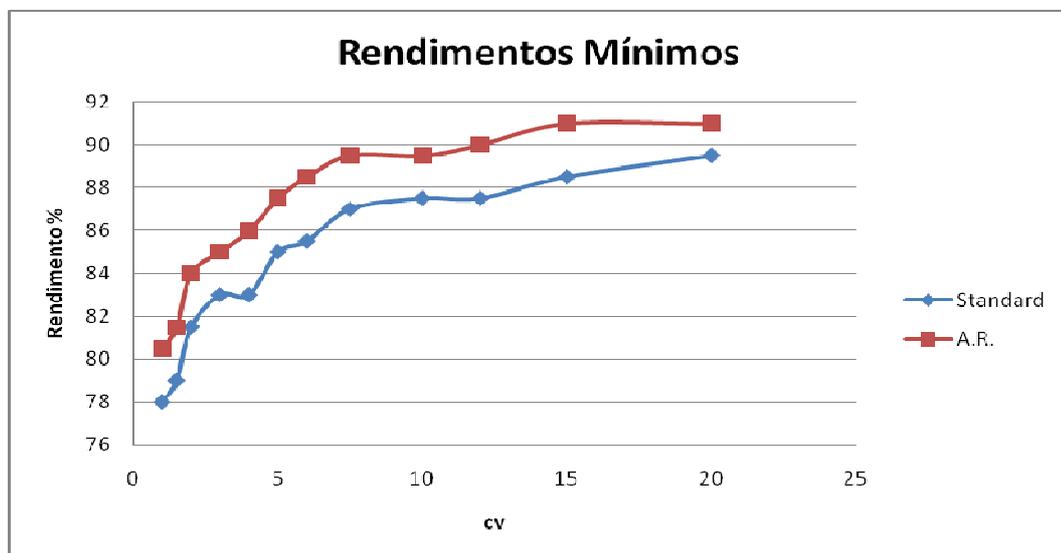


Figura 2.12 – Rendimentos de motor de alto rendimento e padrão (4 pólos).

No Brasil, os rendimentos nominais dos motores vêm sendo incrementados desde 1993, tanto na linha-padrão como na de alto rendimento, graças a mecanismos de etiquetagem e padronização, inicialmente aplicados pelo Grupo de Trabalho de Motores (GT-Motores) do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), com o estabelecimento de metas anuais ou bienais para rendimentos nominais mínimos. Tais metas vêm sendo estabelecidas por consenso entre os participantes, que incluem fabricantes (Weg, Kohlbach, Eberle, Sew, Siemens), o Cepel (responsável pelos testes), o Inmetro (coordenador) e o Procel. Além disso, os fabricantes concorrem para obtenção do selo Procel, que premia os equipamentos

mais eficientes em determinadas categorias. (Cada fabricante obtém o selo para algumas potências e polaridades.)

O passo seguinte foi a aplicação da Portaria 553/2005 (BRASIL, 2005), que estabelece uma tabela única de rendimentos mínimos a ser aplicada a todos os motores trifásicos de indução. Na prática, isso significa que todos os motores fabricados ou comercializados no Brasil serão, a partir de 2010, de alto rendimento.

### **2.6.5 MÉTODOS DE PARTIDA**

Os acionamentos elétricos, que são dispositivos utilizados para a partida de motores de indução, estão disponíveis em vários tipos. Neste estudo, analisaremos dois deles: os de partida direta e os de partida com *softstarter*.

#### **Partida direta**

Esse método de partida é a forma mais elementar de acionamento de um motor. Sua principal característica é a corrente elevada, alcançando seis a dez vezes o valor da corrente nominal (CAPELLI, 2007).

Nele, a partida é feita com valores plenos de conjugado (torque) e de corrente de partida, pois as bobinas do motor recebem tensão nominal diretamente da rede de energia elétrica, por chaves de partida.

Em Mato Grosso do Sul, a concessionária de energia elétrica permite partida direta em motores com menos de 5 cv (ENERSUL, 2001).

A corrente elevada que se utiliza nessa partida tem as seguintes conseqüências:

- acentuada queda de tensão no sistema de alimentação da rede elétrica, o que causa interferência em outros equipamentos instalados;
- as secções de cabos, contadores e disjuntores devem ser superdimensionados, o que eleva os custos de instalação;

- as concessionárias de energia elétrica impõem limitações à queda de tensão e à demanda.

A Figura 2.13 descreve o comportamento da corrente de partida e do torque para partida direta.

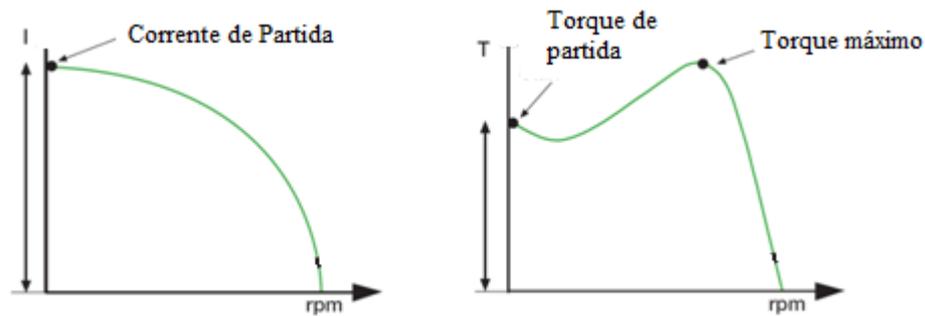


Figura 2.13 – Corrente e torque *versus* velocidade de rotação na partida direta.

### **Partida com *softstarter***

No sistema de partida com *softstarter*, ou partida suave, um dispositivo eletrônico controla a corrente de partida durante todo o processo de aceleração do motor, otimizando-a. Uma menor corrente é obtida com redução da tensão terminal de alimentação do motor por meio do chaveamento de tiristores. Durante a partida, a tensão do motor é baixa, assim como a corrente e o torque (Figura 2.14).

Esse método eletrônico de partida é geralmente utilizado em motores de indução do tipo gaiola, em substituição aos métodos estrela-triângulo, chave compensadora ou partida direta. Apresentam a vantagem de limitar a corrente de partida, evitando picos de corrente, além de incorporarem parada suave e proteções.

A chave de partida *softstarter* tem se popularizado por suas vantagens, principalmente graças ao avanço da eletrônica de potência (BRITO, 2007).

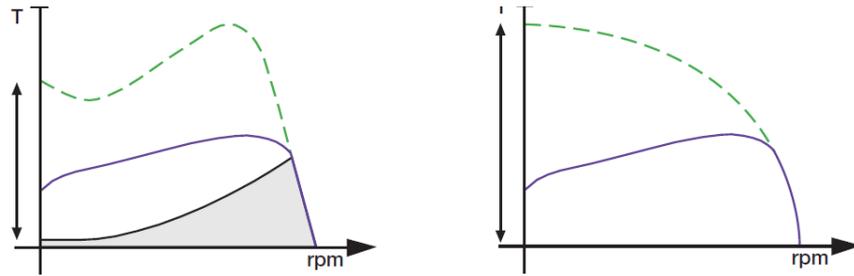


Figura 2.14. Torque e corrente *versus* velocidade de rotação na partida com *softstarter*. (A área sombreada corresponde à parada do motor.)

O método permite limitar o torque de partida a níveis adequados para cada tipo de aplicação (BRITO, 2007), já que a corrente de partida é 3 a 4 vezes menor que na partida direta.

## 2.6.6 DISTORÇÕES HARMÔNICAS

Um sinal harmônico de corrente ou tensão é um sinal senoidal cuja frequência é múltiplo inteiro da frequência fundamental do sinal de alimentação (MORENO, 2001).

A distorção harmônica causa deformação da fundamental (CAPELLI, 2007). A forma de onda da tensão ou da corrente pode ter o aspecto do sinal T mostrado na Figura 2.15. O sinal T é a soma dos sinais 1 e 5 formados por senóides de amplitudes e frequências diferentes.

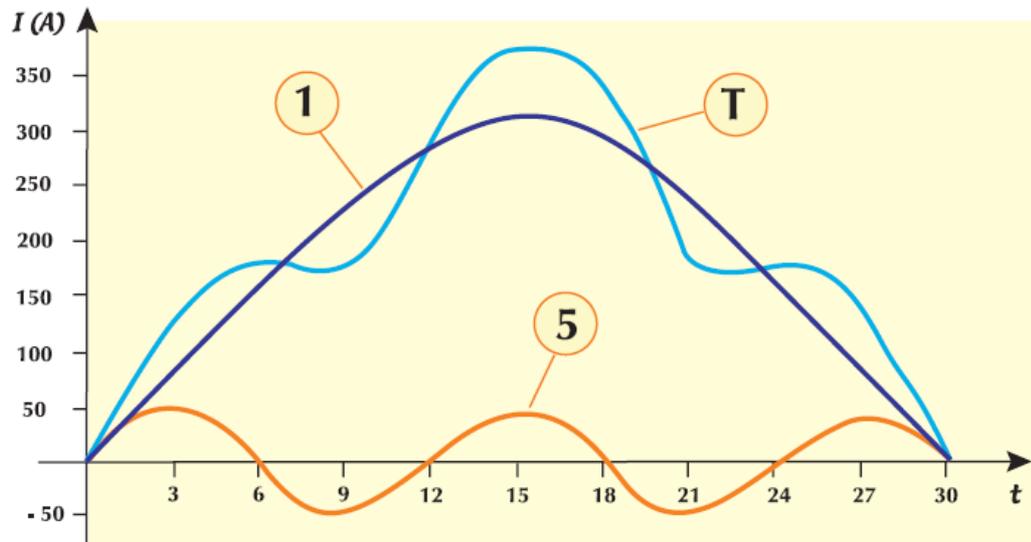


Figura 2.15 – Onda deformada e suas componentes harmônicas.

As harmônicas podem ter seqüência positiva, negativa ou nula (nas chamadas homopolares) (Tabela 2.8). As mais comuns e prejudiciais na indústria são as harmônicas de ordem ímpar (3.<sup>a</sup>, 5.<sup>a</sup>, 7.<sup>a</sup> etc.).

Tabela 2.8 – Ordem, freqüência e seqüência das harmônicas.

Ordem	Freqüência	Seqüência
1	60	+
2	120	-
3	180	0
4	240	+
5	300	-
6	360	0
n	n · 60	-

Fonte: Moreno (2001).

## Taxa de distorção harmônica

A taxa de distorção harmônica (THD) representa o grau de distorção total em relação à componente fundamental (CAPELLI, 2007). É calculada com a equação 2.10:

$$THD = \frac{\sqrt{(h_2)^2 + (h_3)^2 + (h_4)^2 + \dots + (h_n)^2}}{h_1} \cdot 100\% \quad (2.10)$$

onde:

$h_1$  é o valor da corrente ou da tensão na frequência fundamental;

$h_2, h_3, \dots$  são os valores das amplitudes das harmônicas.

A distorção de corrente é provocada pela carga e a distorção de tensão é produzida pela fonte geradora, como consequência da circulação de correntes distorcidas pela instalação.

No Brasil ainda não há valores normatizados para THD em instalações elétricas. Para fins de análise, utilizaremos os valores adotados pela IEEE 519-2 (IEEE, 1992):

- os valores normais para THD de tensão não podem ultrapassar 5%;
- os valores normais para THD de corrente não podem ultrapassar 20%.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Os procedimentos para a obtenção de dados foram realizados no Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes (Lamotriz), montado nas dependências do Departamento de Engenharia Elétrica na Universidade Federal de Mato Grosso do Sul (UFMS) em parceria com a Eletrobrás/Procel, por meio do convênio ECV 024/2004, com o objetivo de pesquisar, em termos de eficiência energética, os principais sistemas motrizes utilizados em indústrias.

#### 3.1 LABORATÓRIO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS MOTRIZES

O Lamotriz possui quatro bancadas de trabalho:

- bomba centrífuga + dinamômetro;
- compressor de ar;
- correia transportadora;
- ventilador centrífugo.

Em todas as bancadas há dois motores (de alto rendimento e padrão), conversor de frequência (exceto na bancada do compressor), *softstarter*, partida direta, módulo de carga, controlador lógico programável (CLP), elementos de proteção, acionamentos e equipamento para leitura dos dados elétricos das bancadas.

As quatro plantas estão interligadas por uma rede Ethernet TCP/IP, padrão Modbus TCP (Figura 3.1).

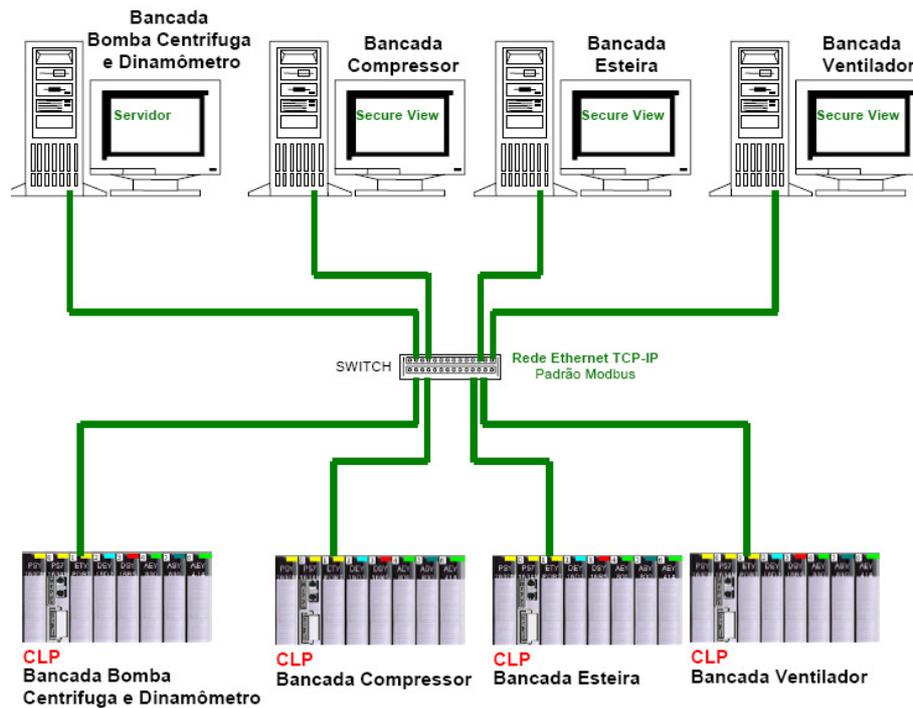


Figura 3.1 – Arquitetura geral da rede que interliga as bancadas do Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes.

## 3.2 INFRA-ESTRUTURA DA BANCADA DO COMPRESSOR

A bancada do compressor consiste de três módulos: o primeiro (Figura 3.2) contém um microcomputador (CPU, monitor, teclado e mouse). O segundo (Figura 3.3) contém o sistema de comando, incluindo *softstarter*, CLP e elementos de acionamento e proteção, como contadores e disjuntores. Tal sistema é responsável pela medição dos parâmetros elétricos de entrada dos motores, bem como pelo acondicionamento dos dispositivos elétricos. O terceiro módulo (Figura 3.4) contém a bancada com os motores, compressor e reservatório. Essa bancada é composta de compressor, dois motores (de alto rendimento e padrão), reservatório de ar comprimido, seis válvulas solenóides, válvulas de controle proporcional de 1/2", manômetro, pressostato manométrico, transmissor de pressão manométrico (responsável pela leitura de pressão), CLP, contadores e *softstarter*.



Figura 3.2 – Microcomputador da bancada do compressor.



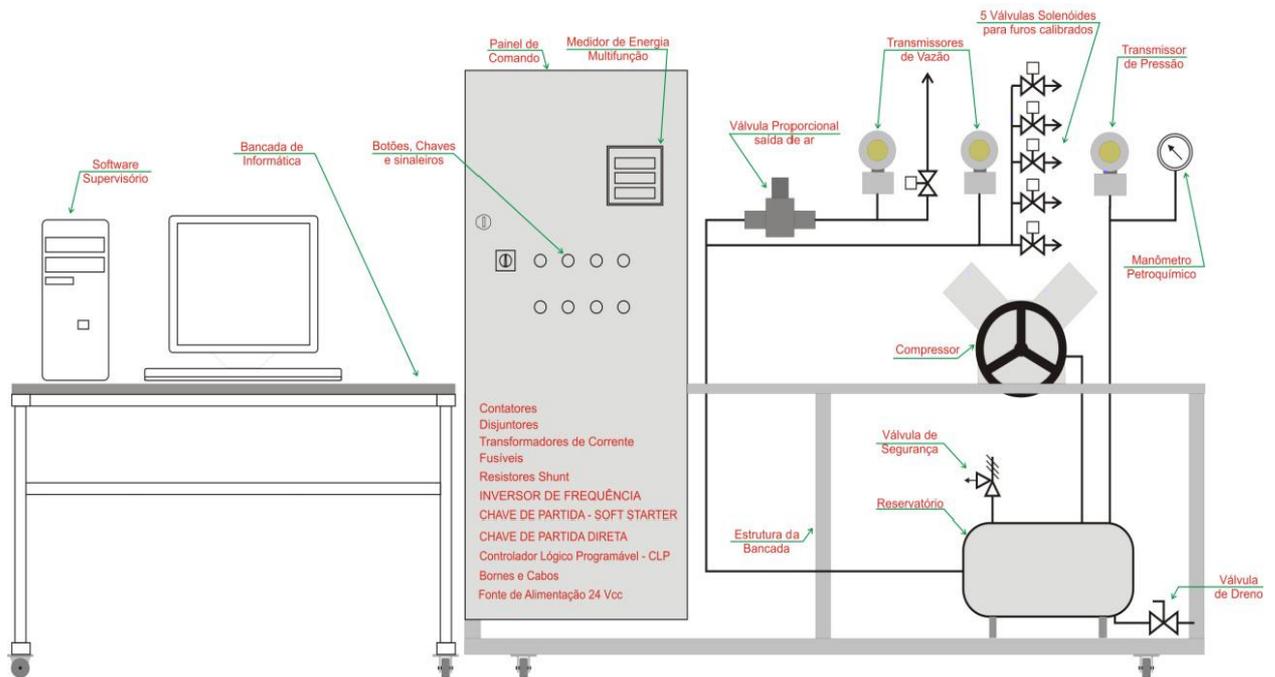
Figura 3.3 – Quadro de comando.



Figura 3.4 – Bancada do compressor.

Na bancada do compressor a carga pode ser acionada pelos dois tipos de motores disponíveis e com dois modos de partida (partida direta e *softstarter*). A Figura 3.5 mostra a bancada do compressor em vista frontal e vista superior.

## Vista Frontal



## Vista Superior

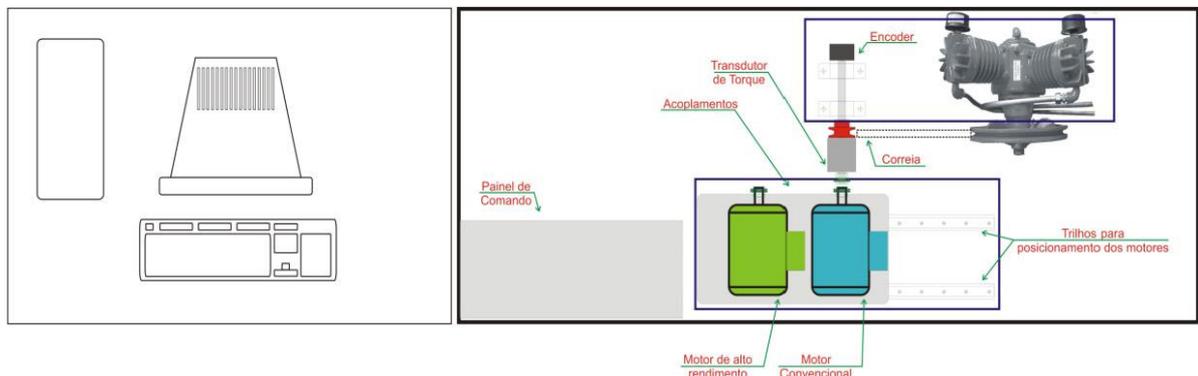


Figura 3.5 – Vistas frontal e superior da bancada do compressor, contendo o microcomputador, o painel de comando e a bancada de motores.

Na bancada os motores são fixados de modo a permitir trocas de posição, ou seja, possibilitando que a carga seja acoplada diretamente ao eixo, tanto no motor de alto rendimento quanto no motor-padrão. Essa troca de posição (parte mecânica e elétrica) é de fácil e rápida realização.

O painel elétrico é composto externamente de uma chave geral liga–desliga, botoeira de emergência e um sistema de medição de parâmetros elétricos

constituído por um multimetro digital de grandezas elétricas (Schneider, modelo PM 850), contemplando valores de tensão fase–fase e fase–neutro, corrente, potências ativa, reativa e aparente, fatores de potência em sistemas trifásicos e monofásicos e frequência. A comunicação desse instrumento e o acionamento dos motores (partida direta e com *softstarter*) são feitos através da rede de comunicação Modbus com o módulo de controle (CLP).

A Figura 3.6 mostra a rede de comunicação da bancada do compressor, envolvendo o medidor de energia, os dois modos de partida (direta e com *softstarter*), o CLP e o microcomputador.

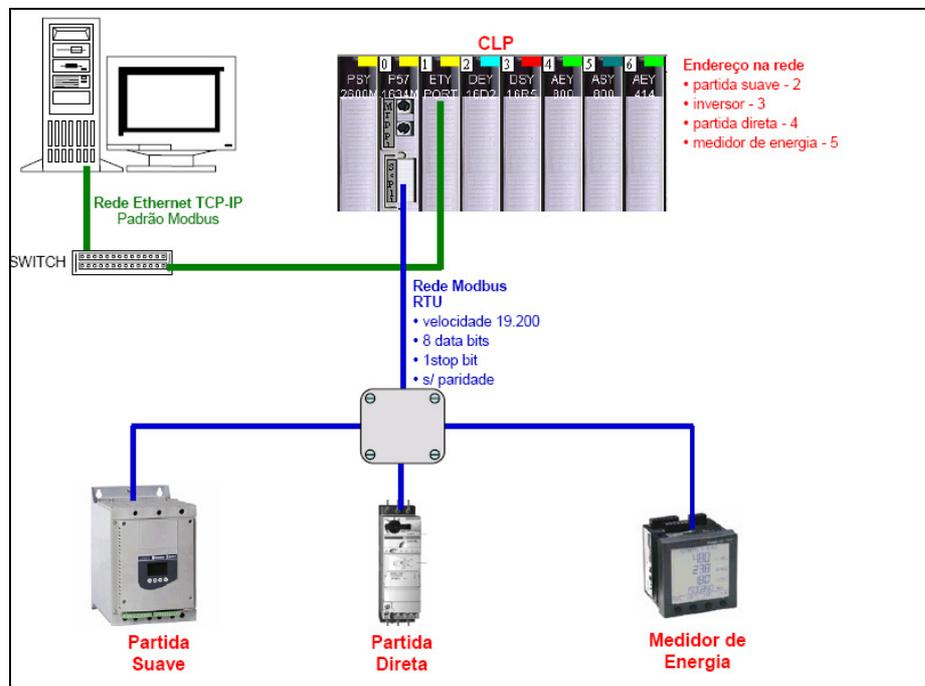


Figura 3.6 – Rede de comunicação da bancada do compressor.

### 3.3 MOTORES

Na bancada são utilizados dois motores WEG (padrão e de alto rendimento) com quatro sensores de temperatura por termorresistência (tipo PT100), sendo um destes instalado na carcaça e um em cada enrolamento do estator, permitindo assim a monitoração desse parâmetro via supervisório.

As especificações técnicas são:

■ Motor-padrão:

Modelo: HL03961

Grau de proteção: IP55

Isolação: B

Regime: S1

Potência nominal: 1,5 cv;

Tensão nominal: 220, trifásico

Frequência nominal: 60 Hz

Velocidade de rotação: 3 395 rpm

Razão da corrente de partida pela corrente nominal ( $I_p/I_n$ ): 7,0

Categoria de desempenho: N

Fator de serviço: 1,15

Rendimento nominal: 78,6%

Fator de potência nominal: 0,83

■ Motor de alto rendimento:

Modelo: HJ23187

Grau de proteção: IP55

Isolação: B

Regime: S1

Potência nominal: 1,5 cv

Tensão nominal: 220, trifásico

Frequência nominal: 60 Hz

Velocidade de rotação: 3400 rpm

Razão da corrente de partida pela corrente nominal ( $I_p/I_n$ ): 7,5

Categoria de desempenho: N

Fator de serviço: 1,15

Rendimento nominal: 83%

Fator de potência nominal: 0,87

### **3.4 CHAVES DE PARTIDA**

- Partida direta: TeSys U, modelo LC1D09 (Telemecanique). Contatora tripolar; 9 A, AC-3; bobina 220 V AC.
- Partida *softstarter*: Altistart ATS48, modelo ATS48D17Y, 208-690V, 4 a 15 kW, com comunicação via rede ModBus (Telemecanique).

### **3.5 SISTEMA SUPERVISÓRIO**

O sistema supervisório tem como principais funções controlar e monitorar todo o processo de bancada. Nesse sistema, uma tela principal exibe um esquema da bancada do compressor. Um atalho permite abertura das telas de monitoração correspondentes, que apresentam em tempo real as informações provenientes dos sensores de sinais elétricos e mecânicos. O sistema supervisório utilizado foi o Indusoft Web Studio 6.1 SP2. A Figura 3.7 mostra a tela inicial do sistema supervisório.



Figura 3.7 – Tela inicial do sistema supervisório do Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes.

Uma vez acessado o menu, é exibida uma caixa de diálogo com as quatro opções de bancada de estudo. O usuário pode então acessar a caixa de diálogo da bancada do compressor (Figura 3.8).

O esquema físico completo da bancada do compressor é apresentado na tela principal da bancada do compressor (Figura 3.9).

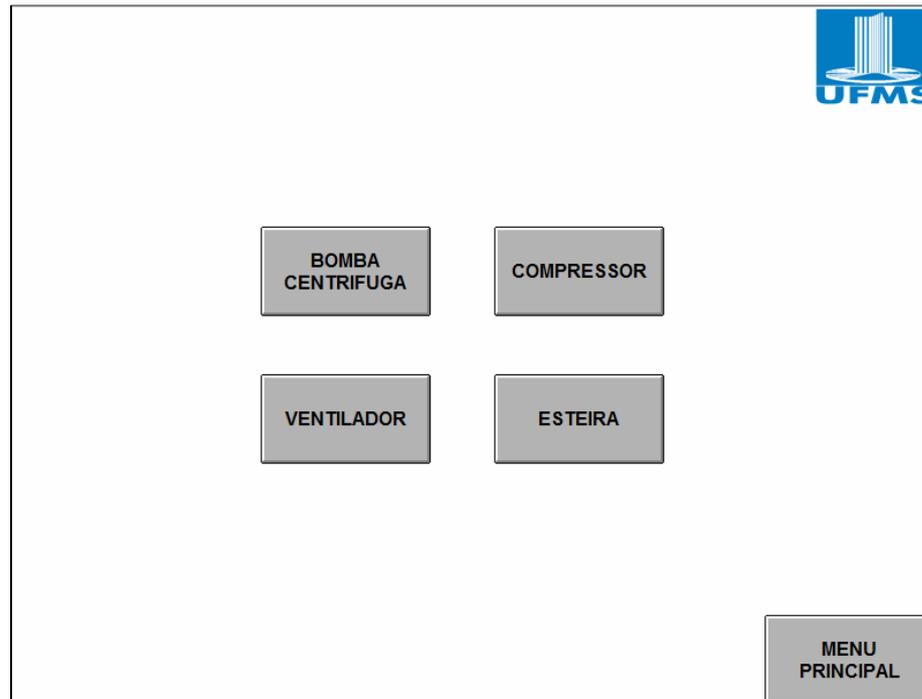


Figura 3.8 – Caixa de diálogo para acesso à bancada do compressor por meio do supervisório.

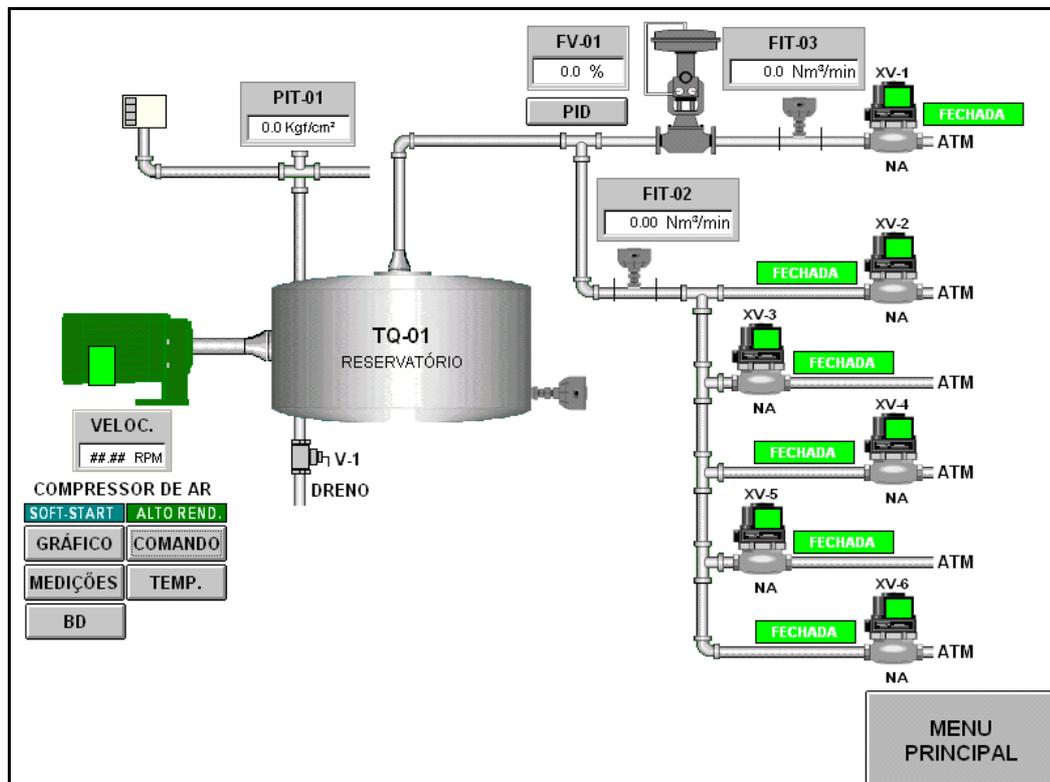


Figura 3.9 – Tela principal da bancada do compressor.

Os motores (padrão e de alto rendimento) são acionados por meio do sistema supervisório. Tendo-se escolhido o acionamento desejado (partida com *softstarter* ou direta) na tela do sistema supervisório, o controlador lógico programável acionará dois contatores (a jusante e a montante), de acordo com o acionamento selecionado. Os demais acionamentos do sistema permanecerão desconectados. Caso seja escolhida a partida direta, somente o contator correspondente a esta será acionado.

A partida com *softstarter* também é selecionada por meio da tela do sistema supervisório, na qual constam os seguintes elementos: PIT-01, que lê a pressão (em  $\text{kgf/cm}^2$ ) do reservatório; FIT-02 e FIT-03, que fazem a leitura da vazão (em  $\text{N}\cdot\text{m}^3/\text{h}$ ) no ponto indicado; FV-01, válvula proporcional de vazão que lê a porcentagem de abertura da válvula; caixa situada sobre o motor, que indica a velocidade (rpm) deste; XV-1, solenóide para simulação de carga; e XV-02 a XV-06, solenóides para simulação de vazamentos na rede de ar comprimido. A cor vermelha indica 'solenóide fechada'; a verde, 'solenóide aberta'.

A Figura 3.9 mostra um motor na cor verde, indicando que o motor acoplado é de alto rendimento. O detalhe retangular sobre a imagem do motor revela se a máquina está operando, parada ou com defeito.

As caixas de diálogo COMANDO, GRÁFICOS, MEDIÇÕES, TEMPERATURA e BD (banco de dados) são dispositivos na tela de comando com os quais se obtêm dados, leituras de grandezas elétricas, leituras de temperatura e gráficos.

Na caixa de diálogo COMANDO seleciona-se o tipo de partida e comanda-se e abertura e o fechamento das solenóides. A Figura 3.10 mostra a tela em que se seleciona o tipo de partida (direta ou com *softstarter*), em que se comandam a abertura e fechamento das válvulas solenóides e em que se ajustam as faixas de pressão.



Figura 3.10 – Tela da caixa de diálogo COMANDO.

Na posição MANUAL, o compressor é desligado pelo pressostato PSH-01, que está ajustado em 5,0 kgf/cm<sup>2</sup>, e o religamento é feito manualmente ao se pressionar a tecla LIGA.

Na posição AUTOMÁTICO, o compressor é ligado e desligado pelos valores digitados no campo de pressões mínima e máxima, para as quais se dispõem das seguintes faixas de ajuste:

- mínima: de 0 a 2,5 kgf/cm<sup>2</sup>;
- máxima: 5,0 kgf/cm<sup>2</sup>.

Essa caixa de diálogo permite selecionar as válvulas a serem abertas e fechadas e definir qual delas permanecerá aberta ou fechada para que se realizem os testes de vazamento.

Cada solenóide corresponde a um tamanho de orifício:

- XV-02: 1 mm;
- XV-03: 2 mm;
- XV-04: 3 mm;
- XV-05: 4 mm;
- XV-06: 5 mm.

Para o acionamento por partida suave aparecerão na caixa de diálogo (Figura 3.11) os tempos de aceleração e desaceleração para partida e parada do motor.



Figura 3.11 – Caixa de diálogo COMANDO para partida com *softstarter*.

Selecionar a opção ATS torna possível inserir o tempo de aceleração e desaceleração (mínimo de 10 s e máximo de 60 s).

A caixa de diálogo do botão PID (Figura 3.12), localizado abaixo da válvula de vazão FV-01, permite o controle de vazão e disponibiliza alguns acionamentos.

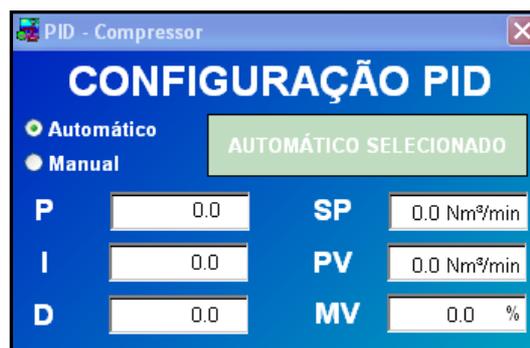


Figura 3.12 – Tela do botão PID.

P: controle proporcional (de 0 a 10,0000);

I: controle integral (de 0 a 10,0000);

D: controle derivativo (de 0 a 10,0000);

SP: *set point* (valor de vazão desejado, em m<sup>3</sup>/h);

PV: *present value* (variável de processo do valor da vazão, medida em m<sup>3</sup>/h);

MV: *movement value* (variável manipulada de abertura da válvula de controle, em %).

Os valores de P, I e D (valores PID) estão pré-ajustados para funcionamento em modo automático:

- $P = 0$ ;  $I = 300$ ;  $D = 0$ .

Os testes podem ser realizados manual ou automaticamente.

Na operação manual, a válvula se abrirá ou fechará de acordo com o valor digitado para MV. Nesse caso, os valores PID ficam inoperantes. A faixa de MV vai de 0% a 100%.

Na operação automática, a válvula se abrirá ou fechará de acordo com o valor determinado pelo usuário para SP. As faixas de SP podem variar de 0 a 24  $N \cdot m^3/h$  e as de MV de 0% a 100%.

Digitam-se os valores de P, I, e D para se obter controle da malha.

Para a simulação de carga no presente estudo, atribuiu-se a SP o valor de 1,5  $m^3/h$ , que equivale à simulação de uma ferramenta pneumática.

No modo automático, a leitura de vazão é feita pelo transmissor de vazão FIT-03, que envia um sinal para que o CLP acione a válvula de controle de modo a estabilizar a vazão na faixa selecionada.

### **3.6 MEDIDOR DE ENERGIA**

O medidor digital de energia utilizado (Power Logic Meter) realiza múltiplas leituras de diferentes tipos de grandeza:

- Grandezas em tempo real: corrente nas fases e em neutro, tensão, potência ativa, potência reativa, potência aparente, fator de potência nas três fases, frequência, distorção harmônica total (DHT).
- Analisador de energia: tensão fundamental por fase, corrente fundamental por fase, potência ativa fundamental por fase, potência reativa fundamental por fase, desequilíbrio de tensão e corrente, rotação de fases, amplitude e ângulo dos harmônicos de corrente e tensão.

- Energia: energia ativa acumulada, energia reativa acumulada, energia aparente acumulada.
- Demanda: demanda de corrente, fator de potência médio, demanda de potência ativa (instantânea e de pico), demanda de potência reativa (instantânea e de pico), demanda de potência aparente (instantânea e de pico).

O *display* do Power Logic Meter permite acesso a várias informações (Figura 3.13).

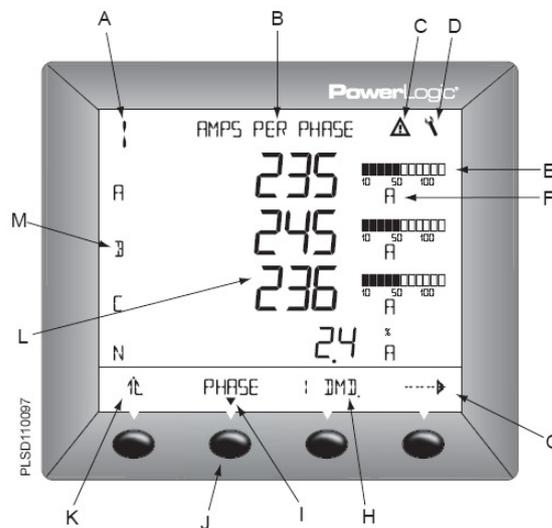


Figura 3.13 – *Display* do Power Logic Meter.

A: tipo de medição; B: título; C: alarme; D: ícone de manutenção; E: gráfico de barra; F: unidade; G: outros itens do menu; H: itens do menu; I: indicador de menu selecionado; J: botão; K: retornar ao menu anterior; L: valores; M: fases.

### 3.7 SENSORES E ATUADORES

A Figura 3.14 mostra o fluxograma da bancada do compressor, com os atuadores e sensores ali presentes.

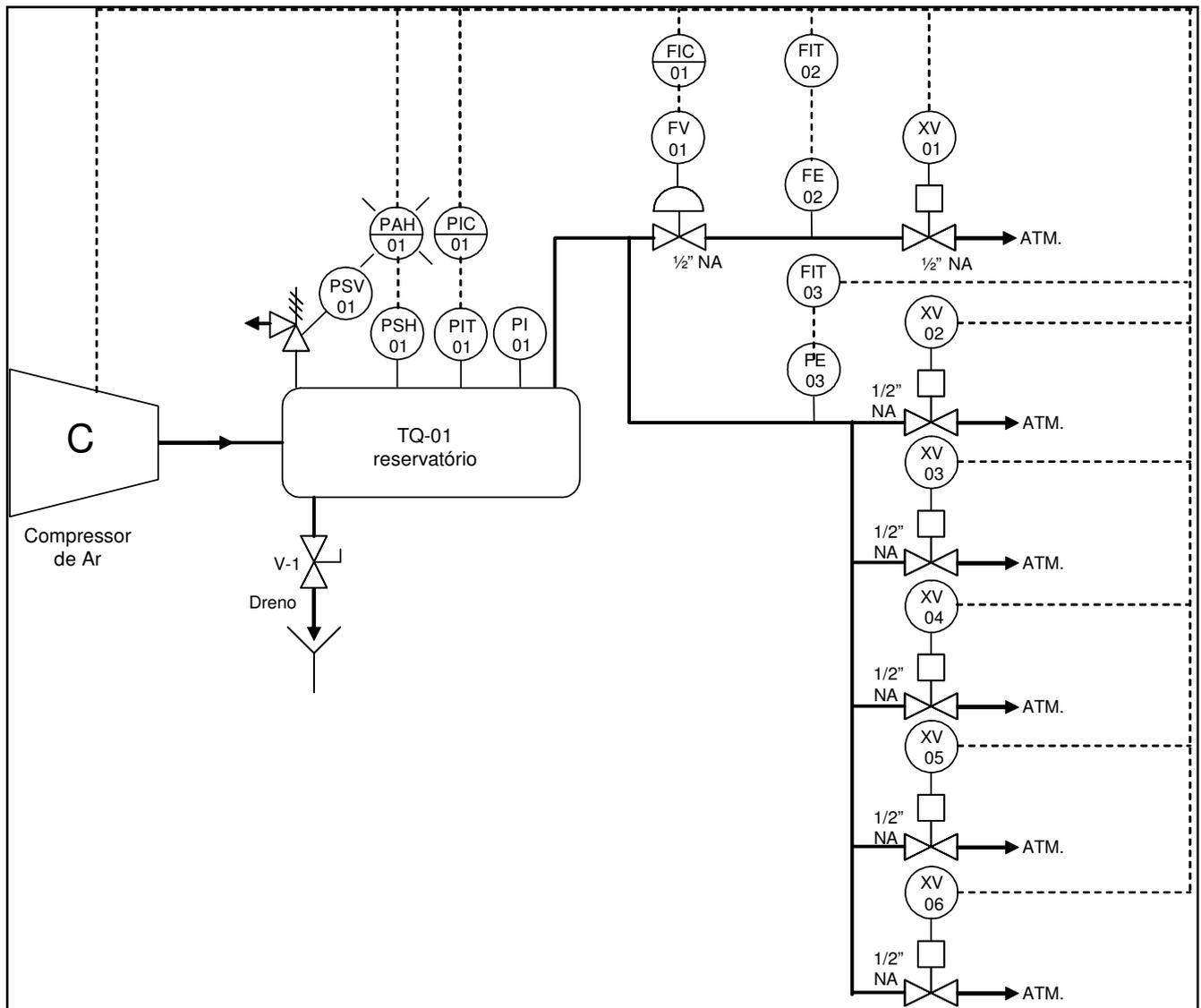


Figura 3.14 – Fluxograma da bancada do compressor.

Sensores e atuadores:

Localizados em TQ-01: *PSV-01*: válvula de alívio e segurança; *PSH-01*: pressostato (pressão alta dentro do reservatório de ar); *PIT-01*: transmissor de pressão manométrico; *PI-01*: manômetro.

Localizados na saída TQ-01: *FV-01*: válvula de controle de vazão de ar; *FE-01* e *FE-02*: placas de orifício; *FIT-02* e *FIT-03*: transmissores de vazão; *XV-01* a *XV-06*: válvulas solenóides.

Sensores:

- *PIT-01*: Mede e transmite ao CLP o valor de pressão do reservatório de ar comprimido. Fabricante: SMC Pressure.
- *FIT-02*: Mede e transmite ao CLP o valor da vazão de ar correspondente à carga dos sistemas de ar comprimido. Fabricante: Yokogawa.

- FIT-03: Mede e transmite ao CLP o valor da vazão de ar correspondente aos vazamentos dos sistemas de ar comprimido. Fabricante: Yokogawa.

Atuadores:

- XV-01 a XV-06: Válvulas solenóides cuja função principal é simular os vazamentos de ar comprimido no sistema. Suas aberturas e fechamentos são realizados por intermédio do supervisor. Fabricante: SMC Pressure.
- FV-01: Válvula elétrica proporcional cuja função é controlar a vazão de ar na saída principal. Fabricante: SMC Pressure.

### **3.8 COMPRESSOR**

O compressor a pistão, compatível com motor de 1,5 cv, tem vazão de 10 ft<sup>3</sup>/min (16,88 m<sup>3</sup>/h, ou 0,282 m<sup>3</sup>/min) e pressão de trabalho de 6,9 a 9,7 bar. Possui dois pistões em L. O reservatório tem capacidade de 0,038 m<sup>3</sup>, compatível com a pressão máxima desse instrumento. É munido de pressostato de segurança. Fabricante: Pressure.

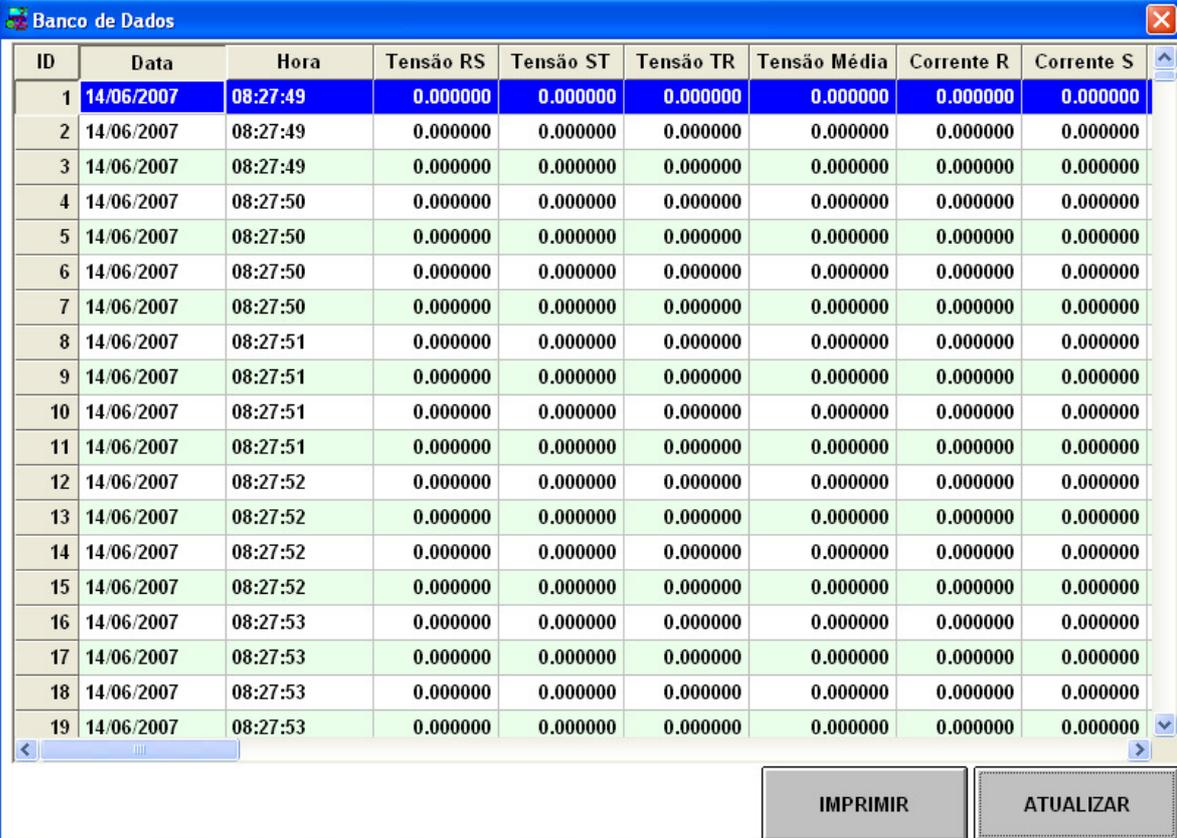
A bancada do compressor através do sistema supervisor está ajustado para a pressão de trabalho máxima até 5 kgf/cm<sup>2</sup>.

### **3.9 CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMÁVEIS**

Os CLPs permitem que os ensaios sejam realizados automaticamente e que os dados sejam registrados e armazenados para gerar relatórios detalhados ao final de cada atividade. Cada uma das bancadas tem um supervisor, cuja função é ajustar os parâmetros dos ensaios e monitorar os sinais eletromecânicos, disponíveis também em indicadores digitais. As bancadas são interconectadas por uma rede de dados local que também as interliga a um supervisor central, permitindo que cada ensaio seja visualizado por outros setores da unidade de ensino.

### 3.10 BANCO DE DADOS

O sistema supervisor coleta e armazena os dados e os disponibiliza na tela em tempo real. A Figura 3.15 mostra o banco de dados referente a grandezas elétricas em função do tempo.



ID	Data	Hora	Tensão RS	Tensão ST	Tensão TR	Tensão Média	Corrente R	Corrente S
1	14/06/2007	08:27:49	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
2	14/06/2007	08:27:49	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
3	14/06/2007	08:27:49	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
4	14/06/2007	08:27:50	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
5	14/06/2007	08:27:50	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
6	14/06/2007	08:27:50	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
7	14/06/2007	08:27:50	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
8	14/06/2007	08:27:51	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
9	14/06/2007	08:27:51	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
10	14/06/2007	08:27:51	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
11	14/06/2007	08:27:51	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
12	14/06/2007	08:27:52	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
13	14/06/2007	08:27:52	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
14	14/06/2007	08:27:52	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
15	14/06/2007	08:27:52	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
16	14/06/2007	08:27:53	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
17	14/06/2007	08:27:53	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
18	14/06/2007	08:27:53	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
19	14/06/2007	08:27:53	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000

Figura 3.15 – Banco de dados do sistema supervisor.

É possível exportar os dados do banco e acessar o diretório histórico.

### 3.11 METODOLOGIA PARA OS TESTES

Para conhecer o consumo de energia elétrica, realizaram-se testes utilizando motores de alto rendimento e padrão em combinação com as duas chaves de partida. O consumo dos vazamentos foi determinado combinando-se aberturas e

fechamentos das válvulas solenóides, de modo a simular o efeito desejado no sistema de ar comprimido.

### 3.11.1 PRESSÃO DE TRABALHO

Para a realização dos testes é necessário primeiramente fixar uma vazão constante no sistema utilizando o PID do supervisor. A escolha dessa vazão foi guiada pelos seguintes critérios:

- A pressão no reservatório não deveria sofrer redução enquanto o compressor estivesse ligado.
- Os tempos entre alívio do compressor e carga deveriam ser suficientes para que o motor reduzisse sua temperatura. Com isso se evitariam danos ao motor.

Definiu-se, desse modo, uma vazão de carga de 1,5 m<sup>3</sup>/h, correspondente ao trabalho de ferramentas pneumáticas.

Para melhor ajuste dos pontos de pressão máxima e mínima, levaram-se em consideração a eficiência energética e as perdas de pressão do sistema (como exposto no capítulo anterior). Para tanto, foi necessário conhecer os dados técnicos dos equipamentos que compõem a instalação e ajustar limites.

Para se obter um valor ótimo de pressão de trabalho para o sistema de ar comprimido, é necessário calcular os pontos de pressão mínima ( $P_{min}$ ), conforme equação 2.4, e de pressão máxima ( $P_{max}$ ), conforme equação 2.5, do sistema de ar comprimido.

### 3.11.2 PERDAS POR VAZAMENTO

Para quantificar os vazamentos de uma instalação, empregou-se o método de medição do tempo em carga. Esse método revela quanto ar está sendo perdido em vazamentos. Os testes realizados seguiram os seguintes passos:

1.º: Esvazia-se o reservatório de ar comprimido através das solenóides.

- 2.º: Após o esvaziamento, mantêm-se todas as solenóides fechadas.
- 3.º: O compressor é ligado e aguarda-se o preenchimento do reservatório de ar comprimido até se alcançar a pressão de trabalho máxima, à qual ocorrerá o desligamento automático.
- 4.º: Quando ocorrer o desligamento (alívio), aciona-se o primeiro cronômetro, deixando-o funcionar durante todo o teste.
- 5.º: Assim que o compressor se religar e entrar em regime de compressão, aciona-se o outro cronômetro, o qual deverá ser detido assim que o compressor novamente se desligar.
- 6.º: Medem-se os tempos de funcionamento em carga do compressor durante pelo menos cinco ciclos de compressão (carga–alívio).
- 7.º: Ao final da última repetição do teste, ambos os cronômetros são desligados.

O tempo de funcionamento em carga durante a medição é o somatório de todos os tempos parciais de funcionamento em carga durante o tempo total de medição, como exemplificado na Figura 3.16.

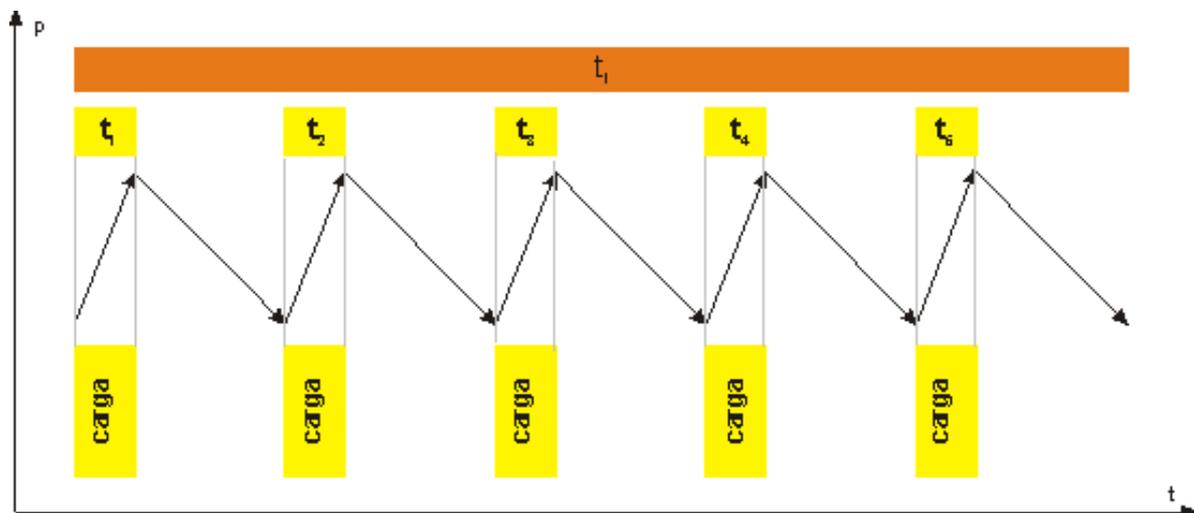


Figura 3.16 – Gráfico do método de determinação de vazamentos.

Para a bancada do compressor, o cálculo de vazão (equação 2.1) não é necessário, pois o sensor FIT-02 já faz a leitura do vazamento em tempo real. Tais valores são armazenados no banco de dados do supervisório.

Para conhecer o consumo de energia, anotam-se a energia ativa inicial ( $E_{inicial}$ ) e a energia ativa final ( $E_{final}$ ) ao final dos  $n$  ciclos de medições de carga-alívio, valores esses obteníveis no supervisório, na janela Medições → Energia → Ativa.

O mesmo procedimento foi adotado para calcular os valores de consumo de energia para os dois motores.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 VALORES DE PRESSÃO

Os valores de consumo (em W·h) das pressões de trabalho no sistema de ar comprimido — pressão máxima ( $P_{max}$ ) e mínima ( $P_{min}$ ) — foram obtidos para motores-padrão (Tabela 4.1) e de alto rendimento (Tabela 4.2), considerando-se os dois tipos de partida.

Tabela 4.1 – Diferenças de pressão e valores de consumo de energia elétrica em motores-padrão.

Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Diferença de pressão ( $\Delta P$ ) (kgf/cm <sup>2</sup> )	Consumo (W·h) utilizando partida direta	Consumo (W·h) utilizando partida com <i>softstarter</i>
2 a 5	3	80	99
3 a 5	2	97	121
4 a 5	1	104	127

Tabela 4.2 – Diferenças de pressão e valores de consumo de energia elétrica em motores de alto rendimento.

Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Diferença de pressão ( $\Delta P$ ) (kgf/cm <sup>2</sup> )	Consumo (W·h) utilizando partida direta	Consumo (W·h) utilizando partida com <i>softstarter</i>
2 a 5	3	77	94
3 a 5	2	93	108
4 a 5	1	102	121

Observa-se que o consumo de energia foi menor em motores de alto rendimento com partida direta.

As Figuras 4.1 a 4.5 mostram os gráficos de potência ativa, corrente, fator de potência, THD de tensão e THD de corrente nos dois tipos de motor utilizando partida direta.

Constata-se que a potência ativa (Figura 4.1) é menor em motores de alto rendimento (média de 1225 W) que em motores-padrão (média de 1268W).

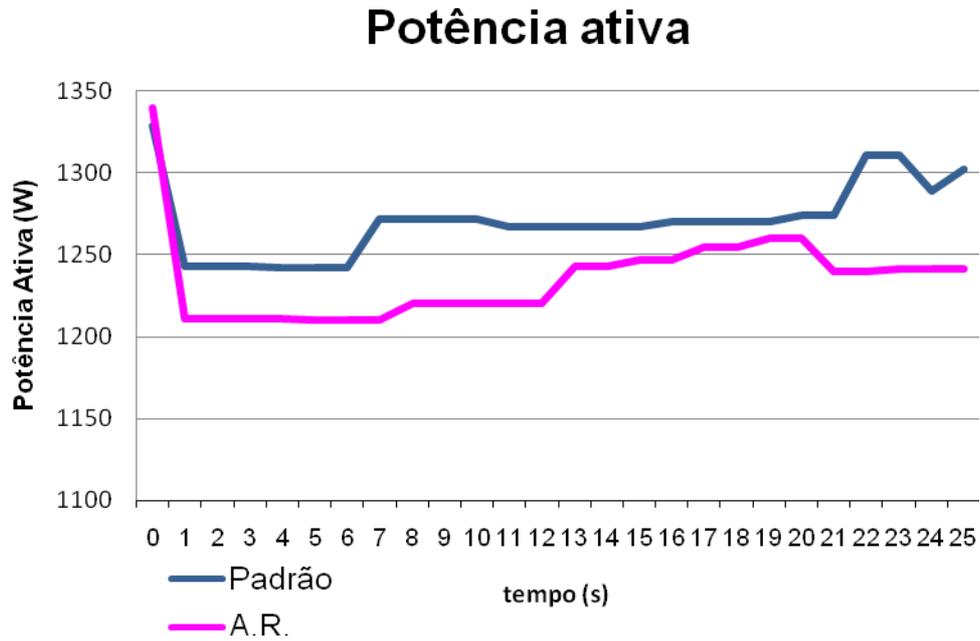


Figura 4.1 – Potências ativas em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.

A corrente (Figura 4.2), por sua vez, é de 8,7 A na partida e de 4,0 A em plena carga em motores-padrão e respectivamente de 8,8 A e 3,8 A em motores de alto rendimento.

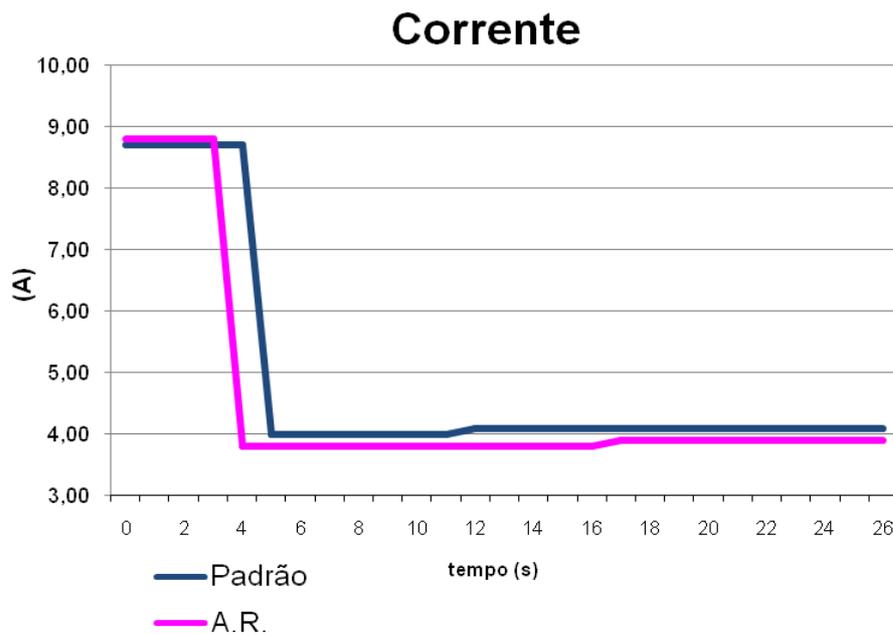


Figura 4.2 – Correntes em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.

O fator de potência (Figura 4.3) em plena carga é de 0,81 em motores de alto rendimento e de 0,78 em motores-padrão.

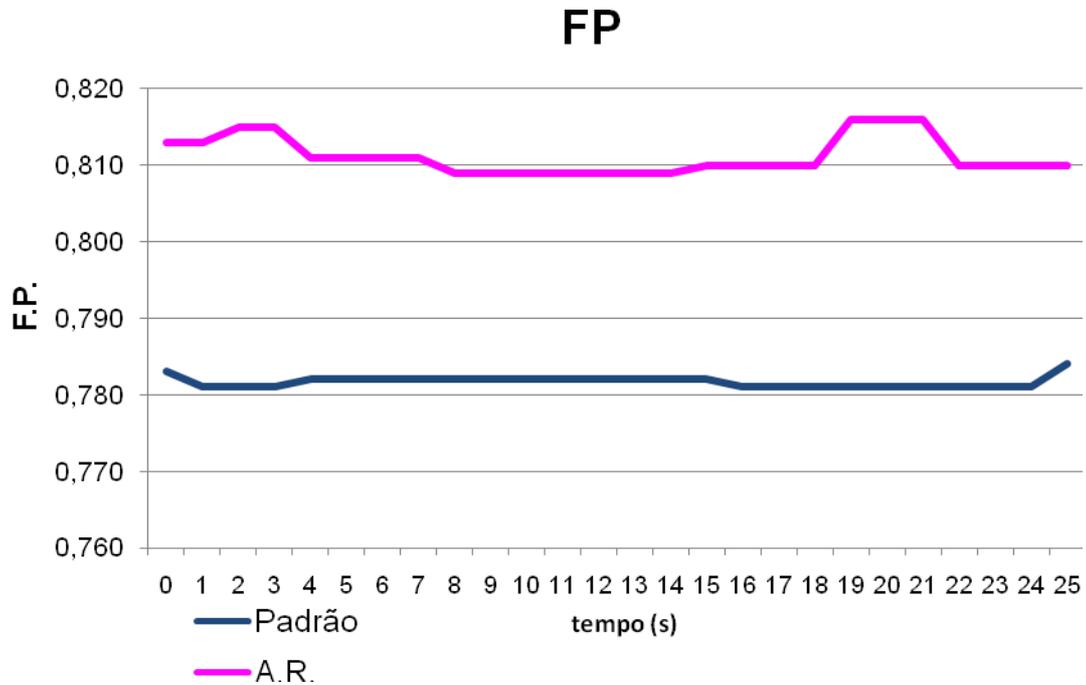


Figura 4.3 – Fatores de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.

Na Figura 4.4 descreve as taxas de distorção harmônica (THD) de tensão entre fases. A THD de tensão se enquadra nos valores considerados normais para os dois tipos de motor, porém o de alto rendimento obteve melhor desempenho.

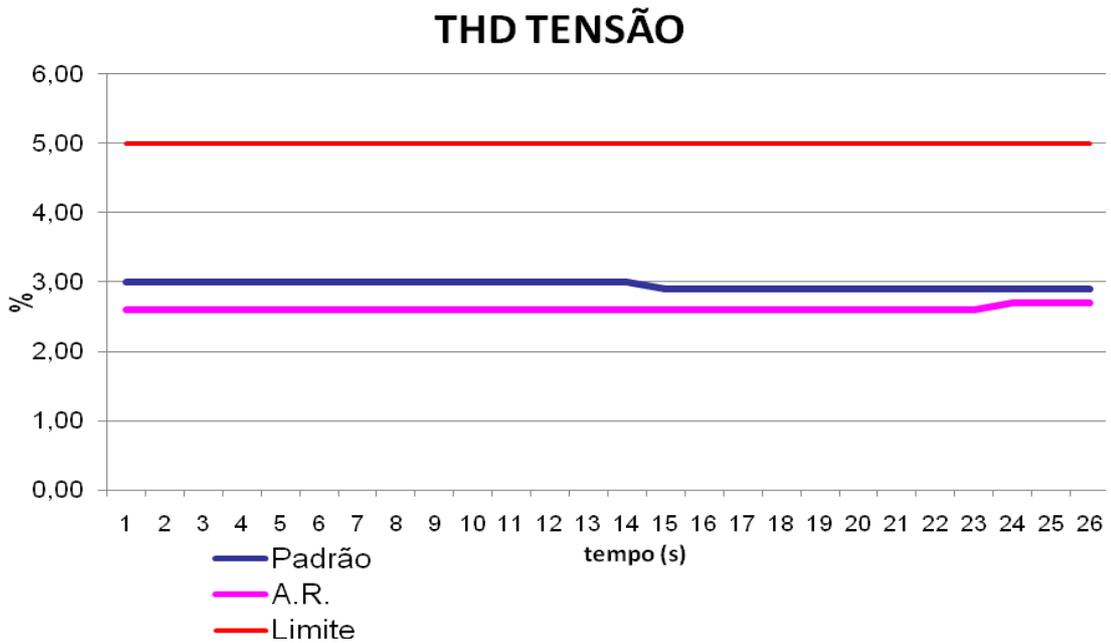


Figura 4.4 – Taxas de distorção harmônica de motor-padrão e de alto rendimento, com partida direta.

A Figura 4.5 mostra as taxas de distorção harmônica de corrente, que se encontram dentro dos limites.

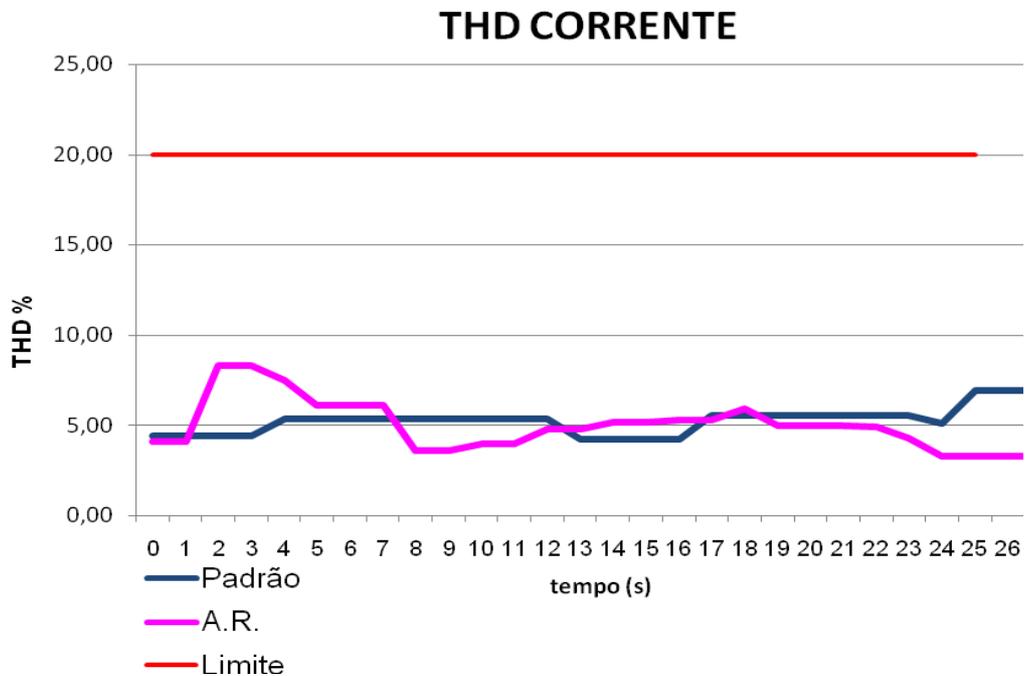


Figura 4.5 – Taxas de distorção harmônica de corrente de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.

As Tabelas 4.3 e 4.4 permitem comparar os consumos de energia elétrica para distintas diferenças de pressão de trabalho dos dois tipos de motores e de partida.

Tabela 4.3 – Economias de energia em motores-padrão e de alto rendimento, utilizando partida direta.

Diferença de pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Potência (W)		Economia de energia	
	Motor-padrão	Motor de alto rendimento	W·h	%
3	80	77	3	2,5%
2	97	93	4	4,1%
1	104	102	2	2,0%

Tabela 4.4 – Economias de energia em motores-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com *softstarter*.

Diferença de pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Consumo (W·h)		Economia de energia	
	Motor-padrão	Motor de alto rendimento	W·h	%
3	99	94	5	5,0%
2	115	108	7	6,1%
1	127	121	6	4,7%

As Figuras 4.6 a 4.10 mostram as variações de potência ativa, corrente, fator de potência, THD de tensão e THD de corrente nos dois tipos de motor, utilizando partida com *softstarter*.

A Figura 4.6 mostra que a potência ativa é menor em motores de alto rendimento.

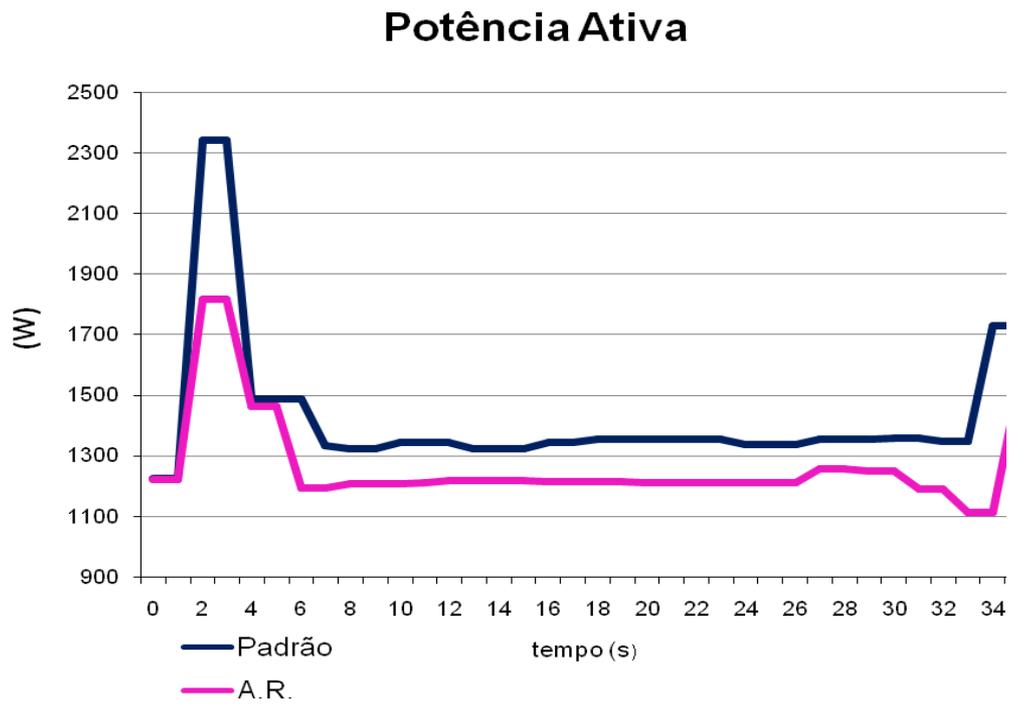


Figura 4.6 – Potências ativas em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com *softstarter*.

A Figura 4.7 mostra as variações de corrente de partida até a corrente nominal. O motor de alto rendimento apresenta menores valores de corrente.

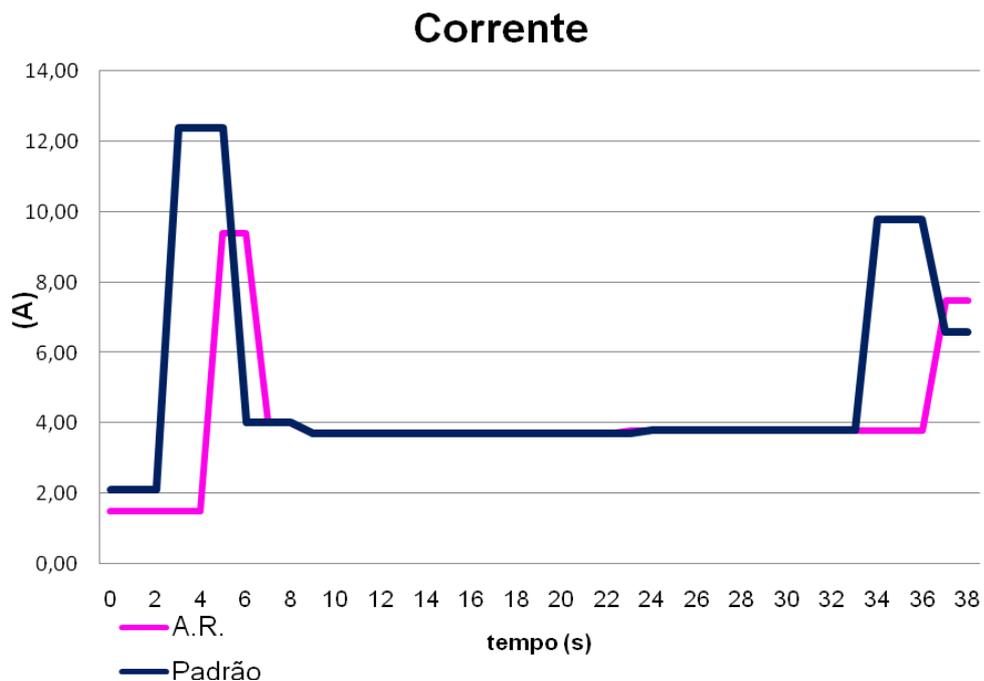


Figura 4.7 – Correntes em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com *softstarter*.

Os fatores de potência (Figura 4.8) para partida com *softstarter* têm o mesmo comportamento em ambos os motores, embora com valores maiores no motor de alto rendimento. Na partida, os valores foram 0,48 para o motor de alto rendimento e 0,43 para o motor-padrão; na plena carga, 0,83 e 0,81, respectivamente.

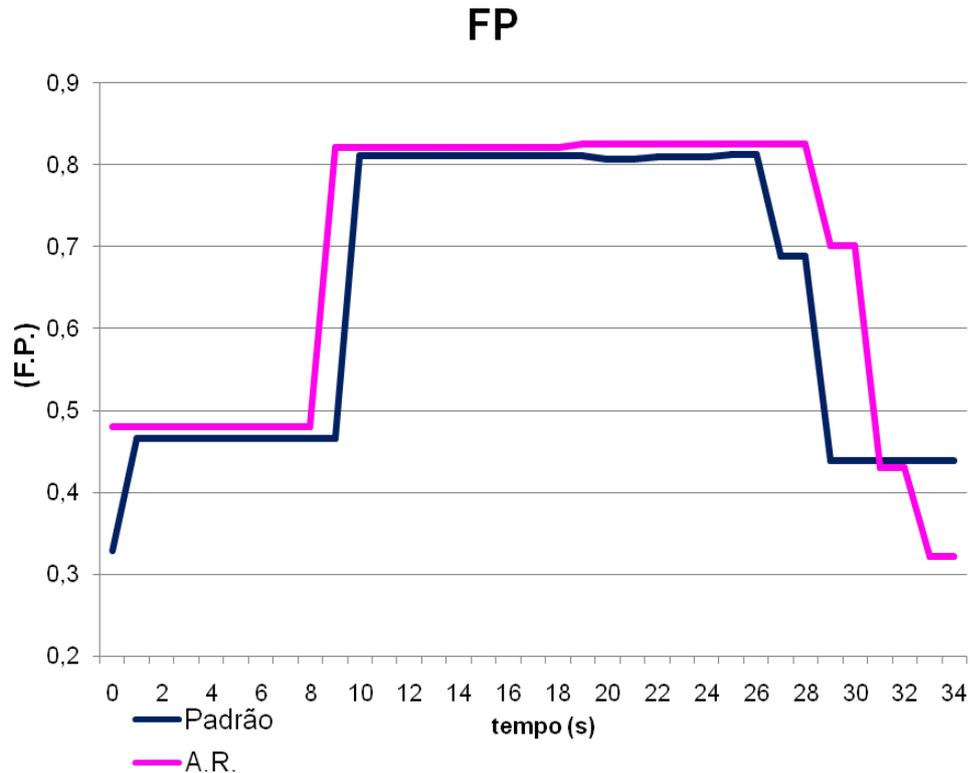


Figura 4.8 – Fatores de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com *softstarter*.

As Figuras 4.9 e 4.10 descrevem respectivamente as taxas de distorção harmônica de tensão e de corrente.

As taxas de distorção harmônica de tensão (Figura 4.9) mantiveram-se dentro dos limites de normalidade, sendo que a THD de tensão no motor de alto rendimento apresentou valores menores. As taxas de distorção harmônica de corrente com *softstarter* (Figura 4.10) mantiveram-se dentro do limite de 20% para motores operando em regime permanente. Na partida e na parada os valores para os dois motores ultrapassaram os limites.

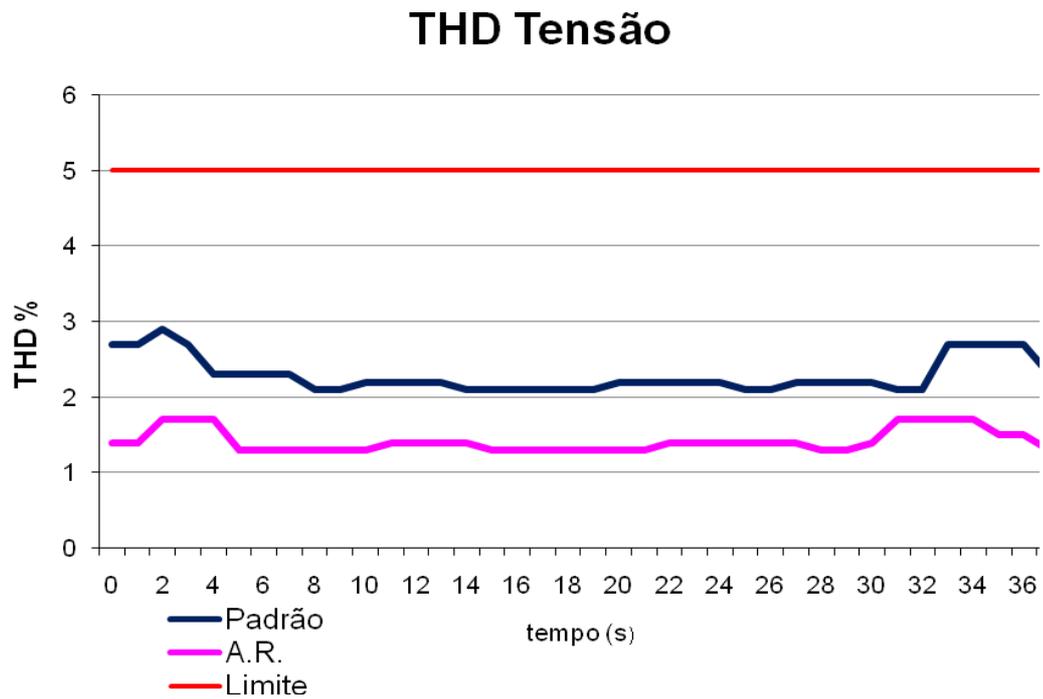


Figura 4.9 – Taxas de distorção harmônica de tensão de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com softstarter.

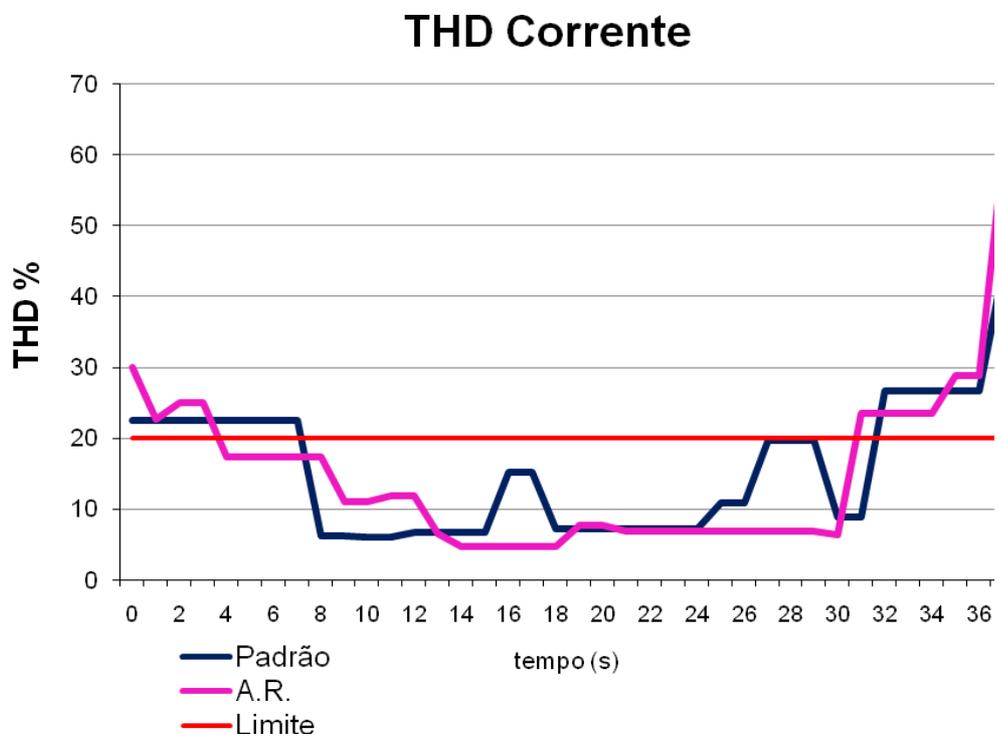


Figura 4.10 – Taxas de distorção harmônica de corrente de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando partida com *softstarter*.

As Figuras 4.11 e 4.12 descrevem os regimes de funcionamento carga–alívio do compressor a pistão para motores-padrão, com cada um dos tipos de partida. A Figura 4.11 mostra nove ciclos de funcionamento com tempo de 4 min 14 s em carga, utilizando partida direta.

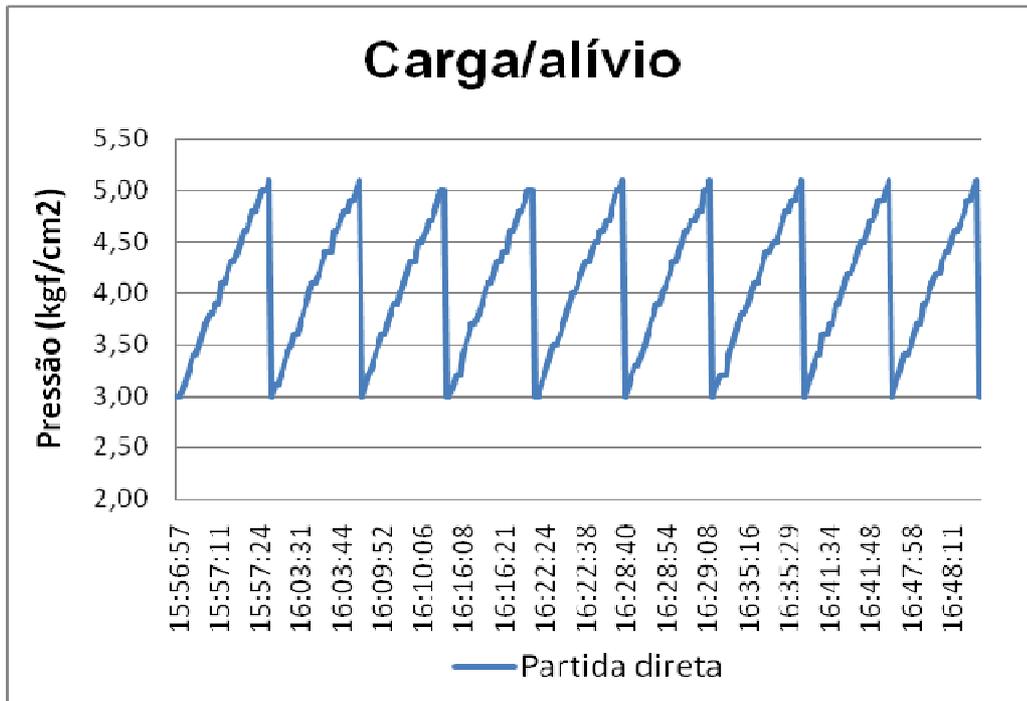


Figura 4.11 – Regime de funcionamento carga–alívio do compressor em motor-padrão, utilizando partida direta.

A Figura 4.12 mostra nove ciclos de funcionamento com tempo de 6 min 2 s em carga, utilizando partida com *softstarter*.

A comparação dos dois modos de partida revela que com uso de *softstarter* o compressor trabalhou 1 min 48 s a mais que no caso de partida direta.

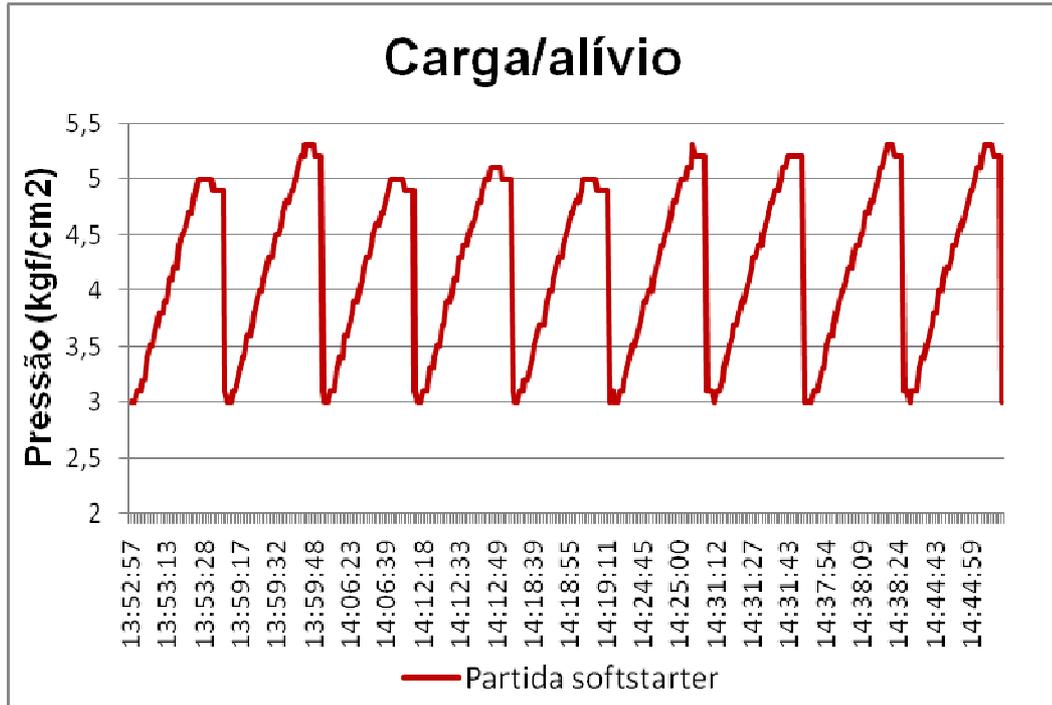


Figura 4.12 – Regime de funcionamento carga–alívio do compressor em motor-padrão, utilizando partida com *softstarter*.

As Figuras 4.13 a 4.17 comparam o desempenho das chaves de partida.

A Figura 4.13 descreve as correntes no motor-padrão e de alto rendimento, com cada um dos tipos de partida. Observa-se que o valor da corrente de partida é menor na partida direta (8,3 A) do que na partida com *softstarter* (11,8 A).

## Corrente

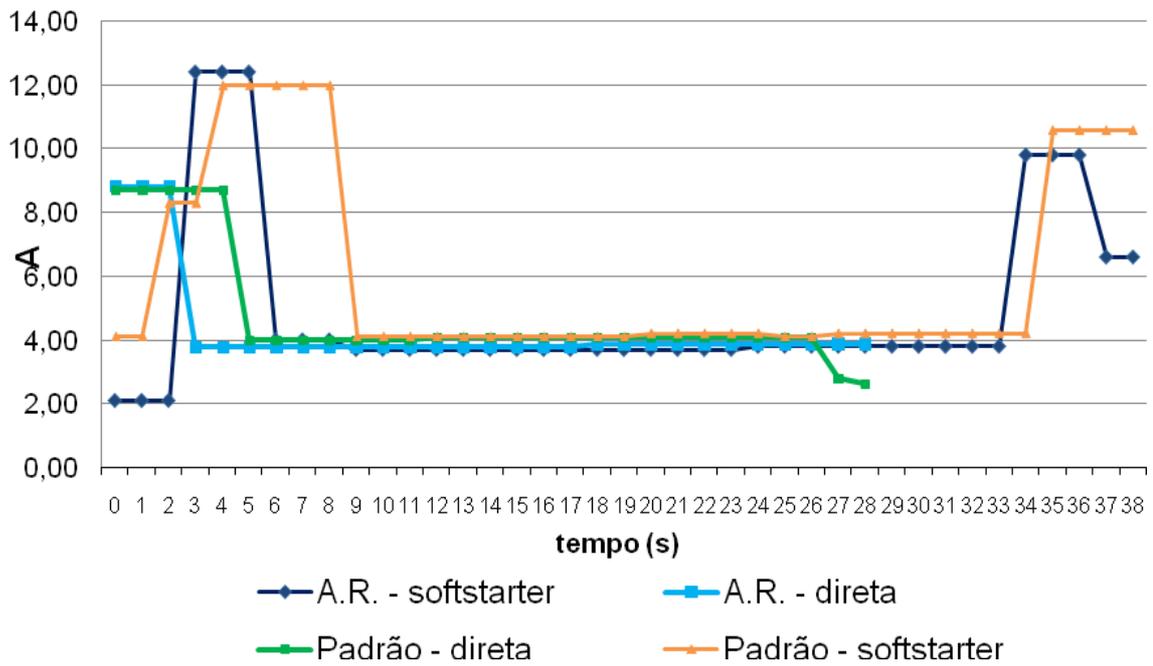


Figura 4.13 – Correntes em motor-padrão e alto rendimento, com os dois modos de partida.

A Figura 4.14 mostra os fatores de potência dos dois motores, com cada um dos modos de acionamento. O fator de potência do motor de alto rendimento com partida com *softstarter* apresentou em regime permanente o valor de 0,83, caindo porém na partida para 0,42 e na parada para 0,14. Na partida direta o fator de potência foi de 0,60 para a partida e, em regime permanente, 0,82.

## F.P.

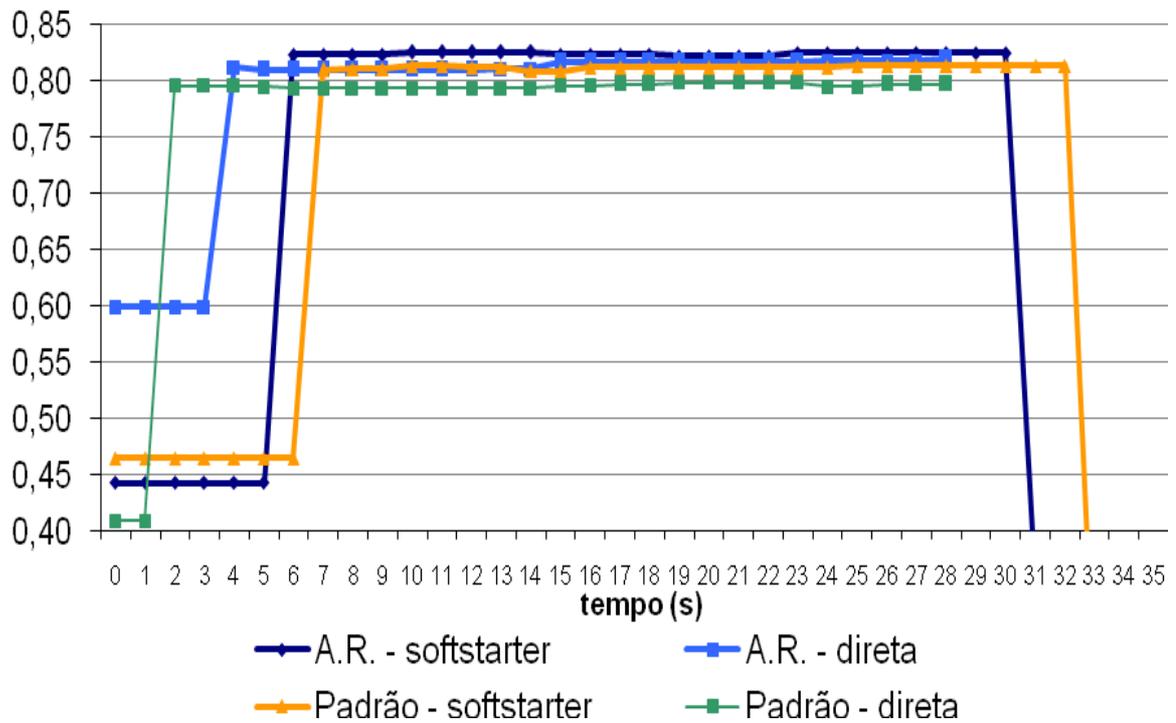


Figura 4.14 – Fator de potência de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.

A Figura 4.15 descreve as potências ativas do motor-padrão e de alto rendimento, para cada um dos modos de partida. As potências registradas na partida e na parada são maiores com a utilização do softstarter do que na partida direta.

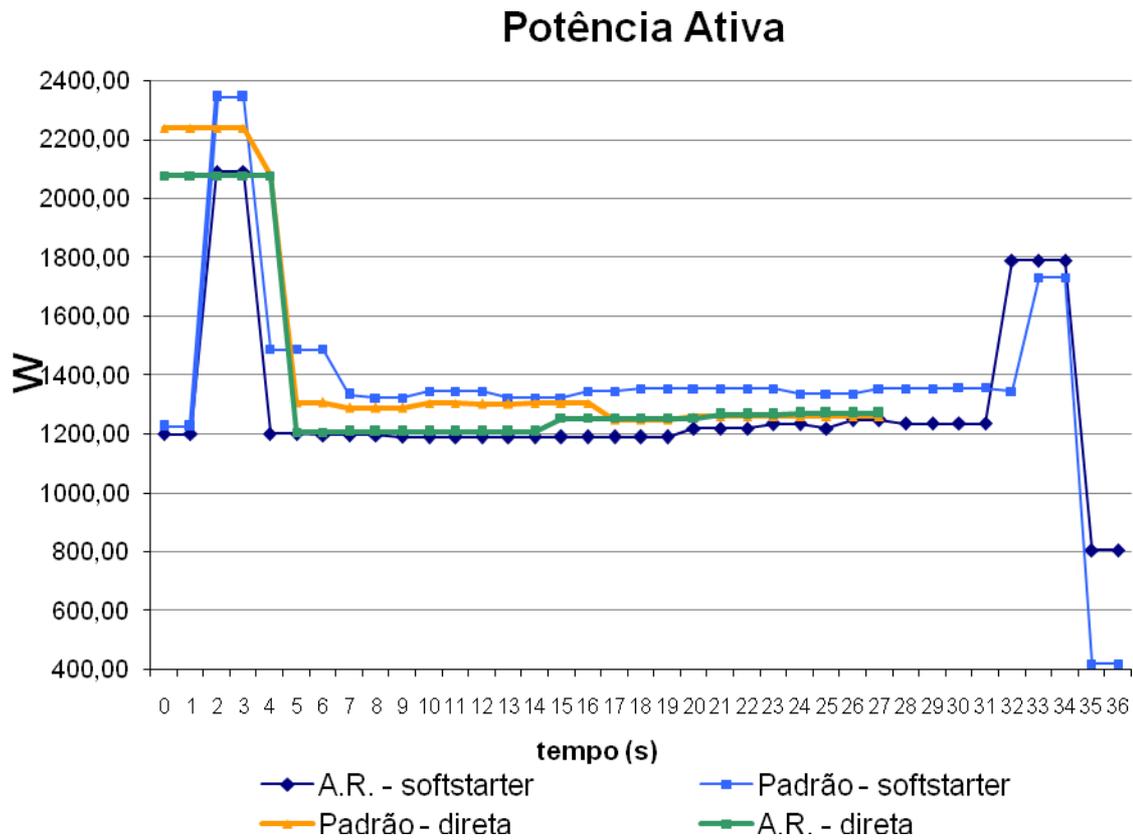


Figura 4.15 – Potências ativas de motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.

A Figura 4.16 mostra as taxas de distorção harmônica de tensão no motor-padrão e no de alto rendimento, para cada um dos modos de acionamento. Os dois motores apresentaram valores dentro do limite de 5%, nos dois modos de acionamento. O motor de alto rendimento com partida com *softstarter* proporcionou valores de 1,3% em média.

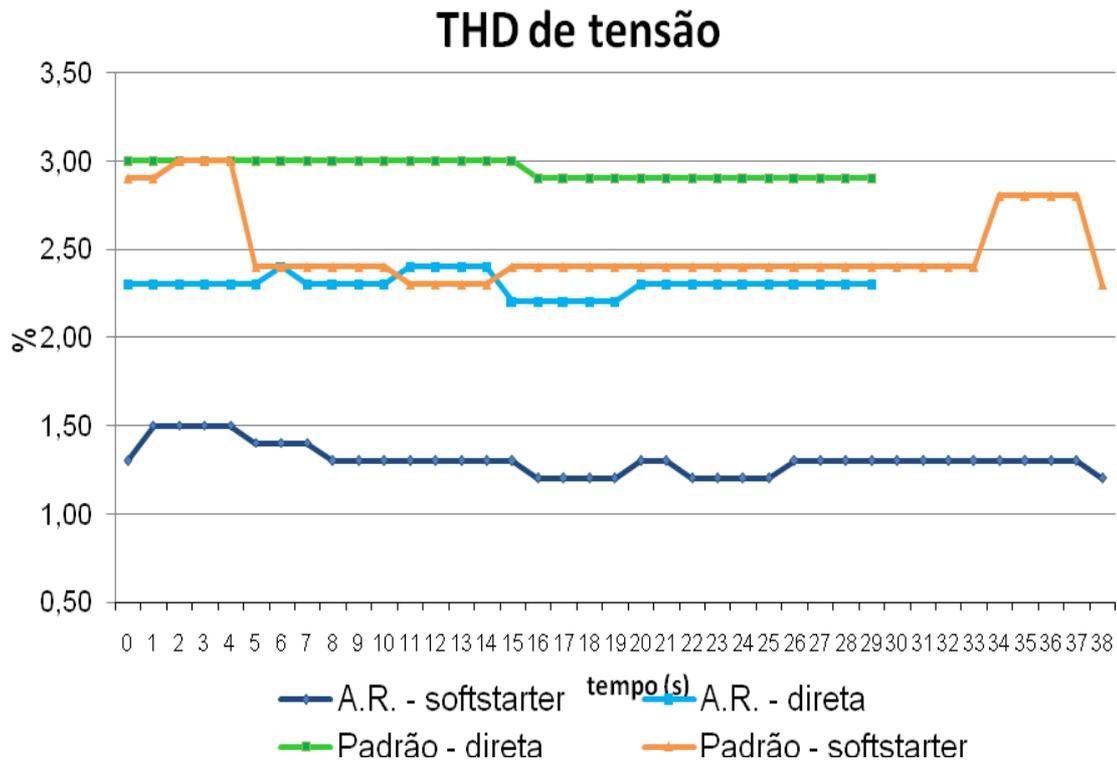


Figura 4.16 – Taxas de distorção harmônica de tensão em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de acionamento.

A Figura 4.17 mostra as taxas de distorção harmônica de corrente no motor-padrão e no de alto rendimento, para partida direta e com *softstarter*. Na partida com *softstarter* os valores ultrapassam 20%, mas na partida direta situaram-se dentro dos limites.

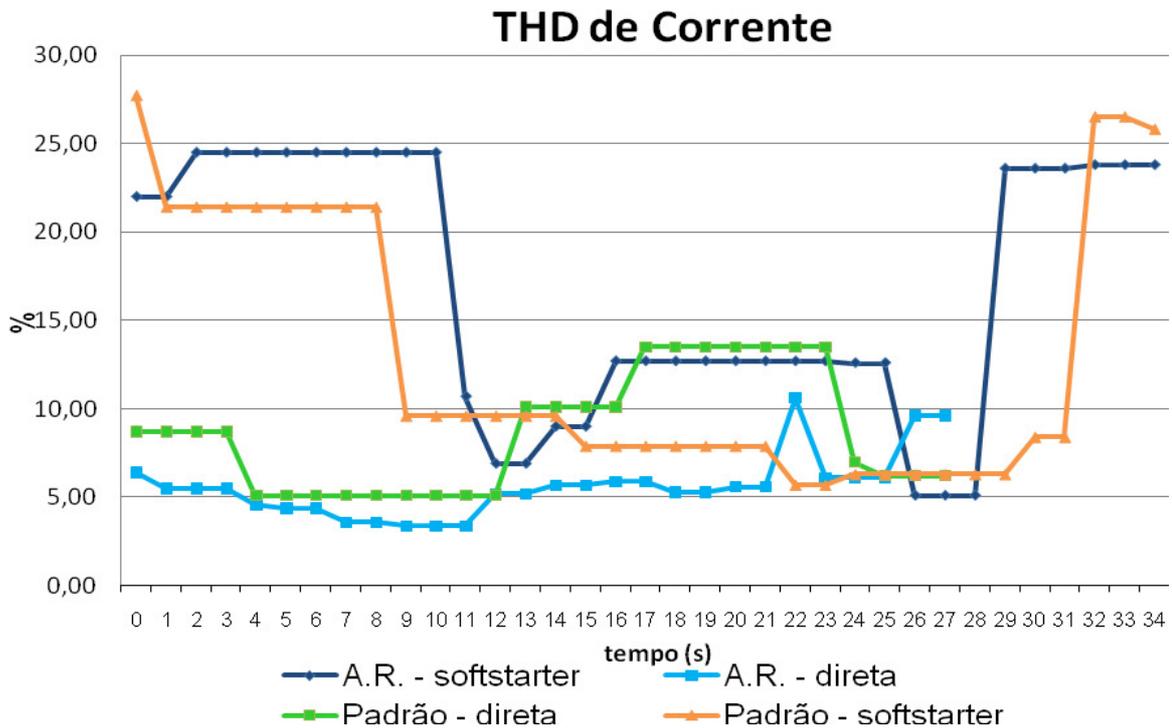


Figura 4.17 – Taxas de distorção harmônica de corrente em motor-padrão e de alto rendimento, utilizando dois modos de partida.

## 4.2 PERDAS POR VAZAMENTO

As perdas por vazamento foram simuladas para pressão de trabalho de 3,5 kgf/cm<sup>2</sup>, com pressão de desarme do compressor de 4,5 kgf/cm<sup>2</sup>, ou seja  $\Delta = 1$  kgf/cm<sup>2</sup>, para os dois tipos de motor, com partida direta. Consideraram-se orifícios de 0,78; 7,06; 19,63; 20,40; 32,97 e 43,20 mm<sup>2</sup>. Combinando-se as aberturas e fechamentos das válvulas solenóides (XV-02 a XV-06), obtiveram-se as diversas simulações e o cálculo das áreas correspondentes.

A Tabela 4.5 compara as quantidades de energia elétrica consumidas por vazamentos nos dois tipos de motor.

Tabela 4.5 – Consumos de energia elétrica em vazamentos.

Área do vazamento	Consumo (W·h)	
	Motor-padrão	Motor de alto rendimento
0,78 mm <sup>2</sup>	107	101
7,06 mm <sup>2</sup>	113	103
19,63 mm <sup>2</sup>	116	103
20,40 mm <sup>2</sup>	115	103
32,97 mm <sup>2</sup>	112	103
43,20 mm <sup>2</sup>	114	104

As perdas devidas a vazamentos com o compressor em carga são listadas na Tabela 4.6, para diferentes pressões.

Tabela 4.6 – Perdas de ar comprimido com compressor em carga, para diferentes diâmetros.

Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Diâmetro do orifício (mm)					
	1 mm	3 mm	5 mm	1 mm, 3 mm e 4 mm	1 mm, 4 mm e 5 mm	1 mm, 2mm, 3mm, 4 mm e 5mm.
	0,78 mm <sup>2</sup>	7,06mm <sup>2</sup>	19,63 mm <sup>2</sup>	20,4mm <sup>2</sup>	32,97 mm <sup>2</sup>	43,20 mm <sup>2</sup>
Vazamento (m <sup>3</sup> /h)						
3,5	7,5	9,80	10,10	10,20	9,70	9,60
3,6	7,6	9,90	10,20	10,20	9,70	9,80
3,7	7,7	10,10	10,30	10,30	10,10	10,00
3,8	7,9	10,30	10,20	10,30	10,30	10,20
3,9	8,1	10,30	10,30	10,20	10,30	10,30
4,0	8,2	10,30	10,30	10,30	10,20	10,30
4,1	8,3	10,20	10,30	10,30	10,20	10,30
4,2	8,4	10,20	10,20	10,30	10,20	10,30
4,3	8,5	10,30	10,30	10,30	10,20	10,30
4,4	8,7	10,30	10,30	10,20	10,30	10,30
4,5	8,8	10,30	10,30	10,30	10,30	10,30

A Figura 4.18 descreve os vazamentos em função da pressão de trabalho, com o compressor em carga. As vazões de ar em orifícios de 7,06 mm<sup>2</sup>, 19,63 mm<sup>2</sup>, 20,4 mm<sup>2</sup>, 32,97 mm<sup>2</sup> e 43,20 mm<sup>2</sup> de áreas se revelaram semelhantes.

### Vazamentos em carga

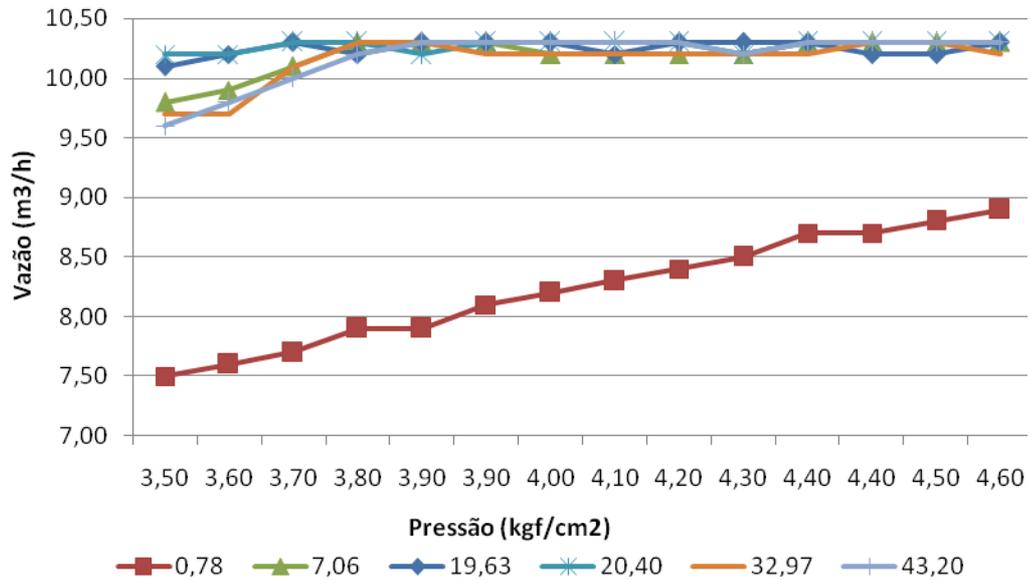


Figura 4.18 – Vazamentos com compressor em carga, para diferentes orifícios.

A Tabela 4.7 lista as perdas por vazamento, sob diferentes pressões, com o compressor em alívio.

Tabela 4.7 – Perdas de ar comprimido com compressor em alívio, para diferentes diâmetros.

Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Diâmetro do orifício (mm)					
	1 mm	3 mm	5 mm	1 mm, 3 mm e 4 mm	1 mm, 4mm e 5 mm	1 mm, 2mm, 3mm, 4mm e 5mm.
	0,78 mm <sup>2</sup>	7,06mm <sup>2</sup>	19,63 mm <sup>2</sup>	20,4mm <sup>2</sup>	32,97 mm <sup>2</sup>	43,20 mm <sup>2</sup>
	Vazamentos (m <sup>3</sup> /h)					
3,5	6,5	8,3	8,5	8,6	8,7	8,5
3,6	6,7	8,5	8,8	9,0	8,9	8,8
3,7	6,9	8,8	9,2	9,2	9,3	9,0
3,8	7,0	9,1	9,4	9,5	9,6	9,3
3,9	7,1	9,3	9,7	9,7	9,9	9,6
4,0	7,2	9,5	9,9	10,0	10,1	9,7
4,1	7,4	9,7	10,1	10,2	10,2	9,9
4,2	7,5	9,9	10,2	10,2	10,2	10,1
4,3	7,6	10,1	10,3	10,2	10,2	10,3
4,4	7,7	10,2	10,2	10,3	10,2	10,4
4,5	7,8	10,3	10,3	10,3	10,2	10,4

A Figura 4.19 descreve os vazamentos em função da pressão de trabalho, com o compressor em alívio, revelando vazões menores do que quando o compressor está em carga.

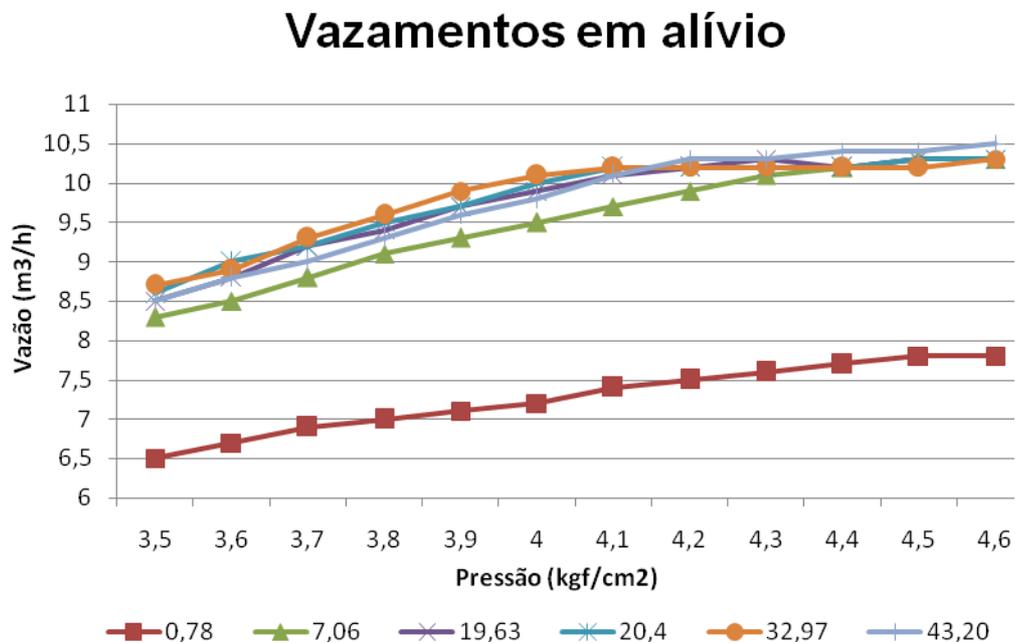


Figura 4.19 – Vazamentos com compressor em alívio, para diferentes orifícios.

### 4.3 CÁLCULO FINANCEIRO

Para o cálculo financeiro, consideraram-se os seguintes fatores:

- valor de energia elétrica: 0,16057 R\$/kW·h;
- funcionamento de uma indústria durante as 24 h de 365 dias;
- retorno do investimento por *payback* simples;
- valor médio de um motor 1,5 cv de alto rendimento: R\$ 930,00.

Utilizando-se os valores de consumo da Tabela 4.3, calcularam-se os consumos (em reais) dos dois tipos de motor, com partida direta (Tabela 4.8).

Tabela 4.8 – Gastos anuais em energia elétrica e períodos de *payback*.

Diferença de pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	Gasto (R\$/a)		Payback simples
	Motor-padrão	Motor de alto rendimento	
$\Delta = 2$	136 439,54	130 813,17	2 meses
$\Delta = 1$	146 285,69	143 472,50	4 meses

Os gastos anuais com vazamentos são listados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Gastos anuais com vazamentos.

Orifício (área)	Gasto (R\$/a)	
	Motor-padrão	Motor de alto rendimento
0,78 mm <sup>2</sup>	150 505,47	142 065,91
7,06 mm <sup>2</sup>	158 945,03	144 879,10
19,63 mm <sup>2</sup>	163 164,81	144 879, 10
20,40 mm <sup>2</sup>	161 758,21	144 879,10
32,97 mm <sup>2</sup>	157 538,43	144 879,10
43,20 mm <sup>2</sup>	160 351,62	146 285,70

## 5 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos mostraram-se relevantes para a avaliação energética em indústrias que utilizam compressores a pistão.

Em todos os experimentos realizados neste estudo, constatou-se menor consumo de energia elétrica ao se empregar motor de alto rendimento. A substituição do motor-padrão pelo de alto rendimento levou a uma redução de 2% no consumo de energia elétrica.

Comparando-se os dois motores e tipos de partida (direta e com *softstarter*), verificou-se maior consumo ao se utilizar a combinação de *softstarter* e motor-padrão com 127 W·h. O uso de *softstarter* levou o compressor a permanecer em carga por maior tempo e a corrente de partida com esse dispositivo apresentou valor de 11,8 A, ao passo que a corrente de partida direta alcançou no máximo 8 A. Isso permite afirmar que não é viável o emprego de *softstarter* em motores de pequeno porte para sistemas de ar comprimido utilizando compressor a pistão, devido ao alto custo de instalação e ao maior consumo de energia elétrica.

Analisando ainda o uso de *softstarter*, a THD de tensão manteve-se dentro do limite de 5% para os dois motores. Na TDH de corrente os valores na partida e na parada excederam o limite de 20%.

No motor de alto rendimento com partida direta, a taxa de THD de tensão foi menor, em torno de 1,5%, embora para o motor-padrão essa taxa tenha permanecido abaixo do limite de 5%.

Em regime permanente, a THD de corrente nos dois motores manteve-se no limite de 20%.

Houve melhor desempenho do motor de alto rendimento em termos de fator de potência.

Quanto aos vazamentos de ar comprimido ao se utilizar o compressor em regime de carga-alívio trabalhando com diferença de pressão de 1 kgf/cm<sup>2</sup>, constatou-se que orifícios de 7,06 mm<sup>2</sup>, 19,63 mm<sup>2</sup>, 20,40 mm<sup>2</sup>, 32,97 mm<sup>2</sup> e 43,20 mm<sup>2</sup> de área apresentaram vazões muito semelhantes, correspondendo a consumos

de energia de 113, 116, 115, 112 e 114 W·h, respectivamente. Os vazamentos de ar com o compressor em carga foi maior do que durante a operação em alívio. Esse achado é importante pelo fato de os experimentos haverem simulado a operação de uma indústria que utiliza ar comprimido.

Uma vez que um orifício de 7,08 mm<sup>2</sup> de área tem a mesma importância, em termos de consumo energético, que um de 43 mm<sup>2</sup>, as operações de manutenção devem ser conduzidas com o mesmo grau de atenção, atribuindo a mesma importância a essas diferentes dimensões, dado o expressivo consumo resultante.

A constante manutenção da rede de distribuição de ar comprimido e a manutenção periódica dos filtros de ar e secadores podem reduzir os gastos em energia elétrica.

## REFERÊNCIAS

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 17094-1**: máquinas elétricas girantes - motores de indução - Parte 1: trifásicos. Rio de Janeiro: ABNT, 2008.

AGUIAR, V.P.B. **Estudo de eficiência energética no acionamento de um compressor parafuso em um sistema de ar comprimido**. Dissertação (mestrado em engenharia elétrica) - Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2008.

ATLAS COPCO. **Manual do ar comprimido**. São Paulo: McGraw-Hill, 1976.

BRANDÃO, C.A.X.; HADDAD J.; FLORES, L.F.V.; ESPER, F.; SILVA, V.F.; YAMACHITA, R.A. Conservação de energia em sistemas de ar comprimido. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 17. **Anais...** Uberlândia: SNPTEE, 2003.

BRASIL. Ministérios de Minas e Energia, da Ciência e Tecnologia e do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior. **Portaria interministerial 553, de 8 de dezembro de 2005**. Define a tabela de valores mínimos sem a distinção dos níveis de rendimento nominal entre as linhas padrão e alto rendimento de motores elétricos de indução. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/cedoc/bpri2005553.pdf>>. Acesso em: 7 set. 2009.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética - EPE. **BEN - Balanço energético nacional**: ano-base 2007. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008.

BRITO, C.M.C. Modelagem computacional de métodos de partida de um motor de indução trifásico no Simulink/Matlab. In: Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte Nordeste de Educação Tecnológica, 2. **Anais...**, João Pessoa, 2007. Disponível em: <[http://www.redenet.edu.br/publicacoes/arquivos/20080108\\_150207\\_INDU-062.pdf](http://www.redenet.edu.br/publicacoes/arquivos/20080108_150207_INDU-062.pdf)>. Acesso em: 7 set. 2009.

CAPELLI, A. **Energia elétrica para sistemas automáticos da produção**. São Paulo: Erica, 2007.

CAVALCANTI, E.S.C. Uso do ar comprimido no setor industrial: análise de oportunidades de redução do consumo de energia. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 17. **Anais...** Uberlândia: SNPTEE, 2003.

COLBY, R.S.; FLORA, D.L. Measured efficiency of high efficiency and standard induction motors. In: INDUSTRY APPLICATIONS SOCIETY ANNUAL MEETING, 1990. **Conference Record...** 1990. v. 1, p. 18-23.

CREDER, H. **Instalações elétricas**. 10. ed. Rio de Janeiro, LTC, 1986.

ELETROBRÁS - CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS. Procel Info - Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso, classe industrial - alta tensão**. 2008. Disponível em: <<http://www.PROCELInfo.com.br>>. Acesso em: 1 mar. 2009.

ENERSUL. **Manual técnico de distribuição NOR-TDE-102**: fornecimento de energia elétrica em tensão de distribuição secundária 220/127V. 2001. Disponível em: <[http://www.enersul.com.br/clientes/norma/NOR-TDE-102\\_REDE.pdf](http://www.enersul.com.br/clientes/norma/NOR-TDE-102_REDE.pdf)>. Acesso em: 1 jul. 2009.

GARCIA, A.G.P. **Impacto da lei de eficiência energética para motores elétricos no potencial de conservação de energia na indústria**. Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2003.

GUALBERTO, L. **Motores elétricos de alto rendimento**. Programa Municipal de Gestão Energética. GEPEA/EPUSP - Grupo de Energia do Departamento de Energia e Automação Elétrica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2007. Disponível em: <[www.prefeitura.sp.gov.br/arquivos/secretarias/gestaopublica/pmge](http://www.prefeitura.sp.gov.br/arquivos/secretarias/gestaopublica/pmge)>. Acesso em: 1 dez. 2008.

HAHN, A. **Eficiência energética industrial**: compressores: guia avançado. Eletrobrás/Procel. Dez. 2004.

IEEE - INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS. **IEEE 519-1992**: IEEE recommended practices and requirements for harmonic control in electrical power systems. [S.l.]: IEEE, 1 May 1992.

MAMEDE FILHO, J. **Instalações elétricas industriais**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC., 2007.

METALPLAN EQUIPAMENTOS. **Manual de ar comprimido**. 3. ed. 2008. Disponível em: <[http://www.metalplan.com.br/pdf/br2/manual\\_de\\_ar\\_comprimido.pdf](http://www.metalplan.com.br/pdf/br2/manual_de_ar_comprimido.pdf)> . Acesso em: 1 jun. 2009.

MOREIRA, H.J.F. **Guia operacional de motores elétricos**. Rio de Janeiro: Eletrobrás/Procel; Cepel/Cate, 2000.

MORENO, H. **Harmônicas nas instalações elétricas**: causa, efeitos e soluções. São Paulo: Procobre. 2001.

PERRONE, F.P.D.; AFONSO, S.; CAVALCANTI, E.S.C.; CAPELLA, P.S. A solução no caso DaimlerChrysler para a redução do consumo de energia em sistemas de ar comprimido. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 16. **Anais...** Campinas, 2001.

RADGEN, P.; BLAUSTEIN, E. (Eds.). **Compressed air systems in the European Union**: energy, emissions, savings potential and policy actions. Stuttgart: Log\_X, 2001.

RAMOS, M.C.E.S. **Implementação de motor de alto rendimento em uma indústria de alimentos**: um estudo de caso. Dissertação (Mestrado) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

ROCHA, C.R.; MONTEIRO, M.A.G. **Eficiência energética em sistemas de ar comprimido**: manual prático. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

ROLLINS, J.P. **Manual de ar comprimido e gases**. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

SILVA, S.F. **Identificação de torque de carga em motores de indução usando abordagem baseada em sistemas fuzzy.** Dissertação (mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

SIMONE, G.A. **Máquinas de indução trifásicas:** teoria e exercícios. São Paulo: Érica. 2000.

TAYLOR, R.P.; GOVINDARAJALU, C.; LEVIN, J.; MEYER, A.S.; WARD, W.A.. **Financing energy efficiency:** lessons from Brazil, China, India, and beyond. Washington: The World Bank, 2008. Disponível em: <[http://www-wds.worldbank.org/external/default/WDSContentServer/WDSP/IB/2008/02/18/000333037\\_20080218015226/Rendered/PDF/425290PUB0ISBN11OFFICIAL0USE0ONLY10.pdf](http://www-wds.worldbank.org/external/default/WDSContentServer/WDSP/IB/2008/02/18/000333037_20080218015226/Rendered/PDF/425290PUB0ISBN11OFFICIAL0USE0ONLY10.pdf)>. Acesso em: 7 set. 2009.

USDOE - UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY. **Minimize compressed air leaks.** 2004. Compressed air tip sheet #3. Disponível em: <[http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/compressed\\_air3.pdf](http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/compressed_air3.pdf)>. Acesso em: 7 set. 2009.

ZAPPELINI, A. B. **Análise de eficiência energética em sistema de ar comprimido.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.