

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS**

**Modelagem do Escoamento Monofásico em  
Bomba Centrífuga Submersa Operando com  
Fluidos Viscosos**

Autor: **Gilmar Dutra Leite do Amaral**  
Orientador: **Prof. Dr. Fernando de Almeida França**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS**

# **Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos**

Autor: **Gilmar Dutra Leite do Amaral**

Orientador: **Prof. Dr. Fernando de Almeida França**

Curso: Ciências e Engenharia do Petróleo

Dissertação de mestrado apresentada à Subcomissão de Pós-Graduação Interdisciplinar de Ciências e Engenharia de Petróleo (FEM e IG), como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo.

Campinas, 2007  
S.P. – Brasil

A  
R 164

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS**

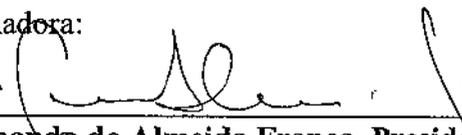
**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

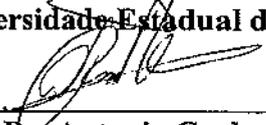
**Modelagem do Escoamento Monofásico em  
Bomba Centrífuga Submersa Operando  
com Fluidos Viscosos**

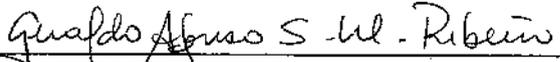
**Autor: Gilmar Dutra Leite do Amaral**

**Orientador: Prof. Dr. Fernando de Almeida França**

Banca Examinadora:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Fernando de Almeida França, Presidente**  
**Universidade Estadual de Campinas - Unicamp**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart**  
**Universidade Estadual de Campinas - Unicamp**

  
\_\_\_\_\_  
**Dr. Geraldo Afonso Spinelli Martins Ribeiro**  
**Petrobras - Petróleo Brasileiro S.A.**

Campinas, 26 de fevereiro de 2007.

Dedico este trabalho à minha amada esposa Andressa que sempre a meu lado está; aos nossos queridos filhos Gustavo e Giovanni que muito nos orgulham e a meus diletos pais Francisco Roberto e Valtair.

## **Agradecimentos**

Agradeço a Deus, autor de todos os fenômenos físicos estudados neste trabalho.

Os meus sinceros agradecimentos às instituições e às pessoas que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho:

À Petrobras pela oportunidade oferecida e liberação das atribuições funcionais durante o tempo necessário à conclusão deste mestrado;

Ao corpo de professores, funcionários, pesquisadores e estagiários do DEP e do CEPETRO da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, pela ótima acolhida, agradável convivência e apoio durante este tempo;

Ao Professor Dr. Fernando de Almeida França pela amizade, orientação e constante incentivo em todos os momentos; e entusiasmo demonstrado pelo assunto tratado. Suas brilhantes idéias muito contribuíram para enriquecimento deste trabalho;

Aos gerentes, da Petrobras, Paulo Nolasco e Edilnei de Andrade Neves pela amizade e confiança em mim depositada;

Ao colega, da Petrobras, Valdir Estevam pelo incentivo e encorajamento durante todos os momentos que estivemos juntos;

Aos colegas, da pós-graduação, pelos momentos de estudos em grupo e descontração que marcaram nossa convivência, sempre sadia e prazerosa.

## Resumo

Amaral, Gilmar D. L. : *Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 233 p. Dissertação (Mestrado).

Na indústria do petróleo, quando o bombeamento centrífugo submerso (BCS) é considerado como método de elevação artificial, existe a necessidade de determinar seu desempenho operando com óleos de média e alta viscosidades. O presente trabalho mostra uma proposta de criação de modelo de previsão de desempenho e comparação com dados experimentais, relativos ao desempenho de bombas centrífugas convencional e do tipo submersa, operando com fluidos viscosos. Para a construção do modelo, partiu-se das equações diferenciais da conservação da massa e quantidade de movimento para o escoamento no interior dos canais do rotor, usando abordagem unidimensional. Com o auxílio de dados experimentais, a transferência e transformação de energia no rotor, no difusor e outros elementos constituintes das bombas foram quantificadas e modeladas, compondo todo processo que ocorre em um estágio do equipamento. Para ajustar e validar o modelo teórico, foi construído um aparato laboratorial para realização de testes específicos em uma bomba centrífuga radial convencional e em dois diferentes modelos de BCSs, modelos GN 7000 e J350N, operando com água e glicerina como fluidos de trabalho. Foram adquiridos cerca de seiscentos pontos operacionais (vazão, pressão, rotação, torque e temperatura). Os testes abrangeram o seguinte universo de aplicação para as BCSs: rotação entre 1800 a 3500 rpm, vazões entre zero e 14.000 bbl/d, viscosidades de 1cP, 60 cP, 270 cP, 720 cP e 1020 cP. Os resultados do modelo foram comparados com os valores medidos em laboratório nas três bombas testadas. Finalmente, foram comparadas também as curvas de desempenho das BCSs, obtidas no laboratório, com as curvas geradas a partir dos fatores de correção obtidos no ábaco do *Hydraulics Institute-USA*.

Palavras Chave: elevação artificial de petróleo, bomba centrífuga submersa, previsão de desempenho de bombas operando com fluido viscoso, bombeamento de óleo pesado.

## Abstract

Amaral, Gilmar D. L.: *On the Influence of Viscosity upon Electrical Submersible Pumping Performance*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 233 p. Ms. Dissertation.

In the oil industry, when artificial lift using Electrical Submersible Pumps (ESP) is considered, there is a need to determine their performance for displacing oils of medium to high viscosity. This work proposes a model that is able to predict the performance of conventional centrifugal pumps and ESPs when pumping heavier oils (meaning oils of high viscosities). Data from experiments carried with conventional centrifugal pumps and ESPs displacing fluids of viscosity ranging from 1 cP to 1020 cP, model results and results provided by other researchers and commonly used in design procedures, were taken into account for comparisons and to provide insights for the model development. In some cases, specific and detailed measurements of pressure at different positions along the pump, from the inlet eye to the discharge section, were taken. They contributed to the model development and to understand the mechanics of the energy transfer and the conversion processes that the flow undergoes along a pump single stage or throughout the entire equipment. To obtain the experimental data a set-up was built, where one conventional centrifugal pump and two ESPs were tested. The test fluids were water (1 cP) and glycerin in different temperatures to vary the viscosity from 60 cP to 1020 cP. A heat pump and a heat exchanger were connected to the pumping system for that. The experimental results, data found in the literature and the benchmark results published by the manufacturers for pumps operating with water were compared with results calculated by the proposed model to validate it. Finally, a comparison between the experimental results and the data calculated using the procedures of the Hydraulic Institute – USA, to calculate centrifugal pump performance for viscous fluids, is presented.

Keywords: artificial lift, Electrical Submersible Pump, performance of viscous pumping, pumping heavy oil.

# Índice

<b>Lista de Figuras</b>	<b>x</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xix</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>xxii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
<b>2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>8</b>
<b>3 Desenvolvimento Experimental</b>	<b>18</b>
<b>4 Modelagem do Escoamento</b>	<b>40</b>
<b>5 Resultados Experimentais</b>	<b>62</b>
<b>6 Resultados do Modelo</b>	<b>116</b>
<b>7 Conclusão e Recomendações</b>	<b>131</b>
<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>135</b>

**Apêndices:**

<b>A Fundamentos Teóricos de Bombas Centrífugas</b>	<b>140</b>
<b>B Cálculo do Fator de Atrito</b>	<b>156</b>
<b>C Caracterização Reológica da Glicerina Usada nos Testes</b>	<b>166</b>
<b>D Calibração dos Instrumentos e Análise de Erro</b>	<b>160</b>
<b>E Similaridade Aplicada às Máquinas de Fluxo</b>	<b>183</b>

**Anexos:**

<b>I Tabelas</b>	<b>188</b>
<b>II Procedimento de Aquisição de Dados</b>	<b>209</b>
<b>III Curvas de Catálogo do Desempenho das BCSs</b>	<b>213</b>
<b>IV Instrumentação da BCS GN-7000</b>	<b>216</b>
<b>V Fotos</b>	<b>226</b>

## Lista de Figuras

1.1	Poço de petróleo equipado com Bombeamento Centrífugo Submerso (BCS). .....	02
2.1	Ábaco de Stepanoff para correção de altura de elevação e eficiência de bomba centrífuga operando no BEP.(Do livro: <i>Centrifugal and Axial flow Pumps</i> – Stepanoff, 1957. Segunda edição). .....	10
2.2	Ábaco <i>Hydraulic Institute</i> para bombas centrífugas de 2” a 8”. (Fonte: “ <i>Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary &amp; Reciprocating Pumps,</i> ” 14 <sup>th</sup> Edition, 1983). .....	12
3.1	Vista geral da montagem do sistema de testes de bombas centrífugas. ....	21
3.2	Fluxograma do sistema de teste de bombas centrífugas. ....	21
3.3	Localização dos pontos de medição de pressão no interior da bomba Ita 65 330/2. ....	28
3.4	Desenho esquemático do <i>skid</i> horizontal de BCSs. ....	30
3.5	Pontos de tomada de pressão da BCS REDA GN-7000. ....	33
4.1	Volume de controle VC no canal do rotor. ....	43
4.2	Corte axial do rotor identificando o VC na posição genérica. ....	43
4.3	Aproximação do VC infinitesimal por um paralelepípedo regular. ....	48
4.4	Triângulo de velocidade com valores idealizados e efetivos (representados pelo <i>linha</i> ) das velocidades absoluta e relativa e ângulos. ....	53
4.5	Volume de Controle em um estágio de BCS. ....	56
5.1	Bomba Imbil ITA 65 330/2 - Curvas de desempenho (altura de elevação, potência e eficiência <i>versus</i> vazão) com água, a 1150 rpm. ....	64

5.2	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de altura de elevação, com água, a 1150, 1000, 806 e 612 rpm. ....	64
5.3	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de altura de elevação, com água, a 1150, 1000, 806 e 612 rpm, aplicando-se as relações de similaridade. ....	66
5.4	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de altura de elevação a 1150 rpm com tampa original e tampa em acrílico. ....	67
5.5	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do 1° rotor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, testada com água. ....	68
5.6	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do 1° rotor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, com água, aplicando-se as relações de similaridade. ....	68
5.7	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do difusor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, testada com água. ....	70
5.8	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do difusor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, com água, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 1150 rpm ....	70
5.9	Bomba Ita 65 330/2- Coeficiente de pressão versus número de Reynolds para o difusor, com água. Valores para rotações de 1000, 806 e 612 reduzidos, por similaridade, à 1150 rpm. ....	71
5.10	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do bocal convergente a 1150, 1000, 806 e 612 rpm, testada com água. ....	72
5.11	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de desempenho, experimental e do fabricante, a 3500 rpm com água. ....	73
5.12	Bomba Redá GN-7000 - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. ....	74
5.13	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	75
5.14	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500,	

	3000, 2400 e 1800 rpm. ....	76
5.15	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	76
5.16	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio. ....	77
5.17	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	78
5.18	Bomba Reda GN-7000 - Coeficiente de pressão versus número de Reynolds para o difusor, operando com água. Valores para rotações de 3000, 2400 e 1800 reduzidos, por similaridade, à 3500 rpm. ....	80
5.19	Bomba Reda J350N - Curvas de desempenho, experimental e do fabricante, a 3500 rpm com água. ....	82
5.20	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800rpm. ....	83
5.21	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	83
5.22	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP. ....	84
5.23	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	85
5.24	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP. ....	86
5.25	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 60 cP. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	87
5.26	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio,	

	com viscosidade de 60 cP. ....	87
5.27	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, com viscosidade de 60 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	88
5.28	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP. ....	89
5.29	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	90
5.30	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP. ....	91
5.31	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 270 cP. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	92
5.32	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio, com viscosidade de 270 cP. ....	92
5.33	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, com viscosidade de 270 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	93
5.34	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP. ....	94
5.35	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	95
5.36	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP. ....	96

5.37	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 720cP. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	97
5.38	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2° estágio, com viscosidade de 720 cP. ....	97
5.39	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2° estágio, com viscosidade de 720 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	98
5.40	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP. ....	99
5.41	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	100
5.42	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP. ....	101
5.43	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 1020 cP. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	102
5.44	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2° estágio, com viscosidade de 1020 cP. ....	102
5.45	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2° estágio, com viscosidade de 1020 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	103
5.46	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP. ....	105
5.47	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	105

5.48	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP. ....	106
5.49	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	107
5.50	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP. ....	108
5.51	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	109
5.52	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP. ....	110
5.53	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm. ....	110
5.54	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação da bomba a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP, pontos de melhor eficiência (BEP). ....	111
5.55	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP. ....	113
5.56	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP. ....	113
5.57	Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação da bomba a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP, pontos de melhor eficiência (BEP) ....	114
6.1	Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de Altura de Elevação do 1º estágio, experimental e do modelo, com água – 1 cP. ....	117
6.2	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com água – 1 cP. ....	118
6.3	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 60 cP. ....	120

6.4	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 60 cP. Re crítico modificado. ....	121
6.5	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estagio, experimental e do modelo, com glicerina – 270 cP. ....	122
6.6	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estagio, experimental e do modelo, com glicerina – 720 cP. ....	123
6.7	Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estagio, experimental e do modelo, com glicerina – 1020 cP. ....	124
6.8	Bomba Reda J350N - Curvas de Altura de Elevação da bomba, experimental e do modelo, com água – 1 cP. ....	126
6.9	Bomba Reda J350N - Curvas de Altura de Elevação da bomba, experimental e do modelo, com glicerina – 270 cP. ....	127
6.10	Fatores de correção para vazão, experimental e do <i>HI</i> , versus viscosidade do fluido de trabalho das BCSs GN-7000 e J350N. ....	129
6.11	Fatores de correção para altura de elevação, experimental e do <i>HI</i> , versus viscosidade do fluido de trabalho das BCSs GN-7000 e J350N. ....	130
6.12	Fatores de correção para eficiência, experimental e do <i>HI</i> , versus viscosidade do fluido de trabalho das BCSs GN-7000 e J350N. ....	130
A.1	Bomba centrífuga radial com dois estágios. ....	141
A.2	Corte radial do rotor com infinitas aletas ilustrando escoamento idealizado. ....	143
A.3	Triângulo de velocidades para uma bomba centrífuga. ....	144
A.4	Corte radial do rotor com a composição vetorial das velocidades. ....	145
A.5	Corte axial do rotor. ....	147
A.6	Linhas de corrente teórica e real no canal do rotor. ....	149
A.7	Alteração no perfil de velocidades devido à força de Coriollis. ....	150
A.8	Alteração no perfil de velocidades devido à força viscosa. ....	151
A.9	Triângulos de velocidades, real e idealizado, na aresta de saída do rotor. ....	151
A.10	Incidência não tangencial do fluxo com a aresta de entrada da aleta. ....	153

A.11	Corte simplificado da região de entrada do rotor. ....	154
C.1	Fotografia feita em microscópio ótico da glicerina com microbolhas. ....	167
C.2	Caracterização reológica da glicerina , como usada nos testes. Curvas médias (ajustes de pontos experimentais) para viscosímetros Fann e Brookfield, curva de referência da literatura e dados experimentais esporádicos para confirmação. ....	168
D.1	Curva de calibração de pressão do transmissor TR1. ....	172
D.2	Curva de calibração de pressão do transmissor TR2. ....	172
D.3	Curva de calibração de pressão do transmissor TR3. ....	173
D.4	Curva de calibração de pressão do transmissor TR4. ....	173
D.5	Curva de calibração de pressão do transmissor TR6. ....	174
D.6	Curva de calibração de pressão do transmissor TR7. ....	174
D.7	Curva de calibração de pressão do transmissor Pe BCS. ....	175
D.8	Curva de calibração de pressão do transmissor Pd BCS. ....	175
D.9	Curva de calibração de vazão do transmissor Coriollis. ....	176
D.10	Curva de calibração de torque do transmissor Tor Ita. ....	176
D.11	Curva de calibração de torque do transmissor Tor BCS. ....	177
D.12	Curva de calibração de temperatura do transmissor Te BCS. ....	177
D.13	Curva de calibração de temperatura do transmissor Td BCS. ....	178
D.14	Curva de calibração de temperatura do transmissor Td Ita. ....	178
III.1	Curvas de catálogo do desempenho da BCS REDA GN-7000. ....	214
III.2	Curvas de catálogo do desempenho da BCS REDA J350N. ....	215
IV.1	Pontos de tomada de pressão na BCS GN-7000. ....	217
IV.2	Desmontagem da BCS GN-7000. ....	218
IV.3	Retirada do eixo com os internos da BCS GN-7000. ....	217
IV.4	Conjunto de todas as peças da BCS GN-7000. ....	219
IV.5	Furos e canais de comunicação de pressão e o'ring no 1° difusor. ....	220
IV.6	1° difusor: furo e os canais de comunicação de pressão e o'ring. ....	220
IV.7	Ponto de tomada de pressão 1 (1° difusor). ....	221
IV.8	Ponto de tomada de pressão 2 (1° difusor). ....	221

IV.9	Furo e canais de comunicação de pressão e o’rings no 2° difusor. ....	222
IV.10	2° difusor: furo e canais de comunicação de pressão e o’rings. ....	222
IV.11	Ponto de tomada de pressão 3 (2° difusor). ....	223
IV.12	Pontos de tomada de pressão na carcaça tubular da BCS. ....	224
IV.13	Difusores e impelidores montados no eixo da BCS. ....	224
IV.14	Conjunto de todas as peças prontas para fechar a BCS. ....	225
IV.15	BCS GN-7000 montada com os pontos de tomada de pressão. ....	225
V.1	Vista geral da montagem do Sistema de Testes de Bombas Centrífugas. ....	227
V.2	<i>Skid</i> de BCSs: motor, torquímetro e BCS. ....	227
V.3	BCSs REDA: J350N, GN-7000 e DN-1750. ....	228
V.4	BCS GN-7000 com as tomadas de pressão. ....	228
V.5	<i>Skid</i> vertical com a bomba Imbil ITA 65-330/2. ....	229
V.6	Bomba Imbil ITA 65-330/2 – Montada com a tampa de acrílico. ....	229
V.7	Bomba Imbil ITA 65-330/2 - Vista do 1° rotor com janela de acrílico. ....	230
V.8	Transdutores de pressão. ....	230
V.9	Medidor de vazão mássico (Corioli). ....	231
V.10	Variadores de frequência. ....	232
V.11	Estação de aquisição de dados. ....	232
V.12	Separador gravitacional transparente para purgar ar do sistema. ....	233
V.13	Bomba <i>booster</i> . ....	233
V.14	Trocador de calor e bomba de calor do sistema. ....	234
V.15	Tanques de armazenamento do fluido de trabalho. ....	234

## Lista de Tabelas

3.1	Equipamentos utilizados no sistema de teste de bombas centrífugas. ....	22
3.2	Variáveis medidas no sistema de aquisição de dados. ....	24
3.3	Parâmetros calculados do sistema de aquisição de dados. ....	24
3.4	Fórmulas para cálculo dos parâmetros do sistema de aquisição de dados. ....	25
3.5	Equipamentos utilizados na montagem do circuito de testes de bomba centrífuga convencional. ....	29
3.6	Equipamentos utilizados na montagem do circuito de testes de BCSs. ....	34
5.1	BEP da BCS GN-7000 a 3500 rpm, para várias viscosidades. ....	112
5.2	BEP da BCS J350N a 3500 rpm, para várias viscosidades. ....	115
6.1	Fatores cinemáticos e coeficientes de perda por choque da BCS GN-7000. ....	124
6.2	Bomba Reda GN-7000 - Comparação do desempenho experimental com o calculado com o procedimento do <i>HI</i> . ....	128
6.3	Bomba Reda J350N - Comparação do desempenho experimental com o calculado com o procedimento do <i>HI</i> . ....	129
D.1	Erros experimentais. ....	182
I.1	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 1150 rpm, com água. ....	190
I.2	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 1000 rpm, com água. ....	190
I.3	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 806 rpm, com água. ....	191

I.4	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 612 rpm, com água. ....	191
I.5	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 1150 rpm, com água. ....	191
I.6	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 905 rpm, com água. ....	192
I.7	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 612 rpm, com água. ....	192
I.8	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 912 rpm, com glicerina, 87 cP. ....	192
I.9	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 905 rpm, com glicerina, 350. ....	193
I.10	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 600 rpm, com glicerina, 350 cP. ....	193
I.11	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 800 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	193
I.12	Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 612 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	194
I.13	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com água, 1 cP. ....	194
I.14	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com água, 1 cP. ....	195
I.15	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com água, 1 cP. ....	195
I.16	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com água, 1 cP. ....	196
I.17	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	196
I.18	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	196
I.19	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	197
I.20	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	197
I.21	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	197
I.22	.. BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	198
I.23	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	198

I.24	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	199
I.25	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	199
I.26	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	199
I.27	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	200
I.28	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	200
I.29	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	200
I.30	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	201
I.31	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	201
I.32	BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	201
I.33	BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com água, 1 cP. ....	202
I.34	BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com água, 1 cP. ....	202
I.35	BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com água, 1 cP. ....	203
I.36	BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com água, 1 cP. ....	203
I.37	BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	203
I.38	BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	204
I.39	BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	204
I.40	BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 60 cP. ....	204
I.41	BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	205
I.42	BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	205
I.43	BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	205
I.44	BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 270 cP. ....	206
I.45	BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	206
I.46	BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	206
I.47	BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	207
I.48	BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 720 cP. ....	207
I.49	BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	207
I.50	BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	208
I.51	BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	208
I.52	BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 1020 cP. ....	208

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$a$	largura da seção transversal do canal do rotor	m
$A_{bcs}$	área formada pela seção transversal da BCS, dada pela série da mesma.	m <sup>2</sup>
$A_1$	área da entrada do estágio	m <sup>2</sup>
$A_3$	área da saída do estágio	m <sup>2</sup>
$b$	altura do canal do rotor	m
$c$	altura do canal do difusor da bomba Imbil	m
$C_a$	coeficiente de número de aletas	
$C_h$	fator de correção para altura de elevação	
$C_p$	coeficiente de pressão no difusor	
$C_q$	fator de correção para vazão	
$C_\eta$	fator de correção para eficiência	
$d_1$	diâmetro interno da saída do difusor da BCS	m
$d_2$	diâmetro externo da saída do difusor da BCS	m
$ds$	comprimento infinitesimal da linha média do canal do rotor	
$D$	diâmetro externo do rotor	m
$D_{eq}$	diâmetro equivalente laminar $D_{eq}$	m
$D_{e3}$	diâmetro equivalente da saída do difusor	m
$D_H$	diâmetro hidráulico do canal do rotor	m

$f$	fator de atrito para tubo reto, de seção circular, estacionário	
$f_c$	fator cinemático	
$f_r$	fator de atrito em tubo com seção transversal retangular, estacionário	
$f_\beta$	fator de atrito em tubo curvo, estacionário	
$f_{r,\beta,\omega}$	fator de atrito corrigido pela forma da seção e curvatura do canal do rotor e pela rotação	
$F_e$	fator de correção para eficiência da bomba – Stepanoff	
$F_H$	fator de correção para a altura de elevação – Stepanoff	
$F_Q$	fator de correção da vazão – Stepanoff	
$F_r$	fator de correção devido a seção retangular	
$F_\beta$	fator de correção devido a curvatura	
$F_\omega$	fator de correção devido a rotação	
$g$	aceleração da gravidade	m/s <sup>2</sup>
$h_c$	dissipação de energia durante o “choque”	m
$h_{difusor}$	perda de carga ocorrida durante o choque na entrada do difusor mais a perda de carga devido ao atrito no difusor	m
$h_{disco}$	perda de carga por atrito de disco	m
$H$	altura de elevação	m
$k$	constante empírica, para o choque, dependente da geometria da bomba	
$k'$	constante empírica de Stepanoff, para o choque da bomba	
$K_{lam}$	parâmetro adimensional	
$K_{turb}$	parâmetro adimensional	
$l$	razão de aspecto da seção transversal retangular para líquido	m
$\dot{m}$	vazão mássica	kg/s
$N$	rotação	rpm
$N_a$	número de aletas	

$N_s$	rotação específica	rpm, $gpm^{1/2}$ , $pe^{3/4}$
$p$	pressão	Pa
$p_3$	pressão na saída do estágio	Pa
$\dot{Q}$	vazão volumétrica	$m^3/s$
$\dot{Q}_s$	vazão volumétrica sem choque	$m^3/s$
$r$	posição de referência radial no escoamento	
$r_H$	raio hidráulico	m
$R_c$	raio de curvatura do canal do rotor	m
$Re$	número de Reynolds	
$Re_{eq}$	número de Reynolds equivalente	
$Re_{paciga}$	número de Reynolds modificado de Paciga	
$Re_{stepanoff}$	número de Reynolds modificado de Stepanoff	
$Re_{\omega}$	número de Reynolds rotacional	
$s$	posição de referência ao longo da linha média do canal do rotor	
$T$	torque no eixo	N.m
$U$	velocidade tangencial	m/s
$V$	velocidade absoluta do fluido no canal do rotor	m/s
$V_2'$	velocidade absoluta corrigida do fluido na saída do rotor	m/s
$V_{2d}$	velocidade do fluido na entrada do difusor	m/s
$V_3$	velocidade do fluido na saída do estágio	m/s
$W$	velocidade relativa do fluido no canal do rotor	m/s
$\dot{W}_e$	potência disponível no eixo	W
$\dot{W}_{\acute{u}til}$	potência útil	W
$z$	coordenada espacial na direção vertical	m

### ***Letras Gregas***

$\alpha$	ângulo formado entre a velocidade absoluta e a direção tangencial	graus
$\beta$	ângulo formado entre a velocidade relativa e a direção tangencial	graus
?	variação	
$\varepsilon$	rugosidade absoluta	m
$\mu$	viscosidade dinâmica (absoluta)	kg/ms
?	eficiência	
$\nu$	viscosidade cinemática	m <sup>2</sup> /s
?	co-variância da velocidade	
?	massa específica	kg/m <sup>3</sup>
$\omega$	velocidade angular	rad/s
t	tensão cisalhante	
$\psi$	coeficiente empírico	

### ***Subscritos***

0	seção do escoamento imediatamente antes da entrada do rotor
1	entrada do rotor
2	saída do rotor
<i>bep</i>	<i>best efficiency point</i>
<i>cri</i>	crítico
<i>i</i>	idealizada
<i>o</i>	óleo

<i>r</i>	componente radial
<i>ret</i>	retangular
<i>t</i>	componente tangencial
<i>w</i>	água

### **Abreviações**

API	densidade do petróleo – graduação API
BCS	bombeamento centrífugo submerso ou bomba centrífuga submersa
BEP	<i>best efficiency point</i>
BSW	percentual de água e sedimentos
DDE	<i>dynamic data exchange</i>
ESP	<i>Electrical Submersible Pumping</i>
HI	<i>Hydraulic Institute-USA</i>
IP	índice de produtividade do poço
MTTF	<i>mean time to failure</i>
Pe	pressão estática do reservatório
RGO	razão gás óleo
VC	volume de controle

### **Siglas**

CT-Petro - Programa de Desenvolvimento de Tecnologias Para Produção de Óleos Pesados em Campos do Mar

# Capítulo 1

## Introdução

As tecnologias existentes atualmente no mundo ainda não foram capazes de viabilizar o desenvolvimento econômico de alguns campos *offshore*, portadores de óleos pesados e extra-pesados. Neste cenário, as instalações e operações são naturalmente mais complexas e dispendiosas. Ademais, a lucratividade é afetada, pois este tipo de óleo tem menor valor de mercado. Porém, as descobertas e a própria necessidade de produção de campos de óleos pesado e extra-pesado têm sido cada vez mais intensas, ditadas pelo natural decréscimo das reservas de óleos leves que já foram produzidas em proporção considerável.

Esta também é a realidade brasileira. O planejamento estratégico CT-Petro (Programa de Desenvolvimento de Tecnologias Para Produção de Óleos Pesados em Campos do Mar, CT-Petro, relatório FUNCATE/UNICAMP/INT, 2006) menciona que as operadoras no Brasil, em especial a Petrobras, têm uma previsão de produzir, já em 2010, 22% de óleo com grau API menor que 19, um dos critérios que define o limite do óleo dito pesado. Em 2015, este percentual poderá atingir 39%.

A produção de óleos pesados passa, necessariamente, pelo desenvolvimento e aprimoramento de várias técnicas de produção, entre elas a técnica de elevação artificial. Há requisitos adicionais, ditados por fatores econômicos da produção que impõem desafios. Entre eles, a necessidade de produzir com vazões elevadas para compensar os altos investimentos e o menor valor agregado do óleo pesado. Entre os métodos de elevação artificial disponíveis, que

podem contribuir para o atendimento destes requisitos, está o BCS – Bombeamento Centrífugo Submerso (*ESP*, acrônimo de *Electrical Submersible Pumping*, na nomenclatura inglesa).

O BCS é um método de elevação artificial utilizado e consagrado pela indústria de petróleo. Seu princípio consiste na utilização de uma bomba centrífuga como elemento motriz da mistura de fluidos produzida pelo reservatório. A bomba incrementa a energia de pressão disponível no reservatório em quantidade suficiente para transportar a mistura até uma plataforma ou uma unidade de pré-processamento. Esta bomba tem múltiplos estágios, e o uso convencional a instala dentro do poço (ver Figura 1.1), a uma determinada profundidade do leito marinho. O acionamento da BCS é feito por meio de um motor elétrico, através de acoplamento com selos protetores. A energia elétrica necessária ao funcionamento da bomba é transferida por cabo elétrico, da superfície até o motor.

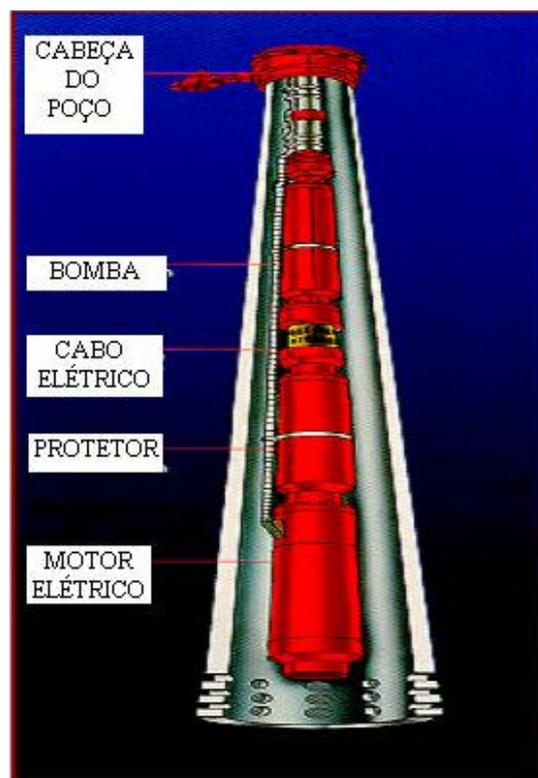


Figura 1.1 - Poço de petróleo equipado com Bombeamento Centrífugo Submerso (BCS).

Este arranjo convencional da BCS possibilita que a bomba opere com baixa concentração de gás livre na entrada, pois quanto maior a profundidade, mais elevada será a pressão na entrada da bomba e, conseqüentemente, a quantidade de gás que sai de solução do fluido produzido será menor. Evidentemente, o arranjo convencional impõe dificuldades e custos. Por exemplo: o compromisso com as operações de intervenção, pois em caso de falha haverá necessidade de se realizar uma intervenção no poço, operação que é mais demorada, resultando em interrupção da produção e maiores dispêndios, tendo em vista os altos valores das diárias de sondas.

Há outras possibilidades, entretanto, para operação de BCSs em águas profundas. A bomba pode ser instalada após a árvore de natal em um poço falso, ou em um *skid* sobre o leito marinho, ou até mesmo no *riser* de produção, como no caso do primeiro poço produtor no campo de Jubarte, da Petrobras, no Espírito Santo. Nestes casos, a maior altura e distância em relação ao reservatório impõem uma menor pressão na entrada da bomba. Conseqüentemente, a avaliação ou medição da concentração de gás livre na mistura que entra na BCS passa a ser variável fundamental no processo. Também, a temperatura do meio marinho envolvente pode ter efeitos sobre a mistura em escoamento e a própria bomba. Se resfriar a mistura antes da entrada da BCS aumenta sua viscosidade, reduzindo a eficiência da bomba; resfriando a própria BCS e seu motor, por outro lado, pode aumentar sua vida útil. Finalmente, há a expectativa positiva de maior ganho pela operação ininterrupta de um sistema BCS no leito marinho, dada a possibilidade de instalação de bombas-reserva em paralelo no sistema e a redução do tempo de substituição das unidades em caso de falha.

No que se refere à estrutura da BCS em si, é uma bomba formada por vários estágios, até centenas. Cada estágio é constituído de um difusor e um rotor, que gira em rotação elevada, a magnitude da rotação, determinada pelo uso de um motor assíncrono de dois pares de pólos, a 60 Hz, é 3600 rpm, não havendo deslizamento. Os motores das BCSs podem ser acionados por inversores de frequência, ajustando-se a rotação em valores adequados. As dimensões geométricas de cada estágio, tais como diâmetro e largura do rotor, as propriedades físico-químicas do fluido bombeado, a presença de gás livre no escoamento (escoamento bifásico) na entrada da bomba e a concentração de particulado sólido (areia) na mistura produzida, são fatores próprios e importantes que influenciam o desempenho da bomba, além das características do

reservatório e do poço, da linha de produção, da contrapressão no vaso de separação, da temperatura do meio envolvente e algumas outras de importância secundária.

A produção de petróleo com aplicação de BCS tem, entre outras, duas questões cruciais que podem ou não definir o emprego da técnica: o MTTF (acrônimo em inglês para *Mean Time To Failure*), que é o tempo médio de operação contínua da bomba antes de uma parada para manutenção ou substituição do equipamento, um critério econômico; e a restrição de bombeamento de misturas bifásicas gás-líquido, que pode reduzir ou até mesmo bloquear a produção dependendo da fração de gás livre admitida pela bomba, um critério técnico.

No caso específico da elevação de óleos pesados, além das questões apresentadas, há ainda a se considerar a alteração das curvas da bomba, energia transferida e eficiência *versus* vazão descarregada, resultante da maior viscosidade do fluido de trabalho. Como qualquer máquina hidro-dinâmica, e a BCS não passa de uma bomba centrífuga de características peculiares, a viscosidade do fluido de trabalho tem um impacto sobre as condições operacionais, reduzindo a energia transferida e a eficiência do processo de bombeamento se a viscosidade aumenta. Existem procedimentos empíricos para a correção de desempenho (fatores de correção para energia, vazão e eficiência) de bombas centrífugas convencionais, como, por exemplo, os ábacos do *Hydraulic Institute - USA* (1983), obtidos a partir da análise estatística de ensaios de bombas convencionais na década de 1950, que são utilizadas, também, para correção do desempenho de BCSs. Porém, em alguns casos, há discrepâncias nos resultados ao serem utilizados para as BCSs. Alguns fabricantes de BCS, por sua vez, realizam ensaios e incluem em seus programas computacionais de seleção e dimensionamento de sistemas de bombeamento, fatores de correção; normalmente, eles têm base puramente empírica e não há maiores detalhes sobre sua obtenção.

Assim, *a priori*, não se conhece a faixa operacional ótima de uma BCS operando com fluidos com viscosidade bem mais elevada que a água, isto é, a faixa de vazões da bomba em que a energia específica transferida (altura de elevação ou *head*, na nomenclatura inglesa) e eficiência têm valores adequados para o sistema em questão. Mas, certamente, há limitações de eficiência e

potência. Há pouco tempo, mencionava-se o limite superior de potência de 1.200 HP, valor este já superado por anúncios recentes em projetos em conjunto entre indústria e operadoras.

Porém, para a aplicação em campos de óleos pesados, há que se ter clareza quanto ao estabelecimento da faixa operacional ótima das BCSs, pois, nestes cenários há multiplicidade de fluidos de operação, com caracterização reológica ampla. Nos ábacos propostos pelo *Hydraulic Institute - USA*, as correções de condições operacionais – vazão, energia transferida e eficiência – têm a viscosidade do fluido de trabalho como parâmetro. Entretanto, as bombas centrífugas que foram objeto de análise não eram bombas típicas de BCS. Além disso, a metodologia de correção da curva característica da bomba considerava, com critérios estatísticos, o desempenho médio de bombas comerciais disponíveis na época, de características variadas. Mais ainda, a utilização dos ábacos clássicos apresenta uma limitação adicional: os valores dos coeficientes de correção publicados restringem-se à operação da bomba em seu ponto de eficiência máxima operando com água na rotação nominal. Porém, esta nem sempre é a condição de operação de uma bomba centrífuga aplicada no transporte de fluido em instalações produtoras de petróleo. O óleo ou a mistura produzida quase sempre tem viscosidade bem mais elevada que a água, e a similaridade operacional da bomba, para estes diferentes fluidos de trabalho, não se cumpre.

Uma outra questão importante refere-se à alteração da condição operacional da bomba ao longo do período de vida do poço. Se, muitas vezes, o índice de produtividade (IP) estimado para o reservatório nem sempre se confirma após a perfuração do poço, é certo que a pressão estática do reservatório ( $P_e$ ) varia ao longo do tempo, assim como as condições técnicas do poço e da linha de transporte por mecanismos diversos: deposição de parafina, modificação de traçado, alteração de BSW e RGO, formação de emulsão, entre outros. Assim, a vazão do sistema é determinada dinamicamente. Um critério de correção das condições operacionais das BCS deveria levar em conta essa natureza dinâmica da sua operação.

Efetivamente, um procedimento como o dos ábacos do *Hydraulic Institute - USA* não contempla a complexidade dos fatores envolvidos na operação de uma BCS, dadas suas especificidades construtivas e operacionais. Torna-se, pois, necessário propor novos métodos de correção das variáveis operacionais sob efeito de alteração de viscosidade, sejam eles empíricos,

fortemente apoiados em experimentação com fluidos de viscosidades mais elevadas que a água, ou buscando modelos, mesmo que simplificados, que se apoiem numa maior compreensão dos fenômenos físicos que ocorrem no processo de transferência de energia na BCS.

Neste contexto, os objetivos principais deste trabalho são:

1. Verificação das limitações existentes para a aplicação de BCSs em cenários de produção de óleos pesados em campos *offshore* ;
2. Estabelecimento do campo operacional de bombas centrífugas, convencional e BCS, com fluidos viscosos;
3. Desenvolvimento de metodologia generalista para correção das curvas de desempenho de bombas centrífugas, em especial BCS, com fluidos viscosos.

Para tanto, foram realizados:

1. Uma montagem laboratorial, denominada Sistema de Testes de Bombas Centrífugas, para realização de testes específicos em uma bomba centrífuga radial convencional e dois diferentes modelos de BCSs, operando com água e glicerina como fluidos de trabalho, cobrindo-se uma faixa de viscosidade de 1 a 1000 cP;
2. Testes com a bomba centrífuga radial convencional, disponível comercialmente, composta de dois rotores em série. Esta bomba foi instrumentada, de sua entrada até a descarga, para se medir a evolução da energia transferida ao longo dos seus componentes, em várias condições operacionais.
3. Testes com dois diferentes modelos de BCSs, uma de três estágios e a outra de dois estágios em série. Além da instrumentação para as medições globais de desempenho, aplicadas às duas bombas, a primeira delas teve uma unidade característica – rotor mais difusor – instrumentada.

4. Análise dos dados obtidos e modelagem do processo de transferência de energia e desempenho de bomba centrífuga, com base em abordagem fenomenológica. A modelagem explicita os vários termos que contribuem para a transferência e a conversão da energia bem como os termos dissipativos. Assim, por exemplo, a forma e o tamanho do rotor e difusor, as condições de operação, propriedades do fluido de trabalho, o fator de atrito do escoamento no canal do rotor, a influência da não-uniformidade do escoamento devido a escoamentos secundários, os efeitos dos choques de aceleração e retardamento no rotor e no difusor, atrito de disco e outros, são características e fenômenos identificados e quantificados na avaliação da formação da energia útil – a altura de elevação - da bomba operando com água e fluidos mais viscosos.

Assim, para descrever o conjunto do trabalho, com seus procedimentos, análises, proposição de modelo e comparação com resultados experimentais próprios e de outrem, os capítulos que compõe esta dissertação são: Revisão Bibliográfica; Desenvolvimento Experimental; Modelagem do Escoamento; Resultados Experimentais; Resultados do Modelo; Conclusão e Recomendações.

## Capítulo 2

### Revisão Bibliográfica

As máquinas de fluxo em geral, e as bombas centrífugas em particular, foram intensivamente pesquisadas, no aspecto do projeto, até meados do século passado. O motivo é direto, pois as bombas centrífugas eram, até recentemente, um dos equipamentos mais usados em ambientes industriais e comerciais, só superados pelos motores elétricos de indução. A partir daquela época, o desenvolvimento tecnológico das bombas foi assumido pelas indústrias fabricantes, com um certo esgotamento de possibilidades de ganho considerável no desempenho hidrodinâmico por avanços em projeto. Bombas pequenas, de até cinco HP de potência, já operavam com eficiências até 65%; as bombas maiores já atingiam mais de 80% de eficiência máxima.

Esta mudança de enfoque está refletida nas referências científicas que tratam do projeto de bombas. É vasta a literatura referenciável até a década de 1960. Os principais pesquisadores citados, bem como conceitos, tabelas e ábacos operacionais, ainda hoje utilizados, são desta época. Somente com o advento da mecânica dos fluidos computacional - CFD, e o surgimento dos modernos e específicos modelos de turbulência, aplicáveis a escoamentos sob campo centrífugo intenso, a pesquisa na área ganha novo impulso, agora se concentrando no aprimoramento dos equipamentos fornecido pelas indústrias. CFX<sup>®</sup>, Flow3D<sup>®</sup>, Phoenics<sup>®</sup>, entre outros, são exemplos de CFDs genéricos que clamam a aplicabilidade em máquinas de fluxo como um dos carros chefes de seu produto. Numeca<sup>®</sup> é um exemplo de CFD dedicado, que divulga a parceria com fabricantes de bombas, ventiladores e turbinas como “banco de teste” dos aperfeiçoamentos gerados pelo modelo matemático-computacional.

Assim, é sintomático que pesquisadores como Alexey Joakim Stepanoff e Carl Pfleiderer, dois experimentalistas que foram de extrema importância para o desenvolvimento da área de máquinas de fluxo, sejam ainda muito citados nos trabalhos científicos e técnicos atuais. Especificamente referindo-se à utilização de bombas centrífugas com fluido viscoso – por fluido viscoso entenda-se um líquido de viscosidade em torno de 2 ordens de magnitude superior à viscosidade da água e além – e à sua alteração de desempenho. Já, em 1948, Stepanoff afirmava: “*É impossível estabelecer o desempenho de uma bomba centrífuga, operando com fluido viscoso, com deduções puramente teóricas... . Uma análise do problema com ajuda de números adimensionais mostra que a relação entre a altura de elevação e a vazão, a uma rotação constante, é um problema experimental*”. Para abordar o problema, o pesquisador então realizou vários experimentos utilizando bombas centrífugas convencionais de 3/4” (19 mm) a 8” (200 mm) de diâmetro do flange de descarga. Os testes foram realizados com água e com onze tipos de óleos com viscosidades entre 1 a 2.020 cSt (1 a ~ 1.900 cP).

Baseado nos resultados experimentais, Stepanoff (1948) verificou que, para uma certa bomba operando com rotação constante, a altura de elevação diminui com o aumento da viscosidade do fluido bombeado, de tal forma que a rotação específica permanece constante. A rotação específica adotada por Stepanoff, parâmetro dimensional que caracteriza a operação da bomba centrífuga, é definida como:

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (2.1)$$

sendo  $N$  a velocidade angular medida em rotação por minuto,  $Q$  a vazão volumétrica em gal/min e  $H$  a altura de elevação em pé.

Assim, com uma base empírica, o autor propôs uma relação entre a vazão e altura de elevação, com água (adotado como o “fluido de referência”) e com o fluido viscoso, válido apenas para uma condição operacional específica da máquina, o ponto de melhor eficiência (BEP, acrônimo de *best efficiency point*, em inglês):

$$Q_o / Q_w = (H_o / H_w)^{1.5}, \quad (2.2)$$

sendo os índices  $o$  referindo-se a óleo e  $w$  a água.

O pesquisador, então, elaborou um ábaco, reproduzido na Figura 2.1, relacionando um número de Reynolds modificado (algumas vezes denominado de Reynolds de Stepanoff) com a eficiência da bomba e com fatores de correção para altura de elevação e vazão, tendo os resultados da operação com água como referência – bombas de diversos fabricantes e características diversas. O número de Reynolds proposto pelo autor é dado por

$$Re_{stepanoff} = N Q_o / \nu \sqrt{H_w}, \quad (2.3)$$

sendo  $\nu$  a viscosidade cinemática em pé<sup>2</sup>/s.

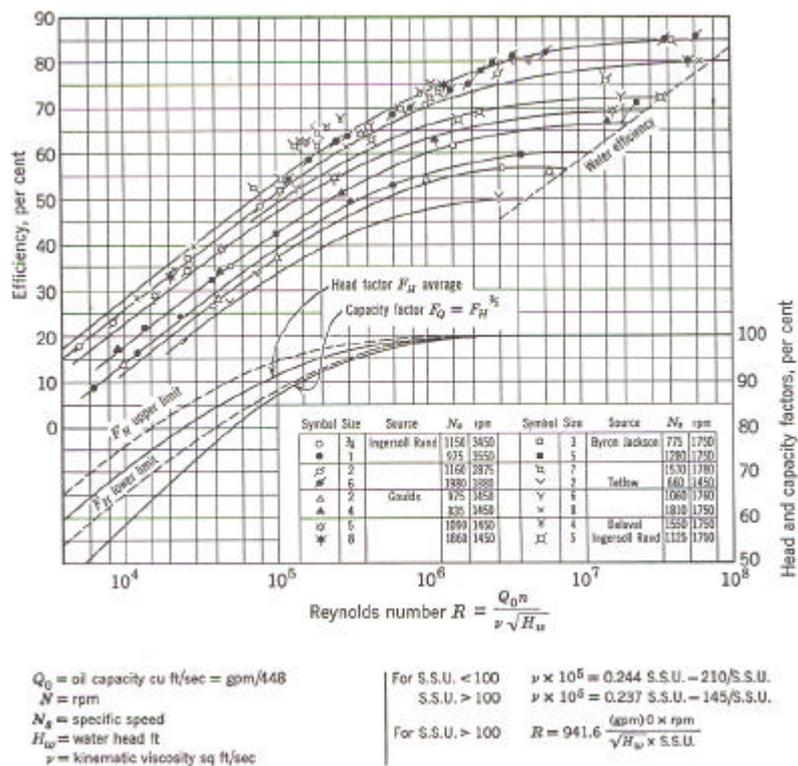


Figura 2.1 – Ábaco de Stepanoff para correção de altura de elevação e eficiência de bomba centrífuga, operando no BEP. (Do livro: *Centrifugal and Axial flow Pumps* – Stepanoff, 1957.

Segunda edição).

O ábaco fornece fatores de correção para a altura de elevação ( $F_H$ ) e a eficiência da bomba ( $F_e$ ), isto é, a razão entre a energia mecânica de eixo e a energia útil transferida ao fluido de trabalho, associados a uma condição operacional específica. O procedimento de cálculo inicia-se com a identificação das condições operacionais da bomba no ponto de melhor eficiência para operação com água, a uma determinada rotação, podendo-se utilizar as relações de similaridade de bombas centrífugas. Estima-se um valor de vazão, para a nova condição, com fluido viscoso. Calcula-se o número de Reynolds característico. Na seqüência, o fator de correção da altura de elevação da bomba é obtido do diagrama. Calcula-se, com a equação (2.2), o fator de correção da vazão ( $F_Q$ ) e, com isso, a nova vazão. Em seguida, compara-se esta vazão com a estimada anteriormente. Se convergir, calcula-se a nova altura de elevação com o fator  $F_H$  obtido; se não, estima-se um novo valor de vazão e repete-se o processo até convergir. Já o fator de correção de eficiência é retirado diretamente do gráfico.

O método tem desvantagem por ser iterativo; porém, a maior limitação é que os fatores de correção são válidos apenas para as condições operacionais similares (isto é, que atendem as condições ou relações de similaridade geométrica, cinemática e dinâmica do escoamento) às da operação com água no ponto de melhor eficiência.

O *Hydraulic Institute-USA* (1955) conduziu testes de bombas convencionais de simples estágios bombeando óleos derivados de petróleo. Baseado nos resultados experimentais foram construídos dois ábacos, um para bombas centrífugas de 2" (50 mm) a 8" (200 mm) de diâmetro do flange de descarga e outro para bombas com diâmetro do flange de descarga de 1" (25 mm) e menores. Estes ábacos determinam fatores de correção de vazão,  $C_q$ , altura de elevação,  $C_h$ , e eficiência,  $C_\eta$ , que são utilizados na correção da curva de desempenho da bomba quando operando com fluido viscoso. Curva de desempenho de uma máquina de fluxo, como a bomba centrífuga, é a ilustração, na forma de um gráfico cartesiano (abscissa e ordenada), das relações funcionais entre vazão *versus* altura de elevação e vazão *versus* eficiência.

Cada ábaco é composto de dois diagramas: o primeiro utiliza, como referência para ajuste, a vazão do ponto de melhor eficiência,  $Q_{W-bep}$ , da curva de desempenho da bomba com água. Esta é a variável independente usada em lugar do número de Reynolds no ábaco de Stepanoff. Os parâmetros do diagrama são a altura de elevação,  $H_{W-bep}$ , para água no ponto de melhor eficiência e a viscosidade cinemática do novo fluido viscoso a ser bombeado. Baseado nestes valores, o segundo diagrama fornece os fatores de correção (ver Figura 2.2).

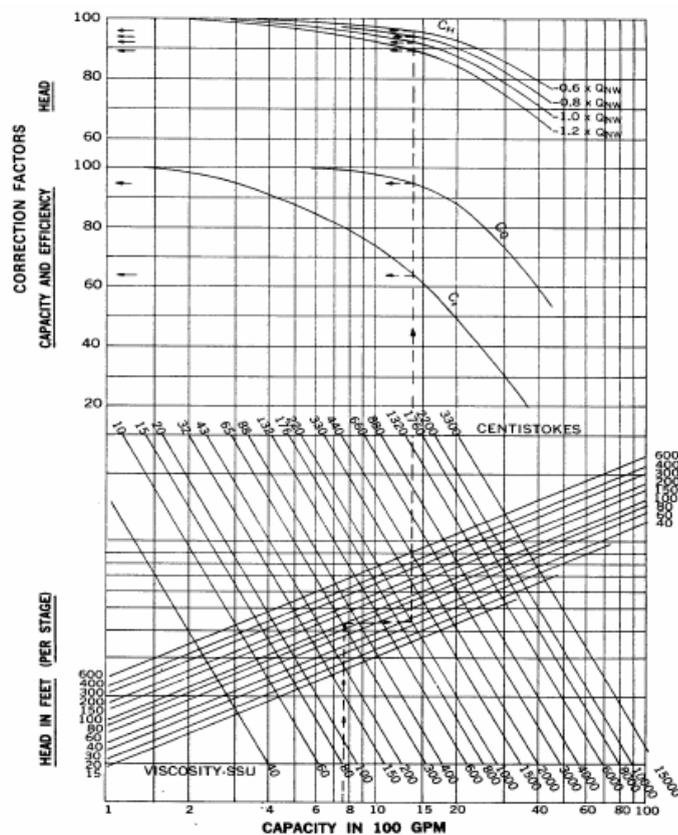


Figura 2.2 - Ábaco *Hydraulic Institute* para bombas centrífugas de 2" a 8". (Fonte: "*Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pumps*," 14<sup>th</sup> Edition, 1983).

Os fatores de correção  $C_q$  e  $C_\eta$  são independentes da vazão de água, porém, quatro diferentes valores de  $C_h$  podem ser obtidos para os pontos de diferentes vazões:  $0,6 Q_{W-bep}$ ,  $0,8 Q_{W-bep}$ ,  $1,0 Q_{W-bep}$  e  $1,2 Q_{W-bep}$ . A nova curva de desempenho tem, também, um ponto

adicional que corresponde ao ponto de “*shut-off*”, isto é, a condição, na prática operacional, que fornece a altura de elevação correspondente à vazão nula da bomba. A altura de elevação para este ponto permanece a mesma, independente da viscosidade do líquido a ser bombeado.

Os ábacos são válidos para uma faixa de vazão de bombeamento de 100 a 10.000 gpm (21,6 a 2.160 m<sup>3</sup>/h), para altura de elevação de 6 a 600 pé (1,8 a 183 m) e viscosidade cinemática entre 4 a 3.300 cSt.

O uso dos ábacos do *Hydraulic Institute*, para correção das curvas de desempenho de bombas centrífugas, tem sido questionado. Gülich (1999) e Li et al (2002) são alguns autores que o fazem. Os testes foram realizados em bombas com características bem diferentes das bombas utilizadas na elevação de petróleo; além do mais, os fatores de correção aplicam-se ao ponto de melhor eficiência a uma determinada rotação. Stepanoff (1957) afirmava: “*As relações de similaridade de bombas centrífugas se mantêm para qualquer viscosidade, porém com menor precisão do que com água*”. Portanto, a condição de melhor eficiência não se preserva totalmente quando aplicadas as relações de similaridades, em se tratando de fluidos muito viscosos. Se for usada a condição de melhor eficiência como referência, pode levar a cálculos mais discrepantes à medida que o desvio entre o ponto de melhor eficiência com água e com fluidos viscosos aumenta.

Paciga (1967) sugeriu um procedimento similar ao do Stepanoff para se obter as novas condições operacionais de bombas operando com fluidos viscosos, porém definindo um número de Reynolds próprio (Reynolds de Paciga):

$$\text{Re}_{\text{Paciga}} = 10,753 N D^2 / \nu , \quad (2.4)$$

onde  $D$  é o diâmetro externo do rotor em polegadas.

Seu ábaco fornece fatores de correção para toda curva de desempenho da bomba, utilizando dois parâmetros: a rotação específica da bomba,  $N_s$ , e a razão entre a vazão de operação e a

vazão correspondente ao ponto de melhor eficiência,  $\frac{Q_w}{Q_{w-bep}}$ , ambas para água. O diagrama de Paciga fornece, então, os fatores de correção para vazão, altura de elevação e potência para qualquer vazão, ampliando o uso do ábaco de Stepanoff. Além do mais, como a rotação específica é parâmetro, pretende-se que diferentes tipos de bombas sejam contemplados.

Com esta abordagem é possível determinar toda curva de desempenho de uma bomba centrífuga operando com fluido viscoso, porém a faixa de viscosidade do ábaco não se aplica para óleos com alta viscosidade ou a líquidos comumente utilizados pela indústria de petróleo. Líquidos mais viscosos facilmente podem reduzir o número de Reynolds de Paciga a valores abaixo do limite inferior sugerido pelo pesquisador, saindo da faixa de aplicação do método que foi estabelecido entre  $4 \times 10^7$  a  $4 \times 10^9$ . Por exemplo: um óleo de grau API 19, com uma viscosidade de 10 cP, sendo bombeado por uma bomba GN-7000 (modelo de bomba BCS da Reda-Schlumberger, ensaiada no presente trabalho), com diâmetro externo do rotor de 3,5 pol. (89 mm), a uma rotação de 3500 rpm, teria um Reynolds de Paciga de aproximadamente  $5,1 \times 10^4$ .

Gulich (1999) elaborou um procedimento empírico de previsão de desempenho de bombas centrífugas, baseado na análise de perdas viscosas, que pode ser aplicado em vários tipos de bombas, de diferentes rotações específicas. O autor comparou o procedimento de previsão com dados de testes disponíveis na literatura de bombas com voluta, de simples estágio e rotação específica,  $N_s$ , entre 600 e 2400 (com as unidades da equação 2.1). Com esta base, Gulich afirma que o atrito de disco e as dissipações viscosas devido ao atrito nos canais da bomba, também chamado de perda hidráulica, são os principais fatores de deterioração do desempenho da bomba operando com fluidos viscosos. A perda causada pelo atrito de disco - a dissipação viscosa externa ao rotor e difusor - cresce exponencialmente com o incremento da viscosidade, até 30 vezes quando a viscosidade cinemática sai de 1 cSt para 3000 cSt. Já as perdas por choque na voluta ou difusor, segundo o autor, têm pequena influência em bombeamento viscoso.

Neste trabalho, o autor comenta que *“Grandes discrepâncias entre o desempenho real e o previsto de acordo com o modelo do Hydraulic Institute têm, contudo, sido observadas na*

prática. Os dados de testes foram comparados com o procedimento do modelo do *Hydraulic Institute*... a eficiência foi muito abaixo da prevista e o fator de correção da altura de elevação está na faixa de + 10% a - 20% dos dados dos testes”. O autor ressalta, também, que o procedimento do HI-USA é aplicável às bombas com rotação específica,  $N_s$ , próximas de 600.

Turzo *et al* (2000) em seu trabalho afirmam “É impossível determinar as curvas de desempenho de uma bomba centrífuga através de cálculos, porque vários projetos e parâmetros de fabricação (ângulos das aletas, altura dos canais, superfícies rugosas, etc.) afetam estas perdas. Curvas de desempenho de bombas centrífugas, por isso, são todas estabelecidas experimentalmente através de medições reais, com água como líquido convencional de teste”. Isto posto, os autores procuraram, entre os modelos de correção de curva de desempenho publicados na literatura especializada, um que prestasse à construção de um aplicativo computacional, para ser incluído como uma sub-rotina de programas de seleção ou avaliação de bomba centrífuga.

Os autores fizeram uma análise crítica entre os modelos existentes de correção de curva de desempenho de bomba centrífuga, operando com fluido viscoso, propostos por Stepanoff, Paciga e os ábacos do *HI - USA*. Pela ampla faixa de viscosidade e por ter resultados mais detalhados, os autores resolveram trabalhar com os ábacos do *Hydraulic Institute - USA*. O trabalho consistiu na digitalização das curvas destes ábacos e na regressão nos dados, antes da implementação de procedimento automatizado de cálculo. Com isto, ajustaram funções analíticas que reproduziam os coeficientes de correção de vazão, altura de elevação e eficiência de bombas centrífugas operando com fluidos viscosos, tendo a operação com água como referência de cálculo.

Li *et al* (2002) em seu trabalho afirmam “Se os fatores de correção de vazão, altura de elevação e eficiência do *Hydraulic Institute* são usados para determinar o desempenho de uma bomba centrífuga, operando com óleo viscoso, vindos da curva de desempenho da bomba com água, um erro de 10% ou mais pode ocorrer”. Os pesquisadores realizaram então experimentos com uma bomba tipo 65Y60 API610 *standard*, fabricante não mencionado, a qual é usada para bombear óleo com temperatura até 350°C. Utilizaram como fluido de trabalho, água (viscosidade cinemática 1 cSt) e óleo mecânico número 100 a diferentes temperaturas (viscosidades

cinemáticas de 29, 45, 75, 98, 134, 188 e 255 cSt). Na seqüência, foram levantadas curvas de fator de correção de vazão, altura de elevação e eficiência em função da viscosidade. Compararam seus resultados com os fatores de correção obtidos utilizando os ábacos do *Hydraulic Institute*. Os desvios médios relativos para a vazão, a altura de elevação e a eficiência foram de -10%, -5% e -9,7%, respectivamente, isto é, os valores medidos estiveram sempre abaixo dos valores de referência do *Hydraulic Institute*.

Sun & Prado (2003) desenvolveram um modelo monofásico para previsão de desempenho de BCS. O modelo se baseia nas equações de conservação de massa e quantidade de movimento aplicadas ao escoamento ocorrendo ao longo do canal do rotor e do difusor de uma BCS, com aproximação unidimensional para fluido não viscoso e resulta na equação de Euler para bombas. A equação é então modificada com a inclusão de perda por atrito, obtida a partir do uso de um fator de atrito. O cálculo do fator de atrito incorporou efeitos da curvatura dos canais, forma da seção transversal e a rotação do canal do rotor. Foi incluído, também, um modelo de perda por choque baseados em Pflieger e Petermann (1986). Finalizando, apresentaram uma comparação entre a previsão de altura de elevação de uma BCS e sua curva de altura de elevação de catálogo, testada com água, para várias rotações, aplicando-se as relações de similaridade. O trabalho mostra, também, algumas previsões, de altura de elevação, obtidas pelo modelo para esta bomba operando com fluidos viscosos, entretanto não houve comparação com dados experimentais para verificação de conformidade.

Assim, após a análise do exposto, verificou-se que a maioria dos trabalhos publicados são voltados para bombas centrífugas convencionais, havendo a necessidade de se investigar experimentalmente o desempenho das BCSs operando com fluidos viscosos. Ademais, que não há ainda disponível um modelo simples, de base fenomenológica, mas com sustentação nas equações de conservação, capaz de prever o desempenho de bombas centrífugas de características variadas, inclusive BCSs, operando em condições diversas, com fluidos de trabalho de diferentes viscosidades. Justifica-se, então, direcionar esforços para tentar desenvolver um modelo de previsão de desempenho dito generalista, isto é, aplicável a bombas com características diversas, operando em condições variadas, com fluidos de diferentes viscosidades.

Foi verificado, também, que o procedimento de correção do *Hydraulic Institute* é muito utilizado pela indústria do petróleo para correção do desempenho de BCSs. Porém, os dados experimentais disponibilizados nos trabalhos recém citados demonstraram que este procedimento é mais aplicável às bombas centrífugas com rotação específica,  $N_s$ , próximas de 600. Assim, na medida que a faixa de rotação específica das BCSs utilizadas pela indústria do petróleo está entre  $N_s = 1.000 \sim 6.000$ , este trabalho se propõe também a comparar o desempenho experimental das BCSs testadas com os resultados obtidos com o uso do ábaco *Hydraulic Institute- USA*.

## Capítulo 3

### Desenvolvimento Experimental

#### 3.1- Objetivos

O objetivo maior da montagem e da experimentação realizada neste trabalho foi coletar dados que possibilitassem uma análise detalhada e seqüencial do processo de transferência de energia ao fluido de trabalho através dos dispositivos que formam uma bomba centrífuga, com vistas à proposição de um modelo generalista para sua representação. A montagem experimental das bombas, uma convencional e outras duas BCSs típicas, a definição e a instalação dos instrumentos, assim como a procedimento experimental, especificamente, visaram a geração de dados, com características tais que pudessem contribuir com este objetivo.

O desenvolvimento experimental do presente trabalho, materiais, métodos e procedimentos, constituiu-se então de várias etapas. Elas estão apresentadas a seguir, assim como os objetivos específicos de cada uma:

1- Montagem, instrumentação e operação de uma bomba centrífuga radial convencional, com dois rotores, acionada por um motor assíncrono de 6 pares de pólos, 5 HP, e um inversor de frequência;

1.1- Instrumentação de uma unidade típica de bombeamento isto é, um estágio da bomba, constituído de um rotor e seu difusor, da bomba centrífuga radial convencional de dois estágios;

1.2- Ensaios da bomba centrífuga radial convencional com água, para determinação de grandezas e parâmetros adimensionais representativos dos processos de transferência de energia ocorrendo no estágio – canais do rotor e difusor;

2- Montagem, instrumentação de um *skid* de testes de BCSs com múltiplos estágios, e operação de duas BCSs típicas de uso na produção de petróleo com água e glicerina;

2.1- Ensaios com água, para determinação de grandezas e parâmetros adimensionais representativos dos processos de transferência de energia ocorrendo no interior das bombas - canais, rotores e difusores;

2.2- Ensaios com glicerina para estender os resultados obtidos com água para uma faixa dos parâmetros adimensionais com limites inferiores menores;

2.3- Instrumentação de um estágio típico de uma das BCSs, constituído de rotor e difusor, e aquisição de dados operacionais com os fluidos citados;

Pelas características reológicas e a facilidade de manuseio, a glicerina foi escolhida como fluido de trabalho complementar, para que operações similares às que ocorrem com fluidos viscosos – petróleo – fossem ensaiadas. Para a variação da viscosidade desejada para o fluido viscoso, de 60 a 1000 cP, a glicerina foi aquecida ou resfriada. Isto é, a temperatura de ensaio foi ajustada na dependência do valor de viscosidade desejado entre os limites da faixa citada.

### **3.2- Dispositivos Experimentais**

As montagens experimentais foram feitas no laboratório LabPetro – CEPETRO Unicamp, constituído de um amplo e moderno galpão coberto. No galpão estão disponíveis linhas de água, rede de ar comprimido, quadros e painéis elétricos, rede de computadores para aquisição de dados, etc.

### 3.2.1- Sistema de Testes de Bombas Centrífugas

O Sistema de Teste de Bombas Centrífugas é constituído de tanques de armazenamento, linhas de transferência de fluidos, trocador de calor, bomba de calor e medidores de vazão, pressão e temperatura. Os tanques de armazenamento ficam na parte externa do laboratório: um é de fibra de vidro, com capacidade de 1 m<sup>3</sup>, e o outro é de aço carbono comum, com capacidade de 6 m<sup>3</sup>. As linhas são em aço carbono comum com diâmetro nominal de 3” (75 mm). O conjunto trocador e bomba de calor, também estão no exterior do galpão, e são interligados com tubulação de aço carbono comum de 2” (50 mm). Ambos têm potência máxima de troca térmica de 60 kW, tendo água como fluido de trabalho.

Há três medidores de vazão montados em paralelo no circuito, mas somente o medidor do tipo mássico Corio llis, com faixa de medição de 1800 a 90000 kg/h, foi utilizado. O sistema tem uma bomba auxiliar (bomba *booster*), instalada na saída dos tanques de armazenamento, que está conectada em série com as bombas a serem testadas. A bomba *booster* tem a função de vencer as perdas de carga das linhas e equipamentos do sistema a montante das bombas em ensaio e entregar o fluido de trabalho às mesmas com pressão positiva. A bomba *booster* é acionada por um motor elétrico assíncrono de dois pares de pólos, 20 HP, e um inversor de frequência. A Figura 3.1 é uma fotografia geral da parte interna do Sistema de Testes de Bombas Centrífugas e a Figura 3.2, a seguir, mostra o fluxograma geral incluindo tanques, bomba booster, bomba de calor, trocador de calor e linhas de alimentação e retorno.



Figura 3.1 - Vista geral da montagem do Sistema de Testes de Bombas Centrífugas.

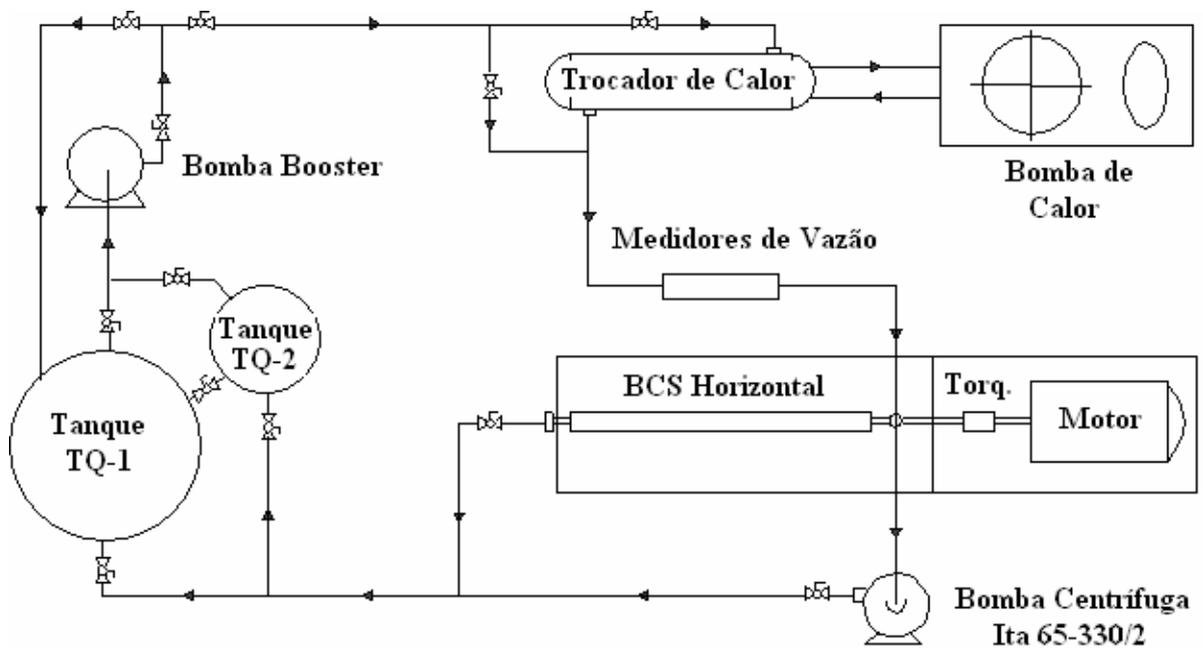


Figura 3.2 - Fluxograma do Sistema de Teste de Bombas Centrífugas.

Os equipamentos do sistema estão discriminados na Tabela 3.1, abaixo.

Tabela 3.1 - Equipamentos utilizados no Sistema de Teste de Bombas Centrífugas.

Equipamento	Modelo	Quant.	Observações
Medidor de vazão	DS300 H20 3SU	01	Medidor mássico MicroMotion, tipo Coriollis de 3', saída analógica 4 a 20 mA , faixa de vazão 1800 a 90000 kg/h.
Microcomputador	Pentium II	01	PC Pentium II, 233 MHz, 128 MB de memória RAM.
Conjunto motor/bomba	Ita 65-160	01	Bomba centrífuga Imbil, booster, com um estágio, motor WEG de 20 Hp com 3600 rpm.
Inversor de frequência	WEG GFW-09	01	Trifásico, 20 Hp, 380 V – 60 Hz, PWM, microprocessado com display digital e comando através de teclado.
Tanque TQ-1	–	01	Cilíndrico, em aço carbono pintado, capacidade de 6 m <sup>3</sup> .
Tanque TQ-2	–	01	Cilíndrico, em fibra de vidro pintado, capacidade de 1 m <sup>3</sup> .
Trocador de calor	FYTERM Ø 254x1200	01	Casco/tubos, capacidade térmica 37000 kcal/h, área de troca de 7,18 m <sup>2</sup> .
Bomba de calor	AQUASNAP 30RH20	01	Carrier, capacidade nominal de refrigeração 61,4 kW, aquecimento 62,5kW, temperatura do fluido de trabalho de 5 a 56 °C.
Módulo de aquisição de dados	ADAM 4018	01	Módulo de aquisição de dados, Advantec, 8 canais, entradas – 2,5 a +2,5 V e -20 a + 20 mA, saída RS-485.
Módulo de aquisição de dados	ADAM 4019	01	Módulo de aquisição de dados, Advantec, 8 canais, entradas – 10 a + 10 V e -20 a + 20 mA, saída RS -485.
Acessórios	–	19	Válvula esfera monobloco de 3", esfera em aço inoxidável, PN 30.
Acessórios	–	Vários	Tubos em aço carbono de 3 pol.,suportes, etc.

Neste sistema, a bomba *booster* succiona o fluido de trabalho do reservatório, TQ-1 ou TQ-2, e bombeia o fluido através do trocador de calor e do medidor de vazão. No trocador de calor o fluido de trabalho – água ou glicerina – é resfriado/aquecido por um circuito secundário interligado à bomba de calor, entre 20°C e 60°C. Após o medidor, tem-se a opção de alinhar o fluxo para a BCS em teste, montada no *skid* horizontal, ou para a bomba centrífuga convencional, montada com eixo vertical. Após ser bombeado, por apenas uma das bombas, o fluido de trabalho retorna para o reservatório de origem. Existe, ainda, a possibilidade de se fechar o circuito, através de manobra de válvulas, sem que o fluido de trabalho passe pelos tanques, garantindo um circuito fechado pressurizado. O Anexo V mostra maiores detalhes dessa montagem.

Faz parte desta montagem um sistema de aquisição de dados, composto de um microcomputador interligado aos módulos de aquisição ADAM da Advantech. Os módulos recebem sinais dos sensores de vazão, pressão, torque e temperatura oriundos dos equipamentos que compõem o sistema de testes de bombas centrífugas, e alimentam, através de interface serial, o computador. Estes sinais são transmitidos em 4 a 20 mA, pós-condicionados para tensão e então conectados com os módulos. Posteriormente são processados, utilizando-se as curvas de aferição dos instrumentos, para geração de valores e curvas operacionais nas unidades desejadas, utilizando o *software* Genidaq da Advantech. Da mesma forma, os dados são armazenados em um arquivo formato texto além de serem enviados, com o protocolo DDE, acrônimo de *Dynamic Data Exchange*, padrão do sistema operacional Windows, para uma planilha do programa Excel. Nesta planilha Excel, os dados são visualizados em tempo real (os valores são renovados a cada segundo), tanto gráfica quanto pontualmente, após adequado escalonamento. A cada rodada de teste, com uma determinada vazão estabilizada, são registradas 60 medições, uma a cada segundo, de todos os sinais vindos dos sensores (ver Tabelas 3.2 a 3.4). Posteriormente é feita a média destes 60 registros e obtido o valor pontual de todos os sinais para cada rodada.

Tabela 3.2 - Variáveis medidas no sistema de aquisição de dados.

<b>Transmissor</b>	<b>Descrição</b>
TR1	Variação de pressão no bocal indutor da bomba centrífuga convencional [Pa].
TR2	Variação de pressão no 2° rotor da bomba centrífuga convencional [Pa].
TR3	Pressão manométrica na descarga da bomba centrífuga convencional [Pa].
TR4	Variação de pressão no 1° rotor da bomba centrífuga convencional [Pa].
TR6	Variação de pressão no difusor da bomba centrífuga convencional [Pa].
TR7	Variação de pressão na voluta da bomba centrífuga convencional [Pa].
TR2*	Variação de pressão positiva no difusor da BCS modelo GN-7000 [Pa].
TR4*	Variação de pressão negativa no difusor da BCS modelo GN-7000 [Pa].
TR6*	Variação de pressão no 2° rotor da BCS modelo GN-7000 [Pa].
Pe BCS	Pressão manométrica na entrada da BCS [Pa].
Pd BCS	Pressão manométrica na descarga da BCS [Pa].
Coriollis	Vazão mássica do sistema [kg/s].
Tor Ita	Torque no eixo da bomba centrífuga convencional [N.m]
Tor BCS	Torque no eixo da BCS [N.m]
Te BCS	Temperatura de entrada da BCS [°C]
Td BCS	Temperatura de descarga da BCS [°C]
Td Ita	Temperatura de descarga da bomba centrífuga convencional [°C]

Obs.: O \* indica instrumento, comutável, sendo utilizado para medir duas variáveis.

Tabela 3.3 - Parâmetros calculados do sistema de aquisição de dados.

<b>Parâmetro</b>	<b>Descrição</b>
?pe BCS	Variação de pressão no 2° estágio da BCS modelo GN-7000 [Pa].
?p BCS	Variação de pressão total da BCS [Pa].
?p Ita	Variação de pressão total da bomba centrífuga convencional [Pa].
Tm BCS	Temperatura média da BCS [°C].
Wh BCS	Potência hidráulica da BCS [W].
We BCS	Potência de eixo da BCS [W].
Eff BCS	Eficiência da BCS [%].
Wh Ita	Potência hidráulica da bomba centrífuga convencional [W].
We Ita	Potência de eixo da bomba centrífuga convencional [W].
Eff Ita	Eficiência da bomba centrífuga convencional [%].
$\mu$	Viscosidade do fluido de trabalho (ver apêndice C).

Tabela 3.4 – Fórmulas para cálculo dos parâmetros do sistema de aquisição de dados.

Parâmetro	Fórmula para cálculo
$\eta_{pe}$ BCS	$(TR2 \text{ ou } TR4) + TR6$
$\eta_p$ BCS	$Pd \text{ BCS} - Pe \text{ BCS}$
$\eta_p$ Ita	$TR2 + TR4 + TR4 + TR6 + TR7 - TR1$
$T_m$ BCS	$(T_e \text{ BCS} + T_d \text{ BCS}) / 2$
$W_h$ BCS	$\eta_{pe} \text{ BCS} \times \text{Coriolis} / \text{densidade do fluido de trabalho}$
$W_e$ BCS	$Tor \text{ BCS} \times N \times p / 30$
Eff BCS	$W_h \text{ BCS} / W_e \text{ BCS}$
$W_h$ Ita	$\eta_p \text{ Ita} \times \text{Coriolis} / \text{densidade do fluido de trabalho}$
$W_e$ Ita	$Tor \text{ Ita} \times N \times p / 30$
Eff Ita	$W_h \text{ Ita} / W_e \text{ Ita}$
$\mu$	$4194,5 \text{ EXP}(- 0,0704 \times T_d \text{ Ita})$ (ver apêndice C).

### 3.2.2- Circuito de testes de bomba centrífuga convencional

O circuito de testes da bomba centrífuga convencional é parte do sistema geral de testes de bombas centrífugas. Usa os dispositivos e equipamentos do sistema, mas tem *skid* próprio de suporte da bomba e de seu motor de acionamento, instalado com base alinhada verticalmente. Os flanges, de sucção e de descarga, estão interligados às tubulações de alimentação e descarga do sistema. O motor elétrico é acionado por um inversor de frequência, que possibilita o ajuste da frequência de alimentação elétrica e a realização de testes em várias rotações. Para ajuste da vazão do fluido existe uma válvula esfera, controlada manualmente, instalada à jusante da bomba centrífuga convencional.

Este circuito foi montado para os ensaios de natureza mais fundamentais e identificação de fenômenos básicos a partir de medições detalhadas de: pressões, em vários pontos do escoamento ao longo dos dispositivos que formam a bomba, vazão, rotação, torque e temperatura de saída do fluido de trabalho na bomba. Para isso, foi utilizada uma bomba centrífuga, com dois estágios, de tamanhos diferentes, a qual foi previamente utilizada na montagem laboratorial de um programa de tese de doutorado (Estevam, Valdir, *“Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico”*, Unicamp - 2002).

Para que os testes realizados com água representassem as condições reais de operação de uma bomba normalmente utilizada na indústria de petróleo, o autor, recém citado, realizou estudos de similaridade para escoamento monofásico. Através de seu estudo, concluiu que uma bomba, marca Imbil, modelo Ita 65 330/2 (rotores com 260 e 330mm de diâmetro), girando a 800 rpm, com vazão ótima (isto é, vazão correspondente ao ponto de eficiência máxima, ou BEP) em torno de 865 m<sup>3</sup>/d e altura de elevação de 9,5 m/estágio, é similar a uma bomba tipo Reda DN-280 (rotor com 102 mm de diâmetro), utilizada em elevação de petróleo, girando a 3500 rpm, com vazão em torno de 45 m<sup>3</sup>/d e altura de elevação de 7,5 m/estágio.

Assim, o objetivo principal dos ensaios realizados em uma bomba centrífuga convencional, de dois estágios, foi o de obter dados suficientemente detalhados para auxiliar no desenvolvimento de um modelo fenomenológico para representar a operação de bombas centrífugas convencionais recalando água. E também, com suporte dos resultados de ensaios das BCSs, auxiliar na determinação da influência da viscosidade nos processos de transferência de energia que claramente dela dependem, e que ocorrem nos vários dispositivos seqüenciais que compõem uma bomba centrífuga convencional e BCSs. Para tanto, essa bomba foi modificada e inteiramente instrumentada com vários pontos de tomada de pressão, para medir e registrar a evolução de pressão do escoamento de sua boca de entrada até a saída. Posteriormente, a tampa original do primeiro estágio foi substituída por uma confeccionada em acrílico transparente (ver fotografia na Figura V.6 do Anexo V). No rotor foi usinada uma janela, a qual foi fechada com um anel construído de acrílico, também transparente, para permitir visualização e filmagem do escoamento interno do 1º rotor da bomba (ver fotografia na Figura V.7 do Anexo V). Entretanto, somente observações qualitativas foram realizadas nesta segunda montagem com visualização, para subsidiar o entendimento da fenomenologia do escoamento no equipamento.

As características geométricas da bomba Ita 65 330/2 estão descritas, a seguir:

### **Rotor do 1º estágio**

- número de aletas: 8
- espessura mínima e máxima da aleta: 3 mm / 3 mm
- diâmetro interno e externo do rotor: 80 mm / 205 mm

- ângulo de entrada ( $\beta_1$ ) e saída ( $\beta_2$ ) do canal do rotor: 22,5° e 36°
- altura de canal do rotor na entrada ( $b_1$ ) e saída ( $b_2$ ): 21 mm / 12 mm

### **Rotor do 2° estágio**

- número de aletas: 8
- espessura mínima e máxima da aleta: 4 mm / 4 mm
- diâmetro interno e externo do rotor: 76 mm / 260 mm
- ângulo de entrada ( $\beta_1$ ) e saída ( $\beta_2$ ) do canal do rotor: 23,5° e 35°
- altura de canal do rotor na entrada ( $b_1$ ) e saída ( $b_2$ ): 21 mm / 8 mm

### **Difusor**

- número de aletas: 12
- espessura mínima e máxima da aleta: 3 mm / 3 mm
- diâmetro interno e externo: 205 mm / 254 mm
- altura de canal na entrada e saída: 18 mm / 18 mm

### **Bocal indutor**

- número de aletas: 8
- espessura mínima e máxima da aleta: 3 mm / 3 mm
- diâmetro interno e externo da saída: 90 mm / 30 mm

O ângulo  $\beta_1$  do rotor é uma característica geométrica construtiva. Entretanto, dada a dificuldade de medição do ângulo, pois a aleta tem dupla curvatura na entrada do rotor, ele foi calculado considerando-se a operação da bomba no BEP com entrada do fluido sem pré-rotação. Evidentemente, as condições operacionais foram aquelas obtidas na experimentação.

A Figura 3.3 ilustra como estão distribuídos os pontos de tomada de pressão ao longo da bomba Ita 65 330/2. Para identificar a parcela de contribuição do primeiro rotor da energia transferida para o fluido de trabalho, temos os pontos 1 e 2. Na seqüência, há o ponto 3, imediatamente depois do difusor de saída do primeiro rotor. Assim, a diferença de pressão entre

os pontos 2 e 3 estará associada ao escoamento através do difusor. O ponto 4 mede a pressão na entrada da boca de sucção do segundo rotor, isto é, a pressão do escoamento depois do trecho convergente do difusor (um bocal). O ponto 5 mede a pressão do escoamento na saída do segundo rotor. Logo, a diferença de pressão entre 4 e 5 mede a parcela de contribuição do segundo rotor da energia transferida para o fluido de trabalho. Para medir a contribuição da voluta espiral de saída (caracol) na formação da pressão da descarga da bomba e, eventualmente, a energia dissipada no processo, têm-se o ponto 6.

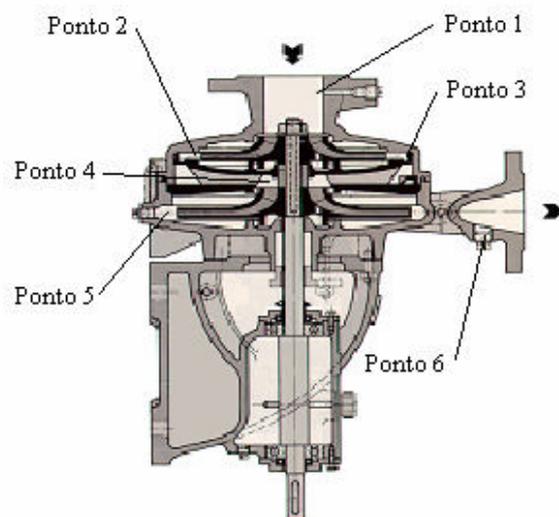


Figura 3.3 - Localização dos pontos de medição de pressão no interior da bomba Ita 65 330/2.

Para identificar a contribuição, de cada trecho, na evolução da pressão da bomba foram instalados transmissores diferenciais de pressão entre os seguintes pares de pontos: 1 e 2, 2 e 3, 3 e 4, 4 e 5, 5 e 6, e um transmissor local de pressão no ponto 6.

Um termopar, instalado logo após a descarga da bomba, permite a monitoração da temperatura e, por sua vez, o controle da viscosidade do fluido de trabalho. Sua haste tem 10 cm, que permite que a junta bimetálica seja introduzida no meio do escoamento, minimizando erros de condução de calor.

Para medir a potência consumida pela bomba foi instalado um torquímetro, através de acoplamentos elásticos, entre a bomba e o motor elétrico. Este conjunto forma um *skid* montado sobre uma estrutura de cantoneiras de aço. Ele foi instalado na vertical, com o motor na parte inferior; assim, o escoamento ocorre no sentido descendente.

Os equipamentos utilizados na montagem experimental da bomba centrífuga convencional estão listados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Equipamentos utilizados na montagem do circuito de testes de bomba centrífuga convencional.

<b>Equipamento</b>	<b>Modelo</b>	<b>Quant.</b>	<b>Observações</b>
Conjunto motor/bomba	Ita 65-330/2	01	Bomba centrífuga de teste com dois estágios, motor 5 Hp 1200 rpm.
Quadro de comando	Siemens	01	Trifásico, 5 Hp, 220 V, botão liga/desliga e disjuntores de 20 A.
Variador de frequência	Baldor	01	Trifásico, 5 Hp, 220V – 60 Hz, PWM, microprocessado com display digital e comando através de teclado.
Torquímetro	Omega TQ501-1K	01	Com transformador rotativo, condicionador de sinal modelo DP-41S, com display, saída analógica. Capacidade 1000 lbf.pol.
Transmissor de temperatura	COMTEMP CMP 44	01	Termopar tipo J, saída analógica 4 a 20 mA.
Transmissor de pressão	Rosemount 1151 SMART	02	Um diferencial e outro absoluto, faixa de pressão 0-4 bar, saída analógica 4 a 20 mA, dois fios, alimentação 24 cc.
Transmissor de pressão	Omega PX-750	02	Diferencial, faixa de pressão 0-750 pol. H <sub>2</sub> O, saída analógica 4 a 20 mA, dois fios, alimentação 24 cc.
Transmissor de pressão	SMAR D2	01	Diferencial, faixa de pressão 12,5 a 500 mbar, saída analógica 4 a 20 mA, dois fios, alimentação 24 cc.
Transmissor de pressão	OMEGA PX-750	01	Diferencial, faixa de pressão 0-30 pol. de H <sub>2</sub> O, saída analógica 4 a 20 mA, dois fios, alimentação 24 cc.
Visor	-	01	Tubo em vidro boro-silicato de 3 pol., espessura 9 mm, pressão nominal 15 bar.

### 3.2.3- Circuito de testes de BCSs

O circuito de testes de BCSs é parte do sistema, assim como o circuito de teste de bomba centrífuga convencional. Usa, também, os dispositivos e equipamentos do sistema, tem *skid* horizontal próprio, com aproximadamente 5,2 m de comprimento, 1,2 m de largura e 0,8 m de altura, Figura 3.4. Os flanges de sucção e descarga estão interligados às linhas do sistema. A grande vantagem desta modalidade de instalação é a possibilidade de troca da BCS instalada sem alterar o conjunto restante. É composto, basicamente, dos seguintes equipamentos:

- 1- admissão da BCS;
- 2- bomba centrífuga submersa (BCS);
- 3- descarga da BCS;
- 4- base monobloco;
- 5- motor elétrico;
- 6- torquímetro.

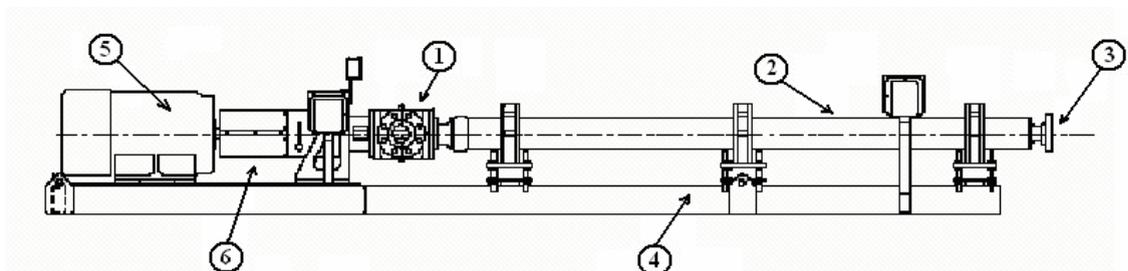


Figura 3.4 - Desenho esquemático do *skid* horizontal de BCSs.

O motor elétrico é acionado por um inversor de frequência que possibilita o ajuste da frequência de alimentação elétrica e a realização de testes em várias rotações. Para ajuste da vazão do fluido existe uma válvula esfera, controlada manualmente, instalada a jusante da BCS.

Foram instalados dois termopares: um na sucção, outro na descarga da BCS, que permitiram a monitoração da temperatura do fluido de trabalho e o registro do incremento desta

ao passar pela bomba. Estes termopares, também tipo J, têm hastes de 10 cm para permitir a introdução junta termoelétrica no meio do escoamento, pelo mesmo motivo anteriormente citado.

Para medir a potência consumida pela BCS foi instalado um torquímetro, com acoplamentos elásticos, interligando a bomba e o motor elétrico.

Foram utilizados dois diferentes modelos de BCSs: uma GN-7000 e outra J350N, ambas de fabricação Reda-Schlumberger, com vazão ótima de 7389 bbl/d (49 m<sup>3</sup>/h) e 12630 bbl/d (84 m<sup>3</sup>/h), altura de elevação de 95 pé (29 m) e 166 pé (50 m), três e dois estágios com rotores semi-axiais, rotações específicas,  $N_s$ , de 3850 e 2450 (com as unidades da equação 2.1), respectivamente. A escolha desses tipos de BCSs foi baseada em dois parâmetros: um para contemplar os tipos mais utilizados na indústria do petróleo em óleos pesados e, o outro, pelas limitações de montagem em um laboratório de médio porte. As curvas de desempenho das BCSs são apresentadas no Anexo III.

A BCS modelo REDA GN-7000 foi selecionada para ter o estágio intermediário instrumentado. Como tem três estágios, as pressões no estágio intermediário puderam ser medidas sem efeitos de entrada e saída. Ademais, é um modelo de bomba mais comumente aplicado para óleos viscosos. A BCS modelo REDA J350N foi ensaiada em termos de seu desempenho global, medindo-se além de outras grandezas pertinentes, apenas as pressões de entrada e descarga da mesma. O procedimento de instrumentação da BCS REDA GN-7000 é apresentado no Anexo IV.

Uma BCS é composta de estágios, contendo um difusor e um rotor em cada estágio, as características das BCSs estão descritas, a seguir:

### **REDA GN-7000**

#### **Rotores**

- número de aletas: 7
- espessura mínima e máxima da aleta: 2 mm / 3 mm

- diâmetro interno e externo: 51 mm / 89 mm
- ângulo de entrada ( $\beta_1$ ) e saída ( $\beta_2$ ) do canal: 28° e 36°
- altura de canal na entrada ( $b_1$ ) e saída ( $b_2$ ): 17,3 mm / 15,7 mm

### **Difusores**

- número de aletas: 7
- espessura mínima e máxima da aleta: 3 mm / 4 mm
- diâmetro interno e externo na entrada: 83 mm / 108 mm
- diâmetro interno e externo na saída: 42 mm / 74 mm
- ângulo de saída ( $\beta_2$ ) do canal: 90°

### **REDA J350N**

#### **Rotores**

- número de aletas: 7
- espessura mínima e máxima da aleta: 2 mm / 3 mm
- diâmetro interno e externo: 60 mm / 124 mm
- ângulo de entrada ( $\beta_1$ ) e saída ( $\beta_2$ ) do canal: 27° e (não divulgado pelo fabricante)
- altura de canal na entrada ( $b_1$ ) e saída ( $b_2$ ): 22 mm / 18 mm

#### **Difusores**

- número de aletas: 7
- espessura mínima e máxima da aleta: 3 mm / 4 mm
- diâmetro interno e externo na entrada: 122 mm / 150 mm
- diâmetro interno e externo na saída: 42 mm / 79 mm
- ângulo de saída do canal: 90°

O ângulo  $\beta_1$  do rotor é uma característica geométrica construtiva. Entretanto, dada a dificuldade de medição do ângulo, pois a aleta tem dupla curvatura na entrada do rotor, ele foi

calculado considerando-se a operação da bomba no BEP com entrada do fluido sem pré-rotação. Evidentemente, as condições operacionais foram aquelas obtidas na experimentação.

A Figura 3.5 mostra detalhes internos da BCS REDA GN-7000 com os pontos de tomada de pressão no estágio intermediário:

- 1- entrada do segundo rotor;
- 2- saída do segundo rotor / entrada do segundo difusor;
- 3- saída do segundo difusor.

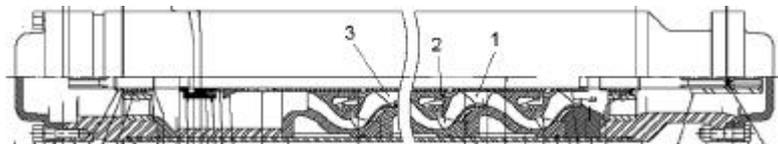


Figura 3.5 - Pontos de tomada de pressão da BCS REDA GN-7000.

Foram instalados: um transmissor diferencial de pressão entre os pontos 1 e 2, para identificar a contribuição do rotor no processo de transferência de energia para o fluido de trabalho; um transmissor diferencial de pressão entre os pontos 2 e 3, para medir a contribuição do difusor na formação da pressão da BCS e, também, a energia dissipada no processo; um transmissor local de pressão na entrada e outro na descarga da bomba para identificar o ganho global de pressão da BCS. Os detalhes da instrumentação da BCS GN 7000 é descrito no Anexo IV.

Os equipamentos utilizados na montagem experimental do circuito de testes de BCSs estão listados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Equipamentos utilizados na montagem do circuito de testes de BCSs.

Equipamento	Modelo	Quant.	Observações
Motor	WEG	01	Trifásico 380 V, 60 Hz, 50 Hp, 3555 rpm.
Variador de frequência	WEG GFW-9	01	Trifásico, 50 Hp, 380 V – 60 Hz, PWM, microprocessado com display digital e comando através de teclado.
Torquímetro	Lebow 1805-5k	01	Com transformador rotativo, condicionador de sinal modelo DP-41S, com display, saída analógica. Capacidade 5000 lbf.inch.
Transmissor de pressão	ONE SIRIES D1-15627	01	Absoluto, faixa de pressão 0-125 psi, saída analógica 4 a 20 mA, alimentação 18 a 30 VDC.
Transmissor de pressão	Rosemount 1151 SMART	01	Diferencial, faixa de pressão 0-4 bar, saída analógica 4 a 20 mA, alimentação 24 VDC.
Visor	–	01	Tubo em vidro boro-silicato de 80 mm de diâmetro externo, espessura 9 mm, pressão nominal 15 bar.
Transmissor de temperatura	COMTEMP CMP 44	02	Termopar tipo J, saída analógica 4 a 20 mA.
BCS	GN-7000	01	Reda Schlumberger, série 540, 3 estágios, tipo mista, vazão ótima 7000 bpd.
BCS	J350N	01	Reda Schlumberger, série 675, 2 estágios, tipo mista, vazão ótima 12500 bpd.

### 3.3- Procedimentos Experimentais

Os procedimentos para obtenção dos dados, bem como os parâmetros medidos são apresentados a seguir:

#### 3.3.1- Bomba centrífuga convencional

Inicialmente foi realizada a calibração de todos os instrumentos do circuito de teste de bomba centrífuga convencional seguindo as recomendações dos fabricantes. Os procedimentos realizados e os resultados da calibração dos instrumentos de medição utilizados estão apresentados no Apêndice D. As equações de calibração, de todos os sensores, foram inseridas no programa do *software* GeniDaq de aquisição de dados do Sistema de Teste de Bomba Centrífuga.

No levantamento de uma curva de desempenho da bomba, em uma dada rotação e temperatura constantes, são armazenados no computador, em arquivo tipo texto, os valores de pressão de todos os pontos e o torque no eixo da bomba para cada vazão correspondente.

Para se avaliar a confiabilidade dos resultados adquiridos da bomba centrífuga convencional, após a calibração dos instrumentos, foi levantada a curva de desempenho da mesma com água, a 1150 rpm, para a bomba com a tampa original e, também, com a nova tampa de acrílico, e comparados os resultados com a curva fornecida pelo fabricante. Foram levantadas, também, as curvas com as rotações de 1000, 806 e 612 para a bomba com a tampa original e as rotações de 905 e 612 rpm para a bomba com a tampa em acrílico, utilizando-se o variador de frequência, para verificar se atendiam as relações de similaridade de bombas centrífugas.

### **3.3.2- Skid horizontal de BCSs**

Inicialmente foi realizada, também, a calibração de todos os instrumentos do circuito de teste de BCSs seguindo as recomendações dos fabricantes. Os procedimentos realizados e os resultados da calibração dos instrumentos de medição utilizados estão apresentados no Apêndice D. As equações de calibração, de todos os sensores, foram inseridas no programa do *software* GeniDaq.

Após a calibração dos instrumentos, foram levantadas as curvas de desempenho das BCSs com água, a 3500 rpm, e comparado os resultados com as curvas fornecidas pelo fabricante, para se avaliar a confiabilidade dos resultados adquiridos das BCSs. Foram levantadas, também, as curvas com as rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, utilizando o inversor de frequência, para verificar se atendiam as relações de similaridade de bombas centrífugas. Para a BCS GN-7000 este procedimento foi realizado antes e após a instrumentação de seu estágio intermediário, verificando-se que a intervenção realizada não alterou o desempenho da bomba, pois as curvas levantadas, antes e depois, foram exatamente as mesmas.

Após ser trocado o fluido de trabalho de água para glicerina, do Sistema de Testes de Bombas Centrífugas, foram realizados testes nas BCSs com outras viscosidades, variando-se a temperatura da mesma, e outras rotações, a saber: rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm para as viscosidades de 60, 270, 720 e 1020 cP.

### **3.3.3- Viscosidade e densidade da glicerina**

A viscosidade é uma medida do atrito interno do fluido, ou seja, uma relação entre a tensão cisalhante aplicada e a taxa de deformação. Para um fluido newtoniano, como o caso da glicerina, é fixada pelo estado da substância, ou seja, é função da temperatura e da pressão. Como a temperatura é a variável mais importante e as pressões envolvidas nos experimentos deste trabalho são relativamente baixas, variando entre 1 a 10 kgf/cm<sup>2</sup>, será apenas investigado o comportamento da viscosidade como função da temperatura.

Foi observado que a glicerina, ao ser bombeada, incorpora microbolhas de ar. O procedimento de bombeamento, então, deve ser cuidadosamente planejado, e a operação do circuito deve ser tal que minimize a quantidade de microbolhas em suspensão na glicerina. Por exemplo, operação em circuito fechado, após prévia remoção de ar, através de operação longa e em temperatura elevada; ou operação sem “*entrainment*” de ar, isto é, sem incorporação de ar em jatos incidindo em reservatórios. Entretanto, é praticamente impossível a não-incorporação de uma pequena quantidade de ar, e ela se distribui na glicerina como microbolhas, fracionadas por cisalhamento no escoamento, em singularidades e no interior da bomba, principalmente. Isso levou a necessidade de ser investigada a influência que este fenômeno exerceria na viscosidade e, também, na densidade do fluido de trabalho.

Para tanto, foram retiradas amostras do fluido de trabalho nas condições de operação e medidas a densidade e a viscosidade em uma faixa de temperaturas entre 10°C e 60°C. Vários viscosímetros, operando com métodos diversos, e com amostras coletadas sob diversas condições, foram utilizados. Os resultados e comentários são apresentados no Apêndice C, bem como as imagens obtidas em microscópio ótico, das microbolhas de ar incorporadas à glicerina.

Para a certificação da viscosidade do fluido de trabalho, nas condições em que estava sendo realizado cada teste, foi retirada uma amostra do mesmo e, em seguida, medida sua viscosidade.

### **3.4- Coleta de dados**

O procedimento adotado para obtenção do desempenho das bombas testadas, a uma determinada rotação e uma viscosidade do fluido de trabalho, foi o seguinte:

#### **3.4.1- Bomba centrífuga convencional**

A bomba centrífuga convencional foi testada com água, com o seguinte procedimento:

1. Ligava-se a bomba *booster* e, a seguir, a bomba centrífuga convencional. Fixava-se uma rotação para a bomba centrífuga convencional, através do inversor de frequência. Escolhia-se uma rotação adequada para bomba booster correspondente à vazão que se queria medir;
2. Aguardava-se a estabilização do escoamento por aproximadamente 3 minutos;
3. Registrava-se para este ponto, por um período de 1 minuto e uma frequência de aquisição de 1 Hz, as seguintes variáveis: vazão de água,  $\Delta p$  no 1° rotor,  $\Delta p$  no difusor,  $\Delta p$  no bocal,  $\Delta p$  no 2° rotor,  $\Delta p$  na voluta, pressão de descarga, temperatura e torque. A pressão de sucção, a potência hidráulica, a potência no eixo e a eficiência foram, em seguida, calculados;

Este procedimento foi repetido, no mínimo, para 10 vazões entre 5 a 55 m<sup>3</sup>/h para as seguintes rotações: 1150, 1000, 806 e 612 rpm para a bomba com a tampa original e 1150, 905 e 612 rpm para a bomba com a tampa em acrílico.

#### **3.4.2- Skid horizontal de BCSs**

Inicialmente, pela mesma razão, cada BCS foi testada com água, com o seguinte procedimento:

1. Ligava-se a bomba *booster* e, a seguir, a BCS. Fixava-se uma rotação para a BCS, através do variador de frequência. Escolhia-se uma rotação adequada para bomba booster correspondente à vazão que se queria medir;
2. Aguardava-se a estabilização do escoamento por aproximadamente 3 minutos;
3. Registrava-se para este ponto, por um período de 1 minuto e uma frequência de aquisição de 1 Hz, as seguintes variáveis: vazão de água, pressão na sucção, pressão na descarga, temperatura na sucção, temperatura na descarga e torque. A potência hidráulica, a potência no eixo e a eficiência foram, em seguida, calculadas. Para a BCS Reda GN-7000, ainda, registrava-se os  $\psi$ s no rotor e no difusor do 2º estágio;

Posteriormente, outro fluido de trabalho - glicerina - foi adotado, com o seguinte procedimento:

1. Ligava-se a bomba *booster* e, a seguir, a BCS. Fixava-se uma rotação para a BCS, através do variador de frequência. Escolhia-se uma rotação adequada para bomba booster correspondente à vazão que se queria medir;
2. Aguardava-se a homogeneização da glicerina com as microbolhas de ar e estabilização do escoamento por aproximadamente 1 hora;
3. Dependendo da temperatura a ser fixada, aguardava-se mais 1 ou 2 horas para estabilização da mesma;
4. Registrava-se para este ponto, por um período de 1 minuto e uma frequência de aquisição de 1 Hz, as seguintes variáveis: vazão de glicerina, pressão na sucção, pressão na descarga, temperatura na sucção, temperatura na descarga e torque. A potência hidráulica, a potência no eixo e a eficiência foram, em seguida, calculados e a viscosidade determinada pela

temperatura. Para a BCS Reda GN-7000, ainda, registrava-se os  $\Delta$  ps no rotor e no difusor do 2º estágio;

Cada procedimento foi repetido, no mínimo, para 10 vazões entre 750 a 13500 bbl/d (5 a 90 m<sup>3</sup>/h), dependendo do modelo da BCS testada, para as seguintes rotações: 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

Ao todo, foram levantados mais de 600 conjuntos de pontos experimentais para compor as curvas de desempenho da bomba convencional e das duas BCSs. O Sistema de Teste de Bomba Centrífuga se mostrou adequado à realização dos testes necessários para o levantamento das curvas de desempenho destas bombas, destacando-se os seguintes pontos fortes deste sistema: facilidade de troca das BCSs, sistema de aquisição dos dados, possibilidade de controle da temperatura, possibilidade de visualização do fluido de trabalho a montante da admissão das bombas, entre outras. Porém, houve algumas limitações que poderão ser melhoradas para os próximos trabalhos a serem realizados neste sistema como, por exemplo: limitação de vazão máxima de teste causada pela baixa capacidade da bomba *booster*, controle manual das válvulas a jusante das bombas para fixar a vazão desejada, controle manual das válvulas do trocador de calor para estabilização da temperatura do fluido de trabalho e tempo gasto na incorporação e estabilização das microbolhas de ar no fluido de trabalho.

## Capítulo 4

### Modelagem do Escoamento

Há métodos distintos para modelar uma bomba centrífuga. Em um extremo, a abordagem mais simples analisa o processo de transferência de energia da bomba para o fluido de trabalho com o método integral: admite-se que a bomba é de um elemento que transfere energia para o fluido de trabalho, o rotor, e elementos que transformam e dissipam parte dessa energia. Assim, a partir da idealização que maximiza a transferência de energia do rotor para o fluido de trabalho, coeficientes de correção são inseridos para “ajustar” a quantidade de energia transferida ao processo real. Neste caso, nem sempre há uma identificação clara dos fenômenos específicos que ocorrem nos vários dispositivos que constituem uma bomba centrífuga, e a dissipação viscosa, por exemplo, é tratada de forma genérica, atribuindo um coeficiente multiplicador à energia cinética associada à vazão do equipamento.

No outro limite, o escoamento no interior da bomba pode ser modelado com “softwares” de mecânica dos fluidos computacionais. Há alguns poucos destes produtos dedicados às máquinas de fluidos. Além disso, são dispendiosos como investimento e na operação, pois requerem pessoal especializado e demandam longos tempos de simulação. Há que se considerar, ainda, nestes casos, o fato de que estes “softwares” estão no limite do conhecimento da simulação computacional, por lidarem com processos não muito bem estabelecidos, como escoamentos com campos centrífugos tão intensos quanto os que ocorrem nas bombas centrífugas. Assim, os resultados computacionais obtidos sempre carecem de comprovação.

A terceira possibilidade, a qual será adotada neste trabalho, faz a opção pela abordagem integral, mas tenta preservar, na medida do possível, uma análise detalhada do escoamento no interior dos canais do rotor da bomba. A idéia é identificar processos específicos em que ocorrem desvios de idealização do escoamento, partindo da equação diferencial da quantidade de movimento aplicada ao escoamento nos canais do rotor para se obter a diferença de pressão entre seus limites. A abordagem integral para a equação da energia identifica os processos específicos de dissipação de energia ao longo do escoamento através de toda a bomba. Evidentemente, tal abordagem só é possível com o auxílio de experimentação compatível, como a que foi realizada, medindo-se a pressão do escoamento em pontos característicos através da bomba, como entre a entrada e a saída do rotor, ao longo dos difusores e bocal da bomba, etc., e identificando condições operacionais em que as equações têm forma mais simples e, assim, permitindo a quantificação de parâmetros que são incógnitas em condições mais gerais. Isto é, várias idealizações para o escoamento ainda são necessárias, bem como a adoção de premissas que reduzam o número de incógnitas nas equações resultantes, além de ser fundamental o uso de equações empíricas resultantes das experimentações.

Em suma, para preservar especificidade do escoamento, a transferência de energia é obtida após uma abordagem diferencial unidimensional simplificada das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento para o escoamento no interior do rotor. Integradas entre os limites de entrada e saída do canal, fornecem a diferença de pressão para uma condição operacional específica, a BEP, isto é "*best efficiency point*", terminologia comum em inglês de "ponto de melhor eficiência operacional" e introduzem no equacionamento o fator cinemático, parâmetro ainda não utilizado até então por outras abordagens unidimensionais. De posse da diferença de pressão resultante, a equação da energia, na forma integral, pode ser formulada em termos de energia específica, passando a incorporar o efeito cinemático trazido da conservação de quantidade de movimento e efeitos dissipativos característicos. Com o auxílio de dados experimentais, a transferência e transformação de energia em outros elementos específicos da bomba, além do rotor, são quantificadas e modeladas para compor o processo em todo o equipamento. É o que se passa a mostrar na seqüência.

#### 4.1- Formulação Diferencial para o Rotor

Um volume de controle infinitesimal, VC, contém o fluido de trabalho que escoar em um canal do rotor formado por duas aletas (ou pás ou ainda lâminas) consecutivas de uma bomba centrífuga. O escoamento é bidimensional em um plano radial, isto é, no plano perpendicular ao eixo de giro do rotor. O VC, mostrado nas Figuras 4.1 e 4.2, está em uma posição genérica no interior do canal, posição esta definida pelo sistema de coordenadas  $(r, \theta)$ , que tem comprimento  $ds$  ao longo da linha média do canal, caracterizada por  $s$ , e gira com a velocidade angular do rotor ( $\omega$ ).

Na modelagem, as equações de conservação serão escritas em termos do movimento relativo, isto é, para um referencial que gira com o rotor. E serão adotadas as seguintes premissas simplificadoras: o escoamento, em média, tem trajetória ao longo de  $s$ , que corresponde à linha central no canal formado por duas aletas consecutivas (esta idealização cinemática será posteriormente relaxada, de forma que a transferência de quantidade de movimento ao fluido de trabalho reflita-se na diferença de pressão efetiva que ocorre através do rotor); a forma do volume de controle VC é aproximada a um paralelepípedo regular; o escoamento ocorre em regime permanente; o escoamento é isotérmico (uma aproximação, pois pode haver diferenças razoáveis de temperatura entre a entrada e a saída da bomba); o fluido é incompressível, premissa adequada em se tratando de escoamento monofásico de líquido sob pressão relativamente baixa.

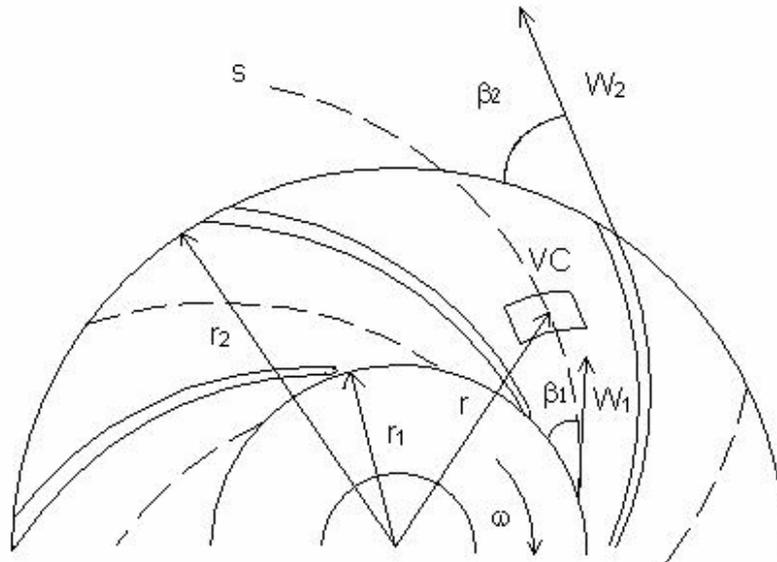


Figura 4.1 – Volume de controle VC no canal do rotor.

Sendo:  $W_1$  e  $W_2$  as velocidades relativas,  $\beta_1$  e  $\beta_2$  os ângulos de entrada e saída dessas velocidades,  $r_1$  e  $r_2$  os raios da entrada e saída do rotor, respectivamente, e  $r$  o raio da posição do VC.

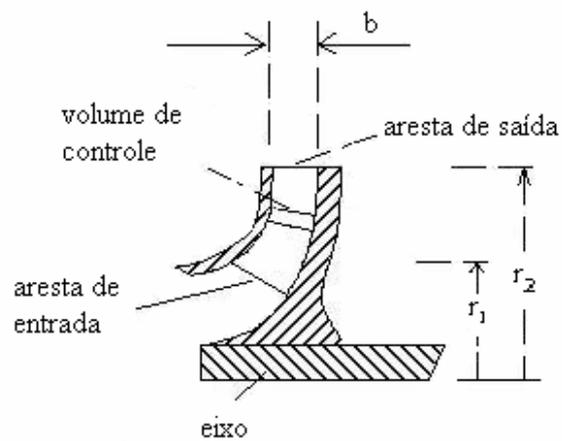


Figura 4.2 – Corte axial do rotor identificando o VC na posição genérica.

Os efeitos da bidimensionalidade do campo de velocidades do escoamento e efeitos do desvio da velocidade média em relação à idealização (ângulos concordantes com a curvatura da aleta no escoamento ao longo de todo o canal), ambos causados por fenômenos vários, como:

1. as recirculações localizadas induzidas por descolamento de camada-limite;
2. os desvios do escoamento na entrada do rotor causado por ângulo de ataque discordante;
3. a obstrução parcial que a aleta produz no escoamento na entrada do rotor;
4. os desvios de trajetória provocados pela ação da força de Coriolis;
5. a ocorrência de macro-circulações entre as faces das aletas de um mesmo canal, que estão sob pressões diferentes;
6. a ocorrência de recirculação entre canais adjacentes do rotor,

serão contemplados na seqüência, após a integração das equações diferenciais de Conservação da Massa e da Quantidade de Movimento entre as fronteiras laterais definidas pelas paredes do canal e entre os limites de entrada e saída do rotor. A equação de Conservação da Quantidade de Movimento unidimensional resultante, expressa em termos da diferença de pressão do escoamento através de todo o rotor, será então corrigida para levar em conta os fenômenos recém-citados. Posteriormente, esta diferença de pressão assim calculada irá compor a Equação da Energia, na sua forma usual para as máquinas de fluxo, isto é, em termos da conhecida altura de elevação. Finalmente, esta contemplará o processo dissipativo que ocorre na entrada do rotor sob condições específicas de operação da bomba, o chamado “choque de entrada”, de forma que dados experimentais possam ser aplicados para comparação.

#### 4.1.1- Conservação da massa

A equação diferencial para a Conservação da Massa, em coordenadas cilíndricas, segundo Fox & McDonald (1995), para escoamento permanente e incompressível é dada por:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rV_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(V_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

No caso em estudo equação da Conservação da Massa reduz-se a:

$$d(rV_r) = 0 \quad (4.2)$$

onde  $r$  é o raio e  $V_r$  é a velocidade radial.

Integrando-se a equação (4.2) em  $\theta$ , entre as paredes do canal, obtém-se a componente radial da velocidade média no canal. Por simplicidade, a nomenclatura para a velocidade será mantida, e  $V_r$ , de componente radial local, passa a indicar, daqui para frente, a componente radial da velocidade média no canal, para evitar o uso de mais um símbolo (a *barra sobre*, como em  $\bar{V}_r$ ) nas equações:

$$\int_0^{\theta} d(rV_r) d\theta = d \int_0^{\theta} (rV_r) d\theta = d(r\bar{V}_r) = d(rV_r) = 0 \quad (4.3)$$

Integrando a equação anterior, agora em  $r$ , da entrada do rotor,  $r_1$ , até uma posição arbitrária  $r$ , tem-se:

$$\int_{r_1}^r d(rV_r) = 0 \quad (4.4)$$

Logo:

$$rV_r = r_1V_{r1} = \text{constante} \quad (4.5)$$

O índice 1 corresponde à posição de entrada do rotor.

A vazão volumétrica no canal,  $\dot{Q}$ , é dada por:

$$\dot{Q} = 2\pi r_1 b V_{r1}, \quad (4.6)$$

onde  $b$  é a altura do canal do rotor (o cálculo desta vazão não considera a área do bordo de ataque da aleta).

Logo:

$$r_1 V_{r1} = \frac{\dot{Q}}{2\pi b} \quad (4.7)$$

Substituindo na equação (4.5), vem:

$$V_r = \frac{\dot{Q}}{2\pi r b} \quad (4.8)$$

Do triângulo de velocidades mostrado no Apêndice A, Figura A3, e a equação (4.8), tem-se a velocidade relativa  $W$ , média, em qualquer posição radial arbitrária ao longo da linha  $s$ :

$$W = \frac{\dot{Q}}{2\pi r b \operatorname{sen}\beta}, \quad (4.9)$$

onde  $\beta$  é o ângulo formado entre a velocidade relativa e a direção tangencial, medido em sentido oposto ao giro do rotor.

A equação (4.9) pode, ainda, ser escrita em função de  $s$ :

$$W = \frac{\dot{Q}}{2\pi s b \operatorname{sen}^2\beta} \quad (4.10)$$

#### 4.1.2- Conservação da quantidade de movimento

A Equação de Conservação da Quantidade de Movimento na sua formulação diferencial pode ser escrita para o VC infinitesimal descrito. Reduz-se ao balanço de forças ao longo da linha média  $s$  do escoamento através do canal. Assim, a variação da quantidade de movimento através do VC infinitesimal é igual à resultante das forças externas e de campo que sobre ele atuam (ver Figura 4.3). Todos os termos desta equação serão em força por unidade de volume.

As forças que atuam no VC infinitesimal são:

a) Forças superficiais associadas à pressão e à tensão viscosa:

- A pressão atuando na área da face de entrada do VC é  $p$  e na saída  $p + \left(\frac{dp}{ds}\right) ds$ ;
- A força associada à tensão cisalhante é  $dF_\tau$ .

b) Forças de campo centrífuga e gravitacional:

- A força centrífuga  $F_{c_s}$  na direção  $s$  é dada por :

$$F_{c_s} = m \frac{U^2}{r} \text{sen}\beta = \rho dA ds \frac{(\omega r)^2}{r} \text{sen}\beta$$

$$F_{c_s} = \rho dA ds \omega^2 r \text{sen}\beta \quad (4.11)$$

- A componente da força gravitacional  $F_{g_s}$  na direção  $s$  é:

$$F_{g_s} = \rho dA ds g_s \quad (4.12)$$

As forças e velocidades estão representadas no VC infinitesimal, Figura 4.3, que tem a forma simplificada de um paralelepípedo regular.

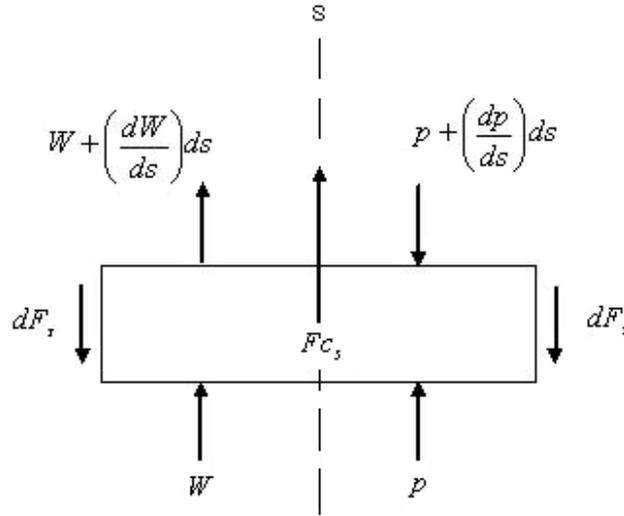


Figura 4.3 – Aproximação do VC infinitesimal por um paralelepípedo regular.

Assim, pode-se escrever a Equação de Conservação da Quantidade de Movimento da seguinte forma:

$$\rho W dA \left( \frac{dW}{ds} \right) ds = - \left[ p + \left( \frac{dp}{ds} \right) ds \right] dA + p dA + dF_\tau + \rho dA ds \omega^2 r \operatorname{sen} \beta + \rho dA ds g_s \quad (4.13)$$

E ainda:

$$\rho W \frac{dW}{ds} = - \frac{dp}{ds} + \frac{dF_\tau}{dA ds} + \rho \omega^2 r \operatorname{sen} \beta + \rho g_s \quad (4.14)$$

Notar que o escoamento é permanente e que a velocidade angular  $\omega$  é constante, e não tem aceleração associada à sua variação. Ademais, o referencial do rotor é fixo em relação a um referencial inercial.

O último termo da equação (4.14), referente ao campo gravitacional, será descartado, pois rotores de bombas giram com altas velocidades angulares. Por exemplo: a BCS, modelo GN-7000, tem raio médio do rotor igual a 36 mm, em operação normal a 60 Hz sua rotação é de 3600 rpm, resultando uma aceleração centrífuga de 5111 m/s<sup>2</sup>, que corresponde a mais de 520 vezes a aceleração gravitacional. Desta forma, a componente gravitacional é absolutamente desprezível frente à força centrífuga.

O procedimento de integração da Equação de Conservação da Quantidade de Movimento é similar ao realizado com a Equação de Conservação da Massa: integra-se em  $\theta$ , até às paredes do canal, e depois em  $r$ , entre os limites de entrada e saída do rotor.

Assim, integrando-se em  $\theta$  e isolando o gradiente de pressão à esquerda do sinal de igualdade,

$$\frac{dp}{ds} = \rho \omega^2 r \operatorname{sen}\beta - \zeta \rho W \frac{dW}{ds} - \frac{dF_{\tau_w}}{dA ds}, \quad (4.15)$$

onde  $(dF_{\tau_c}/dA)$  na parede é a conhecida tensão cisalhante,  $d\tau_w$ , que expressa a ação da viscosidade no escoamento no canal do rotor.

Notar que, mais uma vez, a notação para os termos médios continua a mesma, e  $W$  agora é a velocidade relativa média no canal. O parâmetro  $\zeta$  é a conhecida co-variância da velocidade, ou o coeficiente de energia cinética, que contempla a não-uniformidade do perfil da velocidade  $W$  ao longo de  $\theta$ , entre as paredes do canal.

O gradiente em  $s$  da tensão cisalhante  $d\tau_w$  é usualmente calculado recorrendo-se ao fator de atrito:

$$\frac{dF_{\tau_w}}{dA ds} = \left( \frac{dp}{ds} \right)_f = -f \frac{\rho}{D_H} \frac{W^2}{2}, \quad (4.16)$$

onde  $D_H$  é o diâmetro hidráulico do canal do rotor e  $f$  o fator de atrito.

Tendo em vista que o escoamento no canal do rotor de uma bomba centrífuga ocorre em duto de seção retangular, curvo e em rotação, serão introduzidas correções para o fator de atrito. O Apêndice B mostra o procedimento de correções para este fator de atrito, desenvolvido por Ito (1959-1971) e Shah (1978) e aplicado por Sun & Prado (2003). A equação (4.16) fica, então, modificada para a forma:

$$\frac{dF_{\tau,r,\beta,\omega}}{dAds} = \left( \frac{dp}{ds} \right)_{f_{r,\beta,\omega}} = -f_{r,\beta,\omega} \frac{\rho}{D_H} \frac{W^2}{2} \quad (4.17)$$

onde  $f_{r,\beta,\omega}$  é o fator de atrito corrigido para considerar a forma não circular da seção transversal do canal, a curvatura do canal e sua velocidade angular.

Substituindo a equação (4.17) na equação (4.15), a Equação de Conservação da Quantidade de Movimento é então escrita da seguinte forma:

$$\frac{dp}{ds} = \rho \omega^2 r \operatorname{sen}\beta - \zeta \rho W \frac{dW}{ds} - f_{r,\beta,\omega} \frac{\rho}{D_H} \frac{W^2}{2} \quad (4.18)$$

Simplificando e integrando esta forma da equação em  $r$ , entre a entrada e a saída do rotor, vem:

$$\int_1^2 dp = \rho \omega^2 \int_1^2 r dr - \rho \int_1^2 \zeta W dW - f_{r,\beta,\omega} \frac{\rho}{2D_H} \int_1^2 W^2 ds \quad (4.19)$$

Da equação (4.9), Conservação de Massa, temos:

$$W^2 = \frac{\dot{Q}^2}{4\pi^2 s^2 b^2 \operatorname{sen}^4 \beta} \quad (4.20)$$

Assumindo que o ângulo  $\beta$  varia linearmente desde  $s_1$  até  $s_2$ , e que esta variação é pequena em bombas com rotores curvados para trás em relação ao sentido de giro (isto é,  $\beta_2 < 90^\circ$ ), podemos considerar um ângulo médio  $\bar{\beta}$ ,  $\bar{\beta} = (\beta_1 + \beta_2)/2$ , na equação (4.20), ficando:

$$W^2 = \frac{\dot{Q}^2}{4\pi^2 s^2 b^2 \text{sen}^4 \bar{\beta}} \quad (4.21)$$

Após Substituição da equação (4.21) na equação (4.19), a equação pode ser integrada em  $r$ , resultando:

$$\int_1^2 dp = \rho \omega^2 \int_1^2 r dr - \rho \int_1^2 \zeta W dW - f_{r,\beta,\omega} \frac{\rho \dot{Q}^2}{8D_H \pi^2 b^2 \text{sen}^4 \bar{\beta}} \int_1^2 \frac{1}{s^2} ds \quad (4.22)$$

Após a integração em  $r$ , a diferença de pressão do escoamento através do rotor será:

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \frac{1}{2} \rho (\zeta_2 W_2^2 - \zeta_1 W_1^2) - f_{r,\beta,\omega} \frac{\rho \dot{Q}^2}{8D_H \pi^2 b^2 \text{sen}^4 \bar{\beta}} \left( \frac{1}{s_1} - \frac{1}{s_2} \right) \quad (4.23)$$

Sabendo que  $s = \frac{r}{\text{sen}\beta}$ , tem-se:

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \frac{1}{2} \rho (\zeta_2 W_2^2 - \zeta_1 W_1^2) - f_{r,\beta,\omega} \frac{\rho \dot{Q}^2}{8D_H \pi^2 b^2 \text{sen}^3 \bar{\beta}} \left( \frac{r_2 - r_1}{r_2 r_1} \right) \quad (4.24)$$

Cabem aqui comentários sobre as co-variâncias das velocidades,  $\zeta_1$  e  $\zeta_2$ , e particularidades do escoamento. Na entrada do canal do rotor, o escoamento proveniente do tubo de sucção e boca de sucção da bomba é acelerado pela presença do cubo do rotor, além de aletas que têm espessura finita. Via de regra, o escoamento neste plano é turbulento, mesmo que a viscosidade do fluido de trabalho seja elevada. Assim, pode-se esperar um perfil típico de escoamento turbulento na entrada do rotor, mesmo que efeitos de bidimensionalidade e tridimensionalidade, causados pela

pré-rotação do escoamento (*swirl*, induzido pelos efeitos difusivos), estejam presentes. Nestes casos, o valor da co-variância da velocidade,  $\zeta_1$ , é baixo, tendendo a 1, dada a natureza do escoamento. Na saída do rotor, entretanto,  $\zeta_2$  pode ter valor substancialmente diferente da unidade: efeitos de bidimensionalidade e tridimensionalidade do campo de escoamento são intensos, as influências foram listadas anteriormente. Ademais, para influenciar e aumentar  $\zeta_2$  deve-se considerar ainda a possibilidade de “laminarização de escoamento”, causada pelo campo centrífugo intenso ao qual o fluido de trabalho é submetido ao escoar ao longo do rotor. Mesmo em escoamentos com número de Reynolds superiores aos típicos para escoamento em canal sob a ação gravitacional terrestre, observa-se efeitos típicos de escoamento laminar, com suas características próprias, e perfis de velocidade que, por si, resultam em co-variância de valor 1,2. Assim, se  $\zeta_1$  pode ser considerado próximo à unidade,  $\zeta_1 \sim 1$ , o mesmo não pode ser clamado para a co-variância da velocidade no plano de saída do rotor, por efeitos bidimensionais intensos e a possibilidade de laminarização do escoamento, fato concreto quando se analisa a operação de bombas com fluidos viscosos. Assim, se  $\zeta_1 \sim 1$  e  $\zeta_2 > 1$ , certamente a equação (4.24) pode ser reescrita, sem maiores erros, fazendo  $\zeta_1 = 1$ .

Ademais, há que se corrigir a idealização que admite que o escoamento relativo é sempre tangente à aleta ao longo do percurso pelo canal. Os efeitos da bidimensionalidade do campo de velocidades do escoamento e efeitos do desvio da velocidade média em relação à idealização fazem com que o fluido, ao sair do rotor, se “atrase” em relação ao mesmo, isto é, o ângulo de saída efetivo é  $\beta_2'$ , e não o ângulo idealizado  $\beta_2$  (veja os triângulos de velocidade na Figura 4.4). A redução do ângulo efetivo em relação ao idealizado, impõe alteração de magnitude da velocidade relativa, que passa de  $W_2$  para  $f_c W_2$  e reduz a transferência de quantidade de movimento para o fluido de trabalho e, conseqüentemente, a diferença de pressão no escoamento. Assim, mais um fator de correção da idealização do escoamento será introduzido na equação, passando a compor, com a co-variância da velocidade relativa, no plano de saída do rotor, um *fator cinemático*,  $f_c$ .

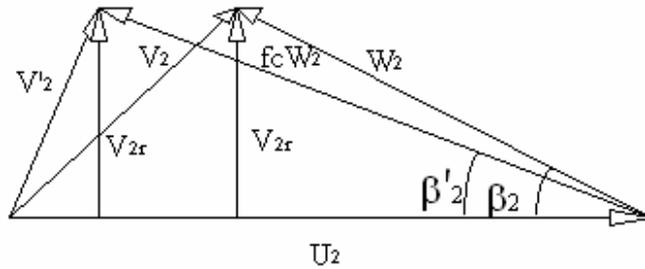


Figura 4.4 – Triângulo de velocidade com valores idealizados e efetivos (representados pelo *linha*) das velocidades absoluta e relativa e ângulos.

Sendo:

$$f_c = \frac{\text{sen}\beta_2}{\text{sen}\beta'_2} \quad (4.25)$$

Serão usados dados de bancada, na operação das bombas, para determinar o *fator cinemático* que reduz a pressão de saída da bomba em relação a uma pressão idealizada, desde que a velocidade relativa efetiva, na saída do rotor, seja maior que a idealizada, e seu ângulo com a direção tangencial, menor que o da saída da aleta, o que aumenta a quantidade de movimento a ela associada, reduzindo a pressão na saída do rotor.

Assim, a equação (4.24), pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \frac{1}{2} \rho (f_c W_2^2 - W_1^2) - f_{r,\beta} \omega \frac{\rho \dot{Q}^2}{8 D_H \pi^2 b^2 \text{sen}^3 \beta} \left( \frac{r_2 - r_1}{r_2 r_1} \right) \quad (4.26)$$

A diferença de pressão na equação anterior será utilizada, agora, para compor a equação da energia. Esta será escrita em termos da bem conhecida altura de elevação de máquinas de fluxo, isto é, a energia mecânica específica – energia por unidade de peso do fluido de trabalho - desenvolvida pela bomba. Será usada a definição de altura de elevação para o rotor,  $H_{rotor}$ , que pode ser expressa como:

$$H_{rotor} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{V_2'^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1), \quad (4.27)$$

onde  $(z_2 - z_1)$  é a diferença de nível entre a saída e a entrada do rotor, que será nula,  $V_1$  é a velocidade absoluta na entrada do rotor e  $V_2'$  é a velocidade absoluta na saída do rotor, porém, corrigida para contemplar os efeitos já citados.

Substituindo a equação (4.26) na equação (4.27) e simplificando, vem:

$$H_{rotor} = \frac{1}{2g} \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \frac{1}{2g} (f_c W_2^2 - W_1^2) + \frac{1}{2g} (V_2'^2 - V_1^2) + \\ - f_{r,\beta,\omega} \frac{\dot{Q}^2}{8gD_H \pi^2 b^2 \overline{\sin^3 \beta}} \left( \frac{r_2 - r_1}{r_2 r_1} \right) \quad (4.28)$$

Segundo Stepanoff (1957), existe ainda dissipação de energia durante o chamado “choque” na entrada do rotor,  $h_{c\_rotor}$ . A dissipação viscosa por choque ocorre quando a vazão volumétrica  $\dot{Q}$ , descarregada pela bomba, é diferente da vazão volumétrica sem choque  $\dot{Q}_s$  para a qual a velocidade relativa  $W_1$  é tangente ao ângulo  $\beta_1$  da aleta do rotor no plano de entrada do mesmo (ou, no caso da existência de um difusor na saída do rotor, se a velocidade absoluta de saída do fluido do rotor,  $V_2'$ , não for tangente ao ângulo de ataque da aleta do difusor). Esta energia dissipada é usualmente dada (Stepanoff, 1957) por equação do tipo:

$$h_{c\_rotor} = k' (\dot{Q} - \dot{Q}_s)^2, \quad (4.29)$$

onde  $k'$  é uma constante empírica dependente da geometria da bomba.

Em modo geral a vazão  $\dot{Q}_{bep}$ , que representa a vazão volumétrica para a qual a bomba apresenta a melhor eficiência, tem valor próximo daquele da vazão  $\dot{Q}_s$ , então:

$$h_{c\_rotor} = k' (\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2 \quad (4.30)$$

Para manter a coerência de unidades das equações sendo desenvolvidas e preservar a não-dimensionalidade de fatores de escala, a dissipação de energia,  $h_{c\_rotor}$ , será dada re-arranjada para:

$$h_{c\_rotor} = k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2}, \quad (4.31)$$

onde  $k$  é um fator de escala adimensional,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $A_{bcs}$  a área formada pela seção transversal da BCS, um dado geométrico.

Acrescentando este termo na equação (4.28), tem-se:

$$H_{rotor} = \frac{1}{2g} \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \frac{1}{2g} (f_c W_2^2 - W_1^2) + \frac{1}{2g} (V_2'^2 - V_1'^2) + \\ - f_{r,\beta,\omega} \frac{\dot{Q}^2}{8g D_H \pi^2 b^2 \sin^3 \beta} \left( \frac{r_2 - r_1}{r_2 r_1} \right) - k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2} \quad (4.32)$$

#### 4.2- Formulação da Altura de Elevação para o Estágio da Bomba

Para se obter a altura de elevação total do estágio da bomba, a Equação da Energia será aplicada a um VC que envolve a unidade básica que compõe uma bomba de múltiplos estágios, objeto de análise neste trabalho, isto é, o VC envolve um único estágio da bomba.

Considerando que a dissipação de energia no estágio é a sobreposição de processos que ocorrem no interior e exterior do rotor e no interior do difusor, a representação do processo de transformação e transferência de energia em uma unidade de bombeamento, isto é, o estágio da bomba, está representado na Figura 4.5. Cabe ressaltar, para subsidiar tal representação, que, em

estudo relativamente recente, Gülich (1999) afirma: “... o atrito de disco e as perdas hidráulica, devido ao atrito nos canais da bomba, são os principais fatores no prejuízo do desempenho da bomba operando com fluidos viscosos”, e também, “...as perdas causadas por atrito de disco crescem exponencialmente com o incremento da viscosidade”.

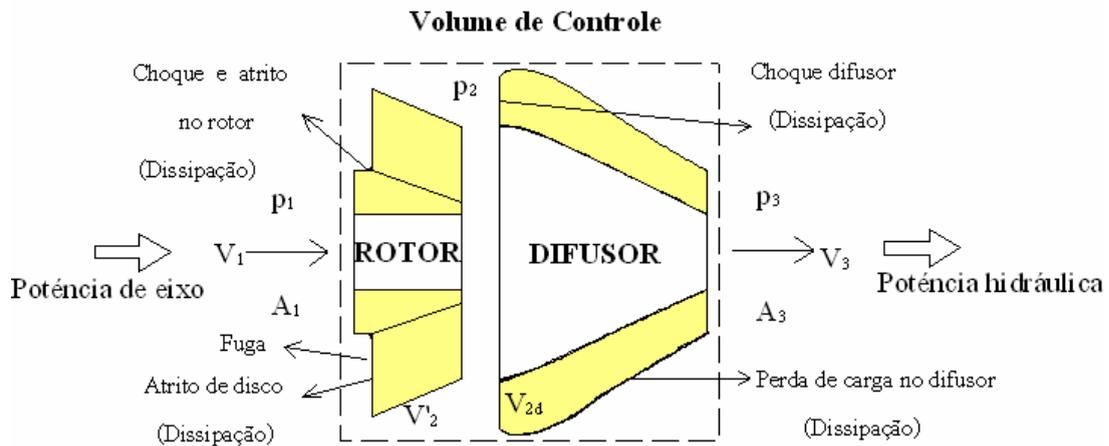


Figura 4.5 – Volume de Controle em um estágio de BCS.

Sendo:

- $V_1$ : velocidade absoluta do fluido na entrada do estágio;
- $V_2'$ : velocidade absoluta corrigida do fluido na saída do rotor;
- $V_{2d}$ : velocidade do fluido na entrada do difusor;
- $V_3$ : velocidade do fluido na saída do estágio;
- $p_1$ : pressão na entrada do estágio;
- $p_2$ : pressão entre saída do rotor e entrada do difusor;
- $p_3$ : pressão na saída do estágio;
- $A_1$ : área da entrada do estágio; e
- $A_3$ : área da saída do estágio.

Temos que  $A_1 = A_3$ , logo, pela conservação da massa,  $V_1 = V_3$ .

A altura de elevação teórica do estágio da bomba,  $H_{estágio}$ , será dada por:

$$H_{estágio} = H_{rotor} - h_{difusor} - h_{disco}, \quad (4.33)$$

onde:  $h_{difusor}$  é a perda dissipativa total no difusor, superposição de uma possível perda por choque na entrada do difusor mais a perda de carga ordinária do escoamento no difusor e  $h_{disco}$  é a energia dissipada externamente ao rotor, possivelmente a superposição de um atrito ordinário com efeitos de irreversibilidade em mudanças de direção e velocidade no escoamento entre a saída do rotor e a entrada do difusor, usualmente referida como atrito de disco.

Existe ainda a perda volumétrica, isto é, a energia dissipada pela recirculação de fluido de trabalho entre as regiões de entrada e saída do estágio, devido às folgas naturais existentes entre os componentes internos da bomba. Esta perda dissipativa não será considerada no modelo, por ser pequena. Ademais, a vazão de recirculação tende a um valor muito pequeno quando o bombeamento de fluidos viscosos ocorre. Somente a título de ilustração, valores de eficiência volumétrica de 98% ~ 99% são freqüentemente apresentados nos textos técnicos de bomba (ver, por exemplo, o Pump Handbook, 1986), mesmo para bombas operando com água.

A perda de dissipativa total no difusor é tal como proposta por Fox e McDonald (1995),

$$h_{difusor} = \left( \frac{V_{2d}^2 - V_3^2}{2g} \right) - Cp \frac{V_3^2}{2g} \quad (4.34)$$

onde  $Cp$  é o coeficiente de pressão no difusor, dado por:

$$Cp = \frac{(P_3 - P_2)}{0,5 \rho V_3^2} \quad (4.35)$$

Substituindo os termos na equação (4.33), vem:

$$H_{estágio} = \frac{\Delta p_{rotor}}{\rho g} + \frac{(V_2'^2 - V_1^2)}{2g} - k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2} + Cp \frac{V_3^2}{2g} + \frac{(V_3^2 - V_{2d}^2)}{2g} - h_{disco} \quad (4.36)$$

Simplificando ( $V_1 = V_3$ ), tem-se:

$$H_{estágio} = \frac{\Delta p_{rotor}}{\rho g} + \frac{(V_2'^2 - V_{2d}^2)}{2g} - k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2} + Cp \frac{V_3^2}{2g} - h_{disco} \quad (4.37)$$

Usando a definição de  $Cp$ , o quarto termo do lado direito da equação (4.37) será expresso como:

$$Cp \frac{V_3^2}{2g} = \frac{(p_3 - p_2)}{\rho g} = \frac{\Delta p_{difusor}}{\rho g} \quad (4.38)$$

E, sabendo que:

$$H_{estágio} = \frac{\Delta p_{estágio}}{\rho g} = \frac{\Delta p_{rotor}}{\rho g} + \frac{\Delta p_{difusor}}{\rho g} \quad (4.39)$$

pois não há variação de energia cinética entre a entrada da bomba e a saída do difusor ( $V_1 = V_3$ ), pode-se escrever:

$$\frac{(V_2'^2 - V_{2d}^2)}{2g} - k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2} - h_{disco} = 0 \quad (4.40)$$

Ainda, assumindo que, na vazão da bomba correspondente à eficiência máxima, isto é, no BEP, a perda por choque é nula,

$$\left[ k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2} \right]_{BEP} = 0 \quad (4.41)$$

resulta que o atrito de disco, nesta condição operacional (BEP), se reduz a:

$$h_{disco} = \frac{(V_2^2 - V_{2d}^2)}{2g} \quad (4.42)$$

O atrito de disco, em princípio, é um termo desconhecido na equação da altura de elevação da bomba (Eq. 4.37). Vimos, no entanto, que ele pode ser considerado como sendo igual à variação total de energia cinética do escoamento entre a saída do rotor e a entrada do difusor quando a bomba está operando em sua condição de eficiência máxima (ou “no ponto de BEP”, como se diz na prática corrente). Esta, evidentemente, é uma hipótese que pode ou não ter uma contrapartida experimental (p. ex., a velocidade  $V_{2d}$  pode não ser igual à razão entre a vazão e a área transversal do difusor na entrada), dependendo da forma como a pressão (ou as pressões) é medida na saída do rotor e na entrada do difusor. De qualquer forma, é importante observar que, se este procedimento é adotado, a altura de elevação de um estágio da bomba,  $H_{estágio}$ , versus a vazão da bomba operando no BEP,  $\dot{Q}_{BEP}$ , pode ser ajustada com dados experimentais e/ou curvas-padrão fornecidas pelos fabricantes para operação com água e mesmo outros fluidos de viscosidade superior. Com premissas adicionais, como por exemplo, assumir a perda por atrito de disco como um termo constante, ou relacioná-la com a rotação, propriedades geométricas do rotor, viscosidade do fluido de trabalho, entre outras variáveis, a solução do modelo para a altura de elevação da bomba (ou do estágio) poderá ser generalizada para outras condições operacionais diversas daquela do ponto de BEP.

## 4.2- Modelo Proposto para Curva de Altura de Elevação de BCS

A equação final para a modelagem da curva de altura de elevação *versus* vazão volumétrica, da BCS, será dada substituindo-se a equação (4.26) na equação (4.37), ficando da seguinte forma:

$$H_{estágio} = \frac{1}{2g}(U_2^2 - U_1^2) - \frac{1}{2g}(f_c W_2^2 - W_1^2) - f_{r,\beta,\omega} \frac{\dot{Q}^2}{8g D_H \pi^2 b^2 \sin^3 \beta} \left( \frac{r_2 - r_1}{r_2 r_1} \right) + \frac{(V_2^2 - V_{2d}^2)}{2g} - k \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2}{g A_{bcs}^2} + Cp \frac{V_3^2}{2g} - h_{disco} \quad (4.43)$$

Com a Equação (4.43), recorrendo-se às Equações (4.25) e (4.42) e considerando que a energia dissipada no atrito de disco se mantém constante em toda a faixa operacional, um certo fluido de trabalho, a cada rotação, pode-se modelar a transferência de energia no rotor e difusor, para condições operacionais variadas, isto é, vários  $\dot{Q}$ , e construir o gráfico  $\dot{Q} \times H_{estágio}$  para o estágio da bomba. A curva da BCS, como um todo, será obtida multiplicando-se a altura de elevação do estágio pelo número de estágios.

Para avaliação da curva de altura de elevação dada pelo modelo, pode-se comparar esta à curva de altura de elevação levantada experimentalmente,  $H_{exp\_estágio}$ , para um estágio da bomba, que por definição é dada por:

$$H_{exp\_estágio} = \frac{p_3 - p_1}{\rho g} + \frac{V_3^2 - V_1^2}{2g} + (z_3 - z_1) \quad (4.44)$$

Sendo  $V_1 = V_3$  e  $z_1 = z_3$ , a equação (4.44) fica da seguinte forma:

$$H_{exp\_estágio} = \frac{p_3 - p_1}{\rho g} \quad (4.45)$$

Para construção do gráfico  $\dot{Q} \times H_{estágio}$ , foi montada uma planilha no programa Excel. Nesta planilha, inicialmente são alimentados todos os parâmetros geométricos dos componentes da bomba, as características do fluido de trabalho e rotação do equipamento, que constam na Equação (4.43). A planilha calcula os fatores de atrito corrigidos ( $f_{r,\beta,\omega}$ ) para cada vazão. Em seguida, são atribuídos valores, entre 1 e 1,5, para o *fator cinemático* ( $f_c$ ), de tal forma que a curva do modelo coincida, no BEP, com a curva levantada experimentalmente. Da mesma forma, são atribuídos valores para a constante empírica  $k$ , até a curva do modelo se ajustar com a curva experimental.

No Capítulo 6 será feita a comparação das curvas de altura de elevação, levantadas experimentalmente, da bomba convencional e das BCSs com as obtidas por este modelo.

## Capítulo 5

### Resultados Experimentais

Os resultados experimentais serão apresentados e discutidos em sintonia com a proposta de modelagem. Inicialmente, resultados globais das curvas de desempenho das bombas testadas, convencional e BCSs, serão mostrados, para a operação com água, com o intuito de verificar a adequação dos procedimentos de ensaios. Posteriormente, a quantificação da energia transferida em dispositivos específicos, como: rotor, difusor, etc., será discriminada, para que os processos seqüenciais da modelagem sejam verificados, correlacionados e corrigidos, fornecendo elementos de ajuste para a construção de um modelo generalista.

A conformidade dos resultados globais das curvas de desempenho das bombas é verificada quando as curvas obtidas nos ensaios são comparadas com as curvas fornecidas nos catálogos dos fabricantes. Evidentemente, os valores obtidos e publicados não são necessariamente os mesmos, pois o uso continuado do equipamento deteriora-o em relação ao equipamento novo; ademais, as curvas publicadas pelos fabricantes são resultados médios de vários ensaios, com equipamentos diversos, e não necessariamente representam a operação da bomba em teste, a menos que ensaios similares tenham sido solicitados ao fabricante.

A curva de catálogo da bomba centrífuga convencional, Imbil ITA 65 330/2, foi usada como referência; o equipamento disponível no laboratório não foi objeto de ensaio específico. Essa bomba, que opera já há alguns anos, teve partes como rotores e difusor, substituídos algumas vezes. Assim, pequenos desvios entre as curvas de catálogo e as curvas de desempenho do ensaio, por vários motivos, entre eles, tolerâncias dimensionais de fabricação, folgas por uso, acertos diferenciados de montagem, como apertos de gaxeta, etc., são aceitáveis e justificáveis.

Para as BCSs foram utilizadas, também, as curvas de catálogo fornecida pelo fabricante. Porém, neste caso, já que todas as bombas são novas, com poucas horas de operação cada uma delas, espera-se que haja uma concordância maior entre as curvas de desempenho de catálogo do fabricante e as obtidas neste estudo.

### **5.1- Resultados de desempenho global da bomba Imbil ITA 65 330/2 – água**

A bomba centrífuga convencional, Imbil ITA 65 330/2, foi testada, inicialmente, com a tampa de sucção original, de aço, operando com água, para verificar a coerência com as curvas de desempenho publicadas pelo fabricante. Na sequência, esta bomba foi testada com a nova tampa transparente de acrílico, cuja construção e montagem pode alterar as folgas dimensionais do primeiro estágio e difusor.

A Figura 5.1, a seguir, e a Tabela I.1 do Anexo I, que traz os valores de dados do ensaio, mostram que a curva de desempenho (a altura de elevação, a eficiência e a potência *versus* a vazão) da bomba Imbil ITA 65 330/2 com a tampa de sucção original, operando a 1150 rpm, estão de acordo com as curvas de catálogo do fabricante, dentro do limite de degradação de 6% na altura de elevação e limites menores na eficiência e potência. Como afirmado anteriormente, esta bomba já teve peças trocadas, opera há alguns anos, e sofreu ajustes operacionais para adequá-la à montagem com eixo vertical e, portanto, considera-se que o desempenho apresentado representa sua operação na faixa de vazão volumétrica de teste, de 4 m<sup>3</sup>/h até 57 m<sup>3</sup>/h.

As curvas pretas contínuas representam uma parametrização das curvas (altura de elevação, eficiência e potência) fornecidas pelo fabricante; os pontos discretos, em cores e marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório. Os valores experimentais foram parametrizados e aparecem na Figura 5.1 como linhas contínuas, com a cor dos pontos discretos respectivos.

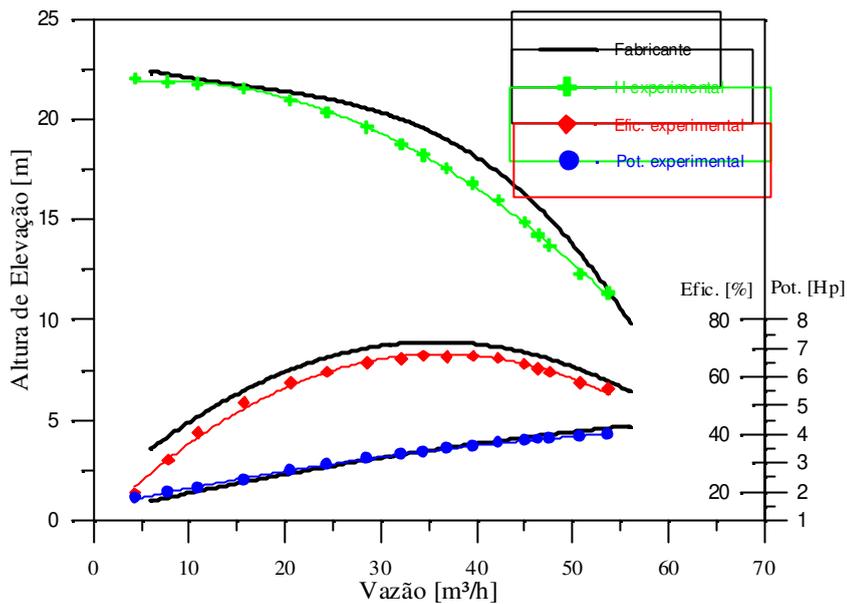


Figura 5.1 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 - Curvas de desempenho (altura de elevação, potência e eficiência *versus* vazão) com água, a 1150 rpm.

A Figura 5.2 mostra os valores de altura de elevação levantados experimentalmente para a faixa de rotações entre 1150, 612 rpm, com curvas intermediárias de 1000 e 806 rpm.

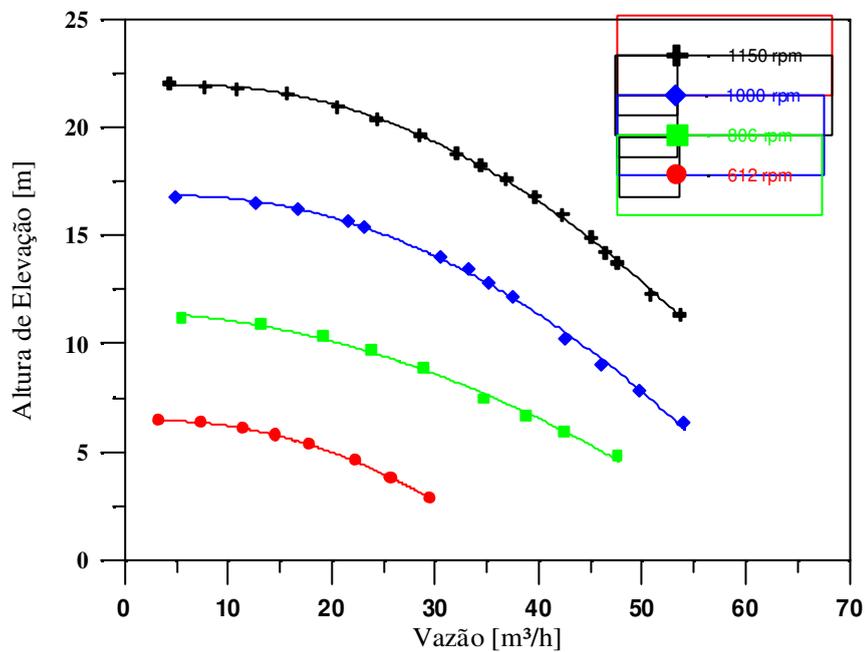


Figura 5.2 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de altura de elevação, com água, a 1150, 1000, 806 e 612 rpm.

A reprodução adequada do desempenho da bomba convencional Imbil operando com água, na faixa de rotações aplicadas, entre 1150 rpm e 612 rpm, pode ser verificada na Figura 5.3, que mostra as curvas de altura de elevação *versus* vazão reduzidas, por relações de similaridade das máquinas de fluxo (ver Apêndice E), para a rotação de referência de 1150 rpm. Os pontos discretos, em cores e marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório. A curva preta contínua representa uma parametrização dos pontos experimentais a 1150 rpm.

As relações de similaridade das máquinas de fluxo, entre as quais se enquadram as bombas, são relações entre condições operacionais ditadas pela operação dos equipamentos em situações de similaridade geométrica, cinemática e dinâmica. Uma mesma bomba, operando em rotações diferentes, cumpre, de início, com a similaridade geométrica. A similaridade cinemática e dinâmica pode existir somente para uma condição operacional ocorrendo em cada rotação aplicada. Assim, a verificação da existência da similaridade de operação de uma bomba em várias condições operacionais ditadas por rotações diferentes é: (i) uma garantia de operação adequada da bomba em rotações não necessariamente divulgadas no catálogo do fabricante; (ii) uma garantia da correção das medições realizadas e, (iii) uma verificação complementar da adequação do circuito de testes para realizar as medições nas faixas de vazão, pressão e rotação. As curvas de altura de elevação de uma bomba, operando em várias rotações, quando reduzidas a uma rotação de referência pelas denominadas “relações de similaridade”, devem, idealmente, se colapsar em uma única curva, isto é, uma relação funcional única de  $H = H(\dot{Q})$ . Evidentemente, devido a incertezas experimentais e, mais ainda, ao eventual não atendimento das condições de similaridade, as curvas reais reduzidas a uma rotação de referência podem apresentar desvios frente à função única. Mas, ao se reduzirem a uma região de baixa incerteza em torno desta relação funcional única, indicam a operação adequada da bomba e procedimentos operacionais e de medição corretos.

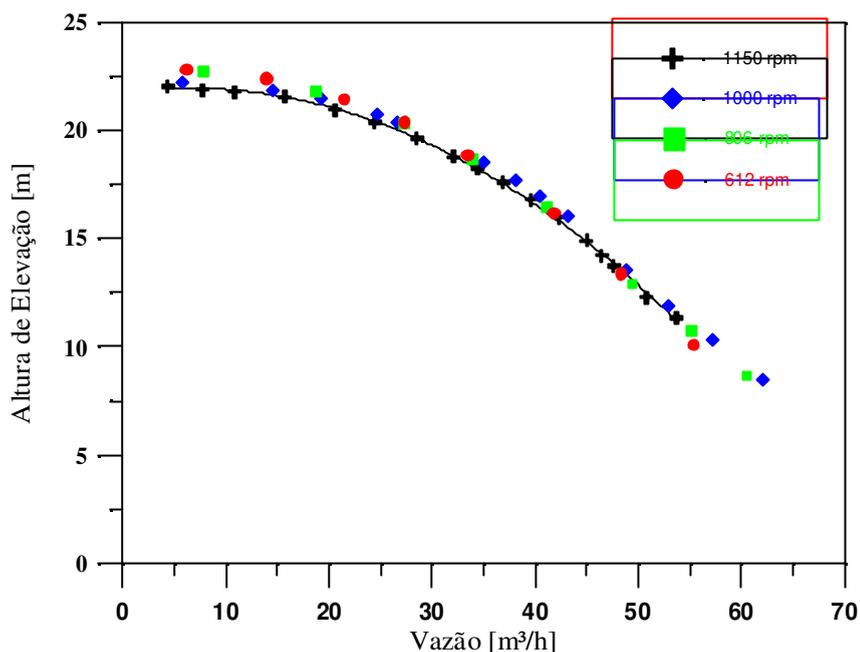


Figura 5.3 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de altura de elevação, com água, a 1150, 1000, 806 e 612 rpm, aplicando-se as relações de similaridade.

Após a substituição da tampa original do primeiro estágio da bomba por uma confeccionada em acrílico, e usinada uma janela no rotor, onde foi instalada uma peça semelhante de acrílico (ver fotografia na Figura V.7 do Anexo V), foram repetidos os mesmos ensaios, com água, na mesma faixa operacional. Os resultados demonstraram que a altura de elevação da bomba degradou-se, em média, 18%. A Figura 5.4 mostra as duas curvas de altura de elevação *versus* vazão, obtida nos ensaios a 1150 rpm, antes e após a substituição da tampa original pela de acrílico. A diferença entre o desempenho, provavelmente deveu-se a folgas maiores existentes entre a nova tampa e o primeiro rotor, e as paredes laterais superiores do difusor. Folgas maiores aumentam as “fugas”, ou vazamento de fluido entre as regiões de alta e baixa pressão, e deterioram o desempenho do equipamento. Quando este tipo de deterioração de desempenho ocorre, as diferenças entre as alturas de catálogo e as de ensaio são maiores nas condições operacionais de maior pressão. Isto é o que se verifica na Figura 5.4.

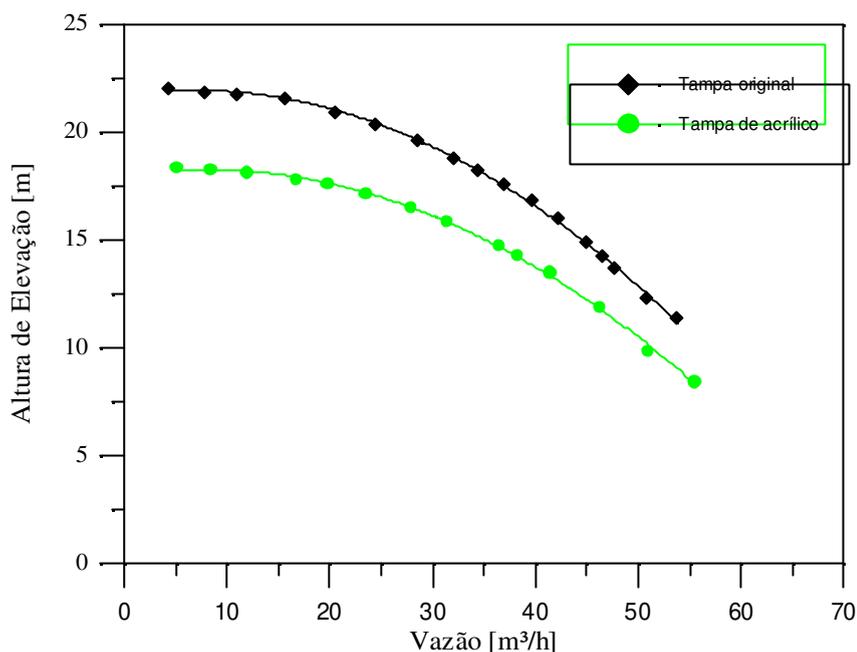


Figura 5.4 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de altura de elevação a 1150 rpm com tampa original e tampa em acrílico.

### 5.1.1- Resultados de desempenho específico de componentes - Água

Neste item são apresentados os resultados de ensaios de componentes específicos da bomba convencional. Como a bomba estava instrumentada com vários sensores de pressão entre as bocas de sucção e descarga, a evolução de pressão em elementos específicos – sucção da bomba, primeiro rotor, primeiro conjunto difusor, etc, até a boca de descarga – do equipamento foi medida, contribuindo para o entendimento dos fenômenos específicos que ali ocorrem.

A Figura 5.5 mostra as curvas de variação de pressão *versus* vazão, do 1º rotor, e a Figura 5.6, a seguir, mostra que elas atendem as relações de similaridade, pois as condições operacionais nas rotações de 612, 806 e 1000 rpm foram reduzidas à rotação de 1150 rpm, resultando em excelente concordância – esperada - entre todos os pontos similares. Os valores experimentais do 1º rotor foram parametrizados, novamente, para ilustrar a “continuidade” da representação.

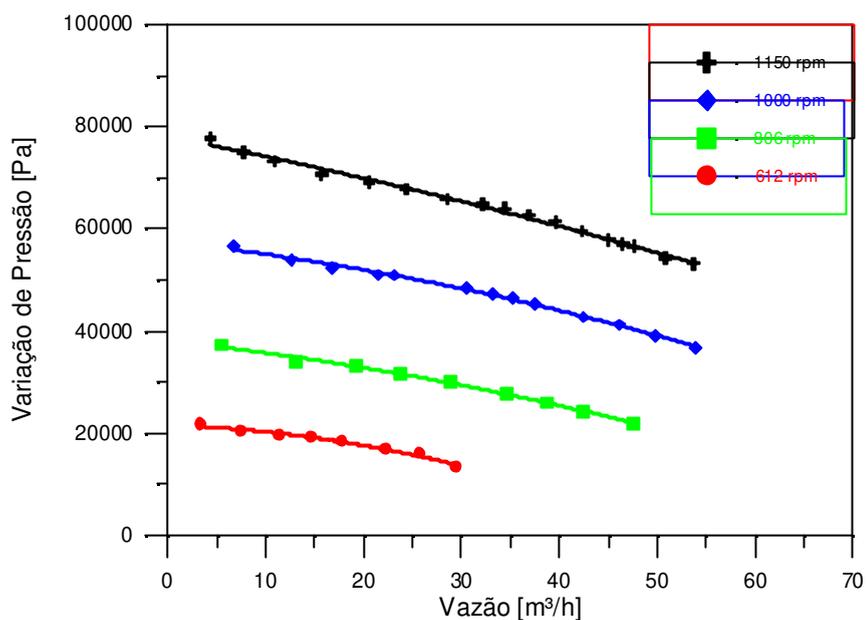


Figura 5.5 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do 1º rotor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, testada com água.

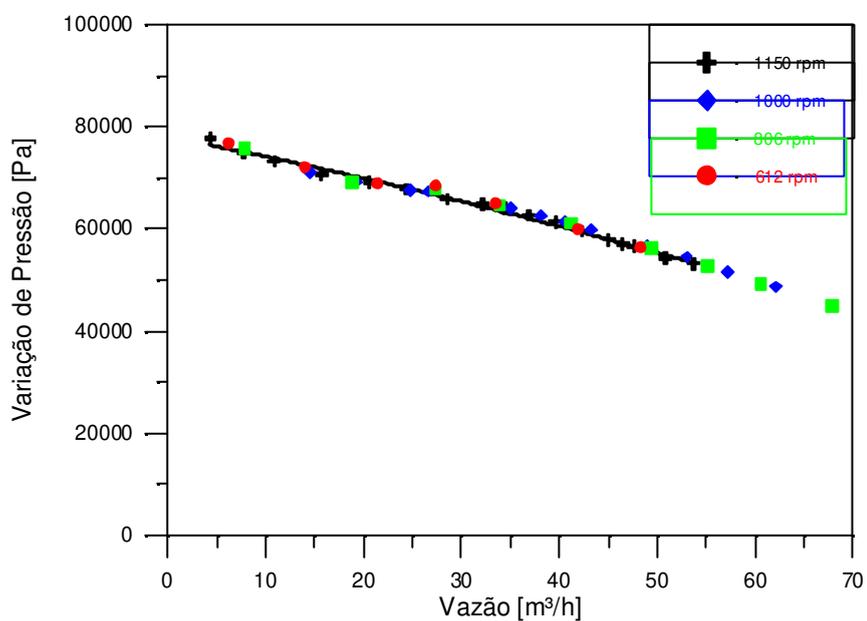


Figura 5.6 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do 1º rotor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, com água, aplicando-se as relações de similaridade.

O conjunto difusor da bomba Imbil Ita 65 330/2 é formado por duas peças de características geométricas muito diferentes. A primeira peça é, geometricamente, um difusor: a área aumenta da seção de entrada para a seção de saída e o escoamento a percorre em um sentido. A segunda peça é, geometricamente, um bocal convergente, a área da seção transversal se reduz entre a entrada e a saída, e o escoamento a percorre no sentido oposto ao da primeira peça. Entre as duas peças há uma restrição – passagem de pequena área – onde o escoamento é forçado a mudar de sentido.

Observa-se na Figura 5.7 que na primeira peça desta bomba, isto é, o elemento difusor, a pressão varia com a vazão. A parametrização dos pontos experimentais para cada rotação se dá adequadamente com uma equação do segundo grau, o esperado para difusores. Observa-se também que há um deslocamento desta curva de diferença de pressão versus vazão, em relação à rotação, que remete à possibilidade de sua redução pelas relações de similaridade. Cabe lembrar que esta peça é fixa, mas o escoamento em seu interior deve estar fortemente determinado pelo escoamento do fluido de trabalho no interior dos canais do rotor, e pela forma como se dá a passagem da saída do rotor para o difusor. Assim, como a Figura 5.8 mostra, se as relações de similaridade são aplicadas a estes resultados, com as respectivas rotações do rotor, as curvas tendem a se colapsar para todas as rotações ensaiadas. É importante ressaltar, neste ponto, que esta é uma conclusão importante, pois facilitará sobremaneira a aplicação de um modelo generalista de desempenho, pois uma curva única, reduzida por similaridade, poderá representar a variação de pressão através deste elemento constituinte do conjunto difusor de uma bomba convencional radial, como a Imbil Ita 65 .

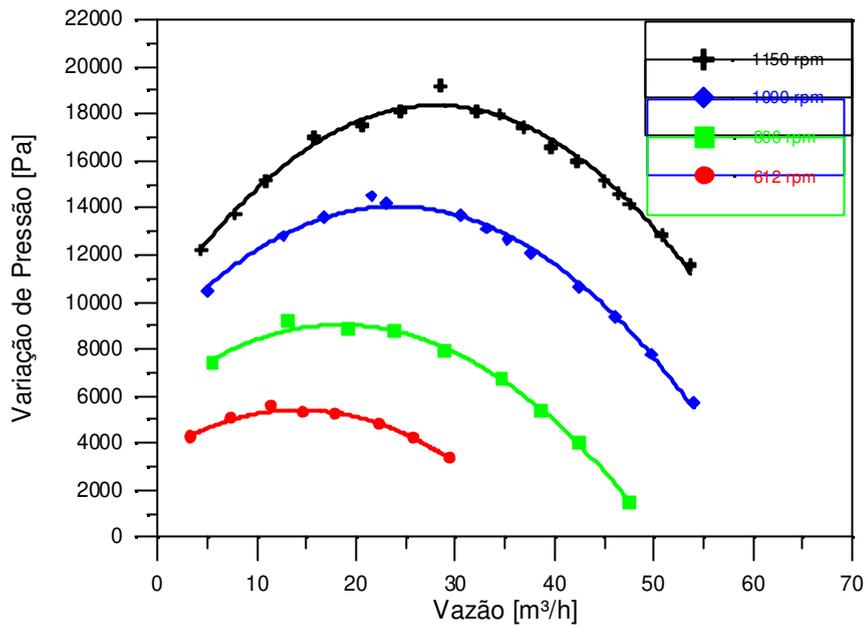


Figura 5.7 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do difusor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, testada com água.

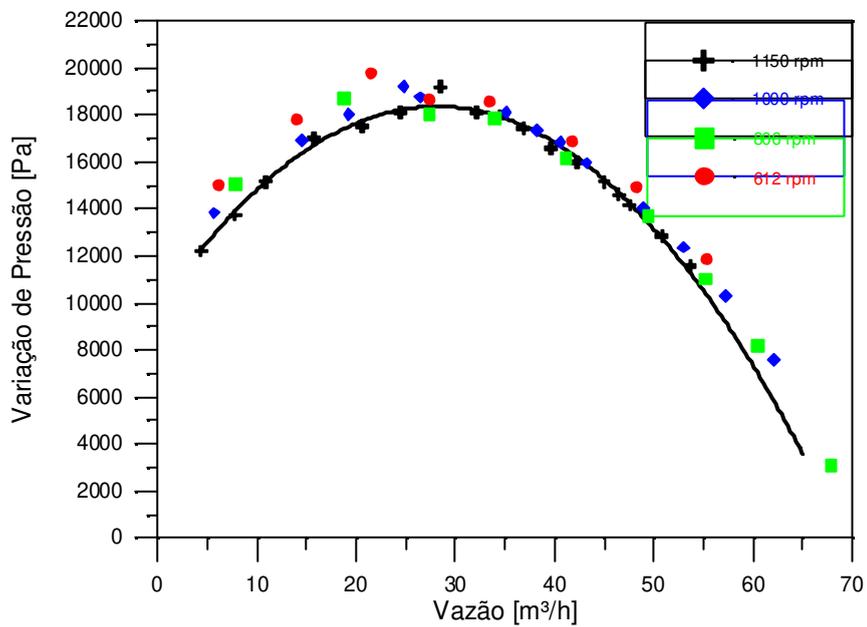


Figura 5.8 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do difusor a 1150,1000, 806 e 612 rpm, com água, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 1150 rpm.

A Figura 5.9 mostra a variação de pressão no difusor expressa em termos de um coeficiente de pressão *versus* um número de Reynolds. Os dados experimentais foram parametrizados como uma função exponencial.

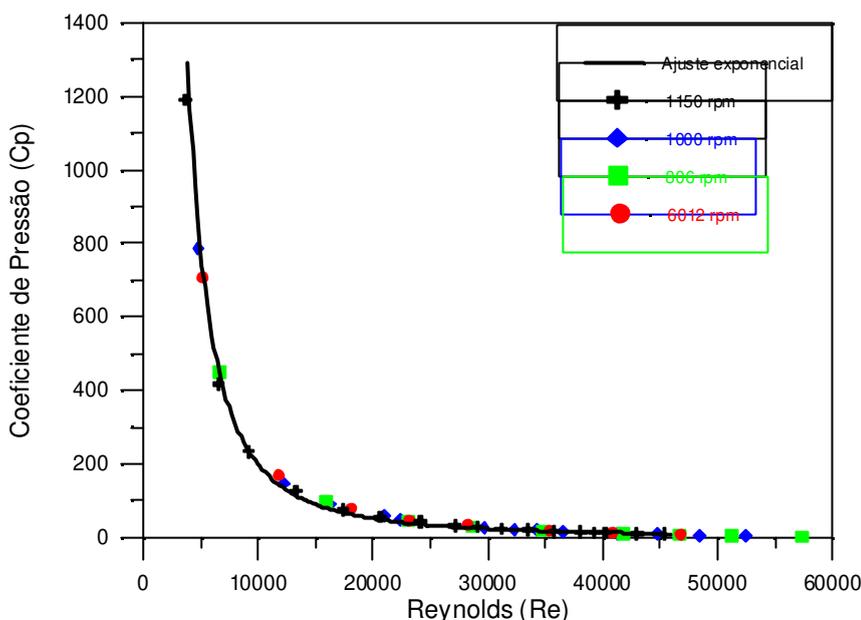


Figura 5.9 - Bomba Ita 65 330/2- Coeficiente de pressão versus número de Reynolds para o difusor, com água. Valores para rotações de 1000, 806 e 612 reduzidos, por similaridade, à 1150 rpm

A segunda peça do conjunto difusor desta bomba é, geometricamente, um bocal convergente, e está posicionado no corpo da bomba, após severa restrição que impõe, inclusive, mudança de sentido no escoamento. Efeitos provenientes do escoamento do fluido de trabalho no interior do rotor podem estar amortecidos. De fato, como mostra a Figura 5.10, a variação de pressão neste bocal convergente é representada por uma curva única de diferença de pressão para todas as rotações de operação da bomba. Novamente, esta comprovação facilitará sobremaneira a aplicação de um modelo generalista de desempenho, pois uma curva única poderá representar a variação de pressão através deste elemento, bocal convergente, parte do conjunto difusor da bomba.

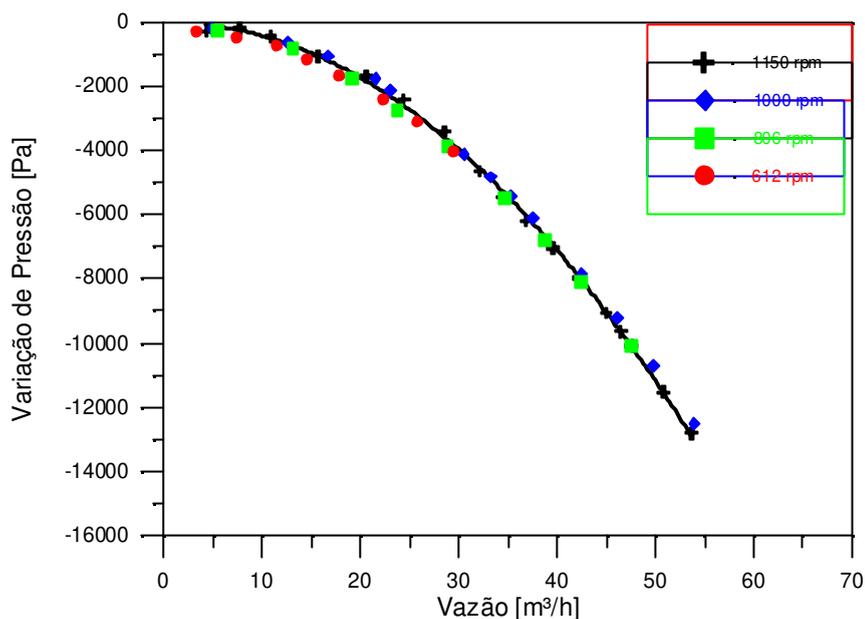


Figura 5.10 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de variação de pressão do bocal convergente a 1150,1000, 806 e 612 rpm, testada com água.

## 5.2- Resultados de desempenhos globais das BCSs – Água

No *skid* horizontal de BCSs, foram testadas as bombas Reda GN-7000 e J350N. Os resultados são apresentados a seguir:

### 5.2.1- BCS Reda GN-7000

A Tabela I.13 do Anexo I, e a Figura 5.11 mostram que os valores levantados experimentalmente para a altura de elevação, potência e eficiência *versus* vazão da BCS Reda GN-7000, com rotação de 3500 rpm, operando com água, estão de acordo com as curvas de catálogo do fabricante. Observam-se desvios para mais ou para menos, na altura de elevação, nas faixas de vazão superiores e inferiores, respectivamente. O desvio máximo, entretanto, não foi superior a 6%, dentro da faixa operacional da BCS que é de 5000 bbl/d a 9000 bbl/d.

É importante observar que as unidades utilizadas, seja na abscissa ou na ordenada, são diversas daquelas da apresentação das curvas da bomba convencional de dois estágios, itens

anteriores. Para manter compatibilidade com as unidades dos documentos fornecidos pelo fabricante de BCSs e também com a prática corrente, a unidade de comprimento inglesa, pé (ou ft, na simbologia inglesa), é a unidade de altura de elevação e a unidade de vazão é barris por dia (bbl/d, ou ainda barrels per day), comumente utilizada nas operações de produção de petróleo.

As curvas pretas representam uma parametrização das curvas (altura de elevação, eficiência e potência) fornecidas pelo fabricante; os pontos discretos, em cores e marcadores diferentes, novamente interligados para dar continuidade à sua representação, são os dados experimentais coletados no laboratório.

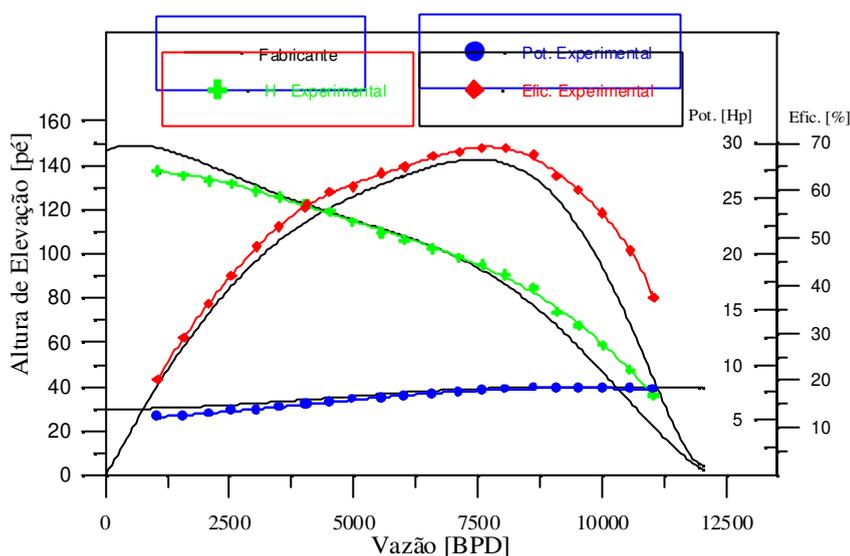


Figura 5.11 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de desempenho, experimental e do fabricante, a 3500 rpm com água.

Por limitações do Sistema de Teste de BCSs, não foi possível chegar à vazão máxima desta BCS Reda GN-7000 operando com água. Esta limitação ficará mais acentuada à medida que a viscosidade do fluido de trabalho aumentar, como será oportunamente mostrado.

Foram levantados, também, os valores de altura de elevação para as rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.12.

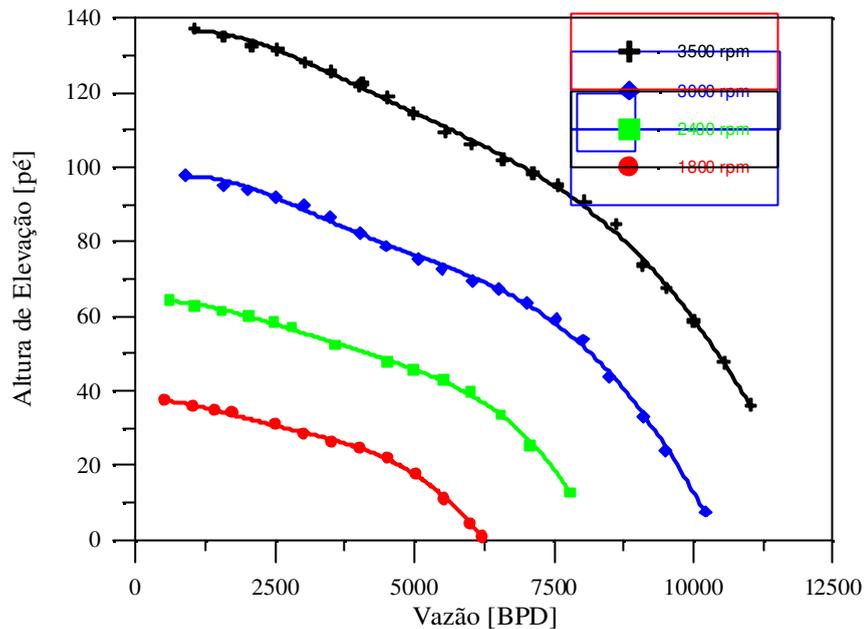


Figura 5.12 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

Na Figura 5.13, a seguir, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Verifica-se que estas atendem muito bem às relações de similaridade de bombas centrífugas, mesmo com variações de 2:1 da rotação (3500 rpm / 1800 rpm), confirmando a operação correta dos instrumentos do circuito de testes e a adequação do procedimento experimental adotado. Pode-se até afirmar que apenas um ensaio da bomba com água, entre os limites das rotações aplicadas, de 1800 rpm a 3500 rpm, seria suficiente para representar, de forma genérica, o desempenho global da BCS GN-7000 em qualquer rotação dentro desta faixa, com significativa economia de custos e tempo.

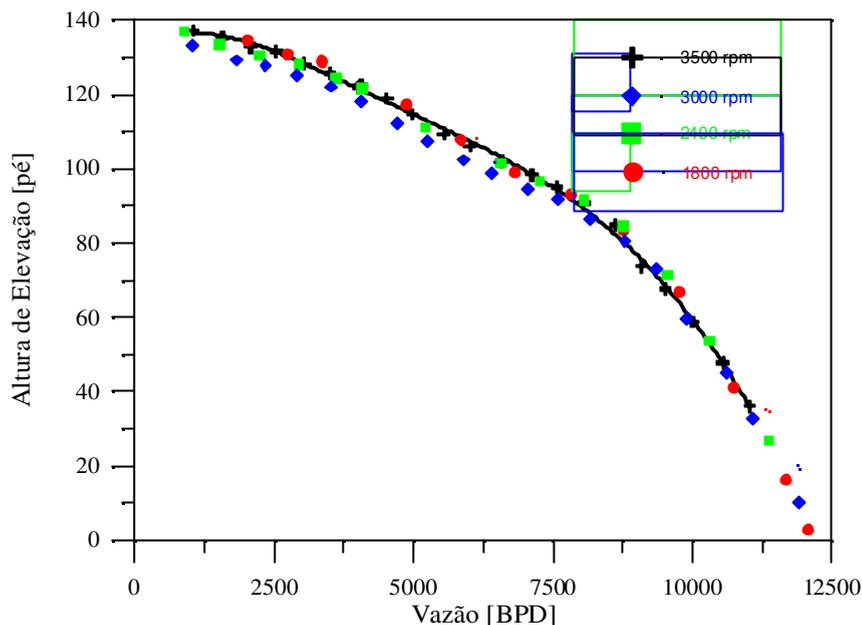


Figura 5.13 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.2.1.1- Resultados de desempenho específico de componentes - Água

Para este modelo de BCS Reda GN-7000 foram levantados experimentalmente, também, da mesma forma como foi feito para a bomba convencional Imbil Ita, os dados de pressão da entrada e saída do rotor e da entrada e saída do difusor do segundo estágio da bomba.

A Figura 5.14 mostra as curvas de variação de pressão para o rotor, com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. Os valores experimentais foram parametrizados e aparecem como linhas contínuas, os pontos discretos mantêm a mesma cor.

As condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, do rotor, foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Na Figura 5.15, a seguir, verifica-se que as mesmas atendem as relações de similaridade de bombas centrífugas.

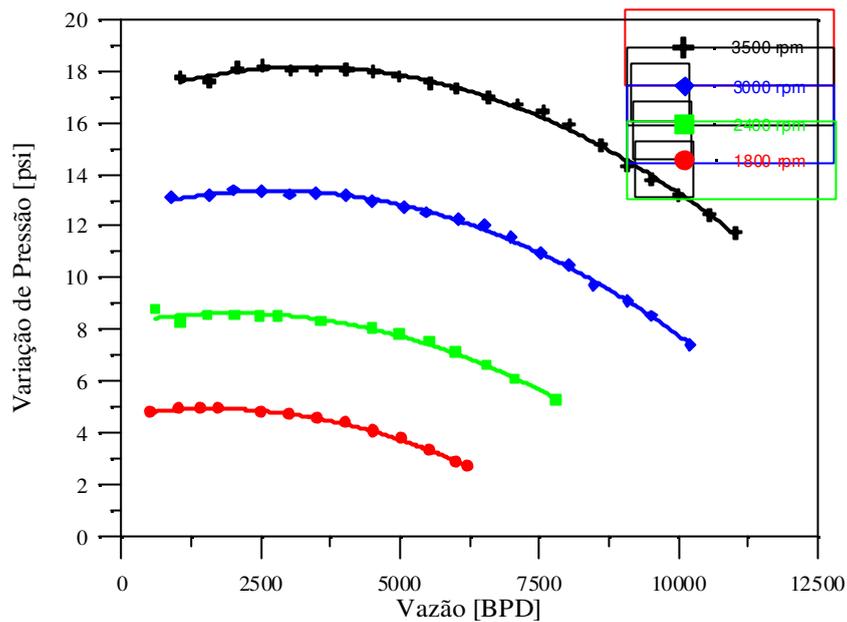


Figura 5.14 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

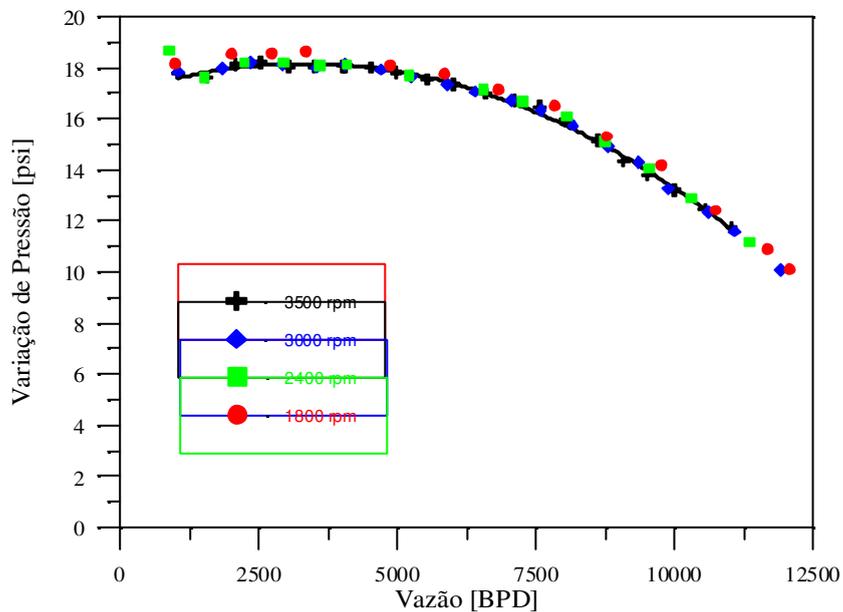


Figura 5.15 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

A Figura 5.16 mostra as variações de pressão desenvolvidas no difusor do segundo estágio, para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

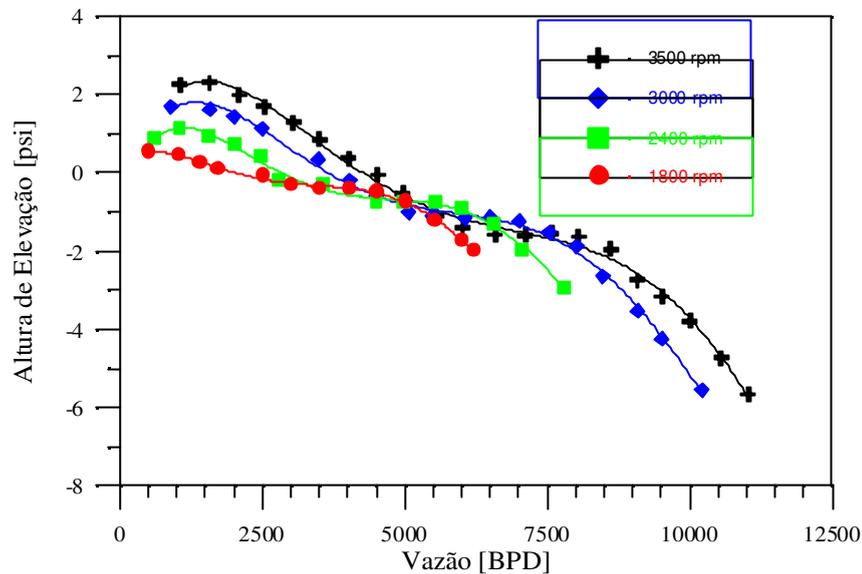


Figura 5.16 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio.

Observa-se que, no difusor desta bomba há aumento ou redução de pressão, dependendo da vazão descarregada por esta. Em outras palavras, depende do balanço entre a transformação de energia cinética em pressão e a dissipação viscosa. Aparentemente, há uma faixa de vazão, em cada uma das rotações, em que a variação de pressão no difusor se mantém constante. Este fenômeno pode ser atribuído à operação da bomba em uma faixa de vazões em torno do ponto de vazão correspondente à eficiência máxima, no BEP. De fato, há sempre uma  $Q_{bep}$  para cada rotação de operação da bomba, e esta faixa diminui seus limites à medida que a rotação da bomba diminui. Isto sugere que as relações de similaridade, também, neste caso da BCS GN-7000, podem reduzir as curvas de diferença de pressão no difusor para uma função única em relação à vazão. Em outras palavras, se o fenômeno de fato se verifica pode-se afirmar que o processo de dissipação e transformação de energia no difusor da BCS GN-7000, operando com água, na faixa de rotações entre 1800 rpm e 3500 rpm, é fortemente determinado pelo escoamento à montante, que ocorre no rotor.

Assim, foram aplicadas, também, as relações de similaridade nas curvas de pressão a 3000, 2400 e 1800 rpm do difusor. A Figura 5.17 mostra que elas colapsam, se reduzidas à rotação de 3500 rpm.

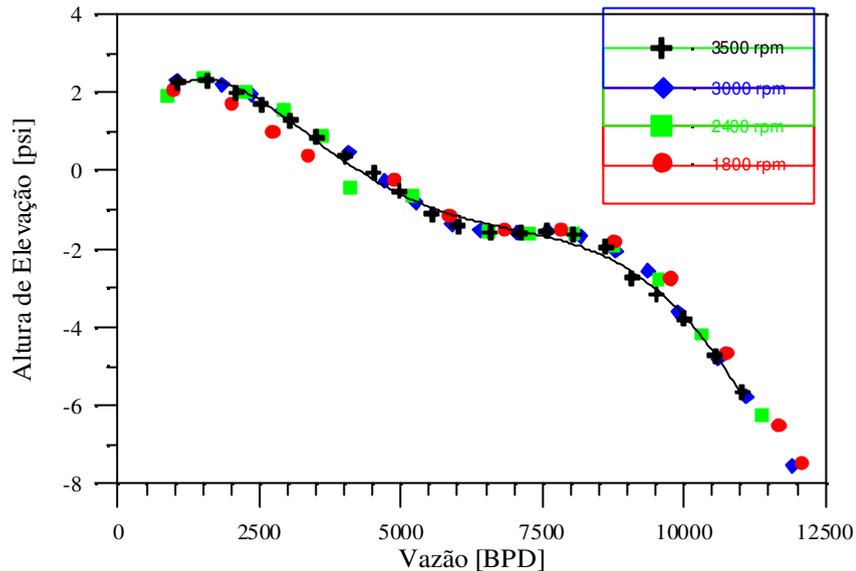


Figura 5.17 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

Aparentemente, há regiões distintas desta curva, em termos de vazão, representando os fenômenos que ocorrem no escoamento no difusor. Os resultados sugerem uma possibilidade de modelagem simplificada do escoamento no difusor, se o comportamento descrito se mostrar o mesmo para outras condições operacionais que incluam fluidos de viscosidades diferentes. Ademais, revelam com precisão a região de maior eficiência da bomba em termos de vazão: observa-se que, para a curva original obtida para 3500 rpm e as demais, reduzidas por similaridade, na faixa de vazões entre 6500 bbl/d e 8500 bbl/d a diferença de pressão no difusor é constante (apesar de negativa, indicando uma ação dissipativa dominante), sugerindo um ângulo de ataque correto do fluido que deixa o rotor e entra no difusor. A vazão de maior eficiência da bomba, 7500 bbl/d, localiza-se no valor médio destas vazões. Esta condição minimiza o que pode ser chamado de “choque de entrada no difusor”, em analogia ao fenômeno que ocorre na entrada dos canais do rotor, isto é, a formação de vórtices e zonas mortas de escoamento, altamente

dissipativos, por ângulo de ataque não-concordante. A literatura especializada refere-se a estes fenômenos como “choque de aceleração” ou “choque de retardamento”, (ver Apêndice A), dependendo do valor da vazão relativa à vazão de entrada sem choque, ou vazão de projeto (ângulo de ataque nulo no difusor).

A Figura 5.18 avança no sentido desta interpretação, ao mostrar os mesmos dados, agora reduzidos em termos de parâmetros adimensionais em um gráfico  $C_p$  versus  $Re$ . O coeficiente de pressão,  $C_p$ , é definido pela Equação (4.35) e o número de Reynolds é definido por:

$$Re = \frac{\rho V_3 D_{e3}}{\mu}, \quad (5.1)$$

onde  $V_3$  é a velocidade do fluido na saída do difusor,  $D_{e3}$  o diâmetro equivalente da saída do difusor e  $\mu$  a viscosidade do fluido de trabalho.

O diâmetro equivalente da saída do difusor é dado por:

$$D_{e3} = \sqrt{d_2^2 - d_1^2}, \quad (5.2)$$

onde  $d_1$  é o diâmetro interno da saída do difusor da BCS e  $d_2$  o diâmetro externo da saída do difusor da BCS.

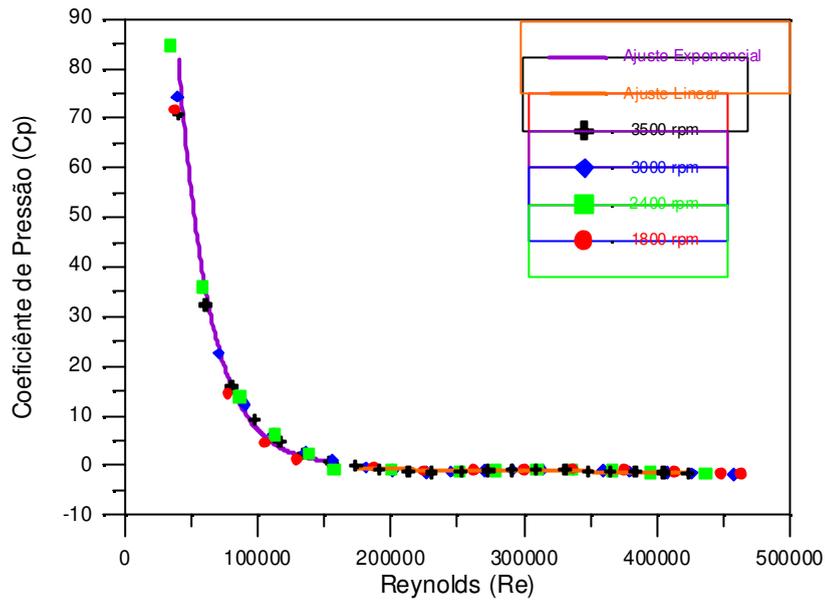


Figura 5.18 - Bomba Reda GN-7000 - Coeficiente de pressão versus número de Reynolds para o difusor, operando com água. Valores para rotações de 3000, 2400 e 1800 reduzidos, por similaridade, à 3500 rpm.

Pode ser reparado que os dados se colapsam em uma função potencial, do tipo  $C_p = a.Re^{-b}$ , para os valores positivo de  $C_p$ , e linear, do tipo  $C_p = a + c Re$ , para os valores negativos de  $C_p$ .

Estes fenômenos serão utilizados para simplificar a modelagem do processo de transformação e dissipação de energia no difusor. Em termos práticos, na aplicação do modelo, desenvolvido no Capítulo 4, será utilizada apenas uma curva de  $Re$  versus  $C_p$  para a rotação de 3500 rpm, para cada viscosidade do fluido de trabalho. Para as demais rotações, as relações de similaridade são aplicadas para reduzir a curva à rotação correspondente.

### 5.2.2- BCS Reda J350N

Diferentemente das outras duas bombas testadas, a convencional radial Imbil Ita 65 330/2 e a BCS Reda GN-7000, a BCS Reda J350N não teve um de seus elementos de bombeamento, o estágio, instrumentado. Somente medidas globais de diferença de pressão foram realizadas neste

caso: isto é, somente as pressões de entrada e saída foram medidas. A forma do rotor da J350N é a mesma do rotor da GN-7000: não são geometricamente similares, mas são, ambos, semi-axiais. O mesmo pode-se dizer do difusor: não são similares, não têm o mesmo tamanho, a variação da área de entrada para a área de saída não é a mesma, mas têm formas parecidas. Para efeito de verificação da representação da curva de desempenho desta bomba, parâmetros típicos da BCS Reda GN-7000 podem assim ser utilizados, criteriosamente. Esta é a importância dos testes com a BCS J350N: verificar a qualidade da generalização do modelo proposto.

A Tabela I.33 do Anexo I, e a Figura 5.19 mostram que os valores levantados experimentalmente da BCS Reda J350N, com rotação de 3500 rpm, operando com água, estão de acordo com as curvas de desempenho de catálogo do fabricante.

As curvas pretas contínuas representam uma parametrização das curvas (altura de elevação, eficiência e potência) fornecidas pelo fabricante; os pontos discretos, em cores e marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório. Os valores experimentais foram parametrizados e aparecem, também, como linhas contínuas com a cor dos pontos discretos respectivos.

Da mesma forma que a BCS anterior, não foi possível chegar à vazão máxima da BCS operando com água. Esta limitação ficará mais acentuada à medida que a viscosidade do fluido de trabalho aumentar.

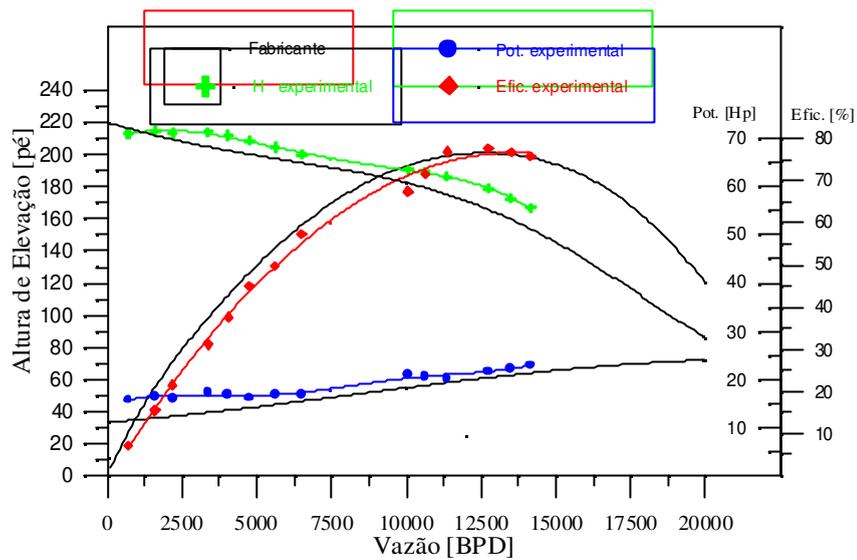


Figura 5.19 - Bomba Reda J350N - Curvas de desempenho, experimental e do fabricante, a 3500 rpm com água.

Foram levantados experimentalmente, também, os valores de altura de elevação para as rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.20. Os pontos experimentais foram parametrizados para representar a operação de forma contínua, com as linhas aparecendo com a mesma cor dos pontos discretos.

Na Figura 5.21, a seguir, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Verifica-se que estas atendem às relações de similaridade de bombas centrífugas.

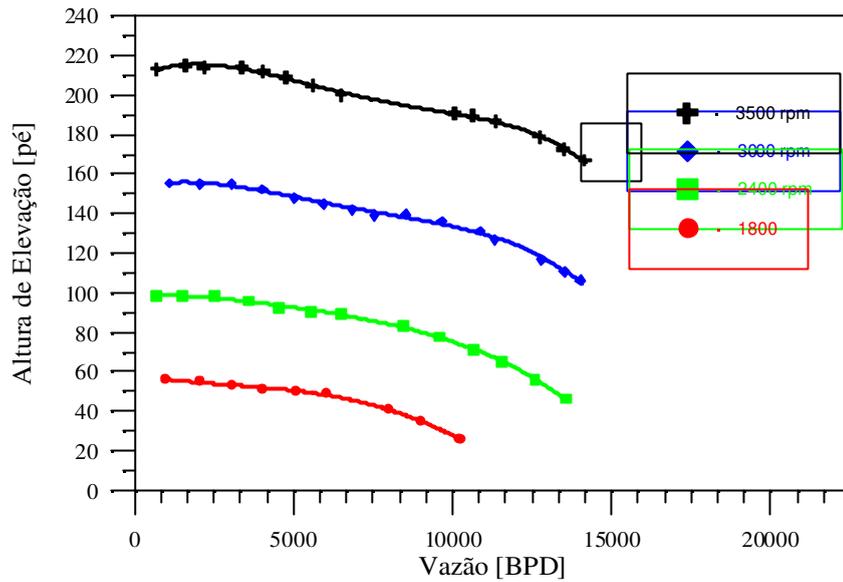


Figura 5.20 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

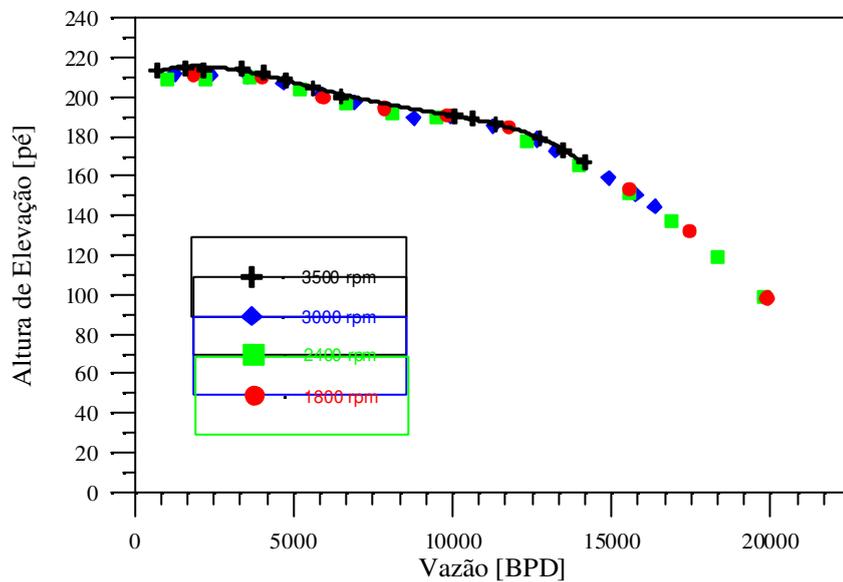


Figura 5.21 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação, com água, a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.3- Resultados de desempenhos globais da BCS GN-7000 – Glicerina

Após os testes com água, a BCS GN-7000, montada no *skid* horizontal de BCSs, foi testada com glicerina. Os testes foram realizados com a glicerina a quatro temperaturas constantes, a saber: 60°C, 39°C, 25°C e 20°C que resultaram nas viscosidades de 60 cP, 270 cP, 720 cP e 1020 cP, respectivamente.

Na seqüência, para cada uma destas viscosidades são mostrados os resultados globais das curvas de desempenho da BCS GN-7000. Em seguida, a quantificação da energia transferida no rotor e difusor do segundo estágio da bomba é discriminada, para que os processos seqüenciais da modelagem sejam verificados, correlacionados e corrigidos, fornecendo elementos de ajuste para a construção de um modelo generalista. Os resultados são mostrados a seguir e as Tabelas I.17 a I.32 do Anexo I, contêm os valores dos dados do ensaio.

#### 5.3.1- BCS Reda GN-7000 – 60 cP

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação da bomba para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.22.

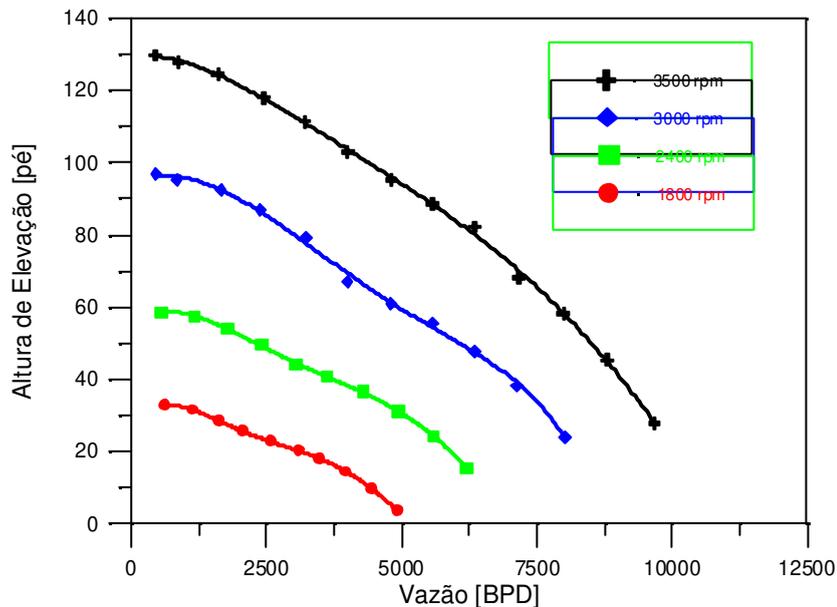


Figura 5.22 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP.

Na Figura 5.23, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Nota-se que estas atendem às relações de similaridade de bombas centrífugas, com pequeno desvio de 7%, para rotação de 1800 rpm, na vazão do BEP de 5761 bbl/d.

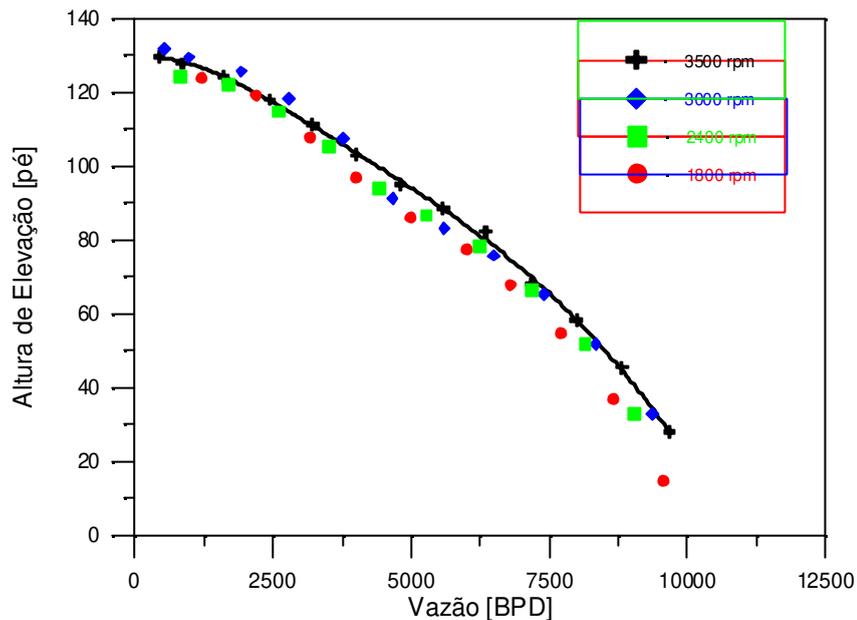


Figura 5.23 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.3.1.1- Resultados de desempenho específico de componentes – 60 cP

Para este modelo de BCS, foram levantados, também, experimentalmente os dados de variação de pressão do rotor e do difusor do segundo estágio. A Figura 5.24 mostra as curvas de variação de pressão para o rotor, com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. Os valores experimentais foram parametrizados e aparecem como linhas contínuas, com a cor dos pontos discretos respectivos.

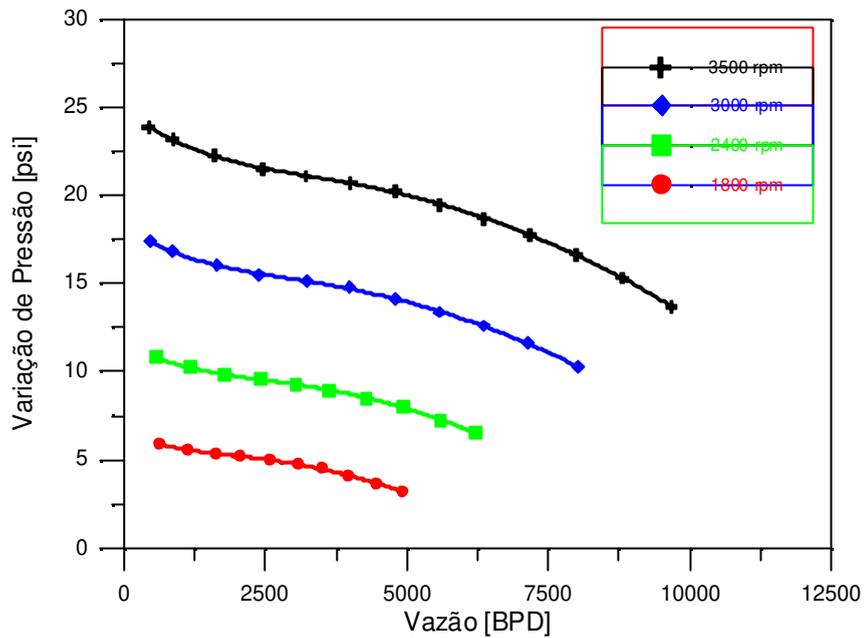


Figura 5.24 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP.

As condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, do rotor, foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Verifica-se, na Figura 5.25, que estas atendem às relações de similaridade de bombas centrífugas, com pequeno desvio de 7%, para rotação de 1800 rpm, na vazão do BEP de 5761 bbl/d.

A Figura 5.26, a seguir, mostra as variações de pressão desenvolvidas no difusor do segundo estágio, para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

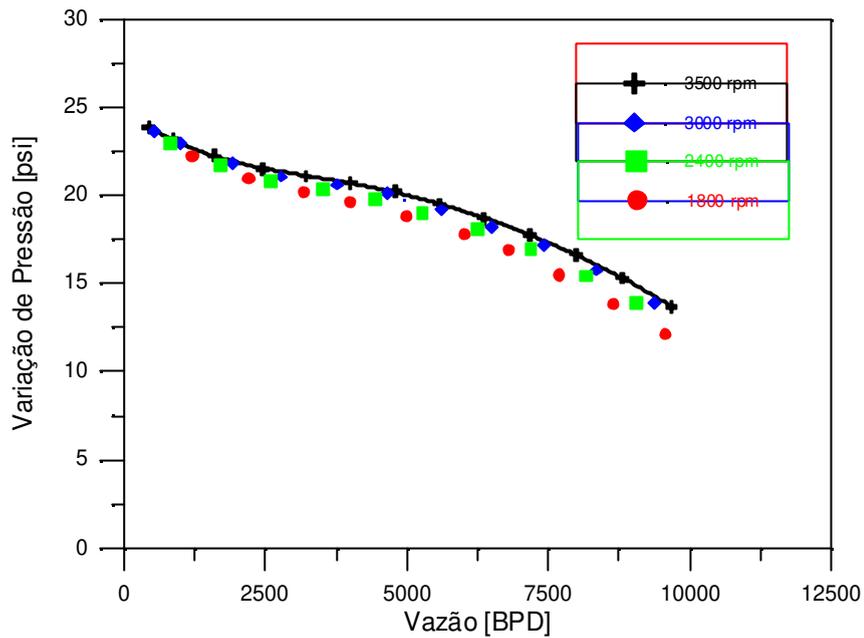


Figura 5.25 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 60 cP. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

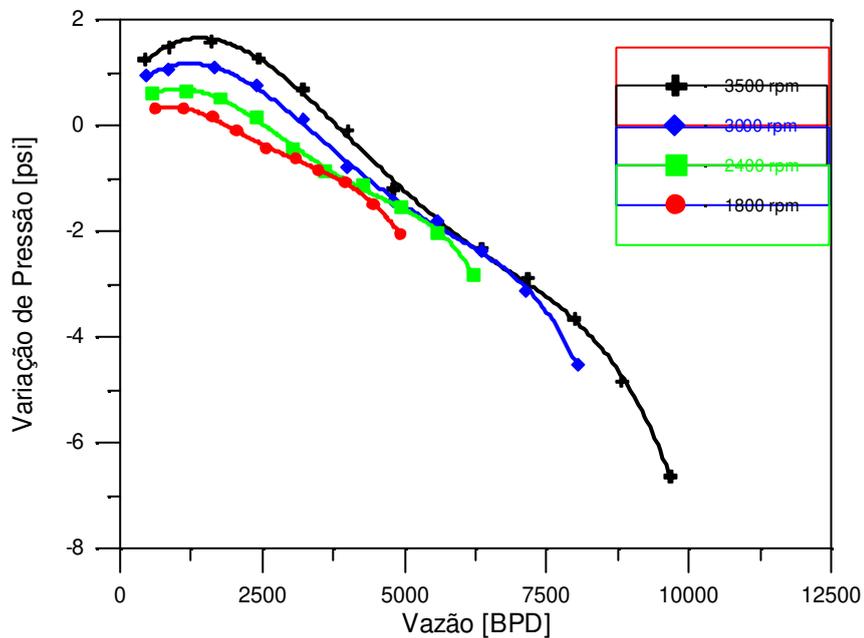


Figura 5.26 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio, com viscosidade de 60 cP.

Foram aplicadas, também, as relações de similaridade nas curvas de pressão a 3000, 2400 e 1800 rpm do difusor, da mesma forma como o realizado para a bomba convencional, porém, nestas, com a viscosidade do fluido de trabalho de 60 cP. A Figura 5.27 mostra que as relações de similaridade também se aplicam ao difusor da GN 7000, uma peça fixa. O mesmo fenômeno ocorre: o escoamento no difusor, em termos de variação de pressão, é determinado pelo escoamento que ocorre no rotor. A redução das curvas específicas de cada rotação para uma curva única pode simplificar sobremaneira o processo de modelagem do equipamento, na representação do processo de transformação e dissipação de energia nos difusores de BCSs com as mesmas características geométricas que as da BCS GN 7000.

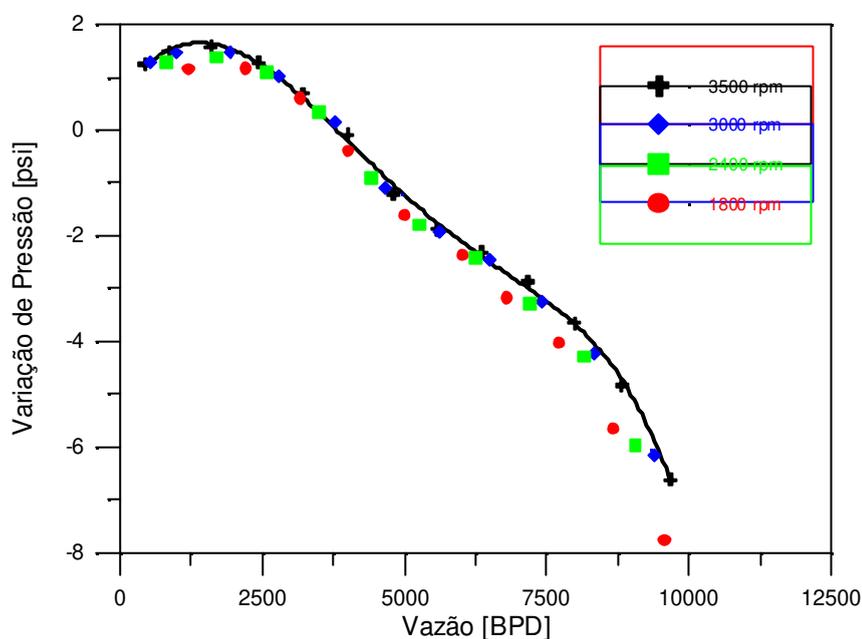


Figura 5.27 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, com viscosidade de 60 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.3.2- BCS Reda GN-7000 – 270 cP

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação da bomba para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.28.

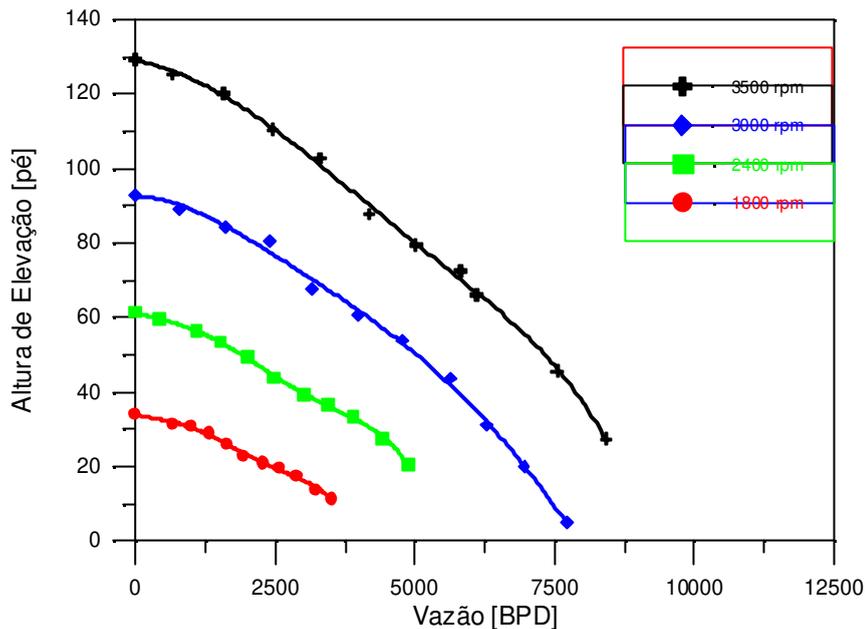


Figura 5.28 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP.

Na Figura 5.29, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Notar que, para viscosidade de 270 cP, a curva para 1800 rpm reduzida por similaridade já apresenta um certo desvio – valor máximo de 10% para a vazão no BEP de 5021 bbl/d -. As demais atendem às relações de similaridade de bombas centrífugas, com discordâncias menores nas menores vazões. A título de subsidiar a análise, cabe apresentar o valor do número de Reynolds para o escoamento no meio do canal do rotor da bomba, operando a 3500 rpm e 1800 rpm, com este fluido de trabalho de 270 cP, na vazão de 5021 bbl/d, e o número de Reynolds relativo à velocidade angular:  $Re_{\omega_{3500}/1800} = 372$  e  $Re_{\omega_{3500}} = 471$  e  $Re_{\omega_{1800}} = 242$  (Reynolds definidos no Apêndice B).

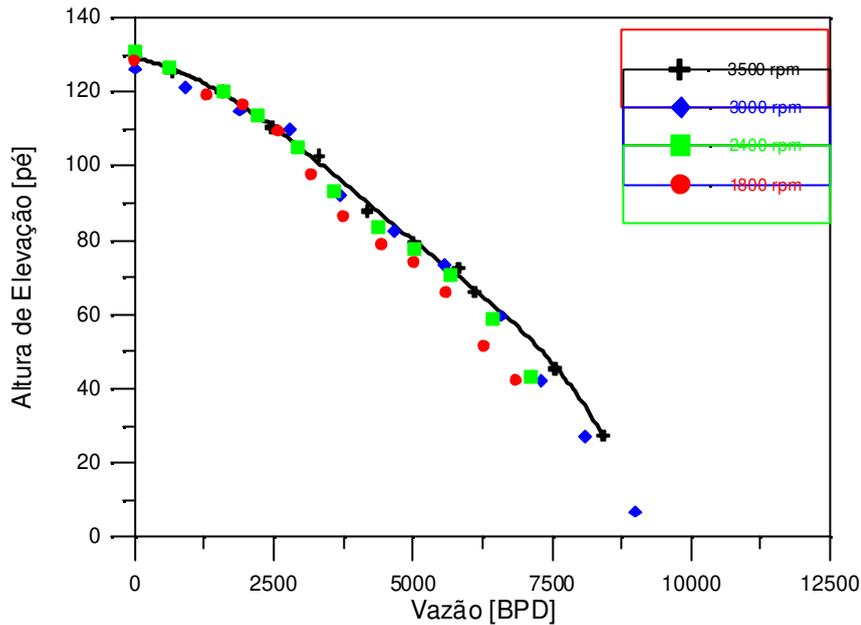


Figura 5.29 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.3.2.1- Resultados de desempenho específico de componentes – 270 cP

Para este modelo de BCS foram levantados, também, experimentalmente os dados de variação de pressão do rotor e do difusor do segundo estágio. A Figura 5.30 mostra as curvas de variação de pressão para o rotor, com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. Os valores experimentais aparecem como linhas contínuas, com a cor dos pontos discretos respectivos.

Nota-se que as curvas de variação de pressão do rotor *versus* vazão tendem a uma relação linear em toda a faixa operacional ensaiada, à medida que a viscosidade do fluido de trabalho aumenta. Este efeito é atribuído, provavelmente, ao estabelecimento de regime laminar do fluxo, dentro do canal do rotor, e também pela redução e até eliminação de efeitos de perda por choque na entrada do rotor e do difusor, o que, de certa forma, corrobora a afirmação de Güllich (1999): “...as perdas por choque na voluta ou difusor têm pequena influência em bombeamento viscoso”.

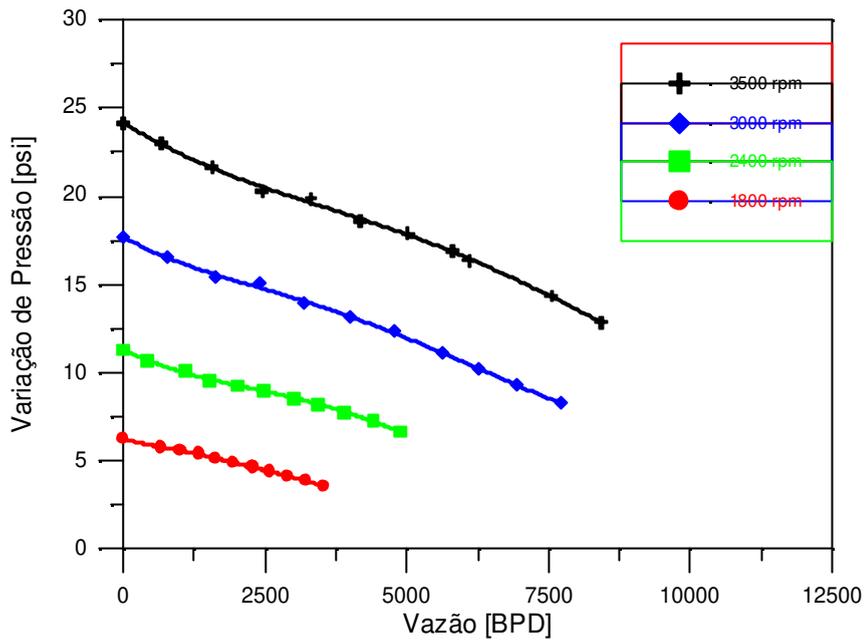


Figura 5.30 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP.

As condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm do rotor, foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm, Figura 5.31. Da mesma forma que para a bomba no aspecto global, é possível notar que a curva de altura de elevação, somente do rotor, também se distancia da redução por similaridade para a rotação de 1800 rpm (7% para a vazão do BEP de 5021 bbl/d, por exemplo). Os dados experimentais para rotações superiores, entretanto, se ajustam bem à redução, com pouca discordância nas maiores vazões.

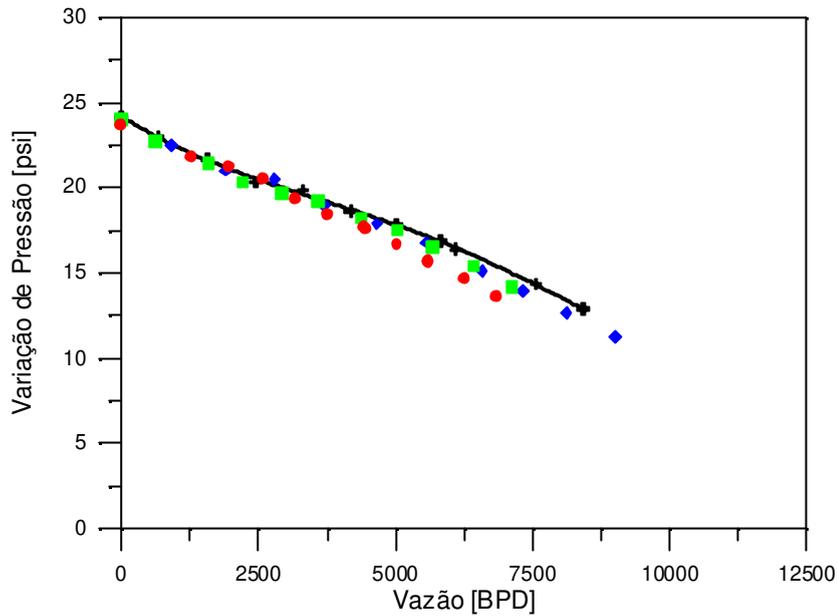


Figura 5.31 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 270 cP.

A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

A Figura 5.32 mostra as variações de pressão desenvolvidas no difusor do segundo estágio, para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

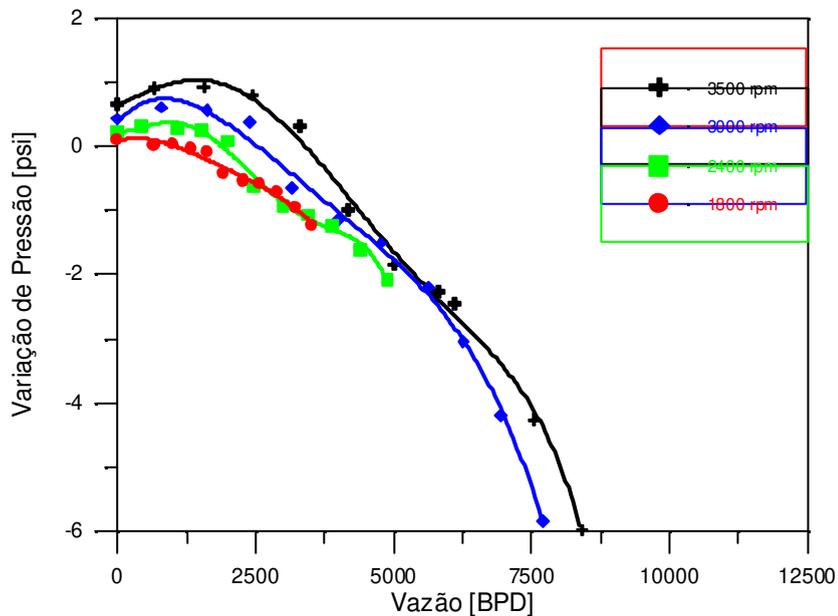


Figura 5.32 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio, com viscosidade de 270 cP.

Foram aplicadas, também, as relações de similaridade nas curvas de pressão a 3000, 2400 e 1800 do difusor. A Figura 5.33 mostra as curvas reduzidas à rotação de 3500 rpm, conservando certa similaridade, porém percebe-se que estas começam a se distanciar. Para a vazão de 5021 bpd, por exemplo, o desvio da similaridade entre a diferença de pressão no difusor para as rotações de 3500 rpm e 1800 rpm é de 10%. Estes resultados sugerem que, à medida que a viscosidade aumenta e o número de Reynolds diminui, o escoamento à montante nos canais do rotor reduz sua influência no escoamento no difusor.

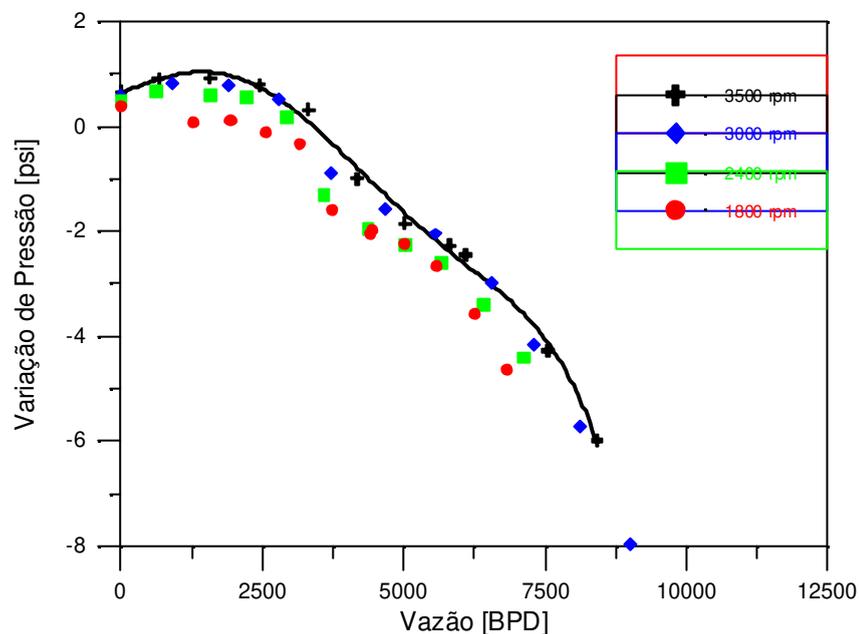


Figura 5.33 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, com viscosidade de 270 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.3.3- BCS Reda GN-7000 – 720 cP

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação da bomba para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.34.

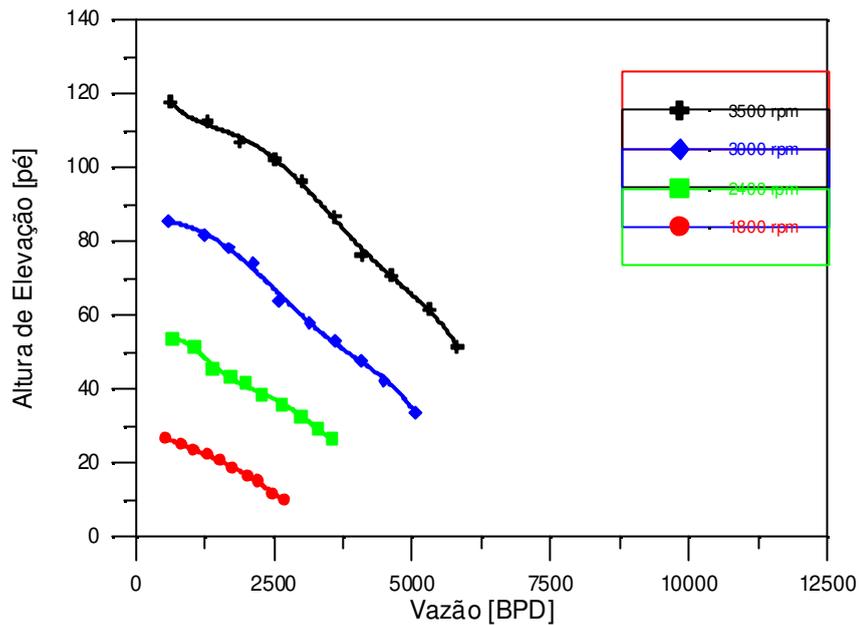


Figura 5.34 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP.

Na Figura 5.35 as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Verifica-se que, para a rotação de 1800 rpm, o desvio é grande, em torno de 35%, no BEP de 4456 bbl/d. Porém, para as demais rotações o desvio é de no máximo 8%, no mesmo ponto de vazão.

O número de Reynolds para o escoamento no meio do canal do rotor da bomba, operando a 3500 rpm e 1800 rpm, com este fluido de trabalho de 720 cP, na vazão de 4456 bbl/d, é de:  $Re_{\omega_{3500/1800}} = 124$ . Já os números de Reynolds relativos às velocidades angulares são:  $Re_{\omega_{3500}} = 177$  e  $Re_{\omega_{1800}} = 91$ .

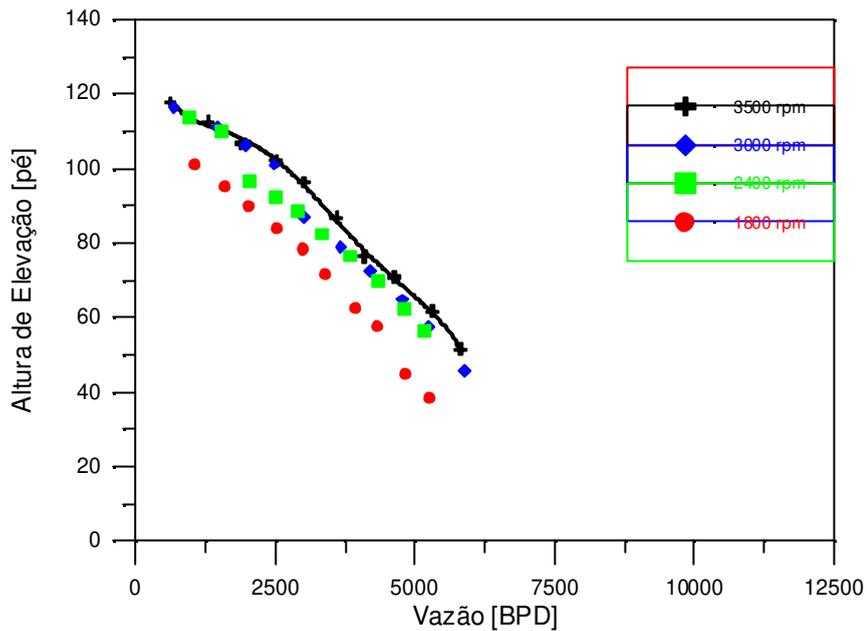


Figura 5.35 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.3.3.1- Resultados de desempenho específico de componentes – 720 cP

Para este modelo de BCS foram levantados, também, experimentalmente os dados de variação de pressão do rotor e do difusor do segundo estágio. A Figura 5.36 mostra as curvas de variação de pressão para o rotor, com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. Os valores experimentais foram parametrizados e aparecem como linhas contínuas, com a cor dos pontos discretos respectivos.

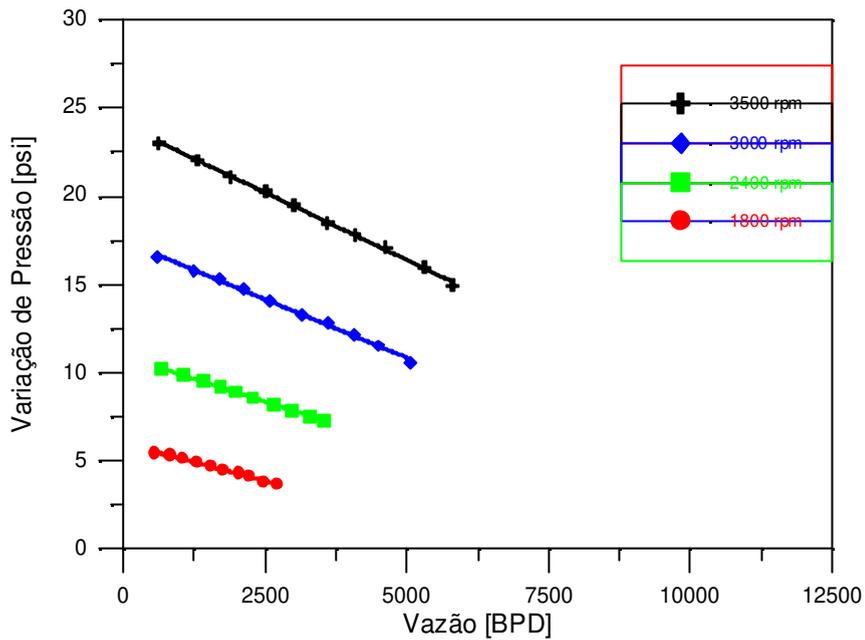


Figura 5.36 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP.

Nos ensaios com fluido de viscosidade de 720 cP, as curvas de variação de pressão obtidas para o rotor são funções lineares até a vazão-limite de ensaio. O maior número de Reynolds do escoamento no canal do rotor, relativo à vazão de 5800 bpd, para a rotação de 3500 rpm, foi de  $Re_{w3500} = 161$ .

As condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, do rotor, foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Verifica-se, na Figura 5.37, que para a rotação de 1800 rpm o desvio é de 12%, no BEP de 4456 bbl/d, porém para as demais rotações o desvio é de apenas 7% nesta vazão.

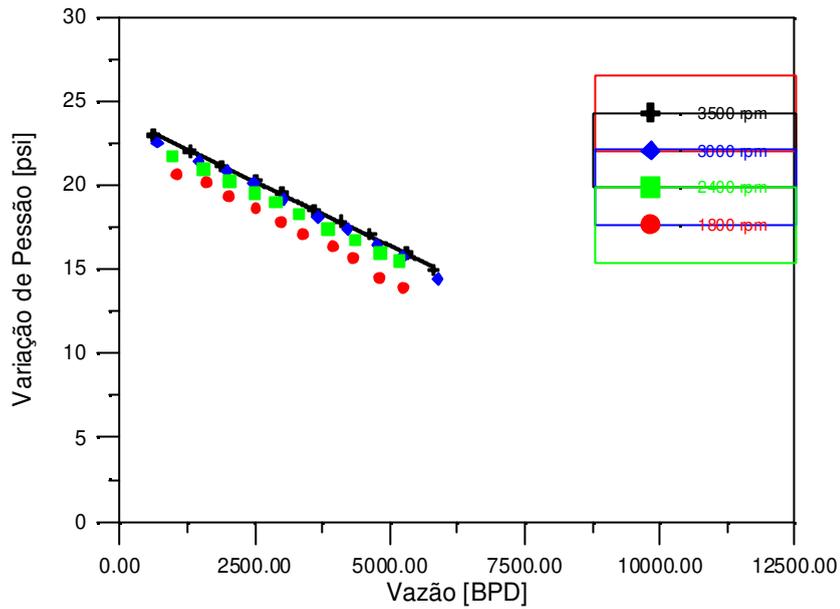


Figura 5.37 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 720cP. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

A Figura 5.38 mostra as variações de pressão desenvolvidas no difusor do segundo estágio, para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

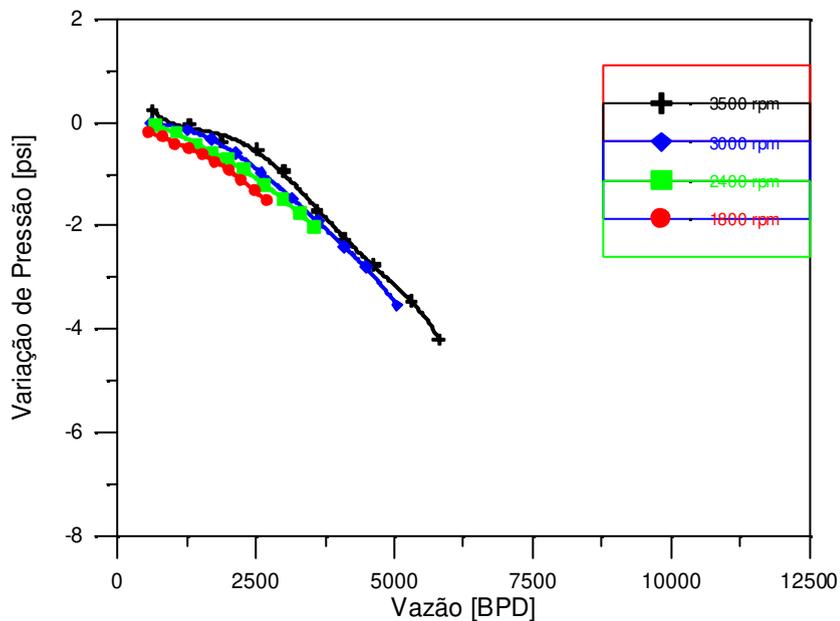


Figura 5.38 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio, com viscosidade de 720 cP.

Foram aplicadas, também, as relações de similaridade nas curvas de pressão a 3000, 2400 e 1800 do difusor. A Figura 5.39 mostra os resultados.

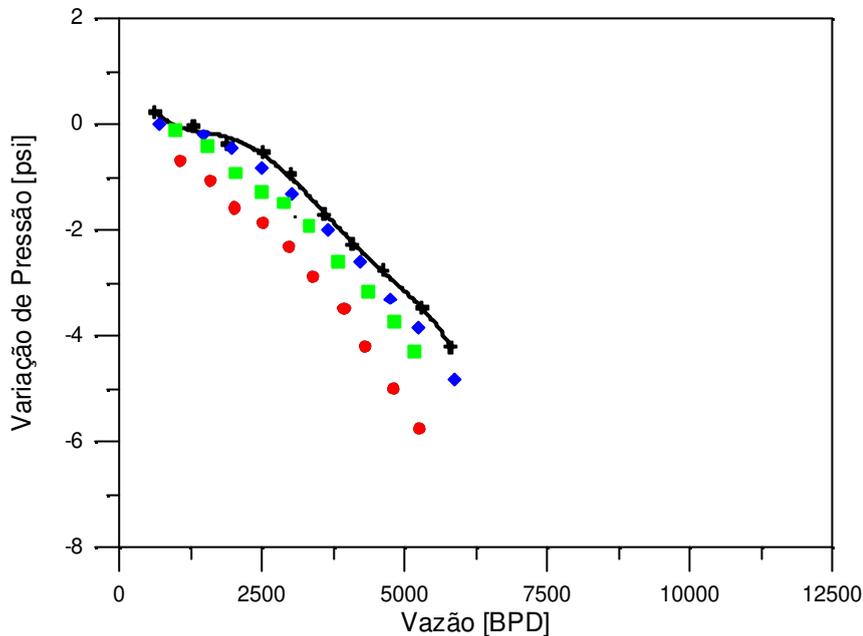


Figura 5.39 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, com viscosidade de 720 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

Neste caso, ao se aplicar as relações de similaridade, percebe-se que as curvas divergiram. Aparentemente, à medida que a viscosidade do fluido de trabalho aumenta, as características do escoamento no interior do difusor não são mantidas. Isto é, efeitos de similaridade que existem nos fluidos de menor viscosidade, com a bomba operando em rotações variadas, não necessariamente ocorrem no escoamento quando a viscosidade aumenta. Por exemplo, o choque na entrada do difusor (e também na entrada do rotor). A redução dos dados para o difusor com as relações de similaridade, entretanto, procedimento usado no modelo para as viscosidades de 1 cP, 60 cP e 270 cP, mostra-se inadequada para viscosidades mais elevadas. De fato, as curvas de  $C_p$  versus número de Reynolds para fluidos com viscosidades de 720 cP e 1020 cP se superpõem para a faixa de rotações aplicadas nos experimentos, entre 1800 rpm e 3500 rpm. Os resultados sugerem que estas curvas, na sua forma original, ou expressas em termos adimensionais,  $C_p$  versus  $Re$ , sem redução por similaridade, possam ser adotadas para modelar o desempenho do equipamento.

### 5.3.4- BCS Reda GN-7000 – 1020 cP

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com a bomba operando com fluido a 1020 cP. Esta foi a maior viscosidade que a bomba foi submetida. Os resultados são mostrados na Figura 5.40.

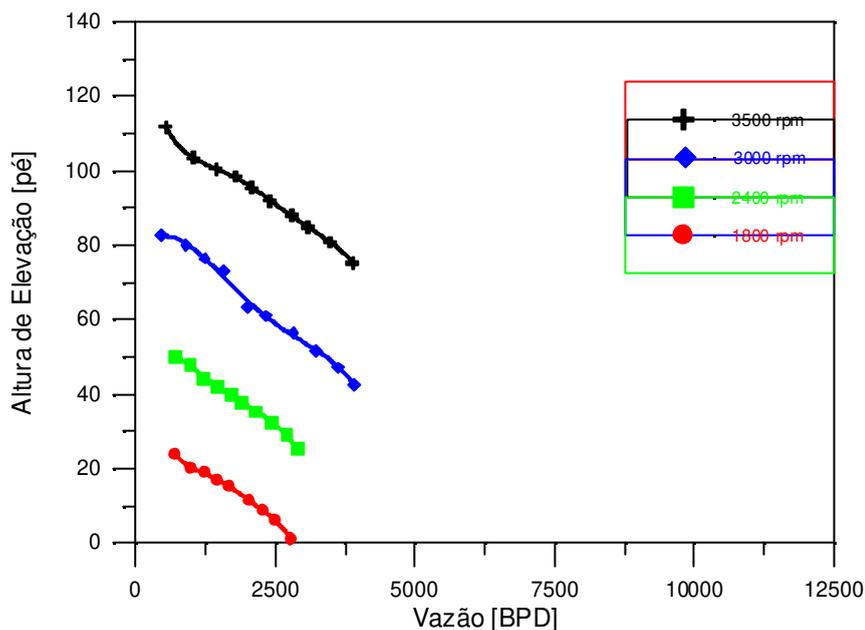


Figura 5.40 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP.

Nestas condições, a bomba GN-7000, operando com rotação de 3500 rpm, desenvolveria uma altura de elevação de 69,5 pés na vazão de 4300 bbl/d, ponto de BEP extrapolado (ver Tabela 5.1), consumindo uma potência de eixo de 14,7 Hp com eficiência de 19,2%. Comparando-se estes resultados com o desempenho da bomba operando com água, também no BEP, tem-se: redução de 42,7% na vazão, 27% na altura de elevação e 72% na eficiência, e na potência consumida aumento de 91%.

Na Figura 5.41, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm Neste caso, registra-se um grande desvio

entre os pontos reduzidos, principalmente para a rotação de 1800 rpm. Por exemplo, próximo ao BEP a 3500 rpm, o desvio é de 7% para rotação de 3000 rpm, 18% para 2400 rpm e 50% para 1800 rpm.

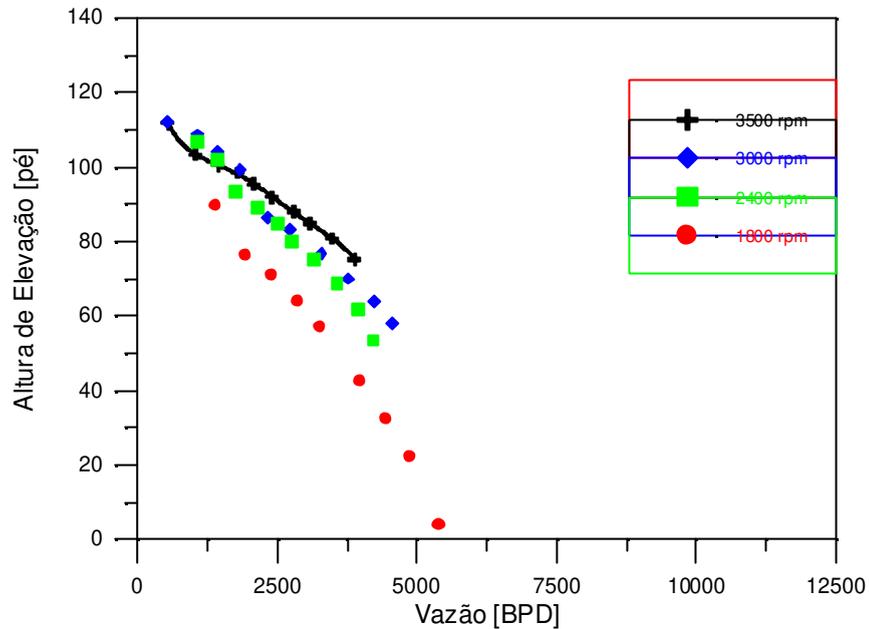


Figura 5.41 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

#### 5.3.4.1- Resultados de desempenho específico de componentes – 1020 cP

Para este modelo de BCS foram levantados, também, experimentalmente os dados de variação de pressão do rotor e do difusor do segundo estágio. A Figura 5.42 mostra as curvas de variação de pressão para o rotor, com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. Os valores experimentais foram parametrizados e aparecem como linhas, com a cor dos pontos discretos respectivos.

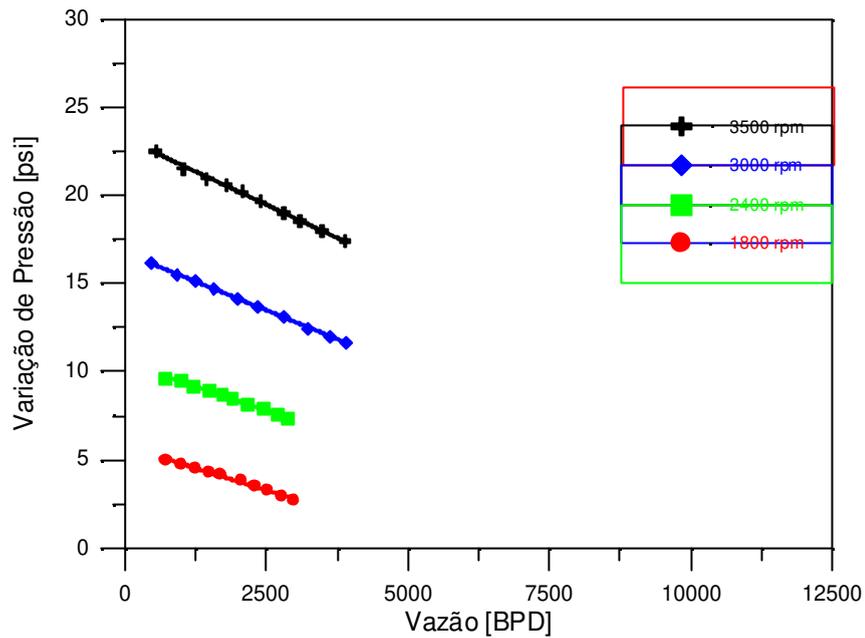


Figura 5.42 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP.

As condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, do rotor, foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm, Figura 5.43. Neste caso, a dispersão das curvas foi menor do que para toda a bomba. Por exemplo, na região operacional do ponto de BEP o desvio é de 3% para 3000 rpm, 8% para 2400 rpm e 18% para 1800 rpm, todos em relação à condição para 3500 rpm.

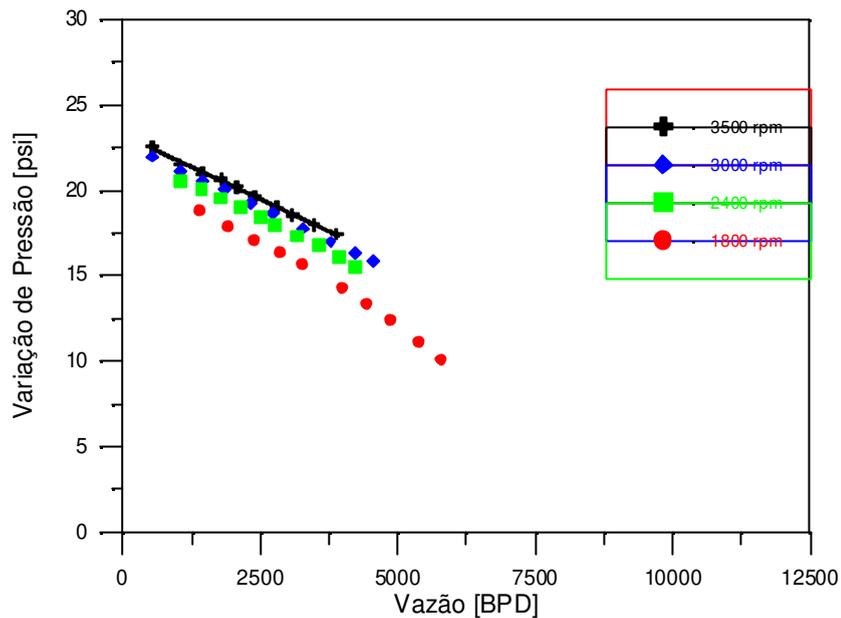


Figura 5.43 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor com rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm reduzidas, por similaridade, à 3500 rpm, com viscosidade de 1020 cP.

A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

A Figura 5.44 mostra as variações de pressão desenvolvidas no difusor do segundo estágio, para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm.

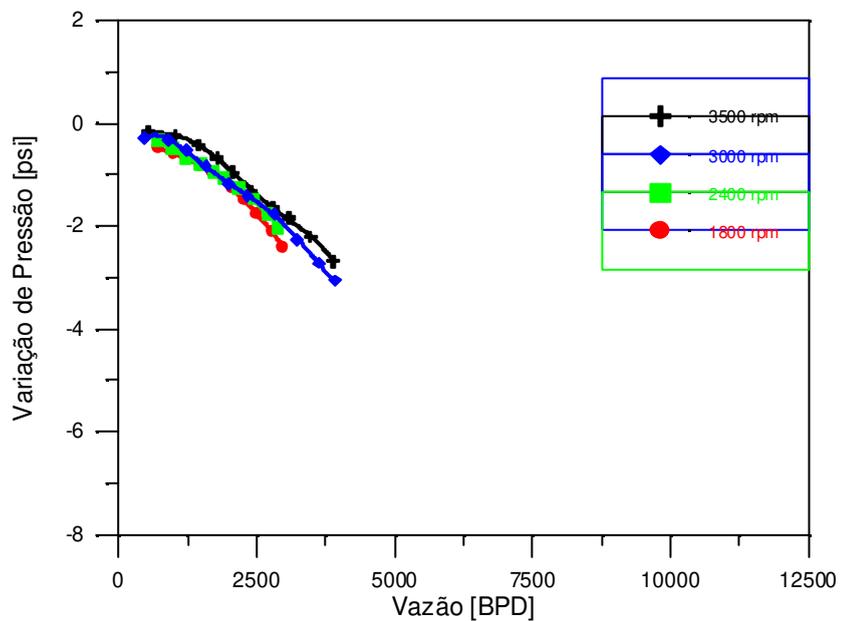


Figura 5.44 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão no difusor do 2º estágio, com viscosidade de 1020 cP.

Da mesma forma, foram aplicadas as relações de similaridade nas curvas de pressão a 3000, 2400 e 1800 do difusor, Figura 5.45.

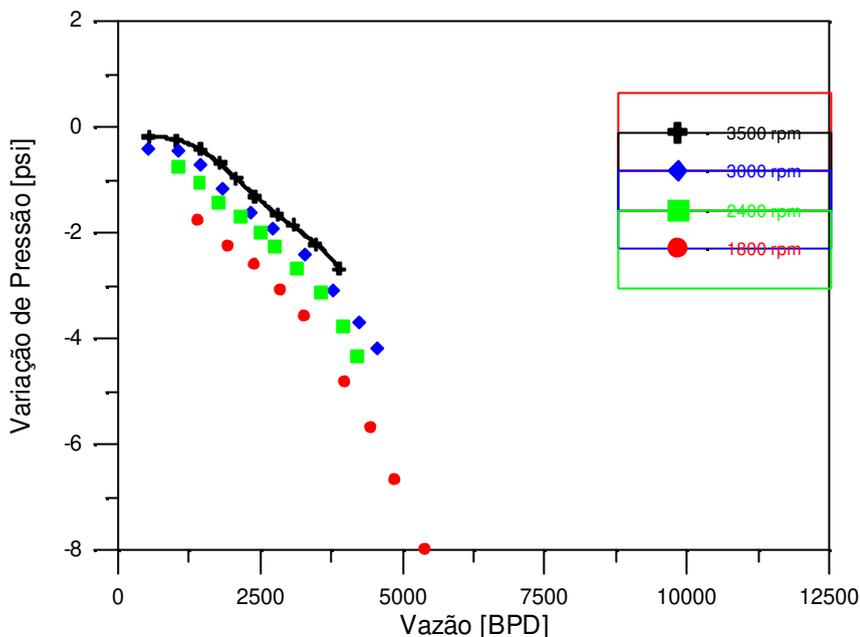


Figura 5.45 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor do 2º estágio, com viscosidade de 1020 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

Neste caso, ao se aplicar as relações de similaridade, percebe-se que as curvas divergiram mais do que para 720 cP, confirmando que ao aumentar a viscosidade do fluido de trabalho as características do escoamento no interior do difusor não são mantidas. Isto é, efeitos de similaridade que existem nos fluidos de menor viscosidade, com a bomba operando em rotações variadas, não necessariamente ocorrem no escoamento quando a viscosidade aumenta. Por exemplo, o choque na entrada do difusor (e também na entrada do rotor). A redução dos dados para o difusor com as relações de similaridade, entretanto, procedimento usado no modelo para as viscosidades de 1 cP, 60 cP e 270 cP, mostra-se inadequada para viscosidades mais elevadas. De fato, as curvas de  $C_p$  versus número de Reynolds para fluidos com viscosidades de 720 cP e 1020 cP se superpõem para a faixa de rotações aplicadas nos experimentos, entre 1800 rpm e 3500 rpm. Os resultados sugerem que estas curvas, na sua forma original, ou expressas em

termos adimensionais,  $C_p$  versus  $Re$ , sem redução por similaridade, possam ser adotadas para modelar o desempenho do equipamento.

#### **5.4- Resultados de desempenhos globais da BCS J350N – Glicerina**

Após os testes com água, a BCS J350N foi também testada com glicerina. Os testes foram realizados com a glicerina em quatro temperaturas constantes, a saber: 60°C, 39°C, 25°C e 20°C que resultavam nas viscosidades de 60 cP, 270 cP, 720 cP e 1020 cP, respectivamente.

Serão apresentados apenas os resultados globais das curvas de desempenho, operando com glicerina em várias viscosidades, pois a BCS J350N só teve sensores de pressão instalados na entrada e na saída. Os resultados, na forma gráfica, são mostrados a seguir, mas as Tabelas I.37 a I.52, Anexo I, mostram todos os dados dos ensaios.

##### **5.4.1- BCS Reda J350N – 60 cP**

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.46, com a BCS J350N operando com glicerina a 60 cP. Os pontos experimentais foram parametrizados, e para ilustrar a continuidade entre pontos sucessivos a curva respectiva foi traçada.

Na Figura 5.47, a seguir, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm.

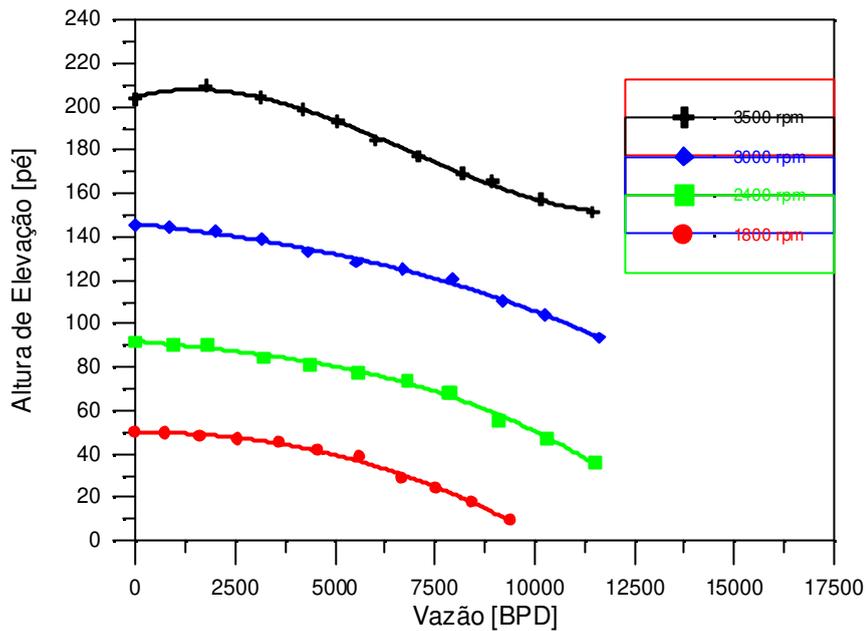


Figura 5.46 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP.

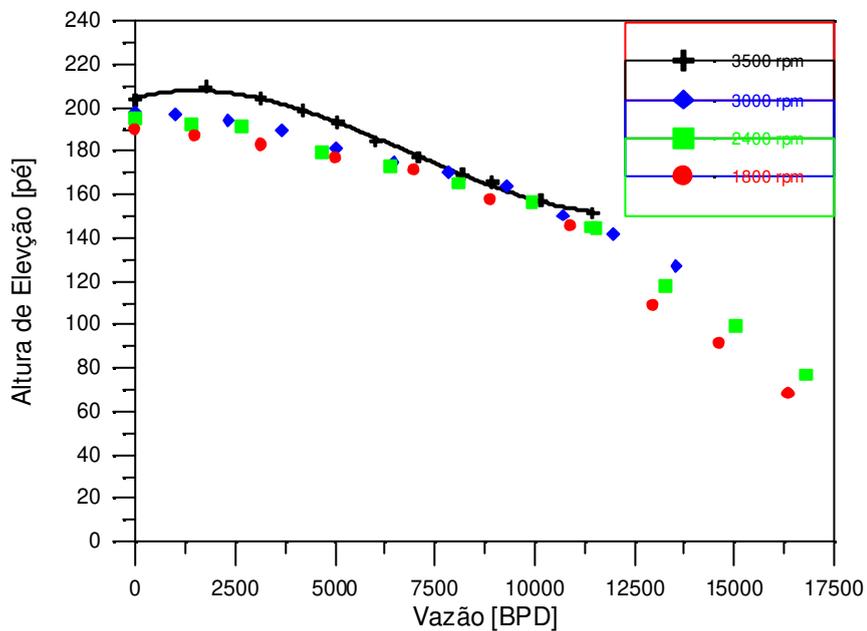


Figura 5.47 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 60 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

Nota-se um comportamento típico desta BCS Reda J350N, que não havia sido observado anteriormente. Na região operacional em torno do ponto de BEP para a rotação de 3500 rpm (10543 bbl/d e 156,8 pé), as relações de similaridade são atendidas, porém mostram comportamento divergente, apesar de pouco acentuado, máximo de 11% para vazões menores.

#### 5.4.2- BCS Reda J350N – 270 cP

Foram levantadas experimentalmente as condições operacionais, altura de elevação *versus* vazão, para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.48.

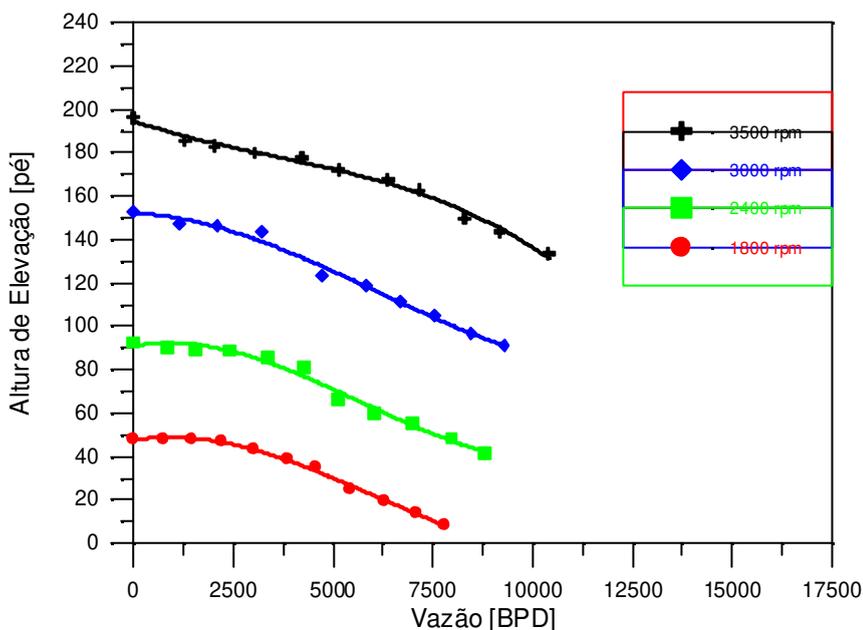


Figura 5.48 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP.

Um aspecto interessante a se observar, quando as curvas de altura de elevação *versus* vazão desta BCS, para as viscosidades de 60 cP e 270 cP, são comparadas, é a manutenção do “ponto de *shut-off*”, isto é, a altura de elevação correspondente à vazão nula. O “ponto de *shut-off*” só se reduz pouco para a rotação de 3500rpm, quando as duas viscosidades são comparadas: em torno de 4%. A variação não tem valor significativo para as outras rotações.

Na Figura 5.49 as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm. Diferentemente da operação com viscosidades inferiores, na região operacional em torno do ponto de BEP para a rotação de 3500 rpm (9173 bbl/d e 143,4 pés), as relações de similaridade não são atendidas, mostrando divergência entre valores reduzidos de 14% para a rota de 2400 rpm. Neste caso, há um cruzamento das curvas reduzidas, isto é, em torno da vazão de 6000 bbl/d.

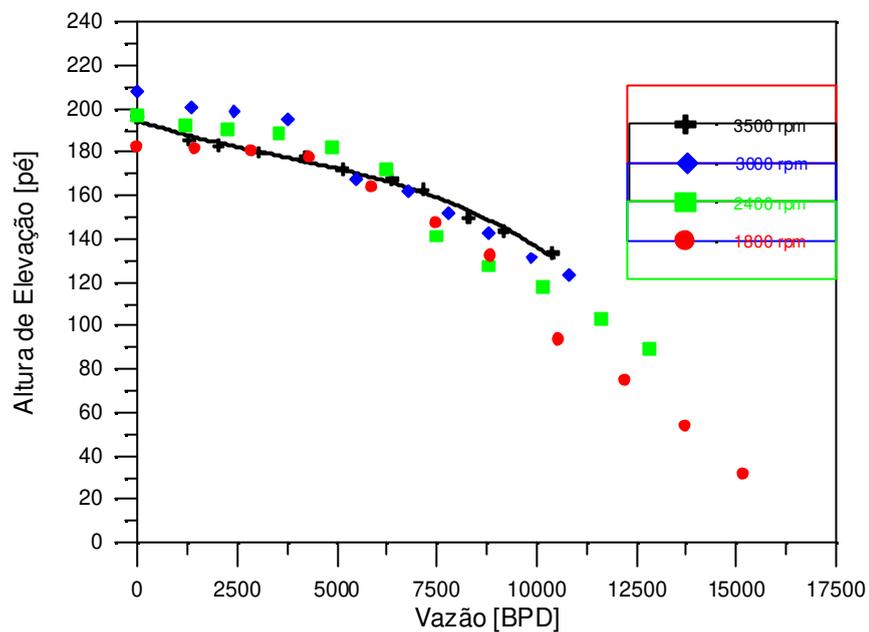


Figura 5.49 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 270 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

### 5.4.3- BCS Reda J350N – 720 cP

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação para as rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.49. Os “pontos de *shut-off*” se reduzem um pouco quando os pontos experimentais para a viscosidade de 720 cP são comparados àqueles para a viscosidade anterior de ensaio, 270 cP. A variação, para menos, é de 5% entre as curvas correspondentes à rotações de 3000 rpm, 2400 rpm e 1800 rpm. Não há variação significativa para 3500 rpm. Cabe

observar que o ponto de BEP não foi atingido para nenhuma das rotações, devido a limitações do sistema de testes. A extrapolação da eficiência sugere que o ponto de BEP para a rotação de 3500 rpm ocorra em torno de 7770 bbl/d.

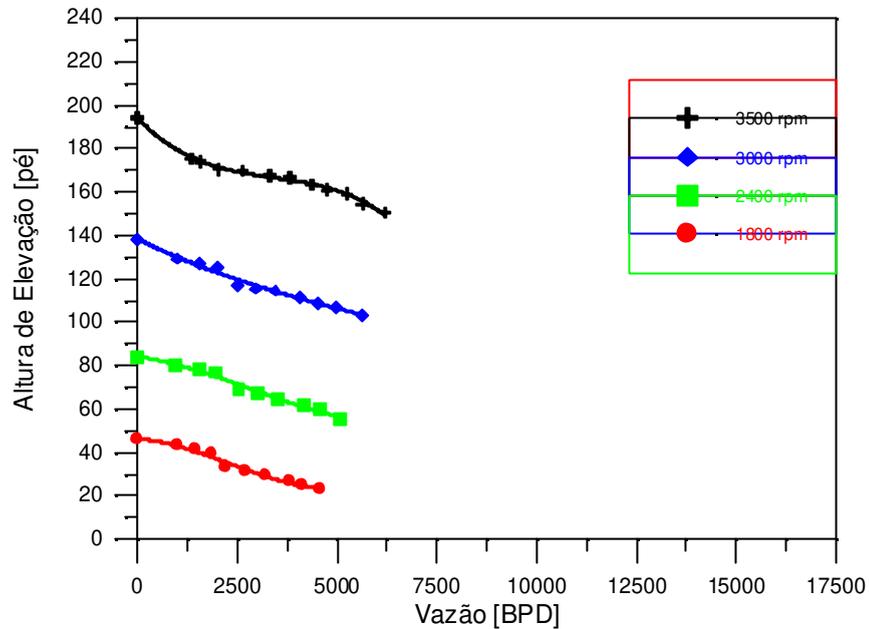


Figura 5.50 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP.

Na Figura 5.51 as condições operacionais, altura de elevação e vazão, foram reduzidas para as rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm por similaridade, a rotação de 3500 rpm sendo a referência. Comportamento similar ao observado para as viscosidades dos ensaios anteriores ocorre, novamente. O ponto de BEP, neste caso, ocorreria para o par altura de elevação *versus* vazão de (7772 bbl/d e 141 pés, estimado), a melhor concordância entre as curvas reduzidas acontece para a vazão em torno de 1600 bbl/d. O desvio entre pontos reduzidos pela similaridade para as rotações de 3500 rpm e 1800 rpm atinge 30% na vazão máxima medida, de 6200 bbl/d.

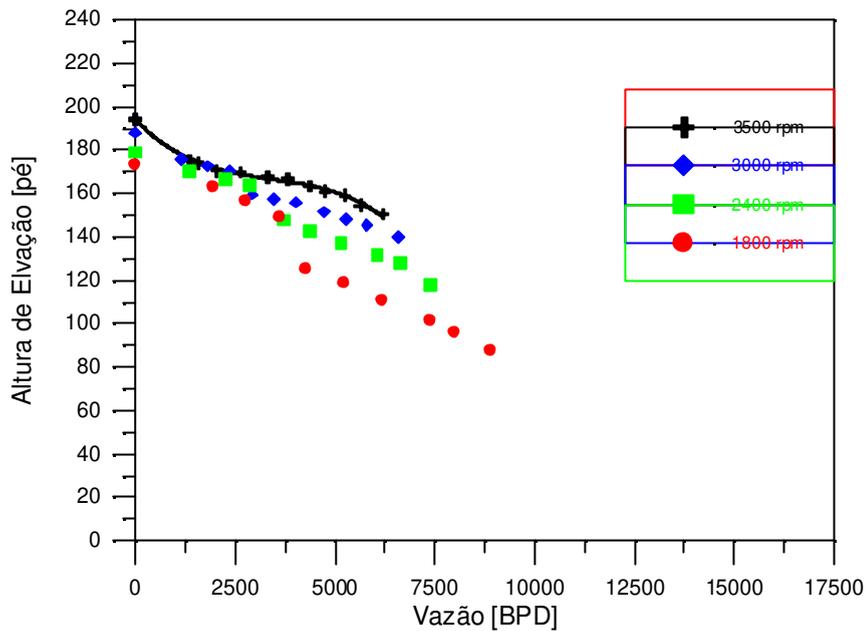


Figura 5.51 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 720 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

#### 5.4.4- BCS Reda J350N – 1020 cP

Foram levantados experimentalmente os valores de altura de elevação para as rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm, Figura 5.52. Interessante observar que há um início de caída brusca da curva de altura de elevação *versus* vazão para as rotações superiores, 3500 rpm e 3000 rpm, em vazões onde o fenômeno não acontece em vazões inferiores. O “*shut-off*” mantém os mesmos valores, para cada uma das rotações, dos ensaios com a viscosidade de 720 cP.

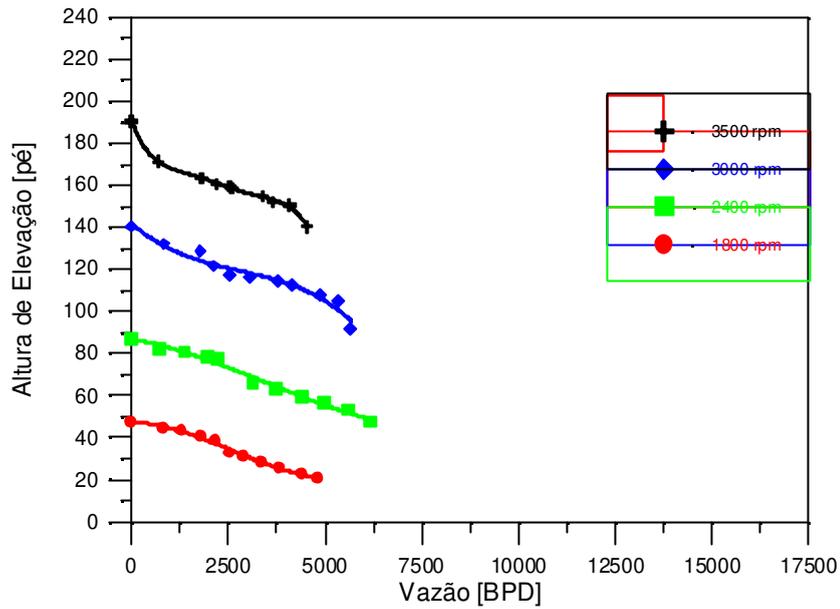


Figura 5.52 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP.

Na Figura 5.53, as condições operacionais nas rotações de 3000, 2400 e 1800 rpm foram reduzidas, por similaridade, à rotação de 3500 rpm.

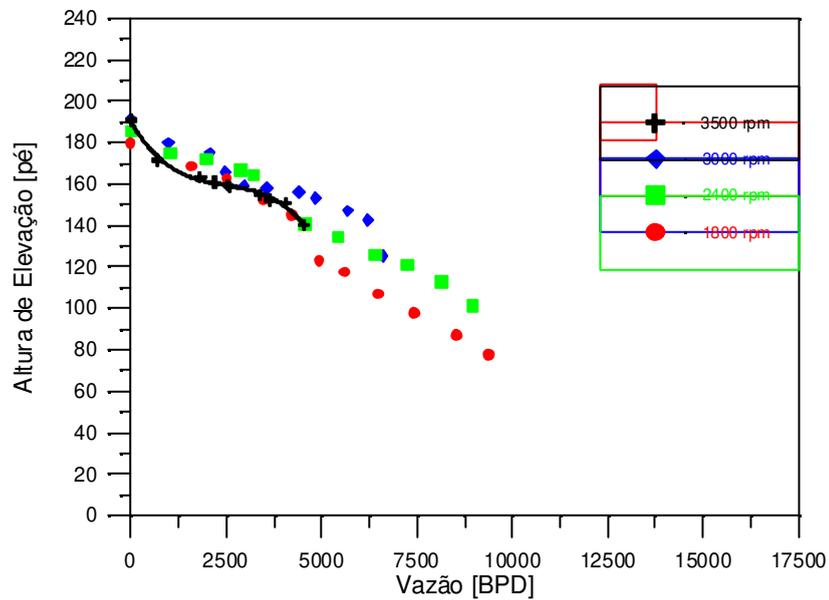


Figura 5.53 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação a 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm, com viscosidade de 1020 cP – aplicando-se as relações de similaridade. A linha preta é uma parametrização dos pontos experimentais para 3500 rpm.

## 5.5- Comparação dos resultados de desempenhos das BCSs a 3500 rpm

Foram mostrados, até agora, separadamente, os resultados de desempenho global das BCSs para cada viscosidade, 1 cP, 60 cP, 270 cP, 720 cP e 1020cP. Para que se tenha uma idéia do efeito de degradação do desempenho destas bombas causada pelo aumento da viscosidade do fluido de trabalho, serão apresentados, em um mesmo gráfico, os resultados obtidos com rotação de 3500 rpm com as várias viscosidades de ensaio. Ademais, uma tabela sintetizará a variação da eficiência da bomba no ponto de BEP, para esta mesma rotação, e as várias viscosidades de teste.

### 5.5.1- BCS Reda GN-7000

A Figura 5.54 mostra o conjunto das curvas de altura de elevação, desenvolvida pela BCS GN-7000, na rotação de 3500 rpm e viscosidades de 1cP, 60cP, 270cP, 720cP e 1020cP. São também indicados os pontos de BEP correspondente para cada curva.

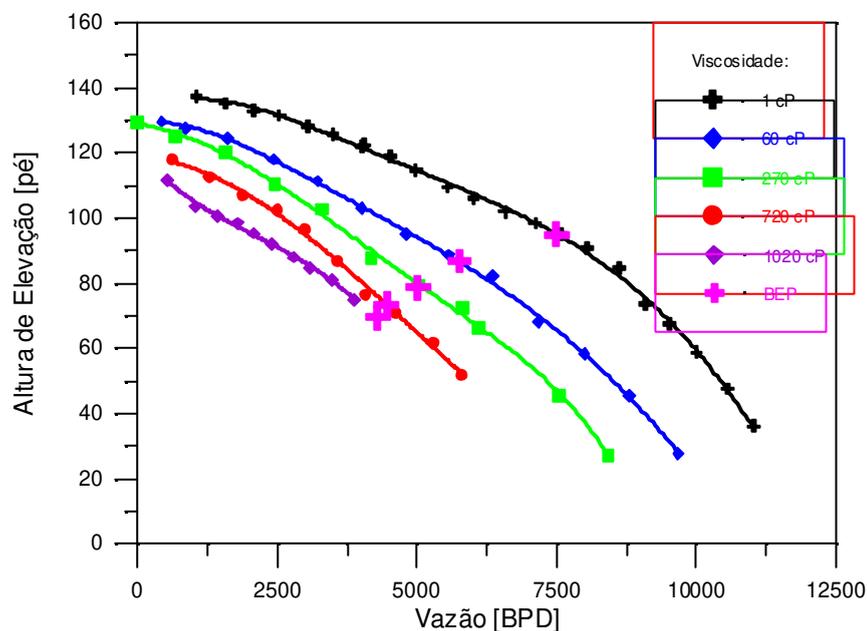


Figura 5.54 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de altura de elevação da bomba a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP, pontos de melhor eficiência (BEP).

Os pontos de melhor eficiência (BEP), alcançados pela BCS GN-7000 a 3500 rpm, são mostrados na Tabela 5.1 abaixo, com o valor desta eficiência calculado:

Tabela 5.1 – BEP da BCS GN-7000 a 3500 rpm, para várias viscosidades.

Visc. [cP]	Q [bbl/d]	H [pé]	Efic. [%]
1	7500	95	69
60	5761	86,8	43,3
270	5021	78,7	31,3
720	4456	73,5	23,9
1020	4300*	69,5*	19,2*

Obs.: o \* significa valores extrapolados.

Para os testes realizados com a viscosidade de 1020 cP, por limitações do sistema de testes de BCSs, não foi possível alcançar a vazão do BEP, portanto os valores de vazão e altura de elevação, para esta viscosidade, foram obtidos fazendo uma extrapolação das curvas obtidas para a eficiência.

Na Figura 5.55 o conjunto das curvas de variação de pressão *versus* vazão, na rotação de 3500 rpm, para o rotor da GN 7000, com as seguintes viscosidades: 1cP, 60cP, 270cP, 720cP e 1020cP. Notar que, o fluido de trabalho utilizado para a viscosidade de 1 cP foi a água ( $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ ), com massa específica menor que a da glicerina ( $\rho = 1260 \text{ kg/m}^3$ ), resultando em uma variação de pressão menor. Mesmo assim, é importante observar a diferença entre os valores de pressão de “*shut-off*” da bomba operando com água e com glicerina, diferença esta superior à razão entre as densidades da glicerina e da água. Outra observação importante diz respeito à diferença na forma da curva de variação de pressão no rotor entre os dados obtidos para a água e para a glicerina, principalmente para as viscosidades de 270 cP, 720 cP e 1020 cP.

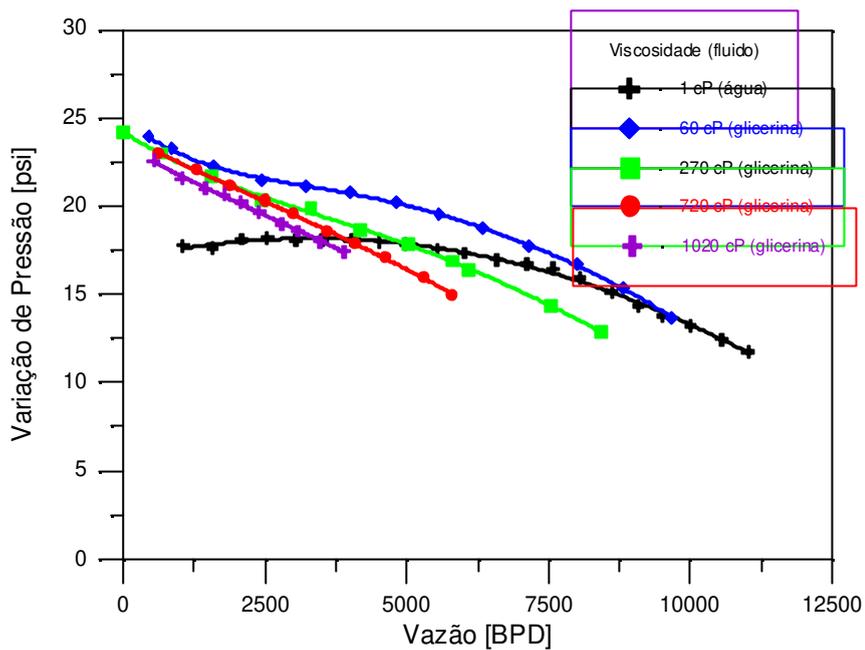


Figura 5.55 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do rotor a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP.

As curvas de variação de pressão do difusor, na rotação de 3500 rpm, são mostradas na Figura 5.56, nas mesmas viscosidades: 1cP, 60cP, 270cP, 720cP e 1020cP.

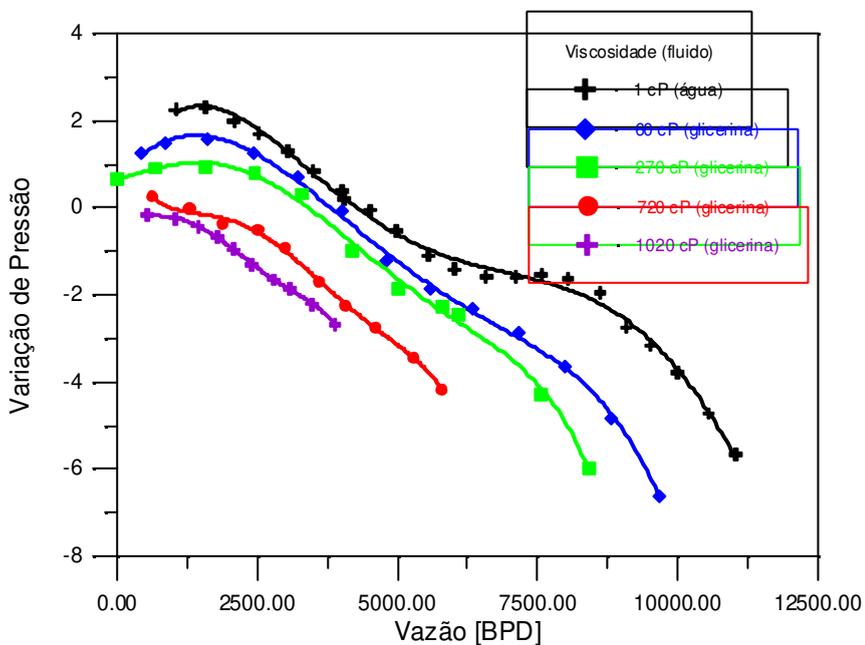


Figura 5.56 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de variação de pressão do difusor a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP.

### 5.5.2- BCS Reda J350N

Da mesma forma, na Figura 5.57 são mostradas as curvas de altura de elevação desenvolvida pela BCS J350N, na rotação de 3500 rpm, e com viscosidades de 1cP, 60cP, 270cP, 720cP e 1020cP. Nota-se que os pontos de “shut-off”, para as viscosidades maiores do que a da água, convergem-se para um ponto aproximado de 200 pés.

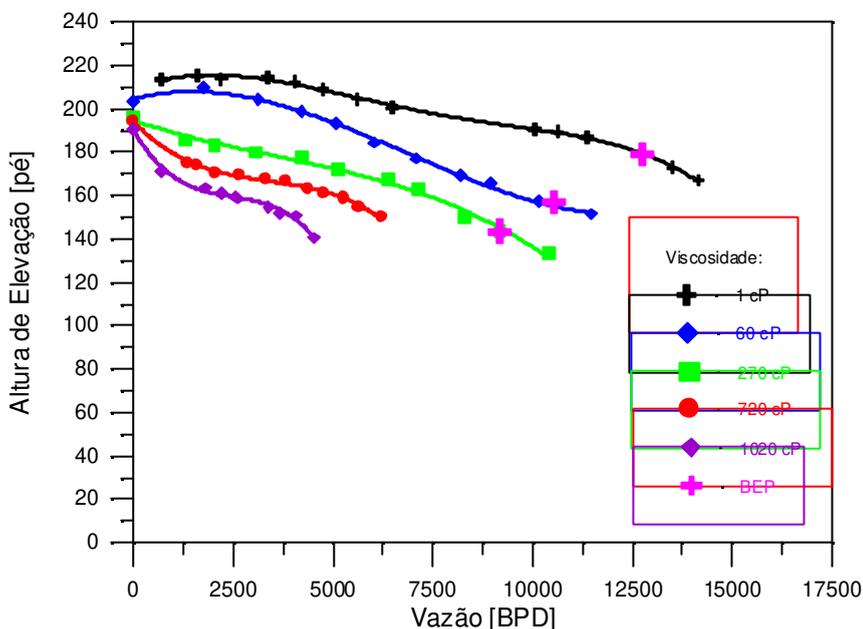


Figura 5.57 - Bomba Reda J350N - Curvas de altura de elevação da bomba a 3500 rpm, com viscosidades de 1, 60, 270, 720 e 1020 cP, pontos de melhor eficiência (BEP).

Os pontos de melhor eficiência (BEP), para cada viscosidade testada, alcançados pela BCS J350N a 3500 rpm, são mostrados na Figura 5.56 e na Tabela 5.2.

Da mesma forma, para os testes realizados na BCS J350N com as viscosidades de 720 cP e 1020 cP, por limitações do sistema de testes de BCSs, não foi possível alcançar as vazões do BEP, portanto os valores de vazão e altura de elevação, para estas viscosidades, foram obtidos fazendo-se uma extrapolação das curvas obtidas para a eficiência.

Tabela 5.2 – BEP da BCS J350N a 3500 rpm, para várias viscosidades.

Visc. [cP]	Q [bbl/d]	H [pé]	Efic. [%]
1	12750	179	77,7
60	10543	156,8	56,4
270	9173	143,4	39,2
720	7772*	141*	30*
1020	7445*	118*	27*

Obs.: o \* significa valores extrapolados.

Comparando-se os resultados de eficiência das duas BCSs nos pontos de BEP, as Tabelas 5.1 e 5.2 mostram que a J350N é mais eficiente que a GN 7000 para todas as viscosidades aplicadas, a variação se mantendo em torno de 10%. Cabe lembrar que a J350N opera em uma faixa superior de vazão e é geometricamente maior que a GN 7000: o diâmetro externo do rotor da J350N é 124 mm, enquanto que na GN 7000 é 89 mm. A degradação da eficiência para operação com as viscosidades-limite aplicadas foi ligeiramente superior, em termos proporcionais, na bomba menor: de 69% (1 cP) para 19% (1020 cP) na GN 7000; de 77,7 % (1 cP) para 27% (1020 cP) na J350N.

## Capítulo 6

### Resultados do Modelo

O modelo desenvolvido neste trabalho, para a simulação de bombas centrífugas, calcula a curva de desempenho do equipamento em termos da altura de elevação de um estágio da bomba *versus* a vazão, dadas a rotação de operação, suas características geométricas e propriedades do fluido de trabalho. Para obter o desempenho global da bomba, o resultado parcial por estágio é multiplicado pelo número de estágios da bomba. O modelo foi, de certa forma, “calibrado” a partir de dados experimentais obtidos com uma bomba convencional, marca Imbil modelo ITA 65 330/2, operando com água, e com uma BCS, marca Reda-Schlumberger, modelo GN 7000, operando com água e glicerina em diferentes viscosidades. Após, foi generalizado para comparação com resultados experimentais obtidos com uma BCS Reda-Schlumberger modelo J350N. Cabe destacar que somente dados experimentais de desempenho global para a J350N foram obtidos com água e com glicerina em diversas viscosidades.

Na seqüência comparam-se os resultados obtidos pelo modelo e os dados experimentais para as bombas Imbil 65 330/2, Reda-Schlumberger BCS GN-7000 e Reda-Schlumberger BCS J350N. Para a Imbil ITA 65 330/2, a comparação restringe-se aos resultados com água e as rotações de operação de 1150 rpm, 1000 rpm, 806 rpm e 612 rpm. Para a BCS GN-7000, os gráficos de  $H \times \dot{Q}$  referem-se às viscosidades de 1cP, 60 cP, 270 cP e 1020 cP, nas rotações de 3500 a 1800 rpm e para a BCS J350N referem-se às viscosidades de 1cP e 270 cP, nas rotações de 3500 a 1800 rpm.

## 6.1- Comparação do Modelo com os Resultados Experimentais da Bomba Ita 65 330/2

Foi escolhido o primeiro estágio da bomba Ita 65 330/2, a ser modelado, por ser composto de rotor e difusor, semelhante a uma BCS. Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 6.1, para a bomba operando com água, viscosidade de 1 cP. O programa utilizado para construção do gráfico foi o *Grapher*.

As curvas pretas contínuas representam uma parametrização das curvas de altura de elevação de um estágio geradas pelo modelo, para cada rotação. Os pontos discretos, em cores e marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório.

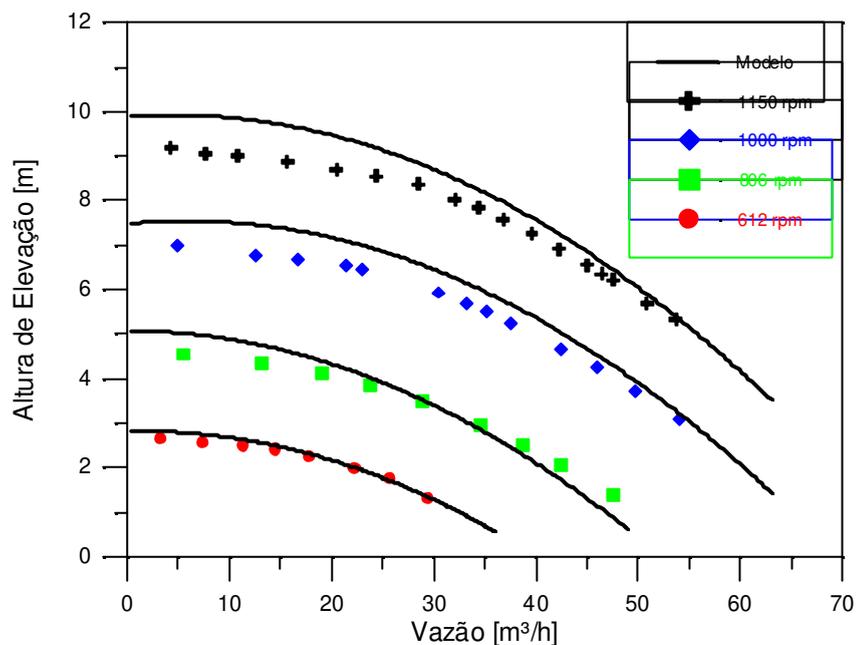


Figura 6.1 - Bomba Ita 65 330/2 - Curvas de Altura de Elevação do 1º estágio, experimental e do modelo, com água – 1 cP.

O modelo desenvolvido representa a relação funcional  $H \times \dot{Q}$  de forma bastante adequada, para a faixa de rotações dos ensaios, entre 600 rpm e 1150 rpm. O maior desvio ocorre para a rotação superior, nas menores vazões, e não atinge 9%. Na medida em que o ensaio desta bomba forneceu dados experimentais detalhados sobre o processo de transferência de energia ocorrendo

nos vários dispositivos que a compõem, dados experimentais estes que foram utilizados para suprir o modelo com parâmetros de ajuste, como a vazão no ponto de BEP e o coeficiente de pressão do difusor, entre outros, era de se esperar que esta boa concordância se realizasse.

## 6.2- Comparação do Modelo com os Resultados Experimentais da BCS GN-7000

Para a BCS GN-7000, os resultados obtidos pelo modelo para um estágio da bomba foram comparados com os dados experimentais medidos no segundo estágio, intermediário.

### 6.2.1- Resultados da BCS GN-7000 operando com água – 1 cP

O modelo forneceu os seguintes valores para o fator cinemático e para o coeficiente das perdas por choque na entrada do rotor:  $f_c = 1,14$  e  $k = 2890$ . A comparação entre as curvas  $H \times \dot{Q}$  do modelo e experimental estão na Figura 6.2. As curvas pretas contínuas representam uma parametrização das curvas de altura de elevação de um estágio geradas pelo modelo, para cada rotação; os pontos discretos, em cores e com marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório.

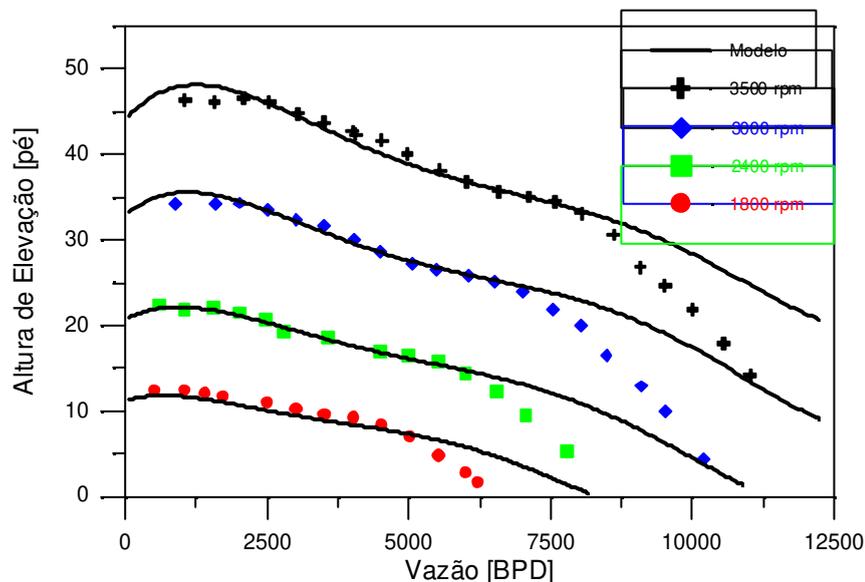


Figura 6.2 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com água – 1 cP.

Na comparação entre os valores medidos experimentalmente e a curva gerada pelo modelo, verifica-se uma boa concordância entre eles, para todas as rotações, até uma certa vazão, superior à correspondente ao BEP. Nas vazões mais elevadas o modelo não reproduz a relação  $H \times Q$ , sempre superestimando a altura de elevação. Cabe ressaltar, porém, que, se a faixa recomendada de operação é de 5000 bbl/d a 9000 bbl/d, para esta BCS GN 7000 operando com água a 3500 rpm, o maior erro do modelo dentro destes limites, é de 12%.

As discrepâncias observadas nas maiores vazões, em todas as rotações, podem ser atribuídas aos seguintes fatores: um choque de aceleração mais severo do que o previsto pelo modelo, e/ou a utilização de um fator de atrito que subestima a dissipação viscosa ordinária no rotor. Deve-se chamar atenção para o fato de que o fator de atrito utilizado pelo modelo foi desenvolvido a partir de experimentos que, de fato, não reproduziram todas as características do escoamento que de fato ocorre em canais de rotores de bombas, especialmente a incidência não-tangencial na entrada do rotor.

### **6.2.2- Resultados da BCS GN-7000 operando com glicerina – 60 cP**

Para a BCS GN-7000 operando com glicerina a 60 cP; o modelo prevê o fator cinemático  $f_c = 1,14$  e um coeficiente de perda por choque  $k = 2168$ . Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 6.3.

O fator cinemático,  $f_c$ , tem o mesmo valor daquele com operação com água, 1,4. Porém, a constante empírica da perda por choque  $k$  foi reduzida, indicando menor influência do choque na entrada do rotor com o aumento da viscosidade.

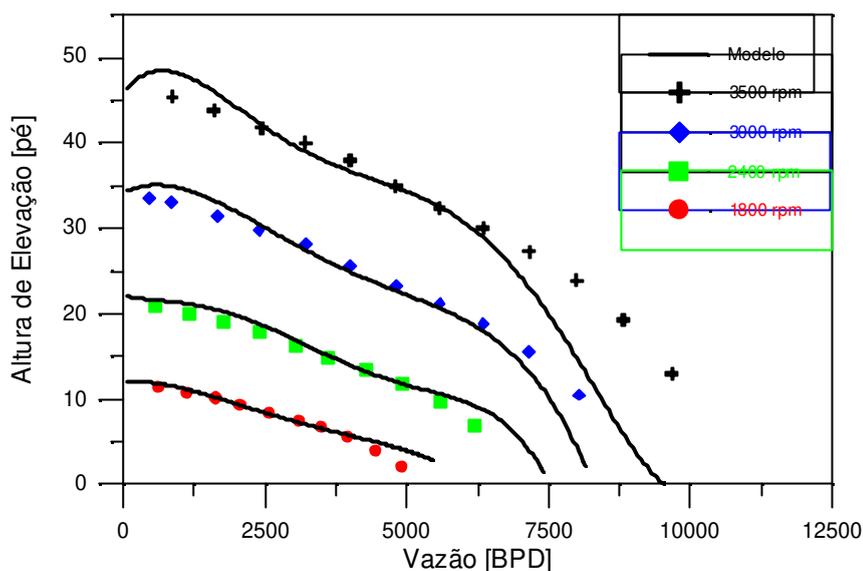


Figura 6.3 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 60 cP.

Para a curva de 3500 rpm, o modelo representa bem, com desvio inferior a 5%, os pontos experimentais até certa vazão, 6200 bbl/d. Nas vazões mais elevadas o modelo sub-estima a altura de elevação, situação oposta ao que ocorreu com a BCS operando com água. Neste ponto, o modelo prevê a mudança de regime do escoamento nos canais do rotor, de laminar para turbulento, resultando um aumento repentino do fator de atrito e então a redução da energia útil que a bomba transfere ao fluido de trabalho. Há boa concordância para as curvas de 3000 e 2400 rpm na faixa útil de aplicação da bomba, com desvios inferiores a 2%, porém a curva para 1800 rpm apresenta valores experimentais de altura de elevação inferiores à predição nas vazões pouco acima do BEP, 3200 bbl/d.

A especificação da transição de escoamento laminar para turbulento no interior do canal do rotor, influenciada pelo campo centrífugo intenso imposto pela rotação, da ordem de 500 vezes a aceleração da gravidade para 3500 rpm, pode explicar a discrepância. Se o número de Reynolds crítico for modificado de 2300 para 3200, sendo mantidos os demais parâmetros de ajuste, a melhor concordância entre modelo e experimentos fica explícita para uma ampla faixa operacional da bomba, conforme mostra a Figura 6.4. O maior desvio está em vazões baixas e não atinge 5% para a rotação de 3500 rpm. Neste instante, cabe afirmar que Ito and Nambu

(1971), apresentam resultados experimentais do incremento do número de Reynolds em escoamentos sob a ação de campo centrífugo intenso que dão suporte à especulação recém-firmada: para um número de Reynolds baseado na velocidade angular e no diâmetro hidráulico do canal,  $Re_w$ , já definido anteriormente, com valor em torno de 2000, o número de Reynolds crítico seria 50% superior ao usual. Esta constatação dá suporte à consideração recém efetuada.

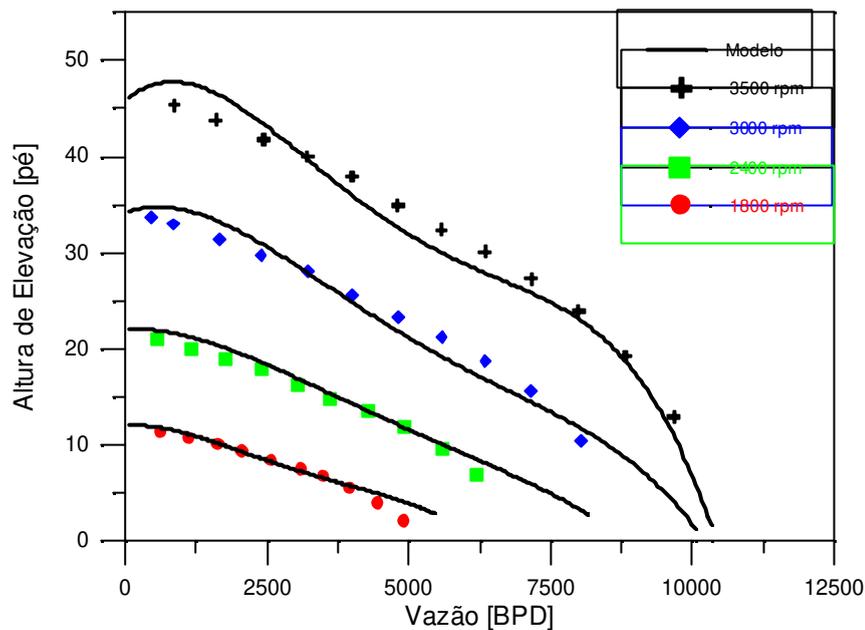


Figura 6.4 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 60 cP.  $Re$  crítico modificado.

### 6.2.3- Resultados da BCS GN-7000 operando com glicerina – 270 cP

A Figura 6.5 mostra a comparação entre os dados experimentais e os valores calculados pelo modelo para a BCS GN-7000 operando com glicerina a 39°C, viscosidade de 270 cP. Foram obtidos os seguintes valores para o fator cinemático e para o coeficiente da perda por choque no rotor:  $f_c = 1,14$  e  $k = 1445$ . Novamente, o fator cinemático,  $f_c$ , não foi alterado, porém a constante empírica  $k$  foi reduzida, indicando menor influência do choque na entrada do rotor com o aumento da viscosidade. Reafirmando Gülich (1999): “*as perdas por choque no difusor, têm pequena influência em bombeamento viscoso*”, a tendência de redução do coeficiente da perda por choque com o aumento da viscosidade e a redução do número de Reynolds do

escoamento no canal do rotor. Um valor típico do número de Reynolds para a BCS GN-7000 operando no BEP a 3500 rpm com glicerina de 270 cP é 430.

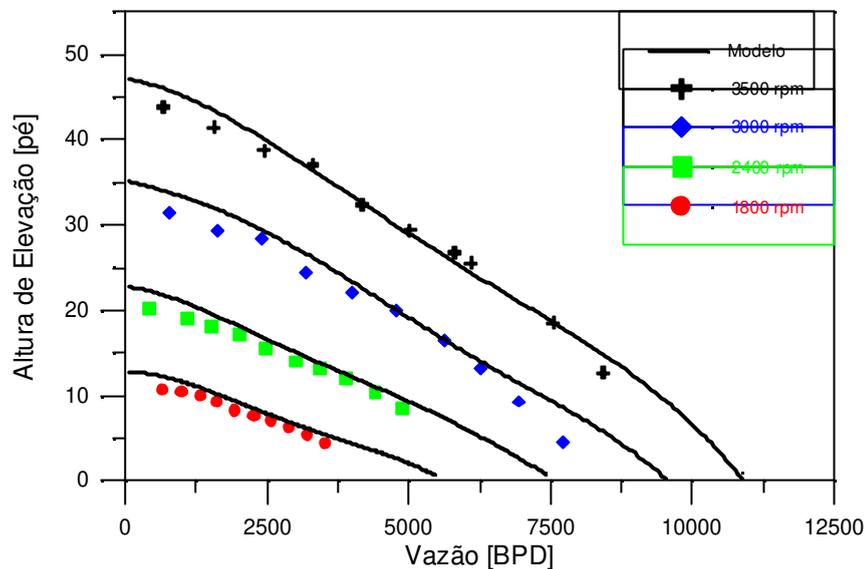


Figura 6.5 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 270 cP.

A boa concordância entre os resultados de modelo e os valores experimentais está amparada na coincidência dos pontos com a bomba operando no BEP, para todas as rotações, e no desvio medido, de 7% acima do BEP.

#### 6.2.4- Resultados da BCS GN-7000 operando com glicerina – 720 cP

Para o estágio intermediário da BCS GN-7000 operando com glicerina a 720 cP, os valores para os fator cinemático e o coeficiente de perda por choque foram:  $f_c = 1,05$  e  $k = 1156$ . A comparação entre curvas de modelo e experimental são mostrados no gráfico da Figura 6.6.

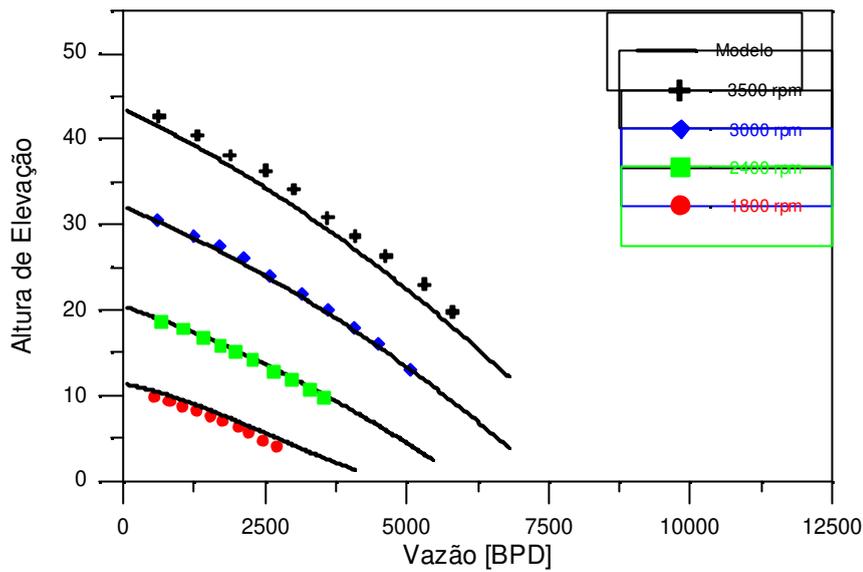


Figura 6.6 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 720 cP.

O maior desvio entre as curvas foi 8%, para a bomba operando a 1800 rpm, em vazão próxima ao BEP, 2350 bbl/d.

#### 6.2.5- Resultados da BCS GN-7000 operando com glicerina – 1020 cP

A Figura 6.7 mostra os resultados da BCS GN-7000 operando com glicerina a 20°C, viscosidade de 1020 cP. O fator cinemático calculado é  $f_c = 1$  e o coeficiente de perda por choque na entrada do rotor é  $k = 0$ , isto é, o modelo sugere que não há desvio do escoamento em relação ao ângulo da aleta na saída do rotor e que a perda por choque é inexistente na entrada do rotor. Um valor típico de número de Reynolds no escoamento no canal do rotor, para rotação de 3500 rpm e vazão descarregada pela bomba de 4300 bbl/d, é 85.

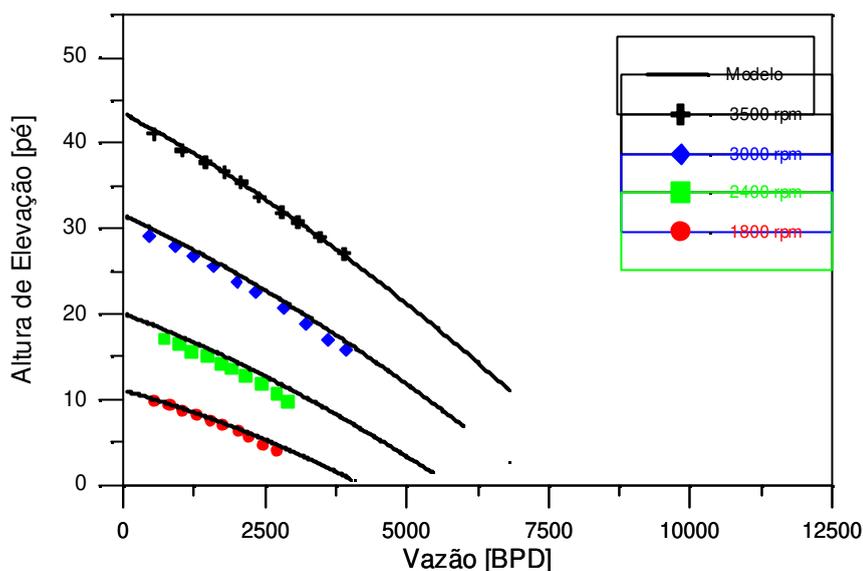


Figura 6.7 - Bomba Reda GN-7000 - Curvas de Altura de Elevação de um estágio, experimental e do modelo, com glicerina – 1020 cP.

A concordância entre dados experimentais e resultados do modelo é muito boa, o maior desvio é inferior a 9% para a rotação de 2400 rpm, vazão de 2500 bbl/d.

Para finalizar a análise comparativa entre o desempenho medido da BCS GN-7000 e os resultados calculados pelo modelo proposto, convém apresentar uma tabela com os valores fornecidos pelo ajuste do modelo para o fator cinemático e o coeficiente de perda por choque na entrada do rotor, como uma função do número de Reynolds do escoamento (ver Tabela 6.1). Como era de se esperar, a redução do  $Re$  do escoamento no canal do rotor, resultante do aumento da viscosidade e diminuição da vazão, impõem redução dos valores de  $f_c$  e  $k$ .

Tabela 6.1 – Fatores cinemáticos e coeficientes de perda por choque da BCS GN-7000.

$\mu$ [cP]	$\dot{Q}_{BEP}$ [bbl/d]	$Re$	$f_c$	$k$
1	7500	116989	1,14	2890
60	5761	2118	1,14	2168
270	5021	430	1,14	1445
720	4456	128	1,05	1156
1020	4300	85	1,00	0

### 6.3- Comparação do Modelo com os Resultados Experimentais da BCS J350N

Para verificação da aplicação do modelo desenvolvido em outras BCSs, este foi utilizado para a BCS J350N, operando com fluido de 1 cP e 270 cP, com rotações de 3500, 3000, 2400 e 1800 rpm. Os resultados obtidos pelo modelo, para um estágio da bomba, foram multiplicados por dois e comparados com os dados experimentais medidos.

#### 6.3.1- Resultados da BCS J350N operando com água – 1 cP

Foi mantido o mesmo valor para o fator cinemático encontrado para a GN-7000, nas mesmas condições,  $f_c = 1,14$ . O modelo forneceu o seguinte valor para o coeficiente das perdas por choque na entrada do rotor:  $k = 451$ . A comparação entre as curvas  $H \times \dot{Q}$  do modelo e experimental estão na Figura 6.8. As curvas pretas contínuas representam uma parametrização das curvas de altura de elevação geradas pelo modelo, para cada rotação; a curva laranja uma parametrização da curva de catálogo do fabricante a 3500 rpm; os pontos discretos, em cores e com marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório.

Na comparação entre os valores medidos experimentalmente e a curva gerada pelo modelo, verifica-se uma boa concordância próximo ao BEP, para todas as rotações, com desvio máximo de 9% para a rotação de 3500 rpm. Cabe ressaltar, também, que, se a faixa recomendada de operação é de 8000 bbl/d a 18500 bbl/d, para esta BCS GN 7000 operando com água a 3500 rpm, o maior erro do modelo dentro destes limites, é de 10%.

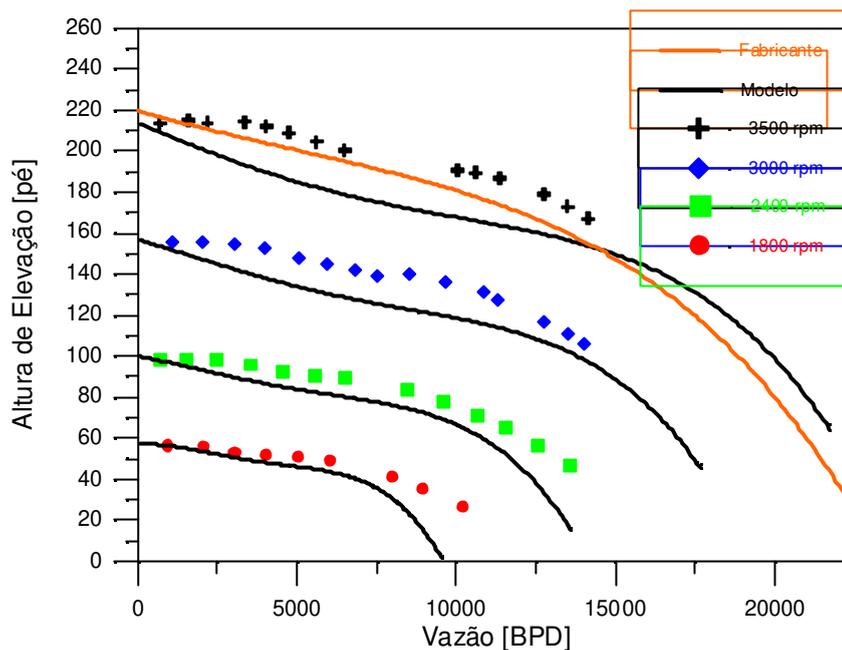


Figura 6.8 - Bomba Reda J350N - Curvas de Altura de Elevação da bomba, experimental e do modelo, com água – 1 cP.

### 6.3.2- Resultados da BCS J350N operando com glicerina – 270 cP

Foi mantido o mesmo valor para o fator cinemático encontrado para a GN-7000, nas mesmas condições,  $f_c = 1,14$ . O valor para o coeficiente das perdas por choque na entrada do rotor, dado pelo modelo, foi:  $k = 226$ . A comparação entre as curvas  $H \times \dot{Q}$  do modelo e experimental estão na Figura 6.9. As curvas pretas contínuas representam uma parametrização das curvas de altura de elevação geradas pelo modelo, para cada rotação; os pontos discretos, em cores e com marcadores diferentes, representam os dados experimentais coletados no laboratório.

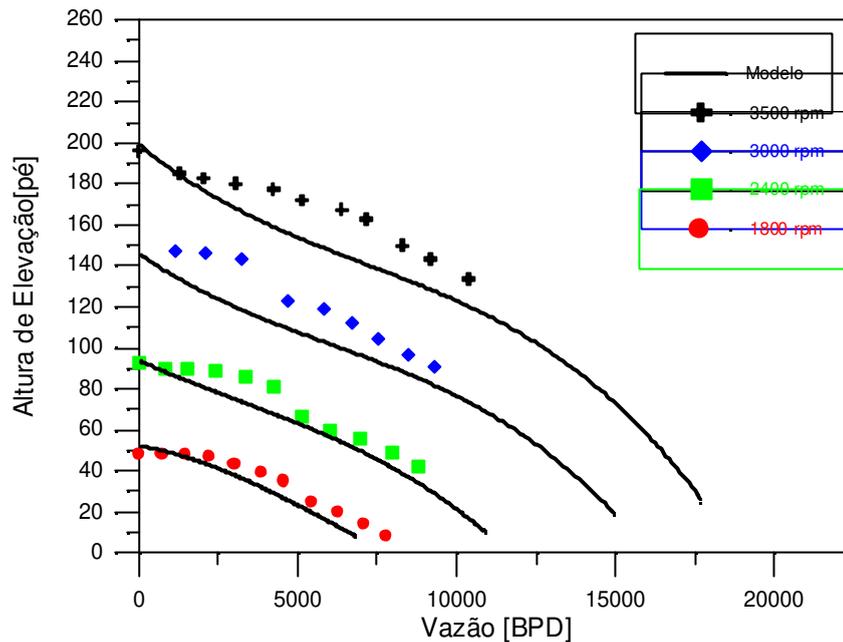


Figura 6.9 - Bomba Reda J350N - Curvas de Altura de Elevação da bomba, experimental e do modelo, com glicerina – 270 cP.

Na comparação entre os valores medidos experimentalmente e a curva gerada pelo modelo, verifica-se uma boa concordância, próximo ao BEP, para todas as rotações, com desvio máximo de 11% para a rotação de 3500 rpm. O modelo reproduziu o ponto de “*shut-off*” para todas as rotações.

### 6.3- Comparação dos Resultados Experimentais com os Resultados da Correção do Hydraulic Institute-USA (HI)

O procedimento de correção do *HI* é muito utilizado na indústria do petróleo para correção do desempenho de BCSs operando com fluidos viscosos. Porém trabalhos com dados experimentais, tais como o de Gülich (1999) e o de Li et al (2002), demonstraram que este procedimento apresenta desvios quando utilizado para corrigir as curvas de desempenho de algumas bombas. Outra constatação feita por Gülich é que este procedimento de correção é mais aplicável às bombas centrífugas com rotação específica,  $N_s$ , próximas de 600 (com as unidades da equação 2.1).

As BCSs testadas, uma GN-7000 e outra J350N, têm rotação específica,  $N_s$ , de 3850 e 2450, respectivamente, portanto, fora da faixa 600. Para verificar se o procedimento de correção do *HI* é adequado para estas bombas, fez-se uma comparação dos desempenhos atingidos experimentalmente, a 3500 rpm, para várias viscosidades, com os obtidos com as correções do *HI*. A Tabela 6.1 mostra os resultados obtidos para a GN-7000 e a Tabela 6.2, a seguir, mostra os resultados para a J350N.

Tabela 6.2 - Bomba Reda GN-7000 - Comparação do desempenho experimental com o calculado com o procedimento do *HI*.

$\mu$ [cP]	Experimental		<i>HI</i>	Erro [%]
60	Q [BPD]	5761,0	7051,7	22,4
	H [pé]	86,8	89,4	2,9
	Ef. [%]	43,3	49,5	14,3
270	Q [BPD]	5021,0	6433,8	28,1
	H [pé]	78,7	82,5	4,9
	Ef. [%]	31,3	33,0	5,5
720	Q [BPD]	4456,0	5355,1	20,2
	H [pé]	73,5	73,9	0,5
	Ef. [%]	23,9	17,9	-25,3
1020	Q [BPD]	4300,0*	4688,3	9,0
	H [pé]	69,5*	69,4	-0,1
	Ef. [%]	19,2*	12,4	-35,6

Obs.: o \* significa valores extrapolados.

Dentro da faixa de viscosidade, a qual se conseguiu testar a bomba GN-7000 com vazão igual ou superior à do BEP, ou seja, viscosidades de 60 cP a 720 cP, os maiores erros foram para a vazão que chegaram a 28%, para a altura de elevação não ultrapassaram 5% e para eficiência ficaram entre -25% a 17%.

Para a BCS J350N as viscosidades, as quais se conseguiu testar com vazão igual ou superior à do BEP, foram 60 cP e 270 cP. Os maiores erros foram para a vazão que chegaram a 24%, para a altura de elevação o erro não ultrapassou 3,5% e para eficiência chegou a 12%.

Tabela 6.3 - Bomba Reda J350N - Comparação do desempenho experimental com o calculado com o procedimento do *HI*.

$\mu$ [cP]	Experimental		HI	Erro [%]
60	Q [BPD]	10543,0	12120	15
	H [pé]	156,8	157	0,1
	Ef. [%]	56,4	59	4,6
270	Q [BPD]	9173,0	11209	22,2
	H [pé]	143,4	146	1,8
	Ef. [%]	39,2	41	4,6
720	Q [BPD]	7772,0*	9641	24,1
	H [pé]	141,0*	133	-5,6
	Ef. [%]	30,0*	24	-20
1020	Q [BPD]	7445,0*	8679	16,6
	H [pé]	118,0*	126	6,8
	Ef. [%]	27,0*	18	-33,3

Obs.: o \* significa valores extrapolados.

Nas Figuras 6.10 a 6.12 são mostrados gráficos com os pontos de fatores de correção para vazão, altura de elevação e eficiência das BCSs GN-7000 e J350N, experimentais e os encontrados com os procedimentos do *HI*, sendo a linha preta uma parametrização dos pontos experimentais e a verde uma parametrização dos pontos encontrados utilizando os fatores do *HI*.

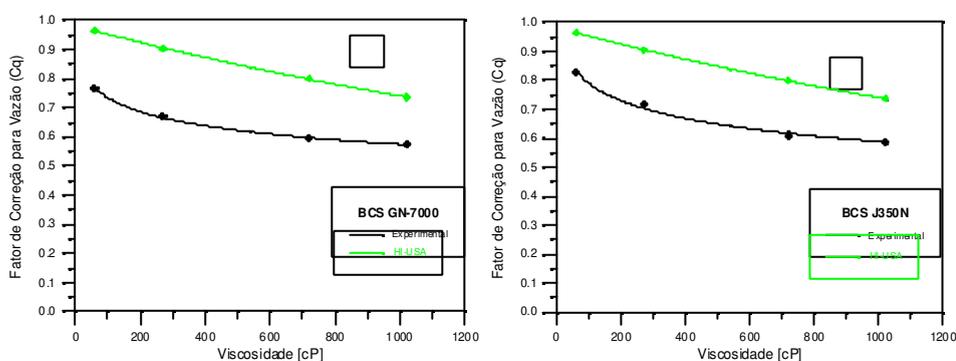


Figura 6.10 - Fatores de correção para vazão, experimental e do *HI*, versus viscosidade do fluido de trabalho das BCSs GN-7000 e J350N.

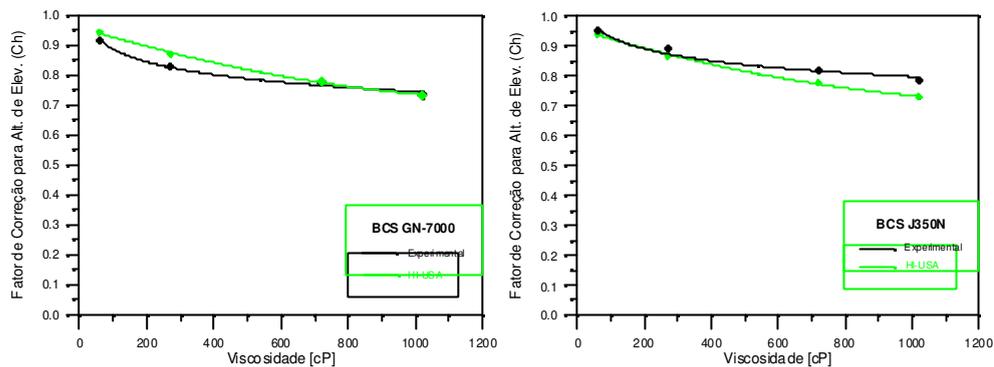


Figura 6.11 - Fatores de correção para altura de elevação, experimental e do *HI*, versus viscosidade do fluido de trabalho das BCSs GN-7000 e J350N.

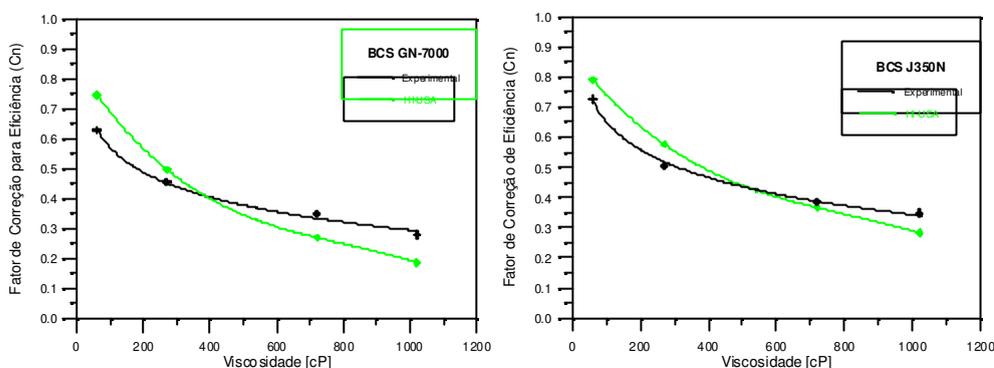


Figura 6.12 - Fatores de correção para eficiência, experimental e do *HI*, versus viscosidade do fluido de trabalho das BCSs GN-7000 e J350N.

Analisando os gráficos das Figuras 6.10 a 6.12, percebe-se que:

- os erros na vazão e na eficiência são maiores para a BCS GN-7000, que tem  $N_s$  maior, que de certa forma, corrobora com os estudos de Gülich;
- para baixas viscosidades a vazão e a eficiência das BCSs diminuem rapidamente com um pequeno incremento da viscosidade do fluido de trabalho;
- com o aumento contínuo da viscosidade as razões de correções para vazão, altura de elevação e eficiência tendem a diminuir.
- na altura de elevação os erros para as duas BCSs não são expressivos;
- as maiores diferenças encontradas foram nos fatores de correção para vazão, tendo erros de até 28%;

## Capítulo 7

### Conclusão e Recomendações

O trabalho aqui apresentado consistiu:

- 1- da montagem laboratorial denominada Sistema de Testes de Bombas Centrífugas, para ensaio de bombas centrífugas convencionais e BCSs típicas de aplicação em produção de petróleo, consistindo do circuito de escoamento, com tanques, tubulações e acessórios, “skids” ou bases de montagem de bombas centrífugas convencionais e BCSs, alimentação elétrica dos motores com regulação de rotação, instrumentação de medição de pressão, vazão, torque, temperatura e rotação, sistema de controle de temperatura do fluido de trabalho, consistindo de bomba de calor e trocador de calor, sistema de aquisição de dados interfaceado com planilha eletrônica operando em modo dinâmico;
- 2- a experimentação com três diferentes bombas centrífugas, com dois fluidos de trabalho, água e glicerina, com regulação de temperatura e de viscosidade;
- 3- desenvolvimento de um modelo dito “generalista” para representação do processo de transferência de energia pelo equipamento, e
- 4- análise dos resultados experimentais, com base: (a) nos dados originais de desempenho global das bombas, como fornecidos pelos fabricantes, (b) referências genéricas de resultados obtidos por outros pesquisadores, disponíveis na literatura técnica

especializada, (c) em valores calculados pelo modelo e (d) com procedimentos de uso geral, disponíveis na literatura (*HI-USA*), para fluidos viscosos.

Pode-se então afirmar que o Sistema de Testes de Bombas Centrífugas é uma bem sucedida montagem laboratorial de porte médio, para ensaio de BCSs de até 40 kW de potência, vazão de até 100 m<sup>3</sup>/h, pressão máxima de descarga da bomba em teste de até 30 atm, conectada a um confiável sistema de aquisição de dados, como a análise comparativa dos resultados coletados e divulgados pelos fabricantes mostrou.

O desenvolvimento experimental, os materiais e métodos aplicados tiveram como objetivo coletar dados que possibilitassem uma análise detalhada e sequencial do processo de transferência de energia ao fluido de trabalho através dos dispositivos que formam uma bomba centrífuga, operando com fluidos de várias viscosidades – água e glicerina com viscosidades entre 60 e 1020 cP. Objetivamente, procurou-se o entendimento fenomenológico do processo em bombas de configurações e condições operacionais variadas, para a proposição de um modelo generalista de representação.

O modelo desenvolvido parte das equações diferenciais da conservação da massa e quantidade de movimento, baseado em uma aproximação unidimensional. Com auxílio dos dados experimentais, a transferência e transformação de energia no rotor e no difusor são quantificadas e modeladas, compondo todo processo ocorrido em um estágio da bomba, explicitando os efeitos da dissipação viscosa em termos de fator de atrito, influência da não-uniformidade do escoamento no canal do rotor, os efeitos de choque na entrada do rotor, atrito de disco e perdas no difusor.

A aplicação do modelo desenvolvido para representar o desempenho da bomba centrífuga convencional Imbil ITA 65 330/2 operando com água e da BCS Reda-Schlumberger GN-7000, operando com água e glicerina entre 60 cP e 1020 cP, mostrou-se bem sucedido. Entretanto, deve-se enfatizar, nestes casos o modelo utiliza parametrizações de valores experimentais coletados em experimentos. Especificamente: valores de condições operacionais do desempenho do equipamento operando no BEP, como divulgado pelo fabricante, e valores da diferença de

pressão medidos no difusor das bombas, para várias condições operacionais e fluidos de trabalho, expressos em termos de um coeficiente de pressão. Para verificar a adequação do modelo dito “generalista” na representação de outras bombas, uma BCS Reda-Schlumberger J350N foi testada e modelada. Neste caso, só o desempenho global da bomba foi medido - pressões de entrada e saída, vazão, rotação, torque e eficiência, para várias condições operacionais, o qual foi comparado com os valores calculados pelo modelo. Ademais, somente informações geométricas parciais do equipamento eram disponíveis; algumas outras, como ângulos de ataque e saída, espessura de aletas, etc, foram assumidos. Os resultados de modelo e experimentais sugerem que a abordagem proposta é coerente e representa adequadamente o desempenho da bomba em ampla faixa operacional, quando valores medidos com água e glicerina a 270 cP foram comparados.

Os resultados experimentais e os obtidos com a aplicação do modelo, para as BCSs, foram também comparados com os valores fornecidos pelo ábaco do *Hydraulic Institute - USA*. Os desvios obtidos para altura de elevação não passaram de 5%; porém, para a vazão chegaram a 28%; e para a eficiência variaram de -25% a 17%.

Enfatizando o desempenho das BCSs, entre as principais conclusões obtidas pode-se citar:

- Os dados experimentais, levantados das duas BCSs testadas, reproduzem as curvas de desempenho do catálogo do fabricante e atendem às relações de similaridade de bombas centrífugas, com água, confirmando a operação correta dos instrumentos do Sistema de Testes de Bombas Centrífugas e a adequação do procedimento experimental adotado;
- Para operação com fluido de viscosidade próxima à da água, 1 cP, até 270 cP, a vazão das BCSs diminuem rapidamente com um pequeno incremento da viscosidade, por exemplo, 20% de 1 cP para 60 cP, no BEP. Com o aumento contínuo da viscosidade a taxa de variação da vazão tende a diminuir, por exemplo, 4% de 270 cP para 1020 cP, no BEP;

- A altura de elevação, por sua vez, sofre menor influência do aumento da viscosidade do fluido de trabalho. Para a vazão de “*shut-off*”, a altura de elevação tem pouca variação com a viscosidade, se o fluido tem viscosidade acima de 60 cP;
- As curvas de variação de pressão do rotor *versus* vazão, a partir de 270 cP, tendem a uma relação linear. Este efeito é atribuído, provavelmente, ao estabelecimento de regime laminar do fluxo, dentro do canal do rotor, e também pela redução e até eliminação de efeitos de perda por choque na entrada do rotor.
- As relações de similaridade de bombas centrífugas, aplicadas aos dados experimentais das BCSs, foram atendidas completamente quando operando com água. Para as bombas operando com glicerina foram observados os seguintes desvios: 7% para rotação de 1800 rpm e viscosidade de 60 cP; 10% para rotação de 1800 rpm e viscosidade de 720 cP e 35% para rotação de 1800 rpm e viscosidade de 1020 cP.
- O processo de dissipação e transformação de energia no difusor de bombas centrífugas é fortemente determinado pelo escoamento à montante, que ocorre no rotor, e obedecem às relações de similaridades quando operando com fluido de baixa viscosidade.
- Os erros encontrados nas correções das curvas de desempenho, com os fatores dados pelos ábacos do *HI-USA*, foram maiores para a BCS com rotação específica maior,  $N_s$  de 3850, confirmando-se então a especulação de outros autores de que os fatores de correção do *HI-USA* são representativos de bombas centrífugas com rotação específica em torno de 600.

Finalmente, pode-se recomendar a continuação dos estudos aqui divulgados, nos âmbitos acadêmico e operacional, buscando:

- Instrumentar um estágio da BCS J350N e de outras BCSs, registrar a evolução da pressão ao longo dos mesmos e, assim, propor uma relação funcional representativa do

processo de conversão e dissipação de energia em difusores típicos de BCSs, o que permitirá a efetiva generalização do modelo desenvolvido.

- Avaliar o fator de atrito para o escoamento no interior do canal do rotor, principalmente a definição do número de Reynolds crítico, da transição laminar-turbulento, sob a ação de campo centrífugo intenso, pois os estudos da literatura são restritos.
- Avaliar fatores que contribuem para melhoria global do desempenho de BCSs operando com óleos viscosos, como seu confinamento em um poço, resultando na transformação de perdas mecânicas e hidráulicas em calor: a viscosidade do fluido de trabalho reduz continuamente ao longo da bomba, contribuindo para o aumento do desempenho;
- Desenvolver rotina computacional incorporando o procedimento do *HI-USA* e o modelo aqui apresentado, de forma crítica e comparativa, para auxílio no projeto de instalações de elevação artificial com BCSs e a subsequente seleção de bombas.
- Fazer levantamento experimental, aproveitando as instalações existentes, com as BCSs estudadas operando com fluidos viscosos na presença de gás livre. Estudar influência combinada da viscosidade e presença de gás na degradação do desempenho das BCSs.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Brennen, C. E., “*Hydrodynamics of Pumps*” Published by Concepts NRCE and Oxford University Press (1994).

Chen, X. and Zhao, Z., “*Investigation of the Three-Dimensional Flow in the Centrifugal Impeller and Its Performance Analyses*,” MS Thesis , Chongqing University, China (May 2000).

Churchill, S. W. “*Friction-Factor Equation Spans All Fluid-Flow Regimes*,” Chemical Engineering (1977).

Cornish, R.J. “*Flow in a Pipe of Rectangular Cross Section*,” Proceedings of the Royal Society, 120 (A), London (1928), pp 691-700.

Estevam, Valdir, “*Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico*”. Tese de Doutorado – Unicamp, Campinas (2002).

França, Fernando Almeida, “*EM-712 Sistemas Fluidodinâmicos*” FEM/Unicamp, apostila (1997)

Fox, R.W., McDonald, A.T. “*Introdução à Mecânica dos Fluidos*”. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora (2001).

Gulich, J.F., “*Pumping Highly Viscous Fluids With Centrifugal Pump*”. World Pumps,395/6 Aug/Sept 1999.

Gülich, J.F., “*Effect of Reynolds-number and surface roughness on the efficiency of Centrifugal Pumps*” Sulzer Pumps, Winterthur and Ecole Polytechnique, Lausanne, Switzerland. ASME Journal of Fluids Engineering 125 (2003) 4, 670-679.

Hydraulic Institute “*Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pumps*,” 14<sup>th</sup> Edition (1983).

Ito, H. “*Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes*,” Journal Basic Engineering, Transaction.of the ASME (1959).

Ito, H. and Nanbu, K. “*Flow in Rotating Straight Pipes of Circular Cross Section*,” Journal Basic Engineering, Trans., ASME (1971).

Jones, O.C. “*An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts*,” Journal Fluids Engineering, Vol. 98 (1976) pp 173-180.

Karassik, Igor J. ; Messina, Josep P. ; Cooper, Paul; Heald, Charles C. “*Pump Handbook*”. Third edition - Mc Graw-Monte, 1986.

Li, W. G., “*Pumping Highly Viscous Fluid with Centrifugal Pumps*,” Part I, World Pumps, pp 30-34, August 1999.

Li, W. G., “*Pumping Highly Viscous Fluid with Centrifugal Pumps*,” Part II, World Pumps, pp 39-42, September 1999.

Li, W. G., “*The Sudden Rising Head Effect in Centrifugal Oil Pumps*,” World Pumps, pp 30-36, October 2000.

Li, W. G., “*Experimental Investigation of Performance of Commercial Centrifugal Oil Pump*,” World Pumps, pp 26-28, February 2002.

Li, W. G., “*Influence of the Number of Impeller Blades on the Performance of Centrifugal Oil Pumps*,” World Pumps, pp 32-35, April 2002.

Paciga, A., “*Projektovanie zariadeni cerpacej techniky*”. Slovenské vydavateľstvo techniky – ej literatury, Bratislava, 1967.

Pfleiderer, C., “*Bombas Centrífugas y turbocompresores*”. Barcelona: Editorial Labor, 1960, 631 p.

Pfleiderer, C., Petermann, H., “*Máquinas de Fluxo*”. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1972, 454 p.

Sachdeva, R., Doty, D.R. and Schmidt, Z. “Two-Phase Flow through Electric Submersible Pumps,” Ph.D. Dissertation, the University of Tulsa, Oklahoma (1988).

Sachdeva, R., Doty, D.R. and Schmidt, Z. “*Performance of Electric Submersible Pumps in Gassy Wells*,” SPE Production & Facilities (1988).

Schlichting, H. “*Boundary Layer Theory*,” Translated by J. Kestin, Pergamon Press, London, England (1955).

Shah, R.K., “*A Correlation for Laminar Hydrodynamics Entry Length Solutions for Circular and Noncircular Ducts*,” Journal Fluids Engineering, Vol. 100 (1978) pp 177-179.

Stepanoff, A. J. “*Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application*”. Second edition. John Wiley & Sons, New York, 1957.

Sun, D. and Prado, M.G. “*Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electric Submersible Pumps*,” Ph.D. Dissertation, the University of Tulsa, Oklahoma (2002).

Sun, D. and Prado, M.G. *“Single-Phase for ESP’s Head Performance,”* SPE 80925, Production and Operations Symposium, Oklahoma (2003).

Turzo, Z.; Takacs, G. and Zsuga, J., *“Equations Correct Centrifugal pump Curves for Viscosity”*. Oil & Gas Journal; May 29, 2000; ABI/INFORM Global pg. 57 – 61.

Wiesner, F. J., *“A Review of Slip Factors off Centrifugal Impeller,”* journal OF Engineering for Power, october 1967, Transaction of the ASME.

## **Apêndice A**

### **Fundamentos Teóricos de Bombas Centrífugas**

As bombas centrífugas têm a finalidade de transportar um fluido de um local de baixa pressão para outro de alta pressão, transformando energia mecânica de um rotor girante em energia hidráulica.

Será apresentada a teoria normalmente encontrada em livros como: Stepanoff (1957), Pfeleiderer (1972), Fox & MacDonald (1998) e outros.

#### **1 - Equação Fundamental Idealizada**

Os principais componentes de uma bomba centrífuga são: o rotor, com aletas, que gira e o difusor fixo que pode ter aletas ou caixa espiral (ver Figura A.1).

O rotor gira com uma velocidade angular ( $\omega$ ) constante e transmite ao fluido de trabalho energia cinética. O fluido sai do rotor com alta velocidade e ao chegar no difusor é desacelerado transformando a energia cinética em energia de pressão.

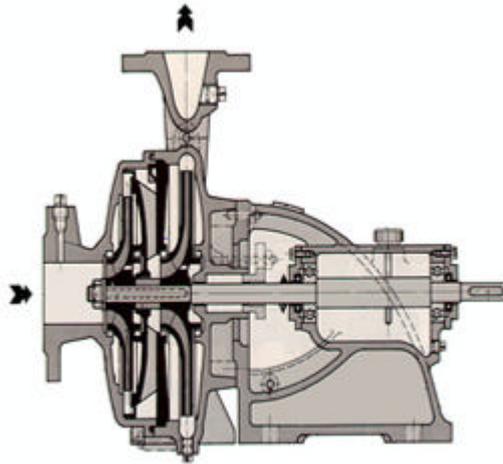


Figura A.1 - Bomba centrífuga radial com dois estágios.

Ao girar, as aletas do rotor impõem uma variação da quantidade de movimento angular do escoamento do fluido de trabalho, que reage exercendo um torque sobre o mesmo. Se o rotor gira a uma velocidade angular constante, isto implica a existência de uma potência disponível no eixo solidário ao rotor igual a:

$$\dot{W}_e = T \cdot \omega$$

Sendo  $\dot{W}_e$  a potência disponível no eixo e  $T$  o torque.

As bombas centrífugas podem ser estudadas e calculadas de acordo com vários métodos. O que será apresentado, nesse apêndice, consiste em uma representação idealizadora a qual considera que no processo de transferência de energia do rotor ao fluido de trabalho, não há qualquer tipo de perda, sejam elas perdas hidráulicas, volumétricas ou mecânicas. Assim pode-se escrever:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{\text{útil}} = T \cdot \omega \tag{A-1}$$

Isto é, toda potência de eixo do rotor da bomba é potência útil ( $\dot{W}_{\text{útil}}$ ), ou seja, é efetivamente transferida ao fluido de trabalho. Da definição de altura de elevação, sabe-se que a potência útil é:

$$\dot{W}_{\text{útil}} = \dot{m} g H, \quad (\text{A-2})$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $g$  a aceleração da gravidade e  $H$  a altura de elevação.

Combinando as equações (A-1) e (A-2), tem-se:

$$H = \frac{\omega}{\dot{m}g} T \quad (\text{A-3})$$

Para obtenção da equação do torque, em função das variáveis do escoamento e propriedades do fluido de trabalho, será necessário aplicar a equação da conservação do momento angular a um volume de controle (VC) que envolva o rotor da bomba.

Outra hipótese idealizadora do escoamento se faz necessária. Será considerado um rotor formado com um número infinito de aletas, que têm espessura desprezível. Isto implica dizer que as linhas de corrente seguem o mesmo perfil das aletas e o escoamento relativo do fluido de trabalho será unidimensional.

Neste caso, o vetor velocidade relativa do fluido de trabalho será tangente à aleta, em qualquer ponto do escoamento através do rotor, desde a aresta de entrada até a aresta de saída de cada um dos canais formados por aletas consecutivas. A Figura A.2 ilustra este escoamento idealizado.

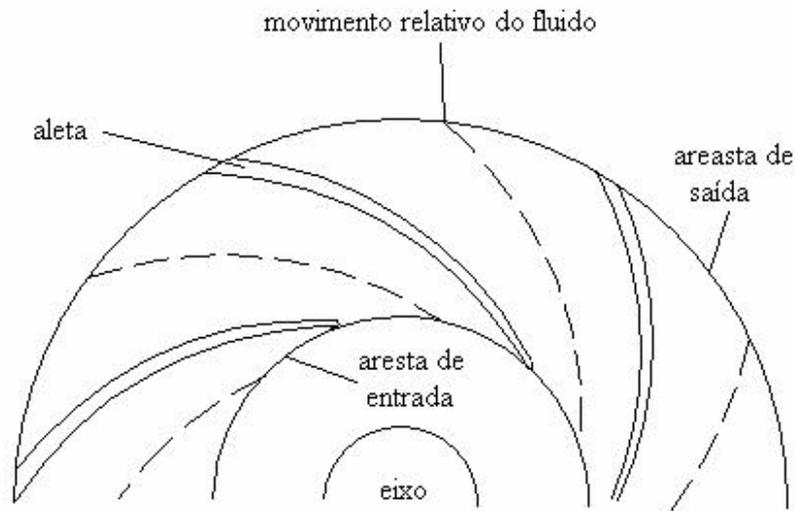


Figura A.2 - Corte radial do rotor com infinitas aletas ilustrando escoamento idealizado.

Na aplicação da equação de conservação do momento angular, é necessário conhecer a velocidade absoluta do escoamento em relação a um referencial inercial, ao longo do percurso através do rotor.

A velocidade absoluta do fluido ( $V$ ) resulta da adição vetorial da velocidade relativa do fluido em relação ao rotor ( $W$ ) e a velocidade tangencial ou periférica do rotor ( $U$ ). Esta composição vetorial forma o triângulo de velocidades mostrado na Figura A.3.

Para um escoamento unidimensional e monofásico através do rotor da bomba, o triângulo de velocidade ideal é função da geometria, da velocidade angular do rotor e da vazão volumétrica do fluido.

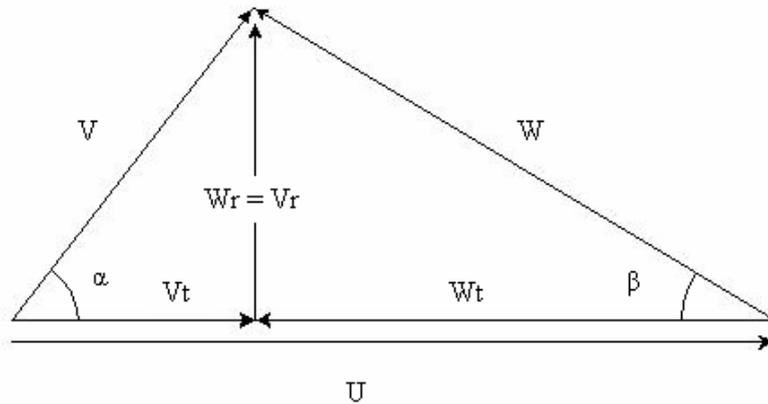


Figura A.3 - Triângulo de velocidades para uma bomba centrífuga.

Denomina-se  $\beta$  o ângulo entre a velocidade relativa e a direção tangencial, medido em sentido oposto ao giro do rotor, e  $\alpha$  o ângulo entre a velocidade absoluta e a direção tangencial. O ângulo  $\beta$ , nesta idealização de escoamento, é fixado com a geometria da curvatura das aletas, da entrada até a saída do rotor. O ângulo  $\alpha$  é função das características operacionais de vazão e rotação da bomba. As velocidades com subscrito r indicam componente radial e com subscrito t indicam componente tangencial.

Do triângulo de velocidade pode ser tirado as seguintes relações:

$$U = \omega r \quad (\text{A-4})$$

$$W = \frac{\dot{Q}}{2\pi r b \sin\beta} \quad (\text{A-5})$$

$$V = \sqrt{U^2 + W^2 - 2 U W \cos\beta} \quad (\text{A-6})$$

$$V_r = W_r = \frac{\dot{Q}}{2\pi r b} \quad (\text{A-7})$$

$$W_i = \frac{\dot{Q}}{2\pi r b \tan\beta} \quad (\text{A-8})$$

$$V_i = U - W_i \quad (\text{A-9})$$

As composições vetoriais nas arestas de entrada e saída do rotor e os raios  $r_1$  e  $r_2$  estão mostradas na Figura A.4.

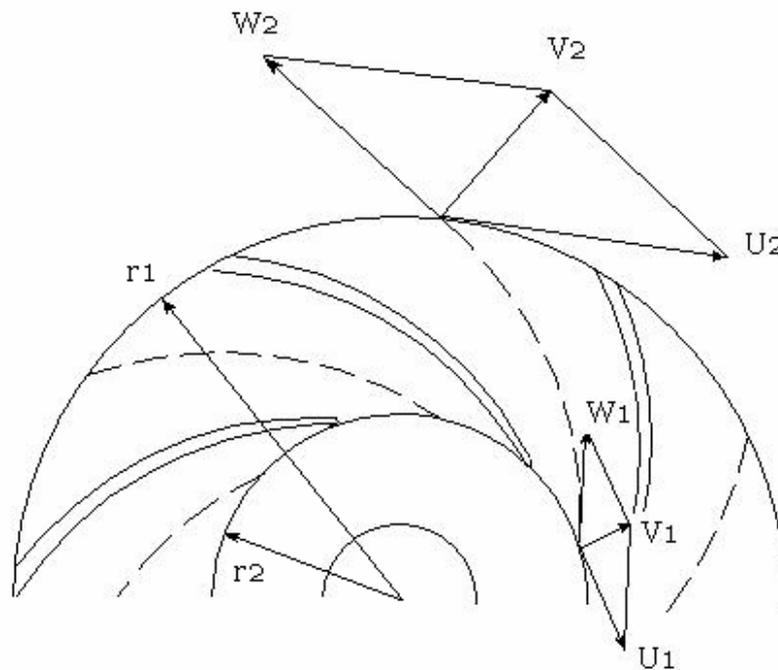


Figura A.4 - Corte radial do rotor com a composição vetorial das velocidades.

Os índices 1 e 2 indicam, respectivamente, entrada e saída do rotor.

A equação de conservação do momento angular postula que, para um escoamento permanente, o fluxo líquido de quantidade de movimento angular através de uma superfície de controle é igual a um torque. Assim, aplicando a um VC delimitado pelas fronteiras do fluido de

trabalho no interior do rotor de uma bomba, da aresta de entrada à aresta de saída, num certo instante  $t$ , e considerando que o escoamento é unidimensional e permanente, o torque exercido pelo escoamento do VC será:

$$T = \dot{m}(V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{A-10})$$

Substituindo  $T$  na Equação A-3, vem:

$$H = \frac{\omega}{\dot{m}g} \dot{m} (V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{A-11})$$

Simplificando e substituindo altura de elevação real ( $H$ ) por altura de elevação teórica infinita ( $H_i$ ), para indicar que esta altura de elevação é idealizada, vem:

$$H_i = \frac{(U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (\text{A-12})$$

$$H_i = \frac{(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1})}{g}, \quad (\text{A-13})$$

onde  $V_{t1}$  e  $V_{t2}$  são as componentes tangenciais da velocidade absoluta na entrada e na saída, respectivamente.

É de prática comum considerar que na entrada do rotor a velocidade absoluta ( $V_1$ ) seja orientada de forma radial, isto é,  $\alpha_1$  igual  $90^\circ$  e a componente tangencial da velocidade absoluta ( $V_{t1} = V_1 \cos \alpha_1$ ) é nula. Simplificando a equação (A-13), vem:

$$H_i = \frac{U_2 V_{t2}}{g} \quad (\text{A-14})$$

Do triângulo de velocidade pode-se obter, ainda, as seguintes relações:

$$V_{r2} = U_2 - W_2 \cos \beta_2 \quad (\text{A-15})$$

$$W_2 = \frac{V_{r2}}{\sin \beta_2} \quad (\text{A-16})$$

Substituindo na equação (A-14), vem:

$$H_i = \frac{U_2}{g} (U_2 - V_{r2} \cot g \beta_2) \quad (\text{A-17})$$

Para que a equação (A-17) seja escrita em termos de vazão volumétrica ( $\dot{Q}$ ), será necessário aplicar a equação da conservação da massa ao mesmo VC anteriormente definido, mostrado no desenho esquemático do corte radial do rotor de uma bomba centrífuga radial, Figura A.5.

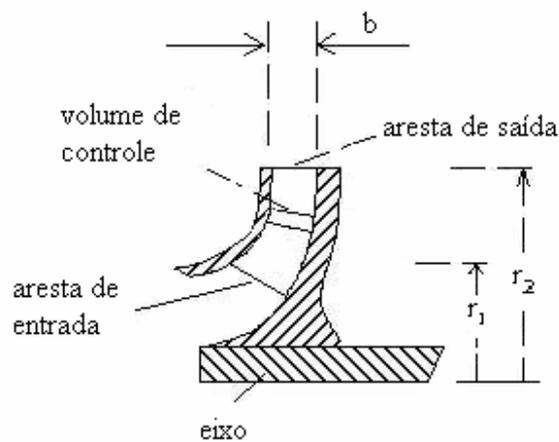


Figura A.5 - Corte axial do rotor.

Assim, a equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} = \rho 2\pi r_1 b_1 V_{r1} = \rho 2\pi r_2 b_2 V_{r2} \quad (\text{A-18})$$

onde  $b_1$  e  $b_2$  são as alturas do canal na aresta de entrada e saída do rotor, respectivamente.

Logo,

$$V_{r2} = \frac{\dot{Q}}{2\pi r_2 b_2} \quad (\text{A-19})$$

Substituindo na Equação (A-17), a Equação Fundamental idealizada pode ser escrita da seguinte forma:

$$H_i = \frac{U_2}{g} \left( U_2 - \frac{\dot{Q}}{2\pi r_2 b_2} \cot g\beta_2 \right) \quad (\text{A-20})$$

A equação assim obtida é idealizada e não representa os processos reais do escoamento do fluido e da transferência de energia através do rotor da bomba. Para que esta equação seja uma representação mais adequada de um processo real, correções deverão ser implementadas, eliminando-se as idealizações assumidas no processo de formulação original.

## 2 - Influência do Número Finito de Aletas

Os rotores de bombas centrífugas, no entanto, são fabricados com um número finito de aletas. A consequência imediata disto, a qual altera a equação fundamental idealizada, é que o movimento relativo do fluido através do rotor, desde a aresta de entrada até a de saída, não é congruente à aleta.

As linhas de corrente se alargam na frente das aletas e se estreitam no dorso, de maneira que também as velocidades no canal do lado da frente diminuem e no lado de trás aumentam. Na aresta de saída das pás, as linhas de corrente são curvadas para trás, devido à subpressão que

existe no dorso da aleta, causando efeito de sucção, e à sobrepressão no lado da frente da aleta. O resultado é um desvio das linhas de correntes logo após a saída do fluxo no canal.

A Figura A.6 ilustra o movimento relativo idealizado e real do fluido através do rotor. No movimento relativo idealizado, a velocidade relativa,  $W$ , é sempre tangente à aleta, em qualquer posição radial. No caso de escoamento real, o ângulo de saída  $\beta_2$ , entre  $W_2$  e a direção tangencial é inferior, não correspondendo mais à inclinação da aleta de saída do rotor.

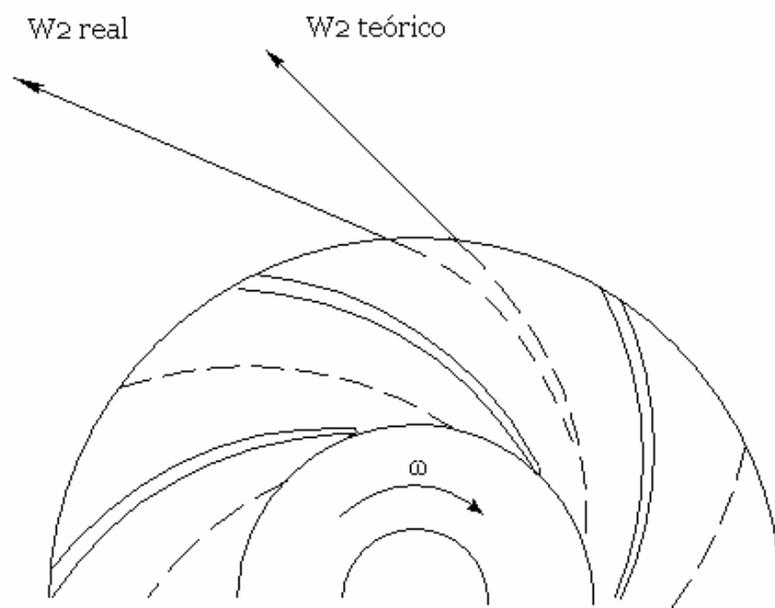


Figura A.6 - Linhas de corrente teórica e real no canal do rotor.

Contribuí, também, para a distorção do campo de velocidades no canal do rotor a força de Coriolis. O rotor é um dispositivo girante no interior do qual se desloca o fluido de trabalho. Ao girar, em função da inércia, o fluido contido no interior do canal tenderá a circular em uma direção oposta a do rotor, alterando o perfil de velocidades, conforme Figura A.7.

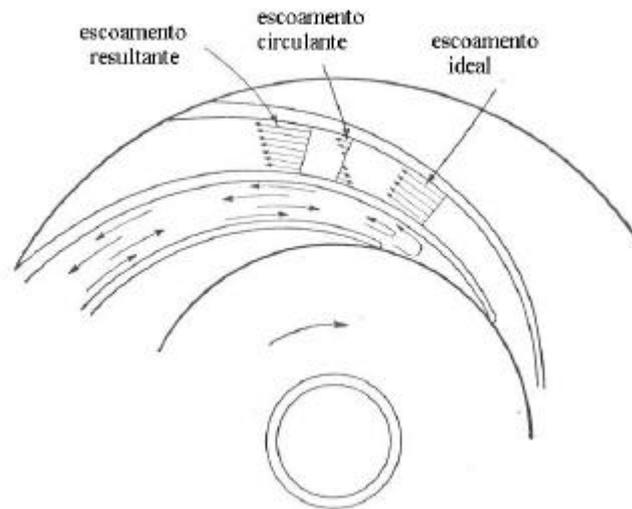


Figura A.7 - Alteração no perfil de velocidades devido à força de Coriolis.

Outro efeito contrário a este último, causado pelo atrito viscoso do fluido, é mostrado na Figura A.8. O fluxo na saída do rotor consiste em uma zona de baixa velocidade chamada de esteira, logo atrás da aresta de saída da aleta, e outra zona de alta velocidade chamada de jato, à frente da aresta de saída da aleta. Notar que esta estrutura de “jato-esteira”, causada pela viscosidade, se contrapõe ao efeito mostrado na Figura A.7.

Devido a estes efeitos combinados, o triângulo de velocidades real, na saída do canal do rotor, é “distorcido” em relação ao triângulo de velocidades idealizado. A Figura A.9 mostra esse efeito. As velocidades relativa e absoluta reais estão representadas por  $W_2'$  e  $V_2'$ , respectivamente.

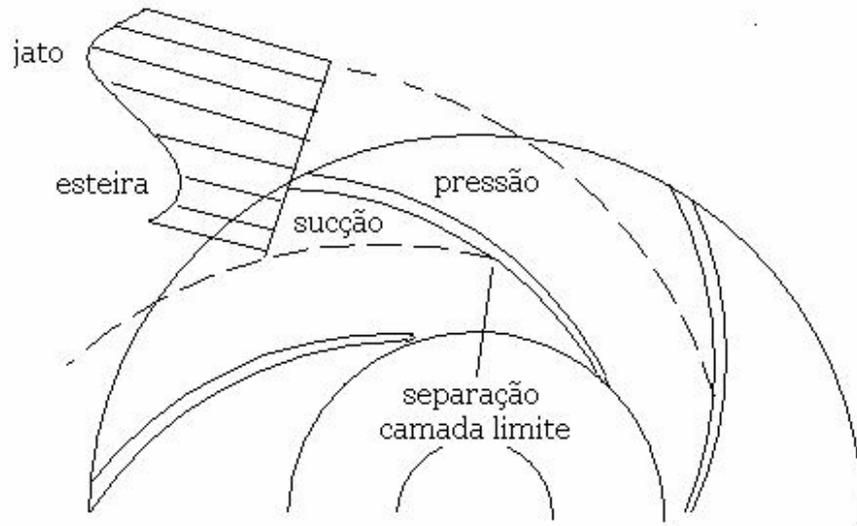


Figura A.8 - Alteração no perfil de velocidades devido à força viscosa.

Enquanto que o ângulo  $\beta_2'$  real é menor que o  $\beta_2$  idealizado, o ângulo  $\alpha_2'$  real é maior. O que determina a redução do valor de  $V_{t2}$ , e portanto, pela equação A-6, reduz o valor da altura de elevação.

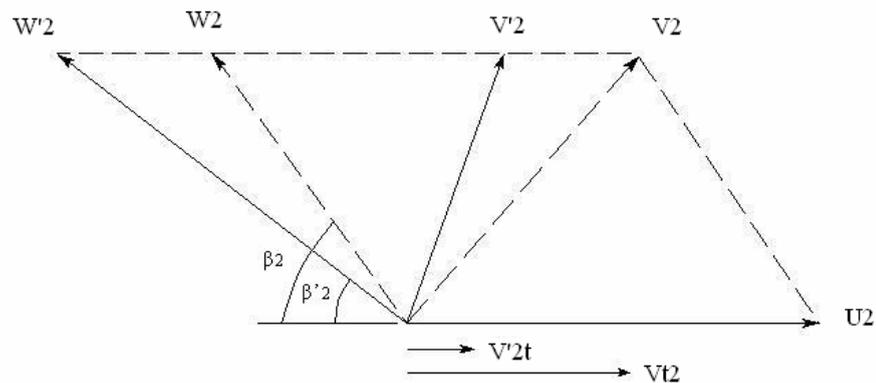


Figura A.9 - Triângulos de velocidades, real e idealizado, na aresta de saída do rotor.

Uma dos muitos métodos de correção da altura de elevação, devido a esses efeitos, foi proposta por Pfeleiderer (1952), introduzindo um coeficiente de número de aletas,  $C_a$ , que é

definido como a razão entre as componentes tangenciais das velocidades absolutas, real e idealizada.

$$C_a = \frac{V'_{t2}}{V_{t2}} \quad (\text{A-21})$$

O pesquisador postulou que as condições operacionais dos equipamentos (vazão, altura de elevação e rotação) não influenciam o coeficiente do número de aletas, sendo  $C_a$  uma função do número de aletas  $N_a$ , da razão  $r_1/r_2$  e do ângulo de saída  $\beta_2$ . Isto é, o coeficiente do número de aletas é função apenas de características geométricas do rotor.

$$C_a = \frac{1}{1 + \frac{2\psi'}{N_a(1 - (r_1/r_2)^2)}}, \quad (\text{A-22})$$

onde  $\psi'$  um coeficiente empírico dado por:

$$\psi' = 0,6(1 + \text{sen}\beta_2), \text{ para bomba radial com difusor de aletas na saída do rotor;}$$

$$\psi' = (1 \text{ até } 1,2)(1 + \text{sen}\beta_2), \text{ para rotores semi-axiais e axiais.}$$

## 2 – Perdas por Choque

Dependendo das condições do fluxo na aresta de entrada do rotor, o fluido pode chegar sem pré-rotação, ou com uma pré-rotação positiva ou negativa. As bombas centrífugas são projetadas tentando-se conseguir que o fluxo chegue na aresta de entrada do rotor sem pré-rotação, portanto,  $\alpha_1 = 90^\circ$ .

O ângulo  $\beta_1$  da aresta de entrada das aletas é projetado de tal forma que, na vazão de melhor eficiência,  $\dot{Q}_{bep}$ , a velocidade relativa de chegada  $W_1$  seja tangencial à aleta, pois, se a incidência não for tangencial, haverá perturbação no escoamento (Figura A.10) com a formação de vórtices e regiões de recirculação e descolamento da camada limite. A dissipação de energia nestes processos é normalmente chamada de perda por choque.

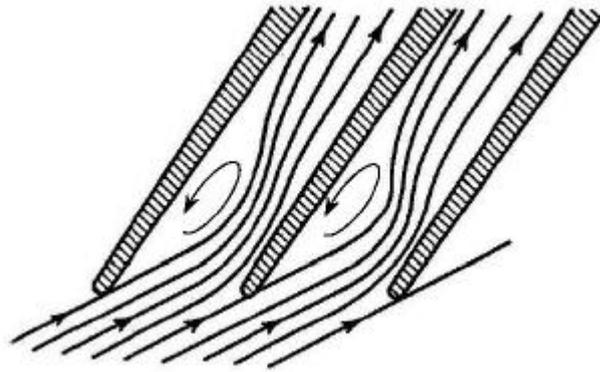
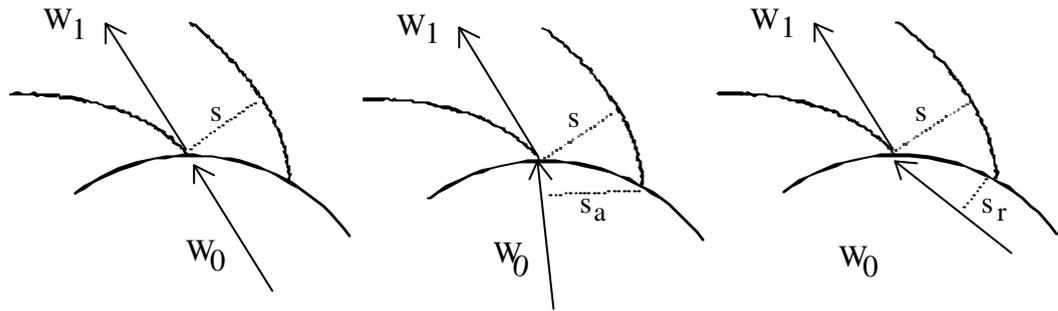


Figura A.10 - Incidência não tangencial do fluxo com a aresta de entrada da aleta.

Segundo Stepanoff (1948), o termo choque aplicado ao escoamento em bombas é, muitas vezes, interpretado erroneamente. De acordo com o autor, estas perdas não são provocadas pelo impacto físico do fluido com as aletas do rotor. Tais perdas estão ligadas às mudanças na magnitude e direção do escoamento.

No caso de um rotor de bomba, como mostrado na Figura A.11, são possíveis três configurações de chegada deste fluxo:



(a) sem choque

(b) choque de aceleração

(c) choque de retardamento

Figura A.11 - Corte simplificado da região de entrada do rotor.

O índice 0 denomina a seção do escoamento imediatamente antes da entrada do rotor e o índice 1 denomina a seção do escoamento imediatamente após a entrada do rotor.

- a) Caso em que  $\beta_0 = \beta_1$  e  $W_0 = W_1$ , não há perdas por choque, pois a velocidade relativa é tangente à aresta de entrada do rotor;
- b) Caso em que  $\beta_0 > \beta_1$  e  $W_0 < W_1$ , o escoamento será “acelerado”, e a dissipação de energia que ocorre nesta condição operacional é denominada de choque de aceleração. Os vórtices serão formados, basicamente, na parte anterior das aletas;
- c) Caso em que  $\beta_0 < \beta_1$  e  $W_0 > W_1$ , o escoamento será “retardado”, e a dissipação de energia denominada de choque de retardamento. Os vórtices serão formados, basicamente, na face posterior das aletas.

As perdas por choque,  $h_{choque}$ , segundo Stepanoff, podem ser representadas pela seguinte equação:

$$h_{choque} = k' (\dot{Q} - \dot{Q}_s)^2, \quad (A-23)$$

onde  $k'$  é uma constante dependente da geometria da bomba,  $\dot{Q}$  a vazão volumétrica que a bomba está operando e  $\dot{Q}_s$  é a vazão volumétrica na qual as perdas por choque são nulas.

Em modo geral, a vazão  $\dot{Q}_{bep}$ , que representa a vazão volumétrica para a qual a bomba apresenta a melhor eficiência, é próximo da vazão  $\dot{Q}_s$ , então:

$$h_{choque} = k' (\dot{Q} - \dot{Q}_{bep})^2 \quad (A-24)$$

## Apêndice B

### Cálculo do Fator de Atrito

O escoamento no canal do rotor de uma bomba centrífuga ocorre em duto de seção retangular, curvo e em rotação. Com isso, no cálculo do fator de atrito para o rotor serão introduzidas correções para compensar estes fatores. Neste trabalho, será adotado o procedimento de correção desenvolvido por Ito (1959-1971) e Shah (1978) e aplicado por Sun & Prado (2003).

Inicialmente é necessário definir o diâmetro hidráulico referente à seção transversal do canal do rotor. Esta seção transversal tem forma aproximada a um retângulo com largura média  $a$  e altura média  $b$ , mostrado na Figura B1, sendo:

$$a = \frac{2\pi r}{n} \operatorname{sen}\beta , \quad (\text{B-1})$$

onde  $r$  é o raio médio,  $n$  o número de aletas e  $\beta$  o ângulo entre a velocidade relativa e a direção tangencial, medido em sentido oposto ao giro do rotor.

O diâmetro hidráulico  $D_H$  é dado por:

$$D_H = \frac{2ab}{a+b} \quad (\text{B-2})$$

## 1 – Número de Reynolds

O fator de atrito depende do regime de fluxo que está ocorrendo no canal do rotor, se laminar ou turbulento. A determinação do regime de fluxo depende do número de Reynolds,  $Re$ , que é relacionado com a velocidade relativa  $W$  ao longo do canal do rotor.

$$Re = \frac{\rho W D_H}{\mu}, \quad (B-3)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade dinâmica (absoluta) do líquido.

## 2 – Fator de atrito para tubos circulares, retos e estacionários ( $f$ )

O fator de atrito para tubos circulares, retos e estacionários será utilizado como ponto de partida, depois serão introduzidos fatores de correção para o caso de um canal de rotor de bomba centrífuga.

Normalmente a transição entre o regime de fluxo laminar e turbulento no cálculo deste fator de atrito,  $f$ , ocorre a um número de Reynolds crítico igual a:

$$Re_{cri} = 2300$$

Para fluxo laminar é dado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (B-4)$$

E para o fluxo turbulento é dado por Churchill(1977) como:

$$f = 8 \left[ 2,457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}}\right)^{0,9} + 0,27 \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)} \right]^{-2}, \quad (\text{B-5})$$

onde  $\varepsilon$  é a rugosidade absoluta do canal.

### 3 – Efeitos no fator de atrito

Porém, este fator de atrito,  $f$ , não pode ser aplicado diretamente a um canal de rotor de bomba centrífuga, pois tem seção transversal retangular, é curvo e gira a uma velocidade angular  $\omega$ . O fluxo nesta geometria é diferente de um fluxo dentro de um tubo circular, reto e estacionário. A presença de fluxos secundários dentro de um canal de rotores foi estudada por Schlichting (1955) e por Ito (1971).

Várias pessoas estudaram os efeitos da seção transversal retangular, a curvatura e a velocidade angular com o número de Reynolds no fator de atrito. Infelizmente, no entanto, o efeito de cada um deles foi estudado independentemente do outro.

Sachdeva (1988, 1994) em seus estudos considerou dois destes efeitos em conjunto. Nestes estudos, o número de Reynolds crítico modificado e o fator de atrito corrigido são aproximações do que ocorre em um canal de rotor de uma bomba centrífuga quando mais de um destes efeitos atuam influenciando simultaneamente o fluxo.

Será apresentado cada um destes fatores separadamente.

### 4 – Fator de correção devido à seção transversal retangular ( $F_r$ )

O número de Reynolds crítico, para a transição do regime de fluxo, é dado por:

$$\text{Re}_{\text{cri}_{ret}} = 2300 \quad (\text{B-6})$$

Em fluxo laminar o efeito da seção transversal retangular no fator de atrito de um tubo reto e estacionário, foi estudado por Shah (1978), que utilizou o conceito de “diâmetro equivalente laminar”,  $D_{eq}$ , definido no trabalho de Cornsh (1928):

$$D_{eq} = \left[ \frac{2}{3} + \frac{11}{24} l(2-l) \right] D_H, \quad (\text{B-7})$$

onde  $l$  é a razão de aspecto da seção transversal retangular para líquido definido como,

$$l = \frac{\min(a, b)}{\max(a, b)} \quad (\text{B-8})$$

O correspondente número de Reynolds equivalente  $Re_{eq}$ , sendo:

$$Re_{eq} = \frac{\rho W D_{eq}}{\mu} \quad (\text{B-9})$$

Para fluxo laminar de líquido em um tubo reto, de seção retangular, estacionário, o fator de atrito segundo Shah (1978) é:

$$f = \frac{64}{Re_{eq}} \quad (\text{B-10})$$

O fator de correção para seção retangular,  $F_r$ , de um canal de rotor em fluxo laminar será dado como:

$$F_r = \frac{f_r}{f} = \frac{1}{\frac{2}{3} + \frac{11}{24} l(2-l)}, \quad (\text{B-11})$$

onde  $f$  é o fator de atrito para tubo reto, de seção circular estacionário.

Em fluxo turbulento o efeito da seção transversal retangular no fator de atrito de um tubo reto e estacionário, foi estudado por Jones (1976), que também utilizou o conceito de “diâmetro equivalente laminar”.

O fator de atrito para fluxo turbulento em um tubo liso, de seção transversal retangular, estacionário pode ser expresso pela equação de Blasius utilizando o número de Reynolds equivalente.

$$f_r = 0,316 \text{Re}_{eq}^{-0,25} \quad (\text{B-12})$$

O fator de correção para seção retangular,  $F_r$ , de um canal de rotor em fluxo turbulento será dado como:

$$F_r = \frac{f_r}{f} = \frac{1}{\left[ \frac{2}{3} + \frac{11}{24}(2-l) \right]^{0,25}}, \quad (\text{B-13})$$

### 5 – Fator de correção devido à curvatura do canal ( $F_\beta$ )

O efeito da curvatura no fator de atrito de em um tubo circular e estacionário, foi estudado por Ito (1959). O efeito da curvatura muda o critério na determinação do regime de fluxo e o cálculo do fator de atrito.

Este autor apresenta critérios para determinação da importância da curvatura. Se o raio de curvatura do canal é grande, comparado com o raio hidráulico  $r_H$ , então o canal pode ser tratado como um tubo reto. Se o raio de curvatura é pequeno, comparado com o raio hidráulico, ele apresenta um novo Reynolds crítico para a transição do regime de fluxo e uma nova expressão para calcular o fator de atrito.

A transição do regime de fluxo laminar para turbulento ocorre em um número de Reynolds crítico,  $Re_{cri-\beta}$ , que é função do raio de curvatura do canal,  $R_c$ , e do raio hidráulico,  $r_H$ , como se segue:

$$Re_{cri-\beta} = 2 \times 10^4 \times \left( \frac{r_H}{R_c} \right)^{0,32} \quad se \quad \frac{R_c}{r_H} < 860$$

ou

$$Re_{cri-\beta} = 2300 \quad se \quad \frac{R_c}{r_H} \geq 860$$
(B-14)

onde  $r_H$  é o raio hidráulico baseado no diâmetro hidráulico, dado por:

$$r_H = \frac{D_H}{2}$$
(B-15)

O fator de atrito para fluxo laminar depende da razão entre o raio de curvatura do canal e o raio hidráulico do canal.

Se a razão entre os raios for igual ou maior que 860, isto é  $\left( \frac{R_c}{r_H} \geq 860 \right)$ , o tubo pode ser considerado reto e o fator de correção de curvatura,  $F_\beta$ , será:

$$F_\beta = \frac{f_\beta}{f} = 1$$
(B-16)

Se a razão entre os raios for menor que 860, isto é  $\left(\frac{R_c}{r_H} < 860\right)$ , o efeito da curvatura tem que ser considerado. O fator de atrito para fluxo laminar em tubo curvo recomendado por Ito (1959) é dado por:

$$f_{\beta} = 1,5 \left\{ \frac{\left[ \text{Re} \left( \frac{r_H}{R_H} \right)^{0,5} \right]}{53} \right\}^{0,611} \quad (\text{B-17})$$

O fator de correção para tubo curvo,  $F_r$ , em fluxo laminar será dado como:

$$F_{\beta} = \frac{f_{\beta}}{f} = 0,266 \text{Re}^{0,389} \left( \frac{r_H}{R_c} \right)^{0,1945} \quad (\text{B-18})$$

O fator de atrito para fluxo turbulento depende do número de Reynolds e da razão entre o raio de curvatura do canal e o raio hidráulico do canal:

- Se  $\text{Re}(r_H/R_c)^2 \geq 300$ , então:

$$F_{\beta} = \frac{f_{\beta}}{f} = \left[ \text{Re} \left( \frac{r_H}{R_c} \right)^2 \right]^{0,05} \quad (\text{B-19})$$

- Se  $300 > \text{Re}(r_H/R_c)^2 > 0,034$ , então:

$$F_{\beta} = \frac{f_{\beta}}{f} = 0,092 \left[ \text{Re} \left( \frac{r_H}{R_c} \right)^2 \right]^{0,25} + 0,962 \quad (\text{B-20})$$

- Se  $Re(r_H/R_C)^2 \leq 0,034$ , então:

$$F_\beta = \frac{f_\beta}{f} = 1 \quad (\text{B-21})$$

Segundo Lazarkiewicz (1965), para uma bomba centrífuga com rotor radial, o raio de curvatura,  $R_c$ , é dado pela seguinte expressão:

$$R_c = \frac{1}{2} \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1} \quad (\text{B-22})$$

## 6 – Fator de correção devido ao efeito da rotação ( $F_\omega$ )

O efeito da rotação no fator de atrito para tubos retos, com seção circular foi estudado por Ito (1971). Ele propôs que o regime de fluxo e o fator de atrito para tubos girando seriam influenciados pelo número de Reynolds rotacional definido como:

$$Re_\omega = \frac{\rho \omega D_H^2}{\mu} \quad (\text{B-23})$$

Se  $Re_\omega < 28$ , o tubo pode ser considerado estacionário. Se  $Re_\omega \geq 28$ , os efeitos da velocidade angular têm que ser considerados.

A transição do regime de fluxo laminar para turbulento ocorre em um número de Reynolds crítico,  $Re_{cri_\omega}$ , dado por:

$$Re_{cri_\omega} = 1070(Re_\omega)^{0,23} \quad se \quad Re_\omega \geq 28$$

ou

$$Re_{cri_\omega} = 2300 \quad se \quad Re_\omega < 28 \quad (\text{B-24})$$

Para fluxo laminar o fator de atrito em um tubo em rotação depende de um parâmetro adimensional  $K_{lam}$  definido como:

$$K_{lam} = Re_{\omega} Re \quad (B-25)$$

Os fatores de correção devido ao efeito da rotação ( $F_{\omega}$ ) para regime de fluxo laminar, serão:

- Se  $K_{lam} \leq 220$  e  $\frac{Re_{\omega}}{Re} < 0,5$  então,

$$F_{\omega} = \frac{f_{\omega}}{f} = 1 \quad (B-26)$$

- Se  $220 < K_{lam} < 10^7$  e  $\frac{Re_{\omega}}{Re} < 0,5$  então,

$$F_{\omega} = \frac{f_{\omega}}{f} = 0,0883 K_{lam}^{0,25} (1 + 11,2 K_{lam}^{-0,325}) \quad (B-27)$$

- Se  $\frac{Re_{\omega}}{Re} \geq 0,5$  então,

$$F_{\omega} = \frac{f_{\omega}}{f} = \frac{0,0672 Re_{\omega}^{0,5}}{1 - 2,11 Re_{\omega}^{-0,5}} \quad (B-28)$$

Para fluxo turbulento o fator de atrito em um tubo em rotação depende de um parâmetro adimensional  $K_{turb}$  definido como:

$$K_{turb} = \frac{Re_{\omega}^2}{Re} \quad (B-29)$$

Os fatores de correção devido ao efeito da rotação ( $F_\omega$ ) para regime de fluxo turbulento, serão:

- Se  $K_{turb} < 1$  então,

$$F_\omega = \frac{f_\omega}{f} = 1 \quad (\text{B-30})$$

- Se  $1 \leq K_{turb} \leq 15$  então,

$$F_\omega = \frac{f_\omega}{f} = 0,942 + 0,058 K_{turb}^{0,282} \quad (\text{B-31})$$

- Se  $K_{turb} > 15$  então,

$$F_\omega = \frac{f_\omega}{f} = 0,942 K_{turb}^{0,05} \quad (\text{B-31})$$

## 7 – Fator de atrito para o canal do rotor

A superposição dos fatores de correção foi adotada por Sachdeva (1988), Estevam (2002), Sun & Prado (2003) e será, também, usada nesse trabalho. É assumido que com a superposição do efeito individual de cada fator de correção  $F_r$ ,  $F_\beta$  e  $F_\omega$  se obtém o fator de atrito corrigido,  $f_{r,\beta,\omega}$ , para o canal de rotor de uma bomba centrífuga.

$$f_{r,\beta,\omega} = F_r F_\beta F_\omega f \quad (\text{B-32})$$

## Apêndice C

### Caracterização Reológica da Glicerina Usada nos Testes

Quando o circuito de testes foi carregado com glicerina, observou-se que haveria a necessidade de se “aprender” a operá-lo com o novo fluido, mais viscoso, e corrigi-lo. A glicerina usada como fluido de trabalho, na faixa de temperatura dos testes aplicados, entre 20°C e 60°C, incorpora ar, processo que exige estratégias para minimizá-lo. A mistura de ar e glicerina, após fluir através do sistema e das bombas, torna-se um meio disperso no qual o ar está na forma de microbolhas. Se o processo de incorporação de ar não for controlado e minimizado, a mistura de glicerina e microbolhas resultante podem ter propriedades reológica bem diversas daquela da glicerina pura, dependendo da quantidade de microbolhas. Os primeiros testes revelaram o fato.

As microbolhas, as maiores com diâmetro da ordem de 0,1 mm, podem ser tantas que tornam a mistura translúcida, quando a glicerina é, normalmente, transparente e alteram a viscosidade da mesma. A Figura C.1, feita em microscópio ótico, revela a existência das microbolhas em uma lâmina da mistura, a título de caracterização de tamanho médio e sua distribuição estatística.

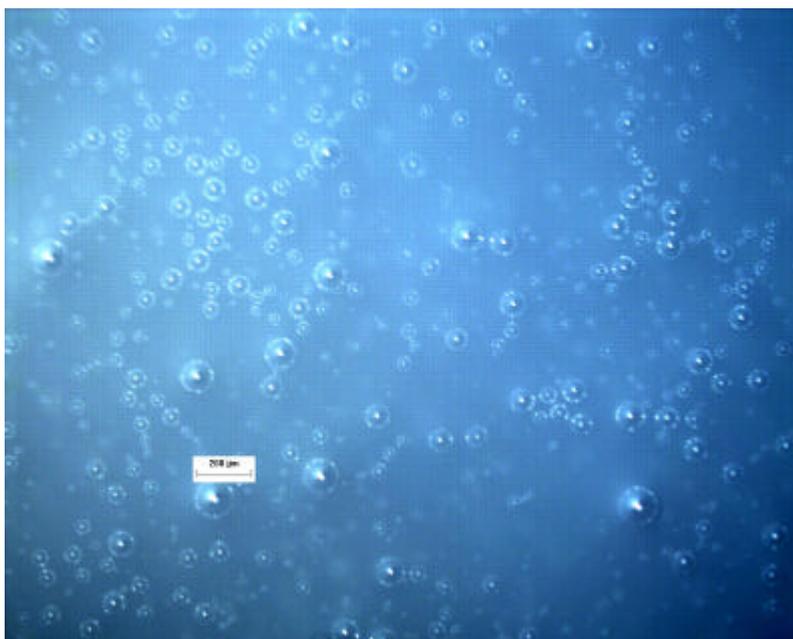


Figura C.1 – Fotografia feita em microscópio ótico da glicerina com microbolhas.

Para minimizar a incorporação de ar, ou *‘entrainment’* de ar no sistema, a tubulação de descarga do circuito, no retorno ao tanque, deve estar mergulhada na glicerina armazenada. Porém, mesmo com esse requisito atendido, há incorporação de ar na agitação da superfície livre do tanque ou com ar residual do sistema. E as microbolhas são difíceis de serem separadas da mistura, principalmente quando o sistema é operado com baixa temperatura, isto é, com viscosidade elevada da glicerina. Assim, outra modificação feita no circuito consistiu da instalação de um “separador gravitacional transparente” (ver Figura V.12 do Anexo V) no ponto de maior elevação. Em outras palavras, um tubo vertical de vidro, de 0,70 m de comprimento, com descarga na parte superior, controlada por uma válvula manual, foi instalado em um “tê” do circuito, à montante da sucção das bombas. Sua função é coletar bolhas e microbolhas da mistura, no início de operação e no comissionamento do circuito.

Para que a operação de retirada de ar do sistema seja efetiva, o circuito deve ser operado com baixa vazão e temperatura elevada (digamos, 50°C), por uma hora antes do início do ajuste para as condições de teste desejadas. À medida que o ar se acumula na parte superior do tubo de vidro, ele pode ser purgado com a abertura da válvula, certificando-se que a mistura esteja com pressão superior à atmosférica na posição de entrada do tubo. O procedimento é repetido algumas

vezes durante o período de 1 hora de comissionamento do sistema antes da realização dos ensaios.

A glicerina usada nos testes foi caracterizada reologicamente em diferentes dias, em diversas condições operacionais, e com dois viscosímetros distintos. A Figura C.2 mostra o comportamento da viscosidade, em função da temperatura, medida com dois viscosímetros distintos, Fann e Brookfield. Para comparação, a curva parametrizada obtida a partir de dados fornecidos na literatura (Fox & McDonald. *“Introdução à Mecânica dos Fluidos”*. Livros Técnicos e Científicos Editora, 2001), de uma glicerina genérica, foi traçada. Observa-se que a glicerina utilizada nos testes tem comportamento regular em relação à variação da temperatura, como os dados genéricos da literatura mostram: o comportamento é similar ao de uma glicerina genérica em toda a faixa de viscosidades do ensaio, grosseiramente, entre 50 cP e 1000 cP, obtida com a temperaturas variando entre 18 °C e 64 °C.

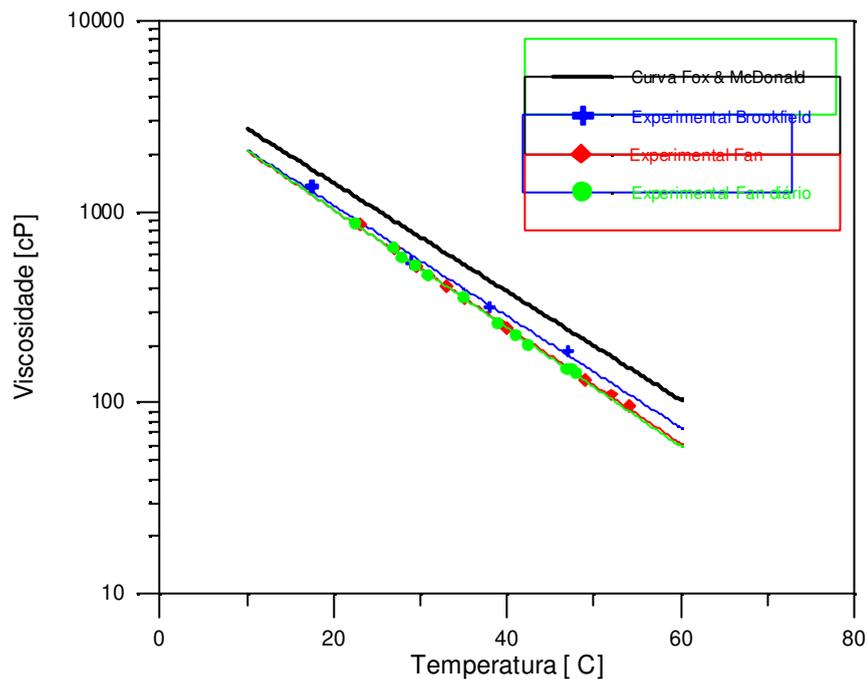


Figura C.2 - Caracterização reológica da glicerina , como usada nos testes. Curvas médias (ajustes de pontos experimentais) para viscosímetros Fann e Brookfield, curva de referência da literatura e dados experimentais esporádicos para confirmação.

A curva de parametrização dos dados em um gráfico log-linear é uma reta, indicando o comportamento exponencial da variação da viscosidade com a temperatura. Os ensaios indicaram, também, a natureza Newtoniana da viscosidade da glicerina. Pequeno desvio da linearidade é observado quando a glicerina é submetida a pequenas taxas de deformação, sugerindo que resiste a uma tensão inicial sem deformação, mas é um comportamento restrito a tensões pequenas, muito inferiores às que ocorrem no escoamento no interior da bomba, e não afeta a assunção da premissa de que a glicerina como fluido de trabalho na bomba se comporta como fluido Newtoniano nas condições operacionais típicas. Os ensaios realizados com viscosímetro Haake não foram bem sucedidos, sugerindo que a contaminação da mistura por microbolhas não permite o uso adequado do Haake: a folga entre os discos girantes característicos deste viscosímetro é pequena, da ordem de grandeza das microbolhas encontradas na glicerina após operação do circuito de testes. Provavelmente esta característica não-homogênea da mistura, para as dimensões típicas do Haake, altera sua medição.

A equação da curva parametrizada, obtida com o viscosímetro Fann, foi a seguinte:

$$\mu = 4194,5 \text{ Exp}(-0,0704 T) \quad (\text{C.1})$$

onde  $\mu$  é a viscosidade em cP e T a temperatura da glicerina em condições de teste em °C.

Esta equação foi utilizada para determinação da viscosidade do fluido de trabalho quando as bombas operavam com glicerina, para tanto, media-se a temperatura do mesmo e aplicava-se a fórmula.

## Apêndice D

### Calibração dos Instrumentos e Análise de Erro

#### 1- Calibração dos Instrumentos

Antes de iniciar os experimentos no Sistema de Testes de Bombas Centrífugas foram realizadas as calibrações de todos os instrumentos.

Na calibração dos sensores de pressão, instrumentos em grande número, foram seguidas as seguintes recomendações do fabricante:

- Na placa frontal do transmissor, localizar e apertar simultaneamente por 10 segundos os botões de zero e *span*;
- Usando uma fonte de pressão, com uma precisão de 3 a 10 vezes superior à precisão desejada, aplicar a pressão correspondente a 4 mA, no lado de alta pressão do transmissor;
- Apertar o botão de zero por 5 segundos e observar se a saída é de 4 mA, anotar a tensão correspondente a essa corrente;
- Aplicar uma pressão correspondente a 20 mA, no lado de alta pressão do transmissor;

- Apertar o botão de *span* por 5 segundos para ajustar o limite de 20 mA. Observar se a saída é de 20 mA, anotar a tensão correspondente a essa corrente.

Tendo ajustado os valores máximo e mínimo para as pressões, levanta-se a curva de calibração com pontos intermediários de pressão *versus* tensão.

Para levantar a curva de calibração do medidor mássico Coriollis, foram utilizados tanque graduado e cronômetro, com a vazão sendo obtida pela relação entre o (volume x massa específica da água)/tempo. Verificou-se a tensão correspondente para a vazão mínima e máxima que o sistema poderia fornecer e depois os pontos intermediários.

Quanto aos torquímetros, os fabricantes fornecem uma curva de calibração. Estas, entretanto, foram verificadas com uma montagem que consistiu em colocar pesos-padrão em uma haste com comprimento conhecido e medir a saída correspondente em mV/V. Após verificado o ajuste perfeito entre os valores medidos com a curva do fabricante, foram obtidos os pontos correspondentes de torque *versus* tensão.

As Figuras D.1 a D.14 mostram os resultados das calibrações obtidas para todos os transmissores utilizados nas medições de dados do Sistema de Teste de Bomba Centrífuga. A descrição da variável que cada transmissor media encontra-se na Tabela 3.2. Constam, também, nos gráficos, das figuras abaixo, as equações que foram utilizadas no programa Genidaq da Advantech.

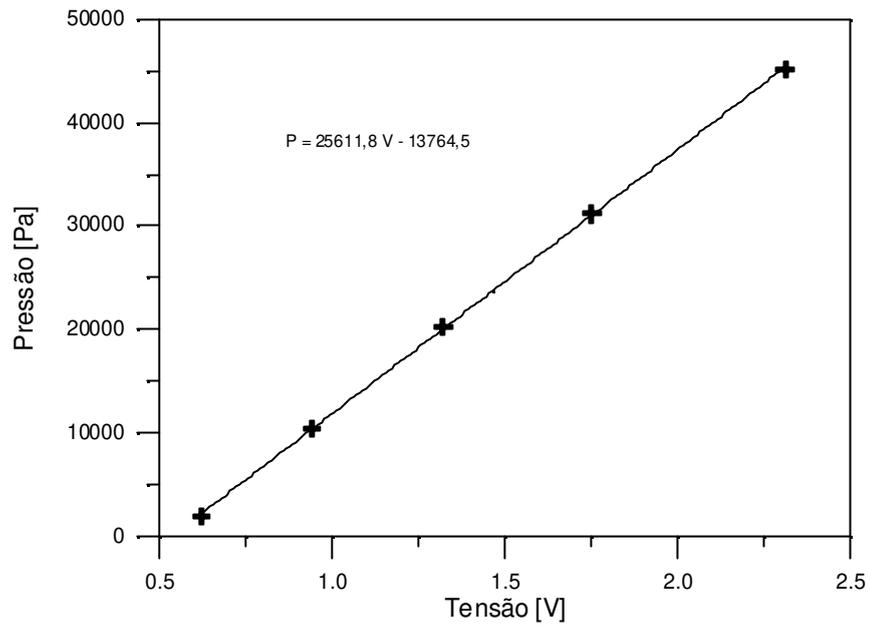


Figura D.1 – Curva de calibração de pressão do transmissor TR1.

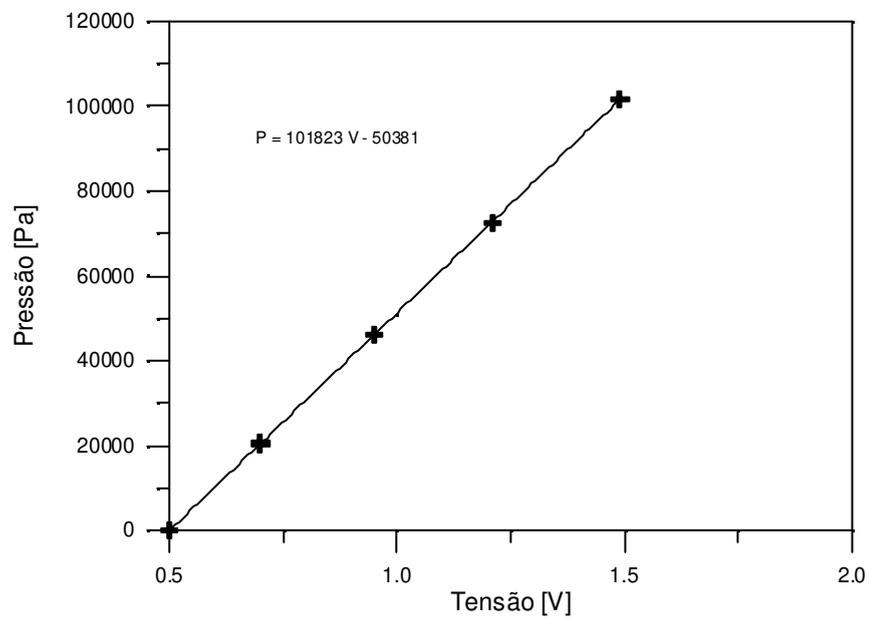


Figura D.2 – Curva de calibração de pressão do transmissor TR2.

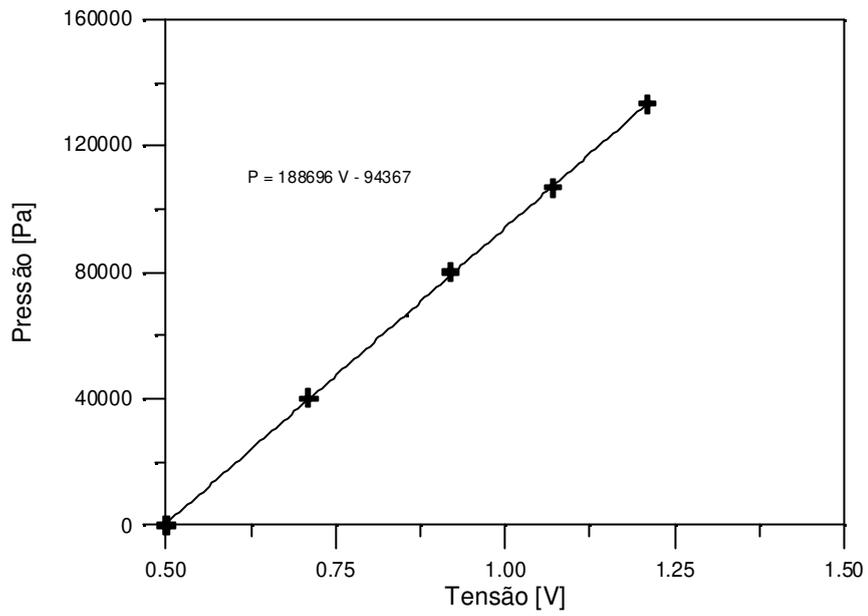


Figura D.3 – Curva de calibração de pressão do transmissor TR3.

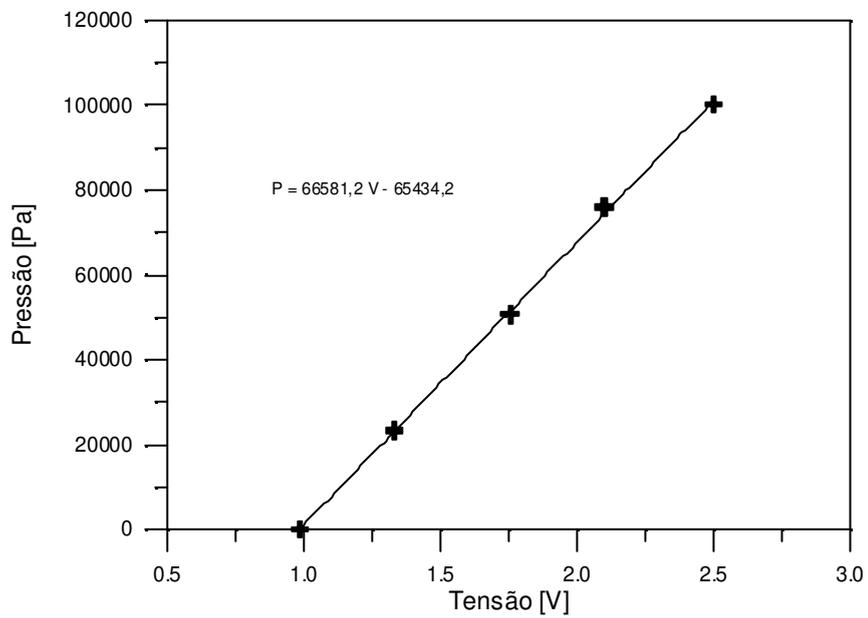


Figura D.4 – Curva de calibração de pressão do transmissor TR4.

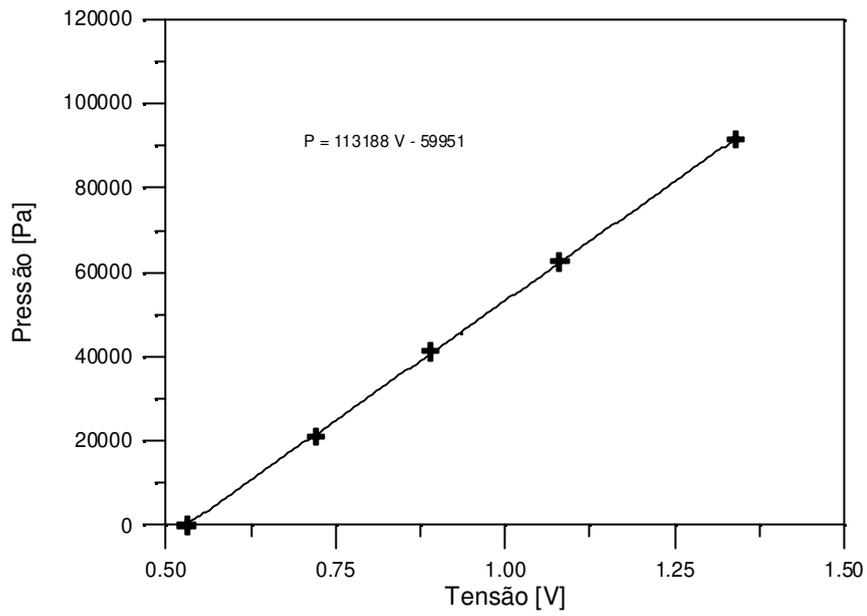


Figura D.5 – Curva de calibração de pressão do transmissor TR6.

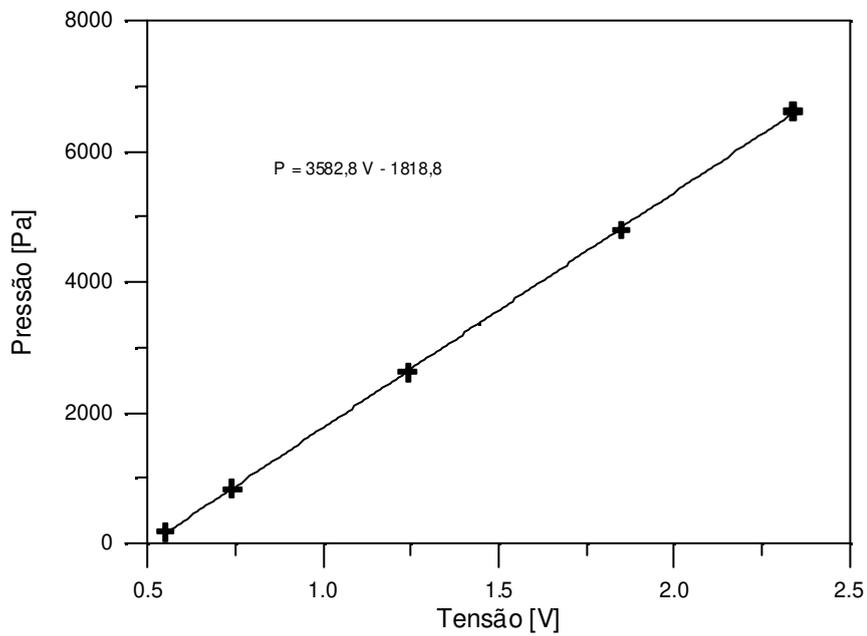


Figura D.6 – Curva de calibração de pressão do transmissor TR7.

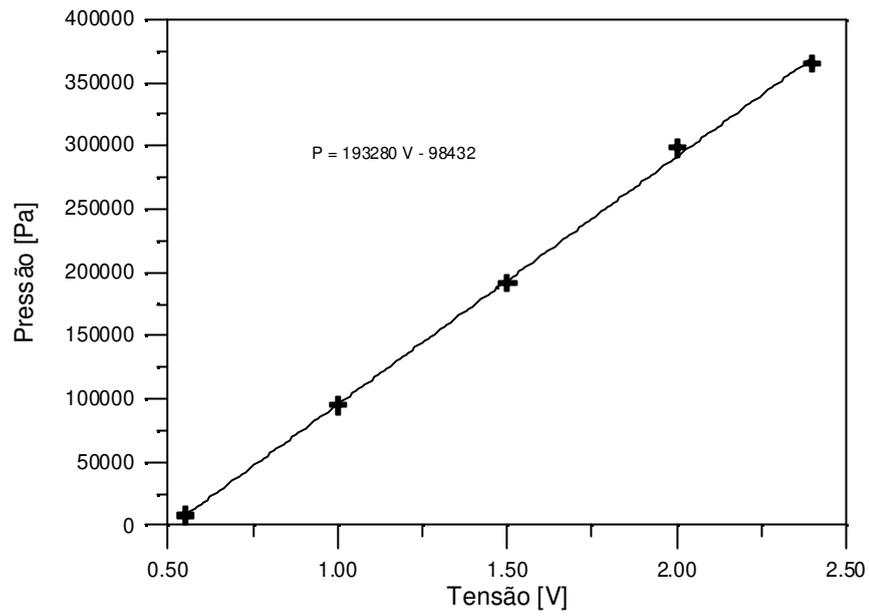


Figura D.7 – Curva de calibração de pressão do transmissor Pe BCS.

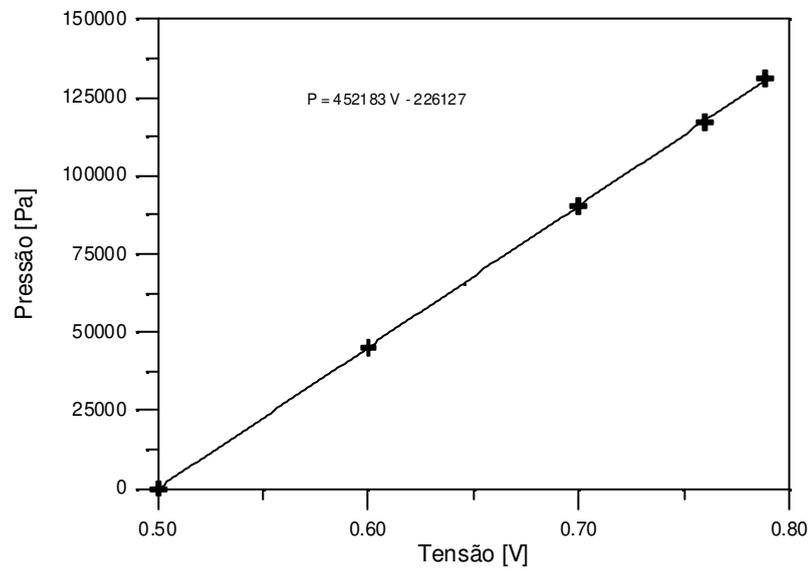


Figura D.8 – Curva de calibração de pressão do transmissor Pd BCS.

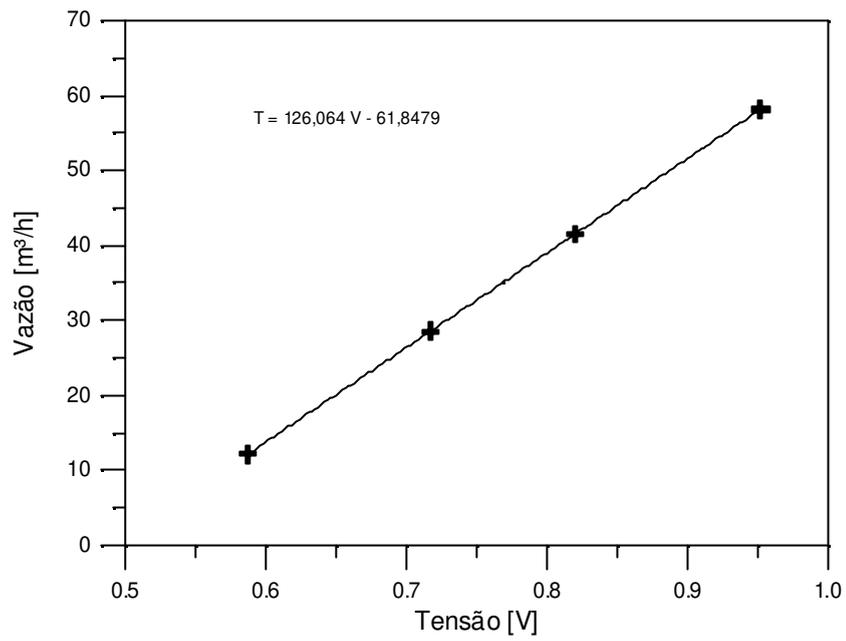


Figura D.9 – Curva de calibração de vazão do transmissor Coriollis.

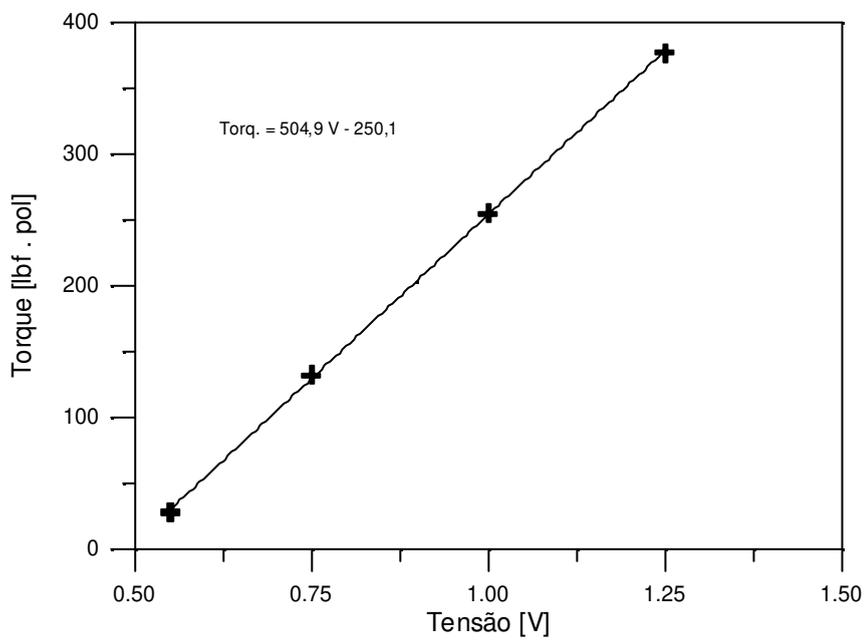


Figura D.10 – Curva de calibração de torque do transmissor Tor Ita.

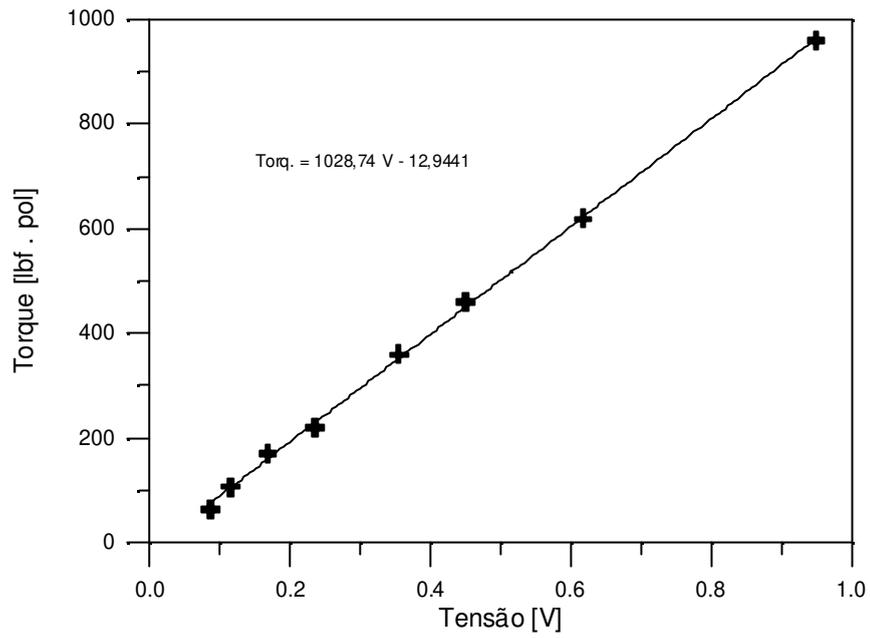


Figura D.11 – Curva de calibração de torque do transmissor Tor BCS.

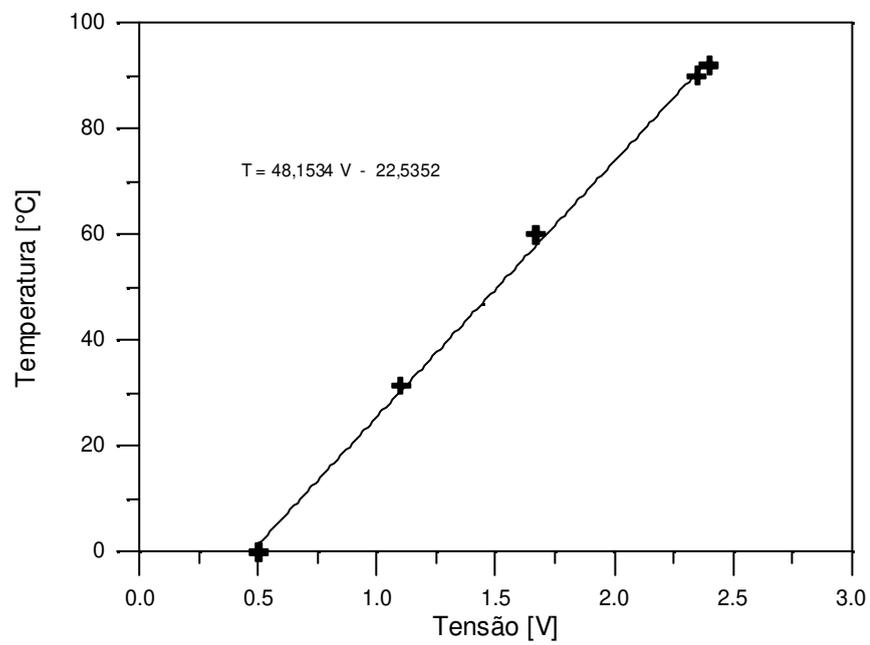


Figura D.12 – Curva de calibração de temperatura do transmissor Te BCS.

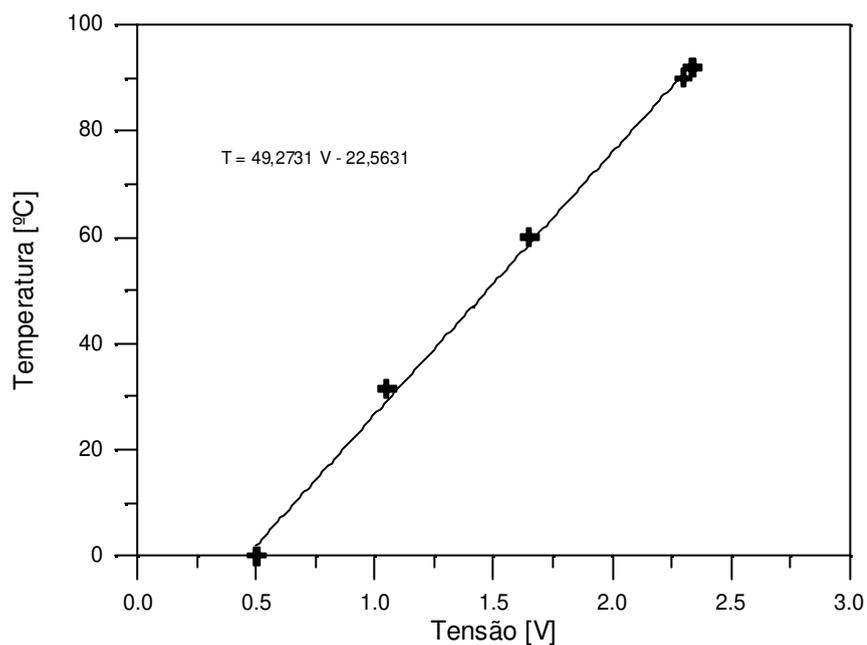


Figura D.13 – Curva de calibração de temperatura do transmissor Td BCS.

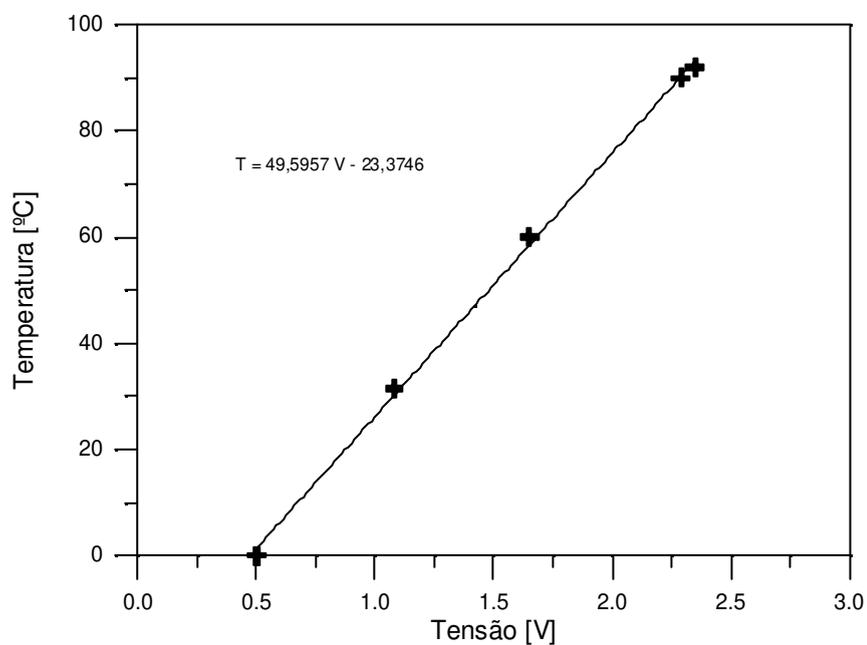


Figura D.14 – Curva de calibração de temperatura do transmissor Td Ita.

## 2- Análise de Erro na Obtenção dos dados Experimentais

Será apresentada uma análise dos prováveis erros cometidos na aquisição dos valores medidos das variáveis do experimento realizado neste trabalho. Como toda medição de dados envolve erros, devido à calibração e à precisão dos instrumentos utilizados, espera-se obter, através desta análise, a confiabilidade dos dados experimentais adquiridos.

Para avaliar a influência dos erros de medição nos valores de altura de elevação, potência e eficiência, é necessário levar em consideração, em primeiro lugar, a precisão dos instrumentos utilizados e, em seguida, o erro cometido em cada variável que influencia cada um desses valores.

A precisão dos instrumentos utilizados no Sistema de Testes de Bombas Centrífugas é, de acordo com o catálogo dos fabricantes, a seguinte:

- Sensor de pressão:  $\pm 1\%$  do fundo de escala.
- Medidor de vazão mássico coriollis:  $\pm 0,5\%$  do fundo de escala.
- Torquímetro:  $\pm 1,5\%$  sobre o torque indicado.
- Tacômetro:  $\pm 0,5\%$  sobre a leitura.

Será estimado, a seguir, o erro percentual cometido no cálculo das seguintes variáveis: altura de elevação, potência e eficiência.

### 2.1- Altura de elevação

Na determinação da altura de elevação desenvolvida pelas bombas testadas, as variáveis envolvidas foram a pressão de entrada e a pressão de saída. Os instrumentos operaram em toda faixa de trabalho (*full-range*), porém foram mais solicitados próximo ao fundo de escala. Portanto, a incerteza do instrumento será considerada igual à precisão declarada pelo fabricante, a denominada Incerteza do Tipo B. Deve-se ressaltar, entretanto, que a utilização dos instrumentos na faixa inicial de sua escala conduz à obtenção de incertezas mais elevadas. Assim, medir com o instrumento um valor correspondente a 10% do fundo de escala leva a uma incerteza de 10% do

valor medido do instrumento, já que este tem incerteza de 1% do fundo de escala. Os valores apresentados abaixo para as incertezas da pressão (e o comentário pode ser estendido para todos os outros instrumentos utilizados) são, então, referências para a qualidade das medidas somente, não se referem a toda a faixa de medição realmente aplicada nos testes.

Pressão de entrada:

$$u_{pe} = \frac{\delta p_e}{p_e} = \frac{0,01 \times 4,0}{4,0} = 1\%$$

Pressão de saída:

$$u_{ps} = \frac{\delta p_s}{p_s} = \frac{0,01 \times 7,0}{7,0} = 1\%$$

Altura de elevação:

$$u_H = u_{pe} + u_{ps} = 1\% + 1\% = 2\%$$

## 2.2- Potência

As variáveis envolvidas na determinação da potência requerida das bombas são: altura de elevação e vazão. Da mesma forma, o medidor de vazão operou em toda faixa de trabalho. Neste caso será considerada a metade da vazão máxima no cálculo do erro do instrumento.

Altura de elevação:

$$u_H = 2\%$$

Vazão mássica:

$$u_{\dot{m}} = \frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = \frac{0,005 \times 100}{50} = 1\%$$

Teremos portanto que:

$$u_{\dot{W}} = (2^2 + 1^2)^{1/2} = 2,24\%$$

### 2.3- Eficiência

Na determinação da eficiência desenvolvida pelas bombas testadas, as variáveis envolvidas foram: rotação, torque, altura de elevação e vazão. Neste caso, a precisão do tacômetro e do torquímetro aplica-se sobre o valor lido. Portanto:

Altura de elevação:

$$u_H = 2\%$$

Vazão mássica:

$$u_{\dot{m}} = 1\%$$

Rotação:

$$u_N = 0,5\%$$

Torque:

$$u_N = 1,5\%$$

Teremos portanto que:

$$u_{\eta} = (2^2 + 1^2 + 1,5^2 + 0,5^2)^{1/2} = 2,74\%$$

A Tabela D.1 resume os erros a serem considerados nos valores das curvas de desempenho das bombas testadas neste trabalho.

Tabela D.1 – Erros experimentais.

<b>Tipo de curva</b>	<b>Erro [%]</b>
Altura de elevação x Vazão	2
Potência x Vazão	2,24
Eficiência x Vazão	2,74

## Apêndice E

Extraído de: França, F. A., “EM-712 Sistemas Fluidodinâmicos” FEM/Unicamp, apostila (1997).

### Similaridade Aplicada às Máquinas de Fluxo

Um problema frequente na mecânica dos fluidos consiste em relacionar o escoamento e seus efeitos, através de contornos geometricamente similares, mas em escalas de proporção diversas (esta é a idéia de similaridade: equipamentos, contornos, etc., semelhantes, mas com diferentes escalas de proporcionalidade geométrica). Um fabricante de turbinas, por exemplo, ao vencer uma concorrência para a instalação de uma hidroelétrica, deve construir um modelo em escala reduzida, para testes em laboratório, a fim de se assegurar de que o protótipo (escala real) vai efetivamente operar atendendo as condições impostas em contrato (vazão, potência, eficiência, etc.). O ensaio do modelo de laboratório é, de certa forma, uma garantia de que o projeto está adequado, ou servirá de balizamento para a identificação de problemas e desenvolvimento dos ajustes necessários. As questões que se colocam são: que condições devem ser impostas ao escoamento em escala reduzida para que os processos reflitam a operação do protótipo? Até que ponto podemos *acreditar* nas condições operacionais do protótipo, calculadas a partir das condições operacionais do modelo, medidas no laboratório?

Note que, se é possível estabelecer relações de similaridade entre condições operacionais de equipamentos geometricamente similares, isto é, prever a operação de equipamentos em escalas geométricas diferentes, a partir do conhecimento das condições operacionais de um único

equipamento, haverá uma grande economia no projeto ou no ensaio dos equipamentos da *família similar*. Basta projetar e ensaiar um equipamento. Os demais, desde que geometricamente similares, terão suas condições operacionais determinadas a partir das relações de similaridade. Isto é o que efetivamente ocorre nesta área de máquinas de fluxo. Fabricantes de bombas, ventiladores e mesmo turbinas, usualmente fornecem os equipamentos discriminados por modelos, que são, nada mais, que uma família de equipamentos similares.

Para que se possa relacionar as condições de operação de máquinas de fluxo geometricamente similares, duas outras condições de similaridade devem ser cumpridas, a similaridade cinemática e a similaridade dinâmica do escoamento. A similaridade cinemática dos escoamentos implica na semelhança entre as linhas de corrente dos escoamentos (modelo e protótipo) e, conseqüentemente, em relações constantes entre as magnitudes da velocidade em todos os conjuntos de pontos correspondentes dos dois escoamentos, além de manterem sentido e direção análogos. A similaridade dinâmica requer uma relação constante entre todas as forças presentes no escoamento. No caso do escoamento em máquinas de fluxo, as forças dominantes são a força de inércia e as forças associadas às tensões viscosas. Conseqüentemente, para cumprir com a similaridade dinâmica, os escoamentos no modelo e no protótipo devem ter o mesmo número de Reynolds.

Tomemos então duas bombas centrífugas geometricamente similares e vamos encontrar a relação de proporcionalidade existente entre as condições de operação. Os subscritos I e II vão identificar as bombas geometricamente similares, operando também em condições de similaridade cinemática e dinâmica.

A similaridade cinemática do escoamento implica na similaridade geométrica dos triângulos de velocidade na saída do rotor e podemos afirmar que :

$$\frac{(U_2)_I}{(U_2)_{II}} = \frac{(V_2)_I}{(V_2)_{II}} = \frac{(V_{t2})_I}{(V_{t2})_{II}} = \frac{(V_{r2})_I}{(V_{r2})_{II}} = \frac{(W_2)_I}{(W_2)_{II}} = \frac{(N \cdot D_2)_I}{(N \cdot D_2)_{II}} \quad (E-1)$$

A vazão das bombas similares pode ser dada por:

$$\dot{Q}_I = \pi \cdot (D_2)_I \cdot (V_{r2})_I \cdot (b_2)_I \quad (\text{E-2})$$

$$\dot{Q}_{II} = \pi \cdot (D_2)_{II} \cdot (V_{r2})_{II} \cdot (b_2)_{II} \quad (\text{E-3})$$

A condição de similaridade geométrica requer que

$$\frac{(D_2)_I}{(D_2)_{II}} = \frac{(b_2)_I}{(b_2)_{II}} \quad (\text{E-4})$$

A relação de proporcionalidade entre as vazões das duas bombas similares é, então,

$$\frac{\dot{Q}_I}{\dot{Q}_{II}} = \frac{(D_2)_I}{(D_2)_{II}} \cdot \frac{(V_{r2})_I}{(V_{r2})_{II}} \cdot \frac{(b_2)_I}{(b_2)_{II}} \quad (\text{E-5})$$

ou,

$$\frac{\dot{Q}_I}{\dot{Q}_{II}} = \frac{(D_2)_I}{(D_2)_{II}} \cdot \frac{(N \cdot D_2)_I}{(N \cdot D_2)_{II}} \cdot \frac{(D_2)_I}{(D_2)_{II}} \quad (\text{E-6})$$

Finalmente,

$$\frac{\dot{Q}_I}{\dot{Q}_{II}} = \frac{(N \cdot D_2^3)_I}{(N \cdot D_2^3)_{II}} \quad (\text{E-7})$$

A altura de elevação desenvolvida pela bomba centrífuga é proporcional ao produto da velocidade tangencial do rotor com a componente tangencial da velocidade absoluta de saída. A relação de proporcionalidade entre a altura de elevação das bombas similares é dada por :

$$\frac{(H_i)_I}{(H_i)_{II}} = \frac{(U_2)_I \cdot (V_{r2})_I}{(U_2)_{II} \cdot (V_{r2})_{II}}, \quad (\text{E-8})$$

ou ainda,

$$\frac{(H_i)_I}{(H_i)_{II}} = \frac{(N^2 \cdot D_2^2)_I}{(N^2 \cdot D_2^2)_{II}} \quad (\text{E-9})$$

Se a altura de elevação real é dada por

$$H = \eta_h H_i \quad (\text{E-10})$$

e, se cumprido o requisito de similaridade dinâmica, podemos afirmar que a eficiência hidráulica de bombas similares é igual (aqui começam os desvios entre teoria e prática!). Nem sempre é possível cumprir rigorosamente com a similaridade geométrica entre os equipamentos.

Considere, como exemplo, uma grande variação da escala geométrica entre as bombas, 1/10. Se a rugosidade da superfície da aleta do rotor da bomba maior é X, e a escala é 1:10, a rugosidade da superfície da aleta da bomba menor deverá ser X/10 (isto é, a bomba menor teria que, talvez, ter superfícies internas polidas para que sua rugosidade reduzisse tanto!). Nem sempre será possível construir a bomba menor com uma rugosidade absoluta da parede da aleta atendendo a similaridade geométrica (na linha de produção isto efetivamente não acontece). E no que isto implicará? Certamente em um coeficiente de perdas ordinárias  $k_1$  diferente entre os dois equipamentos em escala. Maior a rugosidade relativa, para o mesmo número de Reynolds, maior o coeficiente de perdas, mais energia dissipada em perdas hidráulicas ordinárias. Isto é,  $\eta_h$  da bomba grande será maior que o  $\eta_h$  da bomba pequena.

Se admitirmos que a eficiência mecânica de bombas similares é igual (também não corresponde inteiramente à realidade, pois a eficiência mecânica de equipamentos de pequeno porte é normalmente inferior à dos equipamentos de maior tamanho), será válido afirmarmos a igualdade entre as eficiências totais, então:

$$(\eta)_I = (\eta)_{II} \quad (\text{E-11})$$

resultando na seguinte relação de proporcionalidade para a potência de eixo das bombas similares:

$$\frac{(\dot{W}_e)_I}{(\dot{W}_e)_{II}} = \frac{(\rho \cdot g \cdot \dot{Q} \cdot H)_I}{(\rho \cdot g \cdot \dot{Q} \cdot H)_{II}} = \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \cdot \frac{N^3_I}{N^3_{II}} \cdot \frac{D^5_I}{D^5_{II}} \quad (\text{E-12})$$

Observe que, se uma mesma bomba opera com o mesmo fluido, em rotações diferentes  $N_1$  e  $N_2$ , as relações de similaridade também se aplicam, ficando reduzidas a:

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (\text{E-13})$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2} \quad (\text{E-14})$$

$$\frac{\dot{W}_{e1}}{\dot{W}_{e2}} = \frac{N_1^3}{N_2^3} \quad (\text{E-15})$$

**Anexo I**

**Tabelas**

## Nomenclatura das tabelas

Ef.	eficiência da bomba (calculada)	%
H	altura de elevação da bomba	m
P <sub>entrada</sub>	pressão na entrada da bomba	[Pa]
P <sub>saída</sub>	pressão na saída da bomba	[Pa]
Q	vazão volumétrica da bomba	m <sup>3</sup> /s
T	temperatura na saída da bomba Imbil	°C
T <sub>média</sub>	temperatura média da entrada e saída da BCS	°C
Torque	torque medido no eixo da bomba	N.m
We	potência de eixo (calculada)	W
Wh	potência de hidráulica (calculada)	W
? P-1	variação de pressão no 1º rotor da bomba Imbil	[Pa]
? P-2	variação de pressão no difusor da bomba Imbil	[Pa]
? P-3	variação de pressão no bocal indutor da bomba Imbil	[Pa]
? P-4	variação de pressão no 2º rotor da bomba Imbil	[Pa]
? P-5	variação de pressão na voluta da bomba Imbil	[Pa]
?P <sub>rotor</sub>	variação de pressão no rotor da BCS GN-7000	[Pa]
?P <sub>difusor</sub>	variação de pressão no difusor da BCS GN-7000	[Pa]

Tabela I.1 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 1150 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01492	53237	11571	-12812	59442	-563	78873	11,36	24,63	21,5	2965,7	1653,9	55,8
0,01412	54366	12840	-11543	64990	-562	109280	12,30	24,25	23,7	2920,5	1695,2	58,0
0,01322	56546	14155	-10103	71572	1861	140859	13,73	23,80	23,9	2866,3	1771,9	61,8
0,01290	56961	14607	-9637	73736	3352	153166	14,24	23,67	24,0	2851,1	1793,9	62,9
0,01251	57910	15155	-9063	76491	5036	166805	14,91	23,42	24,2	2820,2	1819,9	64,5
0,01174	59579	15973	-7986	81485	7123	188791	16,00	22,86	24,6	2753,1	1833,8	66,6
0,01100	61406	16591	-7047	86228	7138	210917	16,83	22,28	24,7	2683,2	1808,2	67,4
0,01024	62629	17412	-6204	90936	7138	231225	17,61	21,73	24,9	2616,6	1760,0	67,3
0,00892	64831	18111	-4648	98146	7138	263466	18,81	20,55	25,1	2474,8	1637,3	66,2
0,00956	63935	17971	-5435	94723	7138	248402	18,27	21,00	25,3	2528,6	1704,7	67,4
0,00792	65827	19172	-3401	103259	7138	281624	19,67	19,49	25,4	2346,6	1521,2	64,8
0,00677	67731	18116	-2416	108531	7138	301675	20,40	18,12	25,6	2181,7	1348,7	61,8
0,00571	69134	17497	-1696	112790	7138	315678	20,99	16,77	25,7	2019,8	1169,1	57,9
0,00436	70777	16987	-1049	116754	7138	330622	21,58	14,91	25,9	1795,3	917,2	51,1
0,00302	73193	15154	-424	117890	7138	340468	21,82	13,16	26,0	1584,8	642,5	40,5
0,00215	74917	13724	-200	118308	7138	346814	21,91	12,26	26,2	1476,5	459,9	31,1
0,00120	77704	12210	-267	118696	7138	350332	22,08	11,12	26,3	1338,7	258,6	19,3

Tabela I.2 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 1000 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01499	36792	5729	-12509	32918	-543	24598	6,39	24,6	21,5	2578,8	935,5	36,3
0,01382	39037	7792	-10706	40578	-557	69360	7,80	24,3	23,7	2539,6	1052,4	41,4
0,01280	41218	9351	-9199	47189	-558	104631	9,02	23,8	23,9	2492,5	1126,4	45,2
0,01181	42758	10618	-7823	53473	902	135845	10,24	23,7	24,0	2479,2	1180,3	47,6
0,01043	45332	12057	-6099	61712	5559	174400	12,15	23,4	24,2	2452,4	1236,6	50,4
0,00922	47361	13134	-4826	68262	7125	205560	13,43	22,9	24,6	2394,0	1208,2	50,5
0,00979	46480	12706	-5418	65216	6582	191567	12,86	22,3	24,7	2333,2	1229,9	52,7
0,00847	48378	13673	-4109	71785	7138	220665	14,02	21,7	24,9	2275,3	1159,8	51,0
0,00641	50927	14172	-2125	80664	7138	253804	15,45	20,6	25,1	2152,0	965,9	44,9
0,00597	50985	14498	-1734	82275	7138	259439	15,69	21,0	25,3	2198,8	915,1	41,6
0,00465	52407	13609	-1035	86427	7138	273859	16,24	19,5	25,4	2040,5	736,6	36,1
0,00350	53848	12806	-608	88372	7138	283126	16,55	18,1	25,6	1897,2	564,7	29,8
0,00137	58014	10449	-212	88900	7138	293225	16,83	16,8	25,7	1756,4	224,7	12,8

Tabela I.3 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 806 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01322	22020	1506	-10105	14056	-540	20139	2,76	12,4	29,7	1046,9	356,0	34,0
0,01179	24176	4022	-8109	22006	-555	65963	4,26	12,2	29,8	1033,1	489,7	47,4
0,01075	25966	5411	-6779	27468	-556	96428	5,28	12,1	29,8	1023,5	553,6	54,1
0,00962	27663	6711	-5483	33312	-264	126423	6,35	11,9	29,9	1002,5	596,1	59,5
0,00801	30048	7930	-3856	41055	3903	164325	8,10	11,3	30,0	954,8	633,4	66,3
0,0066	31725	8766	-2766	46772	5211	187732	9,19	10,6	30,1	893,9	592,1	66,2
0,00532	33307	8854	-1734	51347	5744	204510	9,99	9,7	30,1	820,3	519,2	63,3
0,00365	33969	9197	-821	55789	6592	220798	10,73	8,4	30,1	707,8	382,0	54,0
0,00152	37246	7398	-240	57594	7138	232921	11,18	6,4	30,1	543,0	166,3	30,6

Tabela I.4 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa original- Dados experimentais a 612 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,00820	13423	3342	-4057	15669	-560	8084	2,85	7,5	21,4	482,5	228,1	47,3
0,00716	15931	4224	-3133	19810	74	31282	3,78	7,3	21,5	465,9	264,1	56,7
0,00619	16960	4769	-2413	23259	2174	48624	4,58	6,9	21,6	443,2	277,1	62,5
0,00496	18348	5240	-1687	27055	3185	65729	5,34	6,4	21,6	407,0	258,4	63,5
0,00406	19331	5273	-1164	29427	3425	75609	5,77	5,8	21,7	372,4	228,3	61,3
0,00318	19482	5595	-741	31229	3760	82542	6,08	5,2	21,8	332,7	188,9	56,8
0,00207	20405	5024	-493	32777	4205	88625	6,34	4,4	21,9	282,5	128,1	45,3
0,00092	21735	4247	-285	32970	4365	92376	6,46	3,6	22,0	231,6	58,0	25,0

Tabela I.5 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 1150 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01543	34172	3971	-13818	58278	-547	98057	8,41	25,3	36,7	3041,7	1266,1	41,6
0,01416	33804	7921	-11821	66902	-532	145798	9,86	24,7	36,0	2976,7	1363,2	45,8
0,01286	34273	11123	-9800	75941	4607	190049	11,90	24,1	37,7	2902,8	1493,1	51,4
0,01152	35106	12396	-7901	84879	7125	231222	13,48	23,3	37,5	2810,1	1516,5	54,0
0,01064	35851	12901	-6765	90511	7138	255977	14,31	22,6	39,8	2725,9	1485,7	54,5
0,01012	36218	12999	-6155	93540	7138	268337	14,73	22,3	38,8	2682,7	1455,1	54,2
0,00872	37470	13325	-4463	101473	7138	298767	15,87	21,3	42,9	2561,9	1351,1	52,7
0,00775	38264	13343	-3244	105792	7138	316130	16,53	20,3	43,1	2448,2	1249,8	51,0
0,00653	39290	13112	-1988	109884	7138	335055	17,15	19,0	44,8	2289,3	1093,5	47,8
0,00550	40455	12789	-1014	112490	7138	348516	17,61	17,8	47,5	2140,9	945,2	44,2
0,00465	41505	12235	-436	113736	7138	357315	17,85	16,8	48,6	2020,7	809,3	40,1
0,00333	43029	12236	-68	114712	7138	368000	18,14	15,1	50,4	1817,1	588,8	32,4
0,00235	44673	11840	-102	115037	7138	374174	18,30	13,9	50,5	1668,3	418,9	25,1
0,00143	46358	10448	-444	115958	7138	377310	18,39	12,7	51,1	1530,5	255,8	16,7

Tabela I.6 – Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 905 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01500	19090	-398	-12805	18095	-529	28862	2,40	16,7	46,3	1579,9	351,7	22,3
0,01373	20251	659	-10524	26473	-532	74750	3,72	16,4	42,1	1551,3	498,7	32,1
0,01175	20915	3592	-7896	38381	-545	138536	5,58	15,8	40,1	1495,9	639,7	42,8
0,01038	20916	6657	-6334	46178	2360	178751	7,15	15,2	40,5	1445,2	723,9	50,1
0,00871	21927	8066	-4533	54604	5622	215408	8,78	14,5	41,4	1378,6	745,9	54,1
0,00732	22911	8249	-3255	60879	6603	239616	9,77	13,7	41,1	1301,3	698,3	53,7
0,00585	23791	8240	-1842	65958	7124	259652	10,58	12,5	43,6	1181,2	604,6	51,2
0,00454	24710	8115	-802	68936	7138	274091	11,08	11,2	48,1	1062,5	490,4	46,2
0,00304	26036	7590	-89	69980	7138	284913	11,34	9,7	50,4	921,5	336,4	36,5
0,00182	27538	7237	-299	70579	7138	290525	11,49	8,5	49,9	803,1	204,1	25,4

Tabela I.7 – Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 612 rpm, com água.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01126	8419	-733	-7392	4069	-530	15551	0,39	8,3	40,4	534,8	43,2	8,1
0,01013	9001	305	-5939	9226	-544	46166	1,23	8,3	37,6	530,4	122,0	23,0
0,00868	9589	1180	-4369	15556	-545	81017	2,19	8,1	37,4	519,5	185,8	35,8
0,00739	9747	3372	-3325	20341	468	106193	3,14	7,7	37,3	491,5	226,1	46,0
0,00604	10153	3853	-2288	24957	2556	126903	4,02	7,2	37,3	462,4	237,1	51,3
0,00473	10663	3892	-1462	28798	3293	141467	4,63	6,5	37,4	415,8	213,6	51,4
0,00309	11444	3937	-496	31661	3938	154667	5,17	5,4	37,3	348,5	156,2	44,8
0,00179	12336	3788	-156	32020	4299	160312	5,36	4,5	37,3	287,1	93,5	32,6

Tabela I.8 – Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 912 rpm, com glicerina, 87 cP.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,01575	22371	-542	-18863	24657	-535	49320	2,2	24,0	55,0	2294,2	426,7	18,6
0,01380	24433	3274	-15077	38837	-549	132980	4,1	23,7	54,9	2264,1	702,6	31,0
0,01267	25707	4527	-13128	46542	-456	177375	5,1	23,5	54,9	2242,6	800,8	35,7
0,01147	27091	5289	-10988	54312	3700	220963	6,4	23,0	55,1	2200,1	910,9	41,4
0,01018	28184	6291	-8828	61770	7019	261669	7,7	22,1	55,2	2113,3	961,8	45,5
0,00880	29179	7134	-6790	68977	7138	299567	8,6	21,0	55,2	2003,9	930,1	46,4
0,00689	30569	7930	-4482	77657	7138	344988	9,6	19,1	55,2	1825,5	818,7	44,8
0,00538	31906	8107	-2984	83643	7138	374867	10,4	17,0	54,9	1619,4	687,9	42,5
0,00340	33762	8106	-1512	89514	7138	377373	11,1	14,5	55,0	1388,1	466,1	33,6
0,00234	35165	7830	-1083	91860	7138	377373	11,4	13,4	54,8	1282,7	329,3	25,7
0,00000	37894	4897	-896	97473	7138	377373	11,9	10,6	54,8	1013,0	0,0	0,0

Tabela I.9 – Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 905 rpm, com glicerina, 350.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,00979	20745	1541	-16398	30161	-557	62300	2,9	32,5	35,2	3076,9	347,5	11,3
0,00904	22241	3044	-16015	38101	-557	100793	3,8	31,7	35,1	3004,3	423,2	14,1
0,00829	23517	4055	-14724	45576	-557	139395	4,7	30,7	35,1	2912,6	479,6	16,5
0,00746	24463	4675	-11621	51504	1098	178022	5,7	29,6	34,9	2802,6	523,1	18,7
0,00651	25752	4950	-8514	58623	4154	221358	6,9	28,2	34,8	2673,1	552,8	20,7
0,00545	26694	6567	-6387	67322	6139	266974	8,1	25,3	35,0	2393,8	546,7	22,8
0,00475	27659	6867	-5162	72703	6981	293309	8,8	23,9	35,2	2265,6	517,5	22,8
0,00365	29016	6411	-3617	80410	7138	329341	9,7	22,3	35,4	2118,0	435,5	20,6
0,00285	30005	5588	-2520	84690	7138	351533	10,1	20,6	35,0	1950,8	356,0	18,3
0,00200	31562	4105	-1626	88299	7138	374504	10,5	18,8	35,2	1778,2	259,0	14,6
0,00053	34873	3750	-1873	95391	7128	376533	11,3	16,7	35,3	1578,4	73,2	4,6

Tabela I.10 - Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 600 rpm, com glicerina, 350 cP.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,00615	7848	-149	-7290	9134	-553	33392	0,7	15,7	34,9	988,1	55,3	5,6
0,00573	8732	436	-9070	14738	-555	51994	1,2	15,2	35,0	954,8	81,8	8,6
0,00515	9591	1082	-8231	18988	-555	76341	1,7	14,8	35,0	930,5	107,5	11,6
0,00457	10020	1645	-5229	21039	-507	99241	2,2	14,4	35,0	901,8	123,1	13,7
0,00431	10437	1816	-5575	23420	-133	108460	2,4	14,0	35,1	879,0	129,0	14,7
0,00385	10869	2097	-4421	25733	630	124236	2,8	13,4	35,2	841,1	134,3	16,0
0,00345	11248	2300	-3785	27893	1040	136777	3,1	12,8	35,0	806,7	133,6	16,6
0,00276	11882	2475	-2431	31212	1550	157397	3,6	12,0	35,0	751,8	123,2	16,4
0,00197	12756	2239	-2050	35389	1834	178396	4,1	11,1	35,0	699,6	98,8	14,1
0,00116	13675	1640	-925	37890	2327	197496	4,4	10,0	34,7	627,1	63,3	10,1
0,00000	15757	990	-2383	44282	2510	224135	5,0	8,7	34,9	544,5	0,0	0,0

Tabela I.11 – Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 800 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,00587	15424	355	-12798	30721	-554	54987	2,7	28,5	24,9	2702,5	194,5	7,2
0,00536	16464	1097	-10156	34875	-554	89438	3,4	27,6	25,2	2611,0	223,7	8,6
0,00496	17390	1503	-9584	39071	-554	113406	3,9	27,4	25,4	2594,7	237,2	9,1
0,00454	18281	1845	-7008	41496	177	138174	4,4	26,2	25,5	2483,9	248,7	10,0
0,00392	19570	2159	-5921	47073	1056	170972	5,2	25,5	25,5	2412,5	250,6	10,4
0,00349	20475	2280	-4710	50456	1495	193086	5,7	25,1	25,6	2378,7	244,1	10,3
0,00272	21885	2424	-3578	56718	2061	228347	6,5	22,5	25,2	2131,0	216,1	10,1
0,00182	23802	1916	-2243	62609	2421	261854	7,2	21,0	25,4	1985,7	161,1	8,1
0,00119	25249	1782	-1462	66178	3381	292031	7,7	19,9	25,2	1889,3	113,4	6,0
0,00000	28936	1809	-5156	80755	2328	352258	8,8	17,6	25,4	1667,5	0,0	0,0

Tabela I.12 – Bomba Imbil ITA 65 330/2 com tampa de acrílico - Dados experimentais a 612 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	? P-1 [Pa]	? P-2 [Pa]	? P-3 [Pa]	? P-4 [Pa]	? P-5 [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	T [°C]	We [W]	Wh [W]	Ef. [%]
0,00373	8936	-149,51	-5319	17110	-554	-554	1,6	19,7	24,8	1259,7	74,7	5,9
0,00349	9535	124,367	-6912	21568	-555	-555	1,9	19,1	25,1	1226,3	83,0	6,8
0,00324	10133	350	-6257	23588	-217	-217	2,2	18,8	25,3	1202,9	89,4	7,4
0,00300	10473	455,394	-4462	23687	176	176	2,5	18,3	25,3	1175,3	91,0	7,7
0,00268	11076	568,211	-3751	25792	666	666	2,8	17,9	25,3	1147,0	92,2	8,0
0,00250	11433	628,516	-4002	27532	925	925	3,0	17,5	25,3	1122,8	91,3	8,1
0,00235	11727	676,642	-3346	28154	1154	1154	3,1	17,2	25,3	1101,8	90,1	8,2
0,00210	12194	729,455	-2279	28981	1444	1444	3,3	16,8	25,3	1077,0	86,4	8,0
0,00203	12373	731,683	-2141	29428	1590	1590	3,4	16,7	25,3	1069,5	85,0	7,9
0,00136	13724	797,557	-2576	34876	2251	2251	4,0	15,9	25,1	1017,6	66,9	6,6
0,00000	16897	1287,6	-1352	45860	1902	1902	5,2	12,6	25,3	805,1	0,0	0,0

Tabela I.13 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,02029	6842	114041	11,0	80952	-39005	15,82	2175,1	5797,6	37,5	23,8
0,01942	33215	174868	14,5	85780	-32589	15,85	2750,7	5811,1	47,3	23,9
0,01841	62994	237820	17,9	90966	-26125	15,90	3218,0	5827,4	55,2	23,9
0,01751	88850	289994	20,6	95063	-21786	16,00	3521,6	5865,4	60,0	24,0
0,01671	110583	329805	22,5	98737	-18901	15,86	3663,9	5813,2	63,0	24,0
0,01585	133570	385640	25,8	104433	-13419	16,16	3996,4	5921,8	67,5	24,1
0,01481	160920	430896	27,7	109753	-11225	15,83	3997,9	5800,9	68,9	24,3
0,01394	181516	464642	29,0	113427	-10658	15,59	3945,9	5714,7	69,0	24,4
0,01310	199252	492028	30,0	115225	-11022	15,37	3834,4	5631,9	68,1	24,5
0,01212	217526	521151	31,1	117061	-10892	14,91	3678,9	5466,3	67,3	24,5
0,01107	235615	551400	32,4	119499	-9758	14,66	3495,0	5374,6	65,0	24,7
0,01021	248964	574618	33,4	120945	-7600	14,25	3323,6	5221,9	63,6	24,9
0,00915	263540	604524	34,9	122680	-3618	14,01	3121,0	5135,0	60,8	25,1
0,00832	274077	627996	36,3	124087	-386	13,45	2943,5	4927,9	59,7	25,6
0,00746	283490	647704	37,3	124523	1357	12,99	2717,9	4762,3	57,1	26,6
0,00738	284113	647017	37,2	124559	2615	12,99	2678,2	4762,3	56,2	26,9
0,00644	293371	667687	38,4	124281	5829	12,54	2409,5	4596,6	52,4	27,1
0,00560	300032	681373	39,1	124346	8932	12,09	2134,4	4431,0	48,2	26,2
0,00466	306432	697807	40,1	125484	11744	11,86	1825,2	4346,8	42,0	25,9
0,00384	312000	707259	40,5	124943	13745	11,41	1517,4	4182,5	36,3	25,8
0,00290	316006	718172	41,2	121321	15970	10,96	1164,5	4016,9	29,0	25,8
0,00193	318165	726632	41,8	122473	15526	10,73	789,7	3934,1	20,1	25,7

Tabela I.14 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01879	51377	73730	2,3	51008	-38174	10,96	420,1	3444,2	12,2	26,5
0,01750	88048	159643	7,3	58726	-29244	11,19	1252,9	3514,0	35,7	26,5
0,01674	109591	208113	10,1	62502	-24291	11,36	1648,9	3569,9	46,2	26,5
0,01561	139530	270027	13,4	67086	-18228	11,41	2037,0	3585,0	56,8	26,7
0,01476	161871	321579	16,4	72328	-12955	11,86	2357,9	3727,0	63,3	26,7
0,01387	182753	358963	18,1	75430	-10462	12,31	2444,1	3868,4	63,2	26,9
0,01289	203650	392794	19,4	79690	-8521	12,17	2438,1	3824,8	63,7	27,0
0,01197	220672	421553	20,6	82771	-7836	11,86	2404,5	3724,7	64,6	27,1
0,01113	234598	441294	21,2	84633	-8037	11,64	2301,2	3656,0	62,9	27,3
0,01009	250612	466960	22,2	86381	-7717	11,23	2182,7	3527,4	61,9	27,4
0,00932	261402	485096	22,9	87794	-6893	11,02	2085,9	3461,7	60,3	27,6
0,00829	274600	509092	24,0	89276	-4070	10,73	1943,6	3372,0	57,6	27,7
0,00743	284089	529497	25,1	90752	-1302	10,51	1822,7	3301,1	55,2	27,9
0,00642	295954	554147	26,5	91635	2415	9,31	1657,1	2924,6	56,7	28,3
0,00556	302346	569392	27,4	91164	4930	9,50	1485,6	2983,9	49,8	28,4
0,00460	309339	583270	28,1	91840	7854	9,26	1259,6	2910,6	43,3	28,5
0,00370	313843	593163	28,6	92285	9851	9,04	1034,4	2839,6	36,4	28,6
0,00290	315964	598442	28,9	90900	11151	8,81	819,5	2766,3	29,6	28,6
0,00163	318558	610003	29,9	90329	11671	8,36	476,4	2625,5	18,1	28,6

Tabela I.15 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque	We [W]	Wm [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01434	10403	47917	3,8	36175	-20229	7,22	538,0	1815,5	29,6	29,0
0,01300	39771	114774	7,7	41805	-13567	7,25	974,8	1822,0	53,5	29,0
0,01205	58724	158693	10,2	45578	-8971	7,63	1204,7	1918,6	62,8	30,0
0,01104	81487	199644	12,1	49055	-6291	7,68	1304,6	1930,0	67,6	30,0
0,01017	96881	224854	13,1	52094	-5190	7,46	1301,5	1874,1	69,4	31,0
0,00916	111681	246838	13,8	54000	-5251	7,23	1238,3	1817,4	68,1	32,0
0,00828	123287	265237	14,5	55546	-5002	7,01	1175,0	1760,6	66,7	32,0
0,00657	141398	296888	15,9	57363	-2042	6,55	1021,8	1647,0	62,0	33,0
0,00516	153070	323237	17,4	58702	-1360	6,30	877,7	1583,7	55,4	34,0
0,00455	156995	330772	17,8	58562	2898	6,10	790,2	1533,4	51,5	34,0
0,00371	161469	340599	18,4	58988	4974	5,87	665,1	1475,7	45,1	35,0
0,00284	165246	347820	18,7	58939	6589	5,66	517,8	1423,5	36,4	35,0
0,00192	167760	354464	19,1	57032	7764	5,42	358,0	1363,0	26,3	36,0
0,00111	168824	360594	19,6	60542	6175	5,20	213,7	1307,2	16,4	36,0

Tabela I.16 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,0114	38029	39916	0,2	18325	-13676	4,18	21,6	788,0	2,7	17,1
0,0111	45067	57519	1,3	19785	-11918	4,41	137,7	830,6	16,6	17,1
0,0102	60394	92535	3,3	22587	-8529	4,41	327,4	830,6	39,4	17,3
0,0093	75957	128357	5,4	25832	-5048	4,63	485,0	873,2	55,5	17,3
0,0083	89817	155351	6,7	27861	-3328	4,63	544,5	873,2	62,4	17,3
0,0074	100429	173543	7,5	29999	-2792	4,63	542,6	872,5	62,2	17,4
0,0065	110282	188086	8,0	31157	-2781	4,37	503,6	824,7	61,1	17,4
0,0056	118251	203013	8,7	32277	-2143	4,18	471,0	788,0	59,8	17,4
0,0046	125263	217396	9,4	32966	-449	3,95	426,5	745,4	57,2	17,6
0,0032	133106	234416	10,4	33924	685	3,50	323,0	660,2	48,9	17,9
0,0026	135798	238616	10,5	33813	1777	3,48	267,1	655,3	40,8	18,0
0,0019	137797	243706	10,9	33707	3109	3,28	202,8	617,6	32,8	18,0
0,0009	139452	250999	11,4	33025	3747	3,05	105,3	575,0	18,3	18,0

Tabela I.17 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01781	37449	142249	8,5	94329	-45703	23,39	1866,4	8572,8	21,8	60,4
0,01621	108944	279510	13,8	105630	-33321	23,52	2764,7	8618,9	32,1	60,6
0,01471	169309	388242	17,8	114903	-25182	23,55	3219,5	8629,8	37,3	60,7
0,01318	225285	480961	20,7	122458	-19849	23,25	3371,0	8520,5	39,6	61,0
0,01168	8367	317398	25,1	128910	-15987	22,27	3609,8	8162,1	44,2	60,6
0,01026	51207	384144	27,0	134478	-12951	21,59	3415,4	7914,3	43,2	60,3
0,00883	87411	444891	29,0	139628	-8310	20,81	3157,8	7627,8	41,4	60,2
0,00736	120583	507577	31,4	143077	-583	19,98	2849,6	7322,3	38,9	60,2
0,00591	148446	566841	34,0	145462	4770	19,34	2472,0	7089,4	34,9	60,1
0,00450	171263	614504	36,0	148171	8751	18,80	1993,0	6889,2	28,9	60,1
0,00295	190513	657700	37,9	153534	10901	18,05	1379,2	6615,6	20,8	60,1
0,00159	202516	682508	39,0	160155	10253	17,40	763,3	6376,6	12,0	60,2
0,00081	208268	695196	39,5	164744	8602	16,92	394,7	6200,8	6,4	60,7

Tabela I.18 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01478	19312,21	109392,2	7,3	70634,74	31189,91	17,51264	1331,8	5501,8	24,2	60,9
0,01314	79121,81	222078,3	11,6	79886,28	21521,39	17,51264	1878,9	5501,8	34,2	60,8
0,01170	126405,9	306222,5	14,6	86887,42	16397,03	17,51264	2103,1	5501,8	38,2	60,7
0,01026	167877,5	377071,4	17,0	92348,84	12518,07	17,28667	2146,3	5430,8	39,5	60,6
0,00884	204008,1	433129,9	18,6	97139,47	-9767,85	16,71434	2024,4	5251,0	38,6	60,7
0,00735	235318,4	487323,7	20,5	101787,4	5523,166	16,04014	1851,6	5039,2	36,7	60,7
0,00594	45937,17	343112,6	24,1	104581,7	780,1639	14,91399	1765,8	4685,4	37,7	60,6
0,00439	71844,41	398510,8	26,5	106903,5	5151,016	14,46205	1435,5	4543,4	31,6	60,6
0,00304	88814,44	435595,3	28,1	110628	7524,082	14,01011	1053,7	4401,4	23,9	60,5
0,00154	101912,6	459216,8	29,0	116424,1	7373,836	13,27664	551,9	4171,0	13,2	60,5
0,00084	106877,1	470899	29,5	119756,3	6486,131	12,9914	305,7	4081,4	7,5	60,7

Tabela I.19 - BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01142	18676,87	76689,35	4,7	44959,99	19324,02	11,1855	662,6	2811,2	23,6	60,8
0,01029	52241,76	143536,5	7,4	50038,42	13908,37	10,95953	939,1	2754,4	34,1	60,7
0,00908	83712,72	200739	9,5	55009,78	10684,26	10,82432	1062,1	2720,4	39,0	60,5
0,00788	111368,2	249324,7	11,2	58648,5	7854,412	11,41887	1086,7	2869,9	37,9	60,4
0,00665	136302	289289,8	12,4	61681,75	5819,955	11,17994	1017,8	2809,8	36,2	60,4
0,00559	155107,3	321046,7	13,5	64032,91	2976,923	10,73356	927,3	2697,6	34,4	60,3
0,00442	173486,2	359721,3	15,1	65924,08	1093,803	10,28162	823,9	2584,1	31,9	60,2
0,00327	189015,1	391872	16,5	67633,21	3562,82	10,05565	663,4	2527,3	26,2	60,1
0,00214	199608	415263	17,5	70591,5	4466,328	9,60371	462,3	2413,7	19,2	60,0
0,00102	208183,9	427998,1	17,8	74457,89	4207,885	9,15177	224,8	2300,1	9,8	60,0

Tabela I.20 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00906	45537	59741	1,2	21982	-14165	6,35	128,7	1197,5	10,8	60,7
0,00821	65807	102122	2,9	25123	-10349	6,55	298,1	1235,2	24,1	60,6
0,00730	85427	139574	4,4	28176	-7376	6,33	395,3	1192,6	33,1	60,4
0,00644	102717	170010	5,5	30824	-5815	6,80	433,1	1281,3	33,8	60,2
0,00570	116226	192879	6,2	32386	-4343	6,92	436,8	1305,1	33,5	60,1
0,00474	131562	216889	6,9	34192	-2977	6,55	404,8	1235,2	32,8	60,6
0,00379	145165	241152	7,8	35736	-720	6,33	364,0	1192,6	30,5	60,5
0,00301	154341	261405	8,7	36763	1075	6,10	322,7	1150,0	28,1	60,4
0,00210	162794	281208	9,6	38165	2118	5,88	248,2	1107,5	22,4	60,2
0,00115	170323	293125	10,0	40491	2106	5,65	141,6	1064,9	13,3	60,1

Tabela I.21 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01550	65371	167929	8,3	88739	-41308	26,55	1589,4	9730,9	16,3	39,2
0,01390	134297	305104	13,9	98935	-29438	26,41	2373,7	9680,7	24,5	39,2
0,01123	234711	482769	20,1	112791	-16906	25,82	2784,9	9462,1	29,4	39,6
0,01070	85990	358348	22,1	116325	-15654	25,42	2913,4	9318,2	31,3	39,4
0,00923	133750	432174	24,2	123196	-12767	24,40	2754,1	8942,8	30,8	39,3
0,00769	178803	508363	26,7	128270	-6847	23,30	2533,5	8539,5	29,7	39,2
0,00609	217606	603660	31,3	136993	2166	22,83	2349,8	8366,4	28,1	39,2
0,00451	252275	667062	33,7	140021	5503	22,19	1872,0	8133,5	23,0	39,3
0,00289	112138	563737	36,6	149199	6393	20,89	1303,1	7658,3	17,0	39,3
0,00123	137086	607722	38,2	158507	6272	20,02	578,7	7336,6	7,9	39,9
0,00000	153979	640096	39,4	166541	4537	17,55	0,0	6433,0	0,0	40,4

Tabela I.22 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01419	134050,5	152997,7	1,5	57156,83	40328,94	20,45025	268,9	6424,6	4,2	39,4
0,01279	190114,7	265083,1	6,1	63933,82	28919,25	20,67622	958,5	6495,6	14,8	39,2
0,01154	235798,8	351954,7	9,4	70520,81	21050,34	20,47433	1340,3	6432,2	20,8	39,1
0,01036	18233,24	182597,6	13,3	76583,97	15110,05	19,8242	1703,1	6228,0	27,3	39,1
0,00879	73134,41	275827,5	16,4	85052,29	10379,62	19,3204	1781,1	6069,7	29,3	39,5
0,00735	115334,5	342989,7	18,5	90554,53	7913,502	18,64249	1672,4	5856,7	28,6	39,2
0,00583	153317,9	407696,7	20,6	95980,13	4491,248	17,73861	1483,7	5572,7	26,6	39,1
0,00440	184815,5	487836,1	24,6	103810,7	2611,41	17,39966	1334,2	5466,3	24,4	39,4
0,00297	212594,2	529868,4	25,7	106463,2	3897,082	16,94772	943,8	5324,3	17,7	39,5
0,00144	236554,3	571341,3	27,2	113938,6	4212,295	16,06421	483,4	5046,7	9,6	39,7
0,00000	254976,2	603366,8	28,3	121939,5	2944,148	14,27683	0,0	4485,2	0,0	39,9

Tabela I.23 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00899	10014,08	86259,55	6,2	45910,95	14302,98	14,46205	685,2	3634,7	18,9	39,3
0,00811	38027,6	141684,3	8,4	49997,23	11069,01	14,46205	840,5	3634,7	23,1	39,4
0,00716	63241,51	188006,2	10,1	53553,18	8480,707	14,23608	893,8	3577,9	25,0	39,1
0,00634	84061,92	221435,6	11,1	56752,88	7340,623	14,01011	871,4	3521,1	24,7	39,0
0,00552	104849,1	252588,1	12,0	59034,64	6367,461	13,55818	815,0	3407,5	23,9	39,0
0,00453	127090,3	291680,1	13,4	62243,43	4273,915	12,99881	745,9	3267,0	22,8	39,1
0,00368	143809,7	329425,8	15,1	63918,05	567,1967	12,76728	683,3	3208,8	21,3	39,3
0,00279	159933,1	360847,7	16,3	65924,45	1781,377	12,54131	561,0	3152,0	17,8	39,4
0,00201	91656,19	303436,8	17,2	69373,71	1960,541	12,08937	424,7	3038,4	14,0	39,1
0,00077	108988,7	332129	18,1	73789,16	2178,639	11,67262	171,7	2933,6	5,9	39,3
0,00000	119638	350475,8	18,7	77848,71	1522,41	10,72245	0,0	2694,8	0,0	39,6

Tabela I.24 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00648	21780	63653	3,4	24752	-8481	9,38	271,2	1767,7	15,3	39,2
0,00593	35668	86771	4,1	26657	-6566	9,15	303,3	1725,1	17,6	39,2
0,00531	50647	115908	5,3	28547	-4895	9,15	346,2	1725,1	20,1	39,2
0,00475	63524	137104	6,0	30434	-4089	8,93	349,8	1682,5	20,8	39,2
0,00421	75719	153991	6,4	32034	-3645	8,59	329,3	1618,6	20,3	39,2
0,00419	76090	154296	6,3	32198	-3749	8,59	327,7	1618,6	20,2	39,2
0,00355	89060	174963	7,0	33622	-2919	8,36	304,8	1576,0	19,3	39,2
0,00299	98952	195936	7,9	35252	-612	8,13	290,4	1533,4	18,9	39,2
0,00244	108276	216723	8,8	37378	-247	8,13	264,8	1533,4	17,3	39,2
0,00184	117604	233302	9,4	38712	173	7,91	213,3	1490,8	14,3	39,3
0,00122	126792	244887	9,6	39760	121	8,16	143,8	1538,3	9,3	39,3
0,00000	142788	270402	10,4	43167	698	7,65	0,0	1442,6	0,0	39,4

Tabela I.25 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01069	2119	195340	15,7	103041	-28968	30,05	2065,3	11015,4	18,7	24,9
0,00976	70687	302211	18,8	109925	-23865	29,59	2260,5	10845,6	20,8	25,2
0,00851	150194	416197	21,6	117793	-19031	28,87	2264,8	10582,9	21,4	25,2
0,00752	205550	492646	23,3	122955	-15605	28,36	2160,1	10394,2	20,8	25,0
0,00662	12990	338950	26,5	127511	-11762	27,68	2156,9	10145,7	21,3	24,7
0,00553	26687	388658	29,4	134539	-6453	26,78	2003,3	9814,4	20,4	25,1
0,00464	76177	460092	31,2	139824	-3621	26,30	1780,0	9640,6	18,5	25,5
0,00347	130155	531296	32,6	145595	-2559	25,87	1391,6	9483,1	14,7	25,2
0,00240	178704	601515	34,3	151957	-215	25,72	1012,9	9426,1	10,7	25,4
0,00115	232037	674395	35,9	158403	1621	25,42	507,4	9317,5	5,4	25,5

Tabela I.26 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00929	39200	165741	10,3	73122	-24458	23,80	1175,8	7477,9	15,7	25,4
0,00826	101955	261015	12,9	79491	-19357	23,47	1314,4	7372,5	17,8	25,4
0,00752	140304	319005	14,5	83502	-16669	23,27	1343,0	7312,0	18,4	25,1
0,00664	195456	395132	16,2	88151	-13092	22,62	1325,4	7104,9	18,7	25,3
0,00579	236936	454993	17,7	91837	-10097	22,37	1263,2	7026,9	18,0	25,1
0,00476	286552	526698	19,5	97023	-6721	21,92	1143,4	6886,1	16,6	24,8
0,00392	54639	333783	22,7	101828	-4159	20,91	1095,3	6568,9	16,7	25,3
0,00312	93179	386949	23,8	105501	-2214	20,68	916,5	6495,6	14,1	25,7
0,00230	124288	430572	24,9	108439	-1006	20,74	705,7	6516,6	10,8	25,1
0,00109	176751	497782	26,1	114186	-30	20,45	350,5	6424,6	5,5	25,0

Tabela I.27 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00654	10456	110044	8,1	50242	-13908	16,96	651,0	4262,2	15,3	25,7
0,00608	26434	136689	8,9	51756	-12103	16,95	669,8	4259,4	15,7	25,4
0,00549	51303	174547	10,0	54273	-10289	16,72	677,0	4202,6	16,1	25,4
0,00486	75534	210628	11,0	56444	-8430	16,50	656,3	4145,8	15,8	24,9
0,00420	149880	295464	11,8	59215	-6247	16,27	610,7	4089,0	14,9	25,5
0,00366	172528	328914	12,7	61512	-4803	16,04	571,9	4032,3	14,2	25,6
0,00315	197992	360960	13,2	63395	-4079	15,82	513,9	3975,5	12,9	25,4
0,00257	222030	392973	13,9	65690	-2971	15,82	440,1	3975,5	11,1	25,0
0,00195	69193	263118	15,7	67969	-1276	15,37	377,4	3861,9	9,8	25,5
0,00122	98884	300042	16,3	70370	-384	15,14	246,3	3805,1	6,5	25,9

Tabela I.28 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00498	51313	89172	3,1	25332	-10497	12,32	188,4	2321,4	8,1	25,5
0,00457	62571	106772	3,6	26353	-9123	12,32	201,8	2321,4	8,7	25,0
0,00409	83093	140023	4,6	28555	-7666	12,09	232,8	2278,8	10,2	25,2
0,00374	103187	165047	5,0	29712	-6361	11,86	231,4	2236,2	10,3	25,4
0,00322	123114	194021	5,8	31051	-5265	11,64	228,3	2194,0	10,4	25,0
0,00284	138404	216056	6,3	32412	-4238	11,49	220,3	2166,7	10,2	25,2
0,00239	160092	243354	6,8	33859	-3406	11,20	199,4	2111,9	9,4	25,5
0,00192	182441	271555	7,2	35169	-2901	11,16	171,2	2103,2	8,1	25,0
0,00152	201450	295803	7,7	36659	-1944	11,05	143,5	2083,3	6,9	25,4
0,00102	219649	319884	8,1	37526	-1259	10,93	102,1	2059,5	5,0	25,0

Tabela I.29 - BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00716	6537	288602	22,9	120161	-18507	29,60	2018,7	10849,7	18,6	20,5
0,00639	53422	356755	24,6	124072	-15269	29,04	1938,7	10644,0	18,2	20,3
0,00568	97668	416504	25,9	128035	-12742	28,81	1809,8	10559,8	17,1	20,2
0,00515	128999	459471	26,8	130913	-11383	28,58	1702,8	10476,3	16,3	20,0
0,00441	180022	525340	28,0	135460	-9071	28,13	1521,7	10310,7	14,8	20,1
0,00382	221335	579374	29,1	139366	-6616	27,77	1366,9	10176,9	13,4	20,4
0,00329	254266	624108	30,0	142251	-4632	27,67	1216,3	10142,3	12,0	20,4
0,00265	301493	678951	30,6	144567	-2917	27,46	1001,6	10064,3	10,0	20,2
0,00190	349215	737467	31,5	148509	-1678	27,19	739,4	9966,5	7,4	20,5
0,00100	384830	804682	34,1	155480	-1194	26,56	419,5	9735,7	4,3	21,3

Tabela I.30 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00720	10031	169641	13,0	80313	-21112	24,86	1149,4	7809,0	14,7	20,6
0,00667	38145	214846	14,3	82720	-18734	24,59	1178,5	7725,2	15,3	20,4
0,00595	90989	284228	15,7	86012	-15595	24,13	1149,6	7579,1	15,2	20,2
0,00518	153220	365464	17,2	90071	-12150	23,51	1099,4	7385,3	14,9	20,4
0,00430	214083	443148	18,6	94505	-9711	23,05	985,9	7242,2	13,6	20,3
0,00368	254663	492619	19,3	97584	-8211	22,82	875,0	7170,0	12,2	20,2
0,00290	38985	312776	22,2	101501	-5822	22,19	795,3	6971,6	11,4	20,1
0,00228	76660	363784	23,3	104239	-3656	21,92	653,6	6886,1	9,5	20,3
0,00167	85868	385802	24,3	106965	-2271	21,60	500,4	6787,2	7,4	20,6
0,00084	135201	445043	25,1	111323	-2065	21,21	261,5	6663,2	3,9	20,4

Tabela I.31 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00532	32528	126840	7,7	50209	-13994	18,57	501,5	4667,7	10,7	19,9
0,00498	57940	166868	8,8	52199	-12231	18,19	542,2	4571,8	11,9	20,3
0,00450	87860	208904	9,8	54322	-10168	17,74	544,6	4458,2	12,2	20,5
0,00398	105580	238038	10,7	56194	-8662	17,40	527,3	4373,0	12,1	20,2
0,00349	130895	271918	11,4	58237	-7285	17,17	492,6	4316,2	11,4	20,2
0,00317	150392	300136	12,2	59704	-6488	16,95	474,2	4259,4	11,1	20,3
0,00272	175310	333044	12,8	61710	-5464	16,72	429,1	4202,6	10,2	20,5
0,00223	193295	358389	13,4	63344	-4635	16,63	368,4	4180,4	8,8	20,1
0,00180	38606	218934	14,6	65085	-3397	16,03	325,3	4029,9	8,1	20,3
0,00133	61797	250223	15,3	66452	-2368	15,82	251,2	3975,5	6,3	20,2
0,00000	135370	359494	18,2	73768	1590	14,37	0,0	3611,4	0,0	20,3

Tabela I.32 – BCS GN-7000 - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	?Protor [Pa]	?Pdifusor [Pa]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00511	167315	171123	0,3	20266	-14536	14,44	19,4	2722,5	0,7	20,2
0,00460	110613	132816	1,8	22610	-12159	14,01	102,2	2640,8	3,9	20,1
0,00421	134877	167011	2,6	24347	-10349	13,78	135,1	2597,6	5,2	20,2
0,00377	158521	200682	3,4	26071	-8774	13,55	159,1	2554,6	6,2	20,5
0,00310	194610	251307	4,6	28529	-6510	12,99	175,6	2449,2	7,2	20,5
0,00271	211877	275281	5,1	29775	-5597	12,77	172,0	2406,6	7,1	20,2
0,00228	233502	304155	5,7	31143	-4746	12,54	161,0	2364,0	6,8	20,3
0,00183	257086	332882	6,2	32564	-4084	12,32	138,5	2321,4	6,0	20,5
0,00133	119553	208505	7,2	34210	-3231	11,86	118,3	2235,5	5,3	20,8
0,00000	193118	309211	9,4	37600	782	10,85	0,0	2045,6	0,0	21,0

Tabela I.33 – BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,02604	7785	504688	50,9	46,46	12940,2	17026,7	76,0	15,8
0,02484	53315	567269	52,7	45,29	12764,3	16600,4	76,9	15,9
0,02345	103525	636206	54,6	43,86	12492,3	16075,7	77,7	16,1
0,02089	186872	742002	56,9	41,11	11599,4	15067,5	77,0	16,1
0,01955	229651	792673	57,7	41,90	11007,5	15356,7	71,7	16,4
0,01851	260552	827717	58,1	42,41	10498,2	15544,1	67,5	16,4
0,01194	4170	599732	61,0	33,81	7109,8	12391,4	57,4	17,4
0,01031	32101	640590	62,3	34,32	6272,4	12579,5	49,9	17,4
0,00872	55446	676948	63,7	32,79	5421,6	12018,0	45,1	17,4
0,00743	71308	702544	64,7	34,06	4690,1	12483,1	37,6	17,5
0,00620	83218	721056	65,3	34,69	3952,9	12713,2	31,1	17,6
0,00403	45289	681184	65,2	32,54	2562,2	11926,4	21,5	17,7
0,00294	50640	690021	65,5	33,28	1881,6	12196,6	15,4	17,7
0,00128	55720	690503	65,0	31,95	809,5	11711,2	6,9	17,9

Tabela I.34 – BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psaída [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,0258	19304,0	335228,2	32,4	36,5	8151,5	11472,5	71,1	18,9
0,0249	53739,1	382589,4	33,7	36,2	8177,5	11365,0	72,0	19,3
0,0235	100750,2	448200,7	35,6	36,2	8176,9	11374,2	71,9	19,4
0,0209	188622,8	566195,4	38,7	35,3	7875,3	11087,3	71,0	19,5
0,0200	8227,5	398649,9	40,0	33,2	7807,3	10431,5	74,8	19,7
0,0178	69565,7	474973,7	41,5	34,0	7213,3	10685,2	67,5	19,8
0,0157	83011,2	498163,8	42,5	33,9	6514,4	10641,0	61,2	19,9
0,0139	60620,9	474253,8	42,4	29,1	5735,1	9151,9	62,7	19,9
0,0126	21894,4	444532,4	43,3	27,7	5318,4	8705,6	61,1	20,2
0,0109	51336,8	482797,0	44,2	27,6	4704,5	8677,7	54,2	20,2
0,0093	77373,9	518083,1	45,2	27,0	4081,6	8488,0	48,1	20,3
0,0074	100494,2	553765,2	46,4	27,1	3340,8	8529,3	39,2	20,4
0,0056	115834,2	576835,3	47,2	26,3	2589,1	8262,2	31,3	20,5
0,0038	127443,3	589066,0	47,3	24,6	1741,1	7728,1	22,5	20,6
0,0020	134160,8	596784,7	47,4	24,3	929,6	7649,5	12,2	20,8

Tabela I.35 – BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,0250	28605,9	166517,4	14,1	25,2	3443,8	6345,8	54,3	20,9
0,0232	93134,1	259853,4	17,1	24,3	3861,0	6114,0	63,1	21,0
0,0213	151784,9	344255,9	19,7	24,3	4097,7	6117,7	67,0	21,1
0,0196	203119,3	414294,3	21,6	23,2	4146,2	5832,4	71,1	21,1
0,0177	262391,8	493544,4	23,7	23,3	4082,2	5855,7	69,7	21,4
0,0156	314139,1	562104,5	25,4	22,5	3861,0	5662,9	68,2	21,6
0,0119	37186,0	302283,2	27,2	20,4	3165,8	5132,3	61,7	21,6
0,0102	65441,3	333741,2	27,5	18,4	2749,2	4617,4	59,5	21,7
0,0084	92158,8	367696,2	28,2	17,7	2307,2	4446,6	51,9	21,7
0,0066	110621,3	395349,7	29,2	16,9	1868,5	4243,6	44,0	21,9
0,0046	125163,1	418217,3	30,0	16,2	1347,4	4076,0	33,1	21,9
0,0028	133914,0	426414,6	30,0	14,9	819,6	3743,6	21,9	21,9
0,0013	137245,3	430021,1	30,0	14,7	372,9	3698,0	10,1	21,9

Tabela I.36 – BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com água, 1 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,0188	22784,9	99825,7	7,9	13,8	1451,5	2601,0	55,8	22,1
0,0165	81961,3	185763,1	10,6	12,9	1716,7	2431,7	70,6	22,2
0,0147	123670,6	244223,0	12,4	12,6	1776,3	2382,1	74,6	22,2
0,0111	51133,0	196346,3	14,9	13,0	1618,3	2443,6	66,2	22,2
0,0093	79595,5	229478,3	15,4	12,2	1398,2	2299,7	60,8	22,2
0,0075	102626,2	255250,1	15,6	10,3	1137,1	1932,5	58,8	22,3
0,0056	118388,2	275100,2	16,1	9,6	883,6	1804,2	49,0	22,4
0,0038	129685,6	294716,9	16,9	9,3	630,9	1760,3	35,8	22,5
0,0018	136710,4	302849,3	17,0	8,7	294,4	1646,9	17,9	22,5

Tabela I.37 – BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,02107	15646	584287	46,1	57,06	11979,0	20914,6	57,3	60,1
0,01869	178821	768995	47,9	54,35	11027,4	19920,8	55,4	60,5
0,01643	51081	672581	50,4	51,32	10214,1	18808,8	54,3	60,0
0,01508	98027	733110	51,5	49,31	9579,8	18072,9	53,0	60,1
0,01303	49852	714820	54,0	46,70	8662,2	17115,0	50,6	60,1
0,01107	103071	795735	56,2	44,97	7667,9	16480,9	46,5	60,6
0,00931	28120	754251	58,9	44,01	6762,4	16129,3	41,9	60,0
0,00772	30614	776127	60,5	43,10	5756,6	15796,0	36,4	60,1
0,00576	29238	795680	62,2	41,59	4414,5	15242,0	29,0	60,0
0,00325	25434	812021	63,8	39,51	2555,2	14481,7	17,6	60,3
0,00000	17985	782494	62,0	31,37	0,0	11496,7	0,0	61,5

Tabela I.38 – BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,02137	9431	360667	28,5	46,24	7504,3	14525,7	51,7	60,3
0,01884	192806	583169	31,7	44,14	7355,9	13868,2	53,0	60,2
0,01690	273800	688860	33,7	42,22	7014,5	13263,0	52,9	59,9
0,01464	50760	503009	36,7	39,29	6620,4	12341,9	53,6	60,0
0,01234	119221	588163	38,1	36,36	5784,8	11422,5	50,6	60,2
0,01019	172768	654811	39,1	33,83	4911,1	10627,0	46,2	60,3
0,00795	214638	714162	40,5	31,64	3968,9	9938,7	39,9	60,5
0,00579	71275	593322	42,4	29,71	3024,9	9332,3	32,4	60,0
0,00367	93967	629677	43,5	27,91	1965,0	8769,6	22,4	60,1
0,00154	107717	650063	44,0	25,83	836,1	8116,2	10,3	60,5
0,00000	115073	661295	44,3	23,09	0,0	7252,7	0,0	61,0

Tabela I.39 - BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,02117	95725	231490	11,0	32,75	2873,9	8231,2	34,9	60,8
0,01896	199021	374373	14,2	31,68	3324,8	7961,6	41,8	60,4
0,01675	285918	493617	16,9	30,50	3479,5	7666,0	45,4	60,0
0,01440	69787	325791	20,8	28,14	3685,5	7073,4	52,1	60,0
0,01455	24789	280546	20,8	28,13	3722,5	7070,6	52,6	60,2
0,01253	85330	361934	22,4	26,55	3464,8	6673,1	51,9	60,1
0,01022	143244	434830	23,7	24,40	2980,5	6131,7	48,6	60,2
0,00805	185196	490970	24,8	22,36	2460,2	5620,6	43,8	60,1
0,00589	210813	527613	25,7	20,45	1867,5	5139,7	36,3	60,1
0,00333	117069	455087	27,4	18,64	1124,7	4685,4	24,0	60,1
0,00177	127461	467163	27,6	17,51	600,1	4401,4	13,6	60,1
0,00000	135697	479920	27,9	15,41	0,0	3874,0	0,0	60,3

Tabela I.40 – BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 60 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01729	129705	164974	2,9	20,00	609,8	3769,6	16,2	60,2
0,01548	191892	259364	5,5	19,32	1044,7	3642,5	28,7	60,2
0,01385	241822	332546	7,4	18,65	1256,8	3515,4	35,8	60,2
0,01227	284888	393029	8,8	17,29	1327,1	3258,5	40,7	60,2
0,01030	65144	209614	11,7	16,02	1488,5	3019,3	49,3	60,2
0,00843	103514	260216	12,7	14,82	1320,7	2793,1	47,3	60,0
0,00661	133813	303627	13,8	13,56	1122,3	2555,7	43,9	60,0
0,00474	156324	331919	14,2	12,09	831,5	2279,5	36,5	59,8
0,00298	171227	352756	14,7	11,19	540,8	2108,4	25,7	59,6
0,00139	182025	367890	15,1	10,51	259,0	1980,6	13,1	59,4
0,00000	188657	377417	15,3	9,37	0,0	1767,0	0,0	59,4

Tabela I.41 – BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01911	11101	512563	40,7	61,92	9583,7	22694,0	42,2	39,2
0,01688	121370	660063	43,7	59,71	9093,5	21884,1	41,6	39,0
0,01527	194428	756883	45,6	57,40	8590,1	21039,6	40,8	38,9
0,01316	17831	628792	49,6	53,97	8037,4	19780,9	40,6	39,1
0,01172	73039	701554	51,0	51,86	7365,6	19007,7	38,8	39,2
0,00945	147651	793895	52,4	48,59	6108,5	17808,1	34,3	39,5
0,00777	29953	696736	54,1	46,32	5180,3	16976,5	30,5	39,4
0,00561	74666	750540	54,8	43,45	3792,1	15926,3	23,8	39,5
0,00374	51489	738025	55,7	41,51	2568,0	15212,8	16,9	39,5
0,00236	72780	768690	56,5	40,46	1642,7	14828,6	11,1	39,2
0,00000	18113	755252	59,8	33,11	0,0	12134,8	0,0	40,9

Tabela I.42 – BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01707	36323	377455	27,7	48,81	5824,3	15332,8	38,0	39,0
0,01558	109336	471514	29,4	47,43	5642,7	14901,6	37,9	39,4
0,01384	187679	581149	31,9	45,73	5447,3	14365,7	37,9	39,5
0,01230	243807	663361	34,0	44,18	5160,0	13878,6	37,2	39,5
0,01070	296124	742692	36,2	42,73	4777,2	13423,0	35,6	39,5
0,00866	350283	812951	37,5	41,14	4008,7	12924,3	31,0	39,6
0,00592	90890	629129	43,7	38,76	3187,3	12175,4	26,2	39,1
0,00383	133445	682134	44,5	36,72	2100,8	11534,8	18,2	39,6
0,00211	166099	718952	44,9	35,27	1166,8	11079,2	10,5	40,1
0,00000	197820	771903	46,6	30,16	0,0	9475,5	0,0	40,6

Tabela I.43 – BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01618	53562	210931	12,8	34,94	2545,6	8781,9	29,0	39,0
0,01465	120016	302076	14,8	34,20	2667,4	8595,2	31,0	38,9
0,01283	196647	404278	16,8	32,77	2664,1	8234,9	32,4	39,0
0,01108	260115	485158	18,3	31,41	2492,5	7894,1	31,6	39,1
0,00945	310940	560319	20,2	30,28	2357,0	7610,2	31,0	39,2
0,00787	23045	326625	24,6	28,59	2387,9	7184,2	33,2	39,2
0,00617	63902	386139	26,1	27,70	1988,2	6960,8	28,6	39,2
0,00446	96898	430265	27,1	26,50	1488,0	6660,1	22,3	39,2
0,00285	123081	459761	27,3	25,08	959,8	6303,9	15,2	39,3
0,00152	143928	482898	27,5	24,18	515,6	6076,8	8,5	39,7
0,00000	165066	512834	28,2	21,23	0,0	5336,6	0,0	40,0

Tabela I.44 – BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 270 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01435	143716	175099	2,5	23,51	450,2	4431,2	10,2	39,2
0,01299	202517	256184	4,4	23,05	697,3	4344,6	16,1	39,1
0,01156	255765	330201	6,0	22,37	860,4	4216,8	20,4	39,1
0,00997	311263	404223	7,5	21,47	926,6	4046,5	22,9	39,1
0,00839	75415	206707	10,7	19,32	1101,0	3641,8	30,2	39,1
0,00707	108419	254687	11,9	18,64	1033,7	3514,0	29,4	38,9
0,00554	139815	302385	13,2	17,96	901,3	3386,2	26,6	38,8
0,00407	161506	337650	14,3	17,29	716,9	3258,5	22,0	38,8
0,00270	181930	361415	14,6	16,49	484,3	3108,0	15,6	38,8
0,00136	203880	384396	14,6	15,59	246,0	2939,0	8,4	39,1
0,00000	223158	404422	14,7	13,69	0,0	2581,1	0,0	39,2

Tabela I.45 – BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01141	49865	614777	45,8	60,67	6444,9	22237,8	29,0	25,0
0,01038	132255	711978	47,0	59,09	6019,1	21656,6	27,8	25,0
0,00966	33010	629712	48,4	57,40	5763,9	21036,8	27,4	25,0
0,00874	83847	687835	49,0	56,26	5278,6	20621,4	25,6	25,0
0,00803	126585	740079	49,8	54,91	4923,8	20125,8	24,5	25,3
0,00703	33829	660079	50,8	52,85	4402,6	19370,2	22,7	25,3
0,00609	64828	694577	51,1	51,62	3836,9	18918,8	20,3	25,2
0,00485	37012	674400	51,7	49,49	3091,5	18139,4	17,0	25,3
0,00375	81140	721571	52,0	48,75	2404,3	17867,2	13,5	25,4
0,00289	23245	675980	53,0	47,68	1885,8	17474,1	10,8	25,5
0,00249	42050	700286	53,4	47,45	1635,8	17391,3	9,4	25,6
0,00000	18314	748165	59,2	35,32	0,0	12944,7	0,0	29,2

Tabela I.46 – BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01036	41098	427179	31,3	47,68	3998,1	14980,1	26,7	25,6
0,00914	129053	530764	32,6	46,55	3672,9	14624,0	25,1	25,2
0,00834	201221	610349	33,2	45,53	3412,3	14304,6	23,9	25,2
0,00747	249016	666930	33,9	44,44	3123,5	13960,1	22,4	25,1
0,00633	309918	740215	34,9	42,84	2722,3	13459,7	20,2	25,1
0,00544	332624	766166	35,2	41,59	2359,9	13064,6	18,1	25,2
0,00462	321525	761821	35,7	40,55	2034,2	12738,1	16,0	25,2
0,00371	49530	520473	38,2	39,54	1748,5	12422,2	14,1	25,4
0,00283	80369	556521	38,6	39,48	1349,1	12403,5	10,9	25,6
0,00184	129429	614933	39,4	38,88	891,9	12213,3	7,3	26,0
0,00000	199925	718884	42,1	31,29	0,0	9831,6	0,0	26,8

Tabela I.47 – BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00994	20838	184068	13,2	34,11	1623,3	8573,3	18,9	25,3
0,00930	69778	278077	16,9	34,79	1937,4	8743,7	22,2	25,1
0,00838	160800	386228	18,3	34,23	1888,9	8604,0	22,0	25,3
0,00764	208185	440357	18,8	33,25	1772,8	8357,3	21,2	25,5
0,00650	266168	508252	19,6	32,14	1572,8	8076,6	19,5	25,6
0,00553	283501	535411	20,4	31,08	1392,2	7810,3	17,8	25,5
0,00466	296188	557042	21,2	30,05	1216,8	7551,5	16,1	25,5
0,00358	68906	358050	23,5	28,67	1035,4	7206,6	14,4	25,5
0,00286	98588	392190	23,8	28,55	840,6	7174,9	11,7	25,6
0,00171	140334	440612	24,4	28,07	513,4	7054,8	7,3	25,6
0,00000	209053	524987	25,6	24,15	0,0	6070,7	0,0	25,4

Tabela I.48 – BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 720 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00842	68017	155114	7,1	24,09	733,1	4540,8	16,1	25,0
0,00756	141696	237356	7,8	23,73	723,7	4472,4	16,2	24,9
0,00698	191564	292497	8,2	23,30	705,0	4392,1	16,1	25,0
0,00586	250488	360686	8,9	22,40	645,5	4223,1	15,3	25,1
0,00495	268870	386949	9,6	21,69	584,2	4089,0	14,3	25,3
0,00404	309865	434307	10,1	20,68	503,2	3897,4	12,9	25,4
0,00343	86234	234134	12,0	19,81	507,2	3734,7	13,6	25,4
0,00262	112274	267789	12,6	19,65	407,7	3704,0	11,0	25,3
0,00183	138749	300857	13,2	19,39	296,4	3655,4	8,1	25,1
0,00000	216081	388385	14,0	17,31	0,0	3262,0	0,0	25,5

Tabela I.49 - BCS J35N - Dados experimentais a 3500 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00749	85412	650836	45,9	53,89	4237,5	19753,1	21,5	20,5
0,00672	147250	718437	46,4	52,31	3835,8	19173,3	20,0	20,3
0,00623	54073	635347	47,2	51,43	3619,2	18848,8	19,2	20,0
0,00477	96043	691924	48,4	50,07	2843,0	18351,9	15,5	20,0
0,00466	104597	703999	48,6	49,73	2795,5	18227,7	15,3	20,1
0,00405	147203	750718	49,0	49,04	2443,5	17973,8	13,6	20,4
0,00334	73703	687458	49,8	48,31	2047,2	17705,6	11,6	20,2
0,00128	101258	744577	52,2	46,36	822,4	16992,1	4,8	22,0
0,00000	18402	734042	58,1	36,03	0,0	13205,4	0,0	23,9

Tabela I.50 – BCS J35N - Dados experimentais a 3000 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01041	3858	348853	28,0	46,97	3590,3	14756,7	24,3	25,1
0,00980	130003	524029	32,0	48,17	3862,9	15133,8	25,5	24,9
0,00897	195585	601003	32,9	47,26	3637,7	14848,6	24,5	25,0
0,00763	281796	704626	34,3	45,53	3227,7	14303,4	22,6	25,2
0,00695	322366	753064	35,0	44,47	2992,4	13969,4	21,4	25,3
0,00563	337266	772971	35,4	42,38	2453,6	13314,2	18,4	25,5
0,00468	324600	764414	35,7	40,95	2056,6	12865,0	16,0	25,2
0,00391	356047	813164	37,1	41,81	1787,2	13134,4	13,6	25,2
0,00326	140851	623232	39,1	41,55	1574,9	13052,9	12,1	25,1
0,00154	209416	705548	40,3	40,60	764,9	12753,8	6,0	25,8
0,00000	267611	795578	42,8	32,43	0,0	10188,3	0,0	26,7

Tabela I.51 – BCS J35N - Dados experimentais a 2400 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,01131	39694	218520	14,5	37,31	2022,3	9377,7	21,6	25,0
0,01028	112397	311700	16,2	36,49	2049,6	9172,0	22,3	25,3
0,00914	194618	407944	17,3	35,53	1949,6	8929,9	21,8	25,3
0,00808	252156	474532	18,0	34,46	1796,3	8660,8	20,7	25,3
0,00686	316327	553441	19,2	33,22	1626,2	8348,5	19,5	25,4
0,00576	364231	612726	20,2	32,01	1431,9	8044,0	17,8	25,4
0,00406	55687	345546	23,5	29,81	1177,0	7491,0	15,7	25,1
0,00362	68832	363156	23,9	29,82	1065,2	7493,3	14,2	25,0
0,00250	109877	413518	24,6	29,26	759,7	7354,6	10,3	25,3
0,00132	157975	466637	25,0	29,04	406,0	7297,8	5,6	25,5
0,00000	212386	539840	26,6	24,61	0,0	6184,3	0,0	26,1

Tabela I.52 – BCS J35N - Dados experimentais a 1800 rpm, com glicerina, 1020 cP.

Q [m³/s]	Pentrada [Pa]	Psáida [Pa]	H [m]	Torque [N.m]	Wh [W]	We [W]	Ef. [%]	Tmédia [°C]
0,00888	84733	161598	6,2	24,72	682,5	4660,2	14,6	25,1
0,00810	161722	247633	7,0	24,46	695,6	4610,7	15,1	24,8
0,00703	247897	344506	7,8	23,73	679,0	4472,4	15,2	25,0
0,00614	283439	389324	8,6	22,96	650,6	4327,9	15,0	25,2
0,00533	283919	400350	9,4	22,15	620,1	4174,2	14,9	25,3
0,00468	311472	433438	9,9	21,69	571,2	4089,0	14,0	25,5
0,00400	61231	204883	11,7	20,83	575,3	3925,7	14,7	24,7
0,00331	87226	238496	12,3	20,45	500,1	3854,8	13,0	24,9
0,00239	117625	278883	13,1	20,05	385,8	3778,7	10,2	25,1
0,00151	151349	318435	13,6	19,55	252,5	3684,4	6,9	25,5
0,00000	215261	393467	14,5	17,60	0,0	3316,8	0,0	25,6

## **Anexo II**

### **Procedimento de Aquisição de Dados**

## Procedimento de Aquisição de Dados - Sistema BCS

1) Ligar sistema Advantech de aquisição de dados:

- Computador;
- Fonte 24 V;
- Equipamentos com alimentação individual:
  - Torquímetro bomba Ita (8)
  - Termopar bomba Ita (9)
  - Torquímetro BCS (BCS)
  - Medidor de vazão “Magnético” (13)
  - Medidor de vazão “Coriollis” (14)

2) Abrir ADAM-4000 Utility no computador:

- Clicar em:
  - a. ADAM-4000 Utility;
  - b. COM 1;
  - c. Search(binóculos);
  - d. 4018 e fazer *Update*;
  - e. 4019 e fazer *Update*.
  
- Fechar ADAM-4000 Utility (*importante*)

3) Abrir GeniDAQ Builder no computador:

- Clicar em:
  - f. GeniDAQ Builder;
  - g. Abrir arquivo:  
C:/Arquivos de Programa/Advantech/GeniDAQ/TESTES/Heber;
  - h. *Start* (homenzinho de azul);

Obs: Aparecerão os mostradores dos sinais Módulo 4018 e 4019, e dois campos a direita: [start/stop Coleta] e [número de dados a serem coletados ?].

- i. [número de dados a serem coletados ?] para escolher quantidade de dados a serem registrandos, está programado para registrar um dado por segundo;
- j. [start/stop Coleta] para iniciar gravação dos dados em arquivo;
- k. [start/stop Coleta] quando terminar ou a qualquer momento para destravar e possibilitar leitura do arquivo.
- l. *Stop* (homenzinho de vermelho)

Obs: Os passos de i a k poderão ser repetidos quantas vezes necessários.

- Salvar (*importante*)

- Para ver o arquivo gravado ir ao Windows Explorer:

C:/Arquivos de Programa/Advantech/GeniDAQ/TESTES/logs/"nome do arquivo".

- Fechar GeniDAQ.

- Desligar o computador, os equipamentos e a fonte.

Gilmar Amaral (14/06/2006)

## Dicas para melhor armazenamento de dados:

Nos passos de i a k, após seqüência de variação de vazão com uma rotação fixa, fazer:

- Clicar *stop* (homenzinho de vermelho);

- Clicar no disquete (figura central) do Task Designer: TASK:

1. Alterar *File name*.

Ex. para 800 rpm:

C:/Arquivos de Programa/Advantech/GeniDAQ/TESTES/logs/"Dados Ita-800"

2. Alterar *Comments*. (comentários dentro do arquivo)

Ex. para 800 rpm:

"Dados Ita-800"

3. Clicar ok

- Salvar (*importante*)

- Fechar GeniDAQ.

- Desligar o computador, os equipamentos e a fonte.

## **Anexo III**

### **Curvas de Catálogo do Desempenho das BCSs**

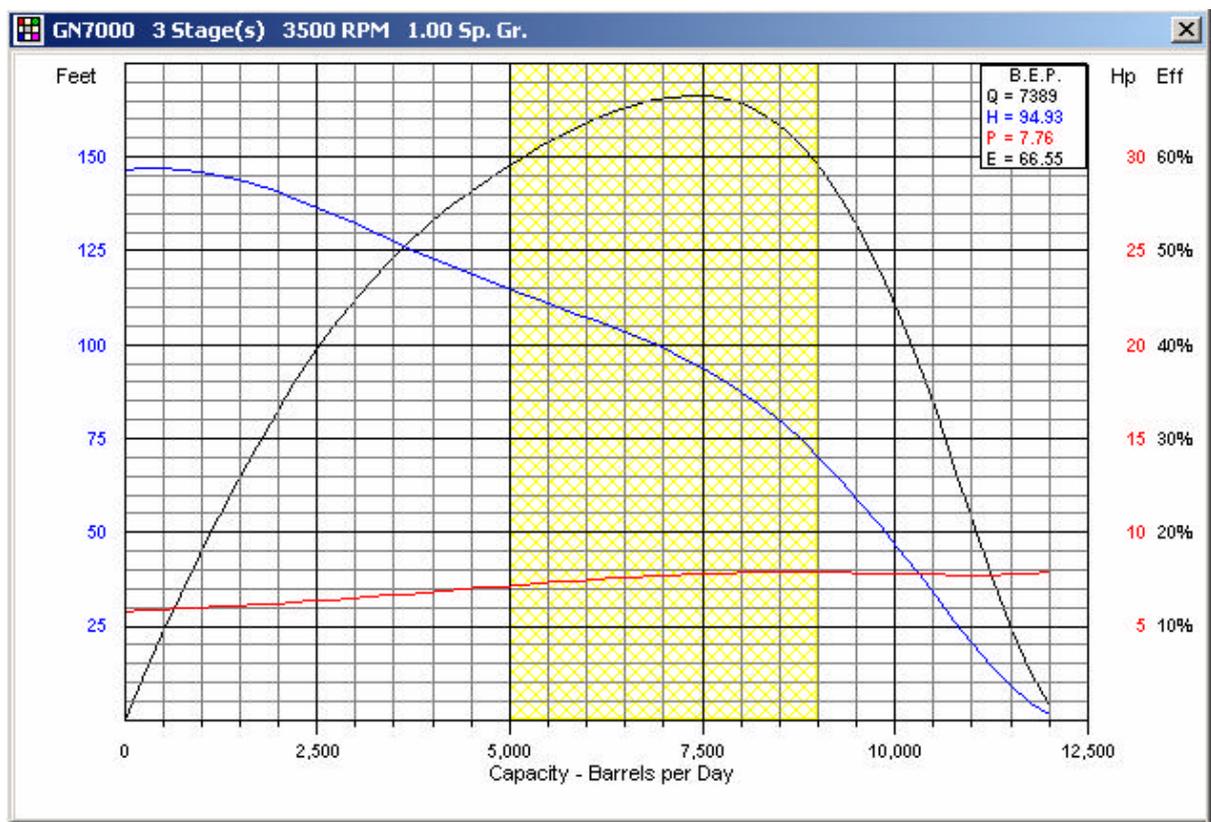


Figura III.1 - Curvas de catálogo do desempenho da BCS REDA GN-7000.

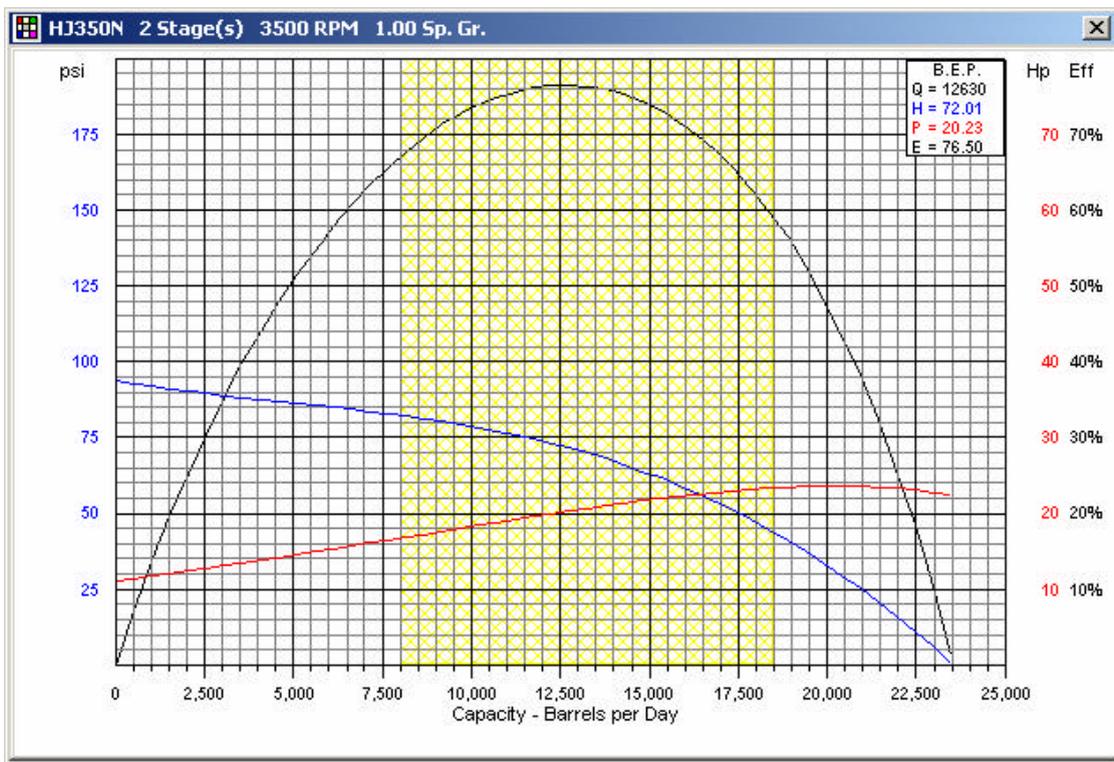


Figura III.2 - Curvas de catálogo do desempenho da BCS REDA J350N.

## **Anexo IV**

### **Instrumentação da BCS GN-7000**

## Instrumentação da BCS GN-7000

A BCS GN-7000 tem três estágios, compostos de um difusor e um rotor cada estágio. Para a modelagem interna do escoamento através do rotor e do difusor foi escolhido fazer tomadas de pressão no estágio intermediário, assim, evitando influências da entrada e da descarga da bomba.

A Figura IV.1 mostra os pontos de tomada de pressão:

- 1- Entrada do segundo rotor;
- 2- Saída do segundo rotor;
- 3- Entrada do terceiro rotor.

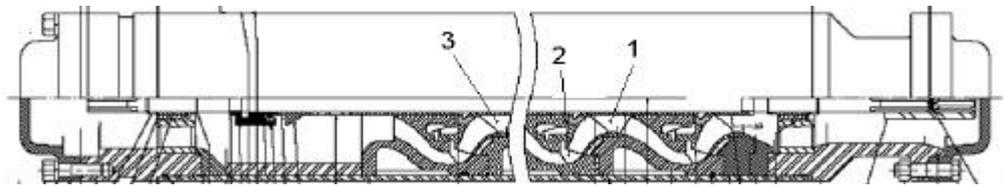


Figura IV.1 – Pontos de tomada de pressão na BCS GN-7000.

Para instrumentação da bomba foram necessários: desmontá-la, usar os componentes internos e montá-la.

### 1) Desmontagem da BCS

a) Inicia-se a desmontagem da BCS desenroscando a cabeça de descarga da carcaça tubular. Para tal, foi necessário fixar a BCS na base do *skid*, travar a carcaça com uma chave de corrente e aplicar um torque de aproximadamente 750 kgf.m, sentido anti-horário, na cabeça de descarga aparafusada a uma barra de aço de 16"x 2"x 1/2" , Figura IV.2.



Figura IV.2 – Desmontagem da BCS GN-7000.

b) Retira-se o eixo com todos os internos acoplados ao mesmo, Figura IV.3:



Figura IV.3 – Retirada do eixo com os internos da BCS GN-7000.

c) Desmonta se todos os internos acoplados ao eixo, Figura IV.4, tomando o cuidado de marcar todas as peças na ordem e sentido da desmontagem:



Figura IV.4 – Conjunto de todas as peças da BCS GN-7000.

## 2) Usinagem das Peças

Para alcançar os pontos de tomada de pressão mostrados na Figura IV.1 foram necessário usinar as seguintes peças:

### a) Primeiro difusor:

Foram usinados: dois canais de comunicação de pressão, com 6 mm de largura e 2 mm de profundidade, interligados a furos de 3 mm de diâmetro que atingiam os pontos de tomada de pressão 1 e 2; um canal de o'ring de 4,8 mm de largura e 2,8 mm de profundidade para alojar o'ring modelo OR1-244, com a finalidade de isolar hidraulicamente os pontos de tomada de pressão, mostrados nas Figuras: IV.5, IV.6, IV.7 e IV.8.

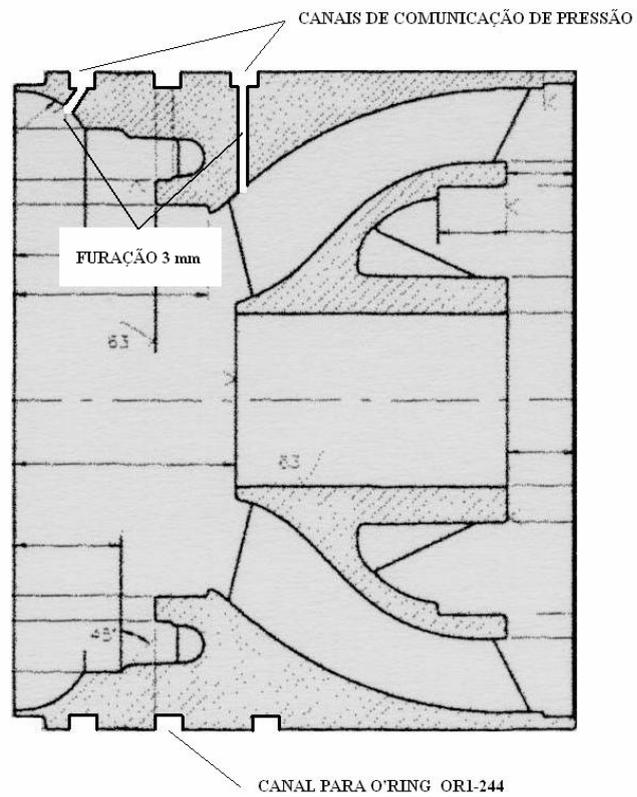


Figura IV.5 – Furos e canais de comunicação de pressão e o’ring no 1º difusor.



Figura IV.6 – 1º difusor: furo e os canais de comunicação de pressão e o’ring.



Figura IV.7 – Ponto de tomada de pressão 1 (1º difusor).



Figura IV.8 – Ponto de tomada de pressão 2 (1º difusor).

b) Segundo difusor:

Foram usinados: um canal de comunicação de pressão, com 6 mm de largura e 2 mm de profundidade, interligado a um furo de 3 mm de diâmetro que atingia o ponto de tomada de pressão 3; dois canais de o-rings de 4,8 mm de largura e 3,1 mm de profundidade para alojar

o'ring modelo OR1-244, com a finalidade de isolar hidraulicamente os pontos de tomada de pressão, mostrados nas Figura IV.9, IV.10 e IV.11.

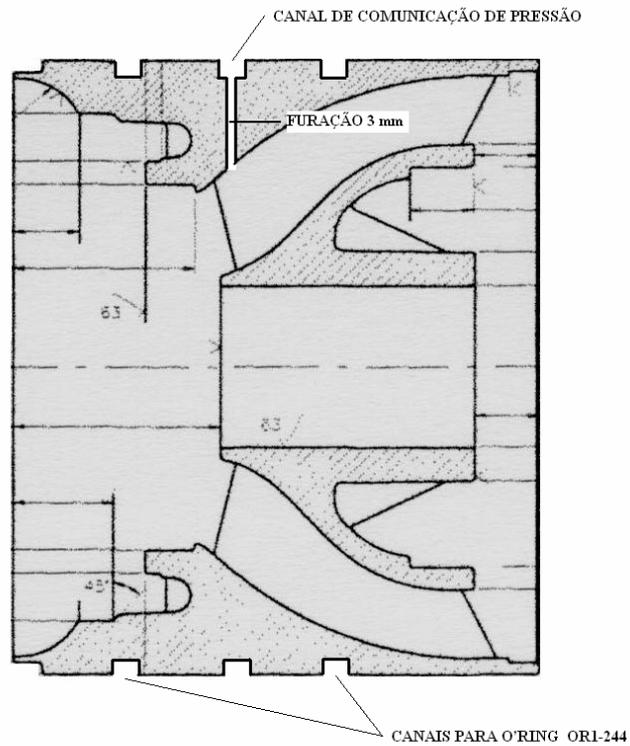


Figura IV.9 – Furo e canais de comunicação de pressão e o' rings no 2º difusor.



Figura IV.10 – 2º difusor: furo e canais de comunicação de pressão e o' rings.



Figura IV.11 – Ponto de tomada de pressão 3 (2° difusor).

c) Carcaça tubular:

Com a finalidade de comunicar hidráulicamente os pontos de tomada de pressão do estágio intermediário, e também, a entrada da BCS com os transdutores externos de pressão foram feitos quatro furos com rosca 1/4" NPT e introduzidos adaptadores na carcaça tubular da BCS, ver Figura IV.12:



Figura IV.12 – Pontos de tomada de pressão na carcaça tubular da BCS.

### 3) Montagem da BCS

a) Monta se todos os internos acoplados ao eixo, Figura IV.13, na ordem e sentido marcados na desmontagem:



Figura IV.13 – Difusores e rotores montados no eixo da BCS.

b) Coloca se os o’rings nos canais e monta se todo conjunto, Figura IV.14:



Figura IV.14 – Conjunto de todas as peças prontas para fechar a BCS.

c) Finaliza se a montagem da BCS enroscando a cabeça de descarga da carcaça tubular. Para tal, também, foi necessário fixar a BCS na base do skid, travar a carcaça com uma chave de corrente e aplicar um torque de aproximadamente 750 kgf.m, sentido horário, na cabeça de descarga aparafusada a uma barra de aço de 16”x 2”x 1/2” .

A Figura IV.15 mostra a BCS montada com os pontos de tomada de pressão:



Figura IV.15 – BCS GN-7000 montada com os pontos de tomada de pressão.

## **Anexo V**

### **Fotos**



Figura V.1 - Vista geral da montagem do Sistema de Testes de Bombas Centrífugas.



Figura V.2 – Skid de BCSs: motor, torquímetro e BCS.



Figura V.3 - BCSs REDA: J350N, GN-7000 e DN-1750.



Figura V.4 - BCS GN-7000 com as tomadas de pressão.



Figura V.5 - Skid vertical com a bomba Imbil ITA 65-330/2.



Figura V.6 - Bomba Imbil ITA 65-330/2 – Montada com a tampa de acrílico.



Figura V.7 - Bomba Imbil ITA 65-330/2 - Vista do 1º rotor com janela de acrílico.

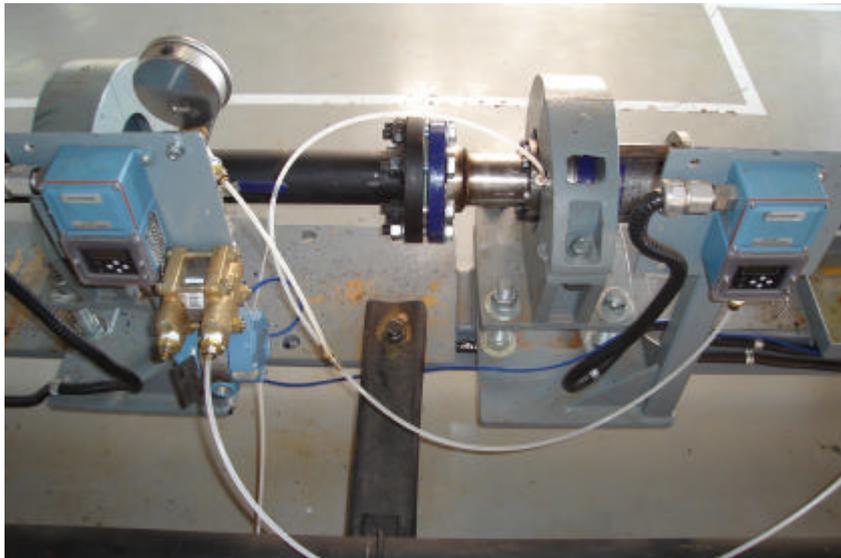


Figura V.8 - Transdutores de pressão.



Figura V.8 - Transdutores de pressão.



Figura V.9 - Medidor de vazão mássico (Coriollis).



Figura V.10 - Variadores de frequência.



Figura V.11 - Estação de aquisição de dados.



Figura V.12 - Separador gravitacional, transparente, para purgar ar do sistema.



Figura V.13 – Bomba *booster*.



Figura V.14 – Trocador de calor e bomba de calor do sistema.



Figura V.15 – Tanques de armazenamento do fluido de trabalho.