

TESE
179



21 SET 1978

- I -

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ROTEIRO DE CÁLCULO AERODINÂMICO PARA ROTORES AXIAIS DE SOPRO

LIVRE DE PEQUENA POTENCIA PARA CONFORTO.



PAULO MAGALHÃES FILHO - ENGENHEIRO MECÂNICO

ITAJUBÁ - M.G.

1978

Class. 533.6:697.953(043.2)

Cutt. M 188 n

Tombo 179



Ministério da Educação e Cultura
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O I

PRONUNCIAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

A Comissão Examinadora, abaixo assinado, nomeado por Portaria nº 318 de 02 / 08 / 78, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: "ROTEIRO DE CÁLCULO AERODINÂMICO PARA ROTORES AXIAIS DE SOPRO LIVRE DE PEQUENA POTÊNCIA PARA CONFÔRTO"

apresenta pronunciamento no sentido de que a Comissão de Pós-Graduação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite à DDD (Divisão de Divulgação e Documentação) a expedição do título de Mestre em Engenharia MECÂNICA na Área de Concentração de MÁQUINAS DE FLUXO satisfeitas as demais exigências regimentais à PAULO MAGALHÃES FILHO.

Itajubá, 5 de agosto de 1978

1º Examinador
Prof. Richard Bran

2º Examinador
Prof. Djalma Brighenti

3º Examinador
Prof. Zulcy de Souza



Ministério da Educação e Cultura
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O I I

FOLHA DE JULGAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

Título da Dissertação: "ROTEIRO DE CÁLCULO AERODINÂMICO PARA
ROTORES AXIAIS DE SOPRO LIVRE DE PEQUENA POTÊNCIA PARA CONFÔRTO"

Autor: PAULO MAGALHÃES FILHO

JULGAMENTO

EXAMINADORES	CONCEITO	RUBRICA
1º	A +	
2º	A +	
3º	A +	

Resultado médio: Conceito A⁺, ou seja aprovado com
distinção

Observações: _____

Itajubá, 5 de agosto de 1978

1º Examinador
Prof. Richard Bran

2º Examinador
Prof. Djalma Brighenti

3º Examinador
Prof. Zulcy de Souza
Rua Cel. Renó, 7 - 37.500 - ITAJUBÁ - MG

AGRADECIMENTOS

AO Prof. ZULCY DE SOUZA, orientador e atual DIRETOR da ES
COLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ, pela orientação recebida.

AO Engº GUIDO CERAGIOLI, pela oportunidade e ajuda dada,
para que pudessemos construir os modelos projetados e tivessemos
os resultados aqui apresentados.

AO Prof. EUCLIDES CARVALHO FERNANDES, CO-ORIENTADOR, pela
orientação recebida.

1	INTRODUÇÃO	1
II	SINOPSE	2
3	CAPÍTULO I - Generalidades sobre a estrutura da família de ordem 12	3
4	CAPÍTULO II - Estudo de famílias com simetria de 12° ordem	4
5	CAPÍTULO III - Determinação da potência média de famílias por um teste t	5
6	CAPÍTULO IV - Estudo de famílias de simetria de 12° ordem	6
7	CAPÍTULO V - Determinação da potência média de famílias por um teste t	7
8	CAPÍTULO VI - Estudo de famílias de simetria de 12° ordem	8
9	CAPÍTULO VII - Determinação da potência média de famílias por um teste t	9
10	CAPÍTULO VIII - Estudo de famílias de simetria de 12° ordem	10
11	CAPÍTULO IX - Determinação da potência média de famílias por um teste t	11
12	CAPÍTULO X - Estudo de famílias de simetria de 12° ordem	12
13	CAPÍTULO XI - Determinação da potência média de famílias por um teste t	13
14	CAPÍTULO XII - Estudo de famílias de simetria de 12° ordem	14

SUMÁRIO

I	- SINOPSE	p - VII
II	- SIMBOLOGIA	p - VIII-IX
1	- CAPÍTULO I - Generalidades sobre rotores axiais de sopro livre	p - 1 a 9
2	- CAPÍTULO II - Teste de rotores com diâmetro de 12" comercial	p - 10 a 35
3	- CAPÍTULO III - Determinação da potência mecânica consumida por um rotor axial	p - 36 a 48
4	- CAPÍTULO IV - Método teórico de cálculo de rotor axial	p - 49 a 56
5	- CAPÍTULO V - Resultado dos ensaios, modificações na inclinação das pás	p - 57 a 73
6	- CAPÍTULO VI - Conclusões	p - 74 a 75
III	- BIBLIOGRAFIA	p - 76
IV	- ÍNDICE	p - 77 a 78

SINOPSE

O presente trabalho tem por objetivo comparar diversos rotores axiais de sopro livre, existentes no mercado nacional e internacional, através de ensaios realizados nos bancos de ensaio do Laboratório de Máquinas de Fluxo da EFEI, e também apresentar um roteiro para cálculo de rotores axiais de sopro livre de pequena vazão, indicando os valores teóricos tomados, os reais encontrados, através de construção dos modelos projetados e ensaiados, e também as modificações realizadas para se chegar aos resultados previstos.

Apresentamos inicialmente um resumo dos estudos realizados durante as pesquisas bibliográficas conforme referências indicadas.

No segundo capítulo, fizemos em forma de gráfico e tabelas, comparações com os rotores axiais de sopro livre para conforto, encontrados no mercado nacional e internacional.

A seguir, apresentamos um trabalho desenvolvido em conjunto com o Eng^o GUIDO CERAGIOLI, CHEFE DOS LABORATÓRIOS DA ARNO S/A IND. E COM., visando a determinação prática do conjugado resistivo de rotores axiais de pequena potência para emprego comercial.

No quarto capítulo, apresentamos o método teórico utilizado para o cálculo de rotores de 12" e 16" de diâmetro externo comercial.

Em sequência, comparamos os resultados obtidos com os modelos dos rotores teoricamente calculados e apresentamos as modificações feitas para chegarmos aos pontos de funcionamento desejados.

Finalmente, apresentamos as conclusões e recomendações que possam interessar e serem úteis em futuros projetos de aparelhos de movimentação de ar.

- VIII -
SIMBOLOGIA

0,1,2,3,4,5 ...	- Índices indicativos do escoamento ou de seções
e	- Índice indicativo de externo ou eixo
A	- seção ou área
a	- constante
C	- conjugado resistivo ou motor
c	- velocidade absoluta
	c_m - componente na direção meridional
	c_u - componente na direção tangencial
D	- Diâmetro
	D_c - diâmetro do cubo
	D_e - diâmetro externo
	D_i - diâmetro interno
	D_m - diâmetro médio
d	- massa específica ou derivada
	d_c - massa específica corrigida
	d_s - massa específica do ar seco
F	- força transmitida ao fluido
f_e	- fator de estrangulamento
I	- corrente elétrica
K	- fator de serviço
N	- potência
	N_e - potência no eixo
	N_{e_c} - potência no eixo corrigida
	N_{el} - potência elétrica
	N_h - potência hidráulica
n	- rotação
n_{qA}	- rotação específica
p	- pressão
	p_b - pressão barométrica
	p_{b_c} - pressão barométrica corrigida
	p_d - pressão dinâmica
	P_e ou P_{est} - pressão estática

- IX -

Q	- vazão
R	- constante universal dos gases
S	- área, coeficiente
T	- temperatura absoluta
t	- temperatura
	t_s ou t_a - temperatura ambiente de bulbo seco
	t_u - temperatura ambiente de bulbo úmido
u	- velocidade tangencial do rotor
V	- diferença de potencial elétrico
X	- variável independente
W	- velocidade relativa
Y	- trabalho específico ou variável dependente
ρ	- massa específica
γ	- peso específico
Δ	- diferença finita
ψ	- coeficiente de pressão
ϕ	- umidade relativa
η	- rendimento
	η_h - rendimento hidráulico
	η_m - rendimento mecânico
	η_{MAX} - rendimento máximo
Σ	- somatório
β	- ângulo que forma a velocidade u com a veloci dade w .

GENERALIDADES SOBRE ROTORES AXIAIS DE SOPRO LIVRE

CAPÍTULO 1

1.1 INTRODUÇÃO

A movimentação do ar de um ambiente, pode ser conseguida, utilizando-se rotores axiais de escoamento aberto livre. Esta forma de ventilação, apresenta-se como rotores de mesa ou de teto e suas aplicações são simples.

Devemos dar alguma atenção ao escoamento do ar através dos rotores axiais de sopro livre, pois este fluxo é muito peculiar. De acordo com a Fig. 1, este tipo de rotor succiona uniformemente por todos os lados e sopra uma corrente concentrada com rotação, formando um vórtice interno. Esta sucção, pode ser comparada com um sumidouro. A excepcional característica deste fluxo é que em frente ao rotor há resistentemente um traço de ar em movimento.

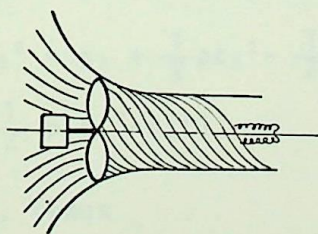


Fig. 1

Em sequência, para se iniciar um simples método de cálculo, vamos imaginar um rotor, o qual, é finitamente delgado (fino) e acelera o ar puramente na direção axial, numa velocidade $\underline{c}$, sem vórtice. (Fig. 2)

De acordo com a equação da quantidade de movimento, prova-se que a velocidade meridional no plano da corrente é exatamente a metade da velocidade de saída, isto é $c/2$

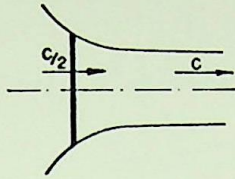


Fig. 2

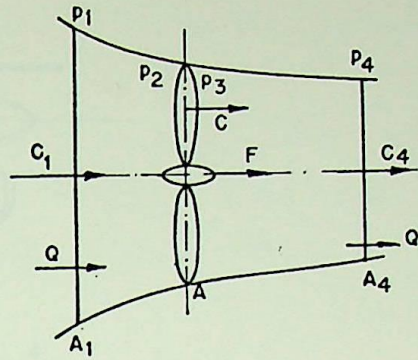


Fig. 3

Vamos analisar a fig. 3, tomando a força F , como sendo a força transmitida ao fluido, daí vem:

$$(p_3 - p_2) A = F = Q \rho (c_4 - c_1) = A c \rho (c_4 - c_1) \quad \text{ou}$$

$$(p_3 - p_2) = c \rho (c_4 - c_1)$$

Aplicando Bernoulli entre 1 e 2 vem:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho c_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho c_2^2 \quad \text{e entre 3 e 4, temos}$$

$$p_3 + \frac{1}{2} \rho c_3^2 = p_4 + \frac{1}{2} \rho c_4^2$$

Temos que $p_1 = p_4$ então podemos escrever

$$p_3 + \frac{1}{2} \rho c_2^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho c_2^2 - \frac{1}{2} \rho c_1^2 + \frac{1}{2} \rho c_4^2 \quad \text{ou}$$

$$(p_3 - p_2) = \frac{1}{2} \rho (c_4^2 - c_1^2)$$

Comparando, temos

$$\frac{1}{2} \rho (c_4^2 - c_1^2) = c \rho (c_4 - c_1) \quad \text{ou}$$

$$\frac{1}{2} \rho (c_4 - c_1) (c_4 + c_1) = c \rho (c_4 - c_1) \quad \text{daí}$$

$$\frac{c_4 + c_1}{2} = c$$

$$\text{Como } c_1 = 0 \text{ temos que } c = \frac{c_4}{2}$$

É prático por isso, comparar o rotor de sopro livre com um rotor utilizando aro guia, o qual de acordo com a Fig. 4, produz uma diferença de pressão total $\Delta p = \frac{\rho c^2}{2}$

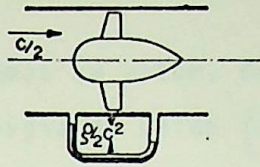


Fig. 4

Em seguida, por conseguir o primeiro fator de orientação para a velocidade periférica, nós introduzimos também aqui o fator de pressão ψ , ou seja

$$\Delta p = \psi u^2 \frac{\rho}{2} = \left(\frac{\rho}{2}\right) c^2 \quad \text{pois} \quad u = \frac{c}{\sqrt{\psi}} \quad \text{ou}$$
$$u = \sqrt{\frac{2Y}{\psi}}$$

Denomina-se fator de pressão ψ de uma máquina de fluxo a relação entre o trabalho específico e a energia específica correspondente a velocidade tangencial do rotor.

$$\psi = \frac{2Y}{u^2}$$

A construção de rotores axiais de sopro livre requer pequenos valores de ψ por um lado, ao passo que, quando consideramos o problema sonoro causado por ruído, temos altos valores de ψ . Para termos um ponto entre estes dois requisitos, recomenda-se o uso de um valor de ψ médio, aproximadamente $0,08 < \psi < 0,18$. (Ref. 1)

1.2 RENDIMENTOS DE ROTORES AXIAIS DE DESCARGA LIVRE

O rendimento tem que ser especialmente definido para cada particular problema de ventilação. Em rotores axiais com aro, a quantidade de ar Q , soprada ou retirada de um ambiente altera a pressão estática do ambiente, ocasionando um Δp_{est} . A potência hidráulica requerida para esta tarefa é $Q \cdot \Delta p_{est}$. Suponhamos que N_e seja a potência no eixo requerida pelo rotor, então teremos uma eficiência.

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta p_{est}}{N_e} = \frac{\text{Potência hidráulica}}{\text{Potência no eixo}}$$

Notamos claramente que, o comprador está somente interessado nesta eficiência.

Quando projetamos um rotor, de mais a mais, deveríamos levar em conta que a energia de saída $\left(\frac{\rho}{2}\right) c^2$ também tem que ser considerada. A eficiência atual que orienta o projeto é:

$$\eta = \frac{Q \left[\Delta p_{est} + \left(\frac{\rho}{2}\right) c^2 \right]}{N_e}$$

Isto é uma questão de manter baixo o valor de c , tão quanto possível quando desejarmos valores altos de diâmetro externo do rotor para uma mesma descarga.

A Fig. 5 mostra que, a eficiência varia também com a posição, tipo de aro, tubo de sucção e entrada de ar na instalação de rotores axiais.

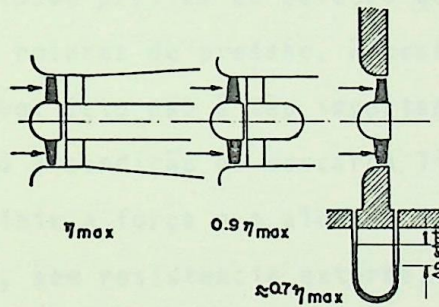


Fig. 5

Para estudarmos o rendimento de rotores axiais de descarga livre, teríamos que considerar que não há diferença de pressão entre dois pontos do ambiente, então somente a energia de velocidade deverá ser considerada, assim teremos:

$$\eta = \frac{\left(\frac{\rho}{2}\right) c^2 \cdot Q}{N_e}$$

A dificuldade em se fazer esta medida c de velocidade e a potência no eixo necessária N_e , com a precisão exigida para determinação dos rendimentos, levou-nos a procura de outros meios de determinarmos fictícios rendimentos, satisfazendo as exigências comerciais, as quais serão apresentados no capítulo 3 deste trabalho.

1.3 DETALHES QUE ORIENTAM O PROJETO

Rotores axiais comerciais, tem as pás inclinadas com ângulos de 20 a 30° com relação ao eixo de rotação. Os grandes ângulos desenvolvem mais pressão e capacidade para um dado diâmetro e velocidade, porém exigem mais potência no eixo. O melhor ângulo para se usar, que é o ângulo obtido para a maior eficiência, depende unicamente do emprego e características projetadas. Isto também se refere ao número de pás do rotor. Como regra geral 2 a 4 pás são melhores para grandes volumes e baixa pressão com ângulos de 25 a 30°, enquanto que rotores de 4 pás e menor ângulo, 15 a 20° são adequados para menor volume e maior pressão. Neste ponto, observamos que a velocidade de rotação do rotor pode modificar estas condições ditas, resultando uma diminuição da eficiência, daí vem a necessidade prática de seleção destas velocidades.

Para rotores de pressão, é costumeiro utilizar grandes diâmetros de cubo. Isto não é tão importante para ventiladores operando próximo à condição de descarga livre. Quando é desejado limitar ou definir a força e o alcance da corrente de ar a uma longa distância, sem resistência externa, então um menor diâmetro de cubo é indicado e direcionadores de ar podem ser utilizados.

1.4 EFEITOS DA MONTAGEM COM ARO GUIA E SEM ARO GUIA

O fluxo de ar através de um rotor axial montado sobre suporte é similar ao fluxo que atravessa um orifício. Fig. 6.

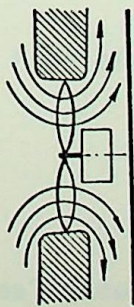


Fig. 6

Quando o ar parte do rotor, há uma influência rotacional

que está necessariamente presente embora seja grande o espaço e o número de pás. A energia desta corrente de ar (ar direto e em rotação) não é utilizada no tipo comum de rotor sem difusor e consequentemente altas eficiências não podem ser alcançadas. A posição da hélice na montagem com aro tem efeito no desempenho e é algo crítico. Isto é especialmente certo quando o aro não serve como uma entrada bem redonda (suave) para o fluxo de ar. Quando o aro guia está muito próximo a extremidade das pás, há um aumento de pressão nesta região, consequentemente um aumento na potência do eixo consumida e o resultado final é uma diminuição da eficiência. Existe um ponto ideal de montagem, onde o efeito do aro guia é benéfico ao rendimento e a vazão do rotor. Este ponto deve ser selecionado praticamente, encontrando-se a folga entre rotor e aro guia para cada diâmetro.

Quando a montagem é feita sem aro guia, não temos que nos preocupar com folga alguma, mas ocorre o problema de diminuição do rendimento, pois a vazão utilizada no projeto não se repete e há um aumento na rotação do motor que aciona o rotor, pois este não será exigido devido a queda inevitável da vazão.

Em vista das circunstâncias, grandes folgas entre rotores e aros são necessárias por razões práticas, portanto, eficiências menores que 50% podem somente ser encontradas. O problema surge também, quando queremos definir um rendimento exato para um rotor, quando este devido a praticabilidade da padronização é feito em lotes, utilizando chapa ou mesmo injetado em plástico.

1.5 TÉCNICAS DE ENSAIO PARA VENTILADORES AXIAIS DE DESCARGA LIVRE

1.5.1 Técnica:

Os ensaios foram realizados no banco de ensaio para rotores axiais da EFEI. Apresentamos na Fig. 7 o esquema do banco utilizado.

Foram realizados ensaios para determinação do desempenho

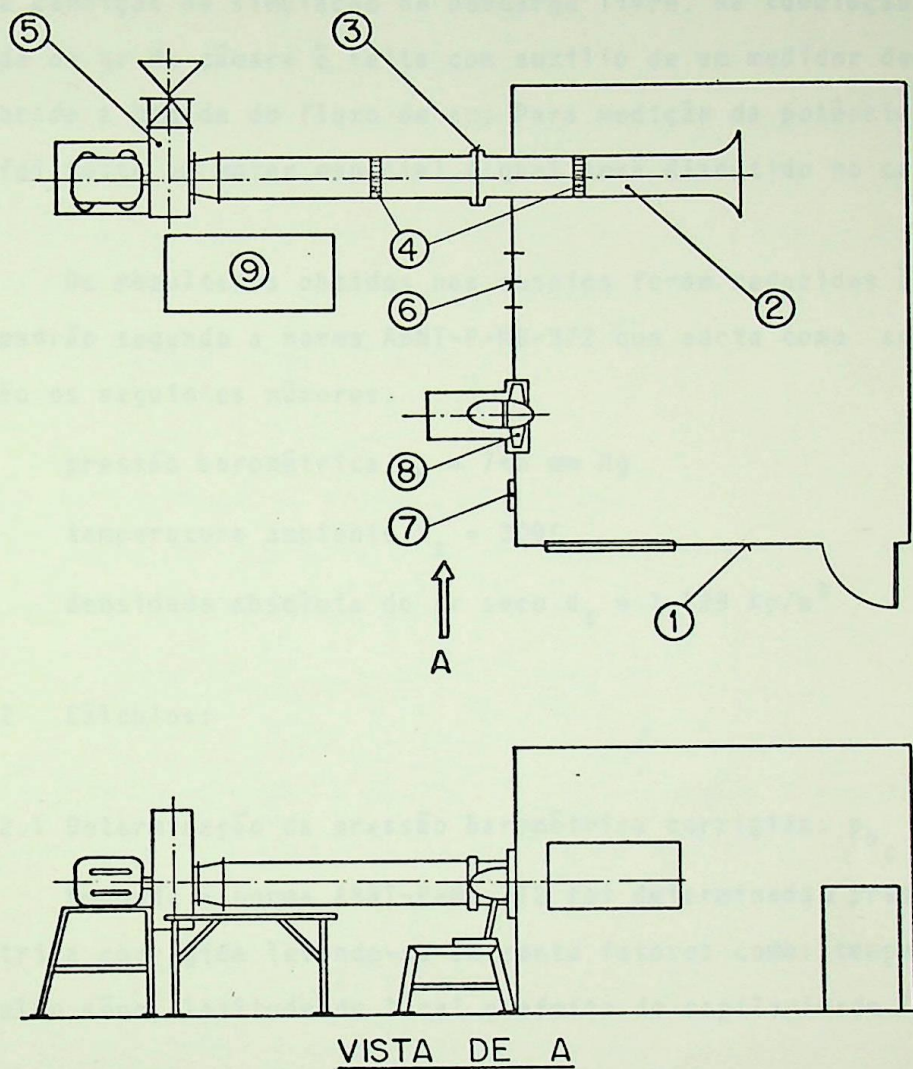


Fig. 7

1 - Caixa de Pressão; 2 - Tubo de Medidas; 3 - Diafragma; 4 - Colmeias; 5 - Ventilador de Tiragem; 6 - Tomadas de Pressão; 7 - Local para barômetro, Higrômetro e termômetro; 8 - Rotor a ensaiar; 9 - Mesa para medidas.

e levantamento de curvas características dos rotores.

A técnica de ensaio desenvolvida se baseia em manter nula a diferença de pressão estática entre câmara e ambiente, tendo assim a condição de simulação de descarga livre. Na tubulação de retirada de ar da câmara é feita com auxílio de um medidor de vazão calibrado a medida do fluxo de ar. Para medição da potência no eixo, foi feito um motor especial o qual será discutido no capítulo 3.

Os resultados obtidos nos ensaios foram reduzidos à condição padrão segundo a norma ABNT-P-MB-372 que adota como condição padrão os seguintes números:

pressão barométrica $p_b = 746 \text{ mm Hg}$

temperatura ambiente $t_s = 30^\circ\text{C}$

densidade absoluta do ar seco $d_s = 1,129 \text{ Kg/m}^3$

1.5.2 Cálculos:

1.5.2.1 Determinação da pressão barométrica corrigida: p_{bc}

Segundo a norma ABNT-P-MB-372 foi determinada a pressão barométrica corrigida levando-se em conta fatores como: temperatura de bulbo seco, latitude do local e efeito de capilaridade.

1.5.2.2 Determinação da densidade corrigida: d_c

$$d_c = \frac{p_{bc}}{RT} = \frac{p_{bc} \times 13,6}{29,27 (273+t_s)} \quad [\text{Kg/m}^3]$$

1.5.2.3 Determinação da potência no eixo corrigida: N_{ec}

Primeiramente, foi determinado o conjugado C em função da rotação, utilizando motor de imã permanente em $[\text{Kgf.cm.}]$. Com o conjugado determinado, acha-se a potência no eixo consumida e corrige-se esta:

$$N_{ec} = \frac{C}{100} \cdot n \cdot 1,027 \cdot \frac{1,129}{d_c} \quad [W]$$

1.5.2.4 Determinação da rotação: n

Utilizando tacômetro eletrônico, sem contato mecânico com os rotores.

1.5.2.5 Determinação da vazão: Q

Fazendo parte do banco, existe um medidor de vazão do tipo diafragma, calibrado com tubo de PRANDTL, que fornece uma determinada diferença de pressão dinâmica que não é corrigida, pois não varia por ser uma diferença de pressão.

$$Q = 0,06464 \sqrt{\frac{\Delta p}{d_c}} \quad [m^3/s]$$

1.5.2.6 Determinação da energia específica: K

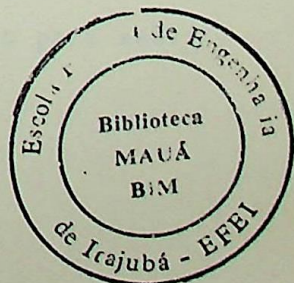
Este fator dá na realidade o desempenho de cada rotor e pode ser considerado como padrão de comparação.

$$K = \frac{Q \cdot d_c \cdot 60}{N_{e_c}} \quad [Kg/min.W]$$

A norma francesa IEC-385 de 1966 recomenda os seguintes valores, constantes na tabela 1, valores estes mínimos:

TABELA . 1

CARACTERÍSTICAS	TIPO DE ROTORES			
VAZÃO Q m ³ / min.	300 mm (12 in) 30	400 mm (16 in) 60	500 mm (20 in) 90	600 mm (24 in) 150
FATOR DE SERVIÇO K m ³ /min. / W	0,75	0,9	1,0	1,1



TESTE DE ROTORES COM DIÂMETRO DE 12" COMERCIAL

CAPÍTULO 2

Segundo pesquisa realizada entre os fabricantes nacionais, os rotores mais competitivos no mercado exterior são os rotores japoneses e portanto, conseguimos estes rotores e fizemos os ensaios respectivos segundo a técnica indicada no capítulo 1 e indicamos na tabela 2 as dimensões dos rotores e as suas origens.

TABELA 2

ROTOR	MARCA	DIÂMETRO EXTERNO (mm)	DIÂMETRO DO CUBO (mm)
1	Mitsubishi	285	60
2	National	285	73
3	Hitachi	290	70
4	Sanyo-EF-GMT	290	70
5	Sanyo-Brasileiro	290	70
6	Sanyo-EF-7CG	330	75
7	EFEI - I	320	102
8	EFEI - II	300	58
9	Walita	300	94
10	EFEI - III	300	58

Apresentamos agora as planilhas dos ensaios realizados com os rotores indicados na tabela 2, tanto dos ensaios de conjugado resistivo, como as planilhas dos ensaios de determinação de características e também o traçado das curvas de desempenho para análise.

PLANILHAS DOS ENSAIOS DE CONJUGADO RESISTIVO

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: MITSUBISHI

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
ψ	%	64	67	

n	l	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf cm	Watts	Watts
1660	5,00	1,120	19,09	21,28
1560	4,50	0,985	14,50	16,16
1490	4,20	0,905	11,78	13,13
1360	3,70	0,770	10,75	11,98
1260	3,30	0,660	8,54	9,52
1160	3,00	0,585	6,97	7,77
1060	2,65	0,490	5,33	5,94
960	2,30	0,400	3,94	4,39
860	2,00	0,315	2,78	3,10
740	1,70	0,240	1,83	2,04

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: NATIONAL

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
φ	%	64	67	

[illegible]

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: HITACHI

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
ψ	%	64	67	

n	I	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf cm	Watts	Watts
1710	4,75	1,050	18,44	20,55
1620	4,35	0,950	15,80	17,61
1540	3,95	0,840	13,28	14,80
1460	3,75	0,785	11,77	13,12
1340	3,20	0,640	8,80	9,81
1280	2,95	0,570	7,49	8,35
1140	2,65	0,490	5,73	6,39
1040	2,30	0,400	4,27	4,76
910	2,00	0,315	2,94	3,28

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: SANYO EF-GMT

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
ψ	%	64	67	

n	I	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf cm	Watts	Watts
1810	4,73	1,060	19,70	21,96
1760	4,65	1,030	18,61	20,74
1700	4,31	0,935	16,32	18,19
1630	4,00	0,850	14,22	15,85
1590	3,80	0,800	13,06	14,56
1540	3,75	0,785	12,41	13,83
1440	3,45	0,700	10,35	11,54
1380	3,30	0,660	9,35	10,42
1290	3,15	0,630	8,34	9,29
1240	2,81	0,530	6,75	7,52
1100	2,71	0,505	5,70	6,35
1060	2,59	0,475	5,17	5,76
980	2,10	0,340	3,42	3,81
890	2,00	0,315	2,88	3,21

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: SANYO - BRASILEIRO

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
φ	%	64	67	

[illegible]

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: SANYO-EF-7CG

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
φ	%	64	67	

[illegible]

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 30.03.77

VENTILADOR: EFEI- I

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	680,0	681,0	657,5
ts	°C	29,0	28,0	
ψ	%	64	67	

n	I	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf. cm	Watts	Watts
1780	4,25	0,920	16,82	18,75
1650	4,00	0,850	14,41	16,05
1560	3,65	0,750	12,02	13,40
1440	3,30	0,660	9,76	10,88
1360	3,00	0,585	8,17	9,11
1240	2,70	0,500	6,37	7,10
1160	2,40	0,420	5,00	5,58
1070	2,10	0,340	3,74	4,16
940	1,80	0,260	2,51	2,80
810	1,60	0,210	1,75	1,95
660	1,40	0,155	1,05	1,17

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 05.09.77

VENTILADOR: EFEI - II

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	692,0	692,0	678,2
ts	°C	23,0	23,5	
ψ	%	58,0	56,0	

n	I	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf cm	Watts	Watts
1720	3,95	0,830	14,66	15,61
1630	3,65	0,760	12,72	13,55
1590	3,52	0,720	11,76	12,52
1530	3,35	0,675	10,61	11,30
1480	3,15	0,630	9,58	10,20
1400	3,00	0,585	8,41	8,95
1360	2,85	0,545	7,62	8,11
1290	2,73	0,510	6,76	7,20
1180	2,40	0,420	5,09	5,42
1060	2,15	0,355	3,86	4,11
1000	2,00	0,315	3,24	3,41
930	1,80	0,260	2,48	2,64

TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO

DATA: 11.04.77

VENTILADOR: WALITA

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	685,0	686,0	666,2
ts	°C	23,0	23,0	
ψ	%	60,0	61,0	

n	l	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf. cm	Watts	Watts
1780	4,22	0,91	16,64	18,15
1680	3,85	0,81	13,98	15,25
1570	3,60	0,76	12,26	13,37
1460	3,30	0,67	10,05	10,96
1360	2,95	0,58	8,10	8,84
1250	2,63	0,49	6,29	6,86
1130	2,35	0,42	4,88	5,32
1030	2,05	0,33	3,49	3,81
910	1,83	0,28	2,62	2,86
780	1,56	0,20	1,60	1,75
650	1,32	0,14	0,94	1,03



TITULO: ENSAIO DE CONJUGADO RESISTIVO DATA: 05.09.77

VENTILADOR: EFEI - III

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mm Hg	692,0	691,5	
ts	°C	23,5	24,0	
ψ	%	56,0	52,0	

n	l	C	Ne	Nec
rpm	Amper	Kgf. cm	Watts	Watts
1720	3,95	0,830	14,66	15,61
1680	3,82	0,800	13,80	14,69
1620	3,64	0,755	12,56	13,38
1590	3,52	0,720	11,76	12,52
1520	3,27	0,655	10,22	10,88
1480	3,15	0,630	9,58	10,20
1430	3,04	0,590	8,66	9,22
1400	2,90	0,555	7,98	8,50
1340	2,72	0,510	7,02	7,47
1300	2,63	0,470	6,27	6,67
1190	2,35	0,410	5,01	5,33
1110	2,17	0,360	4,10	4,36
1040	2,05	0,330	3,52	3,75
1000	1,94	0,300	3,08	3,28
890	1,72	0,240	2,19	2,33



TIPO DE ENSAIO DE PERDA DE CARGA (DIFERENÇA DE CARGA) - 22.01.71
VENTILADOR - JETZELIUM

CONDIÇÕES		INÍCIO	FINAL	NOTAS
P ₀	mmHg	555,0	555,0	
T ₀	°C	23,0	23,0	
T ₀	°C	20,0	20,0	

n	Rei	V	Δp ₀	Δp ₁	Q	Rei	K
rpm	Watts	Watts	mmHg	mmHg	m³/s	Watts	kg/m³
1520	55	140	0	19,4	0,272	15,40	0,935
1530	54	142	0	19,0	0,273	14,75	0,935
1540	53	138	0	18,5	0,272	17,90	0,953
1570	51	134	0	18,4	0,271	17,50	0,971
1580	50	130	0	18,2	0,269	17,20	0,967
1540	49	124	0	18,0	0,268	16,50	1,014
1540	48	119	0	17,5	0,265	16,00	1,035
1440	40	107	0	15,5	0,257	13,75	1,143
1380	43	101	0	14,4	0,235	13,40	1,188
1330	44	95	0	11,0	0,272	17,00	1,234
1260	43	89	0	11,0	0,239	8,20	1,413
1110	30	30	0	10,0	0,193	6,60	1,615
1000	25	23	0	8,1	0,175	5,10	1,801
850	20	64	0	4,0	0,155	3,30	2,317
695	15	55	0	4,0	0,126	2,00	2,742

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 24.03.77

VENTILADOR: MITSUBISHI

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	686,0	686,0	666,2
t _s	°C	23,0	23,0	
t _u	°C	20,0	20,0	

n	Nel	V	Δpe	Δpd	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min. W	
1620	88	145	0	19,4	0,278	19,40	0,905	
1610	85	143	0	19,0	0,275	19,00	0,908	
1580	80	138	0	18,6	0,272	17,90	0,953	
1570	75	134	0	18,4	0,271	17,50	0,971	
1560	70	130	0	18,2	0,269	17,20	0,981	
1540	65	124	0	18,0	0,268	16,60	1,012	
1520	60	119	0	17,6	0,265	16,00	1,039	
1480	55	114	0	17,0	0,260	14,80	1,102	
1440	50	107	0	15,8	0,251	13,70	1,149	
1390	45	101	0	14,4	0,239	12,40	1,209	
1330	40	95	0	13,0	0,227	11,00	1,294	
1250	35	88	0	11,0	0,209	9,30	1,410	
1110	30	80	0	10,0	0,199	6,80	1,836	
1000	25	73	0	8,1	0,179	5,10	2,202	
850	20	65	0	6,0	0,154	3,30	2,927	
690	15	55	0	4,0	0,126	2,00	3,952	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 23.03.77

VENTILADOR: NATIONAL

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	681,0	681,0	658,7
ts	°C	25,0	25,0	
tu	°C	22,0	22,0	

n	Nel	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1630	58	145	0	17,6	0,267	22,50	0,731	
1620	55	140	0	17,5	0,266	22,00	0,745	
1590	50	132	0	17,4	0,266	21,00	0,780	
1550	45	123	0	16,2	0,256	19,50	0,808	
1500	40	115	0	15,0	0,247	18,00	0,845	
1460	37	110	0	14,0	0,238	16,50	0,888	
1430	35	106	0	14,1	0,239	15,60	0,944	
1290	32	95	0	12,0	0,221	11,90	1,144	
1170	25	86	0	10,1	0,202	9,10	1,367	
990	20	75	0	7,2	0,171	5,60	1,881	
800	15	64	0	4,3	0,132	3,20	2,541	

TITULO: ENSAIO DE DETER.DE CARACTERÍSTICAS DATA: 22.03.77

VENTILADOR: HITACHI

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	684,0	685,0	665,0
t _s	°C	19,5	20,0	
t _u	°C	22,7	22,7	

n	Nel	V	Δpe	Δpd	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1625	80	146	0	16,4	0,255	17,50	0,921	
1600	70	135	0	16,2	0,253	16,75	1,011	
1580	65	131	0	16,0	0,251	16,10	1,031	
1575	60	125	0	15,8	0,250	15,85	1,045	
1550	55	119	0	14,7	0,241	15,25	0,998	
1520	50	112	0	14,0	0,235	14,45	0,948	
1480	45	106	0	13,2	0,228	13,40	1,076	
1440	40	100	0	11,9	0,217	12,50	1,098	
1370	35	92	0	11,4	0,212	10,90	1,230	
1270	30	83	0	9,8	0,197	8,90	1,400	
1120	25	74	0	7,5	0,172	6,40	1,700	
950	20	65	0	5,0	0,141	4,00	2,230	
760	15	54	0	2,6	0,101	2,30	2,778	
580	10	42	0	1,6	0,079	1,40	3,570	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 17.03.77

VENTILADOR: SANYO-EF-GMT

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	681,0	681,0	654,3
ts	°C	28,0	28,0	
tu	°C	25,0	25,0	

n	Nel	V	Δpe	Δpd	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1660	80	145	0	16,5	0,261	16,90	0,935	
1630	70	135	0	16,0	0,257	15,90	0,979	
1600	60	122	0	15,6	0,254	15,20	1,012	
1570	55	117	0	14,3	0,243	14,40	1,022	
1560	51	113	0	13,8	0,238	14,20	1,015	
1540	50	111	0	13,5	0,236	13,70	1,043	
1500	45	104	0	13,1	0,232	12,80	1,098	
1450	41	100	0	12,3	0,225	11,80	1,155	
1440	40	97	0	12,0	0,222	11,50	1,169	
1340	35	89	0	10,9	0,212	9,40	1,366	
1200	30	81	0	8,5	0,187	6,80	1,666	
1060	25	73	0	6,2	0,160	4,60	2,107	
890	20	65	0	4,3	0,133	2,70	2,985	
730	15	56	0	3,0	0,111	1,80	3,736	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 18.03.77

VENTILADOR: SANYIO BRASILEIRO

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	681,0	681,0	655,3
ts	°C	26,5	27,0	
tu	°C	24,0	24,0	

n	Nel	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1550	60	145	0	17,5	0,268	14,70	1,110	
1500	55	137	0	16,5	0,260	13,50	1,172	
1440	50	128	0	15,4	0,252	12,10	1,268	
1380	45	120	0	14,1	0,241	10,60	1,384	
1280	40	112	0	13,0	0,231	8,50	1,655	
1190	35	104	0	11,6	0,218	6,90	1,924	
1080	30	96	0	9,6	0,198	5,20	2,318	
960	25	86	0	7,4	0,174	3,70	2,864	
820	20	77	0	5,8	0,154	2,40	3,907	
680	15	66	0	4,4	0,134	1,60	5,100	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 24.03.77

VENTILADOR: SANYO-EF-7CG

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	684,0	684,0	662,6
t _s	°C	24,0	25,0	
t _u	°C	21,0	21,5	

n	Nel	V	Δpe	Δpd	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1580	94	146	0	42,0	0,411	-	-	
1560	90	141	0	40,1	0,402	-	-	
1540	85	136	0	39,8	0,400	-	-	
1510	80	130	0	39,1	0,397	-	-	
1490	75	126	0	38,2	0,392	-	-	
1460	70	120	0	36,7	0,384	24,70	0,967	
1430	65	115	0	35,4	0,377	23,70	0,989	
1380	60	108	0	33,0	0,364	21,80	1,038	
1330	55	102,5	0	30,6	0,351	19,60	1,113	
1270	50	97	0	28,0	0,336	17,50	1,194	
1190	45	90,5	0	25,4	0,320	14,50	1,372	
1090	40	84	0	21,5	0,294	11,40	1,604	
980	35	76	0	17,1	0,262	8,50	1,917	
890	30	71	0	13,7	0,235	6,50	2,248	
770	25	63	0	10,5	0,205	4,20	3,035	
670	20	57,5	0	8,1	0,181	3,00	3,752	

TITULO: ENSAIO DE DETERMINAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS DATA: 04.03.77

VENTILADOR: EFEI - I

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	687,0	687,0	664,8
ts	°C	25,0	25,0	
tu	°C	22,0	22,0	

n	NeI	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1700	112	144	0	16,6	0,261	16,70	0,959	
1680	100	134	0	16,3	0,259	16,20	0,981	
1660	90	125	0	16,0	0,256	15,70	1,000	
1640	80	117	0	15,6	0,253	15,30	1,014	
1610	73	110	0	15,0	0,248	14,60	1,042	
1600	70	107	0	14,8	0,247	14,30	1,059	
1570	65	102	0	14,6	0,244	13,60	1,101	
1550	60	96	0	14,2	0,241	13,20	1,120	
1530	57	93	0	13,7	0,237	12,70	1,145	
1510	55	91	0	13,4	0,234	12,20	1,177	
1430	50	84	0	12,3	0,224	10,50	1,309	
1390	46	79	0	11,2	0,214	9,70	1,353	
1350	44	77	0	10,8	0,210	8,90	1,448	
1300	43	75	0	10,0	0,202	8,00	1,549	
1200	40	72	0	8,9	0,191	6,20	1,890	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 05.09.77

VENTILADOR: EFEI - II

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	689,0	689,0	673,9
t _s	°C	19,5	19,5	
t _u	°C	15,5	16,0	

n	Nel	V	Δpe	Δpd	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min. W	
1710	103	146	0	18,9	0,272	15,40	1,130	
1700	90	137	0	18,3	0,267	15,00	1,141	
1690	80	127	0	17,9	0,264	14,90	1,140	
1660	70	118	0	17,2	0,259	14,20	1,171	
1640	63	110	0	16,6	0,255	13,80	1,182	
1610	58	103	0	15,7	0,248	13,10	1,191	
1570	53	97	0	15,1	0,243	12,10	1,290	
1530	47	89	0	14,4	0,237	11,30	1,343	
1470	44	85	0	13,6	0,230	10,00	1,472	
1400	41	80	0	12,4	0,220	8,70	1,625	
1350	40	78	0	11,6	0,213	7,90	1,731	
1210	37	73	0	9,8	0,196	5,70	2,202	
1060	35	70	0	7,8	0,175	4,10	2,740	
940	33	68	0	6,2	0,156	2,70	3,713	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 11.04.77

VENTILADOR: WALITA

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	685,0	686,0	666,2
ts	°C	23,0	23,0	
tu	°C	20,0	20,0	

n	NeI	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1710	116	145	0	14,5	0,242	16,10	0,934	
1690	110	141	0	14,3	0,240	15,70	0,950	
1680	100	133	0	13,8	0,236	15,25	0,961	
1660	90	125	0	13,5	0,233	15,00	0,977	
1650	80	116	0	13,0	0,229	14,30	0,994	
1610	70	106	0	12,6	0,225	13,80	1,013	
1580	65	101	0	12,4	0,223	13,00	1,065	
1550	60	95	0	12,1	0,221	12,30	1,116	
1500	55	90	0	11,5	0,215	11,20	1,192	
1430	50	83	0	10,3	0,204	9,70	1,306	
1310	45	77	0	8,8	0,188	7,60	1,536	
1110	41	71	0	6,5	0,162	4,60	2,187	
840	35	64	0	3,8	0,124	2,20	3,501	
740	30	59	0	2,3	0,096	1,50	3,975	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 05.09.77
VENTILADOR: EFEI - III

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	689,0	689,0	673,9
ts	°C	19,5	19,5	
tu	°C	16,0	15,5	

n	Nel	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min. W	
1710	102	145	0	17,2	0,259	15,40	1,081	
1700	90	136	0	16,5	0,254	15,00	1,080	
1680	81	127	0	16,1	0,251	14,60	1,101	
1660	71	118	0	15,8	0,248	14,20	1,123	
1640	63	110	0	15,4	0,245	13,80	1,141	
1610	57	103	0	14,9	0,241	13,10	1,182	
1560	53	97	0	14,3	0,236	11,80	1,283	
1530	49	91	0	13,8	0,232	11,30	1,310	
1480	46	86	0	13,1	0,226	10,20	1,425	
1390	42	80	0	12,0	0,216	8,70	1,591	
1350	40	78	0	11,3	0,210	7,90	1,703	
1160	39	75	0	9,1	0,189	5,10	2,387	
880	34	68	0	5,9	0,152	2,20	4,432	

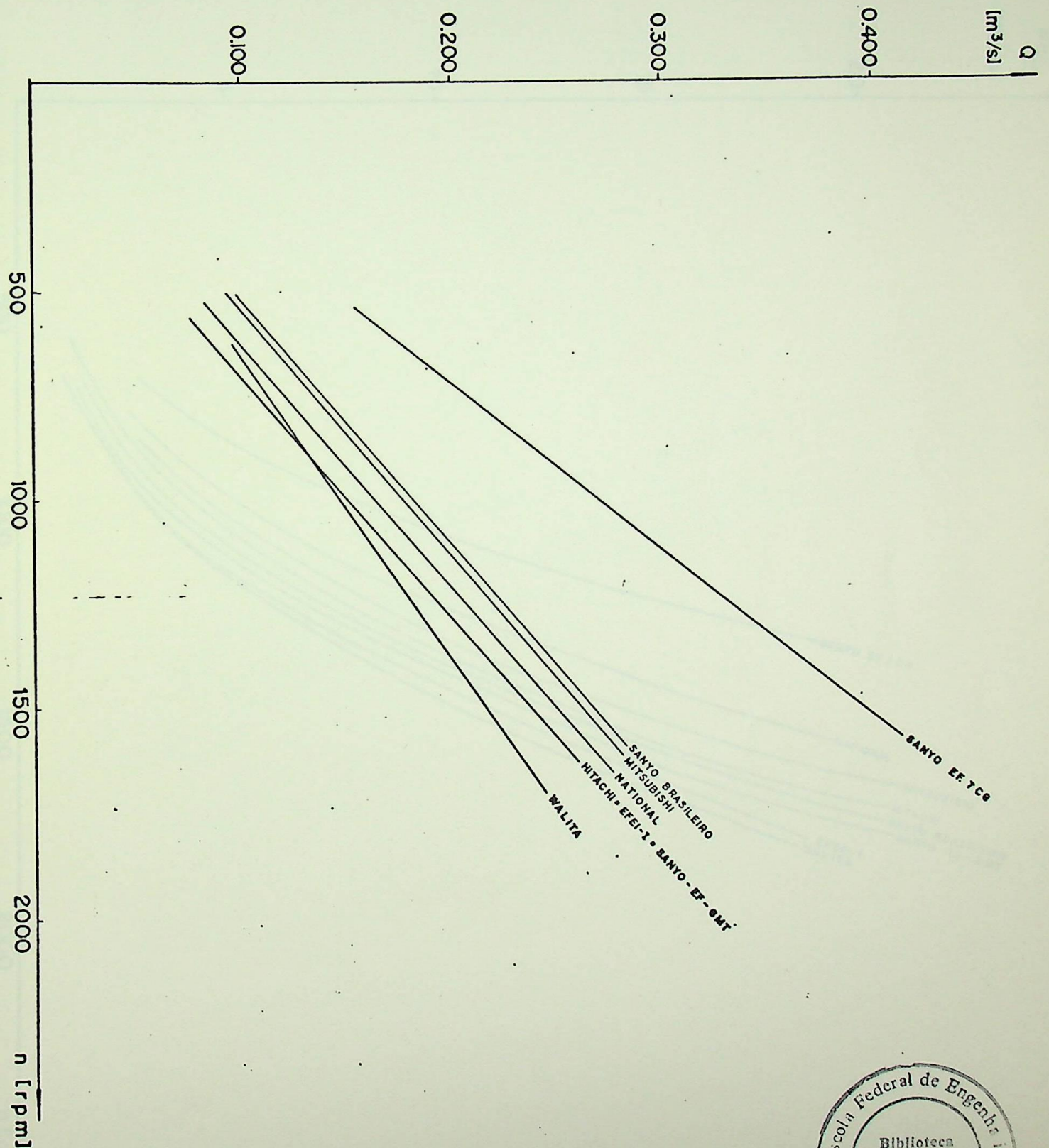


GRÁFICO 1



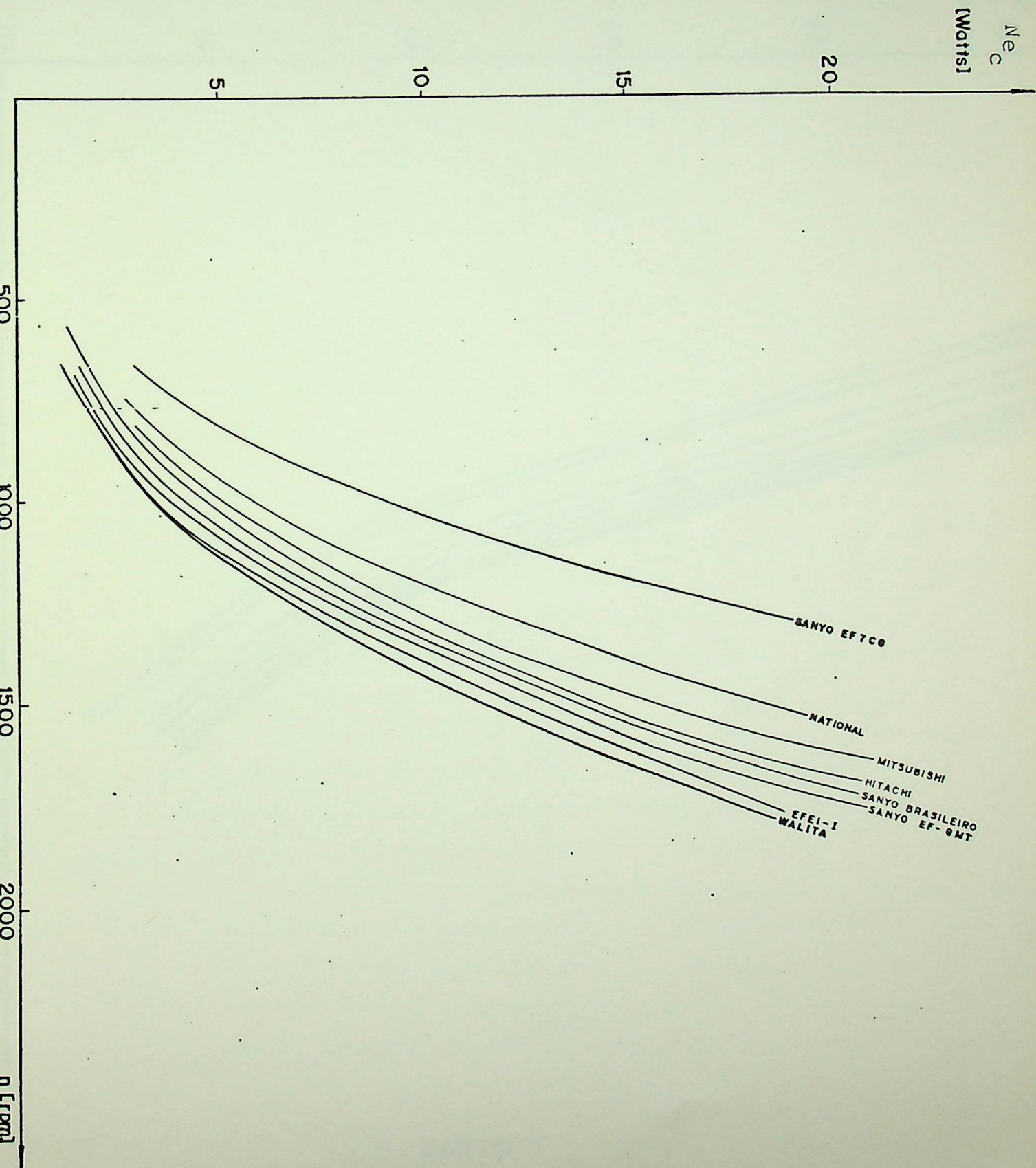


GRÁFICO 2

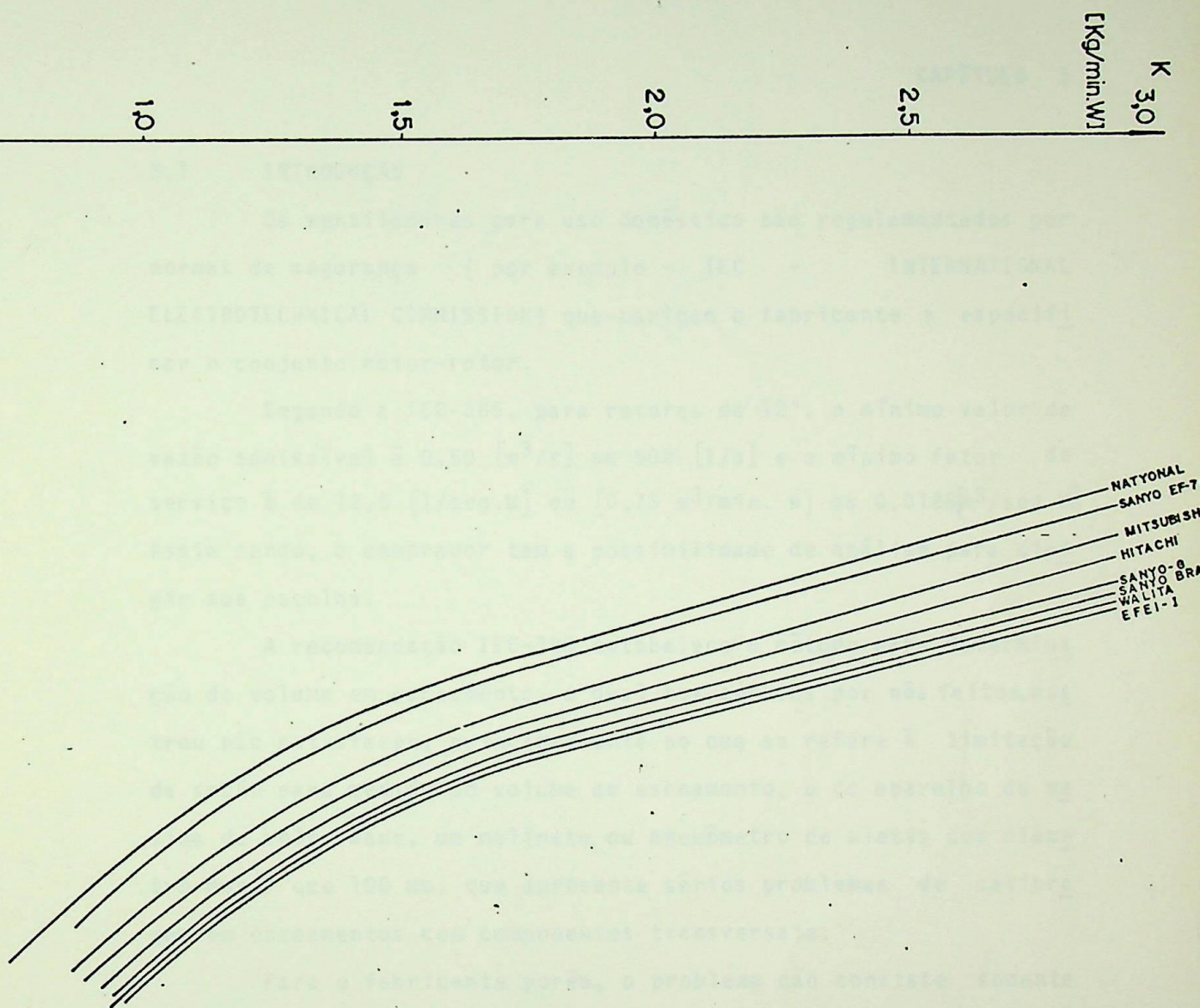


GRÁFICO 3

DETERMINAÇÃO DA POTENCIA MECÂNICA
CONSUMIDA POR UM ROTOR AXIAL

CAPÍTULO 3

3.1 INTRODUÇÃO

Os ventiladores para uso doméstico são regulamentados por normas de segurança (por exemplo - IEC - INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION) que obrigam o fabricante a especificar o conjunto motor-rotor.

Segundo a IEC-385, para rotores de 12", o mínimo valor de vazão admissível é $0,50 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ou 500 [l/s] e o mínimo fator de serviço é de $12,5 \text{ [l/seg.W]}$ ou $[0,75 \text{ m}^3/\text{min. W}]$ ou $0,0125 \text{ [m}^3/\text{seg.W}]$. Assim sendo, o comprador tem a possibilidade de análise para dirigir sua escolha.

A recomendação IEC-385 estabelece o método para determinação do volume em escoamento, o qual nos ensaios por nós feitos, mostrou não satisfazer, principalmente no que se refere à limitação da seção para medida do volume em escoamento, e do aparelho de medida de velocidade, um molinete ou anemômetro de aletas com diâmetro menor que 100 mm, que apresenta sérios problemas de calibragem em escoamentos com componentes transversais.

Para o fabricante porém, o problema não consiste somente em oferecer um conjunto com boas características, mas sobretudo oferecer boa qualidade com mínimo de custo. Este objetivo gerou o estudo e a tese aqui apresentada.

Em geral rotores deste tipo são acionados por motores SHADED-POLE (polos sombreados) que na realidade são motores monofásicos à indução. Estes são de fácil construção, não possuem escovas (Fig. 8,9,10) e com uso contínuo sua durabilidade atinge dezenas de anos. Porém a eficiência deste motor no ponto de funcionamento é muito baixa (17 a 19%) (Gráfico 4).

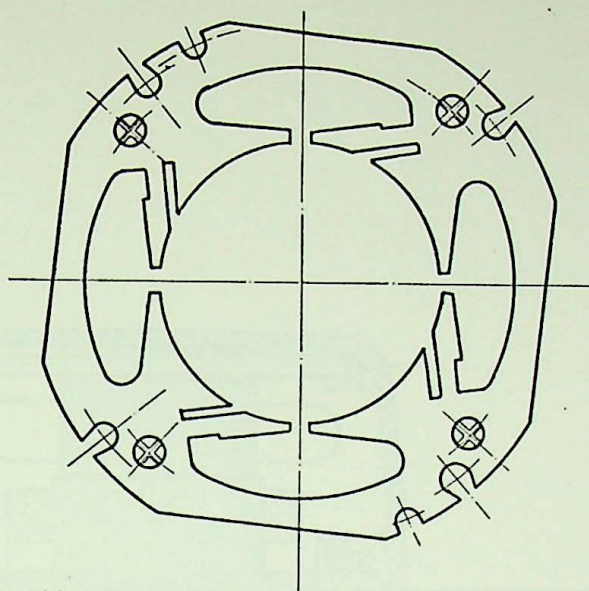


Fig. 8

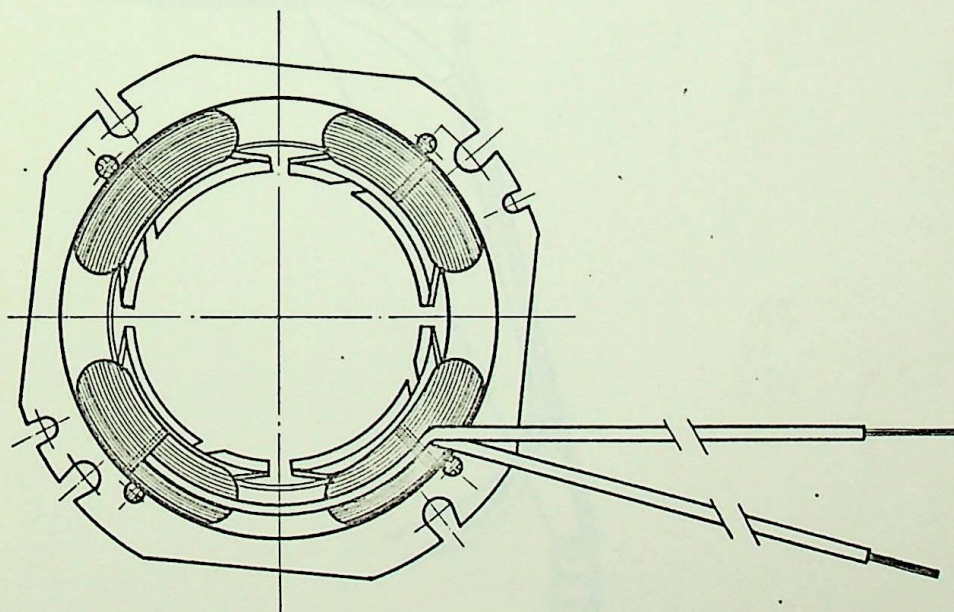


Fig. 9

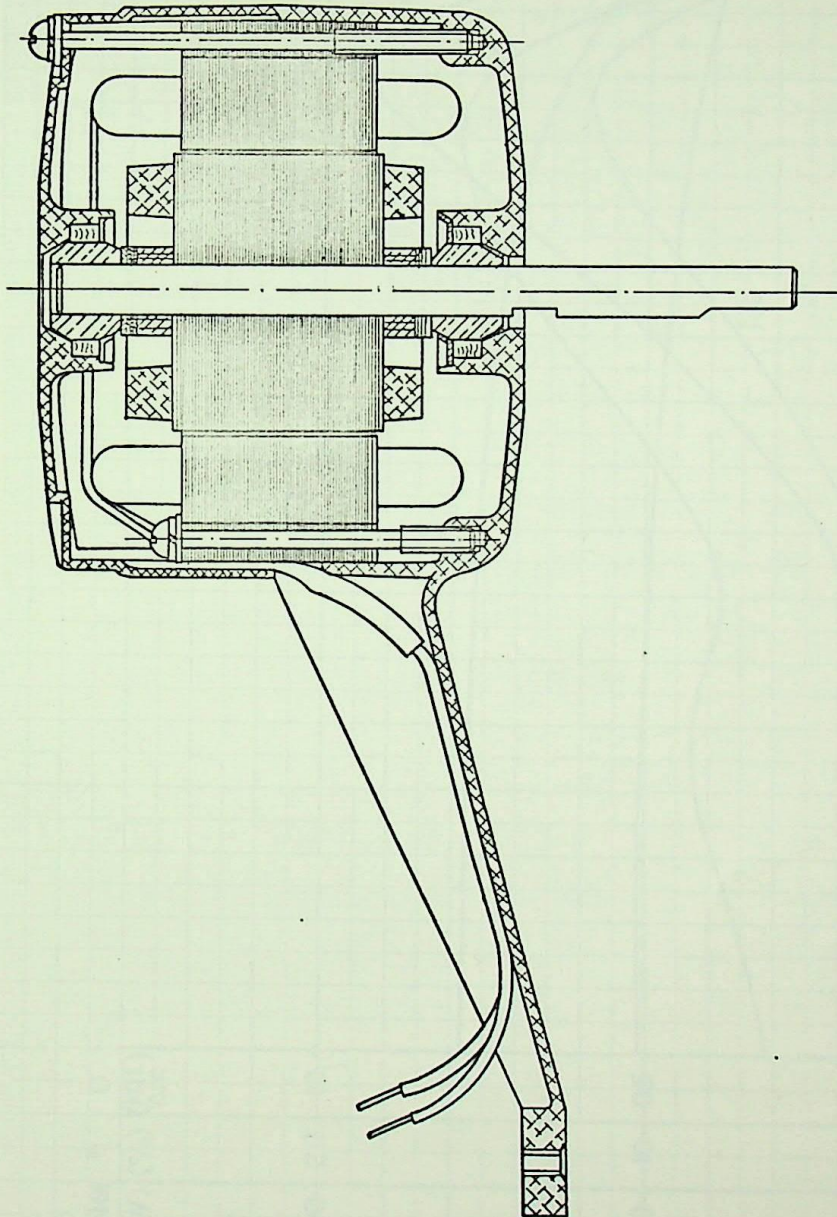


Fig. 10

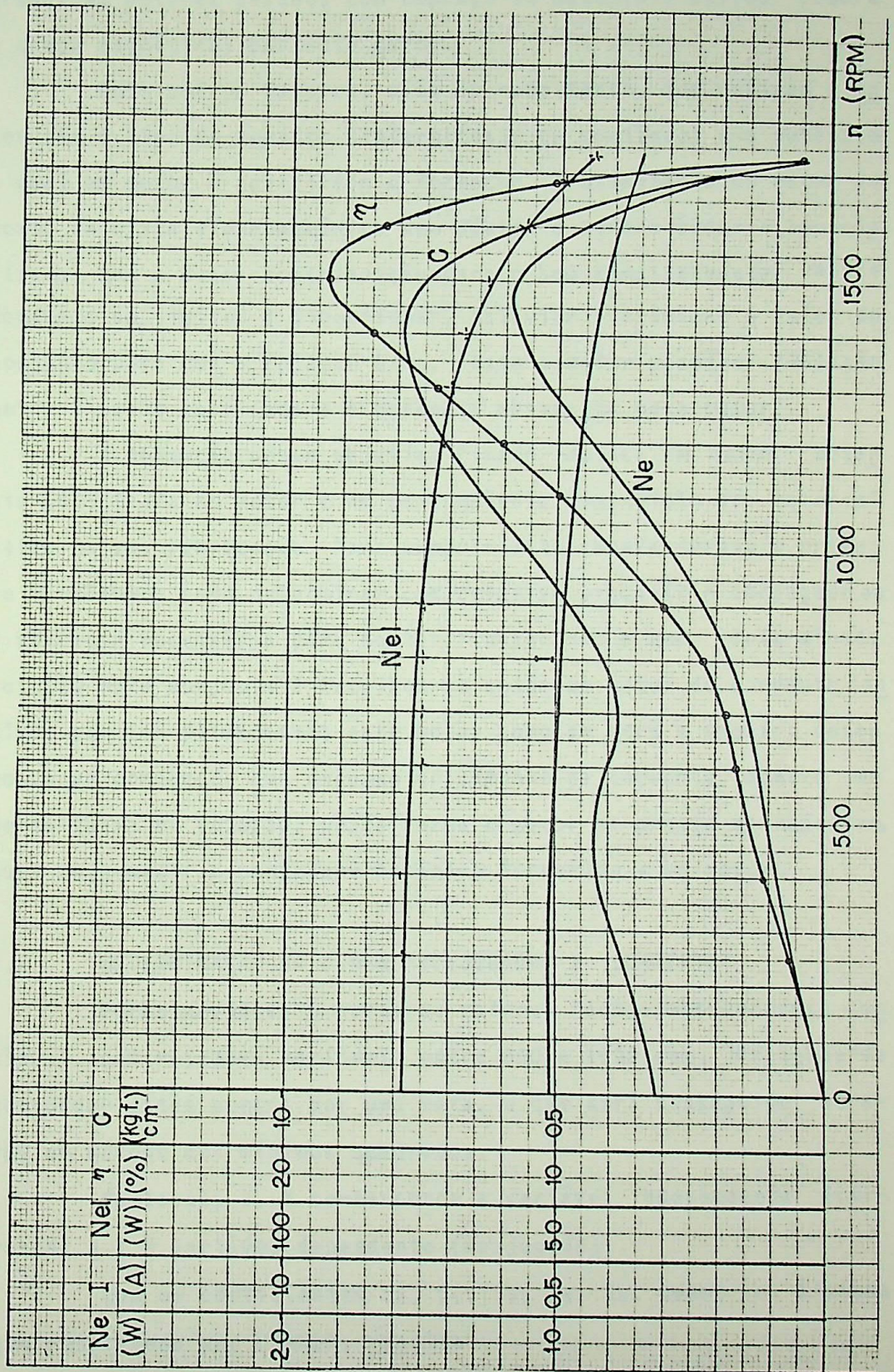


GRÁFICO 4

Para o fabricante o uso de motores com baixo rendimento se traduz em motores pesados com emprego de materiais ativos (cobre e chapa magnética) bastante caros.

Dois outros fatores, além do rendimento, que definem o motor são o tipo de serviço (intermitente ou contínuo) e a potência a qual um motor é solicitado a fornecer. A otimização do motor do ponto de vista eletromecânico sem dúvida é tarefa árdua e especializada, mas a nossa contribuição para o bom funcionamento deste conjunto se limitou a dimensionar, calcular e otimizar o rotor do conjunto para que a relação Q/N_e , fosse a maior possível. (Relação entre a vazão recalçada e a potência absorvida pelo rotor)

A obtenção deste objetivo fixado implica em menor potência solicitada ao motor e em consequência diminuição do material ativo na sua fabricação. Para cumprir esta tarefa surgiu o primeiro obstáculo: como determinar com relativa precisão o conjugado ou a potência necessária para manter funcionando a uma determinada rotação este conjunto? Escolheu-se então um motor de corrente contínua com imã permanente; este motor como se verá a seguir, desenvolve um conjugado que depende unicamente da corrente, dentro de certa faixa de rotação. Desta forma o motor se presta ao objetivo, qual seja medir o conjugado mecânico fornecido a um rotor.

3.2 DETERMINAÇÃO DA CURVA "CONJUGADO X CORRENTE"

Foram medidos 36 pares de valores "conjugado-corrente contínua", com rotações variáveis entre 800 e 1600 rpm. Pretende-se concordar estes pontos por uma reta, o que será conseguido através do método dos mínimos quadrados.

Na Tabela 3, X corresponde a variável independente (corrente) e Y à variável dependente (conjugado).

Com os coeficientes S_0, S_1, S_2, S_3, S_4 , temos o sistema que resolvendo por CRAMER, resulta

$$S_0 a_0 + S_1 a_1 = S_3$$

$$S_1 a_0 + S_2 a_1 = S_4$$



TABELA 3

x°	X	X^2	Y	XY
1	0	0	0	0
1	1,78	3,1684	0,40	0,7120
1	1,80	3,2400	0,30	0,5400
1	2,12	4,4944	0,50	1,0600
1	2,36	5,5696	0,45	1,0620
1	2,82	7,9524	0,60	1,6920
1	2,96	8,7616	0,71	2,1016
1	2,15	9,9225	0,68	2,1420
1	3,96	15,6816	0,90	3,5640
1	4,04	16,3816	0,95	3,8380
1	4,07	16,5649	0,90	3,6630
1	4,58	20,9764	1,23	5,6334
1	4,86	23,6196	1,18	5,7348
1	4,90	24,0100	1,15	5,6350
1	4,93	24,3049	1,12	5,5216
1	5,12	26,2144	1,18	6,0416
1	5,90	34,8100	1,40	8,2600
1	5,90	34,8100	1,55	9,1450
1	6,20	38,4400	1,57	9,7340
1	6,40	40,9600	1,60	10,2400
1	6,60	43,5600	1,60	10,5600
1	7,05	49,7025	1,85	13,0425
1	7,50	56,2500	1,85	13,8750
1	7,50	56,8500	1,88	14,1000
1	7,60	57,7600	1,95	14,8200
1	7,70	59,2900	1,95	15,0150
1	8,60	73,9600	2,10	18,0600
1	8,80	77,4400	2,20	19,3600
1	9,20	84,6400	2,30	21,1600
1	9,25	85,5625	2,33	21,5525
1	9,35	87,4225	2,38	22,2530
1	10,20	104,0400	2,65	27,0300
1	10,60	112,3600	2,70	28,6200
1	10,85	117,7225	2,70	29,2950
1	10,95	119,9025	2,70	29,5650
1	11,10	123,2100	2,72	30,1920
$\Sigma x^{\circ} = S_0$	$\Sigma X = S_1$	$\Sigma X^2 = S_2$	$\Sigma Y = S_3$	$\Sigma XY = S_4$
36	220,70	1688,8948	54,23	414,8200

$$a_0 = \frac{\begin{vmatrix} S_3 & S_1 \\ S_4 & S_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} S_0 & S_1 \\ S_1 & S_2 \end{vmatrix}} \qquad a_1 = \frac{\begin{vmatrix} S_0 & S_3 \\ S_1 & S_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} S_0 & S_1 \\ S_1 & S_2 \end{vmatrix}}$$

Substituindo os coeficientes

$$a_0 = -0,092036$$

$$a_1 = 0,260731 \qquad \text{ou}$$

$$C \text{ [kgf cm]} = -0,092036 + 0,260731 I \qquad (A)$$

Esta relação está traçada no gráfico 5.

3.3 OBTENÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DO ROTOR A PARTIR DO MOTOR AFERIDO

Escolhe-se então um determinado motor com imã permanente e levanta-se a curva "conjugado x corrente", com o auxílio de um dinamômetro e amperímetro. Desta forma tem-se um motor aferido. Para determinada corrente lê-se num gráfico o conjugado que o motor desenvolve.

Acopla-se então à ponta de eixo do motor calibrado o rotor, objetivo do estudo. Faz-se variar a corrente contínua do motor e em consequência seu conjugado, que será absorvido pelo rotor; mede-se a rotação do conjunto e tem-se então um dos pontos da curva característica do rotor "conjugado x rotação".

Repete-se a operação com várias correntes e obtêm-se vários pares "corrente de motor - rotação do conjunto". Estando intimamente inter-relacionados corrente e conjugado do motor, obtêm-se então uma série de pares "conjugado resistivo do rotor x rotação". (Fig. 11)

3.4 O PROBLEMA DA ESTABILIDADE DO FUNCIONAMENTO

A condição para haver estabilidade é que no ponto de intersecção das curvas, a derivada do conjugado resistivo em função da rotação seja maior que a derivada do conjugado motor. (Fig. 12)

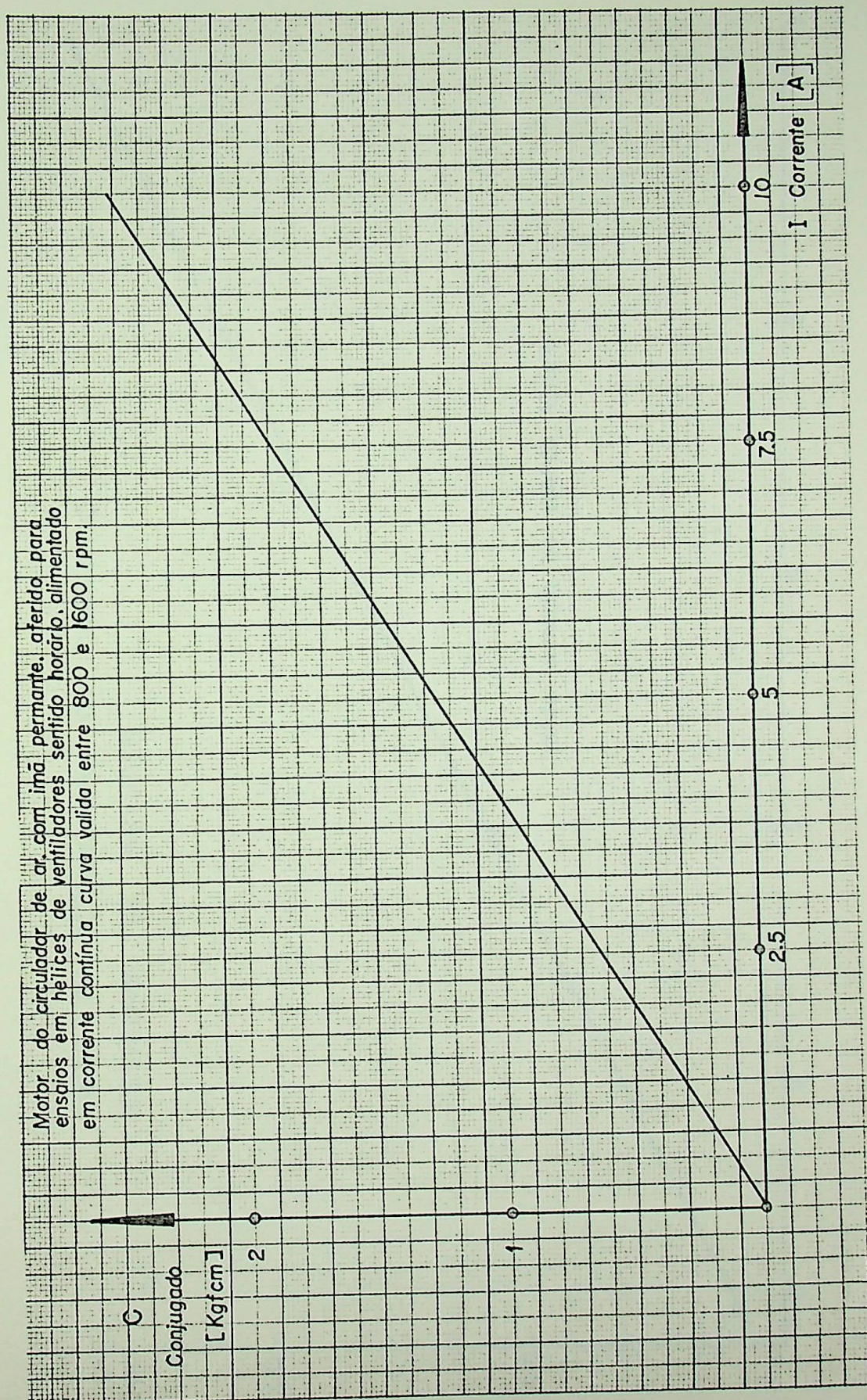


GRÁFICO 5

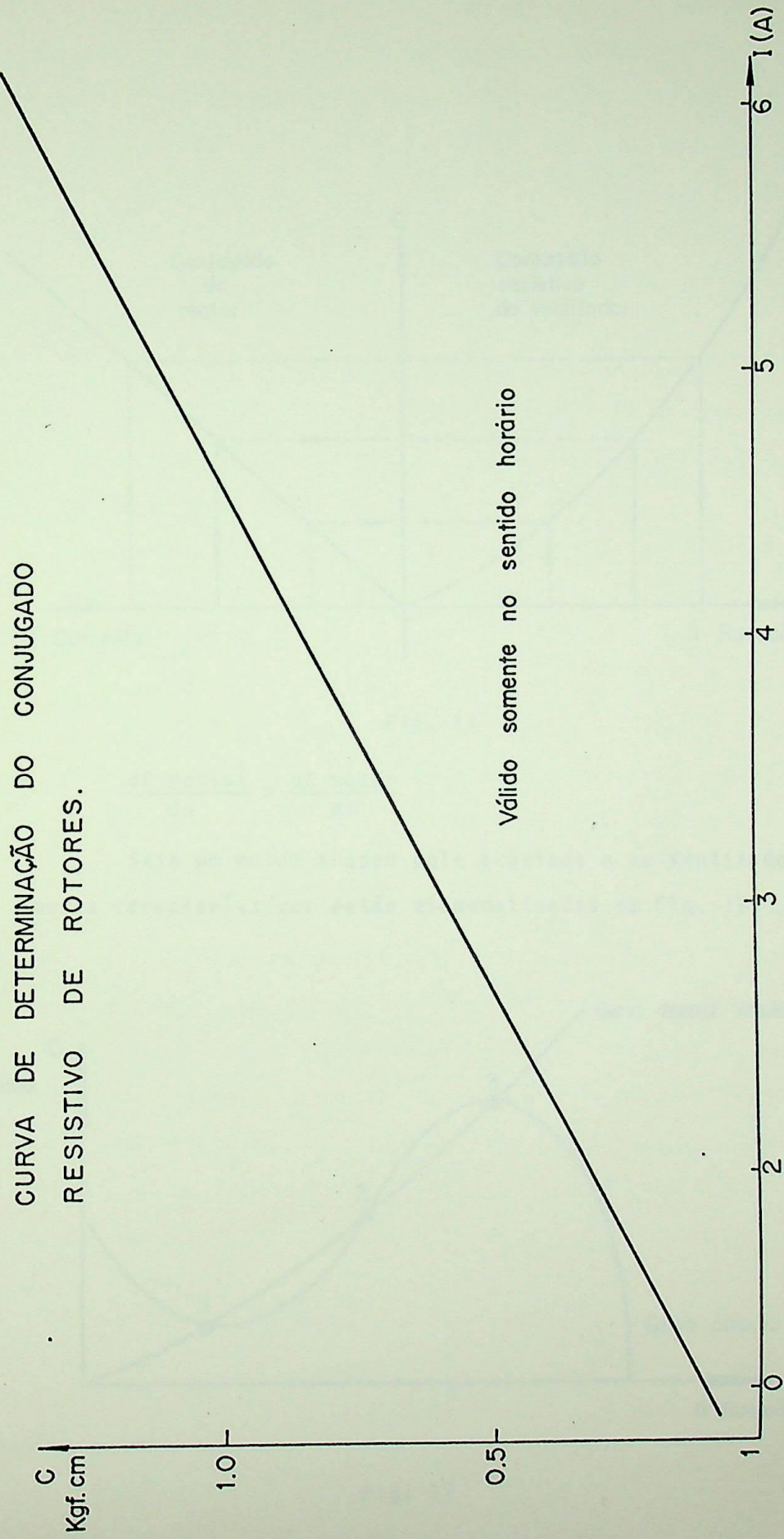


GRÁFICO 5-B

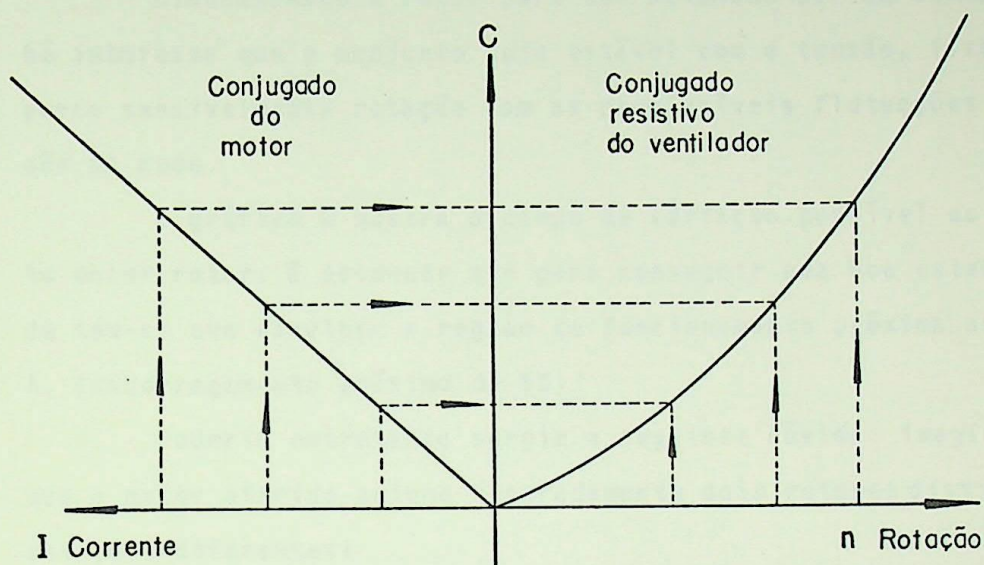


Fig. 11

$$\frac{dC_{\text{resist}}}{dn} > \frac{dC_{\text{motor}}}{dn}$$

Seja um motor shaded-pole acoplado a um ventilador cujas curvas características estão esquematizadas na Fig. 12

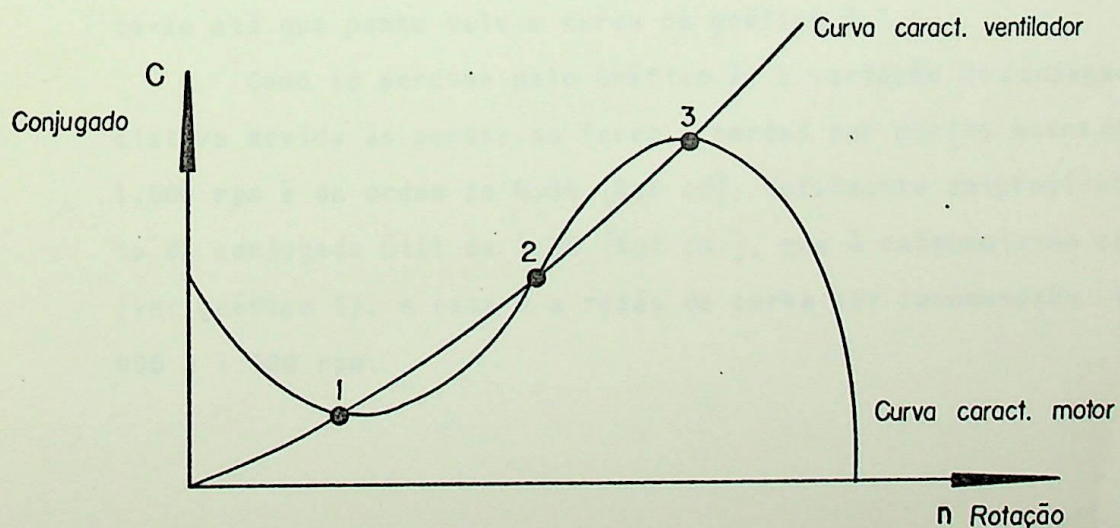


Fig. 12

O ponto 1 é estável mas não há interesse que trabalhe neste ponto porque a rotação do conjunto é baixa. O ponto 3 além de estável permite ao motor trabalhar depois do conjugado máximo, que é a região recomendada para trabalho.

Dimensionado o rotor para ser acionado por um certo motor, há interesse que o conjunto seja estável com a tensão, isto é, não perca sensivelmente rotação com as permissíveis flutuações de tensão da rede.

O gráfico 6 mostra o campo de variação possível do conjunto motor-rotor. É evidente que para conseguir uma boa estabilidade tem-se que escolher a região de funcionamento próxima ao ponto A. (escorregamento próximo de 5%)

Poderia entretanto surgir a seguinte dúvida: imagine - se que o motor aferido acione separadamente dois rotores distintos em rotações diferentes?

Importa, por exemplo, a corrente de 5[A]. Os rotores por força de suas dimensões e formato, carregam o motor diferentemente e o rotor 1 (mais resistivo) gira com 800 rpm, enquanto que o rotor 2 (menos resistivo) gira com 1.600 rpm. Nestas diferentes rotações o rotor do motor tem diferentes perdas intrínsecas, o que resulta em diferentes conjugados úteis para uma mesma corrente, o que aparentemente contradiz o gráfico 5. Nestas condições pergunta-se até que ponto vale a curva do gráfico 5 ?

Como se percebe pelo Gráfico 7, a variação do conjugado resistivo devido às perdas no ferro e perdas por atrito entre 800 e 1.600 rpm é da ordem de 0,05 [Kgf cm], totalmente desprezível perto do conjugado útil de 1,26 [Kgf cm.], que é desenvolvido com 5A (ver gráfico 5), e esta é a razão da curva ser recomendada entre 800 e 1.600 rpm.



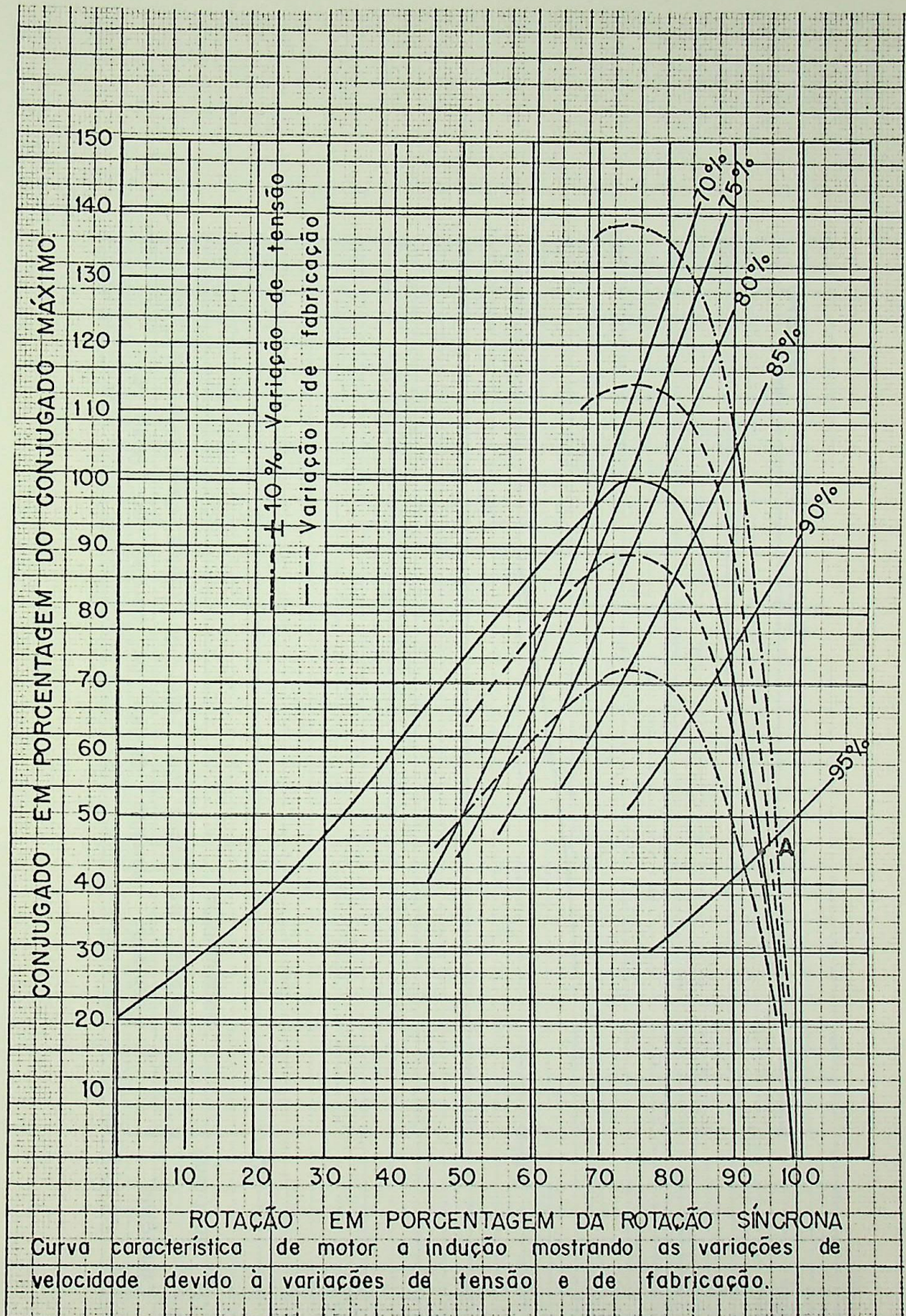


GRÁFICO 6

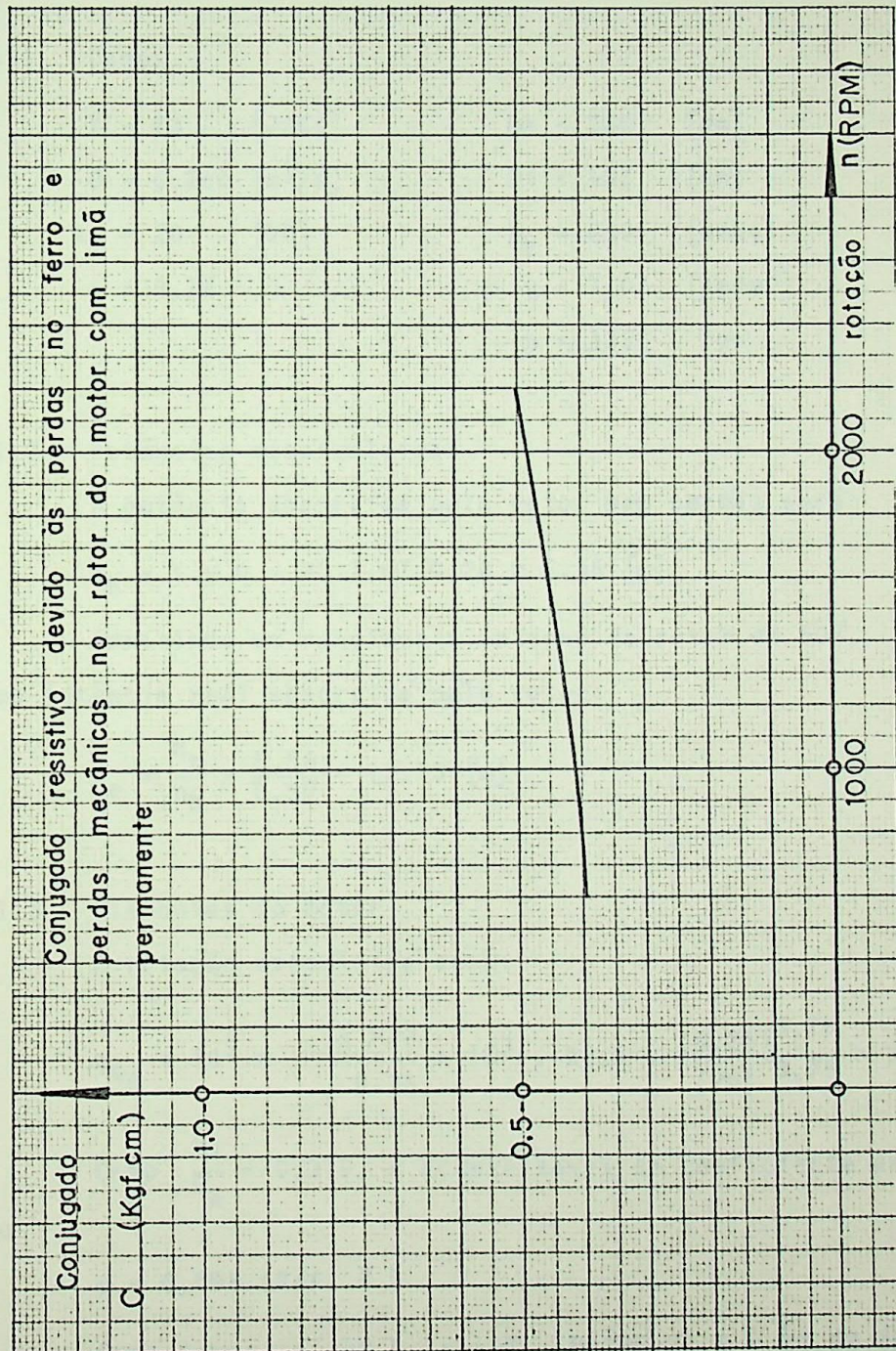


GRÁFICO 7

MÉTODO TEÓRICO DE CÁLCULO DE ROTOR AXIAL

CAPÍTULO 4

4.1 CÁLCULO DE ROTOR AXIAL DE 12" (EFEI - I)

4.1.1 Dados

$Y = 20$	$[J/Kg]$	$De = 320$	$[mm]$
$Q = 0,260$	$[m^3/s]$	$Di = 102$	$[mm]$
$t_a = 20$	$[°C]$	$p_b = 690$	$[mmHg]$
$\phi = 0,70$		$\gamma = 1,07$	$[Kp/m^3]$
		$n = 1350$	rpm

4.1.2 Potências desenvolvidas

A potência absorvida pelo rotor sem perdas será:

$$N_h = Y \cdot \gamma \cdot Q = 20 \cdot 1,07 \cdot 0,26 = 5,56 \text{ } [\omega]$$

Admitindo um rendimento interno do rotor de 50%, teremos como potência real absorvida pelo rotor:

$$N_e = \frac{N_h}{\eta_h} = \frac{5,56}{0,50} = 11,13 \text{ } [\omega]$$

4.1.3 Elementos do Rotor

A rotação específica será:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{\gamma^{0,75}} = 10^3 \cdot 22,5 \cdot \frac{(0,26)^{0,25}}{(20)^{0,75}} = 1213$$

Como $\frac{D_i}{D_e} = 0,319$, é aconselhável um coeficiente de pressão

$$\psi = 0,095 \text{ (Ref. 2)}$$

$$\text{Como temos } u_e = \pi \cdot D_e \cdot n = \pi \cdot 0,320 \cdot 22,5 = 22,62 \text{ } [m/s]$$

$$\text{Logo: } \psi_e = \frac{2Y}{u_e^2} = \frac{40}{(22,62)^2} = 0,078$$

4.1.4 Dimensionamento do Rotor

O dimensionamento será feito pela teoria monodimensional, pás com espessura constante em torno de 2,0 [mm] no diâmetro externo, aumentando até em torno de 3,0 [mm] no diâmetro interno.

O material utilizado para cubo e pás será o mesmo, acrílico. Adotaremos 3 pás, o que provocará um coeficiente de estrangulamento médio pela espessura finita das pás de 0,95.

O conjunto de equações que permitem o cálculo dos ângulos de entrada e saída para as várias estações, 5 no caso, bem como traçar os triângulos de velocidade são as seguintes:

$$c_m = \frac{4.Q}{f_e \cdot \pi (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4.0,26}{0,95 \cdot \pi \cdot (0,32^2 - 0,102^2)} = 3,79 \text{ [m/s]}$$

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 71,06 \cdot D \quad \beta_4 = \arctg \frac{c_m}{u} = \arctg \frac{3,79}{u}$$

$$\Delta c_u = \frac{Y}{\eta_h \cdot u} = \frac{40}{u} \quad \beta_5 = \arctg \frac{c_m}{u - \Delta c_u} = \arctg \frac{3,79}{u - \Delta c_u}$$

Calculando os valores para cada estação, podemos montar a seguinte tabela: (Tabela 4)

TABELA 4

ESTAÇÕES	D	u	Δc_u	β_4	β_5
	[m]	[m/s]	[m/s]	Graus	Graus
i	0,102	7,25	5,52	27,60	65,46
a	0,156	11,09	3,61	18,87	26,87
b	0,211	14,99	2,67	14,19	17,10
c	0,265	18,90	2,12	11,34	12,78
e	0,320	22,74	1,76	9,46	10,24

4.2 CÁLCULO DE ROTOR AXIAL DE 12" (EFEI - II)

4.2.1 Dados:

$$Y = 25 \text{ [J/Kg]}$$

$$D_e = 300 \text{ [mm]}$$

$$Q = 0,300 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$D_c = 58 \text{ [mm]}$$

$$\begin{aligned} t_a &= 209 \text{ [}^\circ\text{C]} & D_{cm} &= 102 \text{ [mm]} \\ \phi &= 0,70 & \gamma &= 1,07 \text{ [kp/m}^3\text{]} \\ & & n &= 1600 \text{ [rpm]} \end{aligned}$$

4.2.2 Potências desenvolvidas

$$N_h = Y \cdot \gamma \cdot Q = 25 \cdot 1,07 \cdot 0,300 = 8,03 \text{ [}\omega\text{]}$$

Admitindo $n_h = 0,60$, temos para potência no eixo:

$$N_e = \frac{N_h}{n_h} = \frac{8,03}{0,60} = 13,4 \text{ [}\omega\text{]}$$

4.2.3 Elementos do Rotor

A rotação específica será:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{\gamma^{0,75}} = 1300$$

Tomando

$$D_i \approx \frac{D_c + D_{cm}}{2} = 80 \text{ [mm]} \quad \text{temos}$$

$$\frac{D_i}{D_e} = \frac{80}{300} = 0,27 \quad \therefore \quad \psi = 0,078 \quad (\text{Ref. 2})$$

4.2.4 Dimensionamento do Rotor

$$c_m = \frac{4 \cdot Q}{f_e \cdot \pi (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 \cdot 0,30}{0,95 \cdot \pi (0,300^2 - 0,080^2)} = 4,81 \text{ m/s}$$

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 83,78 \cdot D \quad \Delta c_u = \frac{\gamma}{n_h \cdot u} = \frac{41,67}{u}$$

$$\beta_4 = \arctg \frac{4,81}{u} \quad \beta_5 = \arctg \frac{4,81}{u - \Delta c_u}$$

Calculando os valores para cada estação, podemos verificá-

los na tabela 5:

TABELA 5

ESTAÇÃO	D	u	Δc_u	β_4	β_5
	mm	m/s	m/s	Graus	Graus
i	58	4,86	8,57	44,70	-
a	98	8,21	5,08	30,36	56,95
b	139	11,65	3,59	22,43	30,83
c	179	15,00	2,79	17,78	21,50
d	220	18,43	2,26	14,63	16,57
e	260	21,79	1,91	12,45	13,61
f	300	25,13	1,66	10,84	11,58

4.3 CÁLCULO DO ROTOR AXIAL DE 16" (EFEI - IV)

4.3.1 Dados:

$$\begin{array}{llll} 1350 < n < 1500 & [\text{rpm}] & p_b = 690 & [\text{mm Hg}] \\ N_e = 16 & [\omega] & t_a = 20 & [^\circ\text{C}] \\ D_e = 395 & [\text{mm}] & \gamma = 1,07 & [\text{Kp/m}^3] \\ D_{c_m} = 102 & [\text{mm}] & n_m = 0,17 & \\ D_c = 78 & [\text{mm}] & n_h = 0,60 & \end{array}$$

4.3.2 Cálculos iniciais

$$N_m = N_e \cdot n_m = 16 \cdot 0,17 = 2,72 \quad [\omega]$$

$$D_i = (D_{c_m} + D_c) / 2 = 90 \quad [\text{mm}]$$

$$S = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4} (0,395^2 - 0,090^2) = 0,116 \quad [\text{m}^2]$$

$$Q = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot S^2 \cdot D_m}{\gamma}} = 0,409 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\gamma = \frac{N_e \cdot n_h}{\gamma \cdot Q} = \frac{16 \cdot 0,60}{1,07 \cdot 0,409} = 21,94 \quad [\text{J/Kg}]$$

$$c_m = \frac{Q}{f_e \cdot S} = \frac{0,409}{0,95 \cdot 0,116} = 3,71 \quad [\text{m/s}]$$

4.3.3 Dimensionamento do Rotor

$$u_e = \pi \cdot D_e \cdot n = \pi \cdot 0,395 \cdot 22,5 = 27,95 \quad [\text{m/s}]$$

$$\psi_e = \frac{2 \cdot \gamma}{u_e^2} = \frac{2 \cdot 21,94}{(27,92)^2} = 0,056$$

$$\text{Como } \frac{D_i}{D_e} = \frac{0,090}{0,395} = 0,228 \quad e$$

$$n_{qA} = 10^3 \cdot 22,5 \cdot \frac{0,409^{0,5}}{21,94^{0,75}} = 1419, \quad \bar{e} \text{ indicado}$$

pela Ref. (2) $\psi_e = 0,057$, logo nosso valor está razoável, com isto podemos calcular:

$$u = \pi \cdot n \cdot D = \pi \cdot 22,5 \cdot D = 70,69 \cdot D$$

$$\Delta c_u = \frac{Y}{n_h \cdot u} = \frac{21,94}{0,60u} = \frac{36,57}{u}$$

$$\beta_4 = \arctg \frac{c_m}{u} = \arctg \frac{3,71}{u}$$

$$\beta_5 = \arctg \frac{c_m}{u - \Delta c_u} = \arctg \frac{3,71}{u - \Delta c_u}$$

Calculando os valores para cada estação, podemos verificá-
los na tabela (6):

TABELA 6

ESTAÇÃO	D mm	u m/s	Δc_u m/s	β_4 Graus	β_5 Graus
i	78	5,514	6,632	33,93	90,00
i ₁	95	6,716	5,445	28,92	71,09
i ₂	112	7,917	4,619	25,11	48,37
a	130	9,190	3,979	21,98	35,45
b	184	13,007	2,812	15,92	20,00
c	237	16,754	2,183	12,49	14,29
d	290	20,500	1,784	10,26	11,21
e	342	24,176	1,513	8,72	9,30
f	395	27,923	1,310	7,57	7,94

4.4 DESENHOS DOS ROTORES

Rotor EFEI - I Fig. 13

Rotor EFEI - II Fig. 14

Rotor EFEI - IV Fig. 15

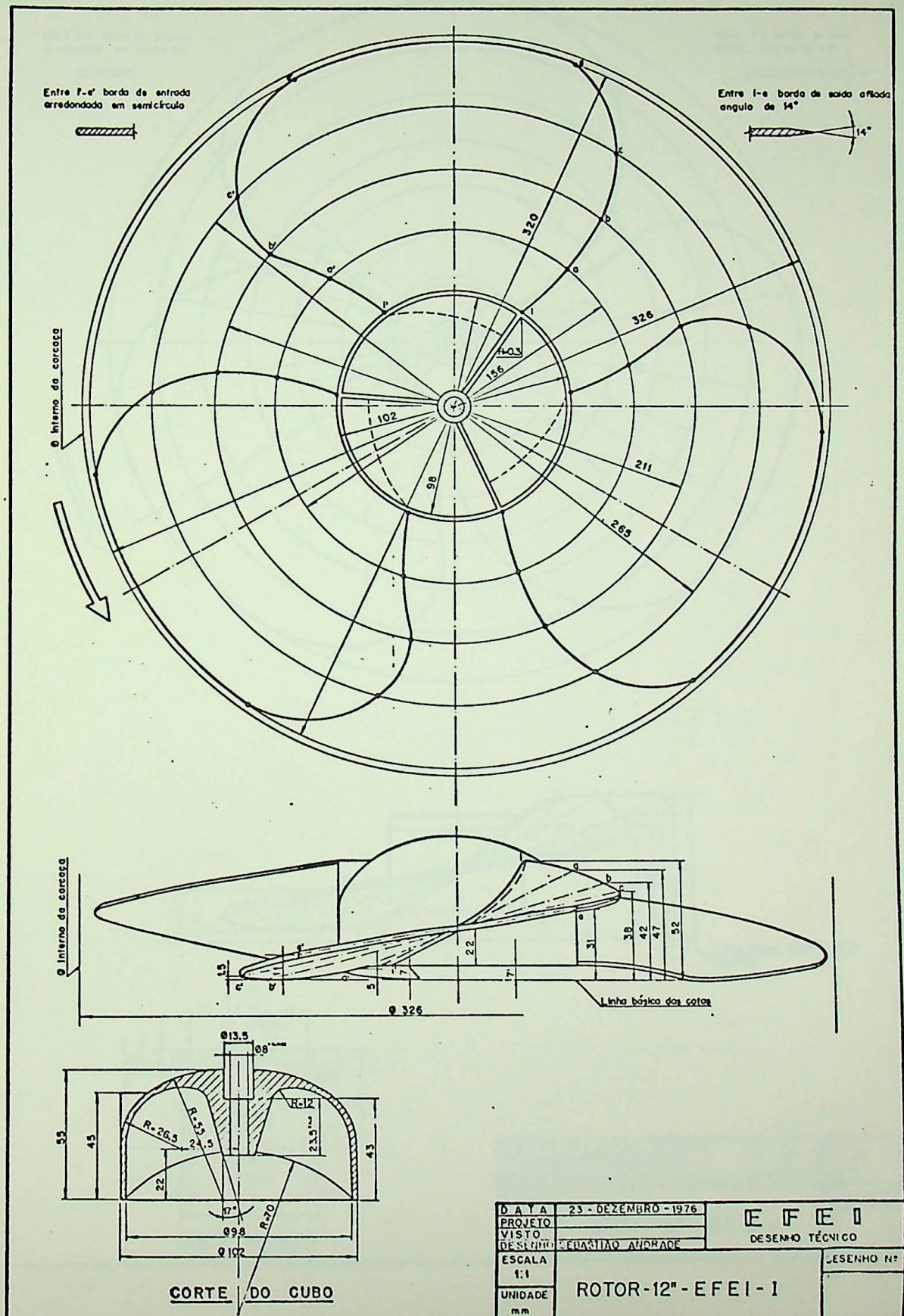


Fig. 13

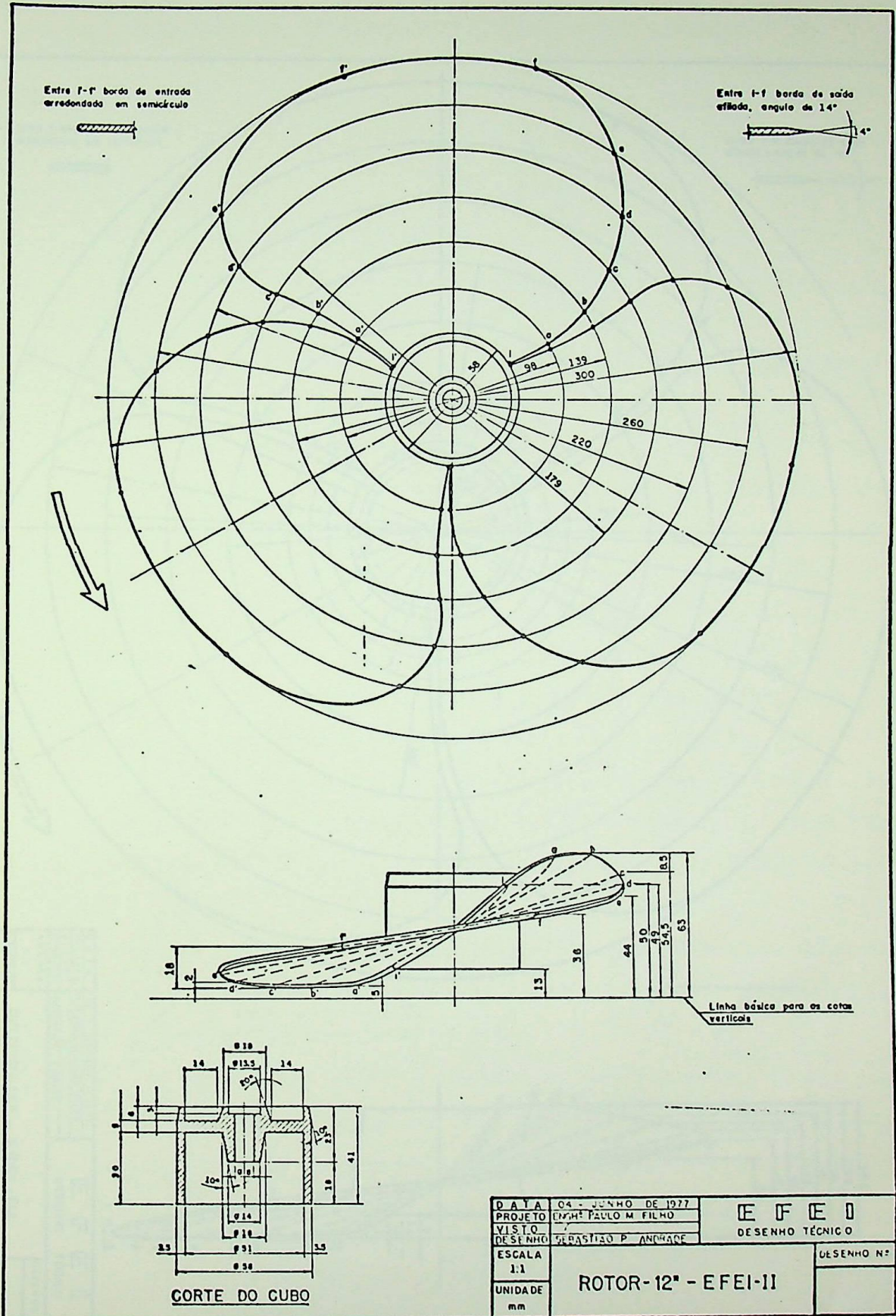


Fig. 14

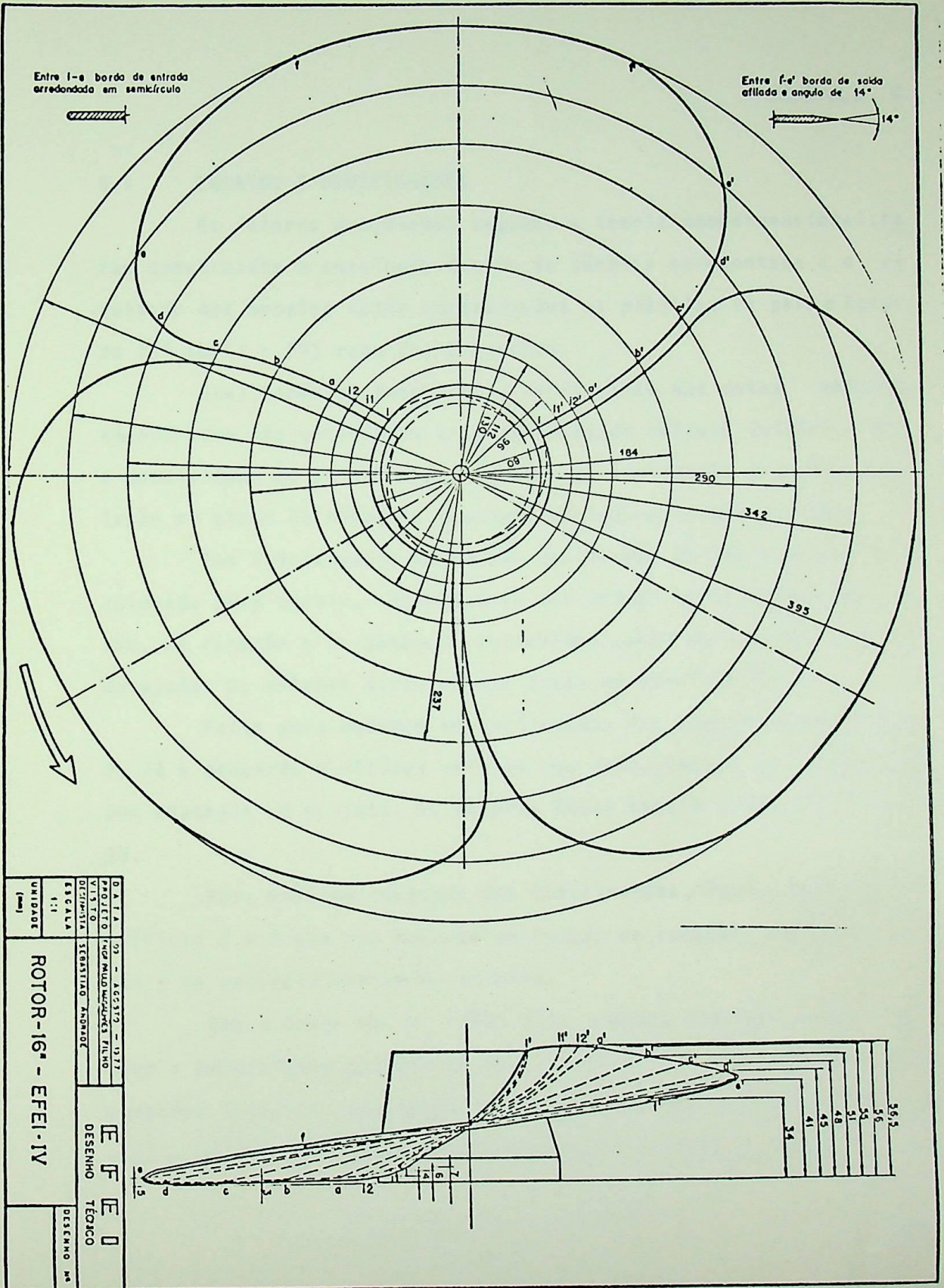


Fig. 15

RESULTADO DOS ENSAIOS, MODIFICAÇÕES NA INCLINAÇÃO DAS PÁS

CAPÍTULO 5

5.1 ENSAIOS E MODIFICAÇÕES

Os rotores projetados segundo a teoria monodimensional, foram construídos e ensaiados dentro da técnica apresentada e o resultado dos ensaios estão apresentados na planilha 21 para o Rotor de 16" (EFEI - IV) como foi projetado.

Analisando os resultados, verifica-se que estes valores encontrados não satisfazem as exigências do cálculo inicial, daí a necessidade de se processar mudança na inclinação das pás com relação ao plano de rotação, mantendo contudo a torção das pás.

Foi inicialmente executada uma torção de 14º a esquerda e colocado para ensaio, verificou-se que tinham modificações: na vazão, na rotação e na potência consumida, porém em excesso do valor desejada. Os valores deste ensaio estão na planilha 22.

Feita nova mudança na inclinação, foi executada uma torção de 7º a esquerda e obtidos valores que inicialmente se aproximam dos adotados em projeto. Os valores deste ensaio estão na planilha 23.

Para análise conjunta das modificações, foram montados os gráficos 8 e 9 que nos mostram em função da rotação, valores da vazão e da potência consumida no eixo.

Com o Rotor de 12" (EFEI-II), o mesmo ocorreu, tendo com isso a necessidade de mudança na inclinação das pás, que foi processado, dando os resultados que estão contidos nas planilhas 24 e 25 e plotados os valores para análise nos gráficos 10 e 11.

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 22.11.77

VENTILADOR: EFEI-IV-16"-PROJETO ORIGINAL

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	680	680	660
t _s	°C	26	26	
t _u	°C	23	23	

$$\gamma = 1,03 \text{ Kp/m}^3$$

[illegible]

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 20.12.77

VENTILADOR: EFEI-IV-16"-19 MODIFICAÇÃO

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	682	682	660
ts	°C	24,5	24,5	
tu	°C	22,0	22,0	

$$\gamma = 1,03 \text{ Kp/m}^3$$

n	NeI	V	Δpe	Δpd	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1400				55,9	0,476	31,49	0,94	
1300				47,5	0,439	24,85	1,09	
1220				43,0	0,418	20,40	1,27	
1140				38,4	0,395	16,92	1,44	
1090				34,7	0,375	14,71	1,57	
1050				33,3	0,368	13,46	1,69	
1000				30,0	0,349	11,69	1,85	
970				28,4	0,339	11,02	1,90	
900				24,8	0,317	9,11	2,15	
860				22,5	0,302	7,93	2,35	
750				18,0	0,270	5,82	2,87	
700				16,4	0,258	4,90	3,25	

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 04.01.78

VENTILADOR: EFEI-IV-16"-2ª MODIFICAÇÃO

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	683	683	660
ts	°C	24,5	24,5	
tu	°C	22,0	22,0	



n	NeI	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1500				42,0	0,413	23,21	1,07	
1450				38,7	0,396	21,46	1,11	
1400				37,2	0,389	19,61	1,19	
1350				34,3	0,373	18,00	1,24	
1300				31,0	0,355	16,38	1,30	
1230				28,3	0,339	14,45	1,41	
1150				24,5	0,315	12,08	1,56	
1030				21,5	0,295	8,84	2,00	
970				19,1	0,278	7,23	2,31	
900				16,1	0,256	5,90	2,60	
820				14,2	0,240	4,36	3,26	
760				12,1	0,222	3,39	3,93	

TITULO: ENSAIO DE DETER.DE CARACTERÍSTICAS DATA: 09.08.77

VENTILADOR: EFEI-II-12"-PROJETO ORIGINAL

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	687	687	
t _s	°C	21	21	
t _u	°C	20	20	

$$\gamma = 1,09 \text{ Kp/m}^3$$

[illegible]

TITULO: ENSAIO DE DETER. DE CARACTERÍSTICAS DATA: 10.09.77

VENTILADOR: EFEI-II-12"-MODIFICADO

CONDIÇÕES		INICIO	FINAL	MÉDIAS CORRIGIDAS
Pb	mmHg	678	678	
ts	°C	26,5	26,5	
tu	°C	22,0	22,0	

$$\gamma = 1,05 \text{ Kp/m}^3$$

n	Nel	V	Δp_e	Δp_d	Q	Nec	K	
rpm	Watts	Volts	mmH ₂ O	mmH ₂ O	m ³ /s	Watts	Kg/min W	
1710				26,3	0,323	14,58	1,40	
1700				25,9	0,320	14,32	1,39	
1680				25,6	0,319	13,80	1,46	
1660				24,7	0,313	13,47	1,47	
1650				24,4	0,311	13,22	1,48	
1630				24,0	0,309	12,72	1,53	
1610				23,5	0,306	12,24	1,58	
1580				22,8	0,302	11,08	1,72	
1530				21,2	0,290	10,53	1,74	
1500				19,8	0,280	10,01	1,77	
1390				17,6	0,265	8,00	2,09	
1350				16,6	0,257	7,35	2,20	
1260				14,1	0,237	5,95	2,51	
1150				12,2	0,220	4,58	3,09	
850				7,0	0,167	1,83	5,75	
710				5,4	0,147	1,09	8,50	
620				4,0	0,126	0,76	10,44	

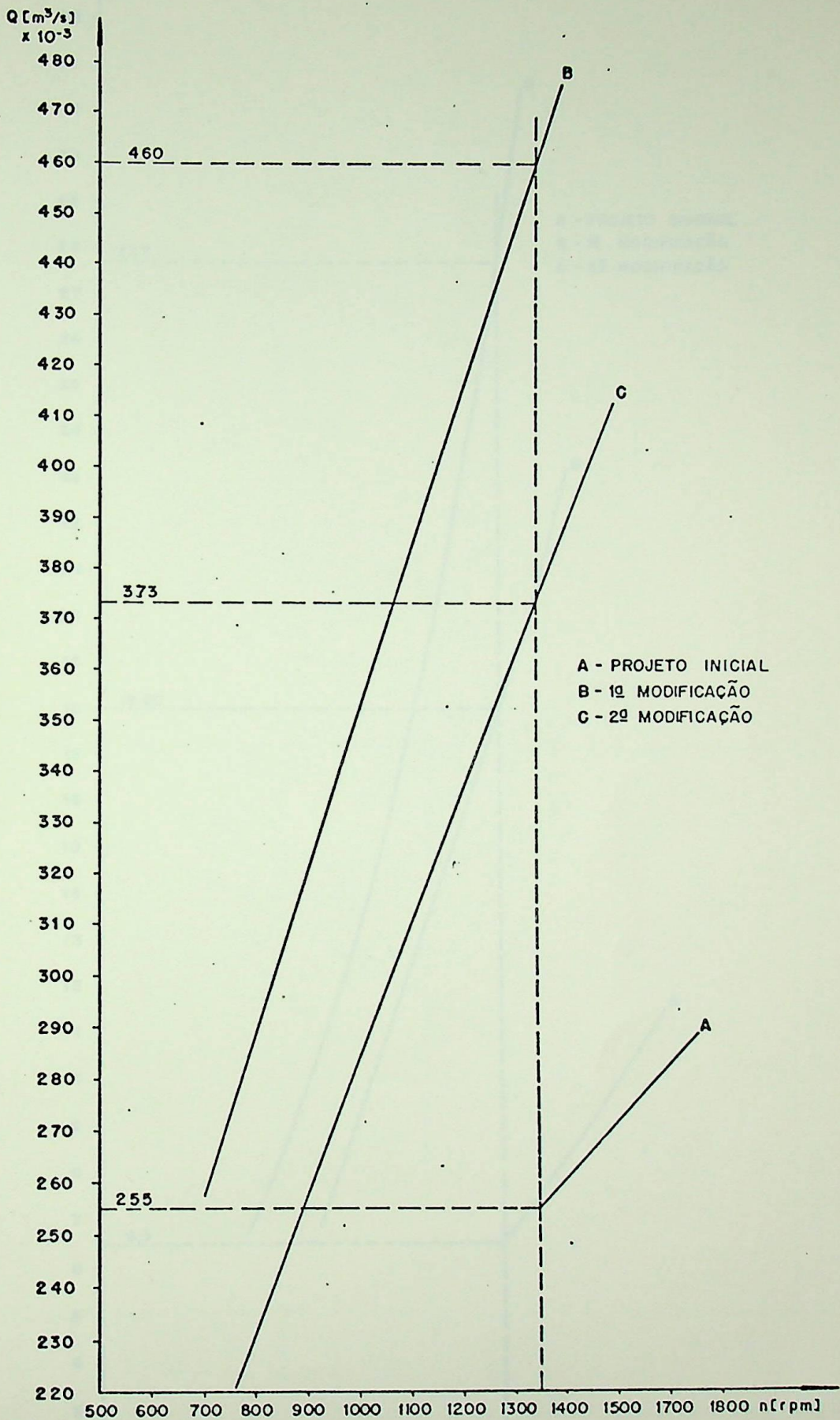


GRÁFICO 8

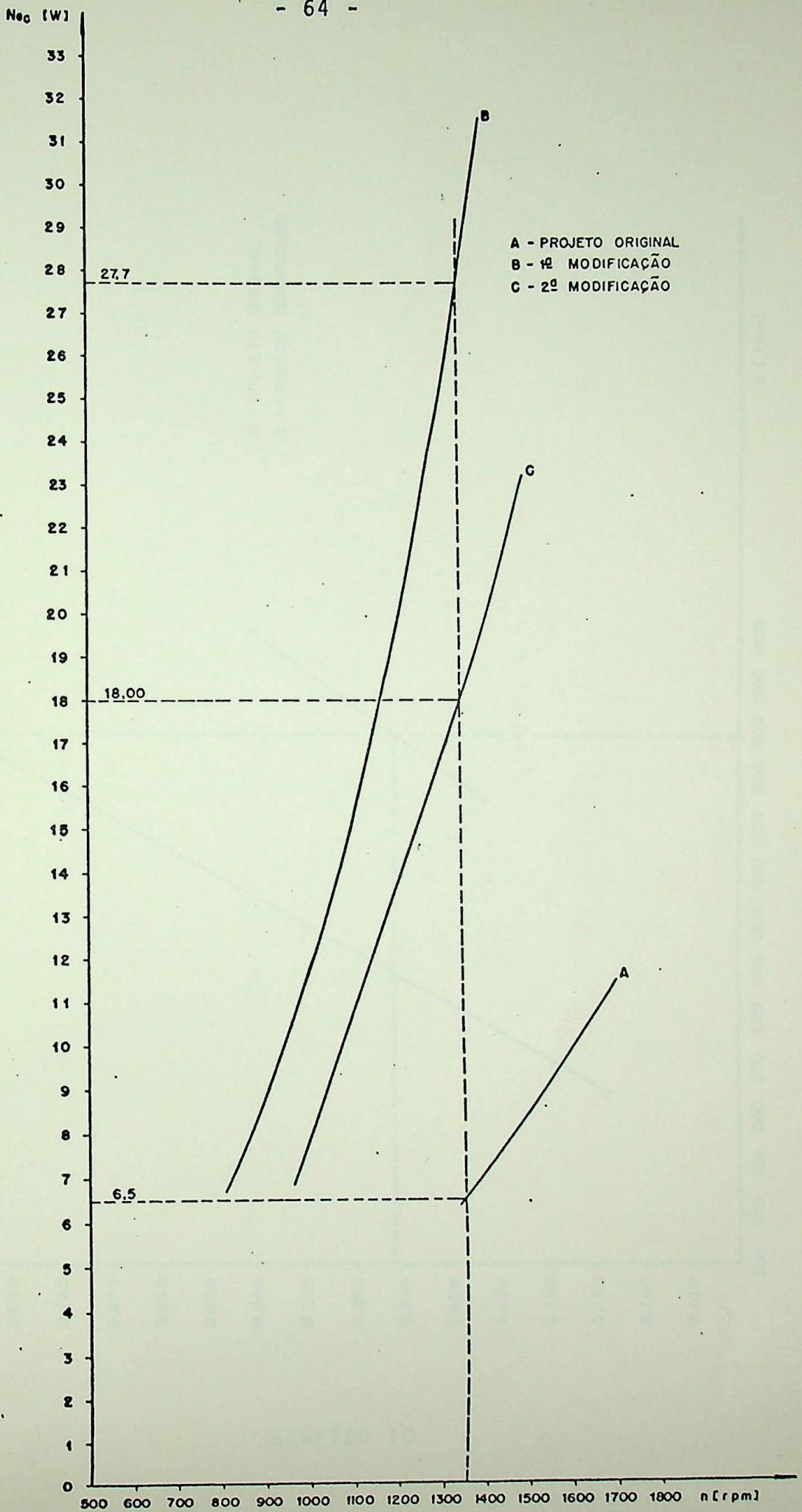


GRÁFICO 9

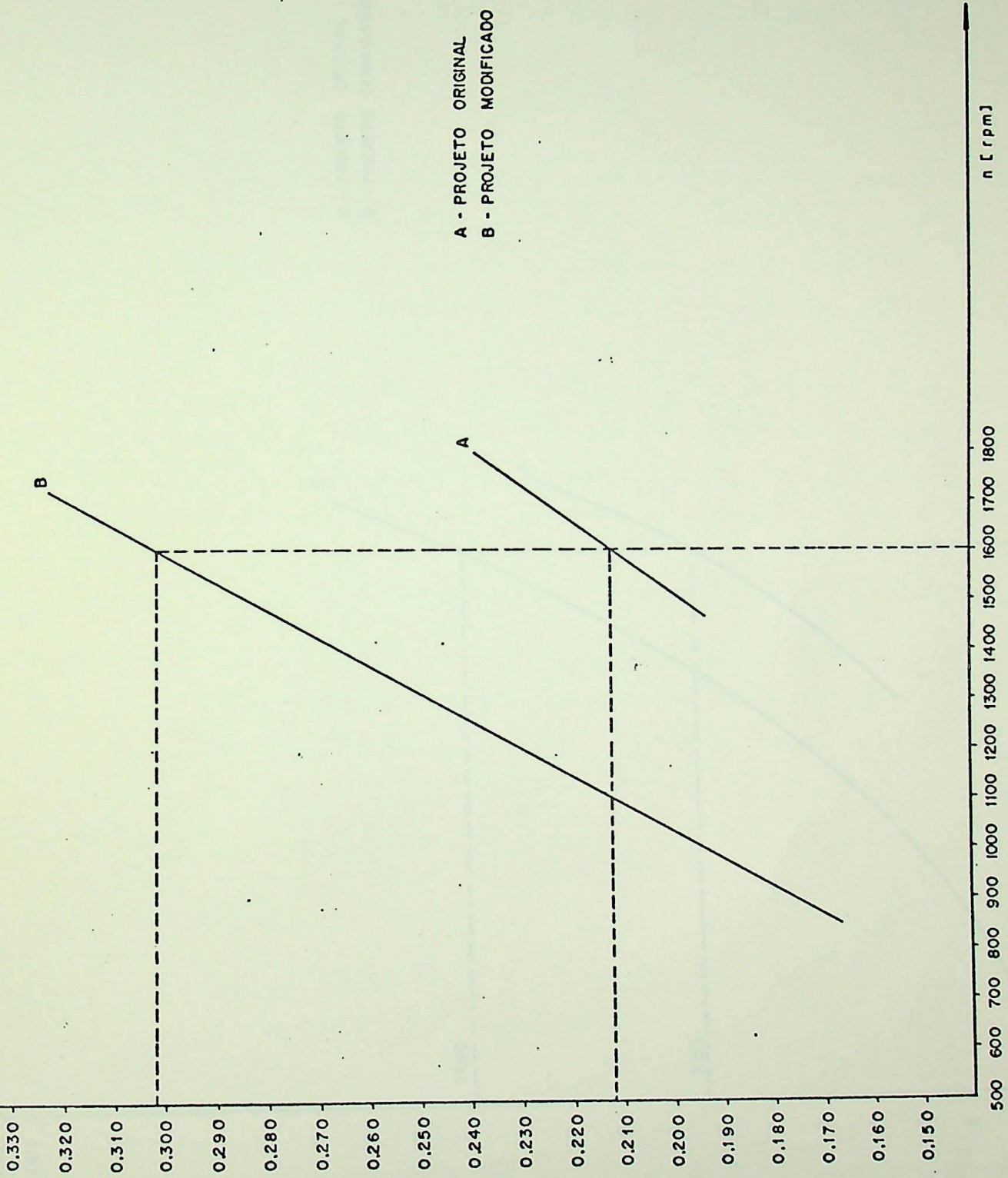


GRÁFICO 10

GRÁFICO 10

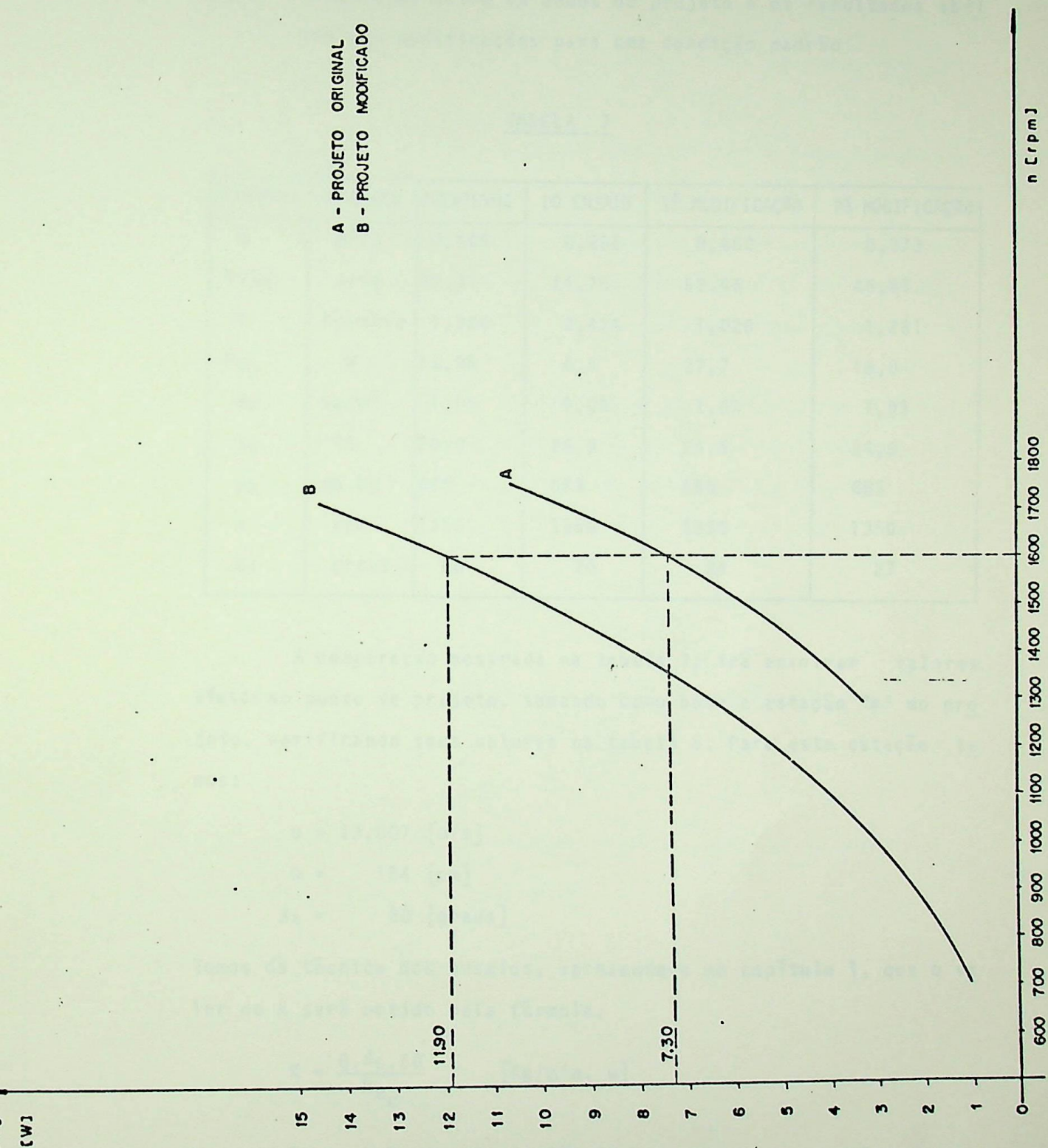


GRÁFICO 11

5.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS DO ROTOR EFEI IV - 16"

5.2.1 Comparação entre os dados do projeto e os resultados obtidos nas modificações para uma condição padrão

TABELA 7

GRANDEZAS	UNIDADES	PREVISTOS	DO ENSAIO	1ª MODIFICAÇÃO	2ª MODIFICAÇÃO
Q	m ³ /s	0,409	0,255	0,460	0,373
Y/n _h	J/Kg	39,31	24,75	58,46	46,85
K	Kg/min.w	1,526	2,424	1,026	1,281
N _{ec}	W	16,88	6,5	27,7	18,0
d _c	Kp/m ³	1,05	1,03	1,03	1,03
t _s	°C	20,0	24,5	24,5	24,5
p _b	mm Hg	690	683	683	683
n	rpm	1350	1350	1350	1350
β _s	graus	20	20	34	27

A comparação mostrada na tabela 7, irá envolver valores afetos ao ponto de projeto, tomando como base a estação "b" do projeto, verificando seus valores na tabela 6. Para esta estação temos:

$$u = 13,007 \text{ [m/s]}$$

$$D = 184 \text{ [mm]}$$

$$\beta_s = 20 \text{ [graus]}$$

Temos da técnica dos ensaios, apresentada no capítulo 1, que o valor de K será obtido pela fórmula:

$$K = \frac{Q \cdot d_c \cdot 60}{N_{ec}} \quad [\text{Kg/min. w}]$$

Temos pela teoria de Máquinas de Fluxo que o valor do trabalho específico é dado por:

$$Y = \frac{N_{ec} \cdot n_h}{Q d_c} \quad \text{e} \quad \frac{Y}{n_h} = \frac{N_{ec}}{Q d_c} \quad \text{portanto temos que} \quad \frac{Y}{n_h} = \frac{60}{K}$$

Levando em consideração também a análise que posteriormente será feita utilizando triângulos de velocidades, podemos ainda afirmar que sendo:

$$\Delta c_u = \frac{Y_c}{u \eta_h} \quad \text{temos} \quad u \Delta c_u = \frac{Y}{\eta_h} \quad \text{e daí podemos escrever}$$

$$\frac{Y}{\eta_h} = u \Delta c_u = \frac{60}{K}, \quad \text{equação que será muito importante para nossas conclusões.}$$

Utilizando esta última equação podemos determinar diretamente os valores de Δc_u para traçado dos triângulos de velocidades. Para nomenclatura dos sub-índices das grandezas, vamos adotar:

- para os valores previstos não utilizaremos sub-índices
- para os valores encontrados no ensaio sem alteração nas inclinações, utilizaremos o sub-índice 0 (zero)
- para os valores encontrados na 1ª modificação o sub-índice 1 (hum)
- para os valores encontrados na 2ª modificação o sub-índice 2 (dois)

Os valores do Δc_u serão obtidos da seguinte maneira

$$\Delta c_u = \frac{60}{uK}$$

5.2.2 Construção dos triângulos e determinação de "β construção"

$$\Delta c_u = \frac{60}{13.1,526} = 3,02 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta c_{u0} = \frac{60}{13.2,424} = 1,90 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta c_{u1} = \frac{60}{13.1,026} = 4,50 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta c_{u2} = \frac{60}{13.1,281} = 3,60 \text{ [m/s]}$$

Para se determinar o valor da velocidade meridional, devemos considerar a mesma área de passagem daí vem que:

$$C_m = \frac{Q}{S}, \quad \text{sendo } S \text{ a área calculada igual a } 0,116 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$C_m = \frac{0,409}{0,116} = 3,53 \text{ [m/s]}$$

$$C_{m_0} = \frac{0,255}{0,116} = 2,20 \text{ [m/s]}$$

$$C_{m_1} = \frac{0,460}{0,116} = 3,97 \text{ [m/s]}$$

$$C_{m_2} = \frac{0,373}{0,116} = 3,22 \text{ [m/s]}$$

Com os valores podemos desenhar os triângulos de velocidades correspondentes, apresentados na Fig. 16.

Com os triângulos construídos, podemos analisá-los e observar que para os valores dos ângulos construídos tivemos diferentes comportamentos dos ângulos β obtidos no traçado ou seja:

Para $\beta_0 \text{ const} = 20^\circ$ retiramos do triângulo $\beta_0 \text{ ensaio} = 11,5^\circ$

Para $\beta_1 \text{ const} = 34^\circ$ retiramos do triângulo $\beta_1 \text{ ensaio} = 25^\circ$

Para $\beta_2 \text{ const} = 27^\circ$ retiramos do triângulo $\beta_2 \text{ ensaio} = 19^\circ$

Temos então para diferentes valores de β construído, valores de β apresentados no ensaio, com um $\Delta\beta$ aparecendo da seguinte maneira:

$$\Delta\beta = \beta_{\text{const}} - \beta_{\text{ensaio}}$$

$$\Delta\beta_0 = 20,0 - 11,5 = 8,5^\circ$$

$$\Delta\beta_1 = 34,0 - 25,0 = 9,0^\circ$$

$$\Delta\beta_2 = 27 - 19,0 = 8,0^\circ$$

Para que tivéssemos $\beta_{\text{ensaio}} = 20^\circ$ deveríamos pelo que vimos ter um $\beta_{\text{construção}} = \beta_{\text{ensaio}} + \Delta\beta$; e este $\Delta\beta$ mostra-se entre 8 e 9 graus.

Para uma determinação de projeto, o β_{ensaio} seria igual a $\beta_{\text{calculado}}$.

5.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS DO ROTOR EFEI-II-12"

5.3.1 Comparação entre os dados do projeto e os resultados obtidos nas modificações para uma condição padrão

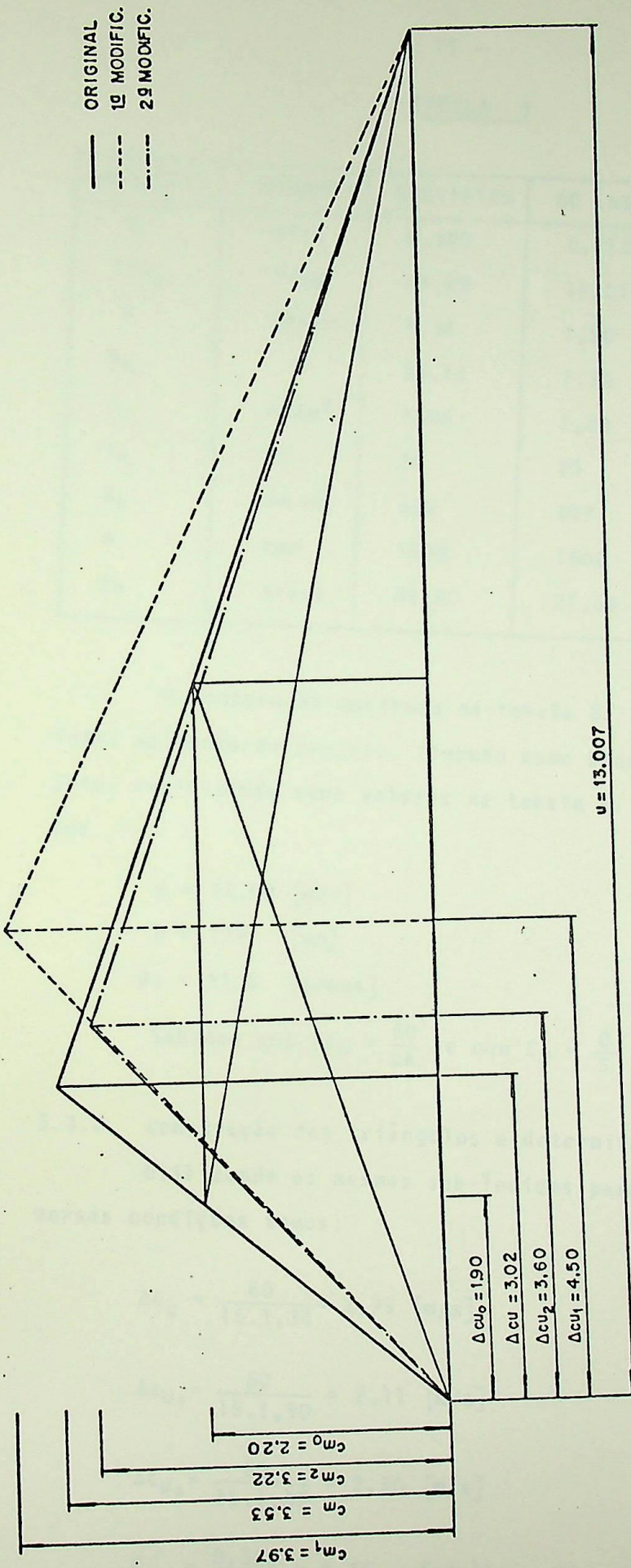


Fig.16

TABELA 8

GRANDEZAS	UNIDADES	PREVISTOS	DO ENSAIO	MODIFICADO
Q	m ³ /s	0,300	0,212	0,302
Y/η _h	J/Kg	44,89	16,01	37,53
K	Kg/min w	1,34	1,90	1,60
N _{ec}	W	14,14	7,30	11,90
d _c	Kp/m ³	1,05	1,09	1,05
t _s	°C	20	21	26,5
P _b	mm Hg	690	687	678
n	rpm	1600	1600	1600
β _s	graus	91,50	21,50	28,50

A comparação mostrada na tabela 8, irá envolver valores a fetos ao ponto de projeto, tomando como base a estação "c" do projeto, verificando seus valores na tabela 5. Para esta estação temos

$$u = 15,00 \text{ [m/s]}$$

$$D = 179 \text{ [mm]}$$

$$\beta_s = 21,5 \text{ [graus]}$$

$$\text{Sabemos que } \Delta c_u = \frac{60}{uK} \text{ e que } C_m = \frac{Q}{S} \text{ sendo } S = 0,066 \text{ [m}^2\text{]}$$

5.3.2 Construção dos triângulos e determinação do β construção
Utilizando os mesmos sub-índices para diferenciar as diversas condições temos:

$$\Delta c_u = \frac{60}{15.1,34} = 2,99 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta c_{u_0} = \frac{60}{15.1,90} = 2,11 \text{ [m/s]}$$

$$\Delta c_{u_1} = \frac{60}{15.1,60} = 2,50 \text{ [m/s]}$$

$$C_m = \frac{0,300}{0,066} = 4,55 \text{ [m/s]}$$

$$C_{m_0} = \frac{0,212}{0,066} = 3,21 \quad [m/s]$$

$$C_{m_1} = \frac{0,302}{0,066} = 4,58 \quad [m/s]$$

Com os valores podemos desenhar os triângulos de velocidades correspondentes, apresentados na Fig. 17.

Com os triângulos construídos, podemos analisá-los e observar:

Para $\beta_{const} = 21,5^\circ$ retiramos do triângulo $\beta_{ensaio} = 14,5^\circ$

Para $\beta_{1const} = 28,5^\circ$ retiramos do triângulo $\beta_{1ensaio} = 21,0^\circ$

$$\text{Sendo que: } \Delta\beta_0 = 21,5 - 14,5 = 7,0^\circ$$

$$\Delta\beta_1 = 28,5 - 21,0 = 7,5^\circ$$

Portanto para termos $\beta_{ensaio} = 21,5^\circ$, deveríamos pelo que vimos ter um $\beta_{construção} = \beta_{ensaio} + \Delta\beta$ e este $\Delta\beta$ agora está entre 7,0 e 7,5 graus.

Para uma determinação de projeto, o β_{ensaio} seria igual ao β calculado



— ORIGINAL
 - - - - - OBTIDO
 - . - . - MODIFICADO

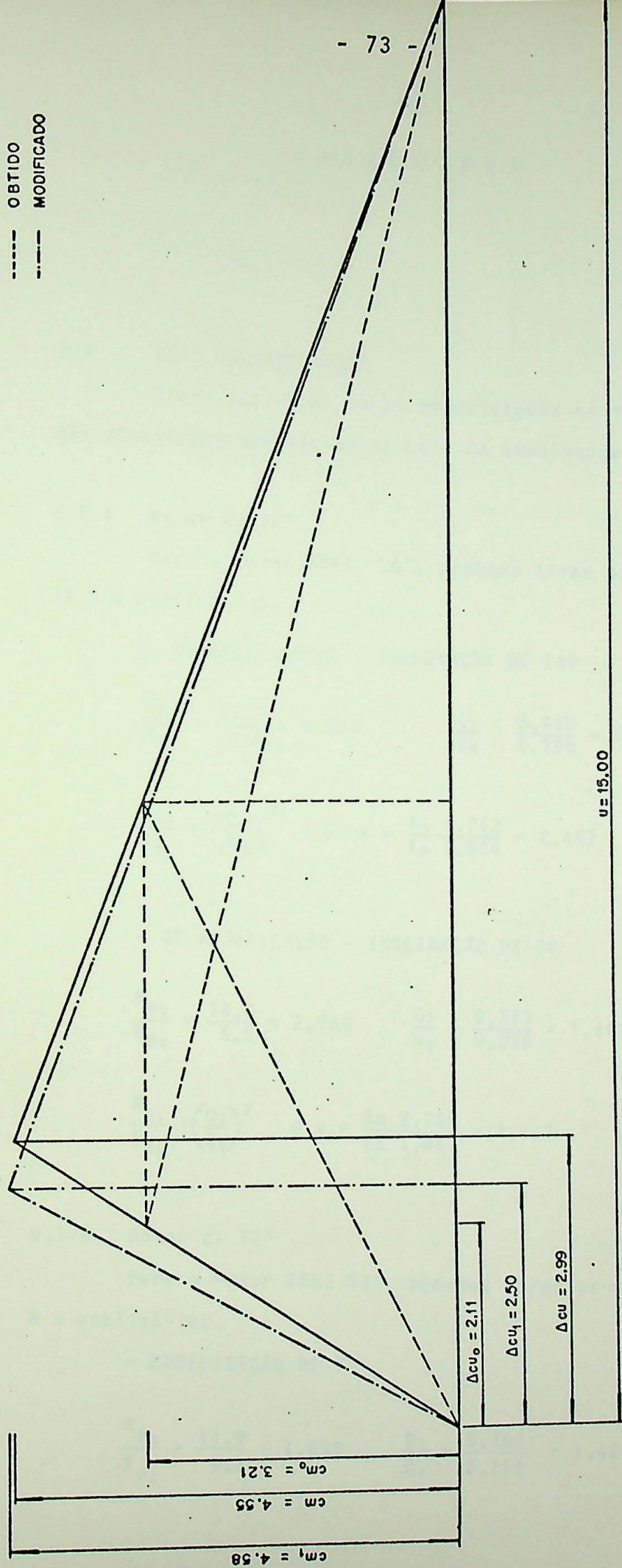


Fig. 17

CONCLUSÕES

CAPÍTULO 6

6.1 LEIS DE SEMELHANÇA

Vamos verificar se as modificações na inclinação das pás dão resultados que seguem as Leis de semelhança:

6.1.1 Rotor de 16"

Para o rotor EFEI 16", podemos tirar os valores da tabela 7 e analisá-los.

- 1ª MODIFICAÇÃO - INCLINAÇÃO DE 14º

$$\frac{N_{e1}}{N_{e0}} = \frac{27,7}{6,5} = 4,262 \quad \frac{Q_1}{Q_0} = \frac{0,460}{0,255} = 1,804$$

$$\frac{N_{e1}}{N_{e0}} = \left(\frac{Q_1}{Q_0} \right)^x \quad \text{e} \quad x = \frac{\ln 4,262}{\ln 1,804} = 2,457 \quad \therefore x = 2,457$$

- 2ª MODIFICAÇÃO - INCLINAÇÃO DE 7º

$$\frac{N_{e2}}{N_{e0}} = \frac{18,0}{6,5} = 2,769 \quad \frac{Q_2}{Q_0} = \frac{0,373}{0,255} = 1,463$$

$$\frac{N_{e2}}{N_{e0}} = \left(\frac{Q_2}{Q_0} \right)^y \quad \text{e} \quad y = \frac{\ln 2,769}{\ln 1,463} = 2,677 \quad \therefore y = 2,677$$

6.1.2 Rotor de 12"

Para o rotor EFEI 12", podemos tirar os valores da tabela 8 e analisá-los.

- MODIFICAÇÃO DE 7º

$$\frac{N_{e1}}{N_{e0}} = \frac{11,9}{7,3} = 1,630 \quad \frac{Q_1}{Q_0} = \frac{0,302}{0,212} = 1,425$$

$$\frac{N_{e1}}{N_{e0}} = \left(\frac{Q_1}{Q_0} \right)^z \quad \text{e} \quad z = \frac{\ln 1,630}{\ln 1,425} = 1,379 \quad \therefore \quad z = 1,379$$

Verifica-se então que como os valores de x , y e z não acompanham as leis de semelhança, concluímos que a inclinação das pás em relação ao eixo de rotação não estão relacionadas por valores conhecidos de potência e vazão.

6.2 VALORES DE β PARA CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

Para os diâmetros ensaiados encontramos valores de $\Delta \beta$ os quais foram aplicados na construção dos modelos e que se resumem:

$$\beta_{\text{construção}} = \beta_{\text{calculado}} + \Delta \beta$$

Os valores de $\Delta \beta$ até agora conhecidos são:

- Para diâmetro externo comercial de 16", $\Delta \beta$ assume valores entre 8 e 9 graus.

- Para diâmetro externo comercial de 12", $\Delta \beta$ assume valores entre 7 e 7,5 graus.

6.3 ANÁLISE DOS TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE

O aparecimento da componente de choque nos dois casos construídos vem reafirmar a teoria das componentes de velocidades perdas nos rotores axiais de sopro livre, vindo as correções nos ângulos, corrigir estas perdas.

6.4 FUTUROS ENSAIOS USANDO A TEORIA DA ASA DE SUSTENTAÇÃO

Como o cálculo dos rotores ensaiados, obedeceu a teoria monodimensional, por efeito de aplicação imediata dos resultados de uma maneira econômica, queremos alertar que estes resultados podem não ocorrer em rotores dimensionados pela teoria da asa de sustentação, fato que poderá ser analisado em um futuro próximo em trabalhos desta natureza.

BIBLIOGRAFIA

- (Ref.1) ECK, BRUNO-FANS - Pergamon Press-New York - 1973
- (Ref.2) BRAN,RICHARD/SOUZA,ZULCY DE- Máquinas de Fluxo- Ao livro
técnico S/A-RIO DE JANEIRO -
1969
- (Ref.3) MARCINOWSKI,H. - The influence of the tip clearance in
freely exhausting axial-flow fans without
guide wheels, voith-forschung u.
Konstruktion, 1958, Nº 3
- (Ref.4) JORGENSEN,ROBERT-Fan engeneering - Buffalo Forge Company-
New York - 1970
- (Ref.5) AMCA STANDARD 210-67 - Test code for air moving devices-
1967
- (Ref.6) MATAIX,CLAUDIO - Turbomaquinas Hidráulicas- Editorial ICAI
-Madrid
- (Ref.7) IEC - 385 - International Electrotechnical Commission

ÍNDICE

TÍTULO

PRONUNCIAMENTO DA COMISSÃO	I
JULGAMENTO DA COMISSÃO	II
AGRADECIMENTOS	III
DEDICATORIA	IV
SUMARIO	VI
SINOPSE	VII
SIMBOLOGIA	VIII - IX

CAPÍTULO 1 - GENERALIDADES SOBRE ROTORES AXIAIS DE SOPRO LIVRE

1.1 - Introdução	1
1.2 - Rendimentos de rotores axiais de descarga livre	3
1.3 - Detalhes que orientam o projeto	5
1.4 - Efeitos da montagem com aro guia e sem aro guia	5
1.5 - Técnicas de ensaio para ventiladores axiais de des <u>c</u> arga livre	6

CAPÍTULO 2 TESTE DE ROTORES COM DIÂMETRO DE 12" COMERCIAL 10

CAPÍTULO 3 DETERMINAÇÃO DA POTENCIA MECÂNICA CONSUMIDA POR UM ROTOR AXIAL

3.1 - Introdução	36
3.2 - Determinação da curva "conjugadoXcorrente"	40
3.3 - Obtenção da curva característica do rotor a partir do motor aferido	42
3.4 - O problema da estabilidade do funcionamen <u>t</u> o	42

CAPÍTULO 4	- MÉTODO TEÓRICO DE CÁLCULO DE ROTOR AXIAL	
4.1	- Cálculo de rotor axial de 12" (EFEI-I)	49
4.2	- Cálculo de rotor axial de 12" (EFEI-II)	50
4.3	- Cálculo do rotor axial de 16" (EFEI-IV)	52
4.4	- Desenho dos rotores	53
CAPÍTULO 5	RESULTADO DOS ENSAIOS, MODIFICAÇÕES NA INCLINAÇÃO DAS PÁS	
5.1	- Ensaios e modificações	57
5.2	- Análise dos resultados rotor EFEI-IV-16"	67
5.3	- Análise dos resultados rotor EFEI-II-12"	69
CAPÍTULO 6	CONCLUSÕES	
6.1	- Leis de Semelhança	74
6.2	- Valores de β para construção do prototipo	75
6.3	- Análise dos triângulos de velocidade	75
6.4	- Futuros ensaios usando a teoria da asa de sustentação	75
BIBLIOGRAFIA		76



EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
8200179



NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA