

Este exemplar corresponde a redacção
final da tese defendida por Waldyr
Luiz Ribeiro Gallo e aprovada
pela comissão julgadora em 25 de
Abril de 1984

Cy Li

ESTUDO DO DESEMPENHO DE

UM ROTOR DE ARRASTO

024/84

UNIVERSIDADE
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas da UNICAMP
como parte dos requisitos necessários à obtenção do Título de MES
TRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Banca:

Prof. Dr. Chang Yu Liu - Orientador

• Prof. Dr. Kamal A. R. Ismail

Prof. Dr. Sérgio Valdir Bajay

Autor: WALDYR LUIZ RIBEIRO GALLO

ABRIL/1984

Para

Ana Maria

e nosso filho que vai chegar

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. CHANG YU-LIU, pela dedicação na orientação deste trabalho

a Taka O. Perroni, pelo excelente serviço de datilografia

ao desenhista Wilton Furquim, pela alta qualidade das ilustrações

aos colegas do Setor de Energia que colaboraram direta ou indiretamente neste trabalho.

R E S U M O

Este trabalho se propõe a analisar o desempenho de rotores de arrasto para sistemas eólicos. A fim de situá-los no conjunto dos cataventos, são apresentados os diversos tipos de rotores, com suas características de performance. O Método dos Tubos de Corrente Múltiplos é empregado para a simulação do desempenho de um rotor de arrasto simples e são investigados os efeitos dos principais parâmetros que afetam suas características de operação. São realizados ensaios em tunel de vento com um rotor de arrasto similar ao que foi analisado, para uma comparação entre os resultados do modelamento teórico e os resultados experimentais. O mesmo método de análise teórica é utilizado para realizar a previsão do desempenho de outro rotor de arrasto, mais eficiente.

Í N D I C E

Pág.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO	1
------------------	---

CAPÍTULO 2

OS TIPOS DE ROTORES	4
2.1. Rotores de eixo horizontal	4
2.1.1. Rotores tipo hélice	9
2.1.2. Rotores múltipás	12
2.1.3. Moinhos de Vento	13
2.1.4. Rotores Darrieus	15
2.1.5. Ciclogiros ou Giromill	17
2.2. Rotores de arrasto diferencial	18
2.2.1. Rotores de arrasto simples	20
2.2.2. Rotores de arrasto com proteção contra o ven <u>to</u> to	21
2.2.3. Rotores Savonius	22
2.3. Comparação entre os diversos rotores	24

CAPÍTULO 3

MÉTODO TEÓRICO PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE ROTORES DE ARRASTO	26
3.1. O método dos tubos de corrente múltiplos	26
3.2. Aplicação do método para um rotor de arrasto simples	29
3.2.1. A geometria do rotor e o sistema de coordena <u>da</u> das	29
3.2.2. As forças que atuam em um tubo de corrente .	33
3.2.3. O cálculo dos parâmetros de desempenho do ro <u>to</u> tor	40
3.2.4. O efeito de sombra aerodinâmica das pás	42
3.3. O rotor de arrasto com proteção	43
3.4. Características dos programas.	45

CAPÍTULO 4

ENSAIOS EXPERIMENTAIS	46
4.1. Determinação dos coeficientes de arrasto	46
4.1.1. Os perfis ensaiados	46
4.1.2. Características do Tunel de Vento	48
4.1.3. Método para a determinação do arrasto	50
4.1.4. Os coeficientes de arrasto obtidos	57
4.2. Ensaio dos motores DC e do tacogerador	59
4.2.1. Equipamentos e instrumentos	60
4.2.2. Ensaio com o motor em aberto	61
4.2.3. Ensaio do conjunto motor-gerador sem carga .	63
4.2.4. Ensaio do conjunto motor-gerador com carga externa	65
4.3. Ensaio do desempenho dos rotores	67
4.3.1. Descrição dos rotores, equipamentos e instru- mentos	67
4.3.2. Ensaio preliminares	69
4.3.3. Método de medidas utilizado	71

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS	76
5.1. Simulação do desempenho de um rotor de arrasto simples	76
5.2. Os resultados experimentais para o rotor de arrasto simples	81
5.3. O rotor de arrasto com proteção	89

CAPÍTULO 6

COMENTÁRIOS E CONCLUSÃO	97
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	100
APÊNDICE 1: O MÉTODO DA SECANTE	102
APÊNDICE 2: LISTAGEM DOS PROGRAMAS DE COMPUTADOR	105

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A energia eólica tem sido utilizada de diversas maneiras desde os primórdios da civilização. Desde a Antiguidade o homem tem utilizado a força dos ventos para a propulsão de embarcações. Durante a Idade Média surgem os moinhos de vento - dispositivos usados para acionar moendas de grãos e para bombear água. Entre o final do século passado e a década de 30 o catavento multipás (tipo americano) foi extensamente utilizado para bombear água em fazendas que não dispunham de eletricidade.

Com o advento da produção de energia elétrica em grandes centrais, a ampliação da rede de distribuição e dos moto-geradores a combustão interna para regiões remotas, a energia eólica foi sendo relegada a segundo plano. Porém, a crise de combustíveis fósseis voltou a colocar a energia eólica entre as fontes de energia passíveis de serem utilizadas.

Duas características básicas da energia eólica - a saber, a inconstância dos ventos e a pequena energia por metro quadrado de superfície - tem dificultado uma utilização mais extensa dessa fonte. A energia eólica é aleatória; mesmo nos lugares onde se encontram ventos de grande intensidade, há extensos períodos de calmaria. Além disso, para se obter potências médias (da ordem de 100 kW), o porte da instalação já é bastante grande.

Desde o início do século tem sido pesquisado o uso de cataventos na geração de energia elétrica. Assim, hoje em dia existem inclusive fabricantes de sistemas eólicos para geração de energia elétrica nos EUA e na Europa. Pode-se citar três tipos básicos de sistemas: gerador DC usado para carregar baterias, gerador AC complementado por um gerador auxiliar que usa outra fonte de energia ou gerador AC interligado à rede de distribuição de energia elétrica existente; para maiores detalhes sobre o acoplamento das características de um rotor de catavento com um gerador, bem como os tipos de controle utilizados em cada sistema, ver JAYADEV [1], RAMAKUMAR [2] e MEYER [3].

Para essa finalidade específica - geração de energia

elétrica - as pesquisas com tais sistemas se orientam em algumas linhas básicas: construção de rotores de grande eficiência, sistemas de controle de rotação, sistemas de armazenamento de energia e interligação à rede existente. Como a energia elétrica possui utilização nobre, as limitações da energia eólica acabam por se traduzir em sistemas caros - apesar de criativos e de eficiência próxima dos valores limites para este tipo de máquina.

Estudos de viabilidade econômica tem indicado que, caso sejam construídos sistemas de grande porte em série, os custos de produção por KWh serão comparáveis aos de uma central termoelétrica. Como no Brasil a geração de energia elétrica é feita principalmente em usinas hidroelétricas a custos menores que os de usinas termoelétricas, o uso de sistemas eólicos para produção de energia elétrica parece remoto, exceto em locais afastados das redes de distribuição. Na ilha de Fernando de Noronha, que é abastecida por grupos geradores diesel, foram instalados três rotores tipo hélice, desenvolvidos no CTA, acionando geradores síncronos interligados à rede, visando uma redução de 30% no consumo de óleo diesel.

Além da geração de energia elétrica, os cataventos podem ser utilizados para bombeamento de água, irrigação ou outro uso direto da energia mecânica. Em particular, para aplicação em bombeamento, a inconstância dos ventos não é decisiva, uma vez que o armazenamento da água é muito fácil. De maneira geral, o uso da energia eólica para fins que não requeiram confiabilidade é uma possibilidade que não deve ser desprezada.

A utilização de cataventos de arrasto - simples e baratos, embora de baixa eficiência - tem sido muito pouco estudada, uma vez que a preocupação básica que norteia o desenvolvimento dos sistemas eólicos nos países desenvolvidos é a geração de energia elétrica.

Para os tipos de rotores mais eficientes, existem vários métodos para a análise teórica de desempenho e otimização do projeto. Assim, para os rotores tipo hélice, que são os mais amplamente construídos, métodos de modelamento do desempenho podem ser encontrados nos trabalhos de HÜTTER [4], JUUL [5], LEVEBVRE [6] e PUTNAM [7]; de resto, em virtude do grande desenvolvimento da aeronáutica, o desempenho de hélices é bastante conhecido. Para o rotor tipo Darrieus, que vem sendo pesquisado mais recente-

mente, dois métodos de modelamento são apresentados nos trabalhos de TEMPLIN [8] e STRICKLAND [9]. Dos rotores de arrasto, o rotor tipo Savonius é o único estudado em detalhes; a otimização dos parâmetros geométricos do rotor, modelamento teórico e resultados experimentais de desempenho podem ser encontrados no trabalho desenvolvido na UNICAMP por ISMAIL [10] e no trabalho de NEUMANN [11] da Mc-Gill University, do Canadá.

Neste trabalho, propõe-se um método de análise teórica de desempenho para rotores de arrasto - os menos eficientes, porém mais simples. O Método de Tubos de Corrente Múltiplos - descrito em detalhes em um capítulo posterior - foi escolhido para tal finalidade, em virtude de sua simplicidade, facilidade de adaptação para diferentes geometrias e tempo de computação razoável. Como teste para o modelo de análise, foi construído e ensaiado em túnel de vento um rotor de arrasto simples análogo ao que foi objeto de modelamento teórico.

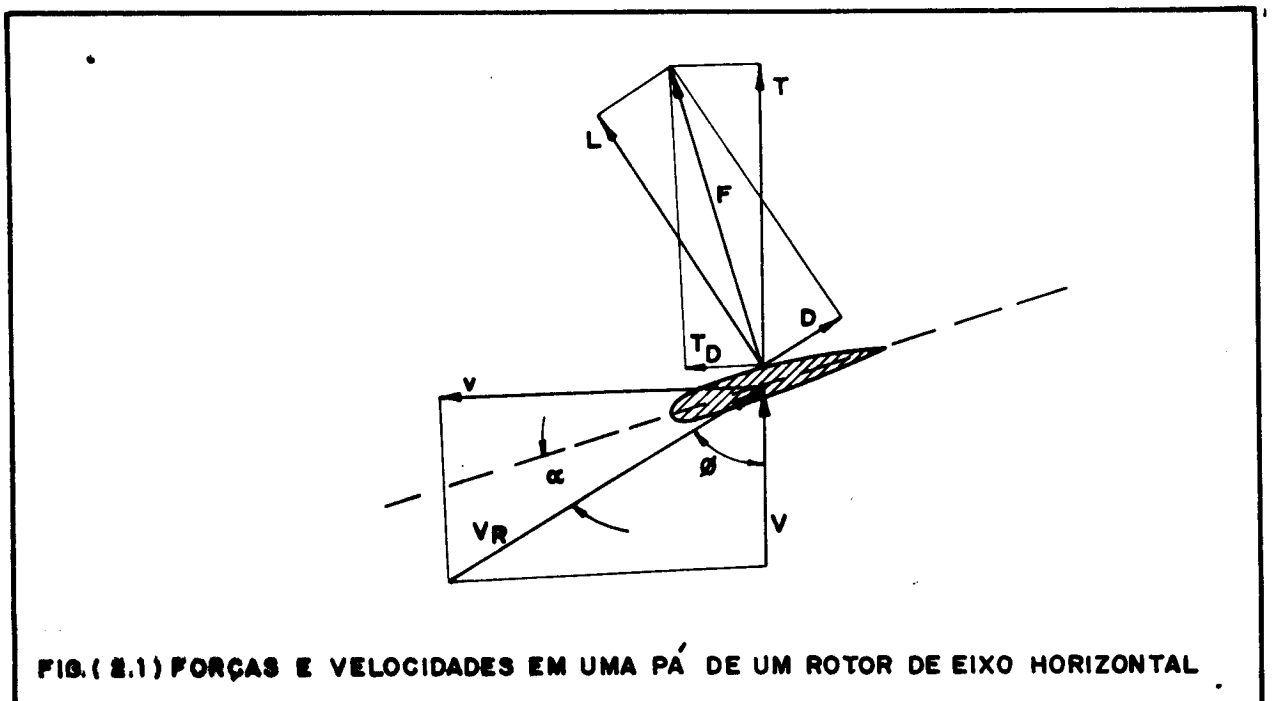
CAPÍTULO 2

OS TIPOS DE ROTORES

Um levantamento sobre os vários tipos de rotores de catavento usados revela a existência de duas classes distintas de máquinas: as que se movem por efeito da força de sustentação produzida em suas pás, e as que se movem por efeito do arrasto diferencial. A verificação dos tipos e características de todos os rotores mais utilizados é feita neste capítulo, a fim de que se possa situar os rotores de arrasto diferencial no conjunto dos cataventos, evidenciando suas características e limitações.

2.1. ROTORES DE EIXO HORIZONTAL

Nesta classe de rotores as superfícies ativas formam um pequeno ângulo com a direção da velocidade relativa. A força resultante F que atua na pá pode ser decomposta em duas componentes, uma perpendicular à direção da velocidade relativa - a sustentação L - e outra paralela à direção da velocidade relativa o arrasto D - como no caso de uma asa. Na figura 2.1, vemos a representação esquemática da superfície ativa, a velocidade do ven-



to V , a velocidade relativa V_R , a velocidade da pá v , o pequeno ângulo α formado entre a superfície e a velocidade relativa, a força resultante F , a sua componente de arrasto D e a componente de sustentação L . A força F também pode ser decomposta segundo a direção de v e a normal a essa direção, fornecendo as componentes T_D e T respectivamente.

As pás se movem devido ao torque produzido pela força T_D e sofrem um esforço normal ao plano de rotação devido à força T - o empuxo axial. Da figura acima fica evidente que a maior contribuição para a força T_D é proveniente da sustentação, enquanto que o arrasto é uma força resistiva. Dessa forma, esta classe de máquinas pode ser chamada de rotores de sustentação.

Para as máquinas que funcionam segundo o princípio descrito acima, BETZ [12] provou que a potência captada possui um limite bem definido, como mostrado a seguir.

BETZ supôs que o rotor está situado em uma corrente de ar com velocidade V_1 na secção 1 e com velocidade V_2 na secção 2, como indicado na figura 2.2. Como a captação de energia pelo rotor ocorre às custas da energia cinética do vento, a velocidade V_2 será necessariamente menor que V_1 . Pela equação da continuidade, supondo escoamento incompressível, teremos:

$$A_1 V_1 = AV = A_2 V_2 \quad (2.1)$$

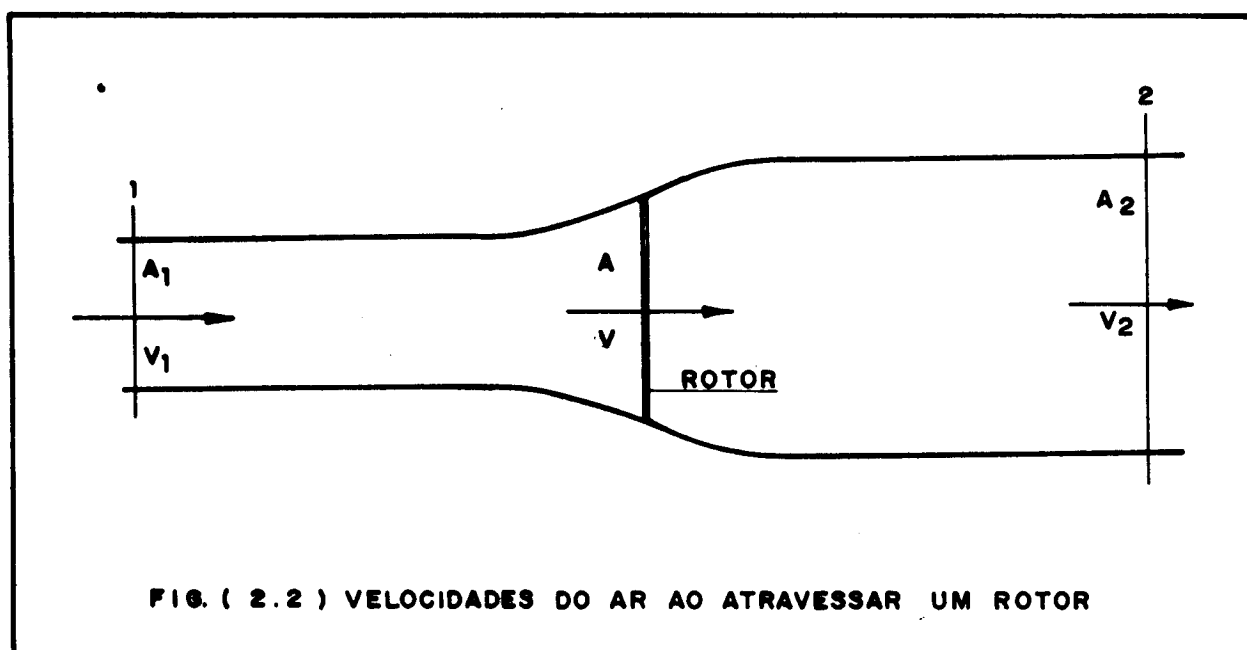


FIG. (2.2) VELOCIDADES DO AR AO ATRAVESSAR UM ROTOR

e fica evidente que $A_2 > A_1$ pois $V_2 < V_1$.

De acordo com o teorema de Euler, a força exercida pelo ar sobre o rotor será:

$$F = \rho Q(V_1 - V_2) = \rho A(V_1 - V_2)V \quad (2.2)$$

e a potência absorvida pelo rotor será

$$\dot{w} = FV = \rho AV^2(V_1 - V_2) \quad (2.3)$$

Por outro lado, a potência absorvida pelo rotor é igual à variação de energia cinética da massa de ar que atravessa o rotor por segundo:

$$\frac{\Delta E_c}{s} = \frac{1}{2} \rho AV(V_1^2 - V_2^2) = \dot{w} = \rho AV^2(V_1 - V_2) \quad (2.4)$$

de onde

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (2.5)$$

valor que, substituído nas equações (2.2) e (2.3) conduz à:

$$F = \frac{1}{2} \rho A(V_1^2 - V_2^2) \quad (2.6)$$

$$\dot{w} = \frac{1}{4} \rho A(V_1^2 - V_2^2)(V_1 + V_2) \quad (2.7)$$

Para saber como a potência varia em função da velocidade de V_2 , pode-se tomar $\frac{d\dot{w}}{dV_2}$:

$$\frac{d\dot{w}}{dV_2} = \frac{1}{4} \rho A (V_1^2 - 2V_2V_1 - 3V_2^2) \quad (2.8)$$

A potência máxima ocorrerá para

$$\frac{d\dot{w}}{dV_2} = 0 \quad (2.9)$$

que admite duas raízes:

$$V_2 = -V_1 \quad \text{sem significado físico}$$

$$V_2 = \frac{V_1}{3} \quad (2.10)$$

que corresponde à potência máxima.

Substituindo esse valor na expressão (2.7):

$$\dot{w}_{\max} = \frac{8}{27} \rho A V_1^3 \quad (2.11)$$

Por outro lado, a potência disponível na corrente de vento é:

$$\dot{w}_v = \frac{1}{2} \rho A_1 V_1^3 \quad (2.12)$$

Agora, pelas eq. (2.5) e (2.10):

$$V = \frac{2V_1}{3} \quad (2.13)$$

e pela equação da continuidade

$$\frac{A}{A_1} = \frac{V_1}{V} = \frac{3}{2} \quad (2.14)$$

Logo, \dot{w}_{\max}/\dot{w}_v será

$$\frac{\dot{w}_{\max}}{\dot{w}_v} = \frac{16}{27} \frac{A}{A_1} = \frac{8}{9} \quad (2.15)$$

ou seja, a potência máxima que pode ser absorvida por um catavento é 8/9 da potência do vento que passa por ele.

Na prática, não se costuma relacionar a potência máxima absorvida com a potência do vento como definida acima e sim com uma potência fictícia definida por:

$$\dot{w}_f = \frac{1}{2} \rho A V_1^3 \quad (2.16)$$

e então

$$\frac{\dot{w}_{\max}}{\dot{w}_f} = \frac{16}{27} \approx 0,593 \quad (2.17)$$

Este valor é o chamado limite de Betz. O uso de \dot{w}_f em lugar de \dot{w}_v está consagrado na prática e tem a vantagem de utilizar uma única área de referência (A), que é a do disco gerado pela rotação das pás.

A relação entre \dot{w} e \dot{w}_f é chamada de coeficiente de potência - CP - e é um dos parâmetros usados para caracterizar o desempenho de um rotor:

$$CP = \frac{\dot{w}}{\dot{w}_f} = \frac{\dot{w}}{1/2 \rho A V_1^3} \quad (2.18)$$

Outra relação adimensional relevante é a velocidade específica, que relaciona a velocidade do vento V_1 e a velocidade da ponta da pá U_T :

$$ROT = \frac{U_T}{V_1} \quad (2.19)$$

Este parâmetro na realidade traduz uma das condições de similaridade cinemática entre rotores geometricamente semelhantes, e se presta a caracterizar adimensionalmente o desempenho de famílias de rotores.

Por fim, um outro parâmetro adimensional importante é o coeficiente de momento C_M . Este parâmetro permite comparar o torque produzido pelo rotor com o maior torque possível de ser produzido devido à velocidade do vento:

$$C_M = \frac{M}{1/2 \rho A R V_1^2} \quad (2.20)$$

onde: M: torque produzido pelo rotor

R: raio do disco gerado pela rotação do rotor

Pode-se provar que:

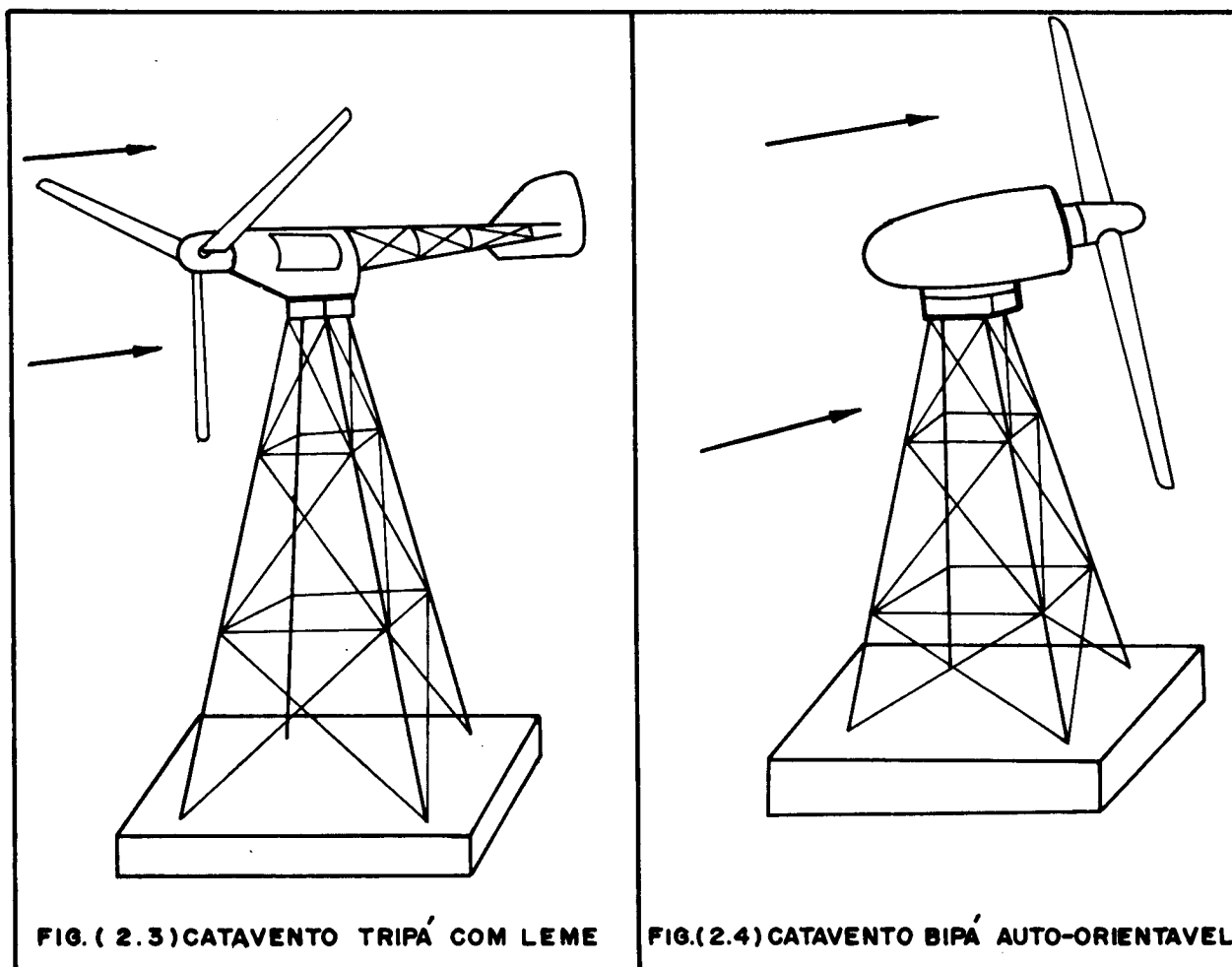
$$C_P = C_M \cdot C_T \quad (2.21)$$

Na classe dos rotores de sustentação destacam-se os tipos descritos a seguir.

2.1.1. Rotores tipo hélice

Os rotores deste tipo são em tudo semelhantes às hélices de uso aeronáutico e possuem de duas a quatro pás. As figuras 2.3 e 2.4 mostram esquematicamente sua montagem. A torre serve para elevar a máquina a uma altura em que os efeitos da proximidade do solo - camada limite, obstáculos naturais como árvores, elevações e casas - sejam minimizados.

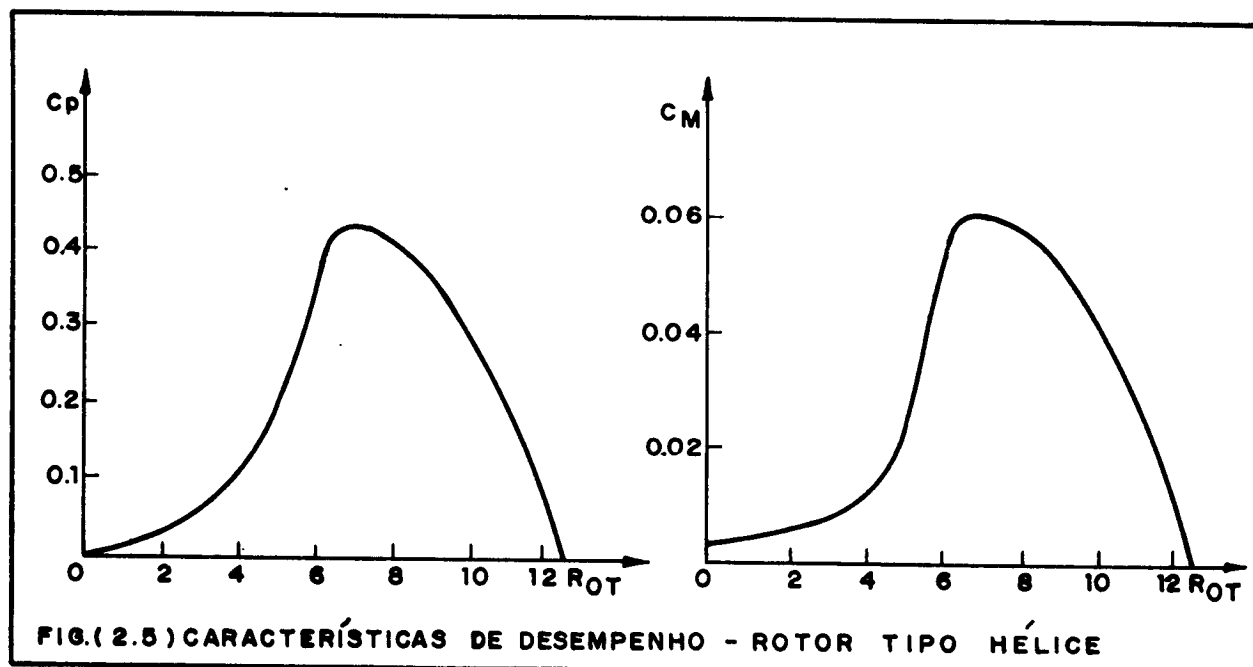
Como todas as máquinas de eixo horizontal, devem possuir um sistema de orientação a fim de manter o rotor perpendicular à direção do vento, o que constitui um de seus problemas de execução. Para direcionar o rotor na posição correta são usados lemes (nos modelos de menor porte), servo-motores elétricos e sistemas auto-orientáveis (nos de grande porte).



Uma vez que a velocidade do vento é grandemente variável, os rotores necessitam um sistema de regulagem a fim de evitar rotações excessivas, manter a rotação específica próxima dos valores mais convenientes ou manter a rotação constante - no caso dos cataventos que acionam geradores elétricos AC síncronos. Tais sistemas de regulagem variam desde simples freios mecânicos para evitar rotações acima de um dado nível, até pás de passo variável e freios aerodinâmicos controlados automaticamente.

O rotor tipo hélice é a configuração mais amplamente estudada e construída, uma vez que a finalidade principal dos sistemas eólicos nos países avançados é a geração de energia elétrica. Os geradores elétricos trabalham em rotações mais elevadas que os rotores que os acionam e então as altas rotações específicas deste tipo de rotor facilitam a construção de caixas de engrenagens multiplicadoras eficientes. Além disso, é o tipo de rotor mais eficiente; estas duas características justificam sua escolha, mesmo quando são consideradas suas deficiências: não operam senão em velocidades de vento relativamente altas e possuem torque de partida muito baixo.

De forma geral, para rotores de duas a quatro pás, a velocidade específica que produz CP máximo está na faixa de 5 a 8 e o coeficiente de potência máximo está entre 0,35 e 0,45. As características de desempenho típicas estão na figura 2.5 em função da rotação específica.



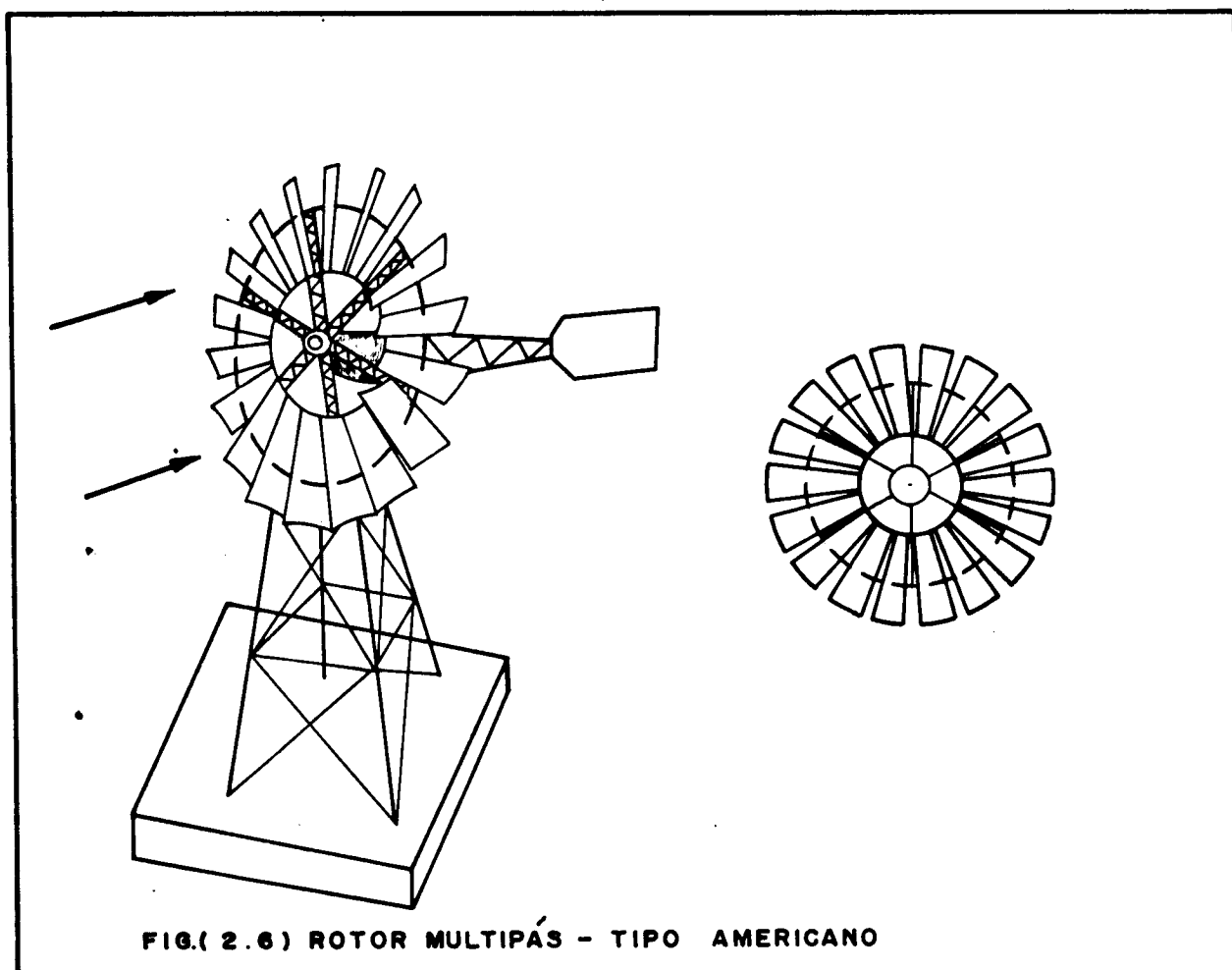
Para a faixa de potência entre 50W a 6000W, há fabricação em série de sistemas que utilizam baterias para armazenamento da energia. Pode-se citar os fabricantes Aerowatt (França), Windcharger, Jacobs e Sencenbaugh (EUA), Elektro (Suíça), Duulite (Austrália), Allgaier (Alemanha). Instalações de grande potência tem sido construídas, mas apenas em estágio experimental; o quadro abaixo indica algumas das características principais dos mais

Anos de Operação	Modelo	Diâmetro (m)	Potência Nominal (KW)	Velocidade Vento Nominal (m/s)	Rotação Nominal rpm	CP	ROT
1962/66	Neyrpic (Fr)	21,2	132	12,5	56	0,38	-
1963/64	Neyrpic (Fr)	35,0	1000	17,0	-	0,415	-
1941/54	Grandpa's KNOB (EUA)	53,0	1250	-	29	0,33	-
1957/66	Gedser (Juul) (Din)	24,0	200	17,0	30	-	-
1978	NIBE (Din)	40,0	630	13,0	34	-	5,4
1979	MOD1 (EUA)	61,0	2000	11,2	35	-	7,8
1980	MOD2 (EUA)	91,5	2500	12,5	17,5	-	6,7

famosos sistemas eólicos de grande porte. Uma descrição bastante completa dos mais importantes sistemas eólicos pode ser encontrada na obra de LE GOURIÈRES [13], e no trabalho de GOLDING [14].

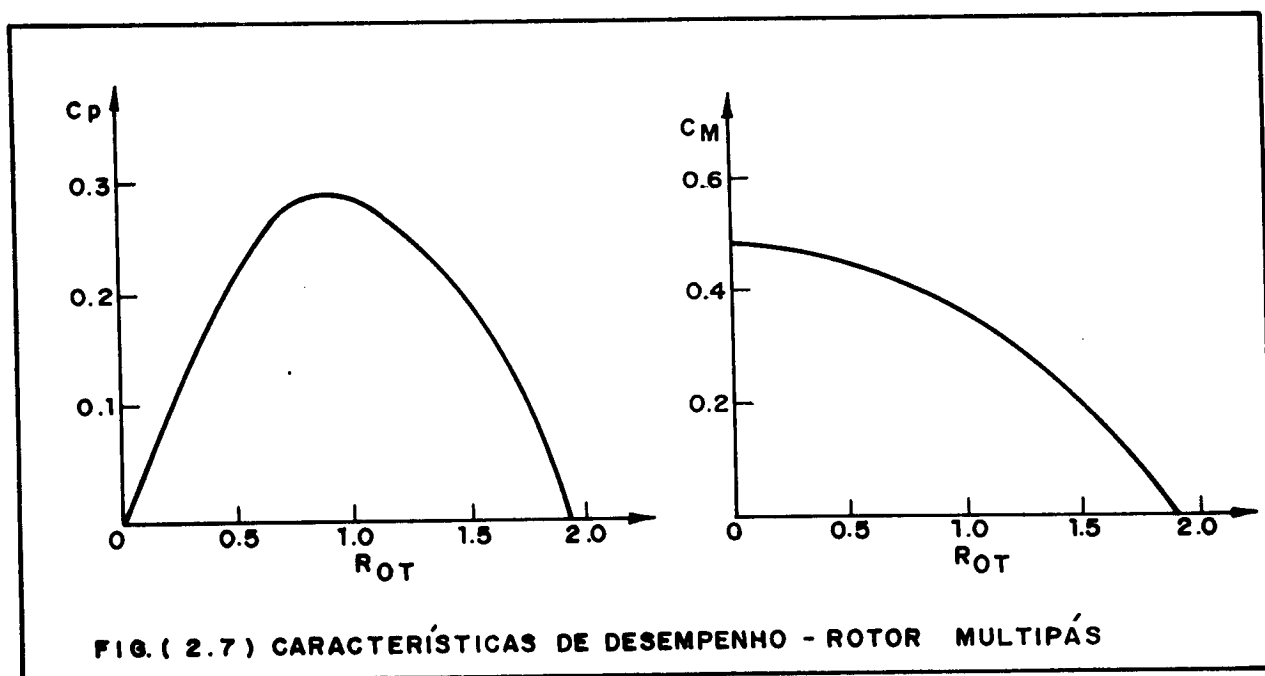
2.1.2. Rotores Multipás

Em sua forma mais comum (ver fig. 2.6) são também conhecidos como catavento tipo americano. São rotores de sustentação que possuem grande número de pás (de doze a 24 pás). Nos modelos mais simples as pás são placas planas, enquanto que nos modelos mais avançados utilizam-se perfis aerodinâmicos.



Este tipo de rotor se adapta melhor a ventos mais fracos (média de 4 a 5 m/s) e portanto pode ser utilizado em regiões que não são favoráveis ao uso dos rotores tipo hélice. Seu uso básico é para bombeamento de água, uma vez que trabalham em rotações específicas relativamente baixas (entre 0,8 e 1,1), quando atingem $(CP)_{max} = 0,30$. Não são construídos para potências altas; o diâmetro destes cataventos em geral está entre 3,0 e 12,0m. Por

outro lado, possuem um bom torque de partida. A figura 2.7 ilustra as características de desempenho de um rotor típico.



Os rotores tipo americano são construídos em série em aplicações para acoplamento direto em bombas d'água nos EUA por Heller-Aller Co. e Dempster Industries. Recentemente, um tipo modificado de rotor multipás foi construído. Esse rotor assemelha-se a uma roda de bicicleta, em que os perfis aerodinâmicos são fixados ao longo dos raios e mantidos sob tensão. Tal construção alivia os esforços nas pás e o rotor passa a ser bem mais leve que na construção convencional multipás. Não há ainda referências claras quanto às características de desempenho desta nova construção.

2.1.3. Moinho de Vento

Os clássicos moinhos de vento europeus (Holanda, Alemanha, Grécia, Portugal, Inglaterra) são rotores de sustentação, construídos desde a Idade Média, utilizando apenas conhecimentos práticos. Recentemente, estudos efetuados nos laboratórios Eiffel (França) com modelos em escala reduzida, produziram os primeiros dados mais científicos sobre este tipo de máquina.

Os moinhos de vento possuem de quatro a oito pás, constituídas por estruturas em madeira enteladas (Holanda, Inglaterra, Alemanha) ou por simples velas triangulares de pano (Portugal, Grécia). As figuras 2.8, 2.9 e 2.10 mostram os dois tipos de moinhos de vento, e as curvas de desempenho típicas.

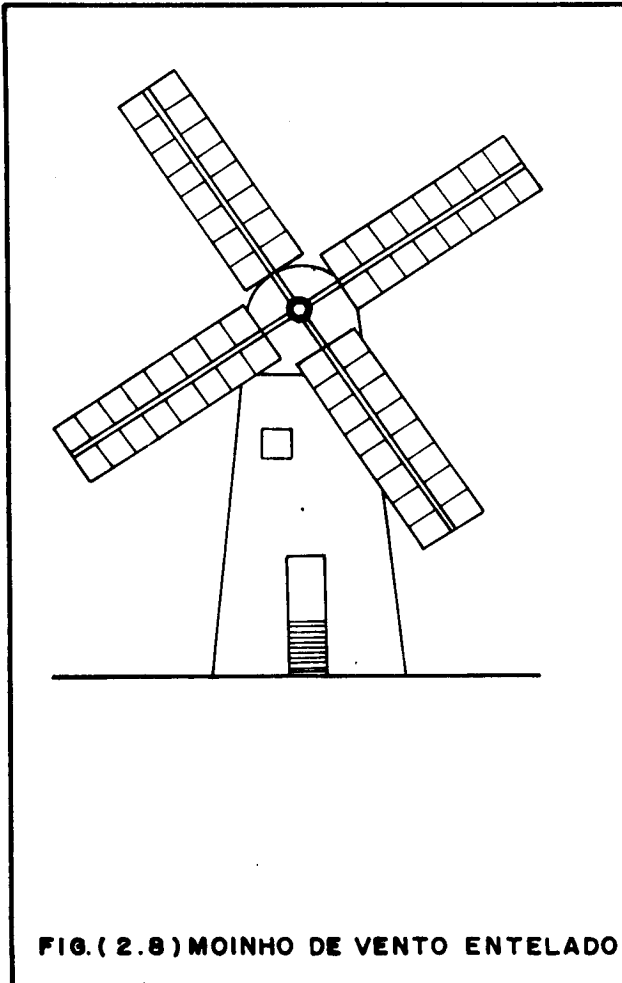


FIG.(2.8) MOINHO DE VENTO ENTELADO

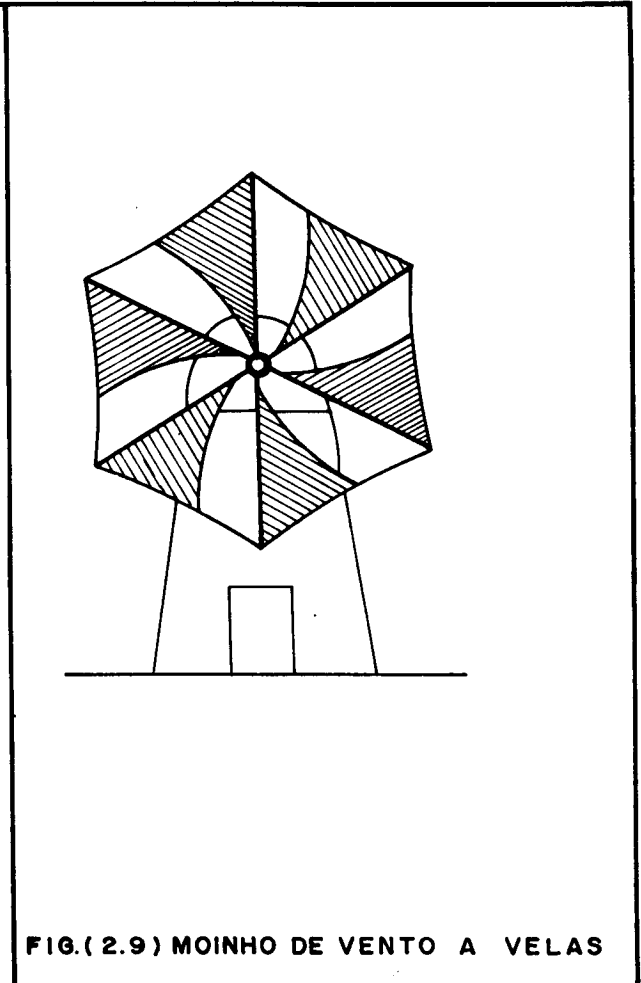


FIG.(2.9) MOINHO DE VENTO A VELAS

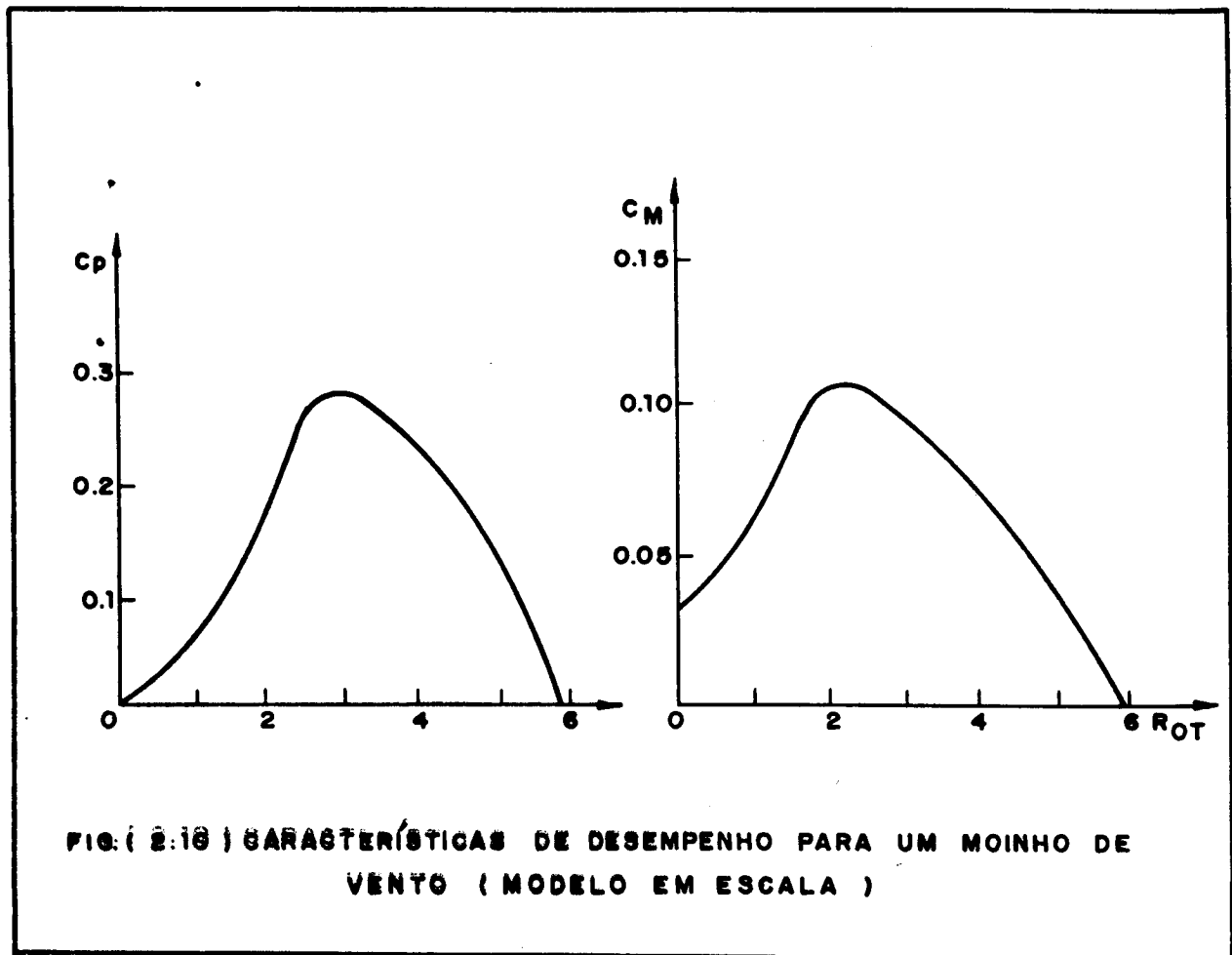


FIG.(2.10) CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO PARA UM MOINHO DE VENTO (MODELO EM ESCALA)

Apesar de não serem mais construídos, existem centenas de moinhos de vento convencionais ainda operando na Europa. Para bombeamento de água, tem sido proposto o uso de versões modernizadas do velho moinho de vento, usando torres em treliça e velas de pano, como um modelo barato e de construção no próprio lugar de uso. Este e outros tipos de rotores de fácil construção são mostrados no texto da NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES [15], como opções de energia barata, utilizando materiais e construção locais. Veja-se na figura 2.11 o catavento a velas, proposto pelo Brace Research Institute e sua curva de desempenho.

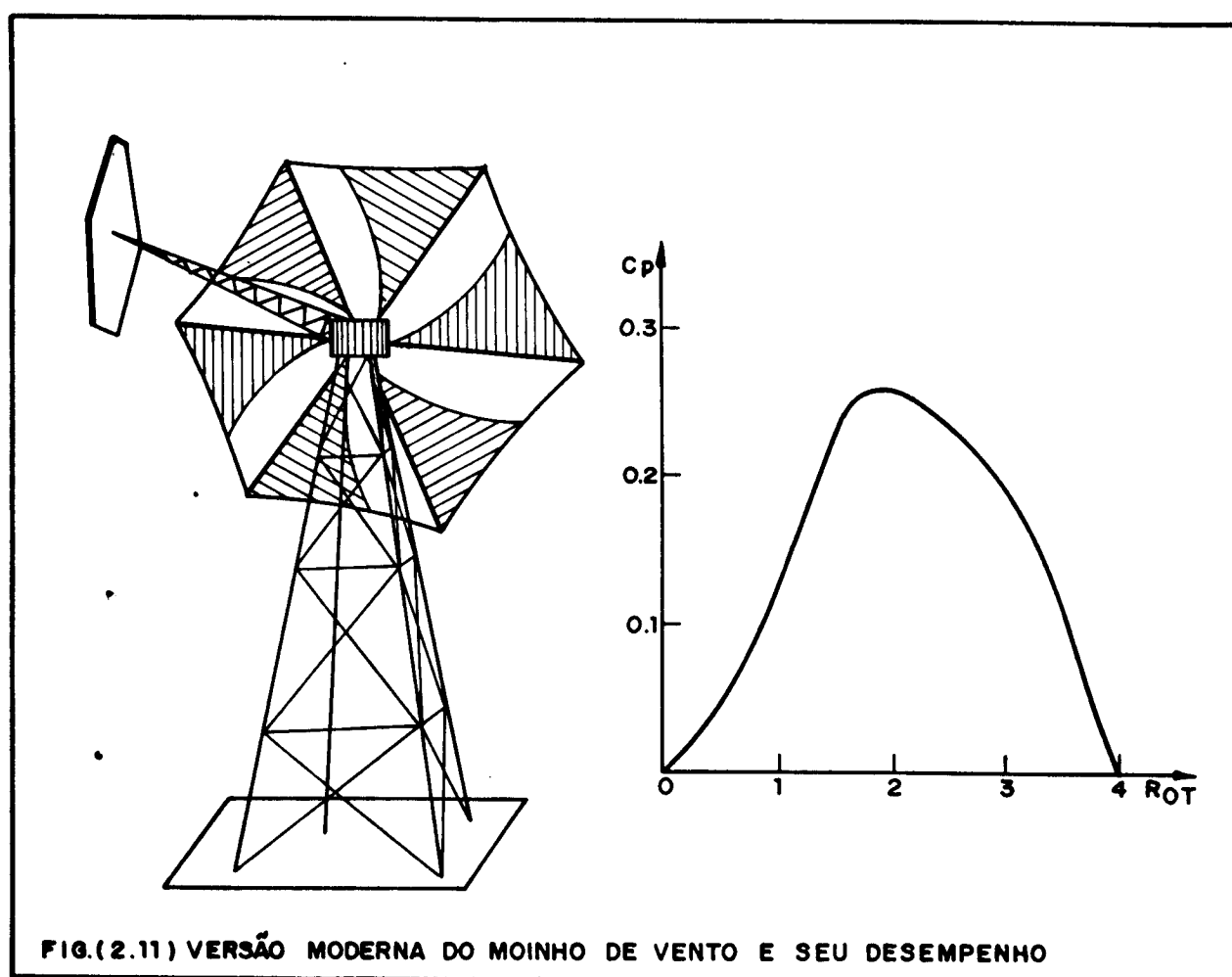
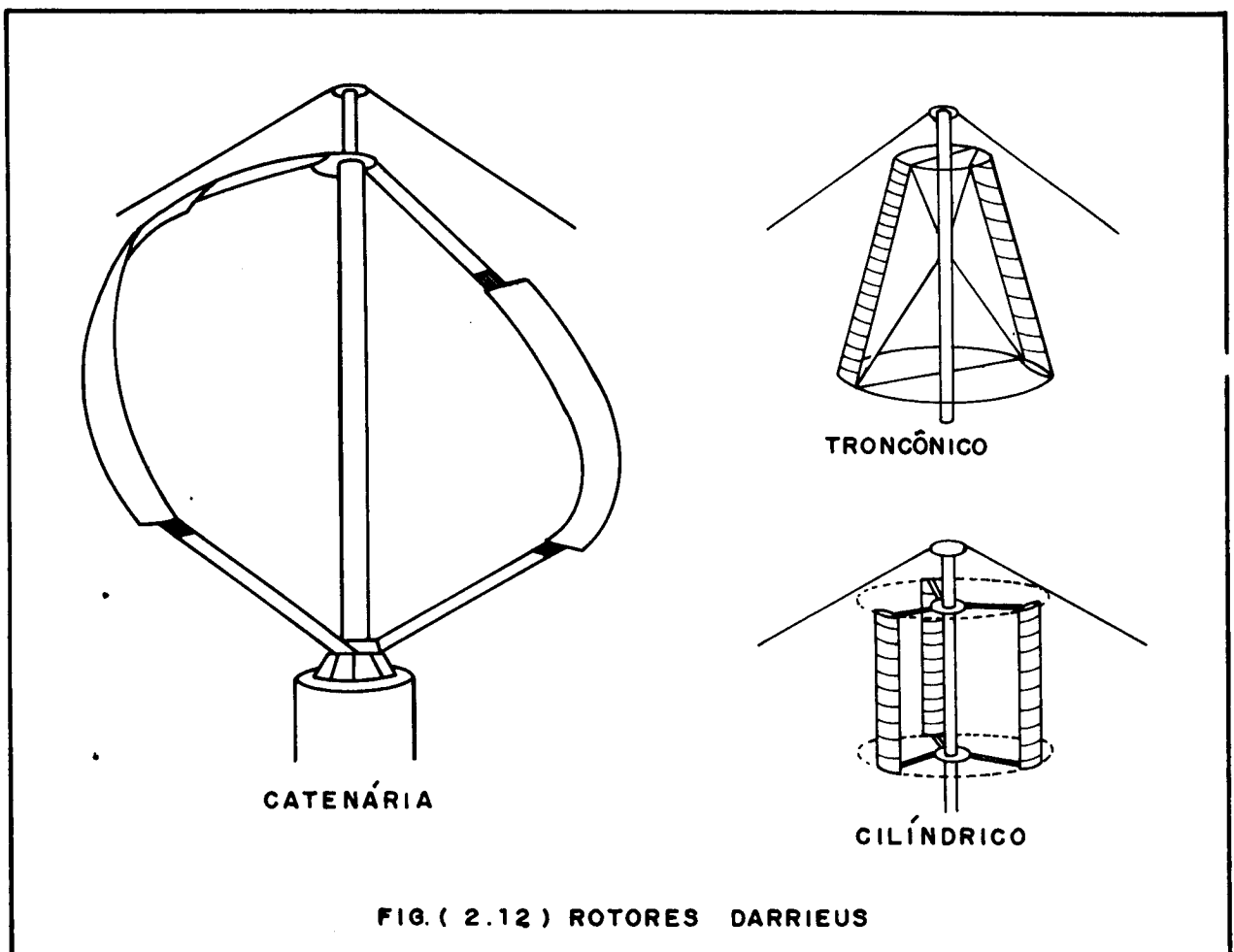


FIG.(2.11) VERSÃO MODERNA DO MOINHO DE VENTO E SEU DESEMPENHO

2.1.4. Rotores Darrieus

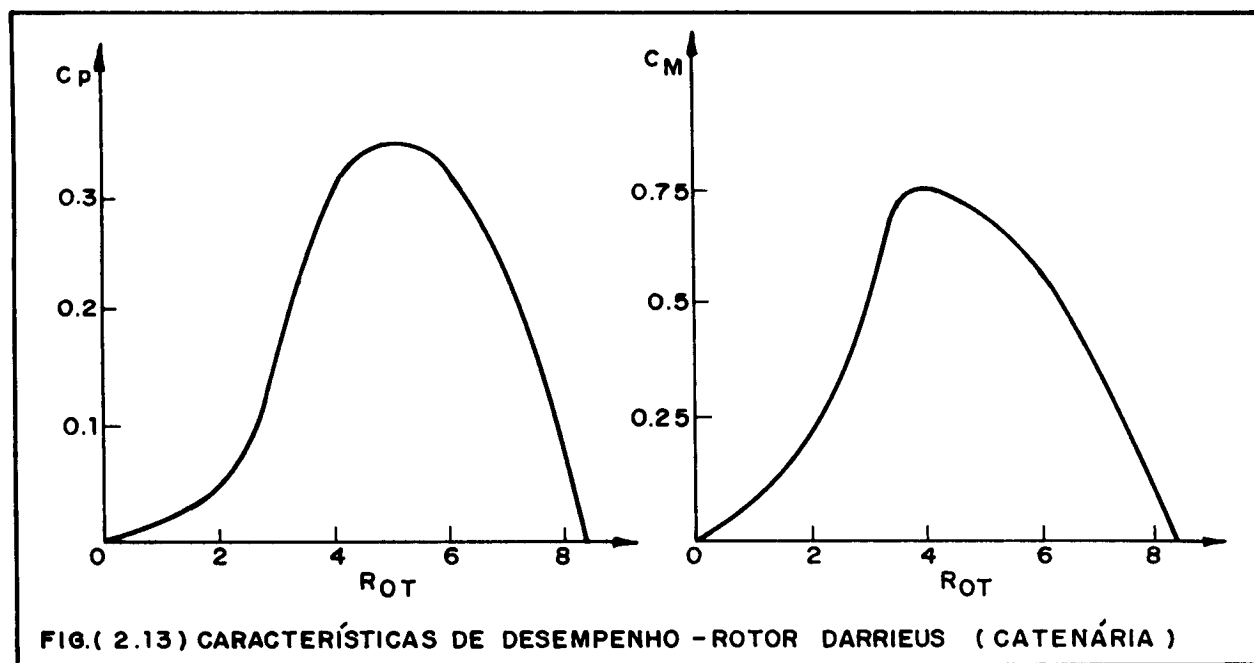
Apesar de constituir um modelo de eixo vertical, o rotor Darrieus está apresentado junto aos sistemas de eixo horizontal por se tratar de um rotor de sustentação. Sua concepção foi proposta por J.G.J.M. Darrieus e patenteado em 1927 e 1931.

Como pode ser visto na figura abaixo, é constituído por duas ou três pás construídas em perfil aerodinâmico simétrico, que giram em torno de um eixo vertical. Das três disposições mais comuns - cilíndrica, troncônica e catenária, a última é preferida por aliviar os esforços centrífugos sobre a pá. A catenária é a curva produzida por uma corda ou corrente que gira, e assim, a pá em forma de catenária está submetida basicamente a esforços de tração. Na figura 2.12 é feita a representação das três disposições dos rotores Darrieus.



Seu princípio de funcionamento é semelhante ao descrito no início deste capítulo para os rotores de sustentação. Para um bom desempenho do rotor, os ângulos de ataque devem ser pequenos, o que implica em velocidades da pá altas. Por outro lado, se a rotação é baixa, ocorre o "estol" dos perfis e o torque é muito baixo. Por essa razão os rotores Darrieus não tem torque suficiente para partir e devem ser acelerados de alguma forma externa.

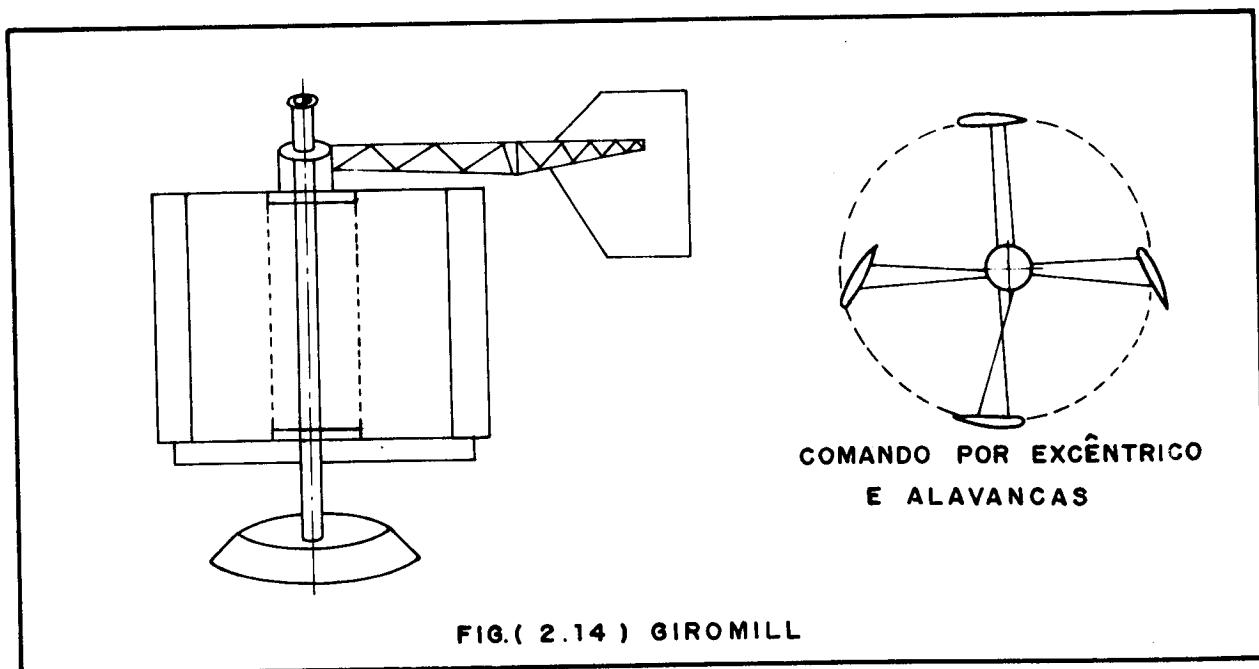
A figura 2.13 exemplifica curvas típicas do coeficiente de momento e do coeficiente de potência em função da rotação específica.



Os rotores Darrieus tem sido construídos em caráter experimental por J.B. Morel na França, com geometria troncônica, pelos Laboratórios Sandia, nos EUA e pelo Conseil National de la Recherche du Canada. Os modelos J.B. Morel atingiram um coeficiente de potência de 23% e os modelos do CNR - Canadá atingiram até 35% e são hoje comercializados pela Dominion Aluminium Fabricating para potências de 4 e 6 kW. Uma unidade de maior porte (200 kW) foi montada na Ile de la Madeleine (Canadá) pelo CNR.

2.1.5. Ciclogiro - ou Giromill

Trata-se de um rotor semelhante ao Darrieus, também de eixo vertical, também de sustentação, em que as pás possuem uma variação cíclica do ângulo de ataque, comandada mecanicamente. Esta construção evita o problema de partida dos rotores Darrieus e possui eficiência um pouco maior, mas possui as desvantagens associadas à complexidade mecânica. Além disso, o sistema deve possuir um sistema de orientação para que a incidência seja otimizada. Não há dados sobre suas curvas de performance, mas está sendo comercializado pela Pinson Energy Co., dos EUA, com uma potência de 2 kW em ventos de 10 m/s. A figura 2.14 mostra um esquema deste tipo de rotor.



2.2. ROTORES DE ARRASTO DIFERENCIAL

Esta classe de máquinas possui um princípio de funcionamento diverso das máquinas de sustentação. São construídas com eixo vertical e, em geral, não necessitam qualquer tipo de sistema de orientação.

Se uma superfície A estacionária recebe uma corrente de vento de velocidade V e densidade ρ , a força exercida sobre a superfície pode ser escrita como:

$$F = C_D \frac{1}{2} \rho A V^2 \quad (2.22)$$

onde C_D é o chamado coeficiente de arrasto. Caso a superfície se mova na mesma direção do vento, com velocidade v , então a força será proporcional ao quadrado da velocidade relativa:

$$F = C_D \frac{1}{2} \rho A (V-v)^2 \quad (2.23)$$

A potência recebida pela superfície será:

$$\dot{w} = F \cdot v = C_D \frac{1}{2} \rho A v (V-v)^2 \quad (2.24)$$

Para se obter a potência máxima

$$\frac{d\dot{w}}{dv} = 0 \quad (2.25)$$

então, pode-se mostrar que:

$$v = V/3 \quad (2.26)$$

valor que, substituído em (2.24) conduz a:

$$\dot{w}_{\max} = \frac{2}{27} \rho C_D A V^3 \quad (2.27)$$

Como a potência trazida pelo vento é

$$\dot{w}_V = F V = \frac{1}{2} C_D \rho A (V-v)^2 V \quad (2.28)$$

que, para $v = V/3$ é

$$\dot{w}_V = C_D \frac{2}{9} \rho A V^3 \quad (2.29)$$

então, $(CP)_{\max}$ será

$$\frac{\dot{w}_{\max}}{\dot{w}_V} = \frac{1}{3} \quad (2.30)$$

A equação (2.30) mostra um limite para a potência máxima dos rotores de arrasto. Na prática, os rotores de arrasto possuem um coeficiente de potência abaixo desse valor devido a vários fatores. Em primeiro lugar, um catavento terá sempre um movimento circular e portanto a superfície não será perpendicular ao vento, exceto numa posição particular em cada volta. Além disso,

se a pá caminha na direção do vento uma parte do tempo e produz um torque, na metade seguinte do seu percurso ela irá caminhar contra o vento, produzindo um torque negativo. Como a velocidade relativa neste caso é maior, é necessário que a forma da superfície seja tal que C_D seja diferente em cada situação para que haja um torque líquido positivo. Assim, o rotor absorve uma parcela da energia do vento devido ao arrasto diferencial. Ressalte-se que a superfície irá se mover sempre com uma velocidade v menor que a velocidade do vento V , e então este tipo de máquina irá possuir baixas rotações específicas.

Apesar de suas limitações, esta classe de máquinas pode ter utilização em sistemas de bombeamento de água desde que sua construção seja feita pelos usuários, com materiais disponíveis no local; apesar de sua baixa eficiência, podem ser muito baratos e simples de operar e manter.

Os tipos principais de rotores de arrasto são descritos a seguir.

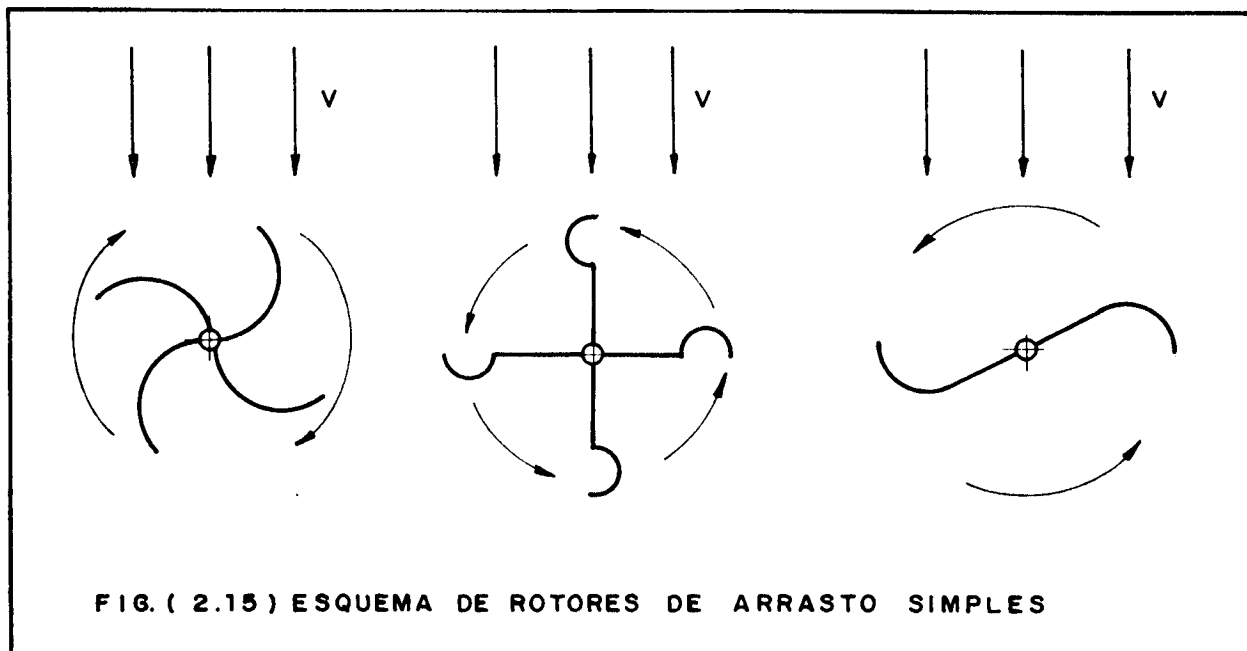
2.2.1. Rotor de Arrasto Simples

Este tipo de rotor é também chamado de PANEMONE e tem sido usado extensamente como anemômetro; o conhecido anemômetro de copo é um rotor de arrasto simples, constituído por três a seis semi-esferas ocas. Como o coeficiente de arrasto da parte côncava da semi-esfera é maior do que o da parte convexa, produz-se um torque sobre o rotor que o faz girar. Todavia, qualquer superfície que possua arrasto diferente entre a parte anterior e a posterior pode ser usado como rotor: semi-cilíndrico, placas em V, etc.

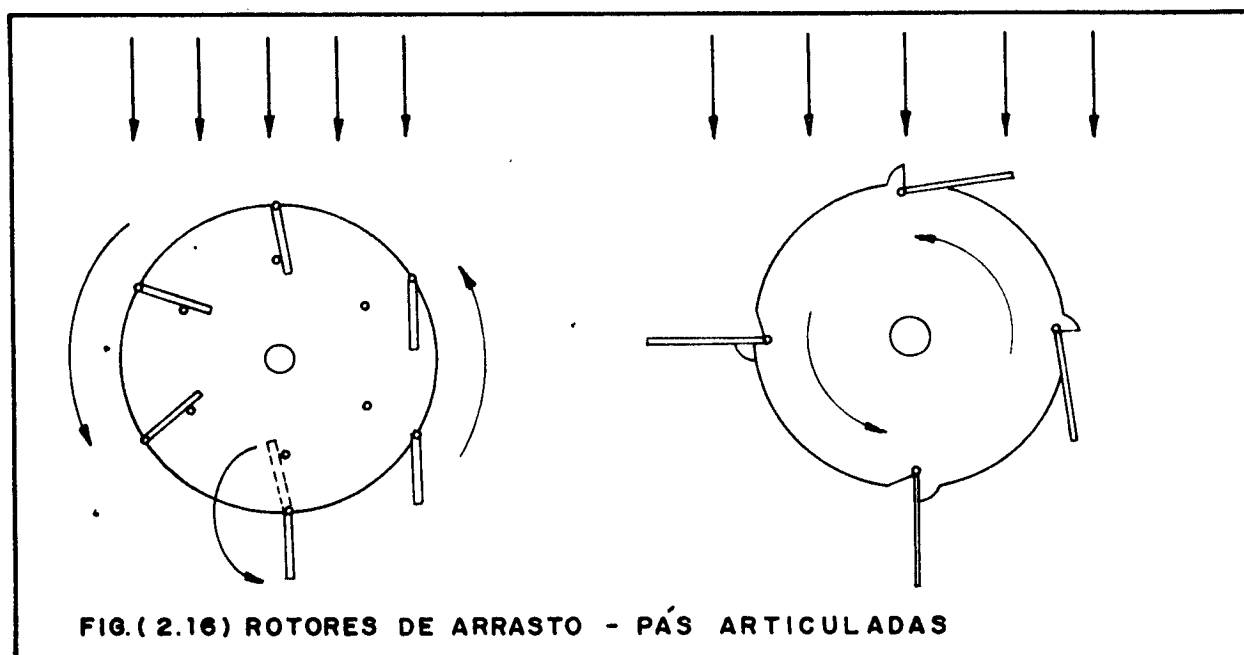
Como mencionado anteriormente, os rotores de arrasto simples possuem baixo coeficiente de potência e trabalham em rotações específicas muito baixas.

A figura 2.15 mostra tipos de rotores de arrasto simples.

Existem ainda outros tipos de rotores de arrasto em que as pás são móveis, de tal maneira que oferecem resistência menor ao vento quando se movem contra ele. Como exemplo, pode-se citar os cataventos tipo chinês, usados para irrigação. Como as pás possuem um batente, há o inconveniente do ruído e o maior desgastamento.



te devido ao choque das pás com o batente. Veja-se a figura 2.16.

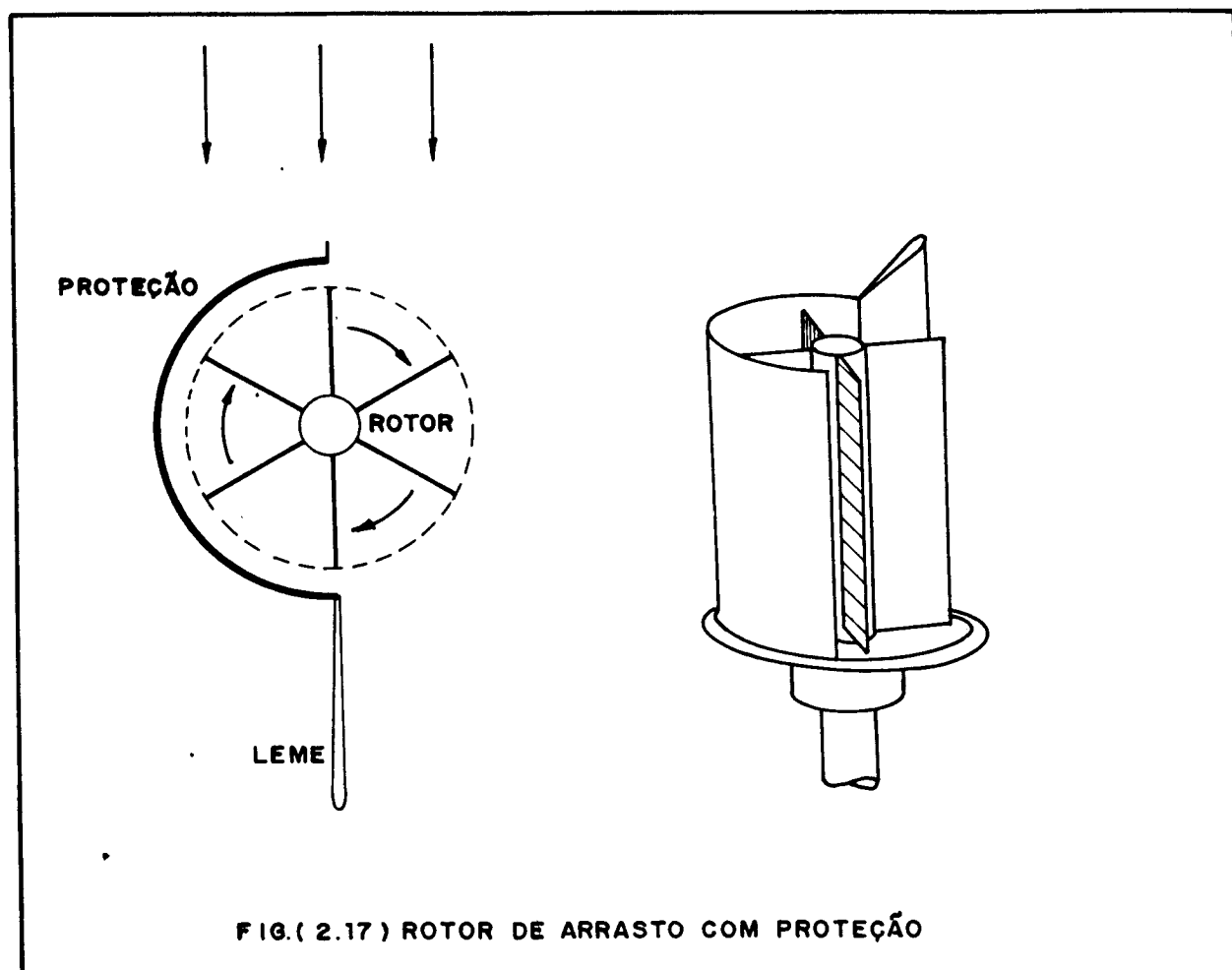


2.2.2. Rotores de Arrasto com Proteção contra o Vento

Uma forma de reduzir o torque negativo produzido pelas pás quando se movem contra o vento consiste em evitar que o vento atinja as pás. Dessa forma, o rotor passa a ter um coeficiente de potência maior e uma maior rotação específica. Se por um lado, as pás podem ser fixas, por outro lado passa a haver necessidade de orientar a proteção. Em fazendas nos EUA, diversos sistemas foram construídos para irrigação, onde são chamados de

"Merry-go-round".

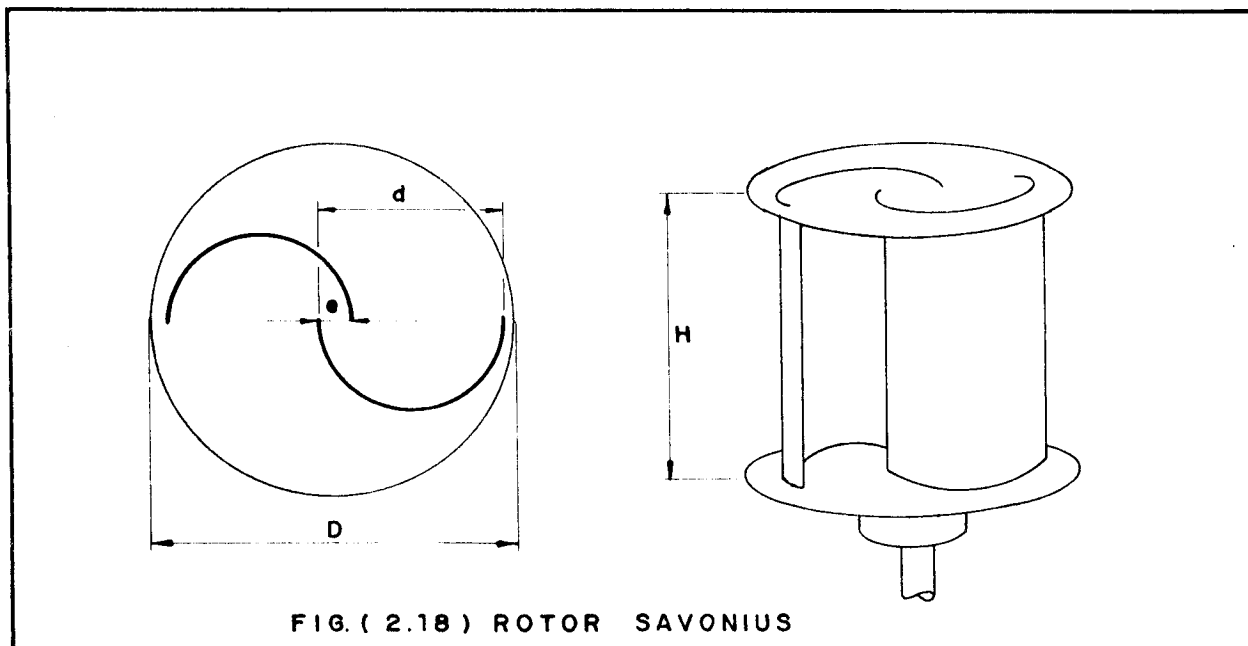
Os valores de rotação específica em que ocorre a potência máxima situam-se entre 0,3 e 0,6. Em alguns casos, utiliza-se também um defletor para aumentar a área de corrente de vento que passa pelo rotor. As pás podem ser planas ou possuir outro perfil qualquer que possua maior arrasto. A figura 2.17 ilustra este tipo de rotor.



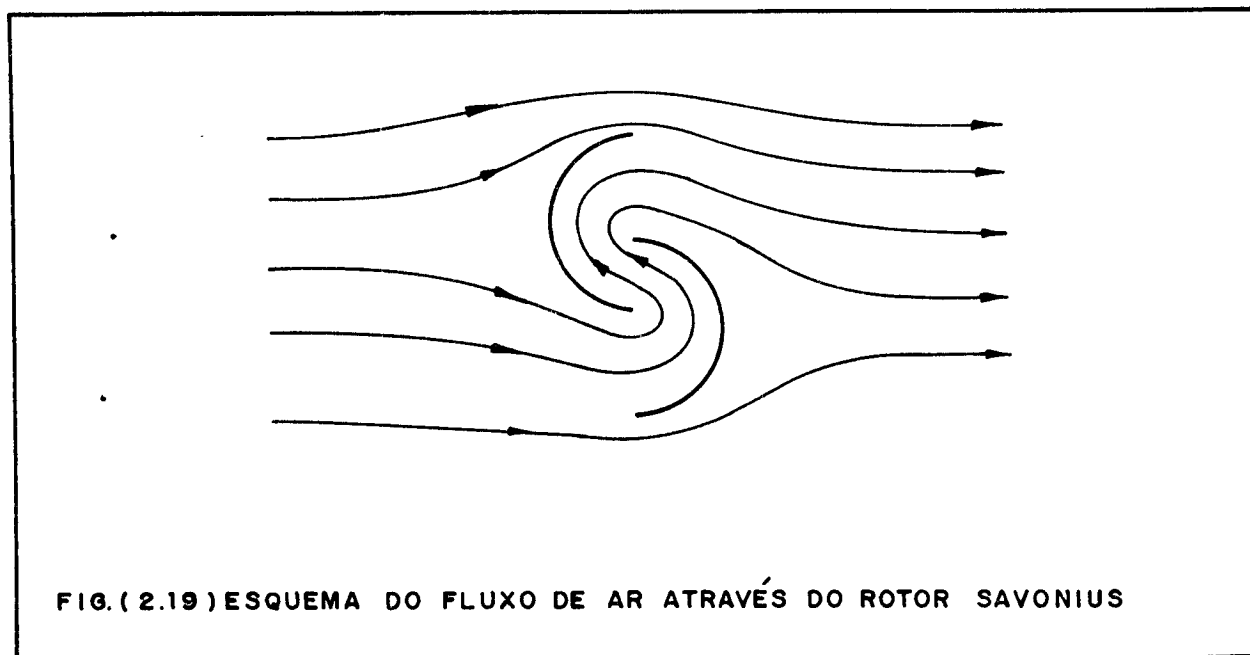
2.2.3. Rotores Savonius

Objeto de uma patente em 1929, o rotor descrito a seguir foi introduzido por Sigurd Savonius. Constitui-se basicamente de dois semi-cilindros em forma excêntrica, mas com um espaçamento e não nulo, como pode ser visto na figura 2.18.

Como as forças exercidas na parte côncava e na parte convexa são diferentes – devido a diferentes coeficientes de arrasto – surge um torque no rotor. Devido ao espaçamento e não nulo, uma parte do fluxo de ar que entrou na parte côncava passa para a outra pá, onde sofre novo desvio de direção. Assim, apesar da parte convexa estar contra o vento, ela também produz um torque positivo. Essa forma de construção minimiza o arrasto da pá



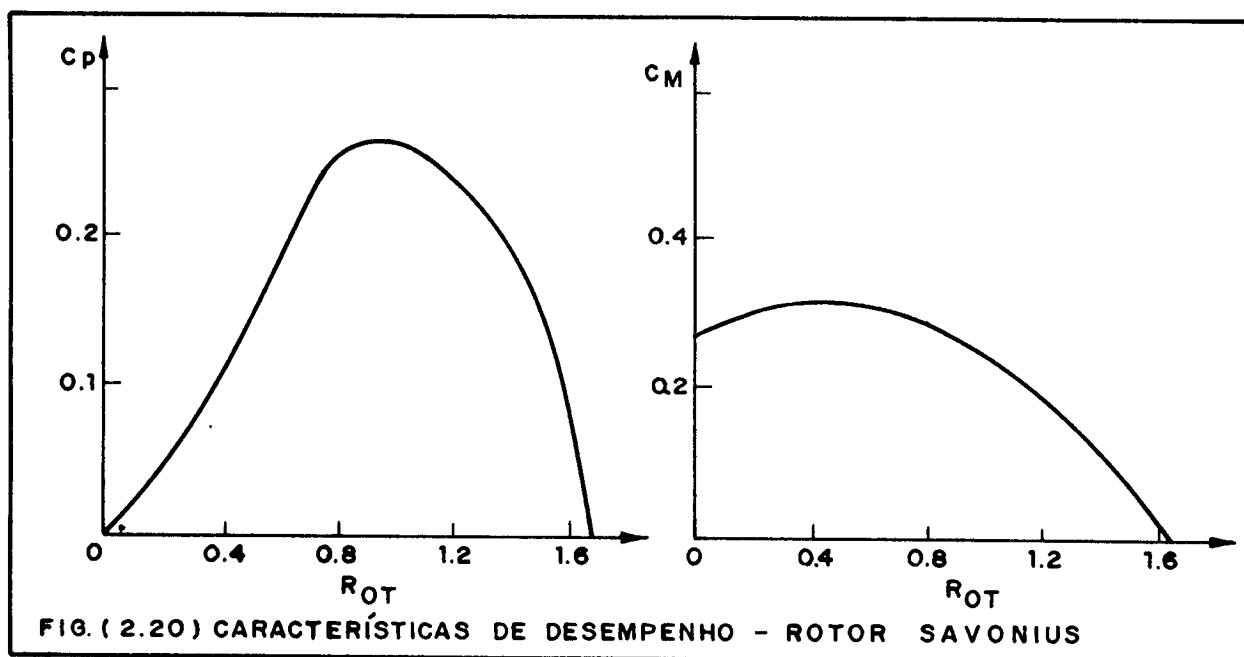
que move contra o vento. Na figura 2.19, é feita a representação do fluxo de ar pelo rotor, na posição de torque máximo.



No modelo proposto por S. Savonius, a relação entre o espaçamento e o diâmetro do semi-cilindro era de $1/3$, quando se obteve um coeficiente de potência máximo de $0,25$. Estudos recentes efetuados na McGill University do Canadá [11], entretanto, mostram que a relação entre e e d mais favorável é de $1/6$, a partir dos testes com cinco geometrias diferentes: $e/d=0, 1/6, 1/4, 1/3, 0,43$.

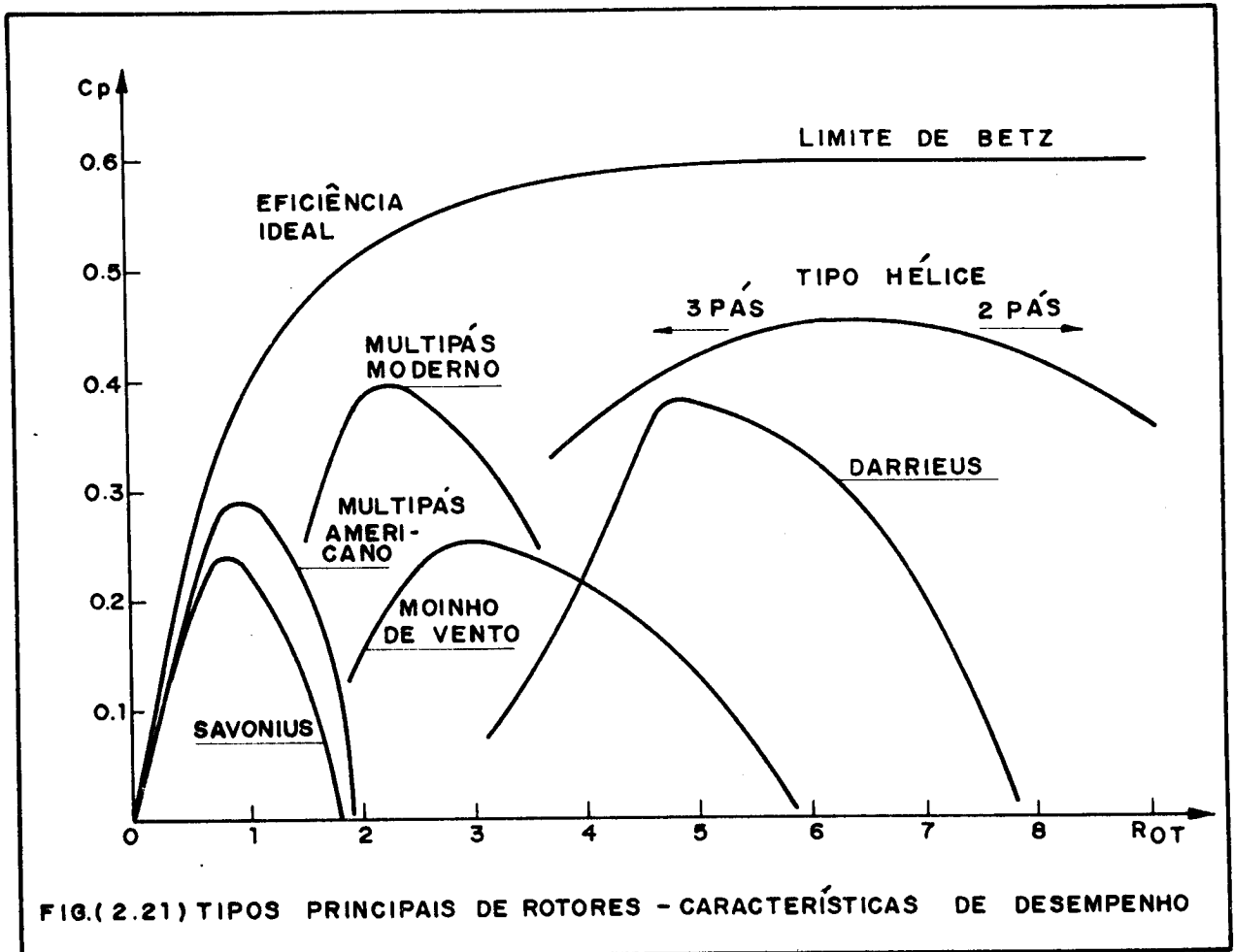
Os rotores Savonius tem sido construídos em caráter experimental em diversos países, sempre acoplado a sistemas de bombeamento de água. Uma forma barata consiste no aproveitamento de tambores de 230ℓ comerciais, cortados em dois semi-cilindros. Uma das desvantagens dos rotores Savonius é que, quando em repouso, existem posições angulares de incidência do ar que produzem torques negativos. Para suplantar tal deficiência e obter torques de partida altos, frequentemente são colocados dois rotores no mesmo eixo, defasados de 90° .

As características de operação dos rotores Savonius são indicadas na figura 2.20.



2.3. COMPARAÇÃO ENTRE OS DIVERSOS ROTORES

A figura 2.21 mostra as características de desempenho dos vários tipos de rotores anteriormente descritos, dando uma visão global comparativa dos valores do coeficiente de potência e da faixa de rotação específica de cada modelo.



CAPÍTULO 3

MÉTODO TEÓRICO PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE ROTORES DE ARRASTO

Como já mencionado anteriormente, os rotores de arrasto tem sido muito pouco estudados, dadas as suas características de pequena eficiência e rotação específica baixa. Inicialmente será apresentado um modelo geral para análise de desempenho; em seguida, o método será aplicado para alguns rotores de arrasto, um dos quais ensaiado experimentalmente.

3.1. O MÉTODO DOS TUBOS DE CORRENTE MÚLTIPLOS

Os princípios básicos do método dos tubos de corrente múltiplos serão apresentados através da discussão da teoria da quantidade de movimento proposto por GLAUERT [16] para a análise de uma hélice motora, desenvolvida aqui de forma conveniente para um catavento.

A figura 3.1 mostra um rotor – representado esquematicamente pelas superfícies de controle 2 e 3 – imerso em um vento de velocidade V_1 e pressão estática P_0 . Na seção 4, longe do rotor o

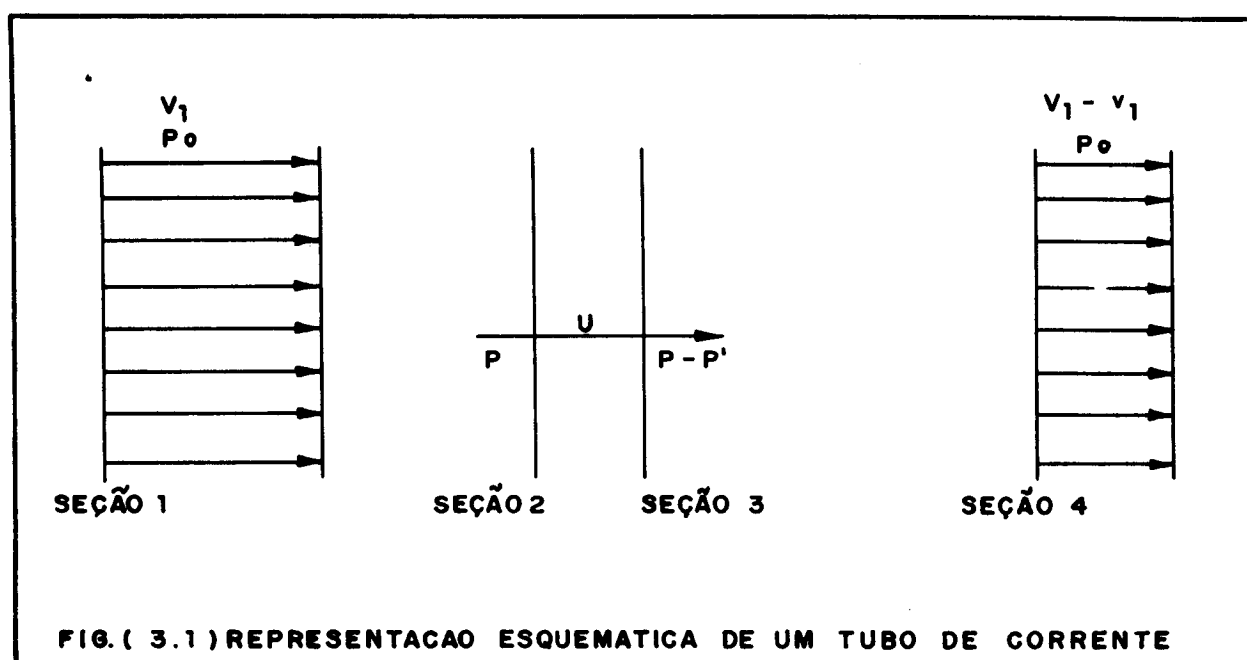


FIG. (3.1) REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM TUBO DE CORRENTE

suficiente para que a pressão estática P_0 seja recuperada, a velocidade do vento será $V_1 - v_1$, isto é, menor do que a velocidade do vento na seção 1. A velocidade do vento que atravessa o rotor, U , é suposta constante e também será menor do que V_1 . Se a pressão estática na seção 2 é P , na seção 3 será menor - por exemplo $P - P'$. Supondo

$$U = V_1 - v \quad (3.1)$$

e que o escoamento entre as seções 1 e 2 ocorra sem perdas, a pressão total será constante, dada por

$$P_{t1} = P_{t2} = P_0 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P + \frac{1}{2} \rho (V_1 - v)^2 \quad (3.2)$$

De forma análoga, para o escoamento entre as seções 3 e 4:

$$P_{t3} = P_{t4} = P_0 + \frac{1}{2} \rho (V_1 - v_1)^2 = P - P' + \frac{1}{2} \rho (V_1 - v)^2 \quad (3.3)$$

A variação da pressão total é o valor P' :

$$P_{t2} - P_{t3} = P' \quad (3.4)$$

mas, por outro lado,

$$P' = \frac{1}{2} \rho V_1^2 - \frac{1}{2} \rho (V_1 - v_1)^2 \quad (3.5)$$

que pode ser reduzida a

$$P' = \rho v_1 \left(V_1 - \frac{1}{2} v_1 \right) \quad (3.6)$$

O arrasto produzido no rotor, obtido pela variação da quantidade de movimento entre as seções 1 e 4 é

$$F_a = \dot{m} \left[V_1 - (V_1 - v_1) \right] = \rho A (V_1 - v) v_1 \quad (3.7)$$

O mesmo arrasto, obtido pelo volume de controle entre as seções 2 e 3 é:

$$F_a = PA - (P - P')A = P'A \quad (3.8)$$

Comparando as expressões (3.7) e (3.8):

$$P' = \rho (V_1 - v) v_1 \quad (3.9)$$

Comparando as duas expressões para a pressão P' (3.6) e (3.9):

$$v_1 = 2v \quad (3.10)$$

valor que, substituindo na equação (3.7) do arrasto conduz a:

$$F_a = 2\rho A (V_1 - v) v \quad (3.11)$$

ou, substituindo o valor de U da equação (3.1):

$$F_a = 2\rho A U (V_1 - U) \quad (3.12)$$

A expressão acima relaciona o arrasto produzido no rotor com a velocidade do vento V_1 e com a velocidade U do tubo de corrente que passa pelo rotor, suposta constante.

O método dos tubos de corrente múltiplos consiste em escolher, a partir da geometria do rotor, um número conveniente de tubos de corrente. Para cada tubo de corrente, supõe-se uma velocidade constante U , utilizada para calcular as forças locais que atuam na pá. A determinação do valor de U para cada tubo de cor-

rente é feita iterativamente, relacionando-se o arrasto produzido com a variação da quantidade de movimento, tal como mostrado acima, para um único tubo de corrente, pela eq. (3.12).

Para uma dada geometria, o modelo produz uma distribuição de velocidades U , função das coordenadas de posição e das forças que atuam no rotor. É evidente que a velocidade U será sempre menor ou igual à velocidade da corrente não perturbada V_1 .

O método descrito foi utilizado com sucesso por STRICKLAND [9] para a previsão do desempenho de um rotor Darrieus. O modelo permitiu não só a obtenção da curva do coeficiente de potência em função da rotação específica, como também a avaliação dos efeitos causados pela variação dos parâmetros relevantes, caracterizando o modelo teórico como de grande valia para a otimização de um projeto.

Se, por um lado, esta abordagem é capaz de predizer o desempenho global de um rotor, por outro lado, é inadequada para descrever o campo de escoamento, uma vez que não incorpora efeitos dissipativos – tais como vórtices – e nem os efeitos tridimensionais associados à interação do fluido com as pás girantes, como a deformação e divergência dos tubos de corrente.

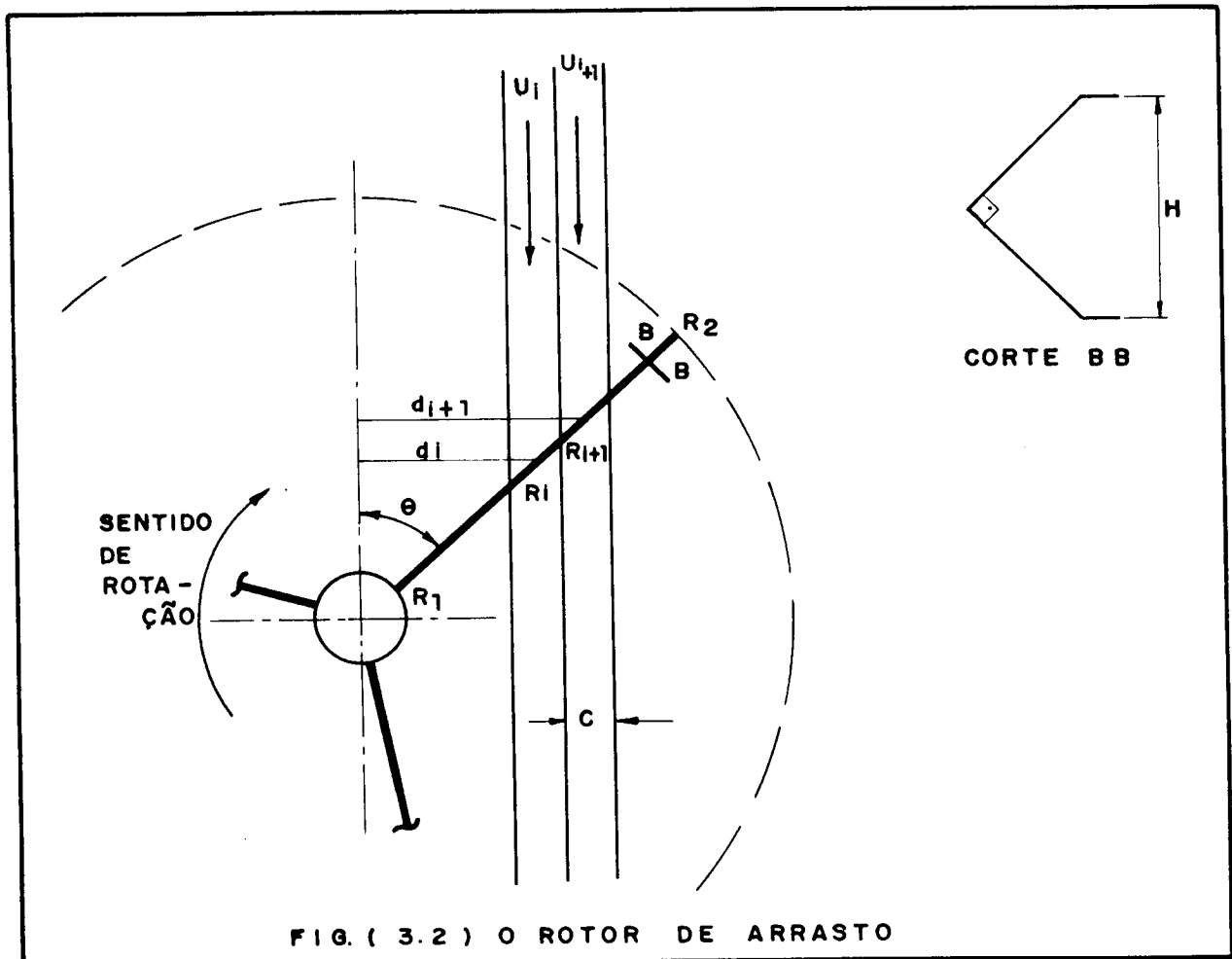
3.2. APLICAÇÃO DO MÉTODO PARA UM ROTOR DE ARRASTO SIMPLES

3.2.1. A geometria do rotor e o sistema de coordenadas

Na figura 3.2 é feita a representação esquemática do rotor e dois tubos de corrente que o atravessam. A pá representada na figura possui um comprimento R_2 e o perfil indicado no corte B-B. O raio R_1 indica a dimensão do cubo que suporta as pás. O tubo de corrente i representado possui velocidade constante U_i . Neste trabalho, foram tomados N_p tubos de corrente iguais, cada um com uma altura H e largura C dada por

$$C = (R_2 - R_1) / N_p \quad (3.13)$$

e então, a área da seção transversal de cada tubo de corrente é:



$$A = C.H = (R_2 - R_1) H / N_p \quad (3.14)$$

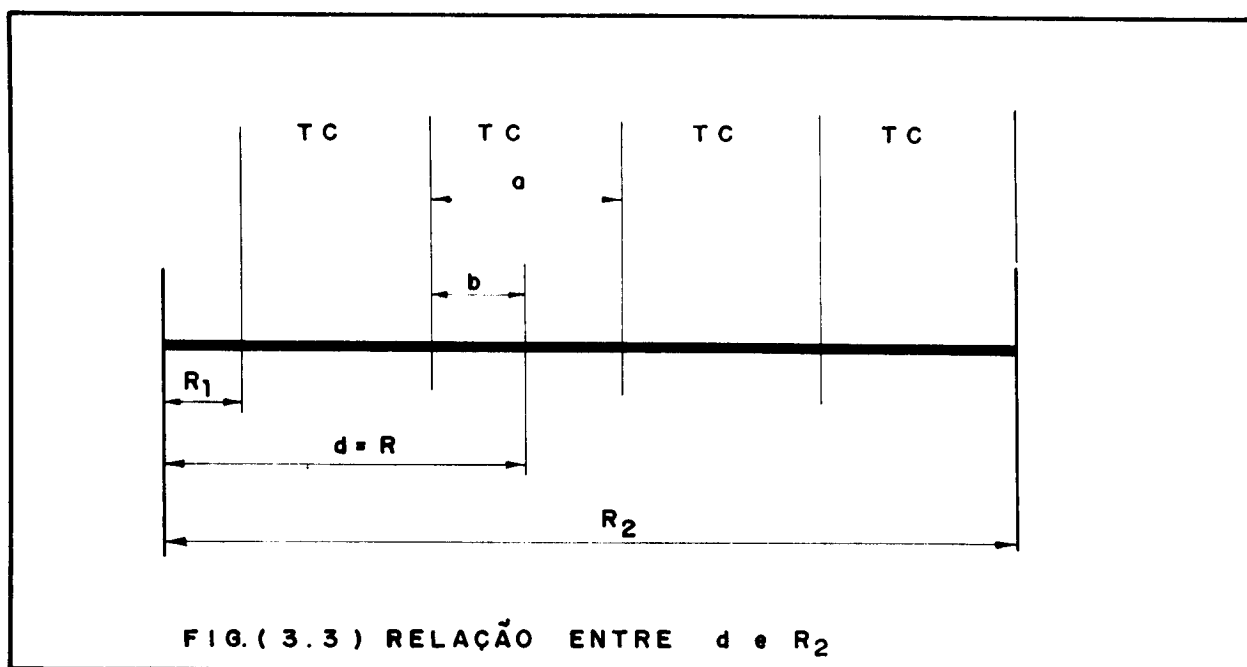
Como os tubos de corrente estão situados a distâncias d variáveis com relação ao eixo do rotor e como a posição da pá varia angularmente no tempo, pode-se utilizar as coordenadas d e θ ou θ e D — distância ao eixo adimensional, definida por

$$D \equiv d/R_2 \quad (3.15)$$

Visando a elaboração de um programa de computador o mais geral possível para a geometria do problema, foram utilizadas variáveis adimensionalizadas e incrementos discretos para as coordenadas D e θ .

A distância d pode ser relacionada com as dimensões das pás quando $\theta=90^\circ$, como indicado na figura 3.3.

Como as forças serão sempre calculadas no centro de cada tubo de corrente, para o j -ésimo tubo a distância ao eixo será:



$$d = R = R_1 + b + (J-1)a \quad (3.16)$$

onde

$$a = \frac{R_2 - R_1}{N_p} \quad (3.17)$$

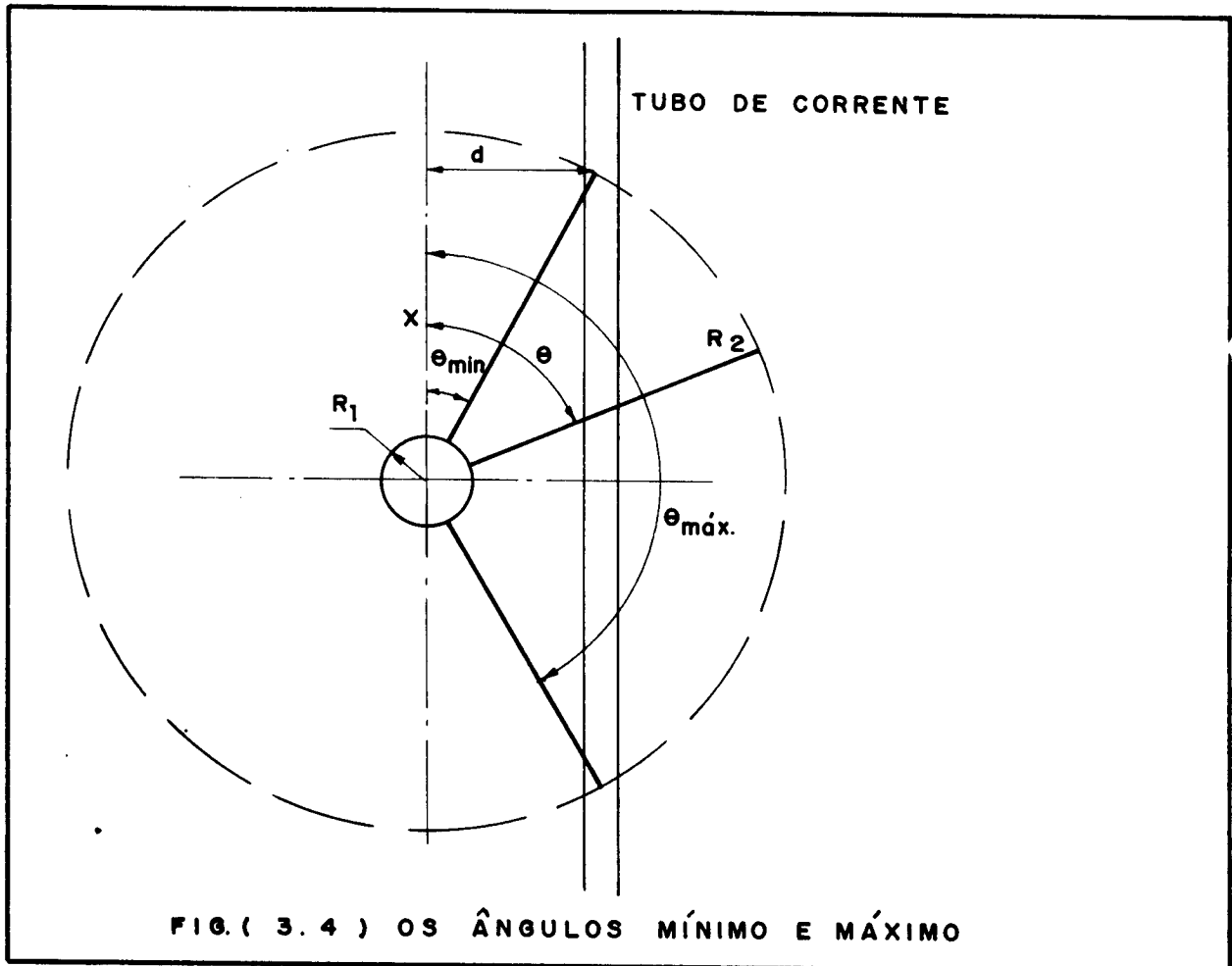
$$b = \frac{R_2 - R_1}{2 N_p} \quad (3.18)$$

ou, de forma adimensional, pela definição de D :

$$D = \frac{R_1}{R_2} + \frac{R_2 - R_1}{2 \cdot N_p \cdot R_2} + (J-1) \frac{(R_2 - R_1)}{N_p \cdot R_2} \quad (3.19)$$

Deve ser ressaltado que, para um dado tubo de corrente situado a uma distância D do eixo, dependendo do valor de θ , pode ou não haver uma seção de pã cruzando o tubo. Existe então um ângulo $\theta_{\text{mínimo}}$ tal que a ponta da pã penetra no tubo de corrente considerado, bem como um ângulo $\theta_{\text{máximo}}$ tal que a pã sai do tubo de corrente. Para ângulos situados no intervalo entre $\theta_{\text{máximo}}$ e $\theta_{\text{mínimo}}$ existe uma seção de pã dentro do tubo e para ângulos maiores que $\theta_{\text{máximo}}$ ou menores do que $\theta_{\text{mínimo}}$, esse tubo de corrente

não é atravessado pela pá. Além disso, quanto mais afastado do eixo for o tubo de corrente, menor o tempo de permanência da pá dentro desse tubo, uma vez que a velocidade de rotação é constante. A figura 3.4 ilustra esquematicamente os ângulos θ máximo e mínimo para um tubo de corrente genérico.



Os ângulos máximos e mínimos podem ser obtidos relacionando-se d e R_2

$$\tan \theta_{\min} = \frac{d}{x} \quad (3.20)$$

e então

$$\theta_{\min} = \text{atan} \frac{d}{\sqrt{R_2^2 - d^2}} \quad (3.21)$$

ou

$$\theta_{\min} = \text{atan} \frac{D}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (3.22)$$

Pela simetria do problema

$$\theta_{\max} = \pi - \theta_{\min} \quad (3.23)$$

Como os valores do θ máximo e θ mínimo podem variar bastante em função da distância D , o número de incrementos discretos na variável θ , chamado N_{it} , não deve ser fixado a priori, mas escolhido de forma conveniente para as diferentes faixas de $\theta_{\max} - \theta_{\min}$.

Para o k -ésimo incremento em θ , pode-se escrever:

$$\theta = \theta_{\min} + \frac{(\theta_{\max} - \theta_{\min})}{2 \cdot N_{it}} + (k-1) \frac{(\theta_{\max} - \theta_{\min})}{N_{it}} \quad (3.24)$$

A forma escolhida para o perfil - indicada na fig. 3.2 foi adotada visando facilidade de construção do rotor. No capítulo seguinte são mostrados os perfis construídos e suas características.

3.2.2. As forças que atuam em um tubo de corrente

Para um dado tubo de corrente \underline{i} , a força média que atua na direção do escoamento pode ser escrita como:

$$\bar{F}_i(D) = 2\rho A_i U_i (V_1 - U_i) \quad (3.25)$$

onde A_i - área do tubo de corrente \underline{i} :

$$A_i = \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} \cdot H \quad (3.26)$$

e então:

$$\bar{F}_i(D) = 2\rho \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} \cdot H \cdot U_i (V_1 - U_i) \quad (3.27)$$

O tubo de corrente \underline{i} está a uma distância \underline{d} do eixo. Então, o torque médio produzido pela força $\bar{F}_i(D)$ é:

$$\bar{T}(D) = \bar{F}_i(D) \cdot d = \bar{F}_i(D) \cdot D \cdot R_2 \quad (3.28)$$

ou, substituindo (3.27) em (3.28):

$$\bar{T}(D) = 2\rho \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} \cdot \Pi \cdot D \cdot R_2 \cdot U_i (V_1 - U_i) \quad (3.29)$$

As expressões (3.27) e (3.29) representam médias temporais, uma vez que a força local instantânea que atua sobre a pá é função do ângulo da pá, da distância ao eixo e da velocidade relativa entre o vento e a pá.

Na fig. 3.5 é mostrado um esquema do rotor, com a representação da velocidade do tubo de corrente \vec{U}_i , da velocidade da pá \vec{U}_p e da velocidade relativa \vec{U}_R . Pela geometria do rotor, a força resultante F instantânea estará no plano de rotação, paralela à velocidade relativa \vec{U}_R . Essa força pode ser decomposta em duas componentes: uma componente radial, que representa um esforço mecânico sobre o eixo, e uma componente normal à pá, que irá produzir torque. Além disso, a força F pode também ser decomposta na direção do tubo de corrente (F_i) e na direção perpendicular ao tubo de corrente, como indicado também na fig. 3.5.

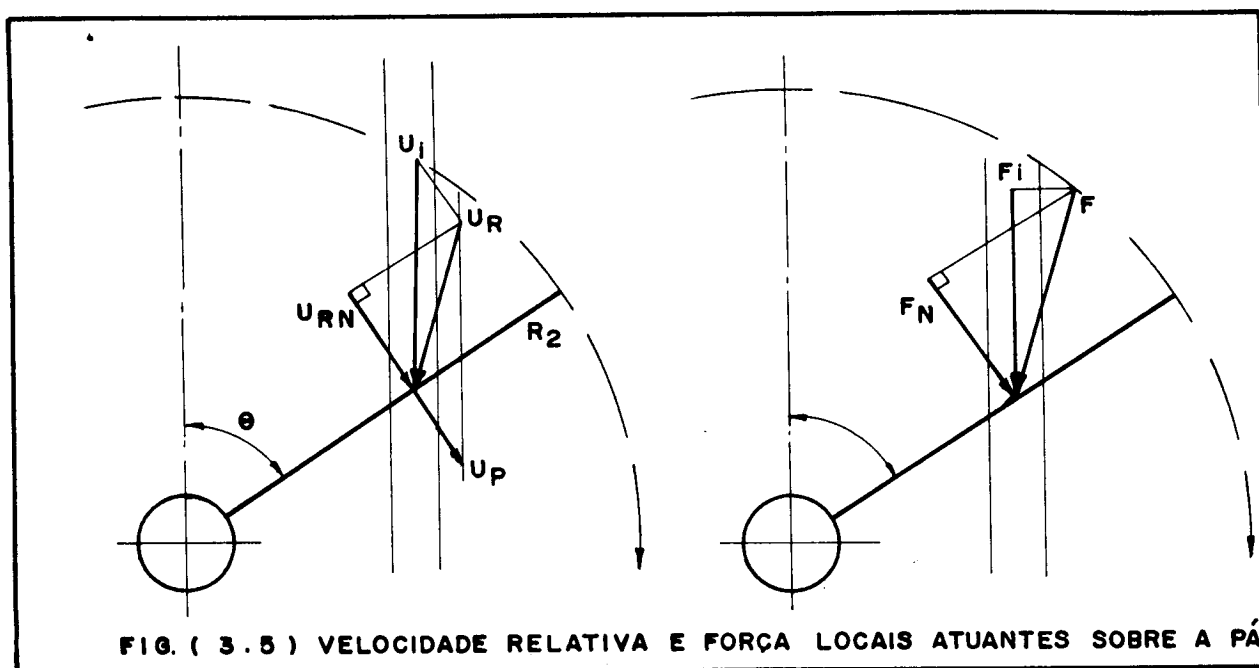


FIG. (3.5) VELOCIDADE RELATIVA E FORÇA LOCAIS ATUANTES SOBRE A PÁ

Para determinar o torque médio produzido pelas forças locais, é conveniente trabalhar com a força F_N . Então, por simplicidade, foi assumido para a força F_N :

$$F_N(D, \theta) = \frac{1}{2} \rho A_p C_D U_{RN}^2 \quad (3.30)$$

onde A_p , C_D e U_{RN} são, respectivamente, a área da pá dentro do tubo de corrente i , o coeficiente de arrasto e a componente normal à pá da velocidade relativa. A área da pá no tubo de corrente é:

$$A_p = \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} \cdot \frac{H}{\sin \theta} \quad (3.31)$$

e então

$$F_N(D, \theta) = \frac{1}{2} \rho \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} \cdot \frac{H}{\sin \theta} \cdot C_D U_{RN}^2 \quad (3.32)$$

A velocidade relativa é dada por:

$$\vec{U}_R = \vec{U}_i - \vec{U}_p \quad (3.33)$$

e deve ser notado que há dois casos a serem analisados: quando a pá se move na direção do vento e quando se move contra o vento. Na figura 3.6 podem ser vistos os triângulos de velocidades nos dois casos.

No primeiro caso, a componente normal da velocidade relativa é:

$$U_{RN1} = U_i \sin \theta - U_p \quad (3.34)$$

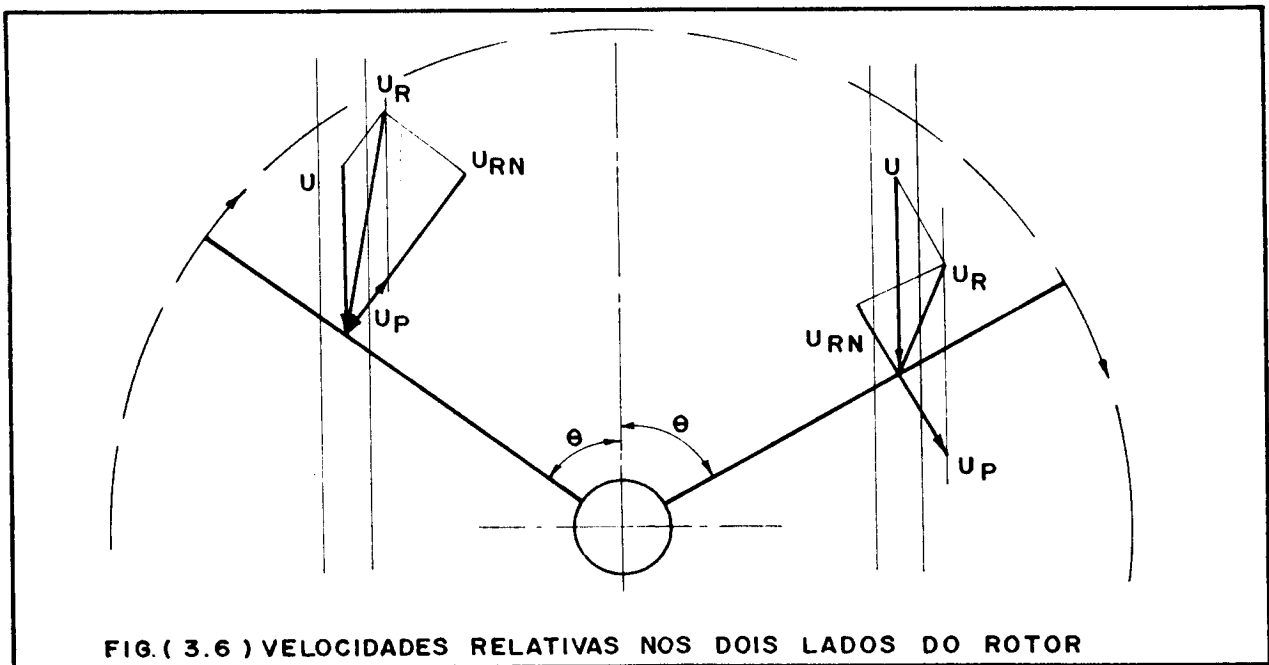


FIG. (3.6) VELOCIDADES RELATIVAS NOS DOIS LADOS DO ROTOR

ou, de forma adimensional:

$$\frac{U_{RN1}}{U_T} = \frac{U_i}{U_T} \text{sen}\theta - \frac{U_P}{U_T} \quad (3.35)$$

onde \dot{U}_T é a velocidade da ponta da pá. Uma vez que:

$$U_P = \Omega R \quad (3.36)$$

$$U_T = \Omega R_2 \quad (3.37)$$

onde Ω é a velocidade angular, e que

$$\frac{R}{R_2} = \frac{d}{R_2 \text{sen}\theta} = \frac{D}{\text{sen}\theta} \quad (3.38)$$

então, a eq. (3.35) pode ser dada por:

$$\frac{U_{RN1}}{U_T} = \frac{U_i}{U_T} \operatorname{sen}\theta - \frac{D}{\operatorname{sen}\theta} \quad (3.39)$$

No segundo caso, a componente normal da velocidade relativa é:

$$U_{RN2} = U_i \operatorname{sen}\theta + U_p \quad (3.40)$$

e então, analogamente ao primeiro caso:

$$\frac{U_{RN2}}{U_T} = \frac{U_i}{U_T} \operatorname{sen}\theta + \frac{D}{\operatorname{sen}\theta} \quad (3.41)$$

A equação (3.39) mostra que, mesmo na região em que a pá caminha na direção do vento, pode ocorrer que o torque seja resistivo — quando U_{RN1} for menor do que zero. Como, na expressão da força normal (3.32), a componente normal da velocidade relativa está ao quadrado, a força F_N não mostra esse efeito explicitamente. Quando U_{RN1} é positiva, o torque será motor (positivo) e o coeficiente de arrasto será o correspondente ao lado côncavo do perfil; quando U_{RN1} é negativa, o torque será resistivo (negativo) e o coeficiente de arrasto será o do lado convexo. No caso da pá se movendo contra o vento, U_{RN2} é positiva sempre e o torque produzido por F_N será resistivo sempre.

O torque local da força F_N , para um dado tubo de corrente D e um dado ângulo θ é expresso por:

$$T(D, \theta) = F_N \cdot R = F_N \cdot \frac{d}{\operatorname{sen}\theta} = F_N \cdot \frac{D \cdot R_2}{\operatorname{sen}\theta} \quad (3.42)$$

e então, o torque médio produzido pela força $F_N(D, \theta)$ para um dado tubo de corrente será:

$$\bar{T}(D) = \frac{N}{N_{it}} \sum_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} T(D, \theta) \quad (3.43)$$

onde N representa o número de pás do rotor. Combinando as relações (3.43), (3.42) e (3.30) teremos, para o torque médio em um dado tubo de corrente:

$$\bar{T}(D) = \frac{N}{2 \cdot N_{it}} \rho \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} H \sum_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \frac{D \cdot R_2}{\text{sen}^2 \theta} C_D U_{RN}^2 \quad (3.44)$$

Deve ser lembrado que o valor de C_D se refere ao lado côncavo ou convexo do perfil conforme o torque seja motor ou resistivo, respectivamente.

O torque médio produzido pela força F_N no tubo de corrente deve ser igual ao torque médio produzido pela força $F_i(D)$ no mesmo tubo de corrente. Então, combinando as expressões (3.29) e (3.44), teremos:

$$2\rho \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} H U_i (V_1 - U_i) D \cdot R_2 = \frac{N \cdot \rho}{2 \cdot N_{it}} \frac{(R_2 - R_1)}{N_p} H \sum_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \frac{D \cdot R_2}{\text{sen}^2 \theta} C_D \cdot U_{RN}^2 \quad (3.45)$$

que, simplificada e rearranjada produz:

$$U_i (V_1 - U_i) = \frac{N}{4 \cdot N_{it}} \sum_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \frac{C_D}{\text{sen}^2 \theta} U_{RN}^2 \quad (3.46)$$

dividindo membro a membro por V_1^2 para tornar adimensional a expressão (3.46):

$$\frac{U_i}{V_1} \left(1 - \frac{U_i}{V_1}\right) = \frac{N}{4 \cdot N_{it}} \left(\frac{1}{V_1}\right)^2 \sum_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \frac{C_D}{\text{sen}^2 \theta} U_{RN}^2 \quad (3.47)$$

Como as expressões para a determinação de U_{RN} foram adimensionalizadas com relação à velocidade da ponta da pá U_T , então:

$$\frac{U_i}{V_1} \left(1 - \frac{U_i}{V_1}\right) = \frac{N}{4 \cdot Nit} \left(\frac{U_T}{V_1}\right)^2 \sum_{\Theta_{\min}}^{\Theta_{\max}} \frac{C_D}{\text{sen}^2 \Theta} \left(\frac{U_{RN}}{U_T}\right)^2 \quad (3.48)$$

A equação (3.48) é base de uma solução iterativa para a determinação de U_i . Assim, com um valor genérico assumido para a velocidade U_i , são calculadas as componentes normais da velocidade relativa U_{RN} pelas eq. (3.39) ou (3.41); a equação (3.48) é então calculada membro a membro e os resultados são comparados. Caso não haja concordância, novo valor de U_i deve ser assumido e o procedimento repetido até que haja a convergência para um valor de U_i .

Para a realização da determinação iterativa da velocidade de U_i , foi utilizado neste trabalho o Método da Secante – poderoso método numérico para a solução de equações do tipo

$$F(x) = C \quad (3.49)$$

onde C é uma constante. Foi então definida a função $F_{DU}(U_i/V_1)$ como

$$F_{DU}(U_i/V_1) = \bar{D}_i^* - \frac{U_i}{V_1} + \left(\frac{U_i}{V_1}\right)^2 \quad (3.50)$$

onde \bar{D}_i^* corresponde ao membro direito da eq. (3.48)

$$\bar{D}_i^* = \frac{N}{4 \cdot Nit} \left(\frac{U_T}{V_1}\right)^2 \sum_{\Theta_{\min}}^{\Theta_{\max}} \frac{C_D}{\text{sen}^2 \Theta} \left(\frac{U_{RN}}{U_T}\right)^2 \quad (3.51)$$

É evidente que, quando F_{DU} for nula

$$\bar{D}_i^* = \frac{U_i}{V_1} \left(1 - \frac{U_i}{V_1}\right) \quad (3.52)$$

que é exatamente a relação (3.48). Então, a raiz de F_{DU} representa a relação de velocidades (U_i/V_1) que satisfaz a eq. (3.48) e portanto U_i estará determinada. O Método da Secante é discutido em detalhe no Apêndice 1.

3.2.3. O cálculo dos parâmetros de desempenho do rotor

Uma vez obtida a velocidade média no tubo de corrente U_i , podem ser determinados os parâmetros de desempenho do rotor, definidos pelas equações (2.18), (2.19) e (2.20).

A rotação específica é dada por

$$\text{ROT} = \frac{U_T}{V_1} \quad (3.53)$$

enquanto o coeficiente de potência é:

$$C_p = \frac{\dot{w}}{\frac{1}{2}\rho A_R V_1^3} \quad (3.54)$$

A potência produzida pelo rotor pode ser escrita como:

$$\dot{w} = \bar{T} \cdot \Omega \quad (3.55)$$

onde \bar{T} é o torque médio. Uma vez que A_R e Ω podem ser expressas, respectivamente, por:

$$A_R = 2 \cdot R_2 \cdot H \quad (3.56)$$

$$\Omega = \frac{U_T}{R_2} \quad (3.57)$$

então

$$C_p = \frac{\bar{T} \cdot U_T}{\rho R_2^2 H V_1^3} \quad (3.58)$$

Para se obter o coeficiente de potência, é necessário ser avaliado o torque médio \bar{T} . A partir da expressão para o torque médio em um tubo de corrente, eq. (3.44), pode-se obter o torque médio para todos os tubos de corrente e os dois lados do rotor (lado em que a pá caminha na direção do vento e o contra o vento) pois

$$\bar{T} = \frac{1}{N_p} \sum_D \sum_L \bar{T}(D) \quad (3.59)$$

onde a somatória em L representa os dois lados do catavento. Então, substituindo (3.59) em (3.58):

$$C_p = \frac{U_T}{\rho R_2^2 H V_1^3 N_p} \sum_D \sum_L \bar{T}(D) \quad (3.60)$$

ou, substituindo (3.44) e introduzindo U_T^2 no numerador e denominador:

$$C_p = \frac{N(R_2 - R_1)}{2 N_{it} N_p^2 R_2} \left(\frac{U_T}{V_1}\right)^3 \sum_D \sum_L \sum_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \frac{D \cdot C_D}{\sin^2 \theta} \left(\frac{U_{RN}}{U_T}\right)^2 \quad (3.61)$$

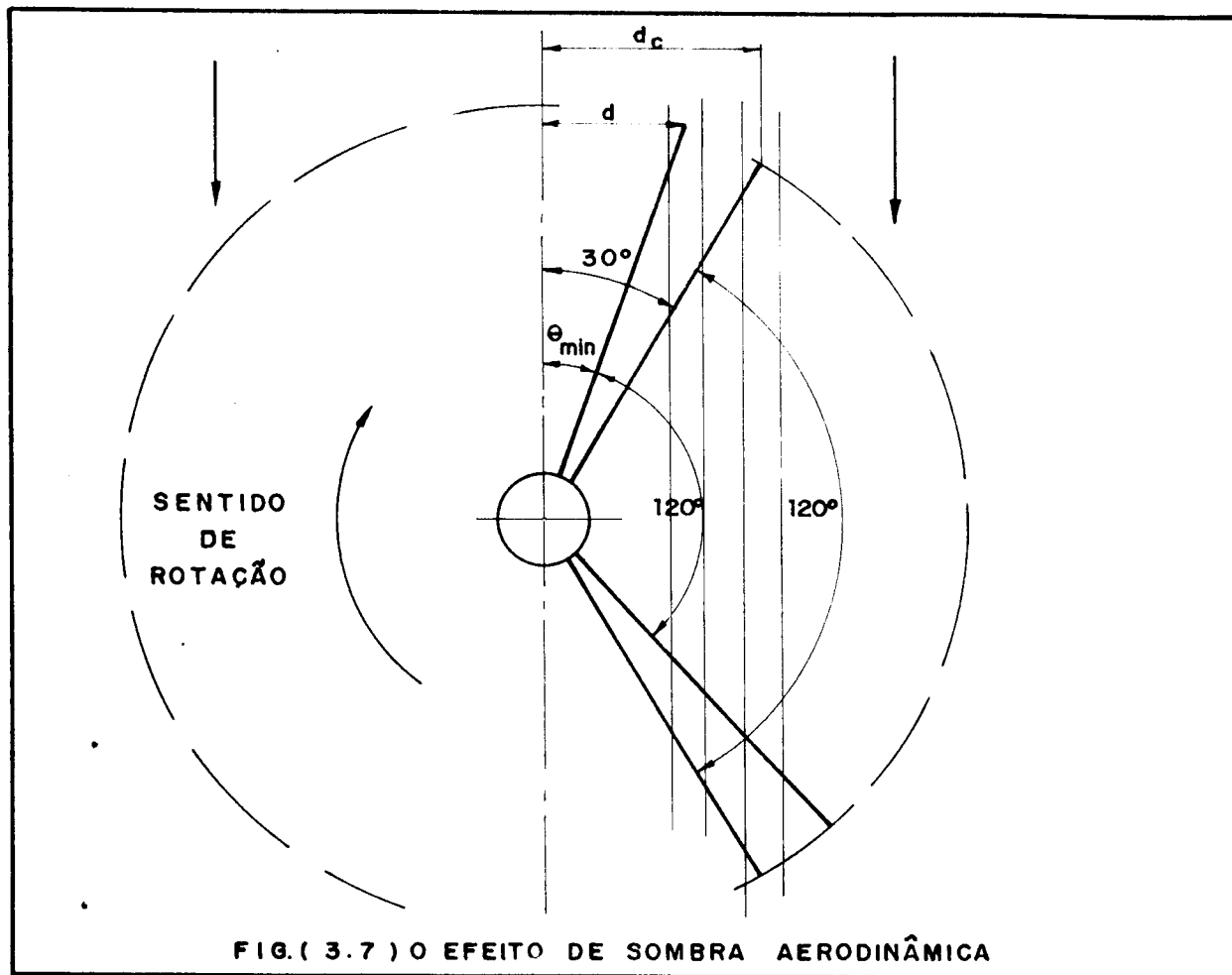
Uma vez determinados ROT e C_p , o coeficiente de momento pode ser obtido através da eq. (2.21):

$$C_M = \frac{C_p}{ROT} \quad (3.62)$$

Com o modelo descrito acima, pode-se verificar o desempenho do rotor em função de uma série de parâmetros, tais como o número de pás, a relação R_2/R_1 , a rotação específica, o efeito dos coeficientes de arrasto.

3.2.4. O efeito de sombra aerodinâmica das pás

Quando o rotor que está sendo simulado possui três ou mais pás, existem posições em que uma pá faz sombra aerodinâmica sobre outra ou outras pás. À medida que o número de pás cresce, esse efeito é cada vez mais marcante. A fig. 3.7 ilustra esse efeito para um rotor de três pás.



Como mostrado na fig. 3.7, para um dado tubo de corrente i , a pá que penetra nesse tubo irá fazer sombra aerodinâmica sobre outra pá, que ainda está dentro desse tubo. Pode-se definir um ângulo θ crítico tal que

$$\theta_{cr} = \theta_{min} + \frac{2\pi}{N} \quad (3.63)$$

O campo de escoamento produzido pelo efeito de sombra aerodinâmica é complexo e tridimensional. Como o Método dos Tubos

de Corrente Múltiplos não descreve os valores locais da velocidade do vento, mas trabalha apenas com velocidades médias para cada tubo de corrente, foi assumido que a força exercida pelo vento sobre o trecho de pá que está em sombra aerodinâmica é nula.

Quando, na somatória em θ efetuada no cálculo de $U_i(D)$ e de C_p , θ é maior do que θ crítico, a pá entra em sombra aerodinâmica e então, a partir desse ângulo, os ângulos θ devem ser desconsiderados. É evidente que existem tubos de corrente em que esse efeito não aparece, quando a distância do tubo de corrente é maior do que um valor crítico D_c dado por

$$D_c = \frac{d_c}{R_2} = \frac{R_2}{R_2} \operatorname{sen} \left(\frac{\pi - 2\pi/N}{2} \right) \quad (3.64)$$

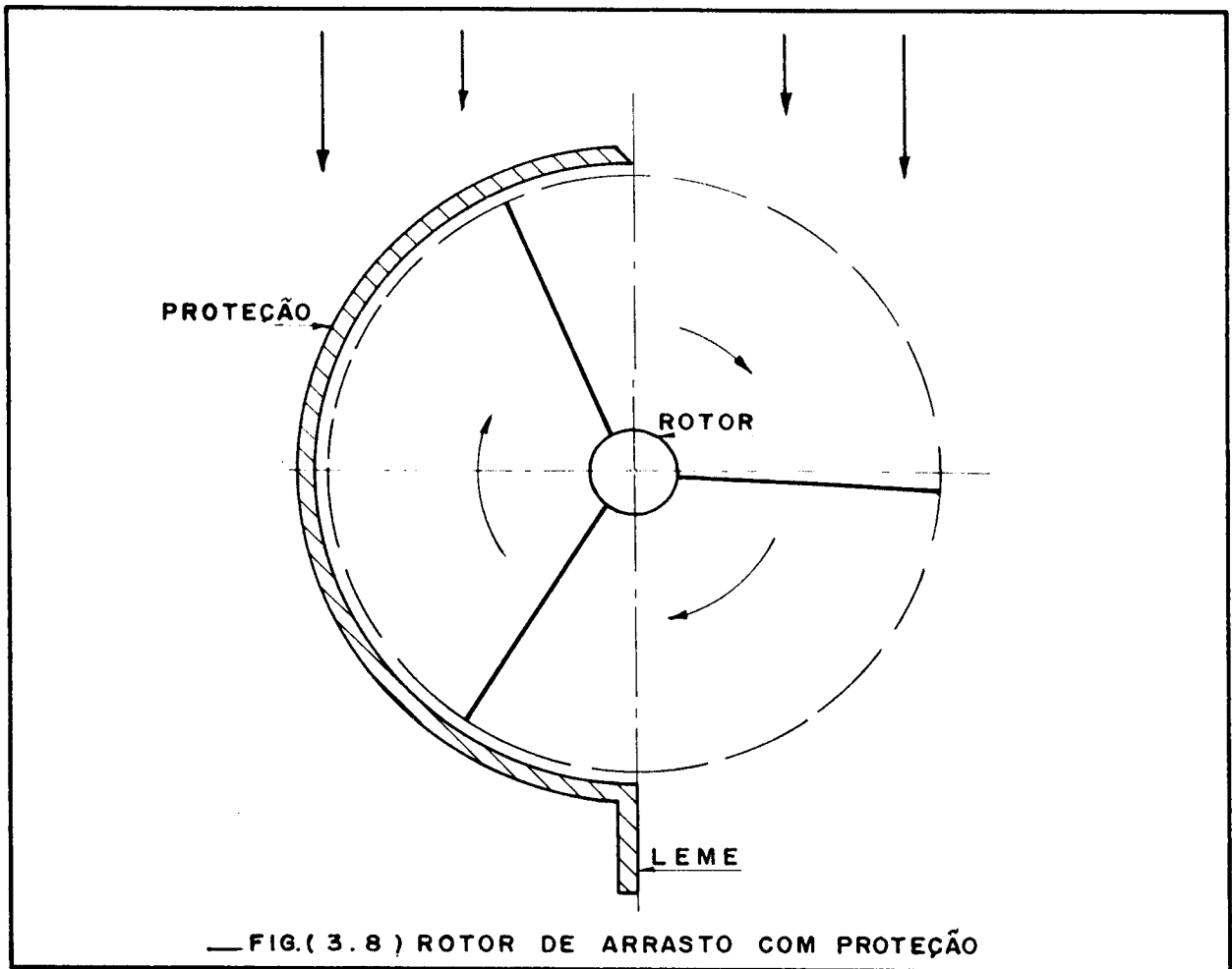
No caso de um rotor de 3 pás, por exemplo, o valor de D_c é 0,5 e o efeito de sombra aerodinâmica irá afetar os tubos de corrente menores do que D_c . No programa para simulação de desempenho, este efeito foi introduzido.

3.3. O ROTOR DE ARRASTO COM PROTEÇÃO

No capítulo anterior foi mostrado que uma forma de reduzir o torque resistivo, durante o período em que a pá de um rotor de arrasto simples se move contra o vento, consiste em introduzir uma proteção, que desvia a corrente de ar que iria atingir as pás.

Com a proteção, a velocidade relativa no lado resistivo do rotor irá diminuir, diminuindo com isso o torque negativo. Para a simulação deste tipo de rotor, é preciso estimar esse torque resistivo - que não será eliminado, mas minimizado. A figura 3.8 apresenta um esquema do rotor descrito no item 3.2 deste capítulo, com uma proteção no lado resistivo.

O campo de velocidades produzido pela proteção depende de vários fatores: forma das pás, se os topos do rotor são fechados ou não, etc.



Para uma primeira estimativa do ganho em eficiência no rotor pela presença da proteção, foi assumido que a componente normal da velocidade relativa no lado resistivo é dada por

$$\frac{U_{RN2}}{U_T} = \frac{U_P}{U_T} = \frac{R}{R_2} = \frac{D}{\text{sen}\theta} \quad (3.65)$$

o que é equivalente a assumir que, no lado resistivo, a pá se move em ar parado ($U_i=0$). O torque resistivo será proveniente desse movimento relativo entre a pá e o ar que a circunda.

Como a velocidade relativa não depende da relação U_i/V_1 , então não é necessário o método iterativo descrito anteriormente. Na simulação feita por programa de computador, foi mantida a existência de tubos de corrente no lado resistivo, todos com $U_i=0$, por conveniência; de resto, a formulação é análoga à descrita no item 3.2. Para fins de comparação, foi simulada também a geometria acima, com torque resistivo nulo (sem perdas), que corresponde ao limite máximo de eficiência para o rotor com proteção.

3.4. CARACTERÍSTICAS DOS PROGRAMAS

O desenvolvimento de cada programa não será discutido, mas aqui serão indicadas as características dos dados necessários e dos resultados produzidos.

As características aerodinâmicas do perfil usado são apresentadas como dados, através dos coeficientes de arrasto para a parte côncava (C_{D1}) e a parte convexa (C_{D2}), obtidos experimentalmente. A geometria é descrita pelo número de pás (N) e os valores de R_1 e R_2 , enquanto que a faixa de velocidades específicas (ROT) é dada por um valor inicial e o incremento entre dois valores consecutivos. São requeridos ainda o número de tubos de corrente (N_p) e dois valores iniciais para a relação (U_i/V_1), usados no Método da Secante.

O programa produz os valores do coeficiente de potência e do coeficiente de momento para cada valor da velocidade específica. Caso seja de interesse, é possível obter os valores reais de (U_i/V_1) para cada tubo de corrente. O programa termina quando, para uma dada rotação específica, o coeficiente de potência é negativo, o que indica uma rotação específica maior do que a rotação de embalagem e portanto sem significado físico.

A análise dos resultados obtidos será efetuada no Cap. 5, enquanto que as listagens dos programas são apresentadas no Apêndice 2.

CAPÍTULO 4

ENSAIOS EXPERIMENTAIS

O modelamento teórico apresentado no capítulo anterior foi confrontado com os resultados de ensaios de um rotor de arrasto simples, de geometria semelhante, para que fosse verificada sua validade e eventuais limitações.

Como o modelo teórico utilizado requer o conhecimento dos coeficientes de arrasto, que são utilizados como dados, foram realizados ensaios a fim de se obter esses parâmetros para alguns perfis escolhidos. Para ensaiar o desempenho dos rotores de arrasto, foi utilizado um motor elétrico DC com um tacogerador incorporado, operado como gerador; foram então realizados ensaios para se determinar as características do gerador e a calibração do tacogerador. Por fim, foram realizados os testes de desempenho com três rotores, tendo sido obtidos o coeficiente de potência e o coeficiente de momento em função de cada rotação específica.

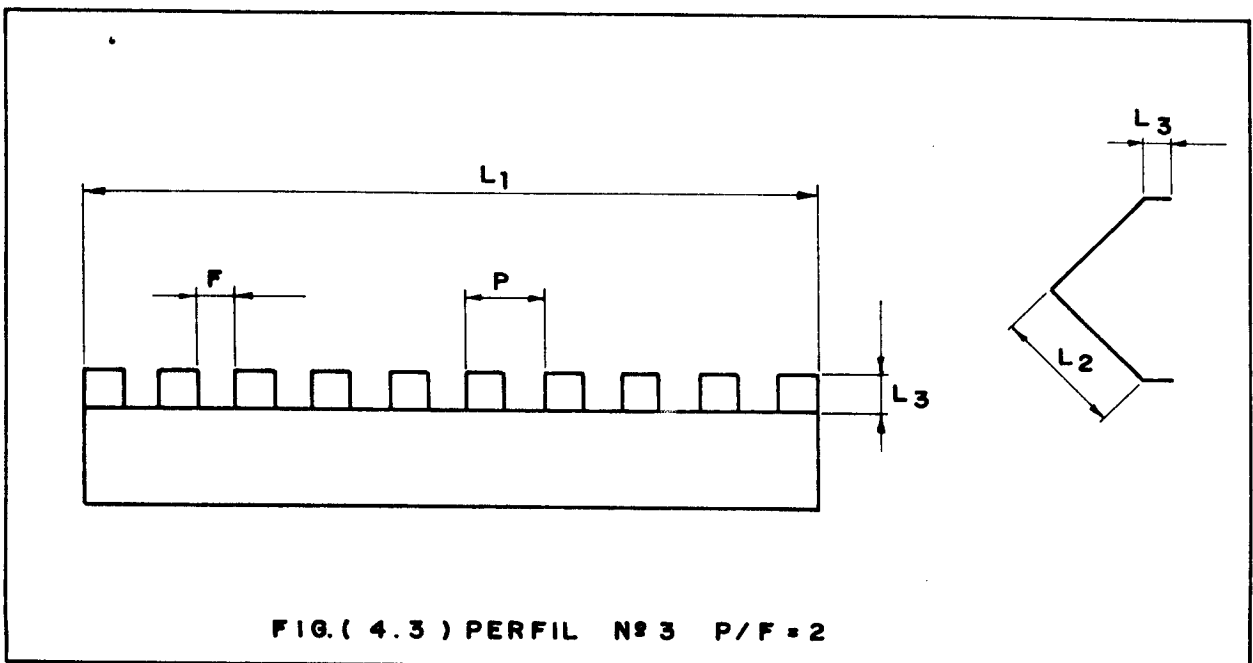
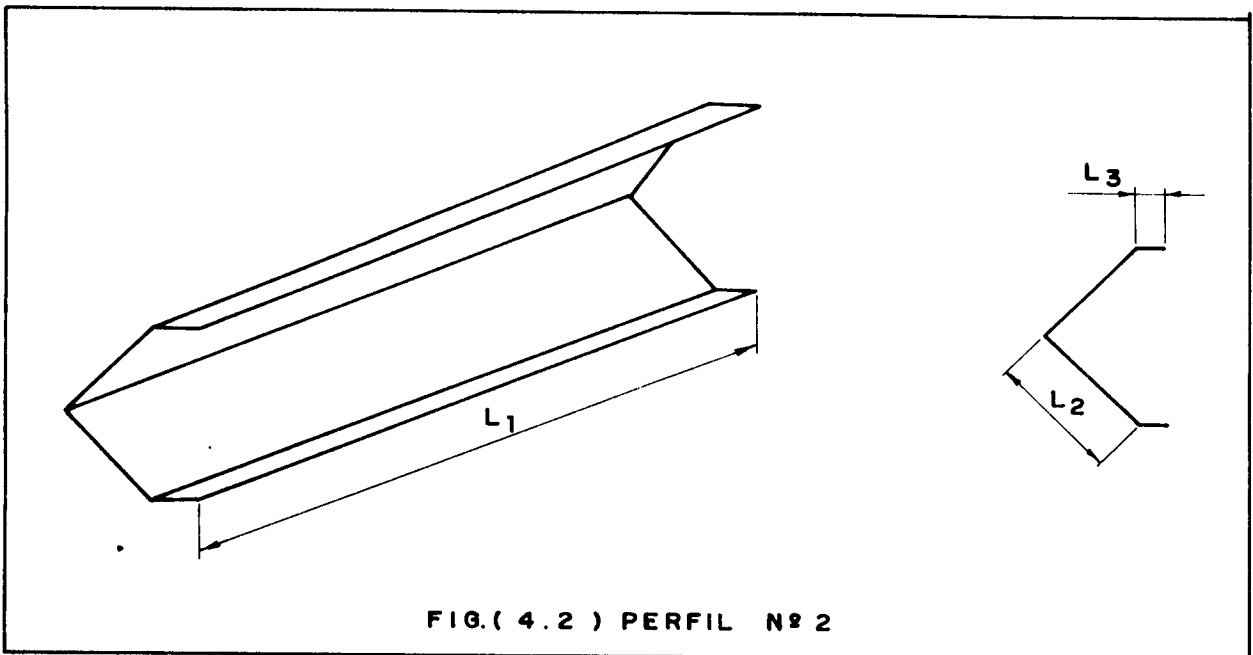
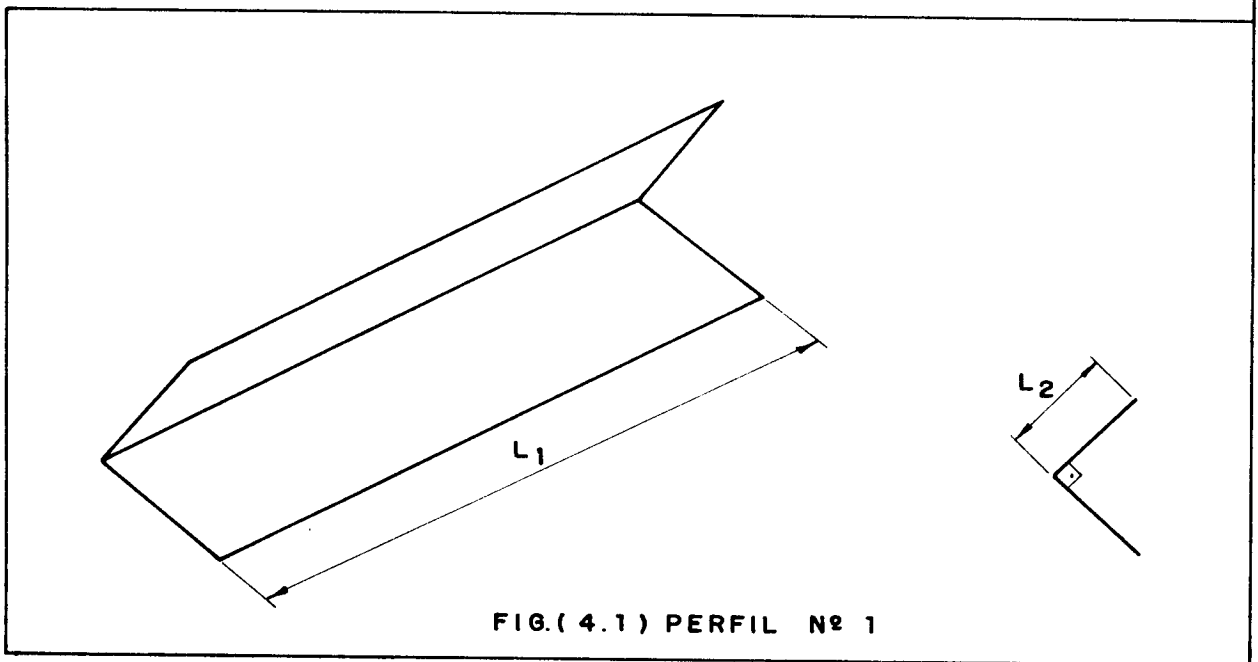
Neste capítulo serão discutidos os experimentos descritos acima e os equipamentos e métodos utilizados.

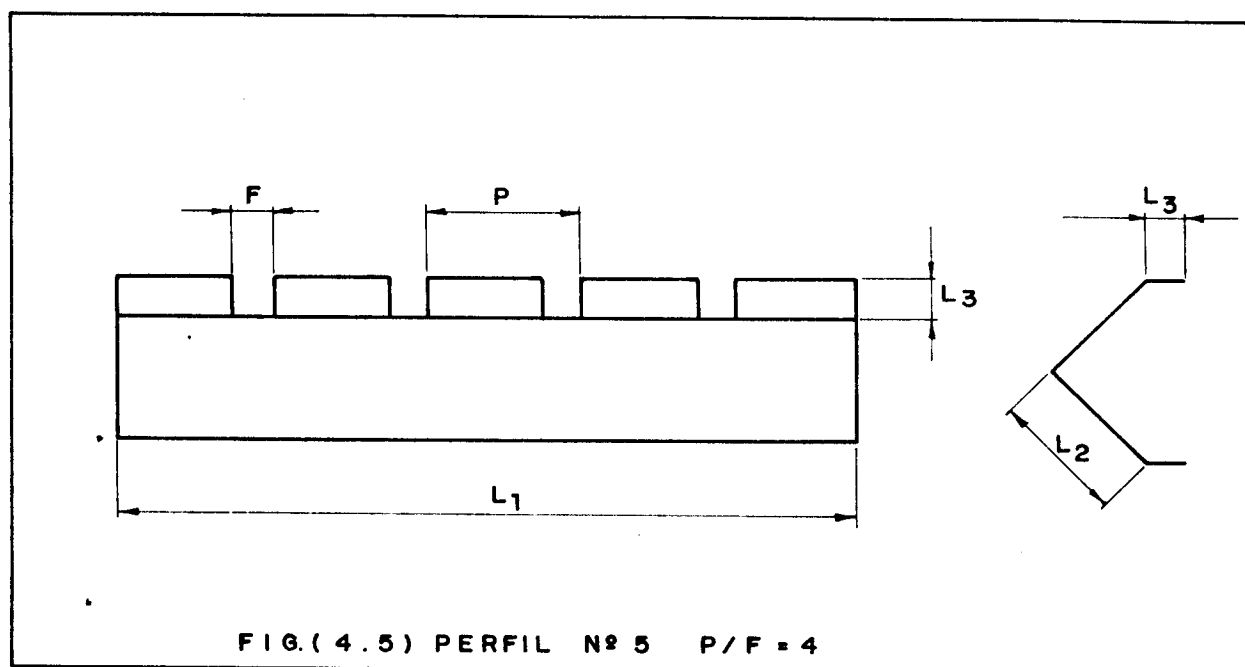
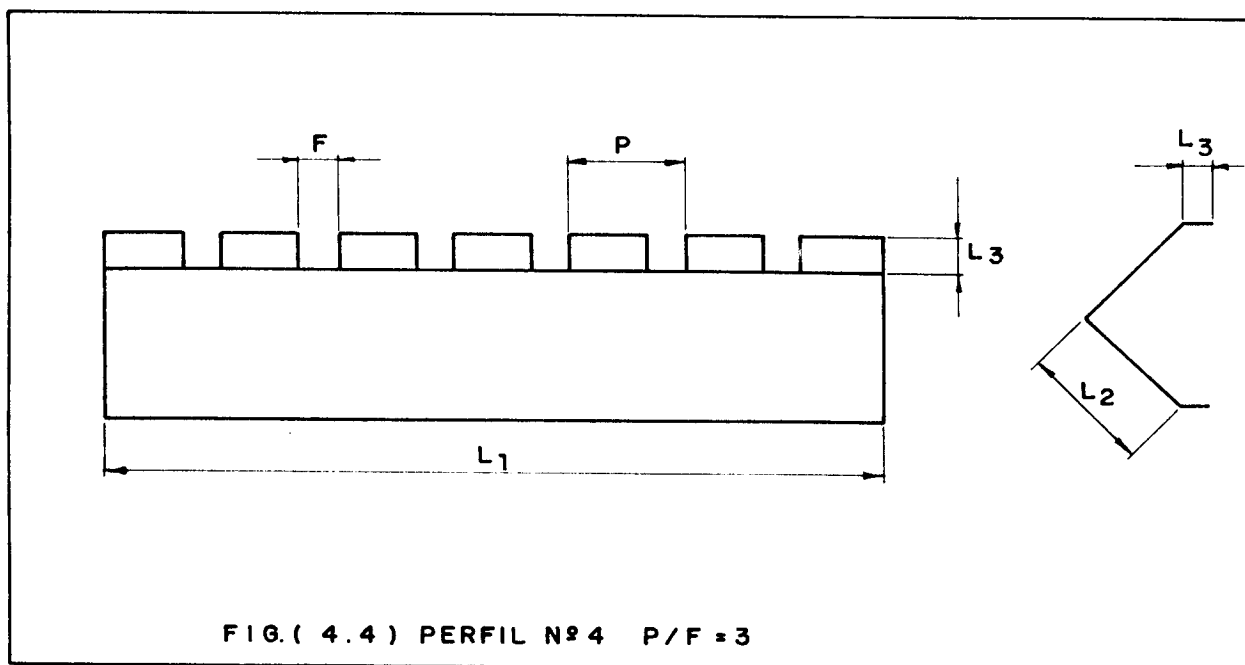
4.1. DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE ARRASTO

4.1.1. Os perfis ensaiados

Os perfis escolhidos para ensaio foram cinco, todos construídos em chapa de alumínio de 1,0 mm, dobrada em V a 90° .

A geometria dos perfis pode ser vista nas figuras 4.1 a 4.5. O comprimento L_1 de todos foi de 445 mm, valor próximo da largura da seção de ensaio do tunel de vento. O lado L_2 de cada aresta possuía 20 mm e a aresta L_3 da aba, 5 mm. As fendas na aba quando existentes, possuíam também 5 mm. Como pode ser visto nas mesmas figuras, o primeiro perfil não possuía abas — era um perfil em V simples, enquanto que o segundo possuía abas, embora sem fendas; os outros três perfis possuíam fendas F de 5 mm nas abas, diferindo entre si quanto ao passo P existente entre as fendas.





Dois tipos de comparação podem ser efetuadas a partir das geometrias escolhidas: o efeito das abas L_3 frente a um perfil em V simples, e o efeito de fendas nas abas frente ao perfil com abas inteiras. Também foram testados três valores distintos da relação P/F a fim de se avaliar o efeito da distância entre as fendas.

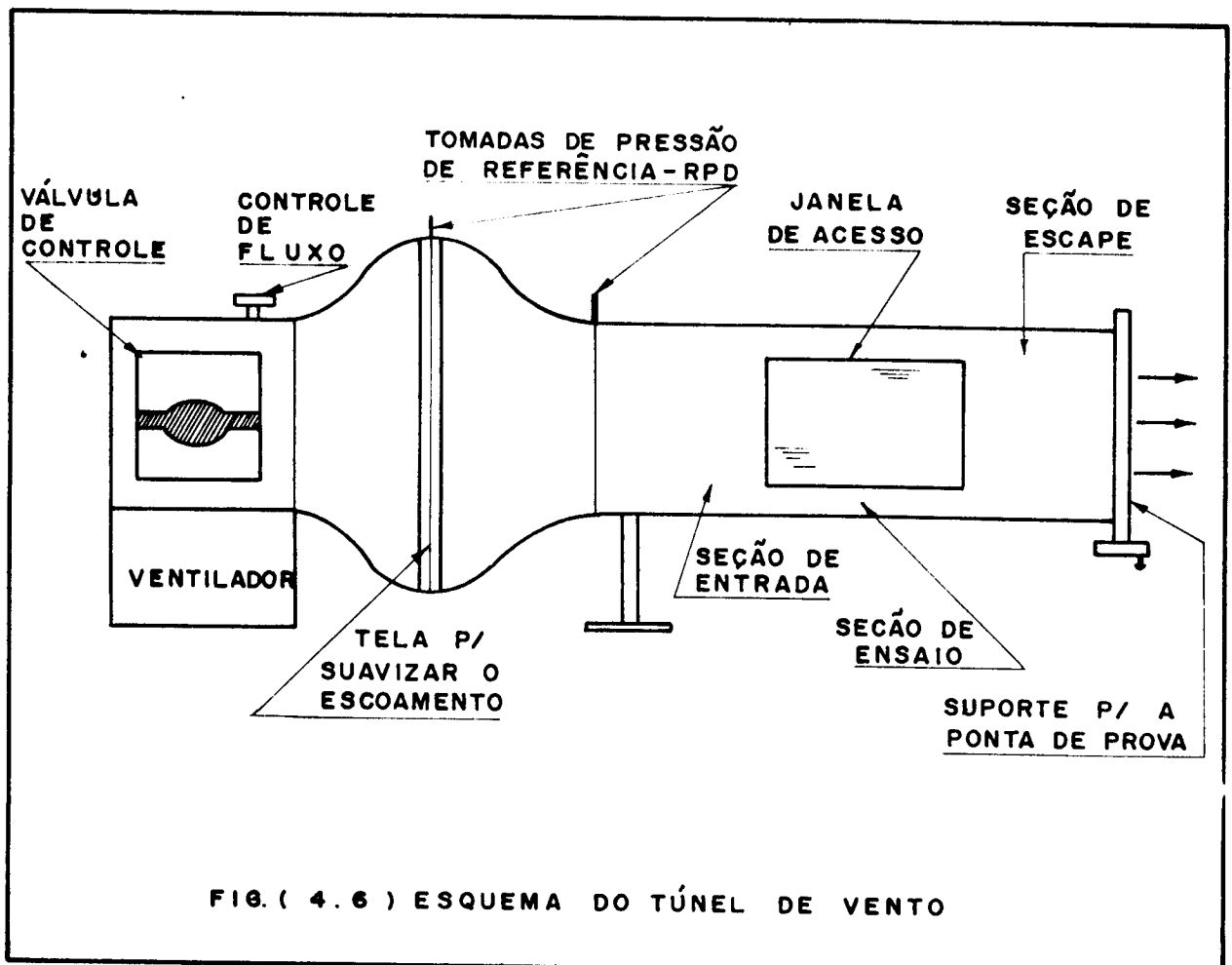
4.1.2. Características do tunel de vento

Foi utilizado um tunel de vento Plint & Partners TE-44

que faz parte dos equipamentos didáticos do Laboratório de Calor e Fluidos do DEM. Esse tunel, de tipo aberto, possui secção de ensaio quadrada, de 18 polegadas e é acionado por um motor elétrico AC de 25 HP. A velocidade do vento é controlada por intermédio de uma válvula, situada na aspiração do ventilador e acionada manualmente por uma rosca que permite um ajuste fino.

A pressão estática na secção de ensaio é igual à pressão atmosférica ambiente, o que evita problemas de vedação. A velocidade máxima na secção de ensaio é de 33 m/s – caracterizando escoamento incompressível em toda faixa de operação. O tunel possui baixa turbulência: o valor (rms) da flutuação de velocidade é menor que 0,5% da velocidade média do escoamento.

Na secção de saída, o tunel possui um suporte móvel para pontas de prova, acionado por rosca, que permite movimentação do instrumento de medida num plano perpendicular ao escoamento. A velocidade do vento pode ser medida através de uma diferença de pressão entre duas tomadas de pressão, indicadas na fig. 4.6 – esquema do tunel.



Antes da utilização do tunel para a determinação do arrasto dos perfis, foi realizada a verificação da distribuição de velocidades na secção de ensaio, no plano perpendicular à direcção do escoamento através do uso de tubo de Pitot, com o tunel livre de obstáculos, quando foi constatado que a velocidade do escoamento só é afetada pela camada limite das paredes do tunel para distâncias muito próximas às paredes - menos de 1 polegada - e fora dessa região é sensivelmente constante.

A diferença de pressão de referência - RPD, pode ser calibrada como uma medida da velocidade do vento a montante do perfil:

$$\frac{1}{2} \rho V_1^2 = K \cdot \text{RPD} \quad (4.1)$$

de onde:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2 K \cdot \text{RPD}}{\rho}} \quad (4.2)$$

Deve ser ressaltado que as condições ambientais diárias (pressão, temperatura) influem no valor da densidade do ar e, além disso, a presença de um objeto na secção de ensaio pode modificar a pressão dinâmica, e portanto o valor de K, a princípio, deve ser calibrado para cada modelo que for ensaiado.

4.1.3. Método para determinação do arrasto

A determinação do arrasto de um perfil pode ser feita através da medida da distribuição de velocidades na esteira do modelo ensaiado, desde que se trate de um problema bidimensional.

Pelo teorema da quantidade de movimento, o arrasto pode ser determinado pela conhecida expressão:

$$D = b \rho \int_{-\infty}^{+\infty} V(V_1 - V) dy \quad (4.3)$$

onde $V(y)$ representa a distribuição de velocidades na esteira; a expressão acima, apesar de simples, só pode ser utilizada se a distribuição de velocidades $V(y)$ for obtida numa secção onde a pressão estática for igual à pressão estática da corrente a montante, numa secção onde o escoamento não foi perturbado pela presença do modelo, conforme mostra a figura 4.7.

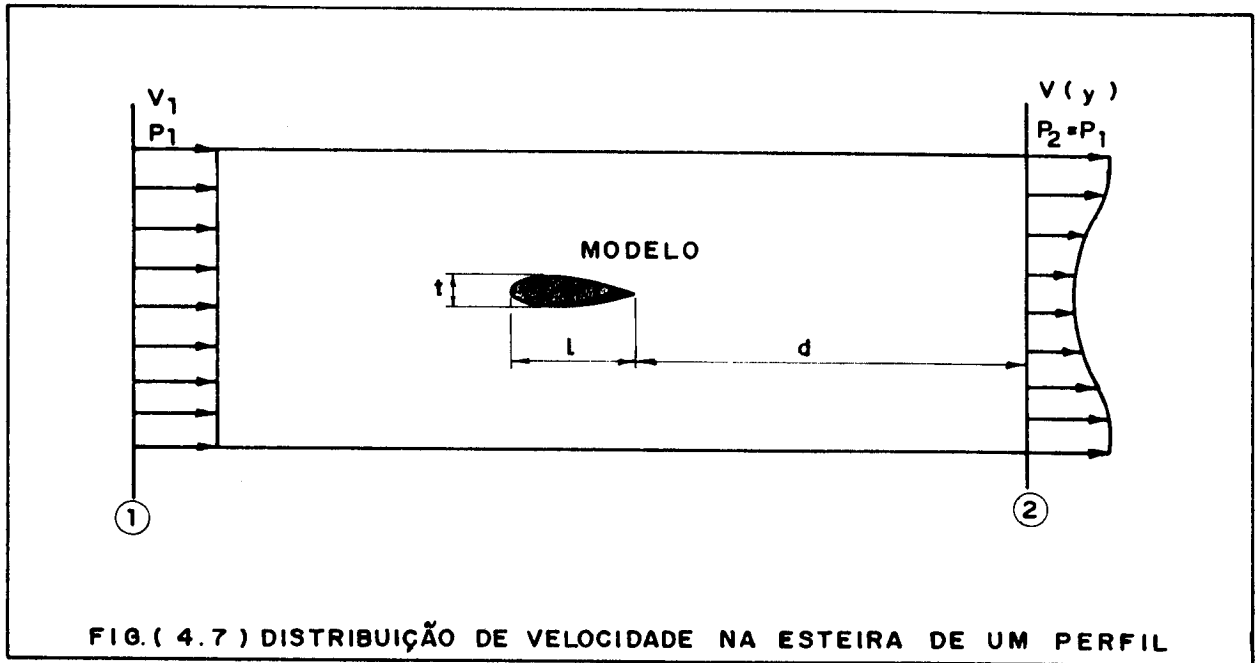


FIG. (4.7) DISTRIBUIÇÃO DE VELOCIDADE NA ESTEIRA DE UM PERFIL

Na prática, isso ocorre quando a distância d é grande quando comparada às dimensões do modelo ensaiado.

No caso dos perfis utilizados a condição acima não pôde ser obtida, uma vez que a espessura do perfil é grande quando comparada às dimensões da secção de ensaio do túnel, e portanto a expressão (4.3) não pôde ser utilizada.

A equação (4.3) deve ser modificada, de maneira a incluir a contribuição da pressão estática. O método experimental proposto por BETZ [17] e descrito a seguir foi então utilizado.

Com base na figura 4.8, escolhe-se um volume de controle definido pelas secções I e II e de largura tal que o fluxo não seja perturbado pelo modelo.

Aplicando o teorema da quantidade de movimento para a superfície de controle, teremos:

$$D = b \left[\int_{-\infty}^{+\infty} (P_1 + \rho V_1^2) dy - \int_{-\infty}^{+\infty} (P_2 + \rho V_2^2) dy \right] \quad (4.4)$$

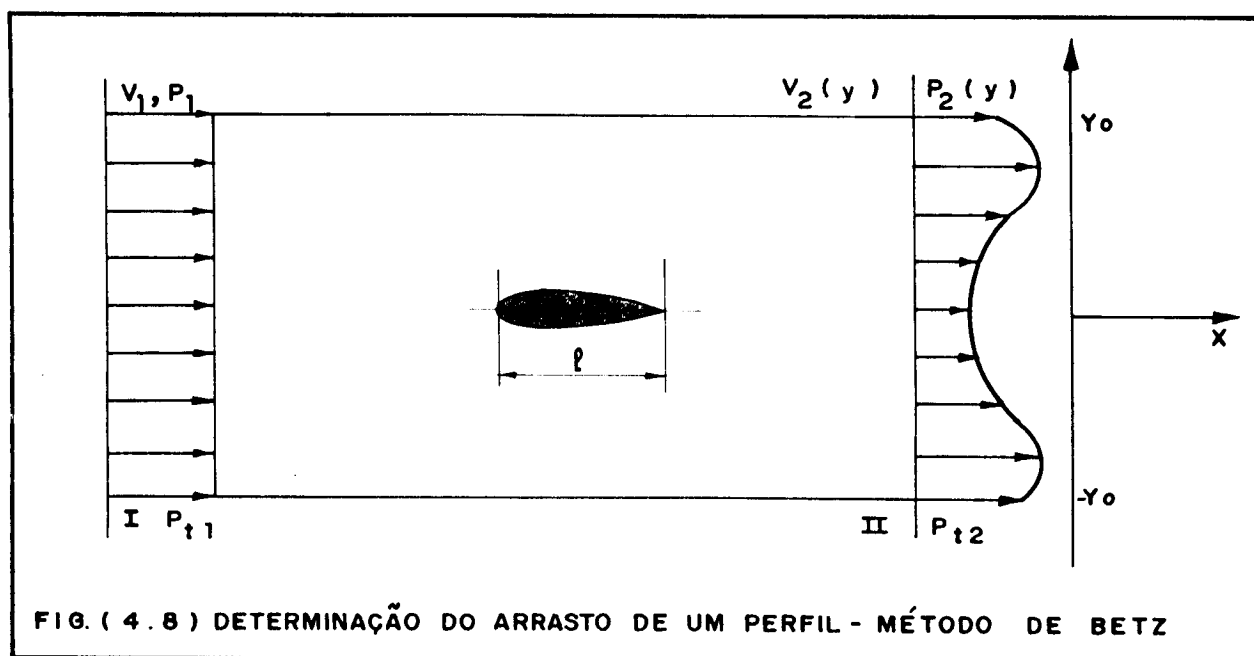


FIG. (4.8) DETERMINAÇÃO DO ARRASTO DE UM PERFIL - MÉTODO DE BETZ

Nas secções 1 e 2, teremos, para a pressão total:

$$P_{t\infty} = P_{t1} = P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 \quad (4.5)$$

$$P_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (4.6)$$

Então, subtraindo (4.6) de (4.5), rearranjando e substituindo em (4.4):

$$D = b \left[\int_{-\infty}^{\infty} (P_{t\infty} - P_{t2}) dy + \frac{1}{2} \rho \int_{-\infty}^{\infty} (V_1^2 - V_2^2) dy \right] \quad (4.7)$$

Para que a expressão seja adaptada para a avaliação de resultados experimentais, é necessário transformar as integrais acima de tal modo que seja necessário avaliá-las apenas na região da depressão causada pelo modelo ensaiado e não de $-\infty$ a $+\infty$. Cumpre observar que a primeira integral já está nessa forma pois, fora da região do escoamento afetada pelo modelo, a pressão total é constante.

A fim de transformar a segunda integral, pode-se assu-

mir um escoamento hipotético $V_2'(y)$ tal que:

$$V_2'(y) = V_2(y) \quad (4.8)$$

fora da região da depressão e que:

$$P_{t\infty} = P'_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2'^2 \quad (4.9)$$

na região da depressão causada pelo perfil. Uma vez que o escoamento real satisfaz a equação da continuidade, o escoamento hipotético produz um fluxo de massa grande demais na região 2. Esta situação gerada pelo escoamento hipotético é equivalente à existência de uma fonte localizada no modelo, cuja intensidade Q é:

$$Q = b \int_{-y_0}^{y_0} (V_2' - V_2) dy \quad (4.10)$$

O empuxo sofrido por uma fonte colocada em um escoamento uniforme de velocidade V_∞ sem atrito é dado por:

$$R = -\rho V_\infty Q \quad (4.11)$$

Aplicando agora o teorema da quantidade de movimento ao escoamento hipotético tem-se que:

$$D = b \left[\int_{-\infty}^{\infty} (P_{t\infty} - P'_{t2}) dy + \frac{1}{2} \rho \int_{-\infty}^{\infty} (V_1^2 - V_2'^2) dy \right] \quad (4.12)$$

mas, por hipótese

$$P_{t\infty} = P'_{t2} \quad (4.13)$$

e, além disso,

$$D = R = -\rho V_\infty Q \quad (4.14)$$

então

$$-\rho V_\infty Q = \frac{b}{2} \rho \int_{-\infty}^{\infty} (V_1'^2 - V_2'^2) dy \quad (4.15)$$

Agora, subtraindo (4.15) de (4.7):

$$D + \rho V_\infty Q = b \left[\int_{-\infty}^{\infty} (P_{t\infty} - P_{t2}) dy + \frac{1}{2} \rho \int_{-\infty}^{\infty} (V_2'^2 - V_2^2) dy \right] \quad (4.16)$$

Substituindo Q pela expressão (4.10) e rearranjando os termos de velocidade:

$$D = b \left[\int_{-\infty}^{\infty} (P_{t\infty} - P_{t2}) dy + \frac{1}{2} \rho \int_{-\infty}^{\infty} (V_2'^2 - V_2^2) dy - \rho V_\infty \int_{-\infty}^{\infty} (V_2' - V_2) dy \right] \quad (4.17)$$

agora, pode-se fatorar os termos quadráticos de velocidade:

$$V_2'^2 - V_2^2 = (V_2' - V_2)(V_2' + V_2) \quad (4.18)$$

Substituindo (4.18) em (4.17) e rearranjando:

$$D = b \left[\int_{-\infty}^{\infty} (P_{t\infty} - P_{t2}) dy + \frac{1}{2} \rho \int_{-\infty}^{\infty} (V_2' - V_2)(V_2' + V_2 - 2V_\infty) dy \right] \quad (4.19)$$

Note-se que as integrais podem ser avaliadas na região da esteira onde

$$V_2(y) \neq V_\infty \quad (4.20)$$

pois fora dessa região as integrais são nulas.

A forma mais conveniente de se medir o arrasto é feita pelo uso do parâmetro adimensional chamado coeficiente de arrasto e definido por:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 b \ell} = \frac{D}{P_{D\infty} b \ell} \quad (4.21)$$

onde $b \cdot \ell$ é a área de referência do modelo ensaiado.

Lembrando que

$$P_{t\infty} = P_\infty + \frac{1}{2} \rho V_\infty^2 \quad (4.22)$$

$$P'_{t2} = P_{t\infty} = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2'^2 \quad (4.23)$$

$$P_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (4.24)$$

temos então as expressões para V_∞ , V_2' e V_2 , respectivamente:

$$V_\infty = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{t\infty} - P_\infty)} = \sqrt{P_{D\infty}} \quad (4.25)$$

$$V_2' = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{t\infty} - P_2)} \quad (4.26)$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{t2} - P_2)} \quad (4.27)$$

Substituindo (4.19), (4.25), (4.26) e (4.27) em (4.21) e simplificando, tem-se finalmente que:

$$C_D = \int_{-(y_0/\ell)}^{+y_0/\ell} \left(\frac{P_{t\infty} - P_{t2}}{P_{D\infty}} \right) d\left(\frac{y}{\ell}\right) + \int_{-y_0/\ell}^{y_0/\ell} \left[\sqrt{\frac{P_{t\infty} - P_2}{P_{D\infty}}} - \sqrt{\frac{P_{t2} - P_2}{P_{D\infty}}} \right] \left[\sqrt{\frac{P_{t\infty} - P_2}{P_{D\infty}}} + \sqrt{\frac{P_{t2} - P_2}{P_{D\infty}}} - 2 \right] d\left(\frac{y}{\ell}\right) \quad (4.28)$$

A determinação dos coeficientes de arrasto requer o conhecimento da pressão total e da pressão dinâmica da corrente de ar não perturbada a montante do modelo ensaiado, bem como da pressão total e pressão estática na secção 2, como função de y .

A expressão (4.28) pode ser escrita como

$$C_D = \int_{-y_0/\ell}^{y_0/\ell} (F_1 + F_2 \cdot F_3) d(y/\ell) = \int_{-y_0/\ell}^{y_0/\ell} F d(y/\ell) \quad (4.29)$$

onde

$$F_1 = \frac{P_{t\infty} - P_{t2}}{P_{D\infty}} \quad (4.30)$$

$$F_2 = \sqrt{\frac{P_{t\infty} - P_2}{P_{D\infty}}} - \sqrt{\frac{P_{t2} - P_2}{P_{D\infty}}} \quad (4.31)$$

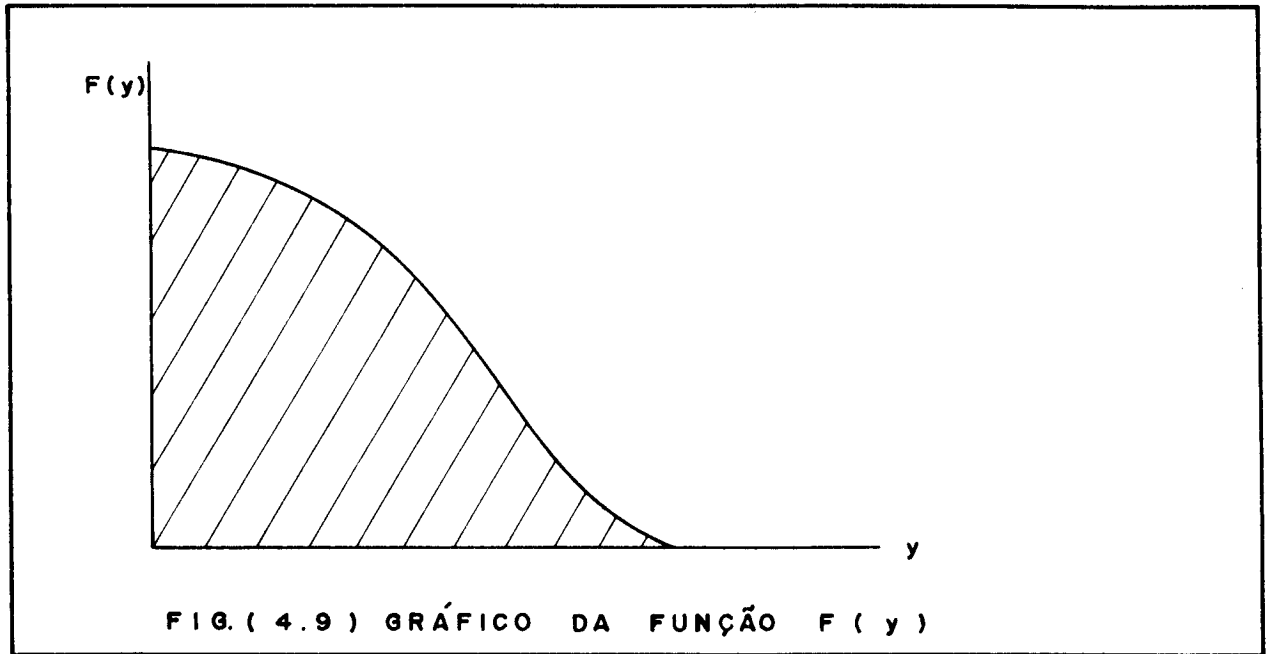
$$F_3 = \sqrt{\frac{P_{t\infty} - P_2}{P_{D\infty}}} + \sqrt{\frac{P_{t2} - P_2}{P_{D\infty}}} - 2 \quad (4.32)$$

$$F = F_1 + F_2 \cdot F_3 \quad (4.33)$$

Além disso, dada a geometria dos perfis ($\ell = \text{constante}$ e simetria em relação ao eixo x), pode-se determinar o arrasto por:

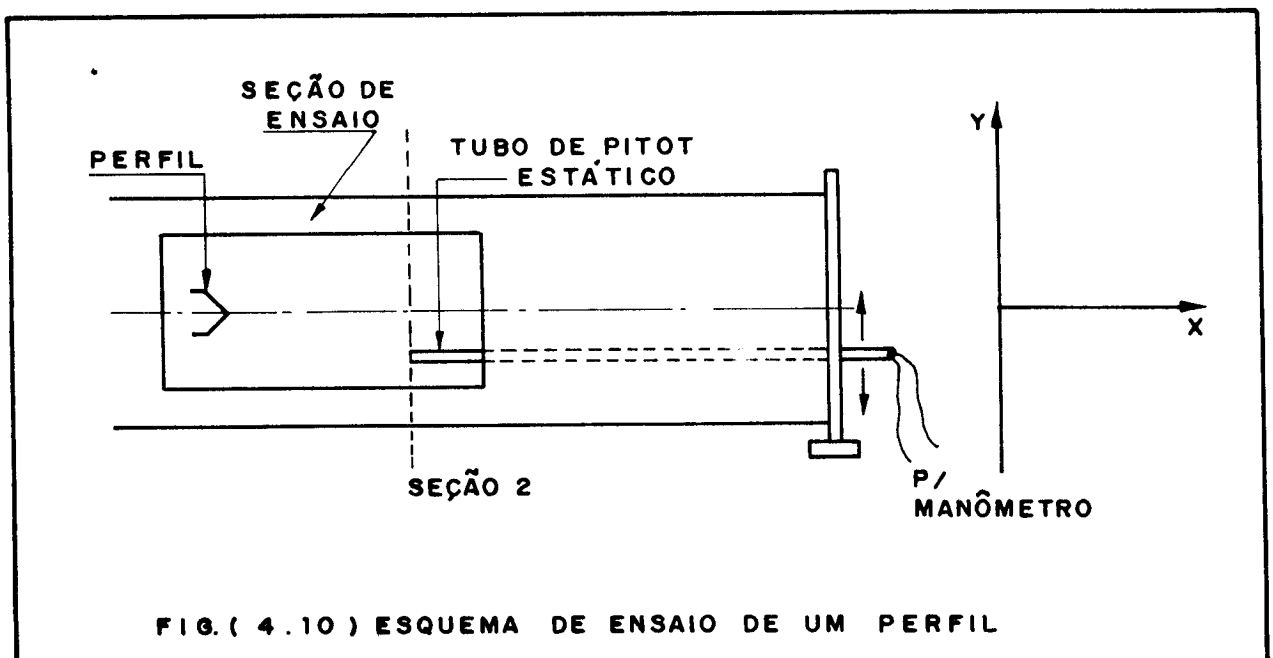
$$C_D = \frac{2}{\ell} \int_0^{y_0} F dy \quad (4.34)$$

Como a função F possui apenas parâmetros experimentais, seu cálculo é bastante simples. Neste trabalho, a integral da expressão (4.34) foi avaliada graficamente, a partir da área sob a curva $F=F(y)$, tal como ilustrado qualitativamente na fig. 4.9.



4.1.4. Coeficientes de arrasto obtidos

A figura 4.10 mostra um esquema do ensaio realizado para a obtenção dos coeficientes de arrasto. Para cada perfil foram determinados dois coeficientes de arrasto: um para a face côncava exposta ao vento e outro para a convexa; tais coeficientes são denominados C_{D1} e C_{D2} respectivamente neste trabalho.



As pressões estática e total foram medidas em toda a secção 2, em pontos separados entre si a cada 5 mm no eixo y, através de um tubo de Pitot - estático, isto é, um tubo de Pitot que possui também uma tomada de pressão estática. As leituras de pressão foram feitas com um manômetro de tubo inclinado; como no cálculo do coeficiente de arrasto são utilizadas apenas diferenças de pressão, a pressão atmosférica ambiente não é relevante.

As pressões total e dinâmica da corrente de ar a montante do perfil foram tomadas junto à secção de entrada do tunel, a uma distância conveniente do modelo ensaiado, numa região em que a corrente não é perturbada, também através de um tubo de Pitot e lidas em manômetro de tubo inclinado.

Os valores das pressões e a posição do tubo de Pitot - estático ao longo da secção 2 foram registrados e a partir desses dados foi calculada a função $F(y)$. O valor do coeficiente de arrasto foi então obtido da área sob a curva $F(y)$ x y , tal como mencionado acima e ilustrado na fig. 4.9.

Foi analisado para um perfil a influência do número de Reynolds no valor do coeficiente de arrasto, através da repetição do experimento acima descrito para diferentes velocidades do vento. Este ensaio mostrou que, dentro da faixa de velocidades do tunel de vento, não há diferenças sensíveis entre os valores do coeficiente de arrasto. Da menor velocidade do ar ($Re=1,4 \cdot 10^4$) à maior velocidade ($Re=6,1 \cdot 10^4$) as diferenças obtidas são devidas exclusivamente a erros experimentais e imprecisões no cálculo do coeficiente de arrasto.

A tabela abaixo indica os resultados obtidos para C_{D1} e C_{D2} de cada um dos perfis utilizados, bem como a relação C_{D1}/C_{D2} .

Perfil	C_{D1}	C_{D2}	C_{D1}/C_{D2}
Nº 1 - sem abas	2,98	2,62	1,137
Nº 2 - com abas inteiras	3,04	2,60	1,169
Nº 3 - com furos nas abas - espaçamento mínimo $P/F=2$	2,83	2,25	1,258
Nº 4 - com furos nas abas - espaçamento médio $P/F=3$	2,62	1,89	1,386
Nº 5 - com furos nas abas - espaçamento máximo $P/F=4$	2,85	2,14	1,332

O efeito da aba L_3 no perfil 2 é de aumentar o coeficiente de arrasto C_{D1} em relação ao perfil nº 1. Esse efeito pode ser entendido como uma restrição maior à fuga de ar pelas bordas do perfil. Todavia, a aba inteiriça não reduz sensivelmente o coeficiente de arrasto da parte convexa do perfil C_{D2} . Quando os perfis possuem furos nas abas, há uma redução em C_{D1} , mas há também uma redução proporcionalmente maior em C_{D2} , aumentando o valor da relação C_{D1}/C_{D2} .

Os erros experimentais das medidas efetuadas são devidos a dois fatores fundamentais. Em primeiro lugar, há flutuações na velocidade do vento V_1 , o que representa flutuações em todas as pressões medidas. A flutuação de V_1 pode ser atribuída à turbulência do escoamento e também a flutuação na tensão de alimentação do motor AC que aciona o ventilador do tunel. A segunda fonte possível de erros é intrínseca à utilização do tubo Pitot - estático. Os tubos de Pitot possuem precisão em torno de 0,5% para velocidades médias e altas e da ordem de 1% para velocidades mais baixas (de 1,0 a 6,0 m/s). As tomadas de pressão estáticas possuem grande sensibilidade ao alinhamento com a velocidade; quando há um desalinhamento da ordem de 15° , a precisão cai para algo em torno de 5%. Como os valores da pressão estática são próximos da pressão atmosférica, os valores da pressão estática diferencial são pequenos e o uso do manômetro de tubo inclinado nem sempre irá representar grande precisão.

A fim de minimizar os erros experimentais, foi adotado o procedimento de repetir as medidas para cada ponto e trabalhar com os valores médios, dentro da hipótese de que as flutuações são aleatórias em torno de valores médios.

4.2. ENSAIO DOS MOTORES DC E DO TACOGERADOR

Para os testes de desempenho dos rotores, estava inicialmente previsto o uso de um torquímetro colocado entre o rotor e o gerador que iria aplicar a carga. Através de contatos com o Setor de Projeto do DEM, foi escolhido o torquímetro HIMELSTEIN MCRT-3-08T, que mede torque e rotação por meio de ponte de strain-gages e transformadores rotativos. Como tal torquímetro não produz carga no sistema, o gerador seria utilizado para tal, mas não

como instrumento de medida.

Como o torquímetro afinal não pôde ser emprestado, dada sua utilização no mesmo período por outra montagem experimental do Setor de Projeto, o motor DC que seria operado como gerador passou a ter então a função de instrumento para a medição do torque e da rotação do rotor. Por esse motivo, ensaios preliminares para determinação do desempenho do motor e a calibração do tacogerador a ele acoplado foram imprescindíveis.

4.2.1. Equipamentos e Instrumentos

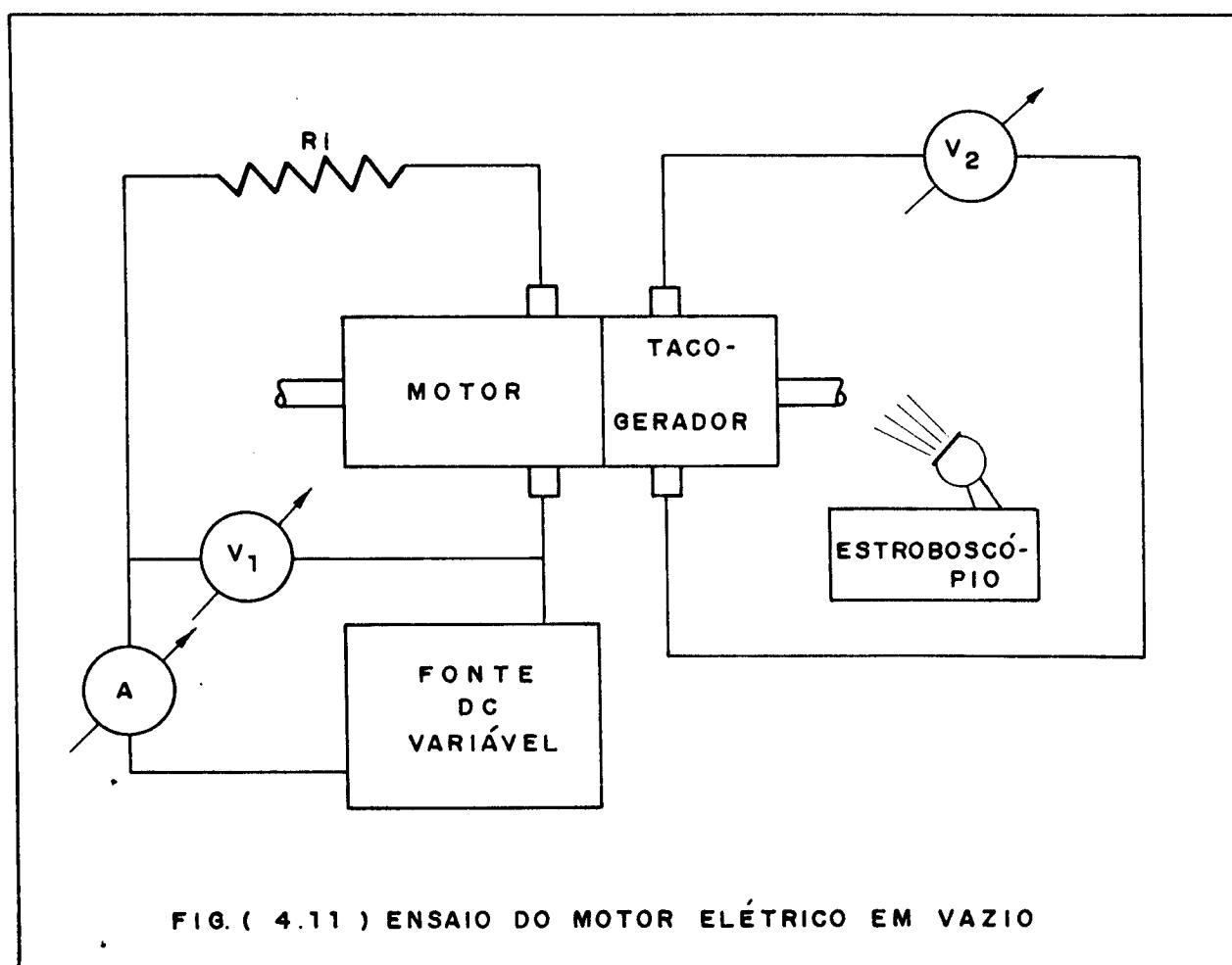
Para os ensaios foram utilizados os seguintes equipamentos e instrumentos:

- Dois motores elétricos DC Electro-Craft E-576-01-012 com tacogerador acoplado, tipo magneto permanente com característica linear entre tensão e rotação e entre torque e corrente. Constante de Voltagem K_E : 4,29 V/Krpm; constante de torque K_T : 5,80 OZ.in/A (dados de catálogo).
- Uma fonte regulável DC TECTROL TC-20005-B5 para até 0,5A.
- Um Variac 0-220V, 6A, Sociedade Técnica Paulista S/A.
- Uma fonte retificadora AC/DC monofásica
- Um multímetro Hartmann & Braun Elavi-5 - 1,5% fundo de escala.
- Um amperímetro Hartmann & Braun.
- Dois Multímetros Digitais KEITHLEY-171.
- Um Reostato de 3Ω , 300W Eletele S/A.
- Um Estroboscópio General Radio 1533 A - para 110 a 150.000 rpm, de 1% de precisão.

O estroboscópio foi emprestado pelo Setor de Projeto do DEM e os motores DC, fontes de tensão, retificador e o Multímetro Elavi foram cedidos pelo Departamento de Engenharia Elétrica da FEC.

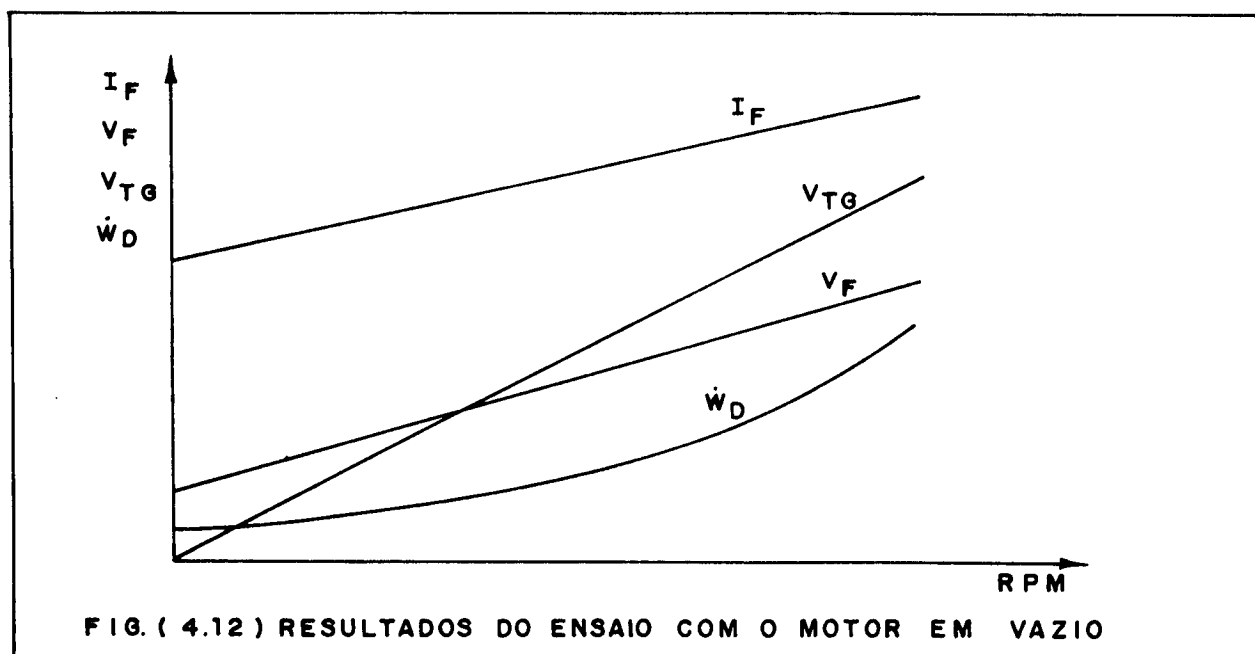
4.2.2. Ensaio com o motor em aberto

Inicialmente foi realizado um ensaio com o motor DC em aberto, a fim de se determinar as características de variação de tensão aplicada com a rotação, e a curva de calibração do Tacomogenerador. Um esquema da montagem utilizada pode ser visto na fig. 4.11.



As medidas da corrente e tensão fornecidas ao motor foram tomadas por um amperímetro e um voltímetro V_1 . A tensão produzida pelo tacomogenerador foi lida pelo voltímetro V_2 . O estroboscópio foi utilizado para se obter a rotação do eixo do motor. A rotação foi variada através da variação na tensão de alimentação do motor.

Os resultados obtidos indicam que a tensão de alimentação V_F , a corrente de alimentação I e a tensão do tacomogenerador V_{TG} são diretamente proporcionais à rotação. A figura 4.12 ilustra qualitativamente os resultados.



Deve-se observar que existem uma tensão V_F e uma corrente I mínimas necessárias para vencer o torque de partida do motor. Os resultados experimentais utilizados para traçar as retas possuem uma correlação maior do que 0,99 com a reta média nos casos de V_F e V_{TG} .

Uma vez que o motor não aciona qualquer carga, toda a potência fornecida pela fonte é totalmente dissipada pelo motor para manter uma dada rotação. A curva \dot{w}_D representa essa potência dissipada, em função da rotação, obtida a partir de:

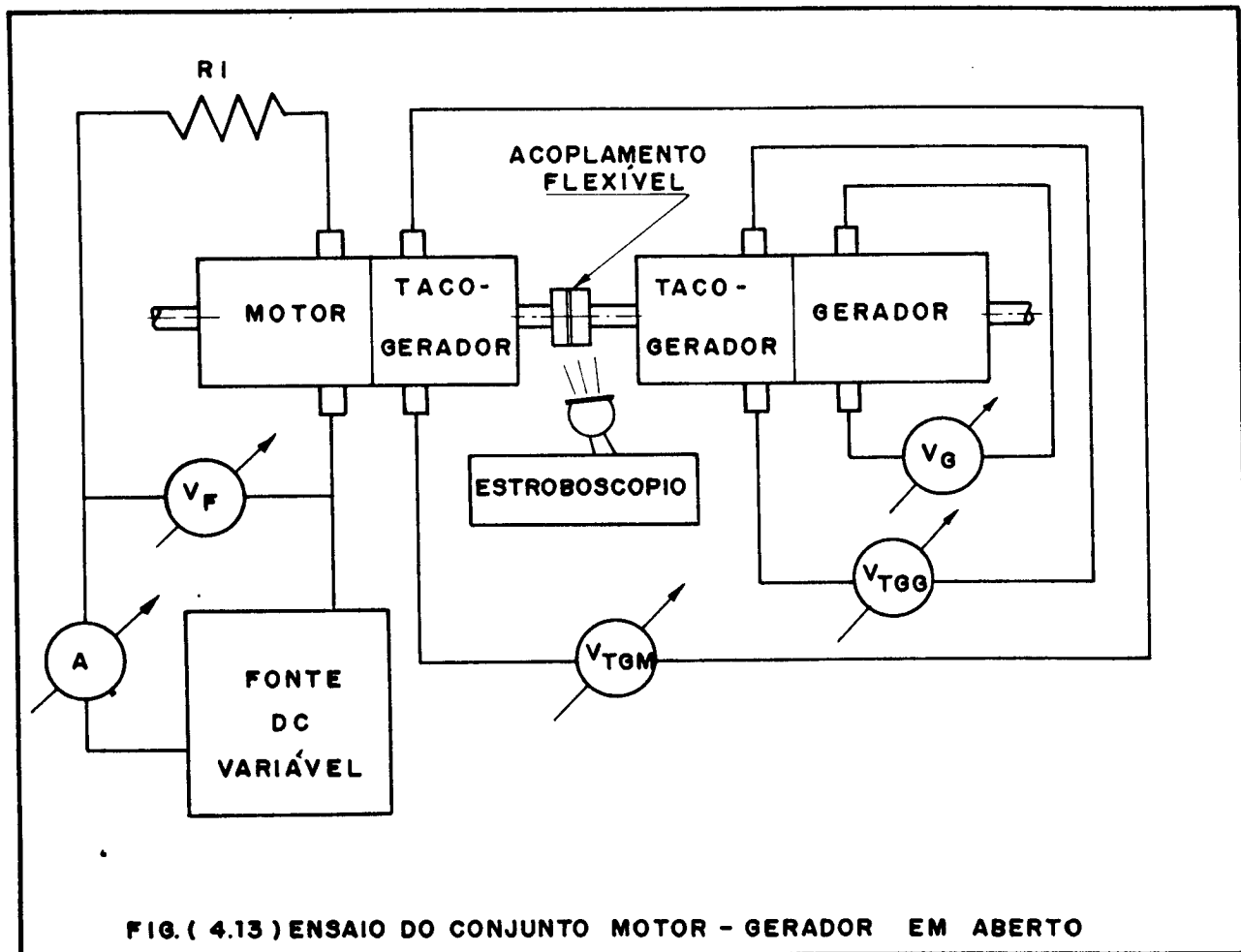
$$\dot{w}_D = \dot{w}_F = I \cdot V_F \quad (4.35)$$

Como foram emprestados dois motores iguais, o experimento descrito acima foi realizado duas vezes. Os resultados obtidos, para cada motor, estão na tabela abaixo.

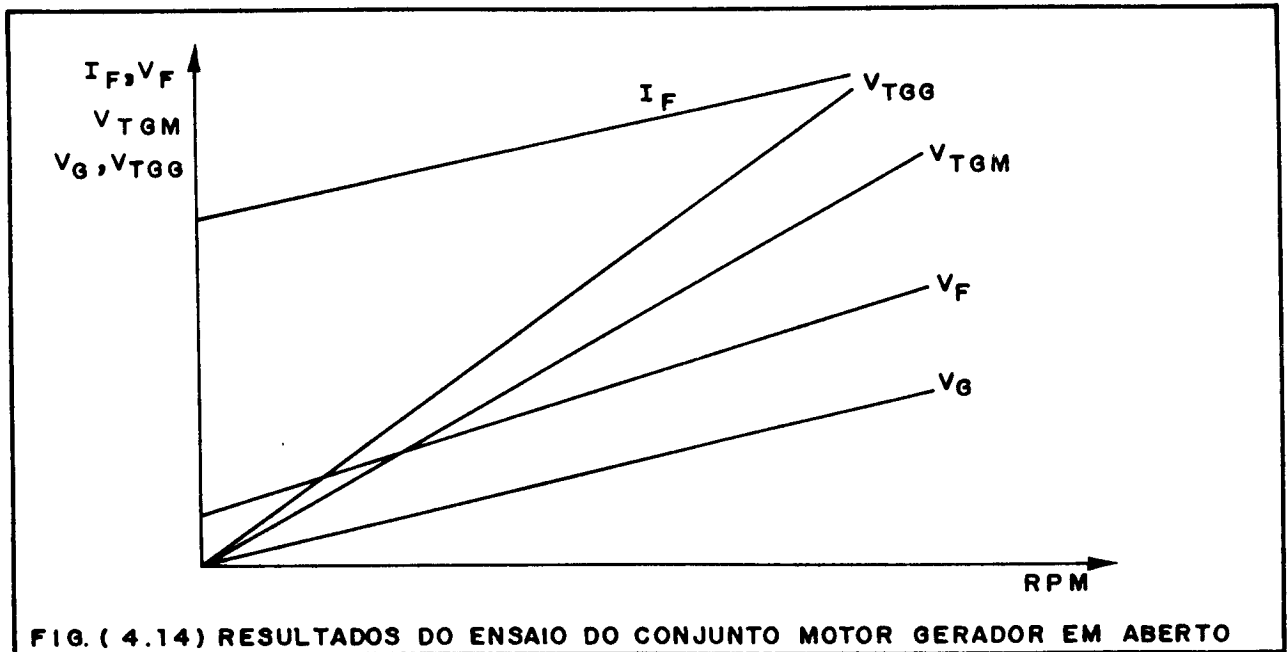
GRANDEZA	MOTOR 1	MOTOR 2
Constante de tensão do motor K_E	4,43 V/Krpm	3,60 V/Krpm
Constante de tensão - tacogerador K_{TG}	12,71 V/Krpm	16,2 V/Krpm
Tensão mínima de partida V_0	1,14 V	1,30 V
Corrente mínima de partida I_0	340 mA	435 mA

4.2.3. Ensaio do conjunto motor-gerador sem carga

Com os dois motores acoplados, um operando como motor e o outro como gerador em aberto, foram novamente levantadas as características de operação. Também este ensaio foi repetido, com os motores trocando de função (ora como motor, ora como gerador). A fig. 4.13 mostra um esquema da disposição utilizada para estes ensaios.



Foram registrados, para cada valor de rotação do conjunto, a corrente I_F e a tensão V_F da fonte, a tensão V_{TGG} do tacogerador do gerador, a tensão V_{TGM} do tacogerador do motor e a tensão V_G produzida pelo gerador em aberto. A rotação do conjunto foi obtida por meio do estroboscópio. A partir dos dados obtidos, foram construídos gráficos das variáveis elétricas em função da rotação, tal como representado qualitativamente na fig. 4.14.



Novamente, os dados experimentais possuem uma correlação maior do que 0,99 para com as retas médias traçadas, exceto para a corrente. Os resultados relevantes para as duas montagens – motor 1 - gerador 2 e motor 2 - gerador 1, estão indicados na tabela abaixo.

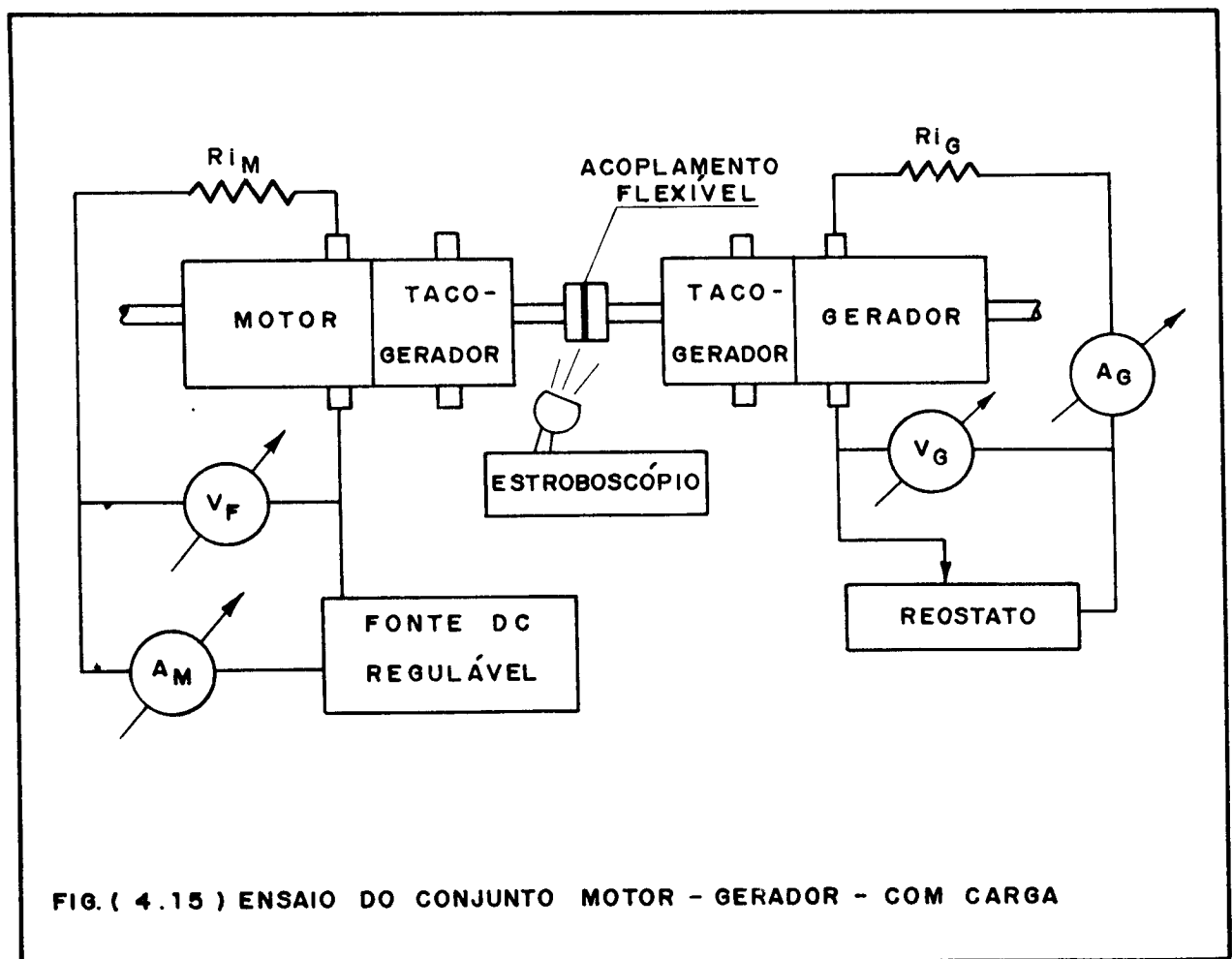
GRANDEZA	M1 G2	M2G1
Constante de tensão do motor K_E	4,47 V/Krpm	3,70 V/Krpm
Constante de tensão do gerador K'_E	3,6 V/Krpm	4,36 V/Krpm
Constante de tensão do tacogerador T_{GG}	16,4 V/Krpm	12,6 V/Krpm
Constante de tensão do tacogerador T_{GM}	12,82 V/Krpm	16,42 V/Krpm
Corrente de partida I_0	0,66 mA	0,86 mA
Tensão de partida V_0	1,9 V	2,3 V

Como pode ser observado a partir dos resultados deste ensaio, os valores das constantes elétricas são independentes do tipo de uso do aparelho - quer como motor, quer como gerador. Os valores obtidos para a calibração dos tacogeradores acoplados aos motores também são bastante estáveis.

Cumpram ainda observar que a potência fornecida pela fonte foi dissipada em parte no motor e em parte no gerador, visto que, também neste ensaio, não foi aplicada carga ao sistema.

4.2.4. Ensaio do conjunto motor-gerador - com carga externa

Tendo por finalidade examinar o que ocorre com a eficiência do conjunto motor-gerador, foram realizados os testes descritos a seguir. A função de tais ensaios era obter a eficiência de transformação de energia do gerador em função da rotação e da carga; desde que isso fosse possível, o ensaio dos rotores poderia ser feito através das leituras da corrente e tensão produzidas pelo gerador acoplado ao rotor; este procedimento seria bastante simples, uma vez que a medição de grandezas elétricas é de fácil execução. A figura 4.15 mostra o esquema da instalação para a realização desses testes.



A eficiência do conjunto pode ser definida a partir da potência fornecida pela fonte e da potência dissipada no reostato:

$$\eta_{CJ} = \frac{\dot{w}_R}{\dot{w}_F} = \frac{V_G I_G}{V_F I_F} \quad (4.36)$$

O valor da eficiência do conjunto é determinado facilmente como função de uma dada rotação, para carga variável. O inverso - variação da rotação para carga fixa não pode ser feito pois, fixando a posição do reostato, para variar a rotação é necessário alterar os valores de I_F e V_F , o que acarreta uma variação também em I_G e V_G , variando a carga.

Assim, embora seja possível obter as curvas de eficiência em função da carga, para rotações fixas, o inverso não é obtido de forma fácil.

Para determinar a eficiência do gerador, deve ser observado que a potência fornecida ao sistema pela fonte é em parte dissipada no motor, em parte no gerador e o restante na carga.

$$\dot{w}_F = \dot{w}_{DM} + \dot{w}_{DG} + \dot{w}_R \quad (4.37)$$

A eficiência do gerador é definida pela relação entre a potência gerada (e dissipada no reostato) e a potência recebida pelo gerador:

$$\eta_G = \frac{\dot{w}_R}{\dot{w}_F - \dot{w}_{DM}} \quad (4.38)$$

A potência dissipada pelo motor precisa ser conhecida para que se possa determinar a eficiência do gerador. A determinação de \dot{w}_{DM} também apresenta grandes dificuldades, uma vez que ela é composta por atritos mecânicos e perdas elétricas - tais como efeito Joule na resistência elétrica, perdas de energia por correntes parasitas e histerese.

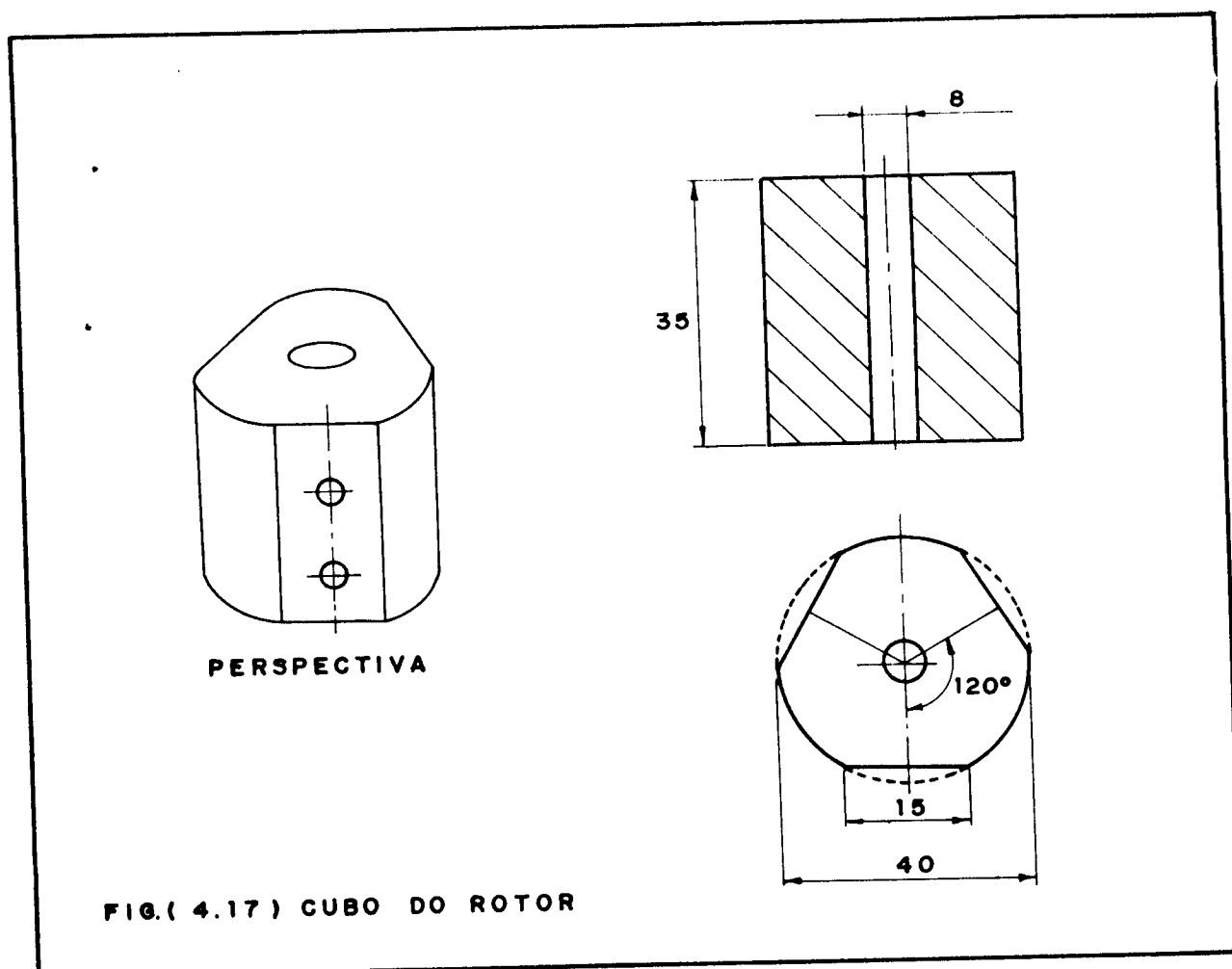
Em virtude das dificuldades encontradas acima - e que só poderiam ser superadas através do uso de um torquímetro no eixo entre os motores - estes ensaios foram suspensos e outro método foi utilizado para o ensaio dos rotores que não as medidas de I_G e V_G pois não foi possível obter as curvas de eficiência do motor quando operado como gerador.

4.3. ENSAIOS DE DESEMPENHO DOS ROTORES

A finalidade última dos ensaios de desempenho dos rotores consiste na obtenção dos parâmetros de desempenho adimensionais: coeficiente de potência, coeficiente de momento e rotação específica. Com estes parâmetros, pode-se analisar conjuntamente os resultados experimentais e os do modelamento teórico do capítulo precedente.

4.3.1. Descrição dos rotores, equipamentos e instrumentos

A partir dos ensaios realizados para a determinação dos coeficientes de arrasto, foram construídos então três rotores para ensaio, correspondendo aos perfis N°2, 3 e 4. A fig.4.16 ilustra o rotor construído com o perfil N° 2, em perspectiva; o rotor é composto por três pás de 120mm, afastadas 120° entre si fixadas através de parafusos ao cubo. A forma do cubo pode ser vista na fig. 4.17 e ele é fixado ao eixo do conjunto por um parafuso. Esta construção foi escolhida por ser de fácil execução



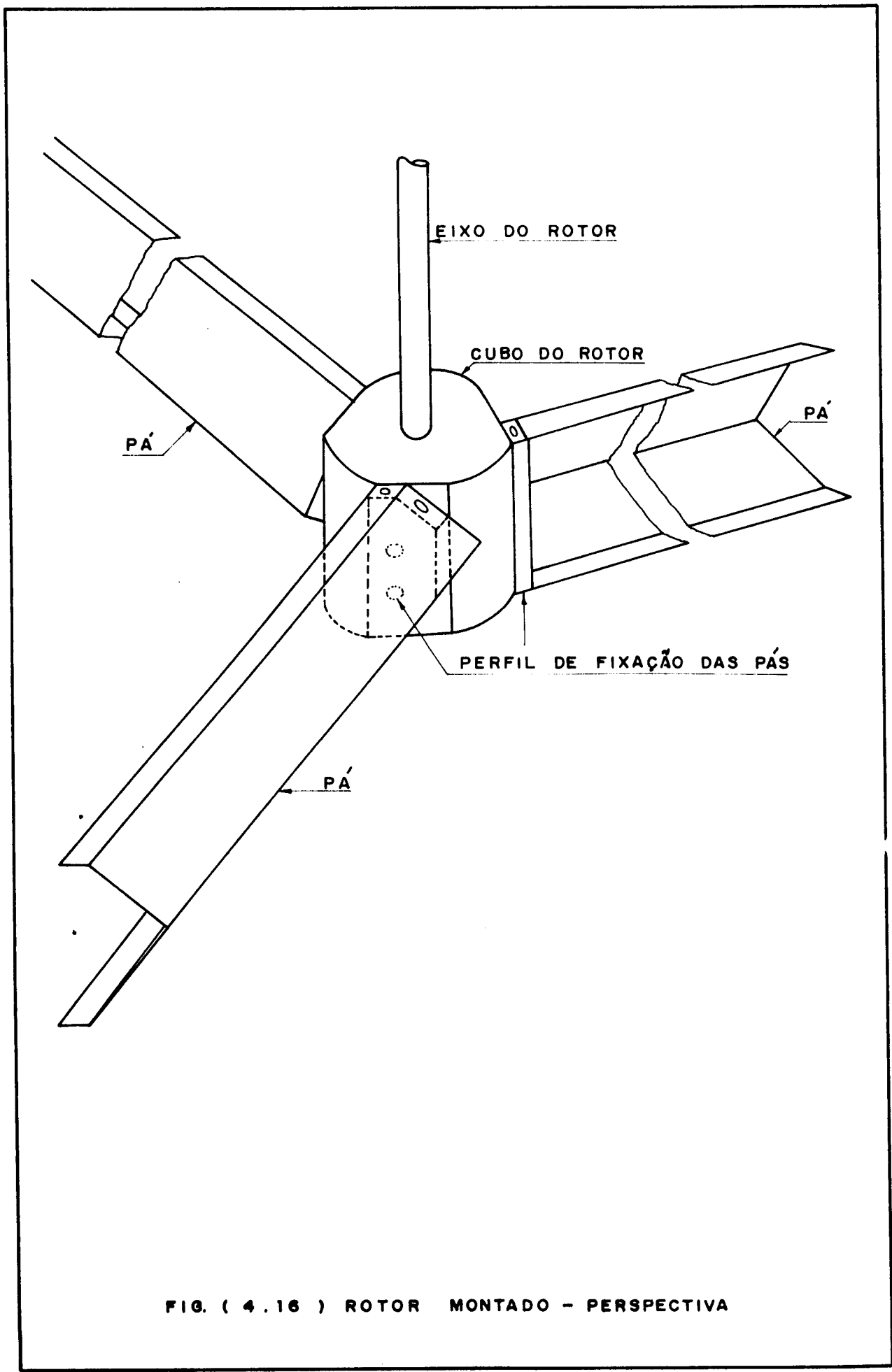


FIG. (4.16) ROTOR MONTADO - PERSPECTIVA

e por permitir a troca das pás por outras de perfil diferente também de forma rápida.

Para a realização dos ensaios dos rotores foram utilizados os seguintes equipamentos e instrumentos:

- Túnel de vento Plint & Partners TE-44 - cujas características principais já foram discutidas no item 4.1.2 deste trabalho.
- Motor elétrico Electro-Craft E-576-01-12 operando como gerador - já descrito anteriormente.
- Multímetro digital Keithley - 171
- Voltímetro Hartmann & Braunn - de 0 a 6V
- Reostato de 3 Ω , 300 W - Eletele S/A
- Tacômetro óptico infra-vermelho Microtest F-44 série JRP - sem contato, para 100 a 99990 rpm
- Anemômetro de Fio aquecido TSI-1650-2 de 2% de precisão, para velocidades de 0 a 30 m/s
- Balança Eletrônica Sartorius - Werke - GMBH - modelo 1103, de 0,05 grama de resolução.

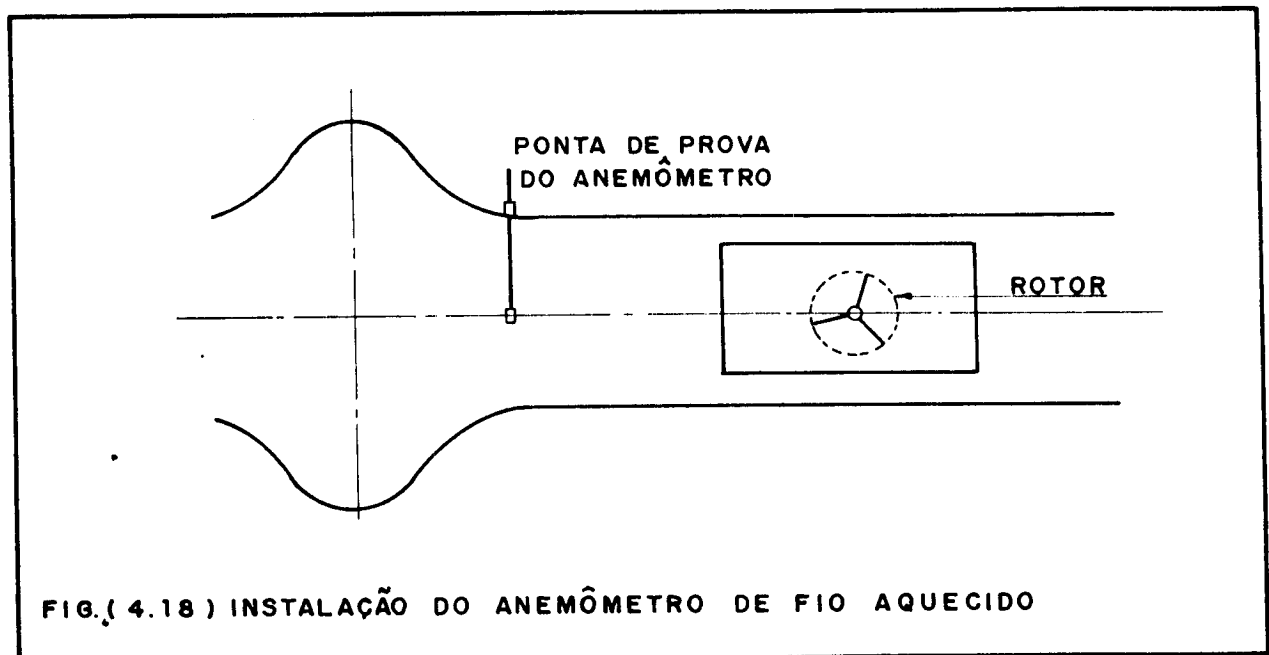
4.3.2. Ensaios preliminares

Antes da realização dos ensaios de desempenho dos rotores, foram feitos dois testes auxiliares.

O primeiro teste consistiu na calibração de RPD - pressão de referência do túnel - como uma medida da velocidade do vento. Conforme já foi mencionado, a pressão de referência RPD pode ser usada como uma medida da velocidade do vento V_1 , como mostra a expressão (4.2). A obtenção de K pode ser feita utilizando-se, por exemplo, um tubo de Pitot para medir a pressão dinâmica. Todavia, como o uso do tubo de Pitot é dificultado pela presença do rotor na secção de ensaio, foi então utilizado para essa calibração um anemômetro de fio aquecido para a medida direta de V_1 .

Para medir a velocidade do vento com o anemômetro de fio quente, foi retirada uma das tomadas de pressão de referência, a fim de se introduzir a ponta de prova, tal como indicado

na fig. 4.18. Com isso, a medida de RPD passou a ser feita apenas com uma tomada de pressão, e a outra extremidade do manômetro de tubo inclinado aberta para a atmosfera; esse falso valor de RPD então foi registrado junto com a velocidade do vento medida pelo anemômetro. Em seguida, para relacionar a falsa RPD com a verdadeira RPD, a tomada de pressão que havia sido retirada foi recolocada e, para cada abertura da válvula de controle da velocidade do tunel, foram medidas a RPD verdadeira e a falsa - esta última, simplesmente desconectando do manômetro a tomada de pressão que havia sido retirada anteriormente. Dessa forma, a relação entre as RPD verdadeira e falsa foi encontrada e se pôde então relacionar RPD com a velocidade V_1 do tunel de vento, medida pelo anemômetro.



A partir dessa relação, a velocidade no tunel passou a ser conhecida quando da realização dos ensaios de desempenho dos rotores.

O segundo ensaio preliminar consistiu em uma confirmação da calibração do tacogerador, através do uso de um tacômetro óptico por infra-vermelho, sem contato. Como as discrepâncias observadas estavam dentro da faixa de precisão dos instrumentos, a calibração feita pelo estroboscópio foi considerada satisfatória.

4.3.3. Método de medidas utilizado

Uma vez que não foi possível determinar as curvas de eficiência do gerador DC em função da carga e da rotação, tornou-se impossível obter a potência produzida pelo rotor a partir da medição da corrente e tensão geradas. A fim de medir o torque produzido pelo rotor, o gerador foi então colocado em balanço, com um braço fixo na carcaça e atuando sobre uma balança. Dessa forma, o torque produzido pôde ser obtido pela medida da força exercida sobre a balança. A rotação foi obtida através da tensão produzida pelo tacogerador. Para se conseguir a variação da carga aplicada sobre o rotor, a potência elétrica gerada foi dissipada através de um reostato.

Nas figuras 4.19 e 4.20 é indicado o esquema da montagem utilizada, ressaltando a colocação do gerador em balanço, o braço na carcaça do gerador, os suportes dos mancais e o acoplamento flexível entre os eixos do rotor e do gerador. Todos os suportes de mancais foram fixados em uma base de aço. A figura 4.21 mostra o suporte de mancais e o eixo do rotor. O eixo do rotor é bastante longo, uma vez que a base com os suportes de mancais e gerador deve ficar fora do tunel de vento e o rotor deve se situar no centro da secção de ensaio do mesmo.

Na figura 4.22 pode ser visto um esquema completo do aparato experimental, salientando a posição da base da montagem, do rotor, da secção de ensaio do tunel, da balança, do reostato e dos voltímetros.

O procedimento experimental consistiu em ensaiar cada perfil de rotor para seis valores distintos de RPD - ou seja, de velocidade do vento. Para cada valor de RPD, foram medidos a força sobre a balança, a tensão do tacogerador e a tensão do gerador, para sete condições da carga: com o gerador em aberto, com o reostato de dissipação em cinco posições do cursor e com o gerador em curto-circuito. Deve-se observar que, como a tensão gerada é pequena e a resistência interna do gerador é relativamente alta, a colocação de seus terminais em curto não representa perigo de danos; esta situação corresponde à carga máxima que se pode aplicar sobre o rotor. O valor da tensão produzida pelo gerador (função da carga e da rotação) foi utilizado apenas para monitorar o experimento. A fim de minimizar os erros experimen-

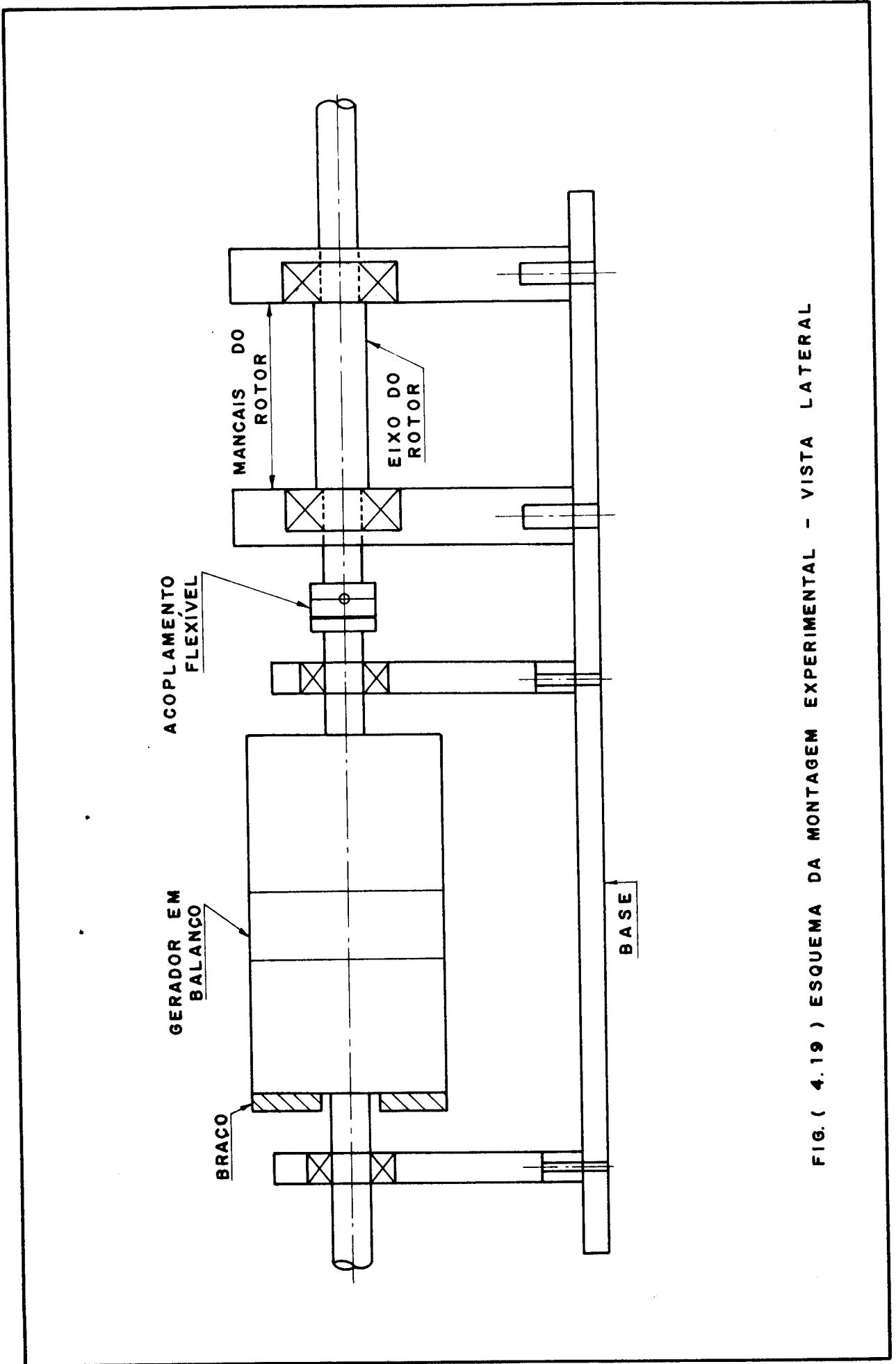


FIG. (4.19) ESQUEMA DA MONTAGEM EXPERIMENTAL - VISTA LATERAL

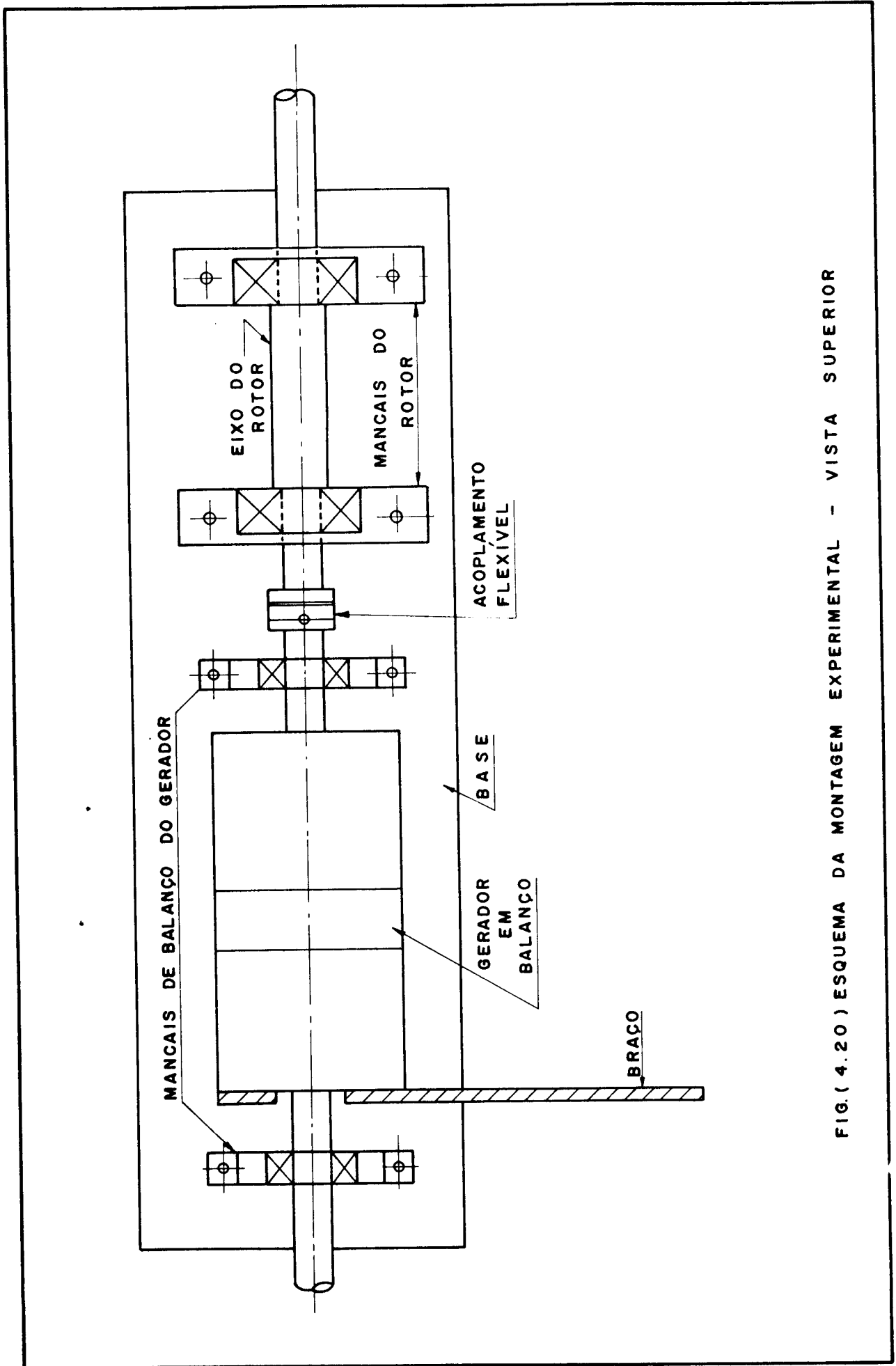


FIG. (4.20) ESQUEMA DA MONTAGEM EXPERIMENTAL - VISTA SUPERIOR

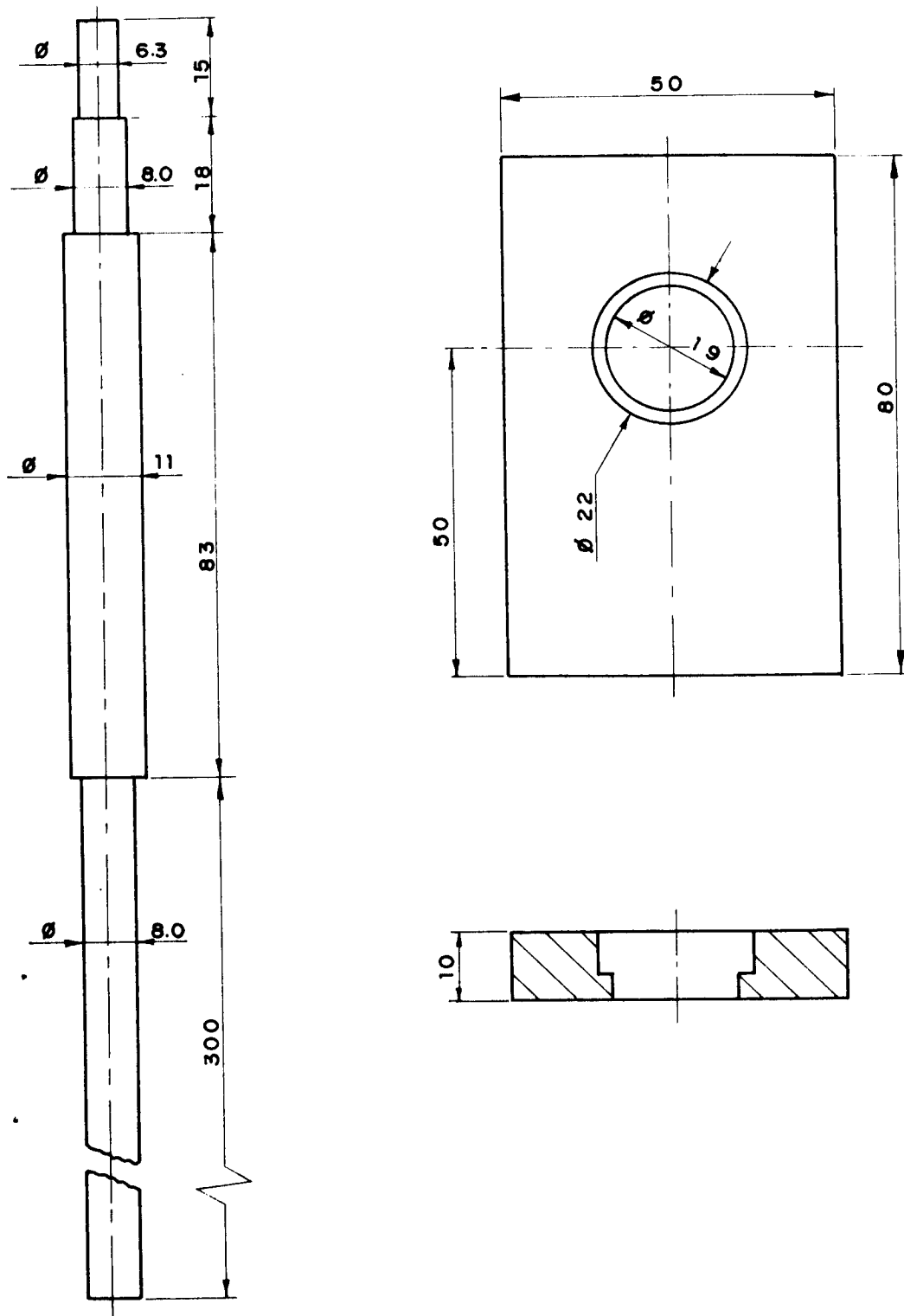
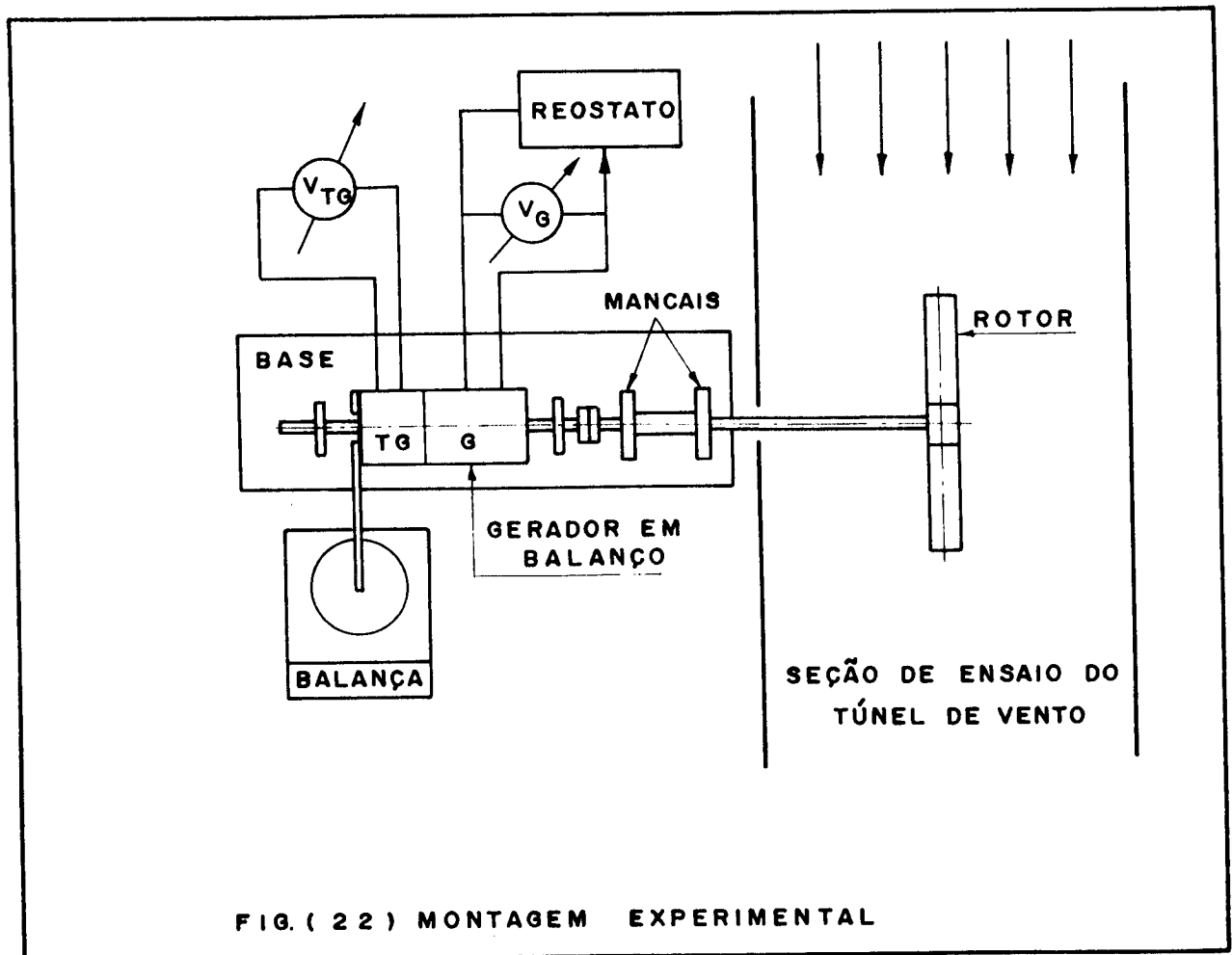


FIG. (4.21) EIXO E SUPORTE DE MANCAIS DO ROTOR



tais, cada condição de medida foi repetida três vezes não consecutivas. Os resultados experimentais obtidos são analisados no Cap. 5 deste trabalho.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com base no método dos tubos de corrente múltiplos descrito no capítulo 3 foram elaborados alguns programas para a simulação do desempenho dos rotores de arrasto e, para cada programa, foram avaliados os efeitos da variação dos parâmetros fundamentais. Aqui serão apresentados e discutidos os resultados obtidos, junto a uma breve descrição de cada programa em seus aspectos relevantes. Também serão mostrados os resultados experimentais, bem como uma comparação com o modelo teórico e a análise das diferenças entre a previsão da simulação e os dados reais de desempenho.

5.1. SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM ROTOR DE ARRASTO SIMPLES

O programa RAGI calcula o valor de (U_1/V_1) que satisfaz a eq. (3.48) e, a partir desse valor, calcula os valores do coeficiente de potência e do coeficiente de momento para uma dada velocidade específica, pelas equações (3.61) e (3.62) respectivamente. O efeito de sombra aerodinâmica está incorporado neste programa.

A influência de cada parâmetro geométrico – número de pás que o rotor possui, valores dos coeficientes de arrasto dos lados côncavo e convexo do perfil e a relação R_2/R_1 – é verificada isoladamente, mantendo-se os demais parâmetros constantes. Os resultados são apresentados em forma gráfica.

A figura 5.1 mostra a influência do número de pás sobre o coeficiente de momento e sobre o coeficiente de potência. Deve ser observado que o valor máximo de C_M ocorre para valores cada vez menores de ROT, quando o número de pás aumenta. Além disso, quando ROT é baixa C_M é tanto maior quanto mais pás possuir o rotor, o que significa maior torque de partida para o catavento. Porém, como valores altos de C_M ocorrem em baixas rotações específicas para N alto, o coeficiente de potência é consideravelmente menor para as rotações mais elevadas. A figura 5.1 evidencia que o valor ótimo é de três pás, quando CP máximo atinge aproximadamen-

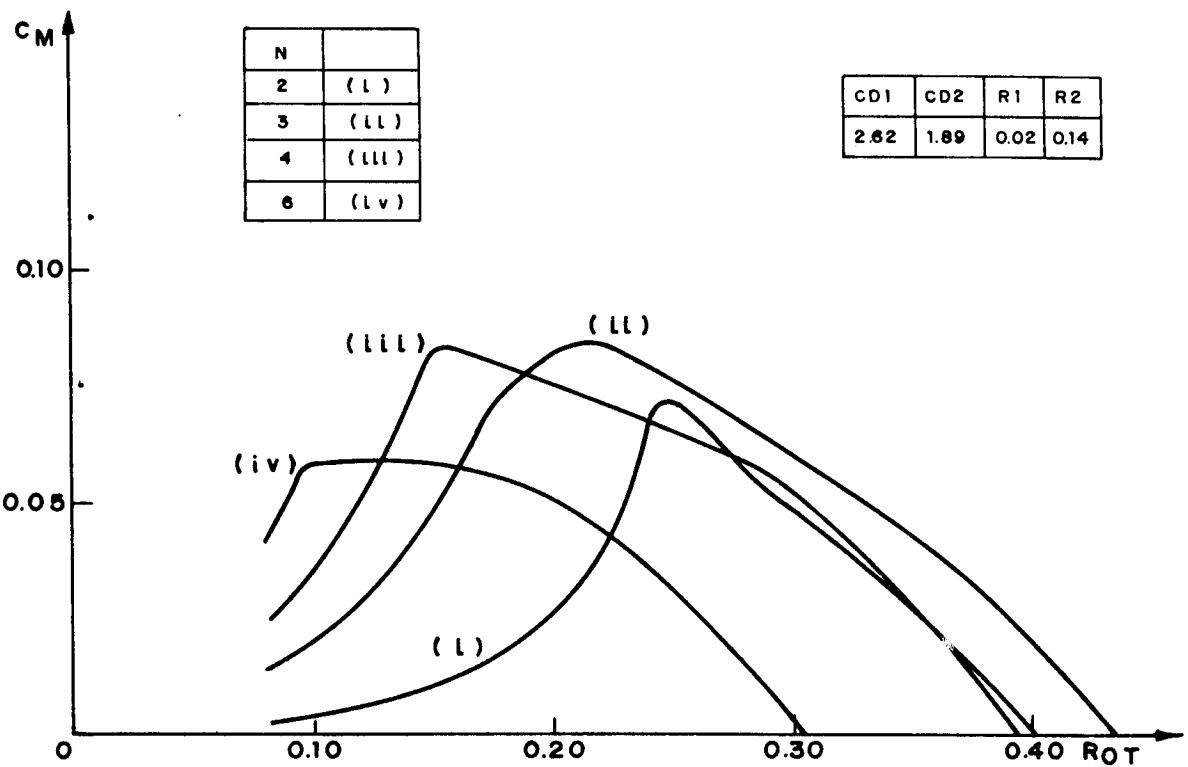
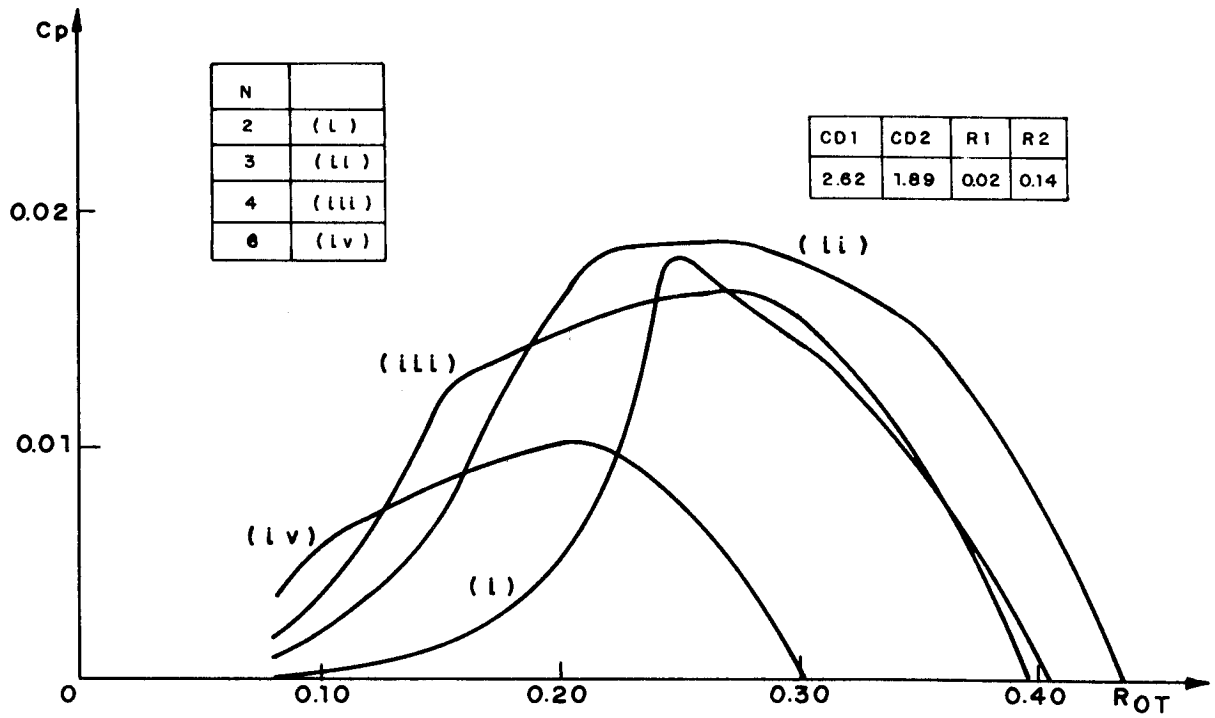


FIG. (5.1) EFEITO DO NÚMERO DE PÁS

te o dobro do valor máximo do rotor de seis pás c , além disso, os altos valores do coeficiente de potência ocorrem em uma faixa relativamente larga de rotações específicas.

A faixa de operação estável do catavento se situa em valores de rotação específica acima do valor que corresponde ao máximo do coeficiente de momento. Se, por qualquer motivo, aumentar a carga sobre o rotor, aumenta o torque também e um novo ponto de equilíbrio é atingido. Na região de ROT abaixo de C_M máximo, se a carga aumentar, o torque diminui e então o rotor não será capaz de se ajustar à nova carga, sendo progressivamente freiado até parar.

O efeito da relação entre o raio máximo da pá (R_2) e o raio do cubo do rotor (R_1) é ilustrado pela figura 5.2. Quando R_2/R_1 aumenta, tanto o coeficiente de momento quanto o coeficiente de potência aumentam, mas com a tendência de atingir valores limites ligeiramente superiores aos indicados para a situação em que o cubo possui raio nulo ou a pá é muito grande ($R_2/R_1 \rightarrow \infty$). Quando R_2/R_1 é pequeno, a área útil do rotor é pequena em relação à área de referência e então C_p e C_M serão menores. O efeito da relação R_2/R_1 é marcante na faixa de rotações específicas próxima dos valores máximos de C_M e C_p .

Na figura 5.3 pode ser vista a influência dos coeficientes de arrasto dos perfis. Os valores escolhidos para C_{D1} e C_{D2} correspondem aos coeficientes de arrasto obtidos nos ensaios dos perfis número 2, 3 e 4; os resultados do perfil N° 1 são muito próximos aos do perfil N° 2 e os do perfil N° 5 são muito próximos aos do perfil número 3 e por isso não são apresentados na figura. Os dados de um perfil semi-cilíndrico, obtidos na referência [13] também foram utilizados e incluídos na figura, para fins de comparação. A relação C_{D1}/C_{D2} está diretamente relacionada com o comportamento das curvas de C_p e C_M ; quando a relação C_{D1}/C_{D2} é baixa, os rotores apresentam C_p e C_M mais altos para as baixas rotações específicas c , inversamente, para a faixa de ROT altas, os rotores possuem C_M e C_p mais baixos quanto mais baixa for a relação entre C_{D1} e C_{D2} .

Deve ser ressaltado que os valores de $(C_p)_{\max}$ não são muito diferentes, embora ocorram em rotações específicas tanto mais altas quanto maior for a relação C_{D1}/C_{D2} .

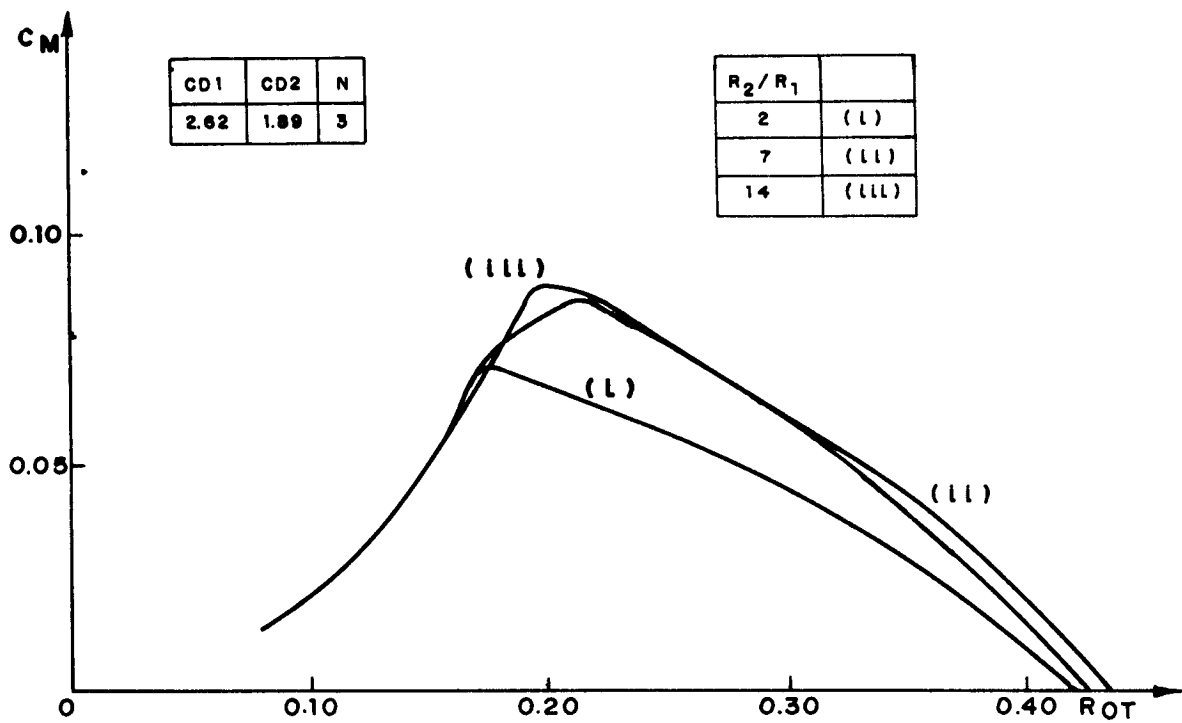
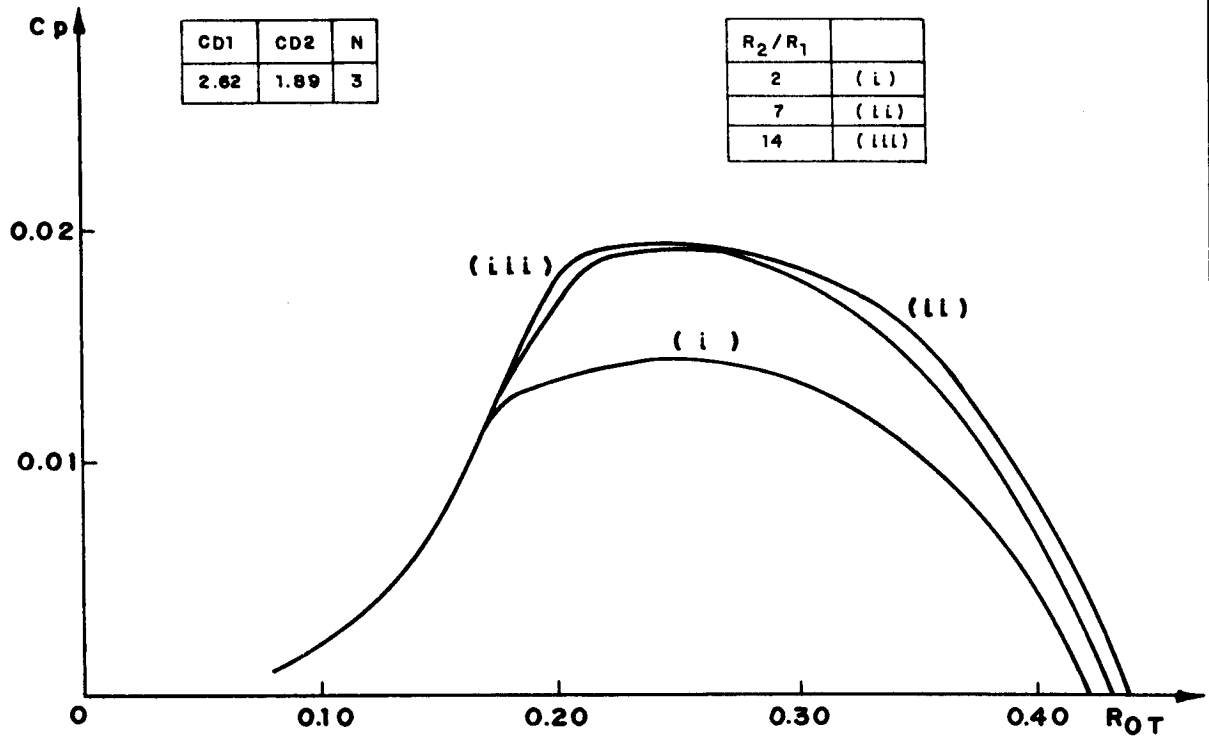


FIG. (5.2) EFEITO DA GEOMETRIA DAS PÁS (R_2/R_1)

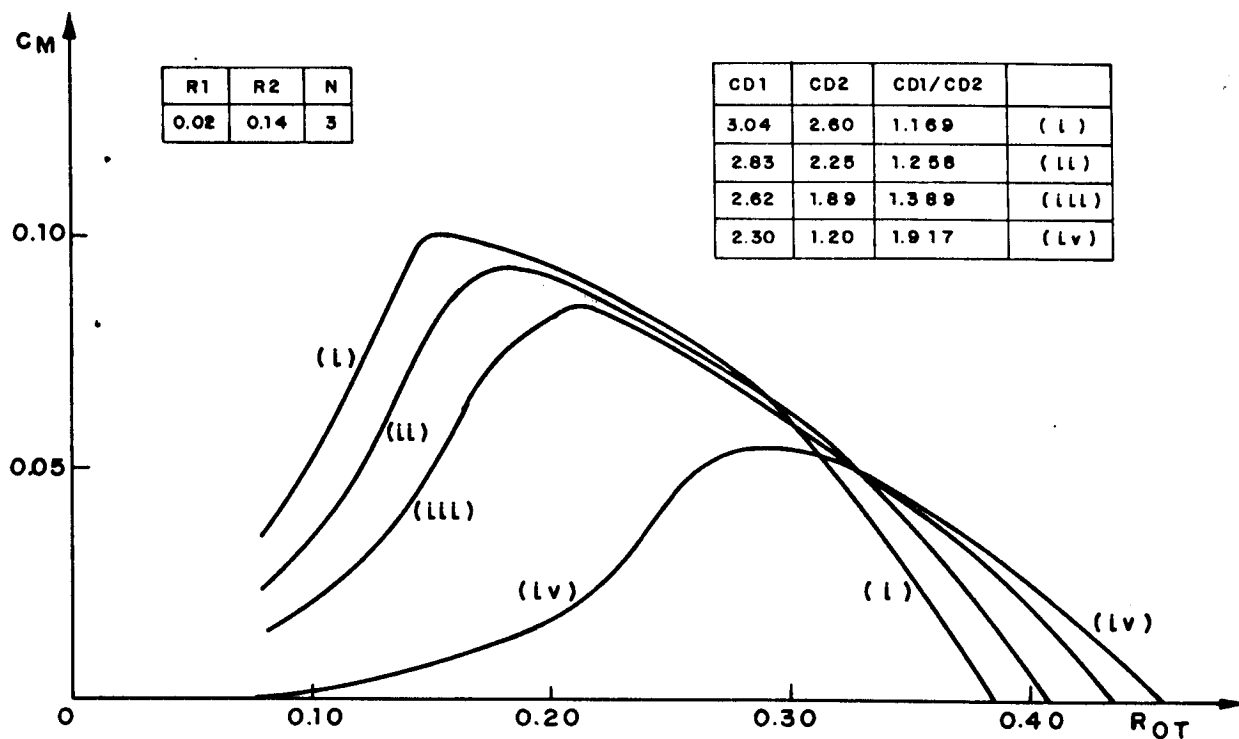
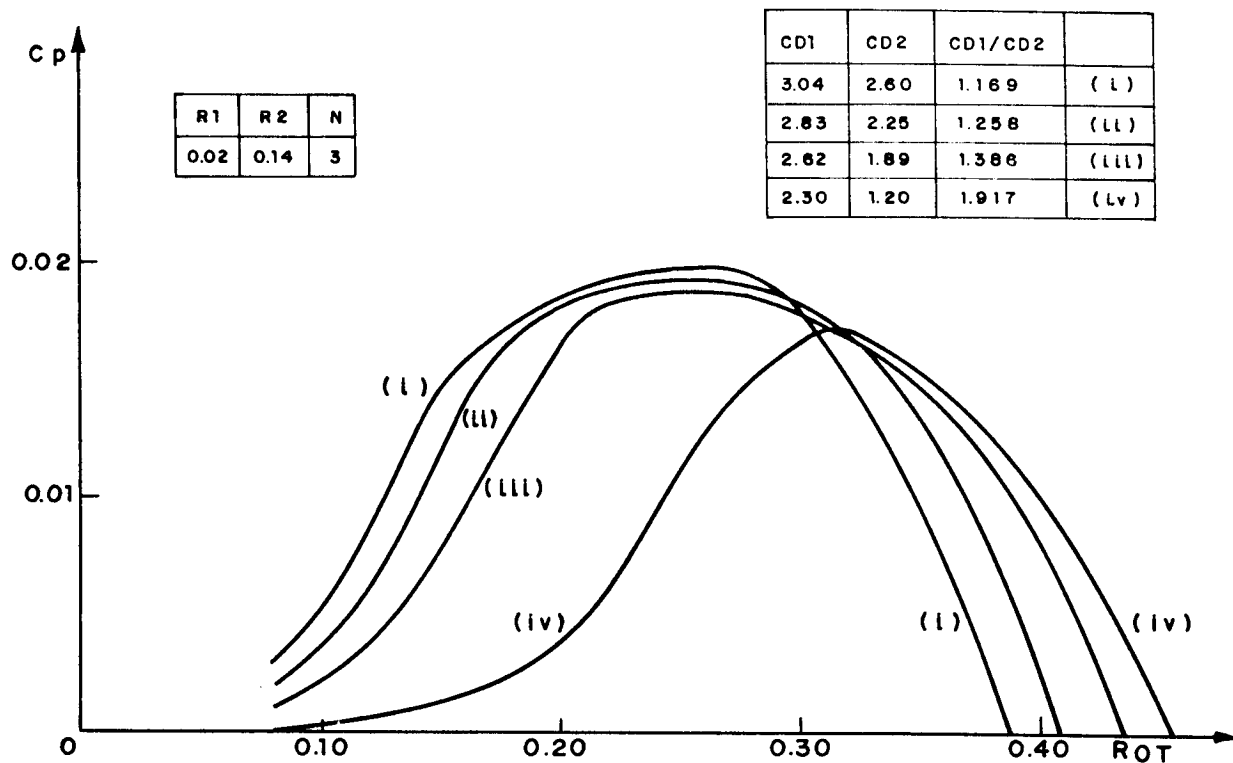


FIG. (5.3) EFEITO DOS COEFICIENTES DE ARRASTO

A simulação feita indica que os valores máximos de CP são bem pequenos quando comparados com outros tipos de rotores de catavento. Embora os coeficientes de momento não sejam baixos, a rotação específica é bastante baixa, o que resulta em baixas eficiências.

A fim de testar o efeito de sombra aerodinâmica, foi criado o programa RAG11, idêntico ao RAG1 mas sem considerar a sombra aerodinâmica. Novamente foram testados os efeitos do número de pás, da relação entre o raio da pá e o raio do cubo do rotor (R_2/R_1) e da relação entre os coeficientes de arrasto (C_{D1}/C_{D2}); a análise dos resultados obtidos indica o mesmo comportamento qualitativo descrito acima para o programa RAG1, razão pela qual não serão repetidos aqui os gráficos dos efeitos desses parâmetros.

Evidentemente, para duas pás ($N=2$) os resultados dos dois programas são idênticos. A importância do efeito de sombra aerodinâmica no desempenho é mostrada na figura 5.4, que reproduz num mesmo gráfico os resultados obtidos pelos dois programas, para três e seis pás. O efeito de sombra aerodinâmica, como era esperado, é muito mais pronunciado quando o número de pás é grande ($N=6$) do que quando se analisa um rotor de apenas três pás ($N=3$). Para $N=3$, CP máximo é bastante próximo para os dois programas, mas para $N=6$ a diferença é bem grande — quase 100%. Isso se deve aos valores de torque sensivelmente maiores obtidos quando o efeito de sombra aerodinâmica é eliminado e o rotor possui um grande número de pás.

5.2. OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O ROTOR DE ARRASTO SIMPLES

No capítulo 4 foram descritos os ensaios realizados com três rotores de arrasto simples semelhantes, mas com perfis de pás distintos. A partir dos valores medidos da força sobre a balança e da tensão produzida pelo tacogerador, foram obtidas as grandezas relevantes ao ensaio de desempenho.

O torque produzido pelo rotor é dado por

$$T = F.L \quad (5.1)$$

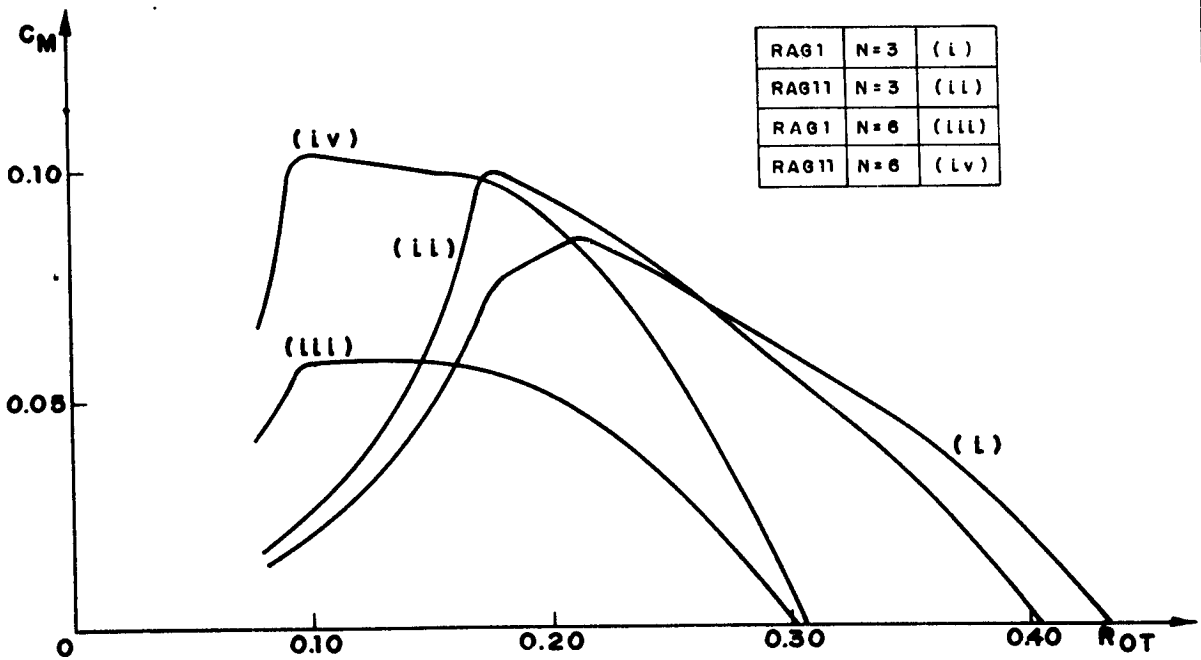
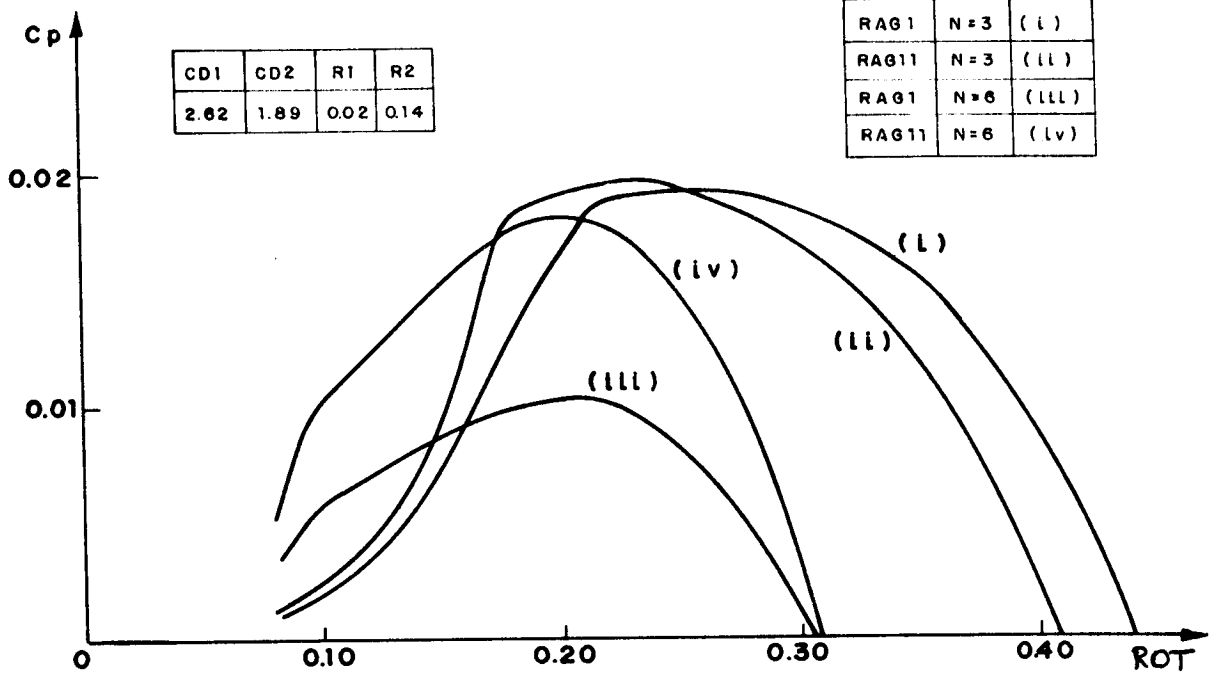


FIG. (5.4) COMPARAÇÃO ENTRE OS MODELOS RAG1 E RAG11

onde F é a força exercida sobre a balança pelo braço da carcaça do gerador e L é o comprimento do braço. Uma vez que o comprimento do braço é constante (150 mm) e a força foi medida em grama-força, o torque pode ser escrito como:

$$T \left[\text{N.m} \right] = 1,471 \cdot 10^{-3} F \left[\text{g.f} \right] \quad (5.2)$$

A rotação foi obtida a partir da calibração do tacogera-
dor:

$$n = \frac{V_{TG}}{K_1} \quad (5.3)$$

onde K_1 é a constante de calibração. Então:

$$n \left[\text{rpm} \right] = 78,68 V_{TG} \left[\text{V} \right] \quad (5.4)$$

A potência produzida pelo rotor, então é:

$$\dot{w} \left[\text{W} \right] = \frac{2\pi n}{60} T = 0,105 nT \quad (5.5)$$

onde n e T devem ser expressas nas unidades dadas pelas expres-
sões (5.4) e (5.2) respectivamente.

A velocidade da ponta da pá (U_T) é dada por:

$$U_T = \frac{2\pi n}{60} R_2 \quad (5.6)$$

ou, uma vez que R_2 é 140 mm para todas as pás

$$U_T \left[\text{m/s} \right] = 1,466 \cdot 10^{-2} n \left[\text{rpm} \right] \quad (5.7)$$

Pela definição de rotação específica

$$\text{Rot} = \frac{U_T}{V_1} = 1,466 \cdot 10^{-2} \frac{n}{V_1} \quad (5.8)$$

O coeficiente de potência C_p é definido por:

$$C_p = \frac{\dot{w}}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V_1^3} \quad (5.9)$$

onde

$$A = 2R_2 \cdot h = 2(0,14) (0,03) = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (5.10)$$

A densidade do ar, para as condições ambientes no período dos ensaios, foi de $1,098 \text{ Kg/m}^3$. Então, o coeficiente de potência pode ser expresso como

$$C_p = 22,77 \frac{n \cdot T}{V_1^3} \quad (5.11)$$

A determinação do coeficiente de momento foi feita a partir dos valores de C_p e ROT, pela expressão

$$C_M = C_p / \text{ROT} \quad (5.12)$$

Os resultados obtidos experimentalmente podem ser vistos nas figuras 5.5 a 5.7, que trazem os gráficos de C_p e C_M em função da rotação específica para os perfis N° 2, 3 e 4 respectivamente (para a identificação dos perfis ensaiados, veja-se o Cap. 4, item 4.1.1). Para cada rotor, foram plotados os dados referentes a três velocidades do vento no tunel, distintas. A partir desses dados, foi obtida uma curva média para representar a variação do coeficiente de potência em função da rotação e essa curva média foi a base para o cálculo do coeficiente de momento, através da utilização da equação (5.12). Nas mesmas figuras estão plotados também os resultados teóricos correspondentes, para fins de comparação.

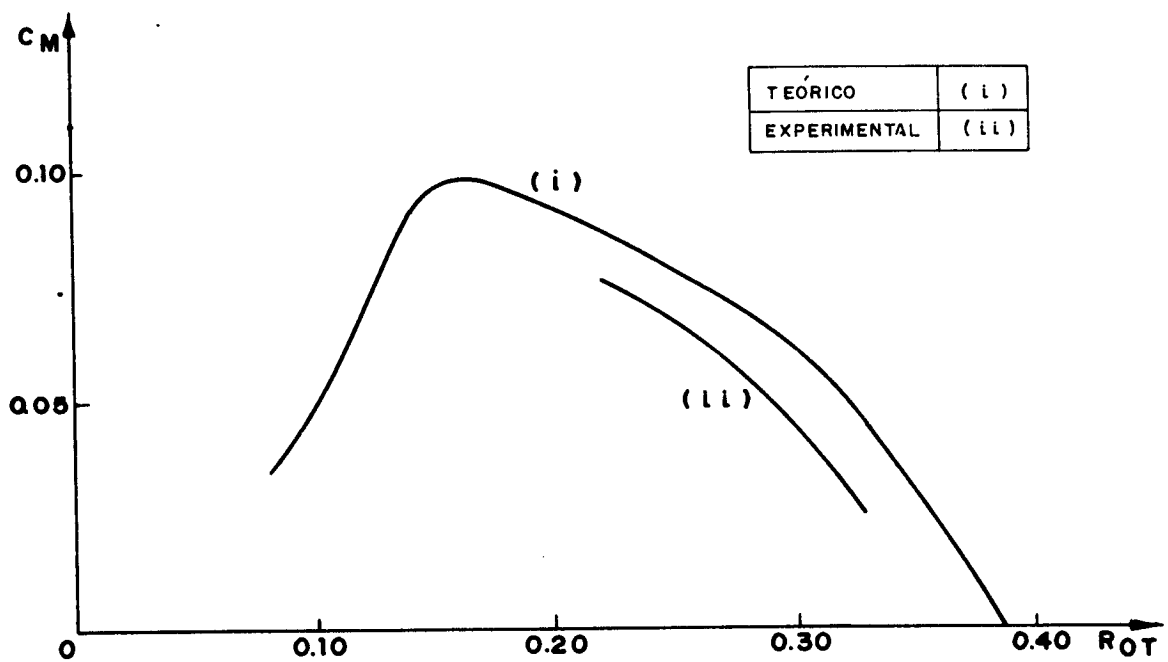
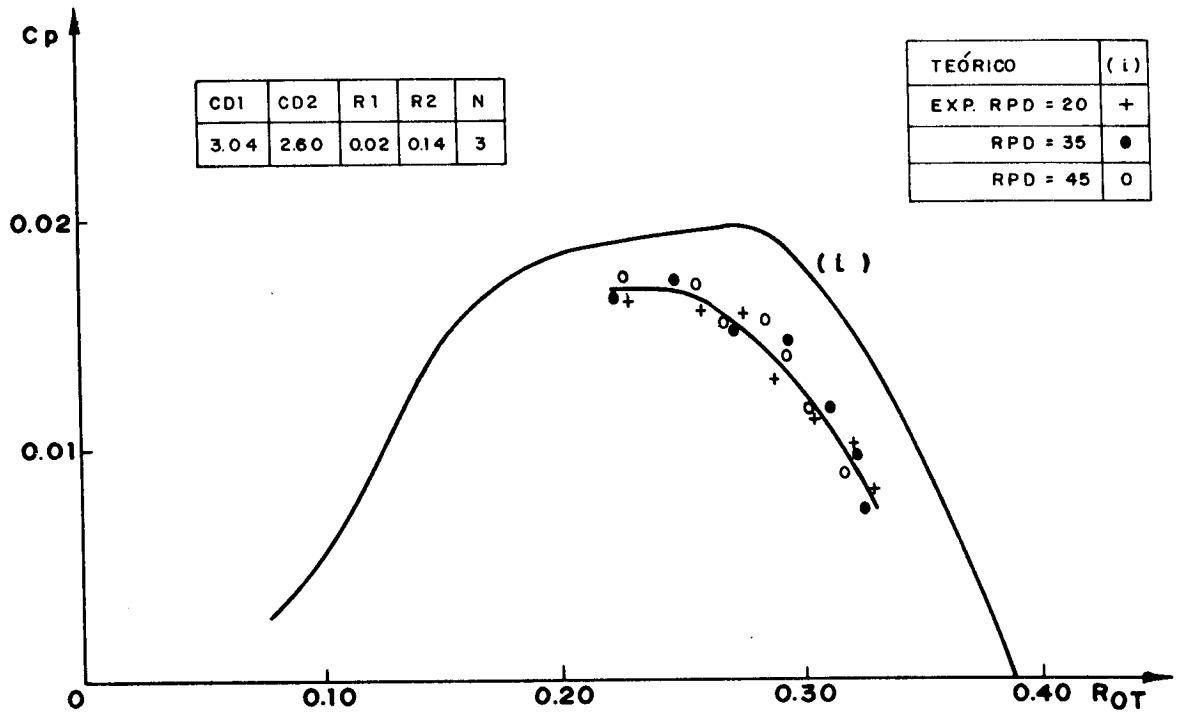


FIG. (5.5) COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS PERFIL Nº 2

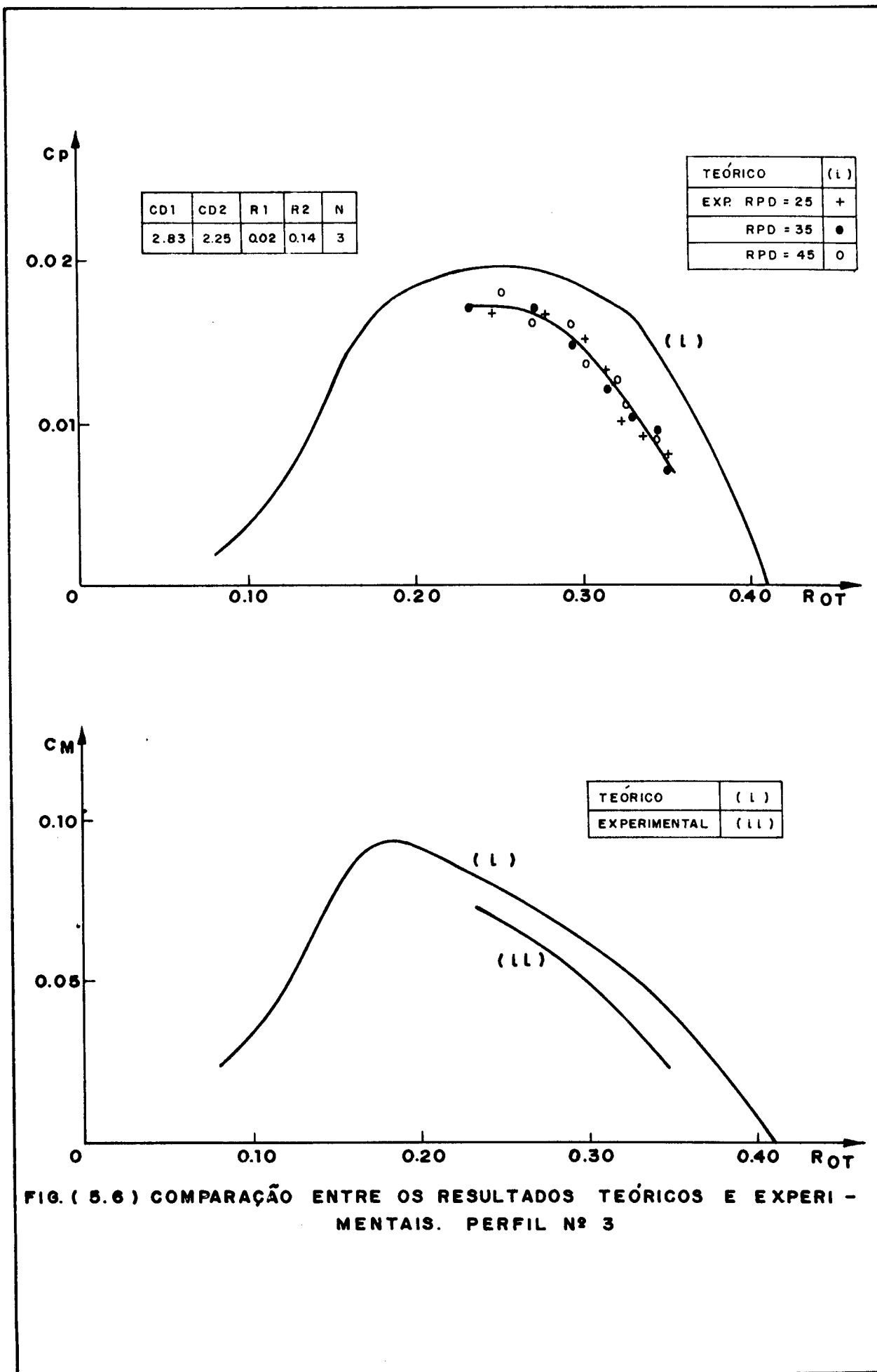


FIG. (5.6) COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS. PERFIL Nº 3

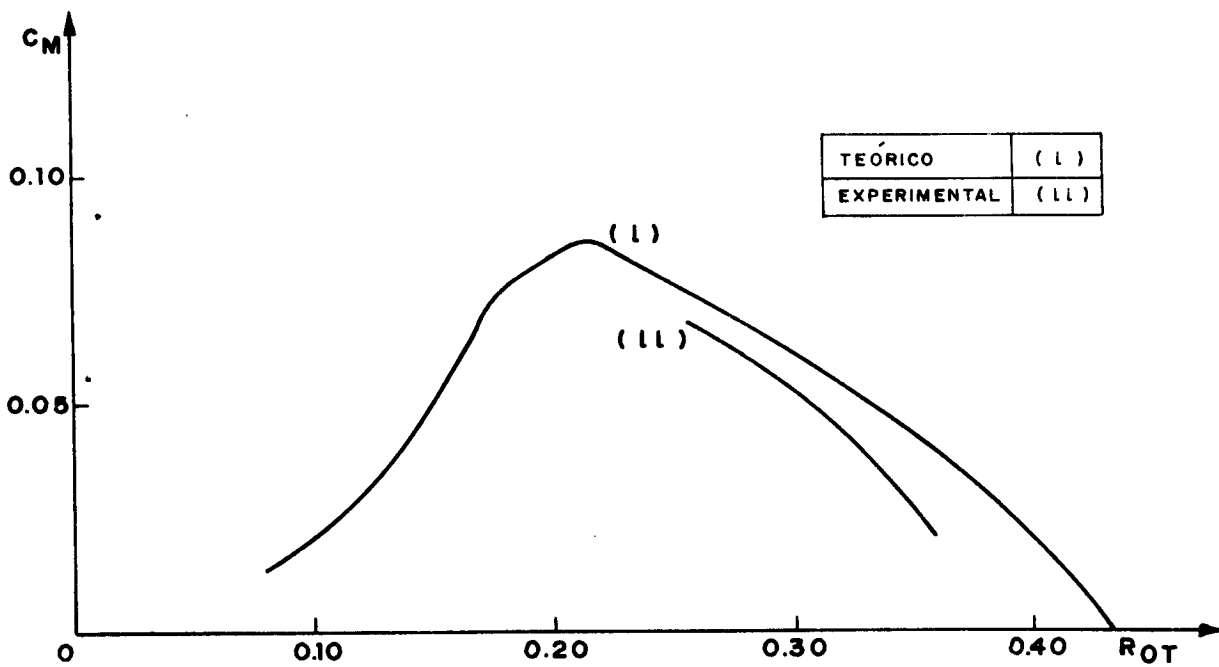
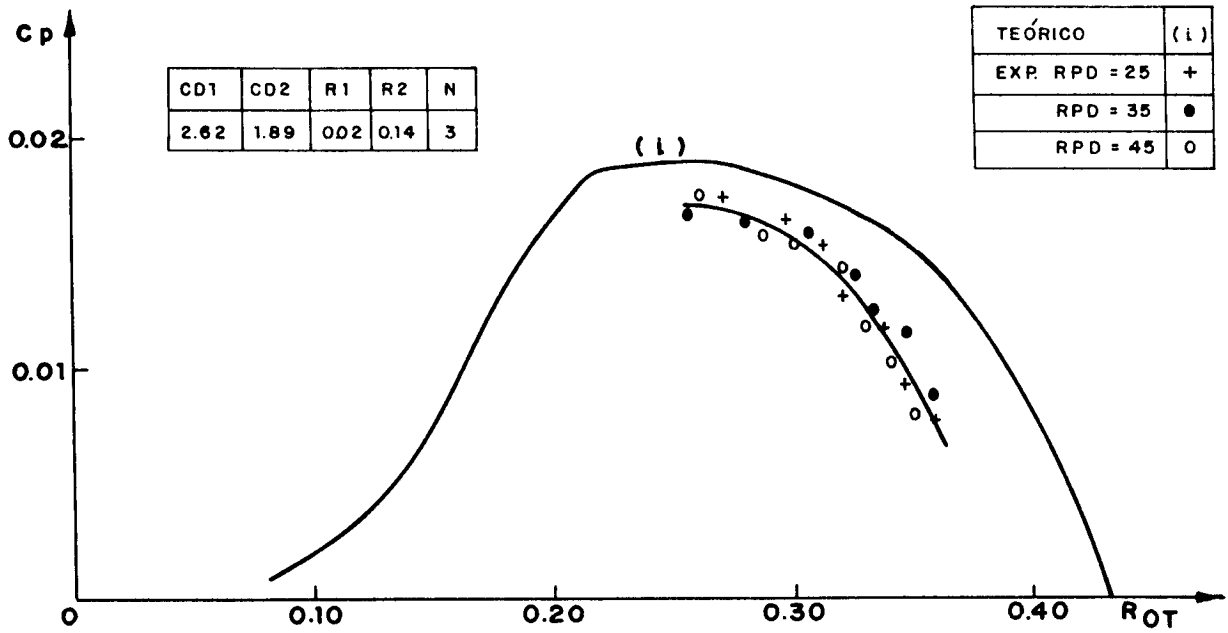


FIG.(5.7) COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS PERFIL Nº 4

Os valores experimentais cobrem apenas uma faixa das rotações específicas; correspondem a uma parte apenas da região de operação estável dos rotores - isto é, a região onde o coeficiente de momento é decrescente com a rotação. O dispositivo utilizado não permitiu a obtenção de valores experimentais em uma faixa mais ampla.

A dispersão dos resultados experimentais está associada a problemas experimentais que não puderam ser eliminados. As leituras da força F na balança foram bastante prejudicadas pela vibração no sistema. Para alguns valores da pressão de referência (RPD), os dados foram inclusive abandonados em virtude da excessiva vibração sobre a balança: RPD=25 para o perfil N° 2, RPD=30 para o perfil N° 3 e RPD=40 para o perfil N° 4.

A vibração do sistema foi causada pelo caráter periódico das forças sobre as pás do rotor e das forças de atrito entre as escovas e o rotor do gerador elétrico. Para uma maior confiabilidade das medidas, deveria ter sido utilizado um torquímetro mais adequado - o que não foi possível. Se, por um lado, as medidas da força sobre a balança apresentaram problemas, as medidas da rotação podem ser consideradas excelentes.

A análise das figuras 5.5 a 5.7 indica discrepâncias razoáveis entre os resultados teóricos e experimentais, que necessitam ser exploradas. Além dos problemas com as medidas da força sobre a balança, é preciso lembrar que o modelo teórico produz um coeficiente de potência exclusivamente aerodinâmico, enquanto que o coeficiente de potência obtido experimentalmente traz incorporado algumas perdas de energia: atritos nos mancais do rotor e do gerador, atritos nas escovas do gerador e perdas elétricas internas ao gerador - correntes parasitas devido ao efeito do rompimento periódico do contato elétrico entre as escovas coletoras e o rotor.

Para um confronto em melhores bases entre os resultados experimentais e teóricos, seriam necessários alguns ensaios suplementares para a determinação dos atritos mecânicos envolvidos. Tais ensaios necessitariam a utilização de um torquímetro de boa resolução - o que recoloca o problema que motivou o uso do gerador em balanço. Dessa forma, não há como avaliar as perdas implícitas no coeficiente de potência experimental.

Os resultados experimentais apresentam algumas caracte-

rísticas marcantes, qualitativamente semelhantes às encontradas pelo modelo teórico. A comparação dos resultados dos três perfis mostra que, para uma dada rotação específica, o coeficiente de potência é tanto maior quanto mais alta for a relação entre os coeficientes de arrasto ($CD1/CD2$). Deve ser observado ainda que o valor do C_p máximo é aproximadamente igual para todos os perfis, embora situados em rotações específicas diferentes.

5.3. O ROTOR DE ARRASTO COM PROTEÇÃO

Uma vez que o rotor de arrasto com proteção (descrito no Cap. 2) possui uma eficiência maior do que um rotor de arrasto simples semelhante, o método dos tubos de corrente múltiplos foi utilizado para a elaboração de um programa para a simulação de seu desempenho.

O programa, chamado RAG2, utiliza a mesma metodologia desenvolvida para o rotor de arrasto simples, exceto para a determinação da velocidade relativa normal à pá no lado resistivo do rotor, que possui a proteção. A componente normal da velocidade relativa adimensionalizada, foi assumida como

$$\frac{U_{RN}}{U_T} = B \frac{U_p}{U_T} \quad (5.13)$$

onde B é uma constante. Foram simuladas três condições diferentes correspondendo a três valores distintos do parâmetro B : quando se assume que a velocidade relativa normal à pá no lado resistivo é zero ($B=0,0$), o que é equivalente a assumir que o torque resistivo no lado do rotor que possui a proteção é nulo; quando se assume que a velocidade relativa normal à pá no lado resistivo é igual à velocidade da pá U_p ($B=1,0$) – que corresponde a assumir que o torque resistivo é igual ao produzido pela pá girando em ar parado; finalmente, um caso intermediário entre os extremos citados acima, escolhido arbitrariamente ($B=0,5$).

Neste programa, a área de referência para o cálculo do coeficiente de potência foi mantida inalterada:

$$A = 2 R_2 h \quad (5.14)$$

mas cumpre observar que na parte resistiva do rotor ocorre um desvio do fluxo de ar causado pela proteção. Apenas a metade do fluxo irá realmente atravessar o rotor, na parte motora. Apesar de que a área de referência normalmente é interpretada como aquela em que o escoamento intercepta o rotor, a definição dada pela expressão (5.14) é interessante para uma comparação direta entre os dois casos – rotor de arrasto simples e rotor de arrasto com proteção. Se a definição acima fosse alterada para incluir apenas a parte do escoamento que atravessa o rotor, tanto o coeficiente de potência como o coeficiente de momento seriam duas vezes maiores do que os obtidos.

O efeito da relação entre o raio da pá e o raio do cubo do rotor (R_2/R_1) é idêntico para qualquer valor do parâmetro B. Quando (R_2/R_1) aumenta, há um aumento em C_p e C_M , como pode ser visto na figura 5.8. Tal como já mencionado para o programa RAG1, o valor limite ocorre quando (R_2/R_1) tende a infinito – isto é, a pá é muito grande quando comparada ao raio do cubo.

Com relação ao efeito do número de pás (N), deve ser notado que há uma influência do parâmetro B, mostrado pelos gráficos 5.9, 5.10 e 5.11, para os valores de B iguais a 1,0, 0,5 e 0,0 respectivamente. Quando B possui o menor valor, a eficiência máxima ocorre para um rotor de quatro pás; se B é igual a 0,5, para três pás e quando B é máximo, para duas pás. Esses resultados, embora possam parecer surpreendentes, podem ser explicados a partir do próprio significado de B. Assim, B nulo significa que não há torque resistivo no lado do rotor que possui proteção e então um número maior de pás não irá significar maior torque resistivo. Por outro lado, quando B aumenta, o torque resistivo aumenta também e então um rotor que possua menos pás irá ter melhor desempenho. Mesmo quando B é zero, há torque resistivo na parte do rotor que é motora – tal como mostrado no capítulo 3 – e por essa razão, o número de pás não pode ser aumentado indefinidamente.

O efeito da relação entre os coeficientes de arrasto ($CD1/CD2$) é semelhante ao verificado no programa RAG1 – isto é, o coeficiente de potência aumenta quando ($CD1/CD2$) aumenta, para uma dada rotação específica – razão pela qual não serão repetidos os resultados.

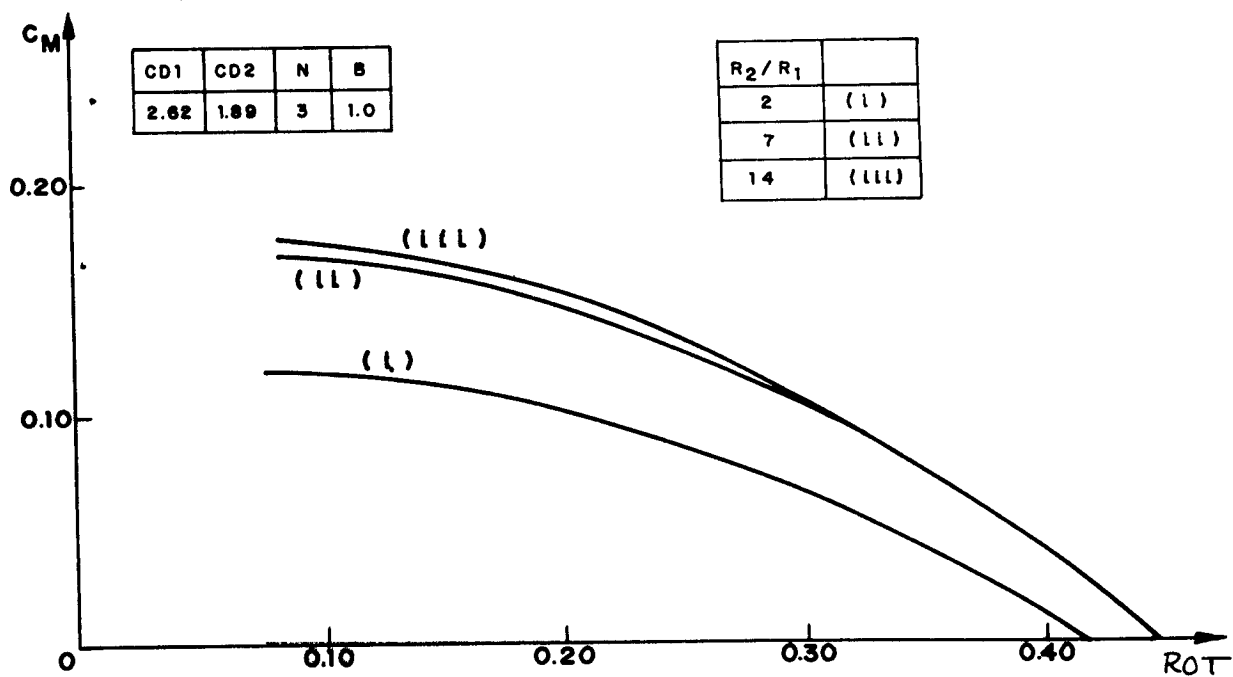
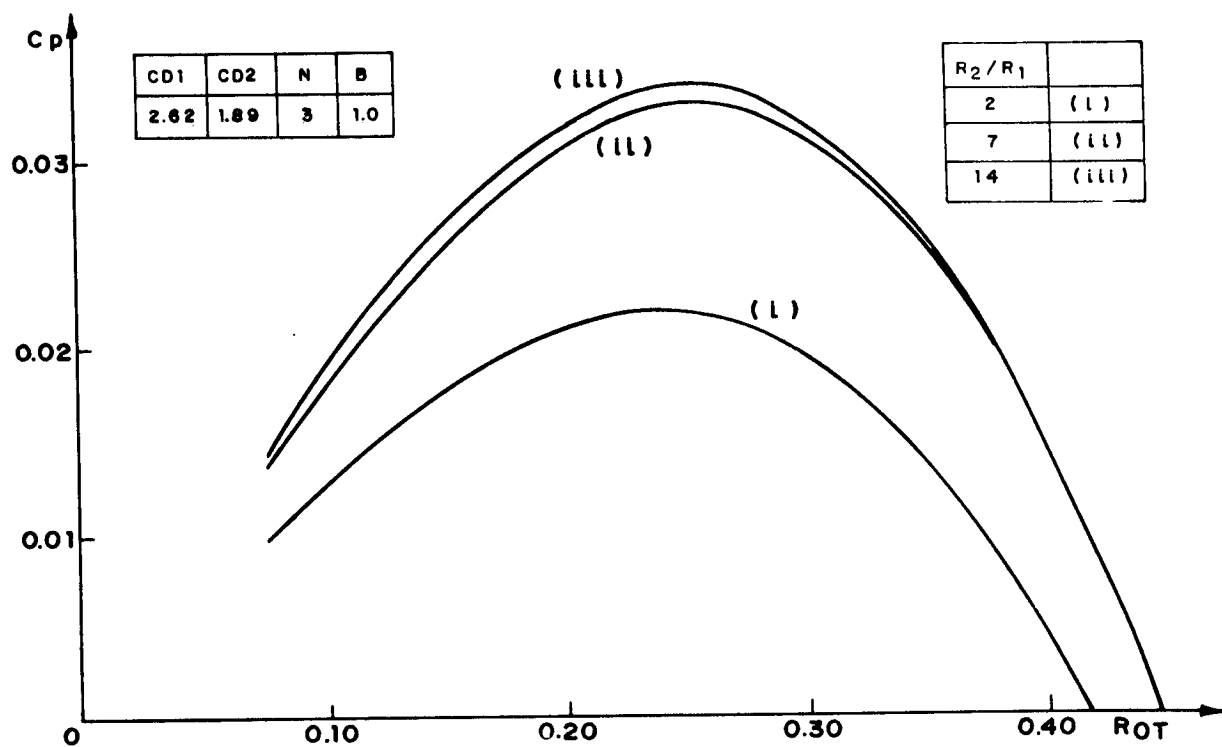


FIG. (5.8) ROTOR COM PROTEÇÃO. EFEITO DA GEOMETRIA (R_2/R_1)

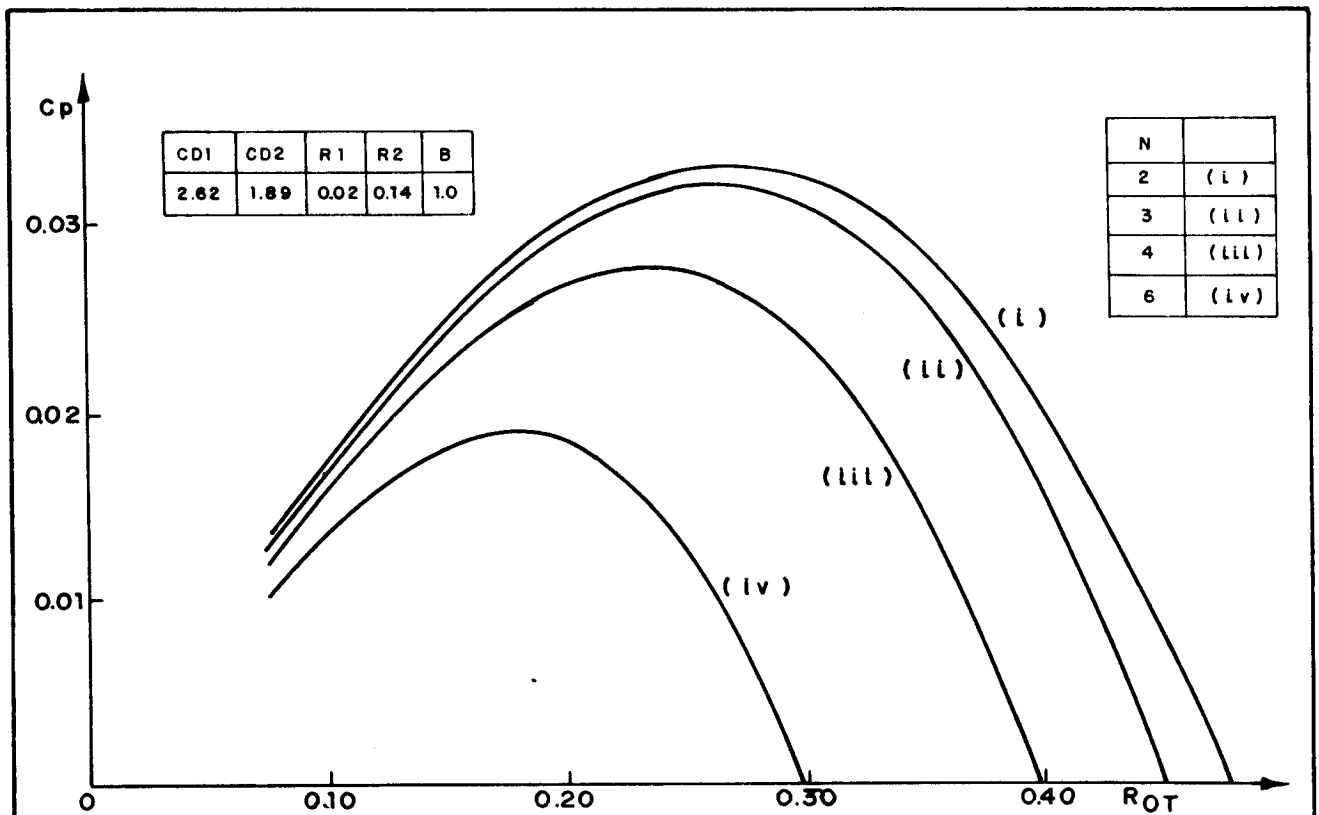


FIG. (5.9) ROTOR COM PROTEÇÃO. EFEITO DO NÚMERO DE PÁS (B = 1.0)

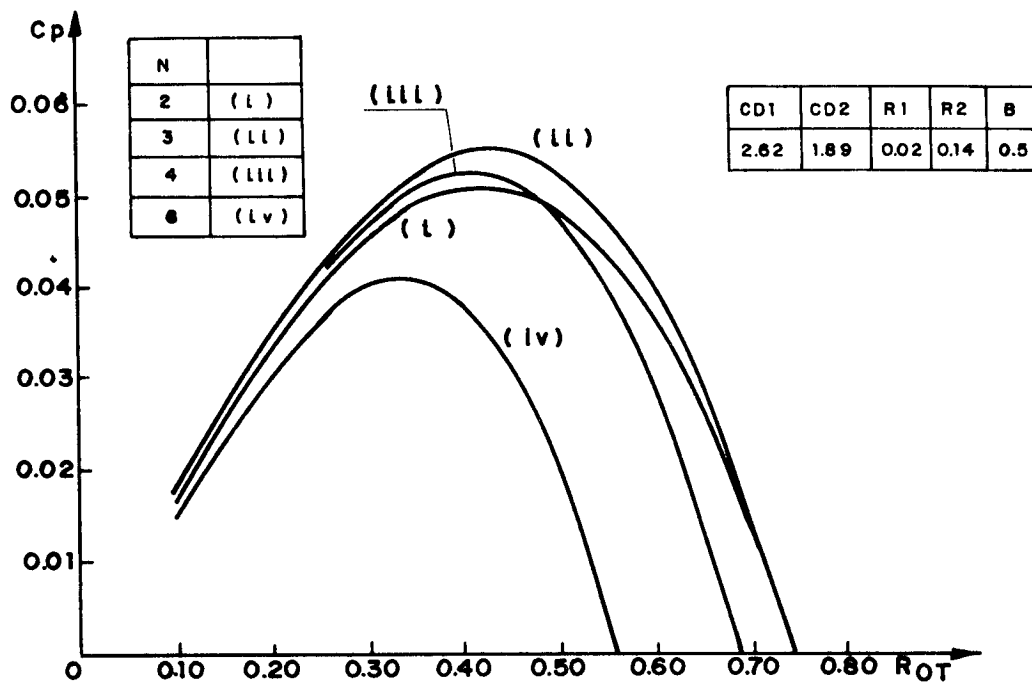
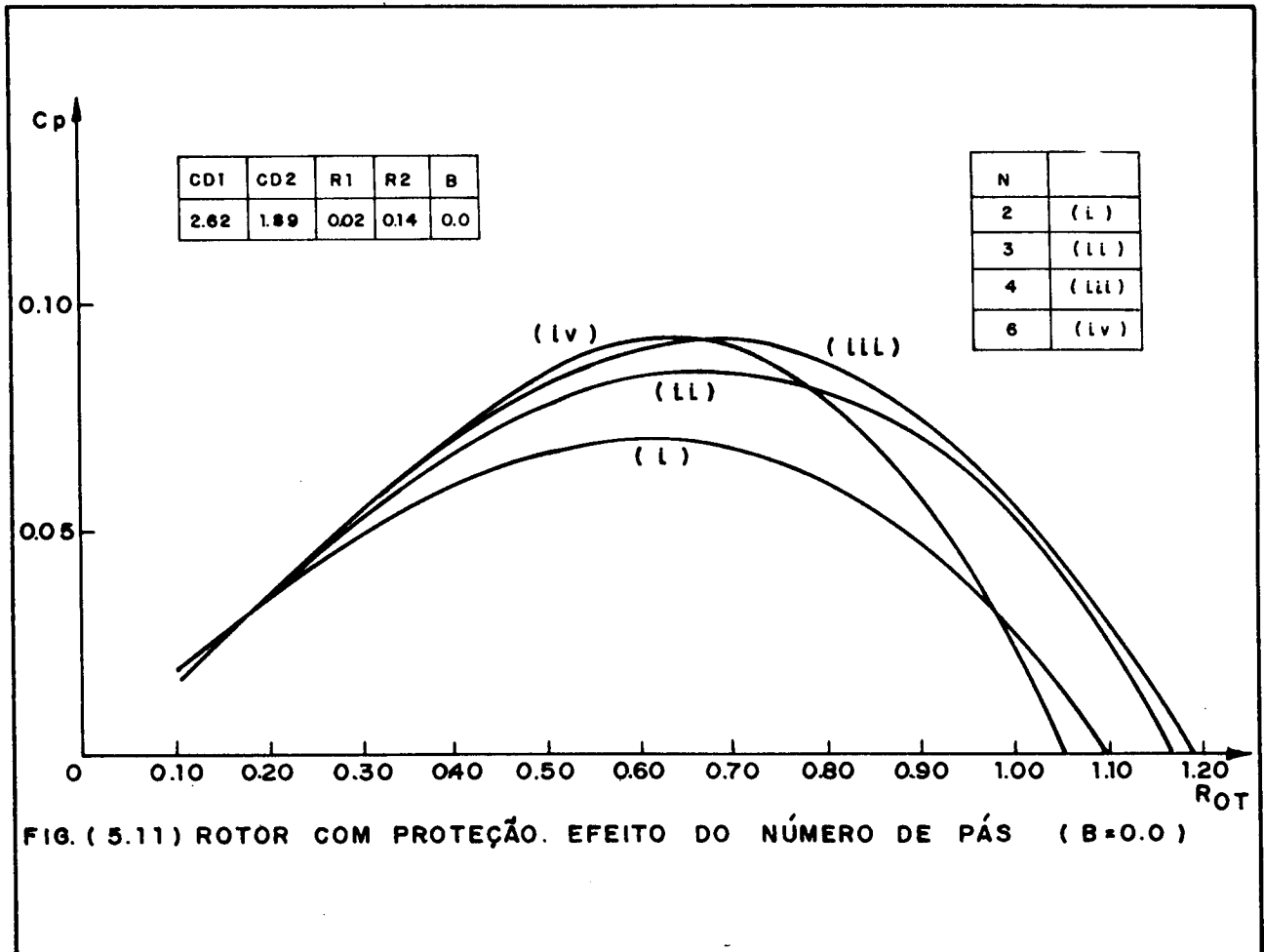


FIG. (5.10) ROTOR COM PROTEÇÃO. EFEITO DO NÚMERO DE PÁS
(B = 0.5)



A figura 5.12 mostra a grande influência do parâmetro B no desempenho do rotor. Estão reproduzidos no mesmo gráfico, para valores idênticos de todos os parâmetros geométricos, os resultados obtidos com os três valores de B . Quanto menor o valor de B , menor o torque resistivo no lado do rotor com proteção e portanto maiores serão os valores máximos de C_p e C_M ; além disso, os valores da rotação específica em que ocorrem os máximos de torque e potência também aumentam, bem como a rotação máxima atingida. As variações são todas de grande magnitude.

Uma comparação entre o desempenho do rotor de arrasto simples e o rotor com proteção é feita na figura 5.13. Mesmo para o valor escolhido de B (1,0), a proteção representa um ganho considerável em desempenho, não só quanto ao coeficiente de potência mas também — e principalmente — quanto ao coeficiente de momento, em especial para baixos valores de rotação específica.

Caso a comparação seja feita para valores menores de B , as observações acima apenas se acentuam ainda mais. Os ganhos em coeficiente de potência e coeficiente de momento são bem consideráveis quando se compara um rotor de arrasto simples com um rotor

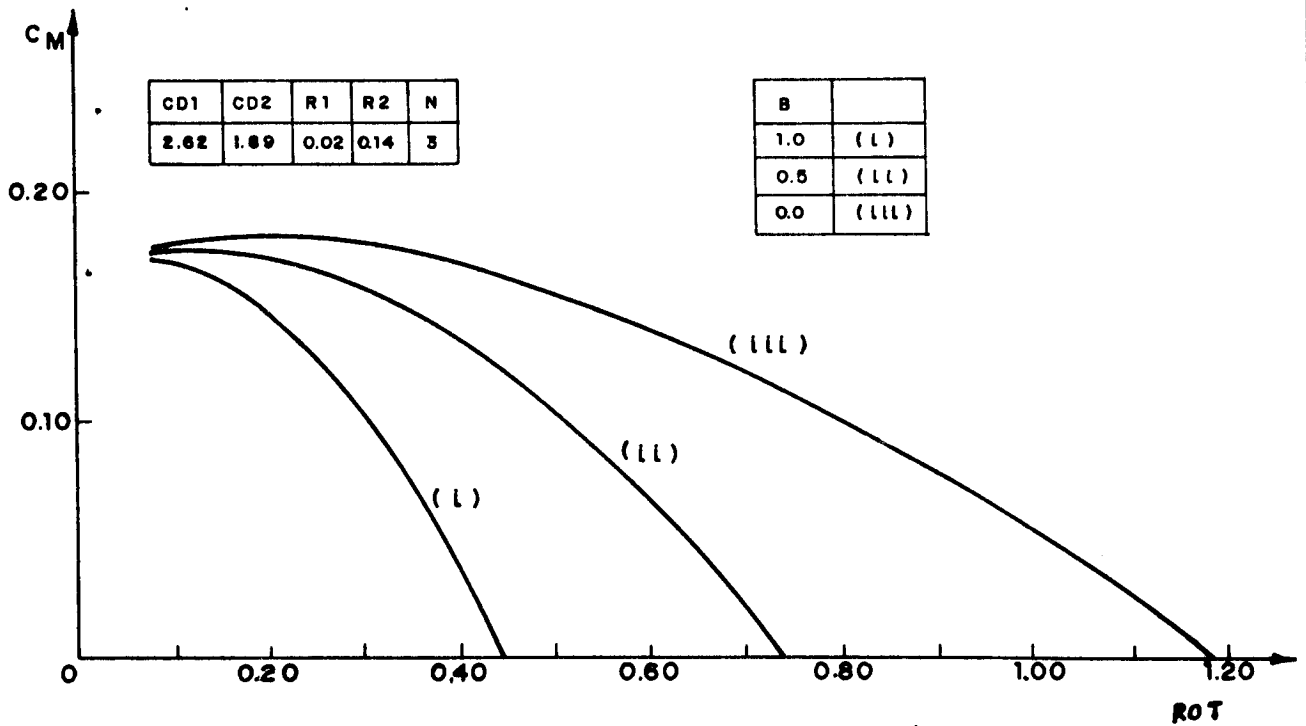
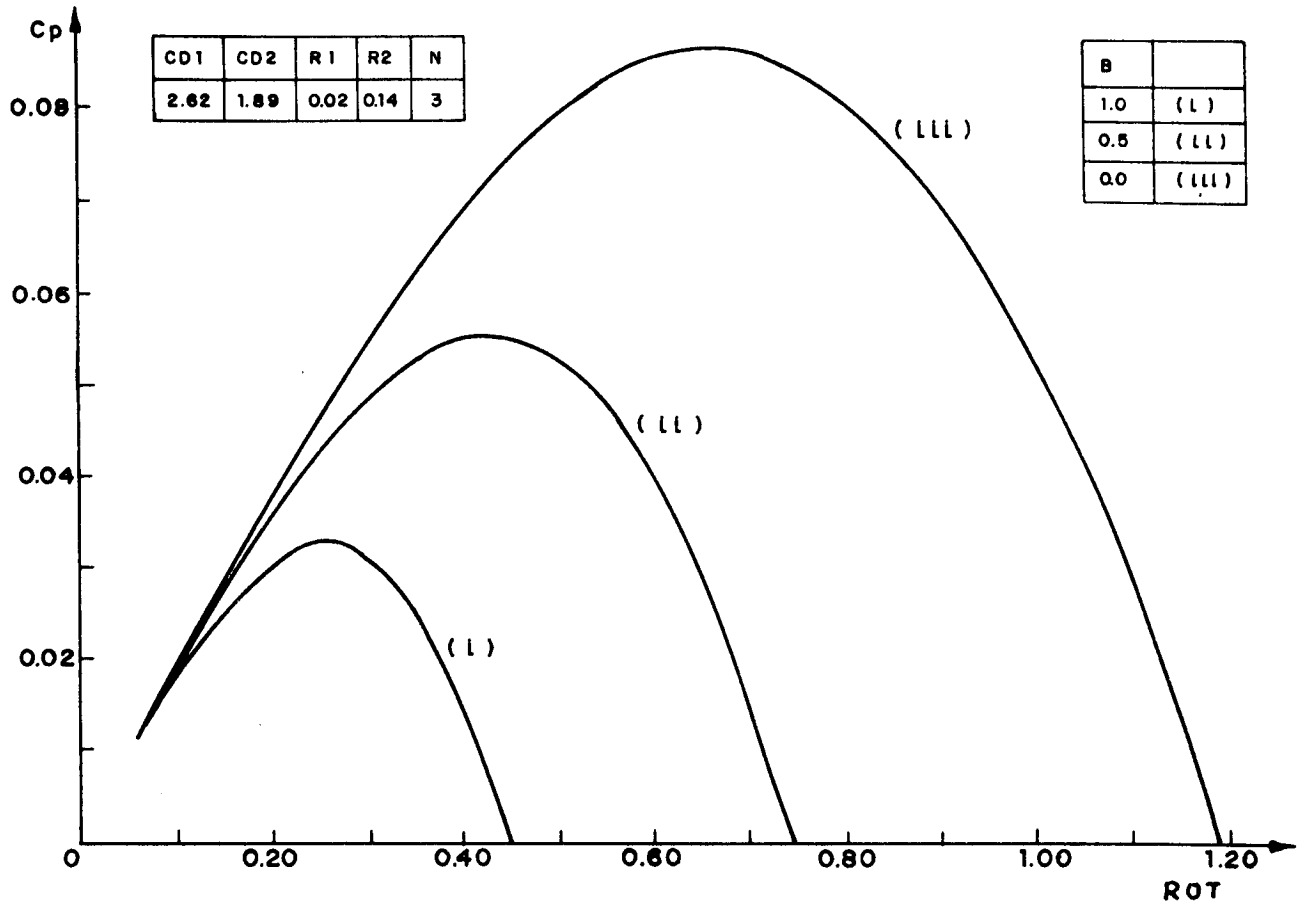


FIG. (5.12) ROTOR COM PROTEÇÃO - EFEITO DO PARÂMETRO B

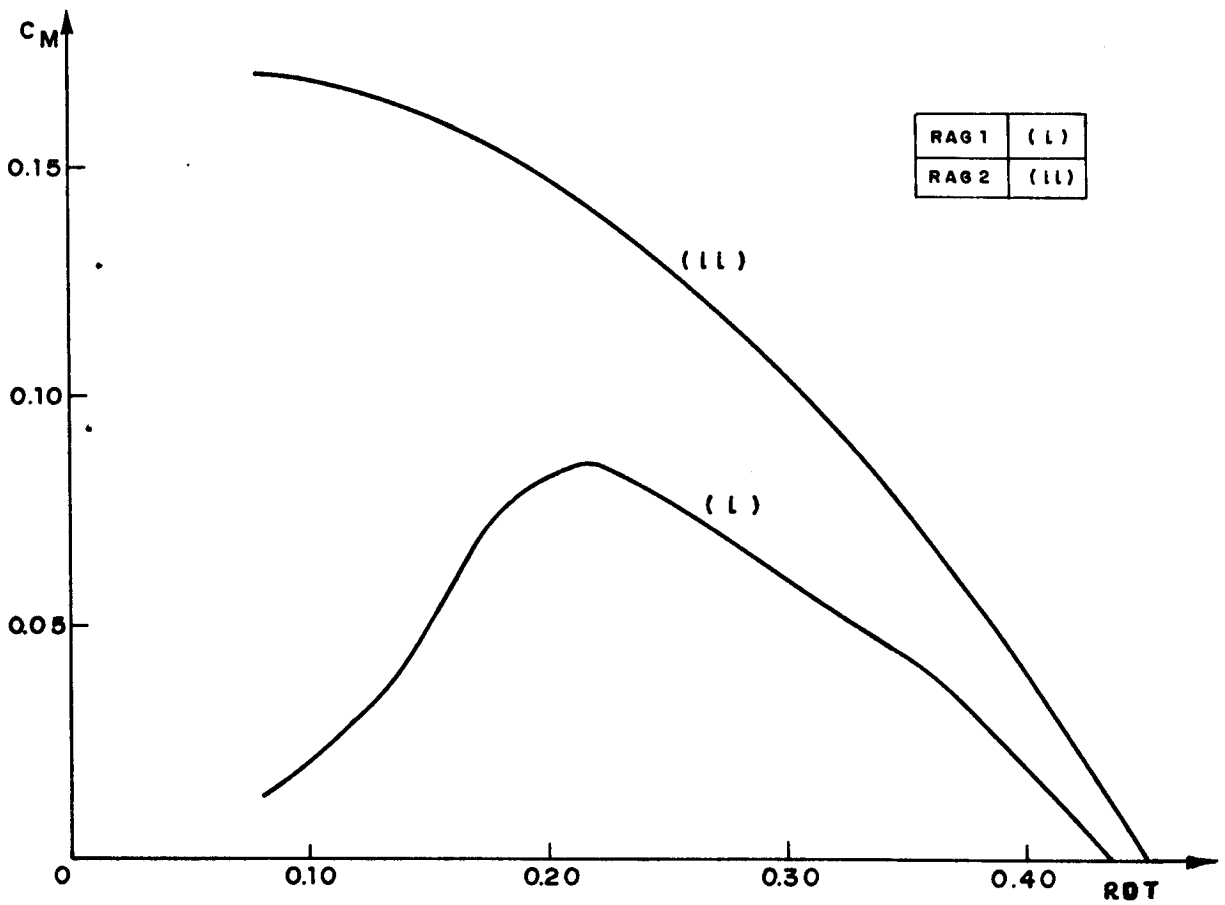
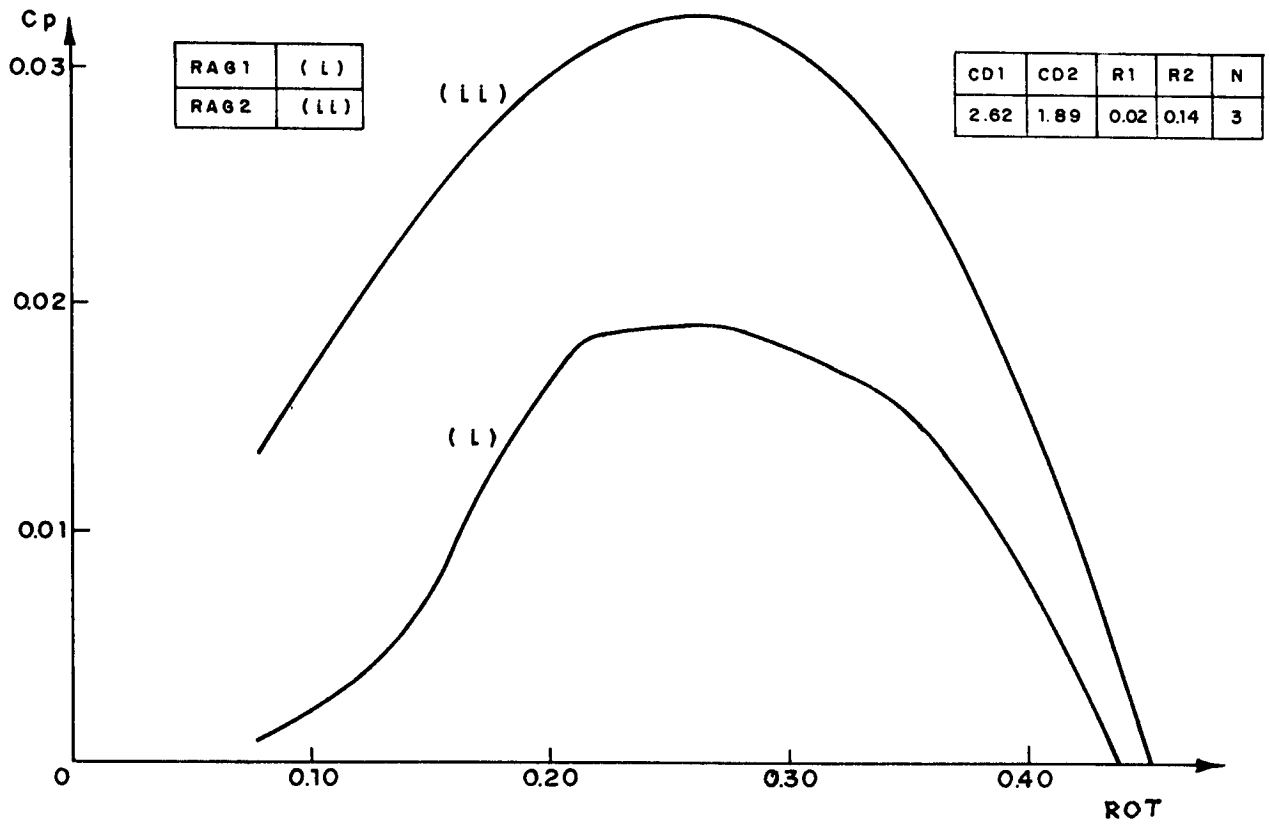


FIG. (5.13) COMPARAÇÃO ENTRE UM ROTOR COM PROTEÇÃO E UM ROTOR DE ARRASTO SIMPLES

de arrasto com proteção. A proteção faz com que o rotor possua grande torque para baixas rotações específicas, o que facilita a partida do rotor, bem como amplia a faixa de operação estável.

Neste trabalho, os valores de B foram escolhidos de maneira a representar o desempenho máximo ($B=0$) e o desempenho mínimo ($B=1,0$). Um rotor de arrasto real com proteção terá um desempenho intermediário em relação a tais extremos. O formato da proteção (aberta ou fechada no topo e na base, bordos, etc) irá influir decisivamente não só no campo do escoamento mas também no valor da velocidade relativa normal à pá. Não há como definir a priori o valor do parâmetro B para um dado rotor, mas, a partir de um valor experimental (CP_{xROT}) é possível escolher o parâmetro B tal que a curva passe por esse ponto, e então verificar se a simulação reproduz razoavelmente os demais pontos de operação experimentais.

Por fim, é conveniente frisar que o efeito de sombra aerodinâmica foi considerado apenas na região motora do rotor. Na região em que as pás se movem dentro da proteção, o efeito de sombra aerodinâmica de uma pá sobre outra não possui significado físico, uma vez que não há fluxo de ar nos tubos de corrente (U_i/V_1 é zero).

CAPÍTULO 6

COMENTÁRIOS E CONCLUSÃO

O método dos tubos de corrente múltiplos utiliza como dados os coeficientes aerodinâmicos; no caso dos rotores de arrasto, são necessários os coeficientes de arrasto.

Tanto o coeficiente de arrasto quanto o coeficiente de sustentação variam em função do número de Reynolds. No cálculo da força local que atua sobre a pá, o valor do coeficiente de arrasto deve ser aquele que corresponda ao número de Reynolds local. A princípio, é necessário que se disponha de um conjunto de dados experimentais sobre os coeficientes de arrasto para que, em cada situação, seja usado o valor mais adequado. Nos ensaios experimentais realizados, a faixa de número de Reynolds resultou bastante estreita e não foi possível obter valores distintos do coeficiente de arrasto para as diferentes velocidades do vento no tunel, ou seja, diferentes números de Reynolds.

Os coeficientes de arrasto medidos — referentes ao lado côncavo e convexo do perfil — foram utilizados para a determinação da força normal local sobre a pá. A rigor, deveriam ter sido empregados os coeficientes de arrasto obtidos em função do ângulo de incidência formado pela pá e pela velocidade relativa, para a determinação da força local que, então, seria projetada na direção normal. A determinação do coeficiente de arrasto em função do ângulo de incidência, porém, implica na utilização de uma balança aerodinâmica uma vez que, neste caso, o escoamento é tridimensional e o método de determinação dos coeficientes de arrasto pelo perfil de velocidades na esteira não pode ser aplicado.

Apesar das limitações experimentais impedirem a geração de um conjunto de dados sobre o coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds e de serem conhecidos apenas dois valores para cada perfil — relativos ao lado côncavo e ao lado convexo — o método empregado produziu resultados que guardam uma concordância razoável com o desempenho experimental dos rotores. A discrepância entre os resultados da simulação e experimentais tem dois tipos de origem: por um lado, as limitações relativas aos da

dos sobre os coeficientes de arrasto discutidas acima afetam o método teórico empregado e, por outro lado, o coeficiente de potência obtido dos testes incorpora os atritos mecânicos do sistema de medição e perdas elétricas no gerador, perdas não previstas pelo modelo teórico, que é puramente aerodinâmico.

Considerando-se as limitações acima e a complexidade do escoamento produzido pelo rotor, o método dos tubos de corrente múltiplos provou ser um simples e poderoso instrumento para a análise teórica de desempenho de rotores.

Os rotores de arrasto simples analisados possuem eficiência muito baixa para aplicações em sistemas eólicos, apesar de sua simplicidade. Outros tipos de perfil de pá podem ser analisados, mas os resultados não serão significativamente melhores, uma vez que a causa principal dos baixos valores do coeficiente de potência reside no grande torque resistivo produzido no lado do rotor em que as pás se movem contra o vento. Esse torque resistivo é alto principalmente devido à velocidade relativa ser grande; o valor do coeficiente de arrasto no lado convexo do perfil não é a causa determinante dessa baixa eficiência.

O desempenho do rotor Savonius – o melhor dentre os rotores de arrasto já estudados – se deve precisamente à redução do torque resistivo obtida graças ao escoamento reverso produzido pelo espaçamento entre as pás. Ao sofrer duplo desvio, a corrente de ar atua na pá que se move contra o vento, exercendo uma força contrária à exercida pela resistência ao avanço, com isso reduzindo o torque resistivo.

A utilização dos rotores de arrasto com proteção pode ser de interesse. A proteção atua no sentido de minimizar o torque resistivo. A verificação do desempenho deste tipo de rotor necessita de alguns testes experimentais, embora a simulação feita neste trabalho indique a faixa de coeficientes de potência e de momento que pode ser esperada.

A construção de rotores de arrasto com pás contra-rotativas pode produzir bons resultados, uma vez que cada pá irá atuar como um direcionador do fluxo para as demais; no entanto, a principal vantagem dos rotores de arrasto – a simplicidade – será perdida. Uma outra forma construtiva que pode ser interessante é a montagem de três perfis idênticos sobrepostos, constituindo uma única pá, os dois perfis extremos com a parte côncava no mesmo

sentido e o intermediário colocado invertido, de forma a obter um efeito de redução de torque resistivo semelhante ao que ocorre no rotor Savonius, pelo duplo desvio do fluxo de ar. Essa pá composta possui geometria semelhante ao rotor de arrasto simples analisado neste trabalho.

De maneira geral, a utilização de rotores de arrasto em sistemas eólicos requer formas ou dispositivos que atuem no sentido de reduzir o efeito do torque resistivo, a fim de que os parâmetros de desempenho atinjam valores compensadores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] JAYADEV, T.S. - "Windmills stage a comeback" - IEEE spectrum - Nov. 1976 - p. 45-49.
- [2] RAMAKUMAR, R. - "Wind - Electric Conversion Using Field Modulated Generator Systems". Joint Conference of International Solar Energy Society - American Section & Solar Energy Society of Canada - 1976, Vol. 7 - p. 215-229.
- [3] MEYER, H. - "Synchronous Inversion - Concept & Application". Joint Conference of International Solar Energy Society - American Section & Solar Energy Society of Canada - 1976, Vol. 7 - p. 231-242.
- [4] HÜTTER, U. - "The Aerodynamic Layout of Wing Blades of Wind Turbines with High Tip-Speed Ratio". Conférence sur les Sources Nouvelles d'Energie - ONU - Vol. 7, Rome, 1961 - p. 217-228.
- [5] JUUL, J. - "Design of Wind Power Plant in Denmark". Conférence sur les Sources Nouvelles d'Energie - ONU - Vol. 7, Rome, 1961.
- [6] LEFEBVRE, P.L. & CROMACK, D.E. - "A Comparative Study of Optimized Blade Configurations for High Speed Wind Turbines". Technical Report for U.S. Energy Research by Mech. Engineering Dept. of Amhert, Massachusetts University EUA - 1977.
- [7] PUTNAM, P.C. - Power from the wind - Van Nostrand Reinholds Company - EUA - 1947.
- [8] TEMPLIN, R.J. - "Aerodynamic Performance Theory for the NRC Vertical-Axis Wind Turbine". National Aeronautical Establishment, LTR-LA-160. Canada - 1974.
- [9] STRICKLAND, J.H. - "Darrieus Turbine: A Performance Prediction Model Using Multiple Streamtubes". Sandia Laboratories

SAND 75-0431 - EUA, 1975.

- [10] ISMAIL, K.A.R. & MACEDO, I.C. - "Estudo Teórico-Experimental de um Rotor Savonius". Anais do I Congresso Brasileiro de Energia. Brasil, 1973.
- [11] NEUMANN, M. & CHAI, L.A. - "How to Construct a Cheap Wind Machine for Pumping Water". Brace Institute - McGill University - Canadá, 1977.
- [12] BETZ, A. - "Die Windmühlen im Lichte neuerer Forschung". Die Naturwissenschaften, Berlin, Nov. 1927, Heft 26.
- [13] Le GOURIÈRES, D. - Energie Eolienne - Theorie, conception et calcul pratique des installations - 2^e ed. EYROLLES Paris - 1982.
- [14] GOLDING, E.W. - The Generation of Electricity by Wind Power E & F.N. Spon Ltd. - 2^d edition - London, 1976.
- [15] NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES - Energy for Rural Development - Part II: Wind Energy. N.A.S. - Washington, 1976.
- [16] GLAUERT, H. - The Elements of Aerofoil and Airscrew Theory - Cambridge University Press, 2^d edition - Cambridge, 1948.
- [17] BETZ, A. - "Ein Verfahren zur directen Ermittlung des Profilwiderstandes". ZFM 16, 42. Berlin, 1925.

APÊNDICE 1

O MÉTODO DA SECANTE

A solução de equações do tipo

$$F(x) = C \quad (A.1)$$

pode ser obtida alternativamente a partir de vários métodos numéricos: Iteração Linear, Método de Newton-Raphson, Método da Secante, Método da Posição Falsa. Em geral, o método de Newton-Raphson é o que apresenta convergência mais rápida mas requer o conhecimento da derivada da função no ponto e só é prático nos casos em que se trata de uma função analítica, facilmente derivável. O Método da Iteração Linear é o de convergência mais lenta.

O método da Secante, empregado neste trabalho possui convergência rápida e é muito versátil, uma vez que $F(x)$ pode ser uma equação não linear, uma função implícita, um algoritmo genérico, valores gráficos ou tabulados ou mesmo uma equação diferencial.

Sejam x_{i-1} e x_i valores de x nas vizinhanças da solução procurada. O intervalo formado entre x_{i-1} e x_i pode ou não conter a solução. Substituindo esses valores em $F(x)$, obtém-se $F(x_{i-1})$ e $F(x_i)$.

Plotando $F(x)$ versus x para os dois pares de valores $[(x_i, F(x_i))]$ e $[(x_{i-1}, F(x_{i-1}))]$ e traçando a reta que passa por esses pontos, a solução procurada será a interseção da reta i com a reta que representa a eq. (A.1). Então:

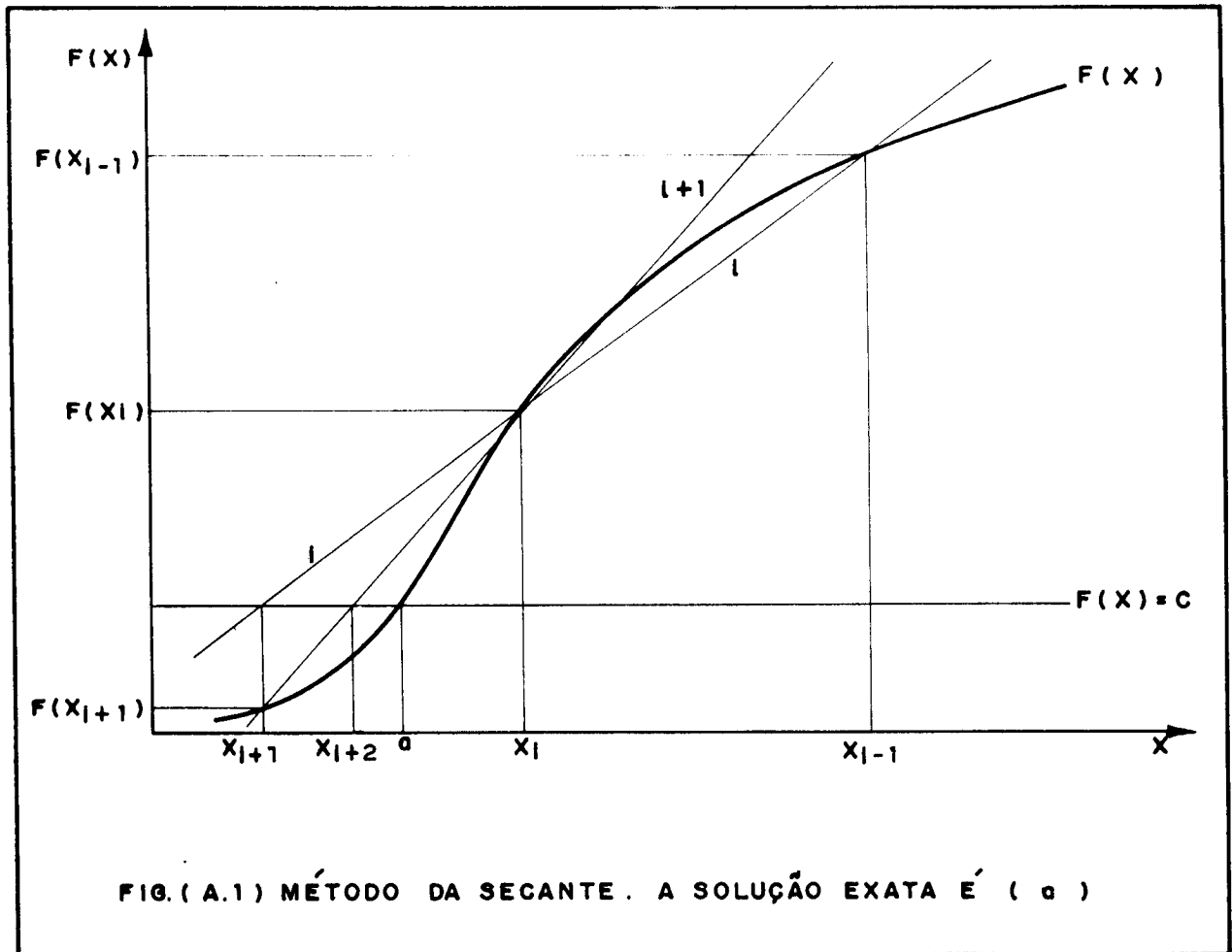
$$\frac{F(x_{i+1}) - F(x_i)}{x_{i+1} - x_i} = \frac{F(x_i) - F(x_{i-1})}{x_i - x_{i-1}} = m_i \quad (A.2)$$

onde m_i é a inclinação da reta i . Supondo que

$$F(x_{i+1}) = C \quad (A.3)$$

ou seja, x_{i+1} é a solução desejada, então

$$x_{i+1} = x_i + \frac{c - F(x_i)}{m_i} \quad (\text{A.4})$$



É evidente que x_{i+1} só será a solução exata se a relação funcional entre x e $F(x)$ for linear. Consequentemente, a equação (A.4) deve ser aplicada sucessivamente para se obter aproximações cada vez melhores da solução desejada. A fig. A.1 ilustra graficamente o exposto acima.

Assim, a partir de dois valores iniciais, a equação (A.4) é utilizada para se obter a aproximação seguinte, com m_i calculado pela eq. (A.2) para os pontos conhecidos. O procedimento é repetido até que

$$|x_{i+1} - x_i| < \epsilon \quad (\text{A.5})$$

onde ϵ representa o erro máximo permitido. Valores cada vez menores de ϵ se traduzem em um aumento cada vez maior do número de

iterações necessárias e conseqüentemente, do tempo de computação requerido.

No caso particular em que C é nulo e que x_i é muito próximo de x_{i-1} , m_i tende ao valor da derivada de $F(x)$ no ponto x_i e então

$$x_{i+1} = x_i - \frac{F(x_i)}{F'(x_i)} \quad (\text{A.6})$$

que é o algoritmo de Newton-Raphson.

APÊNDICE 2

LISTAGEM DOS PROGRAMAS DE COMPUTADOR

As listagens dos programas utilizados são apresentadas a seguir. O programa básico para a análise do desempenho do rotor de arrasto simples é chamado RAG1. O programa RAG11 é semelhante, mas não traz incorporado o efeito de sombra aerodinâmica. O programa RAG2 é utilizado para a simulação do rotor de arrasto com proteção.

```

1  C      DIMENSION RAG1
2  C      ENTRADA DE DADOS
3          READ (39,10010) R1,R2,H,C01,CDZ,TSEK,TSEI,DTSE,RP,A,B
4          ERRO=.0001
5          PY=1.*PI*(1.)
6          DTK=PY/100.
7  C      IMPRESSAO DOS PARÂMETROS USADOS
8          WRITE(5,10020)
9          WRITE(5,10030) R1,R2,H,C01,CDZ,ERRO
10         CTRC=(R2-R1)*C/(2.*(RP**2.)*R2)
11         C=3.*PY/100.
12  C      LOOP P/ VARIAVEL ROT
13         DO 190 I=1,DTSE
14             ROT=TSEI+(1-I)*TSEK
15             D1=(R1/R2)+(R2-R1)/(2.*R2*RP)
16             CP=0.
17             CP2=0.
18             CP1=0.
19             CPSUM1=0.
20             CPSUM=0.
21             SHAPD=0.
22  C      LOOP PARA VARIAR D
23             DO 180 J=1,RP
24                 D=D1+(R2-R1)*(J-1)/(R2*RP)
25                 THETA=ATAN(D/(SQRT(1.-(D**2.))))
26                 THETA=PY-THETA
27                 THTC=THETA+(2.*PI)/N
28  C      LOOP P/ OS DOIS CASOS DO CAVETTO
29             DO 170 I=1,2
30                 U1=A
31                 RTRI=0
32             10          SUMFU=0.
33                 CPSUM1=0.
34                 CPSUM=0.
35                 U2=U1/ROT
36                 NIT=37
37             20          TI=(THETA-THETA)/(NIT
38                 IF(TI.LT.C) GO TO 30
39                 GO TO 40
40             30          NIT=NIT-2

```



```

11      GOTO 20
12      40      U1=FDU/DT
13      C1=C1+U1**2
14      U1=U1**2
15      C      LOOP 0/ VARIAB T TH
16      DO 30 N=1,DT
17      UNIT=UNIT*(N-1)
18      THETA=THETA+(TA/2.)+(N-1)*PI
19      IF(THETA.GT.PI/2.) GO TO 9
20      IF(THETA.GT.PI/2.) GO TO 9a
21      IF(L.EQ.2) GO TO 6a
22      U3=U2*DT*(T,THETA)-D/(SIN(THETA))
23      IF(U3.LT.0.) GO TO 5a
24      FORTH=(C)1/(SIN(THETA)**2.)*(U3**2.)
25      CPLOC=FORTH
26      GO TO 7a
27      50      FORTH=-C/2/(SIN(THETA)**2.)*(U3**2.)
28      CPLOC=FORTH
29      GO TO 7a
30      60      U4=U2*SIN(THETA)+D/SIN(THETA)
31      FORTH=(C)2/(SIN(THETA)**2.)*(U4**2.)
32      CPLOC=-FORTH
33      70      SUMFU=SUMFU+FORTH
34      CPSUM1=CPSUM1+CPLOC
35      80      CONTINUE
36      90      DIASP=C1*(ROT**2.)*SUMFU/UNIT
37      CPSUM=CPSUM1/UNIT
38      FDU=DIASP-U1*(U1**2.)
39      IF(ABS(FDU).LT.E*RO) GO TO 100
40      IF(NTRY.EQ.0) GO TO 100
41      GO TO 110
42      100      FDUAN=FDU
43      U1AN=U1
44      U1=B
45      NTRY=NTRY+1
46      GO TO 10
47      110      RH=(FDU-FDUAN)/(U1-U1AN)
48      U1POS=U1-(FDU/RH)
49      TEST1=FDU*FDUAN
50      IF(TEST1.LT.0.) GO TO 120
51      GO TO 140
52      120      TEST2=ABS(U1-U1AN)-ABS(U1POS-U1)
53      IF(TEST2.LT.0.) GO TO 130
54      GO TO 140
55      130      U1POS=(U1+U1AN)/2.
56      140      NTRY=NTRY+1
57      FDUAN=FDU
58      U1AN=U1
59      U1=U1POS
60      IF(NTRY.GT.1000) GO TO 150
61      GO TO 10
62      150      WRITE(5,10040)U1,FDU
63      GO TO 210
64      160      CP1=CP1+CPSUM
65      170      CONTINUE
66      CP2=CP2+D*CP1
67      CP=CP2*(ROT**3.)*CP2
68      CN=CP/ROT
69      180      CONTINUE
70      WRITE(5,10050)RO,CP,CN
71      IF(CP.LT.0.) GO TO 200
72      190      CONTINUE
73      GO TO 210

```

```

1 4 2140 2140 (5,1 0.0)
1 5 2150 2150 F10.7 (12.0)
1 6 10021 10021 PRINT(2XA,'PRINCIPAL STRESS',//,7AX,'PARALLEL TO THE AXIS:')
1 7 10022 10022 PRINT(5X,12,' P R',5X,'R1=',F0.3,5X,'R2=',F0.3,5X,'R3=',F0.3,7,
1 8 10030 10030 PRINT(5X,'MAX CONVERGIB',5X,'U1=',F9.6,5X,'U2=',F9.6)
1 9 10040 10040 PRINT(5X,'L OF',F0.3,5X,'C=',F10.7,5X,'C=',F10.7)
1 10 10050 10050 PRINT(5X,'OUT OF ORDER VALUE SAKING')
1 11 10060 10060 END

```

```

1 C PROGRAM LKJ11
2 C CALCULATE THE STRESS
3 C READ (5,1001) R1,R2,P,C01,C02,RYSE,RSR1,DTSP,LF,L,H
4 C P=1.0001
5 C PY=1.0001*(1.)
6 C DT=PY/10.
7 C EXPRESSAS DOS PARADEPOS USADOS
8 C WRITE(6,1 0020)
9 C WRITE(6,1 0030) R1,R2,P,C01,C02,DTSP
10 C C02=((R2-R1)*P)/(2.*(P**2.)*R2)
11 C C01=.5*PI/10.
12 C LOOP P/ VARIAVEL MIT
13 C DO 150 I=1,DTSP
14 C MIT=TSR1+(I-1)*DTSP
15 C OI=(R1/R2)+(R2-R1)/(2.*(2*R1))
16 C CP=0.
17 C CP2=0.
18 C C01=0.
19 C C02=0.
20 C DTSP=1.
21 C LOOP PARA VARIAVEL J
22 C DO 150 J=1,10
23 C D=OI+((R2-R1)*(J-1))/(R2*P)
24 C THMIN=ATAN(D/(SQRT(1.-(D**2.))))
25 C THMAX=PY-THMIN
26 C LOOP P/ OS DOIS LADOS DO CAVAVENTO
27 C DO 170 I=1,2
28 C OI=A
29 C NTRY=0
30 C 10 SUMFO=0.
31 C CPSUM=0.
32 C U2=U1/ROT
33 C NIT=37
34 C 20 TI=(THMAX-THMIN)/NIT
35 C IF(TI.LT.C) GO TO 30
36 C GO TO 40
37 C 30 NIT=NIT-2
38 C GO TO 20
39 C 40 NN=FLOAT(N)
40 C TE1=RN/(1.*NIT)
41 C LOOP P/ VARIAVEL TETA
42 C DO 80 K=1,NIT
43 C THETA=THMIN+(TI/2.)+(K-1)*TI
44 C IF(THETA.GT.THMAX) GO TO 90
45 C IF(L.F0.2) GO TO 60
46 C U3=U2*SIN(THETA)-O/(SIN(THETA))
47 C IF(U3.LT.0.) GO TO 50
48 C FURTH=(C01/(SIN(THETA)**2.))*(U3**2.)
49 C CPLOC=FURTH/MIT
50 C GO TO 70

```

```

01 08      FORTA=(C/2/(0.1*(THETA)**2.))*((13**2.))
02        CP1C=FOUR/0.15
03        GO TO 75
04 04      U1=0.2*STN(F,THETA)+0/SIN(THETA)
05        FORTA=(C/2/(0.1*(THETA)**2.))*((13**2.))
06        CP1CC=-FOUR/0.11
07 75      SUMP0=SUMP0+FOUR
08        CP500=CP500+CP1CC
09 80      CONTINUE
10 90      LAST=CTE1*(ROT**2.)*SUMP0
11        F0J=LAST-U1+(0.1**2.)
12        IF(ABS(F0J).LT.0.000) GO TO 100
13        IF(ABS(F0J).GT.0.000) GO TO 100
14        GO TO 110
15 100     F0J0=F0J
16        U1A=U1
17        U1=0
18        NTRY=NTRY+1
19        GO TO 10
20 110     M=(F0J-F0J0)/(1-U1A)
21        CP100=U1*(F0J/F0)
22        CP21=F0J-F0J0
23        IF(ABS(CP21).LT.0.) GO TO 120
24        GO TO 140
25 120     F0J2=ABS(U1-U1A)-ABS(U1A-U1)
26        IF(ABS(F0J2).LT.0.) GO TO 130
27        GO TO 140
28 130     OIP00=(U1+U1A)/2.
29 140     NTRY=NTRY+1
30        F0J0=F0J
31        U1A=U1
32        U1=OIP00
33        IF(NTRY.GE.1000) GO TO 150
34        GO TO 10
35 150     WRITE(6,10010)U1,F0J
36        GO TO 210
37 160     CP1=CP1+CP500
38 170     CONTINUE
39        CP2 =CP2+0*CP1
40        CP=CTE2*(ROT**3.)*CP2
41        CM=CP/ROT
42 180     CONTINUE
43        WRITE(6,10050)ROT,CP,CM
44        IF(CP.LT.0.) GO TO 200
45 190     CONTINUE
46        GO TO 210
47 200     WRITE(6,10050)
48 210     FORMAT(12G)
49 10010   FORMAT(20X,'PROGRAMA PAG11',//,20X,'PARAMETROS USADOS:')
50 10020   FORMAT(5X,12,' PAS',5X,'R1=',F6.3,5X,'R2=',F6.3,5X,'h=',F6.3,
51         1 5X,'CP1=',F8.5,5X,'CP2=',F8.5,5X,'ERR0 MAX=',F7.4)
52 10030   FORMAT(5X,'NO CONVERGIO',5X,'U1=',F9.6,5X,'F0J=',F9.6)
53 10040   FORMAT(5X,'ROT=',F6.3,5X,'CP=',F10.7,5X,'CM=',F10.7)
54 10050   FORMAT(5X,'ROT EXCEDEU O VALOR MAXIMO')
55 10060   END

```

```

1 C      DIMENSION A(2)
2 C      DIMENSION D(2)
3 C      READ (3*,10110) R1,R2,H,CD1,CD2,ERES,TSR1,DTSE,RP,A,B
4 C      CP1=.100
5 C      CP2=1.0
6 C      PY=1.-ATA*(1.)
7 C      DEX=PY/100.
8 C      IMPRESSAO DOS PARAMETROS USADOS
9 C      WRITE(10,10120)
10 C      WRITE(10,10130) R1,R2,H,CD1,CD2,ERES
11 C      CEX2=((R2-R1)*A)/(2.*(RP**2.)*R2)
12 C      C=3.*PY/100.
13 C      LOOP P/ VARIAS LET
14 DO 100 I=1,DTSE
15 ROT=TSR1+(1-I)*TSR
16 DI=(R1/R2)+(R2-R1)/(2.*(R2*RP))
17 CP=0.
18 CPZ=0.
19 CP1=0.
20 CPSUM1=0.
21 CPSUM=0.
22 SE=FO=0.
23 C      LOOP PARA VARIAS D
24 DO 100 J=1,RP
25 D=DI+((R2-R1)*(J+1))/(R2*RP)
26 THMIN=ATAN(D/(SQRT(1.-(D**2.))))
27 THMAX=PY-THMIN
28 THFC=THMIN+(2.*PY)/A
29 C      LOOP P/ OS DOIS RIGOS DO CATAVENTO
30 DO 170 L=1,2
31 U1=A
32 TH0=0
33 SE=FO=0.
34 CPSUM1=0.
35 CPSUM=0.
36 U2=U1/ROT
37 NIT=37
38 TI=(THMAX-THMIN)/DIT
39 IF(TI.LT.C) GO TO 30
40 GO TO 40
41 NIT=NIT-2
42 GO TO 20
43 40 RN=FLOAT(N)
44 CTC1=RN/(4.)
45 LT=NIT+1
46 C      LOOP P/ VARIAS TETA
47 DO 90 K=1,LT
48 RNIT=FLOAT(K-1)
49 THETA=THMIN+(TI/2.)+(K-1)*PI
50 IF(THETA.GT.THMAX) GO TO 90
51 IF(L.F0.2) GO TO 60
52 IF(THETA.GT.TETC) GO TO 90
53 IF(L.F0.2) GO TO 60
54 U3=U2*SIN(THETA)-D/(SIN(THETA))
55 IF(U3.LT.0.) GO TO 50
56 FORTH=(CD1/(SIN(THETA)**2.))*(U3**2.)
57 CLOC=FORTH
58 GO TO 70

```

```

59      5      FDU=-(C2/(D1*(T1-TA)**2.))*((3**2.)
60      CP1=C*F0
61      GO TO 70
62      60      U1=CT*3*(1/SI*(T1-TA)
63      FDU=(C2/(D1*(T1-TA)**2.))*((3**2.)
64      CP1=C*F0
65      70      S0=FD/(1+CT)
66      CP1=C*U1+CP1
67      80      CONTINUE
68      90      DIAS1=CT*1*(R1**2.)*S0*FD/UNIT
69      CPS0=C*DIAS1/UNIT
70      FDU=DIAS1-U1+(U1**2.)
71      IF(LAS(FDU).LT.L*FD) GO TO 100
72      IF(STRY.EQ.1) GO TO 100
73      GO TO 110
74      100     FDUAN=FDU
75      U1AN=U1
76      U1=0
77      STRY=STRY+1
78      GO TO 10
79      110     R1=(FDU-FDUAN)/(U1-U1AN)
80      U1POS=U1-(FDU/R1)
81      TEST1=FDU*FDUAN
82      IF(TEST1.LT.0.) GO TO 120
83      GO TO 140
84      120     TEST2=ABS(U1-U1AN)-ABS(U1POS-U1)
85      IF(TEST2.LT.0.) GO TO 130
86      GO TO 140
87      130     U1POS=(U1+U1AN)/2.
88      140     STRY=STRY+1
89      FDUAN=FDU
90      U1AN=U1
91      U1=U1POS
92      IF(STRY.GT.1000) GO TO 150
93      GO TO 10
94      150     WRITE(10,10040)U1,FDU
95      GO TO 210
96      160     CP1=CP1+CPS0
97      170     CONTINUE
98      CP2 =CP2+D*CP1
99      CP=CP2*(20T**3.)*CP2
100     CN=CP/ROT
101     180     CONTINUE
102     WRITE(10,10050)ROT,CP,C0
103     IF(CP.LT.0.) GO TO 200
104     190     CONTINUE
105     GO TO 210
106     200     WRITE(10,10060)
107     210     FORMAT(120)
108     10010  FORMAT(20X,'PROGRAMA PAG2',//,20X,'PARAMETROS USADOS:')
109     10020  FORMAT(5X,12,' POS',5X,'R1=',F6.3,5X,'R2=',F6.3,5X,'H=',F6.3,
110           1 5X,'CD1=',F8.5,5X,'CD2=',F8.5,5X,'SEPO MAX=',F7.0)
110     10030  FORMAT(5X,'NO CONVERGIO',5X,'U1=',F9.6,5X,'FDU=',F9.6)
111     10040  FORMAT(5X,'ROT=',F6.3,5X,'CP=',F10.7,5X,'C0=',F10.7)
112     10050  FORMAT(5X,'ROT C/CEDEU O VALOR MAXIMO')
113     10060  END

```