TESE
1071

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

Desenvolvimento de metodologia de campo para estimativa do potencial de conservação de energia em instalações de bombeamento

BENEDITO CLÁUDIO DA SILVA

ITAJUBÁ - MG
2000

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA DE CAMPO PARA ESTIMATIVA DO POTENCIAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA EM INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO

BENEDITO CLÁUDIO DA SILVA

Dissertação apresentada à Escola Federal de Engenharia de Itajubá como parte dos requisitos para obtenção do titulo de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica na Área de Concentração em Máquinas de Fluxo.

ORIENTADOR:
Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho
CO-ORIENTADOR:
Prof. Dr. Edson da Costa Bortoni

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca
MAUÁ
BIM

ITAJUBÁ - MG
2000

Silva, Benedito Cláudio da

Desenvolvimento de Metodologia de Campo para Estimativa do Potencial de Conservação de Energia em Instalações de Bombeamento / por Benedito Cláudio da Silva; orientado por Geraldo Lúcio Tiago Filho; co-orientado por Edson da Costa Bortoni - Itajubá/ MG, 2000.
137p.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá. Departamento de Engenharia Mecânica.

1 – Bombas centrífugas. 2 – Rotação variável. 3 - Conservação de energia. I – Escola Federal de Engenharia de Itajubá. Instituto de Mecânica. Departamento de Engenharia Mecânica.

CLASS. 621.67:620.9(043.2)
CUTTER. S586d
TOMBO. 1071

Ministério da Educação
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

ANEXO II

FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação: **"Desenvolvimento de Metodologia de Campo para Estimativa do Potencial de Conservação de Energia em Instalações de Bombeamento"**

Autor: **BENEDITO CLÁUDIO DA SILVA**

JULGAMENTO

Examinadores	Conceito	Rubrica
1º	A+	
2º	A+	
3º	A+	

Resultado Médio: Conceito: A+, ou seja, aprovado (com louvor), com distinção

Observações: _____

Itajubá, 22 de setembro de 2000.

Prof. Carlos Eduardo Morelli Tucci
1º Examinador - UFRGS

Prof. Augusto Nelson Carvalho Viana
2º Examinador – EFEI

Prof. Geraldo Lúcio Tiago Filho
3º Examinador – (Orientador) - EFEI

Às pessoas que mais amo

Meus pais ***Olympio*** e ***Helena***
Minhas irmãs ***Vanessa*** e ***Eugênia***

pelo apoio e confiança de todas as horas,
acreditando e compartilhando de meus sonhos,
dedico mais esta conquista com sincero amor
e carinho.

AGRADECIMENTOS

À ***Deus***, pelo dom da vida.

Ao professor, amigo e orientador ***Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho***, pela dedicada orientação, confiança e experiência transmitida.

Ao professor, amigo e co-orientador ***Prof. Dr. Edson da Costa Bortoni***, pela orientação, incentivo e contribuições dadas a este trabalho.

Ao ***Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas – LHPCH*** que, na pessoa do ***Prof. Dr. Augusto Nelson Carvalho Viana***, colocou a disposição do desenvolvimento deste trabalho instalações, equipamentos e pessoal técnico.

Aos meus colegas de pós-graduação, pelo convívio e amizade.

À todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

SIMBOLOGIA x
LISTA DAS FIGURAS xiv
LISTA DAS TABELAS xvii
RESUMO xviii
ABSTRACT xix

CAPÍTULO 1 - GENERALIDADES 01
1.1. Objetivo do Trabalho 01
1.2. Justificativa 01
1.3. Plano de Trabalho 02
1.4. Conteúdo do Trabalho de Dissertação 02

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 04

CAPÍTULO 3 - TEORIA BÁSICA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS 07
3.1. Características do Sistema 07
3.1.1. Conceituação de altura manométrica do sistema 07
3.1.2. Cálculo da altura manométrica de sucção (h_s) 08
3.1.3. Cálculo da altura manométrica de descarga (h_d) 09
3.1.4 Cálculo da altura manométrica total (H) 10
3.2. Curvas Características da Bomba 11
3.2.1. Triângulo de velocidades 11
3.2.2. Carga Hidráulica Teórica 12
3.2.3. Curvas Características Teóricas 14
3.2.4. Curvas Características Reais 16
3.2.4.1. Curva real de carga 16
3.2.4.2. Curva real de potência absorvida 19
3.3. Ponto de Trabalho 22
3.4. Controle de Bombas Centrífugas 23
3.4.1. Controle com Válvula de Estrangulamento 23

3.4.2. Controle com Rotação Variável 25
3.4.2.1. Leis de afinidade 25
3.4.2.2. Mudança do ponto de trabalho com a variação da rotação 27
3.4.3. Potencial de Economia de Energia 28

CAPÍTULO 4 – VÁLVULAS DE CONTROLE 31
4.1. Generalidades 31
4.2. Classificação das válvulas 31
4.3. Válvulas de Regulagem de Fluxo 34
4.3.1. Válvula Globo 34
4.3.2. Válvula "Y" ou Obliqua 36
4.3.3. Válvula Angular 36
4.3.4. Válvula Agulha 37
4.3.5. Válvula Borboleta 37
4.3.6. Válvula de diafragma 38
4.3.7. Válvula de Mangote 40
4.4 Características de Fluxo das Válvulas 40
4.5. Rangeabilidade 46

CAPÍTULO 5 – ACIONAMENTOS DE ROTAÇÃO VARIÁVEL 47
5.1. Generalidades 47
5.2. Motores de Múltiplas Rotações 48
5.3. Motor de Corrente Contínua 49
5.4. Variadores Mecânicos 50
5.4.1. Variadores de correias 50
5.4.2. Discos de fricção 51
5.5. Variadores Eletromecânicos 51
5.5.1. Princípio de funcionamento 52
5.5.2. Características principais 53
5.6. Motores bobinados 53
5.7. Variadores Hidráulicos 54
5.7.1. Acionamentos hidrodinâmicos 55
5.7.2. Acionamentos hidroviscosos 56

5.8. Inversores Estáticos de Frequência Variável 57
5.8.1.Princípio de funcionamento 59
5.8.2. Tipos Básicos de Inversores Estáticos 60
5.8.3. Considerações sobre aplicação dos inversores 64

CAPÍTULO 6 - POTENCIAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA 67
6.1. Introdução 67
6.2. Levantamento de dados 67
6.3. Metodologia para Levantamento das Curvas Características 69
6.3.1. Determinação da curva da bomba 69
6.3.2. Determinação da curva do sistema 70
6.3.3. Ajuste por três pontos 72
6.4. Cálculo da Energia economizada 74
6.5. Análise econômica 78
6.5.1. Métodos de Avaliação de Investimento 80
6.5.1.1. Critério do valor presente (VP) 80
6.5.1.2. Critério do valor anual (VA) 81
6.5.1.3. Critério da taxa interna de retorno (TIR) 82
6.5.1.4. Critério do tempo de retorno do investimento (TR) 83

CAPÍTULO 7 – BANCADAS DE ENSAIOS 84
7.1. Introdução 84
7.2. Sistema de Aquisição dos Dados 84
7.2.1.Medida de pressão 85
7.2.2. Medida de vazão 86
7.2.2.1. Medidor ultra-sônico 86
7.2.2.2. Medidor Venturi 89
7.2.3. Medida de rotação 90
7.2.4. Sistema de tratamento de sinais 91
7.2.4.1. Condicionador de sinais 91
7.2.4.2. Placa de aquisição de dados 91
7.2.4.3. Programa computacional de aquisição 92
7.3. Descrição das Bancadas de Testes 93

7.3.1. Bancada do Laboratório Hidromecânico Didático-Científico – LHDC.....93
7.3.2. Bancada para Ensaios de Aferição e Visualização de Escoamentos (BEAVE) 96

CAPÍTULO 8 - RESULTADOS 101
8.1. Introdução 101
8.2. Curvas Características 101
8.2.1. Circuito LHDC 101
8.2.1.1. Curva da bomba 101
8.2.1.2. Curva do sistema 102
8.2.2. Circuito BEAVE 106
8.2.2.1. Curva da bomba 106
8.2.2.2. Curvas do sistema 107
8.3. Diferenças entre as Metodologias 111
8.4. Simulação Energética 114

CAPÍTULO 9 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES 122
9.1. Conclusões 122
9.2. Contribuições 124
9.3. Recomendações para trabalhos futuros 124

ANEXO A 126
ANEXO B 129
ANEXO C 131
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 00

Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Biblioteca MAUÁ BIM
FEI

SIMBOLOGIA

H	Altura manométrica total
h_d	Altura manométrica de descarga
h_s	Altura manométrica de sucção
h	Altura estática total
z_s	Altura geométrica de sução
p_s	Pressão do reservatório de sucção
h_{fs}	Perda de energia na linha de sucção
p_{fs}	Pressão manométrica na seção do flange de sucção
v_{fs}	Velocidade do líquido no flange de sucção
g	Aceleração da gravidade
z_d	Altura geométrica de descarga
p_d	Pressão do reservatório de descarga
h_{fd}	Perda de energia na linha de descarga
p_{fd}	Pressão manométrica na seção do flange de descarga
u_1	Velocidade tangencial do rotor na seção de entrada
u_2	Velocidade tangencial do rotor na seção de saída
w_1	Velocidade relativa do fluxo na entrada do rotor
w_2	Velocidade relativa do fluxo na entrada do rotor
c_1	Velocidade absoluta do fluxo na entrada do rotor
c_2	Velocidade absoluta do fluxo na saída do rotor
c_{m1}	Componente meridional da velocidade absoluta na entrada do rotor
c_{m2}	Componente meridional da velocidade absoluta na saída do rotor
w_{u1}	Componente tangencial da velocidade relativa na entrada do rotor
w_{u2}	Componente tangencial da velocidade relativa na saída do rotor
c_{u1}	Componente tangencial da velocidade absoluta na entrada do rotor
c_{u2}	Componente tangencial da velocidade absoluta na saída do rotor
D_1	Diâmetro de entrada do rotor
D_2	Diâmetro de saída do rotor
t	Tempo
dt	Intervalo de tempo infinitesimal

dm	Massa de líquido infinitesimal
T	Momento de forças externas ao rotor
r_1	Raio interno do rotor
r_2	Raio externo do rotor
p_f	Pressão sobre a face interna da pá
p_b	Pressão sobre a face externa da pá
p_s	Força radial na entrada do rotor
p_d	Força radial na saída do rotor
F_1, F_2	Forças de atrito interno
Q	Vazão volumétrica
Pot	Potência aplicada ao líquido pelas pás do rotor
Pot_{abs}	Potência absorvida real pela bomba
H_e	Carga hidráulica teórica fornecida pela bomba
C_v	Fator de variação radial
n	Rotação
q_e	Perdas volumétricas exteriores
q_i	Perdas volumétricas interiores
H_t	Altura manométrica de trabalho
Q_t	Vazão de trabalho
E	Energia consumida
E_{econ}	Energia economizada
A	Área
k	Constante de válvula
X	Distância entre cunha e assento da válvula
Q_M	Vazão para a máxima abertura da válvula
X_M	Distância máxima entre cunha e assento da válvula
f	Freqüência da energia elétrica
P	Número de polos do motor
U	Tensão
H_0	Altura estática
H_N	Altura manométrica nominal
Q_N	Vazão nominal
H_S	Altura manométrica do sistema

H_B	Altura manométrica da bomba
H_P	Altura manométrica máxima
Pot_V	Potência consumida pela bomba no controle por válvula
Pot_R	Potência consumida pela bomba no controle de rotação
ΔPot	Diferença no consumo de potência entre o controle por válvula e rotação
E_e	Economia de energia
PE	Preço de equipamentos e acessórios
CI	Custo de instalação
CM	Custo de manutenção
EE_a	Economia de energia anual
BA	Benefícios adicionais
VR	Valor residual do equipamento
VP	Valor presente
VA	Valor anual uniforme
TIR	Taxa interna de retorno
TMA	Taxa mínima de atratividade
V_{S0}	Velocidade do som
L_P	Distância entre sensores ultra-sônicos
V_e	Velocidade média do escoamento
V_r	Velocidade resultante do pulso ultra-sônico
Δh	Diferença de pressão no Venturi
p_1	Pressão na entrada da bomba
p_2	Pressão na saída da bomba
z	Distância entre a tomada de pressão e a linha de centro da bomba
v_1	Velocidade na seção do flange de entrada da bomba
v_2	Velocidade na seção do flange de saída da bomba
$Hp_{1'-1}$	Perda de carga entre as seções 1' e 1
$Hp_{2-2'}$	Perda de carga entre as seções 2 e 2'
f	Fator de atrito
Re	Numero de Reynolds
D_{BC-BI}	Diferença entre o método convencional e desligamento, curva da bomba
H_{BC}	Altura manométrica da bomba pelo método convencional
H_{BI}	Altura manométrica da bomba pelo método convencional

$D_{C\text{-}I}$	Diferença entre o método convencional e interpolação
H_C	Altura manométrica do sistema pelo método convencional
H_I	Altura manométrica do sistema pelo método de interpolação
$D_{C\text{-}D}$	Diferença entre o método convencional e do desligamento
H_D	Altura manométrica pelo método de desligamento

Caracteres Gregos

α_1	Ângulo de entrada entre as velocidades tangencial e absoluta
α_2	Ângulo de saída entre as velocidades tangencial e absoluta
β_1	Ângulo construtivo na entrada do rotor
β_2	Ângulo construtivo na saída do rotor
ω	Velocidade angular do rotor
μ_e	Fator de escorregamento
γ	Peso específico do líquido bombeado
η_h	Rendimento hidráulico
η_v	Rendimento volumétrico
η_m	Rendimento mecânico
η	Rendimento global
Δt	Intervalo de tempo
Φ	Fluxo magnético
θ	Ângulo entre sensores ultra-sônicos

LISTA DE FIGURAS

CAPITULO 3

Figura 3.1 – Sistema de bombeamento 08
Figura 3.2 – Curva característica do sistema.....11
Figura 3.3 – Triângulos de velocidade:(a) entrada, (b) saída.....12
Figura 3.4 – Forças atuantes no rotor.....13
Figura 3.5 – Curvas teóricas de carga da fornecida 15
Figura 3.6 – Curvas teóricas de potência consumida.....16
Figura 3.7 – Efeito do escorregamento na saída do rotor.....17
Figura 3.8 – Curva real de carga *versus* vazão.....18
Figura 3.9 – Perdas volumétricas 20
Figura 3.10 – Curva de potência absorvida *versus* vazão 22
Figura 3.11 – Ponto de trabalho de uma bomba.....22
Figura 3.12 – Efeito do estrangulamento da válvula.....23
Figura 3.13 – Características de altura e potência *versus* vazão 24
Figura 3.14 – Efeito de variação na rotação.....28
Figura 3.15 – Diferença de alturas válvula *versus* rotação variável.....29
Figura 3.16 – Potencial de economia de energia ao longo do tempo.....30

CAPITULO 4

Figura 4.1 – Válvula globo típica.....35
Figura 4.2 – Válvulas Borboleta 38
Figura 4.3 – Válvula de diafragma, canal curvo 39
Figura 4.4 – Válvula de diafragma, canal retilíneo 39
Figura 4.5 – Tipos de cunha de regulagem 41
Figura 4.6 – Diferentes características de fluxo.....41
Figura 4.7 – Curva característica de uma válvula de esfera, com abertura em "V" 44
Figura 4.8 – Curva característica de uma válvula de macho.....44
Figura 4.9 – Curva característica de uma válvula borboleta.....45
Figura 4.10 – Influência da válvula na curva total do sistema.....45

CAPITULO 5

Figura 5.1 – Diferentes configurações e tipos de correias ajustáveis.....51
Figura 5.2 – Esquema de um variador eletromecânico 52
Figura 5.3 – Esquema elétrico de um motor bobinado 54
Figura 5.4 – Variador hidrodinâmico.....56
Figura 5.5 – Variador hidroviscoso.....57
Figura 5.6 – Inversores de freqüência típicos 58
Figura 5.7 – Característica Volts/Hertz.....60
Figura 5.8 – Diafragma de blocos e formas de onda de um inversor VSI-PAM 61
Figura 5.9 – Diafragma de blocos e forma de onda de um inversor VSI-PWM.....62
Figura 5.10 – Diafragma de blocos e forma de onda de um inversor CSI 63

CAPITULO 6

Figura 6.1 – Obtenção da curva da bomba.....70
Figura 6.2 – Obtenção da curva do sistema 71
Figura 6.3 – Estimativa das curvas características por três pontos 72
Figura 6.4 – Variação da demanda de vazão no tempo.....74
Figura 6.5 – Ciclos de trabalho típicos de bombas 77
Figura 6.6 – Curva de demanda de vazão 78
Figura 6.7 – Fluxo de caixa para análise econômica em bombas 79
Figura 6.8 – Valor presente 81
Figura 6.9 – Valor anual.....82

CAPITULO 7

Figura 7.1 – Sistema de aquisição de dados para uma instalação de bombeamento.....85
Figura 7.2 – Transdutor de pressão na seção de entrada de uma bomba 86
Figura 7.3 – Diagrama de velocidades na medição por ultra-som 87
Figura 7.4 – Medidor ultra-sônico de vazão 89
Figura 7.5 – Medidor de vazão Venturi com transdutor diferencial de pressão 90
Figura 7.6 – Tacogerador acoplado ao eixo por correia.....90
Figura 7.7 – Programa do *DASYlab*® ensaio de bombas.....92

Figura 7.8 – Conjunto motor-bomba do LHDC 94
Figura 7.9 – Tomadas de pressão na entrada e saída da bomba e medida da rotação 94
Figura 7.10 – Circuito LHDC 95
Figura 7.11 – Circuito BEAVE 97
Figura 7.12 – Bomba centrífuga do circuito BEAVE 98
Figura 7.13 – Tomadas de pressão do circuito BEAVE 99

CAPITULO 8

Figura 8.1 – Curva da bomba, circuito LHDC 102
Figura 8.2 – Curva do sistema para válvula toda aberta 103
Figura 8.3 – Curva do sistema, para 85 porcento da vazão máxima 104
Figura 8.4 – Curva do sistema, para 60 porcento da vazão máxima 105
Figura 8.5 – Curva da bomba, circuito BEAVE 107
Figura 8.6 – Curva do sistema BEAVE, para válvula toda aberta 108
Figura 8.7 – Curva do sistema para primeira posição intermediária da válvula 109
Figura 8.8 – Curva do sistema para segunda posição intermediária da válvula 109
Figura 8.9 – Curva do sistema para terceira posição intermediária da válvula 110
Figura 8.10 – Curvas da bomba e do sistema adimensionalizadas - LHDC 114
Figura 8.11 – Curvas da bomba e do sistema adimensionalizadas - BEAVE 115
Figura 8.12 – Regime de trabalho da bomba 116
Figura 8.13 – Curvas características do exemplo 117
Figura 8.14 – Influência do preço do equipamento na atratividade 118
Figura 8.15 – Influência do preço da energia elétrica na atratividade 119
Figura 8.16 – Influência do fator de capacidade na atratividade 119
Figura 8.17 – Influência da variação de demanda na atratividade 120
Figura 8.18 – Influência da altura estática na atratividade 120
Figura 8.19 – Sensibilidade do tempo de retorno para as principais variáveis 121

ANEXO B

Figura B.1 – Custo esperado de inversores de freqüência 130

LISTA DE TABELAS

CAPITULO 4

Tabela 4.1 – Classificação das válvulas 32

CAPITULO 5

Tabela 5.1 – Acionamentos de rotação variável 47
Tabela 5.2 – Fator de potência para inversores de grande potência 65

CAPITULO 8

Tabela 8.1 – Potencial de economia de energia 117

ANEXO A

Tabela A.1 – Desvios entre as curvas das bombas 126
Tabela A.2 – Diferenças para as curvas de 60 porcento da vazão máxima 126
Tabela A.3 – Diferenças para as curvas com válvula toda aberta - LHDC 127
Tabela A.4 – Diferenças para as curvas de 85 porcento da vazão máxima 127
Tabela A.5 – Diferenças entre os métodos, circuito BEAVE 128

ANEXO B

Tabela B.1 – Custo da energia elétrica 129

RESUMO

O presente trabalho realiza uma análise comparativa entre os métodos de *variação da rotação* e *válvula de controle*, para a regulagem da vazão em instalações de bombeamento. Mostra-se que, devido as perdas excessivas por dissipação de energia, o uso da válvula de controle é energeticamente ineficiente e desgastante para a instalação. A aplicação de um acionamento de rotação variável permite que a bomba trabalhe sempre próxima de sua condição de máximo rendimento, controlando a vazão fornecida com grande eficiência e permitindo uma operação mais suave da instalação. A partir dessas considerações, demonstra-se que a energia possível de ser economizada em uma instalação de bombeamento, substituindo-se a válvula pelo acionamento de rotação variável, é função da diferença de pressão entre as curvas características da bomba e do sistema de tubulações. Propõem-se metodologias, a serem aplicadas em ensaios de campo, para levantamento das curvas características. Verificam-se as metodologias propostas através de testes em bancadas de ensaios e analisam-se as influências das diversas variáveis envolvidas na viabilidade de substituição da válvula de controle, fornecendo parâmetros mínimos que indicam quais as instalações de bombas centrífugas são mais indicadas ao uso do método de rotação variável.

ABSTRACT

This work makes a comparative analysis between the methods of variable speed and control valve, in order to adjust the flow in pumping installations. It shows that, because of the excess of losses by energy dispersion, the use of control valve is inefficient in terms of energy consumption and is stressful to the installation. The application of a variable speed drive permits that the pump works always near of maximum efficiency condition, controlling the provided flow with minimum losses and permitting a light operation of the installation. Based in this considerations, it shows that the energy possible of be economized in a pumping installation, changing the valve by the variable speed drive, is a function of the pressure difference between the pump and piping system characteristics curves. This work propose methodologies, to be applied in field, in order to obtained the characteristics curves. It verifies the proposed methods through tests in laboratory and it analyses the influences of principals variables involved in the viability of valve control changing. And it provide minimums parameters that indicates the installations of pumping systems that are most indicated to use the method of variable speed.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. Objetivo do Trabalho

O objetivo deste trabalho de dissertação é analisar a viabilidade técnica e econômica de substituição do sistema de controle convencional de bombas centrífugas, que usualmente é realizado através de válvulas de estrangulamento, por um sistema de controle baseado em acionamentos de rotação variável.

Isto é feito através de uma metodologia baseada em ensaios de campo, onde são levantadas as curvas características da bomba e do sistema de tubulações, e os resultados são analisados comparando-se graficamente o gasto de energia da bomba operando em rotação constante e em rotação variável.

Uma vez que os dados de análise são obtidos em campo, a metodologia fornece subsídios para uma análise de viabilidade técnico-econômica com menores riscos e incertezas.

1.2. Justificativa

Dados estatísticos indicam que, 50 porcento da demanda industrial de eletricidade por usos finais são destinados ao acionamento de motores elétricos e cerca de 20 porcento desses motores movimentam bombas hidráulicas, que em sua maioria são centrífugas. Entretanto, apesar de representar uma parcela importante da demanda global de energia na indústria, somente a partir da segunda metade da década de 90 é que o uso racional de energia em instalações de bombeamento vem sendo efetivamente implementado. E isto acontece principalmente, em função dos avanços ocorridos na tecnologia dos acionamentos de velocidade controlada em corrente alternada, que devido a introdução de circuitos eletrônicos, permitem controlar a rotação do motor com alta eficiência, sem prejuízos à qualidade da energia e com menores custos.

Porém, o uso dos acionamentos de rotação variável se restringe em sua maioria à instalações novas, uma vez que para as antigas tem-se a dificuldade em obter

parâmetros que indiquem com confiabilidade se a troca do controle por válvulas pelo acionamento de rotação variável é técnica e economicamente viável. A dificuldade reside na impossibilidade de se realizar ensaios com o conjunto motor-bomba no campo, ou mesmo na retirada do conjunto para realização de ensaios em laboratórios.

Sendo assim, o que este trabalho propõe é uma metodologia que permite a realização de um ensaio de campo rápido e simples que fornece dados reais para um estudo técnico e econômico de substituição do método de controle da instalação.

1.3. Plano de Trabalho

Uma vez que o objetivo do trabalho é desenvolver uma metodologia baseada em ensaios de campo, fez-se necessário a realização de testes em bancadas apropriadas, além do uso de instrumentos e programas computacionais modernos de aquisição e processamento de dados. Para tal, foram realizadas as seguintes atividades:

- Revisão bibliográfica;
- Formulação da metodologia à ser empregada e definição do material necessário para realização dos ensaios;
- Realização dos ensaios em bancadas de laboratório, para obtenção das curvas características da bomba e do sistema;
- Análise dos resultados obtidos em comparação com a literatura e dados de fabricantes de bombas;
- Análise de viabilidade econômica para substituição do sistema de controle.

1.4. Conteúdo do Trabalho de Dissertação

Este trabalho de dissertação está dividido em um total de nove capítulos, onde estão sintetizadas, de forma ordenada, todas as atividades realizadas.

O *Capítulo 2* contém uma revisão bibliográfica, que aborda a teoria de bombas, os método de controle empregados em instalações de bombeamento e análises de conservação de energia em bombas centrífugas. No *Capítulo 3*, descreve-se a teoria básica de bombas centrífugas, com ênfase na origem das curvas características da bomba e da instalação. Os principais tipos de válvulas de controle industriais e suas características são discutidos no *Capítulo 4*. A seguir, no *Capítulo 5*, apresenta-se as

principais características dos acionamentos de rotação variável, com ênfase para os inversores de velocidade controlada em corrente alternada, ressaltando sua aplicação em sistemas de bombeamento. No *Capitulo 6* é apresentada a descrição dos ensaios necessários para aplicação da metodologia proposta e uma formulação para o cálculo do potencial de economia de energia em instalações de bombeamento. No *Capítulo 7* descreve-se as bancadas ensaiadas, o sistema de aquisição de dados utilizado. Os resultados obtidos nestes ensaios e a posterior análise dos mesmos é feita no *Capitulo 8*. Finalmente, no *Capítulo 9*, são apresentadas as conclusões deste trabalho e recomendações para estudos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O comportamento das bombas hidráulicas pode ser analisado através de suas curvas características, que tem origem no estudo teórico do fluxo de líquido através do rotor. Este estudo baseia-se em um diagrama de vetores denominado triângulo de velocidades, a partir do qual deduz-se a equação básica de Euler, que estabelece a relação teórica entre a pressão e a vazão fornecidas pela bomba, conforme demonstrado nas monografias de Mattos; de Falco (1998), Karassik et al. (1986) e Macintyre (1987). Nessas mesmas monografias, encontramos a definição de altura manométrica do sistema, que é função da diferença de pressão entre os reservatórios de sucção e descarga e das perdas existentes ao longo do sistema de tubulações, podendo ser equacionada aplicando-se o teorema de Bernoulli, resultando em uma função de grau dois.

Para o controle da pressão e vazão fornecidos pela bomba podem ser empregados diversos métodos, dos quais podemos destacar: a recirculação (*By Pass*), ajustagem das pás do rotor, associação de bombas em série ou paralelo, válvula de estrangulamento e variação da rotação. Neste trabalho trataremos destes dois últimos, que estão entre os mais utilizados nas instalações industriais.

Por sua simplicidade, o estrangulamento da linha de descarga através de uma válvula é largamente empregado, mesmo com o inconveniente de provocar um gasto inútil de energia quando deseja-se vazões abaixo da nominal. A variação da rotação da bomba é um método que permite controlar a capacidade da bomba, tanto para valores acima quanto abaixo de seu ponto nominal, sem incorrer em grandes perdas energéticas, pois consegue manter a bomba trabalhando sobre sua curva de melhor rendimento, tal como visto em Macintyre (1987), Karassik et al. (1986) e Stepanoff (1964).

Baumann (1981) mostra que o uso de um acionamento de velocidade variável apresenta uma série de desvantagens, como a perda de rendimento em baixas rotações, sistemas complexos, manutenção excessiva, alto custo e influência negativa na qualidade da energia. Mas, segundo Johnson (1981), a variação da rotação é viável dependendo de fatores, tais como a porcentagem de altura estática na instalação,

magnitude e duração das variações de vazão, custo comparativo dos equipamentos, custo da energia elétrica e características individuais de cada sistema. Porém, mesmo nos casos em que o acionamento de rotação variável se mostrava uma boa alternativa, o seu uso se limitava à instalações novas, devido a dificuldade de substituir o acionamento em plantas já em operação. Isto porque, até então os acionamentos empregados eram os motores de corrente continua, acoplamentos hidráulicos e magnéticos, correias e engrenagens, como vistos em Karassik *et al.* (1986), ambos difíceis de serem ajustados a uma instalação antiga.

Entretanto, na última década observou-se uma grande mudança no mercado de acionamentos para motores elétricos, provocada pelos grandes avanços na eletrônica de potência, que tornaram viáveis técnica e economicamente os acionamentos de velocidade controlada em corrente alternada ou inversores eletrônicos de freqüência. Segundo Stephan; Hanitsch (1996), o desenvolvimento desses acionamentos iniciou-se em 1958, com a disponibilidade comercial dos tiristores, seguidas das décadas de 70 e 80 com o aparecimento de novos semicondutores de potência com controle de condução e bloqueio, tais como o GTO (*Gate Turn-Off Thyristor*) e o IGBT (*Insulated Gate Bipolar Transistor*). Ainda segundo Stephan; Hanitsch (1996), paralelamente a este avanço na eletrônica de potência, as últimas décadas presenciaram também uma grande evolução na microeletrônica. No acionamento de máquinas, a disponibilidade de microcomputadores, microcontroladores, DSPs, entre outros, vem permitindo a aplicação de técnicas de controle sofisticadas, como o controle vetorial, lógica *Fuzzy*, redes neurais e controle sem sensores. Isto tudo permitiu então, construir inversores eletrônicos comercialmente viáveis e tornando os motores de corrente alternada, antes vistos como de difícil controle, atrativos como acionamentos de velocidade controlada, ocupando espaço dos motores de corrente continua.

Por ser um equipamento que não ocupa espaço físico entre a bomba e o motor, o inversor tornou-se popular também na substituição do sistema de controle em instalações já existentes. E devido ao seu alto rendimento pode permitir uma economia de energia acima de 40 porcento, como mostrado por Tutterow et al. (1996). Com isso, os inversores eletrônicos tem sido usados com sucesso nas mais variadas instalações, como por exemplo, em áreas classificadas, com presença de gases e vapores inflamáveis, Sanguedo; Stephan (1997). Segundo os trabalhos de Hegberg (1991) e Richel (1991), sistemas de aquecimento e resfriamento operados com bombas de

rotação constantes podem ser convertidos para rotação variável, com o retorno do capital investido em curto período de tempo. Hanson et al. (1996) mostram que sistemas de bombeamento para irrigação podem apresentar economia de energia acima de 39 porcento quando operados com rotação variável, dependendo do número de horas operadas por ano em condições abaixo da nominal. Acionamento de rotação variável também estão sendo utilizados com sucesso no bombeamento de petróleo, como mostrado no trabalho de Salazar; Filho (1999).

Portanto, vários trabalhos tem sido publicados analisando a economia de energia em bombas, com a aplicação de rotação variável. Podemos ainda citar Alexander et al. (1989) e os guias de inversores de frequência, com dados de seus principais fabricantes publicados em ELETRICIDADE MODERNA (03/1997 e 07/1998) e Stephan (1996). Trabalhos como Rizzo (1991) e Nadel et al. (1992) apresentam metodologia para cálculo do retorno do investimento em inversores para bombas e ventiladores.

Trabalhos de Kunz (1995) e Henze (1996) apontam as necessidades futuras para o uso de um controle automático para as bombas, sendo que, neste sentido já se encontram no mercado, bombas e motores elétricos de pequeno porte com sistemas eletrônicos de controle integrados.

Porém, a grande dificuldade ainda reside em comprovar se um sistema de bombeamento antigo está ou não trabalhando de forma ineficiente e, uma vez comprovada sua ineficiência, verificar a viabilidade técnica e econômica de conversão do sistema. A dificuldade está em realizar testes no campo, sem a retirada do equipamento, para obtenção de dados mais confiáveis. Trabalhos como o de Lewis; Penny (1997) mostram que a substituição de motores elétricos de baixo rendimento também esbarra neste problema, apontando portanto, que a criação de equipamentos e metodologias práticas e simples de serem aplicadas, na conversão de sistemas de controle é uma necessidade desejada pela indústria.

CAPÍTULO 3

TEORIA BÁSICA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Este capítulo tem como objetivo mostrar a origem teórica das chamadas curvas características, que permitem quantificar o desempenho das bombas centrífugas. Para tal é feita uma análise com aplicação de equações básicas de mecânica dos fluidos para condições ideais, gerando as curvas características teóricas, que são posteriormente modificadas através da introdução dos rendimentos, dando origem as curvas características reais de funcionamento.

Inicialmente serão definidas as características do sistema de tubulações no qual a bomba está inserida, e quais as solicitações deste sistema sobre a mesma.

3.1. Características do Sistema

3.1.1. Conceituação de altura manométrica do sistema

Segundo Macintyre (1987), a operação normal de bombeamento consiste em fornecer energia a uma massa de líquido para que possa executar o trabalho representado pelo seu deslocamento entre duas posições distintas, vencendo as resistências que se apresentarem em seu percurso.

Na *Figura 3.1* está representada esquematicamente uma instalação típica de bomba centrífuga, destinada a elevar o líquido de um reservatório inferior para um outro reservatório localizado em uma cota mais elevada, utilizando um sistema de tubulações.

Assim sendo para uma determinada vazão, se considerarmos a *Figura 3.1*, a bomba deve fornecer uma pressão suficiente para superar a altura geométrica (h), também designada como altura estática, compensar a diferença entre a pressão interna do reservatório de sucção (P_s) e a pressão interna do reservatório de descarga (P_d), e superar as perdas de energia ao longo do sistema de tubulações.

Ao somatório das pressões e perdas de energia que devem ser vencidas pela bomba, para transportar o líquido de um reservatório a outro, denomina-se *altura manométrica do sistema.*

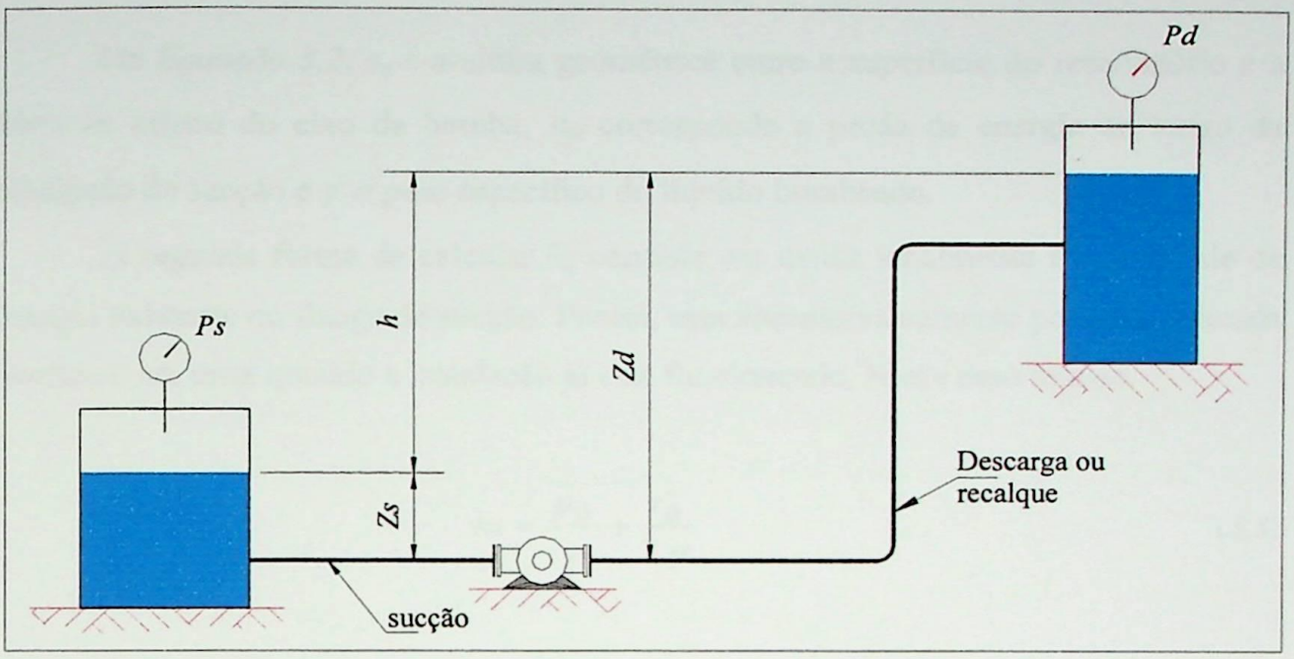


Figura 3.1 – Sistema de bombeamento

Em termos práticos, a altura manométrica total do sistema (H) é calculada como sendo a diferença entre a pressão total no flange de saída da bomba (h_d) e a pressão total no flange de entrada da bomba (h_s), ou seja:

$$H = h_d - h_s \tag{3.1}$$

A pressão total no flange de entrada (h_s) é denominada como *altura manométrica de sucção* e a pressão total no flange de saída (h_d) é também chamada de *altura manométrica de descarga*.

3.1.2. Cálculo da altura manométrica de sucção (h_s)

Tendo em vista que h_s representa a energia manométrica existente no flange de sucção, o seu valor pode ser calculado de duas formas. A primeira maneira consiste em aplicar o teorema de Bernoulli entre um ponto tomado na superfície livre do reservatório de sucção e a seção no flange de sucção da bomba, ou seja:

$$h_s = z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} \tag{3.2}$$

Na *Equação 3.2*, z_s é a altura geométrica entre a superfície do reservatório e a linha de centro do eixo da bomba, h_{fs} corresponde a perda de energia ao longo da tubulação de sucção e γ o peso específico do líquido bombeado.

A segunda forma de calcular h_s consiste em medir localmente a quantidade de energia existente no flange de sucção. Porém, esta alternativa somente pode ser aplicada mediante um teste quando a instalação já está funcionando. Neste caso tem-se:

$$hs = \frac{p_{fs}}{\gamma} + \frac{v_{fs}^2}{2.g} \tag{3.3}$$

Na *Equação 3.3*, p_{fs} é a pressão manométrica medida na seção do flange de sucção, v_{fs} a velocidade do líquido no flange de sucção e g a aceleração da gravidade.

3.1.3. Cálculo da altura manométrica de descarga (h_d)

Analogamente ao cálculo de h_s, duas alternativas se apresentam para o cálculo da altura manométrica de descarga. A primeira consiste em aplicar o teorema de Bernoulli entre o flange de descarga da bomba e o ponto final de descarga, ou seja:

$$h_d = z_d + \frac{p_d}{\gamma} - h_{fd} \tag{3.4}$$

Na *Equação 3.4*, z_d é a altura geométrica entre a superfície do reservatório de descarga e a linha de centro do eixo da bomba, e h_{fd} corresponde a perda de energia ao longo da tubulação de descarga.

A segunda forma consiste em medir localmente a quantidade de energia na seção do flange de descarga. Cabe ressaltar novamente que esta alternativa somente pode ser aplicada mediante um teste quando a instalação já está funcionando. Neste caso tem-se:

$$h_d = \frac{p_{fd}}{\gamma} + \frac{v_{fd}^2}{2.g} \tag{3.5}$$

Na *Equação 3.5*, p_{fd} é a pressão manométrica medida na seção do flange de descarga e v_{fd} a velocidade do líquido no flange de descarga.

3.1.4. Cálculo da altura manométrica total (*H*)

Considerando o sistema de bombeamento ilustrado na *Figura 3.1*, a altura manométrica total pode ser calculada pelas duas formas já mencionadas na determinação das alturas manométricas de sucção e descarga. Na primeira, aplicando o teorema de Bernoulli e efetuando a diferença entre as equações *3.4* e *3.2*, obtém-se:

$$H = (z_d - z_s) + \frac{(p_d - p_s)}{\gamma} + (h_{fs} + h_{fd}) \qquad (3.6)$$

Para a segunda forma de cálculo, a equação da altura manométrica resulta da diferença entre as equações *3.5* e *3.3*:

$$H = \frac{p_{fd} - p_{fs}}{\gamma} + \frac{v_{fd}^2 - v_{fs}^2}{2.g} \qquad (3.7)$$

Assim sendo, plotando-se a altura manométrica em função da vazão obtém-se a curva característica do sistema que, como visto na *Equação 3.7*, possui um comportamento parabólico. Quando pressões a serem vencidas pela bomba são somente as perdas de energia devido ao escoamento do líquido através do sistema de tubulações, ou seja, não existem diferenças geométricas de altura na instalação, a curva do sistema tem início na origem dos eixos, tal como mostrado na *Figura 3.2a*. Em sistemas de bombeamento como mostrado na *Figura 3.1*, existe uma diferença geométrica de altura entre os níveis dos reservatórios de sucção e descarga, isto é, a altura estática (*h*) é diferente de zero. Portanto, a curva do sistema apresenta o aspecto mostrado pela *Figura 3.2b*, tendo início na ordenada correspondente a altura estática do sistema.

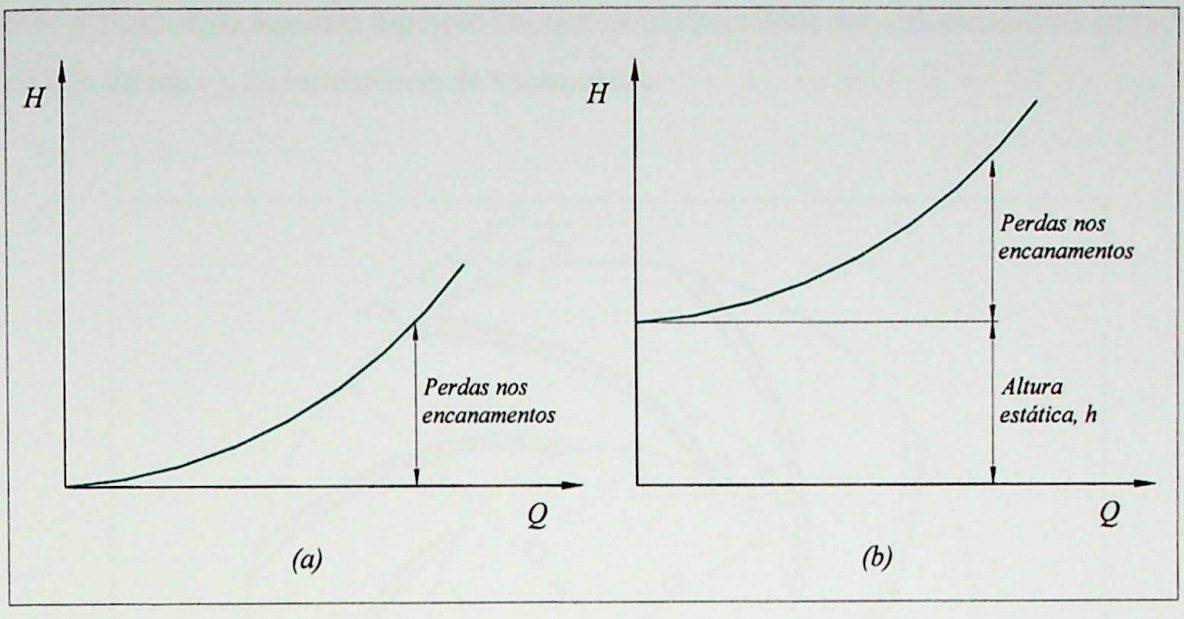


Figura 3.2 – Curva característica do sistema

3.2. Curvas Características da Bomba

3.2.1 Triângulo de velocidades

De acordo com Stepanoff (1964), o estudo teórico do escoamento de fluido dentro do rotor da bomba é feito através vetores de velocidades que, por comporem um diagrama com a forma triangular, são chamados de triângulos de velocidades.

A *Figura 3.3* mostra os triângulos de velocidades para a entrada *(a)*, designada como ponto 1, e saída *(b)* do rotor, ponto 2. Adota-se como u a velocidade tangencial do rotor, w a velocidade relativa do fluxo, considerada em relação ao referência móvel do rotor, c a velocidade absoluta do fluxo, considerada em relação a um referencial fixo. c_m é a componente da velocidade absoluta que se projeta normal à velocidade tangencial e as componentes tangenciais das velocidades relativa e absoluta são respectivamente w_u e c_u.

Segundo Mattos & de Falco (1998), para a análise das componentes de velocidade se faz necessário admitir algumas hipóteses. A primeira é assumir uma vazão volumétrica constante, ou seja, que o regime do escoamento é permanente. A segunda é assumir que os triângulos de velocidades, levantados normalmente na entrada e na saída do rotor, embora sejam formulados de forma pontual, são representativos de

todo o fluxo. Esta segunda hipótese implica na uniformidade das velocidades na entrada e saída do rotor e na inexistência de vazamentos.

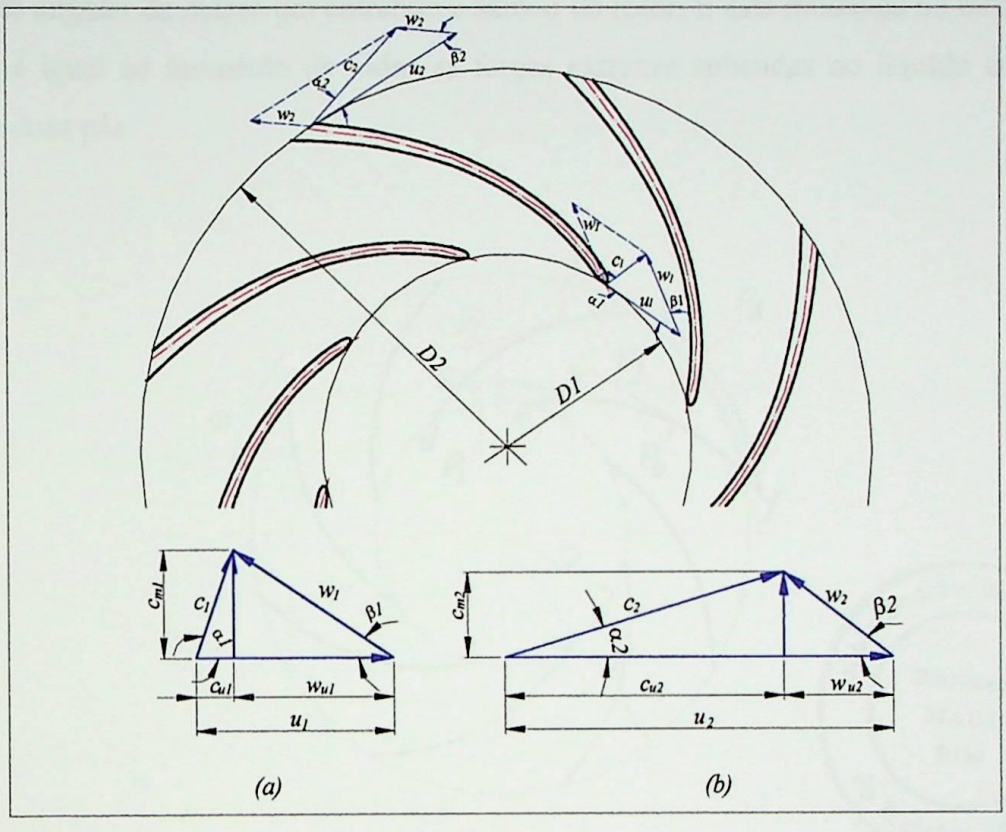


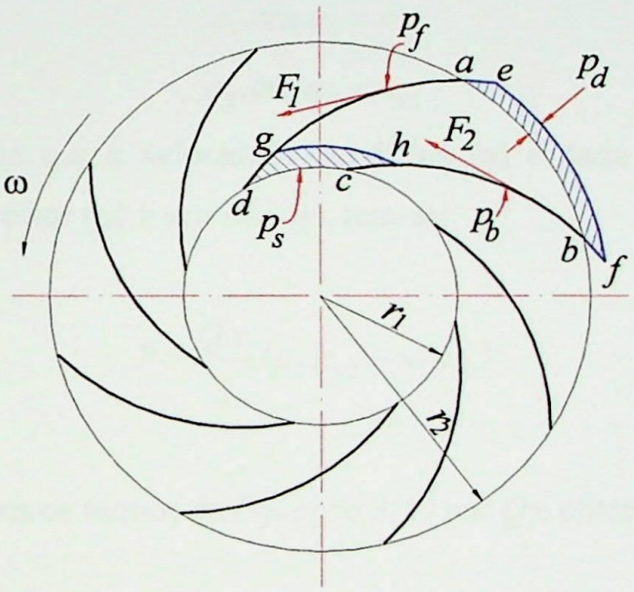
Figura 3.3 – Triângulos de velocidades: *(a)* entrada, *(b)* saída

3.2.2. Carga Hidráulica Teórica

Segundo Stepanoff (1964), uma expressão para a carga hidráulica teórica fornecida por bombas centrífugas é obtida aplicando-se o princípio do momento angular para a massa de líquido escoando no interior do rotor. Este princípio afirma que o momento angular de um corpo em relação a um eixo de rotação é igual ao torque da força resultante no corpo em relação ao mesmo eixo.

Considerando-se a *Figura 3.4*, onde uma massa de líquido preenche o espaço entre duas pás do rotor de uma bomba, tem-se que, no tempo t igual a zero, a posição dessa massa é representada pelos pontos *abcd*, e após um intervalo de tempo dt sua posição muda para *efgh*. Denota-se por dm a camada de líquido infinitesimal *abef* deixando o canal do rotor, que é igual a massa de líquido que está entrando no canal no

mesmo intervalo de tempo *dt*, representada por *cdgh*. A parte *abgh* do líquido contido entre as duas pás do rotor não altera seu momento angular no intervalo *dt*. Assim, a mudança no momento angular de todo o conteúdo do canal é dado pela alteração do momento angular da massa dm entrando e saindo do rotor. E esta mudança no momento angular é igual ao momento de todas as forças externas aplicadas no líquido contido entre as duas pás.



Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

Figura 3.4 – Forças atuantes no rotor

O momento das forças externas é denotado por *T*, e a análise descrita acima pode ser expressa por:

$$T = \frac{dm}{dt}\left(r_2.c_2.\cos\alpha_2 - r_1.c_1.\cos\alpha_1\right) \qquad (3.8)$$

As forças externas aplicadas ao líquido contido no canal do rotor são:

- Diferença de pressão nos dois lados de cada pá (p_f e p_b);
- Forças radiais (p_d e p_s), que não provocam momento sobre o eixo de rotação;
- Forças de atrito hidráulico (F_1 e F_2), que se opõe ao escoamento relativo e produzem torque adicional ao produzido pelas pás do rotor.

O termo *dm/dt*, quando estendido para todos os canais do rotor, representa a taxa constante de massa escoando através do rotor, expressa por $Q\gamma/g$. Substituindo essa

taxa na *Equação 3.8* e multiplicando ambos os termos pela velocidade angular do rotor (ω), obtém-se:

$$T.\omega = \frac{Q.\gamma}{g}.\omega.\left(r_2.c_2.\cos\alpha_2 - r_1.c_1.\cos\alpha_1\right) \qquad (3.9)$$

O primeiro termo da *Equação 3.9* representa a potência (P) aplicada ao líquido pelas pás do rotor. Do triângulo de velocidades tem-se as relações:

$$c_1.\cos\alpha_1 = c_{u1}$$

$$c_2.\cos\alpha_2 = c_{u2}$$

Considerando-se que a velocidade periférica (u) é dada pelo produto entre a velocidade angular do rotor (ω) e seu raio (r), tem-se:

$$P = \frac{Q.\gamma}{g}.\left(u_2.c_{u2} - u_1.c_{u1}\right) \qquad (3.10)$$

Dividindo ambos os termos da *Equação 3.10* por $Q\gamma$, obtém-se

$$H_e = \frac{u_2.c_{u2} - u_1.c_{u1}}{g}, \qquad (3.11)$$

que é a expressão para a carga hidráulica teórica (H_e) fornecida por uma bomba centrífuga, conhecida como *Equação de Euler* aplicada às máquinas de fluxo hidráulicas geradoras.

3.2.3. Curvas Características Teóricas

Ainda segundo Stepanoff (1964), se o líquido entrar no rotor sem a componente tangencial da velocidade, ou se c_{u1} for igual a zero, a *Equação de Euler* se reduz a:

$$H_e = \frac{u_2.c_{u2}}{g} \qquad (3.12)$$

Considerando os triângulos de velocidades da *Figura 3.3*, deduz-se que:

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{tg\beta_2}$$

Substituindo na *Equação 3.12*, obtém-se:

$$H_e = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 . c_{m2}}{g . tg\beta_2} \qquad (3.13)$$

Mas, a vazão (Q) é igual ao produto da velocidade c_{m2} pela área normal a direção dessa componente na saída do rotor. Logo, a *Equação 3.13* é uma função que intercepta o eixo da carga hidráulica em u_2^2/g e o eixo de c_{m2} em $u_2\ tg\ \beta_2$. De acordo com a *Figura 3.5*, a inclinação desta reta depende do valor do ângulo β_2. Quando β_2 é igual a 90°, a curva carga-vazão é paralela ao eixo das vazões, e a carga teórica (H_e) tem um valor constante igual a u_2^2/g. Para valores de β_2 menores que 90°, a carga decresce com o crescimento da vazão. E quando o ângulo β_2 é maior que 90°, a carga cresce com a vazão.

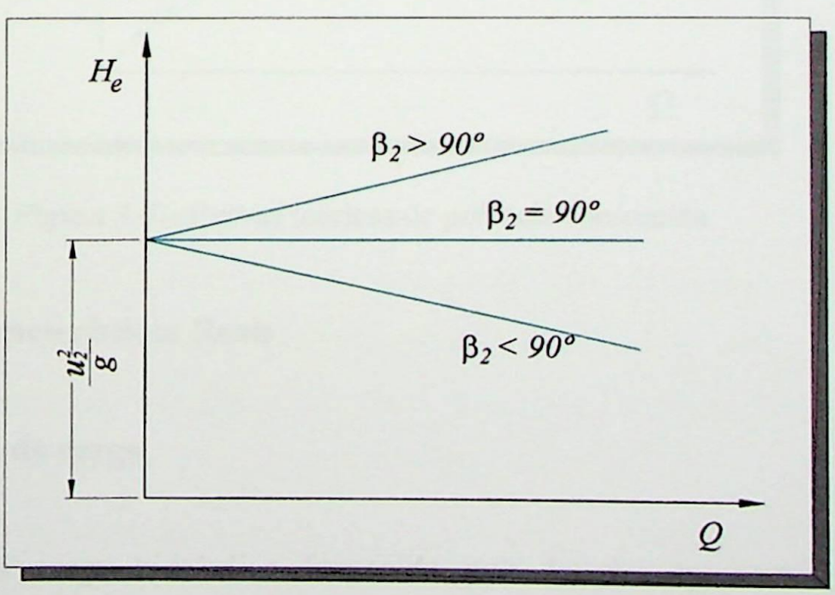


Figura 3.5 – Curvas teóricas de carga da fornecida

Na prática, o ângulo de descarga β_2 varia entre 35° e 15°, e o intervalo normal de sua construção é $25° > \beta_2 > 20°$.

As curvas teóricas de potência são obtidas multiplicando-se a *Equação 3.13* pela vazão (Q) ou pela velocidade c_{m2}, obtendo-se:

$$Pot = \frac{u_2^2 . c_{m2}}{g} - \frac{u_2 . c_{m2}^2}{g . tg\beta_2} \qquad (3.14)$$

Quando o ângulo β_2 é igual a 90°, a *Equação 3.14* é representada por uma reta passando pela origem. Para β_2 menor que 90°, tem-se uma parábola tangente e abaixo da curva de β_2 igual a 90°. Com o ângulo $\beta_2 > 90°$, a curva de potência é também uma parábola tangente a curva de β_2 igual a 90°, porém acima desta, tal como mostrado na *Figura 3.6*.

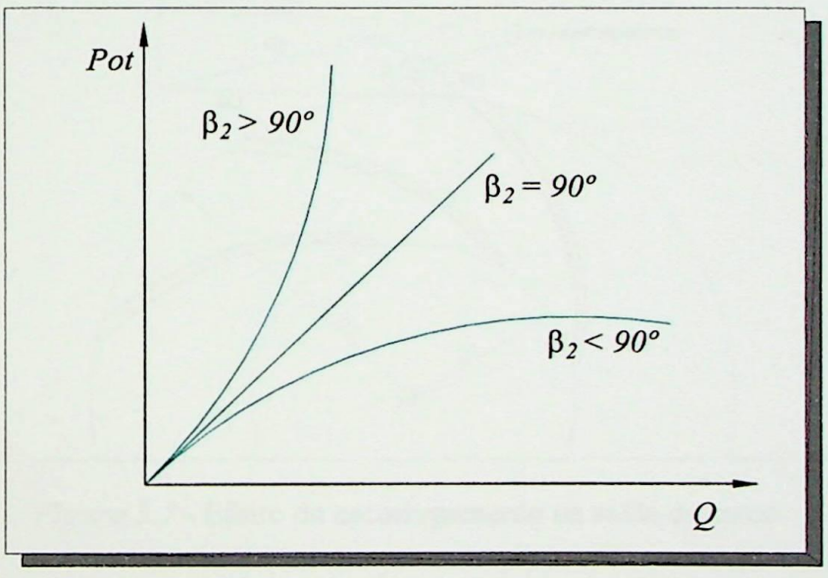


Figura 3.6 – Curvas teóricas de potência consumida

3.2.4. Curvas Características Reais

3.2.4.1. Curva real de carga

A curva da carga hidráulica fornecida pela bomba apresenta, na prática, alterações em seu formato, diferindo das retas mostradas na *Figura 3.5*. Estas diferenças se devem basicamente a três fatores principais:

***i)* Fator de escorregamento (μ_e)**

Segundo Mattos & de Falco (1998), devido a inércia, as partículas de líquido escoando dentro do rotor da bomba tendem a manter sua orientação com relação a um sistema de referência fixo, criando um movimento circulatório em relação ao canal do rotor. Este movimento faz com que o fluido saia do rotor com um ângulo menor que o ângulo geométrico de saída do rotor (β_2), isto é, ocorre um desvio do fluido. E os efeitos deste desvio são a redução no valor da componente de velocidade c_{u2}, tal como se observa na *Figura 3.7,* e por consequência uma diminuição na carga hidráulica fornecida pela bomba ao líquido (H_e) que, como demonstrado na *Equação 3.13* é diretamente proporcional a velocidade c_{m2}.

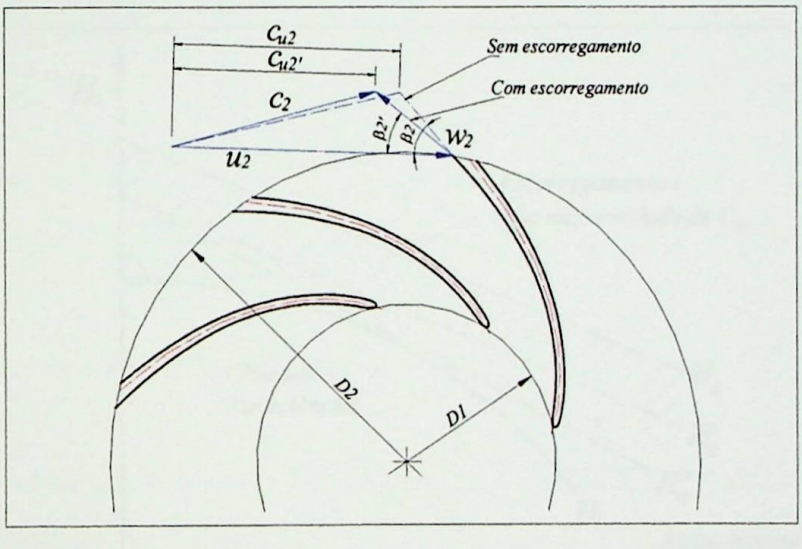


Figura 3.7 - Efeito do escorregamento na saída do rotor

***ii)* Variação da velocidade radial (C_m)**

Um segundo fator que contribui para a redução da carga hidráulica (H_e) fornecida pela bomba, em relação ao valor obtido na *Equação de Euler*, é a não uniformidade da velocidade radial (c_m) em torno da periferia do rotor, fazendo com que os triângulos de velocidades não sejam realmente representativos de todo o fluxo escoando através do canal rotor.

***iii)* Perdas hidráulicas**

Uma vez que o fluido escoando através do rotor não é ideal e o escoamento não é uniforme ao longo de todo o canal, ocorrem as perdas por fricção do líquido, choques e turbulência, que são consideradas em conjunto, através do rendimento hidráulico (η_h).

Assim, a carga real (H) fornecida ao líquido pelo rotor deverá considerar a ocorrência dessas perdas, ou seja, a carga hidráulica H_e, obtida pela *Equação 3.13*, deve ser multiplicada pelo fator de escorregamento (μ_e), pelo fator de variação da velocidade radial (C_v) e pelo rendimento hidráulico (η_h), de acordo com a equação a seguir:

$$H = \mu_e . C_v . \eta_h . H_e \qquad (3.15)$$

Na *Figura 3.8* está ilustrado graficamente o comportamento da carga hidráulica real em função da vazão, e a influência individual de cada um dos fatores de perdas na característica dessa curva.

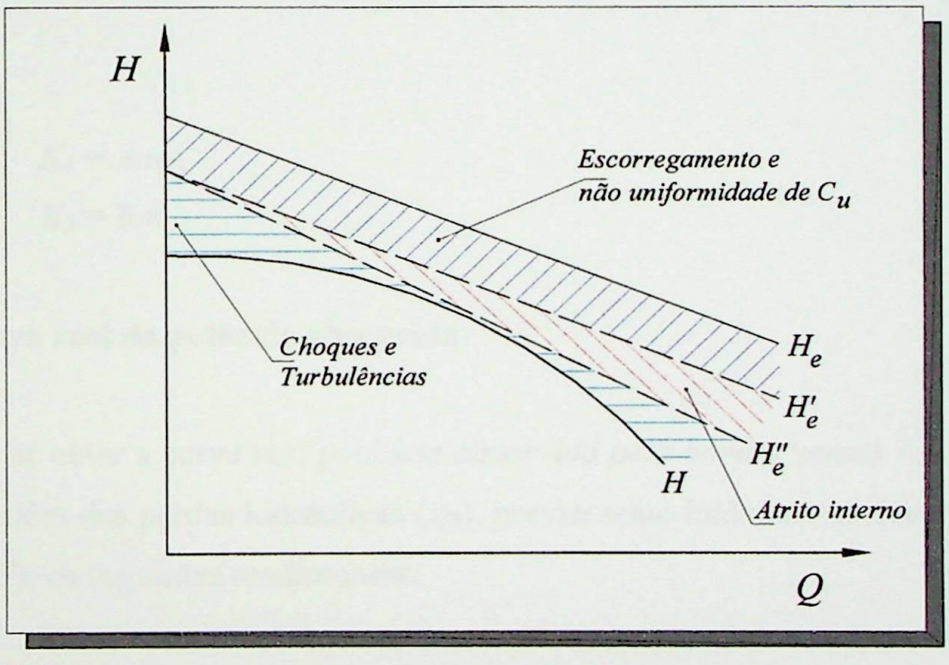


Figura 3.8 - curva real de carga *versus* vazão

A carga teórica (H_e) é representada pela reta superior que, subtraída das perdas por escorregamento e não uniformidade da velocidade c_u, resulta na reta H_e'. Analogamente, subtraindo-se de H_e' as perdas ocasionadas pelo atrito interno do líquido obtém-se a curva H_e", que subtraída ainda das perdas resultantes dos choques e turbulências no rotor resulta na curva de carga hidráulica real (H).

De acordo com Stepanoff (1964), a curva de capacidade de carga de uma bomba pode ser expressa em função da vazão, após subtraídas as perdas, por uma equação geral com seguinte formato:

$$H_g = A.n^2 + B.n.Q + C.Q^2 \qquad (3.16)$$

Onde,

n – rotação da bomba;

Q – vazão;

A, B, C – Constantes dependentes do projeto da bomba.

Da *Equação 3.16*, Considerando-se uma dada rotação n constante, obtém-se a expressão para a curva de carga real *versus* vazão, representada na *Figura 3.8*:

$$H = K_1 + K_2.Q + C.Q^2 \qquad (3.17)$$

Com,

$K_1 = A.n_2$;

$K_2 = B.n$.

3.2.4.2. Curva real de potência absorvida

Para se obter a curva real *potência absorvida pela bomba versus vazão*, deve-se considerar, além das perdas hidráulicas (η_h), previamente incluídas na determinação da carga real (H), os seguintes rendimentos:

i) Rendimento volumétrico (η_v)

De acordo com Macintyre (1987), o rendimento volumétrico se deve a redução da descarga útil da bomba e tem origem nas seguintes perdas:

- **Perdas volumétricas exteriores,** devidas à fuga ou vazamentos através da folga entre o eixo e a caixa da bomba, representadas na *Figura 3.9* pela vazão q_e. Consegue-se reduzir as mesmas com engaxetamento apropriado e selo mecânico.
- **Perdas volumétricas interiores,** resultam da recirculação de parte do líquido que sai do rotor para a sua entrada novamente, devido à menor

pressão na entrada. Na *Figura 3.9* observa-se que, o líquido que recircula com vazão q_i sofre atrito contra a caixa e a face externa da coroa do rotor e pelos "labirintos", e esse atrito consome potência fornecida pelo rotor.

Vê-se que, embora saia da bomba apenas a vazão Q, o rotor impulsiona uma descarga ($Q + q_e + q_i$). Pode-se então, definir o rendimento volumétrico da bomba como sendo a relação entre a vazão Q que efetivamente sai pelo recalque e a descarga que passa pelo rotor e recircula ou se atrita e eventualmente escapa por deficiência na vedação, isto é:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \tag{3.17}$$

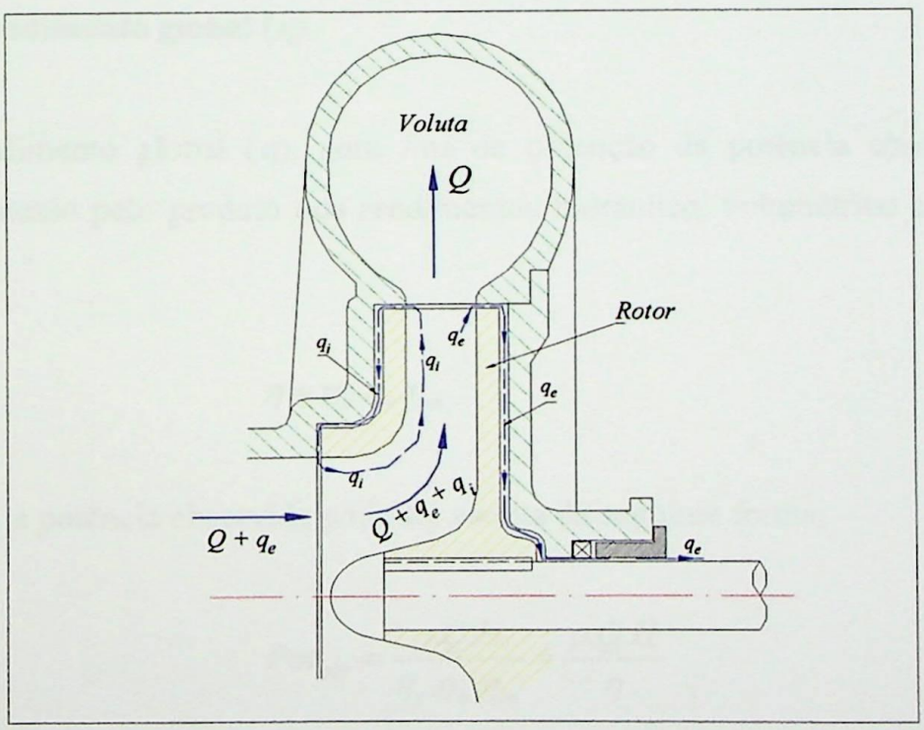


Figura 3.9 – Perdas volumétricas

Segundo Mattos & de Falco (1998), as perdas por recirculação variam entre 2 porcento em bombas grandes e 10 porcento em bombas pequenas.

ii) Rendimento mecânico (η_m)

As perdas mecânicas nas bombas decorrem dos seguintes fatores:

- *Fricção do disco*

É a perda de energia causada pelo atrito gerado pela circulação do fluido entre os discos rotativos que envolvem lateralmente as pás do rotor e a carcaça

- *Perdas nos mancais e sistemas de vedação*

Consistem nas perdas por atrito existentes nestes componentes da bomba e, Mattos & de Falco (1998), oscilam entre 1 porcento para bombas grandes e 5 porcento em bombas pequenas.

iii) Rendimento global (η)

O rendimento global (η), para fins de obtenção da potência absorvida pela bomba, é expresso pelo produto dos rendimentos hidráulico, volumétrico e mecânico, ou seja:

$$\eta = \eta_h . \eta_v . \eta_m \tag{3.19}$$

Então, a potência absorvida pode ser escrita da seguinte forma;

$$Pot_{abs} = \frac{\rho.Q.H}{\eta_v . \eta_h . \eta_m} = \frac{\rho.Q.H}{\eta} \tag{3.20}$$

A *Figura 3.10* mostra a potência absorvida por uma bomba de ângulo β_2 menor que 90°, e a influência de cada uma das perdas que interferem no seu comportamento. De forma análoga a curva de carga *versus* vazão, somando-se à curva de potência absorvida teórica as perdas da bomba, representadas pelos rendimentos volumétrico, hidráulico e mecânico, obtém-se a forma final da curva de potência absolvida real.

Observa-se que a curva de potência real não tem inicio na origem dos eixos pois, mesmo trabalhando "em vazio" (vazão igual a zero), é necessário o fornecimento de uma certa potência pelo motor para vencer as perdas no interior da bomba.

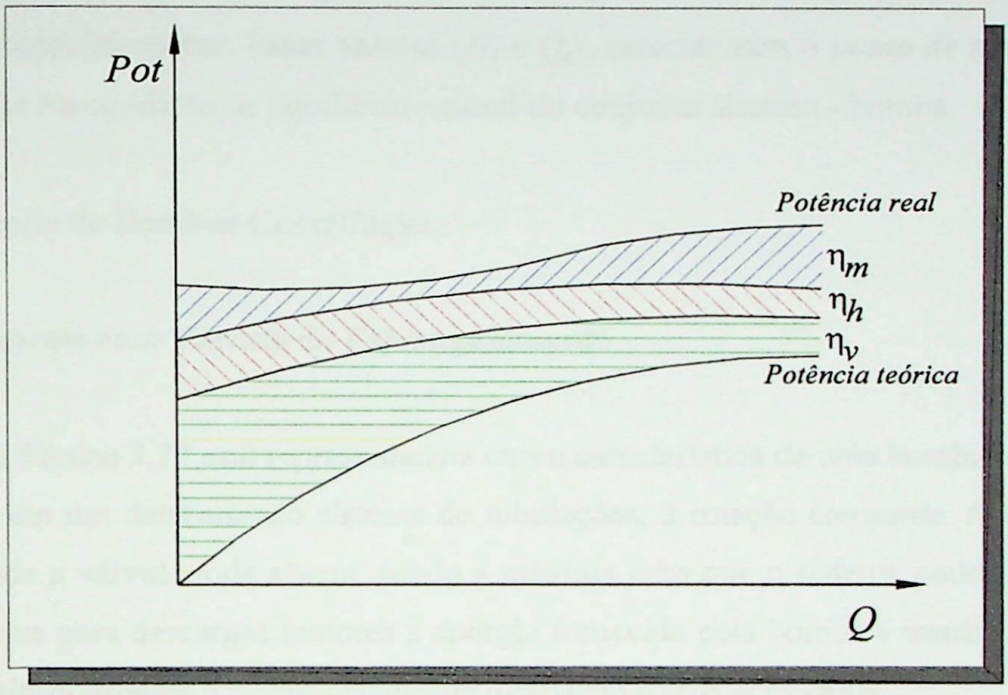


Figura 3.10 - Curva de potência absorvida *versus* vazão

3.3. Ponto de Trabalho

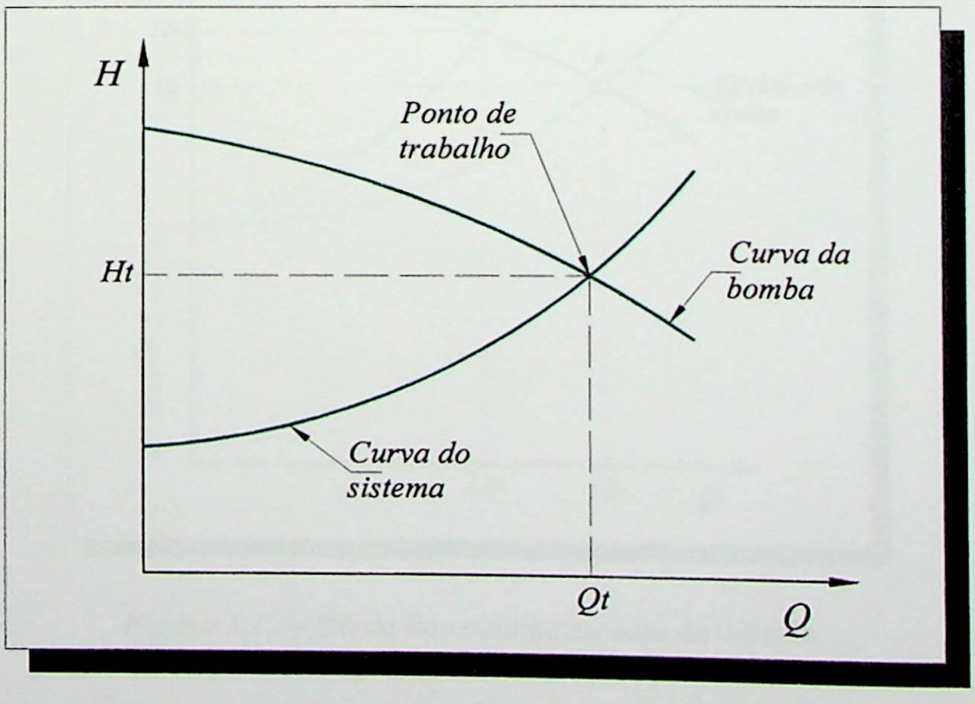


Figura 3.11 –Ponto de trabalho de uma bomba com rotação constante

Uma vez determinada a curva característica do sistema e a curva de carga fornecida pela bomba, desenha-se ambas as curvas em um mesmo gráfico "altura *versus* vazão" (*Figura 3.11*). O ponto de intersecção entre as duas curvas indica as condições de pressão e vazão com as quais a bomba, ligada a um determinado sistema de encanamentos, irá operar. Esses valores (H_t e Q_t), caracterizam o *ponto de trabalho da bomba*, que é a condição de equilíbrio natural do conjunto sistema - bomba.

3.4. Controle de Bombas Centrífugas

3.4.1. Controle com Válvula de Estrangulamento

Na *Figura 3.12* está representada a curva característica de uma bomba centrífuga operando em um determinado sistema de tubulações, à rotação constante. A vazão Q_P corresponde a válvula toda aberta, sendo a máxima com que o sistema pode funcionar, uma vez que para descargas maiores a energia fornecida pela bomba é insuficiente para vencer a altura estática e as resistências da tubulação e seus acessórios.

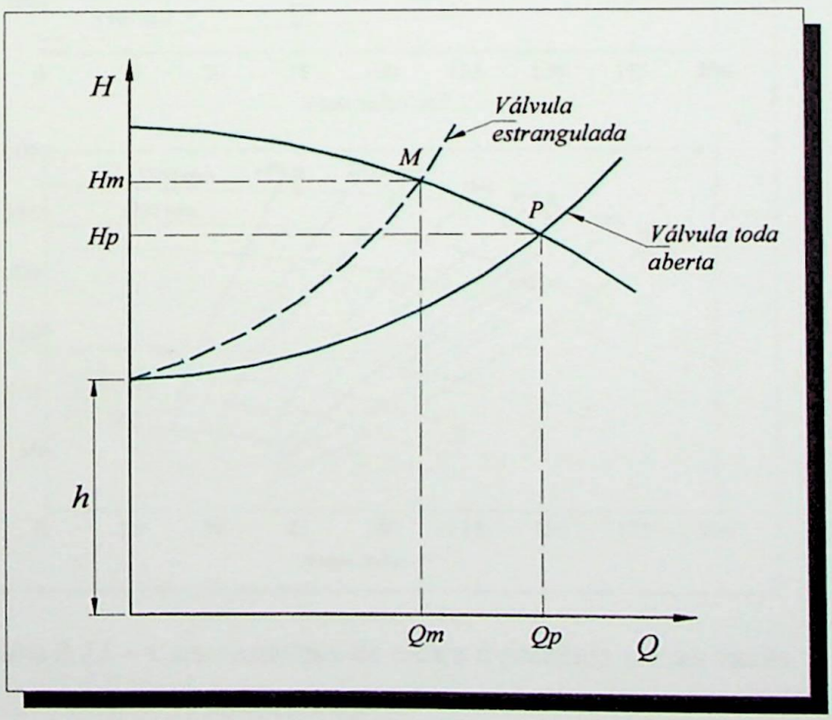


Figura 3.12 – Efeito do estrangulamento da válvula

De acordo com o visto nos itens anteriores, a curva do sistema é composta pela altura estática (h) e pelas perdas de energia ao longo dos encanamentos, que são diretamente proporcionais com o quadrado da vazão. Portanto, considerando a altura estática como sendo fixa, pode-se modificar a posição da curva do sistema inserindo perdas de energia adicionais ao longo das tubulações, alterando por conseqüência o ponto de trabalho da bomba.

A inserção de perdas no sistema pode ser feita através de uma válvula instalada na linha de recalque. Se a válvula for parcialmente fechada a curva do sistema assume uma nova posição, interceptando a curva da bomba no ponto M, por exemplo. Nota-se que o estrangulamento na válvula reduz a vazão (Q_M é menor que Q_P) porém, o aumento nas perdas significa uma altura manométrica maior a ser vencida pela bomba (H_M é maior que H_P), e consequentemente menor será o rendimento da mesma.

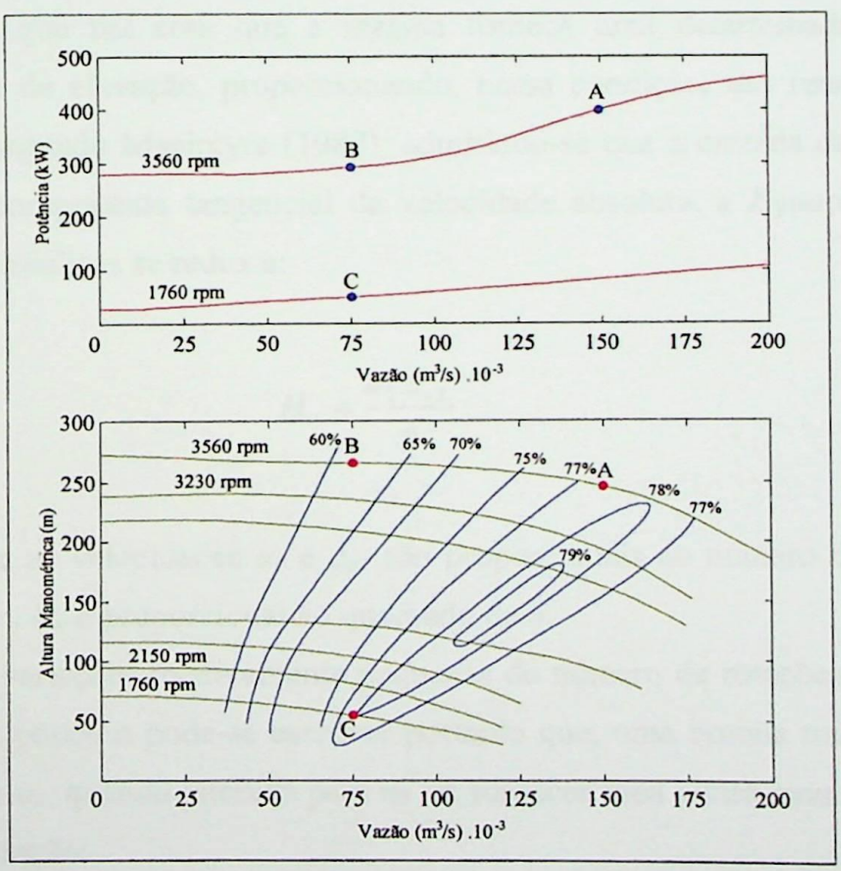


Figura 3.13 – Características de altura e potência *versus* vazão

Johnson (1981), utilizando a *Figura 3.13*, ilustra numericamente o comportamento de uma bomba centrífuga controlada por válvula de estrangulamento. Neste caso, uma determinada bomba, operando no ponto nominal de projeto, fornece

uma vazão de 150.10^{-3} (m^3/s), na rotação de 3560 (rpm), com rendimento de 77,5 porcento e consome uma potência de 410 kW (ponto A, *Figura 3.13*). Mantendo-se constante a rotação da bomba e reduzindo a vazão, através da válvula, para 75.10^{-3} (m^3/s), resulta em uma potência consumida de 298 kW e rendimento de 63 porcento (ponto B, *Figura 3.13*). Ou seja, para uma redução de 50 porcento na vazão fornecida, houve uma redução de apenas 28 porcento na potência consumida, devido ao aumento na altura total de elevação.

3.4.2. Controle com Rotação Variável

3.4.2.1. Leis de afinidade

A bomba centrífuga é projetada para atender a uma valor prefixado do número de rotações, que faz com que a mesma forneça uma determinada vazão e altura manométrica de elevação, proporcionando, nessa condição, um rendimento máximo. Entretanto, segundo Macintyre (1987), admitindo-se que a entrada do líquido no rotor seja sem a componente tangencial da velocidade absoluta, a *Equação de Euler* para máquinas hidráulicas se reduz a:

$$H_e = \frac{u_2 . c_{u2}}{g} \qquad (3.21)$$

Como as velocidades u_2 e c_{u2} são proporcionais ao número de rotações (n) da bomba, então, H_e é proporcional ao quadrado de n.

Para variações relativamente pequenas do número de rotações, o rendimento da bomba varia pouco e pode-se escrever portanto que, uma bomba trabalhando em uma dada rotação n_1, quando alterada para n_2 irá fornecer uma altura manométrica que varia segundo a relação:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \qquad (3.22)$$

Por ser diretamente proporcional a componente de velocidade c_m, e a área de escoamento no rotor permanecer a mesma, a vazão irá se alterar de acordo com a relação:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \tag{3.23}$$

A potência consumida pela bomba pode ser expressa por:

$$Pot = \frac{\gamma . Q . H}{\eta} \tag{3.24}$$

Admitindo o rendimento (η) constante, a relação entre a potências para duas condições de funcionamento será,

$$\frac{Pot_1}{Pot_2} = \frac{Q_1 . H_1}{Q_2 . H_2} \tag{3.25}$$

ou então,

$$\frac{Pot_1}{Pot_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{3.26}$$

Portanto, a potência absorvida do motor que aciona a bomba varia com o cubo do número de rotações. Porém, nestas relações admite-se que o rendimento não varia com as mudanças de rotação, mas segundo Macintyre (1987), ensaios revelam que, somente para determinados valores de pressão e rotação, se consegue reduzir suficientemente as perdas de energia por atrito, por irregularidades no escoamento e por fugas, obtendo-se o rendimento máximo. Assim, modificando-se o número de rotações para um valor diferente da condição de projeto, o rendimento diminuirá, assumindo um valor η_2 para o novo estado de funcionamento, de forma que, na realidade a potência varia segundo a relação:

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

$$\frac{Pot_1}{Pot_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 . \frac{\eta_2}{\eta_1} \qquad (3.27)$$

As indicações dadas acima permitem que se possa traçar, com certa aproximação, as curvas de vazão, altura manométrica, potência e rendimento, em função do número de rotações, conhecido um ponto e cada uma dessas curvas, para se ter uma primeira idéia sobre o funcionamento da bomba.

Ainda de acordo com Macintyre (1987), no caso e ser grande a variação necessária na rotação, pode-se calcular o rendimento para o novo ponto de operação a partir da fórmula empírica:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1)\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{0,1} \qquad (3.28)$$

3.4.2.2. Mudança do ponto de trabalho com a variação da rotação

A *Figura 4.14* ilustra a alteração do ponto de trabalho de uma bomba centrífuga através da modificação da rotação. De forma análoga a *Figura 3.13*, o ponto "*P*" da *Figura 3.14* representa a condição normal de trabalho com rotação n_P, vazão Q_P, altura manométrica H_P e o rendimento da bomba é máximo. Se por uma solicitação do processo a vazão deve ser reduzida para um valor Q_M, menor que Q_P, reduz-se o valor da rotação da bomba para n_M, através de um acionamento apropriado. Isto faz com que a curva característica da bomba intercepte a curva do sistema no ponto M e seja esta a nova condição de trabalho, cuja a altura manométrica correspondente (H_M) é menor que H_P. Nota-se que a curva do sistema permanece inalterada, visto que não se alterou as condições do sistema de tubulações.

Analisando novamente a *Figura 3.13*, apresentada por Johnson (1981), observa-se que reduzindo-se a vazão de 150.10^{-3} (m^3/s) para 75.10^{-3} (m^3/s), utilizando o controle da rotação, o novo ponto de trabalho será *C*. Nessa nova condição, a rotação foi reduzida de 3560 (rpm) para 1760 (rpm), o rendimento manteve-se em 77,5 porcento e a potência consumida caiu de 410 (kW) para 52 (kW). Portanto, o uso da variação na

rotação, ao invés de válvula de estrangulamento, implicou em uma redução na potência consumida de 358 (kW), e neste caso sem perdas no rendimento.

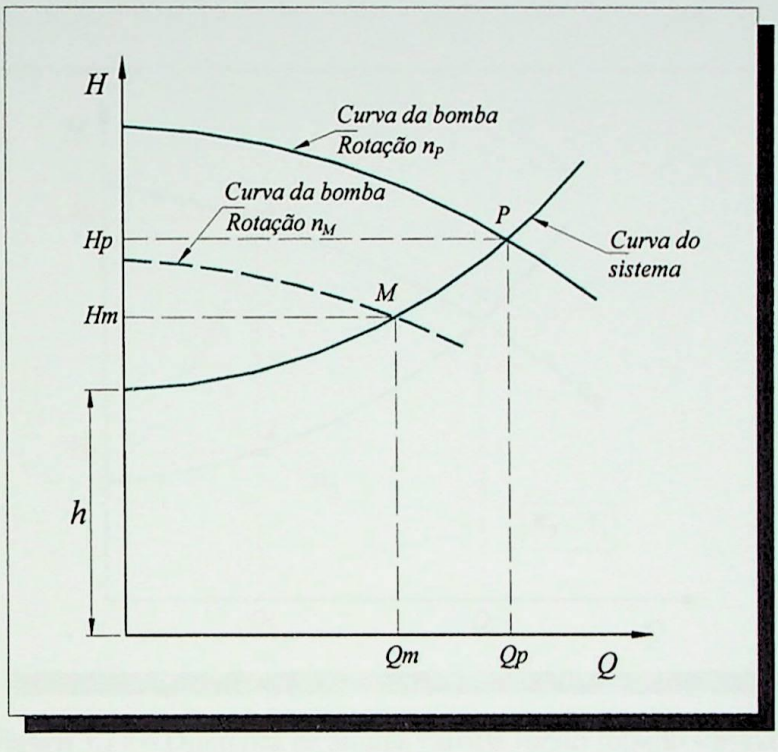


Figura 3.14 – Efeito da variação na rotação

3.4.3. Potencial de Economia de Energia

Seja o sistema de bombeamento representado pela *Figura 3.15*. Supõe-se que a bomba é solicitada a trabalhar com uma demanda que varia desde a vazão zero até Q_P. De acordo com o visto nos itens anteriores, para atender uma determinada vazão intermediária Q_i, menor que Q_P pode-se utilizar o estrangulamento da válvula, que resulta como condição de trabalho o *Ponto 1*, com vazão Q_i e altura manométrica H_1. A outra alternativa consiste na redução da rotação da bomba, que resultará no Ponto 2 como nova condição de trabalho, com altura manométrica H_2, menor que H_1.

A energia consumida pela bomba, quando opera no *Ponto 1*, é dada por:

$$E_1 = \frac{\gamma . Q_i . H_1 . \Delta t}{\eta_1} \qquad (3.29)$$

Onde,

E_1 – Energia consumida pela bomba no *Ponto 1*;

Δt – Tempo de operação na vazão Q_i;

η_1 – Rendimento da bomba no ponto 1.

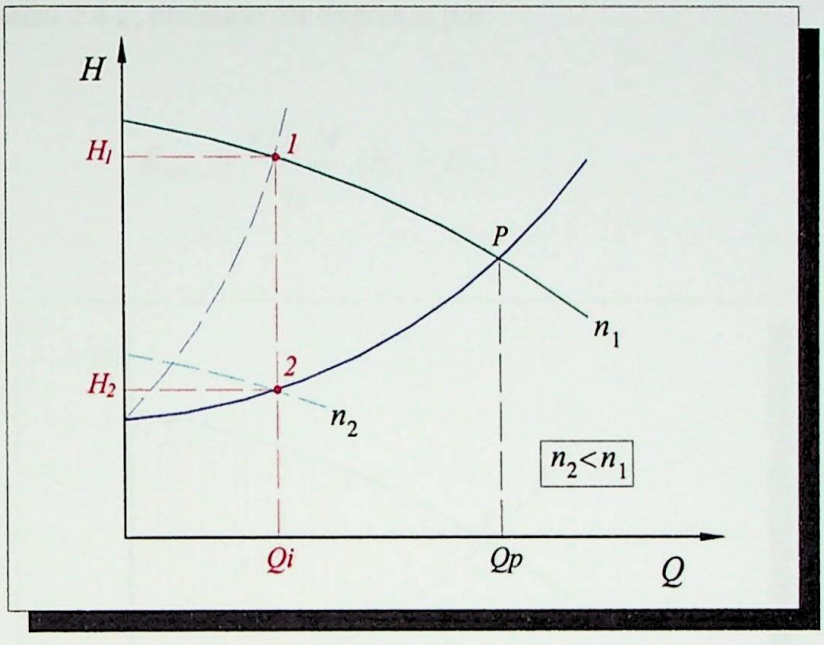


Figura 3.15 – Diferença de alturas válvula *versus* rotação variável

Para a condição de operação representada pelo *Ponto 2*, a energia consumida é:

$$E_2 = \frac{\gamma . Q_i . H_2 . \Delta t}{\eta_2} \qquad (3.30)$$

Onde,

E_2 – Energia consumida pela bomba no *Ponto 2*;

η_2 – Rendimento da bomba no ponto 2.

A energia economizada quando se opera a bomba pela variação da rotação, ao invés do controle por válvulas, é então, expressa por,

$$E_{econ} = \gamma . Q_i . \Delta t . (\frac{H_1}{\eta_1} - \frac{H_2}{\eta_2}) \qquad (3.31)$$

Considerando-se que, na prática, as variações na vazão fornecida pela bomba não são grandes, a ponto de provocarem mudanças substanciais nos valores de rendimento, pode-se considerar que o mesmo se mantém constante, ou seja, a economia de energia é diretamente proporcional a diferença entre as alturas manométricas dos pontos de trabalho *1* e *2*, podendo ser expressa por:

$$E_{econ} = \frac{\gamma . Q_i . \Delta t}{\eta_1} . (H_1 - H_2) \qquad (3.32)$$

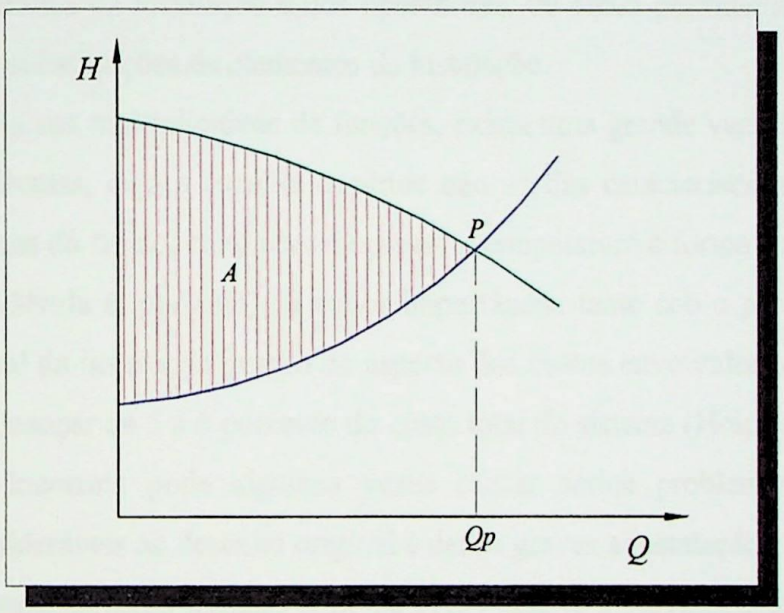


Figura 3.16 – Potencial de economia de energia ao longo do tempo

Assim, considerando que, ao longo do tempo, este sistema trabalha em infinitas condições de demanda, dentro de seu campo de operação (vazão zero a Q_P), pode-se afirmar que a energia total economizada ao longo do tempo é proporcional a área (*A*) compreendida entre as curvas características da bomba e do sistema (*Figura 3.16*). Ou seja, quanto maior a diferença entre as curvas características da bomba e do sistema, maior será o potencial de conservação de energia da instalação.

CAPÍTULO 4

VÁLVULAS DE CONTROLE

4.1. Generalidades

Válvulas são mecanismos das linhas de tubulações que se destinam a diferentes propósitos, tais como: estabelecer e controlar a descarga de fluidos nos encanamentos, garantir a segurança da instalação e dos operadores, ou ainda permitir a realização de manutenções e substituições de elementos da instalação.

Devido a sua multiplicidade de funções, existe uma grande variedade de tipos e subtipos de válvulas, cuja a escolha depende não só das características de operação, como da natureza do fluido, condições de pressão, temperatura e forma de acionamento. A seleção da válvula é, portanto, da maior importância, tanto sob o ponto de vista da operação normal da instalação quanto do aspecto dos custos envolvidos, que em alguns casos podem alcançar de 5 a 6 porcento do custo total do sistema (Holmes *et al.*, 1973). Uma escolha incorreta pode algumas vezes causar sérios problemas, provocando alterações consideráveis no desenho original e danos graves a instalação.

Neste capítulo serão tratadas com maiores detalhes a válvulas que se empregam instalações de bombeamento, diretamente ligadas aos encanamentos de recalque, com o objetivo de realizar a regulagem de vazão e/ou pressão.

4.2 Classificação das válvulas

Segundo Holmes *et al.* (1973), existem quatro métodos principais para realização do controle de fluxo através de válvulas:

i) Um disco ou tampão é projetado dentro ou contra uma abertura. Como em válvulas globo e de agulha;

ii) Uma cunha ou uma superfície esférica se move através de uma abertura. Tal como ocorre em válvulas esféricas e gaveta;

iii) Um disco é rotacionado sobre um eixo perpendicular ao diâmetro de um corpo cilindro, como nas válvulas borboleta;

iv) Uma membrana é empurrada em direção ao fluxo, como nas válvulas de diafragma.

A *Tabela 4.1* apresenta os principais tipos de válvulas utilizadas em instalações industriais, separadas de acordos com suas funções e comentadas quanto a suas características e aplicações.

Tabela 4.1 – Classificação das válvulas (Holmes *et al.*)

Função Geral	Tipo de Válvula	Características e Aplicações
SERVIÇO LIGA-DESLIGA	Válvula Gaveta	Grande variedade de aplicações. Não altera a direção do fluxo quando aberta. Mínima queda de pressão. Se usada para regulagem de fluxo, apresenta a tendência de erodir rapidamente por efeito de cavitação. Existem em grande variedade de tamanhos e aplicadas em uma ampla faixa de pressões e temperaturas.
	Válvula de Esfera	Muito utilizada em indústrias onde existem condições de corrosão aliadas a pressão e temperaturas altas. São simples, compactas e de abertura rápida. Existem em pequena variedade de tamanhos e aplicadas em uma estreita faixa de pressões e temperaturas. Não se aplicam para regulagem de fluxo.
	Válvula de Macho	Não alteram a direção do fluxo. Abrem e fecham totalmente com rotação de 90°. Podem ser adaptadas para desvio do fluxo através de múltiplas saídas. Não se aplicam para regulagem de fluxo.
	Válvula de Macho Lubrificada	Utilizadas para serviços críticos que requerem proteção contra subpressão. O lubrificante protege contra a cavitação, reduz o atrito e desgaste e diminui esforços. Porém, pode causar a contaminação de produtos e limita a temperatura máxima de operação.
	Válvula de Macho Não-Lubrificada	Podem ser fabricadas com materiais baratos, com plástico revestido. São excelentes para condições corrosivas mas, possuem faixa de operação limitada pela temperatura e pressão.
	Válvula Deslizante	Possui as mesmas características da válvula de gaveta. Apresenta boa estanqueidade. Não se aplicam para regulagem de fluxo. Boa estanqueidade com líquidos pressurizados e uso limitado para regulagem de fluxo.

Função Geral	Tipo de Válvula	Características e Aplicações
REGULAGEM DE FLUXO	Válvula Globo	É a válvula mais usada para regulagem eficiente de serviços críticos. Usada extensivamente em controle automático de processos. Encontrada em grande variedade de tamanhos e aplicada em uma grande faixa de pressão e temperatura. Disponível em diferentes tipos de material.
	Válvula Angular	Similar a válvula globo convencional. Porém, suas extremidades formam um ângulo entre si. Provoca menor queda de pressão e reduz o número de ligações entre os tubos. Deve-se ter o cuidado de não submeter a válvula à tensões comuns em curvas de tubulações.
	Válvula "Y"	Similar a válvula globo porém, com orifício à 45° para passagem do fluxo. Boas características de regulagem e menor queda de pressão do que a válvula globo comum.
	Válvula de Agulha	Restrita a pequenas dimensões e usada quando o fechamento com regulagem manual é necessário. Disponível para altas pressões.
	Válvula Borboleta	De construção extremamente simples. Especialmente para gases, líquidos à baixas pressões. Aplicada também em serviços tipo liga-desliga. Apresenta baixa queda de pressão, baixo custo, limpa e de ação rápida.
	Válvula de Diafragma	Tipo de válvula usada para fluidos corrosivos, voláteis e tóxicos, particularmente quando a cavitação deve ser evitada. Embora sua especificação seja limitada pela pouca variedade de materiais de fabricação do diafragma, existe uma grande variedade de tipos para trabalhar com fluidos corrosivos. A temperatura e pressão impõe limites de aplicação. Também podem ser usadas para serviços liga-desliga.
	Válvula de Mangote	Também usada em serviços liga-desliga. Baixo custo, simples e excelente para fluidos pastosos e abrasivos. Resistente a corrosão e protege contra contaminação. Faixa de temperatura e pressão limitadas.
PREVENÇÃO DE REFLUXO	Válvula de Retenção	Previne automaticamente o retorno do fluxo na tubulação. Existem vários tipos para atender a variadas condições, tais como fluxo pulsante, movimento horizontal ou vertical, etc. Existe em diferentes tamanhos e aplicada em ampla faixa de temperatura e pressão.
	Válvula de Pé	Tipo de válvula de retenção usualmente utilizada para manter o líquido na linha de sucção de bombas. Normalmente empregada com um crivo.

Função Geral	Tipo de Válvula	Características e Aplicações
CONTROLE AUTOMÁTICO DE PROCESSOS	Válvula de Controle Automático	Grande quantidade de válvulas para regulagem e controle automático de temperatura, pressão, taxa de fluxo, níveis de líquido, etc. Cobrem um vasto campo de operação, incluindo o controle por computador. São atuadas através de um sinal recebido do fluido escoando pelo corpo da válvula ou de um programa computacional contendo condições pré-estabelecidas. Podem ser operadas hidraulicamente, por acionamento pneumático, elétrico ou combinação de ambos.
SEGURANÇA E PROTEÇÃO	Válvula de Segurança	Usada para proteção contra pressão excessiva de gases.
	Válvula de Alívio	Usada para proteção contra pressão excessiva de líquidos.
	Válvula de Segurança/Alívio	Pode ser usada para proteção tanto de gases quanto de líquidos.
		Ambas as válvulas, de segurança e alívio, requerem inspeção periódica para se ter certeza do seu perfeito estado de funcionamento. Existem subtipos para atender as mais diversas condições.

4.3. Válvulas de Regulagem de Fluxo

4.3.1. Válvula Globo

O nome dessa válvula de deve ao formato de seu corpo. Seu funcionamento se dá pelo movimento de um disco ou de uma cunha redonda, tapando um orifício para bloquear o fluxo de fluido. O movimento do disco e o fechamento do orifício é feito no sentido perpendicular ao eixo da válvula, induzindo o fluxo a mudar de direção duas vezes por noventa graus. Estas mudanças de direção causam uma turbulência no fluido e consequentemente, uma alta perda de carga (ou energia), mas a forma do assento ou da cunha podem variar, fornecendo diferentes características de fluxo. A *Figura 4.1* mostra uma válvula globo em corte com seus principais componentes.

Segundo Cooley;Sacchetto (1986), deverão ser tomados cuidados na seleção quando a perda de carga for alta. A seleção errada pode provocar vibrações excessivas, danificando a válvula, a tubulação e suportes, ou a equipamentos interligados. Neste

caso, uma cunha cônica ou em "V" poderá solucionar o problema. Caso se necessite realizar o fechamento do fluxo, em fluidos que contenham algumas partículas sólidas em suspensão, e onde a regulagem não precisa ser muito fina, é melhor selecionar um disco de material como borracha ou neoprene. Quando o fluido não contém partículas sólidas em suspensão, o disco poderá ser de metal para obter uma vida útil mais longa.



Figura 4.1 – Válvula globo típica

O disco poderá ser fixo ou solto na haste. Quando fixo, este gira juntamente com a haste, proporcionando um leve lixamento e limpeza do assento da válvula toda vez que ocorre o fechamento. Quando solto, o disco pode girar independente da haste, e o fechamento ocorre pelo prensamento do disco contra o assento. Válvulas do tipo globo são usadas em geral para diâmetros até 250 mm. Acima desse diâmetro, o disco se torna muito grande e transmite esforços elevados para a haste, que neste caso iria necessitar de reforços especiais e complicados para suportá-la.

Nos sistemas de bombeamento são usadas para instalações auxiliares ou quando o problema da perda de carga excessiva for irrelevante frente a necessidade de absoluta estanqueidade, como no caso de bombeamento de líquidos voláteis (Macintyre, 1987).

Fabricam-se válvulas globo dos seguintes materiais:

- Bronze. Para água, óleo e gás até 200 lb; vapor até 125 lb. Com diâmetros de 12.5 mm a 50 mm.
- Ferro fundido. Para vapor saturado, água, gás, óleo, etc, a 40° C. Com diâmetros de 40 a 250 mm.
- Aço carbono fundido classe 150 1b. Para vapor até 260° C. Água, óleo e gás a 40° C.
- Aço carbono fundido classe 300 1b. Para vapor até 450° C. Água, óleo e gás a 40° C.

4.3.2. Válvula "Y" ou Obliqua

Esta é uma variação da válvula globo, com a diferença que a haste e o assento estão posicionados em um ângulo de 45 graus em relação ao eixo da tubulação. A vantagem dessa configuração é a menor queda de pressão do que a válvula globo comum e possui boas características de regulagem. Podem ser aplicadas no controle de fluidos químicos com alta taxa de corrosão, sendo fabricadas com um corpo de duas peças e um assento trocável preso entre as duas partes, tornando a substituição mais rápida (Holmes *et al.*, 1973).

As características de dimensões e material de fabricação são as mesmas da válvula globo comum.

4.3.3. Válvula Angular

Esta também é uma outra versão da válvula globo, com as extremidades de entrada e saída perpendiculares entre si. Possui a vantagem de ajudar a reduzir o número de conexões do sistema de tubulações. É usualmente constituída de um único corpo mas, pode ser bipartida de forma semelhante a válvula "Y", com a mesmo propósito.

As características de dimensões e condições de operação também são similares à válvula globo comum (Holmes *et al.*, 1973).

4.3.4. Válvula Agulha

Válvula agulha é um tipo de válvula globo usada onde se requer o controle fino do fluxo. A diferença maior está na cunha de fechamento, que nas válvulas agulha não são discos, mas sim um plug ou agulha, cujo comprimento é maior do que o próprio diâmetro.

Quando fechada, a agulha se encaixa num anel no corpo da válvula. A medida em que a válvula é aberta, a agulha se desencaixa e abre-se uma passagem anular em volta dela. O grau de regulagem depende da suavidade do ângulo da agulha, consequentemente, da relação entre comprimento e diâmetro. Quanto maior o comprimento, maior o grau de regulagem.

A válvula tipo agulha é projetada para regulagem de fluxo fino, que requer uma alta perda de carga no fluido, podendo provocar vibrações elevadas em altas taxa de fluxo. Por este motivo os diâmetros usuais de fabricação vão de 3.2 mm a 25 mm. E em pequenas dimensões, a pressão de trabalho pode chegar em torno de 700 bar, com faixa de temperatura de –70° C a 260° C.

4.3.5. Válvula Borboleta

Segundo Cooley;Sacchetto (1986), as válvula borboleta são de construção muito simples, constituindo-se em um anel do mesmo diâmetro da tubulação, com um disco que gira dentro do anel em torno de um eixo, abrindo ou fechando a passagem do fluido (*Figura 4.2*).

O disco é a peça que mais afeta o desempenho da válvula porque fica dentro do fluxo do fluido, havendo muitas diferenças de um fabricante para outro. O disco causa turbulência no fluido, provocando perda de carga e aumentando a corrosão local, motivo pelo qual qualquer modificação que possa diminuir esta turbulência torna-se válida, uma vez que não influi de sobremaneira no custo da válvula, podendo-se encontrar no mercado discos excêntricos, discos com volutas, dentre outros. Outro fator que influi no desenho do disco é a tendência de se fechar sozinho com o fluxo do fluido. Para resolver este problema, muitas válvulas tipo borboleta possuem um mecanismo no atuador para segurar a válvula na posição desejada.

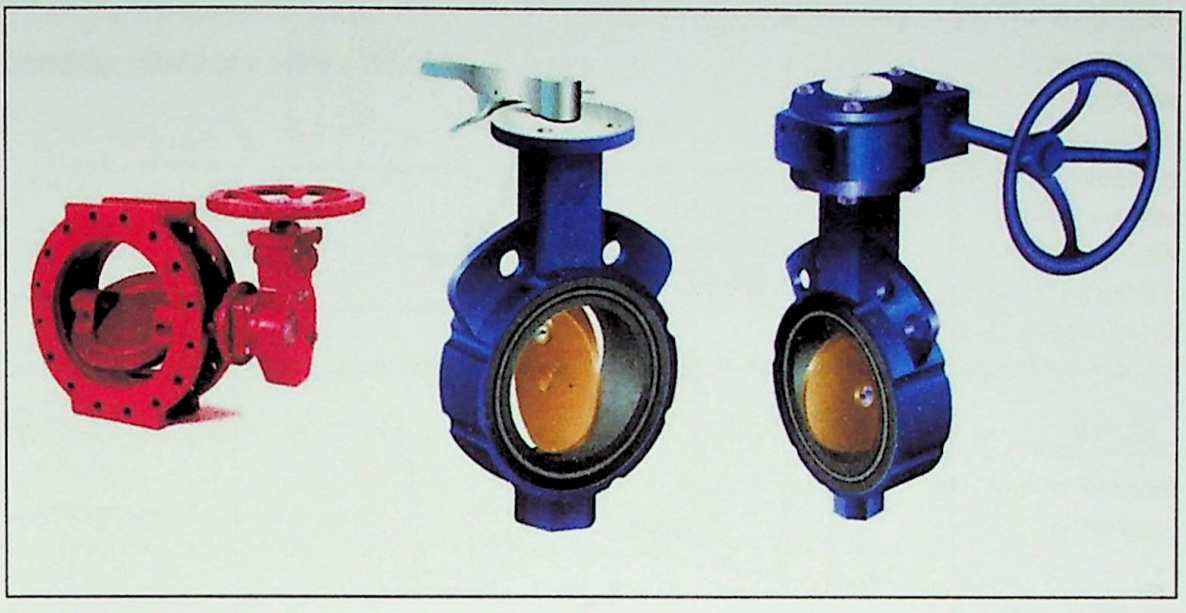


Figura 4.2 – Válvulas borboleta

Para melhorar a vedação do disco, a válvula pode ser fornecida com um anel de borracha ou material plástico para servir de assento ao disco. Quando o serviço é corrosivo ou erosivo, o corpo e disco podem ser revestidos com um material mais resistente. O acionamento é simples, bastando um giro de setenta a noventa graus para abrir ou fechar completamente a passagem e são fabricadas com diâmetros que variam de 0.075 m a 6.0 m.

Em instalações de bombeamento são usadas na linha de sucção quando a bomba fica afogada em relação ao nível d'água de montante (Macintyre, 1987).

4.3.6. Válvula de Diafragma

Originalmente, as válvulas de diafragma eram utilizadas para controle de ar comprimido nas minas de carvão da África do Sul. Agora este tipo de válvula é usada nos mais diversos processos, como gases em geral, fluidos altamente corrosivos ou abrasivos, polpas e em fluidos que possuam um alto índice de sólidos em suspensão.

Este tipo válvula consiste em um corpo tubular, onde a parte superior possui uma membrana de material plástico, formando um diafragma. Para fechar a válvula, o diafragma é pressionado para baixo por um pistão até obstruir por completo a passagem do fluido, ficando todo o mecanismo de acionamento fora de contato com o fluido.

Entre os materiais mais utilizados na fabricação do diafragma estão a borracha natural, borracha sintética e vários plásticos.

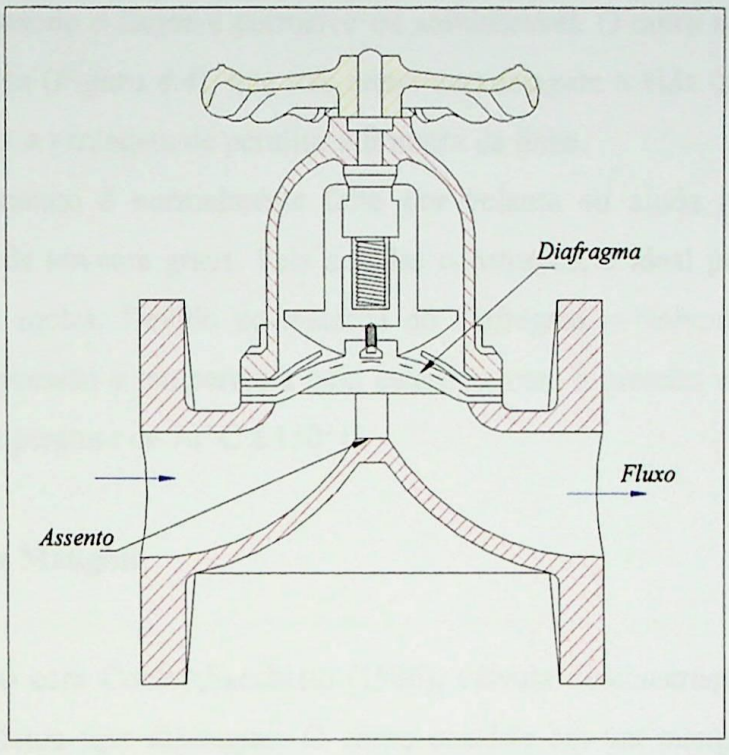


Figura 4.3 – Válvula de diafragma, canal curvo

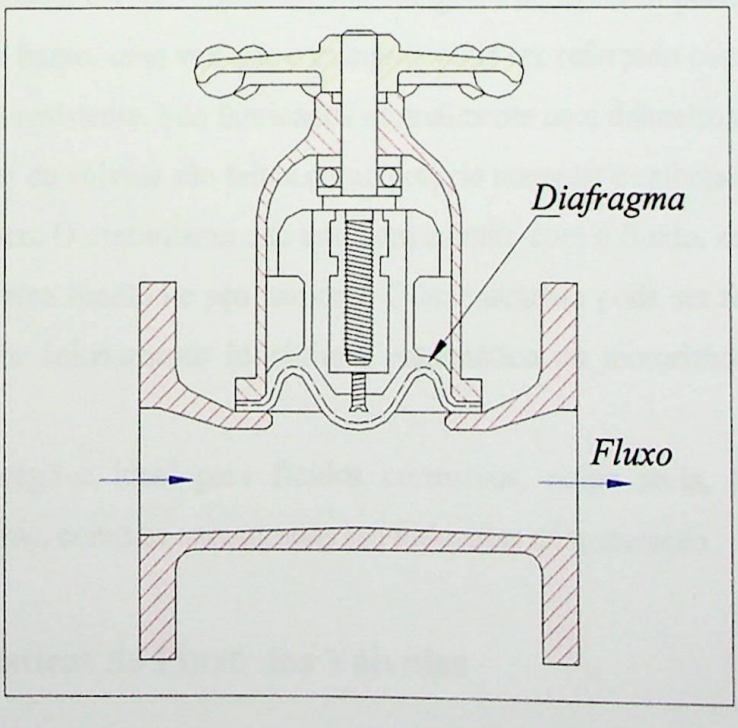


Figura 4.4 – Válvula de diafragma, canal retilíneo

São encontrados dois tipos básicos de válvulas de diafragma. O mais comum possui o canal de passagem levantado no centro da válvula, onde o diafragma é abaixado (*Figura 4.3*). Possui como desvantagem dificultar a drenagem da linha, principalmente quando o fluido é corrosivo ou solidificavel. O outro tipo é o de corpo com passagem reta (*Figura 4.4*), que tem como desvantagem a vida útil mais curta da membrana. Possui a vantagem de permitir a limpeza da linha.

O acionamento é normalmente feito por volante ou ainda por alavanca de operação rápida de noventa graus. Pela simples construção, é ideal para acionamento pneumático com molas. Devido ao material do diafragma, a válvula possui limites operacionais de pressão e temperatura bem estreitos, com a pressão variando de 50 a 827,4 kPa e a temperatura de 70° C a 150° C.

4.3.7. Válvula de Mangote

De acordo com Cooley;Sacchetto (1986), válvula de construção bem simples, semelhante a válvula tipo diafragma. O corpo consiste em um mangote de borracha flexível com um mecanismo por fora para estrangulá-lo, fechando a passagem do fluido. Como o corpo é de borracha, os limites de temperatura são bastante baixos, variando de 70° C para a borracha e 150° C para alguns mangotes de material plástico. O limite de pressão não é tão baixo, uma vez que o mangote pode ser reforçado com lonas de nylon ou outro material resistente. São fabricados normalmente com diâmetros até 600 mm.

Os flanges da válvula são feitos como próprio mangote e reforçados por trás com um flange metálico. O mecanismo não entra em contato com o fluido, sendo por isso, as partes feitas de ferro fundido e aço carbono. O acionamento pode ser feito por volante, alavanca, ou com acionamento hidráulico, pneumático ou motorizado para controle remoto.

Seu emprego é ideal para fluidos corrosivos, polpa areia, lamas e fluidos altamente abrasivos, como os encontrados em industrias de mineração.

4.4. Características de Fluxo das Válvulas

Um importante parâmetro das válvulas de regulagem refere-se a sua característica de fluxo, ou simplesmente característica da válvula, que se define como a

relação existente entre o fluxo que passa através da válvula e a porcentagem de abertura de seu orifício de passagem, mantida constante a queda de pressão provocada pela mesma.

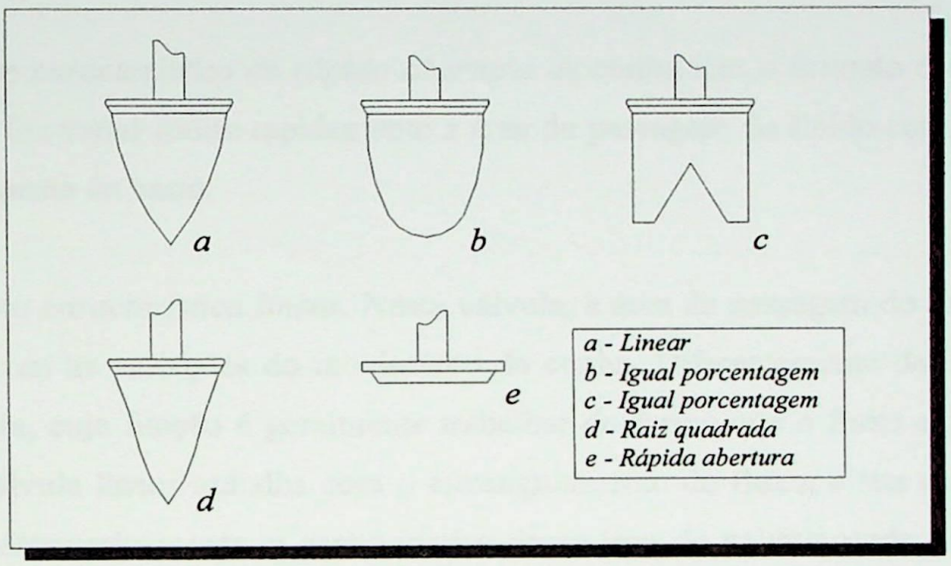


Figura 4.5 – Tipos de cunha de regulagem

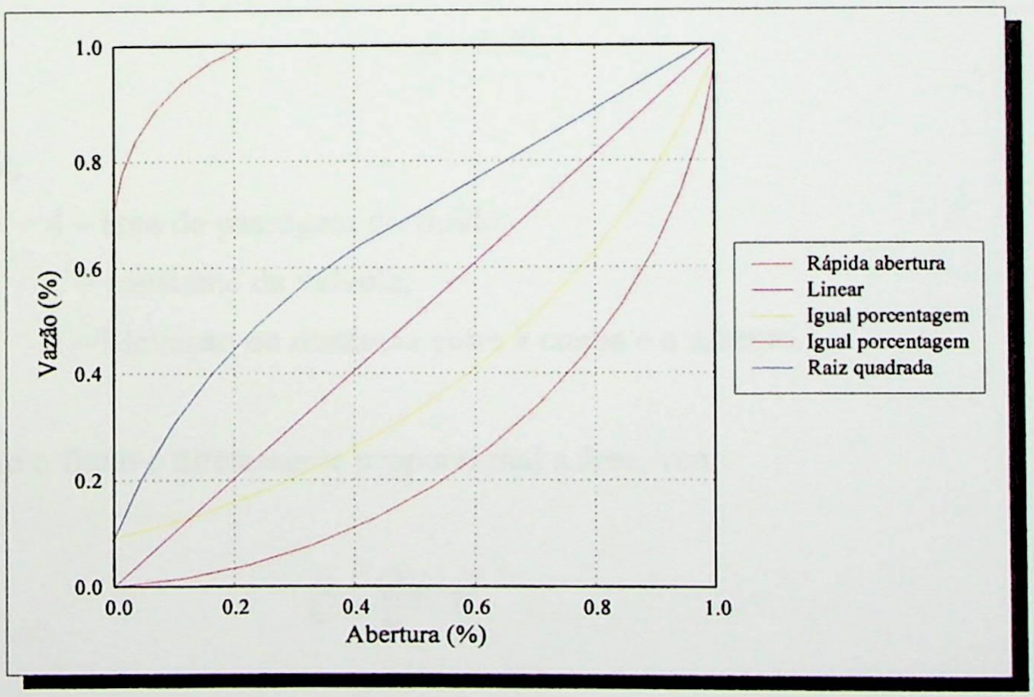


Figura 4.6 –Diferentes características de fluxo

Segundo Flores;Garcia (1985), as características de fluxo inerentes as válvulas se distinguem em diversos tipos, dependendo do formato da cunha que controla a abertura do orifício de passagem. Na *Figura 4.5* estão apresentados as formas básicas

dos diversos tipos de cunhas usadas em válvulas de controle, e na *Figura 4.6* são mostradas as características de fluxo básicas, proporcionadas por cada uma dessas formas de cunha.

As características de válvula mais empregadas na indústria são:

i) Válvula com característica de rápida abertura. A cunha tem o formato de um disco biselado, que faz variar muito rapidamente a área de passagem do fluido com um único e curto movimento da haste.

ii) Válvula com característica linear. Nesta válvula, a área de passagem do fluido varia linearmente com as variações do movimento da cunha. Diferentemente da válvula de rápida abertura, cuja função é geralmente trabalhar de forma que o fluxo seja zero ou máximo, a válvula linear trabalha com o estrangulamento do fluxo, e sua consequente regulagem. Matematicamente, a característica desse tipo de válvula pode ser descrita como:

$$A = k.X \tag{4.1}$$

Onde,

A – área de passagem do fluido;

K – constante da válvula;

X – Elevação ou distância entre a cunha e o assento.

Como o fluxo é diretamente proporcional a área, vem:

$$Q = \frac{Q_M}{X_M} X \tag{4.2}$$

Onde,

Q – Vazão através da válvula;

Q_M – Vazão correspondente a máxima elevação da cunha, a uma dada queda de pressão;

X_M – Elevação máxima, a uma dada queda de pressão.

Segundo Holmes *et al.* (1973), a característica linear é usada onde se requer uma regulagem linear precisa, e onde a perda de carga do sistema é razoavelmente constante e concentrada no assento da válvula.

iii) Válvula com característica de igual porcentagem. Este tipo de característica de válvula proporciona, sob condições constantes de queda de pressão, uma porcentagem igual ao no crescimento da vazão, por unidade de distância da cunha em relação ao assento. É também, segundo Flores;Garcia (1985), o tipo mais usado para controle de processos industriais. Tal como a válvula linear, trabalha estrangulando o fluxo e não proporciona um fechamento completamente hermético quando fechada.

A cunha pode ser do tipo de corpo sólido ou um cilindro com uma ranhura em forma de "V", de maneira que a área de passagem varie geometricamente com o movimento da haste e, na condição ideal, a equação que traduz as características desta válvula é:

$$\frac{dQ}{dX} = kQ \tag{4.3}$$

Resolvendo a *Equação 4.3*, considerando que a válvula se desvia de suas características ideais de igual porcentagem quando a elevação da haste é muito pequena, tem-se como condições,

$Q = Q_{min}$, para $X = X_{min}$;
$Q = Q_{máx}$, para $X = X_{máx}$;

se $X_{min} = 0$,

$$Q = Q_{\min}\left(\frac{Q_{máx}}{Q_{Q\min}}\right)^{\frac{X}{X\max}} \tag{4.4}$$

se $X_{min} \neq 0$,

$$Q = Q_{\min}\left(\frac{Q_{máx}}{Q_{\min}}\right)^{\frac{X - X\min}{X\max - X\min}} \qquad (4.5)$$

As *Figuras 4.7, 4.8* e *4.9* mostram as curvas características de fluxo apresentadas por algumas válvulas, que possuem comportamento típico de válvula de igual porcentagem.

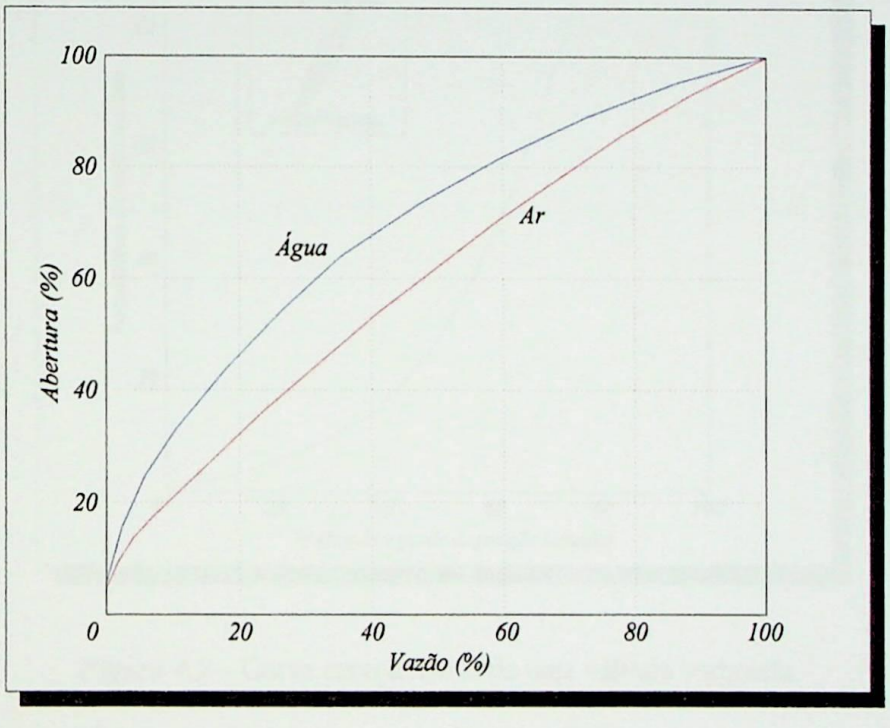


Figura 4.7 – Curva característica de uma válvula de esfera, com abertura em "V"

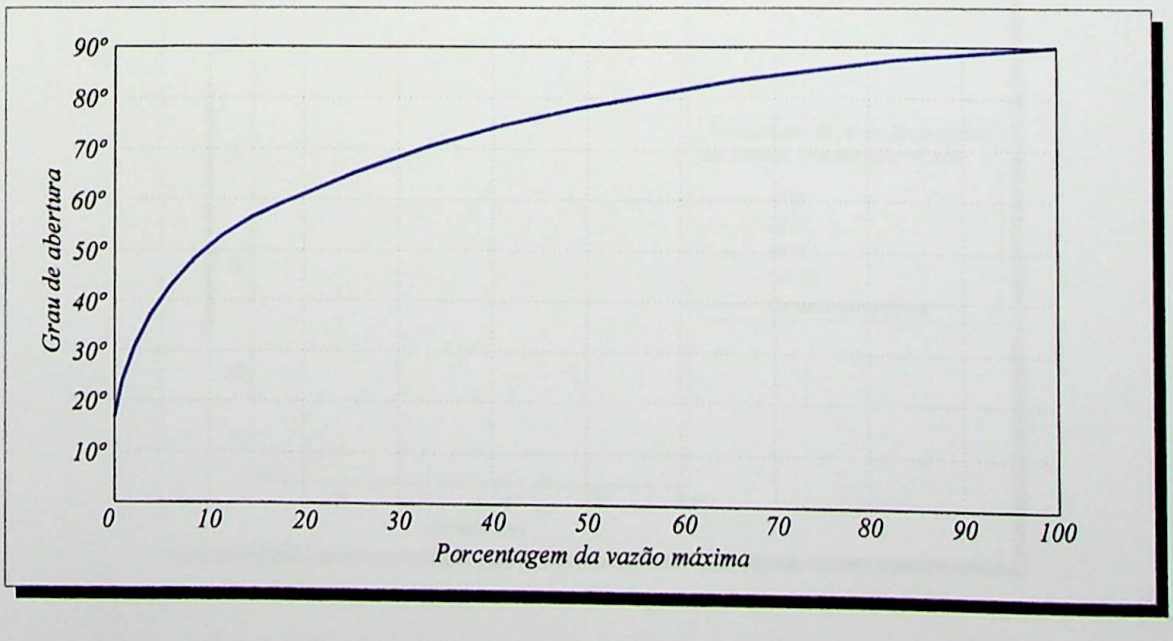


Figura 4.8 – Curva característica de uma válvula de macho

Em muitas instalações, a queda de pressão na válvula é projetada para ser de 10 a 20 porcento da perda de carga total do sistema. Se a válvula em tais instalações é de igual porcentagem, então a curva característica de todo o sistema irá se aproximar de uma característica linear, tal como ilustrado na *Figura 4.10*.

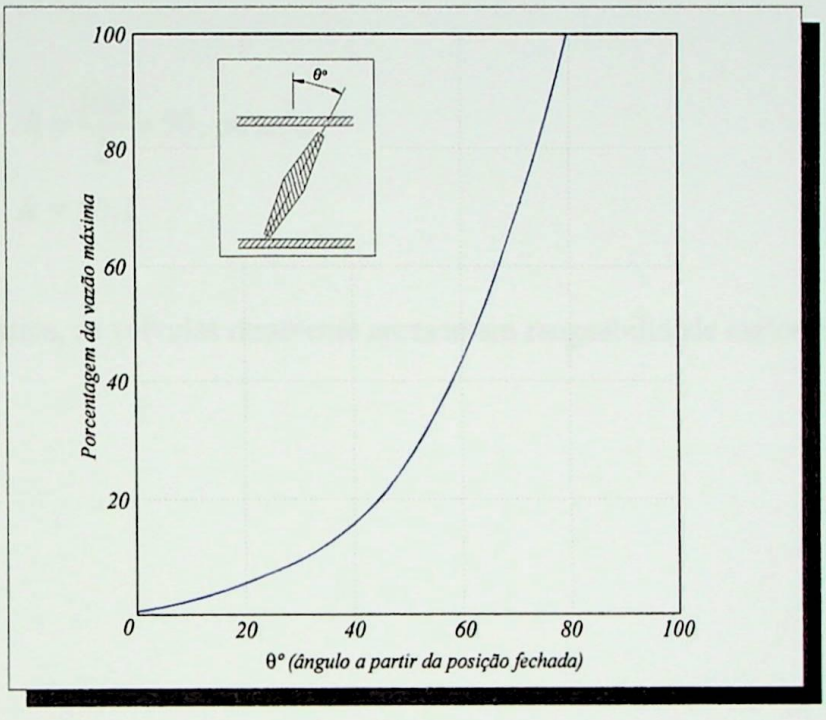


Figura 4.9 – Curva característica de uma válvula borboleta

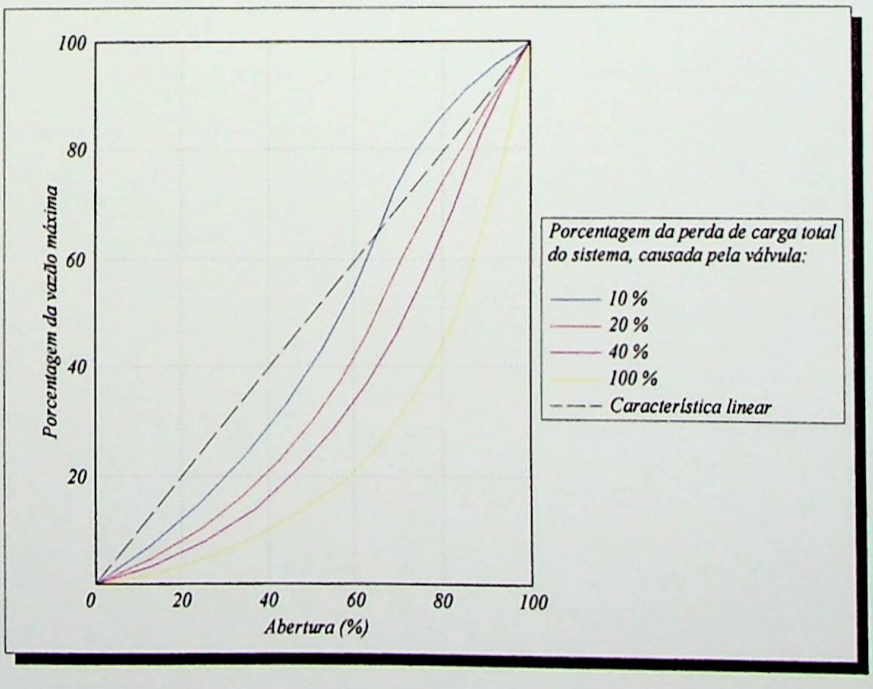


Figura 4.10 – Influência da válvula na curva total do sistema

4.5 – Rangeabilidade

Rangeabilidade de uma válvula é a relação entre a máxima e a mínima vazão que a válvula pode efetivamente controlar. Se uma válvula pode controlar a vazão desde 2 porcento da capacidade máxima até 100 porcento, a sua rangeabilidade será então:

$$R = \frac{100}{2} = 50\text{, ou seja,}$$

$$R = 50{:}1$$

Na prática, as válvulas raramente apresentam rangeabilidade maior do que 20:1

CAPITULO 5

ACIONAMENTOS DE ROTAÇÃO VARIÁVEL

5.1. Generalidades

Segundo Nadel *et al.* (1992), as tecnologia para se efetuar o controle da rotação em equipamentos acionados por motores elétricos, podem ser classificadas de acordo com a *Tabela 5.1*, que apresenta ainda, um resumo das principais características e aplicações de cada tipo de acionamento.

Tabela 5.1 – Acionamentos de rotação variável

TECNOLOGIAS PARA AJUSTE DE ROTAÇÃO EM MOTORES ELÉTRICOS					
Tecnologia			**Aplicações (S = Substituir, N = Novo)**	**Custo**	**Comentários**
Motores	Motor de múltiplas velocidades		Fracional - 400 kW PAM: fracional – 1500 kW S, N	1,5 a 2 vezes o preço do motor de 1 rotação	Maior dimensão e menor rendimento do que motores de rotação única Número limitado de rotações disponíveis.
	Motor de corrente contínua		Fracional - 7500 kW N	1,5 a 2 vezes preço do motor de corrente alternada	Fácil controle da rotação; Requer maior manutenção.
Acionamentos ligados ao eixo de saída do motor	Mecânicos	Correias	4 - 100-kW N	$470 - $70 / kW	Maior eficiência em carga parcial, campo de rotações limitado em 3:1, Requer boa manutenção para uma longa vida útil.
		Discos de fricção	Até 4 kW N	$670 - $400 / kW	Campo de rotação de 10:1; Requer manutenção.
	Acoplamento eletromagnético		Fracional - 1500 kW N	$900 - $63 / hp (para 1 a 110 hp)	Seguro em áreas limpas, vida relativamente longa, baixa eficiência em rotações menores que 50% da nominal.
	Acoplamento hidráulico		4-7500 hp N	Grande variação	Campo de velocidades de 5:1 Baixa eficiência em rotações menores que 50% da nominal.
Acionamentos aplicados ao enrolamento do motor	Inversores	VSI	Fracional - 750 kW S, N	$2000 - $100 / kW (para 1 a 400 kW)	Motor de múltipla capacidade; Pode ser usado em um motor já existente; PWM são os mais promissores.
		CSI	75 - 7500 kW S, N	$270 - 40 / kW (para 75 a 1500 kW)	Maiores e mais pesados que os VSI's; Aplicações industriais, incluindo grandes motores síncronos.
		Outros	Fracional - 7500 kW S, N	Grande variação	Incluem-se cicloconversores, motores bobinados e voltagem variável. Geralmente para aplicações especiais.

5.2. Motores de Múltiplas Rotações

De acordo com Nadel *et al.* (1992), alguns motores são projetados para trabalharem duas, três ou até quatro rotações distintas, sendo os de duas rotações os mais comuns, e são chamados de motores de múltiplas velocidades. Tais equipamentos são encontrados com potências até aproximadamente 400 kW, são bastantes seguros, mas possuem uma série de desvantagens:

- São muitos volumosos, por possuírem dois ou mais enrolamentos, e não podem ser substituídos com facilidade;
- Os enrolamentos são utilizados de forma ineficientes, uma vez que somente um é usado por vez;
- As relações de rotação disponíveis são limitadas;
- Os mecanismos de partida custam, de forma geral, duas ou mais vezes do que os utilizados em motores de rotação única;
- Custam de 50 a 100 porcento mais do que os motores comuns.

Motores de duas rotações podem ser usados para economizar energia em aplicações como o controle de água em processos entre o período noturno e diurno, por exemplo.

Um outro tipo de motor de múltiplas rotações é motor "polo de Amplitude modulada" (PAM), que possui um único enrolamento e duas rotações, evitando algumas desvantagens dos tipos convencionais de rotação dupla. Os motores tipo PAM estão disponíveis em diversas relações de rotação, limitadas as velocidades síncronas, tais como: 900/720, 1200/720, 1200/900, 1800/720, 1800/1200, 3600/720 e 3600/900 rpm. E são ainda mais compactos, uma vez que utilizam o mesmo tamanho de carcaça dos motores de rotação única.

A rotação menor pode ser usada para uma partida mais suave do motor, resultando em menores picos de corrente e menor aquecimento. Motores PAM são especialmente indicados para acionamento de grandes ventiladores e bombas, em aplicações onde um ciclo de duas rotações é apropriado. No caso de substituição, em um sistema onde existe uma válvula de controle, utiliza-se a mudança de rotação para uma primeira regulagem do fluxo, sem muita precisão, e com a válvula faz-se o ajuste fino,

reduzindo o excesso de perdas de energia causado por um único controle de estrangulamento.

5.3. Motor de Corrente Continua

Apesar de caros e pouco seguros, os motores de corrente contínua (motores CC) podem produzir elevados torques de partida e sua rotação pode ser controlada com grande precisão, através da variação do nível de voltagem.

O subsistema de comutação do motor CC é sua fraqueza. Ambos as escovas e os bornes das lâminas de cobre se desgastam como resultado do atrito e formação do arco voltaico, sendo por isso, necessária uma manutenção periódica e não podem ser utilizados em ambientes explosivos ou corrosivos. Além disso, devido a complexidade do rotor, os motores CC são, em relação aos motores de corrente alternada (Motores CA), substancialmente mais caros, menos eficientes e mais volumosos, devido ao volume morto necessário para comutar as escovas.

Motores CC de grande potência possuem limites menores de rotação do que os motores CA, devido a ação da força centrífuga em seu grande e pesado rotor.

Altas tensões são desejáveis em motores elétricos por resultarem, proporcionalmente, em baixas correntes para a mesma potência consumida, que conduzem a menores perdas de energia no sistema de distribuição e permitem o uso de cabos de bitolas menores e mais baratos. Grandes motores CA podem fazer uso de tensões maiores do que motores CC, que possuem limites de voltagem devido ao arco voltaico que se forma no comutator.

Tradicionalmente, motores CC são usados em aplicações onde se requer um alto torque de partida ou onde é necessário um controle preciso da rotação. Seu uso requer a conversão de corrente alternada (CA) para corrente contínua (CC). Historicamente, isto é feito usando um conjunto motor-gerador ou um retificador. No conjunto motor-gerador, um motor CA é usado para acionar um gerador CC, que fornece então, energia em corrente contínua para o motor CC. Uma vez que, cada equipamento do conjunto gera uma perda própria, o rendimento total do sistema pode ser de 50% ou menos.

A eficiência na conversão de CA para CC pode ser maior com retificadores estáticos do que com o conjunto motor-gerador ou retificadores de mercúrio. Os retificadores estáticos possuem algumas características em comum com os inversores de

freqüência de corrente alternada, e fornecem energia em corrente contínua com rendimento relativamente alto para a maioria das aplicações de controle de rotação existentes.

Contudo, devido às desvantagens mencionadas dos motores CC e a disponibilidade de melhores alternativas, tais acionamentos são raramente usados em novas aplicações e sua fabricação tem-se reduzidos rapidamente.

5.4. Variadores Mecânicos

Os variadores mecânicos são antigos, porém simples e pouco dispendiosos. São instalados entre o motor e o equipamento a ser acionado. São eficientes e de fácil manutenção. Em sua maioria, estes variadores tem a função de reduzir a rotação, aumentando o torque. E a eficiência depende das perdas entálpicas, principalmente o atrito. Dentre os dispositivos mecânicos para controle da rotação estão incluídas as caixas de engrenagens, correias ajustáveis e discos de fricção.

5.4.1. Variadores de correias

Correias fixas em polias ajustáveis são mecanismos simples que permitem variar a rotação do equipamento acionador para o acionado, normalmente em relações até 3:1, ajustando-se a distância entre os eixos de ambos os equipamentos. Este ajuste pode ser feito através de acionamento pneumático ou por meio de um pequeno servomotor. A *Figura 5.1* algumas configurações de correias utilizadas.

A transmissão por correias é bastante eficiente, normalmente em torno de 95%. Elas fornecem boa proteção contra sobre carga e travamentos, uma vez que a correia escorrega quando submetida a cargas excessivas, prevenindo danos ao acionador e permitindo uma operação bastante suave. O controle da rotação não é muito apurado, sendo a precisão conseguida em torno de 5%.

Por causa do escorregamento das correias, as correias são empregadas em cargas sem choques mecânicos e para baixas potências.

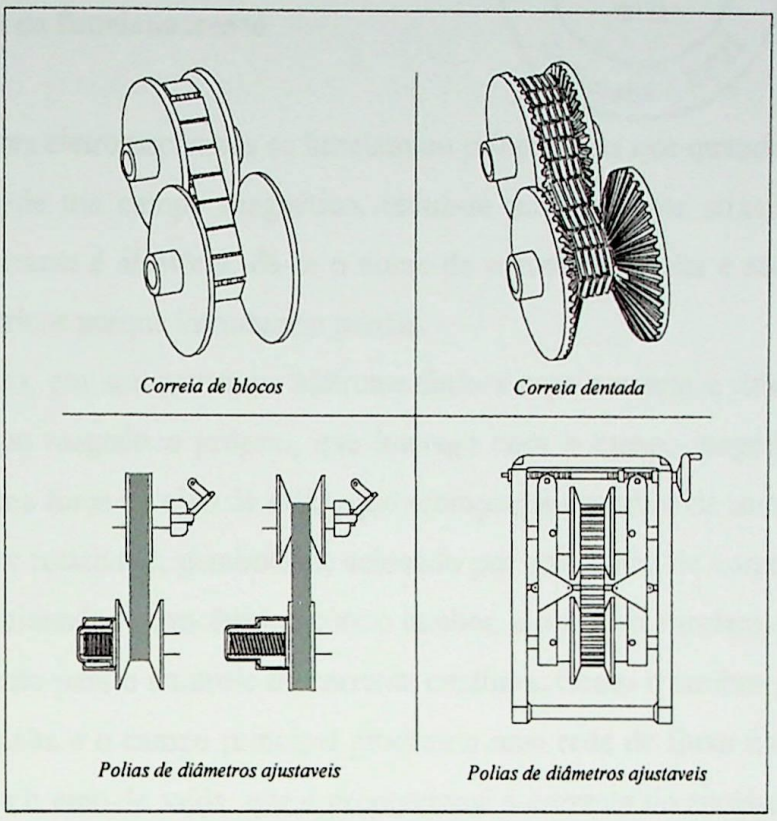


Figura 5.1 – Diferentes configurações e tipos de correias ajustáveis

5.4.2. Discos de fricção

Discos de fricção permitem regular a rotação em uma ampla faixa de rotação, com relações de transmissão de até 10:1, mas são limitados a pequenas cargas e são caros, devido a precisão necessária na construção dos discos. A rotação é regulada manualmente através de um volante, que altera a relação de transmissão. O rendimento varia em torno de 55 porcento, mas devido a alta taxa de manutenção requerida, a dificuldade em realizar um controle automático e a baixa potência de operação fazem com que os discos de fricção sejam inapropriados para a maioria das aplicações.

5.5. Variadores Eletromecânicos

Uma outra técnica utilizada para regular a rotação são os variadores eletromecânicos, que transferem o torque através dos princípios dos campos elétricos ou campos magnéticos, variando o escorregamento entre o elemento acionador e o acionado.

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

5.5.1. Principio de funcionamento

Variadores eletromecânicos se baseiam no principio de que quando um condutor cruza as linhas de um campo magnético, induz-se uma corrente através do mesmo. Quando esta corrente é aleatória, dá-se o nome de corrente parasita e são indesejáveis em motores elétricos porque introduzem perdas.

Entretanto, em acionamentos eletromecânicos essa corrente é desejável porque geram um campo magnético próprio, que interage com o campo magnético principal para produzir uma força no eixo de saída, que acompanha o tambor de acionamento.

O tambor rotativo é, geralmente, acionado por um motor de corrente alternada. O mecanismo acionado, é concêntrico com o tambor, e possui o enrolamento e os anéis de escorregamento para o controle da corrente contínua. Como o tambor gira, o campo de corrente parasita e o campo principal produzem uma rede de fluxo no espaço de ar entre o tambor e o eixo de saída, que é proporcional a corrente do enrolamento. O eixo de saída é livre para girar em seus próprios rolamentos. Em plena carga, o escorregamento é de 3 a 5 porcento. A *Figura 5.2* ilustra um esquema deste tipo de variador.

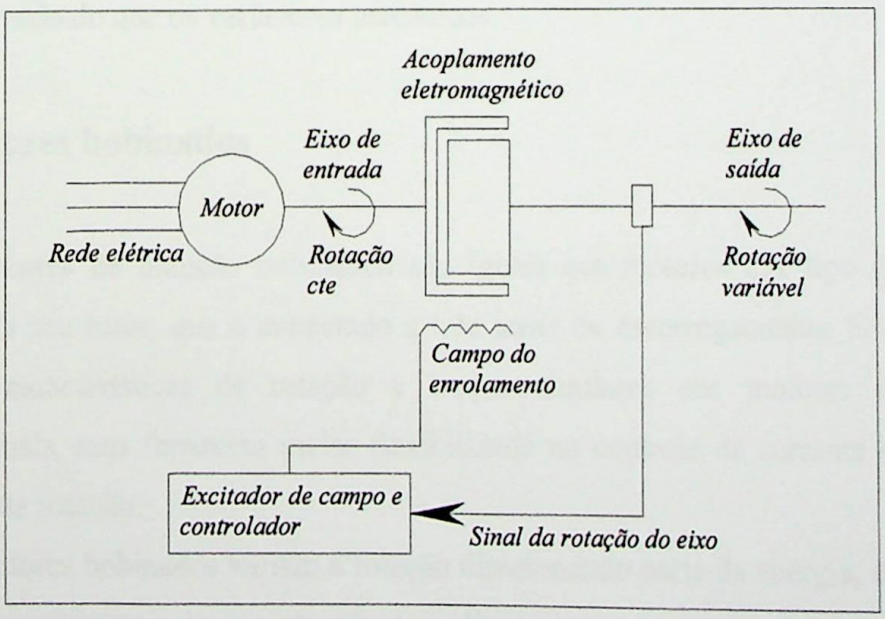


Figura 5.2 – Esquema de um variador eletromecânico

O rendimento de um variador eletromecânico é linearmente proporcional ao escorregamento, sendo a máxima eficiência, na maior rotação, em torno de 96 porcento.

Porém, este rendimento cai rapidamente quando a rotação de saída é reduzida. Por esta razão, variadores eletromecânicos tendem a serem utilizados em aplicações que operem próximas da rotação máxima, sendo que as relações entre as velocidades de entrada e saída, mais utilizadas não são maiores do que 2:1.

5.5.2. Características principais

Dentre as vantagens desses variadores, está a resposta rápida desde o escorregamento total, com potência transmitida zero, até o acoplamento total, em torno de 100 porcento da velocidade nominal. Uma outra vantagem, se comparados com os variadores mecânicos, é a simplicidade na forma de controle. Um tacogerador acoplado ao eixo de saída realimenta o campo de excitação e este controla a rotação do acionamento. Além do tacogerador, para controle da rotação, pode-se usar uma grande variedade de dispositivos, assim como: termotransmissor, transdutor de pressão, transdutor de vazão, célula fotoelétrica, etc. Em alguns casos, o sinal do controle é a corrente do motor, que é proporcional ao torque.

Dentre suas desvantagens está o fato que o escorregamento entre as partes gera aquecimento, ou seja, parte da energia mecânica é perdida pelo calor, e o seu custo, que é mais elevado do que os variadores mecânicos.

5.6. Motores bobinados

Motores de indução bobinados são iguais aos motores CA tipo gaiola, com exceção de seu rotor, que é conectado a três anéis de escorregamento. Estes motores possuem características de rotação e torque similares aos motores de indução convencionais, mas fornecem maior flexibilidade no controle da corrente e torque de partida, e da rotação.

Motores bobinados variam a rotação direcionando parte da energia, destinada ao rotor, para resistores externos através de anéis de escorregamento. Para a maioria dos motores deste tipo a energia é dissipada nos resistores na forma de calor.

A seleção do motor deve ser feita com muito cuidado em aplicações onde a rotação é reduzida continuamente, porque os resistores produzem altas taxas de calor, que podem degrada-los. Normalmente estes motores operam de forma estável quando a

rotação é reduzida até 50 porcento da rotação nominal. A baixo desse valor, a rotação tende a variar consideravelmente com mudanças na carga.

A Figura 5.3 apresenta um esquema elétrico típico dos motores bobinados.

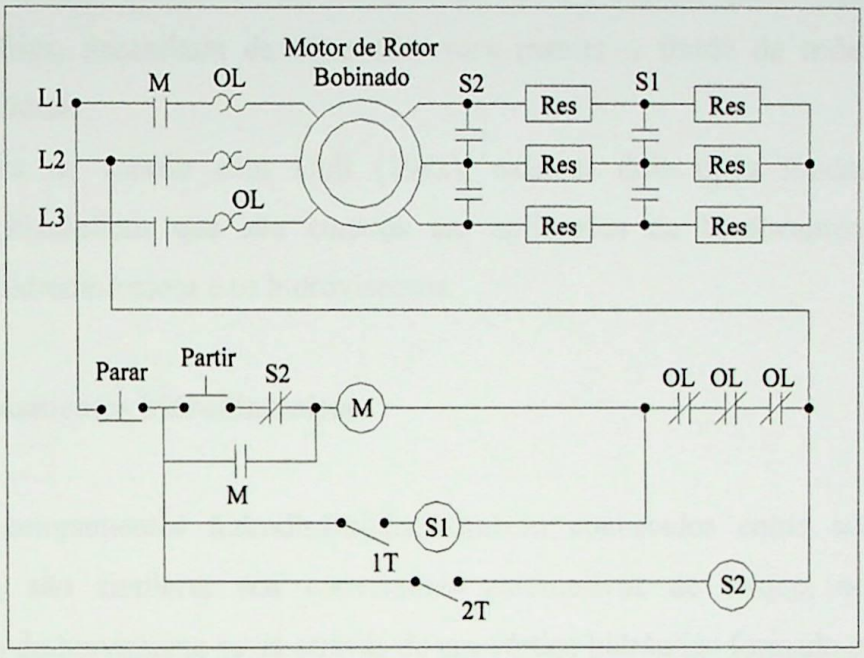


Figura 5.3 – Esquema elétrico de um motor bobinado

5.7. Variadores Hidráulicos

Segundo Doll (1981), variadores hidráulicos de rotação possuem o mesmo principio de operação dos eletromecânicos, pelo qual a redução na rotação é feita controlando-se o escorregamento entre o equipamento acionado e o acionador. Diferentemente das correias e correntes, eles não reduzem a rotação pela multiplicação do torque, o grau de escorregamento corresponde ao grau de redução da rotação e representa as perdas da energia que é dissipada com o calor.

Porém, os variadores hidráulicos são mais seguros do que os eletromecânicos, pois não existe contato entre peças metálicas, sendo o torque transmitido da entrada para a saída somente através do fluido, impedindo o surgimento de faíscas elétricas.

Acoplamentos hidráulicos são geralmente caracterizados pelas altas potências acionadas, transmissão suave de torque, necessidade de dissipação de calor e ocupam grandes espaços. Eles são encontrados em aplicações tais como instalações de bombeamento que possuem ciclos de serviços extremamente longos. Outras características incluem a operação muito suave, tolerância à choques mecânicos,

capacidade para resistir à condições de paradas periódicas, são seguros e possuem tolerância à atmosferas abrasivas.

Entretanto, necessitam de reabastecimento freqüente de óleo, para uma operação eficiente, a maioria precisa de um trocador de calor, e alguns, quando trabalham em ambientes frios, necessitam de aquecedor para manter o fluido de trabalho com a viscosidade ideal.

Ainda de acordo com Doll (1981), existem dois tipos fundamentais de variadores hidráulicos que são comuns em aplicações de bombeamento: são os variadores hidrodinâmicos e os hidroviscosos.

5.7.1. Acionamentos hidrodinâmicos

Os acionamentos hidrodinâmicos, também conhecidos como acoplamentos hidráulicos, são similares aos conversores automotivos de torque, nos quais a transmissão do movimento se dá através de um vórtice hidráulico formado entre o rotor de entrada e o de saída. Entretanto, diferentemente dos conversores de torque, não ocorre a multiplicação dessa grandeza, a rotação é variada ajustando-se a quantidade de fluido no vórtice toroidal. Quando o rotor acionador gira, desenvolve-se o vórtice, que por conseqüência produz pressão sobre as pás do rotor acionado, resultando no torque de saída. A *Figura 5.4* ilustra esquematicamente o funcionamento de um variador hidrodinâmico.

Quando o vórtice é pequeno, o escorregamento entre a entrada e a saída é grande, e a rotação é baixa. Porém, este escorregamento elevado resulta em uma considerável dissipação de calor em baixo rendimento. Assim, variadores hidrodinâmicos somente atingem o máximo rendimento, que se situa em torno de 95 porcento, quando operam com a mínima redução da rotação, próximo da carga máxima.

Estes acionamentos não devem operar por longos períodos em altas taxas de escorregamento, sendo porém, para condições de torque constantes, a rotação mínima é aproximadamente 35 porcento da entrada, e para aplicações com torque variável, a rotação mínima é 20 porcento.

O controle do vórtice é feito por um tubo coletor, que como o nome indica, remove o fluido do vórtice. Quando o ângulo do tubo é direcionado mais diretamente sobre o fluxo, há remoção maior de fluido, que causa maior escorregamento.

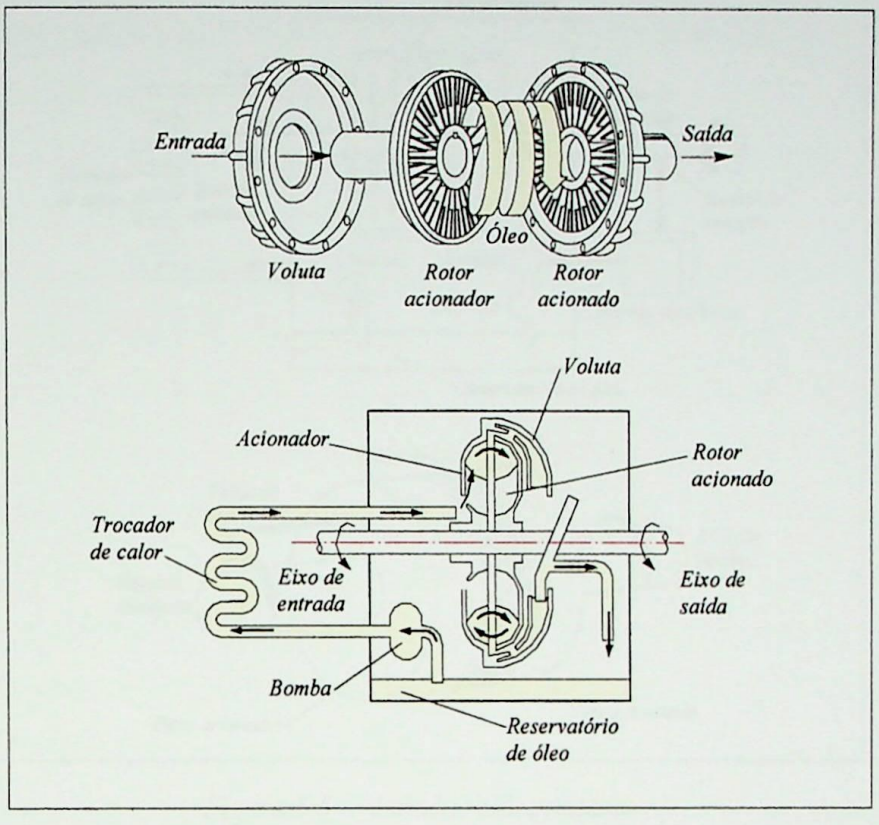


Figura 5.4 – Variador hidrodinâmico

O acionamento hidrodinâmico é usualmente acoplado diretamente a um motor CA, que é então, protegido de choques mecânicos da carga, sobrecarga de torque e vibrações de torção.

Uma das vantagens deste tipo de acionamento é a possibilidade de controlara a aceleração da carga e o torque de partida pode ser alto ou baixo, dependendo da capacidade do motor.

5.7.2. Acionamentos hidroviscosos

No acionamento hidroviscoso, existe uma série de discos axialmente espaçados e fixos a uma eixo de entrada, intercalados com discos moveis conectados ao eixo de saída. Os espaços entre os discos são preenchidos com óleo e quando o eixo de entrada gira, uma força de cisalhamento se desenvolve no filme de óleo, resultando em uma conseqüente força na superfície dos discos de saída, que à transmite ao eixo (Figura 5.5).

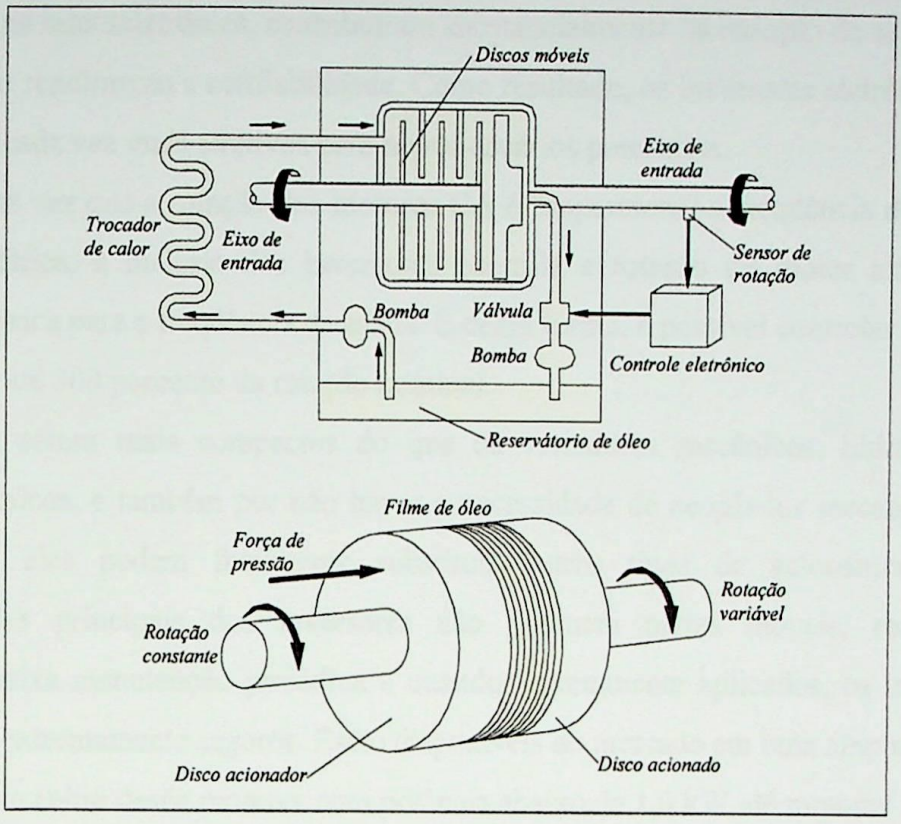


Figura 5.5 – Variador hidroviscoso

O controle da rotação é feito pela aplicação de pressão nos discos de saída através de um pistão atuador, que força os discos a se aproximarem, reduzindo o escorregamento e a relação de rotação entre os eixos de entrada e saída. Uma característica importante dos variadores hidroviscosos é o tempo de resposta rápido. Eles podem alternar entre a carga máxima e mínima em frações de segundo, e operam por períodos de anos em temperaturas variável e atmosfera altamente abrasiva. Uma desvantagem é a baixa precisão no controle da rotação.

As aplicações mais comuns para os acionamentos hidroviscosos são bombas e ventiladores de grande porte, ou outros sistemas com alta inércia e que devem ser operados por anos com mínima manutenção.

5.8. Inversores Estáticos de Freqüência Variável

De acordo com Nadel *et al.* (1992), os acionamentos estáticos de freqüência variável foram desenvolvidos a partir da década de 70. As primeiras versões eram complexas, caras e pouco confiáveis. Porém, os avanços na tecnologia de semicondutores para dispositivos de potência, e especialmente o desenvolvimento

verificado na microeletrônica, contribuíram substancialmente na redução de seus custos, aumento do rendimento e confiabilidade. Como resultado, os inversores eletrônicos têm se tornado cada vez mais atrativos para novos usuários potenciais.

Uma vez que a rotação dos motores CA é proporcional a freqüência da rede de energia elétrica, a maioria dos inversores controla a rotação do motor alterando a energia elétrica para a freqüência desejada. E dessa forma, é possível controlar a rotação desde zero até 300 porcento da rotação nominal.

Por serem mais compactos do que os variadores mecânicos, hidráulicos e eletromecânicos, e também por não haver a necessidade de acopla-los mecanicamente ao motor, eles podem facilmente substituir outros tipos de acionamentos. Os componentes principais dos inversores não possuem partes moveis, requerendo portanto, baixa manutenção periódica e quando corretamente aplicados, os inversores podem ser extremamente seguros. Estão disponíveis no mercado em uma ampla faixa de potência que cobre desde motores com potência abaixo de 1,0 kW até motores acima de 1.000 kW, em aplicações como bombas e ventiladores de grandes centrais termoelétricas.

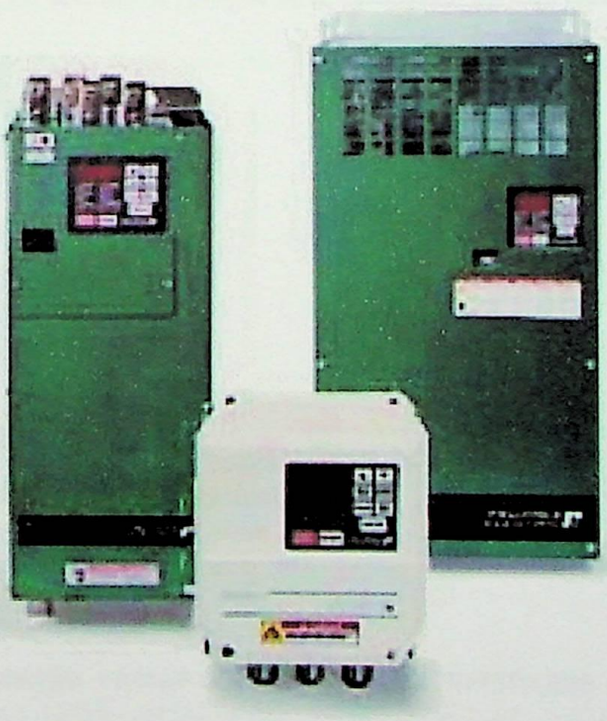


Figura 5.6 – Inversores freqüência típicos

5.8.1. Principio de funcionamento

A maioria dos inversores estáticos de corrente alternada usados com motores de indução padronizados, produzem freqüência e tensões variáveis para controlar os motores. A freqüência é usada com o objetivo de controlar a rotação, em função da seguinte relação:

$$n = k\frac{f}{P} \tag{5.1}$$

Onde,

n – rotação do motor;

f – freqüência da energia elétrica;

P – número de pólos do motor;

k – constante.

O torque é proporcional à densidade de fluxo no entreferro, que por sua vez, é proporcional à relação entre tensão e freqüência aplicada ao motor:

$$T \cong \Phi \tag{5.2}$$

$$\Phi \cong U/f \tag{5.3}$$

Onde,

T – torque;

Φ - fluxo magnético no entreferro;

U – tensão.

A característica tensão *versus* freqüência dos inversores deve estar de acordo com a demanda de torque exigida pela carga. Com o objetivo de manter o nível correto do fluxo magnético, a medida que a freqüência varia, a tensão de saída do inversor deve variar proporcionalmente. Esta relação é chamada Voltz/Hertz, é estabelecida pela lógica de controle dos inversores e, em muitos casos, esta relação pode ser ajustada de

acordo com a aplicação. A *Figura 5.7* apresenta uma típica relação voltz/hertz de um inversor de freqüência.

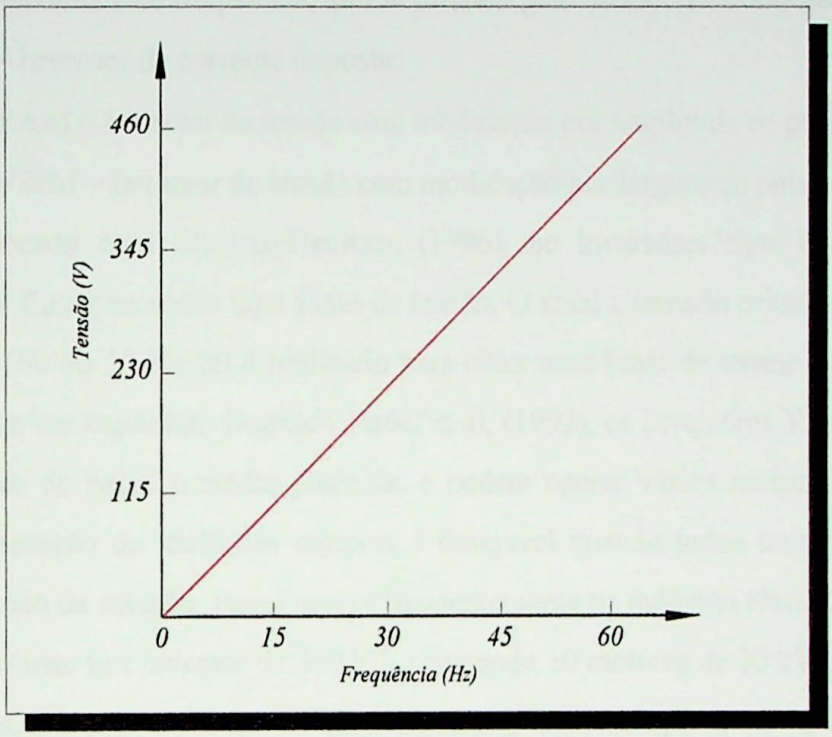


Figura 5.7 – Característica Voltz/Hetz

5.8.2. Tipos Básicos de Inversores Estáticos

Tal como mostrado nas *Figuras 5.8*, *5.9* e *5.10*, os inversores estáticos de freqüência variável, são compostos basicamente de quatro elementos distintos:

1 – retificador de entrada;

2 – barra de ligação CC;

3 – ponte inversora;

4 – controle ou regulador.

O retificador de entrada transforma a tensão ou corrente alternada da rede em tensão ou corrente continua. A barra de ligação CC filtra o resíduo existente na saída do retificador de entrada e alimenta a ponte inversora. A ponte inversora, por sua vez, transforma a tensão e corrente proveniente da barra de ligação CC, em tensão e corrente alternada para alimentar o motor de indução CA. O regulador é o elemento que controla eletronicamente o retificador de entrada e a ponte inversora.

Uma das características que distingue os vários tipos de inversores é o meio pelo qual o controle da tensão é feito, para manter uma relação fixa entre tensão e freqüência.

Segundo Salazar;Nascimento Filho (1999), existem três tipos básicos de inversores eletrônicos de freqüência, que se diferem pelo método de controle:

- CSI – Inversor de corrente imposta;
- VSI-PAM – Inversor de tensão com modulação por amplitude de pulsos;
- VSI-PWM – Inversor de tensão com modulação por largura de pulsos.

De acordo com Sthepan;Hanitsch (1996), no inversores tipo VSI, a malha intermediária funciona como uma fonte de tensão. O sinal alternado oriundo da rede de alimentação (60 ou 50 Hertz) é retificado para obter uma fonte de tensão CC, o que se consegue com um capacitor. Segundo Nadel et al. (1992), os inversores VSI são usados em aplicações de baixa e média potência, e podem operar vários motores ao mesmo tempo. A operação de múltiplos motores é desejável quando todos trabalham com a mesma variação da rotação, como ocorre freqüentemente na indústria têxtil. Além disso, é mais barato usar um inversor de 200 kW acionando 10 motores de 20 kW do que usar 10 inversores, um para cada motor. Uma desvantagem desse tipo de arranjo é que cada motor deve ter sua própria proteção contra sobrecarga.

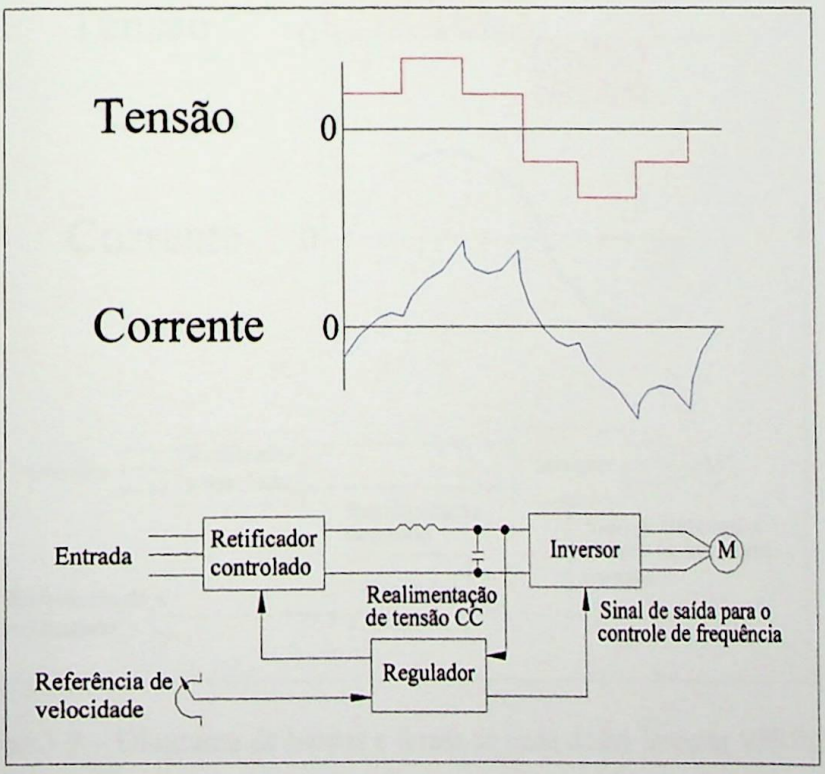


Figura 5.8 – Diagrama de blocos e forma de onda de um inversor VSI-PAM

Nos inversores VSI-PAM, o retificador de entrada é constituído normalmente de uma ponte de tiristores, que permite alterar a amplitude da tensão da malha intermediária. O inversor só é responsável pelo estabelecimento da freqüência do sinal de saída. O diagrama de blocos simplificado desta configuração e as formas de ondas típicas são mostradas na *Figura 5.8*.

Segundo Salazar (1996), um inversor VSI-PWM é composto por uma ponte trifásica de entrada não controlada, de seis ou doze diodos que retifica a tensão trifásica da rede e alimenta uma barramento intermediário, chamado de circuito intermediário de corrente continua. Nesse circuito, existe um filtro *LC* ou *RC* passa baixas que, além de filtrar as ondulações do sinal de tensão que vêm do estágio retificador, também protege a rede contra harmônicos gerados pelo estágio inversor. O circuito intermediário de corrente continua alimenta com tensão fixa a ponte inversora VSI, que por meio de um controle chamado de modulação por largura de pulsos (PWM), entrega uma tensão trifásica com valor eficaz variável, linearmente proporcional à sua frequência. O diagrama de blocos simplificado e a forma de onda típica de um inversor VSI-PWM são mostrados na *Figura 5.9*.

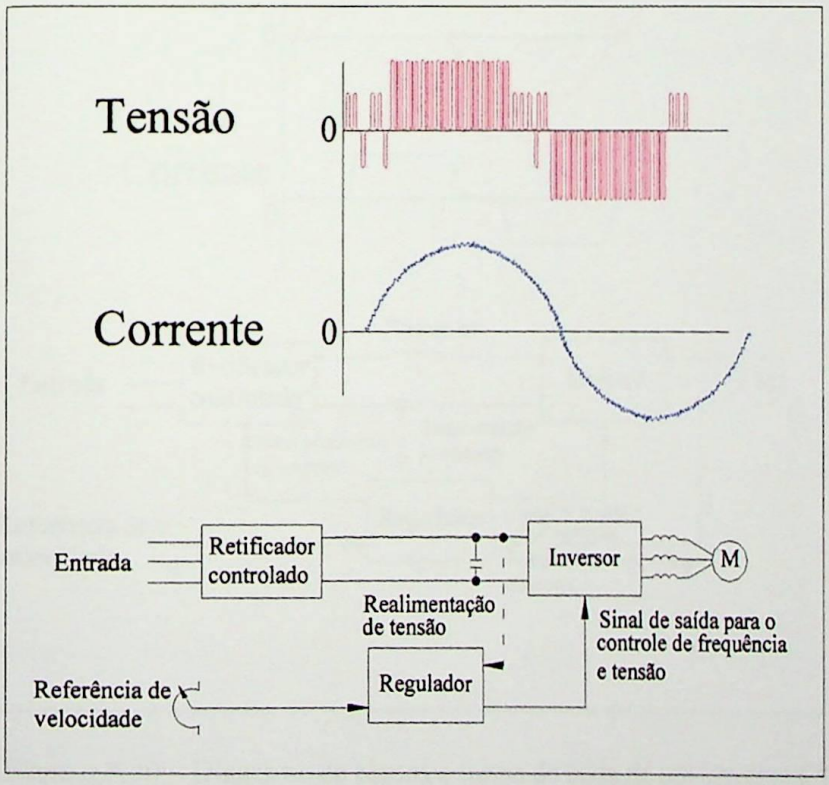


Figura 5.9 – Diagrama de blocos e forma de onda de um inversor VSI-PWM

Em função de sua boa performance em baixas rotações, baixo nível de harmônicos gerados e a sua capacidade de manter alto rendimento em uma ampla faixa de freqüência, os inversores PWM estão se tornando predominantes em aplicações abaixo de 200 kW, sendo encontrados no mercado com potências até próximo de 500 kW (Nadel et al., 1992).

Nos inversores tipo CSI, a malha intermediária faz o papel de uma fonte de corrente. O sinal da rede elétrica (60 ou 50 Hz) é retificado para se obter uma fonte de corrente com o auxilio de um indutor.

Os inversores tipo CSI operam normalmente com uma ponte retificadora a tiristores na entrada. O inversor pode ser de comutação forçada, como no caso dos motores de indução, ou de comutação natural pelas características da carga, como no caso das máquinas síncronas. O diagrama de blocos simplificado deste tipo de inversor e as formas de ondas típicas são mostradas na *Figura 5.10*.

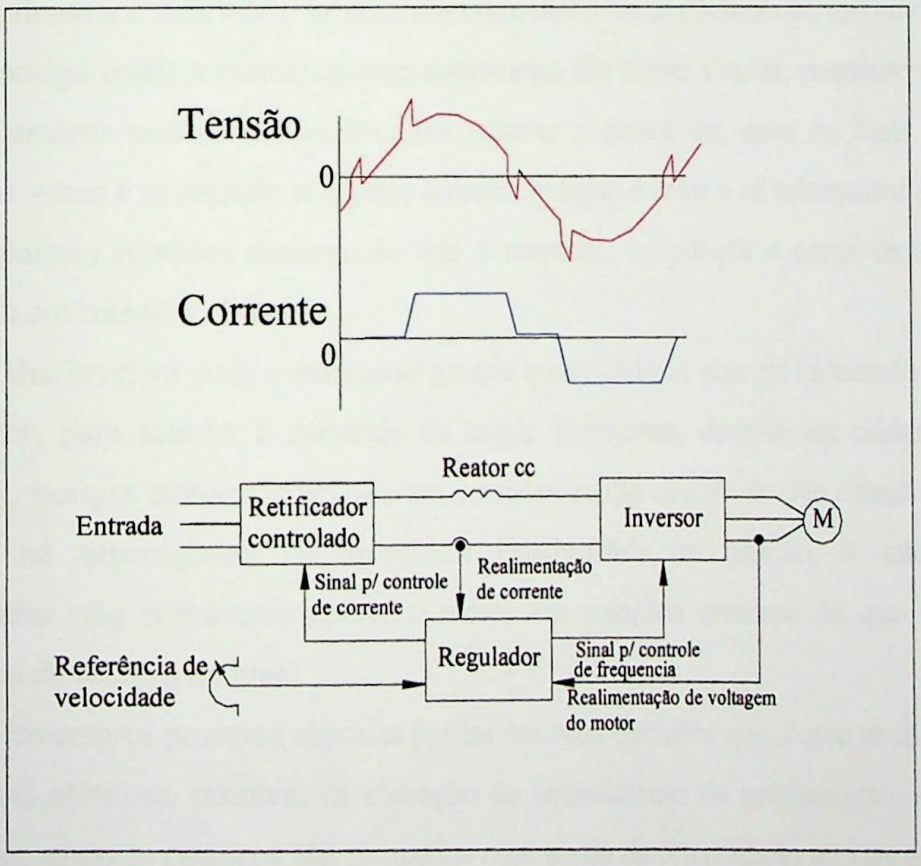


Figura 5.10 – Diagrama de blocos e forma de onda de um inversor CSI

Inversores CSI são geralmente usados em acionamentos de grandes potências, acima de 200 kW, em função de sua maior simplicidade, capacidade de renovação,

confiabilidade e baixo custo. Porém, embora seja mais robusto e confiável do que os inversores VSI's, os CSI's apresentam baixo fator de potência em baixas rotações e não trabalham com múltiplos motores (Nadel *et al.*, 1992).

5.8.3. Considerações sobre aplicação dos inversores

Os inversores estáticos de freqüência variável apresentam grandes vantagens no controle da rotação de motores, mas a seleção e uso inadequado dessa tecnologia podem causar um grande número de problemas.

Nadel *et al.* (1992), cita que os inversores podem frequentemente ser instalados em um motor já existente. Em alguns casos entretanto, é necessário a troca do motor para se conseguir uma operação adequada do sistema. Devido as ondas elétricas, geradas pelo inversor, serem levemente irregulares, o motor irá se aquecer mais do que se estivesse sendo alimentado pela rede elétrica padrão. Como resultado, ocasionalmente é necessário instalar um outro motor mais eficiente ou um motor maior, caso o antigo esteja trabalhando com sobrecarga. De forma similar, enquanto a maioria dos inversores podem ser usados para acionar o motor em duas ou mais rotações, algumas vezes é necessário substituir o motor, porque o rotor e os rolamentos existentes não suportam rotações maiores do que a nominal, ou porque a carga requer maior potência em rotações elevadas.

Um inversor pode economizar grande quantidade de energia reduzindo a rotação do motor, para atender a demanda da carga. Entretanto, deve-se ter cuidados nessa redução, porque motores operando em rotações muito abaixo de sua rotação nominal podem se superaquecer ou apresentar instabilidade na rotação. A maioria dos fabricantes não recomenda operar o motor em rotações menores do que 10 ou 15 porcento da rotação nominal.

Inversores possuem algumas perdas em seus circuitos que, como na maioria das máquinas elétricas, resultam da elevação do aquecimento do acionamento. A maioria dos acionamentos estáticos são equipados com aletas de refrigeração ou ventiladores, de tal forma que o calor não aumente e danifique o circuito eletrônico. Em geral, os sistemas de refrigeração dos inversores irão operar de forma adequada quando o acionamento se localiza em um ambiente com condições normais de temperatura.

Alguns acionamentos de grande porte ou acionamentos localizados próximos de locais quentes da instalação, precisam de uma sala com ar condicionado.

Um inversor padrão tem seus circuitos fechados dentro de uma caixa, mas que não é totalmente selada. A maioria dos fabricantes podem construir os inversores com estruturas de proteção contra poeira, água ou vapores explosivos, que podem, entretanto, adicionar de 5 a 10 porcento no custo do equipamento.

Existem muitos acessórios que podem elevar o custo da instalação dos inversores. Isto pode ser necessário quando se requer a instalação de interfaces especiais de controle, ou seja, quando o equipamento acionado possui recomendações especiais quanto a aceleração, desaceleração, reversão do sentido de rotação, necessidade de proteção contra sobrecarga, flutuação de voltagem, curto circuitos, perda de fase, harmônicas ou interferências eletromagnéticas.

A primeira geração de inversores possuía, freqüentemente, baixo fator de potência. Entretanto, a maioria dos inversores de baixa potência atuais, abaixo de 300 kW, usam um circuito de entrada com um alto fator de potência em toda a sua faixa de rotação, sendo que este tipo de inversor geralmente tem um fator de potência melhor do que se o motor estivesse ligado diretamente a rede elétrica.

Tabela 5.2 – Fator de potência para inversores de grande potência

Porcentagem da Rotação Nominal	**Fator de Potência**
100	0,94
90	0,95
80	0,76
70	0,67
60	0,58
50	0,50
40	0,41
30	0,32
20	0,23
10	0,14

Fonte: Eaton (1998)

Inversores de grande potência possuem baixo fator de potência em baixas rotações, tal como mostrado na *Tabela 5.2*. Este efeito é parcialmente reduzido pelo fato de que se gasta menos energia em baixa rotação do que em alta rotação, especialmente no caso de cargas com torque variável. Com cargas de torque constante, a energia reativa consumida em baixas rotações pode alcançar valores muito grandes. É possível corrigir o baixo fator de potência, causado pelos inversores, usando capacitores e filtros, mas que na prática se torna difícil por requerem uma correção individual.

Os inversores com potência maior do que 200 kW podem produzir harmônicas e interferências eletromagnéticas que podem perturbar o sinal da rede de energia, computadores e outros equipamentos eletrônicos e de comunicação. Pequenos VSI-PWM geram pulsos harmônicos e geralmente não causam interferências, a não ser que hajam muitos deles na instalação.

CAPITULO 6

POTENCIAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

6.1. Introdução

Propõe-se neste capítulo uma metodologia de campo que permite obter os dados necessários para realização de uma análise de viabilidade técnica e econômica, para a substituição do controle com válvula de estrangulamento por um acionamento de rotação variável, em uma instalação de bombeamento já em operação. Isto é feito considerando-se fatores tais como, a amplitude de variação do ponto de operação em relação ao ponto de projeto, duração dessas variações, custo da energia elétrica, custo comparativo dos equipamentos, características da bomba e do sistema, e outros fatores que possam influenciar técnica ou economicamente a análise de viabilidade, e que irão ter maior ou menor influência, dependo de cada caso em particular.

6.2. Levantamento dos dados

Tal como visto anteriormente, o potencial de conservação de energia em uma instalação de bombeamento está diretamente ligada às curvas características "altura *versus* vazão", da bomba e do sistema, pois é através delas que se determina a diferença entre as potências consumidas no controle com válvula e a regulagem da rotação. Portanto, a obtenção dessas curvas se constitui no primeiro dado a ser levantado em uma análise comparativa de viabilidade.

Com relação a curva da bomba, a mesma é fornecida pelo fabricante no ato de compra da bomba ou pode ser encontrada em seus catálogos de produtos. Nestes casos, as características da bomba são apresentadas como na *Figura 3.11*, onde estão representadas as curvas de altura em função da vazão, para diversos diâmetros de rotor, e as curvas de rendimento e potência consumida *versus* a vazão, tal como visto no *Capítulo III*. Entretanto, em alguns casos pode não se ter disponível as curvas do

fabricante da bomba ou, devido ao uso prolongado e conseqüente desgaste da mesma, as curvas dos catálogos deixam de ser confiáveis. A solução é então, determinar a curva característica da bomba através de um ensaio, que pode ser feito tanto em laboratório quanto na própria instalação, sem muitas dificuldades.

Já a curva do sistema será única para cada instalação, porque depende do arranjo e dimensões do sistema de tubulações e acessórios. Uma forma de se determinar esta curva é utilizar de equações teóricas, uma vez que a curva do sistema representa as perdas de energia ao longo da tubulação, acrescidas das diferenças de pressões e elevações. Porém, as equações de perdas de energia ao longo do sistema de tubulações utilizam coeficientes que, dependendo de estado dos condutos e acessórios, podem não representar corretamente as perdas, distorcendo a curva do sistema de sua condição real. A forma mais confiável de se obter a curva do sistema é através de ensaios, mas ao contrário do ensaio para a curva da bomba, são difíceis de serem realizados no campo.

Juntamente com a determinação das curvas características, há necessidade de se conhecer o ciclo de trabalho do processo da instalação, ou seja, deve-se determinar quais os valores de vazão e de tempo com que a bomba opera em cada uma dessas condições, incluindo o ponto nominal de operação. Estes dados podem ser levantados com relativa facilidade desde que a empresa possua controle sobre as variáveis do seu processo, assim como o custo da energia elétrica para a empresa, que também se constitui em uma informação de simples obtenção.

Uma variável que deve ser analisada com cuidado é o custo do acionamento de rotação variável, pois sua instalação implica, muitas vezes, na aquisição de uma série de acessórios que não existiam, tais como sensores e controladores eletrônicos, e cujos custos devem constar na análise.

Estas são os principais fatores a serem levados em consideração, mas existem outros que são menos óbvios e irão depender das características particulares de cada instalação. Devem ser verificadas, por exemplo, se existem limitações no processo quanto a pressões máximas e mínimas, limitações de rotação do motor ou da bomba, níveis de segurança exigidos, limitações quanto interferência eletromagnéticas, dentre outras.

6.3. Metodologia para Levantamento das Curvas Características

Tal como citado anteriormente, em alguns casos pode-se ter uma situação na qual a curva da bomba não é conhecida, ou seja, não se tem a curva fornecida pelo fabricante, ou tanto a bomba quanto o sistema de tubulações estão desgastados pelo uso prolongado, não sendo apropriado o uso da curva do fabricante da bomba ou o ajuste da curva do sistema pelas equações teóricas. Nestes casos, torna-se interessante a obtenção das curvas características reais, a fim de se proceder em uma análise de maior confiabilidade.

Para levantamento da curva da bomba, os testes necessários podem ser realizados, em laboratório ou no próprio local de operação da bomba, caso não seja possível a retirada da mesma. Mas, para o levantamento da curva do sistema, torna-se impraticável a retirada da linha de tubulações ou sua reprodução em laboratório, tornando a realização dos testes possível somente na própria instalação. Isto implica em uma outra dificuldade, pois no ensaio de obtenção da curva do sistema, a bomba deve operar em diferentes rotações, mas é acionada por um motor elétrico de rotação constante. E a substituição do motor por um outro acionamento, ou instalação de um acoplamento de rotação variável, somente para realização dos testes é uma alternativa que pode-se considerar técnica e economicamente impraticável.

Com o objetivo de contornar essas dificuldades no levantamento das curvas características, propõe-se a seguir uma metodologia que permite realizar, no campo, os testes necessários para obtenção das curvas, sem que haja a retirada da bomba ou troca do acionamento da mesma.

6.3.1. Determinação da curva da bomba

O procedimento para a obtenção da curva da bomba é bastante simples e muito conhecido. Observando a *Figura 6.1*, nota-se que quando se altera a curva do sistema, através do estrangulamento da válvula, mantendo constante a rotação do motor, faz-se com que o ponto de operação do conjunto "caminhe" sobre a curva da bomba, que permanece inalterada. Portanto, medindo-se os valores de pressão e vazão em diversas posições de abertura da válvula, obtém-se um conjunto de pontos que representam a curva da bomba, em uma dada rotação.

A curva da bomba pode ser determinada através dos seguintes passos:

1. Medir a vazão e a pressão com a bomba em sua rotação nominal e a válvula de controle toda aberta;
2. Repetir a leitura de pressão e vazão para diversas aberturas de válvulas, até que esteja totalmente fechada;
3. Marcar os pontos medidos em um gráfico de pressão em função da vazão, e obter a curva da bomba ajustando um polinômio do segundo grau, de acordo com a *Equação 3.17*, resultando em uma curva como a mostrada na *Figura 6.1*.

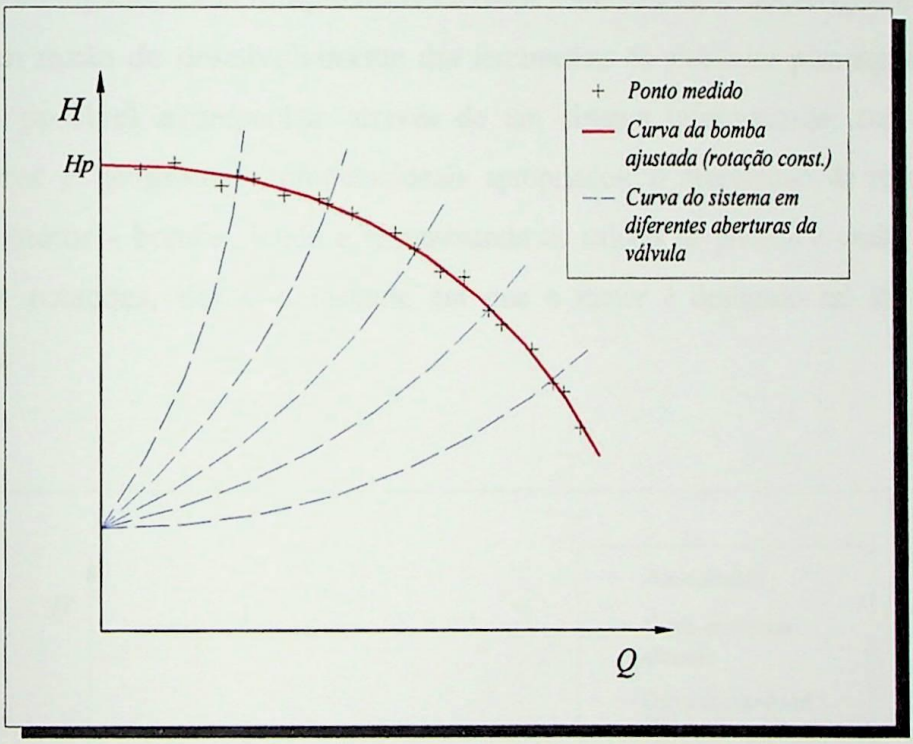


Figura 6.1 Obtenção da curva da bomba

O procedimento de teste que a gera a curva da *Figura 6.1*, quando realizado para a rotação nominal da bomba, é denominado de "ensaio de recepção", e interessa ao comprador da máquina, para que se verifiquem as condições reais de funcionamento no recebimento da mesma.

6.3.2. Determinação da curva do sistema

De forma análoga à obtenção da curva da bomba, analisando a *Figura 6.2*, nota-se que quando altera-se a curva da bomba através da regulagem de sua rotação,

mantendo a mesma abertura da válvula, faz-se com que o ponto de operação do conjunto se desloque sobre a curva do sistema, que permanece inalterada. Portanto, medindo-se os valores de pressão e vazão para diversas rotações da bomba, obtém-se um conjunto de pontos, que representam a curva do sistema para uma dada condição da linha de tubulações. Entretanto, a bomba a ser ensaiada é acionada por um motor elétrico de rotação única, não sendo possível a adaptar um outro acionamento, com rotação variável, para realização do teste, e impossibilitando o levantamento da curva do sistema. Mas, embora o motor elétrico seja de rotação constante, pode-se afirmar que existe um intervalo de tempo no qual o motor, e conseqüentemente a bomba, irá trabalhar com rotação variável. Este intervalo corresponde ao instante de tempo em que o motor é desligado, e sua rotação decresce desde a nominal até a rotação igual a zero.

Em razão do desenvolvimento das ferramentas da eletrônica para aquisição de dados, é possível acompanhar através de um sistema informatizado, com alguns transdutores e programas computacionais apropriados, o decréscimo da rotação do conjunto motor - bomba, lendo e armazenando os valores de pressão e vazão para as diferentes rotações, desde o instante em que o motor é desligado até sua parada completa.

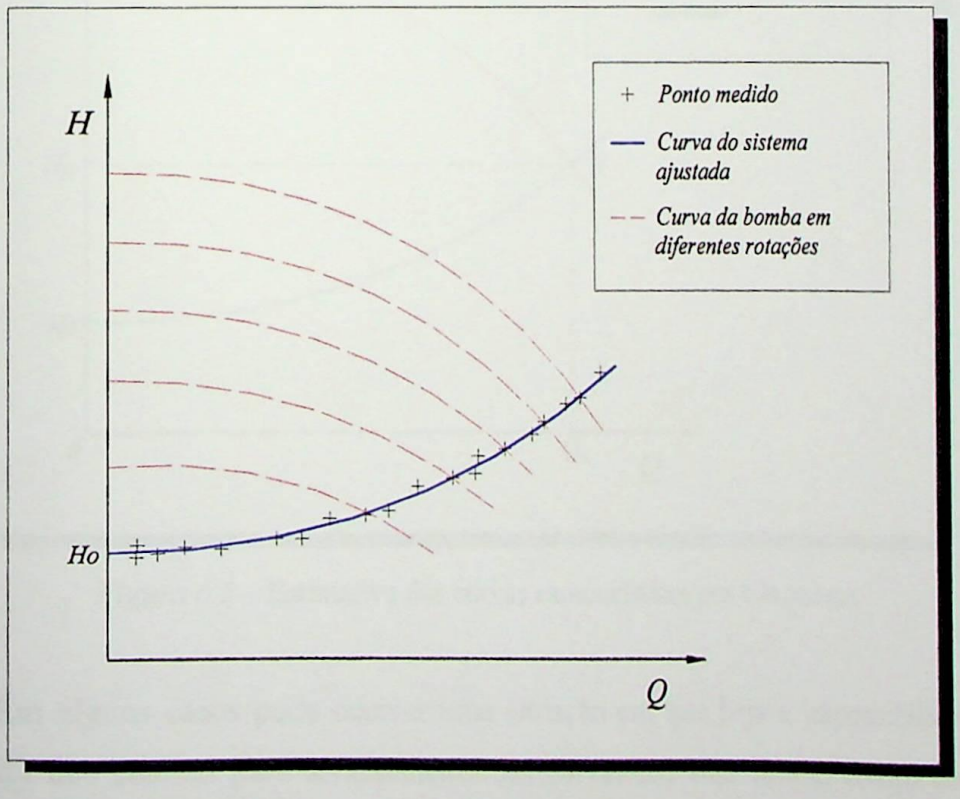


Figura 6.2 – Obtenção da curva do sistema

Assim, foi proposto o seguinte procedimento de campo para o levantamento da curva do sistema:

1. Ajustar a bomba ao ponto nominal de operação, com a válvula de controle completamente aberta;
2. Ligar o sistema de aquisição de dados;
3. Desligar o motor, lendo os valores de pressão, vazão e rotação ao longo do tempo, até que ele pare;
4. Marcar os pontos em um gráfico de pressão em função da vazão e determinar a curva do sistema, ajustando um polinômio do segundo grau, tal como na *Figura 6.2*.

6.3.3. Interpolação por três pontos

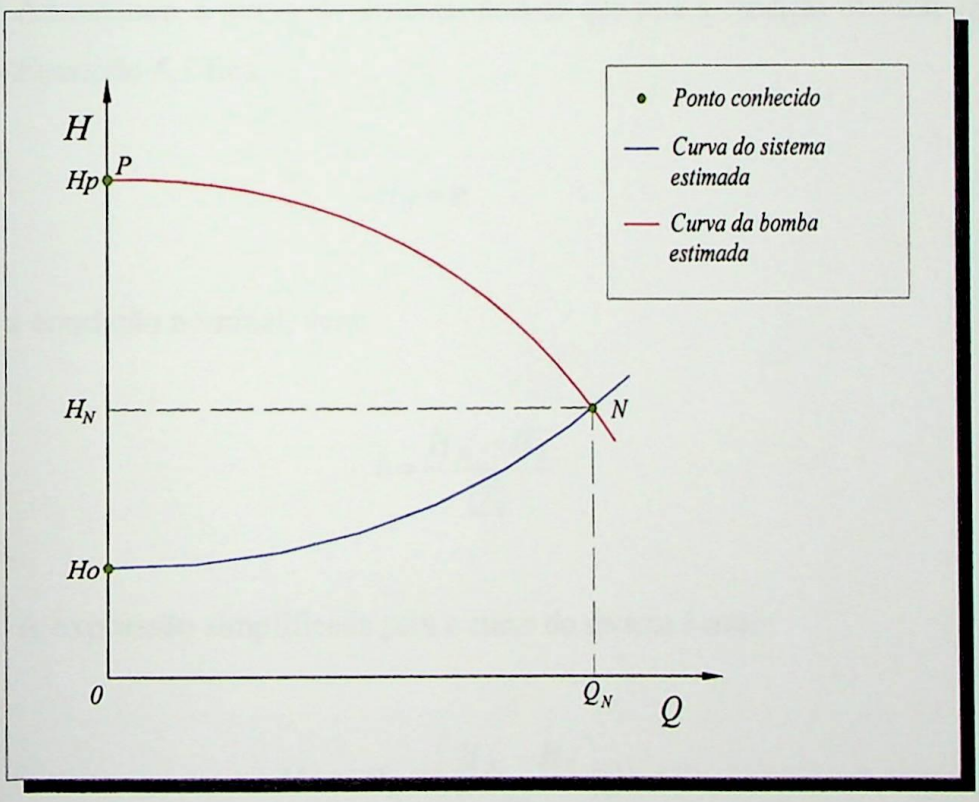


Figura 6.3 – Estimativa das curvas características por três pontos

Em alguns casos pode ocorrer uma situação em que haja a impossibilidade de realização dos ensaios para levantamento das curvas nas suas formas completas, seja por dificuldades na implementação do sistema de aquisição dos dados ou restrições

impostas pelo processo onde a bomba está instalada. Para estes casos, propõe-se a estimativa das curvas características com base no conhecimento de três pontos distintos.

Seja a *Figura 6.3*, que mostra a curva de uma bomba instalada em um sistema cujo o ponto nominal de operação é *N*, fornecendo uma vazão Q_N e pressão H_N . O ponto de "*shutoff*" da bomba, ou seja, condição de operação com a válvula toda fechada e máxima pressão é *p*, com vazão zero e pressão H_P. A instalação possui uma altura estática H_0, que representa as diferenças geométricas de cotas entre os reservatórios de sucção e descarga. De acordo com o visto no *Capítulo III*, ambas as curvas da bomba e do sistema são expressas por um polinômio do segundo grau, isto é, pode-se admitir que a altura carga total fornecida pela bomba e as pressões impostas pelas linhas de tubulações são expressas por equações com a forma:

$$H = a + b.Q^2 \tag{6.1}$$

Analisando a curva do sistema, nota-se que para a condição de vazão igual a zero, a *Equação 6.1* fica,

$$H_0 = a \tag{6.2}$$

e para a condição nominal, vem:

$$b = \frac{H_N - H_0}{Q_N^2} \tag{6.3}$$

A expressão simplificada para a curva do sistema é então:

$$H_S = H_0 + \left(\frac{H_N - H_0}{Q_N^2}\right).Q^2 \tag{6.4}$$

De forma análoga, pode-se deduzir que a curva da bomba em uma forma simplificada é expressa pela equação,

$$H_B = H_P + \left(\frac{H_N - H_P}{Q_N^2} \right) . Q^2 \qquad (6.5)$$

Portanto, se forem conhecidas as ordenadas dos pontos de "*shutoff*" da bomba, a altura estática da instalação e um ponto de operação do sistema, que pode ser a condição nominal de trabalho, é possível estimar as curvas características da bomba e da instalação através das *Equações 6.4* e *6.5*.

6.4. Cálculo da Energia Economizada

Como visto no *Capitulo III*, a diferença de altura manométrica entre as curvas da bomba e do sistema é uma das variáveis necessárias ao cálculo da economia de energia, e no item anterior deste capítulo foi apresentada uma metodologia para obtenção das curvas. Uma outra variável importante no cálculo da energia, e que em alguns casos pode ser de difícil obtenção, refere-se ao ciclo de trabalho da instalação, ou seja, ao comportamento da demanda de vazão ao longo do tempo.

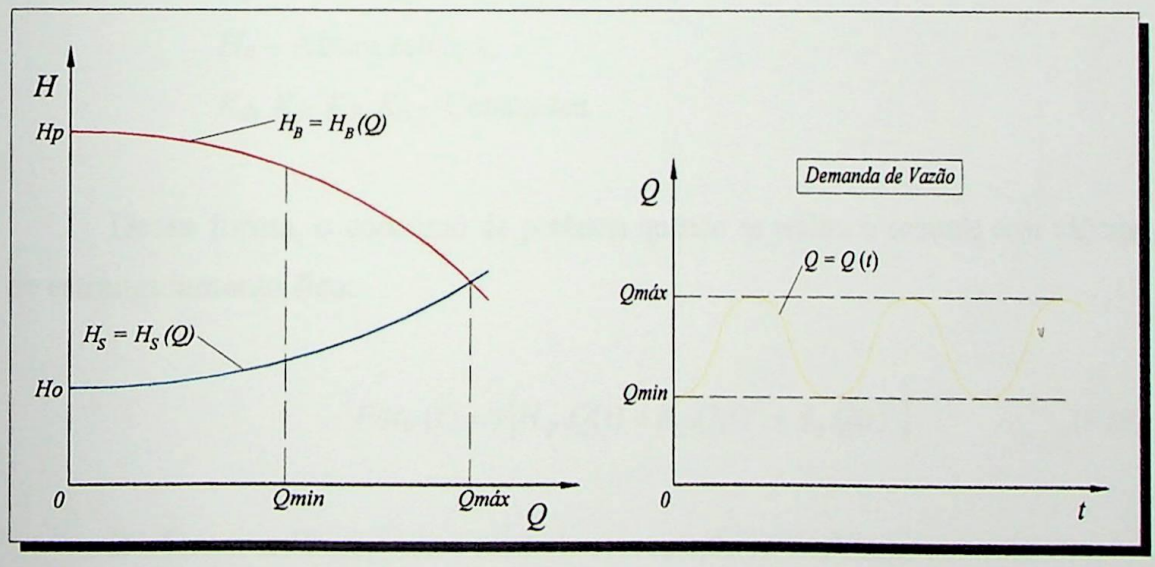


Figura 6.4 – Variação da demanda de vazão no tempo

A maioria dos processos que envolvem sistemas de bombeamento, apresentam regimes de trabalho que tendem a seguir um comportamento cíclico, ou seja, que se repetem ao longo tempo. A *Figura 6.4* apresenta as curvas características de uma

instalação, que possui um regime de trabalho com um comportamento de demanda de vazão variável ao longo do tempo, segundo uma função periódica,

$$Q = Q(t) \tag{6.7}$$

e se compreende dentro de um intervalo de vazão mínima (Q_{min}) e máxima ($Q_{máx}$).

Nos casos onde é possível a realização dos ensaios de campo para determinação das curvas características da bomba e do sistema, obtém-se as equações:

$$H_B = H_P + K_2.Q + K_3.Q^2 \tag{6.8}$$

$$H_S = H_0 + K_5.Q + K_6.Q^2 \tag{6.9}$$

Com,

H_B – Altura manométrica da bomba;

H_S – Altura manométrica do sistema;

H_P – Altura manométrica máxima;

H_0 – Altura estática;

K_2, K_3, K_5, K_6 – Constantes.

Dessa forma, o consumo de potência quando se realiza o controle com válvula de estrangulamento fica:

$$Pot_V(t) = \gamma\left[H_P.Q(t) + K_2.Q(t)^2 + K_3.Q(t)^3\right] \tag{6.10}$$

De forma análoga, para o controle com rotação variável, tem-se:

$$Pot_R(t) = \gamma\left[H_0.Q(t) + K_5.Q(t)^2 + K_6.Q(t)^3\right] \tag{6.10}$$

Dessa forma, pode-se afirmar que a diferença no consumo de potência entre o controle com válvula de estrangulamento e a rotação variável, também é uma função do tempo, descrita pela expressão:

$$\Delta Pot(t) = \gamma \left[(H_P - H_0).Q(t) + (K_2 - K_5).Q(t)^2 + (K_3 - K_6).Q(t)^3 \right] \quad (6.11)$$

Integrando a *Equação 6.11* em um dado intervalo de tempo Δt,

$$\Delta t = t_2 - t_1 \quad (6.12)$$

obtém-se a diferença no consumo de energia entre as duas técnicas de controle, ou seja, a energia total economizada no intervalo de tempo considerado:

$$\int_1^2 \Delta Pot(t).dt = E_{e(t_1 - t_2)} \quad (6.13)$$

$E_{e(t_1 - t_2)}$ – Economia de energia no intervalo de tempo de t_1 a t_2.

Isto é,

$$E_{e(t_1 - t_2)} = \gamma . \int_1^2 \left[(H_P - H_0).Q(t) + (K_2 - K_5).Q(t)^2 + (K_3 - K_6).Q(t)^3 \right] dt \quad (6.14)$$

Para os casos em que as curvas características são determinadas pela metodologia de interpolação por três pontos, deduz-se a partir das *Equações 6.4* e *6.5* que a *Equação 6.14* fica:

$$E_{e(t_1 - t_2)} = \gamma . \int_1^2 \left[(H_P - H_0).Q(t) + (H_0 - H_P).\frac{Q(t)^3}{Q_N^2} \right] .dt \quad (6.15)$$

Portanto, uma vez determinadas as curvas características e conhecido o comportamento de variação da vazão ao longo do tempo, a energia economizada pode ser determinada através das *Equações 6.14* ou *6.15*, para qualquer intervalo de tempo.

Mas, a maioria dos processos em estações de bombeamento possuem um ciclo de trabalho em que a bomba varia a vazão segundo valores constantes, ao longo de intervalos definidos de tempo, resultando em funções de demanda semelhantes as

mostradas na *Figura 6.5*. E mesmo os ciclos de trabalho mais simples normalmente não possuem registros de demanda, principalmente no caso de bombas de pequeno porte. O controle contínuo e registro da operação da bomba é feito usualmente em instalações de grande porte ou em serviços de grande responsabilidade. Nos casos onde não existam dados de demanda, a solução é realizar medições por um determinado período de tempo, que infelizmente não poderá ser longo, e extrapolar os dados obtidos, admitindo que são válidos para períodos maiores de tempo.

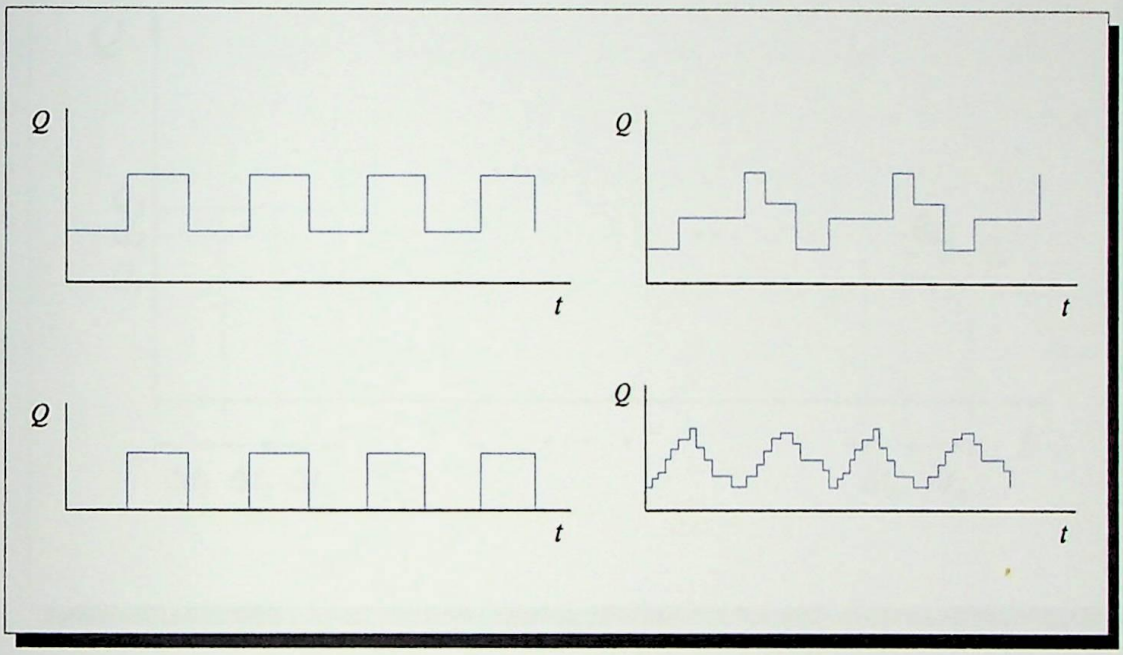


Figura 6.5 – Ciclos de trabalho típicos de bombas

Seja a curva de demanda típica de uma instalação de bombeamento apresentada na *Figura 6.6*, registrada para o período de tempo T, com n valores constantes de vazão, cada qual correspondente a um intervalo de tempo Δt. De acordo com a *Equação 6.14*, a energia economizada em um dado período Δt_i, de vazão Q_i será expressa por:

$$E_{ei} = \gamma.\Delta t_i.\left[(H_P - H_0).Q_i + (K_2 - K_5).Q_i^2 + (K_3 - K_6).Q_i^3\right] \qquad (6.16)$$

Considerando todo o período T, a economia de energia total será a soma de todos os intervalos, ou seja,

$$E_{etotal} = \gamma.\sum_{i=1}^{n}\left\{\Delta t_i.\left[(H_P - H_0).Q_i + (K_2 - K_5).Q_i^2 + (K_3 - K_6).Q_i^3\right]\right\} \qquad (6.17)$$

ou, para o caso de se utilizar a técnica de interpolação por três pontos:

$$E_{etotal} = \gamma . \sum_{i=1}^{n} \left\{ \Delta t_i . \left[(H_P - H_0) . Q_i + (H_0 - H_P) . \frac{Q_i^3}{Q_N^2} \right] \right\} \qquad (6.18)$$

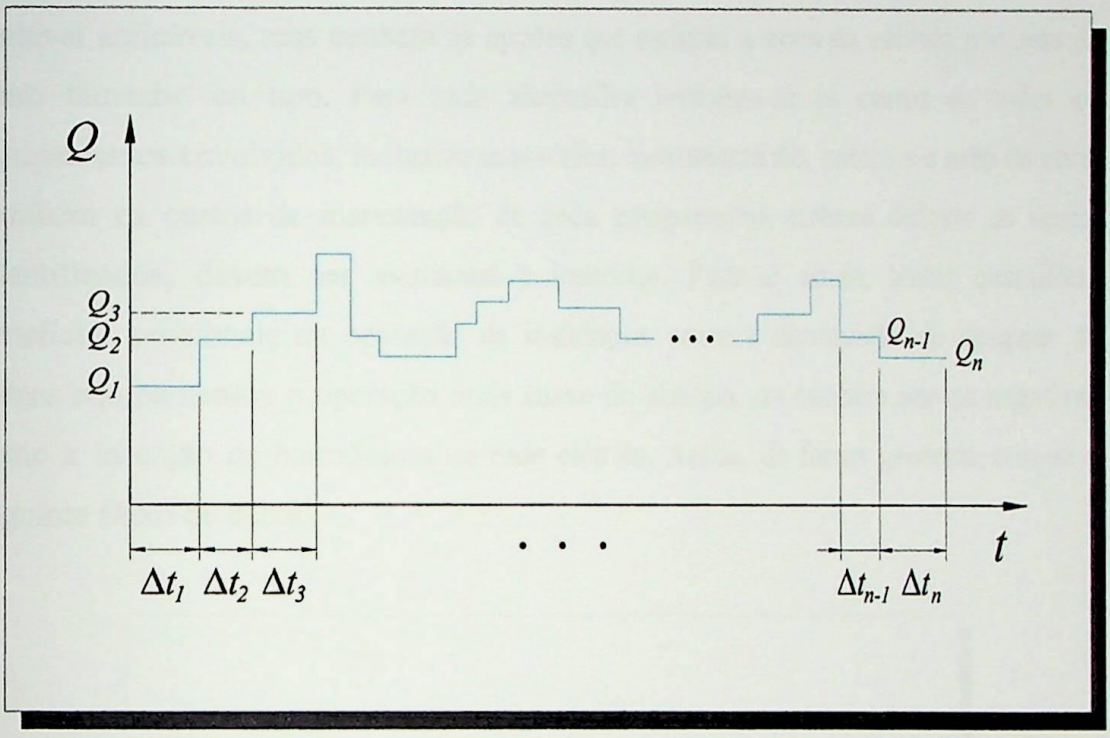


Figura 6.6 – Curva de demanda de vazão

6.5. Análise econômica

Somente a análise teórica das curvas características já é suficiente para se constatar que o uso do acionamento de rotação variável é energeticamente mais eficiente do que a válvula de estrangulamento. Mas, após a escolha dos projetos tecnicamente corretos é imprescindível que a escolha considere aspectos econômicos, pois uma empresa somente irá investir em qualquer mudança de equipamento e forma de operação de suas instalações se esta mudança lhe for vantajosa, ou seja, se houver um retorno financeiro que lhe seja suficientemente atrativo. Dessa forma, a análise econômica de substituição do sistema de controle da bomba deve ser feita de forma bastante criteriosa, uma vez que algumas das variáveis que pesam no estudo comparativo são de difícil quantificação.

O desenvolvimento de um fluxo de caixa simplificado e padronizado para o estudo de viabilidade econômica é dificultado pela grande variedade de aplicações e características próprias inerentes a cada instalação. Entretanto, pode-se estabelecer alguns pontos principais que devem ser observados quando se analisa os custos e benefícios envolvidos neste fluxo. Primeiramente deve-se verificar quais as alternativas para o sistema de controle da bomba, ou seja, não somente os acionamentos de rotação variável aplicáveis, mas também as opções que incluam a troca da válvula por uma de outro tamanho ou tipo. Para cada alternativa levantam-se os custos de todos os equipamentos envolvidos, inclusive acessórios, instrumentação, controle e mão de obra. Também os custos de manutenção de cada equipamento, embora difíceis de serem quantificados, devem ser avaliados e inseridos. Pode-se ainda, tentar quantificar benefícios adicionais na operação da instalação, como a diminuição do desgaste de outros equipamentos e operação mais suave do sistema, ou também pontos negativos como a inserção de harmônicos no rede elétrica. Assim, de forma genérica, tem-se o seguinte fluxo de caixa:

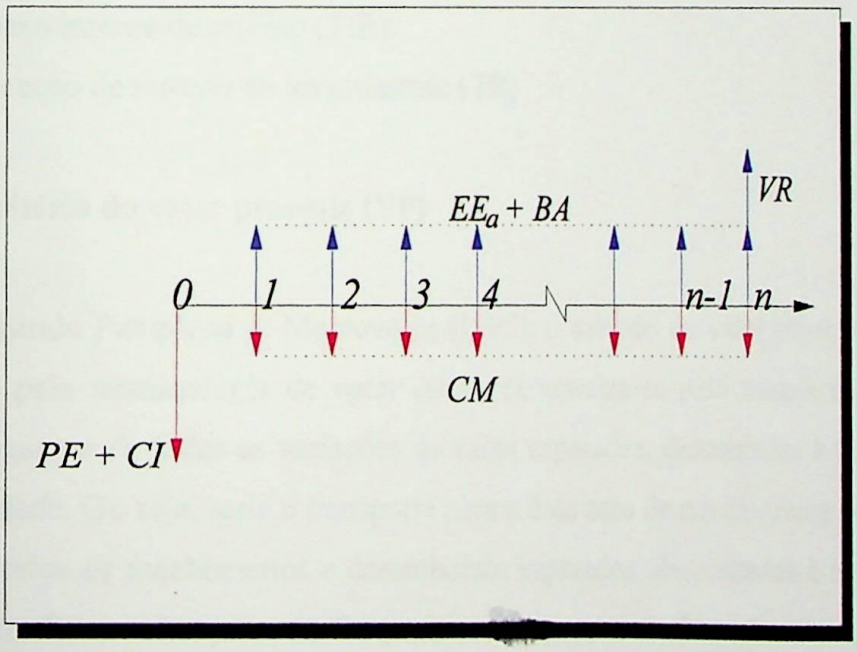


Figura 6.7 – Fluxo de caixa para análise econômica em bombas

Onde,

PE – Preço do equipamentos e acessórios (R$);

CI – Custo de instalação (R$);

CM – Custo de manutenção (R$/ano);

EE_a – Economia de energia anual (R$/ano);

BA – Benefícios adicionais (R$/ano);

n – Período análise (ano);

VR – Valor residual do equipamento (R$);

6.5.1. Métodos de Avaliação de Investimento

De acordo com Pamplona & Montevechi (1995), nem todos os métodos na análise de investimentos são baseados em conceitos corretos, devendo-se ter muito cuidado com o uso destes métodos, e principalmente, conhecer suas limitações.

Recomenda-se que sejam considerados quatro critérios de avaliação, que convenientemente aplicados são equivalentes e indicam a mesma alternativa de investimento, que é a melhor do ponto de vista econômico. Os métodos são:

- Valor presente (VP);
- Valor anual uniforme (VA);
- Taxa interna de retorno (TIR).
- Tempo de retorno do investimento (TR)

6.5.1.1. Critério do valor presente (VP)

Segundo Pamplona & Montevechi (1995), o método do valor presente, também conhecido pela terminologia de *valor atual*, caracteriza-se pela transferência para o instante presente de todas as variações de caixa esperadas, descontadas à taxa mínima de atratividade. Ou seja, seria o transporte para a data zero de um diagrama de fluxos de caixa, de todos os recebimentos e desembolsos esperados, descontados à taxa de juros considerada. Se o valor presente for positivo, a proposta de investimento é atrativa, e quanto maior o valor positivo, mais atrativa é a proposta. A *Figura 6.8* mostra esquematicamente o conceito do método.

Para o cálculo do valor presente (*VP*) do fluxo de caixa da *Figura 6.7*, pode-se considerar como taxa de juros a taxa mínima de atratividade (*TMA*) adotada pela empresa, resultando na expressão:

$$VP = (EE_a + BA - CM).\left[\frac{(1+TMA)^n - 1}{(1+TMA)^n.TMA}\right] + \frac{VR}{(1+TMA)^n} - PE - CI \qquad (6.19)$$

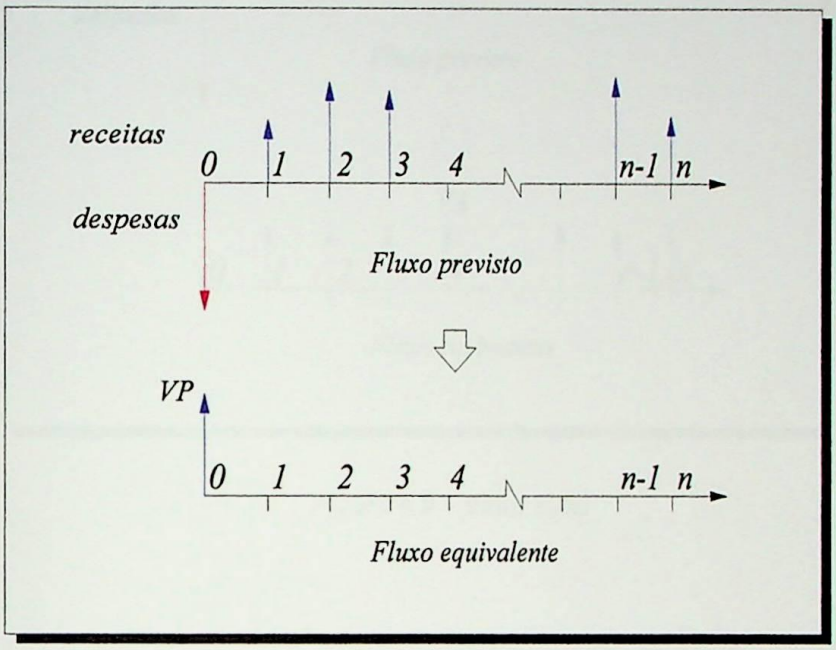


Figura 6.8 – Valor presente

6.5.1.2. Critério do valor anual (VA)

Segundo Pamplona & Montevechi (1995), este método se caracteriza pela transformação de todos os fluxos de caixa do projeto considerado, numa série uniforme de pagamentos, indicando desta forma o valor do benefício líquido, por período, oferecido pela alternativa de investimento. É também chamado de *valor anual uniforme*. O projeto em análise só será atrativo se apresentar um benefício líquido anual positivo, e entre vários projetos, aquele de maior benefício positivo será o mais interessante. Um esquema do fluxo de caixa do método é mostrado na *Figura 6.9*.

Admitindo o fluxo de caixa genérico da *Figura 6.7*, e considerando a taxa de juros como sendo a *TMA*, o valor anual (*VA*) é obtido por:

$$VA = EE_a + BA - CM - (PE + CI).\left[\frac{(1+TMA)^n.TMA}{(1+TMA)^n - 1}\right] + VR.\left[\frac{TMA}{(1+TMA)^n - 1}\right] \qquad (6.20)$$

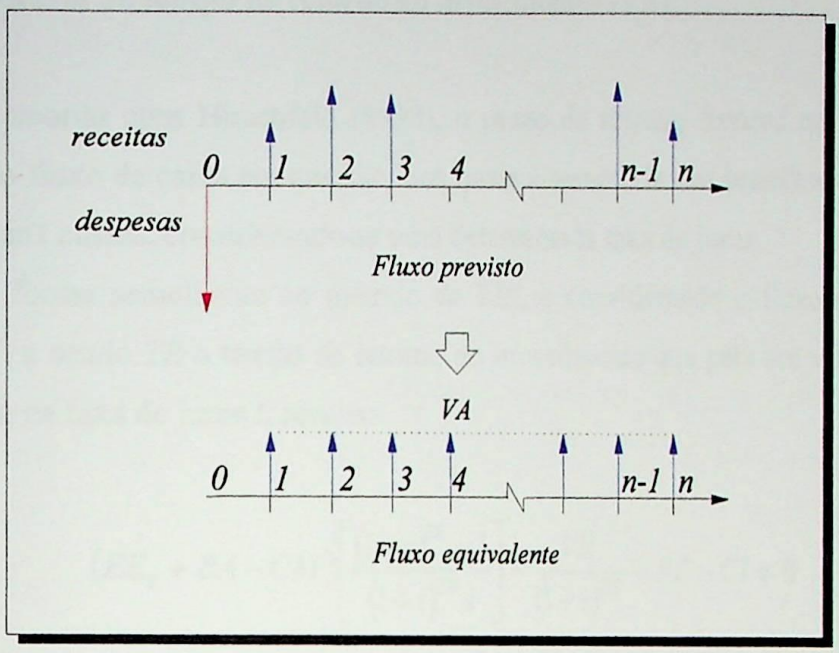


Figura 6.9 – Valor anual

6.5.1.3. Critério da taxa interna de retorno (TIR)

De acordo com Pamplona & Montevechi (1995), a taxa interna de retorno de um projeto é a taxa de juros para a qual o valor presente das receitas torna-se igual aos desembolsos. Isto significa dizer que *TIR* é aquela que torna nulo o valor presente líquido do projeto. Pode ainda ser entendida como a taxa de remuneração do capital. A *TIR* deve ser comparada com a taxa mínima de atratividade (*TMA*) adotada pela empresa para conclusão da aceitação ou não do projeto. Uma *TIR* maior que a *TMA* indica projeto atrativo. Se a *TIR* é menor do que a *TMA*, o projeto analisado passa a não ser mais interessante.

Novamente considerando o fluxo de caixa da *Figura 6.7*, e sendo *TIR* a taxa de juros que gera um valor presente igual a zero no período *n* de anos, resulta:

$$\left(EE_a + BA - CM\right)\left[\frac{\left(1+TIR\right)^n - 1}{\left(1+TIR\right)^n .TIR}\right] + \frac{VR}{\left(1+TIR\right)^n} - PE - CI = 0 \qquad (6.21)$$

A *Equação 6.21* pode ser resolvida por um processo interativo, estabelecendo valores para a *TIR*, até que o valor resultante seja igual a zero.

6.5.1.4. Critério do tempo de retorno do investimento (TR)

De acordo com Hirschfeld (1998), o prazo de retorno fornece um número de períodos do fluxo de caixa em questão, nos quais a somatória dos benefícios se iguala a somatória dos custos, considerando-se uma determinada taxa de juros.

De forma semelhante ao método da *TIR*, e considerando o fluxo de caixa da *Figura 6.7*, e sendo *TR* o tempo de retorno do investimento que gera um valor presente igual a zero na taxa de juros *i*, resulta:

$$\left(EE_a + BA - CM\right)\left[\frac{(1+i)^{TR}-1}{(1+i)^{TR}.i}\right] + \frac{VR}{(1+i)^{TR}} - PE - CI = 0 \qquad (6.22)$$

A *Equação 6.22* também pode ser resolvida por um processo interativo, estabelecendo valores para a *TR*, até que o valor resultante seja igual a zero.

Ainda segundo Hirschfeld (1998) a real classificação de alternativas se dá pela existência de maior lucro determinado na alternativa ideal, pelos métodos anteriores de *VP*, *VA* e *TIR*. Apesar disto, o prazo de retorno é muito utilizado em virtude dos investidores, muitas vezes, não preferirem a alternativa de maior lucro, mas sim a de menor prazo de recuperação do investimento, fato que limita o risco e possibilita que o dinheiro retornado seja empregado em outros investimentos considerados de grande interesse.

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

CAPITULO 7

BANCADAS DE ENSAIOS

7.1. Introdução

De maneira a testar a metodologia proposta para obtenção das curvas características, realizaram-se testes nas bancadas de ensaios do Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas – LHPCH / EFEI, ao qual coube também ceder o sistema de aquisição de dados necessário à realização dos ensaios.

Apresenta-se neste capítulo a descrição das bancadas de testes, instrumentos utilizados, os procedimentos de ensaios e os resultados obtidos nos testes realizados, que serão posteriormente analisados.

7.2. Sistema de Aquisição dos Dados

De acordo com o visto nos itens anteriores, os ensaios para obtenção das curvas características são de procedimentos bastante simples, mas sua implementação irá depender de um sistema de aquisição e tratamento de dados eficiente, que fará a leitura e armazenamento dos valores de pressão, vazão e rotação, durante a realização dos testes.

Na *Figura 7.1*, tem-se uma instalação de bombeamento típica, cuja função é transportar o líquido de um reservatório a outro, através de um sistema de tubulações. De forma esquemática está representado um sistema básico de aquisição de dados para levantamento das características dessa instalação, que se compõe dos seguintes elementos:

- Transdutores e/ou sensores de vazão, pressão e rotação;
- Circuito condicionador de sinais;
- Placa de aquisição de dados;
- Microcomputador;
- Programa de aquisição e pré-tratamento dos dados.

A seguir são descritos todos estes componentes e as características do sistema de aquisição de dados utilizado nos testes realizados.

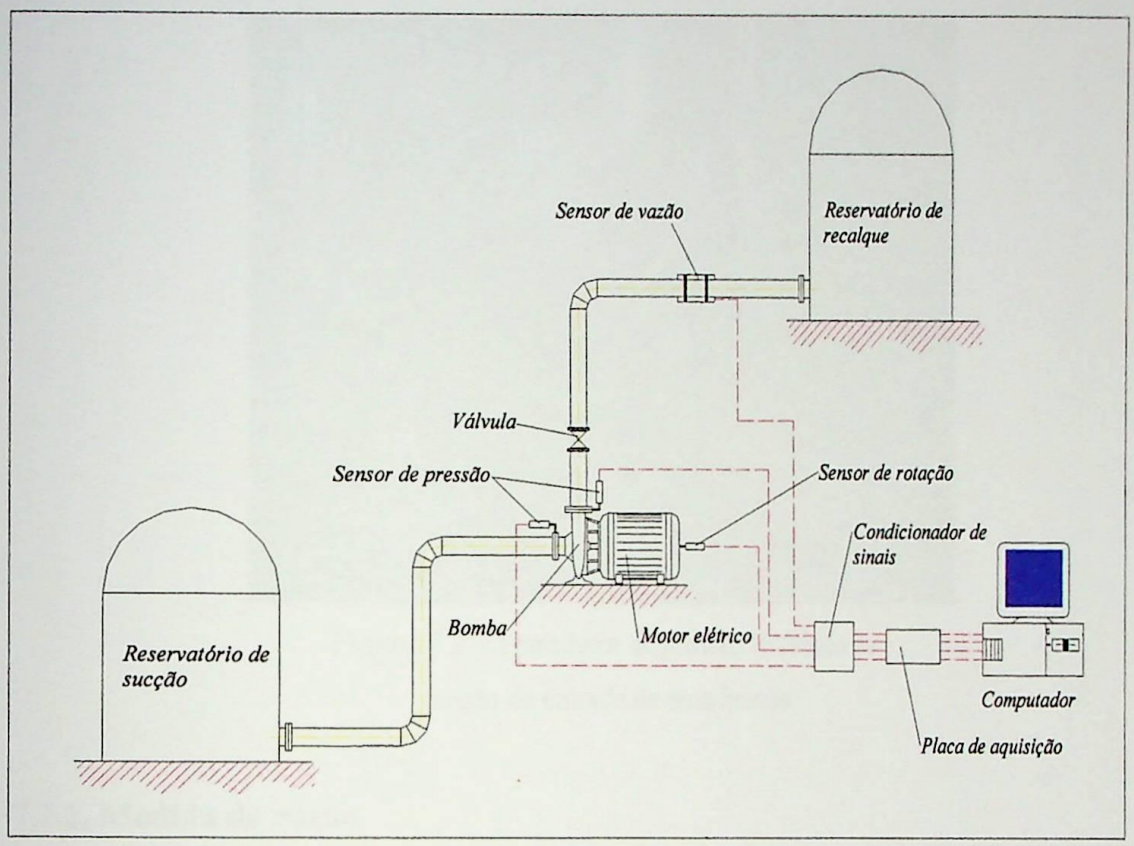


Figura 7.1 – Sistema de aquisição de dados para uma instalação de bombeamento típica

7.2.1. Medida de pressão

Para medição dos valores de pressão foram utilizados transdutores com sensor piezométrico em estado sólido, e um semicondutor em miniatura, que produz uma saída de sinais, em miliVolts, proporcional a pressão aplicada. O sensor é protegido por um corpo de aço inoxidável e um diafragma de silicone, que impede o contato do sensor com a água. Para instalação, o transdutor é fixado à tubulação através de uma adaptação com rosca interna, como mostrado na *Figura 7.2*. As características técnicas dos transdutores utilizados são apresentadas no **ANEXO C** deste trabalho.

No caso de bombas de médio e grande porte, podem ser instalados próximos aos flanges da bomba, aproveitando os furos onde estão conectados os manômetros convencionais. No caso de bombas pequenas, muitas vezes não existem medidores de

pressão previamente instalados, sendo necessário uma alteração no conduto para a instalação do sensor, através de um furo na parede do tubo e conexão de uma adaptação.

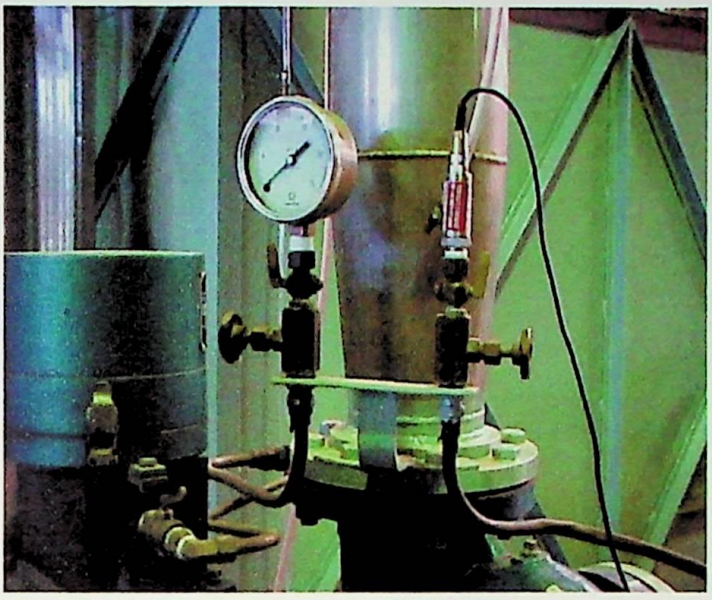


Figura 7.2 – Transdutor de pressão instalado na seção de entrada de uma bomba

7.2.2. Medida de vazão

A medição da vazão é normalmente a que apresenta maior dificuldade, podendo-se medir o seu valor diretamente ou indiretamente, através de medição da velocidade. Muitas instalações possuem algum medidor de vazão que, se possível, poderá ser adaptado para emitir um sinal elétrico para um sistema de controle. Caso não exista a medição de vazão ou não seja possível adaptar o medidor existente, deve-se estudar entre as soluções possíveis aquela que seja mais apropriada, isto é, que tenha precisão satisfatória e requeira menores modificações no sistema de tubulações.

7.2.2.1. Medidor ultra-sônico

Um dos métodos de medição de vazão utilizados nos testes realizados nas bancadas do LHPCH é o medidor ultra-sônico de vazão do tipo extrusivo, que de acordo com Miller (1996), a operação se baseia no fato que a velocidade de uma onda de pressão acústica aumenta quando se desloca na direção do escoamento e diminui quando na direção oposta do mesmo, causando diferentes tempos de trânsito para a

mesma distância. Medindo-se esses dois tempos a velocidade do fluxo é calculada, e por conseqüência a vazão.

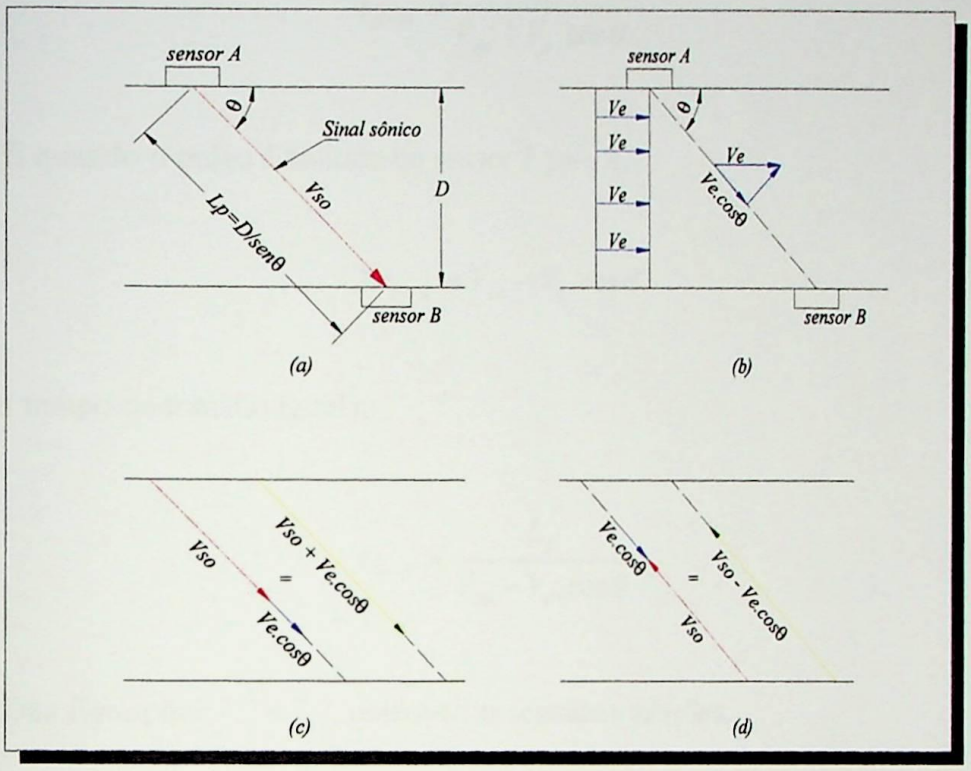


Figura 7.3 – Diagrama de velocidades na medição por ultra-som

A *Figura 7.3* mostra os diagramas de vetores velocidades que descrevem as relações usadas no desenvolvimento das equações básicas do medidor ultra-sônico. Dois sensores, transmissores / receptores, são colocados na parede externa do tubo, e posicionados diametralmente opostos. Primeiro o sensor *A* emite um pulso que viaja através do líquido na velocidade do som (V_{so}), sendo recebido pelo sensor *B*, após percorrer a distância L_p em um ângulo θ (*Figura 7.3a*) Em seguida esse processo se repete, mas passando o sensor *B* a atuar com emissor e o sensor *A* com receptor, e continua sucessivamente sempre alternando as funções dos dois sensores. Segundo Miller (1996), a *Figura 7.3b* mostra que a velocidade média do escoamento (V_e) pode ser decomposta em duas componentes, uma na direção de V_{so} e outra perpendicular a mesma. Isto faz com que a velocidade resultante do pulso emitido pelo sensor *A* para *B* seja,

$$Vr_{A-B} = V_{so} + V_e.\cos\theta \qquad (7.1)$$

com um tempo de trânsito igual a:

$$t_{A-B} = \frac{L_p}{V_{so} + V_e.\cos\theta} \tag{7.2}$$

E quando o pulso é emitido do sensor *B* para *A*,

$$Vr_{B-A} = V_{so} - V_e.\cos\theta \tag{7.3}$$

com um tempo de transito igual a:

$$t_{B-A} = \frac{L_p}{V_{so} - V_e.\cos\theta} \tag{7.4}$$

Das *Equações 7.2* e *7.4*, obtém-se as seguintes relações:

$$\frac{1}{t_{A-B}} - \frac{1}{t_{B-A}} = \frac{t_{B-A} - t_{A-B}}{t_{A-B}.t_{B-A}} = \frac{2.\cos\theta}{L_p}.V_e \tag{7.5}$$

Assim, a vazão volumétrica para um tubo de seção circular é dada por:

$$Q = K_U.\left[\frac{\pi.D^3}{4.\mathrm{sen}(2.\theta)}\right].\frac{t_{B-A} - t_{A-B}}{t_{A-B}.t_{B-A}} = \frac{2.\cos\theta}{L_p}.V_e \tag{7.6}$$

A *Equação 7.6* considera que os sensores estão em contato direto com o líquido, mas deve-se ainda levar em consideração a interferência de outros fatores, tais como a espessura da parede do tubo, material do tubo, espessura e material de revestimento do tubo e características do líquido. Na prática todos esses fatores são modelados e corrigidos pelo próprio medidor, sendo solicitados como dados de entrada antes de se realizarem as medições.

O modelo de medidor ultra-sônico utilizado nos ensaios é um ALTOSONIC UFM 600 PORTABLE, marca KROHNE, para medição de fluxo em tubulação com

diâmetros entre 0,05 [m] e 3,0 [m] e espessura de parede de até 0,04 [m], com saída RS232 para computador (*Figura 7.4*). Outras características técnicas são apresentadas no **ANEXO C** deste trabalho.

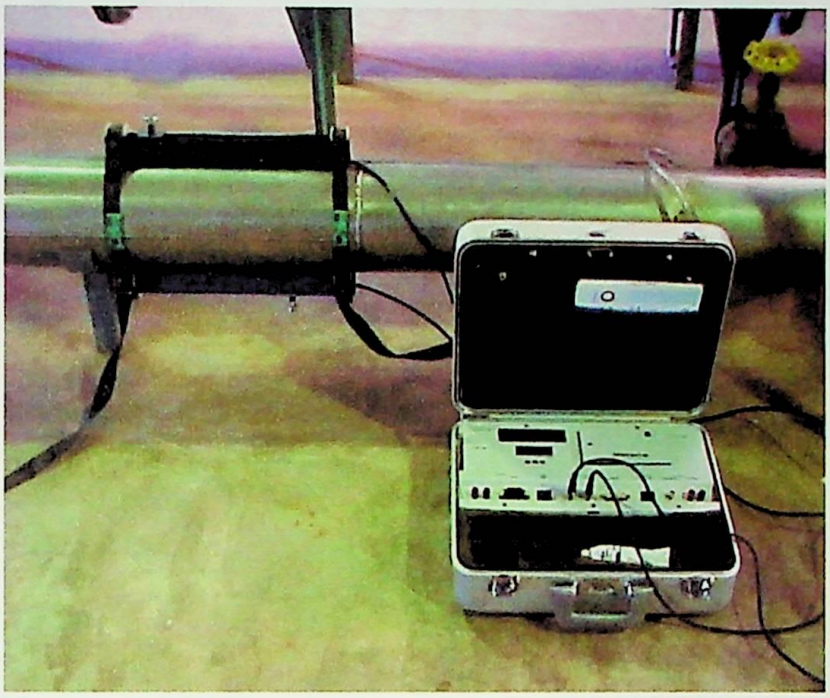


Figura 7.4 – Medidor ultra-sônico de vazão

7.2.2.2. Medidor Venturi

Para medição da vazão na bancada do LHDC foi utilizado o medidor Venturi pertencente ao circuito, cuja equação para cálculo da vazão é:

$$Q = 0{,}083363\sqrt{\Delta h} \tag{7.7}$$

Onde,

Q – Vazão [m^3/s];

Δh – Diferença de pressão no Venturi [m].

Para leitura dos valores de Δh foi instalado um transdutor diferencial de pressão piezoresistivo, com sinal de saída em corrente, proporcional a diferença de pressão entre a entrada e a garganta cilíndrica do Venturi. A montagem do transdutor na linha de

tubulação é mostrada na foto da *Figura 7.5*. Os detalhes técnicos do transdutor são apresentados no **ANEXO C**.

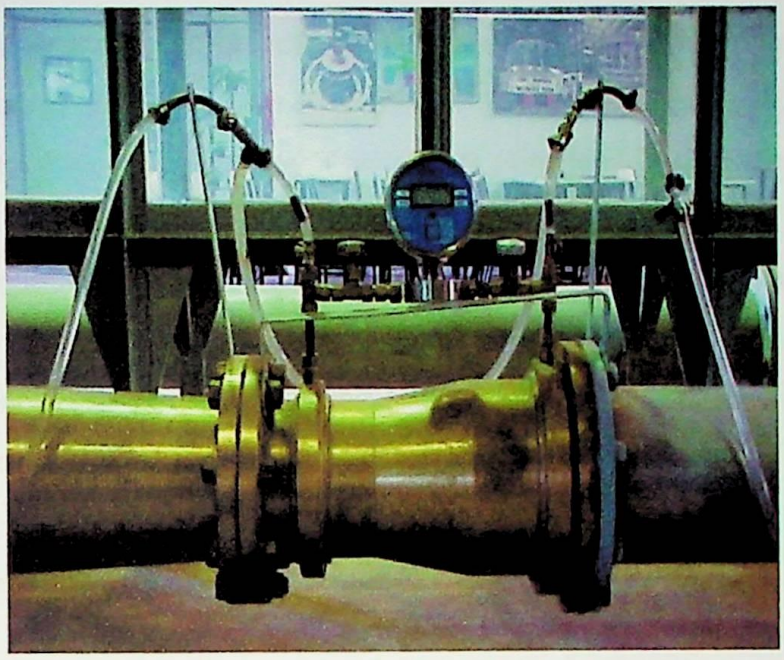


Figura 7.5 – Medidor de vazão Venturi com transdutor diferencial de pressão

7.2.3. Medida de rotação

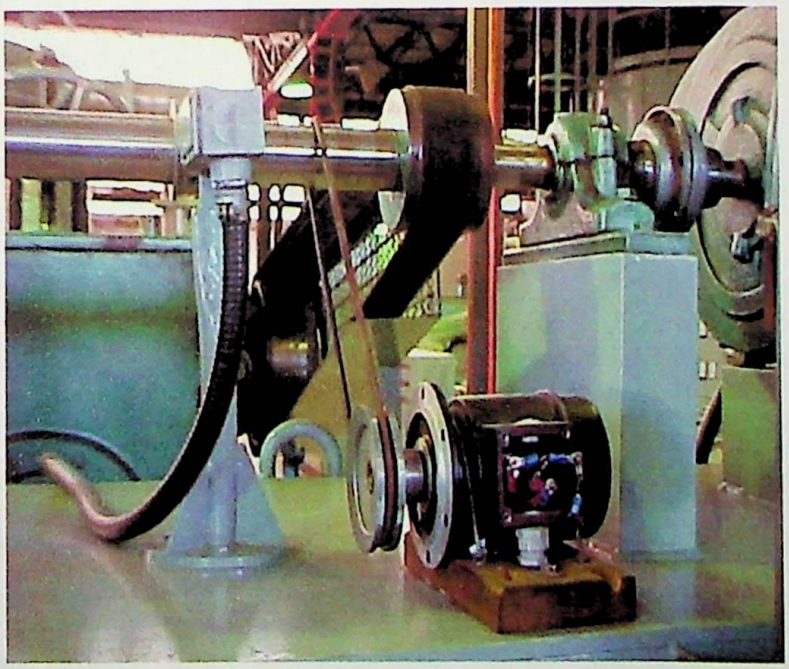


Figura 7.6 – Tacogerador acoplado ao eixo por correia

Para medição da rotação, a solução utilizada foi um tacogerador, ou dínamo taquimétrico, projetado para o uso no acionamento de máquinas têxteis, elevadores, máquinas operatrizes com controle numérico e outros sistemas, que necessitam de ajustes finos e dependentes da rotação. Este transdutor possui imãs permanentes de AlNiCo no estator, que produz um campo magnético. O rotor bobinado gera uma tensão contínua de amplitude proporcional à rotação, da máquina no qual está acoplado, e a polaridade, que depende do sentido de giro.

O acoplamento é feito ao eixo através de uma correia, posicionada entre a bomba e o motor elétrico, tal como mostrado pela *Figura 7.6*. Também neste caso, as bombas de pequeno porte apresentam maiores dificuldades por apresentarem uma configuração mais compacta, de acesso mais difícil ao eixo.

7.2.4. Sistema de tratamento de sinais

7.2.4.1. Condicionador de sinais

O condicionador de sinais realiza a função de unidade de controle no sistema de medição, pois recebe os sinais de saída dos diversos instrumentos e os envia para a placa de aquisição de dados. Alguns transdutores produzem sinal em corrente e outros em tensão, mas que podem estar acima do limite segurança da placa, que é de 10 [V]. O condicionador retifica todos os sinais para tensão contínua e os mantém abaixo do valor máximo admitido.

7.2.4.2. Placa de aquisição de dados

A placa de aquisição de dados é o elemento do sistema de tratamento de sinais responsável pela conversão dos sinais analógicos, oriundos dos transdutores, para sinais digitais. Neste caso foi utilizada uma placa modelo *PCL – 816*, produzida pela *Advantech Company Ltd.*, composta de dezesseis canais de conversão analógica para digital, que convertem os sinais de corrente e/ou tensão em valores numéricos para que sejam tratados e processados pelo computador, com resolução de no mínimo 16 [bits], freqüência máxima de 100 [kHz] e impedância de entrada superior a 10 [Ω].

7.2.4.3. Programa computacional de aquisição

O programa computacional de aquisição de dados é o elemento do sistema que recebe os dados e os repassa ao usuário através de um indicador visual e/ou arquivos digitais. O programa utilizado foi o *Data Acquisition System Laboratory* (*DASYLab*®), produzido pela *Daten System Technik Gmbh* (*DASYTEC*®), e é um aplicativo, que trabalha em ambiente *Microsoft*® *Windows*™, para aquisição de dados, controle e simulação de processos de forma automatizada.

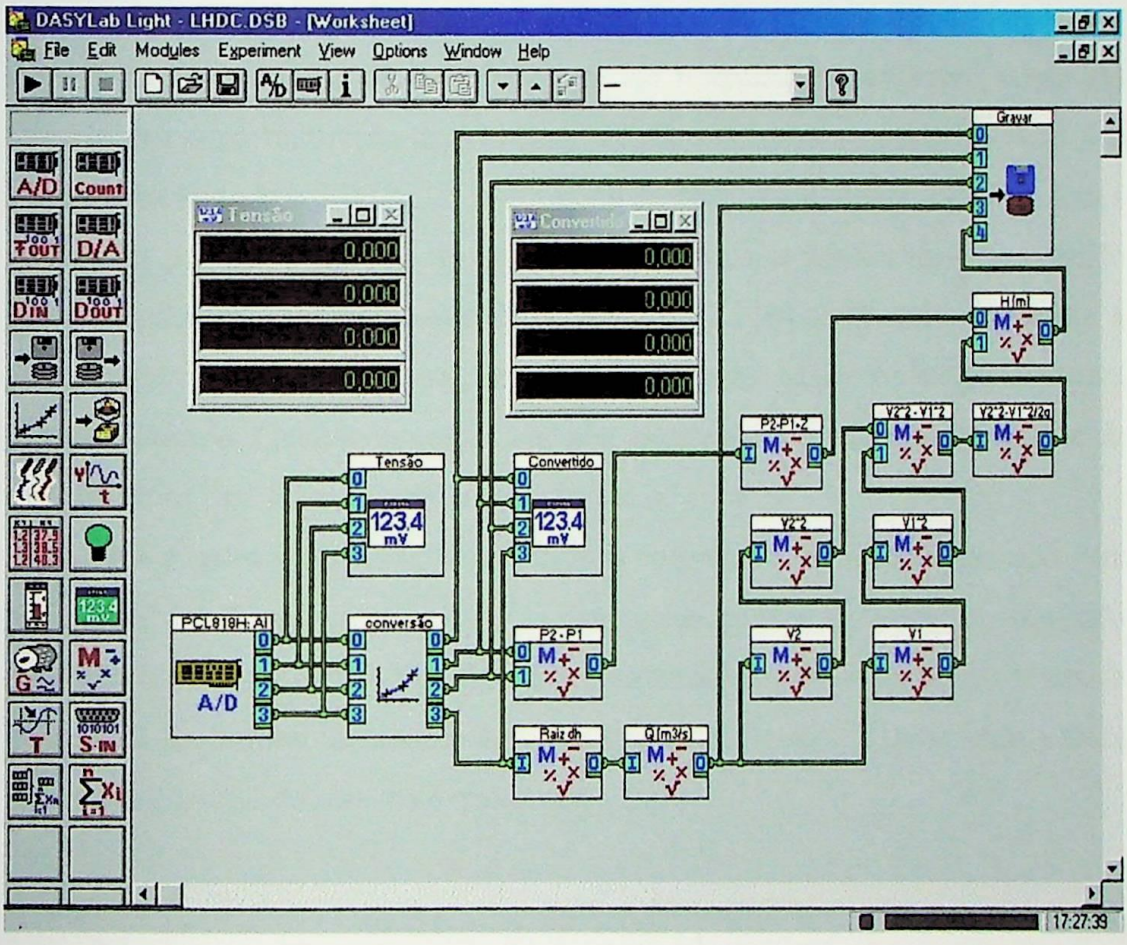


Figura 7.7 – Programa do *DASYLab*® ensaio de bombas

Por sua grande versatilidade, o *DASYLab*® pode ser utilizado não somente como elemento de indicação, mas também para uma pré-análise dos dados coletados. Isto é feito através da montagem de sistemas baseados em programação por diagrama de blocos, de aplicação interativa e sem grandes dificuldades. A *Figura 7.7* apresenta o diagrama de blocos do *DASYLab*® utilizado na realização dos ensaios no *LHPCH*.

7.3. Descrição das Bancadas de Testes

7.3.1. Bancada do Laboratório Hidromecânico Didático-Científico – LHDC

A primeira bancada a ser ensaiada é denominada Laboratório Hidromecânico Didático-Científico – LHDC, cujo circuito hidráulico é mostrado esquematicamente na *Figura 7.10*. O LHDC se constitui de uma bancada didática utilizada para ensaios de bombas e turbinas hidráulicas, compõe-se de um tanque principal de onde a água é succionada por uma bomba centrífuga, através de uma tubulação de aço inoxidável com 200 [mm] de diâmetro e 3,6 [m] de comprimento, e é impulsionada por 4,7 [m] de tubo com diâmetro também de 200 [mm] até um reservatório estabilizador, saindo em seguida por uma tubulação de 180 [mm] de diâmetro, até um medidor de vazão tipo Venturi, localizado a 3,0 [m] do reservatório de estabilização. Após o Venturi, a água é conduzida por mais 2,2 [m] de tubo, até uma válvula de controle tipo gaveta, sendo descarregada em um tanque secundário, após mais 2,5 [m] de tubulação. Finalmente, á água retorna ao tanque principal, através de um canal retangular de vidro, formando um circuito fechado. Quando se ensaia a bomba, as derivações do circuito que conduzem às duas turbinas tipo Francis permanecem fechadas.

Na *Figura 7.8* tem-se uma fotografia do conjunto motor bomba ensaiado. Para realização dos testes, instalou-se dois transdutores de pressão nos pontos onde estão conectados os manômetros tipo Bourdon, para tomada de pressão nos flanges de entrada e de saída da bomba, de acordo com a ilustração da *Figura 7.9*. Dessa forma a altura manométrica total do sistema é obtida por:

$$H = (p_2 - p_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2.g} + z \qquad (7.8)$$

Onde,

H – altura manométrica total [m];

p_2 – pressão na seção de saída da bomba [m];

p_1 – pressão na seção de entrada da bomba [m];

z – distância do centro da bomba à tomada de pressão (z = 0,11 [m]);

v_1 – velocidade média na entrada da bomba [m/s];

v_2 – velocidade média na saída da bomba [m/s];

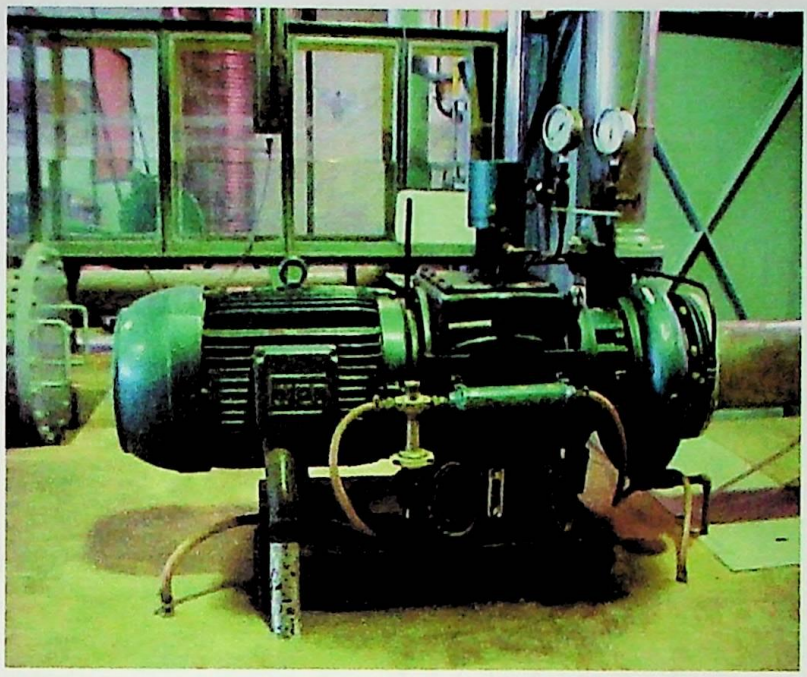


Figura 7.8 – Conjunto motor-bomba do LHDC

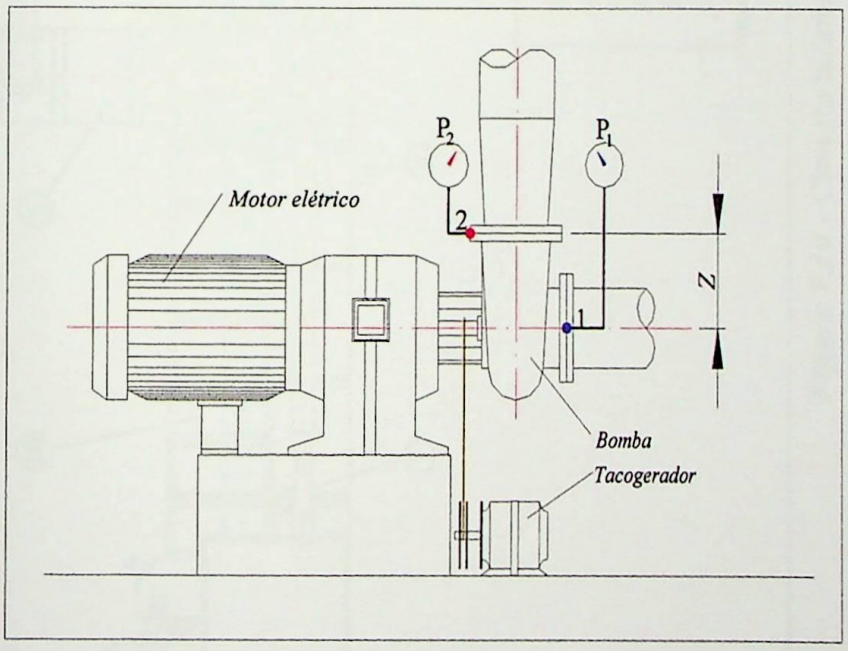


Figura 7.9 – Tomadas de pressão na entrada e saída da bomba e medida da rotação

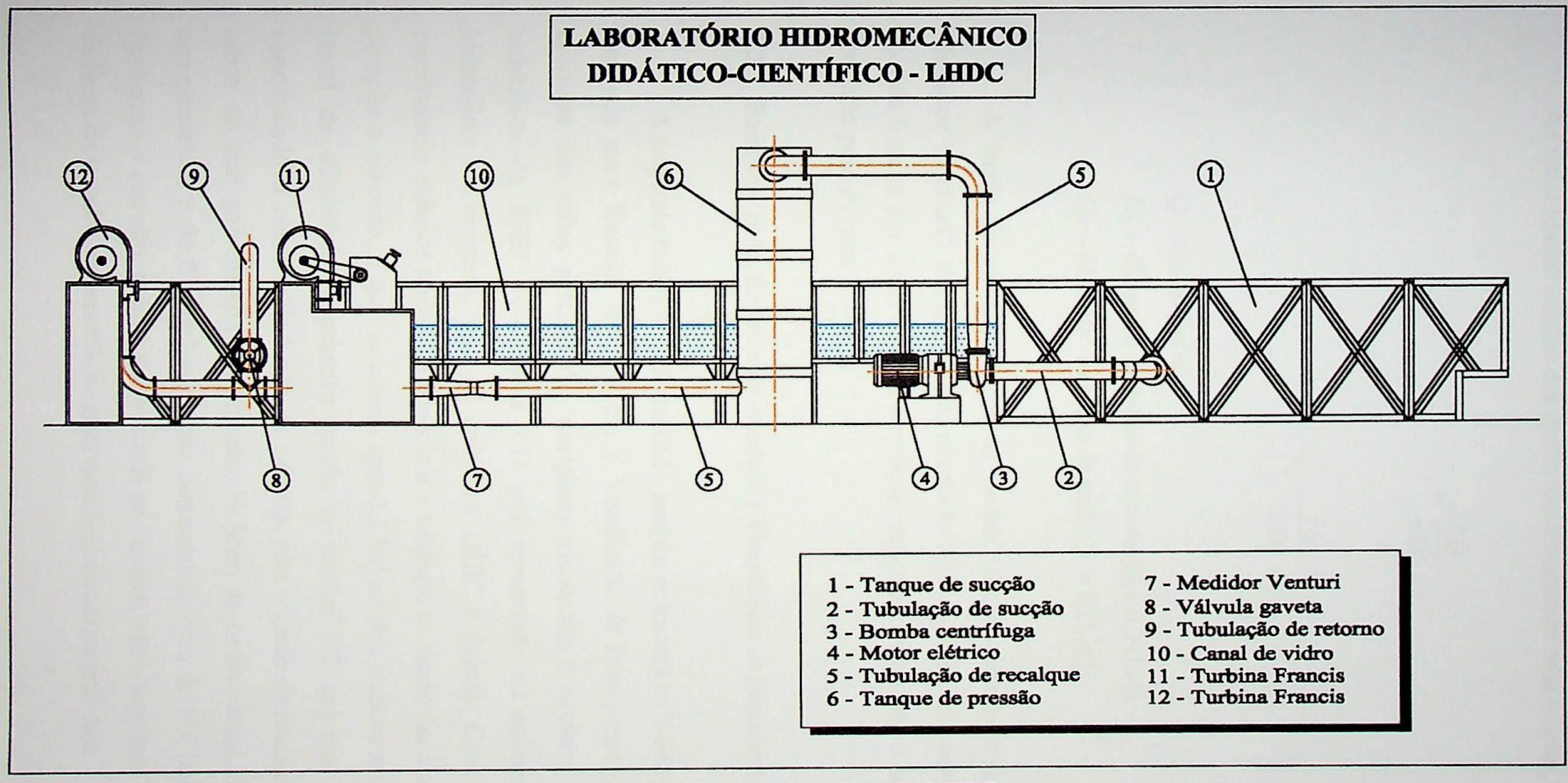


Figura 7.10 - Circuito hidráulico do LHDC

As velocidades médias das seções são determinadas pelas relações,

$$v_1 = \frac{4.Q}{\pi.D_1^2} \tag{7.9}$$

$$v_2 = \frac{4.Q}{\pi.D_2^2} \tag{7.10}$$

Q – vazão [m^3/s];
D_1 – diâmetro da seção de entrada (D_1 = 0,20 [m]);
D_2 – diâmetro da seção de saída (D_2 = 0,15 [m]).

A vazão foi medida através do Venturi, tal como descrito no item "**7.2.2.2. – Medidor Venturi**". E a medição da rotação foi feita através do tacogerador acoplado ao eixo da bomba por meio de uma correia, no espaço entre a bomba e o motor, tal como ilustrado pela *Figura 7.10*.

7.3.2. Bancada para Ensaios de Aferição e Visualização de Escoamentos (BEAVE)

A segunda bancada a ser ensaiada, também pertencente ao LHPCH, se denomina Bancada para Ensaios de Aferição e Visualização de Escoamentos (BEAVE) e é utilizada nas aulas práticas das disciplinas relacionadas à mecânica dos fluidos e hidráulica da EFEI. Na *Figura 7.11* está representado um esquema do circuito hidráulico da bancada, que tal como no LHDC é fechado. Constitui-se de um reservatório inferior onde está conectada a tubulação de sucção das duas bombas que compõe o circuito, e que se bifurca após 1,1 [m] em dois condutos em PVC de 85,0 [mm] de diâmetro. A primeira bomba se localiza 12,0 [m] após a bifurcação, constituindo o ramo mais longo da bancada, com o trecho de recalque formado por tubos de aço galvanizado de diâmetro 50 [mm] no trecho vertical, de 3,8 [m] de comprimento, e 85,0 [mm] no trecho horizontal superior, de 15,0 [m] de extensão. Fechando o circuito, a água é depositada em um reservatório localizado 1,7 [m] acima da linha da bomba, retornando ao reservatório de sucção por gravidade.

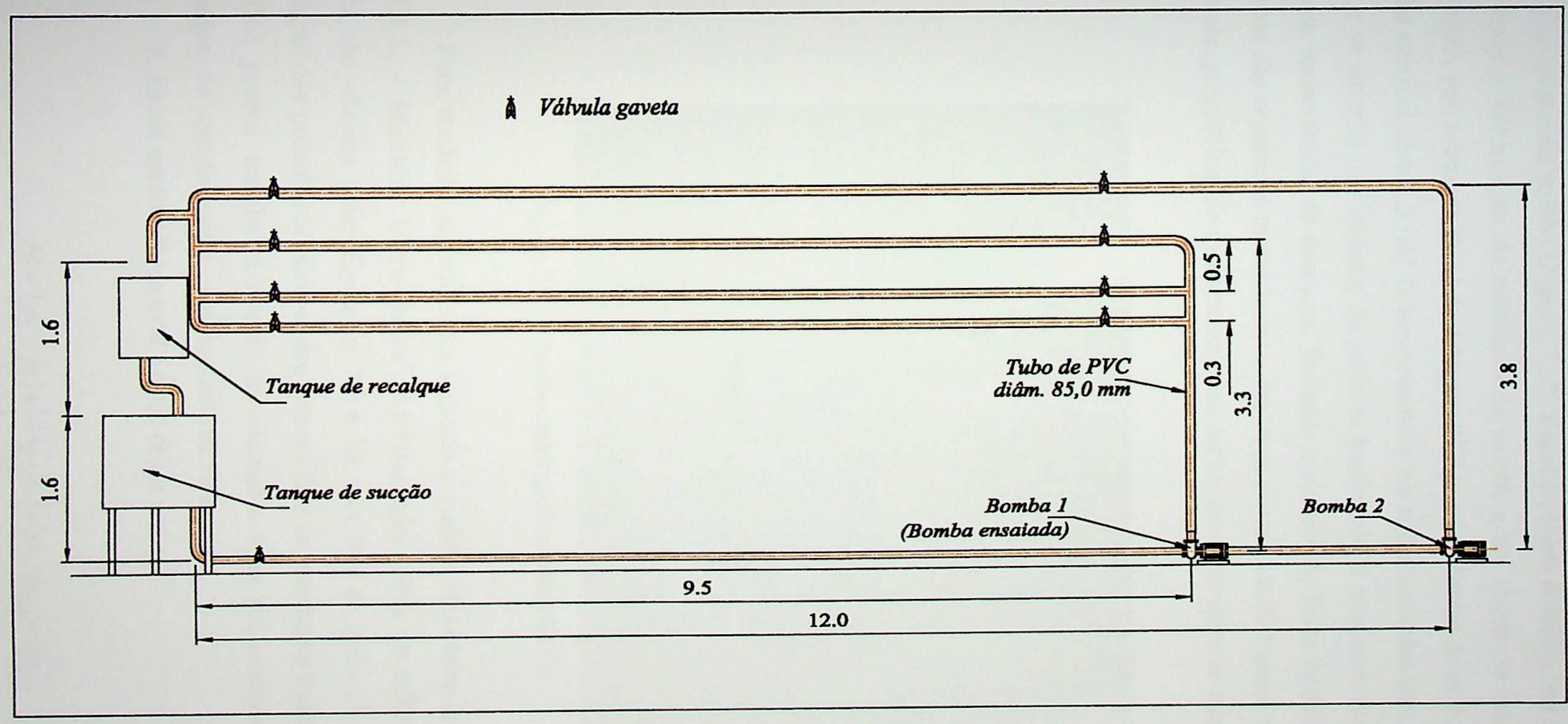


Figura 7.11 - Circuito BEAVE

A segunda bomba (*Figura 7.12*), a qual foi objeto de ensaio, está localizada 9,0 [m] após a bifurcação da tubulação de sucção, e seu circuito se constitui em sua totalidade por tubos de PVC de diâmetro 85,0 [mm]. O sistema de recalque possui um trecho vertical com 3,3 [m] de comprimento e três ramos horizontais com 12,0 [m] cada um, e se interliga ao circuito da primeira bomba, com a água sendo descarregada no mesmo reservatório de descarga, fechando o circuito. As linhas formadas pelas duas bombas são separadas manualmente, através da abertura e/ou fechamento de válvulas de controle, possibilitando que somente uma das bombas possa operar de cada vez.



Figura 7.12 – Bomba centrífuga do circuito BEAVE

Para medição da vazão foi utilizado o medidor ultra-sônico descrito no item "**7.2.2.1. – Medidor Ultra-sônico**". As velocidades médias nas seções de entrada e saída são obtidas pelas *Equações 7.2* e *7.3*, com D_1 e D_2 iguais a 0,085 [m]. Para medição das pressões utilizou-se dos mesmos tipos de transdutores usados nos testes do LHDC, porém instalados através de adaptações feitas nos condutos de sucção e recalque, de acordo com o esquematizado na *Figura 7.13*.

A altura manométrica total é então obtida por:

$$H = (p_2 - p_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2.g} \right) + z + Hp_{1'-1} + Hp_{2-2'} \qquad (7.11)$$

Onde,

H – altura manométrica total;

$p_{1'}$ – pressão no ponto 1', medida pelo transdutor [m];

$p_{2'}$ – pressão no ponto 2', medida pelo transdutor [m];

v_1, v_2 – velocidades médias nas seções 1 e 2 [m/s];

z – distância vertical entre os pontos 1 e 2 (z = 1,02 [m]);

$Hp_{1'-1}$ – perda de carga entre os pontos 1'e 1 [m];

$Hp_{2-2'}$ – perda de carga entre os pontos 2 e 2' [m].

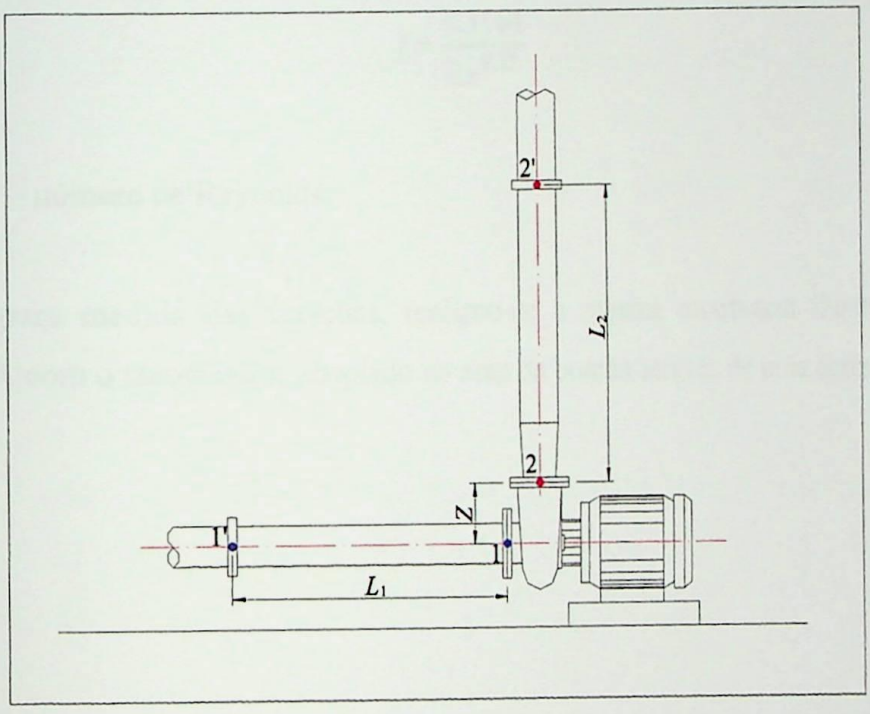


Figura 7.13 – Tomadas de pressão do circuito BEAVE

As perdas de carga distribuídas, $Hp_{1'-1}$ e $Hp_{2-2'}$, são determinadas pela equação de Darcy-Weisback:

$$Hp_{1'-1} = f_1 \frac{L_1 . v_{1'}^2}{D_1 . 2 . g} \tag{7.12}$$

$$Hp_{2-2'} = f_2 \frac{L_2 . v_{2'}^2}{D_2 . 2 . g} \tag{7.13}$$

Onde,

f_1, f_2 – fatores de atrito nos trechos L_1 e L_2;

L_1, L_2 – Comprimentos dos trechos de tubulação (L_1 =0,71 [m], L_2 = 0.9 [m]);

De acordo com Munson, *et al.* (1994), os tubos comerciais de PVC podem ser considerados como tubos hidraulicamente lisos, sendo inseridos na classificação de tubos plásticos. Assim, para facilidade nos cálculos, pode-se utilizar a fórmula de tubos lisos de Blasius para determinação dos coeficientes de atrito, ou seja,

$$f = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} \tag{7.14}$$

Re – número de Reynolds.

E para medida das rotações, realizou-se a mesma montagem ilustrada pela *Figura 7.9*, com o tacogerador acoplado ao eixo da bomba através de uma correia.

CAPITULO 8

RESULTADOS

8.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados dos ensaios realizados nas bancadas dos circuitos hidráulicos do LHDC e BEAVE. Isto é feito pela verificação da validade dos métodos propostos para levantamento das curvas características, comparando-se os dados obtidos com o esperado em teoria e com as metodologias já consolidadas. Em seguida é realizado um estudo econômico de investimento, para aplicação de acionamentos de rotação variável, com uma análise das principais variáveis que influenciam a sua viabilidade.

8.2. Curvas Características

A seguir são apresentadas as curvas características resultantes dos ensaios realizados nos circuitos do LHDC e BEAVE, de acordo com a metodologia proposta no *Capítulo VI* deste trabalho.

8.2.1. Circuito LHDC

8.2.1.1. Curva da bomba

A curva característica da bomba do circuito LHDC foi obtida para a rotação constante de 1200 [rpm], ou seja, para uma mesma rotação foram feitas leituras de pressão e vazão em diferentes posições de abertura da válvula, resultando nos pontos de cor azul da *Figura 8.1*. Interpolando-se estes pontos, através da técnica de mínimos quadrados, obtém-se a curva também em azul, que representa a seguinte equação:

$$H = -19777.Q^3 + 1616{,}6.Q^2 - 24{,}218.Q + 11{,}686 \qquad (8.1)$$

Como comparação, a mesma curva foi traçada utilizando-se a metodologia de interpolação por três pontos. Para a determinação da equação foram adotados os pontos coletados de maior e menor valor de vazão, resultando na curva de cor vermelha da *Figura 8.1*, que representa a equação:

$$H = -586{,}3.Q^2 + 11{,}618 \qquad (8.2)$$

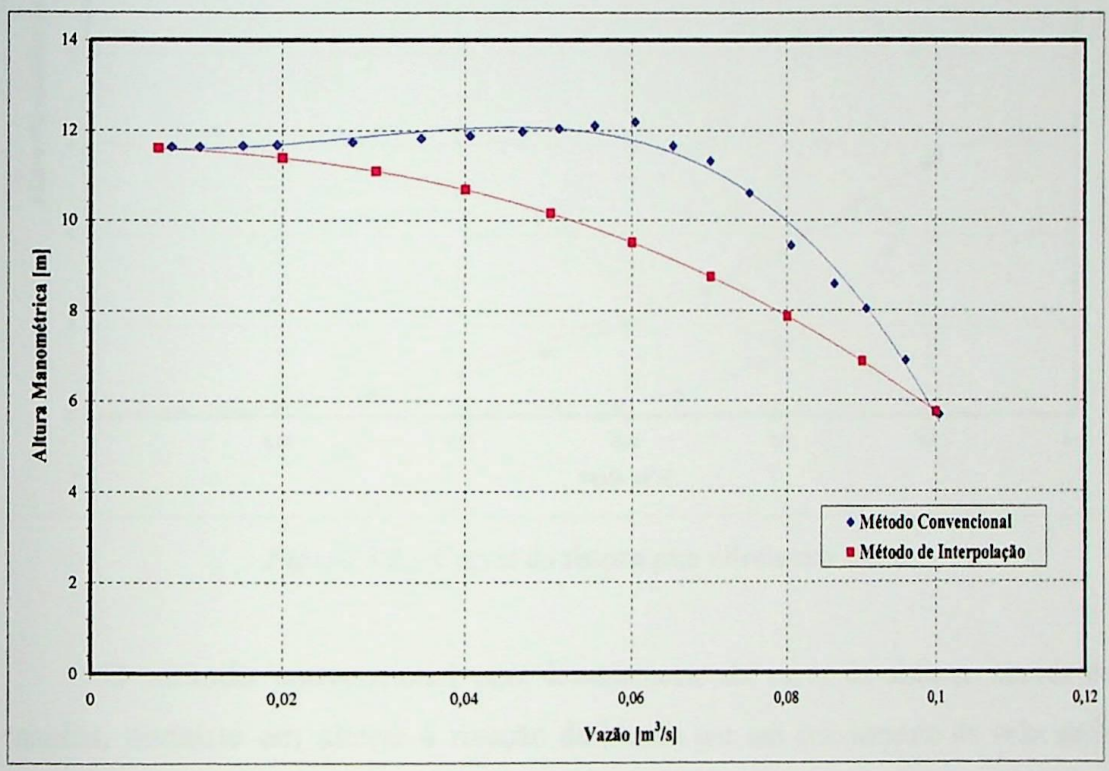


Figura 8.1 – Curva da bomba, circuito LHDC

8.2.1.2. Curva do sistema

A curva do sistema no circuito LHDC foi obtida para três posições de abertura da válvula de controle. Em cada uma dessas aberturas a curva foi levantada por três métodos diferentes: desligamento do motor elétrico, interpolação por três pontos, e procedimento tradicional, que utiliza um controlador de velocidades para variar a rotação da bomba. As curvas obtidas são apresentadas a seguir.

A primeira curva levantada está mostrada na *Figura 8.2* e corresponde a característica do sistema para a posição da válvula toda aberta. Os pontos medidos pela metodologia de desligamento do motor estão representados em azul, e quando ajustados a um polinômio, pela técnica de mínimos quadrados, resulta na equação:

$$H = 39601.Q^3 - 6154,5.Q^2 + 331,26.Q - 5,9419 \qquad (8.3)$$

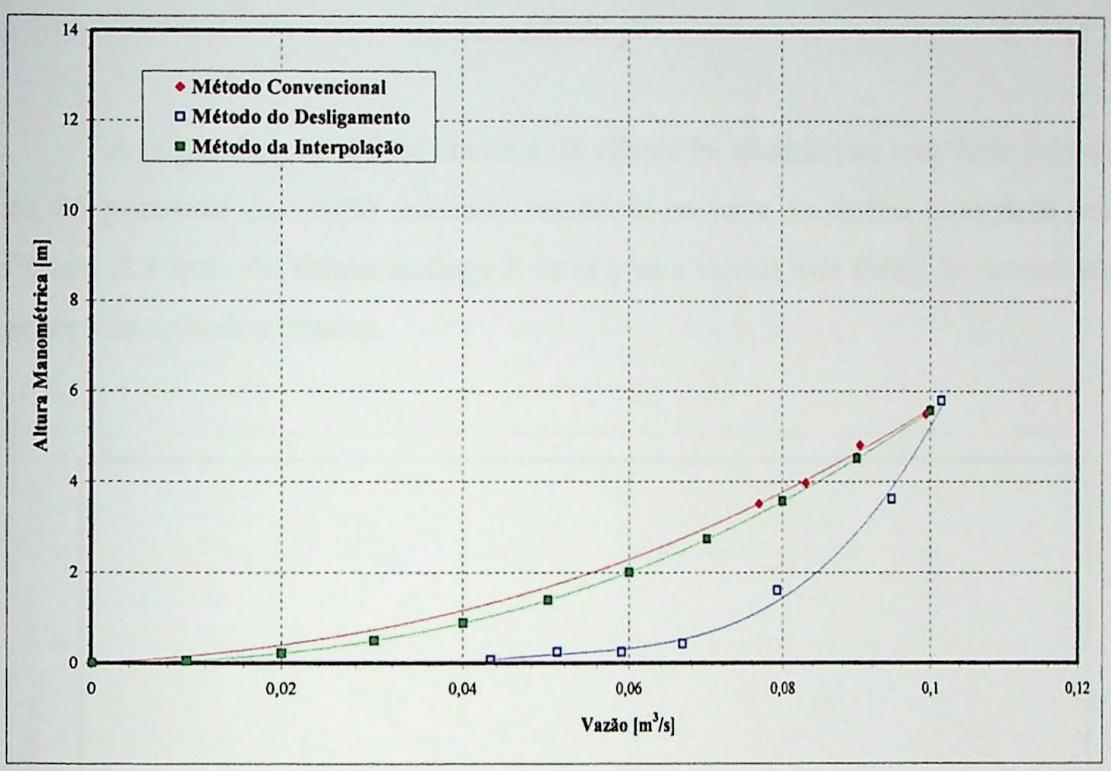


Figura 8.2 – Curvas do sistema para válvula toda aberta

O método convencional para levantamento da curva do sistema, através de ensaios, consiste em alterar a rotação da bomba por um acionamento de velocidade variável e realizar a leitura dos valores de pressão e vazão após a estabilização do escoamento, sendo tecnicamente, a metodologia mais indicada para levantamento da curva do sistema. A bancada do LHDC permite a realização deste ensaio, através do acoplamento hidrocinético do conjunto motor - bomba, e embora não seja possível realizar o ajuste para baixas rotações, também foi obtida a curva utilizando o método convencional. Os pontos obtidos estão representados na *Figura 8.2* pela curva em vermelho, que representa a seguinte equação:

$$H = 449,89.Q^2 + 11,29.Q - 0,0011 \qquad (8.4)$$

Para o traçado da curva pela metodologia de interpolação por três pontos adotou-se a medida de maior vazão, coletada no ensaio convencional como ponto conhecido e determinou-se um polinômio do segundo grau passando pela origem, uma vez que o

circuito do LHDC possui pressão estática igual a zero. Dessa forma, obtém-se a curva em verde da *Figura 8.2*, que é descrita pela equação:

$$H = 558,16.Q^2 \qquad (8.5)$$

A segunda posição de abertura da válvula foi ajustada para uma vazão próxima de 85 porcento da vazão máxima, resultando na curva do sistema apresentada pela *Figura 8.3* que, de forma análoga à curva para a válvula toda aberta, foi determinada pelos três métodos citados.

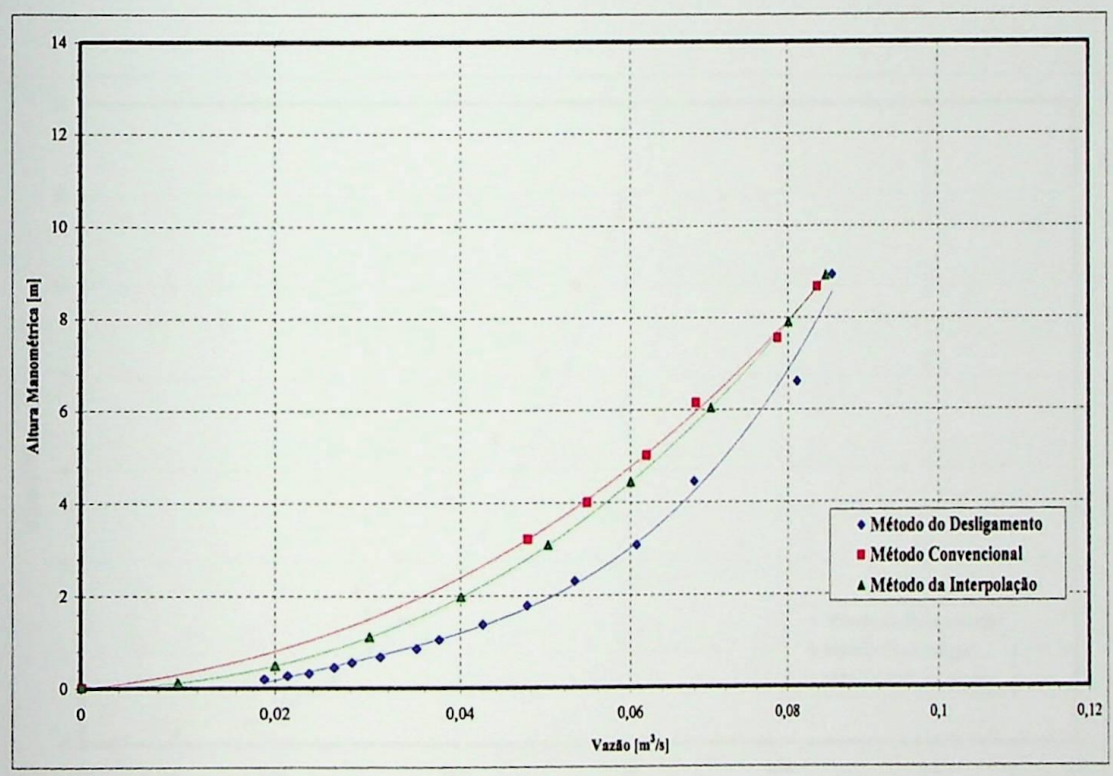


Figura 8.3 –Curva do sistema, para 85 porcento da vazão máxima

A curva obtida pela metodologia de desligamento do motor é apresentada em azul, que ajustada por mínimos quadrados resulta na equação:

$$H = 25613.Q^3 - 2070,5.Q^2 + 103,46.Q - 1,265 \qquad (8.6)$$

Utilizando a metodologia de interpolação por três pontos, obtém-se a curva em verde da *Figura 8.3*, representada por:

$$H = 1233,9.Q^2 \qquad (8.7)$$

Os pontos obtidos no ensaio pelo método convencional estão representados na *Figura 8.3* pela curva em vermelho, que interpolada resulta:

$$H = 978,66.Q^2 + 20,96.Q - 0,0043 \qquad (8.8)$$

A terceira posição de abertura da válvula foi ajustada para uma vazão de 60 porcento da vazão máxima, resultando na curva do sistema apresentada pela *Figura 8.4*, que novamente foi determinada pelos três métodos citados.

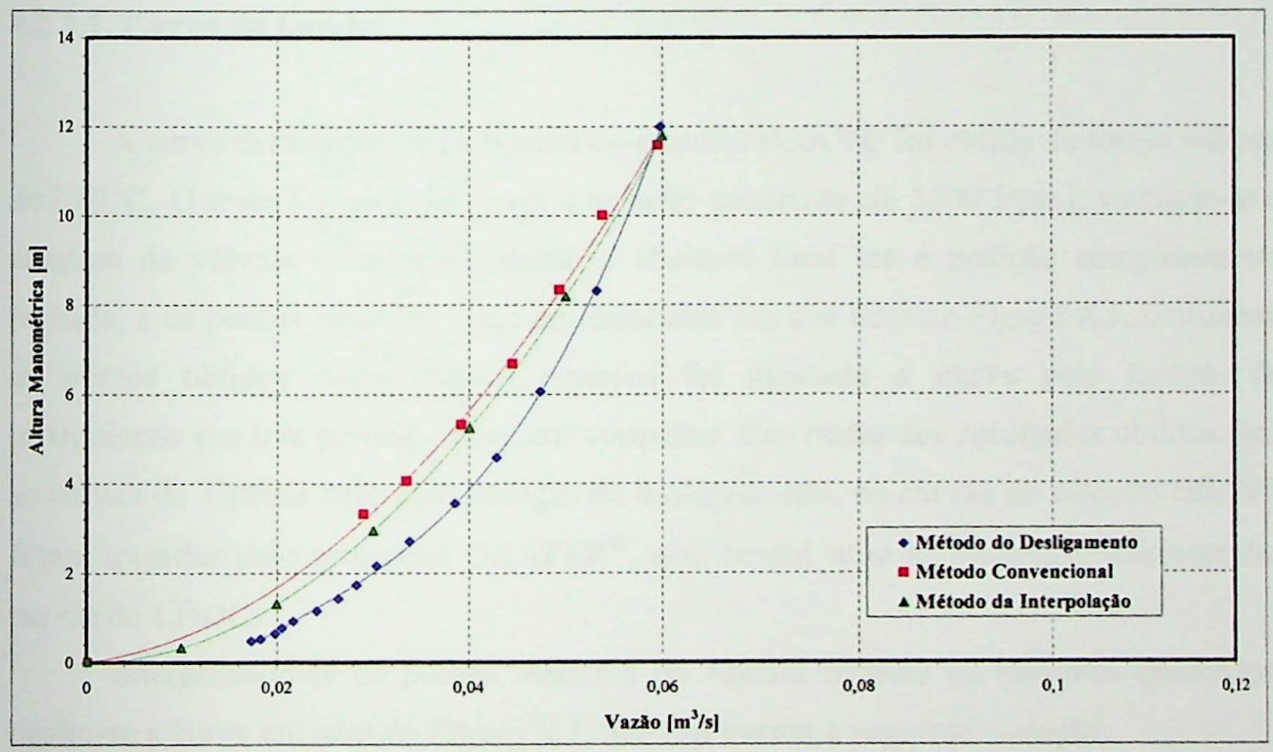


Figura 8.4 –Curva do sistema, para 60 porcento da vazão máxima

A curva obtida pela metodologia de desligamento do motor é apresentada em azul, e quando ajustada por mínimos quadrados resulta:

$$H = 110920.Q^3 - 7012,1.Q^2 + 268,22.Q - 2,727 \qquad (8.9)$$

Utilizando a metodologia de interpolação por três pontos, obtém-se a curva em verde da *Figura 8.4*, que representa a equação:

$$H = 3275,1.Q^2 \qquad (8.10)$$

Os pontos obtidos no ensaio pelo método convencional estão representados na *Figura 8.4* pela curva em vermelho, que interpolada gera a seguinte equação:

$$H = 2872,1.Q^2 + 26,169.Q + 0,0083 \qquad (8.11)$$

8.2.2. Circuito BEAVE

8.2.2.1. Curva da bomba

A curva característica da bomba do circuito BEAVE foi obtida de forma análoga ao LHDC. O teste foi realizado para a rotação constante de 3500 [rpm], variando-se a abertura da válvula de controle desde a abertura total até a posição completamente fechada, e os pontos medidos estão apresentados em cor azul na *Figura 8.5*. Utilizando os pontos obtidos neste ensaio, também foi ajustada a curva pelo método de interpolação por três pontos, curva em vermelho. Em razão dos resultados obtidos para as curvas do sistema pela metodologia de desligamento, as curvas do circuito BEAVE foram traçadas pelo programa GRAFER®, que possui uma apresentação diferente das curvas do LHDC.

Interpolando-se os pontos medidos no ensaio, através de mínimos quadrados, obtém-se a curva em azul da *Figura 8.5*, que representa a seguinte equação:

$$H = -7749796,79.Q^3 + 72868,86.Q^2 - 550,23.Q + 61,84 \qquad (8.12)$$

Para ajuste da mesma curva pela interpolação por três pontos adotou-se os pontos medidos de maior e menor valor de vazão, que resultam na curva em vermelho da *Figura 8.5*, representada por:

$$H = -115860.Q^2 + 61,54 \qquad (8.13)$$

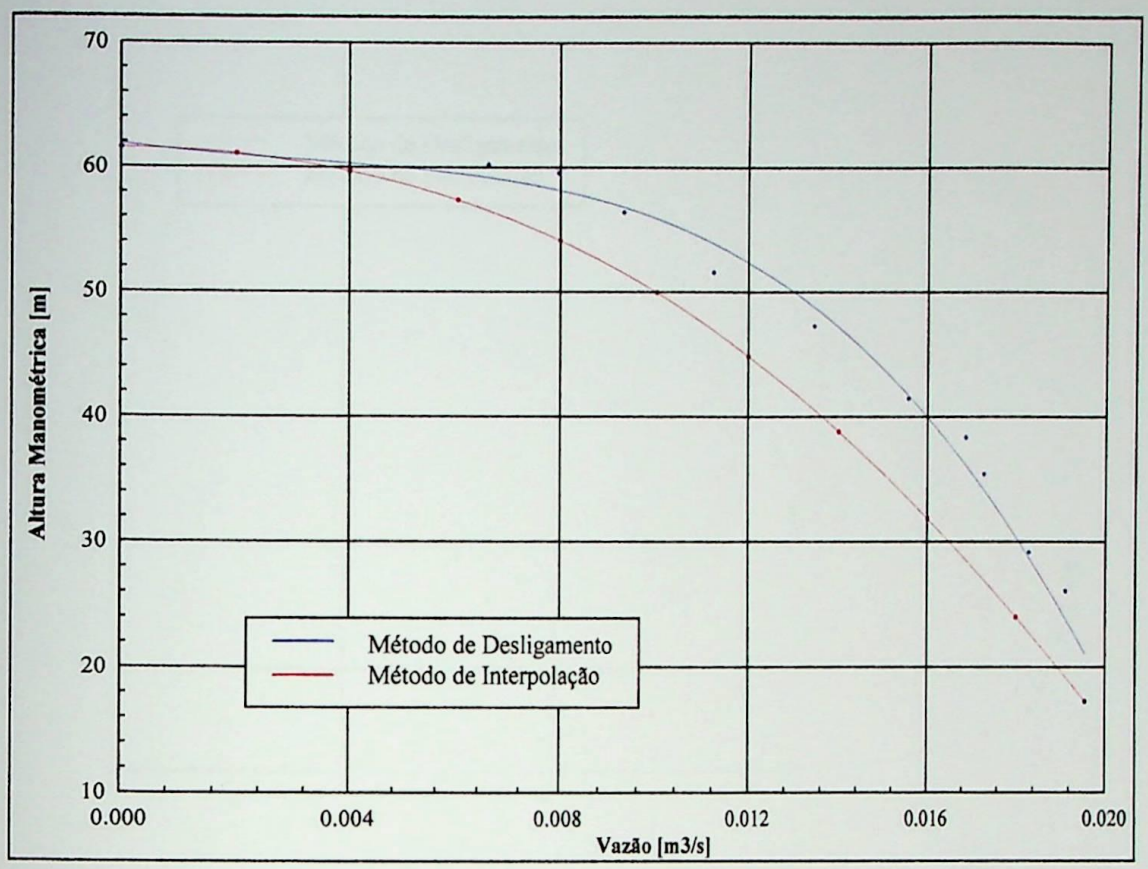


Figura 8.5 – Curva da bomba, circuito BEAVE

8.2.2.2. Curvas do sistema

Tal como no LHDC, as curvas do sistema no circuito BEAVE foram obtidas para diferentes posições de abertura da válvula de controle. Para cada uma dessas condições foi levantada a característica do sistema pelas metodologias de desligamento do motor elétrico e interpolação por três pontos. O ensaio para determinação da curva pela metodologia convencional, através de um controlador de velocidades não foi possível, uma vez que o acoplamento do conjunto motor – bomba é direto. As curvas obtidas para as quatro condições medidas são mostradas nas figuras a seguir.

A primeira está apresentada na *Figura 8.6* e corresponde a curva do sistema para a válvula toda aberta. Os pontos levantados pelo método de desligamento do motor estão representados na cor azul, cujo melhor ajuste é dado pela equação:

$$H = 1{,}8520632 + 2{,}8177011.10^{-5}.e^{\left(\frac{Q}{0{,}0014663325}\right)} \qquad (8.14)$$

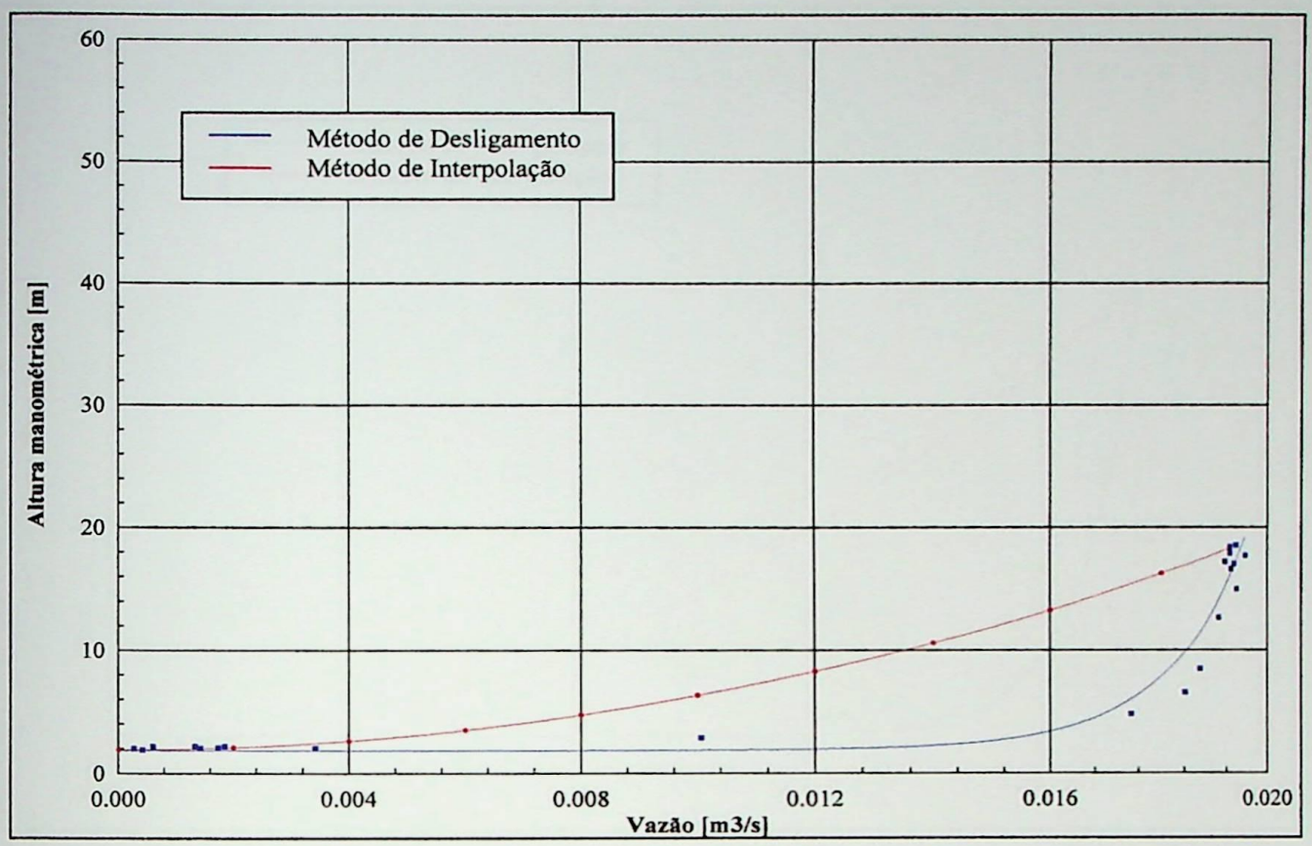


Figura 8.6 –Curva do sistema BEAVE, para válvula toda aberta

Utilizando a metodologia de interpolação por três pontos, obtém-se a curva em vermelho da *Figura 8.6*, que representa a equação:

$$H = 44362.Q^2 + 1{,}9083 \qquad (8.15)$$

A segunda curva está mostrada na *Figura 8.7*, e corresponde a uma posição de válvula parcialmente fechada. Os pontos obtidos pela metodologia de desligamento do motor estão representados em azul, sendo melhor ajuste dado pela equação:

$$H = 2{,}6937873 + 7{,}6024128.10^{-7}.e^{\left(\frac{Q}{0{,}001000357}\right)} \qquad (8.16)$$

Utilizando a metodologia de interpolação por três pontos, obtém-se a curva em vermelho da *Figura 8.7*, que corresponde a equação:

$$H = 122510.Q^2 + 1{,}9027 \qquad (8.17)$$

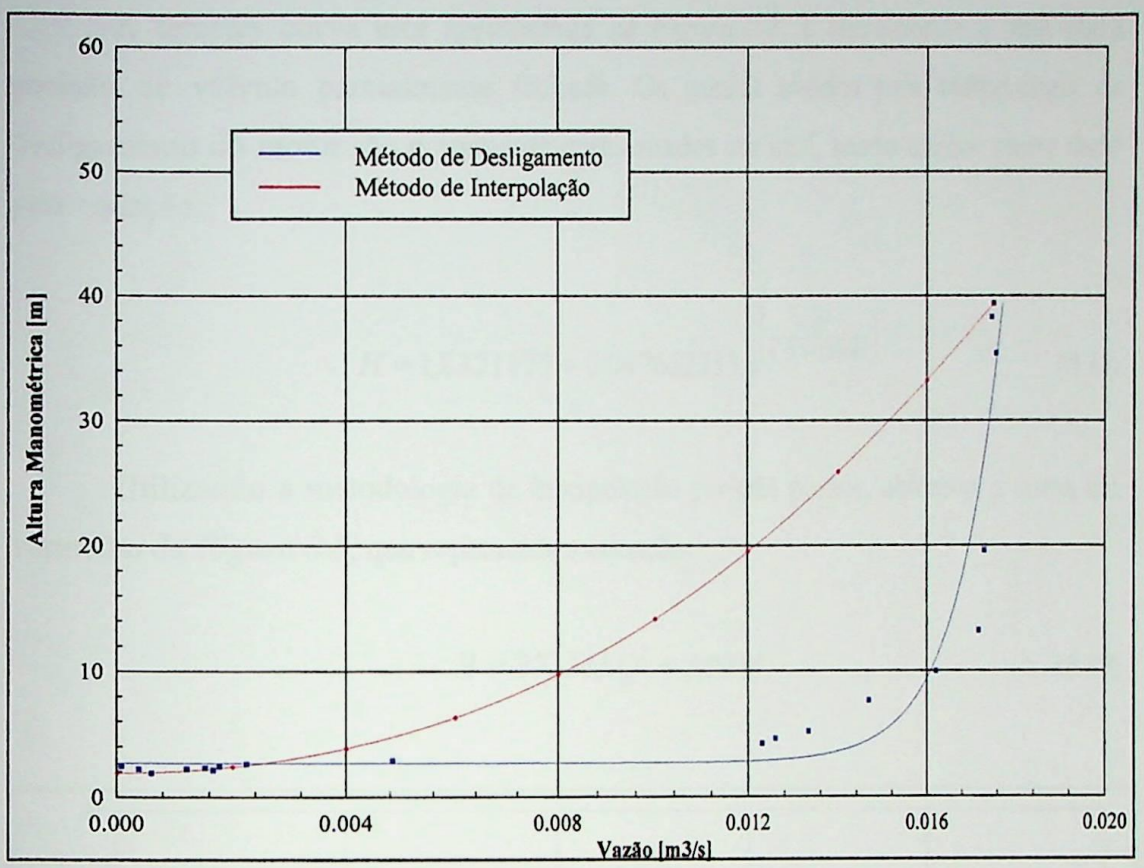


Figura 8.7 –Curva do sistema para primeira posição intermediária da válvula

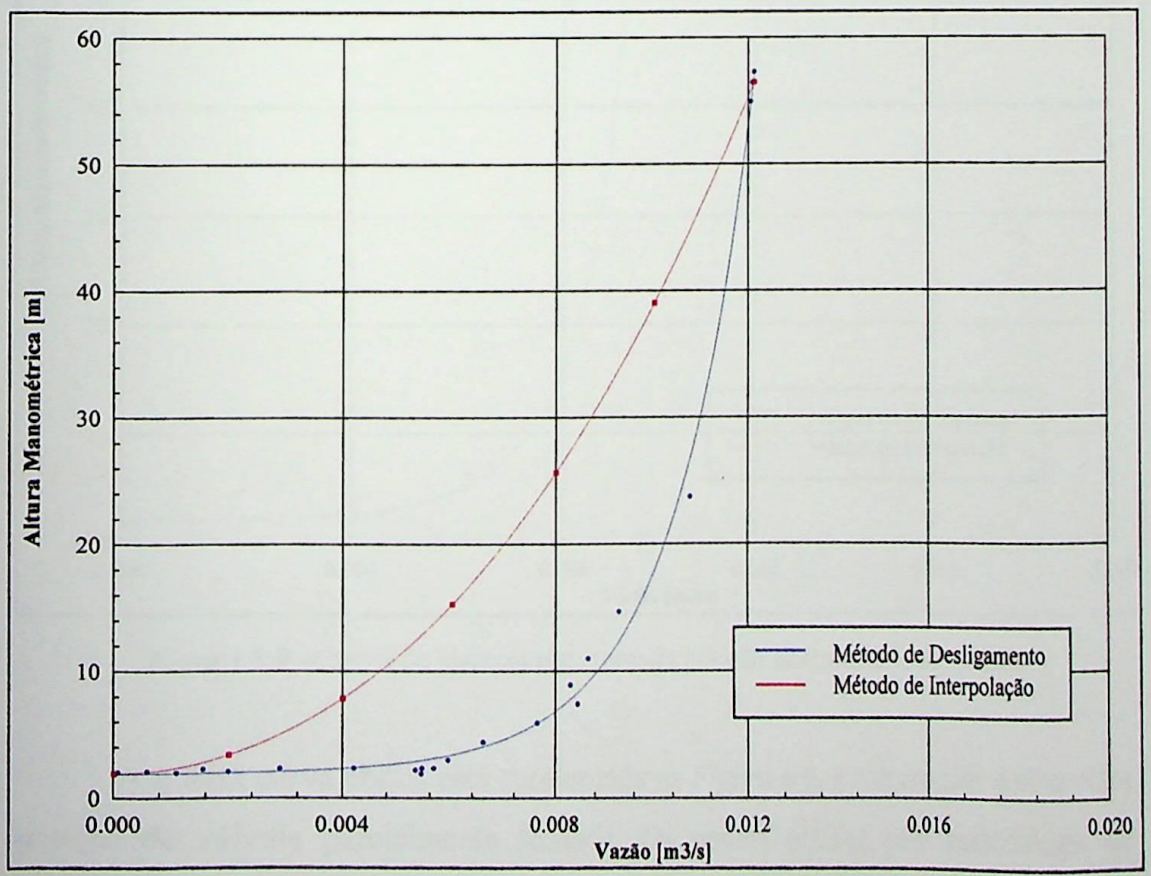


Figura 8.8 –Curva do sistema para segunda posição intermediária da válvula

A terceira curva está apresentada na *Figura 8.8*, e corresponde a uma outra posição de válvula parcialmente fechada. Os pontos obtidos pela metodologia de desligamento do motor são novamente apresentados em azul, sendo melhor ajuste dado pela equação:

$$H = 1{,}8321175 + 0.047662233.e^{\left(\frac{Q}{0{,}0017186667}\right)} \qquad (8.18)$$

Utilizando a metodologia de interpolação por três pontos, obtém-se a curva em vermelho da *Figura 8.8*, que representa a equação:

$$H = 371343.Q^2 + 1{,}9046 \qquad (8.19)$$

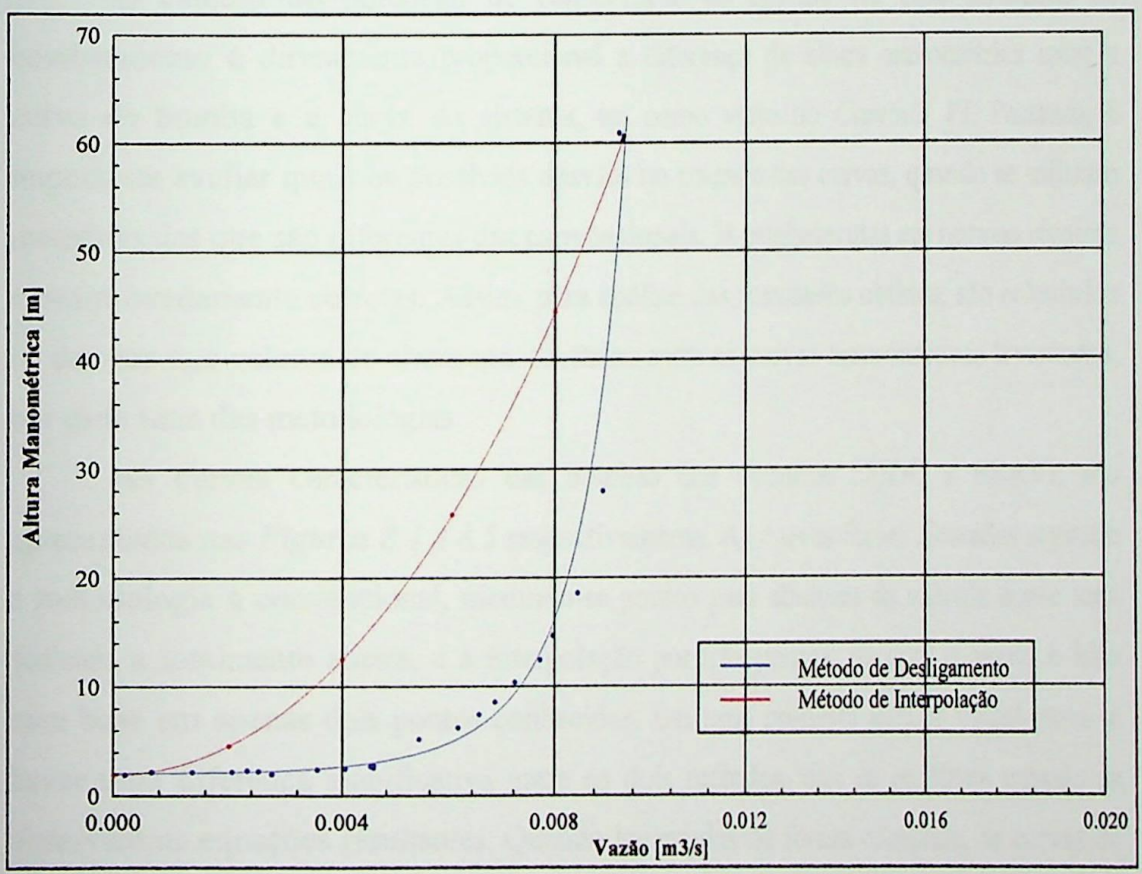


Figura 8.9 –Curva do sistema para terceira posição intermediária da válvula

A quarta curva obtida está apresentada na *Figura 8.9*, e corresponde a uma outra posição de válvula parcialmente fechada. Os pontos obtidos pela metodologia de

desligamento do motor são apresentados em azul, cujo melhor ajuste é dado pela equação:

$$H = e^{(0,72829473 + 4023538,9.Q^3)} \quad (8.20)$$

Utilizando a metodologia de interpolação por três pontos, obtém-se a curva em vermelho da *Figura 8.9*, que corresponde a equação:

$$H = 664595.Q^2 + 1,899 \quad (8.21)$$

8.3. Diferenças entre as Metodologias

O cálculo do potencial de conservação de energia em uma instalação de bombeamento é diretamente proporcional a diferença de altura manométrica entre a curva da bomba e a curva do sistema, tal como visto no *Capitulo VI.* Portanto, é importante avaliar quais os possíveis desvios no traçado das curvas, quando se utilizam metodologias que são diferentes das convencionais, já estabelecidas em normas técnicas e comprovadamente corretas. Assim, para análise dos resultados obtidos, são calculados os desvios nos valores de altura manométrica entre as curvas características levantadas, por cada uma das metodologias.

As curvas características das bombas dos circuitos LHDC e BEAVE são apresentadas nas *Figuras 8.1* e *8.5* respectivamente. As curvas foram ajustadas segundo a metodologia a convencional, medindo-se pontos para abertura da válvula desde toda fechada a totalmente aberta, e a interpolação por três pontos, na qual o ajuste é feito com base em apenas dois pontos conhecidos. Em uma primeira análise visual, nota-se haver uma diferença significativa entre os dois métodos, que se confirma quando se observam as equações resultantes. Quando levantadas de forma completa, as curvas de ambas as bombas somente se ajustaram de forma satisfatória em um polinômio do terceiro grau, representados pelas *Equações 8.2* e *8.12*, enquanto que na interpolação por três pontos obtém-se as *Equações 8.3* e *8.13*, que são polinômios do segundo grau.

Para quantificar o valor das diferenças observadas entre as curvas obtidas, foram calculados os desvios das curvas de interpolação por três pontos em relação à equação

levantada pelo método convencional. Na *Tabela A.1* são mostrados os valores resultantes para as curvas do circuito LHDC e BEAVE. Nesta tabela foram calculadas as alturas manométricas pela equação ajustada de cada método e as diferenças entre as curvas determinadas por:

$$D_{BC-BI} = \frac{(H_{BC} - H_{BI})}{H_{BC}}.100 \qquad (8.22)$$

Onde,

D_{BC-BI} – Diferença entre o convencional e a interpolação por três pontos;

H_{BC} – Altura manométrica calculada pelo método convencional;

H_{BI} – Altura manométrica calculada pelo método de interpolação;

Para análise das curvas do sistema obtidas nos ensaios, considera-se que os pontos medidos através da metodologia convencional, com variação da rotação através de um regulador de velocidades, são os valores de referência com os quais os métodos de desligamento do motor elétrico e interpolação por três pontos devem ser comparados. Assim, primeiro foram analisadas as curvas do circuito LHDC, onde foi possível realizar o ensaio convencional de variação da rotação.

Nas *Figuras 8.2*, *8.3* e *8.4* são mostradas as curvas do sistema para três posições distintas de abertura da válvula e, para cada uma dessas condições, as respectivas curvas levantadas pelas três metodologias citadas. Nota-se em ambas as figuras, através de uma primeira análise visual, que os pontos obtidos pelo método de desligamento do motor apresentam um maior afastamento da curva convencional, do que a curva obtida pela interpolação de três pontos. No ajuste dos pontos a uma equação polinomial nota-se que, em ambas as curvas do método convencional os pontos se ajustaram bem a funções do segundo grau, expressas pelas *Equações 8.4*, *8.8* e *8.11*, e que estão de acordo com o previsto teoricamente, mas os pontos levantados no desligamento do motor somente se ajustaram de forma satisfatória em polinômios do terceiro grau, representados pelas *Equações 8.3*, *8.6* e *8.9*.

De forma análoga as curvas das bombas, para quantificar o valor das diferenças observadas entre as curvas obtidas, foram calculados os desvios das curvas do desligamento e interpolação por três pontos, em relação à equação levantada pelo

método convencional. Na *Tabela A.3* são mostrados os valores resultantes para a posição da válvula toda aberta. Nesta tabela foram calculadas as alturas manométricas pela equação ajustada de cada método para a faixa de vazões de 0,0432 a 0,1015 [m^3/s]. As diferenças entre as curvas são obtidas por:

$$D_{C-I} = \frac{(H_C - H_I)}{H_C} .100 \qquad (8.23)$$

$$D_{C-D} = \frac{(H_C - H_D)}{H_C} .100 \qquad (8.24)$$

Onde,

D_{C-I} – Diferença entre o convencional e a interpolação por três pontos;

D_{C-D} – Diferença entre o convencional e o desligamento do motor;

H_C – Altura manométrica calculada pelo método convencional;

H_I – Altura manométrica calculada pelo método de interpolação;

H_D – Altura manométrica calculada pelo método de desligamento;

Tal como se observa visualmente e pelas equações, as diferenças maiores ocorrem com os pontos obtidos pelo método de desligamento do motor elétrico, alcançando o valor de 94,3 porcento para a vazão de 0,0432 [m^3/s].

Para a curva correspondente a 85 e 60 porcento da vazão máxima, as diferenças estão mostradas nas *Tabelas A.4* e *A.2* respectivamente, e observa-se que para ambos os métodos os valores de desvio diminuíram, mas no caso do desligamento ainda continuam altos.

De forma semelhante ao LHDC, o mesmo cálculo foi feito para as curvas do sistema no circuito BEAVE, onde foram realizados os testes para quatro posições distintas de abertura da válvula. Porém, como o acoplamento entre a bomba e o motor elétrico é direto, sem possibilidade de variação da rotação, as curvas foram obtidas somente com o método de interpolação por três pontos e desligamento do motor. Neste caso, também se nota visualmente uma significativa diferença entre as curvas ajustadas pelos dois métodos, e que se torna bastante evidente quando se observa as equações resultantes, que no caso do método de desligamento somente se ajustaram de forma

satisfatória em uma função exponencial, tal como mostrado pelas *Equações 8.14*, *8.16*, *8.18* e *8.20*. Os desvios foram calculados pela diferença entre a curva de interpolação por três pontos e o desligamento, e os valores resultantes são mostrados na *Tabelas A.5*.

8.4 – Simulação Energética

Uma vez que a metodologia de *desligamento do motor elétrico* não se mostrou satisfatória, adota-se o método de *interpolação por três pontos* como a melhor alternativa para um levantamento estimado da curva do sistema. E para a curva da bomba, a sua obtenção pelo método convencional não implica em grandes dificuldades, mesmo em ensaio no campo, possibilitando seu levantamento com precisão.

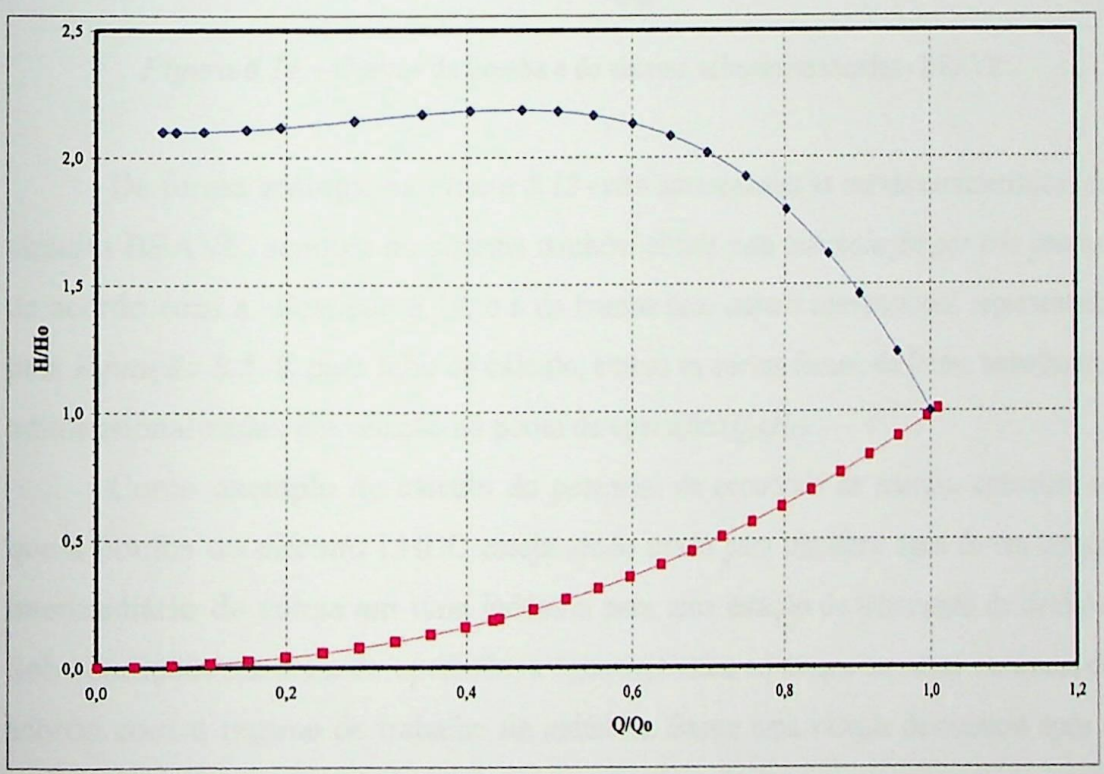


Figura 8.10 – Curvas da bomba e do sistema admensionalisadas - LHDC

Na *Figura 8.10* estão apresentadas as curvas características do circuito LHDC, sendo a do sistema obtida pela *interpolação por três pontos*, representada pela *Equação 8.5*, e a da bomba pelo *ensaio convencional*, representada pela *Equação 8.1*. Para feito de cálculo, ambas as curvas foram admensionalisadas em relação ao ponto de operação (Q_0;H_0).

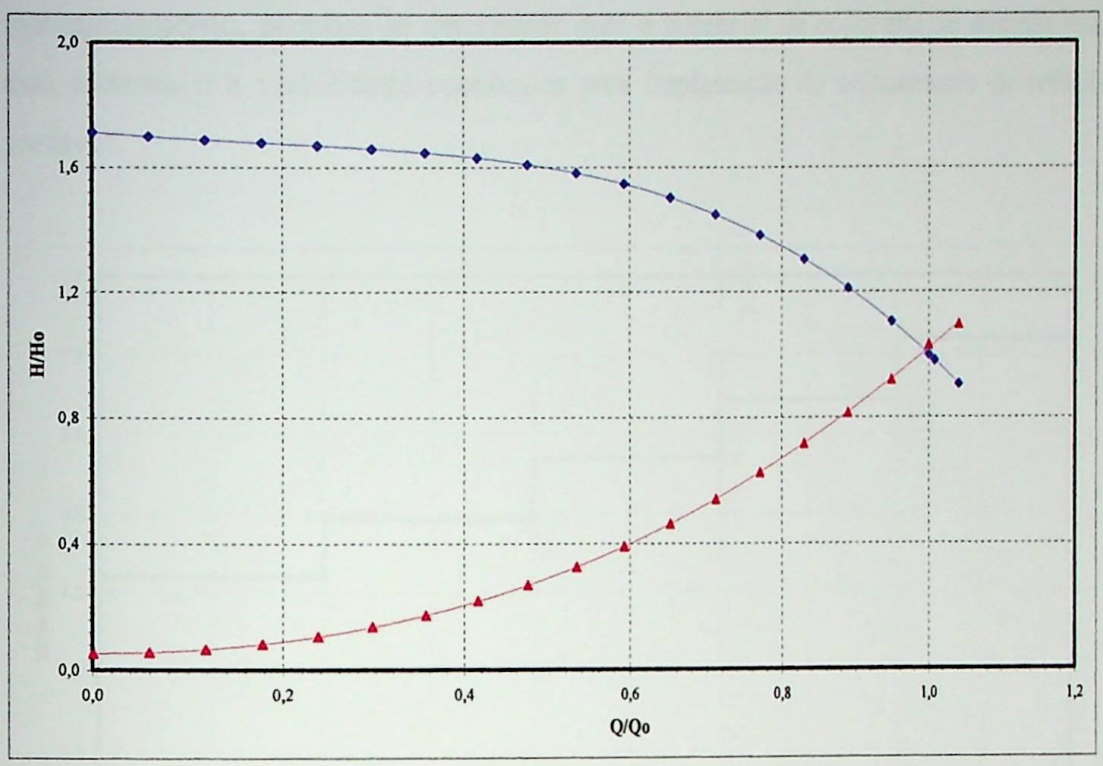


Figura 8.11 – Curvas da bomba e do sistema adimensionalizadas - BEAVE

De forma análoga, na *Figura 8.12* estão apresentadas as curvas características do circuito BEAVE, sendo a do sistema também obtida pela *interpolação por três pontos*, de acordo com a *Equação 8.19*, e a da bomba pelo *ensaio convencional*, representada pela *Equação 8.5*. E para feito de cálculo, ambas as curvas foram, de forma semelhante, adimensionalizadas em relação ao ponto de operação (Q_0;H_0).

Como exemplo de cálculo do potencial de economia de energia, considera-se que a bomba do circuito LHDC esteja sendo usada para transferir água de um tanque intermediário de coleta em uma indústria para uma estação de tratamento de detritos. Sob condições normais de operação, a água suja entra no tanque em taxas variáveis, de acordo com o regime de trabalho da indústria. Existe uma válvula de controle após a saída da bomba que regula a vazão, para manter um nível constante no tanque.

A condição de operação nominal da bomba é para a vazão de 0.075708 [m^3/s] e altura manométrica de 18,3 [m], e na *Figura 8.12*, está mostrado o regime de trabalho da bomba, que consiste em cinco valores de vazão nos quais a mesma opera ao longo do tempo, e em média se distribuem em períodos iguais de 20 porcento do tempo total. Das curvas características da *Figura 8.11* gera-se a *Figura 8.13*, correspondente a uma bomba semelhante a do circuito LHDC, mas para as condições nominais citadas no exemplo. Uma vez que o controle é realizado através de uma válvula de

estrangulamento, propões-se determinar qual o potencial de economia de energia para este sistema e a viabilidade econômica para implantação de acionamento de rotação variável.

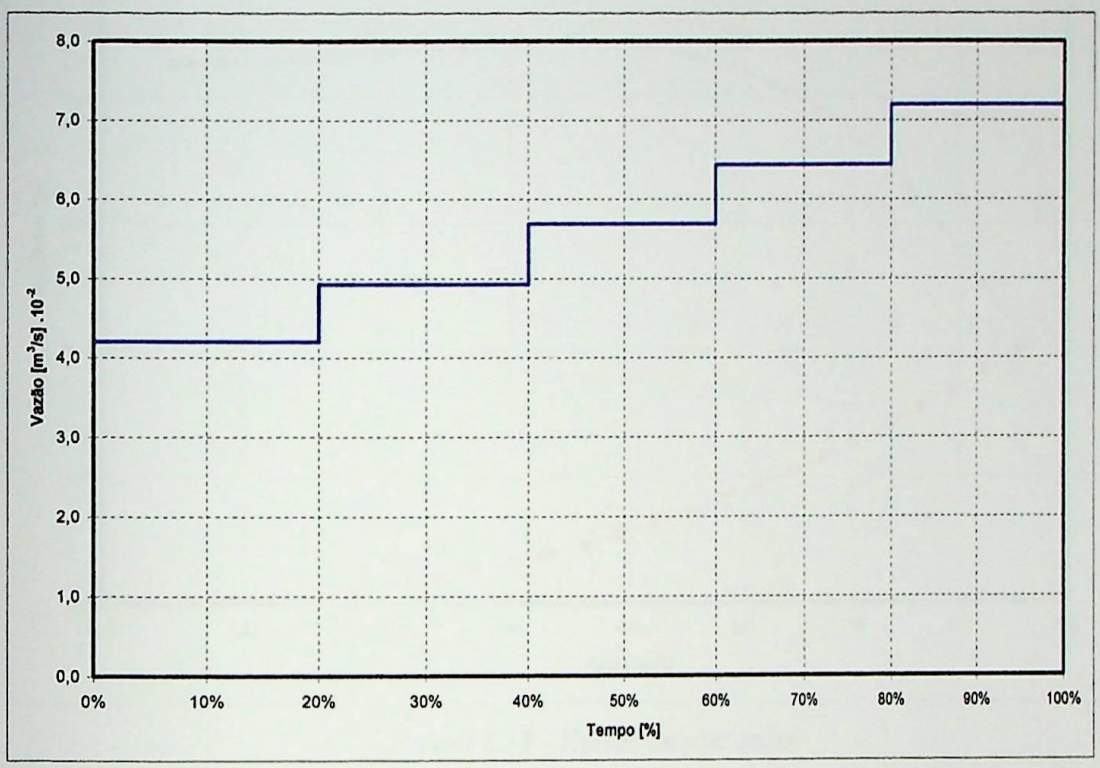


Figura 7.12 – Regime de trabalho da bomba

O primeiro passo é a determinação das curvas características da bomba e do sistema, que já estão levantadas e apresentadas na *Figura 8.13*, e correspondem respectivamente as *Equações 8.25* e *8.26*.

$$H_B = -153300.Q^3 + 9443,3.Q^2 - 106,61.Q + 38,767 \qquad (8.25)$$

$$H_S = 3155.Q^2 \qquad (8.26)$$

Após a obtenção das curvas procede-se ao cálculo do potencial de conservação de energia, apresentado na *Tabela 8.1* e efetuado de acordo com a *Equação 6.17*. Considera-se que a bomba trabalha 8760 [horas/ano].

Admitindo-se que a instalação pertence a um consumidor industrial instalado na região sudeste do Brasil, cujo o custo médio da tarifa de energia elétrica é de 38,92

[US$/MWh] (*Tabela B1*, Anexo B), a economia monetária anual eqüivale a US$ 3.953,61.

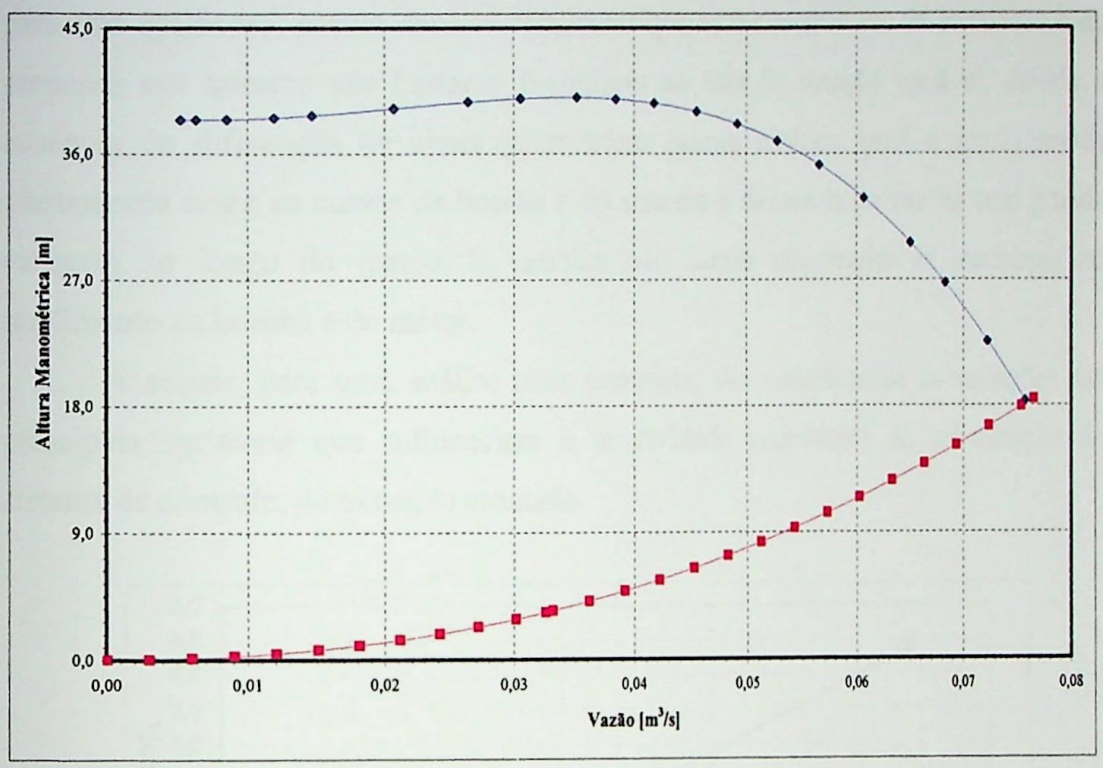


Figura 8.13 – Curvas características

Tabela 8.1 – Potencial de economia de energia

Vazão [m^3/s]	Tempo [%]	Tempo [horas]	Energia Economizada [kWh/ano]
0,042	0,2	1752	24.560,71
0,04925	0,2	1752	25.780,01
0,05685	0,2	1752	24.293,31
0,0644	0,2	1752	18.856,60
0,071954	0,2	1752	8.092,32
Total		**8760**	**101.582,95**

Considerando ainda, que o motor de acionamento possui potência nominal de 18,88 [kW], obtém-se no gráfico da *Figura B.1* (AnexoB) que um valor esperado para a aquisição de um inversor de freqüência, para esta potência, é de US$ 6.656,55. Adotando porcentagens de 5 porcento, sobre o valor do acionamento, para os custos relativos a instalação, manutenção e valor residual do equipamento, e com uma taxa de

juros de 12 porcento ao ano, o tempo de retorno (TR) do investimento resulta em 2,23 [anos].

O valor encontrado para o retorno do investimento é considerado muito bom para esta aplicação, porém deve-se considerar que as características da instalação e do processo em questão são bastante favoráveis ao uso da rotação variável, devido a ausência de diferenças de altura geométricas (altura estática igual a zero), grande afastamento entre as curvas da bomba e do sistema e demanda de vazões com grande variação ao longo do tempo. E também não foram observadas as mudanças no rendimento da bomba e do motor.

A seguir, para uma análise mais completa, são consideradas as variações das principais variáveis que influenciam a atratividade econômica da substituição do sistema de controle, do exemplo estudado.

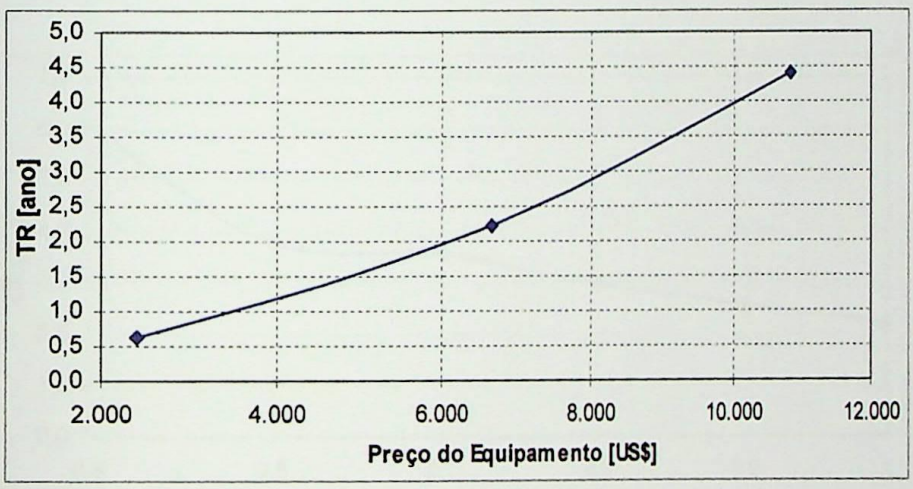


Figura 8.14 – Influência do preço de equipamentos na atratividade

Na *Figura 8.14* se observa o comportamento do tempo de retorno e relação ao preço do equipamento a ser adquirido. Neste caso é considerada a variação de preço entre um valor máximo e mínimo, provável de serem encontrados no mercado, para a mesma potência. Nota-se que o tempo de retorno segue uma tendência linear e, como esperado, o aumento no preço do equipamento implica em uma conseqüente elevação do tempo de retorno.

Na *Figura 8.15* se observa o comportamento do tempo de retorno e relação ao preço pago pela energia elétrica. Nota-se que a atratividade do investimento segue uma tendência não-linear, e a redução no preço da energia implica em uma conseqüente elevação do tempo de retorno. Isto porque, para uma mesma quantidade de energia

economizada, quanto mais barata a energia, menor será o benefício monetário anual decorrente dessa redução de consumo.

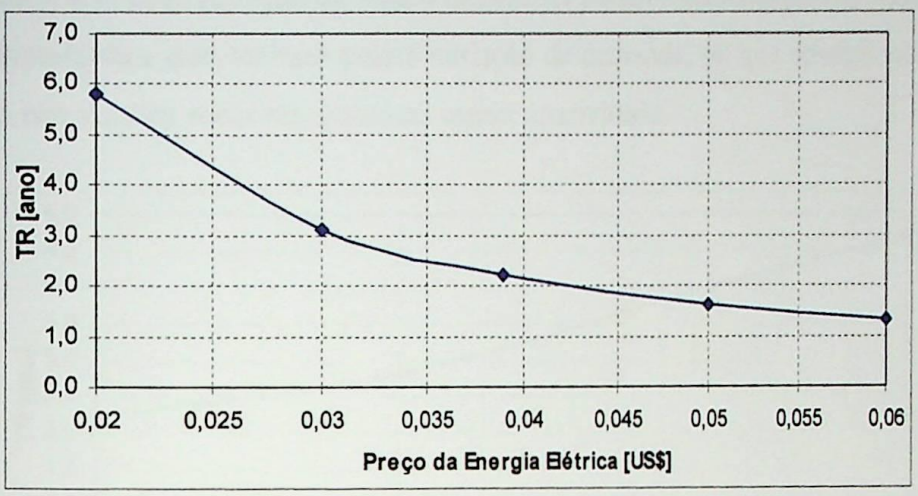


Figura 8.15 –Influência do preço da energia elétrica na atratividade

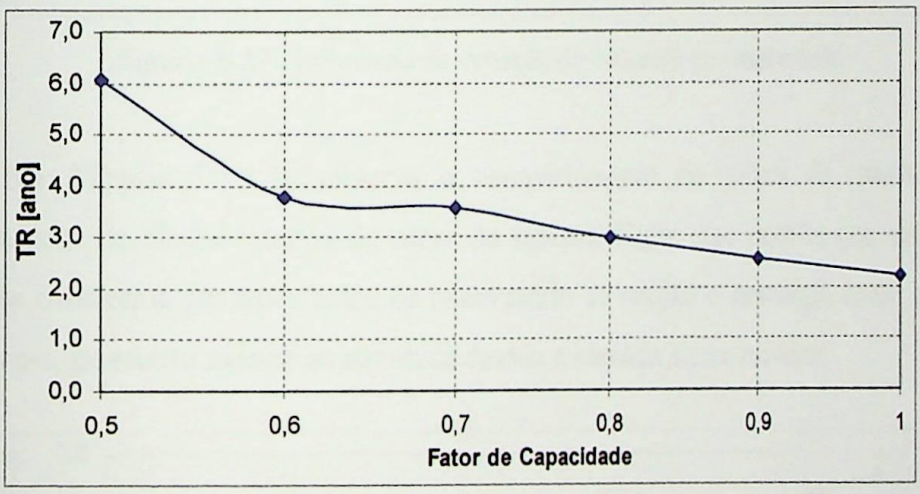


Figura 8.16 –Influência do fator de capacidade na atratividade

Na *Figura 8.16* observa-se o comportamento do tempo de retorno em relação ao fator de capacidade, ou seja, em função da porcentagem de horas trabalhadas anualmente. Nota-se que instalações com baixo fator de capacidade, onde a bomba permanece parte do dia desligada, possuem um tempo de retorno mais elevado do que sistemas de bombeamento que operam continuamente, e tem elevado fator de capacidade.

Na *Figura 8.17* observa-se o comportamento do tempo de retorno em relação ao ciclo de operação. Neste caso, na demanda *1* é considerado que a bomba opera tempos iguais em cada valor de vazão solicitado pelo processo. Na demanda *2* considera-se que

o tempo de operação não é mais igual para todos vazões solicitadas, sendo reduzido o tempo de trabalho na menor vazão e aumentado para maior. Isto se repete para as demandas *3* e *4*, com redução de tempo nas vazões baixas e aumento para as altas. Nota-se que instalações que tenham pouca variação de demanda, ou que operem em tempo reduzido nas vazões menores, possuem menor atratividade.

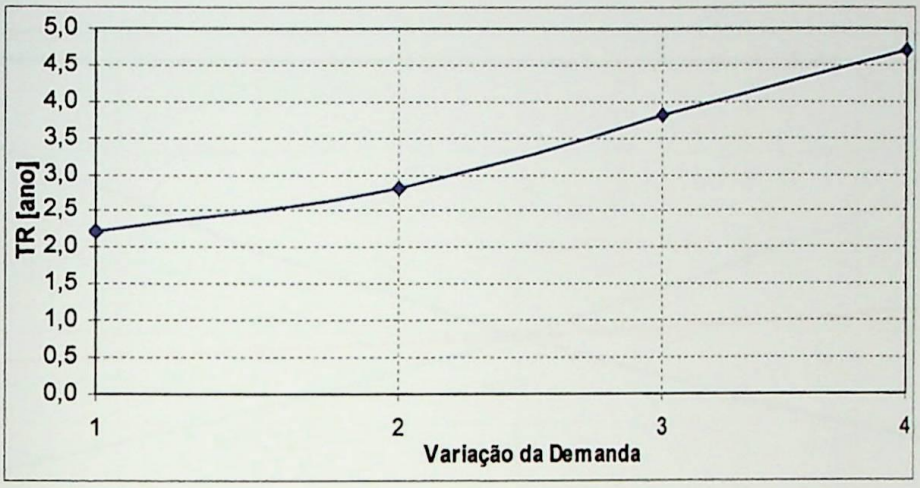


Figura 8.17 –Influência da variação de demanda na atratividade

Na *Figura 8.18* se observa o comportamento do tempo de retorno em a porcentagem de altura estática da curva do sistema. Neste caso nota-se que instalações com alta diferença pressões entre os reservatório de sucção e descarga, como estações elevatórias, possuem menor atratividade devido a elevada altura estática.

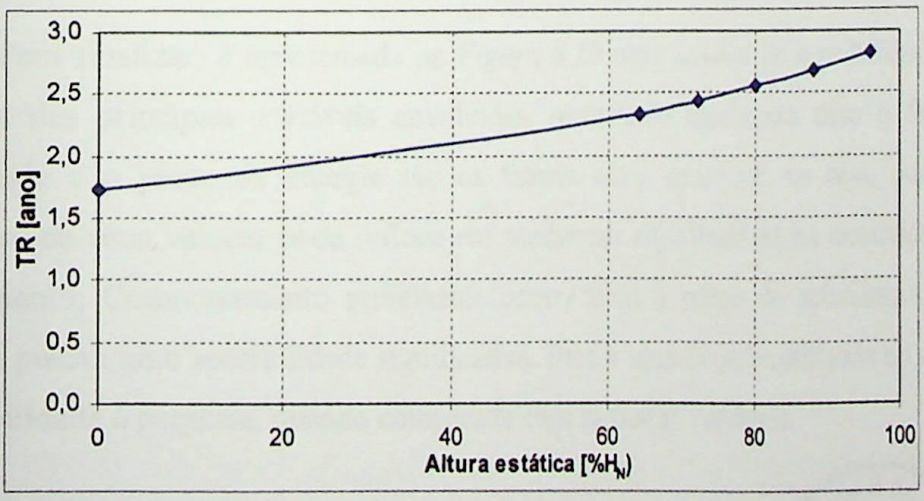


Figura 8.18 –Influência da altura estática na atratividade

Este é um dos principais fatores de influência no potencial de conservação de energia, e que no exemplo utilizado não se observa grandes variações no tempo de

retorno com a modificação da altura estática devido as característica da curva da bomba, que possui um comportamento descendente. Isto também explica a pequena variação observada no tempo de retorno para todos os gráficos analisados, ou seja, as características da instalação exemplificada são bastante favoráveis ao uso de rotação variável.

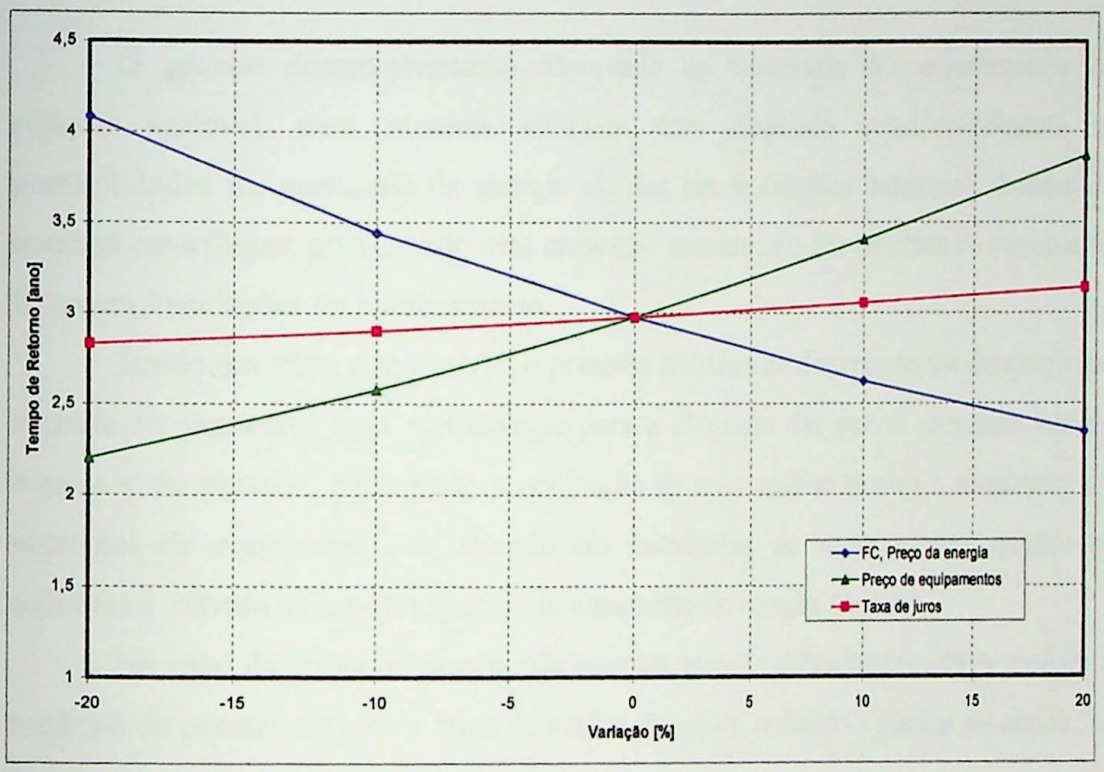


Figura 8.19 – Sensibilidade do tempo de retorno para as principais variáveis

Para finalizar, é apresentada na *Figura 8.19* uma análise de sensibilidade com algumas das principais variáveis envolvidas, mostrando que neste caso o fator de capacidade e o preço da energia são os fatores mais sensíveis, ou seja, quaisquer variações de seus valores pode refletir em mudanças significativas na atratividade do investimento. Comportamento semelhante ocorre com o preço do acionamento, que também possui uma sensibilidade significativa. Para a taxa de juros utilizada no estudo, a sensibilidade é pequena, quando comparada com as outras variáveis.

Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Biblioteca

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

9.1 – Conclusões

O grande desenvolvimento observado na tecnologia dos acionamentos de rotação variável para motores elétricos, tem ampliado consideravelmente as possibilidades de economia de energia elétrica em instalações industriais dotadas de bombas centrífugas, provocando uma crescente substituição dos sistemas de controle de fluxo em instalações de bombeamento.

Tendo em vista este cenário, o presente trabalho de dissertação foi desenvolvido visando implementar uma metodologia para a obtenção das curvas características da bomba e do sistema, permitindo a realização de uma análise técnica e econômica do potencial de conservação de energia em instalações de bombeamento, quando se substitui a válvula de controle por um acionamento de rotação variável.

No caso da curva da bomba não existem grandes dificuldades para se realizar a medição de pontos em toda a faixa de vazões da curva, podendo a mesma ser obtida "*in loco*" através de ensaios convencionais.

O método de *desligamento do motor*, para obtenção da curva do sistema, apresenta dificuldades em sua implementação, devido a necessidade de adaptação de um sistema sofisticado de aquisição de dados e parada completa da instalação para realização dos testes. Os resultados obtidos apresentam curvas com desvios elevados em relação ao previsto teoricamente, sendo que em sistemas de alta pressão e baixa vazão estes desvios são mais pronunciados, gerando curvas exponenciais, quando o ideal são polinômios do segundo grau.

Analisando os dados obtidos conclui-se que, para uma estimativa da curva característica do sistema de forma rápida e simples, a melhor alternativa é o método de *interpolação por três pontos*, uma vez que os ensaios podem ser feitos através de leituras manuais e sem a parada completa da instalação, e os resultados obtidos apresentam baixos desvios em relação a teoria estudada.

Na a análise econômica do investimento, avalia-se a variação do tempo de retorno do investimento em relação as principais variáveis envolvidas, resultando em algumas conclusões importantes quanto a viabilidade do uso de rotação variável em instalações de bombeamento:

O preço dos equipamentos e o custo da energia elétrica têm influência direta sobre a atratividade do investimento, mas enquanto a primeira opção pode variar significativamente, devido ao grande número de fabricantes de inversores de freqüência no mercado, o custo da energia é um fator que não pode ser alterado para viabilizar o investimento.

O fator de capacidade da bomba tem um grande peso sobre a atratividade, sendo que as instalações com operação contínua ao longo do tempo, ou seja, de alto fator de capacidade, são as que possuem menor tempo de retorno. E também a variação na demanda de vazão é outro fator importante, processos com grandes reduções de vazão retornam o investimento em prazos menores, mas dependem ainda do tempo de operação em cada condição, pois mesmo que as variações sejam grandes, se a permanência da bomba em vazões reduzidas for pequena, a atratividade pode resultar baixa.

A porcentagem de altura estática na instalação, em relação a pressão total, tem grande influência sobre o tempo de retorno, podendo ser um primeiro indicativo do potencial de economia de energia, antes mesmo de se efetuarem os cálculos. Sistemas com pequena diferença de altura geométrica entre os reservatórios, tal como as bancadas ensaiadas neste trabalho, são propícios a aplicação de controle com rotação variável, pois a maior parcela das perdas são provocadas pela válvula de controle. Mas, as instalações com altura estática elevada, tais como estações elevatórias urbanas, que bombeiam água para reservatórios localizados em cotas mais elevadas, não são atrativos para a variação de rotação, uma vez que a diferença de altura entre as curvas características é pequena em relação a altura total.

A inclinação da curva da bomba também interfere na atratividade, pois curvas com características descendentes implicam em grandes variações de pressão, para pequenas alterações na vazão, resultando em menores tempos de retorno. Curvas com formato horizontal são pouco atrativas, por manterem a pressão estável quando se altera a vazão.

Dessa forma conclui-se que as instalações de bombeamento mais indicadas para o uso de rotação variável são as que possuem pequena altura estática, alto fator de capacidade, grandes variações na demanda de vazão, com alta porcentagem do tempo de operação nas vazões menores e são operadas por bombas centrífugas com curva característica de comportamento descendente.

9.2 – Contribuições

Dentre as principais contribuições geradas por este trabalho de dissertação, pode-se destacar:

1. Estruturação de um sistema de aquisição de dados para ensaios de bombas centrífugas;
2. Desenvolvimento de uma metodologia de simples aplicação, para estimativa das curvas características de uma instalação de bombeamento, através da *interpolação por três pontos*;
3. Fornecer subsídios para maior confiabilidade na análise de viabilidade técnica e econômica de instalações de bombeamento, visando a operação com rotação variável.

9.3 – Recomendações para Futuros Trabalhos

1. A principal recomendação para futuros trabalhos é fazer uma avaliação dos rendimentos da bomba e do motor elétrico quando operam em rotação variável. Pode-se estudar a possibilidade de obter uma estimativa das curvas de rendimento da bomba através de aproximações, com equações de círculos e/ou elipses.
2. Levantar a curva da bomba para diversos tipos e/ou características de rotores, e tentar verificar para que grau de polinômio cada um desse tipos se ajustam melhor.
3. Estudar as causas dos desvios observados nas curvas do sistema, quando levantadas pelo método de *desligamento do motor*. Pode-se analisar as possibilidades de influência das características hidráulicas da instalação, arranjo do sistema de tubulações, características da válvula de controle, tipo de rotor da bomba, dentre outras.

4. Estender a metodologia de *interpolação por três pontos* para associações de bombas operando em série e em paralelo.
5. Analisar a influência da altura estática de forma mais detalhada, calculando o tempo de retorno para instalações com diferentes configurações.

ANEXO A

DESVIOS ENTRE AS METODOLOGIAS DE LEVANTAMENTO DAS CURVAS

Tabela A.1 – Desvios entre as curvas das bombas

LHDC				BEAVE			
Vazão [m^3/s]	**H_{BC} [m] (*Eq. 7.15*)**	**H_{BI} [m] (*Eq. 7.16*)**	**D_{BC-BI} [%]**	**Vazão [m^3/s]**	**H_{BC} [m] (*Eq. 7.26*)**	**H_{BI} [m] (*Eq. 7.27*)**	**D_{BC-BI} [%]**
0,1005	5,516	5,701	-3,342	0,0196	21,027	17,258	17,923
0,0959	6,799	6,231	8,362	0,0191	23,852	19,229	19,382
0,0906	8,057	6,807	15,513	0,0183	28,736	22,782	20,719
0,0863	8,928	7,253	18,756	0,0173	34,153	26,984	20,990
0,0805	9,891	7,815	20,981	0,0169	36,135	28,606	20,837
0,0751	10,611	8,313	21,652	0,0156	41,725	33,489	19,740
0,0700	11,126	8,743	21,421	0,0134	48,793	40,612	16,767
0,0652	11,497	9,125	20,633	0,0112	53,893	46,955	12,875
0,0604	11,764	9,480	19,411	0,0093	56,792	51,519	9,284
0,0554	11,943	9,818	17,795	0,0080	58,169	54,199	6,824
0,0510	12,032	10,092	16,123	0,0066	59,167	56,524	4,467
0,0466	12,067	10,343	14,282	0,0000	61,840	61,540	0,485
0,0405	12,043	10,656	11,521				
0,0350	11,971	10,899	8,952				
0,0274	11,830	11,176	5,530				
0,0194	11,681	11,396	2,437				
0,0158	11,629	11,471	1,357				
0,0113	11,590	11,543	0,411				
0,0084	11,585	11,576	0,074				
0,0070	11,589	11,589	-0,003				

Tabela A.2 - Diferenças para a curvas de 60 porcento da vazão máxima - LHDC

Vazão [m^3/s]	**H_C [m] (*Eq. 7.25*)**	**H_I [m] (*Eq. 7.24*)**	**H_D [m] (*Eq. 7.23*)**	**D_{C-I} [%]**	**D_{C-D} [%]**
0,0598	11,848	11,716	1,113	11,964	-0,977
0,0560	10,481	10,271	2,003	9,783	6,660
0,0520	9,135	8,856	3,058	7,856	14,004
0,0480	7,882	7,546	4,262	6,259	20,594
0,0440	6,720	6,341	5,648	4,948	26,372
0,0400	5,650	5,240	7,261	3,881	31,309
0,0360	4,673	4,245	9,162	3,016	35,447
0,0320	3,787	3,354	11,436	2,310	38,990
0,0280	2,993	2,568	14,204	1,721	42,508
0,0240	2,291	1,886	17,647	1,205	47,410
0,0200	1,681	1,310	22,046	0,720	57,161
0,0174	1,328	0,987	25,688	0,396	70,169

Tabela A.3 – Diferenças para a curva com a válvula toda aberta - LHDC

Vazão [m^3/s]	H_C [m] (*Eq. 7.18*)	H_I [m] (*Eq. 7.19*)	H_D [m] (*Eq. 7.17*)	D_{C-I} [%]	D_{C-D} [%]
0,1015	5,781	5,751	5,689	0,507	1,592
0,1000	5,627	5,582	5,240	0,803	6,872
0,0960	5,229	5,144	4,176	1,624	20,144
0,0920	4,845	4,724	3,279	2,501	32,325
0,0880	4,476	4,322	2,536	3,440	43,358
0,0840	4,122	3,938	1,929	4,447	53,188
0,0800	3,781	3,572	1,446	5,532	61,765
0,0760	3,456	3,224	1,069	6,702	69,054
0,0720	3,144	2,894	0,785	7,968	75,036
0,0680	2,847	2,581	0,577	9,343	79,726
0,0640	2,564	2,286	0,431	10,841	83,189
0,0600	2,296	2,009	0,331	12,480	85,569
0,0560	2,042	1,750	0,263	14,280	87,134
0,0520	1,802	1,509	0,210	16,267	88,346
0,0480	1,577	1,286	0,158	18,472	89,973
0,0440	1,367	1,081	0,092	20,931	93,283
0,0432	1,327	1,042	0,076	21,452	94,300

Tabela A.4 – Diferenças para a curvas de 85 porcento da vazão máxima - LHDC

Vazão [m^3/s]	H_C [m] (*Eq. 7.22*)	H_I [m] (*Eq. 7.21*)	H_D [m] (*Eq. 7.20*)	D_{C-I} [%]	D_{C-D} [%]
0,0858	9,008	9,094	-0,955	8,563	4,939
0,0840	8,662	8,706	-0,515	7,997	7,673
0,0800	7,936	7,897	0,491	6,874	13,375
0,0760	7,241	7,127	1,580	5,882	18,769
0,0720	6,578	6,397	2,761	5,011	23,829
0,0680	5,946	5,706	4,049	4,250	28,530
0,0640	5,346	5,054	5,456	3,590	32,844
0,0600	4,776	4,442	7,002	3,021	36,748
0,0560	4,239	3,870	8,706	2,534	40,222
0,0520	3,732	3,336	10,596	2,118	43,255
0,0480	3,257	2,843	12,704	1,763	45,857
0,0440	2,813	2,389	15,068	1,461	48,071
0,0400	2,400	1,974	17,738	1,200	50,006
0,0360	2,019	1,599	20,780	0,971	51,888
0,0320	1,669	1,264	24,276	0,765	54,163
0,0280	1,350	0,967	28,334	0,571	57,709
0,0240	1,062	0,711	33,105	0,380	64,280
0,0200	0,806	0,494	38,792	0,181	77,565
0,0189	0,740	0,439	40,605	0,122	83,501

Tabela A.5 – Diferenças entre os métodos no circuito BEAVE

Válvula toda aberta				1° posição intermediária			
Vazão [m^3/s]	**H_I [m] (*Eq. 7.29*)**	**H_D [m] (*Eq. 7.28*)**	**D_{I-D} [%]**	**Vazão [m^3/s]**	**H_I [m] (*Eq. 7.31*)**	**H_D [m] (*Eq. 7.30*)**	**D_{I-D} [%]**
0,0196	18,876	19,322	-2,363	0,0176	39,651	34,432	13,163
0,0190	17,923	13,799	23,008	0,0170	37,308	20,946	43,856
0,0180	16,282	7,893	51,523	0,0160	33,265	9,411	71,709
0,0170	14,729	4,906	66,689	0,0150	29,467	5,166	82,470
0,0160	13,265	3,396	74,396	0,0140	25,915	3,604	86,095
0,0150	11,890	2,633	77,856	0,0130	22,607	3,029	86,603
0,0140	10,603	2,247	78,810	0,0120	19,544	2,817	85,587
0,0130	9,405	2,052	78,186	0,0110	16,726	2,739	83,624
0,0120	8,296	1,953	76,460	0,0100	14,154	2,710	80,850
0,0110	7,276	1,903	73,845	0,0090	11,826	2,700	77,170
0,0100	6,344	1,878	70,402	0,0080	9,743	2,696	72,329
0,0090	5,502	1,865	66,099	0,0070	7,906	2,695	65,915
0,0080	4,747	1,859	60,849	0,0060	6,313	2,694	57,325
0,0070	4,082	1,855	54,547	0,0050	4,965	2,694	45,747
0,0060	3,505	1,854	47,116	0,0040	3,863	2,694	30,263
0,0050	3,017	1,853	38,591	0,0030	3,005	2,694	10,365
0,0040	2,618	1,852	29,243	0,0020	2,393	2,694	-12,582
0,0030	2,308	1,852	19,730	0,0010	2,025	2,694	-33,013
0,0020	2,086	1,852	11,199	0,0000	1,903	2,694	-41,577
0,0010	1,953	1,852	5,149				
0,0000	1,9083	1,852	2,945				
2° posição intermediária				**3° posição intermediária**			
Vazão [m^3/s]	**H_I [m] (*Eq. 7.33*)**	**H_D [m] (*Eq. 7.32*)**	**D_{I-D} [%]**	**Vazão [m^3/s]**	**H_I [m] (*Eq. 7.35*)**	**H_D [m] (*Eq. 7.34*)**	**D_{I-D} [%]**
0,0121	56,474	56,962	-0,866	0,0094	60,620	57,046	5,896
0,0120	55,378	53,176	3,977	0,0090	55,731	38,031	31,760
0,0110	46,837	30,526	34,825	0,0080	44,433	14,775	66,747
0,0100	39,039	17,868	54,229	0,0070	34,464	6,878	80,044
0,0090	31,983	10,794	66,251	0,0060	25,824	4,196	83,753
0,0080	25,671	6,841	73,352	0,0050	18,514	3,285	82,257
0,0070	20,100	4,631	76,959	0,0040	12,533	2,976	76,257
0,0060	15,273	3,396	77,762	0,0030	7,880	2,871	63,574
0,0050	11,188	2,706	75,810	0,0020	4,557	2,835	37,797
0,0040	7,846	2,321	70,422	0,0010	2,564	2,823	-10,108
0,0030	5,247	2,105	59,876	0,0000	1,899	2,819	-48,426
0,0020	3,390	1,985	41,453				
0,0010	2,276	1,917	15,754				
0,0000	1,905	1,880	1,303				

ANEXO B

CUSTOS

Tabela B.1 – Custo da energia elétrica

TARIFA MÉDIA POR CLASSE DE CONSUMO Jan – Jun / 2000							
Classe de Consumo	**Unidade**	**Norte**	**Nordeste**	**Sudeste**	**Sul**	**Centro Oeste**	**Brasil**
Residencial	[R$/MWh]	150,53	143,99	158,90	149,29	150,54	154,19
	[US$/MWh]	81,37	77,83	85,89	80,70	81,37	83,35
Industrial	[R$/MWh]	46,35	53,78	72,31	76,27	78,81	68,22
	[US$/MWh]	25,05	29,07	39,09	41,23	42,60	36,88
Comercial	[R$/MWh]	142,05	122,84	134,52	124,69	133,57	131,63
	[US$/MWh]	76,78	66,40	72,71	67,40	72,20	71,15
Rural	[R$/MWh]	98,91	79,62	91,12	74,82	89,16	83,04
	[US$/MWh]	53,46	43,04	49,25	40,44	48,19	44,89
Poder Público	[R$/MWh]	138,72	122,69	135,02	127,49	132,47	131,66
	[US$/MWh]	74,98	66,32	72,98	68,91	71,61	71,17
Iluminação Pública	[R$/MWh]	83,97	81,46	86,81	75,71	79,07	82,96
	[US$/MWh]	45,39	44,03	46,92	40,92	42,74	44,84
Serviço Público	[R$/MWh]	87,13	73,75	76,55	77,56	74,62	76,52
	[US$/MWh]	47,10	39,86	41,38	41,92	40,34	41,36
Consumo Próprio	[R$/MWh]	134,87	132,90	61,15	76,41	141,96	76,82
	[US$/MWh]	72,90	71,84	33,05	41,30	76,74	41,52
Tarifa Média	[R$/MWh]	90,50	91,70	109,31	103,78	120,45	105,20
	US$/MWh]	48,92	49,57	59,09	56,10	65,11	56,86

Fonte: SRE/ANEEL **(US$ 1,00 = R$ 1,85)**

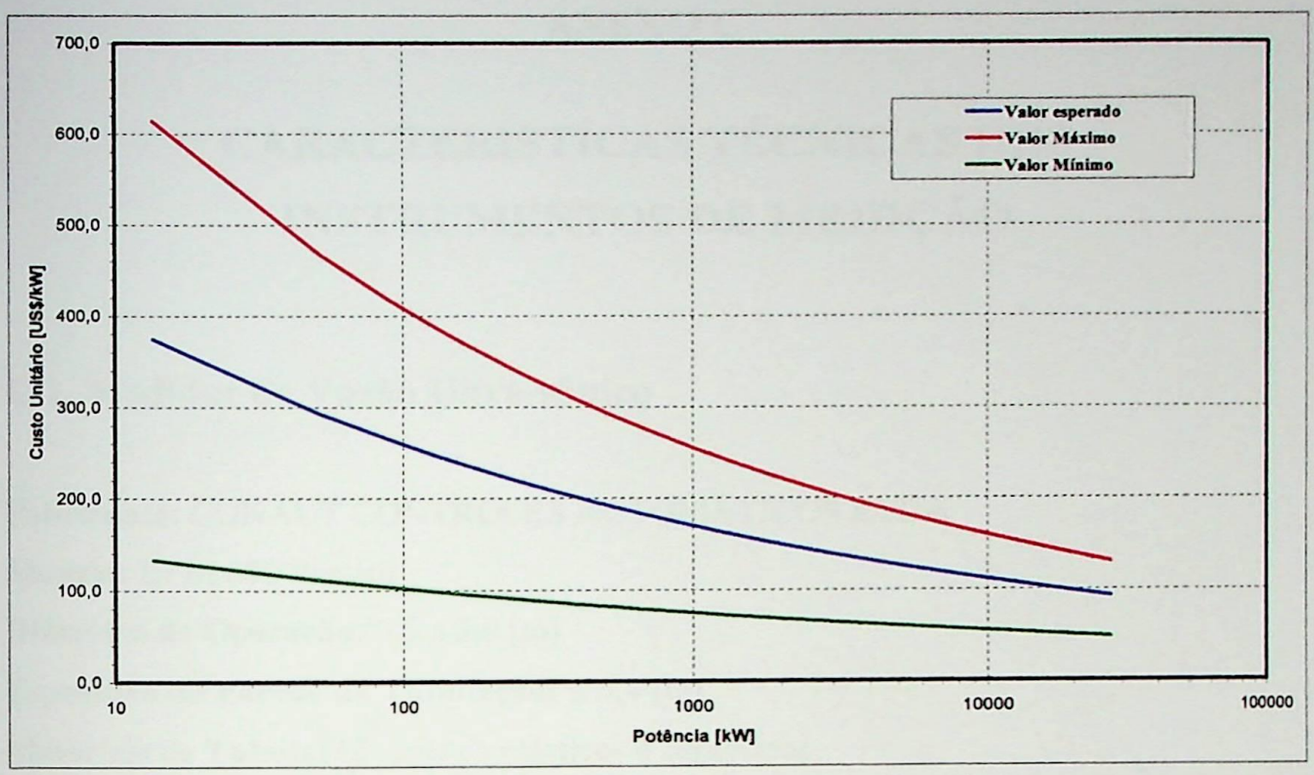


Figura B.1 – Custo esperado de inversores de frequência

ANEXO C

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

C.1. Medidor de Vazão Ultra-sônico

Fabricante: CONAUT CONTROLES AUTOMÁTICOS LTDA

Modelo: UFM 600 Portátil

Diâmetro de Operação: 0,5 a 3,0 [m]

Espessura da Parede da Tubulação: ≤ 0,4 [m]

Materiais de Tubulação: Metais plásticos e cerâmicos

Material do Revestimento: Tinta, filtro de PVC, cimento e amianto

Fluido: Limpo e homogêneo, com conteúdo de gás e sólido não superior 1,0 [%] em volume

Temperatura do Fluido: -25 a 120 [°C]

Precisão: 3 a 5 [%]

Reprodutibilidade: até 0,2 [%]

Saídas: Corrente, freqüência, pulsação e saída RS 232 para computador

Visor: Cristal líquido

Valores Mensuráveis: Fluxo volumétrico, tempo de trânsito e direção do fluxo

Suprimento de energia: Baterias internas ou rede externa em 12 [Vcc] e 90 a 264 [Vca], 50 ou 60 [Hz]

Transporte: Maleta de alumínio

Núnero de Reynolds: ≥ 10.000

C.2. Transdutor de Pressão

Fabricante: MARKARE EQUIPAMENTOS

Modelo: MTP 100

Faixa de Operação:

LHDC: 0 - 15 [mca]

BEAVE: 0 – 80 [mca]

Temperatura de trabalho -10 a 70 [°C]

Precisão: ± 0,5 [%]

Saídas de sinal: 4 a 20 [mA]

Alimentação: 12 a 36 [Vcc]

Trabalho: Líquidos e gases corrosivos

Tempo de resposta: 100 [μ]

Resistência de carga: 1,2 [kΩ]

C.3. Tacogerador

Fabricante: WEG MÁQUINAS LTDA

Modelo: 1RC

Tensão a 1.000 [rpm]: 20 [V]

Velocidade Máxima: 8.000 [rpm]

Sentido de Rotação: Reversível

Corrente Máxima de Consumo: 550 [mA]

Tensão Máxima de Consumo: 100[V]

Resistência da Armadura: 9 [Ω] +3 [%]

Erro Máximo de linearidade: 0,5 [%]

Erro Máximo de Reversibilidade: 1 [%]

Ondulação: 1 [%]

Umidade Relativa Máxima: 90 [%]

Classe de Isolamento: B

Número de Pólos: 2

Número de Escovas: 4

GD^2: 8.450 [$g.cm^2$]

Temperatura Ambiente: -15 a 60 [°C]

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGNEW, ROBERT J. JR. "*Minimum Flowrate for Centrifugal Pumps*". Chemical Processing 57 - 12, Dec 1994. Putmon Publishing Company, Chicago, IL, USA. p. 45 - 50.

ALEXANDER, ROBERT. "*Variable Speed for Energy Savings and Optimum Plant Operation*". Power International vol. 35 n. 408, Jun 1989, p. 150 - 152.

ANDERSON, KEN. "*Variable Speed Control*". Aust. Refrig. Air Condition Heat vol. 45 n.1, Jan 91, p. 17 - 18, 20 - 23.

BAUMANN, HANS P. "*Control Valve Vs. Variable-Speed Pump*". The Chemical Engineering Guide to Pumps. McGraw Hill Publications Co., 1984. 325p.

BORTONI, EDSON C.; SANTOS; AFONSO H. M.; KUSEVIC, E. D. *"Determinação das Características de Cargas Mecânicas Para Fins de Conservação de Energia*". Anais do 11° Congresso Brasileiro de Manutenção, 29/09 a 02/10 de 1996 - Minas Centro, Belo Horizonte.

BORTONI, EDSON C.; TANAKA, EDUARDO T. *"Como tirar o Máximo de Motores Elétricos*". IPESI - Eletrônica & Informática, JUL/AGO 1993.

DUNN, A; KEUNG, LAI CHI. "*Frequency-Inverter Controlled Pumps as a Cause of Pipeline Resonance*". Building Services Engineering Resources Technology, 16 - 2, 1995. Chartered Institute of Building Services, London, England. p. 115 - 117.

FONTAINE, PASCAL. "*Energy Efficiency in Handling Aplications*". Aust. Asian Pac. Electr. World 60 - 7, Jul 1995. Red Bus Publ., Chotswood, NSW, Aust. P. 42 - 43.

FORSTHOFFER, W. E.; ROST, M. "*Pratical Pump Selection Guidelines for End Users*". Turbomachine International 36-1, Jan - Feb 1995. Business Journal Inc., Norwalk, CT, USA. p. 28 - 32.

GIBSON, IAN H. "*Variable Speed Centrifugal Pumps as Final Control Elements*". Aust. Journal Instrum. Control 9 - 3 Oct, 1994. II CA, Glenside, Aust. p. 10 - 14

GIBSON, IAN H. "*Variable Speed Drives as Flow Control Elements*". ISA Transations vol. 33 n. 2, Jul 1994, p. 165 - 169.

GORRIE, CRAWFORD. "*Pump Efficiency*". Process Engineering vol.70 n. 7, Jul 1989, p 37 - 39.

HANSEN, ERWIN G. "*Parallel Operation of Variable Speed Pumps in Chilled Water Sistems*". ASHRAE Journal 37-10 Oct 1995. ASHRAE, Atlanta, GA, USA. P 34 - 38.

HANSON, B.; WEIGAND, C.; ORLOFF, S. "*Performance of Electric Irrigation Pumping Plants Using Variable Frequency Drives*". Journal of Irrigation Drainning Engineering, 122-3, May - Jun 1996 ASCE, New York, NY, USA. P 179 - 182.

HEGBERG, R. A "*Converting Constant-Speed Hydronic Pumping Systems to Variable-Speed Pumping*". ASHRAE Transations pt 1, 91. ASHRAE Winter Meeting - Techinical Papers, New York, NY, USA. Jan 19-23, 1991, p. 739 - 745.

HENZE, MICHAEL. "*The Integral Motor – A New Variable-Speed Motor Drive*". World Pumps, July 1996. P 54 - 57.

HIRSCHFELD, H. "*Engenharia Economica e Análise de Custos*". 6ª edição, São Paulo, Editora Atlas, 1998, 407 p.

HOLMES, E. "*Handbook of Industrial Pipework Engineering*". New York, John Wiley and Sons, 1973, 570 p.

JOHNSON, JAMES D. "*Variable-speed Drives Can Cut Pumping Costs*". The Chemical Engineering Guide to Pumps. McGraw Hill Publications Co., 1984. 325p.

KARASSIK, I. J.; KRUTZSCH, W. C.; FRASER, W. H.; MESSINA, J. P. "*Pump Handbook*". McGraw Hill Publications Co., 1976.

KUNZ, UDO. "*Tomorrow's Pump Control Systems*". World Pumps, January 1995. P 25 - 29.

LEWIS, CHRIS; WALTON, SIMON J.; PENNY, JOHN R. "*Monitoração do Rendimento sem o Uso de Transdutores de Torque*". Eletricidade Moderna, Março 1997. P 70 - 75.

MACINTYRE, A J., "*Bombas e Instalações de Bombeamento*" - 2º ed., Rio de Janeiro, Ed. Guanabara, 1987 - 782 pg.

MATTOS, E. EZEQUIEL; FALCO, R. "*Bombas Industriais*", 2º ed. - Ed. Interciência, Rio de Janeiro, 1998, 474 p..

MOBE, W. J.; MULHOLLAND, R. A "*Variable High-Speed Motors Optimize Sealless*". Hydrocarbon Process vol. 69 n. 2, Feb 1990, p. 71 - 73.

NADEL, S.; SHEPARD, M.; GREENBERG, S.; KATZ, G.; ALMEIDA, A. T. "*Energy-Efficient Motor Systems - A Handbook on Technology, Program, and Policy Opportunities*". American Council for na Energy-Efficient Economy - ACEEE, Washington, DC. Edição revisada, 1992, 379 p..

NING, DUAN; MAYS, LARRY W. "*Reliability Analysis of Pumping Systems*". Journal of Hidraulic Engineering vol. 116 n. 2, Feb 1990, p. 230 - 248.

NITIVATTANANON, VILAS; SADOWSK, ELAINE C.; QUIMPO, RAFAEL G. "*Optimization of Water Supply System Operation*". Journal of Water Resource Planning Management, 122-5 Sep-Oct 1996. ASCE, New York, NY, USA. P 374 - 384.

ORMSBEE, LINDELL E.; LANSEY, KEVIN E. "*Optimal Control of Water Supply Pumping Systems*". Journal of Water Resource Planning Manegement vol. 120 n. 2, Mar - Apr 1994, p. 237 - 252.

POTEL, D. P. "*Selection of Energy Efficient Pumping System*". Electric Conservation vol. 15 n. 1, Jun 1994. Devki R&D Engineers, Boroda, India. p. 16 - 18.

POTRATZ, S. J. "*Design Considerations of a Centrifugal Variable-Flow Chilled-Water Plant*". ASHRAE Transations pt 1, 91. ASHRAE Winter Meeting - Techinical Papers, New York, NY, USA. Jan 19-23, 1991, p. 759 - 762.

RISHEL, J. B. "*Control of Variable-Speed Pumps on Hot na Chilled Water Systems*". ASHRAE Transations pt 1, 91. ASHRAE Winter Meeting - Techinical Papers, New York, NY, USA. Jan 19-23, 1991, p. 746 - 750.

RITTER, CARSTEN M.; SILVINO, JOSÉ L. "*Características e Tendências do Controle Vetorial sem Sensores de Velocidade*". Eletricidade Moderna, 277, Abril 1997. P 124 - 135.

SALAZAR, ANDRÉS ORTIZ; FILHO, EPITÁCIO NSCIMENTO. "*Acionamentos de Velocidade Controlada para Bombeamento de Petróleo*". Eletricidade Moderna, Junho 1999. P 162 - 171.

SMIT, J. J.; BENTO, P. "*Energy Savings Through the Use of Variable Speed Drives*". Elektronik Johannesburg vol. 8 n. 10, Oct 1991, p. 23 - 29.

STEPANOFF, A. J. "*Centrifugal and Axial Flow Pumps*". John Wiley & Sons, third prnting, June, 1964, 462 p..

STEPHAN, RICHARD; HANITSCH, ROLF. "*Guia dos Acionamentos CA de Velocidade Controlada*". Eletricidade Moderna, 265, Abril 1996. p 32 - 47.

TUTTEROW, VESTAL C.; DOOLING, JOHN H.; PAUL, BRAYTON O . *"Energy Efficient Pumping Sistems"*. Chemical Processing, 59-8, August 1996. 5 pp.