

**Universidade Federal do Ceará
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica**



**ESTUDO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO
ACIONAMENTO DE UM COMPRESSOR PARAFUSO EM
UM SISTEMA DE AR COMPRIMIDO**

VICTOR DE PAULA BRANDÃO AGUIAR

Fortaleza, Fevereiro 2008

VICTOR DE PAULA BRANDÃO AGUIAR

**ESTUDO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO ACIONAMENTO
DE UM COMPRESSOR PARAFUSO EM UM SISTEMA DE AR
COMPRIMIDO**

Dissertação submetida à coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, área de concentração em Eletrônica de Potência e Acionamentos Elétricos, pela Universidade Federal do Ceará.

Orientador: Prof. Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.

Co-orientador: Prof. Carlos Almir Monteiro de Holanda, Dr.

Fortaleza, Fevereiro 2008

ESTUDO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO ACIONAMENTO DE UM COMPRESSOR PARAFUSO EM UM SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

VICTOR DE PAULA BRANDÃO AGUIAR

Esta dissertação foi considerada adequada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, área de concentração em Eletrônica de Potência e Acionamentos de Máquinas Elétricas, pela Universidade Federal do Ceará. Aprovada em ____ de _____ de _____, pela banca composta por:

Nome, Titulação, Instituição

Nome, Titulação, Instituição

Nome, Titulação, Instituição

Nome, Titulação, Instituição

Nome, Titulação, Instituição

À minha amada mãe, Margarida Aguiar, minha tia, Zeila Aguiar

À meu pai, Vicente de Paula Aguiar Filho (in memorian)

Dedico este trabalho.

Agradecimentos

Primeiramente, a Deus, pela força nas dificuldades, certeza nas dúvidas e saúde para a realização deste trabalho.

Ao Professor Ricardo Silva Thé Pontes, pela orientação valiosa, pelas conversas amistosas sobre o nosso time de coração e por toda a confiança depositada em mim. Ao Ceará Sporting Club, por ser nosso time do coração.

Aos professores do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Ceará: Prof. José Carlos, Prof. Arthur Plínio, Prof. Otacílio da Mota e Prof. Luiz Henrique, pelo apoio em todas as etapas do curso de pós-graduação.

Ao Departamento de Engenharia Elétrica pela oportunidade de desempenhar uma das funções mais importantes para o nosso país: professor.

Aos colegas no curso de pós-graduação e amigos Tobias Rafael, Paulo Praça, Rômulo Almeida, Adson Moreira, Vanessa de Castro, Danilo Nobre, Adriano Holanda, Celso Schmidlin, Nélber Ximenes, Vandilberto Pinto, Éber de Castro, Halisson Alves, Carlos Belchior, Mônica Reis, Ranoyca Nayana, Felipe Guimarães, Fábio Lobo, Alexssandra Queiroz, Alberto Júnior, Alex Araújo, Eduardo Andrade, Rita Maria, Rafael (da coordenação), Mário Sérgio (do departamento) e as várias pessoas não citadas nesta lista, agradeço pelo companheirismo e amizade em toda a jornada.

Ao professor Carlos Almir, pela valiosa orientação sobre os compressores, suas tecnologias e uso.

Aos alunos de graduação Dante Shimoda e Rodrigo Ciarlini pela ajuda na programação orientada e na criação de figuras, respectivamente.

À FUNCAP – Fundação Cearense de Amparo à Pesquisa pelo apoio financeiro concedido.

A meus tios, primos e avós pelo incentivo e otimismo.

“Ciência compõe-se por 10% de inspiração e 90% de transpiração”

Thomas Alva Edison

RESUMO

AGUIAR, V.P.B. “Estudo de Eficiência Energética no Acionamento de um Compressor Parafuso em um Sistema de Ar Comprimido”. Universidade Federal do Ceará, 2008, 110p.

O presente trabalho realiza um estudo de eficiência energética de um compressor parafuso em um sistema de ar comprimido mostrando o consumo energético do sistema em função do tipo de acionamento utilizado. Os compressores de parafuso representam cerca de 50% de todos os compressores atualmente produzidos. Eles têm larga aplicação nas indústrias alimentícia e de bebidas, farmacêuticas, químicas e têxteis. São estudados três tipos de acionamentos: dois clássicos e o acionamento à velocidade variável (AVV). Os acionamentos clássicos são o ciclo liga/desliga, e o ciclo carga/alívio, ou “dual”. Utilizando o modelo abc do motor de indução foi realizado um método iterativo para a medição do conjugado mecânico equivalente a pressão de trabalho a partir da corrente de alimentação do motor, em operação nominal. A partir desta situação foram realizadas as simulações com todos os acionamentos citados anteriormente. O estudo ainda mostra a influência da variação da pressão de trabalho sobre o balanço energético do sistema e seus acionamentos, assim como a influência da temperatura de admissão no processo de conservação de energia. O compressor parafuso apresenta menor consumo quando acionado por conversor de frequência em relação ao ciclo carga/alívio. É apresentado também, um menor consumo de energia elétrica do compressor a partir da redução da pressão de trabalho.

Palavras-Chave: Sistema de Ar Comprimido, Compressor Parafuso, Acionamento à Velocidade Variável (AVV), Motor de Indução, Eficiência Energética.

ABSTRACT

AGUIAR, V.P.B. "Energy Efficiency Study on Screw Compressor Drive in a Compressed Air System". Universidade Federal do Ceará, 2008, 110p.

This work presents a study of energy efficiency on a compressed air system with screw compressor showing energy consumption according to the used drive. Screw compressors represents today about 50% of all produced compressors. They are applied in beverages industries, pharmaceutical industries, chemical industries and textile industries too. Three drives types are studied: two classics and the variable speed drive (VSD). The classic drives are on/off cycle and dual cycle. Using induction motor abc model was conducted the iterative method for the measurement of mechanical torque equivalent to the work's pressure. From this, the simulations were performed with all drives. The study also shows the influence of work's pressure on the system energy balance, on the drives, as well as the admission's temperature influence in the energy conservation process. The screw compressor presents reduced energy consumption in the use of VSD compared with dual cycle. The work also presents a reduction in the compressor energy consumption based in the reduction of work's pressure.

Keywords: Air Compressed System, Screw Compressor, Variable Speed Drive (VSD), Induction Motor, Energy Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Consumo de Energia Elétrica por Setores Econômicos da Sociedade	1
Figura 1.2	Consumo de Energia Elétrica no Brasil	2
Figura 1.3	Consumo de Energia Elétrica no Setor Industrial Brasileiro	3
Figura 1.4	Consumo de Energia Elétrica no Setor Industrial Europeu por Carga Motriz	4
Figura 2.1	Classificação dos Compressores Clássicos	12
Figura 2.2	Conjunto Pistão, Manivela e Biela – Compressor à Pistão	12
Figura 2.3	Ciclo de Trabalho do Compressor à Pistão	13
Figura 2.4	Aspecto Físico do Compressor ROOTS	14
Figura 2.5	Ciclo de Trabalho do ROOTS	14
Figura 2.6	Compressor Parafuso	16
Figura 2.7	Perfil 4/6 de um Compressor Parafuso	16
Figura 2.8	Ciclos de Trabalho do Compressor Parafuso	17
Figura 2.9	Compressor de Palhetas	17
Figura 2.10	Gráfico das Curvas Politrópicas para o Ciclo Isotérmico, Isentrópico Resfriado, Isentrópico e Isentrópico Aquecido	20
Figura 2.11	Sistema de Distribuição Convencional	25
Figura 2.12	Sistema de Compressão Simples	26
Figura 2.13	Gráfico da Dinâmica do Compressor	27
Figura 2.14	Sistema de Compressão Simples com Válvula de Admissão ou Estrangulamento	29
Figura 2.15	Sistema de Compressão Simples com Controle Liga/Desliga	30
Figura 2.16	Período de Variação do Controle Liga/Desliga	31
Figura 2.17	Sistema de Compressão Simples com Controle “Dual”	33
Figura 2.18	Sistema de Compressão Simples com Controle AVV	35
Figura 2.19	Variação da Faixa de Pressões de Trabalho com o Uso dos VSD	36
Figura 2.20	Sistema de Compressão Simples com Controle AVV e Interligação entre CLP e Sensor de Vazão	36
Figura 3.1	Modelo Matemático Clássico do MIT	38

Figura 3.2	Variação do Tempo de Partida com o Conjugado Mecânico Externo	40
Figura 3.3	Variação da Corrente do Estator com o Conjugado Mecânico Externo	41
Figura 3.4.a	Gráfico da Velocidade para Coeficiente de Atrito Nulo	45
Figura 3.4.b	Gráfico da Velocidade para Coeficiente de Atrito de 0,0008 N.m	45
Figura 3.5	Fluxograma do Processo Iterativo para Obtenção do Coeficiente de Atrito	46
Figura 3.6	Formas de Onda das Correntes do Estator Captados na Partida do MIT	46
Figura 3.7	Formas de Onda das Correntes do Estator Simulando a Partida do MIT	47
Figura 3.8	Algoritmo para o Cálculo do Conjugado Mecânico Externo	49
Figura 3.9	Curva Típica de um Ventilador Industrial e de uma Bomba Centrífuga	49
Figura 3.10	Curva Característica da Carga Linear	50
Figura 3.11	Curva Característica da Carga Constante	51
Figura 3.12	Circuito Geral dos AVVs	52
Figura 3.13	VSI seis pulsos	53
Figura 3.14	Forma de Onda das Tensões de Linha no Modo Seis Pulsos	54
Figura 3.15	Forma de Onda das Tensões de Linha no Modo PWM	56
Figura 3.16	VSI SPWM	58
Figura 3.17	Forma de Onda das Tensões de Linha no Modo SPWM	58
Figura 3.18	Forma de Onda da Tensão de Linha com VSI SPWM por Osciloscópio (Ciclo Positivo)	59
Figura 3.19	Forma de Onda da Tensão de Linha com VSI SPWM por Osciloscópio (Ciclo Negativo)	59
Figura 3.20	VSI SPWM com Controle Escalar de Velocidade em Malha Aberta	61
Figura 4.1	Planta da Bancada Experimental de Compressão de Ar	63
Figura 4.2	Compressor Parafuso	65
Figura 4.3	Pressostato do Compressor Parafuso	66

Figura 4.4	Resfriador Posterior	68
Figura 4.5	Reservatório de Ar	69
Figura 4.6	Aspecto Físico do Sensor de Vazão	70
Figura 4.7	Sensor de Pressão	71
Figura 4.8	Sensor de Temperatura – PT 100	71
Figura 4.9	Quadro de Alimentação da Bancada Experimental de Compressão de Ar	73
Figura 4.10	Medidor Multi-Grandezas	75
Figura 5.1	Módulo Máquina Assíncrona como MIT/Gaiola de Esquilo	77
Figura 5.2	Bloco de Simulação com AVV	78
Figura 5.3	Potência Demandada por Carga – Simulação	83
Figura 5.4	Rendimento do Sistema de Compressão por Acionamento - Simulação	84
Figura 5.5	Potência Demandada por Carga - Experimental	85
Figura 5.6	Rendimento do Sistema de Compressão por Acionamento - Experimental	87
Figura 5.7	Potência Demandada por Carga em 6,5 bar - Simulação	88
Figura 5.8	Rendimento por Carga em 6,5 bar - Simulação	89
Figura 5.9	Potência Demandada com AVV: Simulação e Experimental à 7,5 bar e 6,5 bar	91
Figura 5.10	Potência Demandada com Ciclo Liga/Desliga: Simulação e Experimental a 7,5 bar e 6,5 bar	92
Figura 5.11	Potência Demandada com Ciclo “Dual”: Simulação e Experimental a 7,5 bar e 6,5 bar	94
Figura 5.12	Potência Demandada no Ciclo “Dual”: Experimental a 6,5 bar	96
Figura 5.13	Rendimento do Sistema de Compressão com o Ciclo “Dual”: Experimental a 6,5 bar	97
Figura 5.14	Potência Demandada com Redução da Temperatura de Admissão	98
Figura 5.15	Comparação do Rendimento do Sistema com AVV e Redução da Temperatura de Admissão	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Dados Obtidos nos Ensaios à Vazio e com Rotor Bloqueado	42
Tabela 3.2	Valores de Reatâncias e Resistências a partir dos Ensaios à Vazio e com Rotor Bloqueado	44
Tabela 3.3	Valores das Indutâncias a partir dos Ensaios à Vazio e com Rotor Bloqueado	44
Tabela 3.4	Seqüência de Acionamento das Chaves Eletrônicas no VSI Seis Pulsos	53
Tabela 3.5	Seqüência de Alternância das Chaves Eletrônicas no VSI PWM	55
Tabela 3.6	Estratégia de Acionamento das Chaves Eletrônicas no Inversor SPWM	57
Tabela 4.1	Legenda	64
Tabela 4.2	Dados do Compressor – Fabricante	66
Tabela 4.3	Dados dos Ensaios Padronizados	67
Tabela 4.4	Dados de Conjugado para Ensaios Padronizados	67
Tabela 4.5	Dados de Conjugado para Acionamento “Dual” no Momento de Alívio	67
Tabela 5.1	Tempos do Ciclo “On/Off” para 7,5 bar	79
Tabela 5.2	Tempos do Ciclo “On/Off” para 6,5 bar	79
Tabela 5.3	Equivalência entre Carga e Vazão Volumétrica de Saída do Compressor para 7,5 bar e para 6,5 bar	81
Tabela 5.4	Redução da Demanda de Potência do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos – Simulação	83
Tabela 5.5	Erro Relativo Simulado/Experimental da Potência Demandada	86
Tabela 5.6	Redução da Demanda de Potência do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos - Experimental	86
Tabela 5.7	Redução da Demanda de Energia do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos – Simulação a 6,5 bar	89

Tabela 5.8	Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais para 7,5 bar e 6,5 bar – AVV	91
Tabela 5.9	Redução da Demanda na Simulação e Experimentação para uma Redução na Pressão de Trabalho – AVV	91
Tabela 5.10	Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais para 7,5 bar e 6,5 bar – Liga/Desliga	93
Tabela 5.11	Redução da Demanda na Simulação e Experimentação para uma Redução na Pressão de Trabalho – Liga/Desliga	93
Tabela 5.12	Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais para 7,5 bar e 6,5 bar – “Dual”	95
Tabela 5.13	Redução da Demanda na Simulação e Experimentação para uma Redução na Pressão de Trabalho – “Dual”	95
Tabela 5.14	Redução da Demanda de Energia do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos – Experimental a 6,5 bar	96
Tabela 5.15	Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais na Redução da Temperatura de Admissão	99
Tabela 5.16	Redução da Demanda de Potência com a Redução da Temperatura de Admissão com AVV	99

LISTA DE ABREVIATURAS

BEN	Balanço Energético Nacional
BEU	Balanço de Energia Útil
MIT	Motor de Indução Trifásico
ROOTS	Compressor Rotativo por Lóbulos
AVV	Acionamento à Velocidade Variável
VSD	Acionador à Velocidade Variável (Variable Speed Drive)
CSI	Inversor Fonte de Corrente (Current Source Inverter)
VSI	Inversor Fonte de Tensão (Voltage Source Inverter)
CLP	Controlador Lógico Programável
PWM	Modulação por Largura de Pulso (Pulse Width Modulation)
SPWM	Modulação Senoidal por Largura de Pulso
MATLAB®	Matrix Laboratory
LAMOTRIZ	Laboratório de Eficiência Energética em Forças Motrizes
UFC	Universidade Federal do Ceará
PC	Computador Pessoal
CC	Corrente Contínua
CA	Corrente Alternada
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
GTO	Gate Turn-Off Thyristor
MCT	MOS Controlled Thyristor
THD	Taxa de Distorção Harmônica
V/f	Tensão de Alimentação por Frequência de Alimentação
D1	Disjuntor 1
D2	Disjuntor 2
D3	Disjuntor 3
TC1	Transformador de corrente 1
TC2	Transformador de corrente 2
TC3	Transformador de corrente 3
MED	Medidor Multi-grandezas
K1	Contactador 1
K1.1	Contactador 1.1
K2	Contactador 2
ST1	Sensor de Temperatura 1
ST2	Sensor de Temperatura 2
SP1	Sensor de Pressão 1
SV	Sensor de Vazão
SP2	Sensor de Pressão 2
V1	Válvula Manual 1
V2	Válvula Manual 2
SCADA	Supervisory Control and Data Acquisition
IHM	Módulo Iteração Homem-Máquina
MATLAB®/Simulink	Pacote Simulink

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	Calor
W	Trabalho
∂Q	Variação do Calor
∂W	Variação do Trabalho
$\frac{dE_{vc}}{dt}$	Variação da Energia Interna no Volume de Controle
\dot{Q}_{vc}	Taxa de Variação do Calor no Volume de Controle
\dot{W}_{vc}	Taxa de Variação do Trabalho no Volume de Controle
$\dot{m}_{e_{vc}}$	Vazão Mássica de Entrada no Volume de Controle
$\dot{m}_{s_{vc}}$	Vazão Mássica de Saída no Volume de Controle
$h_{tot,e}$	Entalpia por Unidade de Massa da Entrada
$h_{tot,s}$	Entalpia por Unidade de Massa da Saída
w	Trabalho por Unidade de Massa
p	Pressão
V	Volume
m	Massa do Gás Perfeito
R	Constante de Universal dos Gases dependente da Substância
T	Temperatura do Gás Perfeito
n	Número de Moles do Gás Perfeito
\overline{R}	Constante Universal dos Gases
u_i	Energia Interna por Unidade de Massa do Gás Perfeito no Estado i
$\overline{C_V}$	Calor Específico Médio do Gás a Volume Constante

T_i	Temperatura do Gás Perfeito no Estado i
h_i	Entalpia por Unidade de Massa do Gás Perfeito no Estado i
$\overline{C_p}$	Calor Específico Médio do Gás a Pressão Constante
s_i	Entropia por Unidade de Massa do Gás Perfeito no Estado i
α	Fator 1 de Variação de C_p com a Temperatura do Gás Perfeito
β	Fator 2 de Variação de C_p com a Temperatura do Gás Perfeito
γ	Fator 3 de Variação de C_p com a Temperatura do Gás Perfeito
p_i	Pressão do Gás Perfeito no Estado i
V_i	Volume do Gás Perfeito no Estado i
k	Coeficiente Isentrópico
F	Razão entre Trabalho e Calor no Ciclo de Compressão
n_{pol}	Coeficiente Politrópico
$w_{isot\acute{e}rmico}$	Trabalho por Unidade de Massa no Ciclo Isotérmico
$w_{politr\acute{o}pico}$	Trabalho por Unidade de Massa no Ciclo Politrópico
$w_{isentr\acute{o}pico}$	Trabalho por Unidade de Massa no Ciclo Isentrópico
\dot{m}_e	Vazão Mássica de Entrada do Compressor
\dot{m}_s	Vazão Mássica de Saída do Compressor
P_f	Potência associada ao Fluido Comprimido (Potência Fluídica)
ρ_{ar}	Massa Específica do Ar Atmosférico
$\Delta P_{f-temperatura}$	Percentual do aumento da Potência P_f por Aumento da Temperatura de Admissão
T_i'	Temperatura Não-ótima de Operação no Estado i
$\Delta P_{f-press\acute{a}o}$	Percentual do aumento da Potência P_f por Aumento da Pressão de Trabalho

p_i'	Pressão Não-ótima de Operação no Estado i
\dot{m}_c	Vazão Mássica no Compressor
T_{-on}	Período de funcionamento do Motor no Ciclo Liga/Desliga
T_{-off}	Período que o Motor está Desligado no Ciclo Liga/Desliga
T_{-ciclo}	Período do Ciclo Liga/Desliga
t_{comp}	Tempo necessário para que haja Queda ou Elevação de Pressão no Reservatório de Ar
V_{res}	Volume do Reservatório de Ar
$p_{inicial}$	Pressão Inicial no Reservatório de Ar
p_{final}	Pressão Final no Reservatório de Ar
p_0	Pressão Atmosférica
\dot{V}_S	Vazão Volumétrica de Saída do Compressor
\dot{V}_C	Vazão Volumétrica no Compressor
p_{2min}	Pressão Mínima de Trabalho
$p_{2máx}$	Pressão Máxima de Trabalho
K	Constante de Projeto Construtivo do Compressor
ω	Velocidade do Motor de Indução Trifásico (Acionador)
V_a	Tensão de Fase na Fase A
V_b	Tensão de Fase na Fase B
V_c	Tensão de Fase na Fase C
i_a	Corrente do Estator na Fase A
i_b	Corrente do Estator na Fase B
i_c	Corrente do Estator na Fase C

i_A	Corrente do Rotor na Fase A
i_B	Corrente do Rotor na Fase B
i_C	Corrente do Rotor na Fase C
θ	Deslocamento Angular do Rotor
L_s	Indutância Própria do Estator
L_r	Indutância Própria do Rotor
L_r'	Indutância Própria do Rotor referenciado ao Estator
X_s	Reatância do Estator
X_r'	Reatância do Rotor referenciado ao Estator
X_m	Reatância de Magnetização
f	Frequência de Alimentação do MIT
M_s	Indutância Mútua entre os Enrolamentos do Estator
M_r'	Indutância Mútua entre os Enrolamentos do Rotor referenciado ao Estator
M_{sr}	Valor Máximo da Indutância Mútua entre os Enrolamentos do Estator e os Enrolamentos do Rotor
M_{rs}	Valor Máximo da Indutância Mútua entre os Enrolamentos do Rotor e os Enrolamentos do Estator
L_m	Indutância de Magnetização
L_{l_s}	Indutância de Dispersão do Estator
L_{l_r}'	Indutância de Dispersão do Rotor referenciado ao Estator
L_{ss}	Matriz das Indutâncias do Estator
L_{rr}	Matriz das Indutâncias do Rotor
$L_{sr}(\theta)$	Matriz das Indutâncias Mútuas entre Estator e Rotor

$L_{rs}(\theta)$	Matriz das Indutâncias Mútuas entre Rotor e Estator
P	Número de Pares de Pólos do MIT
λ_a	Fluxo do Estator na Fase A
λ_b	Fluxo do Estator na Fase B
λ_c	Fluxo do Estator na Fase C
λ_A	Fluxo do Rotor na Fase A
λ_B	Fluxo do Rotor na Fase B
λ_C	Fluxo do Rotor na Fase C
λ_s	Matriz de Fluxos do Estator
λ_r	Matriz de Fluxos do Rotor
i_s	Matriz de Correntes do Estator
i_r	Matriz de Correntes do Rotor
R_s	Resistência por Fase do Estator
R_r'	Resistência por Fase do Rotor referenciado ao Estator
V_s	Tensões de Fase do Estator
R_{ss}	Matriz das Resistências do Estator
R_{rr}	Matriz das Resistências do Rotor
$\frac{\partial L_{sr}(\theta)}{\partial \theta}$	Matriz Derivada da Matriz das Indutâncias Mútuas entre os Enrolamentos do Estator e do Rotor
$\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta}$	Matriz Derivada da Matriz das Indutâncias Mútuas entre os Enrolamentos do Rotor e do Estator

C_{ele}	Conjugado Eletromagnético
$C_{inércia}$	Conjugado por Inércia
C_{atrito}	Conjugado por Atrito
C_{ext}	Conjugado Mecânico Externo
t	Tempo
J	Momento de Inércia
B	Coeficiente de Atrito Viscoso
y	Matriz de Saídas do Sistema
x	Matriz de Entradas do Sistema
D	Matriz D
A	Matriz A
V_0	Tensão Nominal de Fase no Ensaio à Vazio
I_0	Corrente no Ensaio à Vazio
S_0	Potência Aparente por Fase no Ensaio à Vazio
V_{cc}	Tensão de Fase no Ensaio com Rotor Bloqueado
I_{cc}	Corrente Nominal no Ensaio com Rotor Bloqueado
P_{cc}	Potência Ativa por Fase no Ensaio com Rotor Bloqueado
Z_{eq}	Impedância Equivalente do Estator/Rotor
Z_s	Impedância do Estator
Z_r'	Impedância do Rotor referenciado ao Estator
3ϕ	Sistema Trifásico
60 Hz	Frequência de 60 Hz

L	Indutância Série no link CC
C	Capacitância Paralela no link CC
V_{dc}	Tensão no link CC
I_{dc}	Corrente no link CC
S_1	Chave Eletrônica na Posição 1
S_2	Chave Eletrônica na Posição 2
S_3	Chave Eletrônica na Posição 3
S_4	Chave Eletrônica na Posição 4
S_5	Chave Eletrônica na Posição 5
S_6	Chave Eletrônica na Posição 6
M	MIT
$V_{vsi-linha} (fund)$	Componente Fundamental da Tensão de Linha de Saída do VSI
V_{f-REDE}	Tensão Eficaz de Fase da Rede Elétrica
v_{ab}	Tensão de Linha A-B
v_{bc}	Tensão de Linha B-C
v_{ac}	Tensão de Linha A-C
v_{a0}	Moduladora da Tensão de Linha A-B
v_{b0}	Moduladora da Tensão de Linha B-C
v_{c0}	Moduladora da Tensão de Linha A-C
v_{tri}	Portadora Triangular

$\frac{V_{abc}^i}{f_i}$	Relação entre a Amplitude da Tensão de Alimentação e a Freqüência de Alimentação
N_N	Número de espiras no enrolamento estatórico efetivas para influência no fluxo do entreferro.
K_e	Fator de Empilhamento da Bobina
ϕ_{EF}	Fluxo no Entreferro
$\sum F_{mmEF} $	Módulo da Força Magnetomotriz Resultante no Entreferro
$\delta_{F_{mmEF}}$	Ângulo entre as Forças Magnetomotrizes do Estator e do Rotor
$T_{partida}$	Tempo de partida do MIT
$P_{partida}$	Potência consumida na partida do MIT
P_{regime}	Potência consumida em regime (pós-transitório)
P_{on}	Potência durante o ciclo de “on”
$P_{demanda_{on/off}}$	Potência demandada durante todo o ciclo “on/off”
$\dot{V}_{C_{nom}}$	Vazão volumétrica nominal do compressor
$\dot{V}_{S_{on/off}}$	Vazão volumétrica equivalente durante o período “on/off”
P_{crg}	Potência consumida durante o ciclo de carga
$P_{alívio}$	Potência consumida durante o ciclo de alívio
$P_{demanda_{dual}}$	Potência demandada durante todo o ciclo “dual”

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1

Introdução.....	1
1.1 – Sistemas motrizes industriais.....	2
1.2 – Sistemas de ar comprimido.....	3
1.3 – Breve histórico sobre pesquisas em eficiência no acionamento de cargas motrizes.....	4
1.4 – Breve histórico sobre pesquisas de eficiência energética em sistemas de compressão.....	6
1.5 – Motivações e objetivos do trabalho.....	7
1.6 – Estrutura da dissertação	9

CAPÍTULO 2

Compressores de ar volumétricos – Princípios, sistema de distribuição e acionamento.....	10
2.1 – Princípio de funcionamento termodinâmico e classificação dos compressores volumétricos	10
2.1.1 – Princípios termodinâmicos de compressão	10
2.1.2 – Classificação dos tipos de compressores volumétricos.....	11
2.1.2.1 – Compressor alternativo a pistão.....	12
2.1.2.2 – Compressor rotativo por lóbulos (roots)	13
2.1.2.3 – Compressor rotativo parafuso	14
2.1.2.4 – Compressor rotativo de palhetas.....	17
2.2 – Compressão de um gás perfeito.....	18
2.2.1 – Gases perfeitos	18
2.2.2 – Compressão politrópica de um gás perfeito.....	19
2.2.3 – Compressão ideal isotérmica de um gás perfeito.....	21
2.2.4 – Compressão ideal adiabática (isentrópica) de um gás perfeito.....	21
2.3 – Potência e trabalho na compressão do ar	21
2.3.1 – Fundamentos de conservação de energia para o compressor de ar	22
2.3.1.1 – Trabalho específico por unidade de massa.....	22

2.3.1.2 – Vazão Mássica.....	23
2.3.2 – Influência da temperatura do ar de admissão.....	23
2.3.3 – Influência da pressão de trabalho na geração de ar comprimido.....	24
2.4 – Sistema de distribuição de ar comprimido	24
2.4.1 – Componentes dos sistemas de distribuição.....	25
2.4.1.1 – Geração de ar comprimido	25
2.4.1.2 – Distribuição de ar comprimido	25
2.4.2 – Dinâmica do sistema de compressão	26
2.5 – Controle de carga nos sistemas de compressão	27
2.5.1 – Controles clássicos	28
2.5.2 – Conceito de controle contínuo	28
2.5.2.1 – Controle por estrangulamento na sucção.....	28
2.5.3 – Conceito de controle por degraus	29
2.5.3.1 – Controle liga/desliga (ON/OFF)	29
2.5.3.2 – Controle duplo (Dual) ou carga/alívio	32
2.5.4 – Método de controle com acionamento à velocidade variável (AVV)	34
2.6 – Resumo do capítulo	37
 CAPÍTULO 3	
<i>Acionamento à velocidade variável (AVV) e dinâmica do motor de indução trifásico (MIT).....</i>	38
3.1 Dinâmica do MIT	38
3.1.1 Características dinâmicas do MIT	39
3.1.1.1 <i>Variação do tempo de partida com o conjugado mecânico externo</i>	39
3.1.1.2 <i>Variação da corrente do estator com o conjugado mecânico externo.....</i>	40
3.1.2 Cálculo dos parâmetros do MIT	41
3.1.2.1 <i>Cálculo dos parâmetros elétricos do MIT</i>	42
3.1.2.2 <i>Cálculo dos parâmetros mecânicos do MIT</i>	43
3.1.3 Cálculo do conjugado mecânico externo	47
3.1.3.1 <i>Algoritmo para Cálculo do conjugado mecânico externo</i>	48
3.2 Tipos de carga do MIT.....	48
3.2.1 Carga quadrática.....	48

3.2.2 Carga linear	50
3.2.2.1 Carga linear constante	50
3.3 Acionamento eletrônico à velocidade variável (AVV)	52
3.3.1 Inversores de frequência	52
3.3.1.1 Inversor fonte de tensão (VSI) seis pulsos	52
3.3.1.2 VSI com modulação por largura de pulso (PWM)	54
3.3.1.3 VSI com modulação senoidal da largura do pulso (SPWM)	56
3.3.2 Técnica de controle de velocidade do MIT	60
3.3.2.1 Controle escalar de velocidade	60
3.4. Resumo do capítulo	61

CAPÍTULO 4

<i>Bancada experimental de compressão do ar e sistema de aquisição de dados</i>	63
--	-----------

4.1 Bancada experimental de compressão do ar

4.1.1 Projeto: Sistema de geração e distribuição de ar comprimido	63
4.1.1.1 Sistema de geração: Compressor parafuso	64
4.1.1.2 Sistema de distribuição: “Aftercooler” e reservatório de ar	68
4.1.2 Sensores	69
4.1.2.1 Sensor de vazão	69
4.1.2.2 Sensor de pressão	70
4.1.2.3 Sensor de temperatura	71
4.1.3 Especificação dos acionamentos	72
4.1.3.1 Rede elétrica	72
4.1.3.2 Acionamento à Velocidade Variável	72

4.2 Sistema de aquisição e supervisão de dados

4.2.1 Interface Homem-Máquina (IHM)	74
4.2.2 Sistema supervisor	74
4.2.2.1 Aquisição de dados	74
4.2.3 Medidor eletrônico multi-grandezas	75

4.3 Resumo do capítulo

CAPÍTULO 5

<i>Simulação e resultados experimentais</i>	77
--	-----------

5.1 Procedimentos para simulação do sistema de compressão de ar.....	77
5.1.1 Simulação com acionamento à velocidade variável (AVV).....	77
5.1.2 Simulação com controle liga/desliga (“On/Off”)	79
5.1.3 Simulação com controle “Dual” (Carga/Alívio)	81
5.2 Influência do tipo de acionamento no balanço energético do sistema de compressão	82
5.2.1 Especificidades do estudo padrão	82
5.2.2 Resultados simulados	82
5.2.3 Procedimento experimental (Válvulas V1 e V2).....	85
5.2.4 Resultados experimentais e comparação experimental/simulação	85
5.3 Influência da pressão de trabalho no balanço energético do sistema de compressão considerando o acionamento	87
5.3.1 Especificidades do estudo padrão	88
5.3.2 Resultados simulados	88
5.3.3 Procedimento experimental (válvulas V1 e V2)	90
5.3.4 Resultados simulados e comparação experimental entre as pressões de trabalho especificadas.....	90
5.3.4.1 Acionamento à velocidade variável (AVV)	90
5.3.4.2 Liga/desliga (“on/off”)	92
5.3.4.3 “Dual” (carga/alívio)	94
5.3.5 Resultados experimentais e comparação entre os tipos de acionamento a 6,5 bar.....	95
5.4 Influência da temperatura de admissão no balanço energético do sistema de compressão considerando AVV.....	98
5.4.1 Especificidades do estudo padrão	98
5.4.2 Resultados simulados e experimentais.....	98
5.4.3 Comparação dos resultados a 7,5 bar nas diferentes temperaturas de admissão	99
5.5 Resumo do capítulo	100
 CAPÍTULO 6	
Conclusões e trabalhos futuros.....	102
6.1 Conclusões	102

6.2 Trabalhos Futuros	104
-----------------------------	-----

<i>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</i>	106
---	-----

<i>APÊNDICE A – DEMONSTRAÇÃO DO TRABALHO ESPECÍFICO POR UNIDADE DE MASSA PARA COMPRESSORES EM CICLOS POLITRÓPICOS</i>	111
---	-----

<i>APÊNDICE B – SISTEMA DE EQUAÇÕES E MODELAGEM DA MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA NAS COORDENADAS A, B E C</i>	114
--	-----

<i>APÊNDICE C – DESCRIÇÃO DE PROCEDIMENTO PARA OBTENÇÃO DE VALORES NOMINAIS DE VAZÃO VOLUMÉTRICA PARA DETERMINADA OPERAÇÃO DO COMPRESSOR PARAFUSO</i>	121
---	-----

1 INTRODUÇÃO

Conservar a energia utilizada, maior eficiência nas instalações e sustentabilidade de projetos são temas fortemente relacionados às preocupações do futuro econômico e ambiental. Em um planeta que, na última década, passa por mudanças notórias na sua estrutura climática e em seus aspectos sociais, o uso racional, eficiente e sustentável da energia é parte atual e integrante do conjunto de prioridades das principais nações.

Conservar energia são medidas de utilização da própria energia no intuito de reduzir o consumo. Eficientização energética são estratégias que contribuem para a redução no consumo energético, geralmente visando um produto ou processo.

No Brasil, segundo dados do Balanço Energético Nacional (2006) (BEN), o país possui um consumo industrial de energia elétrica da ordem de 175,4 TWh, o que corresponde a 46,75% da energia elétrica consumida no país, no ano base 2005. Os outros setores que compõem o consumo de energia elétrica no ano de 2005 estão listados na Figura 1.1.

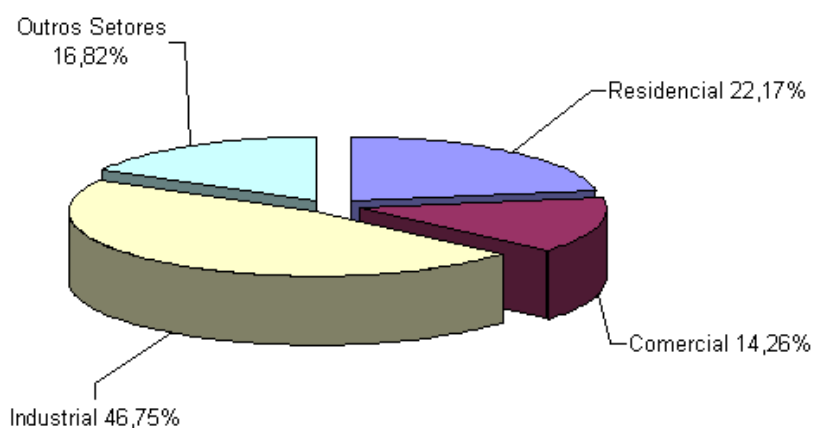


Figura 1.1 – Consumo de Energia Elétrica por Setores Econômicos da Sociedade

Ainda no BEN (2006), pode-se observar que no crescimento dos rendimentos energéticos, o uso final força motriz não apresenta a maior evolução em

rendimentos energéticos, tendo evoluído nos últimos 23 anos apenas 20,15%, sendo este menor que a evolução do uso final denominado aquecimento direto (31,86%).

Outro fator importante é que o rendimento energético do uso final força motriz não ultrapassa os 50% (47,1%), diferente do rendimento energético do uso final denominado calor de processo que é de 78,9%, e do uso final aquecimento direto que possui rendimento superior ao da força motriz (56,7%).

Com as informações apresentadas nos parágrafos anteriores, pode-se identificar potencial de economia de energia no uso final força motriz, e daí a importância dos estudos de eficiência energética nos sistemas motrizes e processos motrizes industriais.

1.1 *Sistemas motrizes industriais*

Os sistemas motrizes industriais são os principais consumidores de energia elétrica segundo o Balanço de Energia Útil (2005) (BEU), ano base de 2004. A Figura 1.2 apresenta a distribuição percentual do consumo de energia elétrica por uso final no país.

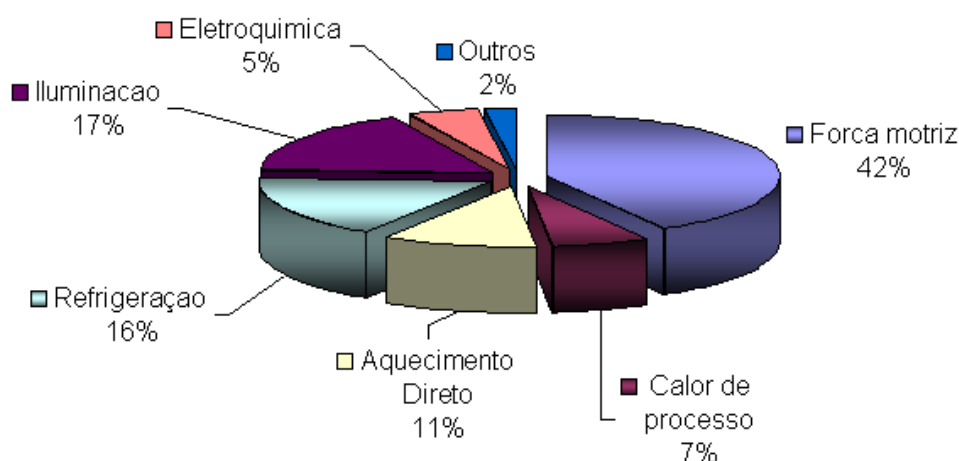


Figura 1.2 – Consumo de Energia Elétrica no Brasil

É observado na Figura 1.2 que para o uso final força motriz, contabilizou-se o consumo de 42% da energia elétrica consumida no país.

A Figura 1.3 apresenta a distribuição do percentual de consumo de energia elétrica, por uso final, no setor industrial.

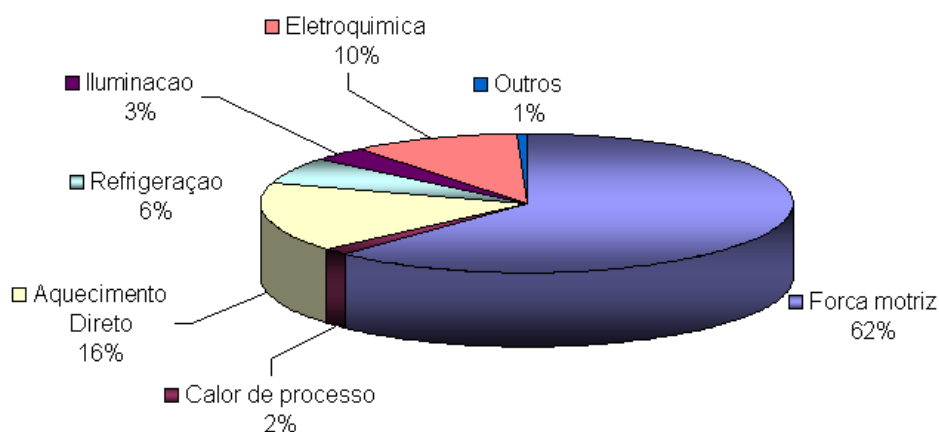


Figura 1.3 – Consumo de Energia Elétrica no Setor Industrial Brasileiro

É observado que o consumo de energia elétrica na indústria é predominantemente em força motriz, onde 62% de energia elétrica é consumida por sistemas motrizes industriais.

1.2 Sistemas de ar comprimido

Os sistemas motrizes são descritos em um estudo realizado pela comissão europeia do programa SAVE II (Almeida, 2000) que descrimina o consumo de energia elétrica na indústria europeia por tipos de carga motriz. É apresentada na Figura 1.4 a distribuição do consumo de energia elétrica europeu por carga motriz.

É observado pela Figura 1.4 que a Europa tem como segundo consumidor industrial de energia elétrica os sistemas de compressão de ar, com um consumo de 18% em relação a energia elétrica gerada no continente. Analisando com mais critério pode-se observar que os compressores, sejam de refrigeração ou de ar, representam os equipamentos com maior consumo totalizando 25% do consumo elétrico das indústrias locais.

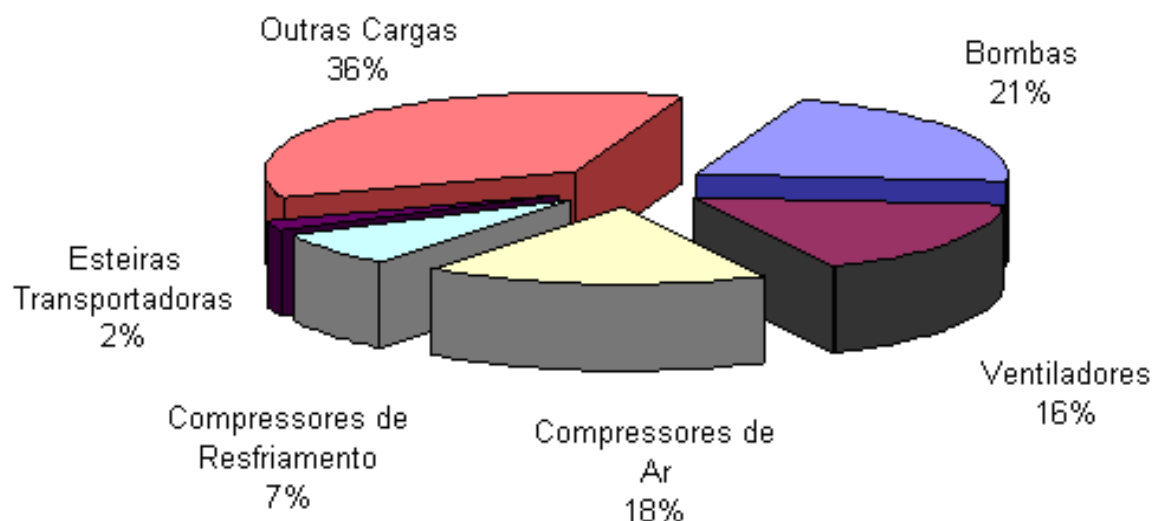


Figura 1.4 – Consumo de Energia Elétrica no Setor Industrial Europeu por Carga Motriz

Ainda é perceptível que os processos que envolvem máquinas de fluxo totalizam um consumo de 62% da energia elétrica nas indústrias, demonstrando um maior potencial de energia elétrica nessas cargas.

Com a ausência de estudos brasileiros que contabilizem o consumo de energia elétrica por cargas ou processos, o estudo europeu mostra o consumo de um dos maiores parques fabris do mundo e o potencial de economia nesses parques.

1.3 Breve histórico sobre pesquisas em eficiência no acionamento de cargas motrizes

As cargas motrizes tiveram seus balanços energéticos analisados a partir do acionamento e, de forma científica, no começo da década de 90. Segundo Almeida (1990) o ajuste da velocidade do motor de indução trifásico, MIT, afetava diretamente a quantidade de energia consumida. As cargas que têm os melhores potenciais são as bombas hidráulicas, ventiladores, compressores, transportadoras e esteiras, visto que estas têm relação direta com a velocidade do MIT.

As cargas, conhecidas como máquinas de fluxo (bombas, compressores e ventiladores), relacionam a sua vazão de escoamento e a velocidade do MIT de forma direta, portanto a importância da variação de velocidade. Em Almeida (1990) é apresentada a técnica de variação de velocidade e a justificativa da economia de

energia. Ainda em Almeida (1990), foi feito um diagnóstico de potencial de economia de energia por setores, analisando-se a realidade europeia.

Nos dez anos seguintes, de 1990 a 2000, eficiência energética é tratada apenas como tópico suplementar de pesquisas ou em relatórios de departamentos energéticos nacionais. Casos particulares de estudos foram realizados como o estudo de Sadegh (1997) que apresenta estratégias de controle vetorial, com economia de energia, para o motor de um veículo elétrico.

No ano 2000, foi produzido um relatório por uma comissão europeia no programa chamado SAVE II (Almeida, 2000) vinculado à Diretoria Geral de Transporte e Energia da Comunidade Europeia. O SAVE II (Almeida, 2000) retrata a situação do continente europeu em seu consumo energético. Foram desenvolvidos dois relatórios importantes: “VSD’s for Electric Motor Systems” (Fonseca, 2000) e “Improving the Penetration of Energy-Efficient Motors and Drives”. O segundo relatório aponta ganhos potenciais nas mais variadas cargas em todos os setores da sociedade europeia e o primeiro relatório justifica o uso de VSD’s nos sistemas motrizes.

Pauwels (2001) apresenta um estudo prático de economia de energia com o uso do acionamento a velocidade variável (AVV), também conhecido como “Variable Speed Drive” ou VSD. O trabalho se baseava em três estudos de caso. O primeiro era a comparação entre o controle de carga por válvulas e o AVV para o caso de um exaustor. O segundo, uma adequação por AVV a curva de carga medida de um compressor parafuso óleo-injetado. E no terceiro foi estudada a colocação de um AVV para a correta regulagem dos ventiladores em uma fornalha a arco elétrico que tem como objetivo, a partir da vazão de ar soprado, reduzir a porcentagem de carbono oriundo do derretimento do aço.

No ano de 2005, algumas considerações acerca do uso do AVV como acionamento é citado em Almeida (2005). Neste artigo, são citados as principais cargas incluindo-se os elevadores, e compressores de ar e de refrigeração, além de sistemas de bombas em paralelo. Ressaltam-se os aspectos teóricos e práticos dos referidos sistemas. É ainda citado as limitações técnicas do uso do AVV, até então não citadas em trabalhos científicos, os efeitos da rede sobre o AVV, a

caracterização de mercado do uso do AVV, o potencial de economia de energia e ações políticas para a promoção destes dispositivos de variação de velocidade como acionamento.

No âmbito nacional, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - PROCEL da Eletrobrás, existe e atua desde 1985. No âmbito científico, as ações de discussão sobre o assunto ficam evidentes com a crise energética estabelecida no ano de 2001.

Em 2003, o Programa Nacional de Eficiência nas Indústrias, PROCEL Indústria, direciona o foco para os sistemas motrizes prevendo o balanço de energia útil de 2004, já citado no início do capítulo. Dentre uma das várias atividades do PROCEL Indústria, é destacada a criação do Laboratório em Eficiência Energética de Sistemas Motrizes Industriais – LAMOTRIZ/UFC.

Em 2005, com a instalação e operação do LAMOTRIZ/UFC, são estudadas as cargas industriais presentes no laboratório e são realizadas três dissertações de mestrado, em 2006, tratando de um ventilador axial e um sistema de bombeamento. Foram realizados estudos de comprovação das metodologias apresentadas por Almeida (2005), tanto em simulação como em modo experimental, validando a maior eficiência energética no uso dos VSDs que os métodos tradicionais de controle de carga que são a válvula de estrangulamento e a operação por “dampers”, respectivamente, para bombas e ventiladores. No estudo foram trabalhados apenas motores de pequeno porte. (MOREIRA, 2006, SCHMIDLIN JÚNIOR, 2006).

1.4 Breve histórico sobre pesquisas de eficiência energética em sistemas de compressão

Na década de 90, precisamente em 1997, a Rockwell Automation e a PanCanadian Petroleum, por intermédio de Perrin (1997) na 44ª Conferência Anual da Indústria Química e Petroleira do “Institute of Electrical and Electronics Engineering” (IEEE), estuda o uso do acionamento à velocidade variável (AVV) em um compressor alternativo acionado por um MIT. Neste trabalho são colocados todos os aspectos operacionais da máquina, inclusive de construção, e os efeitos do uso do acionamento à velocidade variável (AVV) sobre o acoplamento e pistões, a partir das curvas de conjugado externo pulsante sobre a máquina com a alimentação

de corrente pulsante do conversor. O estudo contemplou inclusive uma análise de vibrações sobre a máquina com o uso do AVV. Foram realizados testes de campo e foram realizadas considerações acerca do AVV em compressores alternativos. Ainda foram apresentadas melhorias no projeto de operação do compressor com o novo acionamento e até no projeto do MIT.

Em 2001, no 16º Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, a Eletrobrás fala pela primeira vez em uma redução do consumo de energia de uma unidade fabril brasileira. Este foi o caso da fábrica de automóveis “Daimlerchrysler”. Este foi um estudo de caso falando dos ganhos energéticos no sistema de ar comprimido, sem foco no sistema de acionamento do compressor e sim nos sistemas de distribuição, melhorando as medições e identificando vazamentos.

Em 2003, no 17º Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica pôde ser verificado dois artigos científicos. O primeiro apresentava aspectos teóricos de projeto e operação com resultados coletados na prática e a influência do uso do acionamento à velocidade variável (AVV) no sistema de distribuição de energia. Foi apresentada uma metodologia para análise do desempenho de compressores industriais alternativos (HADDAD, 2003). Já Cavalcanti (2003) apresentou mais uma metodologia, desta vez voltada para o caso descrito pela Eletrobrás em 2001. Uma sumarização da metodologia adotada no caso “Daimlerchrysler”.

Em 2007, Aguiar apresenta, no 2º Congresso Brasileiro de Eficiência Energética (CBEE), um estudo que apresenta o potencial de economia de energia na operação de um sistema de compressão de ar, com o compressor parafuso, usando-se a técnica de variação de velocidade adequada à aplicação. No artigo são apresentados aspectos teóricos sobre o sistema de compressão com compressor parafuso, além de que apresenta o tipo de carga associada aos sistemas de compressão e ar.

1.5 *Motivações e objetivos da proposta*

Analisando as ações anteriores que se aproximam do tema, é observado que um estudo de eficiência energética no acionamento de um compressor parafuso em um

sistema de compressão de ar não possui referências. Avaliando a viabilidade da proposta, observa-se que os estudos que envolvem o tema são variados e a realização de um estudo de eficiência energética seria viável mediante algumas considerações.

Inicialmente, Almeida (2005) mostra que a partir da comparação entre o controle liga/desliga e/ou alívio/carga, e o método AVV, é possível comprovar a eficiência entre os acionamentos de um compressor. A metodologia apresentada por Almeida não deixa claro que os resultados são experimentais, e sim que os gráficos são tendências.

A partir dessa consideração, a montagem da bancada experimental de compressão do LAMOTRIZ/UFC foi realizada na intenção de poder verificar o acionamento mais eficaz para uma devida operação para um compressor, que no caso, foi o compressor parafuso. O estudo de Almeida (2005) ainda previa uma comparação entre o método por estrangulamento de válvula, e outro tipo de compressor, o alternativo.

A partir de Hahn (2004), Rodrigues (1991) e Haddad (2003) pode ser observada uma metodologia que satisfaz a condição de experimentação da proposta de Almeida (2005). Em Hahn (2004) ainda é possível variar a pressão de trabalho e a temperatura de admissão, realizando um estudo de eficiência energética completo, tanto no quesito acionamento mais eficiente, quanto nas influências dessas variáveis termodinâmicas no rendimento energético da máquina, seguindo metodologia apresentada por Aguiar (2007).

Em Hahn (2004) é apresentada uma metodologia de estudo do balanço energético de compressores de deslocamento positivo, sejam rotativos ou alternativos, relacionando o trabalho específico por unidade de massa e a vazão mássica, aspectos importantes para a realização de um balanço energético, como únicas variáveis que influenciam na potência entregue ao fluido. Com essa nova situação, apenas a pressão de trabalho, a temperatura de admissão e o coeficiente do ciclo politrópico em que o compressor está sendo submetido, além da vazão volumétrica, são variáveis suficientes para o estudo energético da máquina térmica.

O objetivo do trabalho é demonstrar de forma teórica e experimental o tipo de acionamento mais eficaz em determinada condição operacional, demonstrar a influência da pressão de trabalho sobre o balanço energético do sistema, levando em conta os diferentes tipos de acionamento, e a influência da temperatura de admissão sobre o balanço energético com o uso de AVV.

1.6 Estrutura da dissertação

No capítulo 2 serão apresentados os aspectos teóricos dos compressores, como classificação e aspectos termodinâmicos e energéticos do compressor que é objeto da dissertação: compressor parafuso.

No capítulo 3, é apresentada uma descrição detalhada do modelo adotado do MIT, do sistema de acionamento, da estratégia de controle de velocidade e de alguns algoritmos específicos para obtenção de dados do sistema motriz. Neste capítulo é detalhado o comportamento da carga mecânica externa.

No capítulo 4 é apresentada a bancada experimental de compressão do LAMOTRIZ/UFC com especificações e metodologia dos ensaios experimentais.

No capítulo 5 estarão presentes os resultados em quatro condições de operação de carga para três tipos de acionamento em duas condições de pressão de trabalho diferentes. Ainda será apresentado a influência da temperatura de admissão no AVV. Serão apresentados os resultados experimentais (realizados na planta montada no LAMOTRIZ/UFC) e simulados em plataforma MATLAB®.

Já no sexto capítulo serão apresentadas as conclusões acerca do tema dissertado, e possíveis estudos futuros e áreas de alcance desta linha de pesquisa.

2 COMPRESSORES DE AR VOLUMÉTRICOS – PRINCÍPIOS, SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO E ACIONAMENTOS

Este capítulo é dedicado a apresentação dos temas relacionados ao princípio pneumático do compressor de ar volumétrico, seu sistema de distribuição e sistema de acionamento, sendo apresentado os ciclos de trabalho e princípio de operação da máquina com os aspectos teóricos da termodinâmica.

2.1 *Princípio de funcionamento termodinâmico e classificação dos compressores volumétricos*

É apresentada uma classificação dos tipos de compressores volumétricos bem como seu modelo clássico de operação tanto em regime permanente como transitório. Por fim é feita uma ampla classificação dos sistemas de controle de carga tradicionais atuais e possíveis implementações.

2.1.1 Princípios termodinâmicos de compressão

Todo o processo termodinâmico no compressor é baseado nos princípios de conservação da massa e da energia. A primeira lei da termodinâmica para vários processos é dado pelo balanço entre o calor (Q) e trabalho (W), inserido ou retirado do sistema durante cada estado termodinâmico presente no processo.

$$\oint \partial Q = \oint \partial W \quad (2.1)$$

Ou seja, o balanço de calor transferido em um ciclo é igual ao trabalho transferido neste mesmo ciclo (WYLEN, 2003).

Com esta definição, sabendo que no compressor volumétrico é possível trabalhar considerando-o como um volume de controle termodinâmico, é desenvolvida a equação 2.2 na forma da primeira lei da termodinâmica para volumes de controle com fluxos energéticos (WYLEN, 2003), onde a variação da energia interna (E_{vc}) é função do fluxo de calor sobre o sistema (\dot{Q}_{vc}), da potência de trabalho sobre o sistema, do fluxo de massa na entrada ($\dot{m}_{e_{vc}}$) e na saída ($\dot{m}_{s_{vc}}$) do sistema:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_{e_{vc}} h_{tot,e} - \dot{m}_{s_{vc}} h_{tot,s} \quad (2.2)$$

A equação 2.2 mostra a importância dos fluxos de energia, e conseqüentemente, da potência de trabalho fornecida à máquina, do fluxo de calor transferido do compressor ao ambiente, e das vazões mássicas de entrada e saída do volume de controle (WYLEN, 2003). A entalpia total de entrada ou de saída é dada em função da entalpia específica de entrada e de saída, da energia cinética associada por unidade de massa e da energia potencial por unidade de massa (WYLEN, 2003).

A partir da 1ª lei da termodinâmica para volumes de controle, aliada ao processo do compressor, é conhecido um ciclo que nos mostra o trabalho ideal para um volume de controle em processo de compressão (RODRIGUES, 1991). Sabendo que o trabalho realizado pelo volume de controle é em parte associado à compressão propriamente dita, ou seja, a variação da energia interna do gás, e outra parte correspondente ao transporte e, conseqüentemente, a variação de energia de escoamento, identifica-se que em um compressor o ciclo ideal de trabalho é dado por (RODRIGUES, 1991):

$$w = - \int_1^2 V dp \quad (2.3)$$

Segundo a equação 2.3, o trabalho por unidade de massa é a área no diagrama P-V, que para cada tipo de compressor, possui propriedades próprias sobre o ciclo.

2.1.2 Classificação dos tipos de compressores volumétricos

A primeira diferenciação entre compressores se dá entre compressores volumétricos, ou de deslocamento positivo, e os compressores dinâmicos. A Figura 2.1 retrata bem a divisão dos compressores por princípio físico de operação. Os compressores dinâmicos realizam o processo de compressão por um princípio diferenciado, que é a transformação direta da energia cinética nas partículas do fluido em energia pneumática. Já os compressores volumétricos realizam o processo de compressão pela diminuição do volume do fluido, e conseqüentemente, aumento

de pressão. Entre os compressores volumétricos, destacam-se os subtipos alternativo e rotativo, e consequentemente, seus ciclos de trabalho (HAHN, 2004).

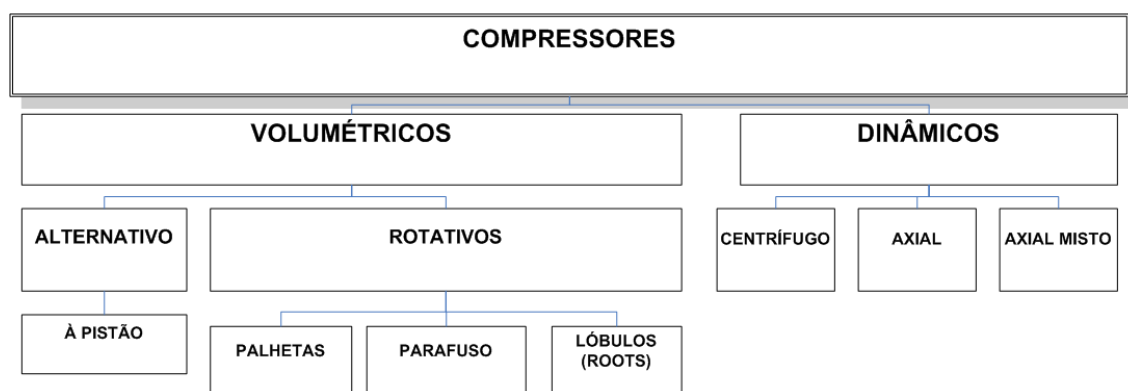


Figura 2.1 – Classificação dos Compressores Clássicos

2.1.2.1 Compressor alternativo a pistão

Os compressores alternativos a pistão são de um princípio físico de compressão composto pelo movimento alternado de um êmbolo (com pistão) em contato direto com o ar a ser comprimido (HAHN, 2004). Este tipo de compressor converte o movimento rotativo do motor de indução trifásico (MIT) em movimento linear de um pistão por um sistema mecânico de transformação de movimento, denominado Biela-Manivela (HAHN, 2004; DA COSTA, 1978), conforme Figura 2.2 (DA COSTA, 1978).

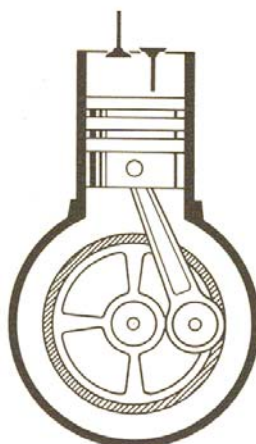


Figura 2.2 – Conjunto Pistão, Manivela e Biela – Compressor à Pistão

O ciclo de trabalho é bem representado com o conhecimento da forma da operação do respectivo compressor. O ciclo de trabalho apresentado pelo compressor a pistão, segue a tendência apresentada pela Figura 2.3.

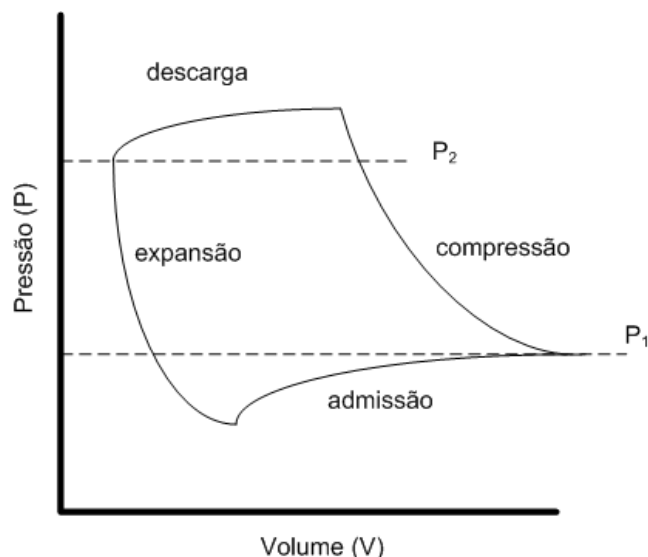


Figura 2.3 – Ciclo de Trabalho do Compressor Alternativo à Pistão

Pode-se verificar pela Figura 2.3, que o ciclo de trabalho do compressor alternativo a pistão, possui quatro fases devido seu aspecto de operação. Ele possui o momento da compressão propriamente dito e a descarga, onde há uma diferença de pressão entre as paredes da válvula de alívio ocasionando sua abertura e conseqüente descarga de gás ou vapor. A expansão, momento do movimento de retorno do pistão à posição inicial com as válvulas tanto de admissão quanto de descarga fechadas, é outra fase do ciclo de trabalho, e por fim, o momento da admissão, onde há diferença de pressão na válvula de admissão abrindo-a e permitindo que gás ou vapor entre na câmara de compressão; é a quarta e última fase do ciclo de trabalho do compressor alternativo a pistão (RODRIGUES, 1991; DA COSTA, 1978).

2.1.2.2 Compressor rotativo por lóbulos (roots)

Este compressor, utilizado em aplicações de pequenas elevações de pressão, tem suas aplicações veiculadas as máquinas “sopradoras” (alto volume de fornecimento de ar, mas com pequena elevação na pressão).

Essa máquina é composta de dois lóbulos simétricos girando em sentidos contrários e não mantendo contato, portanto com ausência da fase de compressão. Assim seu aumento de pressão é devido o retorno do gás da descarga ao interior da máquina. A Figura 2.4 e a Figura 2.5 apresentam a estrutura de um ROOTS e o ciclo de compressão do compressor rotativo por lóbulos, respectivamente. (HAHN, 2004)

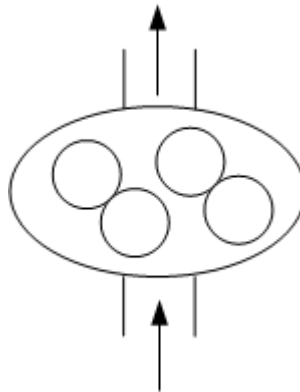


Figura 2.4 – Aspecto Físico do Compressor ROOTS

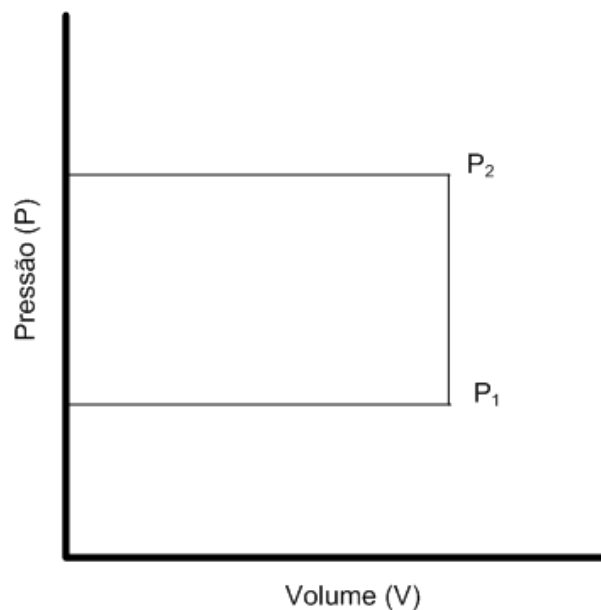


Figura 2.5 – Ciclo de Trabalho do ROOTS

2.1.2.3 Compressor rotativo parafuso

Compressores parafuso são muito utilizados desde aplicações gerais às específicas. Os compressores parafuso são largamente utilizados nas indústrias

farmacêuticas, químicas, têxteis e de bebidas. Hoje, os compressores parafuso representam cerca de 50% do compressores fabricados no mundo.

Os compressores parafuso são, em geral, constituídos por dois rotores helicoidais que seguem padrão de construção a partir do teorema da engrenagem (STOSIC, 2005). Os rotores movimentam-se, seja por contato direto ou sem contato (indireto). Os compressores parafuso imersos em óleo são os de contato direto, já os secos possuem engrenagens que realizam o movimento dos parafusos sem contato entre os rotores. (HAHN, 2004)

Os rotores giram em sentido contrário, e em velocidades angulares diferentes (diferentes números de filetes), e entre os rotores, nas folgas, localizam-se as cavidades que funcionam como câmaras de compressão. Devido à diferença nas velocidades angulares, o volume é reduzido continuamente, e conseqüentemente, a pressão daquele volume de ar é elevada. (HAHN, 2004)

Outra característica importante do compressor parafuso é que essa forma de aumento de pressão ocasiona um fluxo contínuo de ar e livre de pulsações, diferente do compressor a pistão (HAHN, 2004). Com relação às vibrações oriundas do próprio sistema (devido ao modo de compressão), pode ser verificado que devido a ausência de pulsações o compressor parafuso não produz vibrações nocivas às partes mecânicas que compõem o sistema mecânico, diferente do compressor alternativo a pistão (RODRIGUES, 1991). A Figura 2.6 (DA COSTA, 1978) apresenta a câmara de compressão de um compressor parafuso imerso em óleo.

Sobre os perfis típicos de compressores parafuso, os mais conhecidos são os perfis 5/6 e 4/6 (HAHN, 2004; STOSIC, 2005). Na Figura 2.7 (ROCHA, 2005) é apresentado um compressor 4/6 e na Figura 2.8 são apresentados os possíveis ciclos de trabalho do compressor parafuso. O ciclo de trabalho desse compressor possui uma diferenciação visto que a maioria destes possui uma relação de compressão interna, ou seja, um ganho ou perda de pressão ao término do processo de compressão propriamente dito.

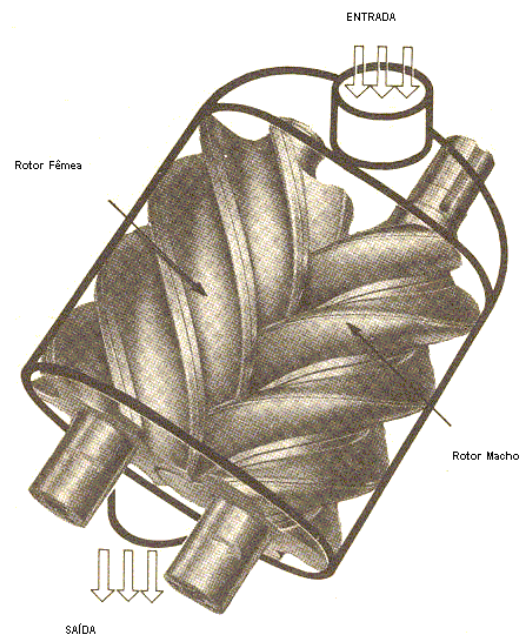


Figura 2.6 – Compressor Parafuso

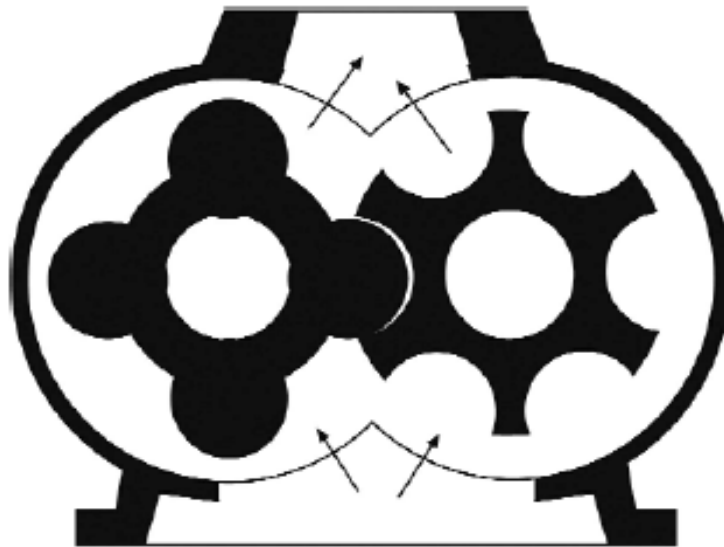


Figura 2.7 – Perfil 4/6 de um Compressor Parafuso

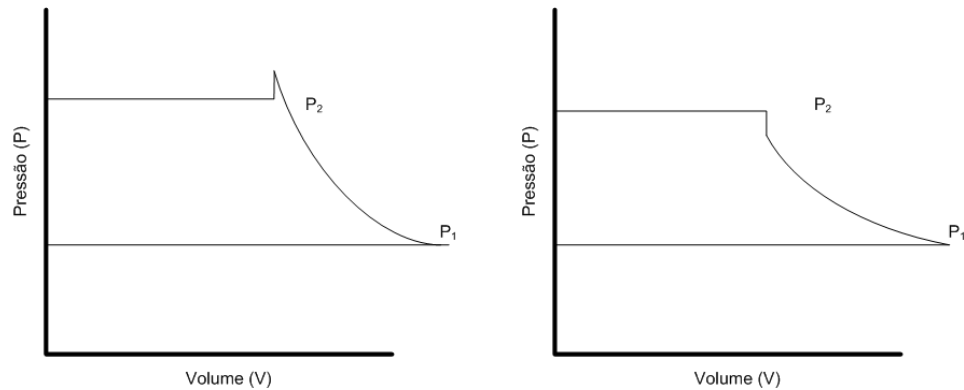


Figura 2.8 – Ciclos de Trabalho do Compressor Parafuso

Com essa relação de compressão interna, e sabendo que a área do ciclo no diagrama P-V é o trabalho efetivo realizado conforme a equação 2.3, pode-se afirmar que caso a pressão externa seja maior ou menor que a pressão final da fase de compressão, o trabalho efetivo realizado para o processo de compressão será maior que o trabalho ideal.

2.1.2.4 Compressor rotativo de palhetas

Os compressores de palhetas são casos particulares do compressor parafuso, observando-se o ponto de vista do ciclo de trabalho.

Este compressor é composto de palhetas axiais que deslizam radialmente em um rotor excêntrico. A variação do volume formado pelas palhetas durante a passagem do ar é a ação de compressão do gás (HAHN, 2004).

A Figura 2.9 (DA COSTA, 1978) apresenta um compressor de palhetas.

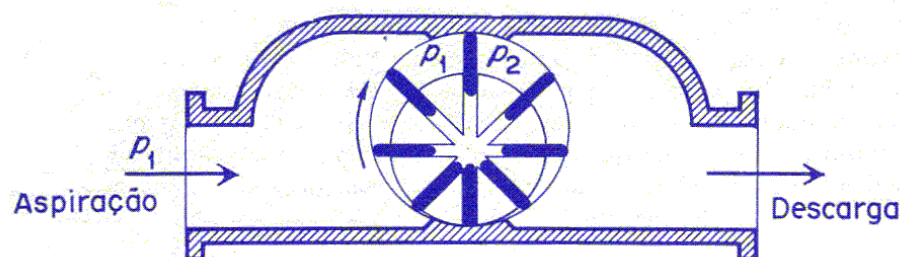


Figura 2.9 – Compressor de Palhetas

2.2 COMPRESSÃO DE UM GÁS PERFEITO

Esta seção apresenta os conceitos físicos e considerações acerca do gás de trabalho e uma descrição do processo de compressão.

2.2.1 Gases perfeitos

Gases Perfeitos são substâncias hipotéticas que apresentam uma relação da seguinte natureza (RODRIGUES, 1991):

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.4)$$

Onde a relação entre pressão (p), volume (V), temperatura (T) e massa (m) são relacionados à constante R , que depende da natureza molecular do gás. Reescrevendo a equação 2.4 na forma de moles, pela experiência de Avogrado, é apresentada a equação 2.5 (RODRIGUES, 1991).

$$p \cdot V = n \cdot \bar{R} \cdot T \quad (2.5)$$

Onde \bar{R} é a constante universal dos gases e tem como valor 8,314 kJ/(kmol.K).

Outra característica dos gases perfeitos é a simplicidade no cálculo de qualquer propriedade termodinâmica de forma analítica (RODRIGUES, 1991). As equações 2.6, 2.7 e 2.8 apresentam a energia interna, a entalpia e entropia do gás perfeito por unidade de massa respectivamente (RODRIGUES, 1991).

$$u_2 - u_1 = \bar{C}_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.6)$$

$$h_2 - h_1 = \bar{C}_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

$$s_2 - s_1 = \bar{C}_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (2.8)$$

Onde $\overline{C_p}$ é o calor específico médio do gás à pressão constante e $\overline{C_v}$ é o calor específico médio do gás a volume constante no intervalo de temperatura. Nas equações 2.9 e 2.10, pode-se observar a relação entre a constante de Avogrado, os calores específicos, e a relação entre o calor específico médio à pressão constante e a temperatura.

$$\overline{C_v} = \overline{C_p} - R \quad (2.9)$$

$$\overline{C_p} = \alpha + \beta \cdot T + \gamma \cdot T^2 \quad (2.10)$$

Os fatores α , β e γ são tabelados para cada substância. (RODRIGUES, 1991)

2.2.2 Compressão politrópica de um gás perfeito

Compressão politrópica é a compressão real dos gases. Considerando constante a proporção entre calor e trabalho trocados ao longo da compressão de um gás perfeito (RODRIGUES, 1991), pode-se analisar o coeficiente politrópico a partir de:

$$F = \frac{dQ}{dW} \quad (2.14)$$

O coeficiente politrópico é apresentado em função do coeficiente isentrópico e a partir da equação 2.15 uma análise termodinâmica deve ser considerada.

$$n_{pol} = k - F \cdot (k - 1) \quad (2.15)$$

Considerando que todo o trabalho empregado na compressão seja transformado em calor, pode-se definir F igual a 1. Para esse valor pode ser observado que n_{pol} é igual 1 e portanto, a compressão politrópica assume outra característica: compressão isotérmica, já apresentada em seção anterior. (RODRIGUES, 1991)

Considerando que haja resfriamento no processo de compressão, ou seja, calor a ser retirado do sistema ($Q < 0$) e trabalho a ser realizado sobre o gás ($W < 0$), o coeficiente F será uma constante positiva e, portanto, o coeficiente politrópico (n_{pol})

será menor que o coeficiente isentrópico (k). (RODRIGUES, 1991) O processo politrópico resfriado acontece, frequentemente, em compressores de ar comprimido, ou em processo de compressão de gases inflamáveis em baixas temperaturas, como gás GLP.

Considerando que haja aquecimento no processo de compressão, transferência de calor para o gás ($Q>0$) e trabalho realizado sobre o gás ($W<0$), o coeficiente F será uma constante negativa e com isso o coeficiente politrópico (n_{pol}) será maior que o coeficiente isentrópico (k). (RODRIGUES, 1991) O processo aquecido ocorre, frequentemente, em compressores de refrigeração, devido a sua participação em ciclos de refrigeração que demandam trocas de calor entre as diversas etapas do ciclo. (DA COSTA, 1991).

A Figura 2.10 representa o ciclo de compressão e consequentemente o trabalho realizado na compressão para o processo politrópico com os coeficientes estudados anteriormente.

Pode-se observar que, a partir da equação 2.3, tem-se o menor trabalho realizado no processo isotérmico e na curva politrópica aquecida o maior trabalho realizado.

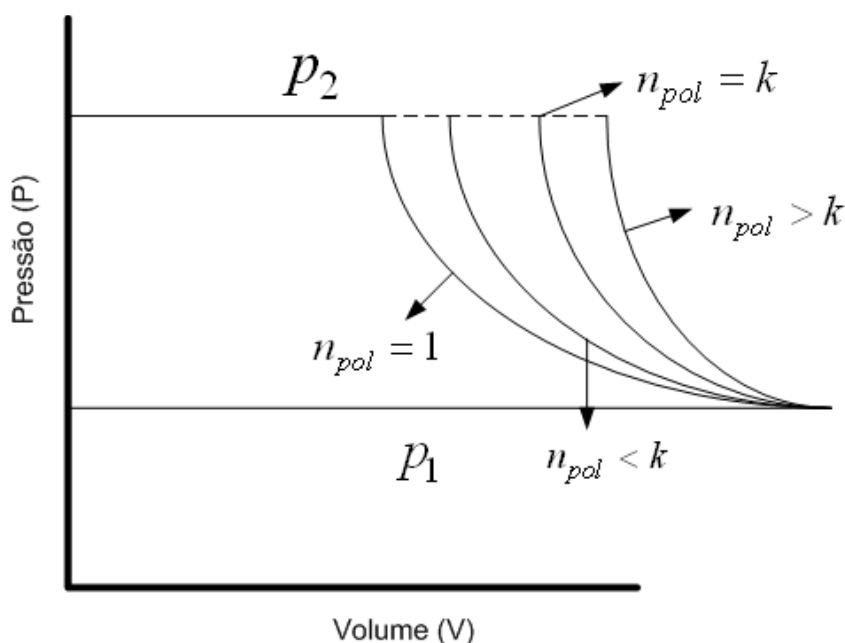


Figura 2.10 – Gráfico das Curvas Politrópicas para o Ciclo Isotérmico, Politrópico Resfriado, Isentrópico e Politrópico Aquecido

2.2.3 Compressão ideal isotérmica de um gás perfeito

A compressão isotérmica, mantém a temperatura constante durante todo o processo de compressão (HAHN, 2004). O aumento de pressão é apresentado pela equação 2.11.

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (2.11)$$

Este é o ciclo que demanda o menor trabalho de compressão (HAHN, 2004).

2.2.4 Compressão ideal adiabática (isentrópica) de um gás perfeito

Neste ciclo de compressão, a relação entre os calores específicos são apresentados pela equação 2.12.

$$k = \frac{\overline{C_p}}{\overline{C_v}} \quad (2.12)$$

Com isso pode-se entender que a compressão isentrópica segue um ciclo apresentado pela equação 2.13.

$$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k \quad (2.13)$$

Sabendo que para o ar atmosférico os calores específicos variam pouco em condições normais de temperatura de trabalho (HAHN, 2004), pode-se assumir o coeficiente isentrópico (k) igual a 1,41. O trabalho por unidade de massa será comentado nas seções posteriores.

2.3 Potência e trabalho na compressão do ar

Após o entendimento dos conceitos termodinâmicos dos gases perfeitos e dos processos de compressão, esta seção mostra o comportamento da potência no processo de compressão e suas variáveis.

2.3.1 Fundamentos de conservação de energia para o compressor de ar

Após o estudo dos ciclos de compressão, pode-se identificar que a equação do trabalho específico possui duas formas, uma para o ciclo isotérmico e outra para o ciclo politrópico.

2.3.1.1 *Trabalho específico por unidade de massa*

Na equação 2.16, pode-se analisar o trabalho por unidade de massa para o ciclo isotérmico (DA COSTA, 1978). Para o ciclo politrópico (n_{pol} diferente de 1), a equação 2.17 representa a expressão do trabalho por unidade de massa (HAHN, 2004). A dedução da equação 2.17 é apresentada no apêndice A.

$$w_{isotérmico} = R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (2.16)$$

$$w_{politrópico} = \frac{n_{pol}}{n_{pol} - 1} R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right) \quad (2.17)$$

Pode-se identificar que o trabalho por unidade de massa passa a ser função do coeficiente politrópico (n_{pol}), e assim, deve haver consideração acerca do ciclo de compressão analisado.

Devido à alta rotação dos compressores modernos, as trocas de calor existentes entre motor, compressor e sistema de lubrificação, fazem com que o processo de compressão aproxime-se do isentrópico, mesmo nos compressores bem arrefecidos. (HAHN, 2004)

Com isso é possível definir para compressores de ar atmosférico, a consideração de um ciclo isentrópico e portanto um k próximo de 1,41 (HAHN, 2004) (RODRIGUES, 1991; DA COSTA, 1978). Como a constante R depende da substância, para o ar, esta constante terá valor 288 J/(kg.K). É claro que o trabalho

por unidade de massa depende diretamente da relação de compressão $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ e da temperatura de admissão de ar (T_1). Assim, para os compressores de ar, será utilizada para o cálculo do trabalho por unidade de massa a equação 2.18.

$$w_{isentrópico} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.18)$$

O trabalho por unidade de massa é dado em J/kg.

2.3.1.2 Vazão mássica

Partindo da equação 2.2 e do conceito de potência, identifica-se que a vazão mássica é a quantidade de massa de ar livre captada na admissão do compressor (\dot{m}_e). A vazão de saída será normalizada em relação às condições termodinâmicas de entrada, sendo assim chamada vazão normal de saída (\dot{m}_s). A potência no fluido será então dada pela equação 2.19

$$P_f = w_{isentrópico} \cdot \dot{m}_s \quad (2.19)$$

A potência no fluido é dependente da vazão mássica requerida pelo sistema. Vazão mássica é dada em kg/s. Qualquer transformação entre vazão mássica e vazão volumétrica é dada pela massa específica do ar atmosférico (ρ_{ar}) que é 1,1646 kg/m³ à 25°C e à pressão de 1 bar.

2.3.2 Influência da temperatura do ar de admissão na potência

Como observado na seção anterior, a temperatura de admissão influencia de forma fundamental na eficiência energética de um compressor. (HAHN, 2004)

Pela equação 2.17 pode ser observado que a temperatura de admissão é diretamente proporcional ao trabalho por unidade de massa e segundo a equação 2.19 a potência requerida pelo fluido.

A equação 2.20 apresenta o percentual de aumento de potência (ΔP_f), para dada condição de trabalho, a partir do aumento de uma temperatura de admissão ótima T_1 para uma temperatura de admissão T_1' maior que T_1 .

$$\Delta P_{f-temperatura} = \left(1 - \frac{T_1'}{T_1} \right) \cdot 100 \quad (2.20)$$

A temperatura para todas as análises anteriores é dada em K.

2.3.3 Influência da pressão de trabalho na geração de ar comprimido

A pressão de trabalho (p_2) também influencia no balanço energético dos compressores de ar. A pressão de trabalho tem influência direta na relação de compressão e consequentemente no trabalho por unidade de massa.

A equação 2.21 descreve o percentual de aumento de potência relacionado ao aumento da pressão de trabalho. Define-se p_2' como a pressão de trabalho superior à pressão de trabalho ótima (p_2).

$$\Delta P_{f-pressão} = \left(1 - \frac{\left(\left(\frac{p_2'}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \right) \cdot 100 \quad (2.21)$$

Com pressões dadas em bar.

2.4 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR COMPRIMIDO

A importância da rede de distribuição é fundamental para o desenvolvimento dos acionamentos e do entendimento destes. A seção atual apresenta os componentes e o impacto do sistema de distribuição de ar na dinâmica do sistema pneumático.

2.4.1 Componentes do sistema de distribuição

O sistema de compressão, é apresentado na Figura 2.11 (ROCHA, 2005) de forma geral e com componentes geralmente presentes em plantas básicas de compressão.

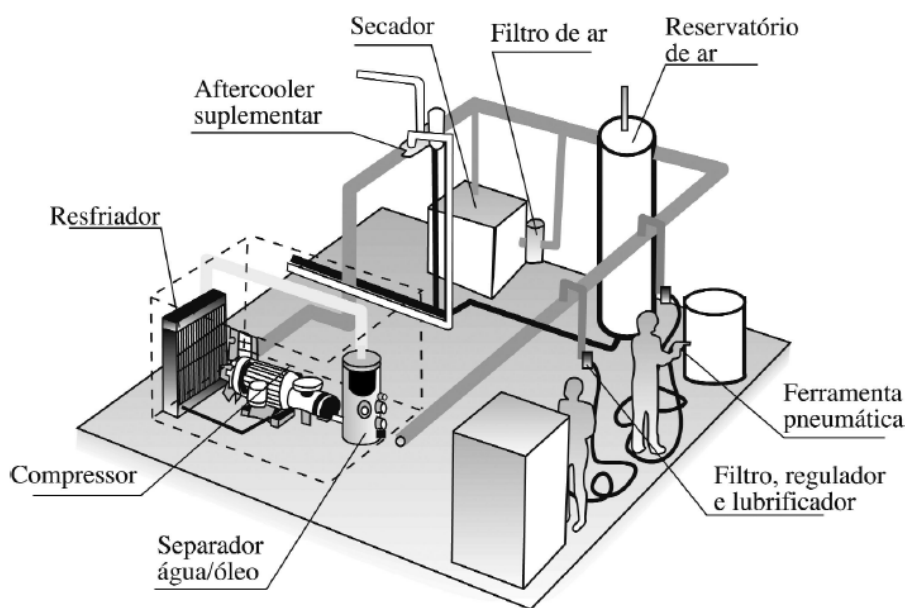


Figura 2.11 – Sistema de Distribuição Convencional

2.4.1.1 *Geração de ar comprimido*

Na geração de ar comprimido, é observado o compressor, o resfriador e o tanque separador de óleo. O resfriador do compressor, geralmente a óleo, necessita de um tanque separador que retira o condensado oriundo do processo de resfriamento à óleo. Caso o compressor em uso seja um parafuso este deve possuir um separador ar/óleo, caso seja óleo-injetado.

O resfriador diminui a temperatura de saída do compressor da faixa de 100° C a 200° C para a faixa de 80° a 120° C.

2.4.1.2 *Distribuição de ar comprimido*

Após o compressor, há o resfriador posterior, também conhecido como “aftercooler”. Este aparelho reduz ainda mais a temperatura, para a faixa entre 30°C a 50°C.

Com o excesso da umidade do gás, é necessário secá-lo, dependendo da aplicação. Para essa atividade é colocado o secador de ar, aparelho utilizado na desumificação do ar.

A esta altura do processo de entrega de ar ao consumo final, as sujeiras são precipitadas e é necessária a filtragem do ar, para que este não seja utilizado com problemas de impureza causando problemas de qualidade no produto originado do consumo final.

O último equipamento antes do consumo final é o reservatório de ar também conhecido como “tanque-pulmão”. Este tem a função de manter a pressão de trabalho por determinado tempo, mediante mudanças nas demandas de consumo e de alimentação do tanque e dentro de limites aceitáveis de pressão que serão apresentados em seções posteriores.

2.4.2 Dinâmica do sistema de compressão

O sistema de compressão que é foco do estudo, é o sistema de compressão simples, apresentado na Figura 2.12.

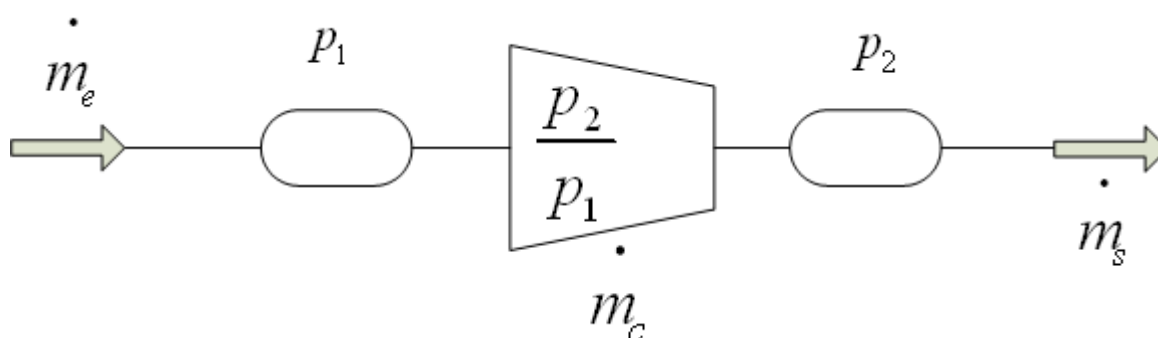


Figura 2.12 – Sistema de Compressão Simples

O sistema é composto por um reservatório de entrada e um reservatório de saída, que representa vazões não pulsadas, ou apenas a normalização da vazão. As vazões de entrada (\dot{m}_e) e saída (\dot{m}_s) sempre procuram entrar em equilíbrio com a vazão que passa pelo compressor \dot{m}_c . (RODRIGUES, 1991)

A pressão de sucção do compressor, ou atmosférica, no caso do ar, varia a partir do desequilíbrio entre a vazão que passa pelo compressor e a vazão de entrada, assim como a pressão de trabalho varia com o desequilíbrio entre a vazão do compressor e a vazão de saída. (RODRIGUES, 1991)

A Figura 2.13, mostra a relação com que varia a razão de compressão com a vazão que passa pelo compressor. É observado que, no caso da compressão do ar, a vazão que passa pelo compressor varia de forma direta com a pressão de trabalho.

Na mesma figura, é possível concluir que as vazões de entrada e saída são as variáveis que podem causar o desequilíbrio em relação à vazão do compressor, e portanto as entradas do sistema. A saída é a relação de compressão, e no caso da compressão do ar atmosférico a pressão de trabalho. Sempre deve ser ressaltado que quando há desequilíbrio entre as vazões, elas buscam o equilíbrio causando um efeito de aumento ou redução da pressão correspondente. (RODRIGUES, 1991)

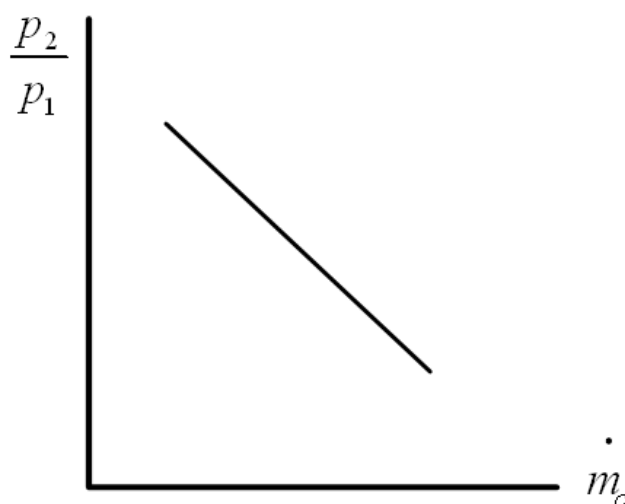


Figura 2.13 – Gráfico da Dinâmica do Compressor

2.5 CONTROLE DE CARGA NOS SISTEMAS DE COMPRESSÃO

Controle de carga no compressor é o controle da vazão mássica do compressor e o impacto desse controle nas pressões de admissão e trabalho. Inicialmente, serão comentados os controles clássicos e na seqüência as técnicas de controle mais modernas.

2.5.1 Controles clássicos

Os controles clássicos são utilizados desde o princípio da utilização dos compressores, em meados da década de 30. (ROLLINS, 1989) Sabendo da característica de conjugado médio constante durante o ciclo de compressão dos compressores volumétricos (ROLLINS, 1989), pode-se verificar que esse conjugado médio é proporcional ao trabalho por massa e pressão de trabalho. Os controles clássicos trabalhavam com essa característica: a variação do conjugado externo sobre o motor elétrico, e conseqüentemente, apresentando uma pequena variação na potência consumida pelo motor elétrico. Nos controles clássicos não havia preocupação com conservação de energia e uso eficiente dessa energia.

2.5.2 Conceito de controle contínuo

O controle contínuo é o típico controlador proporcional-integral que mediante a variação da vazão consumida pelo uso final, atua na variação da vazão do compressor, buscando manter a pressão de trabalho no mesmo valor de referência. O tipo clássico de controle contínuo é apresentado a seguir.

2.5.2.1 *Controle por estrangulamento na sucção*

O controle por estrangulamento da sucção visa, com o aumento ou diminuição da vazão mássica de demanda, ou saída, regular a vazão mássica do compressor a partir da abertura da válvula de estrangulamento na tubulação de admissão de ar do compressor. (RODRIGUES, 1991)

Esse controle é frágil e suscetível a falhas mecânicas da válvula de estrangulamento.

A Figura 2.14 apresenta um esquema simples do sistema de compressão com a válvula de estrangulamento na tubulação de admissão.

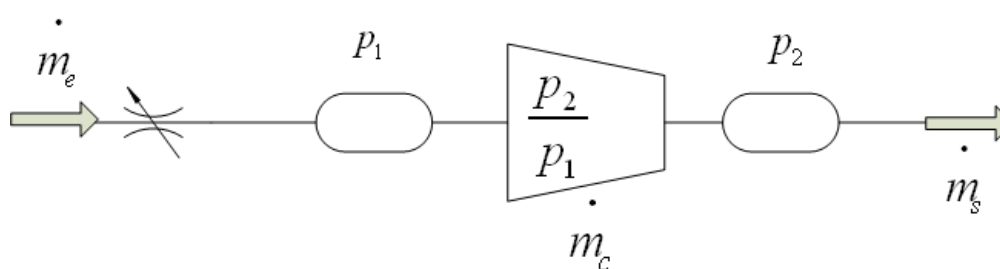


Figura 2.14 – Sistema de Compressão Simples com Válvula de Admissão ou Estrangulamento

2.5.3 Conceito de controle por degraus

Nesse conceito de controle, a mudança drástica da vazão consumida, como degrau negativo ou positivo, ocasiona uma variação da pressão de trabalho, visto que não há um controle na vazão do compressor. Assim, o compressor funciona dentro de uma faixa de pressão de trabalho. O tipo clássico de controle com conceito por degraus é apresentado a seguir.

2.5.3.1 *Controle liga/desliga (on/off)*

O controle liga/desliga (Figura 2.15) é mais robusto e possível de limitar a faixa de pressão de trabalho, o que minimiza as perdas de fluxo, dando um melhor controle da energia consumida pelo MIT e melhor utilização do reservatório de ar no projeto do sistema de compressão, sendo o tamanho deste, importante para o dimensionamento do compressor.

Este sistema é usado em compressores de pequena potência nominal como os compressores de refrigeração e pequenos compressores ordinários de ar. (RODRIGUES, 1991).

É perceptível que este sistema de controle só interfere em um aspecto de operação do MIT: sua partida. Assim, o sistema mostra limitação para motores com grandes tempos de partida, consequentemente, maior consumo de energia elétrica.

Sobre o processo de partida e desligamento do motor, segue uma descrição. O pressostato abre o circuito elétrico de alimentação do motor de indução trifásico (MIT) quando este atinge a pressão máxima de trabalho, desligando o motor e o processo de compressão. Ao ser atingida a pressão de trabalho mínima o

pressostato fecha o circuito elétrico de alimentação e o motor faz uma nova partida, reiniciando o processo de compressão.

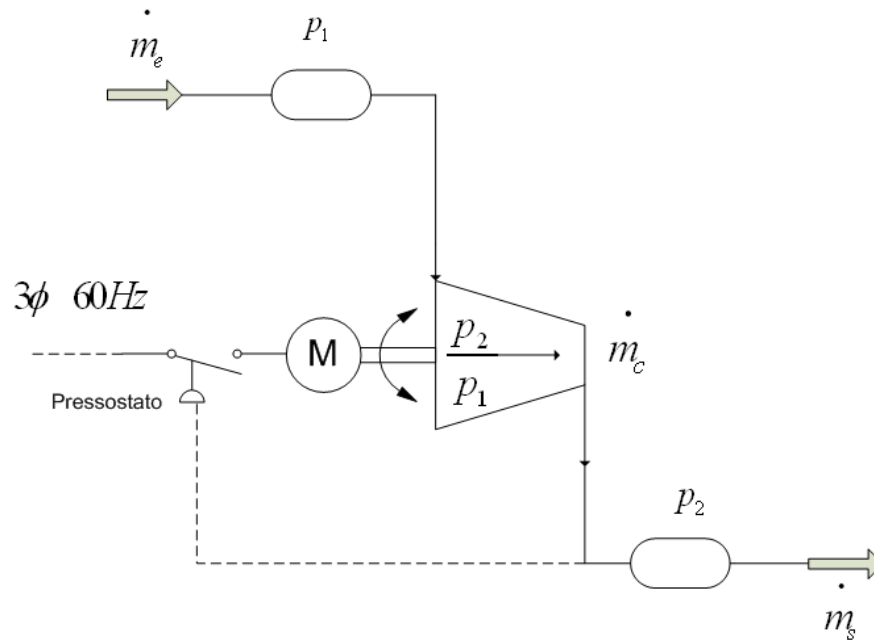


Figura 2.15 – Sistema de Compressão Simples com Controle Liga/Desliga

Ainda se pode verificar que o período de liga/desliga será função da vazão de saída e portanto da demanda do sistema. Na vazão máxima ofertada pelo compressor, o compressor não manterá o ciclo, mantendo a pressão de trabalho constante. A Figura 2.16 ilustra o período de liga/desliga do compressor

Baseado na equação 2.22 apresentada por (ROLLINS, 1989), que relaciona o tempo necessário para que haja uma queda ou elevação de pressão, para um determinado reservatório de ar, pode-se derivar esta equação para o ciclo liga/desliga e, conseqüentemente, obter os valores de T_{on} , T_{off} e T_{ciclo} .

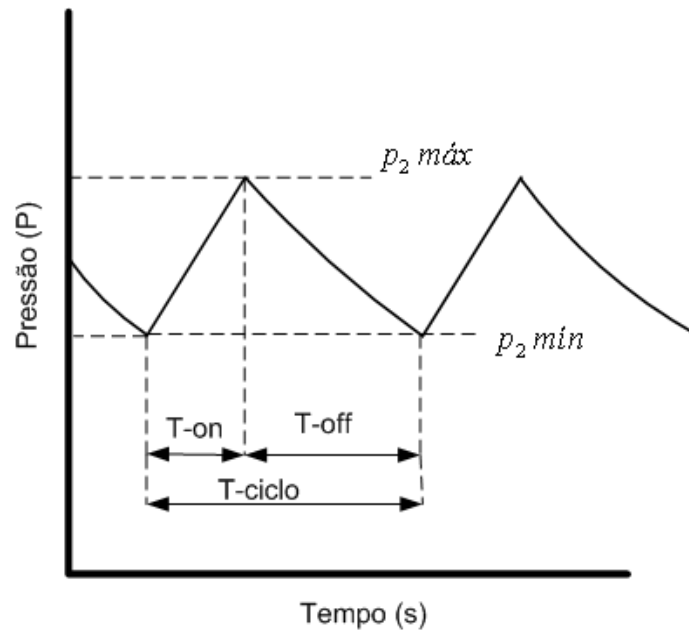


Figura 2.16 – Período de Variação do Controle Liga/Desliga

$$t_{comp} = \frac{V_{res} \cdot (p_{inicial} - p_{final})}{p_0 \cdot (\dot{V}_s - \dot{V}_c)} \quad (2.22)$$

Na equação 2.22, V_{res} é o volume do reservatório p_0 é a pressão atmosférica, \dot{V}_s e \dot{V}_c são, respectivamente, a vazão volumétrica de saída do compressor e a vazão volumétrica do compressor e $(p_{inicial} - p_{final})$ é a queda ou elevação de pressão no reservatório. O tempo (t_{comp}) é o tempo necessário para que haja uma elevação ou diminuição na pressão dentro da faixa representada pelo diferencial de pressão.

No período que o motor se encontra ligado, pode ser observado que a pressão inicial será a pressão mínima de trabalho, e a pressão final será a pressão máxima de trabalho. Nesse período também haverá vazão de saída do compressor assim como a vazão que passa pelo compressor, portanto, a equação 2.23 representa o tempo que o motor permanece ligado.

$$T_{-on} = \frac{V_{res} \cdot (p_{2_{mín}} - p_{2_{máx}})}{p_0 \cdot (\dot{V}_S - \dot{V}_C)} \quad (2.23)$$

Já para o período que o motor se encontra desligado, a pressão inicial será a pressão máxima de trabalho e a pressão final será a pressão mínima. É observado ainda que não haverá vazão volumétrica do compressor, pois o motor está desligado. A equação 2.24 representa o tempo que o motor permanece desligado.

$$T_{-off} = \frac{V_{res} \cdot (p_{2_{máx}} - p_{2_{mín}})}{p_0 \cdot \dot{V}_S} \quad (2.24)$$

A partir da soma das equações 2.23 e 2.24, obtém-se o período do ciclo liga/desliga, que é dado na equação 2.25.

$$T_{-ciclo} = \frac{\dot{V}_C}{\dot{V}_S} \cdot \frac{V_{res}}{p_0} \cdot \frac{(p_{2_{mín}} - p_{2_{máx}})}{(\dot{V}_S - \dot{V}_C)} \quad (2.25)$$

Esses períodos são dados em segundos, caso as vazões volumétricas sejam dadas em m³/s.

2.5.3.2 Controle duplo (dual) ou carga/alívio

O controle duplo ou dual é uma forma de controle que visa atender um problema do controle liga/desliga nos compressores de deslocamento positivo. Como este compressor sempre está no processo de acionar o motor e desligar, o momento do acionamento é crítico para o MIT e principalmente em motores de potência nominal alta, isto porque há um grande consumo de energia na partida do MIT, e esse tempo de partida é função do conjugado externo sobre o motor na partida. Este controle também é conhecido como controle combinado, visto que mescla as duas técnicas apresentadas anteriormente (RODRIGUES, 1991). A Figura 2.17 apresenta o esquema de compressão simples com o controle “dual”.

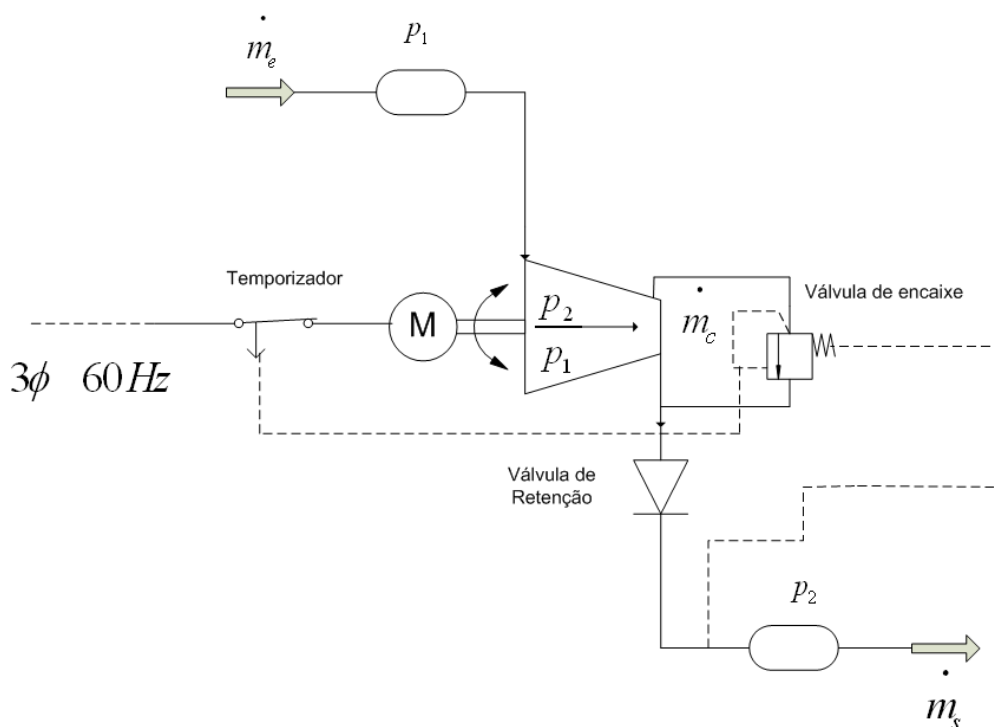


Figura 2.17 – Sistema de Compressão Simples com Controle “Dual”

Pensando em evitar as partidas repetitivas do MIT, é adicionada uma válvula de encaixe (AGUIAR, 2007), na câmara de compressão. O pressostato que desligava o motor ao atingir a pressão de trabalho máxima, no controle liga/desliga, aciona agora a válvula de encaixe deixando o MIT trabalhando em vazio, movimentando os rotores do compressor parafuso, mais sem gerar trabalho útil, devido à falta de selagem na câmara de compressão. É importante salientar a importância da válvula de retenção após a saída do compressor, o que evita o refluxo de ar comprimido pela abertura da válvula.

O controle “dual” conecta um temporizador com o acionamento da válvula de encaixe, onde após determinado tempo, caso o compressor não volte a entrar em processo de compressão, o motor é desligado. (AGUIAR, 2007) O processo funciona como proteção para não deixar o compressor ligado por muito tempo. Pode-se observar com essa medida, que o controle liga/desliga é um caso específico do controle “dual”, visto que o tempo de atraso do temporizador é variável para uma faixa de 0 a 60 minutos, ou mais, dependendo da especificação do temporizador. O controle dual com tempo de atraso de 0 segundos é similar ao controle liga/desliga.

2.5.4 Método de controle com acionamento à velocidade variável (AVV)

Segundo os métodos de controle de carga apresentados anteriormente, verifica-se que os processos de controle somente se preocupam com o controle do MIT, mas não se preocupam com a variação da velocidade. Segundo (ALMEIDA, 2005) é possível obter ganhos energéticos na variação de velocidade para níveis diferenciados de pressão, e portanto há possibilidade de ganho energético maior no controle de velocidade do compressor que nos controles clássicos.

Sabendo que a vazão mássica é proporcional a velocidade do MIT, é possível afirmar que o controle de velocidade tem impacto direto sobre a operação do compressor de ar. (AGUIAR, 2007; RODRIGUES, 1991)

A equação 2.26 apresenta a relação entre velocidade do MIT (ω) e vazão mássica (\dot{m}_c) nos compressores rotativos tipo parafuso.

$$\dot{m}_c = K \cdot \omega \quad (2.26)$$

Onde a constante de proporcionalidade K é função do projeto da máquina. (AGUIAR, 2007)

A partir da equação 2.26, pode ser identificada a possibilidade de um sistema de compressão com variação de velocidade do MIT. A colocação de um AVV na alimentação do MIT e um limitador de pressão de trabalho torna o sistema uma nova possibilidade de acionamento e que visa conservação de energia e eficiência no consumo energético.

A Figura 2.18 apresenta o novo sistema com acionamento à velocidade variável (AVV).

O uso do AVV faz com que haja variação de velocidade do motor e, consequentemente, um controle especial da vazão do compressor em função das vazões de entrada e saída além da pressão de trabalho.

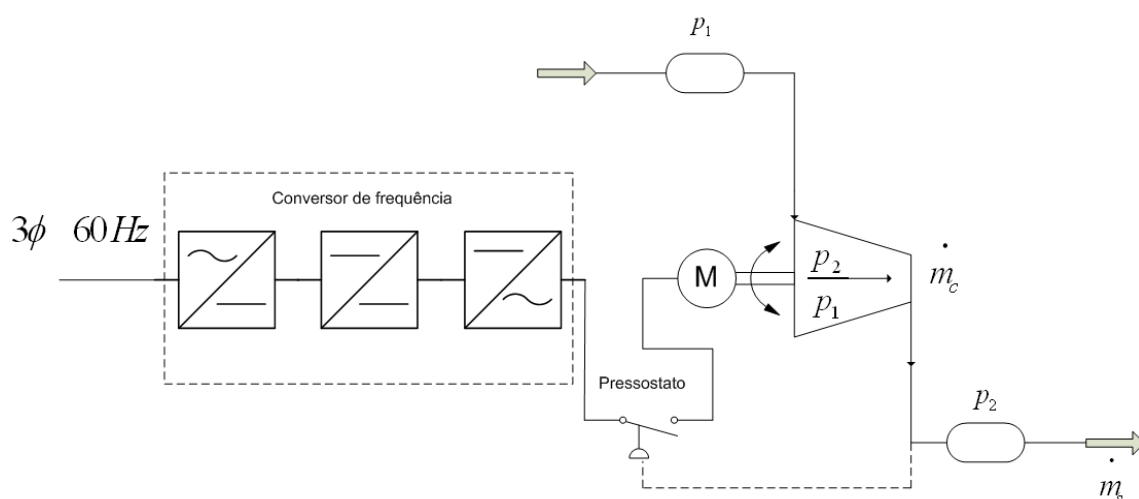


Figura 2.18 – Sistema de Compressão Simples com Controle AVV

O pressostato assume uma função de proteção com relação ao projeto eficiente do sistema.

É possível verificar que com o uso da variação de velocidade, poderá ser alcançada uma condição ideal; a redução da faixa de variação entre a pressão máxima e mínima de trabalho. Pelo que foi apresentado na Figura 2.16 à faixa de variação pode ser reduzida com o uso do AVV, como mostrado na Figura 2.19. Na Figura 2.20, é observado o sistema automatizado para uso eficiente de energia.

Observa-se ainda a importância do sensor de vazão de ar e sua interligação com a unidade de controle lógico e programável, CLP, e o AVV.

O sistema de compressão com controle AVV trás um novo horizonte de possibilidades para melhoria e especialização do controle de carga do compressor de ar e um perfeito comando na operação do compressor.

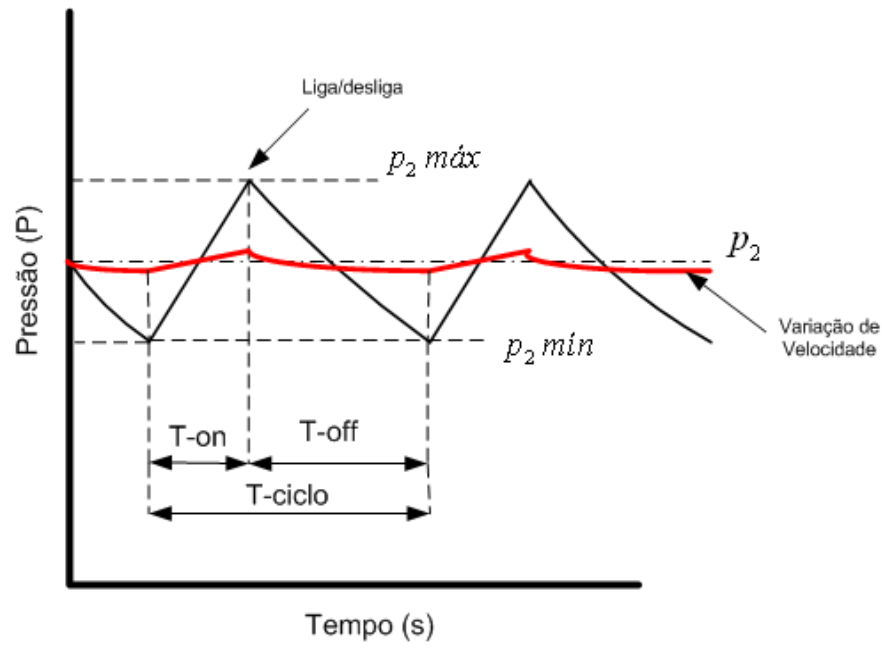


Figura 2.19 – Variação da Faixa de Pressões de Trabalho com o Uso dos VSD

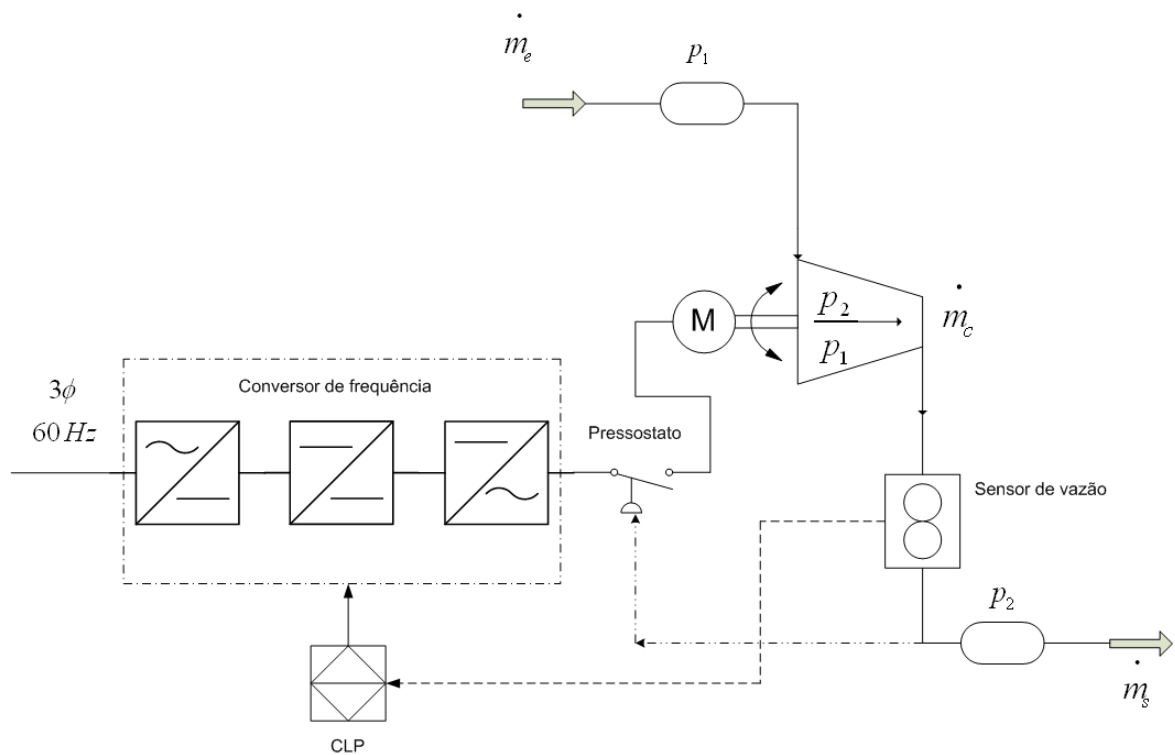


Figura 2.20 – Sistema de Compressão Simples com Controle AVV e Interligação entre CLP e Sensor de Vazão

2.6 *Resumo do capítulo*

O capítulo apresentou os conhecimentos básicos do princípio de funcionamento dos compressores volumétricos, a classificação dos compressores, além de uma breve descrição sobre os tipos de compressores volumétricos (rotativos e alternativos).

Na sequência foram apresentadas as considerações e simplificações necessárias para uso do ar atmosférico como fluido de trabalho.

Foram desenvolvidos os temas relacionados às tecnologias envolvidas no processo de compressão de ar atmosférico, entendendo as partes de um sistema de compressão completo. Como foco, foi estudado em detalhes os sistemas de acionamento dos compressores: os controles clássicos e modernos.

Houve inovações na teoria apresentada pelo sistema com controle liga/desliga e uma topologia de controle AVV é apresentada ao final do capítulo.

3 ACIONAMENTO À VELOCIDADE VARIÁVEL (AVV) E DINÂMICA DO MIT

O capítulo é dedicado aos aspectos teóricos do motor elétrico do compressor e do sistema eletrônico de acionamento do motor elétrico. O sistema eletrônico tem a característica de variar a velocidade do motor, e por isso a importância do estudo.

Será apresentada toda a dinâmica do MIT, suas características, o conversor de frequência e a estratégia de controle de velocidade do MIT adotada neste estudo.

3.1 Dinâmica do MIT

Segundo o modelo apresentado por (KRAUSE, 1995) o MIT pode ser representado por um conjunto de equações diferenciais. O esquema proposto para a descrição matemática do MIT é apresentado na Figura 3.1.

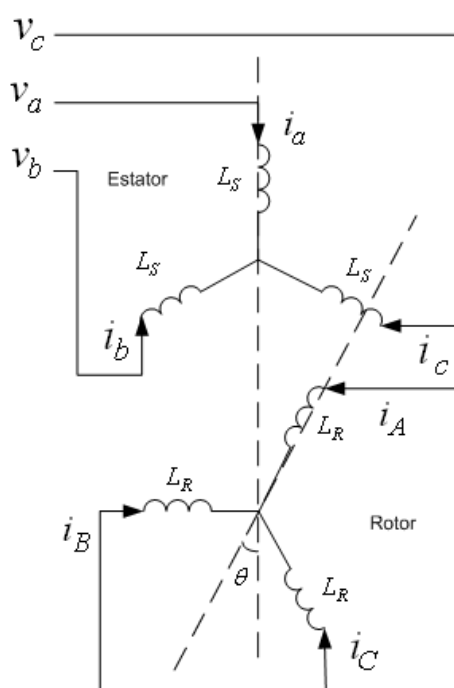


Figura 3.1 – Modelo Matemático Clássico do MIT

Pode-se observar na Figura 3.1 que o rotor do motor está em curto-circuito, sendo esta uma condição satisfatória para o nosso modelo, que é do motor com rotor gaiola de esquilo. Outras condições básicas para o entendimento da máquina é a consideração de que este é um motor simétrico e equilibrado (KRAUSE, 1995).

O modelo apresentado por Krause (1995) é baseado na equação 3.1 apresentada abaixo.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} [V_s] \\ 0 \\ C_{ext} \\ 0 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} [R_{ss}] & \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & 0 & 0 \\ \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & [R_{rr}] & 0 & 0 \\ [i_r]^t \cdot \left[\frac{\partial}{\partial \theta} L_{rs}(\theta) \right] & 0 & -B & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} + \dots \\
 &\dots + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [L_{ss}] & [L_{rs}(\theta)] & 0 & 0 \\ [L_{rs}(\theta)] & [L_{rr}] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

O apêndice B descreve toda a sistemática e o desenvolvimento das equações que são representadas pelo sistema descrito na equação 3.1 e apresenta a forma matricial para sua resolução.

3.1.1 Características dinâmicas do MIT

Algumas características da dinâmica do MIT são importantes e devem ser enfatizados. Entre estas características, duas são muito importantes para o objetivo do trabalho: a variação do tempo de partida com conjugado mecânico externo e a variação do pico de corrente do estator, com o mesmo conjugado mecânico externo.

3.1.1.1 *Variação do tempo de partida com o conjugado mecânico externo*

Nesse tópico, é apresentada a variação do tempo de partida com a variação do conjugado mecânico externo. O tempo de partida de uma máquina está relacionado ao carregamento desta máquina. Quanto maior o conjugado aplicado ao eixo da máquina maior será o tempo de partida e, conseqüentemente, o tempo para entrada em regime da velocidade da máquina. É presumível que durante a partida a potência consumida aumenta de forma proporcional à corrente do estator na partida, e portanto, durante a partida, o consumo de energia é maior.

A Figura 3.2 apresenta em dois gráficos, por simulação com o modelo do MIT implementado em ambiente MATLAB®, a composição das formas de onda das correntes para um motor funcionando a vazio (primeira ilustração) e em potência nominal (ilustração seguinte).

Pode-se observar que na operação em vazio, a partida do motor demora cerca de 150 ms. Já na operação com conjugado nominal aplicado ao eixo, a partida demora cerca de 280 ms, mostrando um aumento de aproximadamente 65% no tempo de partida do MIT.

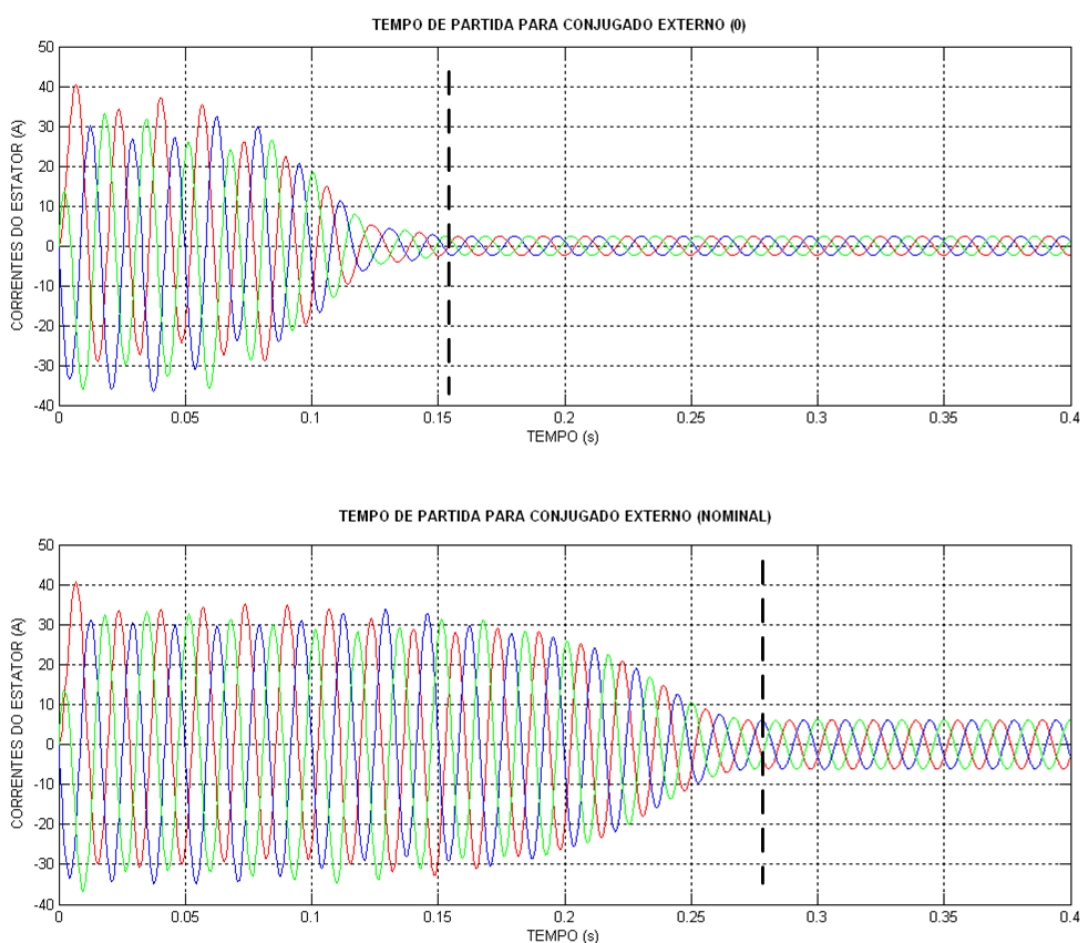


Figura 3.2 – Variação do Tempo de Partida com o Conjugado Mecânico Externo

3.1.1.2 Variação da corrente do estator com o conjugado mecânico externo

Este tópico apresenta a variação direta entre o pico da corrente em regime permanente e o conjugado mecânico externo aplicado ao eixo do MIT.

Na Figura 3.3 pode-se observar a diferença entre os picos das correntes do estator nas duas condições operacionais, descritas na seção anterior. Na condição em vazio, o motor possui uma corrente nominal de pico da ordem de 2,5 A enquanto que na condição nominal o pico foi de 6,5 A.

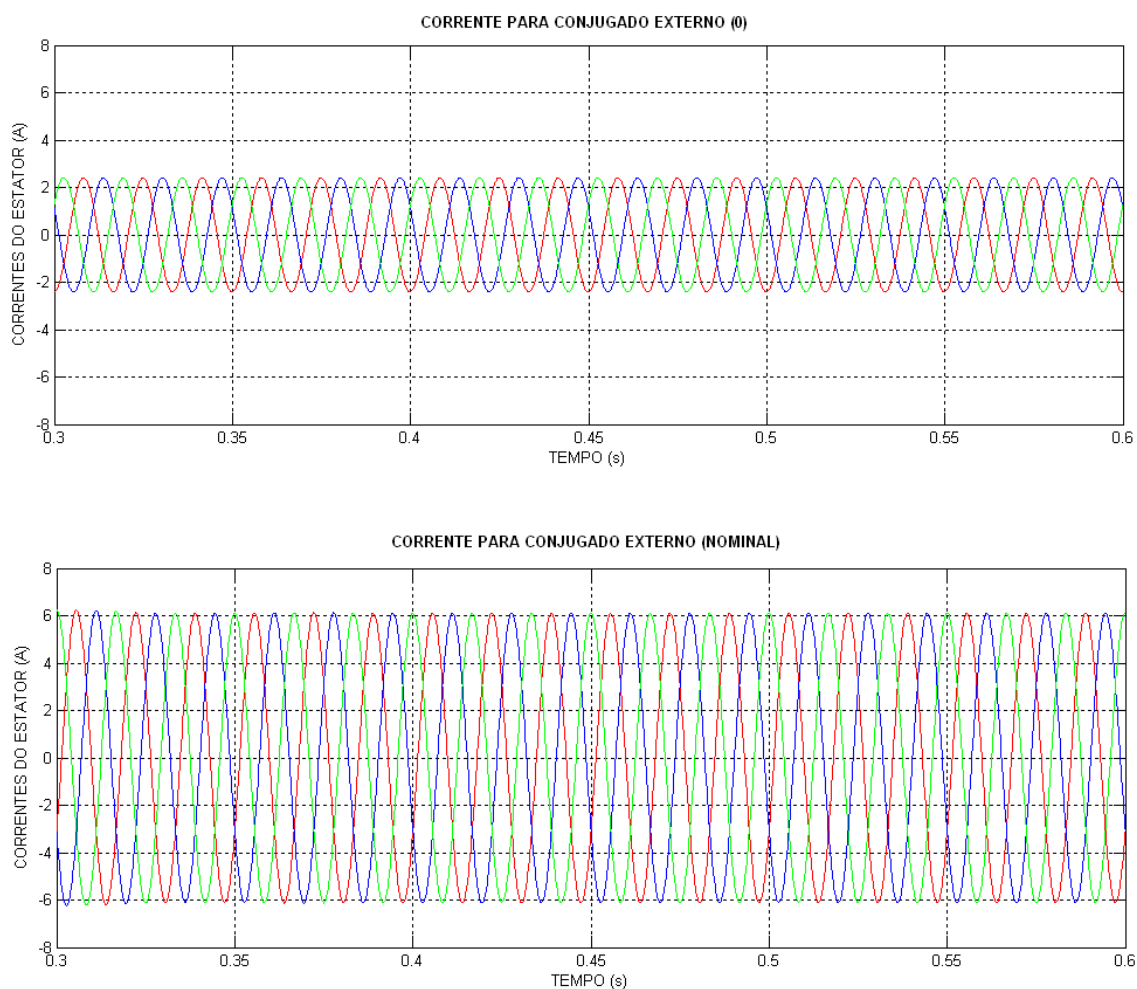


Figura 3.3 – Variação da Corrente do Estator com o Conjugado Mecânico Externo

É importante destacar que o aumento da corrente e, conseqüente aumento de carga, ocasiona uma diminuição da velocidade mecânica do rotor e aumento do escorregamento.

3.1.2 Cálculo dos parâmetros do MIT

A presente seção visa apresentar a metodologia de cálculo dos parâmetros do MIT, tanto para parâmetros elétricos quanto mecânicos.

3.1.2.1 Cálculo de parâmetros elétricos do MIT

Como parâmetros elétricos importantes e que foram definidos no projeto do MIT, encontram-se as indutâncias de magnetização e dispersão. Elas são oriundas do desenvolvimento direto dos aspectos construtivos da máquina (LIPO, 1996). Outra forma de obter as indutâncias são a partir da reatância de magnetização e das reatâncias de dispersão através do circuito equivalente monofásico do MIT sendo realizado dois ensaios: ensaio à vazio e ensaio com rotor bloqueado (FITZGERALD, 2003).

O MIT utilizado na bancada experimental de compressão de ar é de 3 hp, 4 pólos alimentação 380/220 V e com corrente nominal de 5,1 A.

Os resultados obtidos desses dois ensaios para o MIT que funciona como acionador do compressor presente no sistema de compressão do Laboratório de Eficiência Energética em Força Motriz – LAMOTRIZ/UFC são expostos na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Dados obtidos nos ensaios à vazio e com rotor bloqueado

Ensaio à vazio		Ensaio com rotor bloqueado	
Tensão Nom. de Fase (V_0)	220 V	Tensão de Fase (V_{cc})	50,7 V
Corrente à vazio (I_0)	1,77 A	Corrente Nominal (I_{cc})	5,1 A
Pot. Aparente/Fase (S_0)	390 VA	Pot. Ativa/Fase (P_{cc})	120 W

Considerando a potência aparente por fase do ensaio à vazio, aproximadamente igual a potência necessária a magnetização do MIT e que o acoplador na correia está preso ao eixo, a equação 3.2 demonstra o cálculo da reatância de magnetização.

$$x_m = \frac{V_0^2}{S_0} \quad (3.2)$$

Agora, considerando as reatâncias do estator e do rotor, referenciados ao estator, pode-se considerá-las em série no circuito equivalente do MIT e a equação 3.3 mostra o cálculo do módulo da impedância equivalente do estator/rotor (FITZGERALD, 2003).

$$|Z_{eq}| = |Z_s + Z_r'| = \sqrt{(R_s + R_r')^2 + (x_s + x_r')^2} = \frac{V_{cc}}{I_{cc}} \quad (3.3)$$

A partir da equação 3.3 e da potência ativa do ensaio com rotor bloqueado, pode-se identificar, pela equação 3.4, a soma das resistências do estator e do rotor, e pela equação 3.5, o módulo da reatância estator/rotor.

$$R_s + R_r' = \frac{P_{cc}}{I_{cc}^2} \quad (3.4)$$

$$(x_s + x_r') = \sqrt{|Z_{eq}|^2 - (R_s + R_r')^2} \quad (3.5)$$

Considerando que ao se referenciar os parâmetros do rotor ao estator esses valores tendem a ter valores iguais aos do estator, ou aproximadamente iguais (LIPO, 1996; FITZGERALD, 2003), é possível calcular os valores individuais de resistências e reatâncias e a Tabela 3.2 representa os valores destes parâmetros do motor. A Tabela 3.3 apresenta os valores das indutâncias do MIT.

3.1.2.2 Cálculo dos parâmetros mecânicos do MIT

Os parâmetros mecânicos que foram medidos no MIT, com o auxílio da simulação e do conhecimento das características dinâmicas do referido motor, foram o coeficiente de atrito e o momento de inércia.

Simulando o motor com um coeficiente de atrito nulo e a vazio, obteve-se uma velocidade mecânica igual à síncrona, conforme a ilustração da Figura 3.4.a.

Tabela 3.2 – Valores de reatâncias e resistências a partir dos ensaios a vazio e com rotor bloqueado

Parâmetros do MIT – LAMOTRIZ/UFC	
x_m - Reatância de Magnetização (Ω)	124,1
x_s - Reatância do Estator (Ω)	4,34
x_r' - Reatância do Rotor (Ω)	4,34
R_s - Resistência do Estator (Ω)	2,22
R_r' - Resistência do Rotor (Ω)	2,22

Tabela 3.3 – Valores das indutâncias a partir dos ensaios à vazio e com rotor bloqueado

Indutâncias do MIT – LAMOTRIZ/UFC	
L_m - Indutância de Magnetização (mH)	219,46
L_{ls} - Indutância Dispersão Estator (mH)	11,50
L_{lr}' - Indutância Dispersão Rotor (mH)	11,50
L_s - Indutância Própria do Estator (mH)	230,96
L_r' - Indutância Própria do Rotor (mH)	230,96
M_s - Indutância Mútua do Estator (mH)	-109,75
M_r' - Indutância Mútua do Rotor (mH)	-109,75

Utilizando um coeficiente de atrito igual 0,0008 N.m.s obteve-se a velocidade de 1724 rpm que é um valor próximo ao medido no ensaio a vazio: 1736 rpm (Ver Figura 3.4.b). A medição foi feita por tacômetro manual óptico com erro de medição de até 1%. O erro nessa medição, foi de 0,7%, o que tornou a estimativa aceitável. A Figura 3.5 ilustra o método iterativo utilizado na obtenção do valor do coeficiente de atrito.

Para a estimação correta do momento de inércia, foram necessárias duas tarefas. A primeira foi a aquisição das formas de onda na partida do MIT à vazio. Foi utilizado osciloscópio digital, com 4 canais de tensão ou corrente, com captação da forma de onda dos 4 canais e com aquisição e tratamento via software/PC. Foi utilizada a escala de 25 ms/Divisão para escala do tempo (horizontal) e escala de 20 A/Divisão para a escala vertical.

A Figura 3.6 apresenta as formas de onda das três correntes do estator na partida do MIT.

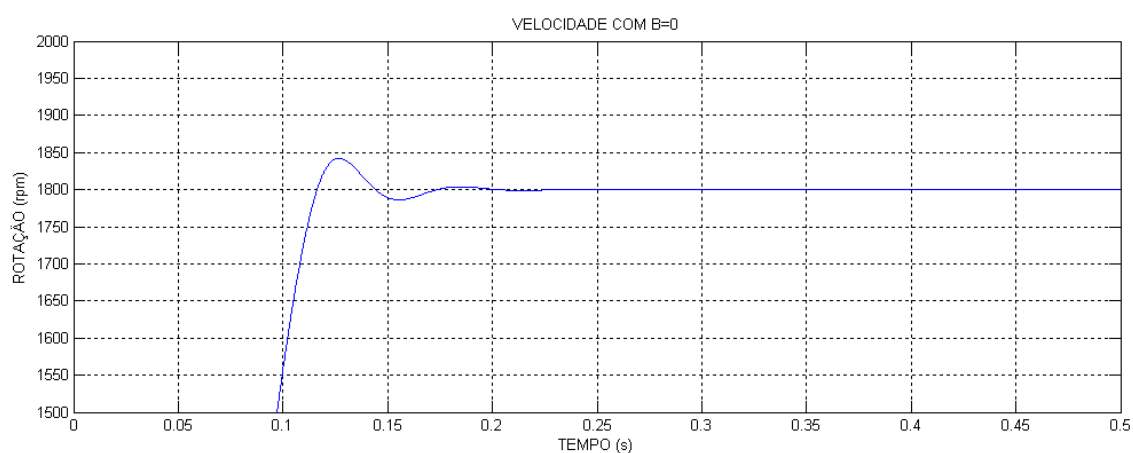


Figura 3.4.a – Gráfico da Velocidade para Coeficiente de Atrito Nulo

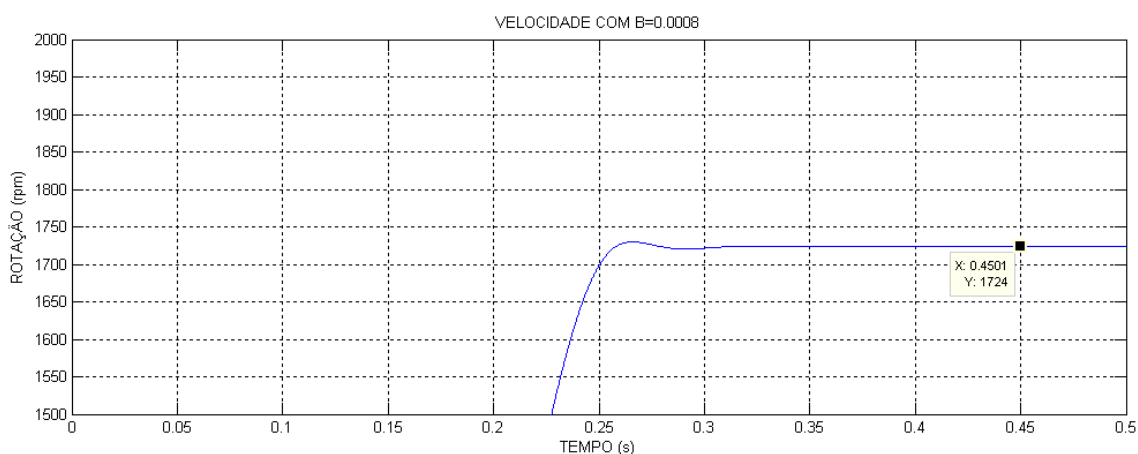


Figura 3.4.b – Gráfico da Velocidade para Coeficiente de Atrito de 0,0008 N.m

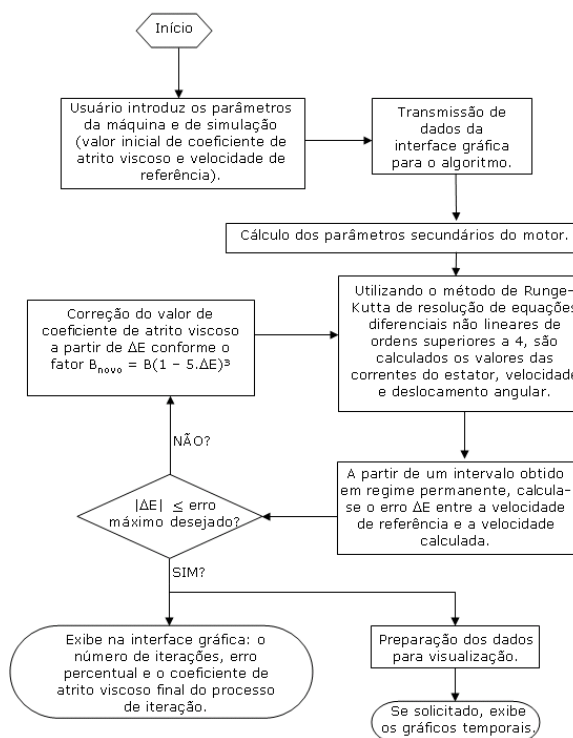


Figura 3.5 – Fluxograma do Processo Iterativo para Obtenção do Coeficiente de Atrito

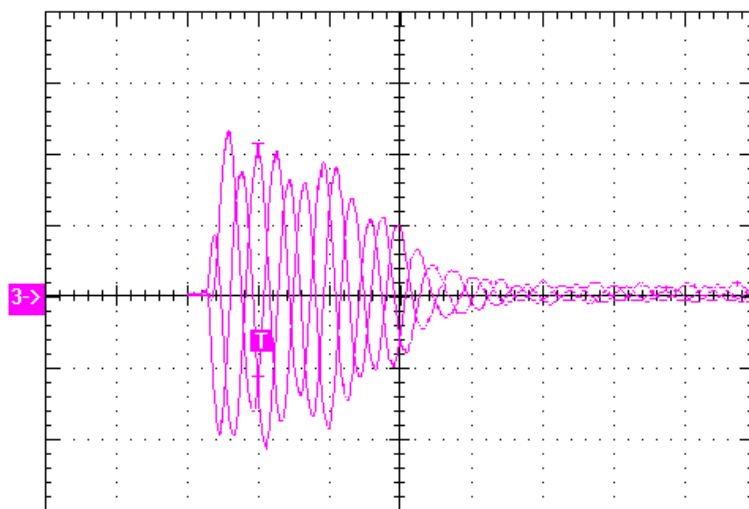


Figura 3.6 – Formas de Onda das Correntes do Estator Captados na Partida do MIT

Essa captação era necessária para a identificação experimental do tempo de partida à vazio. A partir desse tempo, foi estimado o valor do momento de inércia em 0,013 kg.m² e observa-se na Figura 3.7 a simulação do MIT já com os parâmetros

mecânicos estimados, e observa-se a similaridade com a partida experimental da Figura 3.6.

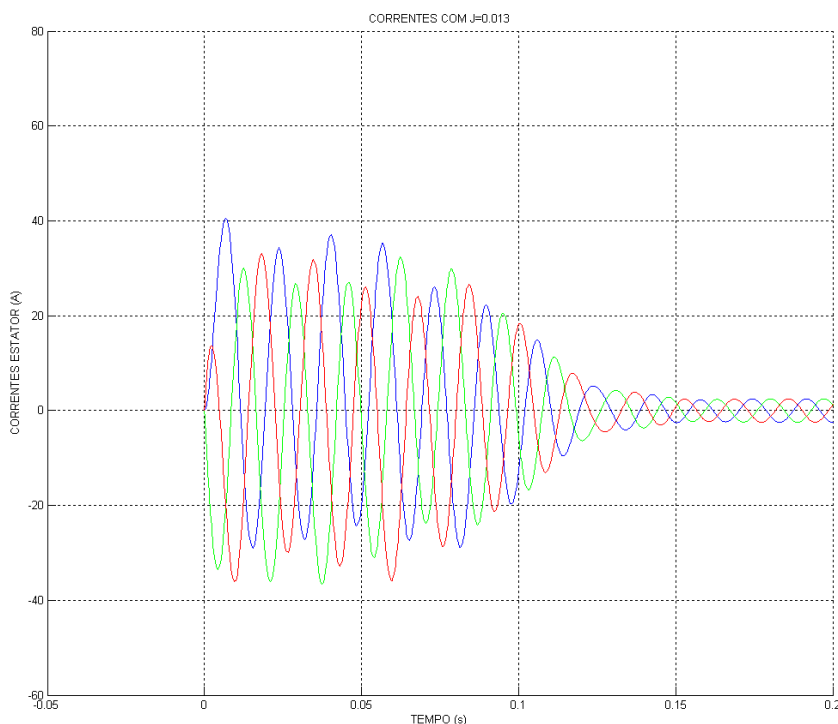


Figura 3.7 – Formas de Onda das Correntes do Estator Simulando a Partida do MIT

Essa similaridade é importante para o tempo de partida. O valor de pico da corrente na partida e o valor de pico em regime. Os tempos de partida em ambas as figuras estão próximos de 150 ms. O pico da corrente na partida é de aproximadamente 40 A e o pico da corrente em regime permanente é próximo de 2 A à vazio.

3.1.3 Cálculo do conjugado mecânico externo

A fim de calcular o conjugado mecânico externo para determinada condição operacional, é possível, a partir do valor de corrente medido, calcular o conjugado mecânico externo para aquela condição de operação.

Um algoritmo é apresentado na próxima seção para o cálculo do conjugado mecânico externo sobre o MIT e é possível observar que a obtenção dos valores de conjugado é o primeiro passo para a obtenção da curva típica de carga (DEWAN, 1984), curva essa importante para a observação da operação do sistema motriz e que relaciona, assim como no MIT, a variação do conjugado mecânico externo com

a velocidade mecânica do eixo (DEWAN, 1984). Baseado no apêndice B é previsto uma independência das variáveis velocidade e conjugado em relação às grandezas pressão de trabalho e vazão de saída do compressor, respectivamente (STOSIC, 2005).

3.1.3.1 Algoritmo para cálculo do conjugado mecânico externo

O algoritmo para o correto cálculo é descrito no fluxograma apresentado na Figura 3.8.

O algoritmo necessita, a cada ciclo de decisão, resolver a equação diferencial ordinária de oitava ordem apresentada na equação 3.1. Daí a importância de um valor inicial de conjugado próximo do valor de melhor estimativa, mediante um grande esforço computacional a cada ciclo. O apêndice C descreve o método experimental para obtenção da corrente de referência.

O algoritmo foi implementado em plataforma MATLAB® e desenvolvida uma interface de comunicação entre usuário e processador. A interface foi desenvolvida com a ferramenta “GUIDE”, parte integrante do conjunto de programas da plataforma MATLAB®.

3.2 Tipos de cargas do MIT

Segundo Dewan (1984), as cargas descritas, acopladas ao eixo do MIT, são representadas por curvas que mostram a variação entre o conjugado externo mecânico aplicado ao eixo do motor e a velocidade do eixo mecânico.

3.2.1 Carga quadrática

As cargas quadráticas obedecem à lei da potência cúbica (DEWAN, 1984) (ALMEIDA, 2005), ou seja, a menor variação na velocidade ocasiona uma variação quadrática no conjugado. As bombas centrífugas e ventiladores industriais são cargas desta natureza (ALMEIDA, 2005; MOREIRA, 2006; SCHMIDLIN JÚNIOR, 2006).

A Figura 3.9 apresenta um gráfico típico da carga quadrática dos ventiladores industriais (MOREIRA, 2006) e bombas centrífugas (SCHMIDLIN JÚNIOR, 2006).

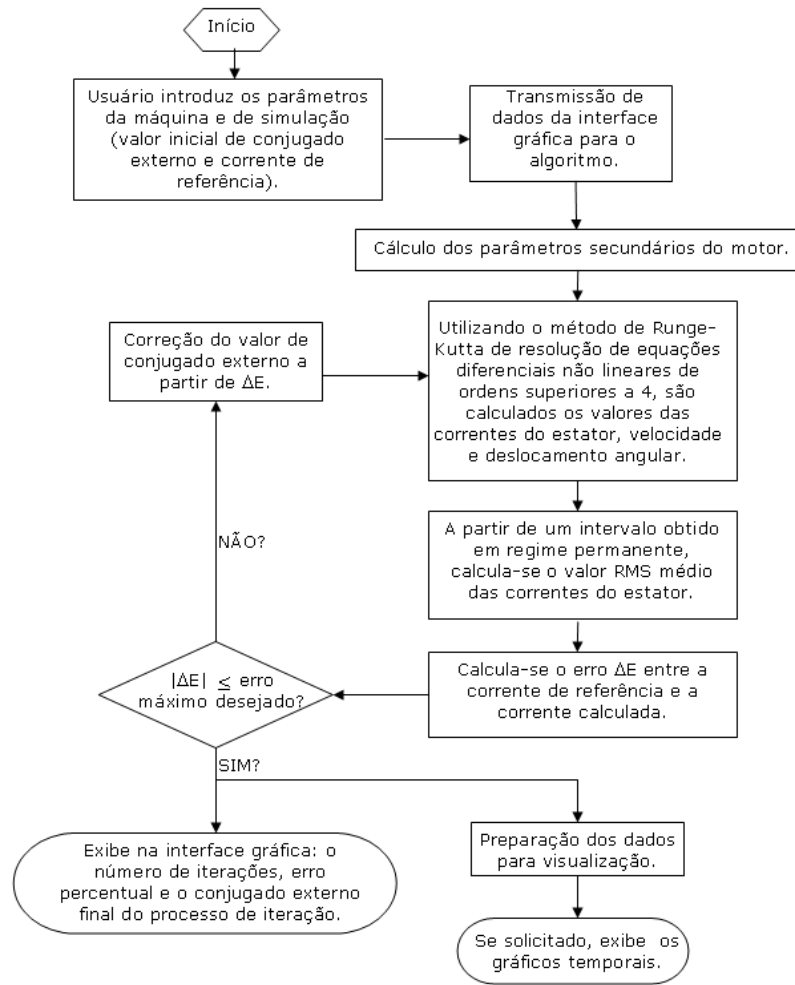


Figura 3.8 – Algoritmo para o Cálculo do Conjugado Mecânico Externo

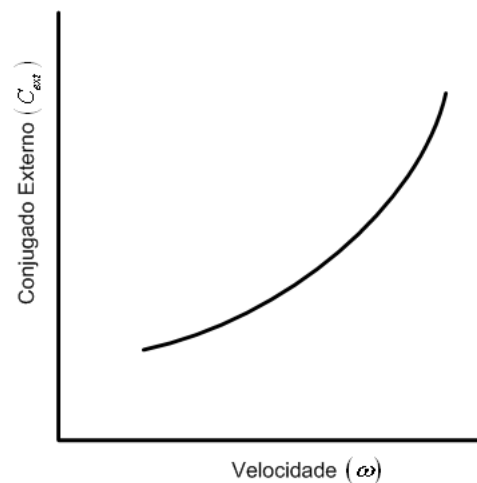


Figura 3.9 – Curva Típica de um Ventilador Industrial e de uma Bomba Centrífuga

3.2.2 *Carga linear*

Cargas lineares também são usuais. Dentre elas pode-se citar os compressores em geral e as esteiras mecânicas (ALMEIDA, 2005). As cargas lineares seguem a tendência de não ter a mesma redução de potência consumida como as cargas quadráticas, que seguem a lei da potência cúbica, com a variação de velocidade.

A Figura 3.10 apresenta uma curva característica de carga linear.

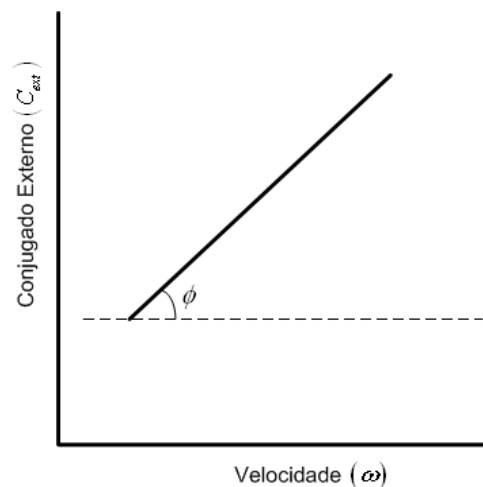


Figura 3.10 – Curva Característica da Carga Linear

3.2.2.1 *Carga linear constante*

A carga linear constante é um caso específico da carga linear apresentada anteriormente. Esta carga é típica de conjugado médio constante. Dentre exemplos típicos têm-se alguns tipos de compressores como os compressores volumétricos e as esteiras (ALMEIDA, 2005).

A Figura 3.11 apresenta a curva típica da carga linear constante.

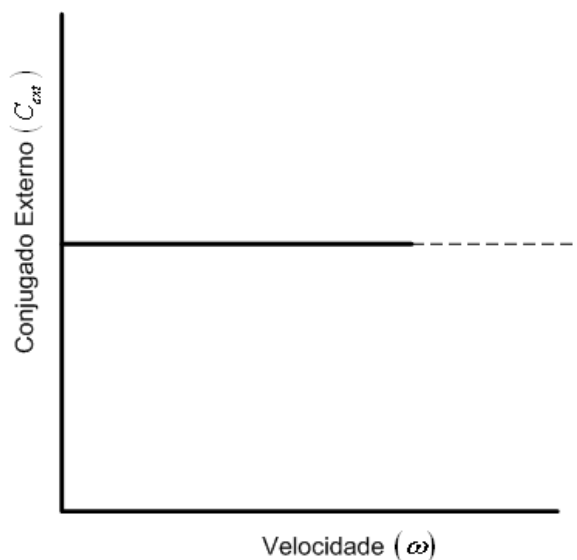


Figura 3.11 – Curva Característica da Carga Constante

Segundo (ROLLINS, 1989) cargas com regime constante na curva de carga são também as ferramentas e válvulas pneumáticas, além de que, os compressores alternativos possuem durante o ciclo de compressão, um conjugado médio constante durante todo o período (ROLLINS, 1989). No ciclo do compressor alternativo à pistão, há 4 etapas termodinâmicas. As aberturas e fechamentos de válvulas, tanto de admissão quanto de escape, fazem com que a natureza do conjugado no tempo seja oscilatório e possua valor médio constante (ROLLINS, 1989).

O compressor parafuso possui uma variação de conjugado também oscilatório, mas por degraus, ou seja, na admissão ele possui um nível constante de conjugado, na compressão ele sofre um aumento instantâneo para outro nível e na descarga ele sofre outro degrau, sendo este decrescente (RODRIGUES, 1991), mostrando que o valor médio de conjugado é constante durante o ciclo.

As cargas constantes consomem menos energia que as carga lineares com inclinação em sua curva, pois não importando a variação de velocidade, não há variação do conjugado, enquanto que na carga linear com inclinação além da variação de velocidade, deve ser levado em conta a variação no conjugado, e assim uma maior potência é consumida.

3.3 Acionamento eletrônico à velocidade variável (AVV)

Esta seção dedica-se a explicação acerca do conversor de energia utilizado na variação de velocidade, algumas propriedades e características desse equipamento, como circuito eletrônico de potência, controle e carga.

3.3.1 Inversores de frequência

Os inversores de frequência são os dispositivos responsáveis pela conversão entre o link CC e o lado CA. O AVV utilizado ainda é composto do retificador que transforma a energia da rede para o link CC. A Figura 3.12 (LIPO, 1996; ALMEIDA, 2005, 1990; DEWAN, 1984) apresenta o esquema geral de um AVV.

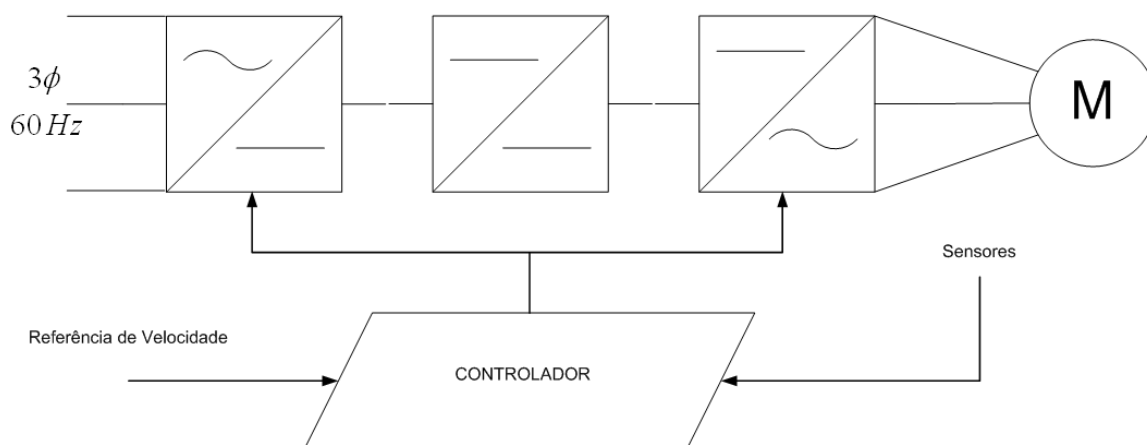


Figura 3.12 – Circuito Geral dos AVVs

3.3.1.1 *Inversor fonte de tensão (VSI) seis pulsos*

O VSI é uma ponte inversora, composta em geral de IGBTs, GTOs ou MCTs, antecedido por um retificador controlado a tiristores, ou não controlado, e o seu sistema de controle é conhecido como sistema de modulação de seis pulsos. No inversor é importante a função de bloqueio das chaves por isso o grande uso com as chaves eletrônicas citadas anteriormente (BARBI, 2005). A Figura 3.13 apresenta o circuito de potência do VSI seis pulsos.

O controle de inversão pelo método dos seis pulsos, funciona por uma correta ordem de condução e bloqueio das chaves S_1 , S_2 , S_3 , S_4 , S_5 e S_6 . A Tabela 3.4

apresenta a seqüência correta de condução e quais chaves são bloqueadas a cada seqüência de acionamento, baseado na Figura 3.13, para saída senoidal simétrica e equilibrada, mas com alta taxa de distorção harmônica (TDH) (LIPO, 1996; BARBI, 2005).

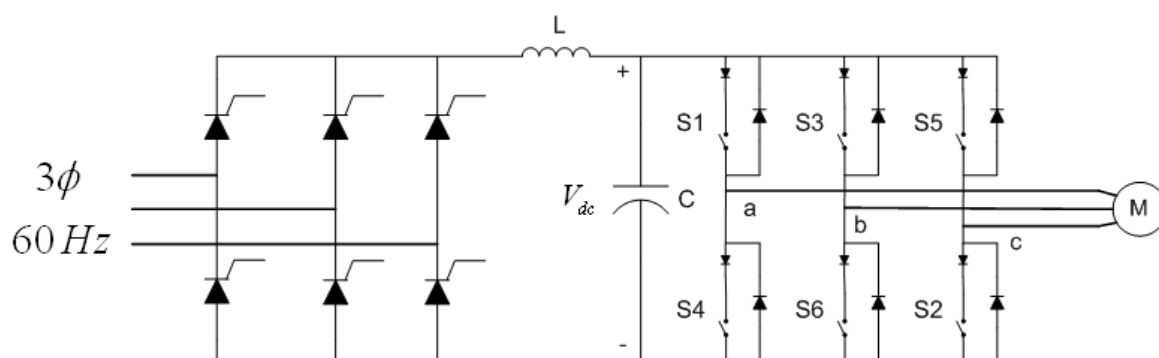


Figura 3.13 – VSI seis pulsos

Tabela 3.4 – Seqüência de Acionamento das Chaves Eletrônicas no VSI Seis Pulsos

Dinâmica das Chaves Eletrônicas – Seis Pulsos	
Chaves em Condução	Chave Bloqueada
S_5, S_6 e S_1	-
S_6, S_1 e S_2	S_5
S_1, S_2 e S_3	S_6
S_2, S_3 e S_4	S_1
S_3, S_4 e S_5	S_2
S_4, S_5 e S_6	S_3
S_5, S_6 e S_1	S_4

As comutações ocorrem a cada 60° . Com isso a forma de onda das tensões de linha, são apresentados na Figura 3.14 (LIPO 1996).

A forma de onda da tensão de linha na saída do inversor possuirá uma componente fundamental com valor eficaz quantificada na equação 3.6 (LIPO, 1996).

$$V_{vsi-linha} (fund) = 0,78 \cdot V_{dc} \quad (3.6)$$

E assim, pode-se averiguar uma relação entre a tensão eficaz de fase da rede elétrica e o valor eficaz da componente fundamental da tensão de linha na saída do inversor, pela equação 3.7.

$$V_{vsi-linha} (fund) = 1,8252 \cdot V_{f-REDE} \quad (3.7)$$

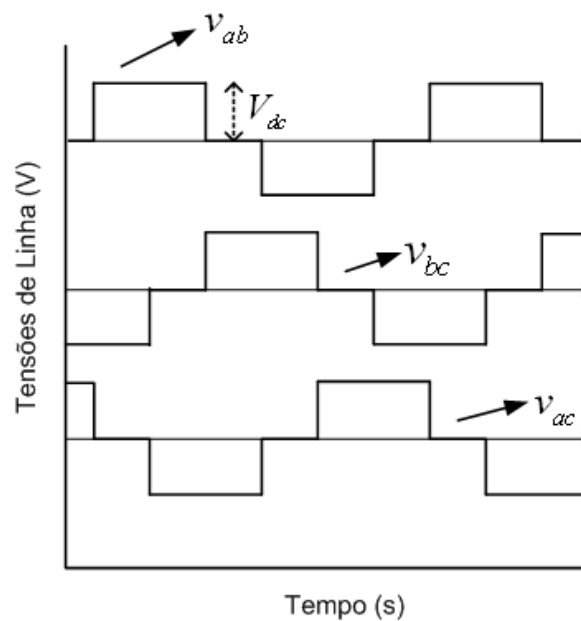


Figura 3.14 – Forma de Onda das Tensões de Linha no Modo Seis Pulsos

3.3.1.2 VSI com modulação pela largura de pulso (PWM)

A modulação por largura de pulso é um controle que diminui as pulsações no conjugado presentes no controle por seis pulsos, mas aumenta as harmônicas presentes na frequência de chaveamento utilizada.

A modulação PWM, também conhecida como modulação por blocos, é caracterizada pela alternância do estado de determinadas chaves de um mesmo

braço do inversor, em cada período de acionamento apresentado na Tabela 3.4. A Tabela 3.5 apresenta, a partir da Tabela 3.4, quais chaves de um mesmo braço ficam em comutação alternada (alternância de estado), dentro de um dos pulsos (LIPO, 1996; BARBI, 2005).

Tabela 3.5 – Seqüência de Alternância das Chaves Eletrônicas no VSI PWM

Dinâmica das Chaves Eletrônicas – PWM	
Chaves em Condução	Chave Bloqueada
S_5, S_6 e S_1	-
S_6, S_1 e S_2	S_5
S_1, S_2 e S_3	S_6
S_2, S_3 e S_4	S_1
S_3, S_4 e S_5	S_2
S_4, S_5 e S_6	S_3
S_5, S_6 e S_1	S_4

Com a seqüência estabelecida na Tabela 3.5, pode-se observar as formas de onda das tensões de linha na saída do inversor na Figura 3.15.

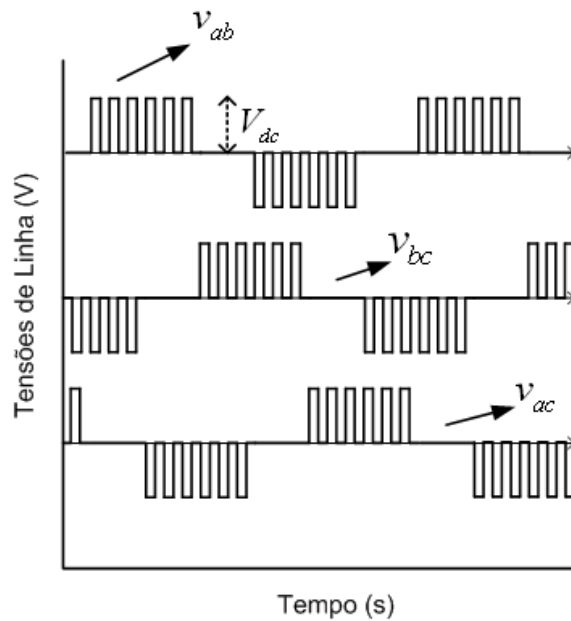


Figura 3.15 – Forma de Onda das Tensões de Linha no Modo PWM

A Figura 3.13 também caracteriza o circuito de potência para a modulação PWM, ou seja, a tensão é controlada no retificador controlado.

3.3.1.3 VSI com modulação senoidal pela largura de pulso (SPWM)

A modulação SPWM tem por objetivo, a partir da variação das larguras dos pulsos, obter senóides com o menor conteúdo harmônico, ou pelo menos, conteúdo harmônico menor que nas modulações anteriores (MOREIRA, 2006; BARBI, 2005; LIPO, 1996).

Com a melhora do conteúdo harmônico, é observada também a diminuição do conjugado pulsante (LIPO, 1996).

A modulação SPWM se baseia em três senóides de controle, chamadas moduladoras (v_{a0} , v_{b0} e v_{c0}) e de uma onda periódica triangular chamada portadora (v_{tri}). A portadora é uma triangular simétrica, ou seja, possui valor máximo e valor mínimo. As moduladoras são defasadas em 120° entre si e a partir de uma comparação entre moduladoras e portadora, se dá o chaveamento (BARBI, 2005).

O processo realizado nessa comutação é descrito na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Estratégia de Acionamento das Chaves Eletrônicas no Inversor SPWM

Dinâmica das Chaves Eletrônicas – SPWM		
Condição	Chave em Condução	Chave Bloqueada
$v_{a0} > v_{tri}$	S_1	S_4
$v_{b0} > v_{tri}$	S_3	S_6
$v_{c0} > v_{tri}$	S_5	S_2
$v_{a0} < v_{tri}$	S_4	S_1
$v_{b0} < v_{tri}$	S_6	S_3
$v_{c0} < v_{tri}$	S_2	S_5

A frequência da onda moduladora define a frequência da componente fundamental da tensão de linha de saída do inversor, e a frequência da portadora estabelece a frequência de chaveamento das chaves eletrônicas (BARBI, 2005). Já a amplitude da tensão trifásica de saída é controlada pela variação das amplitudes das moduladoras em relação à portadora e, conseqüentemente, a variação da largura dos pulsos na forma de onda da tensão de saída preservando a modulação (BARBI, 2005). Nessa modulação, diferente das anteriores, há controle, além da frequência da onda de saída, da amplitude da componente fundamental da tensão de saída (LIPO, 1996). A Figura 3.16 apresenta o circuito de potência do inversor SPWM, onde o retificador não é mais controlado, e sim uma ponte trifásica a diodo.

Pode-se observar com a estratégia SPWM, que a tensão de linha se dá em três níveis e é apresentada conforme a Figura 3.17. A modulação SPWM é a modulação mais largamente utilizada e com certeza a que trás maiores benefícios para o sistema motriz. As Figuras 3.18 e 3.19 apresentam o ciclo positivo e negativo, respectivamente, da tensão de linha gerada de um VSI SPWM.

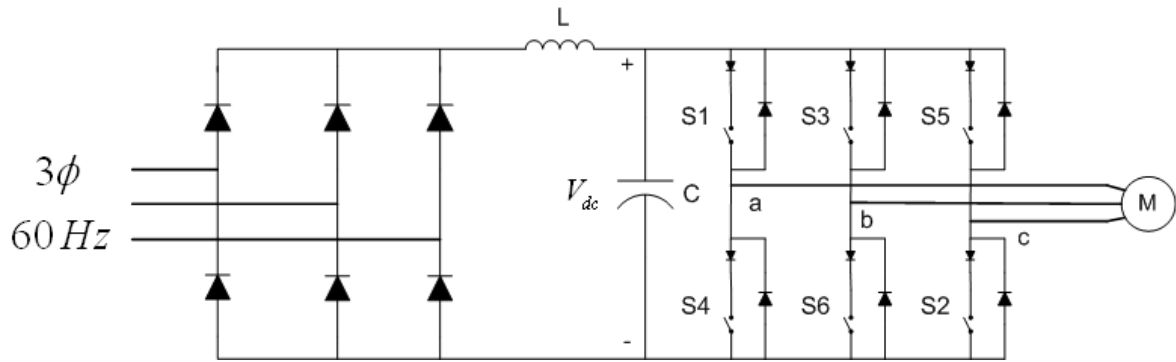


Figura 3.16 – VSI SPWM

A partir do conhecimento dos inversores de frequência e seus sistemas de modulação de potência pode-se estudar o melhor sistema de controle a ser adotado para a variação de velocidade do MIT e a estratégia de controle da velocidade, sem perdas para o sistema motriz. Assim, será abordado o estudo completo do AVV.

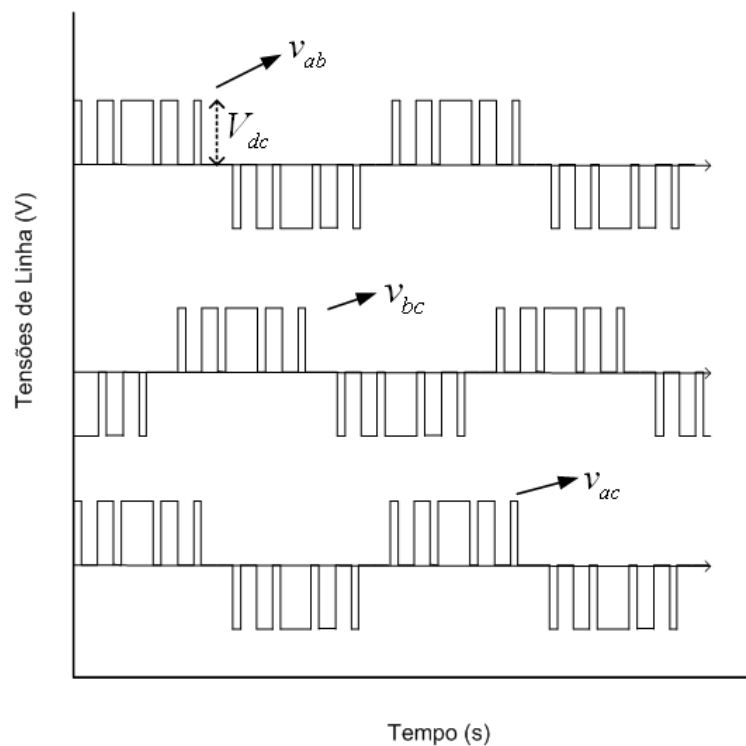


Figura 3.17 – Forma de Onda das Tensões de Linha no Modo SPWM

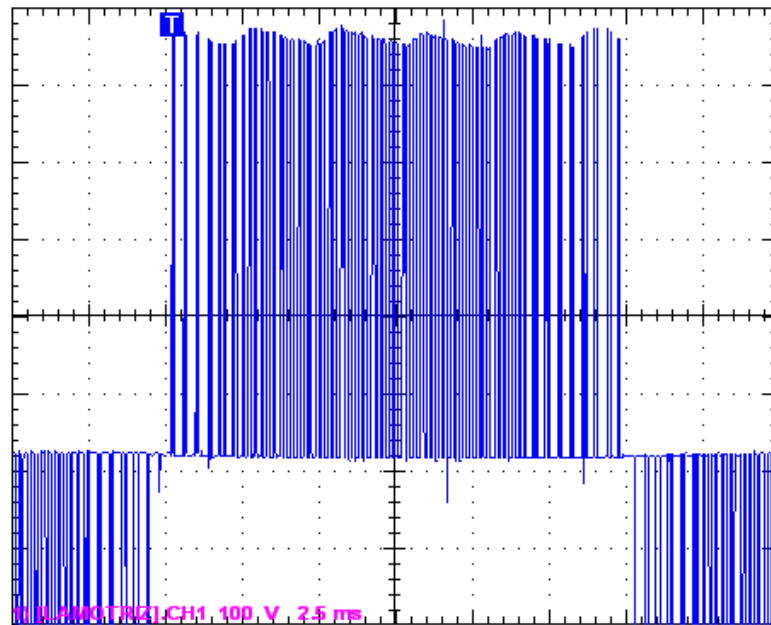


Figura 3.18 – Forma de Onda da Tensão de Linha com VSI SPWM por Osciloscópio (Ciclo Positivo)

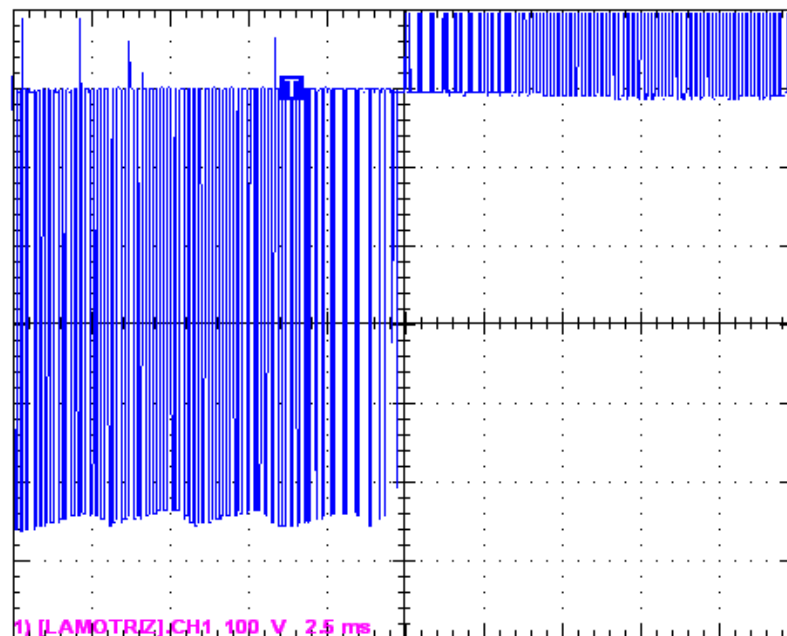


Figura 3.19 – Forma de Onda da Tensão de Linha com VSI SPWM por Osciloscópio (Ciclo Negativo)

3.3.2 Técnica de controle de velocidade do MIT

A técnica de controle adotada remonta a estratégia de controle para o uso correto do dispositivo eletrônico. Fisicamente, a máquina tem um comportamento propício para a variação de velocidade.

3.3.2.1 *Controle escalar de velocidade*

O controle escalar de velocidade é muito utilizado, a maioria nas aplicações industriais, e no caso do controle de velocidade para a carga compressor, ele possui todos os requisitos necessários para o devido controle. O compressor parafuso, óleo-injetado, não deve ter sua velocidade variada a valores menores que 66% da frequência nominal de alimentação. Isso devido à temperatura do óleo na câmara de compressão que é naturalmente aquecido pela velocidade de rotação dos rotores (AGUIAR, 2007). É conhecido também que o controle escalar de velocidade tem boa resposta para variações de até 50% da velocidade nominal para determinada carga. Isto porque diminuindo-se a velocidade, abaixo dos 50% da velocidade nominal, a zona de enfraquecimento de campo altera ao fluxo do entreferro em função da frequência de alimentação (MOREIRA, 2006).

O controle escalar é baseado na propriedade que o fluxo no entreferro, principal responsável pelo conjugado eletromagnético gerado pelo MIT, é mantido constante caso a relação tensão de alimentação pela frequência de alimentação seja mantida constante (LIPO, 1996). Conforme apresentado em (AGUIAR, 2007), a relação que mantém constante a relação tensão/frequência ($\frac{v_{abc}^i}{f_i}$) é dada na equação 3.8. A relação mantém constante o fluxo no entreferro (ϕ_{EF}) sabendo que não há variação do número de espiras efetivas (N_N) e no fator de empilhamento das bobinas (K_e).

$$\frac{v_{abc}^1}{f_1} = \frac{v_{abc}^2}{f_2} = \dots = \frac{v_{abc}^i}{f_i} = 4,44 \cdot N_N \cdot K_e \cdot \phi_{EF} \quad (3.8)$$

O conjugado eletromagnético é mantido constante a partir da equação 3.9. Isso é observado a partir da não variação do número de pares de pólos (P), da força

magnetomotriz resultante do entreferro ($\sum |F_{mmEF}|$) e do ângulo entre as componentes de força magnetomotriz do estator e do rotor ($\delta_{F_{mmEF}}$).

$$C_{ele} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{P}{2}\right)^2 \cdot \phi_{EF} \cdot \sum |F_{mmEF}| \cdot \text{sen}(\delta_{F_{mmEF}}) \quad (3.9)$$

A partir da estratégia de controle com variação de velocidade e garantias do bom funcionamento do MIT, é verificado que a modulação SPWM é suficiente para o controle de velocidade do MIT, e o sistema de controle em malha aberta é apresentado na Figura 3.20.

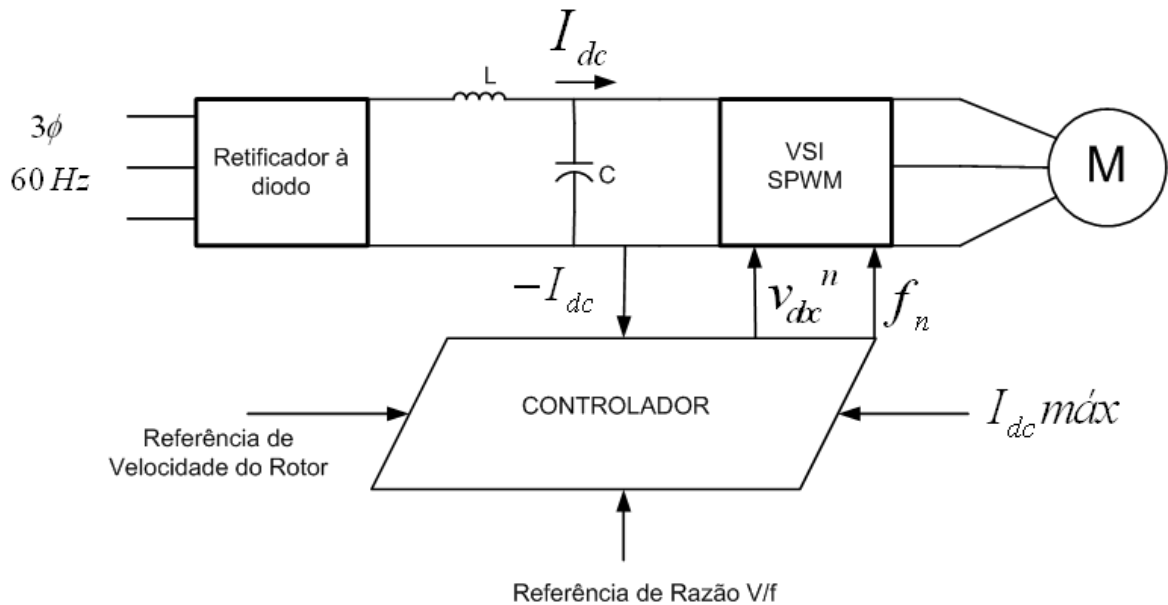


Figura 3.20 – VSI SPWM com Controle Escalar de Velocidade em Malha Aberta

O sistema de controle necessita de uma razão V/f de referência, que é compensada pelas variações da corrente no link CC com a corrente máxima permitida. A corrente no link CC também é responsável por monitorar a frequência de escorregamento, ou a velocidade das forças magnetomotrizes no entreferro. A partir desse enlace, é verificado o valor correto de frequência elétrica para o VSI SPWM, com a compensação da velocidade do rotor e da frequência de escorregamento (LIPO, 1996).

3.4 Resumo do capítulo

O capítulo apresentou a modelagem e teoria relativa ao MIT utilizada para a simulação em ambiente MATLAB®, as características dinâmicas da máquina a partir da teoria apresentada, e o algoritmo de estimação de conjugado mecânico externo, demonstrando a possibilidade de descrição da carga a partir do conhecimento de sua curva de carga.

Foram apresentados os métodos e ensaios elétricos clássicos para a obtenção dos parâmetros do MIT e os cálculos (práticos) para a obtenção de todos os parâmetros considerados no MIT.

Realizou-se um estudo sobre os tipos de curva de carga presentes, e na última seção foi apresentado um estudo relacionado aos VSDs , seu sistema eletrônico, o controle deste sistema eletrônico e a estratégia de controle utilizada mediante o conhecimento das características físicas do MIT, ou seja, manter o fluxo no entreferro constante.

A técnica V/f constante em malha aberta foi apresentada com o uso do VSI SPWM, mostrando a importância do inversor utilizado e da técnica de modulação para o objetivo da pesquisa.

4 BANCADA EXPERIMENTAL DE COMPRESSÃO DO AR E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

O capítulo é destinado à descrição da bancada experimental de compressão do ar, os procedimentos experimentais necessários aos ensaios e o sistema supervisor.

4.1 Bancada experimental de compressão do ar

Na bancada de compressão de ar são apresentados a planta geral de trabalho com o sistema pneumático e suas peculiaridades, o sistema de acionamento e o sistema de aquisição de dados. Os sensores que são utilizados e conectados à rede são apresentados a seguir, nas diversas seções.

4.1.1 Projeto: Sistema de geração e distribuição de ar comprimido

É iniciada a descrição da planta pneumática com a Figura 4.1:

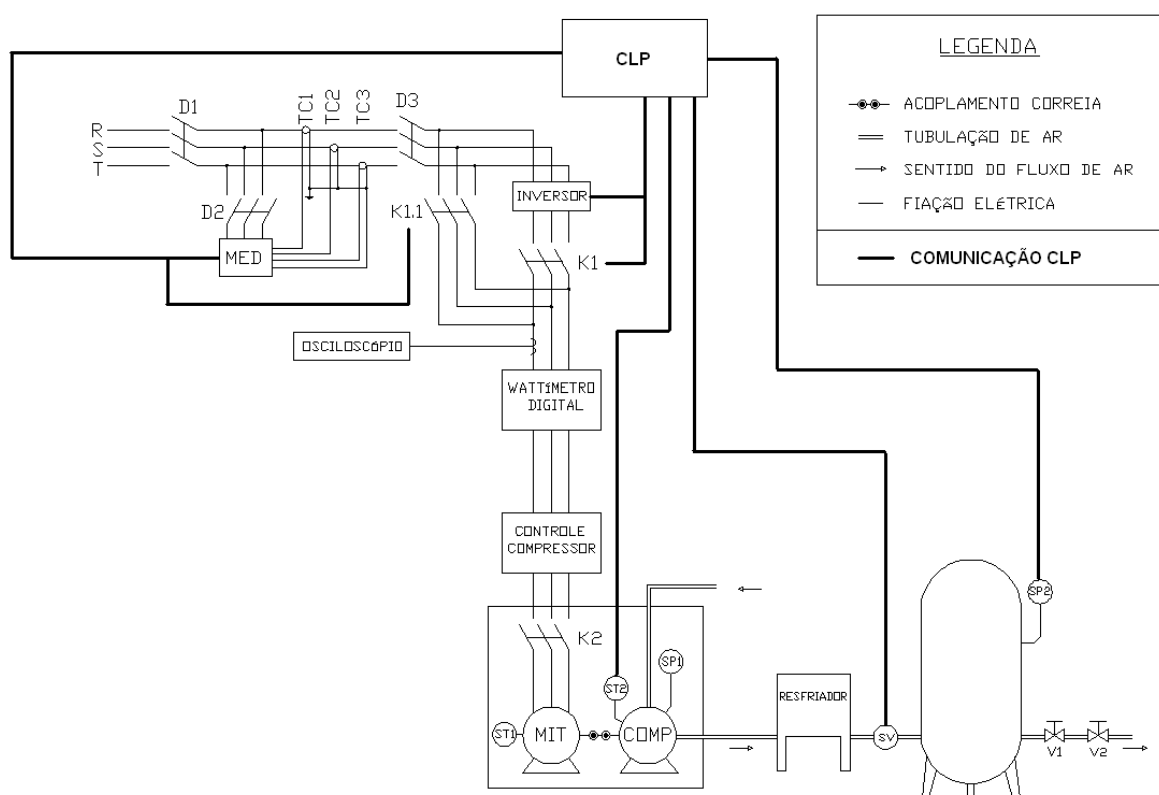


Figura 4.1 – Planta da Bancada Experimental de Compressão de Ar

Pode-se observar com clareza tanto o sistema de acionamento e controle elétrico, o sistema pneumático, os sensores localizados e sistemas de medição são apresentados. A Tabela 4.1 apresenta a legenda referente à Figura 4.1.

Tabela 4.1 – Legenda

D1	Disjuntor 1
D2	Disjuntor 2
D3	Disjuntor 3
TC1	Transformador de corrente 1
TC2	Transformador de corrente 2
TC3	Transformador de corrente 3
K1	Contactador 1
K1.1	Contactador 1.1
K2	Contactador 2
ST1	Sensor de Temperatura 1
ST2	Sensor de Temperatura 2
SP1	Sensor de Pressão 1
SV	Sensor de Vazão
SP2	Sensor de Pressão 2
V1	Válvula Manual 1
V2	Válvula Manual 2
MED	Medidor Multi-grandezas

4.1.1.1 Sistema de geração: Compressor parafuso

O compressor parafuso para projeto é de perfil tipo sigma 5/6, onde o acoplamento entre o motor e a câmara de compressão é feito por correias do tipo V, óleo-injetado e possui um controle da pressão de trabalho e da temperatura do óleo na câmara de compressão. O sistema de controle do compressor desabilita o funcionamento do motor caso a temperatura do óleo passe de 100° C ou em caso de mudança na direção de rotação do MIT. A Figura 4.2, mostra o compressor parafuso.

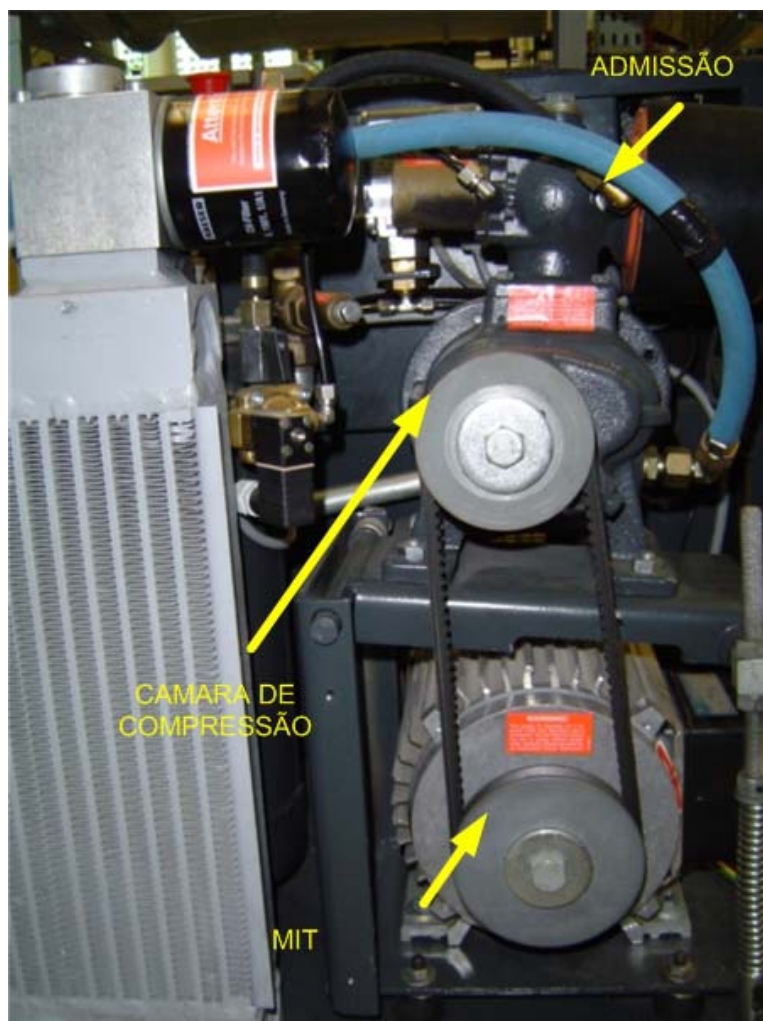


Figura 4.2 – Compressor Parafuso

O compressor possui um pressostato que atua tanto na pressão média para o ciclo do controle de carga (liga/desliga), quanto no diferencial de pressão em que acontece o ciclo. A Figura 4.3 mostra o pressostato (P1). Os dados do MIT foram apresentados no capítulo 3, nas Tabelas 3.1, 3.2 e 3.3. O sensor de temperatura (ST2) instalado dentro do enrolamento do motor fornece a temperatura do enrolamento do MIT e está conectado ao CLP.

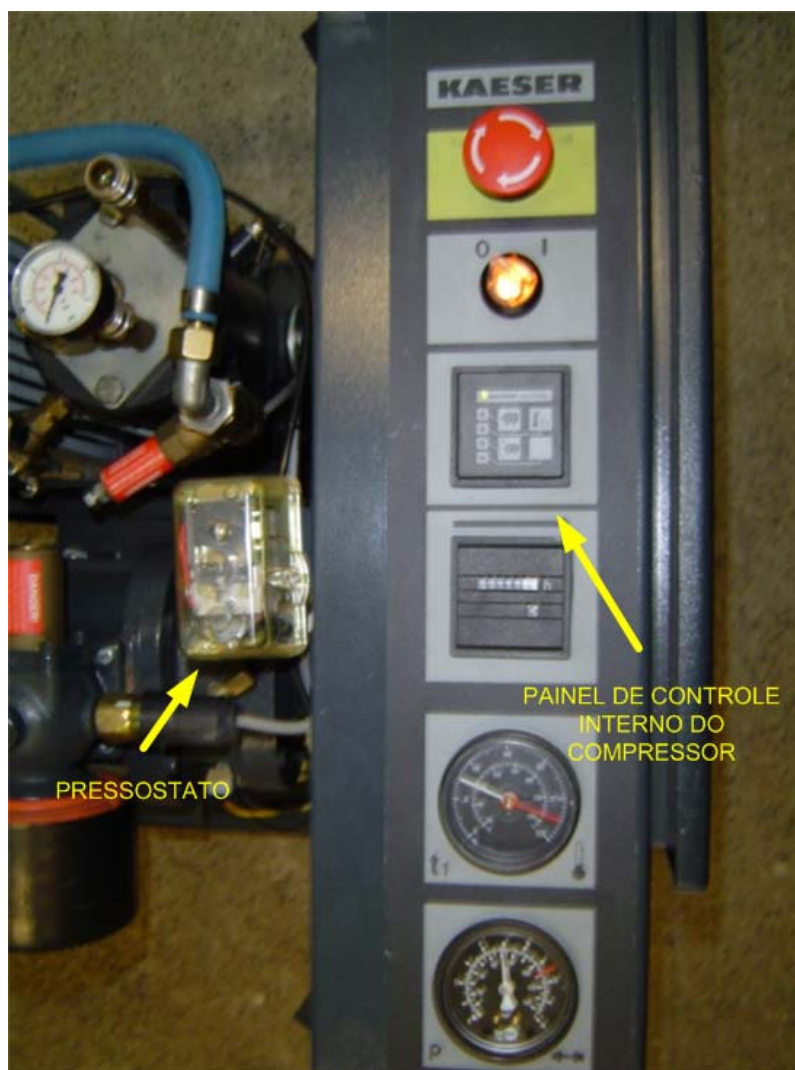


Figura 4.3 – Pressostato do Compressor Parafuso

Os dados de trabalho do compressor são apresentados na Tabela 4.2, e o compressor é de modelo SX3 da “Kaeser Kompressoren”, empresa alemã regida por normas alemãs e européias. Todas as pressões são manométricas.

Tabela 4.2 – Dados do Compressor – Fabricante

Pressão (bar)	Vazão (m ³ /h)
7,6	19,54
8,6	17,33
10,0	14,44
13,1	9,34

Estes dados são baseados na norma europeia OSHA CFR 29 – 1910.147.

A norma possui uma determinada parametrização de testes que não foi possível sua reprodução no laboratório do LAMOTRIZ/UFC. Assim, foram feitos os testes para a vazão nominal, em requisitos de ensaios específicos para a aplicação do trabalho (determinada temperatura, pressão de trabalho e composição do ar atmosférico). Foram obtidos valores experimentais para as pressões médias de 7,5 e 6,5 bar, apresentados na Tabela 4.3

Tabela 4.3 – Dados dos Ensaios Padronizados

Pressão (bar)	Vazão (m ³ /h)
6,5	16,07
7,5	15,92

O ensaio padronizado para a obtenção dos valores na Tabela 4.3 é descrito no apêndice C. Na Tabela 4.4 são apresentados os valores de conjugado mecânico externo utilizados para simulação do sistema de compressão, incluindo-se acionamento e MIT, a partir da obtenção dos valores nominais apresentados na Tabela 4.3. Os valores nominais apresentados são oriundos da corrente de alimentação do MIT conforme o procedimento descrito na seção 3.1.5.1. Os valores de conjugado no momento de alívio do acionamento “dual” ou carga/alívio, são relacionado na Tabela 4.5.

Tabela 4.4 – Dados de Conjugado para Ensaios Padronizados

Pressão (bar)	Conjugado (N.m)
6,5	12,20
7,5	13,46

Tabela 4.5 – Dados de Conjugado para Acionamento “Dual” no Momento de Alívio

Pressão (bar)	Conjugado (N.m)
6,5	4,93
7,5	5,18

O procedimento para obtenção desses valores é descrito no apêndice C.

4.1.1.2 Sistema de distribuição: “Aftercooler” e reservatório de ar.

Sobre o sistema de distribuição, o “aftercooler” está dentro das especificações de vazão e temperatura de entrada do aparelho. Este é um resfriador posterior da série “Turbo Air” para ar comprimido da Metalplan. O modelo é “Turbo-Air 030” para uma vazão de até 51 m³/h em 7 bar de pressão manométrica. Este resfriador reduz a temperatura de saída do compressor na faixa entre 80° C e 100° C para a faixa entre 30° C e 45° C. O princípio de resfriamento é por ventilação e este possui um motor de 30 W, monofásico, no acionamento de uma sistema de ventilação com 4 hélices. A Figura 4.4 apresenta o “aftercooler” instalado.

O reservatório de ar obedece a regra de projeto apresentada em Rocha (2005), onde analisando que a maior vazão para o dado compressor é de 0,32 m³/min e apesar de ser um compressor parafuso, iríamos estudar regimes intermitentes deste compressor, portanto, usou-se a regra que a vazão em m³/min deve ser o valor do volume do reservatório em m³. Procurando em catálogos de fabricantes o número mais próximo de 0,32 m³/min é o reservatório de capacidade de 0,3 m³. A Figura 4.5 apresenta o reservatório instalado no sistema pneumático.



Figura 4.4 – Resfriador Posterior



Figura 4.5 – Reservatório de Ar

O reservatório possui um manômetro, um sensor de pressão digital, uma saída de ar e um sistema de dreno para acumulações no tanque.

4.1.2 Sensores

Sobres os sensores instalados no sistema de distribuição, serão comentados apenas os que estão conectados ao CLP e, conseqüentemente, ao supervisório. Estes são, observando a Figura 4.1, o sensor de temperatura no MIT (ST1), o sensor de pressão no reservatório de ar (SP2) e o sensor de vazão na linha entre o resfriador e o reservatório (SV).

4.1.2.1 *Sensor de vazão*

O sensor de vazão utilizado é um sensor de princípio termodinâmico de medição patenteado pela própria empresa. O sensor é do tipo “Efector-metris 300” SD-6000 da IFM Electronics. O sensor possui sistema de comunicação por porta analógica e porta digital.

Este sensor é desenvolvido especificamente para sistemas de ar comprimido e tem uma faixa de medições considerável para a aplicação proposta. Ele mede de 0

Nm^3/h à $75 \text{ Nm}^3/\text{h}$, onde suas condições normais são 1 bar, 15°C e 0% de umidade relativa. A Figura 4.6 mostra a colocação e aspecto do sensor de vazão.



Figura 4.6 – Aspecto Físico do Sensor de Vazão

A temperatura máxima que o sensor suporta é de 60°C , o que garante um bom funcionamento do sistema apresentado na Figura 4.1. O resfriador assegura temperaturas menores que a temperatura limite do sensor.

4.1.2.2 Sensor de Pressão

O medidor de pressão utilizado no reservatório de ar é também da empresa IFM Electronics. Este é da linha “Efector-Metris” 500, modelo PA 3023. Este medidor possui uma única saída analógica, o que é suficiente para o projeto em consideração, além de medir pressão em uma faixa de 0 bar á 25 bar. Deve ser ressaltado que o medidor é manométrico, portanto a faixa inicia em pressão nula. A Figura 4.7 mostra a localização do sensor de pressão.



Figura 4.7 – Sensor de Pressão

4.1.2.3 Sensor de Temperatura

O sensor de temperatura colocado no interior da carcaça do MIT do compressor é apresentado na Figura 4.8. O sensor é um PT-100 e seu princípio de funcionamento e sistema de transcrição de dados são descritos por Moreira (2006).

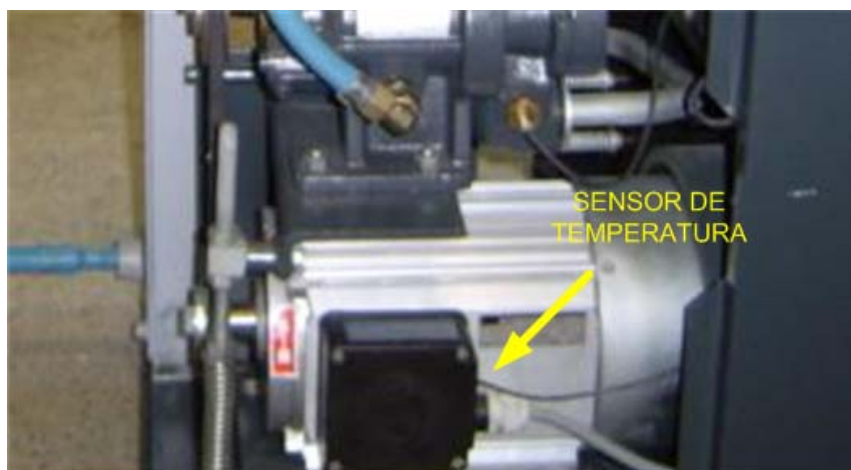


Figura 4.8 – Sensor de Temperatura – PT100

A partir da indicação deste sensor é que foi iniciada a coleta de dados no ensaio padrão apresentado no apêndice C.

4.1.3 Especificação dos acionamentos

Sobre os acionamentos serão indicados os sistemas utilizados para alimentação do MIT. Serão tratadas nessa seção apenas as características da rede elétrica e do VSD utilizado.

4.1.3.1 Rede Elétrica

A rede elétrica em baixa tensão que alimenta o LAMOTRIZ/UFC faz parte de uma rede de média tensão dentro do Campus do Pici da UFC. A tensão ofertada ao laboratório é de 380 V/220 V a 60 Hz, enquanto que a rede de média tensão do Campus é de 13,8 kV.

4.1.3.2 Acionamento à Velocidade Variável

O conversor de frequência utilizado na bancada experimental de compressão de ar são da mesma série e fabricante discriminados por Moreira (2006) e Schmidlin Júnior (2006).

No caso da bancada de compressão de ar o conversor é do tipo ATV31HU22N4A que tem como corrente máxima de entrada de 8,9 A a 380 V. O AVV é capaz de processar energia para um MIT de 2,2 kW (3 hp) o que se enquadra no caso da bancada experimental de compressão de ar.

O conversor pode alimentar um motor, com corrente de até 5,5 A. A potência aparente de consumo do conversor é de 5,9 kVA e a potência dissipada pelo conversor com carga nominal é de 79 W. A Figura 4.9 apresenta o quadro de alimentação da bancada, com o conversor e os contactores K1.1 e K1 apresentados na Figura 4.1.



Figura 4.9 – Quadro de Alimentação da Bancada Experimental de Compressão de Ar.

4.2 Sistema de aquisição e supervisão de dados

O sistema de aquisição e supervisão de dados é baseado na arquitetura SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition). O software supervisor foi desenvolvido na plataforma Elipse® e faz comunicação com um banco de dados em SQL®. Esse sistema supervisor foi desenvolvido por uma empresa particular e já faz parte das instalações do LAMOTRIZ/UFC.

Sobre a aquisição de dados, é necessário falar da rede de comunicação entre o supervisor e a interface homem-máquina (IHM), o primeiro adquire dados, comanda atuadores e sensores, comanda o conversor de frequência e o tipo de acionamento (acionamento dos contactores). O segundo apenas comanda o sistema de forma local. O supervisor fica em um servidor (PC) e a partir da rede de comunicação entre os CLPs de todas as bancadas e o servidor, os dados são colhidos do CLP para o servidor (PC). Sobre as variáveis elétricas elas são todas

adquiridas por intermédio de um medidor multi-grandezas e este se comunica diretamente com o CLP e, conseqüentemente, com o supervisório. O supervisório salva os dados no banco de dados do servidor (PC).

4.2.1 Interface Homem-Máquina (IHM)

O sistema IHM tem por finalidade realizar o comando dos acionamentos do MIT e também de visualização dos dados nos sensores via CLP. Os dados referentes a tensão de fase e corrente de linha são coletados diretamente do multi-grandezas e apresentado no IHM (Interface Homem-Máquina). Pela IHM ainda é possível comandar a alimentação via conversor de frequência.

O sistema funcionando pela IHM tem somente a finalidade de controlar a planta.

4.2.2 Sistema supervisório

O sistema supervisório funciona quando está desabilitado o funcionamento da IHM. O sistema supervisório tem duas redes ligadas, que mantém constante o fluxo de dados. As redes são as de CLPs e a de multi-grandezas. Os conversores de todas as bancadas são controlados pelo sistema supervisório e pela IHM, devido sua conexão com o CLP. Todo protocolo de comunicação é Modbus.

4.2.2.1 Aquisição de dados

A aquisição de dados se dá pela comunicação do supervisório com o CLP e com a desabilitação da IHM. O sistema controla o tempo de aquisição de dados, além da comunicação com os multi-grandezas.

O tempo utilizado nas aquisições da pesquisa foi de 1 segundo. Os valores capturados foram sempre vazão do compressor, temperatura do MIT, e pressão do reservatório de ar.

Observando a Figura 4.1, pode-se verificar que a intenção era poder medir tensão, corrente e potência total de consumo do MIT, sem a influência do conversor de frequência, visto que para aplicações de pequenos motores elétricos, a perda é desprezada, como visto nos dados do conversor no capítulo anterior. Para isso foram utilizados um wattímetro digital trifásico Yokogawa® e o osciloscópio digital

Tektronic® para captação das formas de onda de corrente que alimentavam o motor, visto a diferença nos valores eficazes das correntes de entrada e das correntes de saída do AVV (corrente de entrada cerca de 60% maior que a corrente de saída).

Com essas medidas, foram observadas as perdas intrínsecas no conversor de frequência, mesmo essas sendo desprezíveis, para efeito de simulação e apesar da diferença nas correntes (entrada e saída) não ser desprezível.

4.2.3 Medidor eletrônico multi-grandezas

O multi-grandezas utilizado foi a central de medida PM850 da Schneider Electric®. A Figura 4.10 apresenta o aspecto físico do multi-grandezas.



Figura 4.10 – Medidor Multi-Grandezas.

Esta central de medidas possui portas de comunicação via serial, o que torna sua aquisição de dados viável ao PC, consequentemente o supervisor, e também ao CLP.

Conforme a Figura 4.1, o medidor possibilita a medição da energia consumida também pelo conversor de frequência, quando em ensaios à frequência de alimentação variável. Para os ensaios com controles clássicos e consequentemente, com a rede elétrica como alimentação, os ensaios nos deram medidas elétricas diretamente usadas na análise.

O sistema necessita das tensões de linha como alimentação e suas medições. A partir de 3 TCs (TC1, TC2 e TC3), um para cada fase, estes coletam dados temporais de corrente. Com estas informações, a unidade de processamento do multi-grandezas afere medições de potência aparente, ativa e reativa além de THD de correntes e tensões.

4.3 *Resumo do capítulo*

O capítulo apresentou a descrição completa da bancada experimental de compressão de ar do LAMOTRIZ/UFC. Referência acerca de sensores e sistema de supervisão e captura de dados foram listados além da apresentação das especificidades técnicas de cada elemento.

Ao explorar a Figura 4.1 pode-se observar todas as possibilidades de um projeto experimental de uma bancada de estudos. Foi enfatizado o projeto pneumático, o acionamento e sensoramento, sendo as especificidades maiores acerca do sistema supervisor e das redes utilizadas em Moreira (2006) e Schmidlin Júnior (2006).

5 SIMULAÇÃO E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O capítulo propõe regras simples para as simulações que serão realizadas, resultados experimentais dos ensaios e algumas análises sobre as grandezas elétricas e pneumáticas envolvidas.

5.1 Procedimentos para simulação do sistema de compressão de ar

Sobre os procedimentos a serem utilizados para a simulação do sistema de compressão em cada tipo de acionamento, algumas regras básicas devem ser atendidas para facilitar a compreensão do processo de simulação.

O modelo utilizado para o MIT foi descrito no capítulo três e do compressor, levando em conta o tipo de acionamento, foi descrito no capítulo dois. A plataforma de simulação foi o MATLAB®/Simulink onde foi utilizado o módulo que descreve a máquina assíncrona, como motor ou gerador, e quando motor, bobinado ou gaiola de esquilo. Esse foi o modelo descrito no capítulo três e utilizado nas simulações. Outros blocos utilizados na simulação serão descritos nas respectivas seções. A Figura 5.1 apresenta o bloco da respectiva plataforma da máquina assíncrona como MIT/Gaiola de Esquilo.

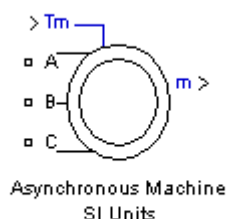


Figura 5.1 – Módulo Máquina Assíncrona como MIT/Gaiola de Esquilo

5.1.1 Simulação com AVV

Para simulação com o AVV, foi utilizado o bloco ponte inversora universal, considerando três braços, utilizando IGBT, e com os valores de resistências em condução e em bloqueio naturais do programa. A fonte CC utilizada na entrada da

ponte inversora foi uma fonte ideal de tensão contínua. A modulação utilizada foi a SPWM, assim como já citado por Moreira (2006). Foi utilizado para o comando dos IGBTs o bloco de SPWM ligado ao “gate” da ponte inversora. A frequência de chaveamento utilizada foi de 4 kHz, conforme o utilizado na planta. A Figura 5.2 apresenta o aspecto do diagrama de blocos, com os respectivos medidores.

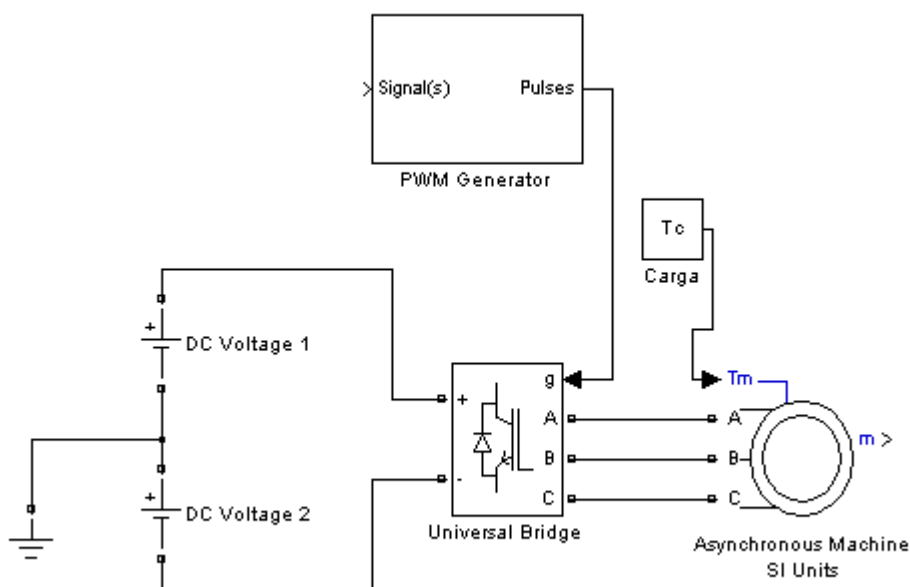


Figura 5.2 – Bloco de Simulação com AVV

As regras de simulação obedecem ao caso prático do compressor. O compressor parafuso, devido a seu regime intermitente e, principalmente, devido a proteção contra sobreaquecimento do óleo na câmara de compressão, atua à frio, nunca chegando ao seu regime térmico, diferente dos ventiladores em Moreira (2006) e das bombas centrífugas em Schmidlin Júnior (2006). Assim, podem-se considerar os dados em simulação sempre a frio. Os dados do MIT são os apresentados na Tabela 3.2 e 3.3. Os conjugados externos utilizados estão na Tabela 4.3 e a carga é considerada constante para a devida operação a uma determinada pressão.

O tempo de simulação é de dois segundos sendo os valores de potência e corrente medidos, após o transitório, como válido para os resultados em simulação. Os valores de vazão volumétrica são proporcionais a velocidade do MIT, portanto, em regime permanente, a mudança na frequência de alimentação do MIT, muda a vazão a ser ofertada pelo compressor à carga pneumática.

5.1.2 Simulação com controle liga/desliga (“On/Off”)

Os tempos onde o motor permanece ligado ou desligado é função dos valores nominais de vazão do compressor, vazão de demanda (ambas volumétricas), volume do reservatório e o diferencial de pressão de trabalho, conforme apresentado no capítulo dois. A partir dos valores nominais obtidos com as restrições de ensaio apresentados no capítulo 4, pode-se calcular esses tempos de “on” e de “off”, assim como o tempo do ciclo “on/off”. A Tabela 5.1 apresenta o tempo de “on”, “off” e o do ciclo “on/off” para a pressão de trabalho de 7,5 bar, e a Tabela 5.2 apresenta os mesmos parâmetros para a pressão de trabalho de 6,5 bar. O diferencial de pressão (característica dos ciclos liga/desliga e carga/alívio) sempre foi ajustado para 0,9, ou seja, esta varia entre 7 bar e 7,9 bar.

Tabela 5.1 – Tempos do Ciclo “On/Off” para 7,5 bar

Carga (% em relação o nominal)	T_{-on} (s)	T_{-off} (s)	T_{-ciclo} (s)
100%	infinito	0	Infinito
83,3%	366	73	439
66,7%	183	92	275
50%	122	122	244

Tabela 5.2 – Tempos do Ciclo “On/Off” para 6,5 bar

Carga (% em relação o nominal)	T_{-on} (s)	T_{-off} (s)	T_{-ciclo} (s)
100%	infinito	0	Infinito
83,3%	362	73	435
66,7%	182	91	272
50%	121	121	242

Após esta explicação, foi elaborado a seguinte simulação: mantendo o tempo de 2 segundos de simulação para o motor ligado por uma fonte trifásica ideal de 380 V de

tensão de linha, equilibrada, simétrica, a 60 Hz, são obtidos alguns parâmetros de interesse para o cálculo de potência consumida durante o ciclo de acionamento do MIT e a potência consumida durante todo o ciclo “on/off”. O cálculo para potência durante o ciclo “on” é dado por 5.1, onde as potências são calculadas na simulação de 2 segundos, somente para a distinção entre os valores de transitório e regime permanente. O tempo de transitório, consequentemente, a partida, foi menor que 1 segundo.

$$P_{on} = \frac{\left((T_{partida} \cdot P_{partida}) + (T_{-on} - T_{partida}) \cdot P_{regime} \right)}{T_{-on}} \quad (5.1)$$

O cálculo da potência demandada durante todo o ciclo é:

$$P_{demanda_{on/off}} = \frac{T_{-on} \cdot P_{on}}{T_{-ciclo}} \quad (5.2)$$

A vazão volumétrica é função da velocidade por um simples fator proporcional. Este fator proporcional é dado pela aproximação:

$$K \approx \frac{\dot{V}_{C_{nom}}}{60} \quad (5.3)$$

As vazões equivalentes ao percentual de carga apresentado, são dados na Tabela 5.3 para pressão de 7,5 bar e para pressão de 6,5 bar.

Tabela 5.3 – Equivalência entre Carga e Vazão Volumétrica de Saída do Compressor para 7,5 bar e 6,5 bar

Carga (% em relação o nominal)	\dot{V}_s (m ³ /h)	
	6,5 bar	7,5 bar
100%	16,07	15,92
83,3%	13,40	13,30
66,7%	10,70	10,60
50%	8,03	7,96

A vazão volumétrica equivalente ao período de “on/off” é dado por:

$$\dot{V}_{Son/off} = \frac{\left(\dot{V}_{Cnom} \cdot T_{-on} \right)}{T_{-ciclo}} \quad (5.4)$$

Esta é uma grandeza válida na comparação entre a simulação e resultado experimental. O conjugado externo para a simulação do ciclo “on” é apresentada na Tabela 4.3 para as duas pressões de trabalho.

5.1.3 Simulação com controle “Dual” (Carga/Alívio)

A simulação “dual” funciona da mesma forma que estabelecido na seção anterior. As Tabelas 5.1, 5.2 e 5.3 possuem parâmetros de simulação válidos também para o controle “dual”.

Os conjugados utilizados para a simulação em carga são os mesmos conjugados utilizados na Tabela 4.3. Para o ciclo de alívio são utilizados os conjugados externos obtidos na Tabela 4.4.

O cálculo da potência no ciclo de carga é dada pela equação 5.1. Já a potência durante todo o ciclo “dual” é dada por:

$$P_{\text{demanda}_{\text{dual}}} = \frac{(T_{\text{-on}} \cdot P_{\text{crg}}) + (T_{\text{-off}} \cdot P_{\text{alívio}})}{T_{\text{-ciclo}}} \quad (5.5)$$

Onde a potência demandada durante o ciclo é função da potência consumida durante o ciclo de carga e da potência consumida durante o alívio.

A vazão equivalente ao ciclo “dual” continua sendo calculada a partir de 5.4.

5.2 Influência do tipo de acionamento no balanço energético do sistema de compressão.

Entende-se por balanço energético a medição da energia consumida pelo MIT e da energia fornecida ao ar, no caso da compressão do ar. Ainda pode ser usado como parâmetros a potência consumida pelo MIT, em determinado intervalo de tempo, e a potência entregue ao fluido, em determinado intervalo de tempo.

A primeira parte do trabalho apresenta o resultado sobre a influência do tipo de acionamento no balanço energético do sistema. Inicialmente, são apresentadas as especificidades acerca das simulações e ensaios.

5.2.1 Especificidades do estudo padrão

O estudo padrão para essa seção, considera a pressão de trabalho a 7,5 bar, e a temperatura ambiente a 25° C. Neste estudo são utilizados os procedimentos especificados na seção anterior, para a simulação, e o procedimento experimental no acionamento AVV conforme o apêndice C. Para o procedimento experimental nos acionamentos clássicos, são captados dados relativos a um ciclo completo.

5.2.2 Resultados simulados

Realizando a simulação conforme procedimentos descritos na seção anterior, foram obtidos os resultados de potência demandada para cada nível de carga, já citado anteriormente (100%, 83,3%, 66,7% e 50%). A potência demandada, por carga utilizada é apresentado na Figura 5.3.

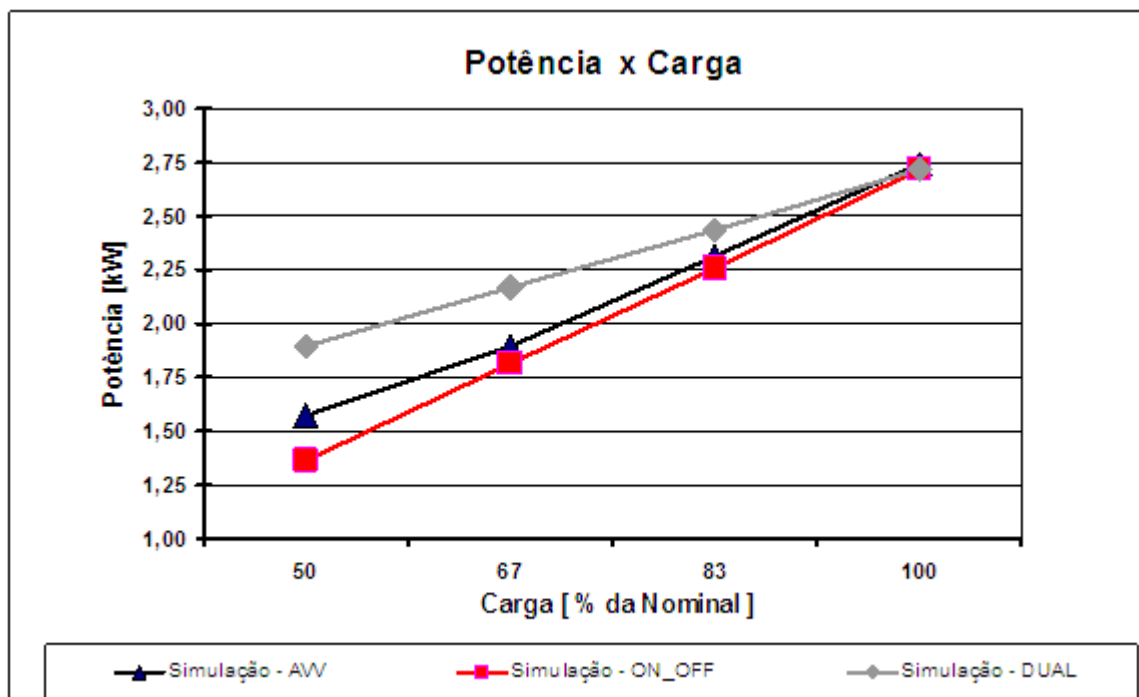


Figura 5.3 – Potência Demandada por Carga a 7,5 bar – Simulação

Em relação ao AVV, pode-se fazer uma avaliação, num mesmo nível de carga, para mostrar a economia de energia deste acionamento em relação aos outros, de forma percentual. O resultado é baseado na diferença entre a potência medida no sistema clássico e a potência medida no AVV, em relação ao sistema clássico. Na Tabela 5.4, pode-se observar essa correlação.

Tabela 5.4 – Redução da Demanda de Potência do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos – Simulação

Carga (% em relação o nominal)	“On/Off”	“Dual”
100%	-0,92%	-0,92%
83,3%	-2,35%	5,37%
66,7%	-4,19%	14,64%
50%	-13,32%	20,75%

Observa-se que as porcentagens negativas mostram que aquele acionamento, naquele nível de carga, consome menos energia que o AVV.

Outro ponto a ser observado na simulação é o rendimento do sistema para cada acionamento e em cada nível de carga. O rendimento neste caso, será calculado a partir da potência demandada pelo MIT e pela potência ofertada ao ar comprimido durante um intervalo de tempo.

Para a contabilização da energia disponível na compressão, deve-se levar em conta algumas mudanças nas variáveis a calcular. Observando as equações 2.18 e 2.19, observa-se que as duas grandezas a serem calculadas são o trabalho isentrópico por unidade de massa e a vazão mássica. Com essas duas grandezas calculadas, pode ser calculada potência ofertada ao ar e, conseqüentemente, o rendimento do sistema.

A vazão mássica é medida em um sensor de vazão à condição normal que é 15°C, 1 bar de pressão e 0% de umidade relativa. Com isso, será utilizado uma massa específica de 1,205 kg/m³, para transformação da unidade de vazão volumétrica para vazão mássica. A Figura 5.4 apresenta os rendimentos para cada acionamento em cada nível de carga.

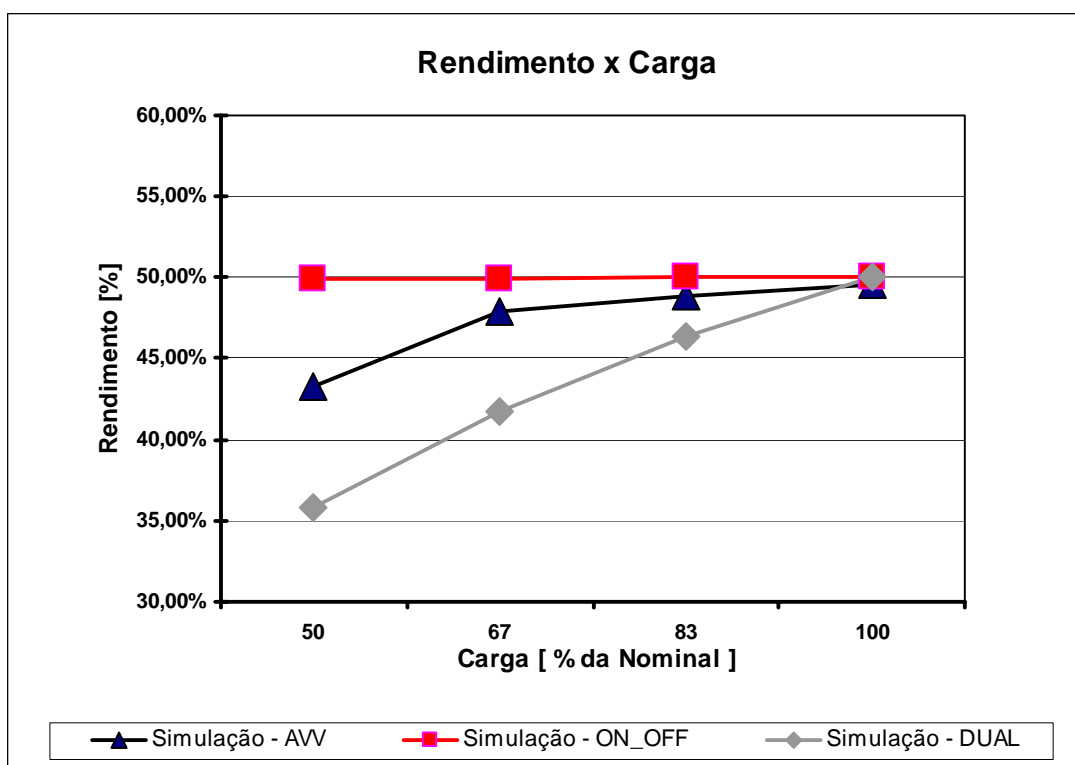


Figura 5.4 – Rendimento do Sistema de Compressão por Acionamento - Simulação

É possível observar que os maiores rendimentos estão no ciclo liga/desliga para qualquer nível de carga, menos à 100% de carga, onde não há distinção do tipo de acionamento.

5.2.3 Procedimento experimental (Válvulas V1 e V2)

Para o procedimento experimental, a carga foi controlada a partir das válvulas V1 e V2. Para os ensaios dos acionamentos tradicionais isso se torna essencial. Antes de realizar o ensaio tradicional, estando com a válvula V1 completamente aberta, e com o compressor acionado pelo AVV na respectiva frequência, modulamos a válvula V2 para que não haja desbalanço na pressão, mantendo-se a pressão constante. Com essas válvulas foi possível controlar a carga nos acionamentos clássicos.

5.2.4 Resultados experimentais e comparação experimental/simulação

A Figura 5.5 representa as curvas de potência demandada por nível de carga, experimentais, comparadas às simuladas.

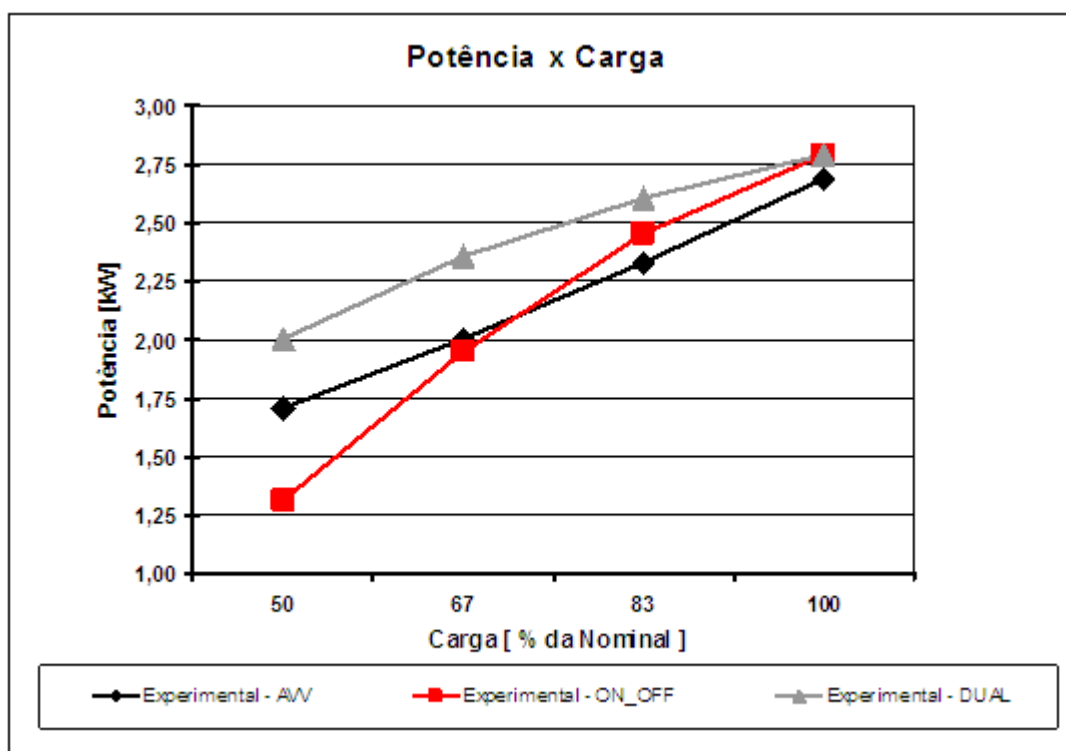


Figura 5.5 – Potência Demandada por Carga – Experimental

Na Tabela 5.5, observa-se os erros relativos à potência de demanda simulada e a experimental.

Tabela 5.5 – Erro Relativo Simulado/Experimental da Potência Demandada

Carga (% em relação o nominal)	AVV	“On/Off”	“Dual”
100%	1,86%	2,92%	2,92%
83,3%	0,60%	8,45%	6,95%
66,7%	5,87%	7,46%	8,55%
50%	8,66%	3,49%	5,54%

Podem ser observados erros em níveis aceitáveis visto que até 10% é considerado um erro de 200 W para a ordem de 2 kW, em média. Relacionando as análises feitas em simulação é mostrada uma situação diferente. A Tabela 5.6 apresenta a economia de energia experimental dos acionamentos clássicos em relação ao AVV.

Tabela 5.6 – Redução da Demanda de Potência do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos - Experimental

Carga (% em relação o nominal)	“On/Off”	“Dual”
100%	3,90%	3,90%
83,3%	5,26%	12,02%
66,7%	-2,75%	17,55%
50%	-23,02	17,28%

É observado na prática que o uso do AVV é mais econômico para valores acima de 75 % de carga do ciclo liga/desliga.

A Figura 5.6 apresenta os rendimentos experimentais.

Houve mudanças significativas na variação dos rendimentos, mostrando que variáveis com erros aceitáveis de potência demandada, vazão e pressão, demonstram erros significativos nos rendimentos. É observado que o sistema de compressão com AVV possui os melhores rendimentos se comparado aos outros acionamentos. Na modelagem, o cálculo de tempo de “on”, tempos de “off” e tempos de ciclo, todos de forma linear, baseados na equação 2.22, pode ter resultado em um erro nos cálculos da potência entregue ao fluido. Pode ser observado também que o acionamento “Dual” é o que possui os piores rendimentos, seguindo a tendência da simulação.

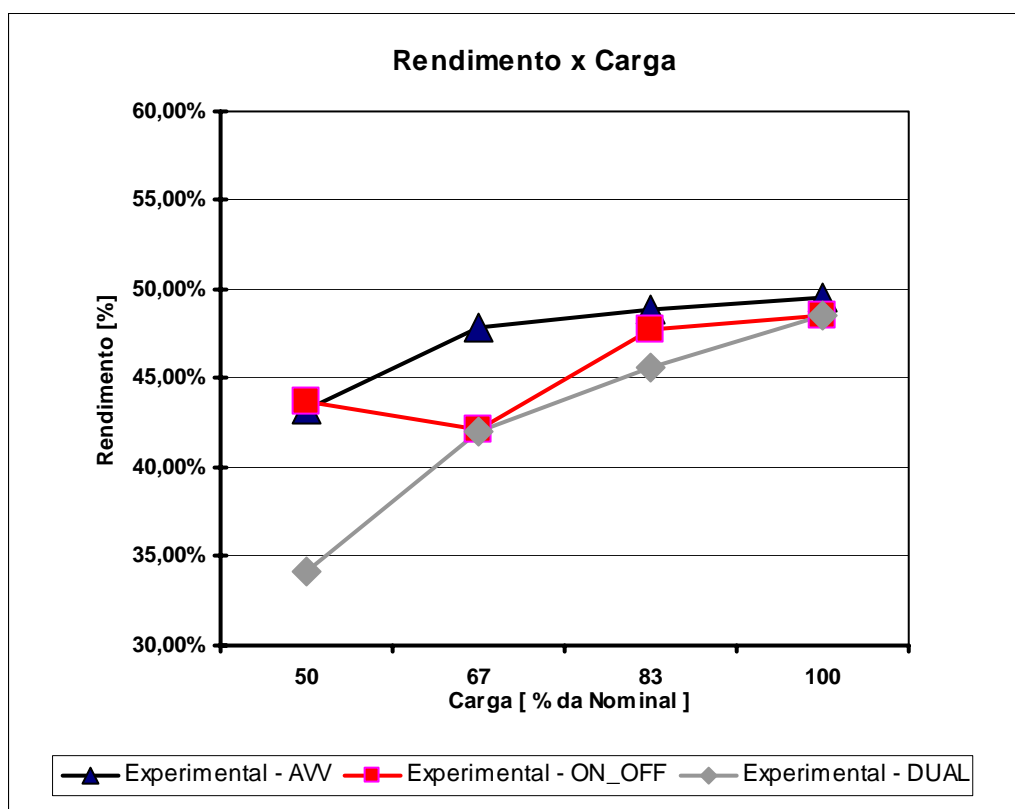


Figura 5.6 – Rendimento do Sistema de Compressão por Acionamento - Experimental

5.3 Influência da pressão de trabalho no balanço energético do sistema de compressão considerando o acionamento

Na segunda parte do trabalho é apresentado o balanço energético, com a mudança de pressão de trabalho. Esta mudança acarreta num novo balanço energético a ser comparado com o anterior.

5.3.1 Especificidades do estudo padrão

A mudança da pressão de trabalho é uma variação no ensaio AVV descrito na seção 5.1.2. A nova pressão de trabalho será de 6,5 bar e o diferencial continua o mesmo: 0,9. A variação no ciclo liga/desliga será de 6 bar á 6,9 bar. A temperatura será mantida em 25° C e serão usados os dados referentes aos ensaios em 6,5 bar. As demais especificidades sobre os tipos de ensaios e simulação já foram especificados na sessão 5.2.1.

5.3.2 Resultados simulados

Seguindo os padrões de simulação apresentados no início da seção, foram realizadas as simulações dos três acionamentos e nas quatro situações de carga, totalizando doze situações de simulação (assim como já feito na seção anterior). Os resultados de simulação da nova configuração são apresentados na Figura 5.7.

A Figura 5.7 apresenta resultados para 6,5 bar que seguem a tendência apresentada na seção anterior para 7,5 bar. O acionamento “Dual” apresenta a maior demanda, e a Figura 5.8 apresenta o pior rendimento para este sistema também.

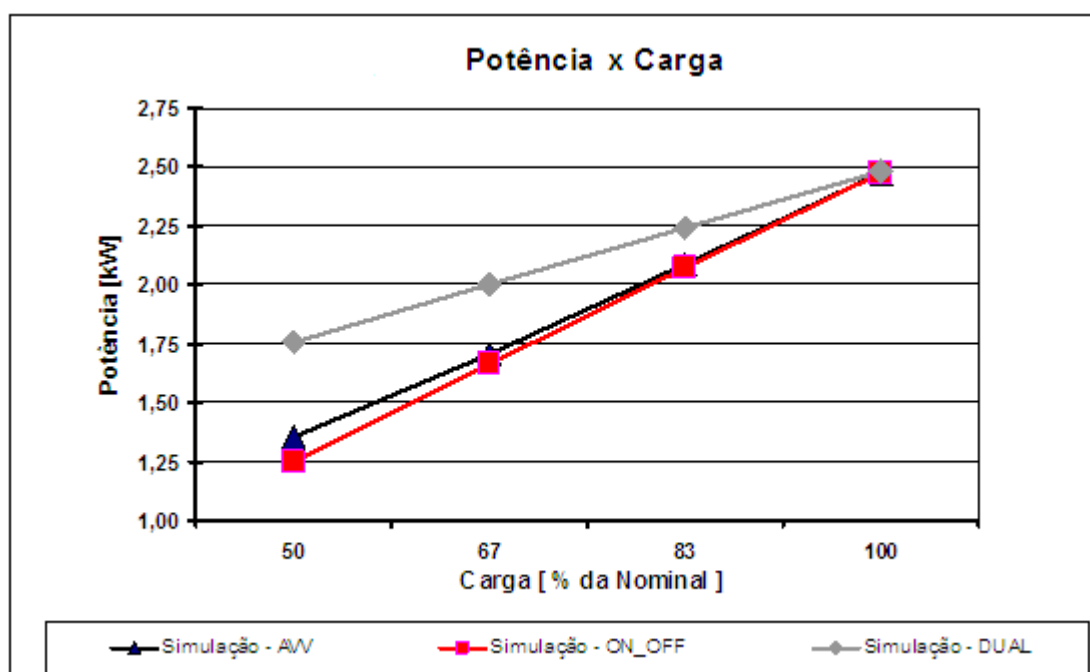


Figura 5.7 – Potência Demandada por Carga em 6,5 bar - Simulação

Pode ser observado um aumento no rendimento total do sistema liga/desliga e o sistema com AVV se aproxima mais do comportamento com acionamento “on/off”.

Sobre o consumo entre os acionamentos, a Tabela 5.7 apresenta a economia de energia relativa entre os acionamentos clássicos e o AVV.

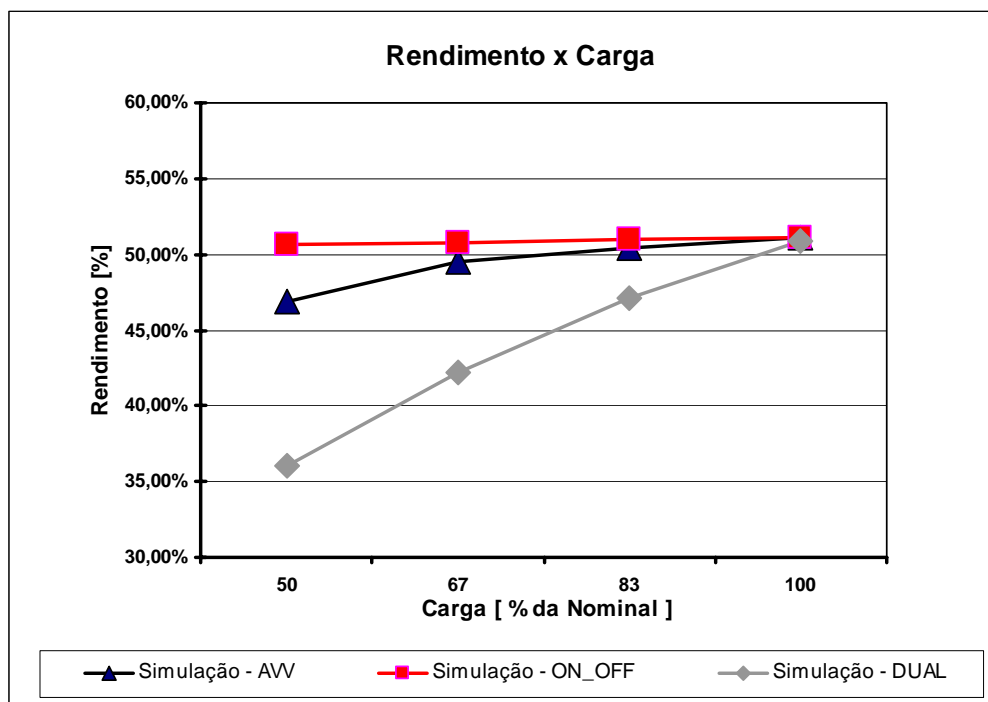


Figura 5.8 – Rendimento por Carga em 6,5 bar - Simulação

Tabela 5.7 – Redução da Demanda de Energia do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos – Simulação a 6,5 bar

Carga (% em relação o nominal)	“On/Off”	“Dual”
100%	0,11%	0,41%
83,3%	-1,00%	7,12%
66,7%	-2,59%	17,25%
50%	-7,55%	30,08%

A tendência apresentada na Tabela 5.4 é mantida para 6,5 bar. Verifica-se ainda que o uso do AVV mostra-se mais eficiente que a estratégia de controle “dual” para todos os valores de carga avaliados.

Em linhas gerais, é observado uma melhora nos quantitativos energéticos do sistema com a diminuição da pressão de trabalho.

5.3.3 Procedimento experimental

Nesta seção, a carga é controlada com as válvulas V1 e V2, conforme descrito na seção 5.2.3.

5.3.4 Resultados simulados e comparação experimental entre as pressões de trabalho especificadas

Nesta seção, o trabalho apresenta a comparação entre as duas pressões utilizadas na pesquisa ressaltando os ganhos energéticos com a variação de pressão.

5.3.4.1 *Acionamento a Velocidade Variável (AVV)*

Com o uso do AVV na alimentação do sistema de compressão, pode ser verificado, na Figura 5.9, a variação da potência demandada pela carga para as duas pressões.

Na Tabela 5.8, é observado os erros relativos entre a simulação e os resultados experimentais para ambas as pressões de trabalho.

Observando os erros, há um erro entre a simulação e os resultados experimentais apenas em 6,5 bar de pressão de trabalho a 50% da carga nominal, que fica acima dos valores aceitáveis apresentado na seção 5.2.4. O erro pode estar relacionado à alimentação do MIT com AVV. O modelo da máquina para uso com AVV nessa situação de conjugado externo constante deve ser levado em consideração a saturação magnética e isto só fica perceptível a 50% de carga com o uso do AVV.

A Tabela 5.9 apresenta a economia de energia relativa à simulação e experimentação, devido à redução da pressão de trabalho. A redução é de 7,5 bar para 6,5 bar e o cálculo dessa porcentagem é dada pela diferença entre a potência a 7,5 bar e a potência a 6,5 bar, em relação à potência de 7,5 bar.

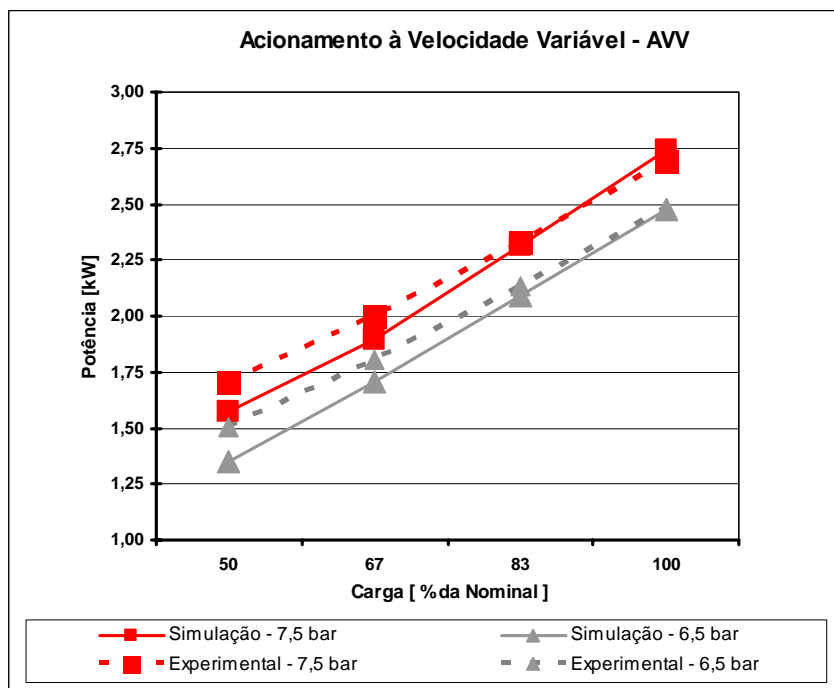


Figura 5.9 – Potência Demandada com AVV: Simulação e Experimental a 7,5 bar e 6,5 bar

Tabela 5.8 – Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais para 7,5 bar e 6,5 bar – AVV

Carga (% em relação o nominal)	7,5 bar	6,5 bar
100%	-1,86%	0,32%
83,3%	0,60%	2,06%
66,7%	5,87%	5,69%
50%	8,66%	11,48%

Tabela 5.9 – Redução da Demanda na Simulação e Experimentação para uma Redução na Pressão de Trabalho – AVV

Carga (% em relação o nominal)	Simulação	Experimental
100%	9,67%	7,66%
83,3%	9,72%	8,42%
66,7%	9,88%	10,03%
50%	14,01%	11,78%

É observado que a diminuição da carga está relacionada a um aumento na economia de energia. Essa tendência é verificada na simulação e comprovada nos resultados experimentais.

5.3.4.2 Liga/Desliga ("on/off")

A potência demandada no ciclo liga/desliga é apresentada na Figura 5.10. Seguindo a mesma metodologia apresentada na seção 5.3.4.1, no gráfico é possível identificar a tendência das curvas tanto experimentais quanto simuladas.

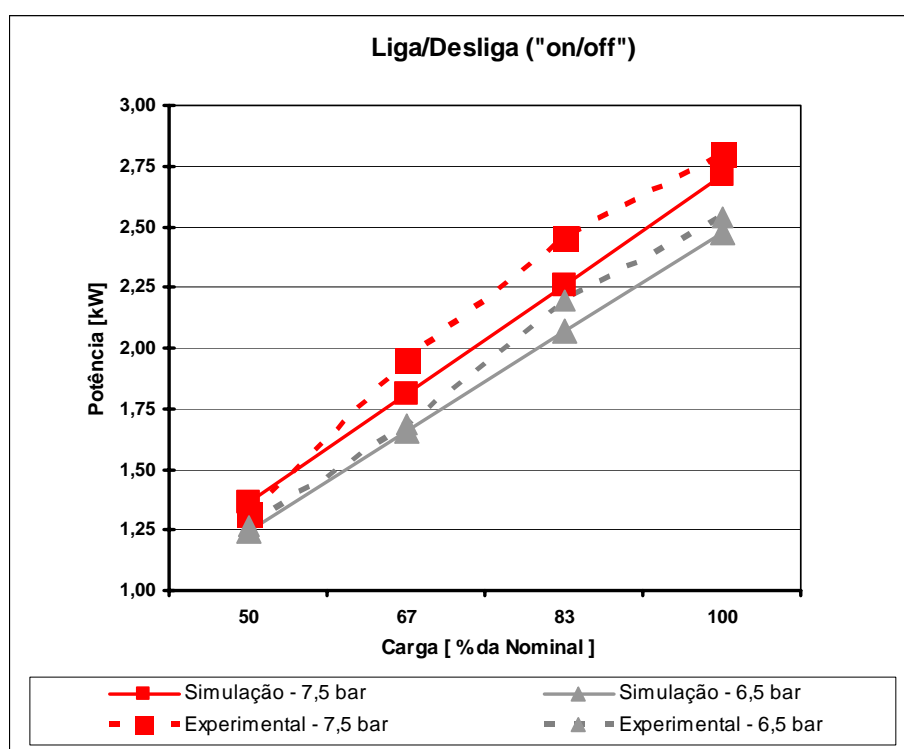


Figura 5.10 – Potência Demandada com Ciclo Liga/Desliga: Simulação e Experimental a 7,5 bar e 6,5 bar

A Figura 5.10 nos mostra que a potência demandada usando-se o modelo de simulação proposto é menor que a potência demandada na planta experimental.

A Tabela 5.10 apresenta os erros entre os valores simulado e experimental para cada nível de pressão. É observado que os valores estão sempre abaixo de 10%, o que nós dá um erro de 200 W para potências da ordem de 2 kW.

Diferente do AVV, o ciclo liga/desliga não mostra erro entre os valores adquiridos em simulação e os valores adquiridos experimentalmente, para o nível de carga equivalente a 50% da carga nominal.

Tabela 5.10 – Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais para 7,5 bar e 6,5 bar – Liga/Desliga

Carga (% em relação o nominal)	7,5 bar	6,5 bar
100%	2,92%	2,39%
83,3%	8,45%	6,02%
66,7%	7,46%	1,43%
50%	-3,49%	1,40%

É observada na Tabela 5.10 a economia resultante da diminuição da pressão de trabalho no ciclo liga/desliga, tanto o simulado quanto experimental.

Tabela 5.11 – Redução da Demanda na Simulação e Experimentação para uma Redução na Pressão de Trabalho – Liga/Desliga

Carga (% em relação o nominal)	Simulação	Experimental
100%	8,73%	9,20%
83,3%	8,47%	10,52%
66,7%	8,38%	13,52%
50%	8,29%	3,63%

É mantida, pela Tabela 5.11, a tendência observada na seção 5.3.4.1, onde há redução na demanda de potência com a redução da pressão de trabalho para o AVV.

5.3.4.3 “Dual” (carga/alívio)

O ciclo “dual” também segue a mesma metodologia de comparação anterior. Na Figura 5.11 é observado o gráfico das potências demandadas para o respectivo acionamento, em simulação e de forma experimental, nas respectivas pressões de trabalho: 6,5 bar e 7,5 bar.

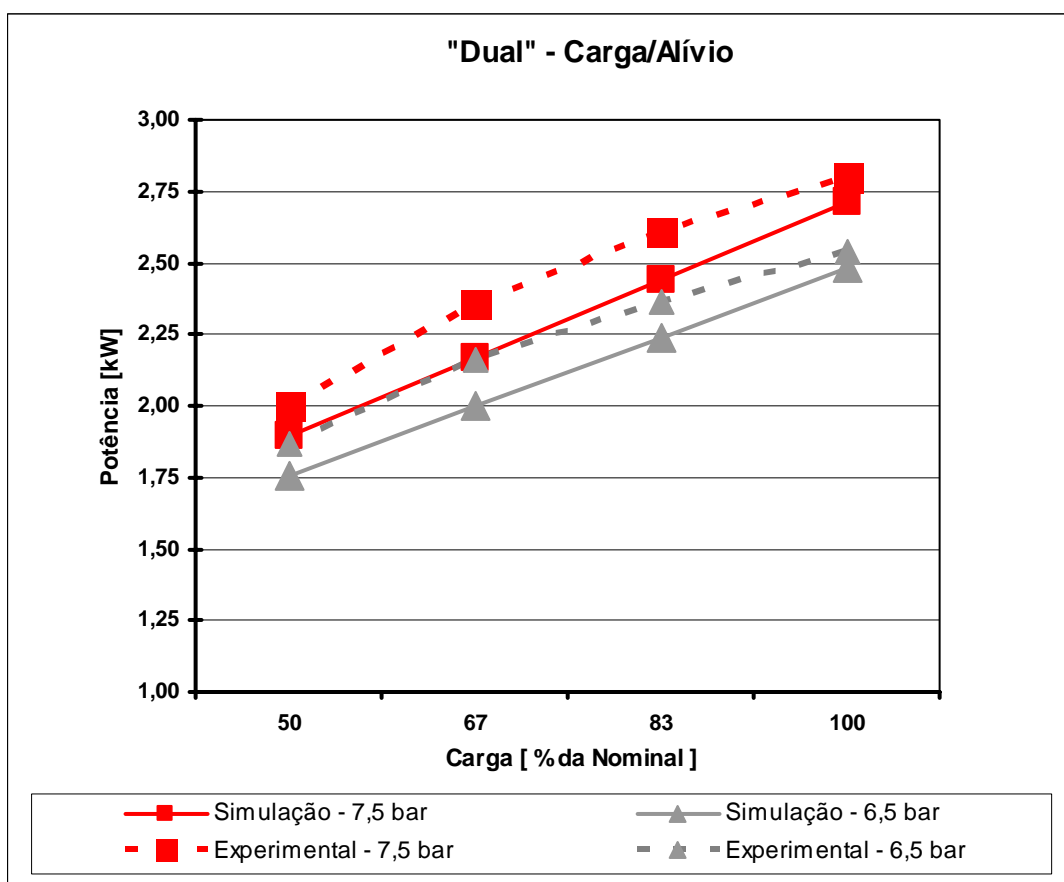


Figura 5.11 – Potência Demandada com Ciclo “Dual”: Simulação e Experimental a 7,5 bar e 6,5 bar

Na Tabela 5.12 são observados os erros nas medições de potência ativa. A comparação é feita entre a simulação e os valores experimentais.

Pode-se observar que os valores também são aceitos devido à margem de erro (menor que 10%). A Tabela 5.13 apresenta a redução da demanda na simulação e na experimentação.

Tabela 5.12 – Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais para 7,5 bar e 6,5 bar – “Dual”

Carga (% em relação o nominal)	7,5 bar	6,5 bar
100%	2,92%	2,09%
83,3%	6,95%	5,42%
66,7%	8,55%	7,97%
50%	5,54%	6,17%

Tabela 5.13 – Redução da Demanda na Simulação e Experimentação para uma Redução na Pressão de Trabalho – “Dual”

Carga (% em relação o nominal)	Simulação	Experimental
100%	8,46%	9,20%
83,3%	8,22%	9,53%
66,7%	7,83%	8,33%
50%	7,37%	6,82%

Pode-se observar que a diferença percentual entre a redução de demanda experimental e simulada é próxima de 1%. Com esse fato pode-se observar que o modelo utilizado na simulação representa bem o acionamento “dual”.

5.3.5 Resultados experimentais e comparação entre os tipos de acionamento a 6,5 bar

Na seção atual será complementado a comparação iniciada na seção 5.3.2. Nesse item serão abordados os resultados experimentais e a redução de demanda entre os tipos de acionamento.

A Figura 5.12 apresenta a potência demandada em cada acionamento, experimentalmente.

A tendência apresentada a 7,5 bar é mantida em 6,5 bar. Para condições de carga próximas as de projeto é observado a maior potência demandada no ciclo “dual” e a pequena diferença na potência demandada no ciclo liga/desliga e no AVV.

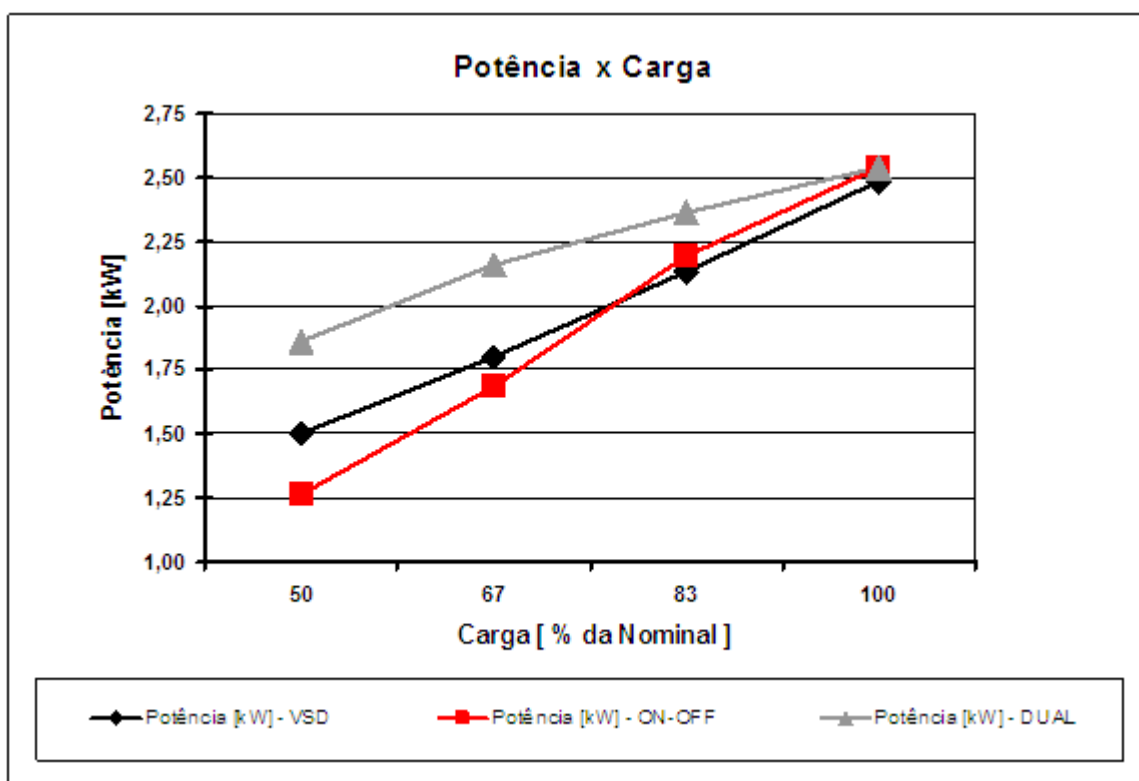


Figura 5.12 – Potência Demandada no Ciclo “Dual”: Experimental a 6,5 bar

A Tabela 5.14 apresenta a redução na demanda de consumo dos ciclos clássicos em relação ao AVV.

Tabela 5.14 – Redução da Demanda de Energia do AVV em Relação aos Acionamentos Clássicos – Experimental a 6,5 bar

Carga (% em relação o nominal)	“On/Off”	“Dual”
100%	2,17%	2,17%
83,3%	2,84%	10,65%
66,7%	-6,52%	19,78%
50%	-15,91%	23,88%

Pode-se observar que a tendência apresentada para 7,5 bar é mantida em 6,5 bar, mas pode-se observar uma menor redução na demanda a 6,5 bar, com carga a 50% da vazão nominal.

Outro dado importante para a análise é o gráfico onde é apresentado o rendimento do sistema experimentalmente. A Figura 5.13 apresenta os rendimentos experimentais.

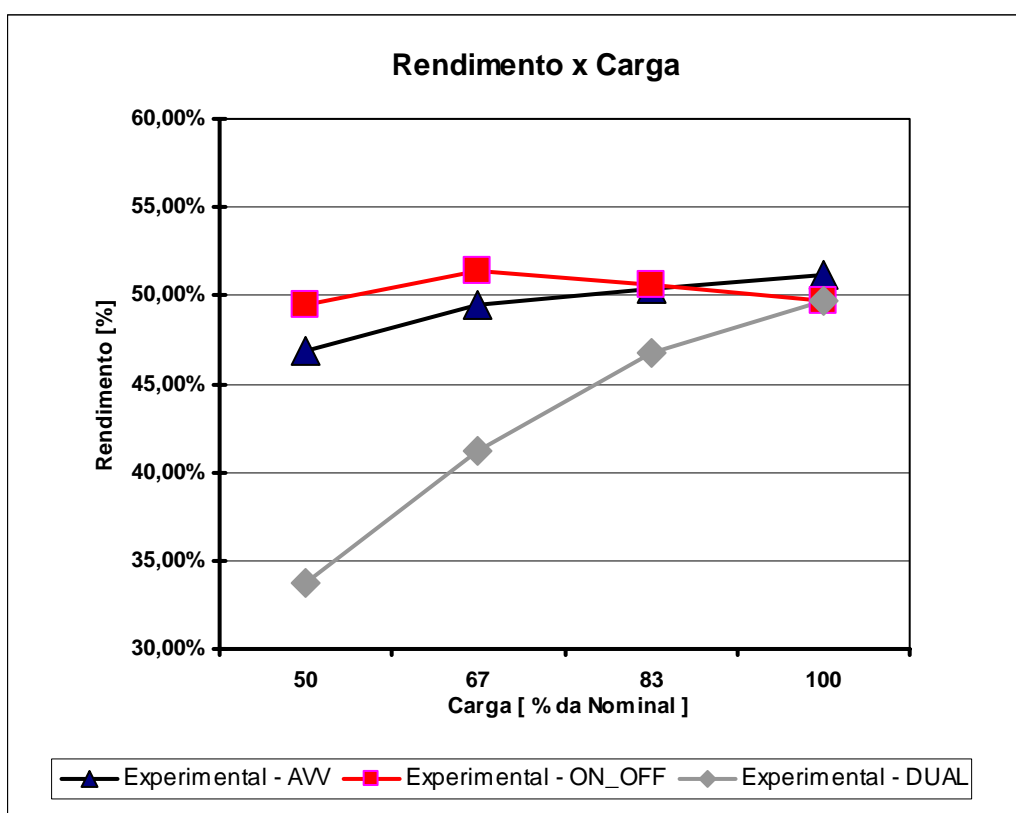


Figura 5.13 – Rendimento do Sistema de Compressão com o Ciclo “Dual”: Experimental a 6,5 bar

Pode ser observado um aumento do rendimento do ciclo liga/desliga e no rendimento do AVV, em relação aos rendimentos a 7,5 bar. Observa-se também que no ciclo carga/alívio o rendimento diminui com a diminuição da carga.

O final da sessão mostra que a redução na pressão de trabalho gera redução na demanda de potência do compressor. É observado também que há aumento nos rendimentos do sistema, independente do acionamento a ser utilizado.

5.4 Influência da temperatura de admissão no balanço energético do sistema de compressão considerando AVV

A presente seção apresentará um trabalho mostrando a influência da temperatura de admissão no balanço energético do sistema de compressão. Será considerado apenas essa influência em um único acionamento: AVV.

5.4.1 Especificidades do estudo padrão

As especificidades do estudo são baseadas na proposta da seção. A temperatura ambiente é regulada em 20° C e a pressão de trabalho utilizada de 7,5 bar. Como os testes serão feitos apenas com AVV, a forma do teste com AVV já foi descrita em seções anteriores. A temperatura foi controlada pelo condicionador de ar do próprio laboratório: um refrigerador do tipo “split” que refrigera o ambiente até 18° C. O laboratório não possui nenhum tipo de revestimento que impeça troca de calor entre os ambientes externo e interno.

5.4.2 Resultados simulados e experimentais

As potências demandadas durante a simulação são observadas na Figura 5.14.

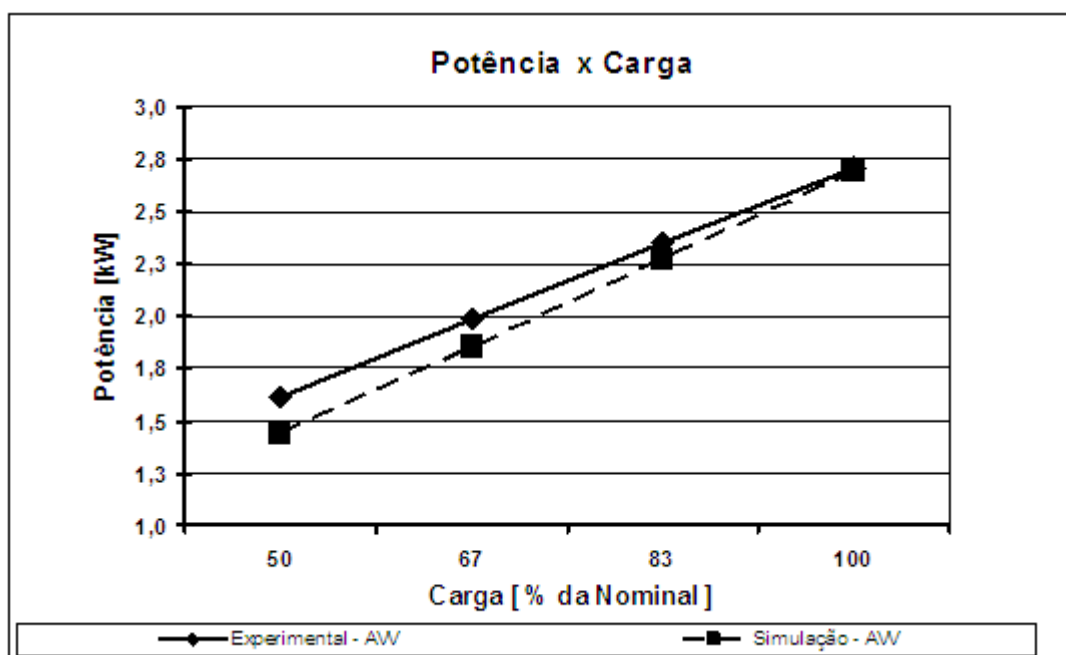


Figura 5.14 – Potência Demandada com Redução da Temperatura de Admissão

Os erros entre simulação e resultados experimentais são apresentados na Tabela 5.15.

É observado, novamente, que os erros com carga de 50% da vazão nominal não mostram respostas aceitáveis do modelo utilizado na simulação.

Tabela 5.15 – Erros Relativos entre a Simulação e os Resultados Experimentais na Redução da Temperatura de Admissão

Carga (% em relação o nominal)	7,5 bar @ 20° C
100%	0,63%
83,3%	3,61%
66,7%	6,90%
50%	11,76%

É observado, novamente, que os erros com carga de 50% da vazão nominal não mostram respostas aceitáveis do modelo utilizado na simulação.

5.4.3 Comparação dos resultados a 7,5 bar nas diferentes temperaturas de admissão

A comparação entre os resultados a 25° C e 20° C são apresentados nessa sessão na Tabela 5.16, tanto para simulação, quanto experimentalmente. A comparação é entre as reduções que ocorrem nas demandas, para os dois casos.

Tabela 5.16 – Redução da Demanda de Potência com a Redução da Temperatura de Admissão com AVV

Carga (% em relação o nominal)	Simulação	Experimental
100%	1,82%	-0,67%
83,3%	1,94%	-0,99%
66,7%	1,96%	1,00%
50%	7,96%	5,33%

Nos valores negativos apresentados na tabela, pode ser afirmado que não há redução e sim um aumento na demanda de energia. Pelos resultados apresentados não é possível observar reduções de demanda, na prática, para valores altos de carga. Para valores de projeto pode-se observar essa redução na demanda. Esse erro também pode ser oriundo do controle da temperatura ambiente do laboratório.

Outro aspecto importante é apresentado na Figura 5.15.

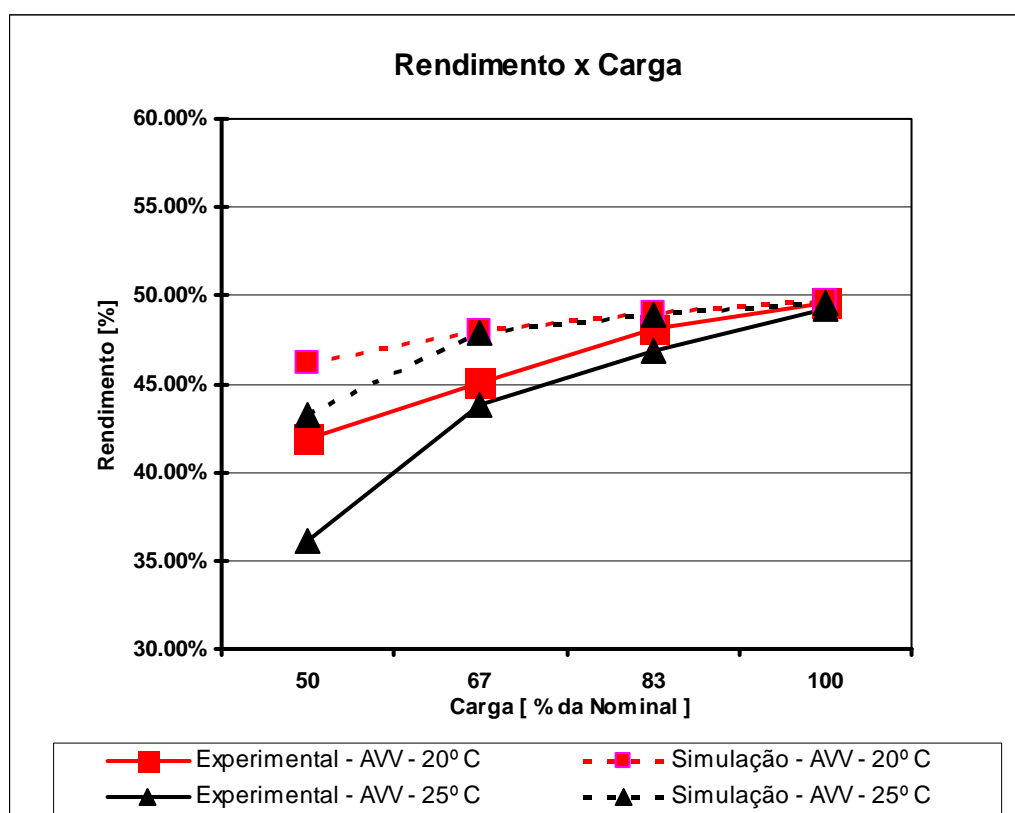


Figura 5.15 – Comparação do Rendimento do Sistema com AVV e Redução da Temperatura de Admissão

É observado na figura que a temperatura só influencia no rendimento a 50% de carga para a simulação. Já com os resultados experimentais apresentados é possível verificar que o rendimento para qualquer condição de carga é maior a 20°C.

5.5 Resumo do capítulo

O capítulo apresentou os resultados de simulações e ensaios experimentais. A metodologia usada no estudo foi mostrar as diferenças entre o ciclo liga/desliga, o

ciclo dual e o uso de AVV em relação à demanda utilizada para uma devida operação.

A segunda parte da apresentação mostrou a influência de grandezas termodinâmicas sobre o balanço energético de cada acionamento. Foram realizados, inicialmente, experimentos com mudança na pressão de trabalho mostrando a variação da potência demandada em função da pressão inicial.

Na última parte foi realizado um estudo avaliando o impacto da variação da temperatura de admissão na potência demandada pelo sistema utilizando AVV e analisando o rendimento do sistema de compressão.

6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O capítulo visa apresentar as conclusões relativas ao trabalho dissertado nos 5 capítulos anteriores.

6.1 *Conclusões*

O estudo de eficiência energética em um compressor parafuso dentro de um sistema de compressão de ar se mostra viável tecnologicamente, e o trabalho mostra a forma de como fazê-lo. O texto apresenta os conceitos técnicos e científicos que modelam o sistema de compressão com compressor parafuso e o respectivo acionamento.

Partindo para o estudo em si, descrito no capítulo 5, pode-se afirmar que comparando os ciclos liga/desliga, o ciclo carga/alívio (“dual”) e o AVV, nas 3 condições de carga, não considerando a condição de carga nominal, o ciclo “dual” possui uma potência ativa média, durante o ciclo, maior que a potência ativa média no ciclo liga/desliga e no AVV. Ressalta-se a conclusão para o sistema de compressão descrito no capítulo 4, ou seja, para um motor de 3 hp.

Para grandes compressores, que possuem motores de porte médio e grande, é pouco comum o uso de acionamentos baseados em ciclo liga/desliga. Há diversos fatores para este fato, sendo o principal a impossibilidade de partida direta de motores de médio e grande porte. Conforme observado nas partidas de motores pequenos (abaixo de 5 hp), o emprego de controles baseados no ciclo liga/desliga gera maior economia de energia, mas seu emprego ainda possui duas limitações: só pode ser usado em pequenos motores, e deve ser projetado em base do número de partidas máximo que o motor suporta, em um determinado período de tempo.

Considerando a planta utilizada no LAMOTRIZ/UFC, pode ser verificado que o AVV é mais econômico em seu uso que o ciclo carga/alívio. Em vistas desta conclusão, esta passa a ser a perspectiva para motores de médio e grande porte em compressores de ar do tipo parafuso.

Ainda no estudo de eficiência energética, pode-se verificar a influência da pressão de trabalho em todos os acionamentos. Foi observado em todos os acionamentos, uma redução da potência demandada com a redução da pressão de trabalho, o que

prova a importância de manter o sistema de ar comprimido trabalhando na pressão de trabalho projetada. Qualquer aumento na pressão de trabalho, em operação, deve ser analisado e verificado com cautela e atenção, pois acarreta aumento no consumo de energia elétrica. Os vazamentos, em geral, são os maiores responsáveis por este aumento na pressão de trabalho.

O patamar de redução na demanda com a mudança da pressão de 7,5 bar, para 6,5 bar é da faixa de 10%, o que mostra uma razoável economia de energia, em operação, para a variação de apenas 1 bar na pressão.

Outro ponto a ser ressaltado é o aumento do rendimento do sistema de compressão acionado pelo ciclo liga/desliga ou conversor de frequência. Essa é mais uma justificativa para a atenção que deveria ser dada em caso de elevações da pressão de trabalho no sistema.

Em relação à influência da temperatura de admissão na potência demandada pelos ciclos, a variação de apenas 5° C em um sistema desse porte não apresenta reduções ou aumentos significativos na potência demandada pelo sistema. Os rendimentos, com a diminuição da temperatura de admissão, seguem a mesma tendência apresentada na redução da pressão de trabalho, ou seja, o aumento dos rendimentos. Essa conclusão deve ser levada em conta para a faixa de carga de 100% a 67%, visto que os resultados a 50% de carga não são confiáveis devido aos altos erros (~11%).

Como pôde ser visto todos os ensaios com AVV a 50% de carga no compressor, sempre tiveram erros elevados na comparação entre a simulação e o experimental, em especial o ensaio a 6,5 bar e o ensaio a 7,5 bar à 20° C (Erros acima de 10%). Segundo Andrade (2004), o motor de indução sofre efeitos maiores da saturação magnética com o uso de conversores de frequência, em frequências abaixo da nominal. Como utilizamos o modelo do motor de indução trifásico, simétrico, equilibrado e linear (KRAUSE, 1995), entende-se melhor o erro considerável entre a simulação e os resultados experimentais para a frequência de 30 Hz. O modelo do motor utilizado na comparação é o modelo apresentado por Bispo (2001), modelo este que leva em conta a saturação magnética. Vale salientar que o modelo utilizado por Andrade (2004) e apresentado por Bispo (2001) necessita de ensaios no motor

e/ou de parâmetros de projeto internos da máquina não citados no capítulo 3, o que torna um modelo de difícil manipulação, embora correto cientificamente.

Apesar da situação colocada e da investigação realizada, não há perda da validade dos resultados, visto que até 40 Hz o sistema de compressão com AVV apresenta erros admissíveis, mostrando que o modelo de Krause (1995) é satisfatório para alimentação da máquina com conversor eletrônico de frequência até 67% da frequência nominal de operação, para motores pequenos.

Pode-se observar ainda que o compressor por ser do tipo parafuso a óleo-injetado, deve ter uma velocidade mínima para a manutenção de uma viscosidade apropriada na câmara de compressão. Recomendações técnicas dos mais diversos fabricantes colocam essa velocidade no patamar de 70% da rotação nominal, o que não desmerece as conclusões e resultados obtidos.

6.2 *Trabalhos Futuros*

Para trabalhos futuros é indicado, primeiramente, a realização de um estudo experimental em compressores com motores de média e grande potência, mediante condições técnicas e físicas para tal, comparando o acionamento por ciclo carga/alívio e AVV.

Em relação à modelagem do sistema, o MIT não pode ser considerado como circuito magnético linear, para motores de médio e grande porte. O uso do modelo apresentado por Bispo (2001) se faz necessário para a análise de tais compressores. Portanto a implementação e uso deste modelo se fazem necessárias para a análise com AVV (DE ANDRADE, 2004).

Outro trabalho a ser realizado seria uma análise energética com outros compressores tipo centrífugos e alternativos, demonstrando experimentalmente a diferença entre as curvas características dos tipos de compressores (ALMEIDA, 2005).

Por fim, ainda observando o compressor parafuso, pode-se realizar um estudo com uma variação de temperatura maior que 5° C, e uma melhor padronização dos ensaios nessa condição, como um sistema de resfriamento ambiente e um higrôtermômetro para melhor controle da temperatura ambiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, A., FERREIRA FERNANDO, J.T.E., DICK BOTH, **Technical and Economical Considerations in the Application of Variable-Speed Drives With Electric Motor Systems**. IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 41, Nº. 1, Fevereiro 2005, páginas 188-199.

ALMEIDA, A., FONSECA, P., FERREIRA, F., FALKNER, H., REICHERT, J., TÖNSING, E., MALMOSE, K., PREVI, A., DOMINIONI, A., PILLO, M., RUSSO, S., GUISSSE, F., BLAISE, J., CLAIR, E., DIOP, A., **Improving the Penetration of Energy-Efficient Motors and Drives**. Coimbra, Portugal: Inst. Syst. Robot., Univ. Coimbra/EU, Directorate-General for Transport and Energy, SAVE II Programme, 2000.

ALMEIDA, A., GREENBERG, S., BLUMSTEIN, C., **Demand-Side Management Opportunities through the Use of Energy-Efficient Motor Systems**. IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 5, Nº. 3, Agosto 1990, páginas 852-861.

AGUIAR, V.P.B., PONTES, R.S.T., MOREIRA, A.B., SCHMIDLIN JÚNIOR, C.R., de HOLANDA, C.A.M., Simulação do Potencial de Eficiência Energética em um Sistema de Ar Comprimido com Acionamento à Velocidade Variável. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, 2., 2007, Vitória. **Anais...** Vitória: UFES, 2007. 1 CD-ROM.

BALANÇO DE ENERGIA ÚTIL. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2005.

BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2006.

BARBI, I, DENIZAR, C.M., **Eletrônica de Potência: Introdução ao Estudo**

dos Conversores CC/CA. Florianópolis: INEP, 2005. Edição do Autor

BISPO, D., NETO, L.M., DE RESENDE, J.T., DE ANDRADE, D.A., **A New Strategy for Induction Machine Modeling Taking into Account the Magnetic Saturation**, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 37, Nº. 6, Novembro/Dezembro 2001.

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., 2003, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: UFU, 2003

DA COSTA, E.C., **Compressores**, São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1978

DE ANDRADE, D.A., NETO, L.M., FREITAS, M.A.A., PAULA, H., DOMINGOS, J.L., **Effects of Magnetic Saturation on Induction Machines Driven by Static Converters**, Revista Controle & Automação, Vol. 15, Nº. 2, Abril/Maio/Junho 2004. páginas 181-189.

DEWAN, S.B., SLEMON, G.R., STRAUGHEN, A., **Power Semiconductor Drives**, Nova York: Wiley-Interscience, 1984

FITZGERALD, A.E., KINGSLEY, C., UMANS, S.D., **Electric Machinery**, 6ª Edição, Nova York: Editora McGraw-Hill, 2003.

FONSECA, P., ALMEIDA, A., FERREIRA, F., FALKNER, H., REICHERT, J., TÖNSING, E., MALMOSE, K., PREVI, A., DOMINIONI, A., PILLO, M., RUSSO, S., GUISSSE, F., BLAISE, J., CLAIR, E., DIOP, A., **VSD's for Electric Motor Systems**. Coimbra, Portugal: Inst. Syst. Robot., Univ. Coimbra/EU, Directorate-General for Transport and Energy, SAVE II Programme, 2000.

HADDAD, J., BRANDÃO, C.A.X., 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., 2003, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: UFU, 2003.

HAHN, A., **Compressores – Guia Avançado**, Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2004. 127p. (Procel Indústria: Edição Seriada)

KRAUSE, P.C., **Analysis of Electric Machinery**, Nova York: IEEE Press, 1995. New Edition.

LIPO, T.A., NOVOTNY, D.W., **Vector Control and Dynamics of AC Drives**, Nova York: Editora Oxford University Press, 1996.

MOREIRA, A.B., **Análise da Operação de Sistemas de Ventilação Industrial visando à Eficiência Energética**. Fortaleza, 2006. Dissertação realizada na Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre.

NETO, T.R.F., PONTES, R.S.T., MENEZES, L.M., **Modelagem e Simulação do Motor de Indução Trifásico nas notações Trifásicas e Coordenadas dq0**. Revista Tecnológica da UNIFOR, vol. 25, Nº. 2, Dezembro 2004, páginas 8-17.

PAUWELS, K.M., **Energy Savings with Variable Speed Drives**. IEEE CIRE2001, Junho 2001, Nº. 4.25.

PERRIN, M., KOHN G., MUGFORD S., SEGGEWISS G., **Induction Motors, Reciprocating Compressors and Variable Frequency Drives**. IEEE PCIC-97, 1997, Nº. 1, páginas 1-9, ISBN: 0-7803-4217-8.

PERRONE, F.P.D., AFONSO, S., CAVALCANTI, E.S.C., CAPELLA, P.S., A Solução no Caso Daimlerchrysler para Redução do Consumo de Energia em Sistemas de Ar Comprimido. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 16., 2001, Campinas. **Anais...** Campinas: UNICAMP, 2001.

ROCHA, N.R., GUIMARÃES, M.A., **Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido**, Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. Procel Indústria. Consórcio Efficientia/FUPAI.

RODRIGUES, P.S.B, **Compressores Industriais**, Rio de Janeiro: EDC, 1991.

ROLLINS, J.P., **Compressed Air and Gas Handbook**, 5ª. Edição, Nova York: Compressed Air and Gas Institute, 1989.

SADEGH, V., RAHMAN, M.A., JOHN, V.I., **Energy Saving Vector Control Strategies for Electric Vehicle Motor Drives**. IEEE PCC-Nagaoka'97, 1997, páginas 13-18.

SCHMIDLIN JÚNIOR, C.R., **Operação do Conjunto Bomba Centrífuga, Motor de Indução Trifásico e Conversor de Frequência Visando a Eficiência no Uso da Energia Elétrica**. Fortaleza, 2006. Dissertação realizada na Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre.

STOSIC, N., SMITH, I., KOVACEVIC, A., **Screw Compressors: Mathematical Modeling and Performance Calculation**, Londres: Ed. Springer, 2005.

WYLEN, G. V., SONNTAG R., BORGNAKKE C., **Fundamentos da**

Termodinâmica, 6ª. Edição em português, Editora Edgard Blücher, 2003.

APÊNDICE A – DEMONSTRAÇÃO DO TRABALHO ESPECÍFICO POR UNIDADE DE MASSA PARA COMPRESSORES EM CICLOS POLITRÓPICOS

Ciclo politrópico reversível para um gás perfeito é dado pela seguinte relação:

$$p \cdot V^{n_{pol}} = cte = p_1 \cdot V_1^{n_{pol}} = p_2 \cdot V_2^{n_{pol}} \quad (1)$$

A partir dessa relação fundamental e da equação de estado dos gases perfeitos, obtêm-se as seguintes relações acessórias:

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n_{pol}} \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n_{pol}-1} \end{aligned} \quad (2)$$

O trabalho no ciclo politrópico, para um gás perfeito, no processo de compressão e considerado o sistema como um volume de controle, é dada a equação abaixo:

$$W = \int_{p_1}^{p_2} p \cdot dV - (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) = - \int_{V_1}^{V_2} V \cdot dp \quad (3)$$

Agora desenvolvendo a primeira parcela, relativa ao trabalho sobre um sistema termodinâmico, obtêm-se:

$$\begin{aligned}
{}_1W_2 &= \int_{p_1}^{p_2} p \cdot dV = cte \cdot \int_{V_1^{n_{pol}}}^{V_2^{n_{pol}}} V^{-n} \cdot dV = \\
&= \frac{cte}{1-n} \cdot \left[V^{1-n_{pol}} \right]_{V_1}^{V_2} = \frac{cte}{1-n} \cdot \left[V_2^{1-n_{pol}} - V_1^{1-n_{pol}} \right] = \\
&= \frac{cte \cdot V_1^{1-n_{pol}}}{1-n} \cdot \left[\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1-n_{pol}} - 1 \right]
\end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
{}_1W_2 &= \frac{p_1 \cdot V_1^{n_{pol}} \cdot V_1^{1-n_{pol}}}{1-n_{pol}} \cdot \left[\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1-n_{pol}} - 1 \right] = \\
&= \frac{p_1 \cdot V_1}{1-n_{pol}} \cdot \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n_{pol}-1} - 1 \right] = \\
&= \frac{m \cdot R \cdot T_1}{1-n_{pol}} \cdot \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right] = \\
&= -\frac{m \cdot R \cdot T_1}{n_{pol}-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right]
\end{aligned} \tag{5}$$

Onde o sinal negativo indica que o trabalho é realizado sobre o sistema termodinâmico. Agora, descreve-se a equação que retrata o trabalho por unidade de massa.

$${}_1w_2 = -\frac{R \cdot T_1}{n_{pol}-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right] \tag{6}$$

A partir da seguinte identidade:

$$p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right] \quad (7)$$

É obtido o resultado do trabalho total do compressor por unidade de massa (trabalho do volume de controle)

$$w = \frac{W}{m} = -\frac{R \cdot T_1}{n_{pol} - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right] - R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right] \quad (8)$$

Por fim,

$$w = -n_{pol} \cdot \frac{R \cdot T_1}{n_{pol} - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{pol}-1}{n_{pol}}} - 1 \right] \quad (9)$$

Onde o sinal negativo indica que o trabalho é realizado sobre o volume de controle, nos processos de entrada de ar na câmara de compressão, processo de compressão propriamente dito e processo de saída de ar da câmara de compressão.

APÊNDICE B – SISTEMA DE EQUAÇÕES E MODELAGEM DA MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA NAS COORDENADAS A, B E C

Indutâncias do MIT

As indutâncias próprias do estator e rotor são apresentados em (1) e (2), respectivamente, a partir de (FITZGERALD, 2003, NETO, 2004), referenciados ao estator.

$$L_s = \frac{1,5 \cdot x_s + x_m}{3\pi \cdot f} \quad (1)$$

$$L_r' = \frac{1,5 \cdot x_r' + x_m}{3\pi \cdot f} \quad (2)$$

É observado que as indutâncias próprias estão em função das reatâncias de magnetização e das reatâncias do estator e do rotor. Esses parâmetros são obtidos por dois ensaios clássicos de máquinas elétricas: ensaio do MIT a vazio e ensaio do MIT com rotor bloqueado.

Ainda é necessária a apresentação das indutâncias mútuas entre os enrolamentos do estator e as indutâncias mútuas entre os enrolamentos do rotor. Segundo (KRAUSE, 1995) as indutâncias mútuas entre enrolamentos do estator e as indutâncias mútuas entre enrolamentos do rotor não variam com a posição do rotor e portanto, seu valor, referenciado ao estator, é apresentado na equação (3).

$$M_s = M_r' = -\frac{1}{2} \cdot \frac{x_m}{3\pi \cdot f} \quad (3)$$

Por fim, são apresentadas as indutâncias mútuas entre os enrolamentos do estator e enrolamentos do rotor. Segundo o modelo apresentado, pode-se verificar que essa indutância varia com a posição do rotor e esta recebe influência tanto das correntes do estator quanto das correntes do rotor (KRAUSE, 1995). O valor máximo desta indutância mútua entre estator e rotor, é apresentada na equação (4).

$$M_{sr} = M_{rs} = \frac{x_m}{3\pi \cdot f} \quad (4)$$

É importante também salientar algumas identidades, apresentadas por (LIPO, 1996). O conceito de indutância de magnetização e indutância de dispersão, tanto de estator quanto rotor, é de grande valia ao entendimento da máquina. A indutância de magnetização é o mesmo valor máximo da indutância mútua entre enrolamentos do estator e do rotor, apresentado na equação (5).

$$L_m = \frac{x_m}{3\pi \cdot f} \quad (5)$$

A indutância de dispersão é uma componente da indutância própria no enrolamento do estator ou rotor. Assim, a indutância de dispersão no estator e no rotor, são dadas pelas equações (6) e (7), respectivamente.

$$L_{l_s} = L_s - L_m = \frac{x_s}{2\pi \cdot f} \quad (6)$$

$$L_{l_r}' = L_r' - L_m = \frac{x_r'}{2\pi \cdot f} \quad (7)$$

Conhecendo o processo que descreve as indutâncias físicas e identidades de indutâncias, pode ser desenvolvida a equação dos fluxos no MIT. Para isso devem ser definidas as matrizes de indutâncias do estator, matriz de indutâncias do rotor e a matriz de indutâncias entre rotor e estator. Essas matrizes são definidas nas equações (8), (9) e (10), respectivamente.

$$L_{ss} = \begin{bmatrix} L_m + L_{l_s} & -0,5 \cdot L_m & -0,5 \cdot L_m \\ -0,5 \cdot L_m & L_m + L_{l_s} & -0,5 \cdot L_m \\ -0,5 \cdot L_m & -0,5 \cdot L_m & L_m + L_{l_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & M_s & M_s \\ M_s & L_s & M_s \\ M_s & M_s & L_s \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$L_{rr} = \begin{bmatrix} L_m + L_{lR}' & -0,5 \cdot L_m & -0,5 \cdot L_m \\ -0,5 \cdot L_m & L_m + L_{lR}' & -0,5 \cdot L_m \\ -0,5 \cdot L_m & -0,5 \cdot L_m & L_m + L_{lR}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_r' & M_r' & M_r' \\ M_r' & L_r' & M_r' \\ M_r' & M_r' & L_r' \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$L_{sr}(\theta) = L_{rs}^t(\theta) = \dots$$

$$\dots = L_m \cdot \begin{bmatrix} \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta\right) & \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta + \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta + \frac{4\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta + \frac{4\pi}{3}\right) & \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta\right) & \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta + \frac{2\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta + \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta + \frac{4\pi}{3}\right) & \cos\left(\left(\frac{P}{2}\right) \cdot \theta\right) \end{bmatrix} \quad (10)$$

Com a definição das matrizes de indutâncias, pode-se relacionar as equações de fluxos, e a partir delas, desenvolver as equações da máquina. As equações (11), (12) e (13), apresentam as equações de fluxo concatenado para o estator, para o rotor e a equação na forma matricial, respectivamente.

$$\begin{bmatrix} \lambda_a \\ \lambda_b \\ \lambda_c \end{bmatrix} = [L_{ss}] \cdot \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + [L_{sr}(\theta)] \cdot \begin{bmatrix} i_A \\ i_B \\ i_C \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\begin{bmatrix} \lambda_A \\ \lambda_B \\ \lambda_C \end{bmatrix} = [L_{rs}(\theta)] \cdot \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + [L_{rr}] \cdot \begin{bmatrix} i_A \\ i_B \\ i_C \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\begin{bmatrix} [\lambda_s] \\ [\lambda_r] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [L_{ss}] & [L_{rs}(\theta)] \\ [L_{rs}(\theta)] & [L_{rr}] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \end{bmatrix} \quad (13)$$

Equações gerais do MIT no domínio do tempo

A partir das equações de fluxo, pode-se desenvolver as equações da máquina a partir da teoria de circuitos em corrente alternada, com um circuito RL série para

cada fase, tanto do estator quanto do rotor, conforme equação (14) e (15), respectivamente.

$$\begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \lambda_a \\ \lambda_b \\ \lambda_c \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_r' & 0 & 0 \\ 0 & R_r' & 0 \\ 0 & 0 & R_r' \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_A \\ i_B \\ i_C \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \lambda_A \\ \lambda_B \\ \lambda_C \end{bmatrix} \quad (15)$$

Definindo a matriz diagonal de resistências do estator e do rotor, pode-se apresentar na equação (16) a forma matricial das equações RL série do MIT.

$$\begin{bmatrix} [V_s] \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [R_{ss}] & [R_{rr}] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} [\lambda_s] \\ [\lambda_r] \end{bmatrix} \quad (16)$$

Desenvolvendo a derivada do fluxo, a partir da equação (13), apresentamos a equação (17) como a equação das variáveis elétricas do MIT.

$$\begin{bmatrix} [V_s] \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [R_{ss}] & \left[\frac{\partial L_{sr}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega \\ \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & [R_{rr}] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \end{bmatrix} + \dots \quad (17)$$

$$\dots + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [L_{ss}] & [L_{rs}(\theta)] \\ [L_{rs}(\theta)] & [L_{rr}] \end{bmatrix}$$

A seguir é necessário definirmos a equação mecânica do MIT, visto que este como um sistema de conversão eletro-mecânica de energia, necessita de equações mecânicas para as variáveis de estado mecânicas.

A equação (18), define a partir da 2ª Lei de Newton para os movimentos rotativos, a base teórica para a equação mecânica do MIT.

$$C_{ele} = C_{inércia} + C_{atrito} + C_{ext} \quad (18)$$

O conjugado de inércia e o conjugado de atrito variam diretamente com a aceleração angular e com a velocidade angular, respectivamente, como apresentado nas equações (19) e (20) (KRAUSE, 1995). O conjugado eletromagnético varia conforme a equação (21) (KRAUSE, 1995).

$$C_{inércia} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (19)$$

$$C_{atrito} = B \cdot \omega \quad (20)$$

$$C_{ele} = [i_r]^t \cdot \left[\frac{\partial}{\partial \theta} L_{rs}(\theta) \right] \cdot [i_s] \quad (21)$$

A equação (22) apresenta, a partir das equações (19), (20) e (21), a primeira equação mecânica do MIT.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left\{ \left([i_r]^t \cdot \left[\frac{\partial}{\partial \theta} L_{rs}(\theta) \right] \cdot [i_s] - B \cdot \omega \right) - C_{ext} \right\} \quad (22)$$

A equação (22) apresenta a velocidade como variável de estado e o conjugado mecânico externo aplicado ao eixo do MIT como entrada do sistema. A equação (23) apresenta a segunda equação mecânica, com uma função mais próxima de uma equação auxiliar, como variável de estado o deslocamento angular do MIT.

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \quad (23)$$

Incluindo as equações (22) e (23) na forma matricial apresentada na equação (17) será obtida a equação (24), ou a equação geral do MIT no domínio do tempo.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} [V_s] \\ 0 \\ C_{ext} \\ 0 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} [R_{ss}] & \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & 0 & 0 \\ \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & [R_{rr}] & 0 & 0 \\ [i_r]^t \cdot \left[\frac{\partial}{\partial \theta} L_{rs}(\theta) \right] & 0 & -B & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} + \dots \\
 &\dots + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [L_{ss}] & [L_{rs}(\theta)] & 0 & 0 \\ [L_{rs}(\theta)] & [L_{rr}] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{24}$$

Denominando as matrizes (NETO, 2004) da equação (24) conforme as equações (25), (26), (27) e (28), obtêm-se a equação de estado do MIT no domínio do tempo, na equação (29).

$$x = \begin{bmatrix} [V_s] \\ 0 \\ C_{ext} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{25}$$

$$A = \begin{bmatrix} [R_{ss}] & \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & 0 & 0 \\ \left[\frac{\partial L_{rs}(\theta)}{\partial \theta} \right] \cdot \omega & [R_{rr}] & 0 & 0 \\ [i_r]^t \cdot \left[\frac{\partial}{\partial \theta} L_{rs}(\theta) \right] & 0 & -B & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \tag{26}$$

$$y = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} i_s \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} i_r \end{bmatrix} \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$D = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} L_{ss} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} L_{rs}(\theta) \end{bmatrix} & 0 & 0 \\ \begin{bmatrix} L_{rs}(\theta) \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} L_{rr} \end{bmatrix} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\frac{dy}{dt} = -D^{-1} \cdot A \cdot y + D^{-1} \cdot x \quad (29)$$

APÊNDICE C – DESCRIÇÃO DE PROCEDIMENTO PARA OBTENÇÃO DE VALORES NOMINAIS DE VAZÃO VOLUMÉTRICA PARA DETERMINADA OPERAÇÃO DO COMPRESSOR PARAFUSO

O procedimento para obtenção de valores nominais de vazão necessita de duas etapas. Inicialmente, o resfriamento da sala é essencial, e tanto a temperatura ambiente, a temperatura da câmara de compressão como a temperatura dos enrolamentos do MIT devem estar em equilíbrio térmico. Na sequência, para a obtenção de uma vazão a 7,5 bar ou 6,5 bar, à 25° C, é necessário que as temperaturas citadas anteriormente estejam à 25° C.

Após esse equilíbrio entre as temperaturas, é necessário iniciar o sistema de compressão e manter a vazão consumida em equilíbrio com a vazão do compressor. Com esse equilíbrio entre as vazões, o compressor trabalha na pressão de trabalho fixa, que no caso é 6,5 bar ou 7,5 bar.

O sistema supervisorio descrito no capítulo 4 só fornece dados a serem contabilizados quando a temperatura dos enrolamentos do motor estiver acima de 30° C e a temperatura na câmara de compressão acima de 60° C. Após essas temperaturas serem atingidas, ainda com o condicionador de ar equilibrando a temperatura ambiente em 25° C, é feito o ensaio com pressão de trabalho constante por 5 minutos. O supervisorio adquire dados a cada segundo. Os dados capturados são de pressão de trabalho, temperatura do motor e vazão volumétrica (pós-Aftercooler).

Totalizadas 300 amostras (5 minutos de ensaio com dados obtidos a cada 1 segundo) medidas no ensaio para cada grandeza, obtém-se a média dos valores medidos como pressão média de trabalho naquele período e vazão nominal para aquela pressão nas condições de temperatura de admissão a 25° C.

Assim são obtidos os resultados para os valores nominais de vazão volumétrica nas referidas pressões.

A partir desses ensaios para obtenção de valores nominais de vazão, é considerado o mesmo procedimento para os ensaios de comprovação dos valores simulados para acionamento com VSD.

A média dos valores adquiridos de corrente de alimentação do MIT é a corrente de referência utilizada para a obtenção do conjugado mecânico externo no processo iterativo descrito no capítulo 3.

Esse mesmo método também pode ser utilizado para obter o conjugado correspondente ao trabalho realizado no período de alívio do sistema de acionamento “dual” ou carga/alívio.

Pelo controle das válvulas V1 e V2, da Figura 4.1, pode-se fazer o compressor entrar em alívio rapidamente e fazer a pressão diminuir para o valor considerado nominal. Repetindo a norma de tempo para o ensaio caracterizado anteriormente, é obtida uma média das correntes chamada de corrente de referência.