

UNESP

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

2001



1110000460



***"Análise de Desempenho de
Rotores Centrífugos
Utilizados na Aspiração
de Resíduos"***

PAULO ADALBERTO DE CARVALHO

148



**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE ROTORES
CENTRÍFUGOS UTILIZADOS NA
ASPIRAÇÃO DE RESÍDUOS.**

PAULO ADALBERTO DE CARVALHO

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá da
Universidade Estadual Paulista, para
a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica (Área de
Concentração: Transmissão e
Conversão de Energia).

Orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

Co-orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho

Guaratinguetá
2001

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

460



24/01/02
CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE ROTORES
CENTRÍFUGOS UTILIZADOS NA
ASPIRAÇÃO DE RESÍDUOS

PAULO ADALBERTO DE CARVALHO

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá da
Universidade Estadual Paulista para

Ficha catalográfica preparada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da
Informação da Biblioteca FEG/UNESP

Carvalho, Paulo Adalberto de.
C231a Análise de desempenho de rotores centrífugos utilizados na
aspiração de resíduos / Paulo Adalberto de Carvalho. –
Guaratinguetá : [s.n.], 2001
71f. : il.

Bibliografia: f.71
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2001
Orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho
Co orientador: Prof Dr. Pedro Magalhães Sobrinho

1. Turbocompressores I. Título

CDU 621.515

1001

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

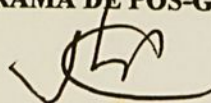
**“ANÁLISE DE DESEMPENHO DE ROTORES CENTRÍFUGOS
UTILIZADOS NA ASPIRAÇÃO DE RESÍDUOS”**

PAULO ADALBERTO DE CARVALHO

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

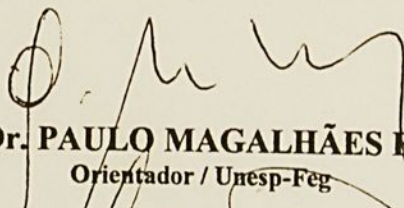
**ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. José Luz Silveira
Coordenador

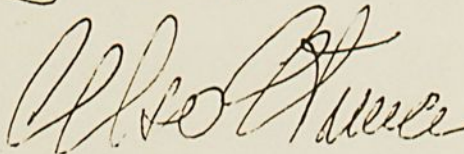
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO
Orientador / Unesp-Feg



Prof. Dr. JOSÉ NÉDILO CARRINHO DE CASTRO
Unesp-Feg



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
UNISAL

Julho 2001

DADOS CURRICULARES

PAULO ADALBERTO DE CARVALHO

NASCIMENTO	01.08.1957 – GUARATINGUETÁ / SP
FILIAÇÃO	Olívio Pereira de Carvalho Maria Antunes de Carvalho
1989/1993	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica Universidade de Taubaté – UNITAU

DEDICATÓRIA

In Memoriam à meus pais pela educação e exemplos de vida.

À minha esposa Maria Angélica e filhos Luis Augusto e Maria Fernanda, que me acompanham, sendo as razões e o maior incentivo para que eu continuasse no curso com força e inspiração para alcançar os objetivos.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, família, em especial a meus irmãos e amigos.

Esta dissertação só pode ser realizada, devido as várias colaborações, as quais manifesto, neste instante, os meus mais profundos agradecimentos:

- à todos os colegas da Pós-graduação em Engenharia Mecânica, área Transmissão e Conversão de Energia - pela amizade,

- à todos os funcionários da FEG/UNESP, especialmente, aos da Secretaria de Pós-graduação, Departamento de Energia e da Biblioteca pela dedicação e profissionalismo,

- à todos os professores do Departamento de Energia da FEG/UNESP, Campus de Guaratinguetá pelos ensinamentos, considerações, respeito e amizade,

- e ao meu orientador Prof. Paulo Magalhães Filho, pela oportunidade de realizar este trabalho, pelos ensinamentos, compreensão, orientação e amizade dedicada, imprescindíveis no desenvolvimento desta dissertação.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

1.2 Definições Básicas

CAPÍTULO 2 - TEORIA DAS MÁQUINAS DE FLUXO APLICADA

2.1 Generalidades

2.2 Leis Fundamentais

2.3 Teoria de Funcionamento

2.3.1 Função de Energia

2.4 Teorema das Velocidades

2.5 Potencial de Energia

2.6 Rotor

2.7 Diagrama Característico de Projeto das Pás do Rotor

2.8 Parâmetros de Projeto das Máquinas de Fluxo

2.9 Aplicação como Pás de Rotor

“Nós aprendemos a voar como pássaros, a nadar como peixes; entretanto desaprendemos a simples arte de viver como irmãos.”

Martin Luther King

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1

1.1 Objetivo

1

1.2 Definições Básicas

2

CAPÍTULO 2 - TEORIA DAS MÁQUINAS DE FLUXO APLICADA

4

2.1 Generalidades

4

2.2 Leis Fundamentais

5

2.3 Teoria de Funcionamento

7

2.3.1 Perdas de Energia

10

2.4 Triângulo das Velocidades

12

2.5 Equação da Energia

13

2.6 Rotor

14

2.7 Diretrizes Gerais de Projeto das Pás do Rotor

15

2.8 Parâmetros de Projeto das Máquinas de Fluxo

16

2.9 Aspirador como Fonte de Ruído

17

CAPÍTULO 3 - CARACTERÍSTICAS DE ASPIRADORES

DISPONÍVEIS-MERCADO

18

3.1 Procedimentos Iniciais

18

3.2 Desenvolvimento e Determinação

21

CAPÍTULO 4 - PROCEDIMENTOS ANALÍTICOS	26
4.1 Aspectos Gerais	26
4.2 Procedimentos	27
4.3 Diferenças entre os Procedimentos Analíticos	39
CAPÍTULO 5 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	41
5.1 Configurações dos Ensaios e Objetivos	41
5.2 Aspectos Gerais e Resultados dos Ensaios	45
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÃO	55
ANEXO 1	57
ANEXO 2	63
ANEXO 3	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Escoamento radial	3
FIGURA 2 – Escoamento axial	3
FIGURA 3 – Triângulo das velocidades para rotor com entrada radial às pás	8
FIGURA 4 – Triângulo das velocidades na entrada do rotor	9
FIGURA 5 – Triângulo das velocidades na saída do rotor	9
FIGURA 6 – Rotação do fluxo no canal de um rotor radial	11
FIGURA 7 – Conjunto motor-rotor	18
FIGURA 8 – Rotor aberto para retirada das dimensões	19
FIGURA 9 – Pás do rotor	19
FIGURA 10 – Traçado das pás por um arco de circunferência	20
FIGURA 11 – Temperatura do estator do motor em função do tempo de funcionamento, com a variação da tensão de alimentação para o modelo APAC-750W	22
FIGURA 12 – Variação da potência elétrica necessária em função da rotação para o modelo APAC-750W	22
FIGURA 13 – Planta representativa	23
FIGURA 14 – Elementos para pré-dimensionamento de rotores de bombas e de ventiladores centrífugos	27
FIGURA 15 – Vazão em função do diâmetro de entrada do rotor (D_1)	33
FIGURA 16 – Vazão em função da variação do ângulo de saída (β_2)	34
FIGURA 17 – Trabalho específico com a variação de N , D_1 , β_2 e b	35
FIGURA 18 – Vazão com a variação de N , D_1 , β_2 e b	36
FIGURA 19 – Rendimento total com a variação de N , D_1 , β_2 e b	37
FIGURA 20 – Potência hidráulica com a variação de N , D_1 , β_2 e b	38
FIGURA 21 – Resultados baseados na Tabela 11	40
FIGURA 22 – Resultados baseados na Tabela 10	40
FIGURA 23 – Configuração nº1	41

FIGURA 24 – Configuração nº2	42
FIGURA 25 – Bancada de testes	42
FIGURA 26 – Potência elétrica <i>versus</i> rotação	46
FIGURA 27 – Vazão <i>versus</i> rotação	46
FIGURA 28 – Vazão <i>versus</i> potência elétrica	47
FIGURA 29 – Potência elétrica <i>versus</i> rotação	49
FIGURA 30 – Vazão <i>versus</i> rotação	49
FIGURA 31 – Comportamento da rotação e da potência elétrica consumida em função da queda de pressão no tubo de sucção	50
FIGURA 32 – Queda de pressão no tubo de sucção <i>versus</i> vazão	51
FIGURA 33 – Potência hidráulica <i>versus</i> vazão	51
FIGURA 34 – Rendimento total <i>versus</i> vazão	52
FIGURA 35 – Queda de pressão e pressão local na sucção <i>versus</i> rotação	52
FIGURA 36 – Potência elétrica e rendimento total <i>versus</i> vazão	53
FIGURA 37 – Comparação dos valores dos coeficientes adimensionais	54

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	– Dimensões do rotor	19
TABELA 2	– Nível de ruído em dB- motor/rotor para o modelo APAC-750W	24
TABELA 3	– Aspirador Electrolux HIDROVAC-1100W	24
TABELA 4	– Aspirador Electrolux MUNDO-1200W	25
TABELA 5	– Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando a rotação entre 18.000 e 19.000 rpm	29
TABELA 5 A	– Correção dos resultados do procedimento de cálculo nº1 variando a rotação entre 18.000 e 19.000 rpm	29
TABELA 6	– Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando o diâmetro de entrada (D_1) em 19.000 rpm	30
TABELA 6 A	– Correção dos resultados do procedimento de cálculo nº1 variando o diâmetro de entrada (D_1) em 19.000 rpm	30
TABELA 7	– Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando o ângulo de saída (β_2) em 19.000 rpm	31
TABELA 8	– Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando a largura do canal da pá (b) em 19.000 rpm	31
TABELA 9	– Resultados do procedimento de cálculo nº2 variando a rotação entre 18.000 e 19.000 rpm	32
TABELA 10	– Resultados do procedimento de cálculo nº2 variando o diâmetro de entrada (D_1) em 19.000 rpm	34
TABELA 11	– Resultados do procedimento de cálculo nº2 variando o ângulo de saída (β_2) em 19.000 rpm	34
TABELA 12	– Vazão <i>versus</i> tensão	46
TABELA 13	– Variação da vazão com rotação constante de 18.600 rpm	47
TABELA 14	– Medição com placa de orifício variando a vazão em tensão constante	48

TABELA 15 – Comportamento dos parâmetros medidos com a variação da tensão (configuração nº2)	50
TABELA A1-1– Variação da tensão da rede	57
TABELA A1-2– Medições na tensão de 127 (V)	58
TABELA A1-3– Medições na tensão de 110 (V)	59
TABELA A1-4– Medições na tensão de 90 (V)	60
TABELA A1-5– Medições na tensão de 70 (V)	61
TABELA A1-6– Medições na tensão de 50 (V)	62
TABELA A3-1– Variação da vazão com rotação constante (configuração nº2)	69
TABELA A3-2– Variação da vazão à tensão constante 127 (V) (configuração nº2)	70

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NBR - Norma Brasileira
TC - Turbocompressor

C	Velocidade absoluta do escoamento	(m/s)
d	Diâmetro interno da placa de orifício	(m)
D	Diâmetro	(m)
E	Tensão	(V)
e	Espessura das pás na direção tangencial	(m)
f _c	Fator de estrangulamento	(m)
f.P	Fator de potência	(-)
g	Aceleração da gravidade	(m/s ²)
H	Queda de pressão	(mH ₂ O)
Δh _p	Diferença de pressão na placa de orifício	(mH ₂ O)
I	Corrente elétrica	(A)
K	Coefficiente de vazão	(-)
K	Exponente da politrópica	(-)
m	Vazão mássica	(kg/s)
N	Rotação	(rpm)
N _{Ad}	Acção específica de Adiam	(-)
p	Pressão	(Pa)
P	Potência	(W)
P _{el}	Potência elétrica	(W)
P _m	Potência mecânica	(W)
P _h	Potência hidráulica	(W)
P _u	Pressão de sucção	(Pa)
Q	Vazão, Volume escoado na unidade de tempo	(m ³ /s)
r	Raio	(m)
R	Constante universal dos gases	(J/kg K)
Re	Número de Reynolds	(-)

LISTA DE SÍMBOLOS

b	- Largura das pás	(m)
C	- Velocidade absoluta do escoamento	(m/s)
d	- Diâmetro interno da placa de orifício	(m)
D	- Diâmetro	(m)
E	- Tensão	(V)
et	- Espessura das pás na direção tangencial	(m)
fe	- Fator de estrangulamento	(m)
F.P	- Fator de potência	(-)
g	- Aceleração da gravidade	(m/s ²)
H	- Queda de pressão	(mH ₂ O)
ΔH_p	- Diferença de pressão na placa de orifício	(mH ₂ O)
I	- Corrente elétrica	(A)
k	- Coeficiente de vazão	(-)
K	- Expoente da politrópica	(-)
m	- Vazão mássica	(kg/s)
N	- Rotação	(rpm)
N _{qA}	- Rotação específica de Addison	(-)
p	- Pressão	(Pa)
P	- Potência	(W)
P _{el}	- Potência elétrica	(W)
P _h	- Potência hidráulica	(W)
P _B	- Pressão barométrica	(mmHg)
P _s	- Pressão de sucção	(Pa)
Q	- Vazão, Volume aspirado na unidade de tempo	(m ³ /s)
r	- Raio	(m)
R	- Constante universal dos gases	(J/kg K)
Re	- Número de Reynolds	(-)

RT	- Rendimento total	(%)
S	- Espessura das pás, Área cilíndrica	(m), (m ²)
t	- Passo entre as pás	(m)
T	- Temperatura	(K)
U	- Velocidade tangencial do escoamento	(m/s)
v	- Volume específico	(m ³ /kg)
V _{SOM}	- Velocidade de propagação do som no meio	(m/s)
VA	- Potência aparente	(W)
VAr	- Potência reativa	(W)
X	- Relação auxiliar	(-)
W	- Velocidade relativa do escoamento	(m/s)
Y	- Trabalho específico	(J/kg)
Ye	- Trabalho específico total	(J/kg)
Yh	- Trabalho específico do rotor	(J/kg)
Ypá	- Trabalho específico para infinito número de pás	(J/kg)
Z	- Número de pás do rotor	(-)
α	- Ângulo entre as velocidades C e U	(°)
β	- Ângulo entre W e a direção negativa de U, Relação de área	(°)
ψ	- Coeficiente de pressão	(-)
ρ	- Massa específica	(kg/m ³)
μ	- Viscosidade absoluta	(kg/ms)
γ	- Peso específico	(N/m ³)
Δ	- Variação	(-)

SUB-ÍNDICES

- 1 - Entrada do rotor, procedimento de cálculo
- 2 - Saída do rotor, procedimento de cálculo
- a - Ambiente
- i - Interno
- m - Componente meridional
- u - Componente tangencial

Com a evolução tecnológica e maior competitividade entre as empresas, aliado as maiores exigências do mercado consumidor, tornou-se imprescindível, na avaliação e execução de projetos mecânicos, a necessidade de se fabricar equipamentos de qualidade com desempenho elevado que trabalhem com o maior rendimento e menor nível de consumo de energia.

Tais fatos motivaram a estudar e analisar o desempenho de rotores centrifugais utilizados em aparelhos de aspiração de resíduos de uso doméstico, no que diz respeito as características de funcionamento, dimensões, projeto e eficiência na conversão de energia.

Neste trabalho, a partir das grandezas dimensionais dos rotores, determinou-se o rendimento, conforme tabela obtida das máquinas de fluxo, os parâmetros de projeto nos quais os rotores foram analisados. Os dados calculados são comparados e analisados com os resultados experimentais obtidos em uma bancada de rotor onde, condições de funcionamento similares, como rotor de resíduo de cozinha, rotores de aspiração de resíduos de uso doméstico.

Os resultados experimentais, além de ser útil a base para análise de projeto em rotores, pode servir de parâmetro no desenvolvimento de novos projetos, assim de se alcançar das condições encontradas. η , η_{rel} , η_{ext} e η_{int} .

PALAVRAS-CHAVE: Turbocompressores, aspiradores, resíduos.

CARVALHO, P. A. *Análise de desempenho de rotores centrífugos utilizados na aspiração de resíduos.* Guaratinguetá, 2001. 71 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Com a evolução tecnológica e maior competitividade entre as empresas, aliado as maiores exigências do mercado consumidor, tornou-se imprescindível, na avaliação e aceitação de projetos mecânicos, a necessidade de se fabricar equipamentos ou aparelhos com acionamento elétrico que trabalhem com o maior rendimento e menor nível no consumo de energia.

Tais fatos motivaram a estudar e analisar o desempenho de rotores centrífugos utilizados em aparelhos de aspiração de resíduos de uso doméstico, no que diz respeito as características de funcionamento, dimensões, projeto e eficiência na conversão de energia.

Nesse trabalho, a partir das grandezas dimensionais dos rotores, determina-se analiticamente, conforme teoria clássica das máquinas de fluxo, os parâmetros de projeto nas quais os mesmos tenham sido fabricados. Os dados calculados são comparados e avaliados com os resultados experimentais obtidos em uma bancada de testes onde, conforme configurações apresentadas, simulou-se as condições reais de trabalho da máquina.

Os resultados experimentais, além de ter sido a base para análise do projeto em estudo, pode servir de parâmetro no desenvolvimento de novos projetos, através da relação dos coeficientes encontrados, N_{qA} versus ψ .

PALAVRAS-CHAVE: Turbocompressores, aspiradores, resíduos.

CARVALHO, P. A. *Performance analysis of centrifugal rotors used in the residues aspiration*. Guaratinguetá, 2001. 71p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

With the technological evolution and larger competitiveness among the companies, associated with the largest exigencies of the consuming market, its became indispensable, in the evaluation and acceptance of mechanical projects, the need to manufacture equipment or electric domestic appliance that work with high efficiency and low consumption of energy.

Those facts motivated the study and analysis of centrifugal rotors performance used in vacuum domestic appliance related to the operation characteristics, dimensions, project and energy conversion efficiency.

In this work, starting from rotors dimensional . It is determined analytically, according to classic theory of the flow machines, the project parameters in which the same ones have been manufactured. The calculated data are compared and evaluated with the experimental results obtained in a experimental station where, according to presented configurations, it was simulated the real conditions of machine work .

The experimental results, have been the base for the project analysis in study, and it can be useful as a parameter in the development of new projects, through the relationship of the found coefficients, Nq_A versus ψ .

KEYWORDS: Turbomachinery, vacuum domestic appliance.

CAPÍTULO - 1

INTRODUÇÃO

Esta dissertação apresenta inicialmente as características básicas de funcionamento dos aparelhos de aspiração de pó de uso doméstico, e uma recapitulação da teoria das máquinas de fluxo que tem por objetivo o direcionamento e desenvolvimento para avaliação de rotores centrífugos.

Apesar da grande variedade e tamanhos destes aparelhos encontrados no mercado, seu funcionamento é baseado em princípios comuns que determinam o desenvolvimento dos procedimentos utilizados, analítico e experimental, para verificação dos parâmetros de projeto.

A importância em desenvolver procedimentos, além da determinação das características de projeto do rotor, elemento em estudo, é a avaliação da eficiência do aproveitamento de energia com a possibilidade de uma simulação analítica, por exemplo, variando uma determinada dimensão, ou experimentalmente, variando a rotação de trabalho para verificar o comportamento do aparelho.

1.1 – OBJETIVO

Desenvolver na área de transmissão e conversão de energia um estudo que possa ser representativo quanto aos rotores centrífugos utilizados em aspiradores de pó de uso doméstico, encontrados no mercado no que se diz respeito as características de funcionamento, dimensões, projeto e eficiência no aproveitamento de energia.

1.2 - DEFINIÇÕES BÁSICAS

Aspirador de pó consiste basicamente de um aparelho de acionamento elétrico projetado para criar um fluxo de ar de alta velocidade, que se move através de um bocal conectado a uma mangueira flexível que conduz as partículas de resíduos para o seu interior. A rotação do rotor dá origem a uma diferença de pressão que desloca o fluido da região externa ao bocal para dentro do aparelho, onde um filtro separa as partículas de resíduos do fluxo de ar. Na maioria dos aparelhos, a filtragem é realizada por meio de um elemento de papel na forma de saco ou tela. Em hospitais, devido ao risco de aspirar poeira contendo partículas contaminantes ou em plantas industriais onde existe poeira de materiais tóxicos, torna-se necessário o emprego de filtros especiais.

Os aspiradores são classificados como máquinas de fluxo e normalmente são equipados com motor universal com escovas de carvão nos aparelhos domésticos, e com motores de indução nos de uso industrial ou comercial.

Máquina de fluxo ou turbomáquina é a denominação utilizada para máquinas de que orientam o escoamento de um fluido por meio de um sistema de pás móveis solidárias a um eixo rotativo, podendo ter também um sistema de pás fixas. O princípio básico para a transformação de energia está na mudança da direção do escoamento, consequentemente na variação da quantidade de movimento.

As turbomáquinas estão submetidas a leis que mostram a importância da variação da rotação do sistema móvel na mudança das características, isto é, o fluxo varia proporcionalmente com a rotação, a diferença de pressão varia proporcionalmente com o quadrado desta e a potência varia proporcionalmente ao cubo da mesma. (Mataix, 1970)



Classificação das máquinas de fluxo:- Pfleiderer & Petermann,(1979)

a) *Quanto ao sentido da transformação da energia*

Motora - Transforma energia cinética em trabalho mecânico.

Geradora - Recebe trabalho mecânico, transferindo-o ao fluido na forma cinética e potencial.

b) *Quanto a variação da direção do escoamento*

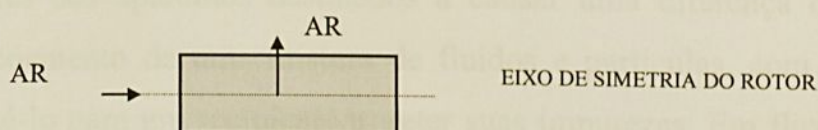


FIGURA 1 - Escoamento radial



FIGURA 2 - Escoamento axial

c) *Quanto ao regime de escoamento do fluido*

Hidráulica - escoamento incompressíveis.

Térmica - escoamento compressíveis.

As máquinas de fluxo geradoras, que transferem energia para os fluidos no estado gasoso, são denominadas compressores centrífugos ou turbocompressores. Estas máquinas diferenciam-se entre si de acordo com a sua finalidade, que depende da inércia da massa de fluido devido ao desvio nas pás, sendo o formato destas definido de acordo com o tipo de aplicação.

CAPÍTULO 2

TEORIA DAS MÁQUINAS DE FLUXO APLICADA

2.1 – GENERALIDADES

Os aspiradores são aparelhos destinados a causar uma diferença de pressão em um escoamento de uma mistura de fluidos e partículas, com o objetivo de succioná-lo para um recipiente e reter suas impurezas. Em fluxo permanente, o fluido que sofre compressão pode ser assumido como um gás perfeito, possibilidade esta, que depende não só da natureza do fluido mas também do nível de pressão estabelecido (Champadal, 1973). Esta consideração é determinante para o uso da equação fundamental do gases:

$$pv = RT \quad (1)$$

(*p*) *pressão*

(*v*) *volume específico*

(*T*) *temperatura absoluta*

(*R*) *constante universal dos gases*

A grandeza (*R*), constante universal dos gases, para a faixa de aplicação dos aspiradores, não se altera com a variação da pressão e temperatura. Sua variação exerceria influência no estudo das transformações termodinâmicas, assim como no cálculo das dimensões do equipamento.

Como a variação da pressão causada pelo aparelho é pequena, esta não afeta de maneira significativa o volume específico da mistura, com isso, desconsidera-se os efeitos da compressibilidade, trabalhando-se desta forma, com modelagem para fluido incompressível (Fox & Macdonald, 1988).

O aspirador de pó é considerado como uma máquina de fluxo ou uma turbomáquina, pois esta denominação que é dada às máquinas que orientam o escoamento de um fluido por meio de um sistema de pás móveis solidárias a um eixo rotativo. Nessa máquina a diferença de pressão (ΔH) e a potência (P) variam com o volume aspirado da mistura por unidade de tempo (Q).

2.2 - LEIS FUNDAMENTAIS

Teoria relacionada com a transformação de energia e forças entre o fluido e o rotor.

As pás do rotor podem ser curtas ou longas, mais ou menos numerosas e com as mais diversas formas, pelo que, segundo a qualidade de construção, as perdas no canal podem ser maiores ou menores.

Nos aspiradores a variação da pressão é o resultado de uma ação direta sobre a velocidade do fluido. A equação de Euler (Mataix, 1973) mostra que, para transmitir trabalho ao rotor, é necessário satisfazer a uma condição: variar a projeção da velocidade absoluta do fluido na direção da velocidade tangencial do escoamento.

Os escoamentos de fluidos no estado gasoso têm velocidades maiores quando comparados com a movimentação de líquidos em uma turbomáquina hidráulica. Para causar ao escoamento gasoso uma determinada diferença de pressão é necessário imprimir maior velocidade, portanto, será requerida uma maior rotação do sistema de pás móveis.

Para altas pressões, que não é o caso do presente estudo, a compressibilidade tem que ser considerada devido aos choques de condensação e a possibilidade de algum ponto da corrente ultrapassar a velocidade do som. Esta velocidade constitui o limite que não deve ser alcançado para garantia da estabilidade de funcionamento.



Como fluxos de grande velocidade (sônicos ou supersônicos) se apresentam também em turbocompressores, a verificação do nível da velocidade torna-se imprescindível para o projeto destas máquinas.

No movimento permanente de um regime subsônico é estabelecido uma distribuição contínua de pressão e velocidade, enquanto que em regime supersônico forma-se um cone de perturbação constituindo uma superfície de descontinuidade.

Os gases em alta velocidade podem também comportar-se como fluidos incompressíveis desde que a velocidade do escoamento (C) seja pequena em relação a velocidade de propagação do som no meio. $M_{CH} = 0,3$ (ar em condições padrão), $C \sim 100$ m/s. (Fox & Macdonald, 1988)

O número de Mach (M_{CH}) parametriza o escoamento em relação a velocidade do som, já que a passagem por esta velocidade, devido ao choque de compressão, reduz o rendimento da máquina de fluxo. Devido a isso, é importante inicialmente o estudo das características do escoamento na passagem pelo rotor.

$$M_{CH} = \frac{C}{V_{SOM}} = \frac{C}{\sqrt{K.R.T}} \quad (2)$$

(C) *velocidade máxima do fluido no local*

(V_{SOM}) *velocidade de propagação do som no meio*

(K) *expoente da politrópica*

(R) *constante universal dos gases*

(T) *temperatura do meio*

Ao desprezarmos a compressibilidade e as perdas internas, o aspirador é então considerado uma máquina hidráulica.

Para alcançar bons rendimentos a energia, necessária ao funcionamento, desenvolve um trabalho uniforme em cada linha de fluxo. Este trabalho é

transformado em energia cinética e por sua vez transformado em energia potencial, na forma de pressão, que pode ser estudado, em condições simplificadas, através da equação de Bernoulli.

Em regime permanente, desprezando o atrito e a variação da massa específica, com os índices mostrados na Figura 3, temos:

$$\frac{C_1}{2} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{C_2}{2} + \frac{p_2}{\rho} \quad (3)$$

(C_1, C_2) *velocidade inicial e final do fluido*

(p_1, p_2) *pressão inicial e final*

(ρ) *massa específica*

Como a seção do canal considerado é crescente no sentido do fluxo, temos;

$(C_2 < C_1)$ e por conseqüência $(p_2 > p_1)$.

Para obter uma relevante variação da pressão, é necessário uma grande velocidade do fluxo seguida de uma desaceleração progressiva e adequada. Esta velocidade do fluxo é obtida com a ação do rotor em alta rotação. Sua forma, assim como a dos canais de difusão depende do sentido geral do fluxo.

Nos aspiradores de uso doméstico, existentes no mercado, os rotores são do tipo centrífugo. O momento de rotação (impulso) que opera num rotor é igual ao produto da vazão pela variação da quantidade de movimento.

2.3 - TEORIA DE FUNCIONAMENTO

O funcionamento de um aspirador apresenta uma notável analogia com o de uma bomba. Em ambos a compressibilidade do fluido não tem influência sobre a velocidade do aparelho.

O ideal para um aspirador é deslocar a massa de fluido com o mínimo de perdas por atritos, choques e vórtices, pois estas imperfeições aumentam as

perdas de energia, sendo portanto determinantes no projeto dos rotores e no funcionamento destes aparelhos.

As pás do rotor de um aspirador pode ter formas diferentes, pois são caracterizadas pela orientação de sua curvatura em relação ao sentido de rotação. No caso dos aspiradores o ângulo de saída (β_2) é menor que 90° .

O fluido entra na máquina axialmente, perpendicular ao rotor, segundo planos meridianos e, como consequência, sua velocidade absoluta (C_1) tem uma direção radial. (Cherkasski, 1986)

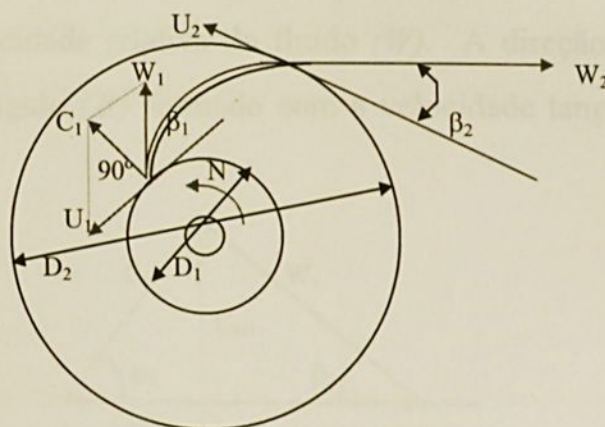


FIGURA 3.- Triângulo das velocidades para rotor com entrada radial às pás

Desprezando a espessura das pás, calcula-se a velocidade absoluta pela seguinte relação:

$$C_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q}{2\pi r_1 b_1} \quad (4)$$

(C_1) velocidade absoluta na entrada

(Q) volume aspirado na unidade de tempo

(S_1) área cilíndrica na entrada

(r_1) raio interno de entrada

(b_1) largura do rotor na entrada

A partir do número de rotações induzidas ao rotor determina-se a velocidade tangencial na entrada:

$$U_1 = 2\pi r_1 N \quad (5)$$

(U_1) velocidade tangencial na entrada

(r_1) raio interno de entrada

(N) rotação

o que permite construir o triângulo das velocidades e assim encontrar a grandeza e a direção da velocidade relativa do fluido (W). A direção desta velocidade é definida pelo ângulo (β) formado com a velocidade tangencial (U).

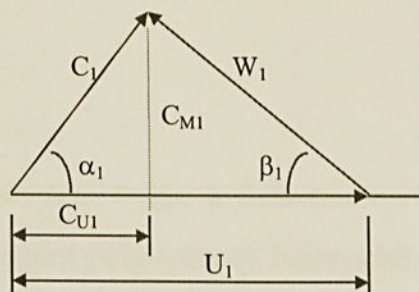


FIGURA 4 - Triângulo das velocidades na entrada do rotor

O triângulo das velocidades na saída é definido por W_2 e U_2 ; o terceiro lado deste triângulo, determina em grandeza e direção, a velocidade absoluta (C_2) do fluido na saída do rotor.

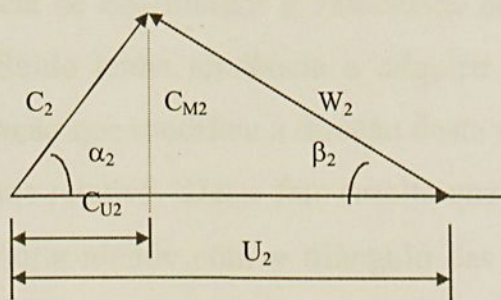


FIGURA 5 - Triângulo das velocidades na saída do rotor

Pfleiderer & Petermann, (1979), avaliaram o ângulo de saída admitindo a hipótese de que o aumento desse ângulo de fuga depende da diferença entre a parte anterior e posterior da pá. É calculado o ângulo de saída do rotor segundo a teoria elementar das linhas de fluxo (número infinito de pás), mas sob a hipótese de que o rotor tenha que causar uma intensa variação da quantidade de movimento, maior do que é dada pelo cálculo real.

Com os triângulos das velocidades na entrada e na saída podemos determinar tanto a variação da pressão do fluido como a potência absorvida pelo aspirador, porém, para este estudo é necessário determinar as perdas de energia, pois o conhecimentos destes valores, permitirá que se determine o rendimento da máquina e a potência que deve ser imposta para as condições de funcionamento.

2.3.1- PERDAS DE ENERGIA.

O estudo do funcionamento real exige a determinação das perdas de energia que o fluido sofre na passagem pelo rotor (Champadal, 1973).

a) CHOQUE NA ENTRADA DO ROTOR

A entrada do fluido no rotor somente será sem choque se a tangente na borda de entrada das pás for paralela a direção da velocidade relativa (W), embora como consequência da construção do rotor esta condição não seja sempre satisfeita. Por outro lado, o triângulo das velocidades na entrada do rotor é traçado supondo ausência de distribuidor e velocidade absoluta com direção radial, mesmo que o fluido tenha tendência a adquirir no tubo de aspiração um movimento de rotação que modifica a direção desta velocidade e consequentemente a da velocidade relativa. Deste fato resulta que o ângulo de entrada do rotor não seja de conformidade com o triângulo das velocidades teóricas, necessitando portanto de correção.



É praticamente inevitável um certo choque na entrada do rotor, pois, é evidente que a importância deste choque é maior quando as condições de funcionamento são diferentes daquelas à qual o rotor foi projetado.

b) PERDAS INTERNAS AO ROTOR

Ao atravessar o canal formado por duas pás, o fluido fica submetido a um atrito contra as paredes destas pás. O efeito deste atrito varia com o número de pás. Porém, a redução na quantidade de pás dificulta o escoamento do fluido e pode por conseqüência, provocar deformação em sua trajetória, podendo inclusive ocorrer a formação de um movimento de rotação devido a diferença nas pressões, e a desigualdade das velocidades das moléculas que se encontram sobre a mesma superfície cilíndrica, variando por sua vez com o raio.

O conjunto das perdas nos canais do rotor podem ser expressados em termos do balanço da energia cinética do fluido nas extremidades dos canais.

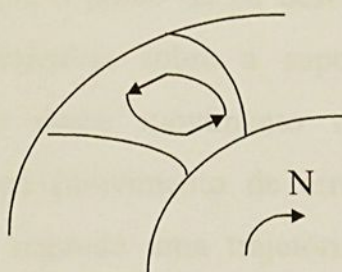


FIGURA 6 - Rotação do fluxo no canal de um rotor radial

c) OUTRAS PERDAS

Fora dos canais previstos para o fluxo do fluido há outras perdas. Uma delas se refere ao atrito do fluido nas paredes laterais do rotor, a segunda perda resulta da necessária existência da folga entre o eixo do rotor com a carcaça, a terceira de natureza mecânica, trata-se da potência absorvida pelo atrito do eixo nos mancais.

A potência perdida depende de vários fatores, tais como: dimensões dos mancais, material ou lubrificação e velocidade de rotação.

Finalmente, deve-se ter em conta a perda pela transmissão de calor entre as paredes da máquina e o meio ambiente externo. Esta perda de energia, no caso do aspiradores, é de pouca importância podendo ser desprezada.

As perdas enumeradas, assim como, as perdas que ocorrem em elementos fixos como, distribuidor e difusor, são devidas aos fenômenos que acompanham o fluxo, onde cada um deles é proporcional ao quadrado da velocidade ou da diferença vetorial entre duas velocidades.

2.4 – TRIÂNGULO DAS VELOCIDADES

Nos aspiradores, uma partícula de fluido em contato com a pá não tem a mesma trajetória que a do órgão propulsor com a qual a cada instante está em contato.

Ao mesmo tempo que o ponto da pá descreve uma circunferência, a partícula percorre uma trajetória sobre a superfície da pá (movimento relativo). Da composição desse movimento relativo e do movimento simultâneo do ponto da pá (movimento de arrastamento), resulta para a partícula, um movimento segundo uma trajetória absoluta, em relação ao sistema de referência fixo.

Para um determinado ponto correspondente a uma partícula de fluido em contato com a pá, é possível caracterizar o movimento pela velocidade ao longo da trajetória correspondente.

Sendo :

(U) *velocidade tangencial*

(W) *velocidade relativa*

(C) *velocidade absoluta*

conclui-se que:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (6)$$



O diagrama formado por estes vetores, Figuras 4 e 5, é denominado triângulo das velocidades (Macintyre, 1988), sendo que:

α – ângulo formado pela velocidade absoluta (C) com a tangencial (U).

β – ângulo que a velocidade relativa (W) forma com o prolongamento de (U) em sentido oposto; é o ângulo de inclinação da pá no ponto considerado.

C_M - velocidade meridional.

C_U - projeção da velocidade absoluta na direção da velocidade tangencial.

A projeção de (C) sobre a direção radial ou meridional é designada por (C_M) a qual intervém no cálculo da vazão do aspirador.

Freqüentemente calcula-se supondo pás delgadas e canais estreitos, portanto, cada partícula é guiada por um canal com as velocidades (C) e (W) constantes ao longo da circunferência e eixo, independente do ponto considerado estar na pá ou no meio do canal. De fato, estas condições são convenientes para um número infinito de pás, mas não são satisfatórias para o caso real.

2.5 - EQUAÇÃO DA ENERGIA

A potência (P) necessária para que uma determinada massa de gás, de peso específico (γ), seja transferida a uma vazão (Q) e adquira uma diferença de pressão (H) é dada por:

$$P = \gamma Q H \quad (7)$$

Pela equação da energia deduzida por Euler, essa pressão é dada por:

$$H = (U_2 C_{U2} - U_1 C_{U1}) / g \quad (8)$$



Como na maioria dos casos, projeta-se o rotor para que a entrada do fluido seja radial, o termo negativo é eliminando, simplificando a equação. Observa-se deste modo a fundamental importância da velocidade tangencial de saída (U_2) e do ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, (β_2).

$$H = (U_2 C_{U2}) / g \quad (9)$$

Se aplicada a equação de Bernoulli entre a saída e a entrada do rotor, será obtido uma expressão da diferença de pressão total, útil na análise do rotor :

$$H = (U_2^2 - U_1^2) / 2g + (C_2^2 - C_1^2) / 2g + (W_1^2 - W_2^2) / 2g \quad (10)$$

(1) (2) (3)

- (1) Representa a transformação de energia proporcionada pela variação da força centrífuga entre a entrada e a saída.
- (1) + (3) a diferença da pressão local representada por: $(p_2 - p_1) / \gamma$
- (2) a diferença de pressão dinâmica

As grandezas referentes ao que ocorre na entrada e na saída do rotor são fundamentais para o projeto do aspirador. Nem toda a energia é aproveitada devido as perdas por atritos e turbilhonamentos; estas perdas são designadas por perdas hidráulicas.

2.6 - ROTOR

O rotor é o componente principal por de ser o agente transformador de energia. Ele é projetado para fornecer uma vazão (Q), com uma diferença de pressão (H), quando trabalhando com determinada rotação (N). Esses dados



no projeto, além, naturalmente, das características do fluido (peso específico, viscosidade e temperatura) é que o caracteriza.

A escolha da forma do rotor é feita com base nos mesmos princípios das bombas hidráulicas e pode ser determinado de acordo com a velocidade específica (N_q), pois, além de ser um termo de comparação, é um valor determinante para o formato que atenda os parâmetros de projeto.

A diferença básica em relação as bombas hidráulicas, reside no fato de que o aspirador normalmente trabalha fora do seu ponto de projeto, em decorrência da variação do volume aspirado (Q), pois durante o uso ocorre um estrangulamento na sucção. A diminuição na vazão reduz as perdas de energia decorrentes da passagem do fluido pelo rotor.

O motor de acionamento sendo do tipo universal, assíncrono, quando a carga é alterada, no caso de aspiradores domésticos, faz com que haja um aumento expressivo em sua rotação.

No projeto de rotores radiais, usualmente, o que limita a velocidade tangencial não é a consideração do limite ultra-sônico, mas a resistência mecânica que determina a magnitude do trabalho específico interno. (Pfleiderer, 1960)

2.7 - DIRETRIZES GERAIS DE PROJETO DAS PÁS DO ROTOR.

São as seguintes as diretrizes gerais (Dubbel, 1974) :

- a) Ângulo de entrada deve facilitar um fluxo normal de modo a não originar perdas (entrada isenta de choques).
- b) Não deve-se dar as pás um raio de curvatura muito pequeno, em relação a largura do canal da pás.
- c) Traçado contínuo das pás. Só se permitem descontinuidades na periferia das pás, na borda de fuga, e eventualmente, de ataque, quando se quiser reduzir o choque de compressão em velocidades supersônicas.

- d) O ângulo segundo o qual varia a velocidade da pá, não deverá ser muito grande. Grandes deflexões significam grandes transformações de energia.
- e) As pás não devem ficar desnecessariamente próximas umas das outras, pois sua aproximação causa grandes perdas por atrito.
- f) Na circulação sem atrito, obtém-se o mesmo efeito usando pás pequenas ou grandes desde que seja mantida a semelhança geométrica.
- g) O coeficiente de atrito, bem como a componente percentual das perdas por atrito, cresce inversamente com o Número de Reynolds. Num fluxo com atrito, pás grandes e em pequeno número são vantajosas.
- h) Boa qualidade de fabricação é requisito para uma alta eficiência do rotor.

2.8 - PARÂMETROS DE PROJETO DAS MÁQUINAS DE FLUXO

Os parâmetros para o dimensionamento e as condições de funcionamento das máquinas de fluxo são determinados pelas grandezas: pressão e temperatura na entrada do rotor, rotação de trabalho, volume aspirado na unidade de tempo e relação de pressão.

A determinação da potência e do rendimento, que deve ser imposta para as condições de funcionamento, é baseada no conhecimento das perdas de energia que ocorrem devido a característica da máquina e do trajeto do fluido.

As perdas ocorrem com o choque do fluido na entrada do rotor, pelo atrito nas pás, nos elementos fixos (difusor e distribuidor), nos mancais e consequentemente com a transmissão de calor.

Para caracterizar um bom desempenho, normalmente o projetista baseia-se em parâmetros, tais como: velocidade específica, coeficiente de potência, coeficiente de volume e relação de pressão.

Os procedimentos para verificação dos parâmetros de projeto podem ser de duas formas: analítico ou experimental.



As perdas no sistema, não permitem um estudo baseado em considerações puramente teóricas, por isso, recorre-se a ensaios para obter o comportamento da variação de uma grandeza em relação a outra.

2.9 - ASPIRADOR COMO FONTE DE RUÍDO

Além do ruído aerodinâmico e de turbilhonamento, causado pelo movimento do próprio fluido, existem normalmente diversas fontes de ruídos em aparelhos de aspiração, tais como: desbalanceamento, atrito entre metais (mancais) e atritos entre fluido e superfícies.

Os sons ou ruídos são comumente descritos de acordo com a sonoridade e a altura, respectivamente, as medidas da quantidade de ruído que alcança o sistema auditivo do usuário, e da qualidade de um tom puro. A qualidade e a quantidade são fatores importantes para se determinar a enderecibilidade do ruído.

Um entendimento destas propriedades físicas e como elas são medidas é necessário, antes que valores numéricos aceitáveis sejam atribuídos a ruídos produzidos e a redução requerida numa situação particular.

O controle do ruído pode ser conseguido de três maneiras: reduzindo-se a quantidade produzida na fonte, alterando as características do caminho acústico, ou protegendo o receptor. (Castro, 1981)

Baseado nestes fatores verificamos a importância que deve ser dado ao projeto do rotor, pois a elevada rotação de trabalho, dependendo de seu traçado, pode ser a principal causadora de uma fonte de ruído.

A norma brasileira, NBR 10152 - Níveis de Ruído para Conforto Acústico, estabelece níveis de ruído aceitáveis para o ambiente.



CAPÍTULO 3

CARACTERÍSTICAS DE ASPIRADORES DISPONÍVEIS - MERCADO

3.1 – PROCEDIMENTOS INICIAIS

Em um levantamento dos aparelhos de aspiração existentes no comércio no segundo semestre de 1999, destacamos basicamente dois fabricantes nacionais: *Arno e Electrolux*.

Baseado no objetivo principal deste trabalho, na definição do tipo de máquina a ser analisada e no estudo da literatura existente sobre o assunto, mostra-se neste capítulo a análise do projeto de um rotor centrífugo utilizado em um aparelho de fabricação Arno modelo APAC-750W, e os modelos Electrolux HIDROVAC - 1100W e MUNDO-1200W.

A Figura 7 mostra o conjunto motor-rotor do modelo APAC-750W.

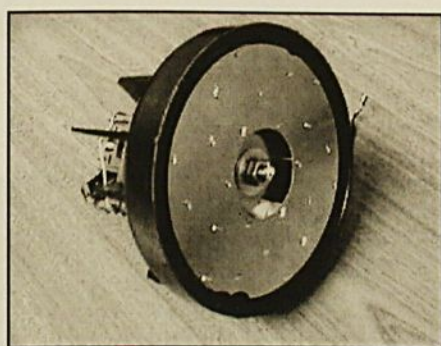


FIGURA 7 - Conjunto motor-rotor

Através da retirada do rotor e de sua desmontagem, foi possível determinar as grandezas físicas, que pode-se notar na Figura 8, e estão relacionadas na Tabela 1. Estas grandezas são: diâmetros, larguras, ângulos, número de pás e espessura do material.

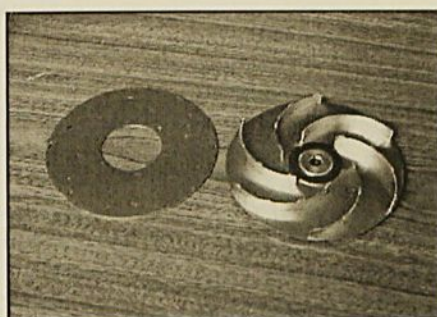


FIGURA 8 - Rotor aberto para retirada das dimensões

TABELA 1 - Dimensões do rotor

Rotor	Entrada	Saída
Diâmetro	0,0476 m	0,1238 m
Largura do canal	0,010 m	0,010 m
Ângulo da pá	34°	15°
Espessura da pá	0,008 m	0,008 m
Material	Alumínio	
Número de pás	6	

Para o conhecimento do método utilizado para o traçado das pás foi retirada uma delas para se realizar um completo trabalho de verificação dimensional (Figura 9).



FIGURA 9 - Pás do rotor

A conclusão do processo é que o projetista usou o método de simples curvatura isto é, o traçado da curva da pá foi executado por um arco de circunferência conforme exemplificado na Figura 10.

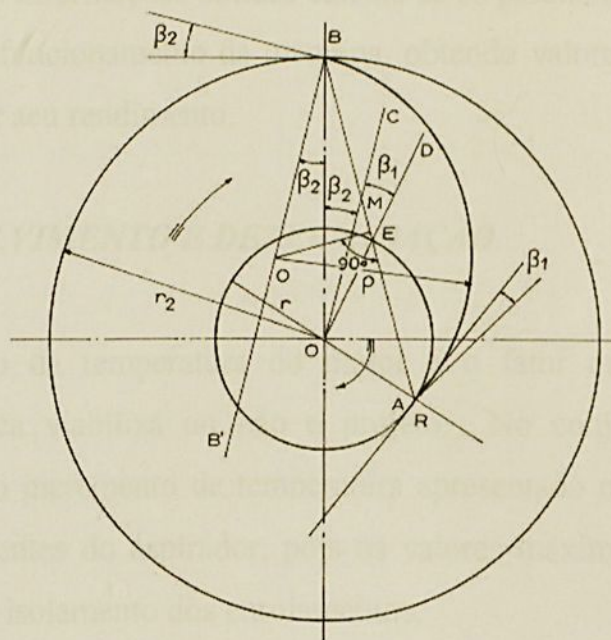


FIGURA 10 - Traçado das pás por um arco de circunferência

Conhecidos os ângulos, β_1 e β_2 , entrada e saída da pá, por um ponto B da circunferência de saída, conforme demonstrado na Figura 10, traça-se o raio OB e a reta BB', formando o ângulo β_2 com o raio OB. Traçando OC paralela a BB' e OD formando o ângulo β_1 com OC, a reta OD encontra na circunferência de entrada o ponto E. Liga-se B a E prolongando a reta até encontrar a circunferência em A. No ponto M, meio da reta AB, traça-se uma perpendicular até encontrar BB' no ponto O', que é o centro de curvatura procurado. Com o raio $\rho = O'B$, assim encontrado, é traçado o arco do perfil da pá, AB (Macintyre, 1980).

Este método supõe que as extremidades das pás sejam inativas e que as velocidades relativa das partículas sejam iguais em qualquer ponto de uma seção normal aos filetes e não em pontos equidistantes do eixo de rotação.

As características de funcionamento do conjunto motor/rotor trabalhando com vazão máxima podem ser levantadas em bancada de testes.

A partir das informações obtidas calcula-se os parâmetros de projeto ou características de funcionamento da máquina, obtendo valores que permitirão comparar e avaliar seu rendimento.

3.2 – DESENVOLVIMENTO E DETERMINAÇÃO

A evolução da temperatura do motor é o fator que numa análise técnico- econômica viabiliza ou não o projeto. No conjunto em análise verifica - se que o incremento de temperatura apresentado não é crítico para as partes componentes do aspirador, pois os valores máximos atingidos não afetam a classe de isolamento dos enrolamentos.

A Figura 11 mostra o comportamento da temperatura do motor em função do tempo com a variação da tensão de alimentação. A elevação da temperatura no final de cada carregamento, representa o acréscimo que ocorre quando o conjunto é desligado. Nota-se também que o pico de temperatura vai sendo mais relevante, a medida que a tensão de trabalho se aproxima do seu valor nominal.

Na Figura 12 é representado o comportamento da potência elétrica consumida pelo aspirador em função da rotação do motor acionador. No ponto de funcionamento, admitindo-se a tensão nominal 127(V), obteve-se um valor de 746 (W) para a potência elétrica, na rotação de 18.650 rpm.

No Anexo 1, apresentamos as tabelas contendo o resultado dos testes que proporcionaram a elaboração das Figuras 11 e 12.

Os instrumentos utilizados nestes testes foram:

- 1-Multímetro - ELCONTROL ENERGY, NANOVIP PLUS, Série 13700.
- 2-Termômetro digital, MDT - 2000 T, Série 94340048, Termopar tipo T.
- 3-Lâmpada estroboscópica, Strobotac, General Radio Co. Type 1538A..
- 4-Tacômetro digital, PHOTO/CONTACT, Lutron DT 2236, Série L302767
- 5-Cronômetro digital



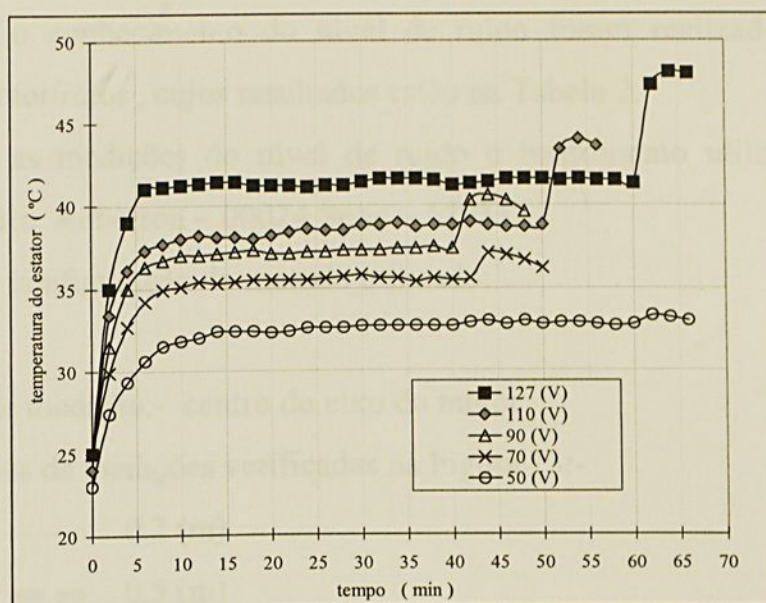


FIGURA 11 - Temperatura do estator do motor em função do tempo de funcionamento, com a variação da tensão de alimentação para o modelo APAC-750W.

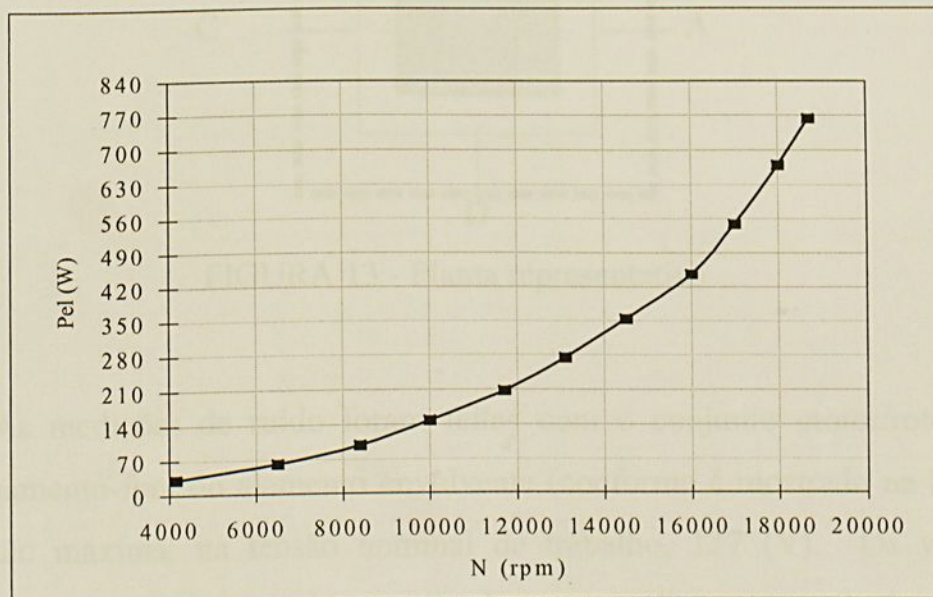


FIGURA 12 - Variação da potência elétrica necessária em função da rotação para o modelo APAC-750W.

Para o conhecimento do nível de ruído foram realizados testes no conjunto motor/rotor, cujos resultados estão na Tabela 2.

Para as medições do nível de ruído o instrumento utilizado foi um Decibelímetro Robotron – 00024 Série – 52033.

Descrição e configuração do método utilizado:

- Altura de medição:- centro do eixo do motor
- Distâncias de medições verificadas na Figura 13:-
 - (1) ——— 0.2 (m)
 - (2) —■—■— 0.5 (m)
- Pontos de medições:- A, B, C e D

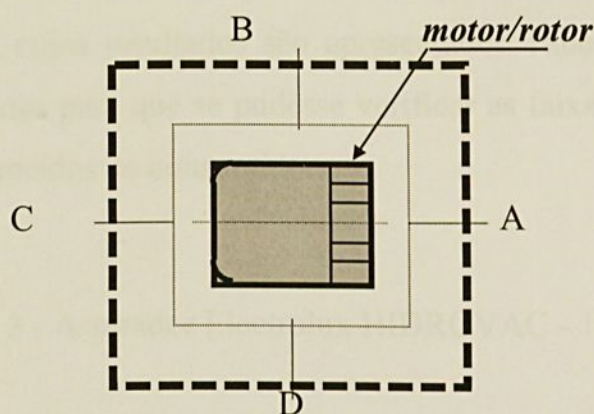


FIGURA 13 - Planta representativa

As medições de ruído foram feitas com o conjunto motor/rotor em funcionamento fora do elemento envolvente (conforme é mostrado na Figura 7), vazão máxima, na tensão nominal de trabalho, 127 (V). Os valores encontrados por não terem sido verificados nas condições normais de uso do aparelho somente têm validade para esta análise e comparações.

Outro aspecto importante a ser observado é que quando o aspirador está em uso, a rotação de trabalho aumenta devido a restrição do fluxo, conseqüentemente, o nível de ruído também aumenta.

TABELA 2 - Nível de ruído em dB- motor/rotor para o modelo APAC-750W

TENSÃO	LINHA	PONTOS			
		A	B	C	D
90 V	1	92	85	85	92
	2	104	93	93	93
110 V	1	96	90	88	94
	2	106	96	94	96
127 V	1	97	92	91	95
	2	114	98	96	98

Foram também analisados os modelos Electrolux HIDROVAC -1100W e MUNDO 1200W, cujos resultados são apresentados Tabelas 3 e 4. Estes modelos foram testados para que se pudesse verificar as faixas de trabalho de outros aparelhos oferecidos ao consumidor.

TABELA 3 - Aspirador Electrolux HIDROVAC - 1100W

CONJUNTO COMPLETO					
Pel (W)	I (A)	E (V)	Hp (mH2O)	Δp (Pa)	Q (l/s)
698	5,80	127	0,468	4591	31,5
607	5,39	120	0,426	4179	30,0
506	4,89	110	0,374	3669	28,1
419	4,41	100	0,323	3169	26,2
332	3,91	90	0,277	2717	24,2
RETIRANDO FILTRO DE PAPEL					
703	5,85	127	0,486	4768	32,1
628	5,48	120	0,451	4424	30,9
520	4,97	110	0,395	3875	28,9
427	4,48	100	0,341	3345	26,9
334	3,92	90	0,286	2806	24,6
RETIRANDO FILTRO DE PAPEL E O DE UMIDADE					
701	5,88	127	0,508	4983	32,8
625	5,50	120	0,467	4581	31,5
525	5,03	110	0,411	4032	29,5
430	4,53	100	0,358	3512	27,5
342	4,02	90	0,301	2953	25,3

TABELA 4 - Aspirador Electrolux MUNDO - 1200W

CONJUNTO COMPLETO					
Pel (W)	I (A)	E (V)	Hp (mH2O)	Δp (Pa)	Q (l/s)
903	7,65	127	0,523	5131	33,3
793	7,15	120	0,473	4640	31,7
663	6,51	110	0,416	4081	29,7
540	5,86	100	0,360	3532	27,6
435	5,27	90	0,302	2963	25,3
RETIRANDO FILTRO DE PAPEL					
909	7,72	127	0,566	5552	34,6
806	7,23	120	0,519	5091	33,2
660	6,55	110	0,448	4395	30,8
549	5,96	100	0,389	3816	28,7
442	5,35	90	0,328	3218	26,4
RETIRANDO FILTRO DE PAPEL E O DE UMIDADE					
920	7,80	127	0,614	6023	36,1
799	7,24	120	0,555	5445	34,3
672	6,63	110	0,489	4797	32,2
570	6,04	100	0,427	4189	30,1
446	5,42	90	0,355	3483	27,4

CAPÍTULO 4

PROCEDIMENTOS ANALÍTICOS

4.1 - ASPECTOS GERAIS

É possível prever as características de um turbocompressor (TC) através de equações nas quais intervêm naturalmente coeficientes empíricos previamente obtidos antes de se realizar ensaios. (Mataix, 1973)

Em princípio, baseando-se nas características e dimensões do rotor, são determinados os triângulos das velocidades na entrada e saída do rotor para várias rotações, utilizando-se a teoria de semelhanças, a partir de uma rotação básica verificada no banco de teste (19.000 rpm). Esse processo é importante por considerar a possibilidade da rede elétrica estar com a tensão de trabalho abaixo de 127 V ou quando o motor já não tenha os mesmos rendimentos que quando novo.

Com auxílio de coeficientes empíricos, valores adimensionais que retratam a realidade da máquina, considerando as perdas internas e a teoria básica da transformação de energia e momentos entre o fluido e o rotor, determinam-se os parâmetros de projeto.

Da Figura 14, Bran & Souza, (1969), foram obtidas equações dos coeficientes adimensionais que são utilizados no procedimento de cálculo nº1- (Anexo 2).

Os coeficientes adimensionais enfatizados pelos autores citados são: relação de diâmetros (D_1/D_2), coeficiente de pressão (ψ) e a rotação específica de Addison (N_{QA}).

A seleção da rotação de trabalho tem influência decisiva nas dimensões da máquina, assim como o ângulo de saída das pás do rotor é determinante para sua forma.

O estado do fluido na entrada da máquina (pressão e temperatura) e a relação de compressão são determinantes para a classificação do tipo da máquina, e dos cuidados e métodos adotados para o cálculo de suas características.

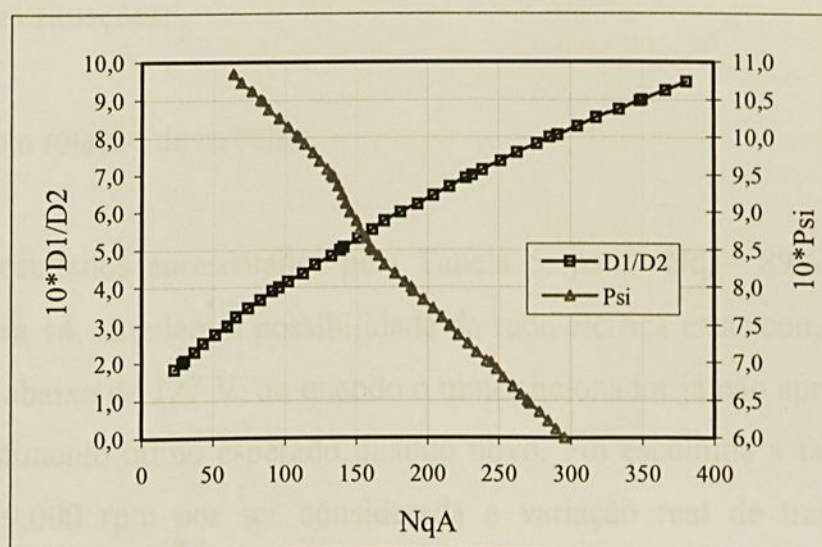


FIGURA 14 – Elementos para pré-dimensionamento de rotores de bombas e ventiladores centrífugos

4.2 – PROCEDIMENTOS

Foram elaborados dois procedimentos de cálculo para, a partir das dimensões do rotor, se determinar valores para os parâmetros de projeto do aparelho, e avaliar suas variações.

O procedimento de cálculo nº1 tem por objetivo determinar o comportamento das características de funcionamento do aspirador Arno modelo APAC-750W (vazão, diferença de pressão e rotação), considerando variações nas dimensões principais utilizando coeficientes empíricos, conforme ilustrado na Figura 14.

Tendo encontrado a relação de diâmetros a partir de medição no rotor APAC-750W, obteve-se da Figura 14 os correspondentes valores para o coeficiente de pressão e rotação específica.

A variação dimensional e as características de funcionamento do aparelho com esse procedimento podem ser avaliadas a partir das simulações nas seguintes situações:

- variando a rotação de trabalho.

Os resultados apresentados pela Tabela 5, para $N_{qA} = 89,65$ e $\psi = 1,042$, Figura 14, simulam a possibilidade da rede elétrica estar com a tensão de trabalho abaixo de 127 V, ou quando o motor acionador já não apresentar o mesmo rendimento ótimo esperado quando novo. Foi escolhida a faixa entre 18.000 e 19.000 rpm por ser considerada a variação real de trabalho do equipamento.

O ensaio realizado para elaboração da Figura 12, possibilitou a extrapolação de equação para determinação da potência elétrica consumida na situação simulada . Equação (11).

$$P_{el} = (0,000004 \cdot N^2 - 0,0408 \cdot N + 154,79) 0,95 \quad (11)$$

Com base neste procedimento analítico, descrito no Anexo 2, pode-se corrigir os valores calculados levando-se em conta as dimensões reais do rotor e o trabalho específico obtido. Estes valores estão apresentados na Tabela 5A .



TABELA 5 – Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando a rotação entre 18.000 e 19.000 rpm

N (rpm)	Y (J/kg)	Hp (mH ₂ O)	Q1 (m ³ /s)	Ph1 (W)	Pel (W)	RT1 (%)
18000	7096	0,403	0,0534	421	681	61,8
18100	7175	0,407	0,0537	428	690	62,0
18200	7255	0,412	0,0540	435	700	62,1
18300	7334	0,416	0,0543	442	710	62,2
18400	7415	0,421	0,0546	449	720	62,4
18500	7496	0,425	0,0549	457	731	62,5
18600	7577	0,430	0,0552	464	741	62,7
18700	7659	0,435	0,0555	472	751	62,8
18800	7741	0,439	0,0558	479	761	63,0
18900	7823	0,444	0,0561	487	772	63,1
19000	7906	0,449	0,0564	495	782	63,2

TABELA 5A – Correção dos resultados do procedimento de cálculo nº1 variando a rotação entre 18.000 e 19.000 rpm

N (rpm)	Q2 (m ³ /s)	Ph2 (W)	RT2 (%)
18000	0,0375	240	35,2
18100	0,0377	244	35,3
18200	0,0379	248	35,4
18300	0,0382	252	35,5
18400	0,0384	256	35,6
18500	0,0386	260	35,6
18600	0,0388	265	35,7
18700	0,0390	269	35,8
18800	0,0392	273	35,9
18900	0,0394	278	36,0
19000	0,0396	282	36,0

- variando o diâmetro de entrada do rotor.

Fixando a rotação em 19.000 rpm e variando o diâmetro de entrada do rotor, simula-se condições de aumento de vazão. Os resultados estão na Tabela 6.

TABELA 6 - Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando o diâmetro de entrada (D₁) em 19.000 rpm

NqA	Psi	D1(mm)	Y (J/kg)	Hp (mH2O)	Q1 (m3/s)	Ph1 (w)	Pel.(W)	RT1 (%)
74,9	1,069	42,6	8108	0,460	0,0408	368	582	63,2
77,8	1,064	43,6	8073	0,452	0,0438	392	621	63,2
80,7	1,059	44,6	8035	0,447	0,0468	417	660	63,2
83,7	1,054	45,6	7995	0,445	0,0499	443	701	63,2
86,6	1,048	46,6	7952	0,445	0,0531	469	742	63,2
89,7	1,042	47,6	7906	0,449	0,0564	495	783	63,2
92,7	1,036	48,6	7858	0,455	0,0597	521	825	63,2
95,8	1,030	49,6	7808	0,464	0,0631	548	866	63,2
98,9	1,023	50,6	7756	0,476	0,0666	574	908	63,2
102,1	1,015	51,6	7701	0,490	0,0702	600	950	63,2
105,2	1,008	52,6	7644	0,506	0,0738	627	992	63,2
108,5	1,000	53,6	7586	0,525	0,0775	653	1033	63,2
111,7	0,992	54,6	7525	0,545	0,0812	679	1074	63,2
115,0	0,984	55,6	7463	0,566	0,0850	704	1114	63,2
118,3	0,976	56,6	7399	0,589	0,0888	730	1154	63,2
121,6	0,967	57,6	7333	0,614	0,0926	754	1194	63,2
125,0	0,958	58,6	7266	0,639	0,0965	779	1232	63,2

As correções feitas segundo os mesmos critérios da Tabela 5A estão apresentados na Tabela 6A .

TABELA 6A – Correção dos resultados do procedimento de cálculo nº1 variando o diâmetro de entrada (D₁) em 19.000 rpm.

D1(mm)	Q2 (m3/s)	Ph2 (W)	RT2 (%)
42,6	0,0373	272	46,8
43,6	0,0377	274	44,2
44,6	0,0382	276	41,8
45,6	0,0386	278	39,7
46,6	0,0391	280	37,8
47,6	0,0396	282	36,0
48,6	0,0401	284	34,4
49,6	0,0407	286	33,0
50,6	0,0412	288	31,7
51,6	0,0418	289	30,5
52,6	0,0423	291	29,4
53,6	0,0429	293	28,4
54,6	0,0435	295	27,5
55,6	0,0441	297	26,6
56,6	0,0448	298	25,8
57,6	0,0454	300	25,1
58,6	0,0461	301	24,5

- variando o ângulo de saída das pás do rotor.

A variação do ângulo de saída da pá, aplicada ao procedimento de cálculo nº1, quando baseado no coeficiente de pressão e na rotação específica, não altera os parâmetros de projeto. No entanto, quando baseado nas dimensões do rotor obteve-se os resultados apresentados na Tabela 7.

TABELA 7 - Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando o ângulo de saída (β_2) em 19.000 rpm

β_2 (°)	Q2 (m ³ /s)	Ph2 (W)	RT2 (%)
11	0,0280	199	25,5
12	0,0309	220	28,1
13	0,0338	240	30,7
14	0,0367	261	33,4
15	0,0396	282	36,0
16	0,0426	303	38,7
17	0,0456	324	41,5
18	0,0486	346	44,2
19	0,0517	368	47,0
20	0,0548	390	49,8

- variando a largura dos canais do rotor.

A variação da largura dos canais do rotor, aplicada ao procedimento de cálculo nº1, quando baseado no coeficiente de pressão e na rotação específica, também não altera os parâmetros de projeto. No entanto, quando baseado nas dimensões reais do rotor obteve-se os resultados apresentados na Tabela 8.

TABELA 8 - Resultados do procedimento de cálculo nº1 variando a largura do canal da pá (b) em 19.000 rpm

b (mm)	Q2 (m ³ /s)	Ph2 (W)	RT2 (%)
8,0	0,0317	226	28,8
8,5	0,0337	240	30,6
9,0	0,0357	254	32,4
9,5	0,0376	268	34,2
10,0	0,0396	282	36,0
10,5	0,0416	296	37,8
11,0	0,0436	310	39,6
11,5	0,0456	324	41,4
12,0	0,0475	338	43,2

No procedimento de cálculo nº2, os parâmetros de projeto são calculados a partir dos triângulos das velocidades, construídos com base nos valores encontrados por medição, Tabela 1, e considerando o trabalho específico para infinito número de pás. Seguindo o mesmo critério adotado no procedimento de cálculo nº1, para avaliar as características e o comportamento do aspirador, foram simuladas as seguintes condições:

- variando a rotação de trabalho.
- variando o diâmetro de entrada do rotor.
- variando o ângulo de saída do rotor.

TABELA 9 – Resultados do procedimento de cálculo nº2 variando a rotação entre 18.000 e 19.000 rpm

N (rpm)	Y _{pá} (J/kg)	H (mH ₂ O)	Pel.(W)	Q (m ³ /s)	Ph (W)	RT (%)	Y _h (J/kg)
18000	3557	0,403	680,6	0,0579	185	27,2	969
18100	3596	0,407	690,4	0,0582	189	27,3	982
18200	3636	0,412	700,3	0,0585	192	27,4	995
18300	3676	0,416	710,3	0,0589	195	27,4	1008
18400	3716	0,421	720,4	0,0592	198	27,5	1022
18500	3757	0,425	730,5	0,0595	201	27,6	1035
18600	3798	0,430	740,8	0,0598	205	27,6	1049
18700	3839	0,435	751,1	0,0602	208	27,7	1062
18800	3880	0,439	761,4	0,0605	211	27,7	1076
18900	3921	0,444	771,9	0,0608	215	27,8	1090
19000	3963	0,449	782,4	0,0611	218	27,9	1104

TABELA 10 - Resultados do procedimento de cálculo nº2 variando o diâmetro de entrada (D_1) em 19.000 rpm.

D_1 (mm)	γ_p (J/kg)	H (mH ₂ O)	Pel.(W)	Q (m ³ /s)	Ph (W)	RT (%)
42,6	4063	0,373	770	0,0587	215	27,9
43,6	3992	0,366	766	0,0594	214	27,9
44,6	3946	0,362	766	0,0601	213	27,9
45,6	3926	0,360	768	0,0606	214	27,9
46,6	3931	0,361	774	0,0609	216	27,9
47,6	3963	0,364	782	0,0611	218	27,9
48,6	4019	0,369	794	0,0612	221	27,9
49,6	4100	0,376	810	0,0611	226	27,9
50,6	4203	0,386	827	0,0609	231	27,9
51,6	4327	0,397	847	0,0606	236	27,9
52,6	4471	0,410	869	0,0602	242	27,9
53,6	4632	0,425	892	0,0596	249	27,9
54,6	4809	0,441	916	0,0590	255	27,9
55,6	5001	0,459	941	0,0582	262	27,9
56,6	5204	0,478	965	0,0574	269	27,9
57,6	5419	0,497	989	0,0565	276	27,9
58,6	5644	0,518	1012	0,0555	282	27,9

Podemos observar na Figura 15 que existe um diâmetro (D_1) ótimo para alcançar a máxima vazão (Q).

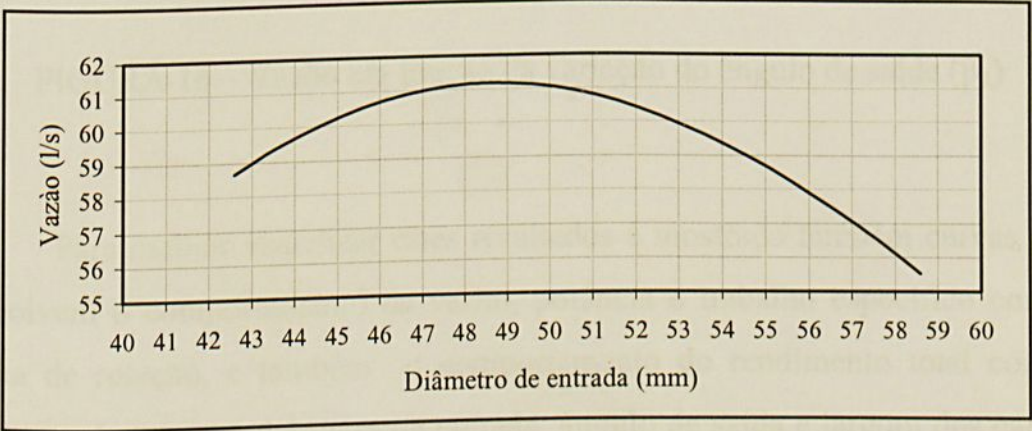


FIGURA 15 – Vazão em função do diâmetro de entrada do rotor (D_1)

TABELA 11 - Resultados do procedimento de cálculo nº2 variando o ângulo de saída (β_2) em 19.000 rpm

BETA 2	Ypa (J/kg)	H (mH2O)	Pel (W)	Q (m3/s)	Ph (W)	RT (%)
11	6411	0,588	699	0,0337	195	27,9
12	5156	0,473	708	0,0425	197	27,9
13	4353	0,400	707	0,0503	197	27,9
14	3979	0,365	726	0,0565	202	27,9
15	3963	0,364	782	0,0611	218	27,9
16	4191	0,385	871	0,0644	243	27,9
17	4557	0,418	980	0,0666	273	27,9
18	4984	0,457	1098	0,0682	306	27,9
19	5430	0,498	1215	0,0693	339	27,9
20	5872	0,539	1330	0,0701	371	27,9

A Figura 16 exprime a relação da vazão (Q) em função da variação do ângulo de saída (β_2) mostrando uma tendência de estabilização a partir de 18°.

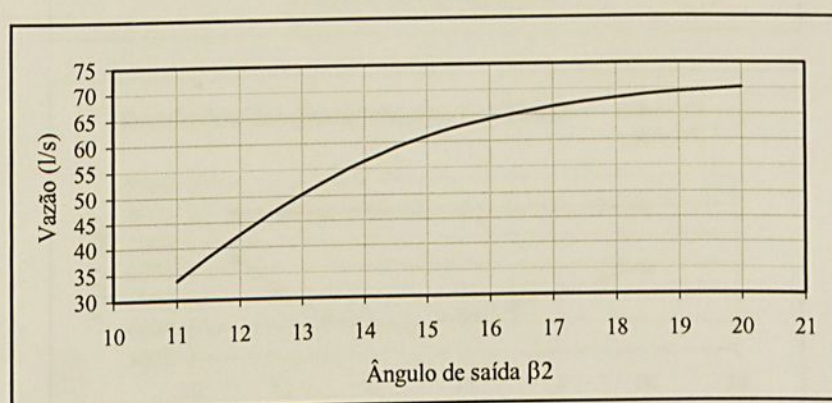


FIGURA 16 – Vazão em função da variação do ângulo de saída (β_2)

Para melhor visualizar estes resultados é mostrado também curvas que envolvem o comportamento da vazão, potência e trabalho específico com a faixa de rotação, e também o comportamento do rendimento total com a variação da rotação, diâmetro de entrada, ângulo de saída e largura dos canais do rotor, Figuras 17 a 20 com o objetivo de comparar os dois métodos de cálculo.

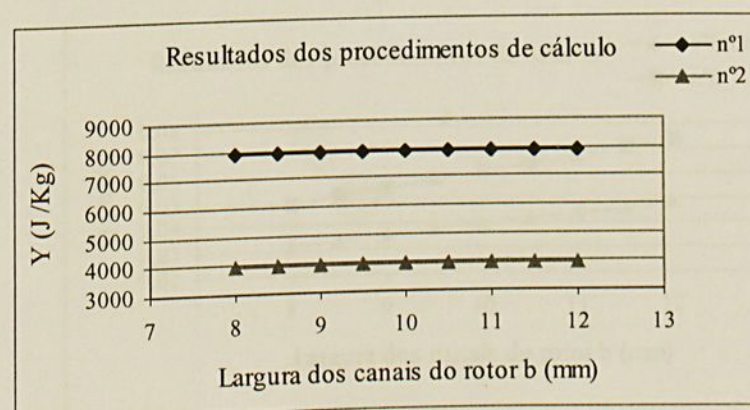
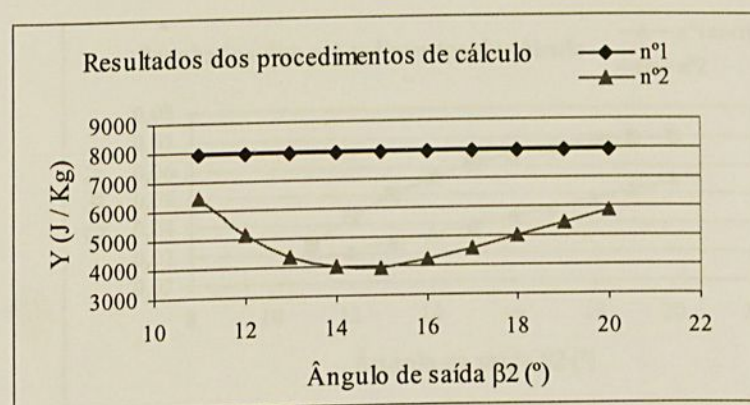
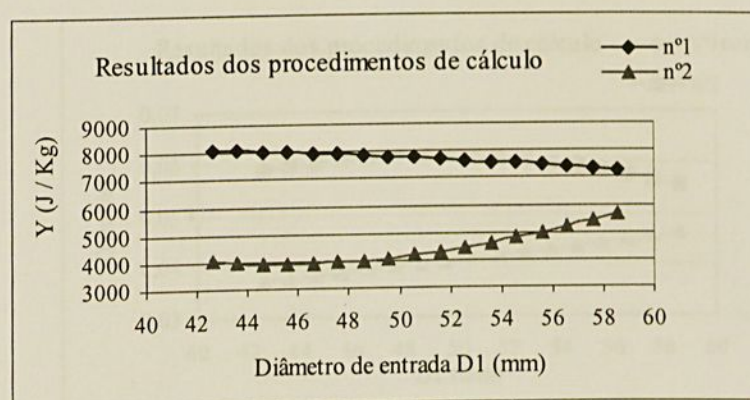
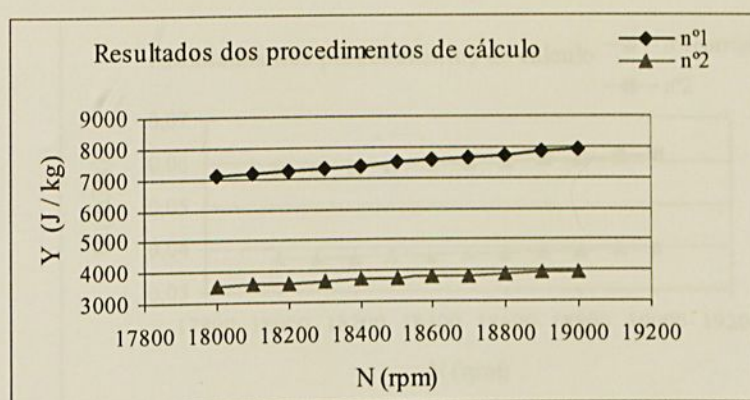


FIGURA 17 – Trabalho específico com a variação de N , D_1 , β_2 e b .

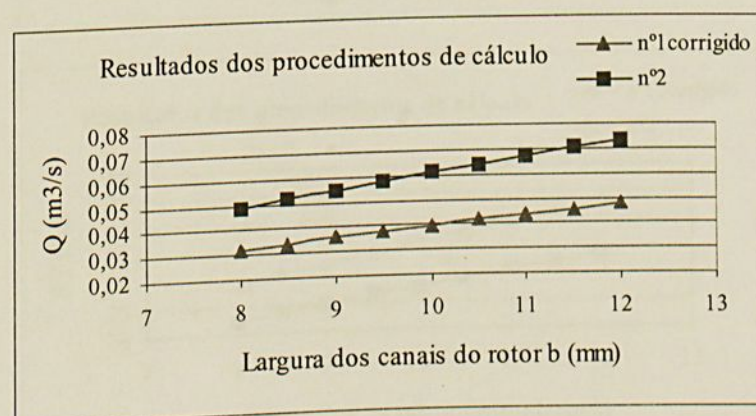
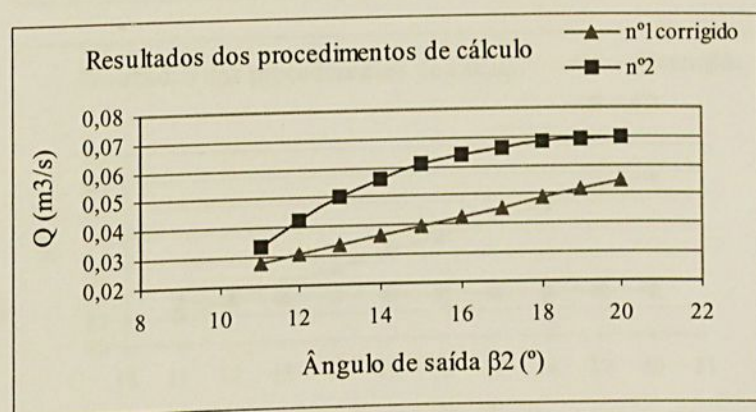
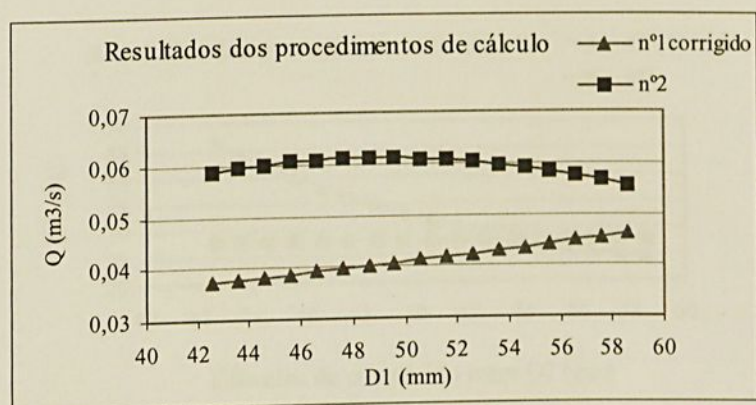
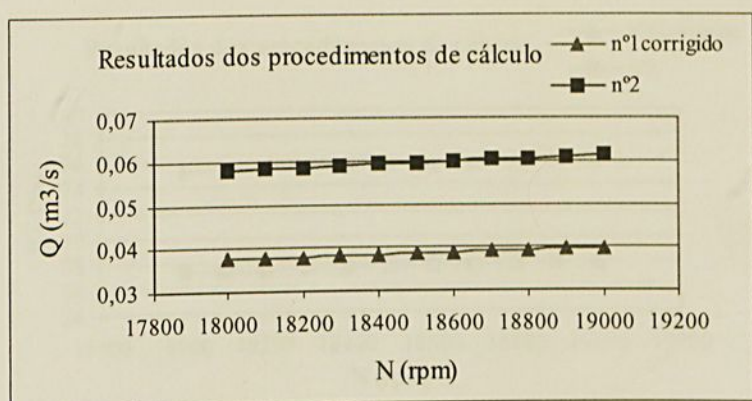


FIGURA 18 – Vazão com a variação de N , D_1 , β_2 e b .

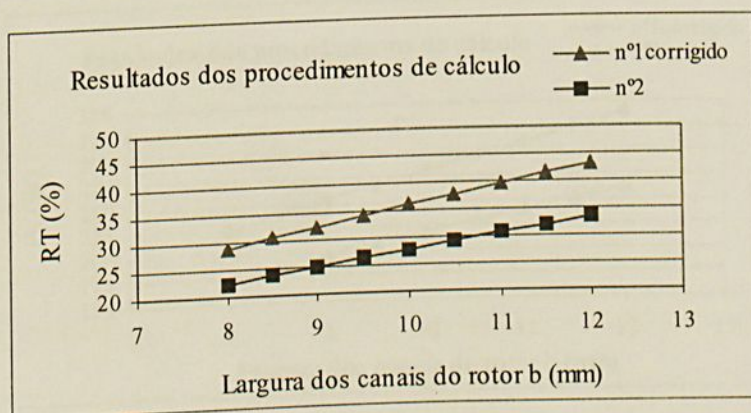
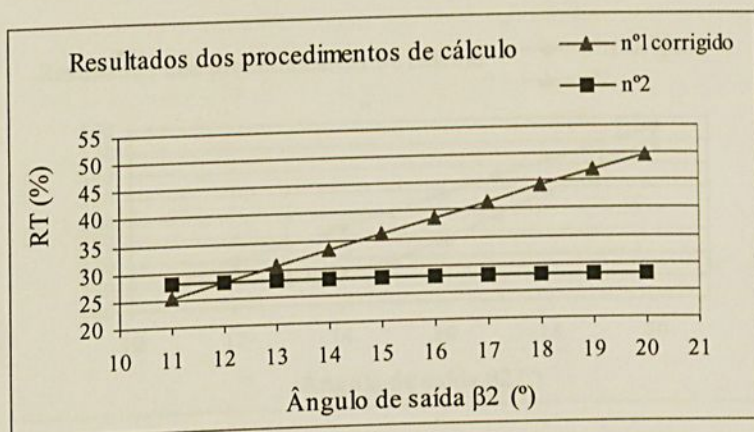
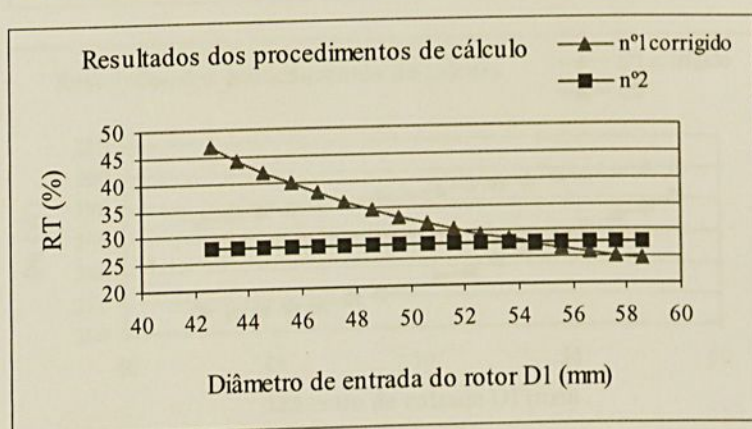
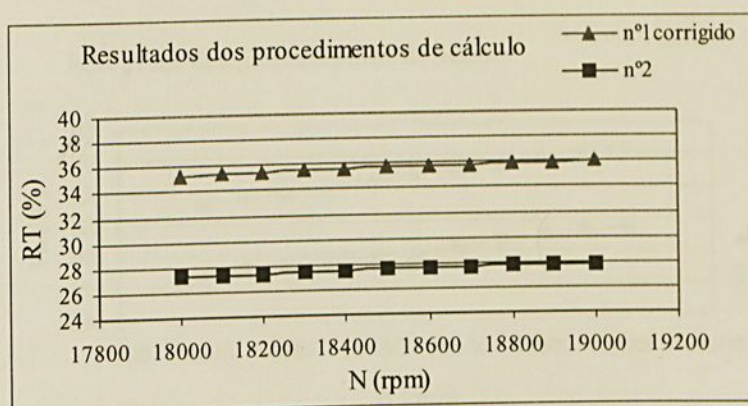


FIGURA 19 – Rendimento total com a variação de N, D_1 , β_2 e b.

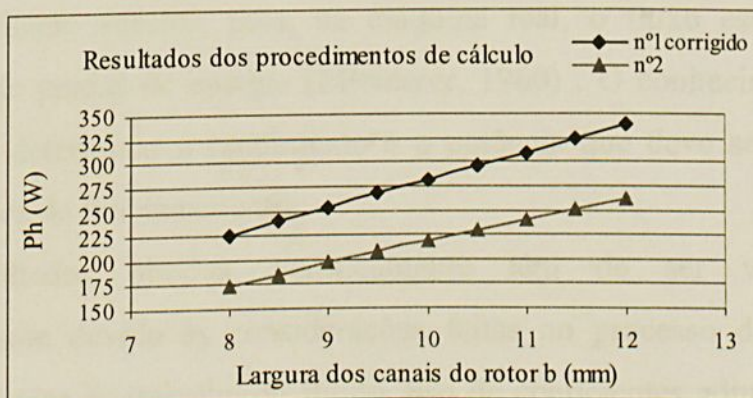
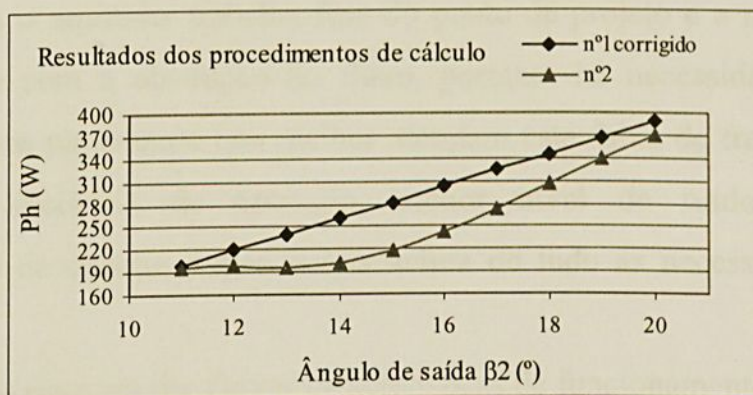
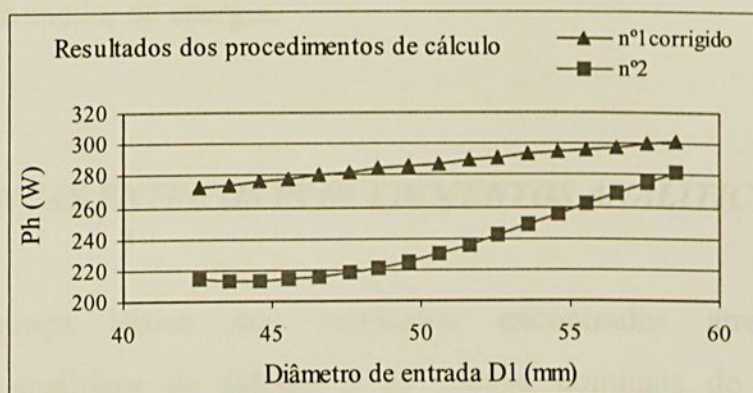
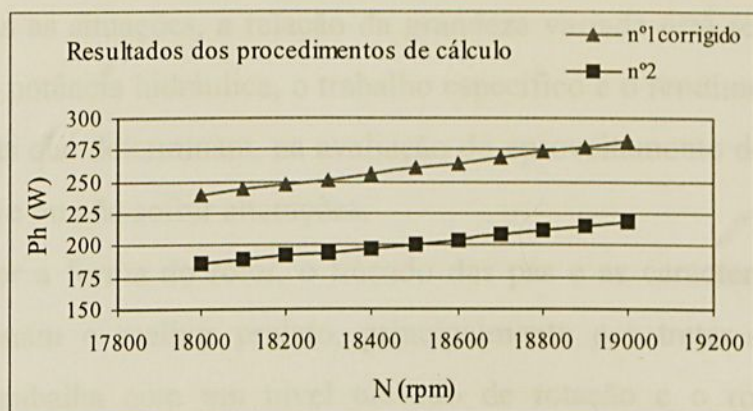


FIGURA 20 – Potência hidráulica com a variação de N , D_1 , β_2 e b .

Em todas as situações, a relação da grandeza variada está relacionada com a vazão, a potência hidráulica, o trabalho específico e o rendimento total, pois estas são as que determinam, na avaliação do aproveitamento de energia, se o projeto deve ou não sofrer alterações.

Para o aspirador a forma do rotor, o traçado das pás e as características do motor, determinam o melhor projeto, principalmente por tratar-se de um aparelho que trabalha com um nível elevado de rotação e o rotor ser o elemento transformador de energia.

4.3 – DIFERENÇAS ENTRE OS PROCEDIMENTOS ANALÍTICOS

A diferença básica dos resultados encontrados através dos procedimentos analíticos de cálculo e os valores nominais de placa do aparelho, é que o aspirador trabalha fora do ponto de projeto e a rotação do motor aumenta com a obstrução do fluxo, portanto há necessidade de se verificar quais os parâmetros que melhor atendam esta faixa de trabalho, ou seja, melhor eficiência de operação, menor nível de ruído, melhor aproveitamento de energia e que atenda acima de tudo as necessidades do usuário.

O traçado rigoroso das curvas características de funcionamento somente é possível mediante ensaios, pois, na máquina real, o fluxo está sempre acompanhado de perdas de energia (Pfleiderer, 1960) . O conhecimento das perdas permite determinar o rendimento e a potência que deve ser imposta para as condições de funcionamento.

Os resultados obtidos analiticamente têm de ser verificados experimentalmente devido às considerações feitas no processo de cálculo: quanto as condições de trabalho do fluido, uso de coeficientes adimensionais levantados empiricamente para bombas e ventiladores, conforme as Tabelas 5,

5A, 6, 6A, 7 e 8 e dos cálculos considerando apenas o aspecto dimensional, Tabelas 9 a 11.

Analizando os resultados do procedimento analítico verificamos a importância do conhecimento dos coeficientes adimensionais específicos para turbocompressores para poder confirmar as hipóteses de projeto ou indicar como será conveniente modificar o desenho da máquina para otimizar o seu ponto de funcionamento. Baseado nos resultados apresentados nas Tabelas 10 e 11, determinam-se os coeficientes (Nq_A e ψ) com a variação das seguintes grandezas: ângulo de saída das pás (β_2), Figura 21, e a relação de diâmetro do rotor (D_1/D_2), Figura 22. O objetivo das figuras é a de visualizar o comportamento dos coeficientes adimensionais com a variação dimensional.

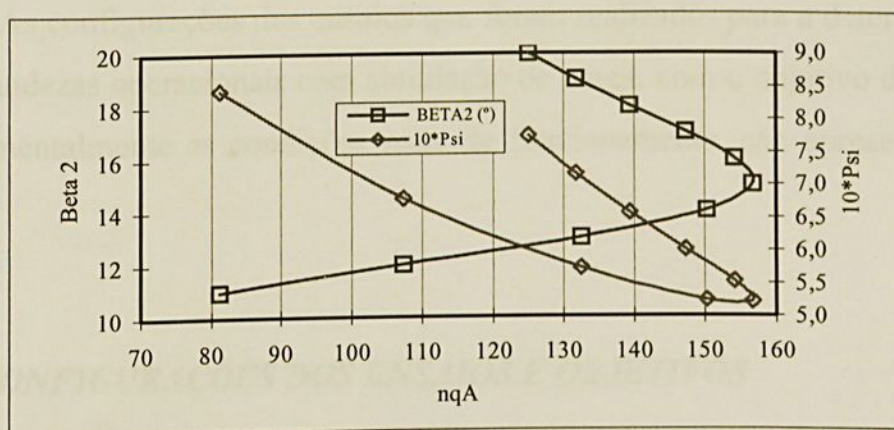


FIGURA 21 – Resultados baseados na Tabela 11

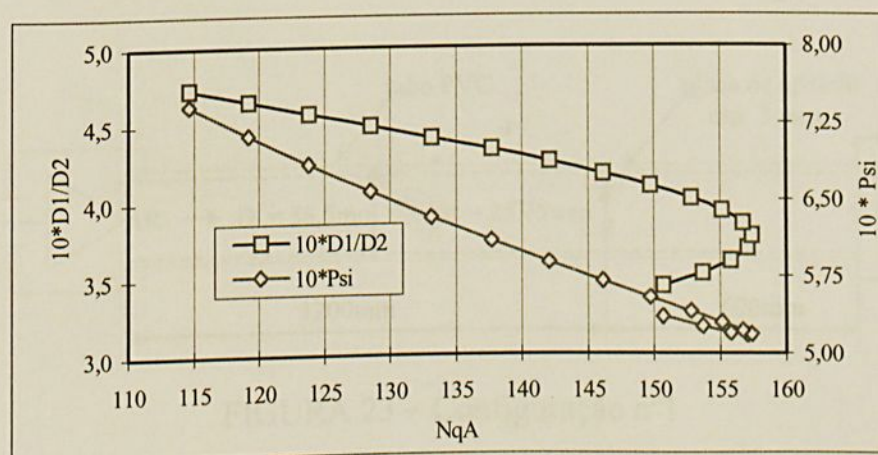


FIGURA 22 – Resultados baseados na Tabela 10

CAPÍTULO 5

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental tem por objetivo determinar e avaliar os parâmetros reais de projeto para conhecimento do comportamento da máquina de fluxo. Sempre é possível experimentalmente em um banco de provas simular um TC em condições de uso, ou de trabalho, e obter as suas curvas características, que permitam por interpolação conhecer seu comportamento.

Essas curvas são traçadas no sistema de eixos cartesianos, cujas coordenadas são a vazão e a pressão, ou outras variáveis próprias. A região desse plano acessível ao TC é denominada campo básico de funcionamento.

As configurações dos ensaios que foram realizados para a determinação das grandezas operacionais com simulação de carga, com o objetivo de prever experimentalmente as condições reais de funcionamento, são apresentadas a seguir.

5.1 - CONFIGURAÇÕES DOS ENSAIOS E OBJETIVOS

a) – Determinação da vazão com placa de orifício tipo *corner taps*.

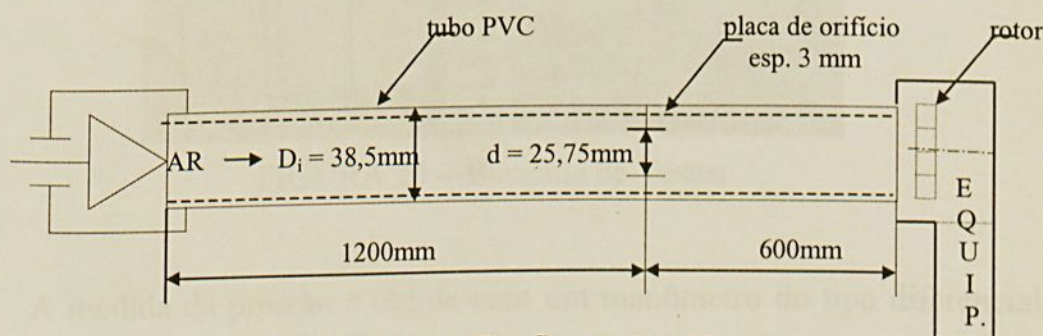


FIGURA 23 – Configuração nº1

b) – Determinação da diferença de pressão em relação a atmosfera

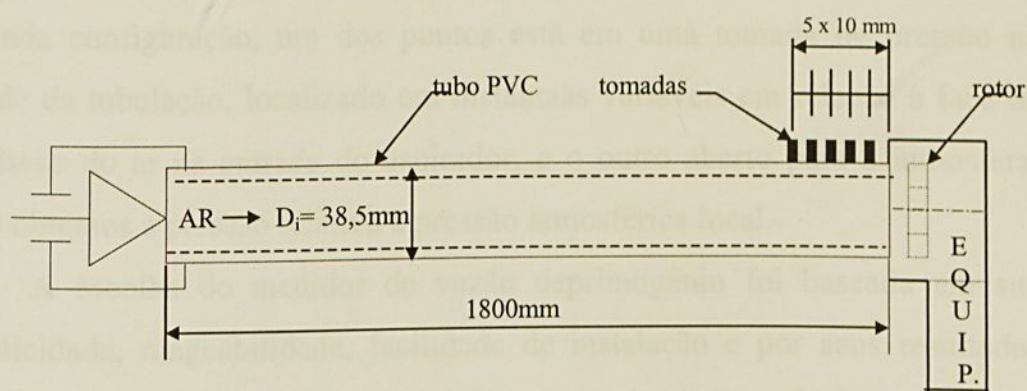


FIGURA 24 – Configuração nº2

O objetivo destas configurações é obter valores de vazão e diferença de pressão em várias situações de trabalho, uma vez que o aspirador funciona com vazão variável, consequência da obstrução do fluxo na entrada da tubulação de sucção quando em uso.

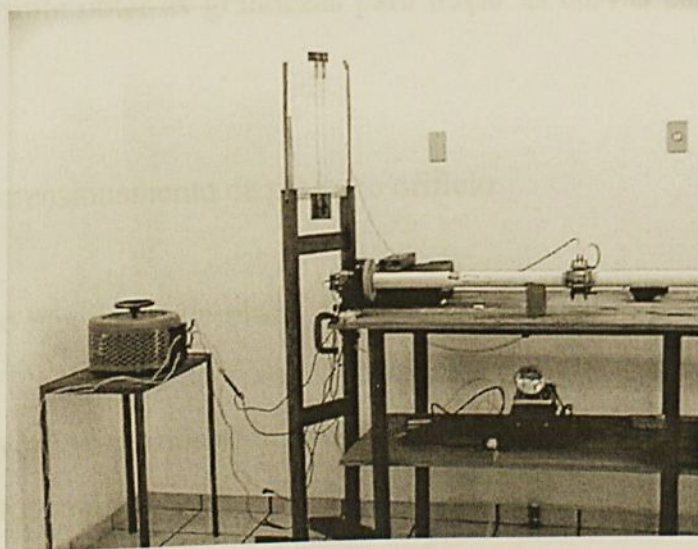


FIGURA 25 – Bancada de Testes

A medida da pressão é obtida com um manômetro do tipo diferencial, tubo em “U”, utilizando água como fluido manométrico.

Na primeira configuração os pontos considerados encontram-se antes e depois de uma placa de orifício, com montagem do tipo *corner taps*, e na segunda configuração, um dos pontos está em uma tomada de pressão na parede da tubulação, localizado em distâncias variáveis em relação à face de admissão do ar na entrada do aspirador, e o outro aberto para a atmosfera, onde obtemos a pressão relativa à pressão atmosférica local.

A escolha do medidor de vazão deprimogênio foi baseada em sua simplicidade, rangeabilidade, facilidade de instalação e por seus resultados apresentarem precisão satisfatória para esta pesquisa (0,5 mmH₂O).

A vazão verificada por um medidor do tipo orifício é baseada na aceleração da corrente fluída através de uma contração proposital introduzida ao longo do escoamento. Aplicando Bernoulli entre a entrada e a saída da placa de orifício, considerando a existência do efeito de contração na veia fluídica, calcula-se teoricamente a vazão. A regulação ou obstrução gradativa do fluxo na entrada da tubulação, conforme representado nas configurações propostas, permite obter as grandezas para traçar as curvas características do aparelho.

c) – Dimensionamento da placa de orifício

Baseado nos dados de placa do aparelho, nos testes para determinação da rotação de funcionamento com carga máxima, e utilizando valores para a estimativa da vazão determinados no Procedimento Analítico, ou seja:

- conjunto motor/rotor- Arno APAC-750 W,
- rotação de trabalho- $N = 19.000$ (rpm),
- vazão teórica máxima- $Q = 0,056$ (m³/s),
- máxima diferença de pressão- $\Delta H_p = 0,45$ (m H₂O),
- escoamento - permanente, incompressível, sem atrito,
- Diâmetro de entrada - $D_1 = 0,045$ (m)

foi dimensionada a placa de orifício necessária para a faixa de operação do aspirador:

$$\Delta p = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta H_p$$

$$\Delta p = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,45$$

$$\Delta p = 4414 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$k\beta^2 = \frac{4Q}{\pi D_1^2} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}}$$

$$k\beta^2 = \frac{4 \cdot 0,055}{\pi \cdot 0,045^2} \cdot \sqrt{\frac{1,1107}{2 \cdot 4414}}$$

$$k = \frac{0,3949}{\beta^2}$$

$$Re = \frac{\rho V D_1}{\mu} = \frac{Q D_1}{A_1 \nu} = \frac{4Q}{\pi D_1 \nu}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,055}{\pi \cdot 0,045 \cdot 1,45 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 1,07 \cdot 10^5$$

Conforme Fox & Macdonald, (1988), o coeficiente de vazão (k) depende da relação de área (β) e do Número de Reynolds, e por tentativa, atribuindo valores a (k), obteve-se o valor de (β) que definiu a relação para o cálculo da placa; $\beta = 0,67$.

Sendo:

$$D_2 = \beta D_1$$

$$D_2 = 0,030(m)$$

Baseado nestes cálculos preliminares verifica-se que é perfeitamente possível o uso, para os ensaios conforme configuração nº1, da placa descrita a seguir :



Placa de orifício tipo *corner taps*

material-	latão
relação de área-	0,45
coeficiente de vazão-	0,676
diâmetro externo-	38,5 mm
espessura-	3,0 mm

5.2 - ASPECTOS GERAIS E RESULTADOS DOS ENSAIOS

O funcionamento do aspirador tem as seguintes características:

- Variação da vazão inversamente proporcional a rotação;
- Elevada rotação com pequena variação na pressão de sucção;
- Trabalho fora do ponto ideal de projeto.

A obstrução ao fluxo na sucção (aumento da diferença de pressão) causa aumento da rotação devido a característica do motor elétrico acionador (assíncrono), que pelo fato do alívio da carga do equipamento, este não encontrando resistência, imediatamente tem sua rotação elevada.

As curvas reais que podem ser obtidas através dos ensaios são:

- Curva de **carga** - trabalho específico *versus* vazão;
- Curva de **potência** - potência hidráulica *versus* vazão;
- Curva de **rendimento** - rendimento total *versus* vazão.

Com o objetivo de obter as curvas características e o campo de funcionamento do aparelho é necessário quantificar, utilizando as montagens mostradas nas Figuras 23 e 24, os valores dos parâmetros de projeto com as possíveis variações de operação.

Inicialmente foi medida a máxima vazão do aparelho, variando-se a tensão (*E*) do motor em 127, 110, 90, 70 e 50 (V) conforme Tabela 12.



Com essa variação pode-se, através da Figura 26, determinar o comportamento da potência elétrica em função da rotação.

TABELA 12 - Vazão *versus* tensão.

E (V)	Pel (W)	I (A)	N (rpm)	Q (l/s)
127	625	6,56	19000	34,9
110	485	5,57	17100	31,2
90	350	4,5	14700	26,4
70	220	3,42	11700	20,8
50	127	2,4	8500	15,0

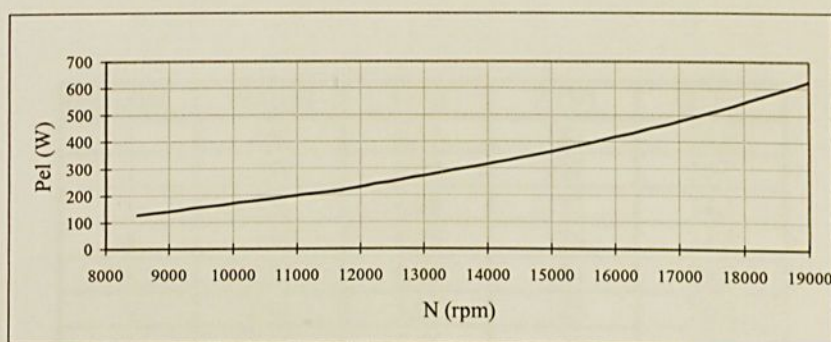


FIGURA 26 – Potência elétrica *versus* rotação

O comportamento da vazão em função da rotação é mostrado na Figura 27.

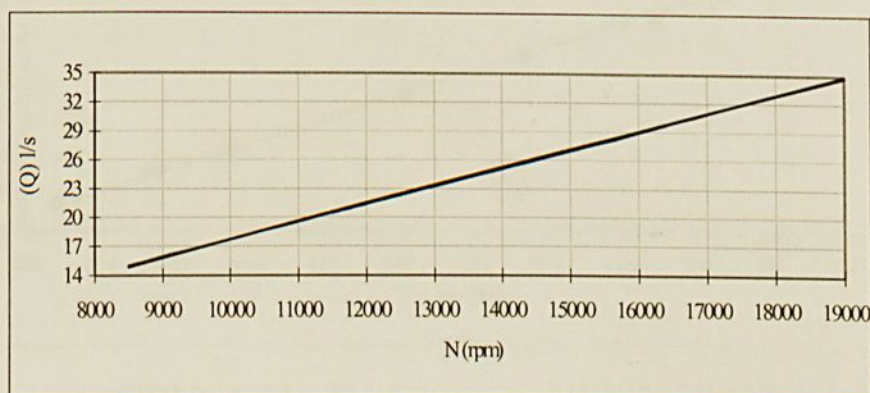


FIGURA 27 – Vazão *versus* rotação

Mantendo-se a rotação constante através do controle dos níveis de tensão, e variando a vazão, pela obstrução da entrada do tubo de sucção, obteve-se os valores constantes da Tabela 13, e uma curva de tendência apresentada na Figura 28, que possibilita a determinação da vazão em função da variação da potência elétrica (Equação 12).

$$Q = 0,0845 \cdot Pel - 28,296$$

(l/s)

(12)

TABELA 13 - Variação da vazão com rotação constante de 18.600 rpm.

medições	Pel (W)	I (A)	E (V)	Q (l/s)
1	740	6,52	127	34,8
2	740	6,52	127	34,7
3	736	6,48	127	34,1
4	705	6,25	125	31,0
5	682	6,12	124	29,0
6	654	5,92	123	26,2
7	601	5,56	120	22,1
8	553	5,22	117	18,1
9	482	4,72	113	12,7
10	452	4,49	111	10,1
11	413	4,2	108	7,0

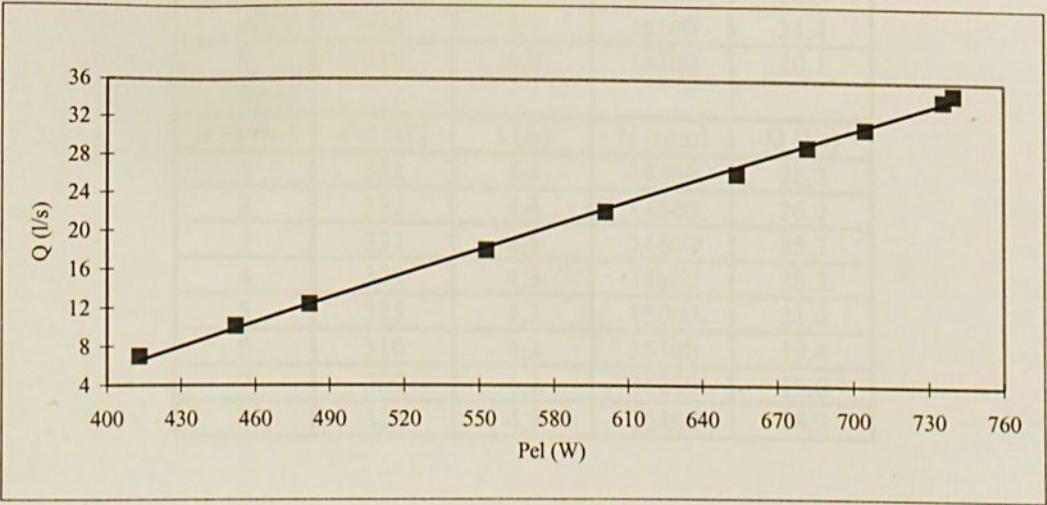


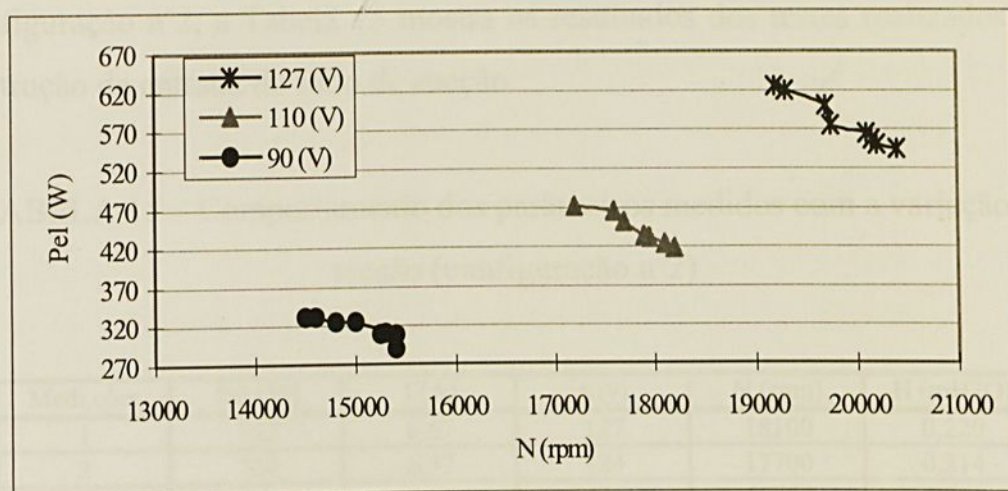
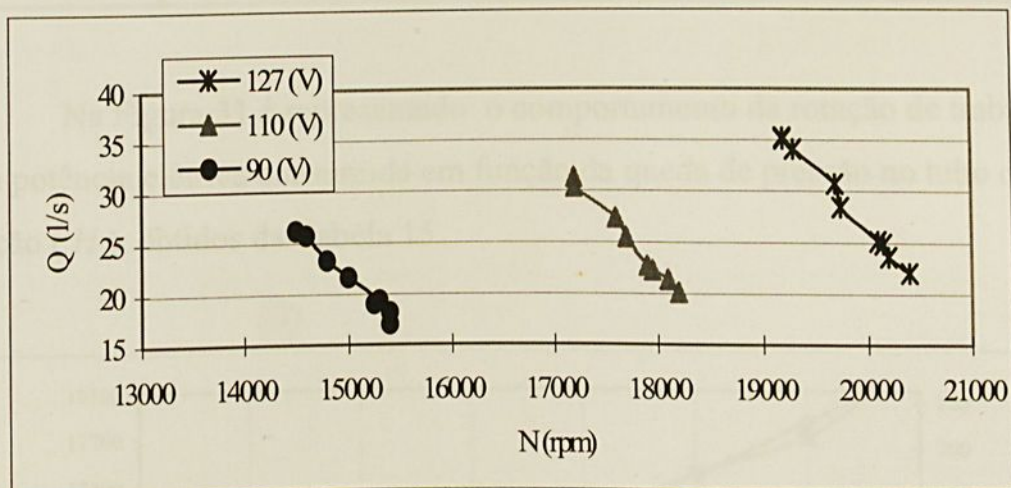
FIGURA 28 – Vazão versus potência elétrica

Em condições normais de funcionamento, um aspirador opera com tensão constante, no entanto a variação de vazão acontece sempre que se obstrui a entrada do equipamento. Esta condição pode ser verificada nas tensões de 127,110, e 90 (V), conforme Tabela 14.

TABELA 14 - Medição com placa de orifício variando a vazão em tensão constante.

E = 127 (V)				
medições	Pel (W)	I (A)	N (rpm)	Q (l/s)
1	625	6,5	19200	35,3
2	625	6,5	19200	35,1
3	620	6,4	19300	34,1
4	600	6,3	19700	30,7
5	575	6,1	19750	28,5
6	565	6,0	20100	25,2
7	557	6,0	20150	24,9
8	550	5,9	20200	23,6
9	545	5,9	20400	22,1
E = 110 (V)				
medições	Pel (W)	I (A)	N (rpm)	Q (l/s)
1	472	5,5	17200	31,3
2	472	5,5	17200	31,3
3	472	5,5	17200	30,4
4	465	5,4	17600	27,4
5	452	5,3	17700	25,5
6	434	5,2	17900	22,7
7	431	5,1	17950	22,3
8	424	5,1	18100	21,4
9	418	5,0	18200	20,1
E = 90 (V)				
medições	Pel (W)	I (A)	N (rpm)	Q (l/s)
1	332	4,4	14500	26,2
2	332	4,4	14500	26,2
3	332	4,4	14600	25,7
4	325	4,3	14800	23,3
5	325	4,3	15000	21,6
6	310	4,2	15300	19,4
7	309	4,2	15250	19,0
8	308	4,2	15400	18,2

O resultado destes ensaios estão mostrados em forma de gráficos nas Figuras 29 e 30.

FIGURA 29 - Potência elétrica *versus* rotaçãoFIGURA 30 - Vazão *versus* rotação

Para verificar as características de operação do aparelho é necessário obter a queda da pressão (H) com a diminuição da vazão, sem a placa de orifício inserida na tubulação de sucção, denominada configuração nº2. (Figura 24).

Para as simulações realizadas no banco de testes, sob a forma da configuração nº2, a Tabela 15 mostra os resultados dos testes realizados sem obstrução da entrada do tubo de sucção.

TABELA 15 – Comportamento dos parâmetros medidos com a variação da tensão (configuração nº2)

Medições	Pel (W)	I (A)	E (V)	N (rpm)	H (mH ₂ O)
1	752	6,67	127	18100	0,220
2	724	6,57	124	17700	0,214
3	677	6,35	120	17400	0,204
4	640	6,18	116	17100	0,196
5	600	5,98	113	16800	0,188
6	573	5,94	111	16500	0,183
7	538	5,66	107	16200	0,176
8	514	5,54	105	15900	0,171
9	486	5,38	102	15600	0,163
10	460	5,27	100	15300	0,157

Na Figura 31 é representado o comportamento da rotação de trabalho e da potência elétrica consumida em função da queda de pressão no tubo de sucção (H), obtidos da Tabela 15.

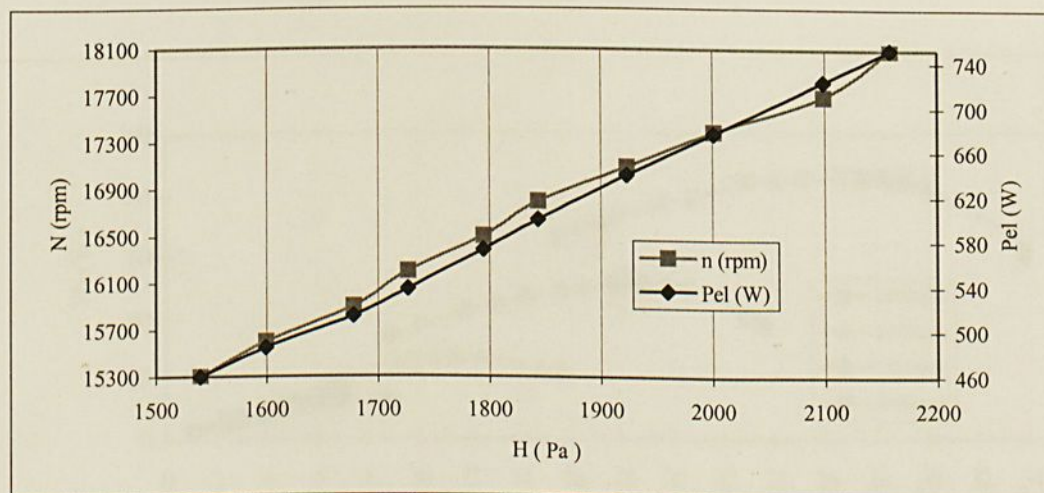


FIGURA 31 - Comportamento da rotação e da potência elétrica consumida em função da queda de pressão no tubo de sucção.

Nesta simulação verifica-se, Figura 31, que o aumento da rotação traduz um aumento da queda da pressão no tubo de sucção (H), pois há um aumento da vazão, pois a velocidade também aumenta, elevando as perdas que são proporcionais ao quadrado dessa velocidade.

Para representar as características normais de trabalho, simulou-se a operação diminuindo o fluxo e mantendo-se a rotação constante, em quatro situações, conforme Tabela A3-1 do Anexo 3, e Figuras 32, 33 e 34.

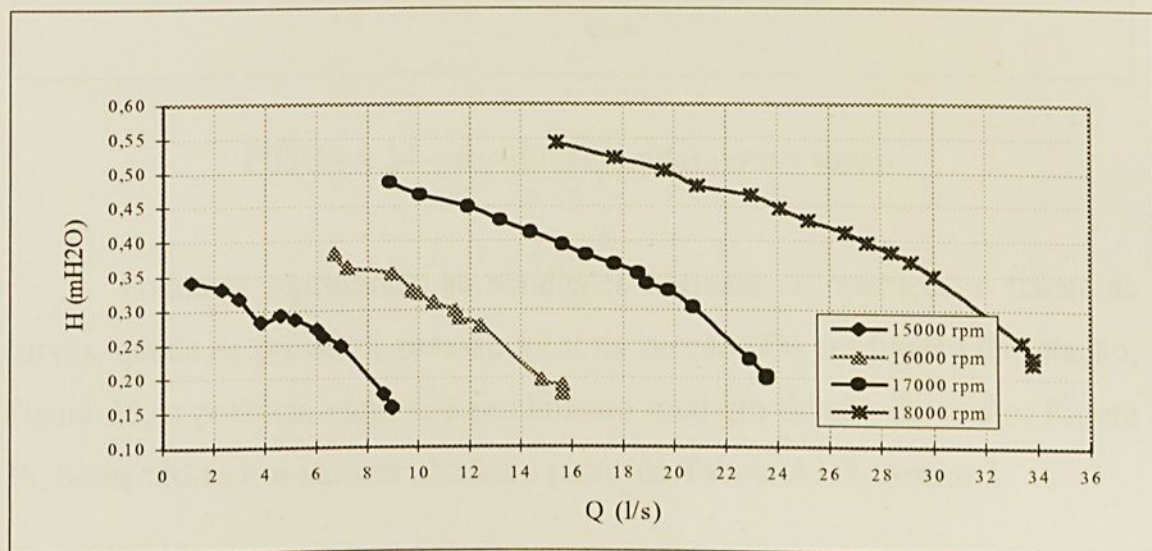


FIGURA 32 – Queda de pressão no tubo de sucção *versus* vazão

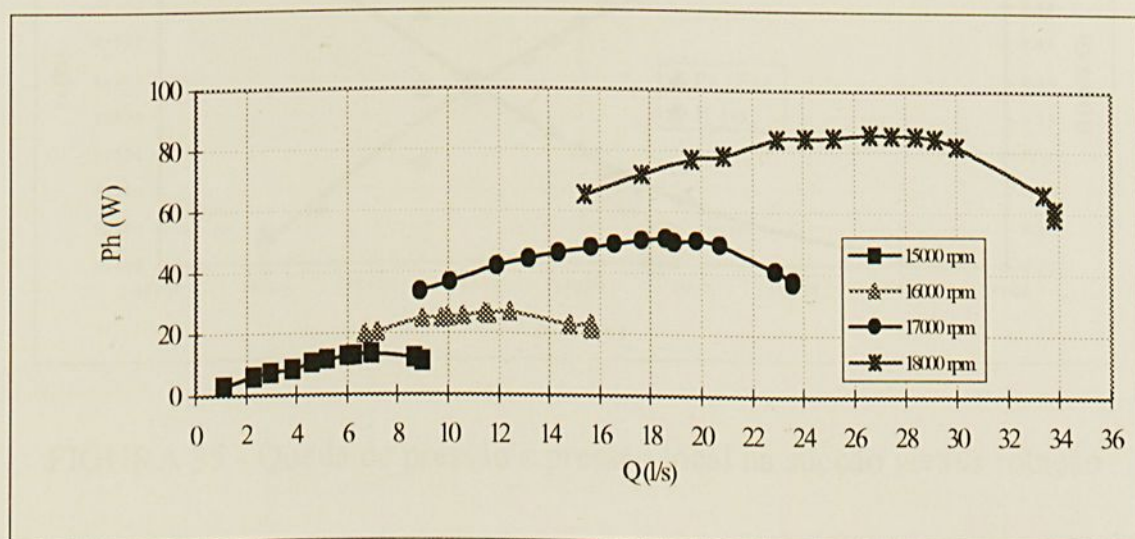
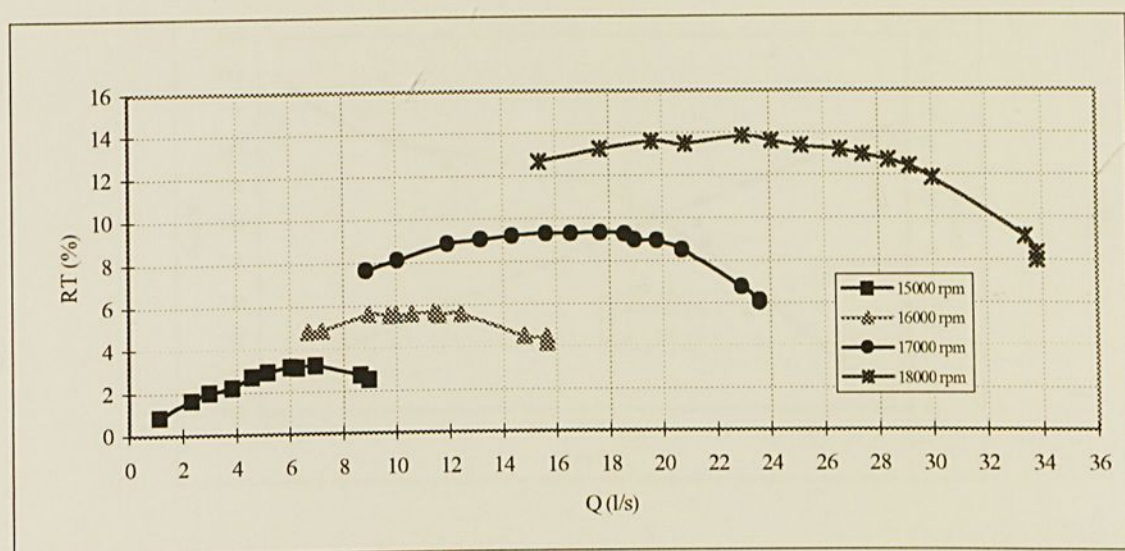
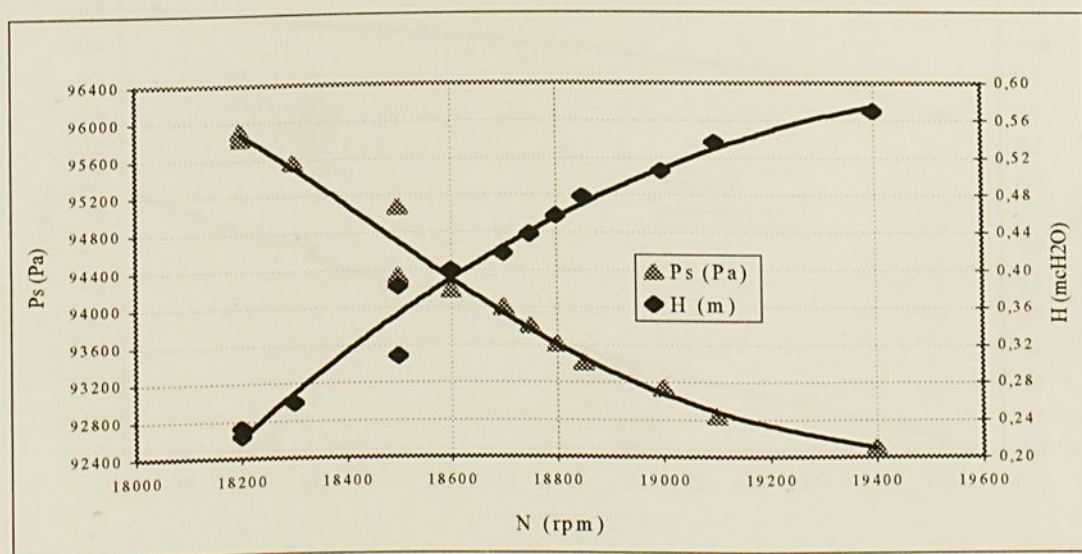


FIGURA 33 – Potência hidráulica *versus* vazão

FIGURA 34 – Rendimento total *versus* vazão

Podemos representar as condições normais de operação e traçar as curvas, queda de pressão e pressão local na sucção (P_s) em função da rotação, Figura 35, e potência elétrica e rendimento total em função da vazão, Figura 36, baseando-se nos valores obtidos a partir da Tabela A3-2, Anexo 3.

FIGURA 35 - Queda de pressão e pressão local na sucção *versus* rotação

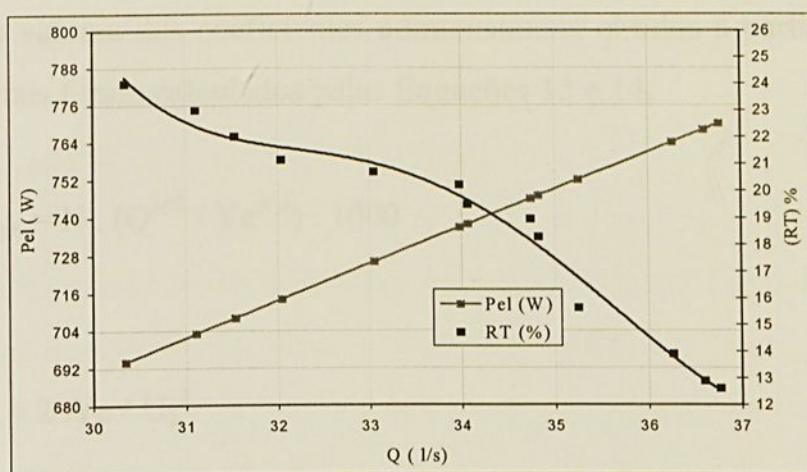


FIGURA 36 - Potência elétrica e rendimento total *versus* vazão

Podemos então comparar os coeficientes adimensionais utilizados no procedimento analítico, Figura 14 com aqueles encontrados a partir de dados experimentais, Figura 37.

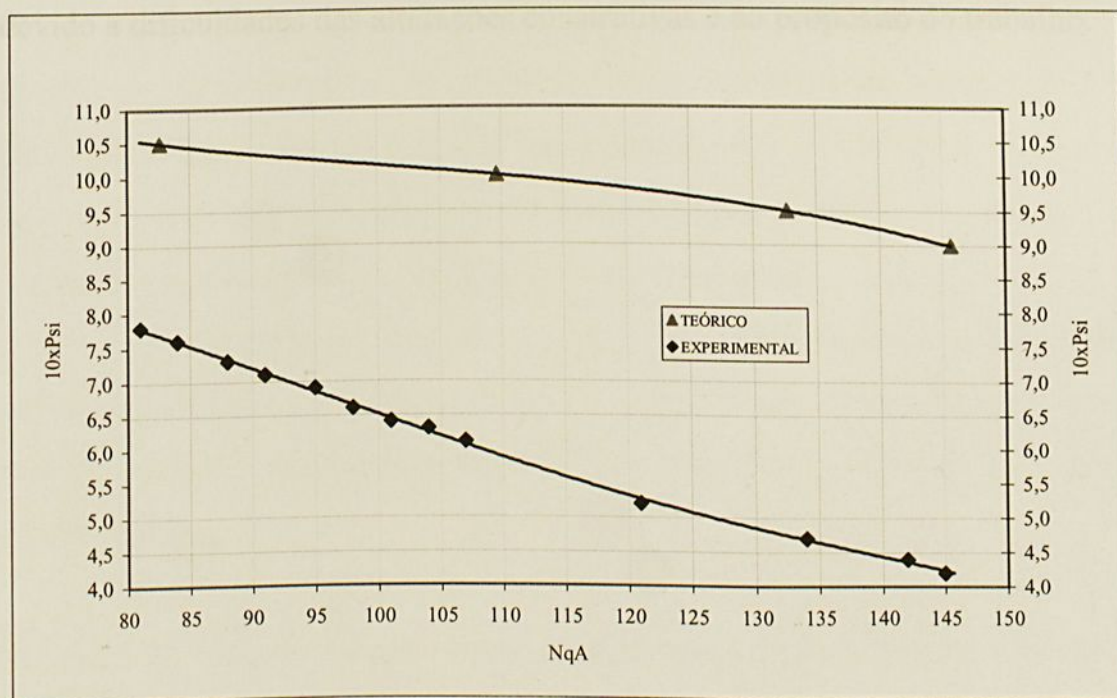


FIGURA 37 – Comparação dos valores dos coeficientes adimensionais

Os valores dos coeficientes adimensionais obtidos a partir dos dados experimentais foram calculados pelas Equações 13 e 14.

$$N_{qA} = N \cdot (Q^{1/2} / Ye^{3/4}) \cdot 1000 \quad (13)$$

$$\Psi = 2 \cdot Ye / U_2^2 \quad (14)$$

O valor do trabalho específico experimental (Ye) foi determinado tendo como base o trabalho específico hidráulico (Yh), que considera o rendimento total (RT), mostrado na Tabela 9, e a energia específica necessária para conduzir o fluido pelo tubo de sucção.

A determinação da variação da relação de diâmetros ($D1/D2$) com a rotação específica, proposto na Figura 14, experimentalmente não se justifica, devido a dificuldades das alterações construtivas e ao propósito do trabalho.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

A ordem de grandeza do rendimento encontrada nos ensaios realizados, mostra que é necessário uma atenção especial para detalhes de projeto do rotor e na precisão de sua fabricação para melhor aproveitamento de energia, pois a transformação da energia cinética em energia de pressão desejada, com o curto trajeto no rotor, faz com que a aceleração do fluido resulte em elevadas velocidades e consideráveis perdas de energia .

O escoamento entre duas pás, devido a elevada velocidade, como já citado, faz com que haja a tendência do fluido descolar-se das superfícies das pás ou concorra para a formação de turbilhonamento.

A escolha do rotor é determinada de acordo com a rotação específica pois além de ser um fator de comparação entre diversas máquinas é o que determina os parâmetros de projeto. Esta grandeza (N_{QA}) depende não somente da forma das pás do rotor (em particular β_2) mas também da relação largura/raio externo e da relação de diâmetros (D_2 / D_1) para que os canais não sejam longos e estreitos, evitando assim maiores perdas.

A comparação realizada entre os valores dos coeficientes adimensionais, apresentados na Figura 37, mostra que deve-se sempre levar em consideração as perdas na sucção, além daquelas já inseridas no cálculo tradicional.

A faixa de rendimento prevista no procedimento de cálculo nº1, Tabela 5 A, indicava valores entre, 35 e 36%, e no procedimento de cálculo nº2, valores entre 27 e 28%, Tabela 9. Estes procedimentos estão presentes na bibliografia tradicional utilizada para cálculo de máquinas geradoras hidráulicas.

Todo projetista deve ter como parâmetro de projeto um valor real da grandeza que define o desempenho do conjunto motor-rotor, portanto deverá

ser considerado no cálculo e projeto de aspiradores de resíduos, o trabalho específico necessário para a sucção destes elementos.

Na Figura 36 pode-se encontrar o comportamento do rendimento total do aspirador adotado como base deste trabalho , e verifica-se que na faixa de operação o rendimento total oscila entre 12 e 24%.

A continuidade sugerida aos futuros trabalhos está na variação construtiva de rotores radiais, tendo como parâmetro a ser investigado, o traçado das pás, visto que o aparelho testado, apresentou o traçado por simples curvatura.



ANEXO – 1

Resultados dos testes para determinação das características elétricas e de aquecimento do motor acionador do modelo APAC-750W.

TABELA A1-1 - Variação da tensão da rede

E (V)	N (rpm)	I (A)	Pel (W)	F.P	VAr (W)	VA (W)
30	4140	1,52	32	0,70	32	45
40	6500	1,99	62	0,77	51	80
50	8400	2,44	99	0,81	72	123
60	10000	2,95	148	0,83	98	178
70	11700	3,45	208	0,86	126	243
80	13100	3,96	275	0,87	157	316
90	14500	4,41	354	0,87	200	410
100	16000	5,05	447	0,89	232	504
110	17000	5,63	550	0,89	280	620
120	18000	6,21	670	0,90	327	746
127	18700	6,67	764	0,90	368	848

TABELA A1-2 - Medições na tensão de 127 (V)

t (s)	T (C)	N (rpm)	I (A)	Pel (W)	VAr (W)	VA (W)
0	25,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
2	35,0	18800	6,68	639	370	849
4	39,0	18800	6,69	644	372	856
6	41,0	18700	6,70	641	372	856
8	41,1	18800	6,70	643	372	856
10	41,2	18700	6,68	639	370	845
12	41,3	18700	6,68	639	370	845
14	41,4	18800	6,65	760	365	840
16	41,4	18750	6,68	762	368	842
18	41,2	18800	6,70	766	372	856
20	41,2	18700	6,68	764	368	842
22	41,2	18700	6,69	766	369	843
24	41,1	18750	6,70	766	372	856
26	41,2	18700	6,68	764	369	845
28	41,2	18700	6,67	762	365	840
30	41,4	18750	6,69	766	372	856
32	41,6	18700	6,68	762	370	845
34	41,6	18700	6,68	761	371	855
36	41,6	18700	6,65	756	369	845
38	41,5	18700	6,67	761	368	848
40	41,2	18700	6,66	762	369	845
42	41,3	18700	6,67	757	368	842
44	41,4	18700	6,67	764	368	848
46	41,6	18700	6,68	766	372	856
48	41,6	18700	6,68	762	370	845
50	41,6	18700	6,68	764	370	849
52	41,5	18700	6,68	759	369	845
54	41,6	18700	6,68	772	371	855
56	41,5	18700	6,67	758	365	840
58	41,5	18700	6,68	763	369	843
60	41,3	18700	6,66	759	371	845
62	47,3	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
64	48,1	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
66	48,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx

Condições do Ensaio		
	início	término
Temperatura ambiente	25°C	26°C
Fator de potência	0,90	0,90
Data	14/04/2000	

TABELA A1-3 - Medições na tensão de 110 (V)

t (s)	T (°C)	N (rpm)	I (A)	Pel (W)	VAr (W)	VA (W)
0	24,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
2	33,4	16800	5,75	563	288	629
4	36,1	16800	5,73	560	282	625
6	37,3	16800	5,73	559	286	629
8	37,7	16800	5,66	555	284	622
10	38,0	16800	5,73	562	284	629
12	38,2	16800	5,71	559	282	624
14	38,1	16800	5,72	559	289	630
16	38,1	16800	5,74	565	286	634
18	38,0	16800	5,75	564	286	633
20	38,2	16800	5,74	566	291	637
22	38,4	16800	5,76	567	287	634
24	38,6	16700	5,71	569	287	627
26	38,5	16750	5,72	568	291	628
28	38,5	16750	5,70	556	282	621
30	38,8	16750	5,71	558	286	629
32	38,8	16750	5,67	556	282	624
34	38,9	16750	5,70	555	282	625
36	38,7	16750	5,74	563	288	631
38	38,8	16800	5,72	561	282	627
40	38,8	16800	5,68	555	284	627
42	39,0	16800	5,72	568	281	624
44	38,8	16800	5,74	565	283	628
46	38,7	16800	5,70	551	286	627
48	38,7	16800	5,71	564	286	632
50	38,8	16800	5,74	564	283	629
52	43,4	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
54	44,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
56	43,6	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx

Condições do Ensaio		
	início	término
Temperatura ambiente	24°C	25°C
Fator de potência	0,89	0,89
Data	17/04/2000	

TABELA A1-4 - Medições na tensão de 90 (V)

t (s)	T (°C)	N (rpm)	I (A)	Pel (W)	VAr (W)	VA (W)
2	31,5	14400	4,60	361	196	406
4	35,0	14400	4,57	360	199	413
6	36,3	14400	4,58	362	200	415
8	36,7	14400	4,59	362	198	412
10	37,0	14400	4,58	360	199	411
12	37,0	14400	4,61	365	202	416
14	37,1	14400	4,61	365	202	417
16	37,2	14400	4,61	360	202	416
18	37,3	14400	4,59	360	200	411
20	37,1	14400	4,60	361	199	414
22	37,1	14400	4,61	364	200	415
24	37,2	14350	4,59	361	200	414
26	37,2	14350	4,59	361	201	413
28	37,3	14300	4,61	362	203	417
30	37,3	14300	4,61	363	201	415
32	37,3	14300	4,58	359	200	410
34	37,4	14300	4,59	359	200	411
36	37,4	14300	4,58	360	200	411
38	37,5	14300	4,59	361	201	415
40	37,4	14300	4,60	362	201	415
42	40,3	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
44	40,6	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
46	40,3	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
48	39,6	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx

Condições do Ensaio		
	início	término
Temperatura ambiente	25°C	25°C
Fator de potência	0,88	0,88
Data	18/04/2000	



TABELA A1-5 - Medições na tensão de 70 (V)

t (s)	T (°C)	N (rpm)	I (A)	Pel (W)	VAr (W)	VA (W)
0	25,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
2	29,9	11500	3,52	210	129	246
4	32,7	11500	3,51	209	129	246
6	34,2	11500	3,48	207	127	242
8	34,9	11500	3,47	207	128	243
10	35,1	11500	3,46	207	126	242
12	35,4	11500	3,45	206	126	242
14	35,3	11500	3,46	206	127	242
16	35,4	11500	3,47	207	128	244
18	35,5	11500	3,45	206	127	242
20	35,5	11500	3,46	207	127	242
22	35,5	11500	3,46	207	128	242
24	35,5	11500	3,46	206	127	242
26	35,6	11500	3,47	206	128	243
28	35,7	11500	3,47	206	128	242
30	35,8	11500	3,47	208	128	244
32	35,6	11500	3,47	207	129	244
34	35,6	11500	3,46	207	128	244
36	35,4	11500	3,48	207	128	244
38	35,6	11500	3,47	207	127	243
40	35,5	11500	3,46	205	127	241
42	35,6	11500	3,47	207	127	243
44	37,1	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
46	37,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
48	36,7	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
50	36,2	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx

Condições do Ensaio		
	início	término
Temperatura ambiente	25°C	25°C
Fator de potência	0,85	0,85
Data	19/04/2000	

TABELA A1-6 - Medições na tensão de 50 (V)

t (s)	T (°C)	N (rpm)	I (A)	Pel (W)	VAr (W)	VA (W)
0	23,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
2	27,4	8300	2,46	98,9	73,5	123
4	29,3	8300	2,43	97,1	71,4	121
6	30,6	8300	2,44	97,7	73,1	123
8	31,5	8400	2,45	98,3	73,0	123
10	31,8	8350	2,44	97,7	72,3	122
12	32,0	8300	2,42	97,1	72,0	121
14	32,4	8300	2,44	97,5	72,2	122
16	32,4	8350	2,44	97,7	72,5	122
18	32,4	8400	2,44	98,0	72,8	122
20	32,3	8400	2,45	98,8	73,7	124
22	32,4	8400	2,45	99,7	74,0	124
24	32,6	8400	2,45	98,5	73,0	123
26	32,6	8350	2,43	97,0	73,1	121
28	32,6	8300	2,42	96,3	72,7	121
30	32,7	8300	2,44	97,5	72,8	121
32	32,7	8300	2,43	97,3	72,0	121
34	32,7	8400	2,45	99,0	73,4	123
36	32,7	8400	2,45	98,4	73,2	123
38	32,7	8350	2,44	97,9	72,9	122
40	32,7	8350	2,44	97,9	72,8	122
42	32,9	8300	2,47	99,5	74,6	124
44	33,0	8400	2,47	99,3	74,7	125
46	32,8	8400	2,47	98,7	73,7	124
48	33,0	8350	2,45	97,7	73,2	122
50	32,8	8350	2,46	98,0	73,2	123
52	32,9	8350	2,45	97,6	72,7	122
54	32,9	8350	2,46	98,1	73,5	122
56	32,8	8350	2,44	97,2	73,7	122
58	32,7	8300	2,44	97,3	73,2	122
60	32,8	8300	2,45	97,6	73,4	122
62	33,3	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
64	33,2	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
66	33,0	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx

Condições do Ensaio		
	início	término
Temperatura ambiente	23°C	24°C
Fator de potência	0,80	0,80
Data	25/04/2000	



ANEXO – 2

Base de cálculo para determinação das características de trabalho do rotor radial de um aspirador com o objetivo de obter dados para simular teoricamente a rotação ou variar determinada dimensão que possibilite analisar seu desempenho.

DADOS

ASPIRADOR ARNO APAC – 750 W

<u>Rotor</u>	<u>Entrada (1)</u>	<u>Saída (2)</u>
(β) - Ângulo das Pás	34º	15º
(D) – Diâmetro	0,0476 (m)	0,1238 (m)
(Z) - Número de Pás	6	
(b) - Largura do Canal	0,01 (m)	
(S) - Espessura das Pás	0,0008 (m)	
(N) - Rotação de Trabalho para carga máxima:-		19.000 (rpm)

Condições Ambiente

(P_B) - Pressão Barométrica	712 (mmHg)
(T_a) – Temperatura ambiente	25 (°C)
(g) - Aceleração da gravidade	9,81 (m/s)

Outros

(ρ_{Hg}) – Massa específica do Mercúrio	13.600 (kg / m ³)
(R) - Constante Universal dos Gases	287 (J/kg. K)

Sub – índices

1 – Entrada do rotor

2 – Saída do rotor

m – Plano meridiano



BASE DE CÁLCULOS nº 1

a) Velocidade Tangencial (U_1 , U_2) do rotor.

$$U_1 = (\pi \cdot D_1 \cdot N) / 60 \quad (\text{m/s})$$

$$U_2 = (\pi \cdot D_2 \cdot N) / 60 \quad (\text{m/s})$$

b) Coeficientes (Nq_A , ψ):- a partir das equações obtidas na Figura 14.

$$X = (D_1/D_2) \cdot 10$$

$$Nq_A = 2,4796 X^2 + 18,506 X - 18,157$$

$$\psi = (-7,64364E-12 Nq_A^5 + 2,85138E-09 Nq_A^4 + 6,75802E-007 Nq_A^3 - 0,403478 Nq_A^2 + 0,0300353 Nq_A + 10,3479) / 10$$

c) Trabalho Específico (Y)

$$Y = U_2^2 \cdot \psi / 2 \quad (\text{J/kg})$$

d) Diferença de pressão (ΔP) ou (H)

$$h_{Hg} = P_B / 1000 \quad (\text{mHg})$$

$$P_{ar} = \rho_{Hg} \cdot g \cdot h_{Hg} \quad (\text{Pa})$$

$$\rho_{ar} = P_{ar} / (R (T_a + 273)) \quad (\text{kg/m}^3)$$

$$\Delta P = \rho_{ar} \cdot Y \quad (\text{Pa})$$

$$H = (Y/g) / (1000 \rho_{ar}) \quad (\text{mH}_2\text{O})$$

e) Vazão (Q_1)

$$Q_1 = (Nq_A \cdot Y^{0,75} / ((N/60) 1000)^2 \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

f) Potência Hidráulica (Ph_1)

$$Ph_1 = \rho_{ar} \cdot Q \cdot Y \quad (\text{W})$$

g) Potência Elétrica (P_{el}) – a partir da equação obtida nos testes, Figura 12

$$P_{el} = (0,000004 N^2 - 0,0408 N + 154,79) 0,95 \quad (\text{W})$$

h) Vazão em função das dimensões (Q_v)

$$C_{U2} = Y / U_2$$

$$C_{M2} = \tan(\beta_2) \cdot (U_2 - C_{U2}) \quad (\text{m/s})$$

$$Q_v = \pi ((D_2 + D_1)/2) \cdot b \cdot C_{M2} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

i) Vazão em função do fator de estrangulamento (Q_2)

$$e_t = S / (\sin(\beta_2)) \quad (\text{m})$$

$$t = \pi ((D_2 + D_1) / 2) / Z \quad (\text{m})$$

$$f_e = (t - e_t) / t$$

$$Q_2 = Q_v \cdot f_e \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

j) Potência Hidráulica (Ph_2)

$$m = Q_2 / \rho_{ar} \quad (\text{kg/s})$$

$$Ph_2 = m \cdot Y \quad (\text{W})$$

k) Rendimento Total (RT_1, RT_2)

$$RT_1 = (Ph_1 / Pel) \cdot 100 \quad (\%)$$

$$RT_2 = (Ph_2 / Pel) \cdot 100 \quad (\%)$$

BASE DE CÁLCULOS nº 2

a) Triângulo das velocidades na entrada e saída

Velocidade tangencial (U_1, U_2)

$$U_1 = (\pi \cdot D_1 \cdot N) / 60 \quad (\text{m/s})$$

$$U_2 = (\pi \cdot D_2 \cdot N) / 60 \quad (\text{m/s})$$

Velocidade Absoluta (C_1)

$$C_1 = U_1 \cdot \tan(\beta_1) \quad (\text{m/s})$$

Velocidade Meridional (C_{M1})

$$C_{M1} = C_1 \quad (\text{m/s})$$

Velocidade Relativa (W_1, W_2)

$$W_2 = C_{M1} / \sin(\beta_2) \quad (\text{m/s})$$

$$W_1 = U_1 / \cos(\beta_1) \quad (\text{m/s})$$

Velocidade Absoluta (C_2)

$$C_2 = (U_2^2 + W_2^2 - 2 U_2 \cdot W_2 \cdot \cos(\beta_2))^{0,5} \quad (\text{m/s})$$

Projeção da Velocidade Absoluta na Direção da Vel. Tangencial (C_{U2})

$$\alpha_2 = \cos((U_2^2 + C_2^2 - W_2^2) / (2 \cdot U_2 \cdot C_2))$$

$$C_{U2} = C_2 \cdot \cos(\alpha_2)$$

Velocidade Meridional (C_{M2})

$$C_{M2} = \tan(\beta_2) * (U_2 - C_{U2}) \quad (\text{m/s})$$

b) Trabalho Específico para Infinito Número de Pás (Y_p)

$$Y_p = U_2 \cdot C_{U2} \quad (\text{J/kg})$$

c) Vazão em função das dimensões (Q_v)

$$Q_v = \pi ((D_2 + D_1)/2) \cdot b \cdot C_{M2} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

d) Vazão em Função do Fator de Estrangulamento (Q)

$$t = S / \sin(\beta_2) \quad (\text{m})$$



$$t = \pi \left((D_2 + D_1)/2 \right) / Z \quad (\text{m})$$

$$f_e = (t - e_t)/t$$

$$Q = Q_v \cdot f_e \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

e) Diferença de pressão (ΔP) ou (H)

$$h_{\text{Hg}} = P_B / 1000 \quad (\text{mHg})$$

$$P_{\text{ar}} = \rho_{\text{Hg}} \cdot g \cdot h_{\text{Hg}} \quad (\text{Pa})$$

$$\rho_{\text{ar}} = P_{\text{ar}} / (R (T_a + 273)) \quad (\text{kg/m}^3)$$

$$\Delta P = \rho_{\text{ar}} \cdot Y_{\text{pá}} \quad (\text{Pa})$$

$$H = (Y_{\text{pá}} / g) / (1000 \rho_{\text{ar}}) \quad (\text{mH}_2\text{O})$$

f) Potência Hidráulica (Ph)

$$m = Q / \rho_{\text{ar}} \quad (\text{kg/s})$$

$$Ph = m \cdot Y_{\text{pá}} \quad (\text{W})$$

g) Potência Elétrica (P_{el}) – a partir da equação obtida nos testes, Figura 12

$$P_{\text{el}} = (0,000004 \text{ N}^2 - 0,0408 \text{ N} + 154,79) 0,95 \quad (\text{W})$$

h) Rendimento Total (RT)

$$RT = (Ph / P_{\text{el}}) \cdot 100 \quad (\%)$$

ANEXO – 3

Resultados dos testes para determinação dos parâmetros de funcionamento do modelo APAC-750W, utilizando a configuração nº 2.



TABELA A3-1- Variação da vazão com rotação constante (configuração nº 2)

Medi,cões	N = 15000 rpm					N = 16000 rpm				
	Pel (W)	I (A)	E (V)	H (mH ₂ O)	Δp (Pa)	Pel (W)	I (A)	E (V)	H (mH ₂ O)	Δp (Pa)
1	441	5,14	98,7	0,157	1540	520	5,57	106	0,177	1736
2	441	5,14	98,7	0,159	1560	520	5,57	106	0,190	1864
3	437	5,09	98,4	0,178	1746	510	5,51	105	0,198	1942
4	417	4,91	96,8	0,248	2433	482	5,28	103	0,276	2708
5	409	4,86	96,3	0,262	2570	472	5,21	103	0,288	2825
6	406	4,83	95,8	0,272	2668	470	5,18	103	0,299	2933
7	396	4,77	95,3	0,287	2815	460	5,13	102	0,311	3051
8	389	4,68	94,8	0,293	2874	453	5,07	101	0,324	3178
9	380	4,6	94	0,284	2786	450	5,04	101	0,327	3208
10	370	4,52	93,4	0,318	3120	441	4,97	100	0,353	3463
11	362	4,43	92,5	0,331	3247	420	4,82	98,7	0,362	3551
12	348	4,35	91,4	0,342	3355	414	4,73	98,4	0,382	3747
Medi,cões	N = 17000 rpm					N = 18000 rpm				
	Pel (W)	I (A)	E (V)	H (mH ₂ O)	Δp (Pa)	Pel (W)	I (A)	E (V)	H (mH ₂ O)	Δp (Pa)
1	614	6,05	114	0,200	1962	735	6,65	124	0,222	2178
2	614	6,05	114	0,204	2001	735	6,65	124	0,231	2266
3	606	6,02	114	0,229	2246	730	6,61	124	0,254	2492
4	580	5,81	112	0,304	2982	690	6,32	122	0,349	3424
5	569	5,74	112	0,328	3218	680	6,26	122	0,37	3630
6	559	5,67	111	0,338	3316	671	6,2	121	0,384	3767
7	555	5,64	111	0,353	3463	660	6,11	120	0,398	3904
8	544	5,56	110	0,367	3600	650	6,04	120	0,412	4042
9	531	5,47	109	0,380	3728	633	5,95	119	0,43	4218
10	520	5,38	109	0,395	3875	620	5,86	119	0,448	4395
11	505	5,27	108	0,413	4052	607	5,76	118	0,467	4581
12	491	5,15	107	0,430	4218	582	5,59	116	0,481	4719
13	476	5,03	106	0,450	4415	567	5,49	116	0,504	4944
14	454	4,88	104	0,467	4581	544	5,32	114	0,522	5121
15	440	4,75	103	0,486	4768	517	5,32	112	0,544	5337

TABELA A3-2- Variação da vazão à tensão constante 127 (V) (configuração nº2)

E -127 (V)											
Pel (W)	N (rpm)	H (m H ₂ O)	Δp (Pa)	Q (l/s)	m (kg/s)	Y (J/kg)	Y _h (J/kg)	Y _e (J/kg)	Ph (W)	RT (%)	U ₂ (m/s)
770	18200	0,224	2197	36,8	0,0328	1962	996	2958	97	12,6	118
768	18200	0,232	2276	36,6	0,0327	2032	996	3028	99	12,9	118
764	18300	0,259	2541	36,3	0,0324	2269	1010	3278	106	13,9	119
752	18500	0,308	3021	35,2	0,0315	2697	1037	3734	118	15,6	120
747	18500	0,383	3757	34,8	0,0311	3354	1037	4391	137	18,3	120
746	18600	0,400	3924	34,7	0,0310	3504	1050	4554	141	18,9	121
738	18700	0,418	4101	34,1	0,0304	3662	1064	4725	144	19,5	121
737	18750	0,438	4297	34,0	0,0303	3837	1071	4907	149	20,2	122
726	18800	0,458	4493	33,1	0,0295	4012	1077	5089	150	20,7	122
714	18850	0,478	4689	32,0	0,0286	4187	1084	5271	151	21,1	122
708	19000	0,506	4964	31,5	0,0282	4432	1105	5537	156	22,0	123
703	19100	0,537	5268	31,1	0,0278	4704	1118	5822	162	23,0	124
694	19400	0,570	5592	30,3	0,0271	4993	1159	6152	167	24,0	126

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BRAN, R.; SOUZA, Z., *Máquinas de fluxo*. 2.ed.. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1969. 262 p.
- CASTRO, J.N.C.de, *Análise de ruído em ventiladores centrífugos*. 1981. 117p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Federal de Engenharia de Itajubá. Itajubá. 1981.
- CHAMBADAL, P. *Los compresores*. Barcelona: Labor, 1973. 193p.
- DUBBEL, *Manual da construção de máquinas*. São Paulo: Hemus, 1974. 2v.
- FOX, R. W.; MACDONALD, A. T. *Introdução a mecânica dos fluidos*. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988. 632 p.
- MACINTYRE, A. J. *Ventilação industrial e controle da poluição*. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988. 403 p.
- MAGALHÃES FILHO, P. *Roteiro de cálculo aerodinâmico para rotores axiais de sopro livre de pequena potência para conforto*. 1978. 76 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Federal de Engenharia de Itajubá. Itajubá. 1978.
- MATAIX, C., *Mecânica de fluidos e máquinas hidráulicas*. Madrid.: Dossat, 1970. 582 p.
- MATAIX, C. *Turbomáquinas térmicas*. Madrid.: Dossat, 1973. 1032 p.
- PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompresores*. Madri: Labor, 1960. 386 p.
- PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979. 479 p.
- SOUZA, Z., *Dimensionamento de máquinas de fluxo*. São Paulo: Edgard Blucher, 1991. 266 p.
- TURTON, R. K., *Principles of turbomachinery*. London: Chapman & Hall, 2. ed.. 1995. 265 p.



