CARLOS EDUARDO VALENTIM

**OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE ROTORES DE BOMBAS
HIDRÁULICAS DE FLUXO A PARTIR DE CRITÉRIOS
CLÁSSICOS DE PROJETO – VERIFICAÇÕES
EXPERIMENTAIS**

SÃO PAULO
2008

CARLOS EDUARDO VALENTIM

**OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE ROTORES DE BOMBAS
HIDRÁULICAS DE FLUXO A PARTIR DE CRITÉRIOS
CLÁSSICOS DE PROJETO – VERIFICAÇÕES
EXPERIMENTAIS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

SÃO PAULO
2008

CARLOS EDUARDO VALENTIM

**OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE ROTORES DE BOMBAS
HIDRÁULICAS DE FLUXO A PARTIR DE CRITÉRIOS
CLÁSSICOS DE PROJETO – VERIFICAÇÕES
EXPERIMENTAIS**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

Área de concentração:
Energia e Fluidos

Orientador:
Prof. Dr. Douglas Lauria

SÃO PAULO
2008

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de setembro de 2008.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Valentim, Carlos Eduardo

Otimização do desempenho de rotores de bombas hidráulicas de fluxo a partir de critérios clássicos de projeto – verificações experimentais / C.E. Valentim. -- ed.rev. -- São Paulo, 2008. 104 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Bombas centrífugas I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela oportunidade.

À minha esposa Adna pela paciência e incentivo para com a realização deste trabalho.

Ao professor orientador Douglas Lauria pelas diretrizes.

À Escola de Engenharia Mauá pelo incentivo e financiamento deste projeto.

Muitas das falhas da vida acontecem
quando as pessoas não percebem o quão
perto estão quando desistem.
(Thomas Edson)

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar e otimizar o desempenho de uma bomba hidráulica de fluxo através do redimensionamento de seu rotor.

A partir da teoria acerca do pré-dimensionamento de rotores pelo método clássico (também conhecido como método geométrico) propõe-se uma planilha eletrônica que permite obter as dimensões básicas necessárias para o projeto de um rotor a partir de dados iniciais de operação e coeficientes empíricos.

De modo a validar o dimensionamento teórico este trabalho apresenta um estudo de caso em uma bomba-teste. A partir dos dados do software de dimensionamento e recomendações coletadas na bibliografia um novo rotor é desenvolvido tendo como objetivo principal melhorar o desempenho de operação da bomba.

Durante o desenvolvimento do novo rotor são utilizados aplicativos CAD e CAM de modo a auxiliar a elaboração do projeto e execução da usinagem.

Uma bancada especial de teste de bombas é utilizada no levantamento dos dados experimentais.

Os resultados dos ensaios demonstram um ganho máximo na eficiência de operação de 8% e redução de até 0,7 kW na potência da bomba operando com o novo rotor.

Palavras chaves: Método geométrico; Bomba Centrífuga; Projeto de Rotores.

ABSTRACT

This work has as objective to analyze and to optimize the performance of a flow hydraulic pump by the re-design of pump's impeller.

From the theory about impeller design by the classic method (also known as geometric method) proposes an electronic spread that allows obtaining the basic dimensions of impeller from initial pump operation data and empiric coefficients

In order to validate the theoretical design this work presents a "study of case" on a pump test. From the design software data and recommendations collected in the bibliography review a new impeller is developed with the main objective to improve the pump performance.

During the new impeller development are used applications CAD and CAM to aid the elaboration of the design and the execution of machining.

A special hydraulic pump test bench is used to collect experimental data.

The tests results shown a maximum gain of 8% in the efficiency of operation and a reduction of until 0,7 kW in the pump power consumption operating with the new impeller.

Key words: Geometric method; Centrifugal Pumps; Impeller Design.

LISTA DE TABELAS

Tabela 5-1 – Análise de incertezas para a placa de orifício Ø 20 mm.	38
Tabela 5-2 - Análise de incertezas para a placa de orifício Ø 15 mm	39
Tabela 5-3 – Análise de incerteza para a medição da altura de elevação.	39
Tabela 5-4 – Análise de incertezas para a medição da Potência.....	40
Tabela 5-5 – Análise de incertezas para a variável potência fluida.....	42
Tabela 5-6 – Análise de incertezas para a determinação da eficiência.....	42
Tabela 6-1 – Coeficiente empíricos utilizados no dimensionamento do novo rotor...	49
Tabela 6-2 – Características construtivas do novo rotor	50
Tabela 6-3 – Parâmetros de projetos calculados para o novo rotor.	51
Tabela 6-4 – Pontos para determinação da curvatura das pás.....	52
Tabela 6-5 – Resumo comparativo com as características do rotor original e novo.	56

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 5-1 – Curva de atrito da bancada de teste.....	26
Gráfico 5-2 $P=f(Q)$ para a placa de orifício com $\varnothing$ 15mm	32
Gráfico 5-3 – $P=f(Q)$ para a placa de orifício com $\varnothing$ 20mm	32
Gráfico 5-4 Erro em função da vazão para a placa $\varnothing$ 20 mm.	33
Gráfico 5-5 $P=f(Q^2)$ – Placa orifício com $\varnothing$ 20 mm.....	35
Gráfico 5-6 $P=f(Q^2)$ – Placa orifício com $\varnothing$ 15 mm.....	35
Gráfico 7-1 - $f(H) = Q$ – Curva características do rotor original.	60
Gráfico 7-2 – $f(H) = Q$ – Curvas características dos rotores.....	62
Gráfico 7-3 $\eta_g=f(Q)$ – Curva da eficiência para cada rotor.	63
Gráfico 7-4 $P=f(Q)$ – Curva de potência para cada rotor.....	64

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Projeto de um rotor com “Splitter blades”.....	5
Figura 3.1 – Volume de controle para um rotor de uma BHF.....	7
Figura 3.2 – Rotor em corte longitudinal e suas dimensões básicas.....	9
Figura 3.3 - Triângulo de velocidades na entrada do rotor (entrada irrotacional).....	11
Figura 3.4 – Triângulo de Velocidades na Face de sucção.....	13
Figura 3.6 – Traçado do perfil da pá pelo método ponto a ponto.....	18
Figura 4.1 – Planilha para entrada com os parâmetros iniciais.....	20
Figura 4.2 – Parâmetros para construção do rotor.....	21
Figura 4.3 – Posição dos pontos do perfil das pás em um sistema de referência cartesiano.....	21
Figura 5.1 – Esquema de montagem da bancada de ensaio. T: reservatório; H: pontos de tomada de pressão; F: medição da força de reação; n: velocidade angular; V: medidor de vazão deprimógeno.....	22
Figura 5.2 – Bancada para ensaio de bombas instalada no laboratório de Máquinas de Fluxo da Escola de Eng. Mauá. 1: bomba; 2: motor; 3: braço de reação; 4: célula de carga; 5: medidor diferencial de pressão.....	23
Figura 5.3 – Montagem do conjunto do motor.....	24
Figura 5.4 – Detalhe da montagem do braço de reação.....	25
Figura 5.5 – Tomada de pressão montada no conduto de sucção.....	27
Figura 5.6 – Desenho em corte da tomada de pressão.....	28
Figura 5.7 – Conjunto de placas de orifício instaladas no conduto de recalque.....	29
Figura 5.8 – Detalhe da montagem da placa de orifício.....	29
Figura 5.9 – Medidor de pressão diferencial Smar modelo LD301.....	30
Figura 5.10 – Esquema para calibração das placas de orifício.....	31
Figura 6.1 – Rotor da bomba teste – vista frontal.....	44
Figura 6.2 - Rotor da bomba teste – vista posterior	44
Figura 6.3 – Curva topográfica da bomba operando a 1750 rpm.....	45
Figura 6.4 - Curva topográfica da bomba operando a 3500 rpm.....	46
Figura 6.5 – Dimensões de interface entre o rotor e carcaça.....	47
Figura 6.6 – Ponto de projeto.....	48
Figura 6.7 – Detalhe da criação do perfil das pás do rotor.....	53

Figura 6.8 – Rotor modelado a partir de suas dimensões básicas.....	53
Figura 6.9 – Rotor com cubo e raio na entrada das pás.	54
Figura 6.10 – Detalhe do refinamento das pás.....	55
Figura 6.11 – Rotor modelado com pás direcionadoras.....	56
Figura 6.12 – Novo rotor pronto.	57
Figura 6.13 – Esquema com a montagem da bancada para realização dos testes. .	58
Figura 7.1 Comparação da curva característica da bomba fornecida pelo fabricante (4 7/8”) e a medida através da bancada de testes.	61

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas.
AGA	Associação Americana de Gás (<i>American Gas Association</i>).
BHF	Bomba Hidráulica de Fluxo.
CAD	Projeto Apoiado por Computador.
CAM	Manufatura Apoiada por Computador.
EEM	Escola de Engenharia Mauá.
FAO	Organização das Nações Unidas para Agricultura e Alimentação (<i>Food and Agriculture Organization</i>).
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial.
ISO	Organização Internacional para Normalização (<i>International Organization for Standardization</i>).

LISTA DE SÍMBOLOS

β	ângulo formado entre a direção da velocidade tangencial e a direção da velocidade relativa do fluido na pá do rotor
φ	ângulo formado pelas linhas imaginárias AO e OP utilizado no cálculo da curvatura das pás do rotor
κ	coeficiente empírico função do tipo de apoio do rotor
ξ	fator de estreitamento
ρ	massa específica do fluido
ϕ	parâmetro adimensional utilizado no cálculo do diâmetro de saída do fluido
χ	parâmetro utilizado na verificação do trabalho específico da bomba
α_0	ângulo formado pelas velocidades tangencial e absoluta na entrada do rotor
β_1	ângulo formado pela direção da velocidade tangencial do fluido e a face da pá na face de sucção
β_1'	coeficiente angular da reta ajustado pelo método dos mínimos quadrados
α_1	ângulo formado pelas velocidades tangencial e absoluta na entrada das pás
σ_1	parâmetro adimensional utilizado no cálculo do fator de estreitamento
β_2	ângulo formado pela direção da velocidade tangencial e a face da pá na face de pressão
ΔP	perda de carga gerada pelo medidor deprimogênio
α_2	ângulo formado pelas velocidades tangencial e absoluta do fluido na saída das pás na face de pressão
η_h	rendimento hidráulico
τ_t	tensão admissível à torção do material do eixo
η_u	rendimento útil
η	eficiência da bomba
a	parâmetro adimensional utilizado na verificação do trabalho específico da bomba
b_1	largura de entrada das pás do rotor
b_2	largura de saída das pás do rotor

c_0	módulo da velocidade absoluta do fluido que adentra o rotor
c_1	módulo da velocidade absoluta do fluido na entrada das pás
c_2	módulo da velocidade absoluta do fluido na saída das pás
c_{u1}	projecção da velocidade absoluta paralelamente à velocidade tangencial na entrada das pás
c_{u2}	projecção da velocidade absoluta paralelamente à velocidade tangencial na saída das pás
c_{m1}	módulo da velocidade meridiana (corresponde projecção da velocidade absoluta perpendicularmente à velocidade tangencial na entrada das pás)
c_{m2}	módulo da velocidade meridiana (corresponde projecção da velocidade absoluta perpendicularmente à velocidade tangencial na saída das pás)
$d\varphi$	incremento infinitesimal do ângulo φ
D_0	diâmetro de entrada do fluido no rotor
D_1	diâmetro de entrada das pás
D_2	diâmetro de saída das pás
D_c	diâmetro do cubo do rotor
D_e	diâmetro do eixo de acionamento do rotor
dr	incremento infinitesimal do raio r
F	módulo da força no braço de reação da bancada de testes
g	aceleração da gravidade
H	carga de pressão ou altura de elevação
J	coeficiente para o cálculo do cubo do rotor
K	constante da bancada de teste
K_z	coeficiente adimensional empírico
m	vazão em massa
M	momento torçor no eixo da bomba
n	rotação do rotor da bomba
n_q	rotação específica
P	potência consumida decorrente do funcionamento de uma bomba
P_u	potência útil
P_f	potência fluida
Q	vazão volumétrica nominal gerada por uma bomba
Q_M	vazão volumétrica gerada pela bomba considerando as perdas volumétricas
r	raio formado entre o centro do rotor e um ponto qualquer nas pás do rotor

r_1	raio formado entre o centro do rotor e a extremidade das pás na entrada do fluido
r_2	raio formado entre o centro do rotor e a extremidade das pás na saída do fluido
s	espessura das pás do rotor
s'	desvio padrão da regressão
$s_{\beta 1}$	desvio padrão do coeficiente angular da reta ajusta pelo método dos mínimos quadrados
S	parâmetro utilizado na verificação do trabalho específico da bomba
S_{xx}	somatória do quadrado da diferença entre cada ponto e a média da população
t_1	distância entre as pás do rotor na face de sucção
T_c	torque de operação da bomba
u_1	módulo da velocidade tangencial na face de sucção do rotor
u_2	módulo da velocidade tangencial na face de pressão do rotor
w	módulo da velocidade relativa do fluido no rotor
w_0	módulo da velocidade relativa na entrada do rotor
w_1	módulo da velocidade relativa na entrada das pás
w_2	módulo da velocidade relativa na saída das pás
Y	trabalho específico interno
Y_b	trabalho específico
Y_{th}	trabalho específico teórico
z	números de pás do rotor
T	torque decorrente da operação da bancada
$u(x_i)$	incerteza padrão para uma grandeza de entrada
$u_c(y)$	incerteza padrão combinada
U	incerteza expandida
κ	fator de abrangência
ν_i	graus de liberdade para uma incerteza padrão
ν_{eff}	graus de liberdade efetivos
$r(x_i, x_j)$	coeficiente de correlação para duas grandezas correlacionadas
ω	velocidade angular do rotor

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE ROTORES	6
3.1 Trabalho específico em uma BHF.....	6
3.2 Obtenção do trabalho específico em uma BHF	6
3.3 Roteiro para aplicação do método geométrico.	8
3.3.1 Cálculo das condições de entrada do rotor.....	9
3.3.2 Cálculo das condições de saída do rotor	15
3.3.3 Determinação da curvatura das pás pelo método ponto a ponto.....	17
4 SOFTWARE PARA PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE ROTORES.....	20
5 BANCADA PARA ENSAIO DE BOMBAS HIDRÁULICAS	22
5.1 Medição da potência absorvida pela bomba	23
5.2 Medição da altura manométrica	27
5.3 Medição da Vazão	28
5.4 Calibração das placas de orifício.....	30
5.5 Análise de incertezas	34
5.5.1 Incertezas associadas à medição da Vazão (Q)	34
Para a grandeza P temos com fonte de dados o certificado de calibração do equipamento como já apresentado em 5.3.....	37
Da mesma maneira a planilha 5.2 apresenta as componentes da incerteza padrão para a placa de orifício com Ø 15 mm.	38
5.5.2 Incertezas associadas à medição da Altura de Elevação (H)	39

5.5.3 Incertezas associadas à medição da Potência (P).....	39
5.5.4 Incertezas associadas ao cálculo da Eficiência.	41
6 ESTUDO DE CASO	43
6.1 Características do rotor original	43
6.2 Projeto do novo rotor.....	48
6.3 Construção do novo rotor.	57
6.4 Medições	58
7 RESULTADOS E DISCUSSÃO	60
7.1 Curva característica da bomba operando com o rotor original	60
7.2 Curva característica do rotor novo.....	62
7.3 Curva de eficiência.....	63
7.4 Curva de potência	64
8 CONCLUSÕES	65
9 BIBLIOGRAFIA	67
APÊNDICE A – FLUXOGRAMA.....	69
APÊNDICE B – DADOS PARA CALIBRAÇÃO DAS PLACAS DE ORIFÍCIO	71
APÊNDICE C – DADOS MEDIDOS – ROTOR ATUAL @3500RPM	73
APÊNDICE D – AJUSTE DA CURVA DE CALIBRAÇÃO PELO MÉTODO DOS MÍNIMOS QUADRADOS.	76
APÊNDICE E – DADOS CALCULADOS PARA A ANÁLISE DE INCERTEZAS	79

1 INTRODUÇÃO

O crescente mercado mundial de bombas industriais movimentou em 2006 cerca de 30 bilhões de dólares¹. Projeções indicam que este mercado atingirá em 2016 cerca de 49 bilhões de dólares¹.

Segundo estudo recente publicado pela FAO, agência das Nações Unidas para agricultura e alimentação, dentro de 20 anos uma proporção de dois terços da população mundial enfrentará escassez de água. Esta projeção alarmante, por outro lado, resultará num crescimento anual do mercado de bombas da ordem de 5%, em função principalmente da necessidade de captar e transportar água limpa por longas distâncias até os principais centros consumidores.

O consumo de água em processos industriais também não pode ser deixado de fora deste contexto. Estima-se que é necessário 1,4 bilhão de litros de água para produzir um dia de papel para a imprensa mundial e 9.400 litros de para produzir 4 pneus de um automóvel.

O crescimento mundial da demanda de energia e, por conseqüência, o aumento de seu custo nos últimos anos, tem exigido dos fabricantes de turbomáquinas uma constante evolução na eficiência energética de seus produtos.

De acordo com estudos da Eletrobrás 2,5% do consumo total de energia elétrica do Brasil, o equivalente a aproximadamente 9,3 bilhões de kWh/ano, são consumidos por prestadores de serviços de água e esgotamento sanitário no Brasil.

A melhora na eficiência de uma bomba hidráulica de fluxo esbarra na análise do escoamento do fluido no rotor na análise do escoamento do fluido no rotor por ser este o maior responsável pelo seu desempenho. Tal escoamento se caracteriza pela:

- geometria do rotor;
- geometria da carcaça que envolve o rotor,
- escoamento tridimensional turbulento viscoso, sob efeito de rotação e curvatura, no interior do rotor e da carcaça;

Este trabalho propõe-se a estudar o projeto de um rotor de uma bomba hidráulica de fluxo e propor alterações em sua geometria de modo a otimizar o seu desempenho de operação.

¹ Fonte: *Pumps World Markets - McIlvaine Company*

No capítulo 2 é apresentada uma revisão da bibliografia analisada.

No capítulo 3 é apresentada uma proposta clássica de dimensionamento de rotores de bombas hidráulicas de fluxo também conhecido como método geométrico. Este processo de cálculo empírico interativo apesar de antigo é ainda muito utilizado atualmente. Por abrir mão de um modelo mais completo em favor da simplicidade, ele impõe a necessidade de coeficientes e constantes empíricas para ajustar os resultados dos cálculos às melhores condições operacionais das bombas hidráulicas de fluxo.

No capítulo 4 é proposto um modelo de software para realizar os cálculos apresentados no capítulo 3 com o objetivo de obter as dimensões básicas das partes constituintes de um rotor de bomba hidráulica de fluxo.

No capítulo 5 é apresentado todo o aparato experimental empregado para execução dos ensaios em uma bomba-teste. Os ensaios serão realizados através de uma bancada para ensaios para bombas hidráulicas de fluxo instaladas no laboratório de máquinas de fluxo da EEM (Escola de Engenharia Mauá).

No capítulo 6 é apresentada a análise das características do rotor da bomba-teste assim como as modificações propostas na forma construtiva e na geometria das partes constituintes do rotor. Estas serão executadas a partir dos dados obtidos através do software de pré-dimensionamento e recomendações coletadas na bibliografia analisada, tendo como objetivo melhorar o desempenho de operação bomba.

A fase de pré-projeto estará encerrada, podendo-se, então partir para a confecção e ensaio do novo rotor. No desenvolvimento do novo rotor são utilizados aplicativos CAD e CAM de modo a auxiliar a elaboração do projeto e execução da usinagem.

No capítulo 7 são apresentados e discutidos os resultados dos ensaios experimentais onde será mostrada a comparação das curvas características da bomba operando com seu rotor original e o novo rotor proposto.

No capítulo 8 são avaliados os resultados obtidos no estudo de caso assim como as sugestões de desenvolvimentos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma amostra dos trabalhos pesquisados relacionados ao dimensionamento, construção e ensaio de bombas centrífugas. É notável o crescimento do número de publicações em função do tempo bem como a aplicação de métodos computacionais na análise do escoamento no interior de um rotor e também na pré-avaliação da performance da bomba antes mesmo de sua construção. Isto, porém, em função da complexidade do escoamento no rotor, ainda esbarra na necessidade de avaliação e otimização das máquinas em bancadas de teste.

O método geométrico de pré-dimensionamento de rotores data do início do século passado, tendo se originado pela necessidade de um pré-projeto do rotor que possibilite a construção e posterior desenvolvimento em bancadas. Por ser um método apoiado em coeficientes experimentais sua aplicação aos vários tipos de bombas difere em função das características de cada máquina. Segundo Pfeleiderer e Peterman (1979) as perdas nas máquinas de fluxo são principalmente causadas pelo atrito nos canais e pás da superfície do rotor. Estes autores apresentam um método para pré-dimensionamento de rotores de máquinas hidráulicas de fluxo. Uma vez fornecidos o fluxo volumétrico, o trabalho específico interno e a rotação, inicialmente deve-se calcular a rotação específica para se ter idéia do tipo de rotor a se esperar. O diâmetro do eixo de acionamento do rotor é obtido em função do conjugado que se deve transmitir e da resistência à torção do material. O processo clássico de cálculo das características básicas do rotor baseia-se na simplificação do escoamento para uma condição unidimensional considerando um número infinito de pás. Neste roteiro utiliza-se uma série de coeficientes empíricos e experimentais. De modo a corrigir a condição teórica de número infinito de pás Pfeleiderer e Peterman (1979) sugerem um método baseado na hipótese de uma distribuição regular de pressão em qualquer forma de pá.

Para a determinação da curvatura das pás Pfeleiderer e Peterman (1979) recomendam evitar variações bruscas do raio de curvatura, pois estas podem causar acumulações da camada limite mesmo no canal de aceleração. Assim, no caso em que não é possível usar para cada pá um único arco de círculo, é melhor usar uma curva de forma não circular que mude de curvatura constante e suavemente (método

ponto a ponto) do que uma seqüência de arcos de círculo com raios de curvatura muito diferentes, o que levaria a mudanças abruptas de raio na transição entre eles. Em Lazarkiewicz e Troskolanski (1965) também é apresentado um método similar ao encontrado em Pfeleiderer e Peterman para dimensionamento de rotores. A principal diferença entre os métodos está na aplicação por Lazarkiewicz e Troskolanski de coeficientes que relacionam a rotação específica da bomba com as velocidades meridianas nas faces de sucção e pressão do rotor.

Moriguchi (1997) aplica a técnica de engenharia auxiliada por computador de forma a realizar o projeto e execução de bombas centrífugas. Neste trabalho o algoritmo para geração e elaboração automática de modelos 3D para rotores de simples curvatura e volutas de bombas centrífugas apóia-se no método geométrico. Este autor também discute as vantagens e desvantagens dos métodos empregados na confecção de rotores de bombas. Em visita a vários fabricantes de bombas na região metropolitana de São Paulo Moriguchi (1997) chegou à conclusão de que o método de fabricação mais empregado para a construção de rotores é o de fundição por gravidade por tratar-se de um método simples e versátil. A usinagem, apesar de ser mais rápida e precisa, tem sido usada para pequenos lotes e encomendas especiais. Uma das principais vantagens do aumento da eficiência de uma máquina de fluxo é a redução dos custos de operação. Yedidiah (1996) estima que um aumento médio de 3% na eficiência de uma bomba centrífuga pode representar em um ano o valor de uma máquina nova. Além disso, uma alta eficiência pode convergir para a necessidade de um motor menor e conseqüentemente um menor espaço para instalação.

Pequenas alterações no projeto do rotor podem refletir em um significativo acréscimo na eficiência de operação da bomba.

Pás com arestas pontiagudas na região de saída do fluido podem representar, segundo Yedidiah (1996), em um acréscimo de até 2% na eficiência da bomba. Esta alteração resulta no aumento do ângulo de saída, modificando o escoamento do fluido na face de pressão do rotor, conduzindo a uma melhor distribuição de pressão na aresta de pressão.

Gölcü M. et al (2004) examinou experimentalmente a influência do número de pás e a da utilização de pás direcionadoras (*splitter blades*) como apresentado na figura 2.1. Neste estudo os autores confeccionaram 12 novos rotores variando o número de pás entre 5, 6 e 7 e o comprimento das pás direcionadoras de 35, 60 e 80% do

comprimento total de uma pá. Resultados dos ensaios experimentais demonstram que a melhor relação entre número de pás e comprimento das pás direcionadoras foi obtido com um número de pás igual a 5 e um comprimento nas pás direcionadoras equivalente a 35% de uma pá convencional gerando uma redução no consumo de energia de 6,6%. As direcionadoras melhoram a eficiência hidráulica visto que conduzem a um aumento da superfície que transfere energia ao fluido aproximando a condição real à situação hipotética de um número infinito de pás. Este resultado já pode ser verificado quando simplesmente aumenta-se o número de pás, embora, neste caso, ocorre um estrangulamento do fluxo devido a redução de área na entrada das pás.

Figura 2.1 – Projeto de um rotor com “Splitter blades”.

3 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE ROTORES

O método geométrico de pré-dimensionamento para rotores é um processo empírico e interativo. Por abrir mão de um modelo mais completo em favor da simplicidade, ele impõe a necessidade de coeficientes e constantes empíricas para ajustar os resultados dos cálculos às melhores condições operacionais das BHF.

Neste capítulo será apresentada inicialmente uma explanação sobre como ocorre a transformação da energia dentro de uma BHF. Em seguida serão apresentadas todas as etapas para o pré-dimensionamento de um rotor.

3.1 Trabalho específico em uma BHF.

A variação de energia entre as faces de pressão e sucção de uma máquina de fluxo pode ser tratada como diferença de trabalho por unidade de massa do fluido que escoar pela máquina. Esta variação é denominada trabalho específico interno Y .

Usualmente no caso de máquinas submetidas a campos gravitacionais fixos, ao invés do trabalho específico interno é comum o conceito de altura de elevação H . Neste caso temos:

$$Y = gH \quad (1)$$

3.2 Obtenção do trabalho específico em uma BHF

A potência consumida por uma máquina rotativa pode ser calculada através da equação 2 como sendo o produto do momento torçor M (torque no eixo da bomba) pela velocidade angular ω :

$$P = M\omega \quad (2)$$

Considerando um rotor com um número infinito de pás simplesmente curvadas e com arestas paralelas ao eixo de acionamento, a fim de aplicar o princípio do momento da quantidade de movimento, pode-se determinar um volume de controle fixo, não inercial e com superfícies permeáveis conforme representado na figura 3.1.

Figura 3.1 – Volume de controle para um rotor de uma BHF.

Admitindo que o fluido entra no rotor na posição r_1 com uma velocidade absoluta c_{u1} e sai do mesmo na posição r_2 com velocidade c_{u2} e desprezando o momento torçor devido às tensões de cisalhamento, podemos determinar o momento torçor em um rotor, trabalhando como bomba, como sendo:

$$M = \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (3)$$

Assim:

$$P = \omega \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (4)$$

A energia transferida por uma bomba, por unidade de massa, ao fluido de trabalho é definida como trabalho específico Y sendo este a razão entre a potência na pá e a vazão mássica. A equação 5 é conhecida como equação fundamental das máquinas de fluxo ou equação de Euler.

$$Y_{th} = \frac{P}{\dot{m}} = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 \quad (5)$$

O trabalho específico teórico realizado pela bomba sempre será menor que o realizado pelo rotor devido às perdas internas. Estas perdas são representadas em na equação 6 pelo termo η_h denominado eficiência ou rendimento hidráulico:

$$Y = \eta_h Y_b = \eta_h (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) \quad (6)$$

Desta maneira pode-se observar que o trabalho específico realizado pelo rotor depende das velocidades nas faces de pressão e sucção (c_{2u} e c_{1u}) e do rendimento hidráulico.

O rendimento hidráulico representa as perdas internas em uma bomba e pode ser expresso como sendo a razão entre a altura de elevação real e a altura de elevação teórica.

3.3 Roteiro para aplicação do método geométrico.

Condições de aplicação do método geométrico:

➤ $10 < n_q < 30$

Para rotações específicas inferiores a 10 a relação entre os diâmetros da aresta de pressão e sucção ultrapassa a 2,5 (Pfleiderer e Peterman, 1979). Nesta situação os canais das pás seriam muito longos e estreitos, e com isto, as perdas por atrito inviabilizariam o rotor.

A partir da equação de Euler (equação 6) para uma máquina de fluxo pode-se determinar o trabalho específico teórico Y_{th} .

3.3.1 Cálculo das condições de entrada do rotor

Figura 3.2 – Rotor em corte longitudinal e suas dimensões básicas.

3.3.1.1 Determinação do diâmetro do cubo D_c

De acordo com Lazarkiewicz e Troskolanski (1965) o diâmetro do cubo deve ter o menor diâmetro possível para que assim seja minimizada a restrição do escoamento na entrada do rotor. É sugerida por estes autores uma aproximação para o cálculo conforme a equação 7.

$$D_c = D_e(J) \quad (7)$$

sendo:

$$1,35 < J < 1,5$$

3.3.1.2 Cálculo da vazão máxima Q_m

Deve-se para efeito do dimensionamento do rotor considerar as perdas volumétricas de líquido resultantes das folgas entre o rotor e a carcaça. Pfeleiderer e Peterman (1979) sugerem que estas perdas representem em torno de 5% da vazão de uma bomba. Assim, a vazão máxima da bomba pode ser calculada a partir da equação 8.

$$Q_m = Q(1,05) \quad (8)$$

3.3.1.3 Cálculo da potência útil aplicada:

Pode-se definir a potência útil aplicada de uma bomba através da equação 9.

$$P_u = \frac{\rho g Q_m H}{\eta_u} \quad (9)$$

onde η_u é o rendimento útil e deve ser obtido através da correlação com máquinas similares.

Pfleiderer e Peterman (1979) sugerem para bombas de pequeno porte utilizar um rendimento útil igual a 70%.

3.3.1.4 Cálculo do momento torçor:

O momento torçor ao qual o eixo do motor é submetido pode ser determinado através da equação 10.

$$M = \frac{P_u}{\omega} \quad (10)$$

3.3.1.5 Cálculo do diâmetro do eixo D_e

O diâmetro do eixo pode ser obtido em função do momento torçor que o eixo deve transmitir e da solicitação de torção admissível

$$D_e = \left[16M (\pi\tau_t)^{-1} \right]^{1/3} \quad (11)$$

A equação 11 trata-se de uma simplificação, pois não considera as tensões decorrentes à flexão do eixo. Para máquinas de vários estágios, cuja distância entre os mancais da bomba é maior, ela não é aplicável.

3.3.1.6 Cálculo da velocidade de entrada do rotor C_0

Admite-se que no ponto ótimo o escoamento adentre o rotor sem rotação (entrada irrotacional). Desta forma o triângulo de velocidades à entrada do rotor será um triângulo retângulo, portanto $\alpha_0=90^\circ$ como mostrado na figura 3.3.

Figura 3.3 - Triângulo de velocidades na entrada do rotor (entrada irrotacional)

Aplicada a equação da continuidade, e com os coeficientes empíricos já inseridos, tem-se:

$$c_0 = \left(Q_m n^2 \left(\frac{4\pi g^2 \beta_0 \sigma^2}{\kappa \tau^2} \right) \right)^{1/3} \quad (12)$$

sendo:

σ e τ coeficientes função do tipo de pá cujas faixas recomendadas são:

$$0,9 < \sigma < 1,1 \quad 1,05 < \tau < 1,1$$

e k o coeficiente função do tipo de apoio do rotor (balanço, bi-apoiado)

$$0,75 < \kappa < 0,85$$

Pfleiderer e Peterman (1979) sugerem valores de β_0 da ordem de 17 a 22°.

Já Lauria (2005) propõem valores entre 12 à 22° acrescentando também a condição de que β_1 seja maior que β_0 .

3.3.1.7 Cálculo do diâmetro de entrada do rotor D_0

O diâmetro de entrada do rotor será dado pela soma do diâmetro do cubo com o externo da coroa circular de passagem do fluido de acordo com a equação 13.

$$D_0 = \left(\left(\frac{Q_m}{c_0} + \frac{\pi D_c^2}{4} \right) \frac{4}{\pi} \right)^{0,5} \quad (13)$$

3.3.1.8 Cálculo do diâmetro de entrada no rotor D_1

O diâmetro D_1 no qual ficam situadas as entradas das pás deve ser maior que o do diâmetro de entrada do rotor, pois, neste caso, observa-se uma melhoria da capacidade de sucção e uma maior estabilidade da curva característica da bomba.

$$D_1 = \alpha D_0 \quad (14)$$

onde $\alpha < 1$

3.3.1.9 Cálculo da largura de entrada no rotor b_1

A partir da aplicação da equação da continuidade pode-se obter a largura da pá na face de sucção b_1 .

$$b_1 = \frac{Q_m}{\pi D_1 c_0} \quad (15)$$

3.3.1.10 Cálculo do ângulo de entrada nas pás β_1

O ângulo de entrada nas pás pode ser calculado a partir da análise do triângulo de velocidades na entrada da pá (figura 3.4).

Figura 3.4 – Triângulo de Velocidades na Face de sucção.

A partir do diâmetro D_1 calculado anteriormente pode-se determinar a velocidade u_1 (Eq.16).

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{30} \quad (16)$$

O fator de estreitamento ξ depende do passo entre as pás t_1 e sua espessura s (equações 18 e 19) . A espessura da pá por sua vez deve ser tão pequena quanto o processo de fabricação do rotor permita (Pfleiderer e Peterman,1979).

Este fator deve ser por ora estimado pendente de verificação após a determinação do número de pás z .

$$\xi = c_0 \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (17)$$

$$t_1 = \frac{D_1 \pi}{z} \quad (18)$$

$$\sigma_1 = \frac{s}{\sin \beta_1} \quad (19)$$

O ângulo β_1 pode ser então calculado através da equação 20. Este deve estar compreendido dentro da faixa de 16 a 18° (Lauria, 2005).

$$\tan \beta_1 = \frac{c_0}{u_1} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (20)$$

3.3.1.11 Determinação do número de pás.

A fixação do número de pás de um rotor é um problema complexo do ponto de vista teórico, considerando-se o grande número de variáveis envolvidas. Assim, a teoria unidimensional não apresenta uma expressão teórica que fixe o número adequado de pás do rotor. Considerações simplificadoras devem ser feitas e dados experimentais devem ser utilizados para ajustar as correlações propostas a cada tipo de rotor da máquina de fluxo (bomba ou ventilador, rotor axial ou radial, e outras características construtivas do equipamento).

O número de pás de um rotor z pode ser determinado através da equação 21.

$$z = K_z \frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (21)$$

O coeficiente K_z é coeficiente empírico e este deve ser tão menor quanto maior for a relação s/D_1 , de modo a não restringir o escoamento nos canais das entradas das pás. Pfeleiderer e Peterman (1979) sugerem valores médios para K_z :

- rotores fundidos: 5 a 6,5;
- rotores usinados ou estampados: 6,5 a 8.

Para o cálculo das condições de saída faz-se necessário o conhecimento do número de pás do rotor. Sendo D_2 e β_2 desconhecidos, deve-se estimá-los para verificação posterior.

A máxima eficiência em uma bomba centrífuga foi obtida através do emprego de rotores com número de pás entre 5 e 8 (Schweigher et. al, 1987).

3.3.2 Cálculo das condições de saída do rotor

3.3.2.1 Cálculo do diâmetro de saída D_2

Verifica-se que para rotores com pás de simples curvatura o cálculo do diâmetro de saída D_2 pode ser dado por:

$$D_2 = (\phi) D_1 \quad (22)$$

sendo: $1,6 < \phi < 2,0$

3.3.2.2 Cálculo da velocidade tangencial u_2

Aplicada a equação de Euler na face de pressão:

$$Y_{th} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (23)$$

Onde:

$$c_{u1} = 0$$

$$c_{u2} = c_{m2} \cot \beta_2$$

Figura 3.5 – Triângulo de velocidades na face de pressão.

Portanto:

$$Y_{th} = u_2^2 - u_2 c_{m2} \cot \beta_2 \quad (24)$$

Assim, pode-se calcular u_2 :

$$u_2 = \frac{c_{m2} \cot \beta_2}{2} + \left[Y_{th} + \left(\frac{c_{m2} \cot \beta_2}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (25)$$

3.3.2.3 Cálculo do diâmetro de saída D_2

A partir da velocidade u_2 pode-se determinar o diâmetro D_2 . Este porém, caso seja diferente do valor estimado pela equação 22, torna-se necessário retornar ao cálculo de u_2 com o diâmetro ora calculado.

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \quad (26)$$

3.3.2.4 Cálculo da largura de saída b_2

A altura de saída do rotor é calculada através da equação 27.

$$b_2 = \frac{Q_m}{\pi D_2 c_{m2}} \quad (27)$$

3.3.2.5 Verificação do trabalho específico Y

O trabalho específico real é calculado a partir de coeficientes empíricos e do rendimento hidráulico.

$$Y = \frac{Y_{th} \eta_h}{a} \quad (28)$$

onde:

$$a = 1 + \frac{\chi(D_2/2)^2}{zS} \quad (29)$$

$$\chi = 0.6 \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right) \quad (30)$$

$$S = -(D_2 - D_1)^2 \quad (31)$$

Caso o trabalho específico calculado seja diferente do valor desejado para o projeto do rotor, deve-se alterar β_2 e recalcular a partir do item 3.3.2.2.

3.3.3 Determinação da curvatura das pás pelo método ponto a ponto

As pás são traçadas por meio de arcos de circunferência, seguindo-se procedimentos empíricos acompanhados de recomendações práticas.

Segundo Pfleiderer e Peterman (1979) o método ponto a ponto é o mais recomendado em bombas devido às exigências para com o fluxo retardado.

Fixando-se a variação do ângulo β em função de r entre os valores limites de β_1 e β_2 , a pá pode ser calculada através de etapas de pequenos valores de dr , adicionando-se de cada vez o ângulo β correspondente.

Na figura 3.5 pode ser observado o triângulo PP'T onde PT representa o arco do ângulo central infinitamente pequeno $d\varphi$ e que é retângulo em T.

Figura 3.6 – Traçado do perfil da pá pelo método ponto a ponto.

Do triângulo PP'T pode-se deduzir:

$$\overline{PT} = r d\varphi \quad (32)$$

$$\overline{PT} = \overline{P'T} \cot g\beta \quad (33)$$

Como P'T representa o aumento infinitamente pequeno de dr, pode-se escrever as equações 32 e 33 igualando as equações precedentes:

$$r d\varphi = dr \cot g\beta \quad (34)$$

$$r d\varphi = \frac{dr}{r} \cot g\beta \quad (35)$$

Integrando entre r_1 a r

Obtém-se

$$\varphi = \int_{r_1}^r \frac{dr}{r} \cot \beta \quad (36)$$

Esta integração pode ser substituída por uma somatória (equação 37) onde ao invés de dr toma-se intervalos finitos de Δr .

$$\varphi = \sum_{r_1}^r \frac{\Delta r}{r} \cot \beta \quad (37)$$

4 SOFTWARE PARA PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE ROTORES.

Neste capítulo é apresentada uma planilha de cálculo elaborada para realizar os cálculos para o pré-dimensionamento de rotores.

Tomando como base o equacionamento apresentado no capítulo 3 foi montado um programa que executa os cálculos para o pré-dimensionamento de rotores. O fluxograma contendo o algoritmo utilizado encontra-se disponível no apêndice A.

A planilha desenvolve todos os cálculos a partir de dados iniciais fornecidos pelo usuário através da tela apresentada na figura 4.1.

Todos os coeficientes e parâmetros construtivos devem respeitar as faixas recomendadas e apresentadas no capítulo 3. Caso o usuário digite um valor fora dos limites a cor de preenchimento da célula mudará automaticamente para a cor vermelha.

Dados do Fluido de Trabalho			Condições de Operação		
Fluido	Água		Rotação de entrada	3500	rpm
Temperatura	21	°C	Vazão	0.0061111	m³/s
Densidade	998	kg/m³	Altura de elevação	25	m

Parâmetros Construtivos			Coeficientes Empíricos		
espessura da pá (s)	0.00335	m	Coefficiente de pressão (ψ)	0.9	
Rendimento Total	70%	%	Fator de estreitamento	1.45	
Tensão de Torção	140	kgf/cm²	Fator Kz	7	
Rendimento hidráulico (η_h)	85%	%	coef. sigma ref. pá (σ)	1	
Beta zero (β_0)	13	°	coef. sigma ref. D1 (σ)	0.98	
Fator Beta 2 (β_2)	13.5	°	coeficiente tal (i)	1.05	
Diametro 2 est. (máximo)	0.127	m	coeficiente kappa (κ)	0.85	
Diametro 2 est. (mínimo)	0.097	m			
Diametro 2 admitido (D ₂)	0.124	m			

Figura 4.1 – Planilha para entrada com os parâmetros iniciais.

As principais informações necessárias para a geração do desenho ou confecção direta do rotor são então calculadas e visualizadas através da planilha apresentada na figura 4.2.

Como já explicado anteriormente o método de cálculo para rotores é um processo empírico e interativo. Cabe ao usuário avaliar os dados calculados e se necessário ajustar os parâmetros e coeficientes iniciais.

Parâmetros Calculados	Valor	Unidade
Trabalho específico (Y)	245.25	m ² /s ²
Rotação específica (nq)	24	
Diâmetro do eixo (de)	0.016	m
Diametro de Entrada (D ₀)	0.059	m
Diametro de Entrada (D ₁)	0.061	m
Largura de Entrada (B ₁)	0.014	m
β1 calculado	18.06	
Numero de pas (z)	6	
Diametro de saída (D ₂)	0.124	m
Largura de Saída (B ₂)	0.005	m

Figura 4.2 – Parâmetros para construção do rotor.

A próxima planilha mostrada na figura 4.3 fornece 10 pontos calculados para construção do perfil das pás.

	Posição		
	raio m	x	y
1	0.030	0.030	
2	0.034	0.032	0.011
3	0.037	0.030	0.023
4	0.041	0.024	0.033
5	0.044	0.015	0.041
6	0.048	0.005	0.048
7	0.051	-0.007	0.051
8	0.055	-0.019	0.051
9	0.058	-0.031	0.049
10	0.062	-0.043	0.045

Figura 4.3 – Posição dos pontos do perfil das pás em um sistema de referência cartesiano.

Os pontos ali calculados devem ser transferidos a um software de CAD para o modelamento da forma das pás do rotor.

Será apresentado no capítulo 6 um exemplo mostrando a aplicação deste programa no re-dimensionamento de um rotor.

5 BANCADA PARA ENSAIO DE BOMBAS HIDRÁULICAS

Neste capítulo é apresentado todo o aparato experimental utilizado no desenvolvimento experimental deste trabalho.

Uma bancada especial para ensaios de bombas hidráulicas de fluxo foi utilizada para comparar e investigar os efeitos das modificações realizadas no rotor da bomba analisada como mostrado na figura 5.2. Maiores detalhes referentes ao projeto deste equipamento estão disponíveis em Valentim e Fernandez (2004).

A figura 5.1 apresenta um diagrama esquemático contendo os principais instrumentos e equipamentos que constituem a bancada de teste. Serão apresentados a seguir os detalhes de cada conjunto.

Figura 5.1 – Esquema de montagem da bancada de ensaio. T: reservatório; H: pontos de tomada de pressão; F: medição da força de reação; n: rotação do motor; V: medidor de vazão deprímógeno.

Figura 5.2 – Bancada para ensaio de bombas instalada no laboratório de Máquinas de Fluxo da Escola de Eng. Mauá. 1: bomba; 2: motor; 3: braço de reação; 4: célula de carga; 5: medidor diferencial de pressão.

5.1 Medição da potência absorvida pela bomba

A bancada de testes de bombas hidráulicas de fluxo é constituída por um motor elétrico com uma potência de 10 kW (marca WEG, modelo 132S) com dupla ponta de eixo sendo estas suportadas por dois mancais de rolamentos montados sobre uma base de aço. Este sistema está conectado à bomba através de um acoplamento cuja função é corrigir pequenos desalinhamentos inerentes à montagem do conjunto. Em função do tipo de montagem do motor, como apresentado na figura 5.3, torna-se possível o movimento de livre rotação da carcaça do motor.

Figura 5.3 – Montagem do conjunto do motor.

Durante a operação da bancada o movimento de rotação da carcaça é restringido por um braço de reação montado na base do motor. A outra extremidade do braço está acoplada a uma célula de carga (marca Alfa Instrumentos, modelo 5V-50) com faixa de operação entre 5 a 50 kgf (49,03 e 490,5 N) como apresentado na figura 5.4. De acordo com especificações do fabricante sua exatidão é de $\pm 0,3$ kgf (2,94 N), assim será admitido $U = \pm 0,3$ kgf ($\pm 2,94$ N) em um nível de confiança de 95% para 15 medições.

A distância entre o centro de giro do eixo do motor e a extremidade do braço de reação é uma constante K e equivalente a 250 mm como mostrado na figura 5.4. Estima-se através das tolerâncias de projeto da bancada que a exatidão desta distância seja equivalente à $\pm 0,1$ mm. Assim pode-se admitir $U = \pm 0,1$ mm para uma distribuição de probabilidade retangular.

Figura 5.4 – Detalhe da montagem do braço de reação.

A montagem mostrada na figura 5.4 permite que o esforço gerado pela operação da bomba seja transmitido à célula de carga. O módulo da força medida pela célula de carga será chamado de F . Este parâmetro, devido ao equipamento, será medido na unidade kgf (quilograma força) para posterior conversão em N (Newton).

Desta forma é possível determinar diretamente o torque T (Nm) fornecido à bomba sob uma determinada condição de operação através da equação 38.

$$T = KF \quad (38)$$

Contudo foi necessária ainda a introdução de uma função para a correção do torque T , calculado através da equação 38, devido ao atrito dos rolamentos em contato com o eixo do motor. Desta forma foi realizado um levantamento da curva de atrito da bancada para uma condição de funcionamento sem carga (bomba desacoplada).

Segue abaixo procedimento utilizado na determinação da curva de atrito da bancada:

- I. Ajustar da velocidade angular de operação da bancada no inversor de frequência;
- II. Registrar a força medida pela célula de carga.;
- III. Repetir a seqüência a partir de I.;

Os dados coletados foram traçados no gráfico 5.1.

Gráfico 5-1 – Curva de atrito da bancada de teste.

Assim, a equação 38 para a velocidade de 3500 rpm pôde ser reescrita como:

$$T_c = K(F - 0,073) \quad (39)$$

Para o controle e monitoramento da rotação do motor foi utilizado um inversor de frequência (marca WEG, modelo CFW09) o qual permite a variação da rotação de funcionamento da bomba n [min⁻¹] entre 200 a 5000 rpm. Segundo o fabricante a exatidão deste equipamento para o ajuste da rotação do motor é de $\pm 0,85\%$ da velocidade nominal programada. Pode-se considerar para a velocidade angular de 3500 rpm $U = \pm 17,5$ para uma distribuição de probabilidade retangular.

Assim a potência P [W] absorvida pela bomba pode ser calculada através da equação 40.

$$P = \frac{2\pi K(F - 0,073)n}{60} \quad (40)$$

5.2 Medição da altura manométrica

Para medição da capacidade de elevação da bomba utilizou-se um medidor diferencial de pressão (marca Smar, modelo LD301) com faixa de operação entre 62,5 a 2.500 kPa (6,3 a 254,8 mca) .

De acordo com as especificações do fabricante a exatidão desse equipamento é de $\pm 0,075\%$ do seu alcance (*span*), portanto $\pm 1,8$ kPa ($\pm 0,18$ mca) em um nível de confiança de 95% para 6 medições.

As tomadas de pressão nas tubulações de sucção e recalque foram executadas através de 4 furos à 90° graus com diâmetros de 6mm ligadas entre si por um anel de poliamida como mostrado da figura 5.5 e 5.6.

Foram também observados os limites mínimos de trechos lisos e paralelos de 250 mm a montante e 100 mm a jusante conforme recomendado pela norma ABNT NBR 6397.

Figura 5.5 – Tomada de pressão montada no conduto de sucção.

Figura 5.6 – Desenho em corte das tomadas de pressão.

5.3 Medição da Vazão

A vazão gerada pela bomba foi determinada através de elementos primários deprimogênicos do tipo placa de orifício.

A instalação do conjunto foi realizada na tubulação de recalque da bancada de ensaios utilizando-se tomadas de pressão em canto como mostrado na figura 5.7 e 5.8. Foram também respeitados trechos retos mínimos de 30 vezes o diâmetro do tubo à jusante e à montante das placas como sugeridos por Delmée (2003).

Figura 5.7 – Conjunto de placas de orifício instaladas no conduto de recalque.

Figura 5.8 – Detalhe da montagem da placa de orifício.

Para a medição da perda de carga gerada pelos elementos utilizou-se um transdutor diferencial de pressão marca Smar modelo LD301 (figura 5.9) com faixa de operação entre 1,99 a 500 kPa (19,9 a 5.000 mbar).

De acordo com as especificações do fabricante a exatidão deste equipamento é de $\pm 0,075\%$ do seu alcance (*span*), portanto $U = \pm 0,37 \text{ kPa}$ ($\pm 3,7 \text{ mbar}$) em um nível de confiança de 95% para 6 medições.

A conexão entre as tomadas de pressão da placa de orifício e o sensor de medição foi realizada através de mangueiras com diâmetro de 4 mm.

Figura 5.9 – Medidor de pressão diferencial Smar modelo LD301.

5.4 Calibração das placas de orifício

Medidores deprimogênicos normalizados não necessitam de calibração de forma direta. Contudo as normas que regulamentam estes equipamentos ISO 5167 e AGA 3 não são aplicáveis às placas de orifício montadas na bancada de testes pois se utilizam tubulações com diâmetro inferior a 50 mm (Delmée,2003). Neste caso foi necessário o levantamento experimental das curvas de calibração.

O esquema montado para a calibração das placas é mostrado na figura 5.10. Segue abaixo procedimento utilizado na calibração das placas:

- I. Ajustar a pressão de operação da bancada;
- II. Registrar a massa do reservatório R2 vazio;
- III. Registrar a perda de pressão gerada pelo medidor;

- IV. Manobrar a válvula de 3 vias V1 desviando o fluxo de água que passa pelo medidor do reservatório R1 para o reservatório R2 e iniciar a medição do tempo de enchimento da caixa;
- V. Controlar a variação do nível do reservatório 1 através da válvula V2;
- VI. Manobrar a válvula V1 desviando o fluxo de água do reservatório 2 para o reservatório R1 e interromper a medição do tempo;
- VII. Fechar a válvula V2;
- VIII. Registrar o tempo de enchimento, a massa do reservatório R2 cheio e a temperatura da água;
- IX. Ligar a bomba B2 para transferir a água do reservatório R2 para o reservatório R3;
- X. Repetir a sequência a partir de I.

Todo o procedimento foi executado por 2 operadores.

Foram medidos 41 pontos para a placa de orifício de $\varnothing$ 20 mm e 30 pontos para a placa de orifício com $\varnothing$ 15 mm como apresentado na tabelas no apêndice B.

A partir dos dados foram geradas curvas de calibração para cada medidor conforme os gráficos 5.2 e 5.3.

Figura 5.10 – Esquema para calibração das placas de orifício.

Gráfico 5-2 P=f(Q) para a placa de orifício com Ø 15mm

Gráfico 5-3 – P=f(Q) para a placa de orifício com Ø 20mm

Um dos problemas encontrados no desenvolvimento da calibração das placas de orifício foi definir qual a melhor faixa de operação para cada um dos elementos deprimogênios.

Este processo de escolha baseou-se no erro devido ao modelo de ajuste da curva de calibração.

No gráfico 5.4 é apresentado o erro em função da vazão para a placa de orifício de Ø 20 mm . Nota-se que o erro aumentou para vazões abaixo de 7m³/h.

Gráfico 5-4 Erro em função da vazão para a placa Ø 20 mm.

Esta mesma análise foi realizada também realizada para a placa de orifício de Ø 15mm. Assim foi definida a faixa de operação para cada elemento:

- placa de orifício Ø 20 mm – 7 a 13 m³/h;
- placa de orifício Ø 15 mm – 3 a 6,99 m³/h.

Para vazões abaixo de 3 m³/h seria necessário a introdução de mais um elemento deprimogênio. Por tratar-se de uma faixa com pouca importância em relação aos objetivos deste trabalho optou-se por não considerar as medições neste intervalo.

5.5 Análise de incertezas

Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física, é obrigatório que seja dada alguma indicação quantitativa do resultado, de forma tal que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade.

O valor verdadeiro é o valor determinado em um processo perfeito de medição. O valor verdadeiro é sempre desconhecido, porque todo processo de medição tem algum grau de limitação.

Para a bancada de ensaios de bombas foi necessário determinar a incerteza dos sistemas de medição da vazão, carga, potência e eficiência.

Apesar de todos os fluidos sofrerem variação de volume quando submetido a variações de pressão pode-se, devido a sua pequena contribuição para com os fenômenos analisados, admitir como incompressíveis.

As informações discutidas neste tópico serão utilizadas na análise dos resultados experimental do estudo de caso apresentada no capítulo 7.

5.5.1 Incertezas associadas à medição da Vazão (Q)

Tomando como base os gráficos 5.2 e 5.3 foi realizada a linearização da função $P=f(Q)$. Este procedimento irá facilitar a análise deste fenômeno como apresentado nos gráficos 5.5 e 5.6.

Gráfico 5-5 $P=f(Q^2)$ – Placa orifício com Ø 20 mm

Gráfico 5-6 $P=f(Q^2)$ – Placa orifício com Ø 15 mm

De acordo com o Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (2003) para avaliação e expressão da incerteza deve-se expressar matematicamente a relação entre o mensurando Y e as grandezas de entrada X_i das quais Y depende como apresentado na equação 41:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (41)$$

Baseados no método de avaliação os componentes da incerteza podem ser classificados em Tipo A, quando a avaliação é realizada pela análise estatística de uma série de observações da grandeza medida, isto é, quando as medições são obtidas sob condições de repetitividade e a do Tipo B, quando se assume que cada grandeza de entrada tem uma distribuição e um intervalo de dispersão. Essas distribuições podem ser uniformes, retangulares, triangulares, normais, etc.

Uma vez identificadas as fontes de incerteza (tipo A ou B) e consideradas as suas contribuições pode-se estimar a incerteza padrão combinada (u_c). A fim de que as incertezas sejam combinadas deve-se calcular a incerteza padrão relativa de cada contribuição que consiste na razão do valor obtido da incerteza padrão pelo valor da variável.

Enquanto os valores das contribuições ao erro de um resultado de uma medição podem ser desconhecidos, as incertezas associadas com esses efeitos aleatórios e sistêmicos que contribuem para o erro podem ser avaliadas.

Pode-se expressar a vazão medida na bancada através da equação 42:

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta P}{\beta_1'}} \quad (42)$$

Sendo ΔP a diferença de pressão medida pelo transdutor de pressão e β_1' o coeficiente angular da curva de calibração da placa de orifício.

De acordo com os gráficos 5.5 e 5.6 o coeficiente angular da reta ajustada pelo princípio dos mínimos quadrados, β'_1 , para a placa de 20 mm equivale a 6,40 e para a placa de Ø 15 mm 29,032.

Utilizando-se o software estatístico MiniTab versão 15 pode-se determinar as estimativas referentes a este método de regressão.

De acordo com Devore (2004) o desvio padrão estimado do coeficiente angular da reta de regressão, ajustada pelo método dos mínimos quadrados, pode ser calculado através da equação 43.

$$s_{\beta_1} = \frac{s'}{\sqrt{S_{xx}}} \quad (43)$$

Assim, a partir dos dados apresentados no apêndice D, para a placa Ø20 mm $s_{\beta_1} = 0,036$ e $s_{\beta_1} = 0,041$ para o medidor de Ø 15 mm.

Para a grandeza P temos com fonte de dados o certificado de calibração do equipamento como já apresentado em 5.3.

A incerteza padrão combinada $u_c(y)$ é a raiz quadrada positiva da variância combinada $u_c^2(y)$ calculada pela equação 44.

$$u_c^2 = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=n+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i x_j) \quad (44)$$

Onde f é a função dada pela equação 41. Cada $u(x_i)$ é uma incerteza padrão avaliada (tipo A ou B). As derivadas parciais são denominadas coeficientes de sensibilidade e $r(x_i x_j)$ é o coeficiente de correlação.

Para a medição da vazão temos:

$$u_c(Q)^2 = \left[\frac{\partial Q}{\partial \beta_1} u(\beta_1) \right]^2 + 2 \left[\frac{\partial Q}{\partial \beta_1} \frac{\partial Q}{\partial \Delta P} u(\beta_1) u(\Delta P) r(\beta_1 \Delta P) \right] \quad (45)$$

O coeficiente de correlação foi também determinado através do software MiniTab. Assim, conforme apêndice D, $r(\Delta P \beta_1) = 1$ para ambas as placas.

Em geral, a u_c é utilizada para expressar a incerteza em um resultado de medição, mas em algumas aplicações comerciais, industriais, regulamentares e quando a segurança e a saúde estão em foco, é necessário se dar uma incerteza que defina um intervalo em torno do resultado de medição. Neste caso espera-se que este intervalo englobe uma grande porção da distribuição de valores que podem ser razoavelmente ser atribuído ao mensurado e então é denominada de incerteza expandida (U). A incerteza expandida é obtida quando a incerteza padrão combinada é multiplicada por uma constante k que depende do nível de confiança e o resultado de medição é expresso por $y \pm U$, onde o y corresponde ao mensurando. A determinação do fator de abrangência depende do nível de confiança e do número de graus de liberdade efetivos calculada pela fórmula de Welch-Satterhwaite de acordo com a equação 46.

$$v_{ef} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^n \frac{u_{(xi)}^4}{v_i}} \quad (46)$$

A tabela 5.1 apresenta um resumo com as componentes da incerteza padrão para a placa de orifício Ø 20 mm.

	Fonte de Incerteza	Tipo	Incerteza padrão $u(x_i)$	coeficiente de sensibilidade c_i	Graus liberdade
1	Coeficiente angular β_1	A	0,036	$\frac{1}{2} \Delta P \left(\frac{\Delta P}{\beta'_1} \right)^{-0,5}$	40
2	Certificado de calibração do medidor de pressão diferencial	B	0,015	$\frac{1}{2} \beta_1 \left(\frac{\Delta P}{\beta'_1} \right)^{-0,5}$	5

Tabela 5-1 – Análise de incertezas para a placa de orifício Ø 20 mm.

Da mesma maneira a planilha 5.2 apresenta as componentes da incerteza padrão para a placa de orifício com Ø 15 mm.

	Fonte de Incerteza	Tipo	Incerteza padrão $u(x_i)$	coeficiente de sensibilidade c_i	Graus liberdade
1	Coeficiente angular β_1	A	0,041	$\frac{1}{2} \Delta P \left(\frac{\Delta P}{\beta'_1} \right)^{-0,5}$	29
2	Certificado de calibração do medidor de pressão diferencial	B	0,015	$\frac{1}{2} \beta_1 \left(\frac{\Delta P}{\beta'_1} \right)^{-0,5}$	5

Tabela 5-2 - Análise de incertezas para a placa de orifício Ø 15 mm

5.5.2 Incertezas associadas à medição da Altura de Elevação (H)

A fonte de incerteza associada à medição da altura de elevação está relacionada à calibração do medidor de pressão diferencial apresentado em 5.2. A tabela 5.3 mostra um resumo da análise de incertezas.

	Fonte de Incerteza	Tipo	Incerteza padrão $u(x_i)$	Coeficiente de sensibilidade c_i	Graus liberdade
1	Certificado de calibração do medidor de pressão diferencial	B	1,83 kPa	1	5

Tabela 5-3 – Análise de incerteza para a medição da altura de elevação.

A partir dos dados apresentados na tabela 5.3 e para um intervalo de confiança de 95% pode-se admitir $H = (\text{valor medido para } H \pm 4,70) \text{ kPa}$ com $\kappa=2,57$.

5.5.3 Incertezas associadas à medição da Potência (P)

A medição da potência pode ser classificada como indireta pois envolve a determinação do valor associado ao mensurando a partir da combinação de duas ou mais grandezas por meio de expressões matemáticas.

O procedimento para se estimar a incerteza associada à medição nestes casos onde o valor do mensurando não pode ser determinado diretamente a partir da indicação

vinda de um único instrumento de medição, mas deve ser calculada por uma equação que relaciona diversas grandezas de entrada medidas independentemente. Neste caso a incerteza combinada para variáveis independentes, conforme o Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (2003), pode ser determinada através da equação 47.

$$u_c^2 = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i) \quad (47)$$

Assim, a partir da equação 40, a incerteza padrão combinada para a potência pode ser calculada através da equação 48.

$$u_c(P)^2 = \left[\frac{\partial P}{\partial K} u(K) \right]^2 + \left[\frac{\partial P}{\partial n} u(n) \right]^2 + \left[\frac{\partial P}{\partial F} u(F) \right]^2 \quad (48)$$

A tabela 5.4 apresenta um resumo da análise da incerteza relacionada à medição da potência.

	Fonte de Incerteza	Tipo	Incerteza padrão $u(x_i)$	Coefficiente de sensibilidade c_i	Graus liberdade
1	Medição da distância K	B	0,000057 m	$\frac{(F - 0,073)n}{60}$	infinito
2	Ajuste da velocidade do motor	B	17,5 rpm	$\frac{(F - 0,073)K}{60}$	infinito
3	Certificado de calibração da célula de carga	B	1,37 N	$\frac{Kn}{60}$	14

Tabela 5-4 – Análise de incertezas para a medição da Potência.

5.5.4 Incertezas associadas ao cálculo da Eficiência.

A medição da eficiência pode ser classificada, assim com a medição da potência, como indireta pois envolve a determinação do valor associado ao mensurando a partir da combinação de duas ou mais grandezas por meio de expressões matemáticas.

A eficiência de operação da bomba pode ser determinada com a razão entre a potência fluida P_f e a potência fornecida à bomba pelo motor P (equação 49).

$$\eta = \left(\frac{P_f}{P} \right) 100 \quad (49)$$

A potência fluida é caracterizada com sendo a potência líquida transferida pela bomba ao fluido. Admitindo-se o sistema como adiabático a potência fluida pode ser calculada através da equação 50

$$P_f = \frac{\rho Q g H}{3600} \quad (50)$$

Para a determinação das incertezas associadas à eficiência será necessária inicialmente a avaliação das incertezas associadas à potência fluida.

Para as incertezas relacionadas às variáveis Q e H já foram apresentadas em 5.5.1 e 5.5.2 respectivamente. Serão desprezadas as incertezas associadas à medição da temperatura e determinação da massa específica.

Assim a incerteza combinada para a potência fluida pode ser determinada através da equação 51.

$$u_c(P_f) = \sqrt{\left(\frac{\partial P_f}{\partial Q} \right)^2 \cdot u^2(Q) + \left(\frac{\partial P_f}{\partial H} \right)^2 \cdot u^2(H)} \quad (51)$$

A tabela 5.5 apresenta um resumo da análise da incerteza relacionada ao cálculo da potência fluida. A determinação da incerteza combinada para a vazão Q e seu respectivo grau de liberdade somente será possível após a execução dos ensaios experimentais.

	Fonte de Incerteza	Tipo	Incerteza padrão $u(x_i)$	Coefficiente de sensibilidade c_i	Graus liberdade
1	Medição Vazão Q	B	$\mu_c(Q)$	$\frac{\rho g H}{3600}$	$\nu_{ef}(Q)$
2	Medição da altura de elevação H	B	1,83	$\frac{\rho g Q}{3600}$	5

Tabela 5-5 – Análise de incertezas para a variável potência fluida.

Assim, a incerteza combinada para a eficiência de operação da bomba pode ser determinada através da equação 52.

$$u_c(\eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P}\right)^2 \cdot u^2(P) + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_f}\right)^2 \cdot u^2(P_f)} \quad (52)$$

A tabela 5.6 apresenta um resumo da análise da incerteza relacionada ao cálculo da eficiência. A determinação da incerteza combinada para a potência P e a potência fluida P_f e seus respectivos graus de liberdade somente serão possíveis após a execução dos ensaios experimentais.

	Fonte de Incerteza	Tipo	Incerteza padrão $u(x_i)$	Coefficiente de sensibilidade c_i	Graus liberdade
1	Medição Potência P	B	$\mu_c(P)$	$\frac{-100P_f}{P^2}$	$\nu_{ef}(P)$
2	Medição da potência fluida P_f	B	$\mu_c(P_f)$	$\frac{100}{P}$	$\nu_{ef}(P_f)$

Tabela 5-6 – Análise de incertezas para a determinação da eficiência.

6 ESTUDO DE CASO

O alto nível de investimentos necessário para o desenvolvimento máquinas de fluxo limitou o número de empresas capazes de aprimorar o rendimento de seus produtos. No caso de bombas a abundância e o baixo custo da energia até o início da década de 70 também contribuíram para esta situação.

Atualmente pode-se ainda encontrar no mercado bombas construídas a partir de projetos elaborados nas décadas de 60 e 70.

Esta carência é mais evidente em empresas nacionais de pequeno e médio porte que estão perdendo participação no mercado devido ao baixo rendimento oferecido em seus equipamentos.

Neste estudo de caso será analisada uma bomba doada por uma empresa nacional fabricante de bombas ao Instituto Mauá de Tecnologia.

6.1 Características do rotor original

Serão apresentadas a seguir as características originais do rotor da bomba-teste estudada.

A partir de uma análise visual (figuras 6.1 e 6.2) pode-se caracterizar o rotor da bomba-teste como sendo:

- rotor aberto;
- rotor radial ($n_q = 24$);
- único estágio;
- rotor com 5 pás

Pela análise da superfície das pás pode-se verificar que o rotor é fabricado através do processo de fundição em areia. Nota-se que nas entradas de material aplica-se o método de rebarbação manual devido a irregularidades encontradas nas paredes do rotor.

Figura 6.1 – Rotor da bomba teste – vista frontal

Figura 6.2 - Rotor da bomba teste – vista posterior

Nos pontos onde se torna necessário um ajuste mais fino (topo das pás e fixação do eixo) o processo de fundição é complementado pelo processo de usinagem.

Na parte posterior existem 5 pás. A função destes elementos, segundo Yedidiah (1996) é reduzir o esforço axial sobre os mancais de rolamentos da bomba aumentando assim sua vida útil.

As figuras 6.3 e 6.4 apresentam as curvas topográficas a 1750 e 3500 rpm respectivamente fornecidas pelo fabricante da bomba. O rotor analisado corresponde às curvas 4 7/8".

Nestas curvas pode-se destacar que nas melhores condições de operação a eficiência da bomba é de no máximo 51%.

Estas curvas serão discutidas mais à frente quando da comparação com os resultados experimentais.

Figura 6.3 – Curva topográfica da bomba operando a 1750 rpm.

Figura 6.4 - Curva topográfica da bomba operando a 3500 rpm.

A figura 6.5 mostra o levantamento dimensional das características de interface do rotor original. Este levantamento foi necessário, pois as demais partes da bomba não sofreram alterações.

Figura 6.5 – Dimensões de interface entre o rotor e carcaça.

Visualmente pode-se verificar grande irregularidade na espessura das pás. Esta característica foi determinada nas arestas das pás na face de sucção do rotor sendo encontrada uma variação entre 3,8 a 4,8 mm.

6.2 Projeto do novo rotor

A seguir serão apresentadas as etapas e considerações utilizadas para o projeto do novo rotor.

As condições em que bomba deve operar são os parâmetros iniciais a serem definidos para a análise do projeto de um rotor. Quando do projeto de uma nova máquina estes parâmetros devem refletir o ponto no qual a bomba irá operar maior parte do seu tempo.

Para o caso estudado não existe uma determinada condição de operação a ser considerada, mas sim uma curva característica da bomba fornecida pelo fabricante da bomba conforme a figura 6.6.

Desta forma foi utilizado como ponto de partida para esta análise a condição de operação de melhor eficiência identificado na curva característica da bomba original fornecida pelo fabricante como mostrado na fig. 6.6.

Figura 6.6 – Ponto de projeto

De acordo com a figura 6.6, temos:

- Altura de elevação: 25 m
- Vazão: 7,85 m³/h

A temperatura do fluido de trabalho (água) considerada foi de 21°C.

As informações apresentadas na figura 6.5 foram consideradas no projeto do novo rotor.

Com base nas informações iniciais de operação e interface foi utilizada a planilha de cálculo descrita no capítulo 4. As informações calculadas referentes ao dimensionamento do cubo foram deixadas de lado prevalecendo as características do projeto original da bomba. O diâmetro D_0 foi considerado igual ao diâmetro do tubo de sucção da bomba visto que o caso analisado trata-se de um rotor aberto.

Coeficiente	Valor
Coeficiente K_z	7
Coeficiente σ	1
Coeficiente α	0,98
Coeficiente ι	1,05
Coeficiente κ	0,85

Tabela 6-1 – Coeficiente empíricos utilizados no dimensionamento do novo rotor.

Na tabela 6.1 são apresentados os valores dos coeficientes utilizados para o pré-dimensionamento do rotor analisado. Vale lembrar que os valores dos coeficientes da tabela 6.1 são apenas uma referência de partida e necessitam serem validados experimentalmente.

O coeficiente empírico K_z igual a 7 foi escolhido em função do rotor ser construído pelo processo de usinagem. Como já apresentado no capítulo 3, para esta situação, a faixa recomendada situa-se entre 6,5 a 8.

Os coeficientes empíricos σ , ι e α por falta de maiores informações que orientem suas aplicações foram determinados respeitando-se as faixas recomendadas na literatura e mostradas no capítulo 3.

O coeficiente empírico κ corresponde ao tipo de apoio no qual o rotor será montado que para o caso analisado corresponde à condição em balanço.

Característica	Valor	Unidade
Espessura da pá (s)	0,00335	m
Rendimento Total (η)	70%	%
Rendimento hidráulico (η_h)	85%	%
Beta zero (β_0)	13	°
D ₂ (máximo)	0,127	m
D ₂ (mínimo)	0,097	m
D ₂ admitido	0,1246	m

Tabela 6-2 – Características construtivas do novo rotor

Na tabela 6.2 são apresentados os valores de algumas das dimensões utilizados para o pré-dimensionamento do rotor.

O diâmetro D₂ calculado é igual ao do rotor original de modo a não ocasionar interferência com a carcaça da bomba e também respeita a relação de 1,6 a 2 vezes o valor de D₁ como recomendado por Lauria (2005).

Os rendimentos útil e hidráulico foram determinados em 70% e 85% respectivamente conforme recomendado por Pfleiderer e Peterman (1979).

Assim como já discutido no capítulo 3, a espessura das pás deve ser tão pequena quanto o processo de fabricação permita. Desta maneira este parâmetro foi reduzido de 3,8 - 4,8 para 3,35 mm considerando-se que este ainda é aceitável para o processo de fundição.

Parâmetros Calculados	Valor	Unidade
Trabalho específico (Y)	245,25	m ² /s ²
Rotação específica (nq)	24	---
Diâmetro de Entrada (D ₀)	0,059	m
Diâmetro de Entrada (D ₁)	0,061	m
Velocidade Tangencial (U ₁)	11,1	m/s
Largura da pá (B ₁)	18,06	mm
Numero de pas (z)	6	---
Ângulo β_1	18	°
ângulo β_2	13,5	°
Diâmetro de saída (D ₂)	0,124	m
Largura de Saída (B ₂)	0,005	m

Tabela 6-3 – Parâmetros de projetos calculados para o novo rotor.

Na tabela 6.3 são apresentados os dados calculados que servem para determinar o novo projeto do rotor.

Na tabela 6.4 são fornecidos 10 pontos obtidos a partir do programa de pré-dimensionamento apresentado no capítulo 4 a serem utilizados na obtenção do perfil das pás.

Ponto	Raio	Posição Cartesiana	
		X	Y
1	0,030	0,030	
2	0,034	0,032	0,011
3	0,037	0,030	0,023
4	0,041	0,024	0,033
5	0,044	0,015	0,041
6	0,048	0,005	0,048
7	0,051	-0,007	0,051
8	0,055	-0,019	0,051
9	0,058	-0,031	0,049
10	0,062	-0,043	0,045

Tabela 6-4 – Pontos para determinação da curvatura das pás.

Visando facilitar o desenvolvimento do processo de fabricação e otimizar o tempo de projeto o novo rotor foi elaborado em um software de CAD 3D parametrizado. Devido à disponibilidade na Escola de Engenharia Mauá foi utilizado o software Catia versão 10.

O modelo tridimensional foi criado a partir de operações booleanas de sólidos utilizando-se como condições de contorno os dados apresentados na tabela 6.4.

Para a geração do perfil das pás utilizou-se a função “*spline*” de modo a interpolar os pontos apresentados na tabela 6.4 gerando uma linha como mostrado na figura 6.7.

Figura 6.7 – Detalhe da criação do perfil das pás do rotor.

A partir do modelo apresentado na figura 6.8 pode-se seguir para a próxima etapa que consiste no refinamento do modelo, acrescentando elementos que diminuam as perdas por atrito no interior do rotor. Pelo fato de não existir um método de cálculo preciso estas alterações dependem da experiência do projetista.

Figura 6.8 – Rotor modelado a partir de suas dimensões básicas.

Foi necessário o prolongamento do cubo no centro do rotor devido à execução da rosca para fixação no eixo como mostrado na figura 6.9.

De modo a suavizar o choque do escoamento contra o topo das pás foi acrescentado um raio equivalente a 2 mm nas arestas das paredes como mostrado na figura 6.9.

Figura 6.9 – Rotor com cubo e raio na entrada das pás.

A figura 6.10 apresenta o refinamento das pontas das pás como sugerido por Yedidia (1996). Foi executado um chanfro de 4x7mm nas arestas externas das pás.

Figura 6.10 – Detalhe do refinamento das pás.

Figura 6.11 – Rotor modelado com pás direcionadoras.

A figura 6.11 apresenta o rotor com 6 pás direcionadoras inseridas na face de saída do fluido do rotor. Foram acrescentadas com a mesma espessura e perfil das pás do rotor. Seu comprimento equivale a 8% do comprimento total de uma pá.

A tabela 6.5 apresenta um resumo comparando as principais características do rotor original e o novo proposto.

Características	Original	Novo
Número de pás (z)	5	6
Rotação específica (n_q)	24	24
Diâmetro de Entrada (D_0)	38 mm	59 mm
Diâmetro de Entrada (D_1)	42 mm	61 mm
Diâmetro de Saída (D_2)	124 mm	124 mm
Largura da pá (B_1)	3,8 a 4,8 mm	3,25 mm
Pás direcionadoras	não	sim

Tabela 6-5 – Resumo comparativo com as características do rotor original e novo.

6.3 Construção do novo rotor.

O novo rotor apresentado na figura 6.12 foi confeccionado nas oficinas da EEM.

Utilizou-se como matéria-prima de uma barra de aço SAE 1010/1020 com diâmetro de aproximadamente 125 mm (6 polegadas) cortada com um comprimento de 100 mm.

A matéria prima foi inicialmente desbastada em um torno mecânico universal conforme dimensões apresentadas na figura 6.5.

Na elaboração do programa CNC foi utilizado o software CAM MasterCam.

A usinagem das pás foi realizada em um centro de usinagem CNC da marca Romi, modelo Discovery 260 com potência de 15kW, e rotação máxima do eixo árvore de 4500 rpm. Os parâmetros utilizados foram: avanço 0,1 mm/rotação; profundidade de corte 0,6 mm e velocidade de corte de 150 m/min.

Figura 6.12 – Novo rotor pronto.

6.4 Medições

As medições dos parâmetros para a análise e comparação do comportamento de cada rotor foram realizadas no laboratório de máquinas de fluxo da EEM através da bancada de testes descrita no capítulo 5. O esquema utilizado é apresentado na figura 6.13.

Figura 6.13 – Esquema com a montagem da bancada para realização dos testes.

Segue abaixo procedimento utilizado para a medição dos parâmetros da bomba:

- I. Ajustar e registrar a pressão de operação de operação da bomba P2 através da manobra das válvulas V3, V4 e V5;
- II. Registrar a força F;
- III. Registrar a temperatura T da água ;
- IV. Abrir as válvulas V6, V11 e V10;
- V. Registrar a perda de carga P1 gerada pela placa de orifício M1 ($\varnothing$ 15 mm);
- VI. Fechar as válvulas V6, V11 e V10;
- VII. Abrir as válvulas V7, V8 e V9;
- VIII. Registrar a perda de carga P1 gerada pela placa de orifício M2 ($\varnothing$ 20 mm);
- IX. Abrir as válvulas V6, V11 e V10;
- X. Fechar as válvulas V7, V8 e V9;

XI.Repetir a seqüência.

Todos os pontos de medição foram tomados à velocidade constante de 3500 min^{-1} . Por tratar-se de um rotor aberto durante o procedimento de substituição foi respeitada a folga mínima de montagem de 0,1 mm entre a carcaça e as pás do novo rotor. Este procedimento foi realizado com o auxílio de uma lâmina de ajuste. Os resultados das medições encontram-se no Apêndice C.

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos nos experimentos serão apresentados através da comparação das curvas características, de eficiência e de potência da bomba operando com os rotores original e novo.

Será também apresentada uma análise comparativa entre a curva características fornecida pelo fabricante da bomba e medida através da bancada de testes de BHF.

Apesar da obrigação no uso do Sistema Internacional de Unidades ainda são tolerados algumas unidades de outros sistemas.

As incertezas das medições para todos os dados medidos foram calculadas (apêndice D) e estão representadas nos gráficos através das barras verticais e horizontais (quando necessárias) dispostas sobre cada ponto. Para o calculo considerou-se um nível de confiança de 95%.

7.1 Curva característica da bomba operando com o rotor original

A partir dos dados experimentais (Apêndice C) pode-se traçar o gráfico 7.1 $P=f(Q)$ para a bomba operando com o rotor original.

Gráfico 7-1 - $f(H) = Q$ – Curva características do rotor original.

No gráfico 7.1 nota-se um aumento na incerteza da medição da vazão para vazões abaixo de 7 m³/h. Isto se deve a placa de orifício de Ø15 mm, utilizada para medição da vazão na faixa de 3 a 6,99 m³/h, ter apresentado uma incerteza padrão combinada 3,5 vezes maior que a placa de orifício de Ø20 mm tendo como maior contribuição para esta diferença a variabilidade no modelo de regressão.

A curva característica apresentada no gráfico 7.1 será tomada como referência para comparação com o novo rotor confeccionado.

A figura 7.1 apresenta a sobreposição da figura 6.4 (curva característica da bomba fornecida pelo fabricante) e o gráfico 7.1.

Figura 7.1 Comparação da curva característica da bomba fornecida pelo fabricante (4 7/8") e a medida através da bancada de testes.

Pode-se verificar a partir da figura 7.1 que a curva experimental apresenta um comportamento semelhante à curva fornecida pelo fabricante da bomba sob a condição de carga total, ocorrendo uma diferença na altura de elevação à medida que a vazão aumenta. Esta diferença pode ser decorrente da grande variação na construção dos rotores como já foi comentado no capítulo 6. Outro ponto importante é a falta de informações sob os procedimentos e condições em que foram realizados os testes para o levantamento da curva fornecida pelo fabricante.

7.2 Curva característica do rotor novo.

No gráfico 7.2 são apresentadas as curvas características da bomba operando com o rotor original e o novo.

Gráfico 7-2 – $f(H) = Q$ – Curvas características dos rotores.

A curva característica para o rotor original da bomba apresentou um comportamento típico de uma bomba centrífuga de velocidade específica intermediária, a qual a altura de elevação decresce suave e regularmente à medida que a vazão aumenta.

Por outro lado a curva característica da bomba-teste operando com o novo rotor apresentou um comportamento bastante distinto. Entre o ponto de *shutt down* (vazão zero) e a vazão de 6 m³/h o rotor mostrou-se instável sendo possível impor a mesma carga para vazões diferentes. Também dentro desta faixa de operação foi verificada durante os ensaios uma forte vibração na bomba.

Este comportamento não se manteve para vazões superiores a 6 m³/h onde o novo rotor apresentou um decréscimo regular da carga em função do aumento da vazão e também não foi notado qualquer tipo de vibração.

7.3 Curva de eficiência.

No gráfico 7.3 são apresentadas as curvas de eficiência de operação em função da vazão para cada modelo de rotor.

Gráfico 7-3 $\eta_g=f(Q)$ – Curva da eficiência para cada rotor.

A análise das curvas de eficiência de ambos rotores mostra um comportamento semelhante. Os pontos de máxima eficiência dos rotores novo e original foram obtidos em $7,82 \pm 0,08 \text{ m}^3/\text{h}$ e $8,91 \pm 0,08 \text{ m}^3/\text{h}$.

O rotor desenvolvido apresentou uma eficiência $8,6 \pm 0,82\%$ superior quando comparado ao rotor original para o ponto de melhor rendimento. Em contrapartida

ocorreu um decréscimo na eficiência para vazões abaixo de 5 e superiores a 11,5 m³/h.

Esta melhoria na eficiência de operação obtida através do novo rotor pode ter sido influenciada pelo processo de usinagem, visto que este proporcionou um melhor acabamento superficial e homogeneidade na posição e espessura das pás.

7.4 Curva de potência

No gráfico 6.4 são apresentadas as curvas de potência de operação em função da vazão para cada modelo de rotor.

Gráfico 7-4 $P=f(Q)$ – Curva de potência para cada rotor.

O novo rotor demonstrou um efeito positivo na curva de potência quando comparado com o rotor original. A potência consumida pela bomba operando com o novo rotor apresentou uma redução de $0,42 \pm 0,12$ kW quando comparado com o rotor original em seu respectivo ponto de máxima eficiência.

8 CONCLUSÕES

A vantagem em melhorar a eficiência energética de uma máquina está no fato de que o custo da energia consumida ao longo de sua vida é muito maior quando comparado com o valor do próprio equipamento.

Não menos importante, a melhora na eficiência resulta por consequência na redução do consumo da energia proporcionando à exploração racional dos recursos naturais de nosso planeta.

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia de re-projeto de um rotor de uma BHF tendo como objetivo avaliar o impacto dos parâmetros de projeto na eficiência de operação de uma BHF.

A teoria acerca do pré-projeto de rotores pelo método geométrico fornece um grande número de variáveis arbitradas, o que exige recorrer a de análises experimentais.

O software para pré-dimensionamento desenvolvido neste trabalho, apesar de simples, proporciona ao projetista todos os dados necessários para o início do processo de modelagem de um novo rotor. Este tipo de programa vem a suprir uma lacuna entre os departamentos de projeto de pequenos fabricantes de bombas e os onerosos softwares de CFD. A eficiência desta ferramenta foi verificada através da aplicação em um estudo de caso.

O projeto do novo rotor para o estudo de caso foi elaborado a partir do espaço disponível na caixa espiral levando em consideração também a fixação no eixo, tendo como objetivo isolar e avaliar o comportamento das modificações no rotor da BHF. Melhores resultados podem ser alcançados através do redimensionamento da caixa espiral e de novas alterações no projeto do rotor.

A inclusão das pás direcionadoras no projeto dificulta o processo de manufatura do rotor, pois gera a necessidade de usinagem de canais estreitos. Tais canais apresentariam dificuldades para serem formados diretamente a partir do processo de fundição em areia.

Os testes realizados na bomba teste, decorrentes das modificações implementadas no rotor, resultaram em um aumento da eficiência de operação e redução no consumo de potência na faixa de melhor rendimento.

O ponto de melhor rendimento do novo rotor medido ficou muito próximo do utilizado como dado de entrada para o dimensionamento o que demonstra um resultado satisfatório do software proposto.

O novo rotor apresentou uma faixa de operação instável (0 a 6 m³/h) podendo ocasionar um desgaste prematuro dos mancais devido a forte vibração verificada durante os testes.

Muitos dos coeficientes empíricos utilizados no desenvolvimento do projeto do novo rotor provêm de faixas recomendadas na literatura e necessitam de um refinamento através do projeto de novos rotores alterando-se os coeficientes e a construção para posterior análise experimental.

Para finalizar propõem-se algumas novas linhas de pesquisa:

- Avaliação da parcela de contribuição no ganho na eficiência de operação da bomba devido à introdução das pás direcionadoras;
- Avaliação da parcela de contribuição no ganho na eficiência de operação da bomba devido ao acréscimo no número de pás;
- Influência do acabamento superficial das superfícies em contato com o fluido sobre o desempenho do conjunto.

9 BIBLIOGRAFIA

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6397: Ensaios de bombas hidráulicas de fluxo. Rio de Janeiro, 1975.

DAVID WILLEY. Em 20 anos, faltará água para 60% do mundo, diz ONU. BBC Brasil. Disponível em: < www.bbc.com.br >. Acesso em 20 de Fevereiro de 2007.

DELMÉE, G. J. Manual de Medição de Vazão. 3 ed, São Paulo: Edgard Blücher, 2003

DEVORE, JAY L. Probabilidade e Estatística para Engenharia e Ciências. 6ª ed., Pioneira Thomson Learning. São Paulo, 2006.

Diretrizes para apresentação de dissertações e teses. Serviço de Bibliotecas da EPUSP. 3.ed. São Paulo, 2006.

GÖLCÜ, M; PANCAR, Y; SEKMEN Y. Energy saving in a deep well pump with splitter blade. Elsevier Energy Conversion and Management, 47. Denizli, Turquia, 2006 638-651p.

INMETRO. Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia, 2001

INMETRO. Guia para a Expressão da Incerteza da Medição. 3ª ed., INMETRO. Rio de Janeiro, 2003.

LAURIA, D.; Modelagem do Escoamento em Maquinas de Fluxo. São Paulo EPUSP, 2005 - PMC 5819 notas de aula;

LAURIA, D.; Projeto Integrado de Componentes de Máquinas de Fluxo. São Paulo, EPUSP, 2005 - PMC 5824 notas de aula;

MORIGUCHI, S. K., Projeto e Execução de Componentes de Bombas Centrífugas Apoiados por Computador. 1997. 187p. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 1997

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H., Máquinas de Fluxo tradução da 4ª ed., Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1979

SCHWEIGHER, F; GREGORI, J. Design effects on performance characteristics of centrifugal pumps. In: ASME, Applied mechanics, biomechanics, fluid eng. conf., Cincinnati; 1987. p. 1–6.

SULZER Centrifugal pump handbook. 1.ed. Winterthur, Switzerland: Sulzer Brothers Limited, May 1986;

VALENTIM, Carlos Eduardo; FERNANDEZ, Manoel Escobedo. Projeto e execução de bancada para desenvolvimento de bombas hidráulicas de fluxo. São Caetano do Sul, SP. : EEM. , 2004.

YEDIDIAH, S., Centrifugal Pump User's Guidebook Problems and Solutions, Chapman & Hall, 1996.

APÊNDICE A – FLUXOGRAMA

APÊNDICE B – DADOS PARA CALIBRAÇÃO DAS PLACAS DE ORIFÍCIO

Placa de orifício Ø 20 mm

Ponto	Diferença de pressão [mbar]	Massa Balança [Kg]	Tempo [s]	Temperatura [°C]	Vazão [m³/h]
1	3	112.3	345	21.0	1.17
2	0.9	106.6	293	21.0	1.31
3	4.5	105.1	256	21.0	1.48
4	11.6	105	229	21.1	1.65
5	19.5	107.4	210	21.0	1.84
6	32.9	118.2	197	21.0	2.16
7	33.5	109.8	170	21.0	2.33
8	37.5	118.6	176	21.2	2.43
9	47.7	110.7	146	21.0	2.74
10	54.3	112.6	145	21.1	2.80
11	58.5	115.5	140	21.0	2.98
12	71.5	109.7	122	21.0	3.24
13	54.5	118.6	131	21.0	3.27
14	89.5	109.4	108	21.3	3.65
15	89.9	112.3	108	21.2	3.75
16	108.5	109.6	95	21.1	4.16
17	135.5	111.2	88	21.0	4.56
18	171.6	115.1	87	21.0	4.77
19	177.7	108.4	80	21.0	4.89
20	211	95.8	61	21.1	5.71
21	234.1	120.3	72	20.9	6.03
22	285.1	106.6	63	21.0	6.10
23	305.5	112	61	21.0	6.62
24	287.5	118.2	64	21.0	6.66
25	303.9	112.1	59	21.0	6.85
26	374.1	107.9	52	21.0	7.48
27	378.1	116.2	55	21.1	7.62
28	452.8	110.5	49	21.1	8.13
29	451.2	113	49	21.2	8.32
30	439.9	111.5	48	21.1	8.38
31	552.1	109.8	43	21.2	9.21
32	541.1	120.4	48	21.0	9.05
33	644.9	110.3	40	21.0	9.95
34	628	111.3	40	21.0	10.04
35	675.2	119.5	42	21.0	10.26
36	758.3	112.4	37	21.1	10.96
37	785.4	116.4	38	21.0	11.05
38	760.5	113.5	37	21.0	11.07
39	913.6	97.9	30	21.1	11.77
40	918.1	111.5	33	21.0	12.19
41	956.3	110.1	32	21.0	12.41

Placa de orifício Ø 15 mm

Ponto	Diferença de pressão [mbar]	Massa da Balança [Kg]	Tempo [s]	Temperatura [°C]	Vazão [m³/h]
1					
2	78.8	133.4	262	21.0	1.84
3	100.1	132.5	240	21.0	1.99
4	146.6	133.5	201	20.9	2.40
5	149.3	116.7	176	21.0	2.39
6	183.5	132.5	179	21.0	2.67
7	266.1	132	151	21.3	3.15
8	309	137	145	21.0	3.41
9	366.5	124.1	123	21.0	3.64
10	398.9	132.8	125	21.2	3.83
11	404.1	136.7	128	21.0	3.85
12	448.8	135.8	122	21.0	4.02
13	477.8	123	107	21.0	4.15
14	503.1	141.4	121	21.1	4.22
15	541	135.9	113	21.1	4.34
16	577.7	127.5	102	21.1	4.51
17	606.1	137.8	109	21.0	4.56
18	660.2	138.2	103	21.0	4.84
19	677.4	137.7	102	21.0	4.87
20	702.2	136.7	100	21.0	4.93
21	746.3	135.9	97	21.0	5.05
22	802.4	140.8	97	21.0	5.24
23	827.3	137.4	93	21.2	5.33
24	904.2	135	87	21.0	5.60
25	948	137.8	87	21.0	5.71
26	1074.4	137	81	21.1	6.10
27	1171.2	136.7	78	21.1	6.32
28	1310.1	136.6	73	21.1	6.75
29	1389.2	134.7	71	21.1	6.84
30	1573.2	136.3	68	21.2	7.23

APÊNDICE C – DADOS MEDIDOS – ROTOR ATUAL @3500RPM

	F (kgf)	T (kgfm)	P (kW)	Pu (kW)	Rendimento (%)	H (kPa)	H (mca)	Deta P (mbar)
1	10,22	2,537	9,12	0,00	0,0%	100,0	30,70	0,0
2	10,22	2,537	9,11	3,32	36,4%	96,5	9,84	978,2
3	10,15	2,519	9,05	3,36	37,1%	99,1	10,10	948,5
4	10,15	2,519	9,05	3,46	38,3%	104,2	10,62	914,5
5	10,12	2,512	9,02	3,72	41,2%	116,4	11,87	847,6
6	10,00	2,482	8,92	3,89	43,6%	125,8	12,82	794,5
7	9,99	2,479	8,91	4,10	46,0%	136,9	13,96	745,1
8	9,95	2,469	8,87	4,28	48,2%	147,8	15,07	698,4
9	9,95	2,469	8,87	4,46	50,3%	164,1	16,73	618,8
10	9,92	2,462	8,84	4,84	54,7%	196,2	20,00	512,1
11	9,90	2,457	8,83	4,81	54,5%	215,6	21,98	422,3
12	9,85	2,444	8,78	4,60	52,4%	228,6	23,30	346,2
13	9,51	2,359	8,48	4,41	52,1%	236,1	24,07	300,3
14	9,45	2,344	8,42	4,39	52,2%	244,0	24,87	1444,2
15	9,44	2,342	8,41	4,43	52,7%	251,3	25,62	1387,4
16	9,25	2,294	8,24	4,31	52,3%	269,1	27,43	1152,1
17	9,16	2,272	8,16	4,06	49,8%	272,3	27,76	1005,1
18	9,16	2,272	8,16	3,81	46,7%	278,9	28,43	850,0
19	9,15	2,269	8,15	3,60	44,1%	281,3	28,67	748,6
20	9,03	2,239	8,04	3,25	40,4%	285,3	29,08	602,3
21	9,03	2,239	8,04	2,73	34,0%	287,6	29,32	426,3

ROTOR NOVO @3500RPM

	F (kgf)	T (kgfm)	P (kW)	Pu (kW)	Rendimento (%)	H (kPa)	H (mca)	Deta P (mbar)
1	9,86	2,447	8,79	2,47	28,1%	72,3	7,37	964,2
2	9,88	2,452	8,81	2,92	33,2%	88,5	9,02	902,3
3	9,84	2,442	8,77	2,93	33,4%	89,2	9,09	892,0
4	9,80	2,432	8,74	3,30	37,8%	102,3	10,43	864,2
5	9,80	2,432	8,74	3,22	36,8%	100,0	10,19	858,5
6	9,78	2,427	8,72	3,86	44,2%	123,6	12,60	808,5
7	9,72	2,412	8,66	3,85	44,5%	124,8	12,72	792,1
8	9,71	2,409	8,65	4,10	47,3%	135,9	13,85	756,1
9	9,69	2,404	8,64	4,09	47,3%	138,5	14,12	725,9
10	9,69	2,404	8,64	4,36	50,5%	148,9	15,18	715,3
11	9,71	2,409	8,65	5,04	58,2%	182,1	18,56	640,1
12	9,68	2,402	8,63	5,09	58,9%	185,3	18,89	630,1
13	9,62	2,387	8,57	5,17	60,3%	193,2	19,69	600,2
14	9,62	2,387	8,57	5,12	59,7%	191,2	19,49	600,0
15	9,61	2,384	8,57	5,25	61,2%	205,3	20,93	548,3
16	9,60	2,382	8,56	5,25	61,3%	211,1	21,52	520,1
17	9,57	2,374	8,53	5,22	61,2%	217,6	22,18	485,1
18	9,45	2,344	8,42	5,33	63,3%	246,1	25,09	398,1

	F (kgf)	T (kgfm)	P (kW)	Pu (kW)	Rendimento (%)	H (kPa)	H (mca)	Deta P (mbar)
19	9,38	2,327	8,36	4,99	59,7%	256,9	26,19	323,0
20	9,35	2,319	8,33	5,05	60,6%	260,9	26,60	321,1
21	9,34	2,317	8,32	5,02	60,3%	259,8	26,48	320,2
22	9,25	2,294	8,24	4,88	59,2%	266,1	27,13	289,6
23	9,21	2,284	8,21	4,46	54,4%	278,0	28,34	1158,2
24	9,21	2,284	8,21	4,49	54,8%	280,1	28,55	1156,4
25	9,20	2,282	8,20	4,13	50,4%	278,0	28,34	999,3
26	9,18	2,277	8,18	4,14	50,6%	279,3	28,47	992,3
27	9,07	2,249	8,08	3,83	47,4%	277,5	28,29	865,3
28	9,06	2,247	8,07	3,80	47,1%	276,1	28,14	861,7
29	9,08	2,252	8,09	3,58	44,3%	270,6	27,58	800,1
30	9,07	2,249	8,08	3,48	43,0%	269,1	27,43	763,5
31	9,06	2,247	8,07	3,24	40,2%	264,8	26,99	689,5
32	9,05	2,244	8,06	3,09	38,3%	266,1	27,13	622,1
33	9,01	2,234	8,03	2,82	35,2%	258,9	26,39	553,9
34	8,98	2,227	8,00	2,60	32,5%	255,2	26,01	485,3

APÊNDICE D – AJUSTE DA CURVA DE CALIBRAÇÃO PELO MÉTODO DOS MÍNIMOS QUADRADOS.

Regression Analysis: Dif. Pressão versus Quad. Vazão - Placa Ø 20 mm

The regression equation is
Dif. Pressão = 6,40 Quad. Vazão

Predictor	Coef	SE Coef	T	P
Noconstant				
Quad. Vazão	6,39989	0,03614	177,10	0,000

S = 15,6466

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	7678168	7678168	31363,08	0,000
Residual Error	41	10037	245		
Total	42	7688205			

$S_{\beta 1}$

Obs	Quad. Vazão	Dif. Pressão	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
1	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	1	3,00	8,82	0,05	-5,82	-0,37
3	2	0,90	11,02	0,06	-10,12	-0,65
4	2	4,50	14,04	0,08	-9,54	-0,61
5	3	11,60	17,51	0,10	-5,91	-0,38
6	3	19,50	21,78	0,12	-2,28	-0,15
7	5	32,90	29,98	0,17	2,92	0,19
8	5	33,50	34,74	0,20	-1,24	-0,08
9	6	37,50	37,81	0,21	-0,31	-0,02
10	7	47,70	47,87	0,27	-0,17	-0,01
11	8	54,30	50,22	0,28	4,08	0,26
12	9	58,50	56,68	0,32	1,82	0,12
13	11	71,50	67,33	0,38	4,17	0,27
14	11	54,50	68,26	0,39	-13,76	-0,88
15	13	89,50	85,45	0,48	4,05	0,26
16	14	89,90	90,04	0,51	-0,14	-0,01
17	17	108,50	110,84	0,63	-2,34	-0,15
18	21	135,50	132,97	0,75	2,53	0,16
19	23	171,60	145,76	0,82	25,84	1,65
20	24	177,70	152,90	0,86	24,80	1,59
21	33	211,00	208,80	1,18	2,20	0,14
22	36	234,10	232,48	1,31	1,62	0,10
23	37	285,10	238,42	1,35	46,68	2,99R
24	44	305,50	280,73	1,59	24,77	1,59
25	44	287,50	284,05	1,60	3,45	0,22
26	47	303,90	300,62	1,70	3,28	0,21
27	56	374,10	358,55	2,02	15,55	1,00
28	58	378,10	371,71	2,10	6,39	0,41
29	66	452,80	423,50	2,39	29,30	1,90
30	69	451,20	442,88	2,50	8,32	0,54
31	70	439,90	449,35	2,54	-9,45	-0,61
32	85	552,10	542,98	3,07	9,12	0,59
33	82	541,10	523,95	2,96	17,15	1,12
34	99	644,90	633,21	3,58	11,69	0,77
35	101	628,00	644,74	3,64	-16,74	-1,10
36	105	675,20	674,15	3,81	1,05	0,07
37	120	758,30	768,50	4,34	-10,20	-0,68 X
38	122	785,40	781,37	4,41	4,03	0,27 X
39	122	760,50	783,62	4,42	-23,12	-1,54 X
40	139	913,60	886,83	5,01	26,77	1,81 X
41	149	918,10	950,69	5,37	-32,59	-2,22RX
42	154	956,30	985,81	5,57	-29,51	-2,02RX

Correlations: Dif. Pressão; Quad. Vazão - Placa Ø 20 mm

Pearson correlation of Dif. Pressão and Quad. Vazão = 0,999
P-Value = 0,000

$r(\Delta P\beta_1)$

Regression Analysis: Dif pressao versus Quadr Vazao – Placa Ø 15 mm

The regression equation is
Dif pressao = 29,0 Quadr Vazao

Predictor	Coef	SE Coef	T	P	VIF
Noconstant					
Quadr Vazao	29,0319	0,0414	205,37	0,000	1,000

S = 19,4887

PRESS = 12591,8

$S_{\beta 1}$

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	16018877	16018877	42176,00	0,000
Residual Error	29	11014	380		
Total	30	16029891			

Obs	Quadr Vazao	Dif pressao	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
1	0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	3,4	78,80	97,93	0,48	-19,13	-0,98
3	4,0	100,10	115,14	0,56	-15,04	-0,77
4	5,7	146,60	166,64	0,81	-20,04	-1,03
5	5,7	149,30	166,09	0,81	-16,79	-0,86
6	7,1	183,50	206,99	1,01	-23,49	-1,21
7	9,9	266,10	288,68	1,41	-22,58	-1,16
8	11,6	309,00	337,23	1,64	-28,23	-1,45
9	13,2	366,50	384,55	1,87	-18,05	-0,93
10	14,7	398,90	426,38	2,08	-27,48	-1,42
11	14,8	404,10	430,86	2,10	-26,76	-1,38
12	16,1	448,80	468,06	2,28	-19,26	-0,99
13	17,2	477,80	499,19	2,43	-21,39	-1,11
14	17,8	503,10	515,88	2,51	-12,78	-0,66
15	18,8	541,00	546,39	2,66	-5,39	-0,28
16	20,3	577,70	590,25	2,87	-12,55	-0,65
17	20,8	606,10	603,76	2,94	2,34	0,12
18	23,4	660,20	680,08	3,31	-19,88	-1,04
19	23,7	677,40	688,47	3,35	-11,07	-0,58
20	24,3	702,20	705,92	3,44	-3,72	-0,19
21	25,5	746,30	741,51	3,61	4,79	0,25
22	27,4	802,40	795,94	3,88	6,46	0,34
23	28,4	827,30	824,57	4,02	2,73	0,14
24	31,3	904,20	909,59	4,43	-5,39	-0,28
25	32,6	948,00	947,72	4,61	0,28	0,01
26	37,2	1074,40	1080,66	5,26	-6,26	-0,33
27	40,0	1171,20	1160,29	5,65	10,91	0,58
28	45,6	1310,10	1322,74	6,44	-12,64	-0,69 X
29	46,8	1389,20	1359,68	6,62	29,52	1,61 X
30	52,3	1573,20	1517,72	7,39	55,48	3,08RX

Correlations: Dif pressao; Quadr Vazao – Placa Ø 15 mm

Pearson correlation of Dif pressao and Quadr Vazao = 1,000
P-Value = 0,000

$r(\Delta P \beta_1)$

Apêndice E – Dados calculados para a análise de incertezas

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro vazão medido no rotor original.

	Q(m ³ /h)	ΔP	Ø Placa	β ₁	u(β ₁)	uΔP	u(ΔP)	ν _{β1}	r(ΔPβ ₁)	c _{ΔP}	c _{β1}	uc(Q)	ν _{eff}	κ	U _{95%}
1	0,0	0,0	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	12,4	978,2	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	39,6	0,019	0,041	53,7	2,06	0,08
3	12,2	948,5	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	39,0	0,020	0,041	53,7	2,06	0,08
4	12,0	914,5	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	38,3	0,020	0,041	53,7	2,06	0,08
5	11,6	847,6	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	36,8	0,021	0,041	53,7	2,06	0,08
6	11,2	794,5	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	35,7	0,022	0,041	53,7	2,06	0,08
7	10,8	745,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	34,5	0,022	0,041	53,7	2,06	0,08
8	10,5	698,4	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	33,4	0,023	0,041	53,7	2,06	0,08
9	9,8	618,8	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	31,5	0,024	0,041	53,7	2,06	0,08
10	8,9	512,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	28,6	0,027	0,041	53,7	2,06	0,08
11	8,1	422,3	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	26,0	0,030	0,041	53,7	2,06	0,08
12	7,3	346,2	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	23,5	0,033	0,041	53,7	2,06	0,08
13	6,8	300,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	46,7	0,170	0,141	3609	1,96	0,28
14	6,5	1444,2	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	102,4	0,077	0,141	3605	1,96	0,28
15	6,4	1387,4	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	100,3	0,079	0,141	3605	1,96	0,28
16	5,8	1152,1	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	91,4	0,087	0,141	3605	1,96	0,28
17	5,4	1005,1	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	85,4	0,093	0,141	3605	1,96	0,28
18	4,9	850,0	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	78,5	0,101	0,141	3606	1,96	0,28
19	4,6	748,6	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	73,7	0,107	0,141	3606	1,96	0,28
20	4,1	602,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	66,1	0,120	0,141	3606	1,96	0,28
21	3,4	426,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	55,6	0,142	0,141	3607	1,96	0,28

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro vazão medido no rotor novo.

	Q(m ³ /h)	ΔP	Ø Placa	β ₁	u(β ₁)	uΔP	u(ΔP)	ν _{β1}	r(ΔPβ ₁)	c _{ΔP}	c _{β1}	uc(Q)	ν _{eff}	κ	U _{95%}
1	0,0	0,0	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	12,3	964,2	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	39,3	0,020	0,041	53,7	2,06	0,08
2	11,9	902,3	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	38,0	0,020	0,041	53,7	2,06	0,08
3	11,9	892,0	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	37,8	0,020	0,041	53,7	2,06	0,08
4	11,7	864,2	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	37,2	0,021	0,041	53,7	2,06	0,08
5	11,6	858,5	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	37,1	0,021	0,041	53,7	2,06	0,08
6	11,3	808,5	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	36,0	0,021	0,041	53,7	2,06	0,08
7	11,2	792,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	35,6	0,022	0,041	53,7	2,06	0,08
8	10,9	756,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	34,8	0,022	0,041	53,7	2,06	0,08
9	10,7	725,9	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	34,1	0,023	0,041	53,7	2,06	0,08
10	10,6	715,3	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	33,8	0,023	0,041	53,7	2,06	0,08
11	10,0	640,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	32,0	0,024	0,041	53,7	2,06	0,08
12	9,9	630,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	31,8	0,024	0,041	53,7	2,06	0,08
13	9,7	600,2	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	31,0	0,025	0,041	53,7	2,06	0,08
14	9,7	600,0	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	31,0	0,025	0,041	53,7	2,06	0,08
15	9,2	548,3	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	29,6	0,026	0,041	53,7	2,06	0,08
16	9,0	520,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	28,8	0,027	0,041	53,7	2,06	0,08
17	8,7	485,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	27,9	0,028	0,041	53,7	2,06	0,08
18	7,8	398,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	25,2	0,030	0,041	53,7	2,06	0,08
19	7,0	323,0	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	22,7	0,034	0,041	53,7	2,06	0,08
20	7,0	321,1	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	22,7	0,034	0,041	53,7	2,06	0,08
21	7,0	320,2	20	6,4	0,036	40	0,015	5	1,0	22,6	0,034	0,041	53,7	2,06	0,08
22	6,6	289,6	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	45,8	0,173	0,141	3609	1,96	0,28
23	5,8	1158,2	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	91,7	0,086	0,141	3605	1,96	0,28
24	5,8	1156,4	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	91,6	0,086	0,141	3605	1,96	0,28
25	5,4	999,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	85,2	0,093	0,141	3605	1,96	0,28
26	5,4	992,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	84,9	0,093	0,141	3605	1,96	0,28
27	5,0	865,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	79,2	0,100	0,141	3606	1,96	0,28
28	5,0	861,7	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	79,1	0,100	0,141	3606	1,96	0,28
29	4,8	800,1	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	76,2	0,104	0,141	3606	1,96	0,28
30	4,7	763,5	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	74,4	0,106	0,141	3606	1,96	0,28
31	4,4	689,5	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	70,7	0,112	0,141	3606	1,96	0,28
32	4,2	622,1	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	67,2	0,118	0,141	3606	1,96	0,28
33	3,9	553,9	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	63,4	0,125	0,141	3607	1,96	0,28
34	3,7	485,3	15	29,0	0,041	29	0,015	5	1,0	59,3	0,133	0,141	3607	1,96	0,28

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro potência medida no rotor original.

	P (kW)	F (kgf)	F (N)	n (rpm)	K (m)	u(F)	v_F	u(K)	v_K	u(n)	v_n	C_F	C_K	C_n	$u_o(P)$	u_{eff}	%	$U_{95\%}$ (W)	$U_{95\%}$ (kW)
1	9,11	10,22	100,26	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5844	0,42	33,707	infinito	1,96	66,066	0,06607
2	9,11	10,22	100,26	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5844	0,42	33,707	infinito	1,96	66,066	0,06607
3	9,05	10,15	99,57	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5804	0,41	33,696	infinito	1,96	66,045	0,06604
4	9,05	10,15	99,57	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5804	0,41	33,696	infinito	1,96	66,045	0,06604
5	9,02	10,12	99,28	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5787	0,41	33,692	infinito	1,96	66,036	0,06604
6	8,92	10,00	98,10	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5718	0,41	33,673	infinito	1,96	66,000	0,06600
7	8,91	9,99	98,00	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5713	0,41	33,672	infinito	1,96	65,997	0,06600
8	8,87	9,95	97,61	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5690	0,41	33,666	infinito	1,96	65,985	0,06598
9	8,87	9,95	97,61	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5690	0,41	33,666	infinito	1,96	65,985	0,06598
10	8,84	9,92	97,32	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5672	0,41	33,661	infinito	1,96	65,976	0,06598
11	8,83	9,90	97,12	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5661	0,40	33,658	infinito	1,96	65,970	0,06597
12	8,78	9,85	96,63	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5632	0,40	33,651	infinito	1,96	65,955	0,06596
13	8,48	9,51	93,29	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5438	0,39	33,601	infinito	1,96	65,857	0,06586
14	8,42	9,45	92,70	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5404	0,39	33,592	infinito	1,96	65,840	0,06584
15	8,41	9,44	92,61	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5398	0,39	33,590	infinito	1,96	65,837	0,06584
16	8,24	9,25	90,74	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5289	0,38	33,563	infinito	1,96	65,784	0,06578
17	8,16	9,16	89,86	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5238	0,37	33,551	infinito	1,96	65,759	0,06576
18	8,16	9,16	89,86	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5238	0,37	33,551	infinito	1,96	65,759	0,06576
19	8,15	9,15	89,76	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5232	0,37	33,549	infinito	1,96	65,757	0,06576
20	8,04	9,03	88,58	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5163	0,37	33,533	infinito	1,96	65,724	0,06572
21	8,04	9,03	88,58	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5163	0,37	33,533	infinito	1,96	65,724	0,06572

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro potência medida no rotor novo.

	P (kW)	F (kgf)	F (N)	n (rpm)	K (m)	u(F)	ν_F	u(K)	ν_K	u(n)	ν_n	C_F	C_K	C_n	$u_c(P)$	ν_{eff}	κ	$U_{95\%}$ (W)	$U_{95\%}$ (kW)
1	8,81	9,88	96,92	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5649,57	0,40	33,655	infinito	1,96	65,964	0,06596
2	8,79	9,86	96,73	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5638,13	0,40	33,652	infinito	1,96	65,958	0,06596
2	8,81	9,88	96,92	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5649,57	0,40	33,655	infinito	1,96	65,964	0,06596
3	8,77	9,84	96,53	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5626,68	0,40	33,649	infinito	1,96	65,953	0,06595
4	8,74	9,80	96,14	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5603,79	0,40	33,643	infinito	1,96	65,941	0,06594
5	8,74	9,80	96,14	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5603,79	0,40	33,643	infinito	1,96	65,941	0,06594
6	8,72	9,78	95,94	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5592,35	0,40	33,640	infinito	1,96	65,935	0,06593
7	8,66	9,72	95,35	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5558,01	0,40	33,631	infinito	1,96	65,917	0,06592
8	8,65	9,71	95,26	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5552,29	0,40	33,630	infinito	1,96	65,915	0,06591
9	8,64	9,69	95,06	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5540,84	0,40	33,627	infinito	1,96	65,909	0,06591
10	8,64	9,69	95,06	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5540,84	0,40	33,627	infinito	1,96	65,909	0,06591
11	8,65	9,71	95,26	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5552,29	0,40	33,630	infinito	1,96	65,915	0,06591
12	8,63	9,68	94,96	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5535,12	0,40	33,625	infinito	1,96	65,906	0,06591
13	8,57	9,62	94,37	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5500,79	0,39	33,617	infinito	1,96	65,889	0,06589
14	8,57	9,62	94,37	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5500,79	0,39	33,617	infinito	1,96	65,889	0,06589
15	8,57	9,61	94,27	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5495,06	0,39	33,615	infinito	1,96	65,886	0,06589
16	8,56	9,60	94,18	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5489,34	0,39	33,614	infinito	1,96	65,883	0,06588
17	8,53	9,57	93,88	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5472,17	0,39	33,609	infinito	1,96	65,874	0,06587
18	8,42	9,45	92,70	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5403,50	0,39	33,592	infinito	1,96	65,840	0,06584
19	8,36	9,38	92,02	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5363,45	0,38	33,582	infinito	1,96	65,820	0,06582
20	8,33	9,35	91,72	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5346,28	0,38	33,578	infinito	1,96	65,812	0,06581
21	8,32	9,34	91,63	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5340,56	0,38	33,576	infinito	1,96	65,809	0,06581
22	8,24	9,25	90,74	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5289,05	0,38	33,563	infinito	1,96	65,784	0,06578
23	8,21	9,21	90,35	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5266,16	0,38	33,558	infinito	1,96	65,773	0,06577
24	8,21	9,21	90,35	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5266,16	0,38	33,558	infinito	1,96	65,773	0,06577
25	8,20	9,20	90,25	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5260,44	0,38	33,556	infinito	1,96	65,770	0,06577
26	8,18	9,18	90,06	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5249,00	0,37	33,554	infinito	1,96	65,765	0,06576
27	8,08	9,07	88,98	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5186,05	0,37	33,538	infinito	1,96	65,735	0,06573
28	8,07	9,06	88,88	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5180,33	0,37	33,537	infinito	1,96	65,732	0,06573
29	8,09	9,08	89,07	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5191,77	0,37	33,540	infinito	1,96	65,738	0,06574
30	8,08	9,07	88,98	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5186,05	0,37	33,538	infinito	1,96	65,735	0,06573
31	8,07	9,06	88,88	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5180,33	0,37	33,537	infinito	1,96	65,732	0,06573
32	8,06	9,05	88,78	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5174,60	0,37	33,535	infinito	1,96	65,729	0,06573
33	8,03	9,01	88,39	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5151,71	0,37	33,530	infinito	1,96	65,719	0,06572
34	8,00	8,98	88,09	3500	0,25	2,26	14	0,00006	infinito	17,5	infinito	14,58	5134,55	0,37	33,526	infinito	1,96	65,711	0,06571

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro potência fluida medida no rotor original.

	Pf (kW)	H (kPa)	Q(m ³ /h)	u(H)	v_H	u(Q)	v_Q	c_H	c_Q	$u_c(P_f)$	v_{eff}	κ	$U_{95\%}$ (W)	$U_{95\%}$ (kW)
1	0,00	100,0	0,0	1,8300	5,00	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	3,32	96,5	12,4	1,8300	5,00	0,041	24,95	33,81	265,11	62,83	infinito	1,96	123,142	0,123
3	3,36	99,1	12,2	1,8300	5,00	0,041	24,95	33,28	272,25	61,93	infinito	1,96	121,374	0,121
4	3,46	104,2	12,0	1,8300	5,00	0,041	24,95	32,67	286,27	60,92	infinito	1,96	119,411	0,119
5	3,72	116,4	11,6	1,8300	5,00	0,041	24,95	31,42	319,78	58,97	infinito	1,96	115,591	0,116
6	3,89	125,8	11,2	1,8300	5,00	0,041	24,95	30,39	345,61	57,40	infinito	1,96	112,500	0,113
7	4,10	136,9	10,8	1,8300	5,00	0,041	24,95	29,41	376,10	55,98	infinito	1,96	109,727	0,110
8	4,28	147,8	10,5	1,8300	5,00	0,041	24,95	28,45	406,05	54,65	infinito	1,96	107,122	0,107
9	4,46	164,1	9,8	1,8300	5,00	0,041	24,95	26,73	450,83	52,29	infinito	1,96	102,488	0,102
10	4,84	196,2	8,9	1,8300	5,00	0,041	24,95	24,24	539,01	49,56	infinito	1,96	97,145	0,097
11	4,81	215,6	8,1	1,8300	5,00	0,041	24,95	21,94	592,31	46,92	infinito	1,96	91,973	0,092
12	4,60	228,6	7,3	1,8300	5,00	0,041	24,95	19,79	628,03	44,44	infinito	1,96	87,097	0,087
13	4,41	236,1	6,8	1,8300	5,00	0,141	11124,66	18,38	648,63	97,17	infinito	1,96	190,448	0,190
14	4,39	244,0	6,5	1,8300	5,00	0,141	11016,13	17,70	670,33	99,60	infinito	1,96	195,219	0,195
15	4,43	251,3	6,4	1,8300	5,00	0,141	11017,29	17,34	690,39	102,06	infinito	1,96	200,040	0,200
16	4,31	269,1	5,8	1,8300	5,00	0,141	11023,32	15,74	739,29	107,80	infinito	1,96	211,285	0,211
17	4,06	272,3	5,4	1,8300	5,00	0,141	11028,53	14,66	748,08	108,49	infinito	1,96	212,631	0,213
18	3,81	278,9	4,9	1,8300	5,00	0,141	11035,98	13,43	766,21	110,44	infinito	1,96	216,453	0,216
19	3,60	281,3	4,6	1,8300	5,00	0,141	11042,53	12,57	772,81	111,00	infinito	1,96	217,563	0,218
20	3,25	285,3	4,1	1,8300	5,00	0,141	11055,86	11,21	783,80	112,03	infinito	1,96	219,587	0,220
21	2,73	287,6	3,4	1,8300	5,00	0,141	11084,07	9,33	790,12	112,34	infinito	1,96	220,190	0,220

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro potência fluida medida no rotor novo.

	Pf (kW)	H (kPa)	Q(m³/h)	u(H)	v_H	u(Q)	v_Q	C_H	C_Q	$u_c(P_f)$	v_{eff}	κ	$U_{95\%}$ (W)	$U_{95\%}$ (kW)
1	0,00	265,0	0,0	1,8300	5,00	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	2,47	72,3	12,3	1,8300	5,00	0,041	25,0	33,57	198,63	61,96	infinito	1,96	121,447	0,121
2	2,92	88,5	11,9	1,8300	5,00	0,041	25,0	32,44	243,13	60,20	infinito	1,96	117,999	0,118
3	2,93	89,2	11,9	1,8300	5,00	0,041	25,0	32,25	245,06	59,87	infinito	1,96	117,351	0,117
4	3,30	102,3	11,7	1,8300	5,00	0,041	25,0	31,73	281,05	59,21	infinito	1,96	116,043	0,116
5	3,22	100,0	11,6	1,8300	5,00	0,041	25,0	31,63	274,73	58,96	infinito	1,96	115,567	0,116
6	3,86	123,6	11,3	1,8300	5,00	0,041	25,0	30,67	339,56	57,82	infinito	1,96	113,334	0,113
7	3,85	124,8	11,2	1,8300	5,00	0,041	25,0	30,35	342,86	57,29	infinito	1,96	112,282	0,112
8	4,10	135,9	10,9	1,8300	5,00	0,041	25,0	29,63	373,35	56,34	infinito	1,96	110,434	0,110
9	4,09	138,5	10,7	1,8300	5,00	0,041	25,0	29,02	380,50	55,34	infinito	1,96	108,476	0,108
10	4,36	148,9	10,6	1,8300	5,00	0,041	25,0	28,80	409,07	55,31	infinito	1,96	108,398	0,108
11	5,04	182,1	10,0	1,8300	5,00	0,041	25,0	27,20	500,28	53,83	infinito	1,96	105,515	0,106
12	5,09	185,3	9,9	1,8300	5,00	0,041	25,0	26,98	509,07	53,60	infinito	1,96	105,061	0,105
13	5,17	193,2	9,7	1,8300	5,00	0,041	25,0	26,31	530,77	52,84	infinito	1,96	103,566	0,104
14	5,12	191,2	9,7	1,8300	5,00	0,041	25,0	26,31	525,28	52,74	infinito	1,96	103,370	0,103
15	5,25	205,3	9,2	1,8300	5,00	0,041	25,0	25,11	564,01	51,45	infinito	1,96	100,836	0,101
16	5,25	211,1	9,0	1,8300	5,00	0,041	25,0	24,44	579,95	50,65	infinito	1,96	99,273	0,099
17	5,22	217,6	8,7	1,8300	5,00	0,041	25,0	23,57	597,81	49,62	infinito	1,96	97,248	0,097
18	5,33	246,1	7,8	1,8300	5,00	0,041	25,0	21,28	676,10	47,80	infinito	1,96	93,689	0,094
19	4,99	256,9	7,0	1,8300	5,00	0,041	25,0	19,09	705,77	45,36	infinito	1,96	88,907	0,089
20	5,05	260,9	7,0	1,8300	5,00	0,041	25,0	19,03	716,76	45,57	infinito	1,96	89,313	0,089
21	5,02	259,8	7,0	1,8300	6,00	0,041	25,0	19,00	713,74	45,45	infinito	1,96	89,080	0,089
22	4,88	266,1	6,6	1,8300	7,00	0,141	11129,7	18,03	731,05	107,92	infinito	1,96	211,515	0,212
23	4,46	278,0	5,8	1,8300	8,00	0,141	11023,1	15,79	763,74	111,13	infinito	1,96	217,821	0,218
24	4,49	280,1	5,8	1,8300	9,00	0,141	11023,2	15,77	769,51	111,91	infinito	1,96	219,344	0,219
25	4,13	278,0	5,4	1,8300	10,00	0,141	11028,8	14,62	763,74	110,60	infinito	1,96	216,774	0,217
26	4,14	279,3	5,4	1,8300	11,00	0,141	11029,1	14,57	767,31	111,06	infinito	1,96	217,682	0,218
27	3,83	277,5	5,0	1,8300	12,00	0,141	11035,1	13,56	762,37	109,96	infinito	1,96	215,521	0,216
28	3,80	276,1	5,0	1,8300	13,00	0,141	11035,3	13,53	758,52	109,42	infinito	1,96	214,466	0,214
29	3,58	270,6	4,8	1,8300	14,00	0,141	11039,0	13,02	743,41	107,14	infinito	1,96	209,998	0,210
30	3,48	269,1	4,7	1,8300	15,00	0,141	11041,5	12,70	739,29	106,45	infinito	1,96	208,642	0,209
31	3,24	264,8	4,4	1,8300	16,00	0,141	11047,2	12,04	727,48	104,57	infinito	1,96	204,958	0,205
32	3,09	266,1	4,2	1,8300	17,00	0,141	11053,7	11,40	731,05	104,83	infinito	1,96	205,458	0,205
33	2,86	262,3	3,9	1,8300	18,00	0,141	11061,8	10,73	720,61	103,15	infinito	1,96	202,168	0,202
34	2,64	259,3	3,7	1,8300	19,00	0,141	11072,3	10,00	712,37	101,77	infinito	1,96	199,461	0,199

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro eficiência medida no rotor original.

	P_f (kW)	P (kW)	$u(P_f)$	u_{P_f}	$uc(P)$	u_P	c_{P_f}	c_P	$u_c(\eta)$	u_{eff}	k	$U_{95\%}$ (%)
1	0,00	9,11	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	3,32	9,11	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,00	0,13	infinito	1,96	0,26
3	3,36	9,05	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,10	0,14	infinito	1,96	0,27
4	3,46	9,05	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,23	0,14	infinito	1,96	0,28
5	3,72	9,02	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,57	0,15	infinito	1,96	0,30
6	3,89	8,92	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,89	0,16	infinito	1,96	0,32
7	4,10	8,91	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,16	0,17	infinito	1,96	0,34
8	4,28	8,87	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,44	0,18	infinito	1,96	0,36
9	4,46	8,87	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,67	0,19	infinito	1,96	0,37
10	4,84	8,84	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-6,19	0,21	infinito	1,96	0,41
11	4,81	8,83	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-6,18	0,21	infinito	1,96	0,41
12	4,60	8,78	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,97	0,20	infinito	1,96	0,39
13	4,41	8,48	0,17	infinito	0,034	infinito	0,09	-6,15	0,21	infinito	1,96	0,41
14	4,39	8,42	0,17	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,20	0,21	infinito	1,96	0,41
15	4,43	8,41	0,18	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,26	0,21	infinito	1,96	0,41
16	4,31	8,24	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,34	0,21	infinito	1,96	0,42
17	4,06	8,16	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,10	0,21	infinito	1,96	0,40
18	3,81	8,16	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,72	0,19	infinito	1,96	0,38
19	3,60	8,15	0,20	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,41	0,18	infinito	1,96	0,36
20	3,25	8,04	0,20	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,03	0,17	infinito	1,96	0,33
21	2,73	8,04	0,20	infinito	0,034	infinito	0,08	-4,22	0,14	infinito	1,96	0,28

Tabela com o cálculo das incertezas de medição para o parâmetro eficiência medida no rotor novo.

	P _r (kW)	P (kW)	u(Pf)	u _{pr}	uc(P)	u _p	C _{pr}	C _p	u _c (η)	u _{err}	k	U _{95%} (%)
1	0,00	8,81	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	2,47	8,79	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-3,20	0,11	infinito	1,96	0,21
2	2,92	8,81	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-3,77	0,13	infinito	1,96	0,25
3	2,93	8,77	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-3,80	0,13	infinito	1,96	0,25
4	3,30	8,74	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,33	0,15	infinito	1,96	0,29
5	3,22	8,74	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-4,22	0,14	infinito	1,96	0,28
6	3,86	8,72	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,07	0,17	infinito	1,96	0,33
7	3,85	8,66	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,13	0,17	infinito	1,96	0,34
8	4,10	8,65	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,47	0,18	infinito	1,96	0,36
9	4,09	8,64	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,48	0,18	infinito	1,96	0,36
10	4,36	8,64	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-5,85	0,20	infinito	1,96	0,39
11	5,04	8,65	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-6,73	0,23	infinito	1,96	0,44
12	5,09	8,63	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-6,83	0,23	infinito	1,96	0,45
13	5,17	8,57	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-7,03	0,24	infinito	1,96	0,46
14	5,12	8,57	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-6,96	0,23	infinito	1,96	0,46
15	5,25	8,57	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-7,15	0,24	infinito	1,96	0,47
16	5,25	8,56	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-7,17	0,24	infinito	1,96	0,47
17	5,22	8,53	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-7,17	0,24	infinito	1,96	0,47
18	5,33	8,42	0,06	infinito	0,034	infinito	0,09	-7,51	0,25	infinito	1,96	0,49
19	4,99	8,36	0,06	infinito	0,034	infinito	0,08	-7,14	0,24	infinito	1,96	0,47
20	5,05	8,33	0,06	infinito	0,034	infinito	0,08	-7,28	0,24	infinito	1,96	0,48
21	5,02	8,32	0,06	infinito	0,034	infinito	0,08	-7,25	0,24	infinito	1,96	0,48
22	4,88	8,24	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-7,19	0,24	infinito	1,96	0,47
23	4,46	8,21	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,63	0,22	infinito	1,96	0,44
24	4,49	8,21	0,20	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,67	0,22	infinito	1,96	0,44
25	4,13	8,20	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,15	0,21	infinito	1,96	0,41
26	4,14	8,18	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-6,19	0,21	infinito	1,96	0,41
27	3,83	8,08	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,86	0,20	infinito	1,96	0,39
28	3,80	8,07	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,83	0,20	infinito	1,96	0,38
29	3,58	8,09	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,48	0,18	infinito	1,96	0,36
30	3,48	8,08	0,19	infinito	0,034	infinito	0,08	-5,33	0,18	infinito	1,96	0,35
31	3,24	8,07	0,18	infinito	0,034	infinito	0,08	-4,98	0,17	infinito	1,96	0,33
32	3,09	8,06	0,18	infinito	0,034	infinito	0,08	-4,75	0,16	infinito	1,96	0,31
33	2,86	8,03	0,18	infinito	0,034	infinito	0,08	-4,44	0,15	infinito	1,96	0,29
34	2,64	8,00	0,18	infinito	0,034	infinito	0,08	-4,12	0,14	infinito	1,96	0,27