

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO HIDRÁULICO DO PERFIL DAS PÁS DE UM ROTOR FRANCIS

TRABALHO DE FORMATURA

85 (ok e mais)
[Signature]

15/12/87

[Signature]

Prof. Orientador
Prof. Dr. Edmundo Koelle

Aluno: Ernani V. Volpe
nº 3262700

PREFÁCIO

O Presente Trabalho, desenvolvido sob a orientação do Prof. Dr. Edmundo Koelle, tem por objetivo a elaboração de um estudo sobre o desenvolvimento do Perfil da Pá de um Rotor Francis, pelo método hidráulico.

Encontra-se dividido em três partes: A primeira se constitue numa visão mais global da teoria das máquinas de fluxo, procurando apenas reunir e comparar, quando possível, os diferentes enfoques apresentados na bibliografia. A segunda parte é relativa ao processo de seleção e predimensionamento de uma Turbina Francis. Onde se abordou inclusive um exemplo de cálculo, no caso a Turbina de Itum biara, caracterizado como um Rotor Rápido, e sobre o qual se desenvolveria a etapa seguinte. Nesta, se procurou efetuar o desenvolvimento propriamente dito, que, para o caso de um rotor rápido, envolve o traçado de pás duplamente curvadas.

O desenvolvimento deste Trabalho esteve vinculado às atividades desenvolvidas durante o estágio, realizado no centro tecnológico da Hidráulica (CTH EPUSP). Durante o qual, concorreram para a sua realização a colaboração e o apoio imprecindíveis dos engenheiros da equipe do CEM. A estes eu gostaria de deixar meus sinceros agradecimentos. Em particular aos Engs. Júlio Romano Meneghini, Pedro Luiz Accorsi e Ioannis Gikas.

ÍNDICE

	Página
I. INTRODUÇÃO À TEORIA DAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS	01
I.1. A EQUAÇÃO FUNDAMENTAL DE EULER	01
1.1. Considerações sobre o Escoamento numa Máquina Hidráulica	01
1.2. Equação de Euler para Turbomáquinas Hidráulicas ...	02
I.2. TRIANGULOS DE VELOCIDADE	07
2.1. Condições do Escoamento entre o Distribuidor e o Rotor	07
2.2. Triângulos de Velocidade	09
2.3. Triângulos de Velocidade - Cargas Parciais - Condições de Operação	13
2.4. A Equação de Bernoulli Escrito para o Movimento Relativo	14
I.3. ADMENSIONAIS	16
3.1. Parâmetros Reduzidos - ou Unitários	22
3.1. A Rotação Específica	24
I.4. O PROCESSO DE SELEÇÃO DA TURBINA FRANCIS	26
Figuras	29
Figura 1a e 1b	30
Figura 2a e 2b	31
Figura 3a, 3b e 3c	32
Figura 4a, 4b e 4c	33

ÍNDICE (continuação)

	Página
II. PROCESSO DE SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UMA TURBINA FRANCIS. DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORÍTMO	34
II.1. INTRODUÇÃO	34
II.2. ELABORAÇÃO DO PROBLEMA	34
II.3. A BIBLIOGRAFIA	37
II.4. O TRATAMENTO ESTATÍSTICO DOS DADOS	39
II.5. DADOS UTILIZADOS NAS REGRESSÕES LINEARES	45
II.6. O ALGORÍTMO	48
III. O DESENVOLVIMENTO HIDRÁULICO DO ROTOR DE UMA TURBINA FRANCIS	54
III.1. INTRODUÇÃO	54
III.2. A EXECUÇÃO DO ROTOR	54
III.3. ANÁLISE DAS ESTIMATIVAS OBTIDAS	57

ÍNDICE (continuação)

	Página
IV. O LANÇAMENTO DAS SUPERFÍCIES DE FLUXO NO DESENHO	60
V. O CONTROLE DAS LINHAS DE FLUXO ATRAVÉS DAS LINHAS DE POTENCIAL	66
VI. DETERMINAÇÃO DOS ÂNGULOS DAS PÁS	67
VII. DESENVOLVIMENTO EM SUPERFÍCIES CÔNICAS	71
VIII. PROJEÇÃO HORIZONTAL	73
IX. O DESENVOLVIMENTO HIDRÁULICO DO PERFIL DAS PÁS DE UM ROTOR FRANCIS. CONCLUSÃO	78

I. INTRODUÇÃO À TEORIA DAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS

I.1. A EQUAÇÃO FUNDAMENTAL DE EULER

1.1. Considerações sobre o Escoamento numa Máquina Hidráulica

A análise do escoamento de um fluido interno ao rotor de uma máquina hidráulica está sujeita a algumas simplificações, necessárias à própria complexidade do problema.

Estas simplificações estão baseadas no fato experimentalmente comprovado de que o escoamento turbulento de um fluido real se assemelha ao escoamento turbulento de um fluido perfeito, desde que por passagens semelhantes (geometricamente); e em assumir o escoamento interno ao rotor como sendo perfeitamente axissimétrico. Tal é feito imaginando-se um rotor com um número infinito de pás (de espessura nula), o que equivale dizer que a velocidade relativa de uma partícula fluida (\vec{W}) será sempre tangente ao contorno de uma pá, e também a reduzir as discontinuidades dos perfis de velocidade através das pás.

Podemos então, analisando o problema em coordenadas cilíndricas, decompor o movimento absoluto da partícula fluida - caracterizado pela velocidade \vec{C} - em dois componentes. O movimento meridional, restrito a um plano que contém o eixo de rotação (plano meridional), caracterizado pela componente \vec{C}_m da velocidade; e o movimento circunferencial, no qual a partícula realiza uma rotação ao redor do eixo com uma velocidade periférica \vec{C}_v .

Devido à simetria axial do escoamento, relativo ao rotor, as curvas das trajetórias meridionais (restritas aos planos correspondentes), que a uma dada cota z do plano de referência, correspondem a um movimento circunferencial de raio R , serão identicos. Logo tais curvas são geratrizes de superfícies cônicas de revolução concêntricas e o movimento fica portanto caracterizado pelas coordenadas R e Z , não dependendo de θ .

As superfícies de revolução geradas são interrompidas pelos traços do perfil das pás, que determina nelas uma grade de perfis. Além disso, a componente \vec{C}_m da velocidade é assumida uniforme no círculo coaxial com o eixo de rotação e o escoamento pode ser ima

ginando como unidimensional nessas superfícies de revolução. Essa aproximação para o escoamento unidimensional, no entanto, só é válida para situações próximas da de máxima eficiência operacional.

1.2. Equação de Euler para Turbomáquinas Hidráulicas

Podemos obter uma expressão que relacione o momento transmitido pelo rotor ao líquido (ou vice-versa) com a variação da quantidade de movimento do líquido ao atravessar o rotor. Isto será feito para o volume de controle envolvendo o rotor e limitado pelas suas secções de entrada e saída, (1) e (2) respectivamente, conforme indicado na Figura 1b. Se houver coincidência entre o traçado destas secções e os bordos de ataque e de fuga das pás, o resultado desta análise poderá ser aplicado ao seu projeto.

Vamos assumir as hipóteses concorrentes ao escoamento unidimensional, axissimétrico, com as componentes da velocidade C_u e C_m uniformes nas secções de entrada e saída (1) e (2).

Escrevendo a equação do momento da quantidade de movimento em relação ao eixo de rotação \hat{e} , para regime permanente:

$$\sum M_{ext} \hat{e} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{Vc} S(\vec{r} \wedge \vec{v}) dV + \int_{sc} S(\vec{r} \wedge \vec{v})(\vec{v} \times \vec{n}) dA$$

Admitindo fluido incompressível $S = cte$

$$M_{ext} \hat{e} = \underbrace{SC_2 A_2}_{Q_2} \cdot (\underbrace{r_2 C_2}_{Cu_2} \cos \alpha_2) \hat{e} - \underbrace{SC_1 A_1}_{Q_1} (\underbrace{r_1 C_1}_{Cu_1} \cos \alpha_1) \hat{e} \quad \begin{array}{l} r_1 \text{ e } r_2 \text{ + raios} \\ \text{médios das sec.} \\ (1) \text{ e } (2) \end{array}$$

Escrevendo a equação da continuidade para Regime Permanente:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{Vc} S dV + \int_{sc} S(\vec{v} \times \vec{n}) dA \rightarrow 0 = Q_2 - Q_1$$

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

Então temos:

$$M_{ext} = SQ(r_2 Cu_2 - r_1 Cu_1)$$

ou

$$M_{ext} \hat{l} = SQ(r_2 Cu_2 - r_1 Cu_1) \hat{c}$$

Deve-se que M_{ext} corresponde ao momento que o eixo aplica sobre o volume de controle ($M_{A \rightarrow B} = M_{ext}$), uma vez que a superfície de controle é axissimétrica e portanto os momentos causados pelas forças externas normais de contato e pelas forças de campo se anulam por simetria e as forças de atrito são desprezadas nesta análise:

$$M_{A \rightarrow B} = SQ(r_2 Cu_2 - r_1 Cu_1)$$

O momento resultante que o fluido aplica sobre o rotor será:

$$M_{B \rightarrow A} = -M_{A \rightarrow B} = M$$

$$M = SQ(r_1 Cu_1 - r_2 Cu_2) \quad (1)$$

Que corresponde à equação fundamental de Euler para as TMH Cu_1 e Cu_2 são considerados positivos quando coincidem com o sentido da velocidade periférica do rotor ($U = w.r$). Para Cu_1 e Cu_2 positivos teremos:

se $r_1 Cu_1 > r_2 Cu_2$ então $M > 0$ e extrai-se momento do eixo, logo trata-se de uma turbina.

se $r_2 Cu_2 > r_1 Cu_1$ então $M < 0$ e o momento é transmitido para o rotor, logo trata-se de uma bomba.

Deve-se ter em mente que as componentes Cu_1 podem ser negativas e os critérios acima citados devem ser entendidos algebricamente.

Mas a potência total desenvolvida pelo rotor, correspondendo ao produto ($M.w$), deve ser igual à variação total de potência da água que o atravessa ($\gamma.Hr.Q$) - 1ª lei, conservação da energia - Hr é a variação global da carga através do rotor, desprezadas as perdas por atrito, que não foram consideradas na dedução de 1.

Então:

$$Mw = \gamma Q Hr$$

$$Hr = \frac{Q}{\gamma Q} \cdot w (r_1 Cu_1 - r_2 Cu_2) \quad \text{mas} \quad U_1 = w.r_1$$

$$Hr = \frac{1}{g} (U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2) \quad (2)$$

Temos assim:

$$Hr = \frac{1}{g} (U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2) \quad \text{para turbinas}$$

$$Hr = \frac{1}{g} (U_2 Cu_2 - U_1 Cu_1) \quad \text{para bombas}$$

(no sentido de conservar o sinal positivo de Hr)

Quando se pretende relacionar a variação de carga no rotor, consideradas as perdas - situação real H - com a variação correspondente à situação ideal Hr , devemos ter em mente (fazendo $\Delta H =$ perdas).

No caso das Turbinas a carga real H disponível deverá ser maior que a carga ideal Hr , e a diferença entre essas quantidades correspondem às perdas:

$$H - Hr = \Delta H \quad \text{onde} \quad \Delta H > 0 \rightarrow (\Delta H = \text{perdas no rotor, hidráulicas})$$

Por outro lado em uma bomba a carga real gerada deverá ser inferior à carga ideal; da mesma forma a diferença corresponde às perdas.

$$Hr - H = \Delta H \quad \text{onde} \quad \Delta H > 0$$

De uma maneira geral as perdas energéticas globais referem-se a:

- Perdas mecânicas → relativas ao rendimento das transmissões motor-bomba ou turbina-gerador, perdas por atrito nos mancais, sistema de vedação, etc.
- Perdas volumétricas → relativas à vazão de fluido que recircula, no caso das bombas, através das folgas entre o rotor e a voluta, e, no caso das Turbinas, à vazão que passa do distribuidor para o tubo de sucção sem interagir com o rotor, isto é, passa através do selo do anel inferior, no caso das turbinas Francis.
- Perdas hidráulicas → relativas à eficiência hidráulica, decorrem do atrito interno entre o fluido e as paredes das passagens, tanto no caixa como no rotor; e da separação do fluxo, principalmente na entrada do rotor, no bordo de ataque das pás, devido ao seu ângulo de ataque. As perdas devidas à separação do fluxo podem ser evitadas fazendo-se com que a direção da velocidade relativa do fluido à entrada das passagens entre pás seja tangente ao perfil das mesmas, uma vez que essas perdas estão associadas ao fenômeno do choque, sua ausência corresponde à condição de entrada sem choque. No caso das Turbinas esta condição está associada a pontos de operação próximos da região de máximo rendimento.

A eficiência hidráulica é definida como sendo:

Para Turbinas

$$\eta_H = \frac{H_r}{H} = \frac{H - \Delta H}{H}$$

Portanto

$$H = \frac{1}{g\eta_H} (U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2)$$

Para bombas

$$\eta_H = \frac{H}{H_r} = \frac{H}{H + \Delta H}$$

Portanto

$$H = \frac{1}{g\eta_H} (U_2 Cu_2 - U_1 Cu_1)$$

Paralelamente temos: (caso ideal)

$$H_r = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1$$

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \text{carga cinética } H_c$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \text{carga manométrica } H_p$$

$$(Z_2 - Z_1) + \text{diferença de cotas}$$

$$H_g \approx 0$$

Define-se grau de reação como:

$$G_R = \frac{H_p}{H_r}$$

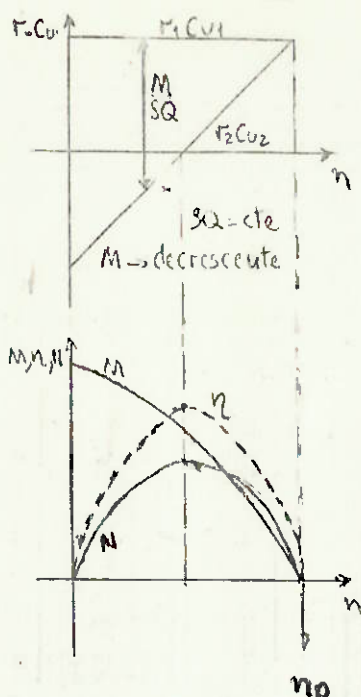
Com a equação fundamental de Euler podemos plotar as curvas de momento, rendimento e potência em função da rotação, respectivamente $M(n)$, $\eta(n)$ e $N(n)$ para carga total H e abertura α constantes. Mas $M = SQ(r_1 Cu_1 - r_2 Cu_2)$, e nessas condições podemos assumir $Q \approx \text{ctr} \cdot r_1 Cu_1 = r_0 Cu_0 = \text{ctr}$ (para α_0 , C_0 , etc, como será vista adiante). Por outro lado $Cu_2 r_2$ depende de n (ver itens 2.1 e 2.3); para $n = 0$, $r_2 Cu_2 \approx -r_1 Cu_1$. Quando n_2 cresce, $r_2 Cu_2$ cresce, passa por $r_2 Cu_2 = 0$ e atinge o valor máximo em $r_2 Cu_2 = r_1 Cu_1$. Assim podemos plotar os gráficos.

$$1 \quad n = 0; \eta = 0; N = 0; M_{\max}, r_2 Cu_2 \approx -r_1 Cu_1$$

$$2 \quad \eta = \eta_{\max}, N = N_{\max}, r_2 Cu_2 = 0$$

$$3 \quad \eta = 0, N = 0, M = 0, r Cu = r Cu; n = n_{\max} = n_0$$

n_0 = rotação de disparo



n_0 - rotação de disparo

1.2. TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE

2.1. Condições do Escoamento entre o distribuidor e o Rotor

Nas Turbinas Francis, como nas demais Turbinas de reação, o escoamento à entrada do rotor tem suas condições determinadas pelo distribuidor.

O distribuidor consiste de um conjunto de perfis-simétricos ou assimétricos - distribuídos em um anel ao redor do rotor, formando uma cadeia. Esses perfis são fixos aos anéis (superior e inferior) por meio de eixos, e seu ângulo de ataque pode ser modificado conjuntamente da rotação destes últimos (fig. 2); assim é possível modificar a abertura do distribuidor, que corresponde ao diâmetro da maior esfera que pudesse passar por ele(a).

A distância entre dois perfis adjacentes, considerada em relação à linha média (L.G. dos eixos) é denominada passo (t) e o comprimento da corda (L), comprimento do perfil. A razão (L/t) indica a "densidade da cadeia", e deve ser sempre maior que a unidade (a densidade utilizada geralmente é de 1,1), para possibilitar o fechamento completo da cadeia.

Fazemos a hipótese de que a cadeia seja suficientemente densa para que ao penetrar no espaço entre o distribuidor e o rotor, secção correspondente ao diâmetro D_{o2} , a velocidade \vec{C}_o da partícula fluida seja tangente à direção determinada pelo ângulo de saída das aletas do distribuidor ($\alpha_o = \alpha_o$).

Conhecendo a vazão em volume Q da Turbina podemos determinar a componente meridional da velocidade, que nesta secção tem direção radial. Assim:

$$\dot{C}_{m_o} = \dot{C}_{r_o}$$

$$C_{r_o} = \frac{Q}{\pi D_{o2} \cdot b_o} \quad \text{onde } b_o \text{ é a altura do distribuidor}$$

Como conhecemos α_o , temos que:

$$C_o = \frac{C_{r_o}}{\sin \alpha_o} \quad e$$

$$C_{u_o} = \frac{C_{r_o}}{\tan \alpha_o} \quad \text{que corresponde à componente tangencial da velocidade.}$$

Tomando o volume de controle correspondente ao espaço intermediário entre o rotor e o anel distribuidor, e admitindo o escoamento sem atrito. Podemos aplicar a equação do momento da quantidade de movimento, para regime permanente, e teremos:

$$\sum M_z = \int_V \rho (\vec{r} \wedge \vec{C}) \cdot (\vec{C} \times \vec{n}) dA = 0$$

Nestas condições não atua no sistema nenhum torque externo, logo:

$$0 = \dot{m} [r_1 C_1 \sin(\pi - \alpha_1) - r_o C_o \sin(\pi - \alpha_o)]$$

$$[r_1 C_1 \cos \alpha_1 - r_o C_o \cos \alpha_o] = 0$$

$$r_1 C_{u_1} = r_o C_{u_o}$$

O que corresponde à condição de vórtice livre ($r_1 = r_0$)

$$\Gamma = \oint_{sc} \vec{V} \times d\vec{s} \Rightarrow \text{circulação}$$

$$\Gamma_1 = 2\pi r_1 C_1 \cos \alpha_1 = 2\pi r_1 C u_1$$

$$\Gamma_0 = 2 r_0 C_0 \cos \alpha_0 = 2\pi r_0 C u_0$$

2.2. Triângulos de Velocidade

A energia do líquido escoando através da máquina é convertida em trabalho mecânico de eixo no rotor por meio da interação entre o escoamento e as pás do rotor, que se constituem na verdade em uma cadeia de perfis, que executa um movimento de rotação em redor do eixo.

O movimento absoluto da água através do rotor é analisado em termos de dois componentes: o movimento relativo e o movimento de arrasto. O primeiro diz respeito ao movimento de uma partícula fluida em relação a um referencial girante, fixo ao próprio rotor, caracterizado pela velocidade relativa (\vec{W}). Já o segundo refere-se a um referencial estacionário e corresponde ao movimento de rotação em torno do eixo, é caracterizado pela componente tangencial da velocidade (\vec{U}), movimento de arrasto.

O movimento absoluto, caracterizado pela velocidade absoluta (\vec{C}) é o resultado da composição destes:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Que é representada pelo triângulo de velocidades:

Os triângulos serão representados em projeção num plano h ao eixo.

A componente meridional da velocidade pode ser aproximada por:

$$C_m = \frac{Q}{F_i}$$

Onde F_i é a soma das áreas das secções transversais das pásagens do rotor normais ao escoamento. Para o caso de uma Turbina Francis temos, considerando a área da secção de entrada do rotor:

$$F_1 = \pi D_{1d} b_d$$

E então

$$C_{m1} = \frac{Q}{\pi D_{1d} b_d}$$

Da condição de vórtice livre, conservação da circulação entre a saída do distribuidor e a entrada do rotor temos:

$$C_{u1} \frac{D_{1d}}{2} = C_{u0} \frac{D_0}{2} \Rightarrow C_{u1} = C_{u0} \frac{D_0}{D_{1d}}$$

Uma vez que conhecemos \vec{C}_{u1} (direção $\parallel \vec{U}_1$; sentido + mesmo que \vec{C}_{u0} , determinado pelo distribuidor; módulo + calculado) e C_{m1} (direção-radial*; sentido + centro do rotor; módulo + calculado), podemos determinar \vec{C}_1 .

$$\vec{C}_1 = \vec{C}_{1m} + \vec{C}_{u1}$$

Fig. 1

Como conhecemos \vec{U}_1 (direção + tangente à circunf. de diâmetro D_{1d} ; sentido $\vec{U}_1 = \vec{r} \wedge \vec{\omega}$, módulo + calculado); podemos plotar o triângulo de velocidades na secção (1) e determinar \vec{W}_1 .

* em relação à apresentação, na realidade a direção de \vec{C}_m é tangente à curva meridiana representada.

Da mesma forma na secção de saída (2) temos:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 dn}{60}$$

$$C_{2m} = \frac{Q}{F_2} \quad F_2 \text{ área da secção de saída do rotor}$$

Se podermos admitir que a cadeia de perfis do rotor seja suficientemente densa, poderemos assumir que a direcção da velocidade do movimento relativo na secção de saída (\vec{W}_2) é tangente à pá:

$$\beta_2 = \beta_2^*$$

Mas

$$C_{m2} = W_{m2} = W_2 \sin \beta_2 \quad (\vec{C}_{m2} \text{ tangente à curva meridiana considerada})$$

$$\text{então } W_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2^*}$$

Conhecendo \vec{U}_2 e \vec{W}_2 podemos plotar o triângulo de velocidades correspondente à secção de saída do rotor, e determinar \vec{C}_2 .
Fig.

Uma conclusão importante que se pode tirar do que foi exposto é que a forma da trajetória absoluta não depende do módulo de \vec{C} , mas da sua direcção (Fig. 4a). Esses triângulos de velocidades poderiam ser plotados, de forma análoga, para secções intermediárias do rotor, determinando assim a trajetória absoluta do escoamento (em termos de sua projeção meridional): Para tanto teríamos U_i , fixado o diâmetro médio da secção D_i ; e deveríamos ter informações sobre a área das passagens F_i e os ângulos dos perfis β_i , para com hipóteses semelhantes as assumidas para a secção (2), calcularmos de forma análoga C_{mi} ; W_i e plotarmos o triângulo para determinar \vec{C}_i .

2.3. Triângulos de Velocidade - Cargas Parciais - Condições de Operação

Da construção dos triângulos de velocidade percebemos que para uma dada abertura do distribuidor - fixado α_0 - a configuração dos triângulos de velocidade, em termos dos ângulos α e β depende da rotação n e da vazão Q . Para examinar a influência desses parâmetros no escoamento vamos fixar a vazão Q e variar a rotação n .

\vec{C}_1 permanecerá constante, uma vez que não depende de n - embora dependa de Q -, mas \vec{U}_1 e consequentemente \vec{W}_1 irão variar. Quando diminuimos a rotação, \vec{U}_1 , de direção fixa, tem seu módulo reduzido e \vec{W}_1 se inclina no sentido da rotação ($\beta_1' > \beta_1^*$). Quando aumentamos a rotação \vec{W}_1 se inclina em sentido contrário ($\beta_1'' < \beta_1^*$). De qualquer forma sempre que temos $\beta_1 \neq \beta_1^*$ o movimento relativo do fluxo não é tangente à pá, o que provoca a separação do escoamento (Fig. 4b) e o aparecimento de vórtices. Tal situação corresponde à ocorrência de choque na entrada do rotor, acarretando perdas adicionais, queda no rendimento hidráulico e possivelmente cavitação. A condição mais favorável corresponde portanto a $\beta_1 = \beta_1^*$, entrada livre de choque, e se situa na região de máxima eficiência.

A velocidade relativa na secção correspondente ao bordo de fuga das pás \vec{W}_2 depende somente da vazão Q e do seu ângulo de saída, sendo portanto independente de n . Podemos perceber nos triângulos de velocidade que com o aumento de n , e consequentemente U_2 , o ângulo α_2 decresce (Fig. 4c). De onde concluímos que:

- 1) Para uma dada vazão Q constante o módulo de \vec{C}_2 depende de n , e seu valor mínimo se dá quando $\vec{C} = \vec{C}_m$, isto é, $\alpha_2 = 90^\circ$ e \vec{C}_2 está contido no plano meridiano correspondente.
- 2) Geralmente à saída do rotor ocorre vórtice, e portanto a circulação não é nula (Fig. 4c) ($\Gamma_2 \neq 0$). Quando temos $\alpha_2 < 90^\circ$ a direção dela coincide com a rotação do rotor, quando $\alpha_2 > 90^\circ$, o sentido é inverso.

A circulação Γ_2 só é nula quando temos $\alpha_2 = 90^\circ$, que é quando o módulo de \vec{C}_2 é mínimo, o que provoca uma diminuição das perdas na saída.

O modo de operação que se caracteriza por uma condição de entrada sem choques e saída com $\alpha_2 = 90^\circ$ correspondia situação de eficiência máxima.

Cabe aqui observar que na realidade a determinação de Cu_2 só pode ser feita de coeficientes empíricos - os coeficientes de velocidade - extrapolados de ensaios e relações de semelhança. Seriam eles:

$$C(u) = \frac{2gH}{U^2} \quad \text{e} \quad \phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}}$$

$$\text{então } C(u) = \frac{1}{\phi^2}$$

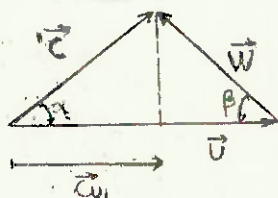
Normalmente a condição de projeto para turbinas é que $Cu_2 = 0$ então da equação fundamental:

$$gH = \eta_H^{-1} \cdot Cu_1 U_1 \quad \text{introduzindo os coeficientes } C(u) \text{ e } \phi \text{ teremos:}$$

$$C(u) = \frac{1}{\phi^2} = 2\eta_H^{-1} \cdot \frac{Cu_1}{U_1} \quad \text{onde } Cu_1/U_1 \text{ seria uma medida da deflexão periférica do escoamento causada pelo rotor.}$$

2.4. A Equação de Bernoulli Escrito para o Movimento Relativo

Uma vez que conhecemos os triângulos de velocidades nas seções de entrada e de saída do rotor (1 e 2 respectivamente), podemos escrever a equação de Bernoulli para o movimento relativo e relacionar a equação fundamental de Euler com os triângulos de velocidade. Da forma geral dos triângulos de velocidade temos:



$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2C_1U_1 \cos \alpha_1$$

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1Cu_1 \Rightarrow \left| \begin{array}{l} 2U_1Cu_1 = C_1^2 + U_1^2 - W_1^2 \quad (a) \\ 2U_2Cu_2 = C_2^2 + U_2^2 - W_2^2 \quad (b) \end{array} \right.$$

analogamente:

$$\text{Fazendo (a) - (b)} \Rightarrow 2(U_1Cu_1 - U_2Cu_2) = (C_1^2 - C_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (W_2^2 - W_1^2)$$

dividindo a igualdade por $2g$

$$\frac{1}{g} (U_1Cu_1 - U_2Cu_2) = \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2g} + \frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2g} + \frac{(W_2^2 - W_1^2)}{2g} = H\eta_H$$

da equação de Euler para turbinas

$$H\eta_H = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$$

então a carga total H está diretamente relacionada com os triângulos de velocidades. De onde podemos concluir que, já que nas turbinas axiais $U_2 = U_1$, elas estão limitadas a cargas menores que as Francis, onde $U_2 \neq U_1$ (quanto maior H , maior D_1/D_2) mas: $H = H_r + \Delta H \Rightarrow H(1 - \eta_H) = \Delta H \Rightarrow H\eta_H = H - \Delta H$ ($\Delta H = \Delta H_{12}$)

$$H = H_c + H_p + (Z_1 - Z_2) \gamma \quad \left| \begin{array}{l} H_c = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} ; H_p = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \end{array} \right.$$

$$\text{então } \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} - \Delta H_{12}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta H_{12} \quad \left| \begin{array}{l} \text{eq. Bernoulli} \\ \text{mov. relativo} \end{array} \right.$$

1.3. ADIMENSIONAIS

Normalmente o projeto de uma turbina é ensaiado na forma de um modelo de laboratório, e os resultados obtidos são então extrapolados para o protótipo. Assim precisam ser observadas condições de funcionamento semelhante, particularmente no que diz respeito à semelhança dinâmica, geométrica e cinemática.

A condição básica de semelhança geométrica entre o modelo e o protótipo, ou entre duas turbinas, é que a configuração geométrica das passagens de água seja semelhante, isto é, que as dimensões dessas passagens sejam proporcionais (para dimensões correspondentes). Teremos portanto ângulos correspondentes iguais e a razão das dimensões correspondentes sendo igual a uma constante:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \delta_{12}; \delta_{21} = \delta_{22}; \dots; \delta_{11} = \delta_{12} & \delta = \text{ângulo geométrico das passagens} \\ \frac{D_{11}}{D_{12}} &= \frac{D_{01}}{D_{02}} = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{01}}{b_{02}} = \frac{a_{01}}{a_{02}} = \dots = \text{cte} \end{aligned} \quad (1)$$

A condição de semelhança cinemática se refere à semelhança da configuração do escoamento através das passagens de água das turbinas consideradas. O que significa que as velocidades e suas componentes, a mesma direção e módulos proporcionais, isto é, que os respectivos triângulos de velocidade sejam semelhantes entre si. Assim:

$$\begin{aligned} \alpha_{i1} &= \alpha_{i2} ; \beta_{i1} = \beta_{i2} \\ \frac{C_{i1}}{C_{i2}} &= \frac{W_{i1}}{W_{i2}} = \frac{U_{i1}}{U_{i2}} = \text{cte} \end{aligned} \quad (2)$$

A condição de semelhança cinemática do escoamento é denominada isogonalidade.

A semelhança dinâmica se refere à igualdade de vários parâmetros - em pontos correspondentes - entre os quais: o número de Reynolds que expressa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas; e o número de Froude que expressa a razão entre as forças de inércia e as forças de gravidade.

Na prática é muito difícil satisfazer simultaneamente a todas as condições de semelhança. Notadamente a igualdade do número de Reynolds é praticamente impossível de ser obtida. Por outro lado é um fato de comprovação experimental que para $R_1 > 10^5$, caso da operação das turbinas, variações do número de Reynolds não alteram significativamente o escoamento. Por outro lado a influência do número de Reynolds na eficiência é analisada por meio de fórmulas empíricas, bem como a diferença de rugosidade entre as superfícies de escoamento do protótipo e do modelo.

Da forma geral dos triângulos de velocidades temos:

$$\frac{C_1}{\text{Sen} \beta_1} = \frac{W_1}{\text{Sen} \alpha_1} = \frac{U_1}{\text{Sen}(\alpha_1 + \beta_1)}$$

$$\frac{C_2}{\text{Sen} \beta_2} = \frac{W_2}{\text{Sen} \alpha_2} = \frac{U_2}{\text{Sen}(\alpha_2 + \beta_2)}$$



$$\text{Então: } C_1 = \frac{U_1 \text{ sen } \beta_1}{\text{sen}(\alpha_1 + \beta_1)} ; \quad C_2 = \frac{U_2 \text{ sen } \beta_2}{\text{sen}(\alpha_2 + \beta_2)}$$

$$W_1 = \frac{U_1 \text{ sen } \alpha_1}{\text{Sen}(\alpha_1 + \beta_1)} ; \quad W_2 = \frac{U_2 \text{ sen } \alpha_2}{\text{Sen}(\alpha_2 + \beta_2)}$$

mas

$$Cu_1 = C_1 \cos \alpha_1 \Rightarrow Cu_1 = \frac{U_1 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}$$

$$Cu_2 = C_2 \cos \alpha_2 \Rightarrow Cu_2 = \frac{U_2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}$$

$$U = W \frac{D}{2} \quad W \rightarrow \text{velocidade angular do rotor, } W = \frac{2\pi n}{60}$$

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{D_2}{D_1} \Rightarrow U_2 = \frac{D_2}{D_1} U_1 = K U_1$$

da equação fundamental de Euler $\eta_H gH (U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2)$

$$\eta_H gH = \frac{U_1^2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\beta_1 + \alpha_1)} - \frac{U_1^2 K^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 + \alpha_2)}$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{\sin(\beta_1 + \alpha_1) \cdot \sin(\beta_2 + \alpha_2)}{\cos \alpha_1 \sin \beta_1 \sin(\beta_2 + \alpha_2) - K^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2 \sin(\beta_1 + \alpha_1)}} \cdot \sqrt{\eta_H gH}$$

Fazendo $(= Ku)$

resulta $U_1 = Ku \sqrt{\eta_H gH}$ analogamente $C_1 = Kc \sqrt{\eta_H gH}$

e $W_1 = Kw \sqrt{\eta_H gH}$

Ora, os coeficientes Ku , Kc e Kw dependem unicamente dos ângulos α e β dos triângulos de velocidades à entrada e à saída do rotor. São portanto iguais para turbinas geometricamente semelhantes operando sob condições de semelhança cinemática (isogonalidade). Consequentemente a velocidade média no escoamento em turbinas homólogas é proporcional a $\sqrt{\eta_H gH}$

Podemos então encontrar as relações entre a rotação, a vazão e a Potência de duas turbinas homólogas:

$$U_1 = Ku \sqrt{\eta g H} = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

Então se considerarmos duas turbinas homólogas a e b, desprezando a diferença entre suas eficiências ($\eta_a \approx \eta_b$):

$$Ku_a = Ku_b \Rightarrow \frac{\pi D_{1a} n_a}{60 \sqrt{\eta_a g H_a}} = \frac{\pi D_{1b} n_b}{60 \sqrt{\eta_b g H_b}}$$

$$\frac{n_a}{n_b} = \frac{D_{1b} \sqrt{H_a}}{D_{1a} \sqrt{H_b}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_a}}{\sqrt{\eta_b}}$$

$$\frac{n_a}{n_b} = \frac{D_{1b} \sqrt{H_a}}{D_{1a} \sqrt{H_b}} \Rightarrow \frac{\sqrt{H_a}}{D_{1a} \cdot n_a} = \frac{\sqrt{H_b}}{D_{1b} \cdot n_b} \quad (3)$$

Z + número de pás

F + área da secção transversal da passagem entre 2 pás (h a velocidade relativa W)

Para a vazão Q + Q = FWZ

$$Q = FWZ = F \cdot Z \cdot Kw \sqrt{\eta g H}$$

Para duas turbinas homólogas temos:

$$Z_a = Z_b \left\{ \begin{array}{l} \frac{Q_a}{Q_b} = \frac{F_a}{F_b} \cdot \frac{\sqrt{\eta_a g H_a}}{\sqrt{\eta_b g H_b}} = \frac{F_a}{F_b} \cdot \frac{\sqrt{H_a}}{\sqrt{H_b}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_a}}{\sqrt{\eta_b}} \end{array} \right.$$

$$Kw_a = Kw_b$$

mas, como a semelhança geométrica garante que a razão de dimensões correspondentes é igual a uma constante (3.1)

$$\text{Temos: } \frac{F_a}{F_o} = \frac{b_{a1}}{b_{1b}} \cdot \frac{D_{1a}}{D_{1b}} = \frac{D_{1a}}{D_{1b}} \cdot \frac{D_{1a}}{D_{1b}} = \frac{D_{1a}^2}{D_{1b}^2}$$

$$\text{então: } \frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{1a}^2 \sqrt{H_a}}{D_{1b}^2 \sqrt{H_b}} \Rightarrow \frac{Q_a}{D_{1a}^2 \sqrt{H_a}} = \frac{Q_b}{D_{1b}^2 \sqrt{H_b}} \quad (4)$$

Para a Potência: $N = \delta Q H \eta$

então para as turbinas homólogas a e b: $(\eta_a \approx \eta_b)$

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{Q_a H_a}{Q_b H_b} = \frac{H_a}{H_b} \cdot \frac{D_{1a}^2 \sqrt{H_a}}{D_{1b}^2 \sqrt{H_b}} = \frac{D_{1a}^2 H_a^{3/2}}{D_{1b}^2 H_b^{3/2}}$$

$$\frac{N_a}{D_{1a}^2 H_a^{3/2}} = \frac{N_b}{D_{1b}^2 H_b^{3/2}} \quad (5)$$

Tomando a igualdade (3), elevando ao quadrado e multiplicando membro a membro pela aceleração da gravidade g :

$$(g) \cdot \left[\frac{\sqrt{H_a}}{D_{1a} n_a} \right]^2 = \left[\frac{\sqrt{H_b}}{D_{1b} n_b} \right]^2 - (g) \quad ; \quad W = \frac{2\pi n}{60}$$

$$\frac{gH_a}{D_{1a}^2 n_a^2} = \frac{gH_b}{D_{1b}^2 n_b^2} \iff \frac{gH_a}{D_{1a}^2 W_a^2} = \frac{gH_b}{D_{1b}^2 W_b^2} \quad (6)$$

$\frac{gH}{D_1 \cdot W^2}$ é definido como coeficiente de energia C_E

Da mesma forma, tomando a igualdade (4)

$$\frac{Q_a}{D_{1a} \sqrt{H_a}} = \frac{Q_b}{D_{1b} \sqrt{H_b}} \Rightarrow \frac{\sqrt{H_a}}{\sqrt{H_b}} = \frac{D_a D_{1b}^2}{D_{1a}^2 Q_b}$$

mas (3) vem que: $\frac{\sqrt{H_a}}{\sqrt{H_b}} = \frac{D_{1a} n_a}{D_{1b} n_b} = \frac{Q_a D_{1b}^2}{Q_b D_{1a}^2}$

então: $\frac{Q_a}{D_{1a}^3 n_a} = \frac{Q_b}{D_{1b}^3 n_b} \Rightarrow \frac{Q_a}{D_{1a}^3 W_a} = \frac{Q_b}{D_{1b}^3 W_b}$ (7)

$\frac{Q}{D_1^3 W}$ é definido como coeficiente de vazão $\underline{C_Q}$

E finalmente, da igualdade (5)

$$\frac{N_a}{D_{1a}^2 H_a^{3/2}} = \frac{N_b}{D_{1b}^2 H_b^{3/2}} \Rightarrow \left(\frac{H_a}{H_b}\right)^{3/2} = \frac{N_a D_{1b}^2}{D_{1a}^2 N_b}$$

de (6) vem: $\frac{H_a}{H_b} = \frac{D_{1a}^2 n_a^2}{D_{1b}^2 n_b^2} \Rightarrow \frac{N_a D_{1b}^2}{N_b D_{1a}^2} = \frac{D_{1a}^3 n_a^3}{D_{1b}^3 n_b^3}$

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{N_a}{D_{1a}^5 n_a^3} = \frac{N_b}{D_{1b}^5 n_b^3} \cdot \frac{1}{\rho} \Rightarrow \frac{N_a}{\rho D_{1a}^5 W_a^3} = \frac{N_b}{\rho D_{1b}^5 W_b^3}$$
 (8)

$\frac{N}{\rho D_1^5 W^3}$ é definido como coeficiente de Potência $\underline{C_N}$

mas $N = M.W$ então $\frac{MW}{\rho D_1^5 W^3} \Rightarrow \frac{M}{\rho D_1^5 W^2} \cdot \frac{W}{W} = C_M = C_N$

onde C_M é o coeficiente de momento $M \rightarrow$ torque no eixo

$$C_M = C_N$$

E ainda $N = \gamma Q H \eta$, para turbinas:

$$C_N = \frac{N}{\rho D^5 W^3} = \frac{\gamma Q H \eta}{\rho D^5 W^3} = \frac{gH}{D^2 W^2} \cdot \frac{Q}{D^3 W} \cdot \eta = C_E \cdot C_a \cdot \eta$$

3.1. Parâmetros Reduzidos - ou Unitários

Para a completa caracterização de uma turbina seria vantajoso se pudessemos utilizar parâmetros relativos à vazão, rotação e potência, que possuíssem as dimensões das grandezas correspondentes, no sentido de se ter idéia "física" das mesmas, o que não ocorre no caso dos adimensionais. Nesse sentido é prática comum referir-se os parâmetros de uma dada turbina a uma outra, que funcionasse sob condições de semelhança, a uma carga $H = 1$ m e cujo diâmetro do rotor fosse $D = 1$ m. Assim definiremos em seguida os parâmetros: rotação reduzida n'_1 ; vazão Q'_1 ; e potência reduzida N'_1 . Deve ser ressaltado que não são consideradas variações de rendimento entre a turbina e sua "correspondente reduzida"; podem, por outro lado, ser consideradas variações de rendimento entre o protótipo da turbina e seu modelo, que provocariam variações entre os parâmetros reduzidos calculados para um e para outro. Relações para este fim podem, no entanto, ser prontamente obtidas a partir das igualdades (6), (7) e (8)*, no presente trabalho nos limitaremos a apresentá-las.

$$\text{De (3) vem que: } \frac{n_a}{n_b} = \frac{\sqrt{H_a} D_{1b}}{D_{1a} \sqrt{H_b}}$$

* ou mesmo das igualdades (3), (4), (5), substituídas as relações $n(n'_1)$, $Q(Q'_1)$, $N(N'_1)$.

Substituindo os valores: $n_a = n'_1$; $n_b = n$ (*)

$$H_a = 1 \text{ m} ; H_b = H$$

$$D_{1a} = 1 \text{ m} ; D_{1b} = D$$

$$\frac{n'_1}{n} = \frac{D}{1} \frac{\sqrt{1}}{\sqrt{H}} \Rightarrow n'_1 = \frac{n D}{\sqrt{H}} \quad (9)$$

Considerando a diferença $\eta_m \neq \eta_p$ $n'_{1p} = n'_{1m} \left(\frac{\eta_p}{\eta_m} \right)^{1/2}$

$$\text{De (4) vem: } \frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{1a}^2 \sqrt{H_a}}{D_{1b}^2 \sqrt{H_b}}$$

Substituindo os mesmos (*), além de: $Q_a = Q'_1$; $Q_b = Q$

$$\frac{Q'_1}{Q} = \frac{1 \sqrt{1}}{D^2 \sqrt{H}} \Rightarrow Q'_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (10)$$

$$\text{De (5) vem: } \frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{1a}^2 H_a^{3/2}}{D_{1b}^2 H_b^{3/2}}$$

Substituindo os mesmos valores (*) além de: $N_a = N'_1$; $N_b = N$

$$\frac{N'_1}{N} = \frac{1^2 1^{3/2}}{D^2 H^{3/2}} \Rightarrow N'_1 = \frac{N'_1}{D^2 H^{3/2}} \quad (11)$$

Considerando a diferença $\eta_m \neq \eta_p$ $Q'_{1p} = Q'_{1m} \left(\frac{\eta_p}{\eta_m} \right)^{1/2}$

$$N'_{1p} = N'_{1m} \left(\frac{\eta_p}{\eta_m} \right)^{3/2}$$

Portanto são válidas as relações:

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{Q} ;$$

$$Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H} ;$$

$$N = N'_1 D_1^2 D_1^2 H \sqrt{H} .$$

3.2. A Rotação Específica

A rotação específica de uma turbina n_s seria numericamente igual à rotação de uma turbina do mesmo tipo, funcionando sob condições de semelhança, mas submetida a uma carga $H = 1$ m e fornecendo uma potência $N = 1$ h.p. (desprezadas as dif. de influências)

$$\text{Assim da igualdade (3): } \frac{n_a}{n_b} = \frac{D_{1b} \sqrt{H_a}}{D_{1a} \sqrt{H_b}}$$

$$\text{Substituindo } n_b = n_s ; n_a = n (*)$$

$$H_b = 1 \text{ m} ; H_a = H$$

$$\frac{n}{n_s} = \frac{D_{1b} \sqrt{H}}{D_{1a}} \Rightarrow n_s = \frac{D_{1a}}{D_{1b}} \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \quad (12)$$

mas da igualdade (5):

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{1a}^2 H_a^{3/2}}{D_{1b}^2 H_b^{3/2}}$$

Fazendo as substituições (*) além de: $N_b = 1$ h.p

$$N = \frac{D_{1a}^2}{D_{1b}^2} \cdot H \cdot \sqrt{H} \Rightarrow \frac{D_{1a}}{D_{1b}} = \sqrt{\frac{N}{H \sqrt{H}}} \quad (13)$$

substituindo (13) em (12) vem:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H^4 \sqrt{H}} \quad \left\{ \begin{array}{l} n \rightarrow \text{rotação (rpm)} \\ N \rightarrow \text{potência (hp)} \end{array} \right.$$

substituindo as expressões das quantidades unitárias teremos:

$$n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 n} \quad Q'_1 = [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\text{mas: } \frac{C_Q^{2/4}}{C_E^{3/4}} = \left(\frac{Q^2}{W^2 D^6} \cdot \frac{W^6 D^6}{E_O^3} \right)^{1/4} = \left(\frac{W^4 Q^2}{(gH)^3} \right)^{1/4} = \frac{W \cdot \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = C_W \quad (14)$$

C_W é definido como sendo coeficiente de rotação, e é análogo ao n_s .

Da mesma forma definiu-se o coeficiente de diâmetro C_D

$$C_D = \left(\frac{C_E}{C_a^2} \right)^{1/4} = \left(\frac{gH}{W^2 D^2} \cdot \frac{W^2 D^6}{Q^2} \right)^{1/4} = \left(\frac{D^4 gH}{Q^2} \right)^{1/4} = \frac{D \sqrt[4]{gH}}{\sqrt{Q}}$$

$$C_D = \frac{D \sqrt[4]{gH}}{\sqrt{Q}}$$

Uma vez que esses parâmetros * variam com a condição de operação; adotou-se a prática de calculá-los para o ponto de máxima eficiência operacional (algumas vezes para as condições normais de operação).

Para dados N e H, um aumento na rotação específica n_s permite uma sensível diminuição nas dimensões da turbina, no seu peso, e, além disso, rotações mais altas (uma mesma potência é conseguida com um menor torque).

* (n_s , C_W , C_D)

Da fórmula (14) percebemos que os aumentos na rotação específica podem ser conseguidas pelo aumento da rotação unitária n'_1 ou da vazão unitária Q'_1 . O aumento da rotação específica n_s via aumento da vazão unitária Q'_1 é o método mais conveniente, porque desta maneira o diâmetro é reduzido proporcionalmente à raiz quadrada de Q'_1 e a rotação acrescida proporcionalmente a n_s .

$$Q = Q'_1 D^2 \sqrt{H} \quad ; \quad n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta}$$

$$D = \sqrt{Q / (H^{1/4} \cdot \sqrt{Q'_1})}$$

A rotação específica n_s permite ainda a comparação de classes e séries diferentes de turbinas; dela dependem também o tipo de turbina e as dimensões do rotor a ser utilizado em determinada instalação.

No caso das turbinas Francis a n_s varia entre:

$$80 \leq n_s \leq 400 \quad (\text{rpm})$$

1.4. O PROCESSO DE SELEÇÃO DA TURBINA FRANCIS

Para dados: carga de projeto (H_d); carga máxima (H_{\max}) e carga mínima (H_{\min}); potência requerida de projeto (N_d) e elevação absoluta do reservatório de baixo nível (v). Os valores n'_1 , Q'_1 e o coeficiente de cavitação de Thoma) podem ser obtidos de tabelas de Fabricantes que os relacionam com a carga máxima, além de fornecer as dimensões relativas principais ($\vec{b}_0 = b_0/D_1$; $\vec{D}_2 = D_2/D_1$).

- 1) O tipo de turbina é determinado principalmente pela carga máxima H_{max} .
- 2) A vazão do projeto Q_d é determinada pela potência M_d e pela carga de projeto H_d

$$Q_d = \frac{N_d}{S_g H_d \cdot \eta} \quad \text{onde o rendimento é assumido } \eta = 0,9 \rightarrow 0,92$$

- 3) O diâmetro da turbina D_1 é calculado:

$$D_1 = \left[\frac{Q_d}{Q'_{1d} \sqrt{H_d}} \right]^{1/2}$$

Para o caso das Turbinas Francis Q'_{1d} é calculado para uma potência correspondente a $(0,95 N_{max})$.

Assumindo Q'_{1d} é calculado D_1 , deve-se encontrar o diâmetro mais próximo de uma série normalizada.

- 4) A rotação da Turbina é calculada por: $n = \frac{n'_{1d} \sqrt{H_d}}{D_1}$

Onde a rotação reduzida n'_{1d} é encontrada de Tabelas do fabricante próximo do ponto de ótimo.

Uma vez calculado n , devemos encontrar a rotação síncrona mais próxima do valor encontrado ($n_s \approx n$).

$$n_s = \frac{7200}{P} \quad \rightarrow \quad \text{onde } P \text{ é o número de polos do gerador}$$

frequência da rede $\rightarrow 60 \text{ Hz}$

- 5) A carga de sucção H_s permissível é calculada por:

$$H_s \leq 10 - \frac{V}{900} - \sigma H_d$$

Deve-se ter em mente que o fornecido pelas tabelas não foi calculado com coeficiente de segurança.

- 6) As dimensões básicas da turbina são determinadas a partir de D_1 , através das dimensões relativas, fornecidas em tabelas do fabricante.
- 7) O peso aproximado da turbina também pode ser encontrado a partir de fórmulas empíricas apresentadas pelo fabricante, como por exemplo:

$$G_r = (0,55 \leftrightarrow 0,65) \cdot D_1^3 \quad \text{Para o rotor de uma turbina Francis.}$$

- 8) Selecionada a turbina, em termos de D_1 , n , N_d , H_d , H_{\max} e H_{\min} , pode-se plotar no diagrama universal desta área que corresponde aos pontos de utilização:

$$n'_{1d} = \frac{nD}{\sqrt{H_d}} ; n'_{1\min} = \frac{nD}{\sqrt{H_{\max}}} ; n'_{1\max} = \frac{nD}{\sqrt{H_{\min}}}$$

$$Q'_{1H_{\max}} = \frac{Q_{H_{\max}}}{D_1^2 \sqrt{H_{\max}}} \quad \text{onde} \quad Q_{H_{\max}} = \frac{nD}{S_g H_{\max} n}$$

Uma situação vantajosa ocorre quando a área de rendimento máximo se encontra inteiramente dentro da área de utilização.

Deve-se observar que o tipo de turbina a ser utilizado em uma determinada instalação por este método deve estar de acordo com o diagrama que fornece a rotação específica n_s em função da carga de projeto H_d , fornecido pelo fabricante, apresentando curvas ajustadas $n_s = F(H_d)$, para os diferentes tipos de turbinas (sobre dados empíricos)

(m)

Ex.: Turbina Francis

$$n_s = \frac{2600}{H^{0,5}} \quad (40 < H_d < 150)$$

$$n_s = \frac{4400}{H^{0,6}} \quad (150 < H_d < 500)$$

$$n = \frac{n \sqrt{N}}{H^{5/4}}$$

(G.I. Kriv chenKo)

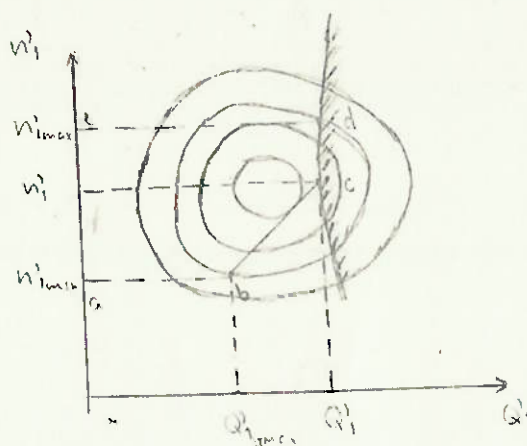
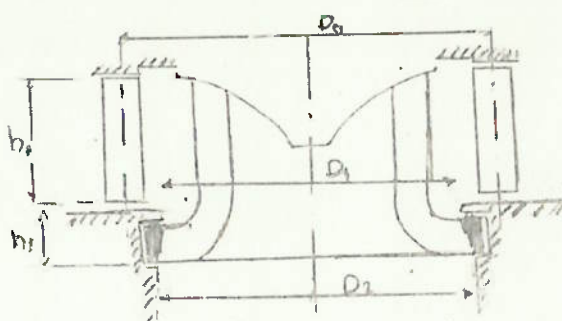


Diagrama universal

área de utilização delimitada pelos pontos a, b, c, d, e.

Dimensões principais de um rotor Francis



Dimensões relativas

$$\bar{b}_0 = b_0/D_1$$

$$\bar{D}_0 = D_0/D_1$$

$$\bar{D}_2 = D_2/D_1$$

Figura 2a

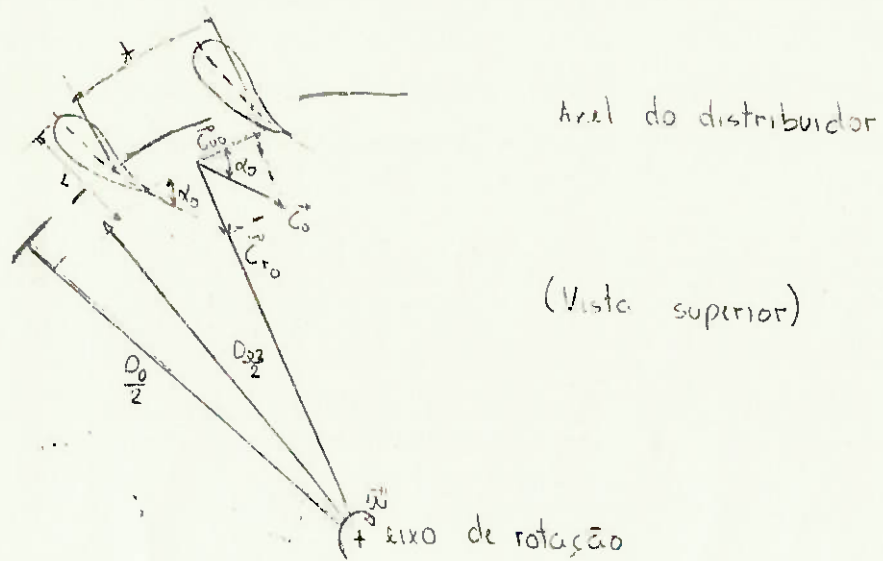


Figura 2b

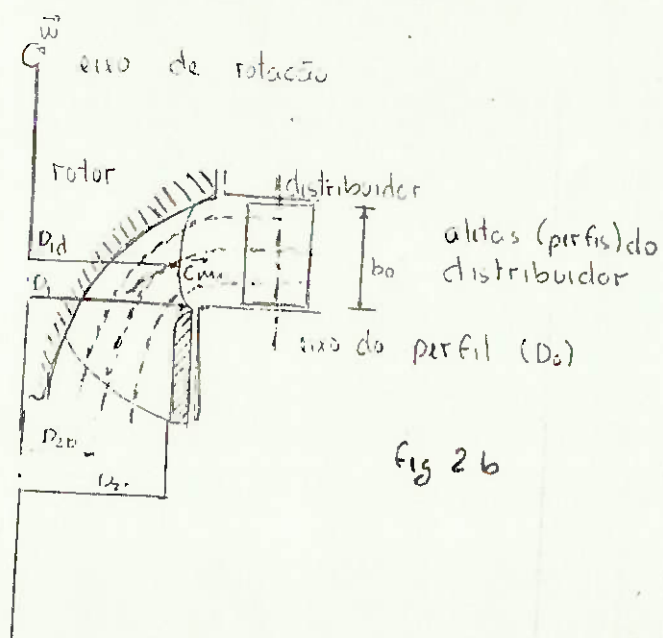


fig 2 b

Figura 3a

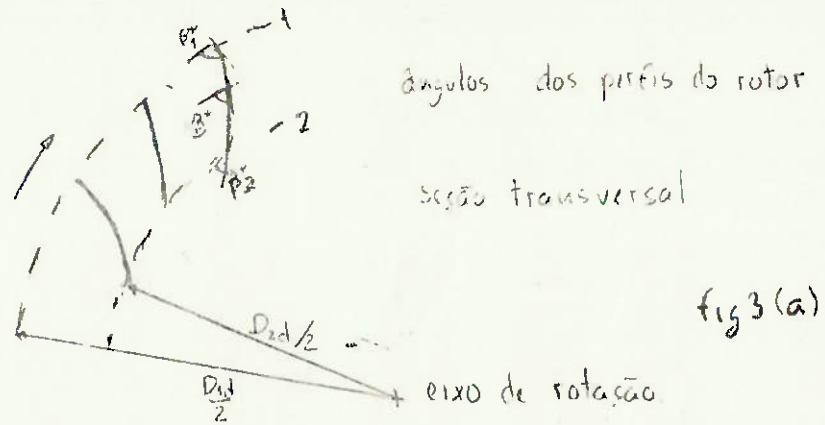


Figura 3b

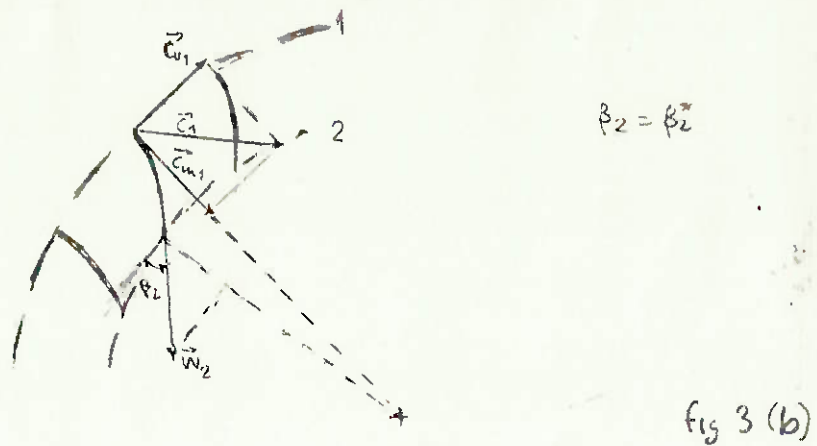


Figura 3c

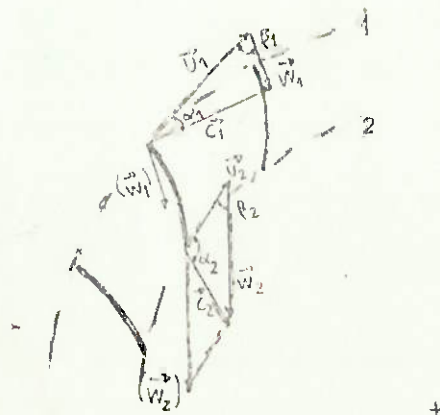
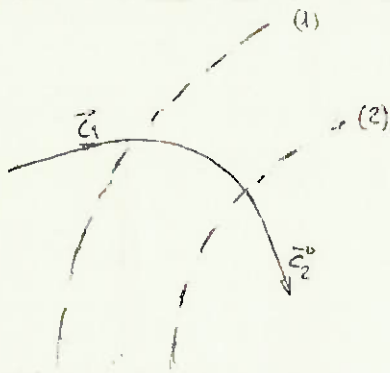


Figura 4a

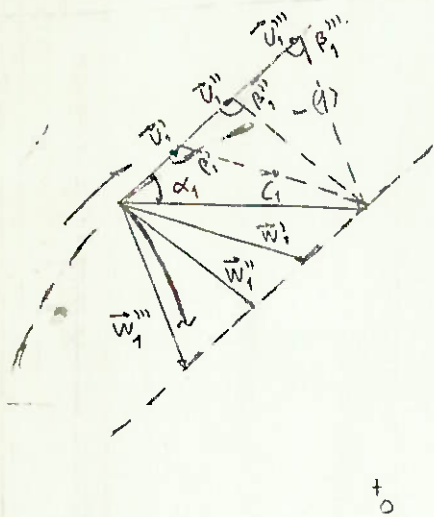


trajetória absoluta, resultante
da composição dos movimentos

t_0 eixo de rotação

fig 4a

Figura 4b



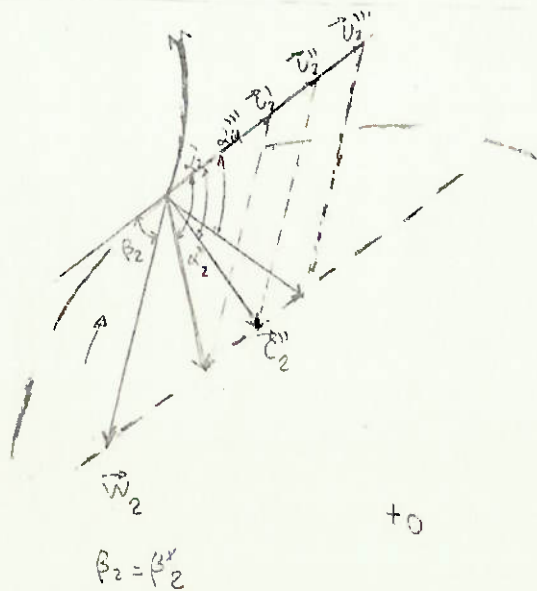
$\beta_1 < \beta_1^*$

ocorrência de vórtices para $\beta_1 \neq \beta_1^*$



$\beta_1 > \beta_1^*$

fig 4b



t_0

fig 4.c

11. O PROCESSO DE SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UMA TURBINA FRANCIS. DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORÍTMO

11.1. INTRODUÇÃO

O algoritmo aqui desenvolvido visa a obtenção de estimativas confiáveis para as dimensões principais de uma Turbina Francis, utilizando somente as grandezas adimensionais relacionadas, e com base na experiência acumulada no projeto de unidades já existentes.

Procuramos relatar o processo de desenvolvimento aqui empreendido respeitando a ordem de suas diferentes etapas, da elaboração do problema a obtenção do algoritmo na sua forma final, deixando em aberto para eventuais correções e futuras otimizações.

11.2. ELABORAÇÃO DO PROBLEMA

O parâmetro rotação específica, referido a vazão n_g , ou referido à Potência n_s , caracteriza uma Turbina em termos de sua carga nominal (H_n), sua Potência (P) - no caso de n_s -, ou sua vazão (Q) no caso de n_g -, e sua rotação n , em ambos os casos. Por outro lado, não envolve nenhuma dimensão geométrica. Sua definição seria:

$$n_g = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \text{e} \quad n_s = \frac{n \sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Ora, a carga nominal, a Potência de projeto, e a vazão de projeto são condições características de uma instalação, para a qual se pretenda selecionar uma Turbina. Então se pudessemos dispor de uma estimativa da rotação específica referida unicamente à carga H_n , por exemplo, poderíamos, com H_n , n_g ou n_s , P ou Q (respectivamente), calcular a rotação efetiva dessa Turbina e ajustá-la a uma rotação síncrona convenientemente próxima. Recalculando os parâmetros envolvidos (n_s ou n_g) e observando seu erro em relação à estimativa inicial, estaríamos definindo um procedimento iterativo de Projeto. Nessa seqüência básica é que se constitui o algoritmo aqui desenvolvido.

A determinação de uma relação entre n_g (ou n_s) e H_n é conseguida através do tratamento estatístico desses dados em uma amostra de instalações já construídas, que fornece curvas $H_n \times n_g$ ou $H_n \times n_s$ - aqui entra o conhecimento acumulado ao longo dos anos, no projeto de outras unidades. No caso presente a amostra é constituída exclusivamente por turbinas Francis, e portanto a rotação específica de uma Turbina desse tipo, para dadas condições de operação, torna-se necessário então verificar a aplicabilidade desse tipo de rotor para estas condições. E isso é feito testando-se se essa rotação específica pertence ao intervalo de rendimentos ótimos do modelo de rotor Francis - este intervalo fica determinado no diagrama $\eta \times n_g$ (ou n_s), para os diversos tipos de rotores.

Uma vez feita essa verificação, estariam determinados os parâmetros de rotação específica, rotação e número de pares de polos do gerador. O próximo passo seria, naturalmente, a caracterização das dimensões geométricas principais da Turbina. O que pode ser através de um parâmetro que envolva uma dimensão característica, no caso o diâmetro do rotor D - a secção transversal a que corresponde esse diâmetro D varia entre as referências bibliográficas; no caso específico daquela que foi utilizada, esse diâmetro corresponde ao da secção de saída do rotor.

Os parâmetros que poderiam ser utilizados correspondem à velocidade angular unitária (W_{11}) ou ao coeficiente de velocidade periférica (K_u), definidos respectivamente como:

$$W_{11} = \frac{WD}{\sqrt{H_n}} \quad ; \quad K_u = \frac{\pi D n}{60 \sqrt{2gH_n}} \quad (*)$$

$$(*) \text{ uma vez que } W = \frac{2\pi n}{60} \quad ; \quad U = \frac{WD}{2} = \frac{\pi D n}{60} \quad ; \quad K_u = \frac{U}{\sqrt{2gH}}$$

De maneira análoga, ou seja, através do tratamento estatístico dos dados, podem ser obtidas curvas ajustadas a n_s ou n_g e K_u ou W_{11} , como por exemplo as curvas $K_u \times n_s$, encontradas na bibliografia. Com estas curvas poderiam-se obter estimativas para K_u , ou W_{11} , a partir da rotação específica, e, conhecidos H_n , g , n , determinar D - o diâmetro característico do rotor.

Com relação às demais dimensões geométricas da Turbina de finidas as dimensões relativas, que nada mais são do que as razões entre os valores efetivos dessas dimensões e o valor do diâmetro nominal D. E a estas e a rotação específica é que são ajustadas curvas.

Por exemplo, para uma dada dimensão L teremos:

$$\bar{L} = \frac{L}{D} ; \text{ procura-se então obter, a partir da amostra, uma curva do}$$

tipo $\bar{L} \times ng$, ou mesmo $\bar{L} \times ns$.

Pode-se entender essa mudança de variável como uma forma de obter uma linearização da função $L = (ns)$, na medida em que o conceito de proporção entre a dimensão característica do rotor e as demais dimensões está ligado à forma e ao tipo do rotor, no sentido em que ele pode ser de uma Francis rápida, média, ou ainda lenta, o que afinal está relacionado com a sua rotação específica. Assim teríamos, pelo menos a princípio, uma direção para o tratamento estatístico dos dados da amostra, qual seja: a rotação específica; que expressa a relação entre n, H_n , P ou Q (ng ou ns), indica a forma e o tipo do rotor, que ficam estabelecidos através de suas proporções \bar{L} .

Enfim, uma vez definidas a rotação específica (ns ou ng) e a dimensão característica D; teríamos condições de estimar \bar{L} , através das curvas ajustadas $\bar{L} = f(ns)$ ou $\bar{L} = y(ng)$, e obter L por: $L = \bar{L}.D$.

Da mesma forma poderíamos estimar o coeficiente de cavitação de Thoma (σ) por meio de curvas ajustadas a este parâmetro e a rotação específica. E, uma vez conhecida a altitude de implantação da unidade (v , em relação ao nível do mar), como um dado de projeto, seria possível determinar a altura de sucção máxima permitida (h_s), pela fórmula:

$$h_s \leq 10 - \frac{v}{900} - \sigma.H_n$$

Já a rotação de disparo não é relacionada a rotação específica diretamente, mas em termos da razão entre seu valor e o da rotação, isto é, através de curvas do tipo $\frac{nf}{n} = g(ns)$, onde nf , n e ns são respectivamente: a rotação de disparo propriamente dita, a rotação e a rotação específica (referida à Potência). Portanto uma vez estimada a razão $\frac{nf}{n}$, conhecida a rotação n , a rotação de disparo fica determinada.

II.3. A BIBLIOGRAFIA

Dentro da bibliografia consultada 2 obras se constituem na base deste trabalho. Uma delas seminário sobre Turbinas Francis realizado pelo Voith no ano de 1976, mais especialmente o artigo sobre dimensionamento e seleção dessas Turbinas, de autoria do Eng^o Peter Ullith. A outra seria o artigo sobre dimensionamento de Turbinas Francis, publicado por F de Siervo e F. de Leva, na revista Water Power and Dam Construction (August 1976).

Em verdade ambos os artigos são essencialmente equivalentes quanto ao procedimento de seleção, que procuramos apresentar resumidamente acima. Por outro lado eles diferem entre si, na medida em que o primeiro faz uso do parâmetro de rotação específica referido a vazão ng , enquanto que o segundo se utiliza da rotação específica referida à Potência ns - nos dois parâmetros que envolve a dimensão característica da turbina é o coeficiente de velocidade periférica K_u .

Uma outra diferença básica entre eles diz respeito ao tipo de "conhecimento anterior" que é empregado, isto é, enquanto que no seminário da Voith os diagramas que relacionam as dimensões relativas com a rotação específica ($\bar{L} \times ng$) referem-se exclusivamente aos dados de Projeto de Turbinas projetadas e fabricadas pela própria Voith; no artigo da Water Power D.C. esses dados referem-se a Turbinas Francis de eixo vertical, construídas por diversos fabricantes, no período compreendido entre 1960 e 1975. Tais informações receberam, portanto, um tratamento unicamente estatístico.

Além disso, o artigo da Water Power D.C. apresentava as expressões das curvas de amostra, o que, é claro, tornava as aplicáveis a um programa de computador. Por esse motivo lhe foi dada a preferência, em relação ao seminário, para a elaboração do algoritmo - uma vez que este último apresentava apenas os diagramas.

De acordo com o que foi exposto anteriormente sobre o processo de seleção, ficou estabelecido que num primeiro passo obtinha-se uma estimativa da rotação específica, a partir da carga nominal, e então se procurava ajustar esta a uma rotação síncrona. Pois bem, ambas as referências percorrem esse caminho, e por isso apresentam diagramas que relacionam H_n e n_s , e mesmo no seminário isso é feito para uma amostra que não envolve apenas Turbinas Francis da Voith. Mas neste último não é ajustada uma curva aos pontos obtidos, ao invés disso procurou-se delimitar sua região de ocorrência, através de um parâmetro definido como $K \frac{A}{n_g} H_n^{1/2}$, cujos valores representam retas paralelas no diagrama $H_n \times n_g$. No artigo da Water Power D.C. a amostra foi dividida em 3 grupos diferentes, classificados pelo período em que foram construídas as Turbinas que os compõem, a cada um desses grupos é ajustada uma curva. Cabe aqui um comentário quanto ao tipo de linearização que se impôs a função $n_s = f(H_n)$ neste último, isto é, uma função do tipo $n_s = C_1 H_n^{C_2}$ (onde C_1 e C_2 são constantes) era esperada, e foi feita uma regressão linear para uma função do tipo $\ln n_s = \ln C_1 + C_2 \ln H_n$. Isto equivale a representação do diagrama $H_n \times n_g$ em papel di-log pela Voith, além das retas paralelas $\ln n_g = \ln K - \frac{1}{2} \ln H_n$.

Ora, com essa medida fica bastante evidente, pelas próprias posições relativas dessas três curvas, que a evolução tecnológica tem se caracterizado pelo aumento da rotação específica para uma mesma carga nominal, possibilitando dessa forma uma diminuição sensível no tamanho das unidades, conforme foi colocado em ambas as referências. Assim é possível construir um critério de seleção que privilegie uma estimativa da rotação específica a partir da curva mais recente (no caso do artigo da WPDC), utilizando as mais antigas apenas no caso do ajuste não ser possível pela primeira. Teríamos então uma Turbina selecionada de acordo com critérios tecnologicamente mais avançados.

Outras referências bibliográficas foram utilizadas no trabalho, entre elas os livros: Hydro turbines (N.N. Kovalev) e Hydraulic Machines (G.I. Kriuchenko), além da apostila de Máquinas Hidráulicas (Fac 3 Turbinas), elaborado por alunos da EPUSP, sob a orientação do Prof. Dr. E. Koelle. Estas referências apresentam, no entanto, o procedimento geral de dimensionamento, incluindo a determinação do tipo de rotor, sob um enfoque mais teórico, tendo sido de grande valia para a compreensão destes aspectos. Por outro lado não apresentam dados específicos da Turbina Francis a níveis de detalhamento e operacionalidade necessários aos nossos propósitos. Neste último caso enquandram-se os autores Russos que embora apresentassem informações detalhadas, o faziam sob a forma de tabelas e abacos normalizados, de difícil aplicação, portanto, neste caso.

É preciso esclarecer ainda um outro aspecto sobre o trabalho, qual seja, o que é feito aqui difere basicamente do procedimento adotado nas referências supracitadas, onde se procurava selecionar-se primeiramente o tipo de rotor empregado para as condições dadas, então determinar suas dimensões. Este algoritmo se presta à seleção e dimensionamento de Turbinas Francis, exclusivamente, e ele conduzirá a seleção de uma Turbina desse tipo, em termos de sua rotação específica, para as condições dadas; em seguida será feita uma verificação sobre se esta rotação específica se encontra no intervalo de rendimentos ótimos correspondentes, que fica determinado no diagrama $\eta \times n_s$. A execução da parte correspondente ao dimensionamento só prosseguirá em caso afirmativo.

II.4. O TRATAMENTO ESTATÍSTICO DOS DADOS

Este trabalho baseou-se efetivamente no artigo publicado na Water Power and D.C., até mesmo pela disponibilidade das expressões das curvas ajustadas. Conforme fica claro no próprio artigo, essas curvas foram obtidas por um processo de regressão simples, mas que envolveu textos com dez tipos diferentes de funções, tendo sido escolhidas apenas aquelas que resultaram nos melhores coeficientes de correlação.

As expressões foram apresentadas juntamente com seus respectivos coeficientes de correlação r , bem como com os valores do desvio padrão de cada curva, que corresponderia ao desvio padrão residual.

Conforme foi explicado anteriormente, o procedimento de seleção se baseia numa primeira estimativa da rotação específica, no caso ns , referida à carga nominal H_n . Também já foi dito que esta estimativa é obtida através de uma curva ajustada estatisticamente aos dados da amostra, no caso uma regressão linear do tipo: $\ln ns = \ln C_1 + C_2 \ln H_n$ $ns = C_1 \cdot H_n^{C_2}$ (C_1 e C_2 são ctes). E o resultado dessa regressão seria composto pelas seguintes curvas:

$$ns = 2959 \cdot H_n^{-0,625} \quad \text{período 1960 - 1964}$$

$$r = -0,94 ; s = 52,6$$

$$ns = 3250 H_n^{-0,625} \quad \text{período 1965 - 1969}$$

$$r = -0,97 ; s = 30,2$$

$$ns = 3470 H_n^{-0,625} \quad \text{período 1970 - 1975}$$

$$r = -0,95 ; s = 39,8$$

O que corresponde, para as funções linearizadas, a três retas paralelas:

$$\ln ns = \ln (2959) - 0,625 \ln H_n$$

$$\ln ns = \ln (3250) - 0,625 \ln H_n$$

$$\ln ns = \ln (3470) - 0,625 \ln H_n$$

$$y = \ln ns ; x = \ln H_n \Rightarrow y = a + bx$$

Tal fato nos parece bastante interessante, uma vez que a regressão foi aplicada a 3 amostras distintas e teoricamente independentes, e este tipo de ocorrência estaria condicionado a razões determinísticas. De qualquer forma seriam estas relações as efetiva

mente utilizadas na elaboração do algoritmo. Entretanto, dada a disponibilidade de uma tabela apresentando os dados correspondentes à carga nominal H_n , capacidade P e rotação n , das unidades pesquisadas, nos foi possível calcular os respectivos valores da rotação específica n_s , e então tentar obter relações semelhantes às aquelas apresentadas. As novas curvas foram obtidas também por regressão linear, utilizando o mesmo tipo de linearização proposto. A intenção que nos moveu neste sentido foi unicamente a de confirmar os resultados apresentados.

$$\text{Então temos: } n_s = K \cdot H_n^c \iff \ln n_s = \ln K + C \ln H_n;$$

$$\text{onde: } y = \ln n_s; \quad x = \ln H_n; \quad \ln K = a; \quad b = c.$$

Para a regressão linear:

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n x_i)^2}{n} \quad ; \quad S_{xy} = \sum_{i=1}^n x_i y_i - \frac{[\sum_{i=1}^n x_i][\sum_{i=1}^n y_i]}{n}$$

$$S_{yy} = \sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n y_i)^2}{n}$$

$$\text{O coeficiente de correlação } \Rightarrow r = \frac{S_{xy}}{\sqrt{S_{xx} S_{yy}}}$$

Os parâmetros da reta: $y = a + bx$

$$b = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} \quad ; \quad a = \bar{y} - b\bar{x}$$

$$\text{E o desvio padrão residual: } S_R = \left[\frac{S_{yy} - b S_{xy}}{n - 2} \right]^{1/2}$$

Conforme o que foi dito sobre o processo de seleção, em um determinado momento se obtém uma primeira estimativa da rotação específica, em seguida esta é ajustada para um novo valor, que lhe seja próximo e que corresponda a uma determinada rotação síncrona. Essa condição de proximidade, que, como se verá adiante, é parte de um processo de decisão, deve ser definida em termos de um intervalo em torno do valor estimado inicialmente.

A idéia inicial seria definido como sendo o intervalo de previsão para $y = \ln(ns)$, que, para um nível de confiança de $(1-\alpha)$, seria dado pela relação:

$$y' \pm t_{n-2, \alpha/2} \cdot S_R \sqrt{1 + \frac{1}{n} + \frac{(x' - \bar{x})^2}{S_{xx}}}$$

Onde $t_{n-2, \alpha/2}$ é o valor da distribuição T de Student, com $(n-2)$ graus de liberdade, para $\alpha/2$. Neste trabalho o nível de confiança adotado foi de 98%, ou seja $(1-\alpha) = 0,98$, então $\alpha = 0,02$. E estes dados foram utilizados nos textos de parâmetros das retas obtidas. Por outro lado uma hipótese fundamental envolvida nestes textos é que a variação residual da variável dependente y seja constante com a variável independente x , em torno da reta teórica. Tal não pode ser garantido após a transformação $y = \ln ns$, $x = \ln Hn$; o que por si só, já prejudica os textos de parâmetros. Entretanto resolvemos executá-los como uma forma de avaliar disparidades nos resultados obtidos, consideradas as limitações dos conhecimentos de estatística do nível de graduação.

Quanto ao intervalo de validade, se a idéia inicial era utilizar o intervalo de previsão para $y = \ln ns$, em torno da reta de regressão, devido aos fatos acima apresentados, e devido à falta de algumas informações no artigo (o desvio padrão residual S_R apresentado correspondia à curva fornecida, não a função linearizada); decidiu-se por adotar um intervalo de amplitude $2S_R, ns \pm S_R$, em torno do valor estimado. O que equivaleria, para a reta teórica, em usar a variação residual constante da variável dependente (referida a ela, isto é, S_R para a função linearizada teórica, o que equivaleria a um nível de confiança de 95%). Tal procedimento foi adotado por razões semelhantes, para todos os demais parâmetros.

No caso específico das dimensões relativas, temos $L = \bar{L}/D$, o intervalo em torno do valor estimado de \bar{L} no qual se encontraria o seu valor real, foi definido conforme explicado acima ($\bar{L} \pm S_r$, $1 - \alpha = 0,95$), portanto o intervalo correspondente para L deveria resultar da composição das variações de \bar{L} e D , o que seria dado por: $S_L = [(D S_{\bar{L}})^2 + (r S_D)^2]^{1/2}$. No entanto se utilizou apenas $S_L = D S_{\bar{L}}$, provisoriamente, esperando-se obter informações detalhadas a respeito, em referências bibliográficas.

As relações obtidas seriam:

1960 - 1964:	$ns = 2281,75 \cdot H_n^{-0,569}$, $r = -0,93$	$y = a + bx$
$\bar{x} = 4,9923$	$y = 7,73227 - 0,5689X$	Teórico $\Rightarrow y = \alpha + \beta x$
$\bar{y} = 4,8171$	$n = 26 \Rightarrow n-2 = 24$, $T_{24, 0,01} = T_{crit} = 2,492$	$ns = K \cdot H_n^c$
$S_{xx} = 11,3314$	confiança = $0,98 = 1 - \alpha \Rightarrow \alpha = 0,02$	$y = \ln ns$; $x = \ln H_n$
$S_{xy} = -6,4465$	$\{-0,6871 \leq c \leq -0,4507\} \Rightarrow I$	$a = \ln K$, $b=c$
$S_{yy} = 4,2793$	$-0,5690 \in I$, $(-0,6250 \in I \Rightarrow \text{valor apresentado})$	
$S_r^2 = 0,1597$	$\{7,6001 \leq \alpha \leq 7,8653\}$	
$S_b = \left \frac{S_r^2}{S_{xx}} \right ^{1/2}$	$\{1998,3957 \leq k \leq 2605,2919\} \Rightarrow I$	
$S_a = \left \frac{S_r^2 \sum_{i=1}^n x_i^2}{n S_{xx}} \right ^{1/2}$	$2281,75 \in I$, $(2959 \notin I \Rightarrow \text{valor apresentado})$	
	$I\alpha \Rightarrow a \pm T_{crit} \cdot S_a$; $I\beta \Rightarrow b \pm T_{crit} \cdot S_b$	

1965 - 1969: $ns = 2729,49 H_n^{-0,5919}$ $r = -0,97$

$\bar{x} = 4,7919$ $y = 7,9119 - 0,5919 X$

$\bar{y} = 5,0754$ $n = 35$ $n - 2 = 33$, $\alpha = 0,02$

$S_{xx} = 15,7965$ $T_{33, 0,01} = 2,457$

$S_{xy} = -9,3506$ $Sa = 0,1174 \Rightarrow \{7,6234 \leq a \leq 8,2004\} \Rightarrow Ia$

$S_{yy} = 5,8419$ $Sb = 0,0243 \Rightarrow \{-0,6162 \leq c \leq -0,5676\} \Rightarrow Ic$

$Sr^2 = 0,0093$ $\{2045,6 \leq k \leq 3642,3\} \Rightarrow Ik$

$-0,6250 \notin Ic \Rightarrow$ valor apresentado

$3250 \in Ik \Rightarrow$ valor apresentado

1970 - 1975: $ns = 2.222,00 H_n^{-0,5320}$ $r = -0,93$

$\bar{x} = 5,0754$ $y = 7,7063 - 0,53232 X$

$\bar{y} = 5,0046$ $n = 40$; $n - 2 = 38$

$S_{xx} = 16,4835$ $\alpha = 0,02$

$S_{xy} = -8,7743$ $T_{38, 0,01} = 2,420$

$S_{yy} = 5,4537$ $Sa = 0,1804 \Rightarrow \{7,5254 \leq a \leq 7,8872\} \Rightarrow Ia$

$Sr^2 = 0,0206$ $Sb = 0,0354 \Rightarrow \{-0,5674 \leq c \leq -0,4966\} \Rightarrow Ic$

$\{1854,6 \leq k \leq 2662,9\} \Rightarrow Ik$

$-0,6250 \notin Ic$ valor apresentado

$3470 \notin Ik$ valor apresentado

II.5. DADOS UTILIZADOS NAS REGRESSÕES LINEARES

Os dados foram tomados à partir da tabela apresentada no fim do artigo. A partir da carga nominal H, da capacidade de projeto P, e da rotação n, foi calculada a rotação específica.

Além disso foi feita a distribuição dos dados por período para a posterior execução das regressões lineares.

Período 1960 - 1964

ano	H(m)	P(MW)	n(rpm)	ns
64	69,00	158,00	115,40	230,70
63	403,00	10,30	$1,5 \cdot 10^3$	84,30
64	117,60	183,80	-	-
60	96,00	217,00	125,00	193,80
58	45,00	72,80	-	-
62	162,60	68,70	225,00	101,60
61	290,00	113,90	300,00	84,60
63	187,40	118,30	200,00	99,20
63	71,50	73,60	163,00	212,70
63	94,00	154,40	150,00	201,40
60	138,00	115,00	150,00	107,50
61	103,50	61,70	214,30	161,20
61	110,00	205,00	163,80	208,20
61	41,00	46,20	125,00	259,00
60	307,00	56,50	428,50	79,30
64	93,00	508,00	93,75	231,40
62	112,00	96,50	166,60	142,00
57	65,00	58,80	150,00	197,10
62	51,60	25,00	214,00	244,70
58	92,00	150,00	120,00	163,10
53	430,00	55,80	600,00	72,40
54	494,00	75,00	750,00	88,20
60	55,00	155,00	100,00	262,90
61	118,20	108,00	167,00	140,80
61	209,00	103,00	250,00	101,00
64	100,20	65,00	150,00	120,60
62	73,70	106,00	128,60	193,90

Período 1965 - 1969

ano	H(m)	P(MW)	n(rpm)	ns
65	97,00	242,60	115,40	186,70
68	46,00	50,00	150,00	280,00
66	62,00	180,00	100,00	243,90
69	135,70	110,70	200,00	143,70
67	257,00	62,00	375,00	90,70
69	67,60	112,50	136,40	236,00
66	76,20	115,17	120,00	180,90
69	255,00	239,70	250,00	120,10
69	127,00	485,00	107,00	174,80
65	106,00	128,00	163,60	172,10
67	98,80	101,60	200,00	204,70
68	180,70	15,34	600,00	112,20
68	139,00	254,40	128,60	135,90
67	107,32	119,90	176,50	176,90
65	80,00	28,87	250,00	177,50
67	112,00	103,00	187,50	165,20
66	115,00	218,50	128,60	159,60
68	48,00	194,00	85,70	298,80
68	53,50	66,20	163,30	242,40
69	48,00	118,00	100,00	271,90
68	289,50	193,00	257,00	92,10
68	387,00	154,40	375,00	85,80
69	49,50	68,60	125,00	249,40
67	295,90	105,90	360,00	95,80
67	130,80	147,80	166,70	144,90
66	201,70	84,20	333,00	127,10
67	94,50	167,50	128,60	178,60
69	410,00	89,00	500,00	80,90
68	143,50	190,00	-	-
68	82,50	207,00	138,50	253,40
67	170,70	266,00	150,00	125,40
65	100,00	47,00	214,30	146,90
66	366,60	28,10	750,00	78,40
68	430,00	165,44	375,00	77,90
69	48,00	38,60	214,00	332,80
67	67,00	163,00	107,10	225,60

Período 1970 - 1975

ano	H(m)	P(MW)	n(rpm)	ns
72	347,90	36,62	750,00	95,50
74	100,20	214,00	128,60	187,70
72	312,00	478,00	200,00	105,50
71	58,40	204,40	88,30	247,30
72	68,60	102,00	136,40	220,70
70	63,30	178,60	112,50	266,30
73	86,80	603,00	-	-
73	87,00	700,00	85,70	269,90
74	458,00	106,00	750,00	115,20
74	103,00	469,00	107,10	223,50
71	163,00	61,39	333,00	141,70
72	62,50	178,00	107,10	257,10
70	135,00	137,80	214,00	172,60
72	258,40	30,00	500,00	83,60
72	180,00	52,60	428,00	148,90
70	207,00	81,60	333,00	121,20
70	91,44	121,30	128,60	158,40
70	359,20	40,40	750,00	96,40
72	370,30	39,41	750,00	91,70
74	95,50	218,40	128,60	201,30
76	94,18	197,00	-	-
72	72,00	185,00	100,00	205,10
75	182,90	444,00	128,60	127,40
71	203,00	98,20	333,30	163,30
70	230,00	310,00	200,00	124,30
72	252,00	68,90	500,00	130,70
72	474,40	75,23	600,00	74,30
72	260,00	112,50	300,00	96,40
73	124,30	32,85	300,00	131,00
71	59,50	241,20	83,30	247,60
70	165,00	278,00	166,70	148,60
73	145,00	330,00	166,70	190,30
70	263,00	54,70	500,00	110,40
72	72,00	158,00	120,00	227,40

Período 1970 - 1975

ano	H(m)	P(MW)	n(rpm)	ns
73	350,20	49,00	750,00	109,60
72	84,30	150,80	125,00	190,00
73	380,00	41,20	600,00	72,60
71	161,50	283,00	187,50	173,30
72	90,00	245,00	125,00	223,20
70	284,00	62,80	500,00	107,50
70	336,60	220,00	375,00	122,00
73	85,00	54,40	214,30	193,70

II.6. O ALGORÍTMO

O algoritmo elaborado envolve basicamente 2 etapas. A primeira corresponde a determinação da rotação específica, além da rotação e do número de polos, compreendendo os seguintes passos:

- 1º - Para uma dada carga H_n , obtém-se por $ns = K H_n^c$, uma estimativa para ns.
- 2º - Para essa estimativa calculam-se a rotação, e o nº de polos P , correspondente. Mas deve ser inteiro (obviamente) e múltiplo de 4, segundo recomendações da bibliografia. Toma-se então para novo valor de P o múltiplo de 4 mais próximo do valor inicialmente calculado. Para esse novo valor de P recalculam-se a rotação n (correspondido agora a uma rotação síncrona) e a rotação específica ns.
- 3º - No entanto este valor de ns recalculado deve estar suficientemente próximo do seu valor inicial, para que possa ser adotado para a Turbina, quando isso não ocorre, deve ser feita uma nova estimativa de ns utilizando uma nova curva $ns = K H_n^c$, correspondente ao período anterior, e então o procedimento é análogo. Com isso temos um critério de seleção que privilegia os critérios mais recentes de selecionamento, conforme já explicado.

A segunda etapa corresponde ao dimensionamento da turbina e se inicia com a determinação do coeficiente de velocidade periférica K_u , através de $K_u = f(ns)$, seguida do cálculo direto do diâmetro nominal do rotor D . A partir daí procede-se o cálculo das dimensões relativas \bar{L} por $\bar{L} = g(ns)$ e a obtenção das dimensões $L = \bar{L}.D$. O coeficiente de cavitação σ é estimado por $\sigma = h(ns)$ e, juntamente com a altitude de implantação, se determina a altura máxima de sucção permissível. A rotação de disparo é estimado em termos da razão n_f/n , por $\frac{n_f}{n} = g'(ns)$.

Enfim, a versão em real do algoritmo seria

Programa STF

real $K_u, nn, Pot, nn, hs, el, sig, nsa, nf, d1, d2, d3, h1, h2,$
 $v2, a, b, c, d, e, f, g, h, i, l, m, v1, n, o, p, p1, q, r, s,$
 $t, u, v, z, erro, vazão, ns [J], [J], nsi;$

inteiro $J;$

Procedimento NSP ($ns1, nn, nsa, n, p$);

inteiro $PI;$

real $PF;$

$n \leftarrow nsix h_n^{1,25} * (10^3 * Pot)^{-0,5},$

$P \leftarrow 1800/n;$

$PI \leftarrow \text{inteiro}(P);$

$PF \leftarrow P - PI;$

Se $PF \leq 0,2$ então $P \leftarrow PI$

senão $P \leftarrow PI + 1.$

$P \leftarrow 4 \times P;$

$n \leftarrow 7200/P;$

$nsa \leftarrow n \times (10^3 \cdot Pot)^{0,5} \cdot (Hn)^{-1,25}$

$J \leftarrow 1;$

$s[1] \leftarrow 39,8;$

$s[2] \leftarrow 30,2;$

$s[3] \leftarrow 52,6;$

leia hn, Pot, el;

$n[1] \leftarrow 3470 H_n^{-0,625};$

$n[2] \leftarrow 3250 H_n^{-0,625};$

$n[3] \leftarrow 2959 H_n^{-0,625};$

repita

execute NSP (ns[J], hn, nsa, n, p);

$J \leftarrow J + 1$

Se $J > 3$ então

imprima "condições impróprias"

abandone

até que $ns[J] - s[J] \leq nsa \leq ns[J] + s[J];$ {verifica proximidade do ns ajustado}

Se $nsa < 50$ ou $nsa > 350$ então

{verifica se o ns ajustado está} imprima usa

{dentro do intervalo de n ótimo} imprima "fora do intervalo de rendimento ótimo dos Rotores Francis"

$\{50 \leq ns \leq 350\}$

abandone

imprima ns, n, P

$\sigma = 7,54 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^{1,41};$

erro = 0,027; imprima σ '±' erro;

$hs = -\frac{e_1}{900} + 10 - \sigma \cdot hn;$

erro = 0,027 * hn; imprima '±' erro;

nf = n(1,52 + 0,00152,nsa);

erro = 0,12.n; imprima nf '±' erro;

Ku = 0,31 + 0,0025.nsa;

erro = 0,047; imprima Ku '±' erro;

$D_3 = 84,5 \cdot Ku \cdot |hn/n;$ {Ø entrada do tubo de sucção = Ø nomi
nal do}

$V_1 = 8,74 + 248/nsa;$ {rotor}

vazão = $3,1416 \cdot D_3^2 \cdot V_1/4;$ { V_1 = velocidade média na sec. referi
rida 1}

imprima Q; imprima 'continua s/n'; leia cont.

se cont = n então abandone;

imprima 'dimensões principais do rotor';

erro = $(d_3/Ku) \cdot 0,047;$ imprima D_3 '±' erro;

$d_1 = d_3(0,4 + 94,5/nsa);$ erro = $0,075 \cdot d_3;$ imprima D_1 '±' erro;

$d_2 = d_3/(0,96 + 3,8 \cdot 10^{-4} \cdot nsa);$ erro = $0,028 \cdot d_3;$ imprima D_2 '±' erro;

$n_1 = d_3(0,094 + 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot nsa);$ erro = $0,023 \cdot d_3;$ imprima H_1 '±' erro;

se - nsa ≤ 110 então

$n_2 = d_3 \cdot (-0,05 + 42/nsa);$ erro = $0,056 \cdot d_3;$

senão

$n_2 = d_3 \cdot (3,16 - 0,013 \cdot nsa);$ erro = $0,059 \cdot d_3;$

imprima H_2 '±' erro; imprima 'continua s/n'; leia cont

se cont = n então abandone

imprima 'caixa espiral';

$V_2 + 844.n_s^{-0,44}$; erro + 1,267; imprima 'velocidade na entrada V_2
'±' erro;

imprima 'dimensões principais';

a + $d_3.(1,2 - 19,56/nsa)$; erro + 0,099. d_3 ; imprima a '±' erro;

b + $d_3.(1,1 + 54,8/nsa)$; erro + 0,082. d_3 ; imprima b '±' erro;

c + $d_3.(1,32 + 49,25/nsa)$; erro + 0,12. d_3 ; imprima c '±' erro;

d + $d_3.(1,5 + 48,8/nsa)$; erro + 0,08. d_3 ; imprima d '±' erro;

e + $d_3.(0,98 + 63,6/nsa)$; erro + 0,08. d_3 ; imprima e '±' erro;

f +

.

g +

.

h +

.

i +

as relações utilizadas para o cálculo das dimensões
encontram-se na listagem do programa

l +

.

m +

.

imprima 'continua s/n'; leia cont;

se cont = n então abandone

imprima 'Tubo de sucção'; imprima 'velocidade na entrada' V_1 '±' erro;

imprima 'dimensões principais'

n

o

 p_1

q

r

 s_1

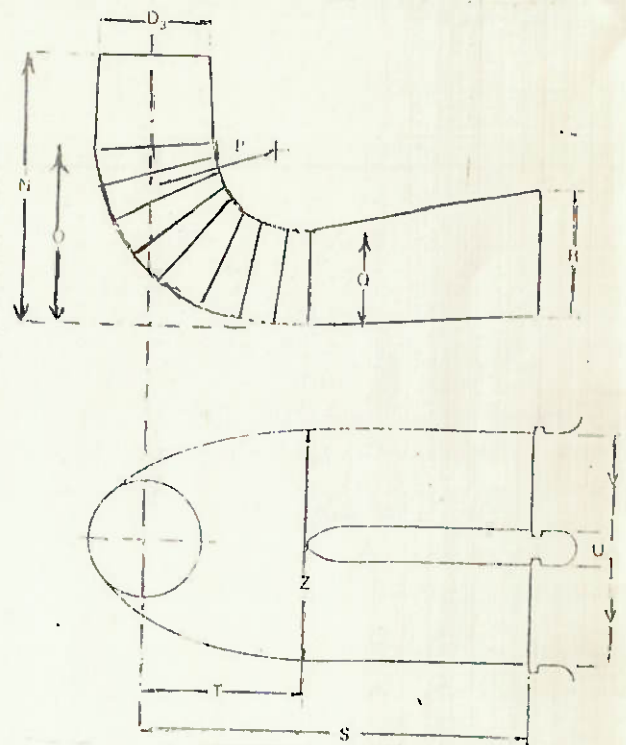
t

u

v

z

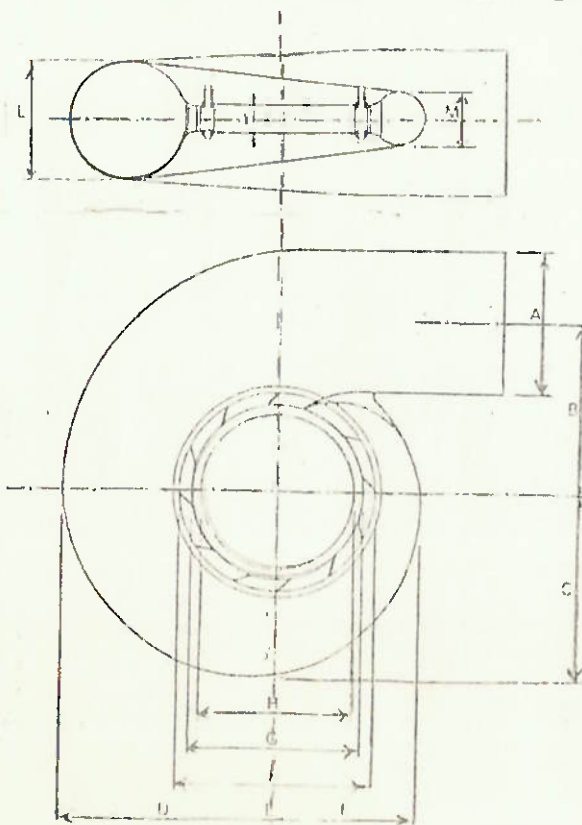
1



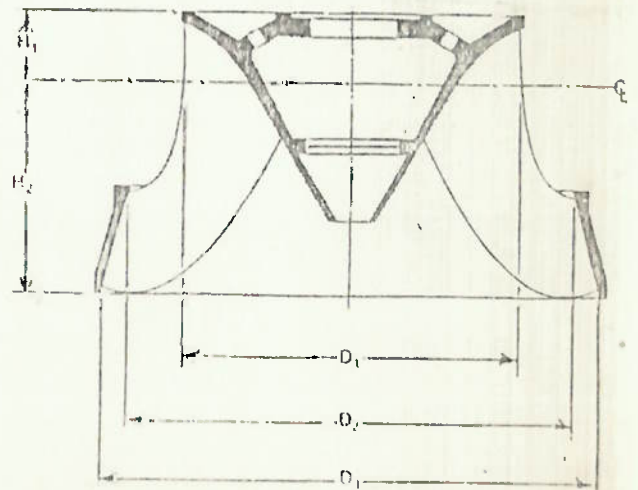
A linguagem utilizada na compilação do algoritmo foi o Pascal, com a implementação Turbo.

Seguem em anexo a listagem e os resultados.

2



3



Notações empregadas para as dimensões principais do tubo de sucção (1), caixa espiral (2) e Rotor (3).

III. O DESENVOLVIMENTO HIDRÁULICO DO ROTOR DE UMA TURBINA FRANCIS

III.1. INTRODUÇÃO

O que nos propomos a elaborar aqui seria um estudo sobre uma das diferentes metodologias empregadas na execução de Rotores Francis, encontradas na literatura técnica especializada.

O trabalho é desenvolvido sobre um exemplo de execução de um Rotor Francis rápido, por este motivo o método aqui analisado foi aquele que seria considerado apropriado para esse tipo de Rotor, ou seja, o método hidráulico para o desenvolvimento de pás duplamente curvadas, levando em conta as características próprias dos Rotores Francis rápidos. O exemplo de execução de que tratamos foi o do Rotor empregado na Usina Hidroelétrica de Itumbiara desenvolvido pela Voith, para o qual são disponíveis dados das dimensões principais, bem como das características de Funcionamento. É preciso ressaltar, no entanto, que tais dados nos serviram exclusivamente como base para comparação dos resultados do projeto. Uma vez que foi efetivamente realizado a partir das estimativas obtidas no algoritmo anteriormente apresentado.

III.2. A EXECUÇÃO DO ROTOR

Conforme explicado, o algoritmo anteriormente desenvolvido serviu para nos fornecer estimativas das dimensões principais do Rotor da Turbina de Itumbiara, bem como de seus demais componentes. E isto foi feito unicamente sobre os dados característicos de funcionamento da instalação, e com base no conhecimento acumulado sobre as Turbinas Francis já construídas.

Deve-se portanto ter em mente que a natureza de tais estimativas é puramente estatística, motivo pelo qual elas não apresentam nenhuma compatibilidade entre si, isto dito com relação às leis da continuidade, conservação da energia, e mesmo à segunda lei da termodinâmica. Assim, faz-se necessária a compatibilização dessas medidas, ou seja, os valores efetivamente adotados no projeto devem ser compatíveis com aquelas leis, e situarem-se preferencialmente dentro dos intervalos de confiança das respectivas estimativas iniciais.

Os dados fornecidos ao programa correspondem ao ponto de funcionamento nominal da instalação, tendo sido extraídos do Relatório de Textos do Modelo da turbina de Itumbiara (J.M. Voith G. m.b.H Report No. 4546/1). São eles:

Carga Nominal $H_n = 80 \text{ m}$

Potência de Projeto $P = 354 \text{ MW}$

Cota em relação ao nível do mar = 431,9 m (Para o cálculo da altura máxima de sucção permissível)

E os valores obtidos para as estimativas foram:

Rotação específica referida à Potência $n_s = 223,811$

Rotação efetiva $n = 90,0000 \text{ rpm}$

Vazão nominal (volumétrica) $Q = 412,4086 \text{ m}^3/\text{s} \quad (1)$

Dimensões geométricas principais do Rotor (estimativas obtidas):

Diâmetro da secção de saída $D_{1a} = 7,3020 \pm 0,3947 \text{ m}$

Diâmetro da extremidade inferior da aresta de pressão: $D_{2a} = 6,9873 \pm 0,2045$

Altura do anel distribuidor $b = 1,7925 \text{ m}$ (calculado à partir das est.)

Altura total do rotor: $h = 3,6401 \text{ m}$ (calculada à partir das estimativas)

Cotas em relação ao Plano de Referência do rotor: extremidade superior $h_1 = +1,0950 \pm 0,1679 \text{ m}$; extremidade inferior $h_2 = -2,5451 \pm 0,4308 \text{ m}$ $h = h_1 - h_2$.

Os adimensionais utilizados nesta etapa do trabalho, bem como a notação utilizada, estão de acordo com a bibliografia especializada (2):

- (1) Para a obtenção da vazão nominal foi utilizada a estimativa da velocidade média na secção de entrada do Tubo de Sucção: $V_s = 9,8481 \pm 1,4500 \text{ m/s}$, o diâmetro desta secção corresponde a D_{1a} .
- (2) Notadamente as referências nº 4 e nº 5 indicadas na bibliografia. A notação utilizada corresponde especificamente a referência n.

A notação:

56.

Energia específica (por unidade de massa) $y = g.H[m^2/s^2]$
onde $H[m]$ corresponde à carga, e $g[m/s^2]$ à aceleração da gravidade
adotada $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

rotação n [rps]

Vazão volumétrica Q [m^3/s]

Diâmetro externo do cubo $D_2[m]$. É utilizado como diâmetro nominal do rotor na referência n^2 (com notação diferente D_1).

Os adimensionais:

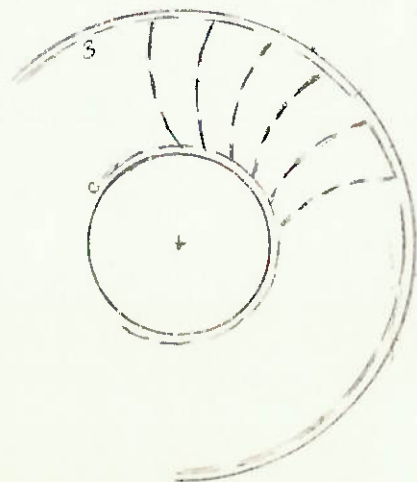
$$\text{Vazão reduzida } Q_{11}^* = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{2y}}$$

$$\begin{aligned} \text{Rotação específica referida à vazão: } n_g &= 333 n q^* ; n_g^* = \\ &= \frac{n \sqrt{Q}}{y^{3/4}} \end{aligned}$$

$$\text{Coeficientes de velocidade: } K_u = \frac{U}{\sqrt{2y}} ; K_{cm} = \frac{C_m}{\sqrt{2y}}$$

Notações relativa as velocidades:

Aqui faz-se necessário esclarecer apenas a questão dos índices utilizados na sua designação, a notação propriamente dita corresponde àquela que tem sido adotado no decorrer do trabalho. Assim: \vec{C}_i corresponde ao vetor velocidade absoluta; \vec{W}_i ao vetor velocidade relativa e \vec{U}_i ao vetor velocidade de arrasto (rotação do rotor). Quanto aos índices e ângulos temos:



Superfícies de controle: imediatamente antes da aresta de pressão $\Rightarrow 3 (C_3, W_3, U_3)$; imediatamente após a aresta de sucção $\Rightarrow 0 (C_0, W_0, U_0)$.

Os vetores velocidade para o escoamento na posição das arestas recebem os índices: 1 (W_1, C_1, U_1) para a aresta de sucção e 2 (W_2, C_2, U_2) para a aresta de pressão: $\vec{U}_0 = \vec{U}_1$; $\vec{U}_2 = \vec{U}_3$
 $\beta_2 \beta_1 \alpha_2 \alpha_1$ + ângulos correspondentes ao escoamento concordante com os ângulos das arestas. (mesma definição adotada no restante do trabalho).

III.3. ANÁLISE DAS ESTIMATIVAS OBTIDAS

Para o valor estimado da vazão nominal ($Q_u = 412,4086 \text{ m}^3/\text{s}$), o valor esperado para o rendimento global da turbina nesta situação seria:

$$\eta = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q} \quad ; \text{ a massa específica da água é adotada } \rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\eta = \frac{354 \times 10^6}{1000 \times 9,81 \times 80 \times 412,4086} = 1,1$$

O que é obviamente um resultado impossível - contraria a 1ª e a 2ª leis da Termodinâmica. Portanto devemos modificar a vazão de tal forma que o rendimento seja menor que um.

Adotaremos a princípio um valor para o rendimento, que se situe na faixa de valores recomendados para Turbinas Francis, segundo a bibliografia, e recalcularemos a vazão nominal Q e, a partir dela, os valores adotados para as velocidades médias e dimensões geométricas serão compatibilizados. No caso o valor admitido para o rendimento corresponde a 0,95, tendo sido verificado posteriormente no relatório da Voith, encontra-se bem próximo do real.

Também é admitida para o ponto de projeto a condição de fluxo isento de vorticidade na saída. Assim, o coeficiente de vor-

tividade relativa (δ_R), tal como é definido na bibliografia (nº 5) é igual a 1:

$$\delta_r = 1 - \frac{C_{uo}}{U_{1a}} = \frac{W_{uo}}{U_{1a}} ; \quad \alpha_o = 90^\circ ; \quad C_{uo} = 0$$

$$\check{C}_o = \check{C}_{om}$$

$$\text{Então: } Q = \frac{P}{\rho \cdot y \cdot n} = \frac{354 \times 10^6}{10^3 \times 9,81 \times 80 \times 0,95} = 474,8109 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Então: } nq^* = 0,2240 ; \quad nq = 73,4052 ; \quad n = 90\text{rpm} = 1,5 \text{ rps}$$

Numa primeira Iteração do processo aqui desenvolvido, foi mantido o valor estimado para o diâmetro da secção de saída, $D_{1a} = 7,3020 \text{ m}$. Ocorre que, conforme foi verificado então, este valor, juntamente com as demais dimensões adotadas, proporcionou um ângulo de abertura do cone do difusor de aprox. $\delta = 25^\circ$ (semiângulo $\frac{\delta}{2} = 12,5^\circ$), um valor muito alto, ainda para turbinas rápidas, embora a bibliografia registre valores de até $\delta = 30^\circ$ ($ng > 70,0$). Os resultados obtidos não foram satisfatórios, a não ser com relação às dimensões da aresta de pressão, então o procedimento foi repetido, conservadas as dimensões desta última. Nesta segunda Iteração valor do referido diâmetro foi alterado para $D_{1a} = 7,0000 \text{ m}$, $\frac{\delta}{2} = 7,8^\circ$.

$$\text{Para a primeira iteração } D_{1a} = 7,3020 \text{ m, então: } C_o = C_{mo} = \frac{Q_4}{\pi D_{1a}^2}$$

$C_o = C_{mo} = 11,3383 \text{ m/s} \rightarrow$ Próximo do limite superior da estimativa ($9,85 + 1,45 = 11,30 \text{ m/s}$).

A partir do C_{mo} , o valor da velocidade média na entrada da aresta de Pressão, C_{m_3} , pôde ser determinado (aproximadamente) através da relação C_{m_3}/C_o , que se encontra tabelada em função da rotação específica para o ponto de Vazão máxima no livro "Máquinas de Fluxo" (Pfleider, Peterman nº , pag. 154, cap. 5, com as notações $ng_{1/1}$ e $\check{V}_{1/1}$ respectivamente. A tabela será anexada ao trabalho).

Para a mesma carga é válida a relação $ng = (ng_{1/1}) \sqrt{\frac{Q}{Q_{1/1}}}$

Então: $ng_{1/1} = ng \sqrt{\frac{Q_{1/1}}{Q}}$; onde $Q_{1/1}$ corresponde a $V_{1/1}$

(A relação acima citada é facilmente obtida da definição de ng).

Do relatório da Voith temos que $Q_{1/1} = 504,0000 \text{ m}^3/\text{s}$. E então $ng_{1/1} = 75,6279$. Pela tabela $ng_{1/1} \times Cm_3/Co$ obtemos, como valor recomendado: $\frac{Cm_3}{Co} = 0,97$ (referência nº 5 página 154).

Logo $Cm_3 \approx 10,9982 \text{ m/s}$. Na segunda iteração o valor de Co foi alterado, como visto adiante, não valendo mais a relação recomendada Cm_3/Co , por outro lado, o valor de Cm_3 foi conservado.

Pode-se então calcular b : $b = \frac{Q}{ID_{2a} \cdot Cm_3} = 1,9631 \text{ m/s}$

Onde o valor adotado para D_{2a} (cuja estimativa foi $D_{2a} = 6,9873 \text{ m}$) foi $D_{2a} = 7,0000 \text{ m}$.

Para as curvas do perfil correspondente ao cubo(i) e ao anel externo (a) foram adotados arcos de circunferência de raios $\rho_i = 2,7500 \text{ m}$ e $\rho_a = 0,2000 \text{ m}$ respectivamente. Com o propósito de suavizar a mudança de direção do escoamento naquelas regiões.

Para o valor efetivamente adotado para D_{1a} , ou seja, $D_{1a} = 7,0000 \text{ m}$, o valor da velocidade $Co = Cmo$ correspondeu a:

$$Co = Cmo = 12,3377 \text{ m/s}$$

Para o projeto da boca de sucção deve-se escolher um valor ótimo para o ângulo β_{0a} , que deveria ser próximo de 21° . Para tanto são definidas na bibliografia (nº 5) os coeficientes de saída ϵ^2 e de estreitamento da secção devido ao cubo K :

$$\epsilon^2 = \frac{Cmo^2}{2y} = 1,16 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\delta r \cdot ng}{\sqrt{K}} \cdot \text{tg } \beta_{0a} \right)^{4/3} ; K = 1 - \frac{dn^2}{D_s^2}$$

Substituindo os valores correspondentes: $\delta r = 1$, $K = 0,998 \approx 1,000$ ($dn = 0,3 \text{ m} \rightarrow \text{diâm. Prolongamento do Cubo na secção saída}$).

Obtemos $\epsilon^2 = 0,970$, e $\beta_{0a} = 20,66^\circ$, valores bastante próximos dos recomendados na bibliografia (nº 5) ($\epsilon^2 = 0,1$, $\beta_{0a} = 21^\circ$)

Passaremos agora ao cálculo de U_{2i} , através da relação:

$$U_{2i} = \frac{C_{2mi}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2i}} + \sqrt{\left(\frac{C_{2mi}}{2 \operatorname{tg} \beta_{2i}}\right)^2 + (\eta_h y)} \quad , \quad h \approx 0,95$$

Substituindo os valores correspondentes, para $C_{2mi} = C_{m3}$, β_{2i} admitido inicialmente como $\beta_{2i} = 85^\circ$. Temos $U_{2i} = 27,7903$ m/s. Mas: $U_{2i} = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{D_{2i}}{2}$ então $D_{2i} = 5,9000$ m (diâmetro da aresta de pressão junto à sup. do cubo (i) + valor efetivamente utilizado). Note que $D_{2cubo} = 6,0000$ m.

Então temos, como valores adotados:

$$h_1 = 1,0950 \text{ m} \quad ; \quad h_2 = 2,5451 \quad ; \quad h = 3,6400 \text{ m}$$

$$b = 1,9631 \quad ; \quad D_{2cubo} = 6,0000 \text{ m} \quad ; \quad D_{2a} = D_{1a} = 7,0000 \text{ m},$$

$$Q = 474,8104 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}; \quad \eta_h = 0,95 \quad ; \quad C_{om} = 12,3377 \text{ m/s}.$$

IV. O LANÇAMENTO DAS SUPERFÍCIES DE FLUXO NO DESENHO

Até o presente momento temos, no desenho da projeção meridiana do rotor, representadas as linhas de contorno do cubo e do anel externo, já lançadas nas respectivas posições (escala $1 \text{ m} \Rightarrow 4 \text{ cm}$).

O desenvolvimento do rotor será realizado a partir da sua subdivisão em uma série de n Turbinas parciais, que conduziriam a mesma vazão, correspondendo a $\Delta Q = Q/n$. Tais subdivisões seriam delimitadas entre si por superfícies de fluxo, que nada mais são do que superfícies de revolução (axissimétricas), cujas geratrizes seriam as linhas de corrente do escoamento e que seriam interrompidas pela grade de Perfis. As linhas de contorno do rotor (i) e (a), acima também se constituem em projeções de superfícies de fluxo. Para

a Turbina de Itumbiara serão utilizadas 5 Turbinas parciais, e portanto 6 superfícies de fluxo devem ser determinadas.

A determinação dessas superfícies se faz inicialmente pelo conhecimento dos perfis de velocidade (e da vazão) em 3 regiões distintas, quais seriam: A altura do anel distribuidor, a secção de saída do Rotor e, a aresta de Pressão.

Na primeira (distribuidor D) a distribuição de velocidade é admitida uniforme ao longo de sua altura, então: $Q = n \cdot \Delta Q = n \cdot 2\pi R_D \cdot \Delta l \cdot C_{mD}$; mas $Q = 2\pi R_D b \cdot C_{mD}$. Portanto a distância entre 2 sup. consecutivas, ao longo da altura vale $\Delta l_D = b/n$. Neste trabalho: $\Delta l = 0,3926$ m.

Para a secção de saída do rotor fazemos analogamente a suposição de C_{mS} constante (distribuição uniforme), substituindo-o em anéis (exp. Δl) concêntricas de igual débito: $\Delta Q = 2\pi r_J \cdot \Delta l_J \cdot C_{mJ}$, para $J = 1$ até $J = 5$. Então:

$$r_J \cdot \Delta l_J = \frac{\Delta Q}{2\pi \cdot C_{mJ}} = \frac{Q}{n \cdot 2\pi \cdot C_{mJ}} = K, \text{ mas } \Delta l_J = 2(R_{(J-1)} - R_{(J)})$$

além disso:

$$\frac{Q}{C_{mJ}} = A_S = (D_{oa}^2 - d_n^2) \frac{\pi}{4}; \text{ então } \Delta l_J R_J = \frac{(D_{oa}^2 - d_n^2)}{8n} = K$$

No caso em questão $n = 5$; $D_{oa} = 7,0000$ m; $d_n = 0,3000$ m; $K = 1,2228$.

Ora, se $\Delta l_J = 2(R_{J-1} - R_J)$ então $2R_J(R_{J-1} - R_J) = K$ é uma equação do segundo grau que pode determinar R_J , prova-se que uma raiz corresponde a R_J e a outra a $\Delta l_J/2$ (*).

Os resultados obtidos e lançados no desenho são.

J	$\Delta L_J/2$ (m)	R_J (m)	$R_o = 3,5000$ m
1	0,1844	3,3156	(*) $-2R_J^2 + 2R_{J-1} \cdot R_J - K = 0$
2	0,2092	2,9220	soma das raízes = $\frac{-b}{a} = R_{J-1}$
3	0,2481	2,4647	

J	$\Delta L/2$ (m)	R (m)
4	0,3228	1,8938
5	0,7105	0,8605

Finalmente, para a aresta de pressão, é admitida uma distribuição de velocidades ao longo de seu comprimento (l) que é dada pela relação:

$$\ln \frac{K C_{m3x}}{K C_{m3i}} = \frac{1}{K} \frac{x}{\rho_i} \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{x}{l} \left(\frac{\rho_i}{\rho_a} - 1 \right) \right] + 1$$

Sendo adotada nas referências, tanto nº 4 como nº 5, e nesta última ("Máquinas de Fluxo" C. Pfleiderer, H. Peterman) é recomendada como procedimento alternativo à determinação do escoamento Potencial, tratado adiante.

Nela temos: $K C_{m3i}$, $K C_{m3x}$ = coeficientes de velocidade meridiana sobre a linha i , e ao longo do comprimento dessa aresta, coordenada x , medida a partir de (i); ρ_i e ρ_a = raios de curvatura das linhas (i) e (a); K = coeficiente empírico adotado $K = 4$. Na referência nº 4 encontramos essa relação representada em um diâgrama $K C_{m3} = f(X/l)$ para várias rotações específicas ng . Este diâgrama foi adotado nos cálculos e será anexado ao trabalho.

Nesta mesma referência recomenda-se que as linhas de corrente devam satisfazer a condição: $\frac{K C_{m3}}{K C_{m3}} \cdot \Delta l_i \cdot R_i = \text{cte}$, ao longo da aresta de Pressão.

$$K C_{m3} = \frac{Q_{11}^* \cdot D_2^2}{2\pi \cdot \Sigma (\Delta l_i \cdot R_i)} = \frac{Q}{\sqrt{2gH} \cdot 2\pi \cdot \Sigma (\Delta l_j \cdot R_j)} = \frac{C_{m3}}{\sqrt{2gH}}$$

Onde se deve ter que $\Sigma (\Delta l_j \cdot R_j) \leq \frac{b \cdot D_2 \text{ mar}}{2}$, como forma de prevenir contra a ocorrência de retardamento.

Para uma primeira iteração obtivemos os seguintes resultados:

a \rightarrow i

J	ΔL_J (m)	R_J (m)	X_3 (m)	KCm_{3J}	$\frac{KCms}{KCms} \cdot \Delta L_J R_J$
5	0,5000	3,0250	1,90	1,30	6,50
4	0,4500	2,9500	1,43	1,10	4,78
3	0,4250	2,8875	0,99	0,95	3,85
2	0,4000	2,8750	0,58	0,85	3,23
1	0,3750	2,9000	0,19	0,78	2,80

$$\Sigma(\Delta L_J R_J) = 6,3047 < \frac{b \cdot D_{2max}}{2} = 6,5273 \text{ m}^2 \quad \& = 2,05 \text{ m}$$

$$\bar{K}cms = 0,3027$$

Que não se revelaram satisfatórios, não sendo portanto utilizados. Posteriormente, a iteração que foi efetivamente utilizada revelou os seguintes resultados:

i \rightarrow a

J	ΔL_J (m)	R_J (m)	X_J (m)	Kcm_{3J}	$\frac{Kcm3}{\bar{K}cm3} \cdot \Delta L_J R_J$
1	0,55250	2,9250	0,25	0,80	4,07
2	0,4750	2,9000	0,72	0,90	4,09
3	0,4500	2,9000	1,18	0,96	4,14
4	0,3750	3,0000	1,63	1,12	4,16
5	0,3000	3,1750	2,00	1,32	4,15

$$\Sigma(\Delta L_J R_J) = 6,3044 < \frac{b \cdot D_{2max}}{2} = 6,573 \text{ m}^2, \quad \& = 2,05 \text{ m}$$

$$\bar{K}cm3 = \frac{474,8109}{\sqrt{2 \cdot g80 \cdot 2 \cdot 6,3044}} = 0,3026$$

Que foi considerado um resultado satisfatório, dada a própria finalidade didática do trabalho. Estes resultados representam a aresta que foi adotada.

Aresta de Sucção

Conhecidas as posições das linhas de corrente de fluxo em 3 posições distintas - ao longo do distribuidor, na aresta de presção e na entrada do tubo de sucção -, pode-se traçar as turbinas parciais por "intuição" no desenho.

Faz-se então uma determinação provisória da aresta de sucção, admitindo-se que a projeção meridional da velocidade se conserve constante ao longo desta aresta. Isto é:

$$\vec{C}_{m1} = \vec{C}_1 \cdot (\alpha_1 = \alpha_0 = 90^\circ)$$

Além disso $C_{m1} = \text{cte}$ ao longo da aresta de sucção. Esta afirmação equivale a:

$$\Delta \ell_{1i} \cdot R_{1i} = \text{cte} \quad \text{para } i = 1 \text{ até } 5$$

onde i = índice da turbina parcial

Assim, o procedimento adotado foi o seguinte: Uma vez conhecidas as três posições distintas das linhas de corrente, acima referidas, procedeu-se o lançamento das mesmas sobre o desenho -por meio do ajuste de curvas aos pontos obtidos, graficamente, procurando apenas obter uma curvatura suavemente distribuída. Então procurou-se determinar o lugar geométrico dos pontos de centro de circunferências tangentes às curvas acima determinadas. De maneira análoga, através do ajuste de curvas a pontos centros conhecidos, graficamente (desenho de rascunho). Finalmente, para o lançamento da projeção meridiana da aresta de sucção, procurou-se obedecer ao crítério estabelecido anteriormente. Foram realizadas várias interações, das quais apresentamos duas, uma das quais constitui-se na efetivamente utilizada. Então:

$$R_{1i} \cdot \Delta \ell_{1i} = K$$

Onde R_{i1} \rightarrow corresponde à distância do eixo ao ponto de intersecção da projeção da aresta de sucção com a linha LG dos centros da correspondente turbina parcial i . E Δl_{i1} ao diâmetro da circunferência a_i determinada.

Iteração não utilizada

i	$\Delta l_{i1}(m)$	$R_{i1}(m)$	$K (m^2)$
1	0,9500	1,3500	1,2825
2	0,6500	1,8750	1,2188
3	0,5000	2,4500	1,2250
4	0,4000	2,9250	1,1700
5	0,3500	3,3250	1,6380

da sup. interna ($i_2 i_1$) para
a sup. externa ($a_2 a_1$)

Iteração efetivamente utilizada

i	$\Delta l_{i1}(m)$	$R_{i1}(m)$	$K (m^2)$
1	1,0000	1,1875	1,1875
2	0,6250	1,8750	1,1719
3	0,4750	2,4500	1,1638
4	0,4000	2,9250	1,1700
5	0,3500	3,3250	1,1638

da sup. interna ($i_2 i_1$) para
a sup. externa ($a_2 a_1$)

O que corresponde à aresta de sucção adotada, pode-se fazer então um teste de compatibilidade com a velocidade adotada C_{m1} .

$$\bar{K} C_{m1} = \frac{C_{m1}}{\sqrt{2y}} = \frac{Q \cancel{D_1^2}}{\cancel{D_1^2} \sqrt{2y} \cdot \bar{\epsilon}_1 \Sigma (\Delta l_{i1} \cdot R_{i1}) 2\pi}$$

$$C_{m1} = \frac{Q}{\bar{\epsilon}_1 \cdot 2\pi \cdot \Sigma (\Delta l_{i1} R_{i1})} = \frac{C_o}{\bar{\epsilon}_1} = \frac{C_{mo}}{\bar{\epsilon}_1}$$

Onde: $\bar{\epsilon}_1$ corresponde ao fator de obstrução da pá e será adotado inicialmente como sendo $\bar{\epsilon}_1 = 0,88$, para uma posterior verificação.

$$Q = 474,8109 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Sigma = (\Delta l_1 R_1) = 5,8570 \text{ m}^2$$

Da conta acima resulta que $Cm_1 = 14,6617 \text{ m/s}$, mas então:

$$Co = Cm_1 \cdot \bar{\epsilon}_1 = 12,9033 \text{ m/s}$$

Ora, o valor calculado anteriormente para Co era $Co = 12,3377 \text{ m/s}$. Temos portanto um resultado bastante razoável, considerando as impressões do procedimento gráfico.

V. O CONTROLE DAS LINHAS DE FLUXO ATRAVÉS DAS LINHAS DE POTENCIAL

A precisão do traçado das linhas de corrente pode ser melhorada consideravelmente se forem traçadas na região do escoamento as linhas equipotenciais. Ocorre que, para Rotores rápidos, diferentemente dos Rotores lentos, a componente meridiana da velocidade não pode ser considerada constante ao longo de uma linha equipotencial. Tal fato invalida a hipótese de que $\Delta L_J \cdot R_J = \text{cte}$, a menos daquelas regiões anteriormente especificadas, onde a hipótese foi admitida. A condição a ser satisfeita para o correspondente perfil de velocidade seria: $R \frac{\Delta l}{\Delta S} = \text{cte}$, onde ΔS é a distância entre duas linhas equipotenciais (1). Se esta recomendação foi encontrada na bibliografia, de outro lado, deve-se ter em mente que a ocorrência do escoamento potencial foi questionada, bem como a dificuldade e a lentidão desse procedimento, que o tornariam substituível por procedimentos simplificados. Como as hipóteses admitidas para as ambas as arestas.

Dada a finalidade didática deste trabalho tentou-se executá-lo uma vez, não obtendo contudo convergência satisfatória.

(1) Deve-se ter em mente que as linhas de corrente e de potencial são Perpendiculares entre si.

J	R(m)	ΔS (cm)	Δl (cm)	K(m)	escala 1m \rightarrow 4cm
1	4,1	13,00	4,80	1,51	desenho \rightarrow rascunho
2	7,8	9,35	2,70	2,16	
3	9,9	7,90	1,60	2,00	
4	11,4	4,80	1,20	3,32	
5	12,5	2,40	1,00	5,20	

VI. DETERMINAÇÃO DOS ÂNGULOS DAS PÁS

Os ângulos β_{1J} , da aresta de sucção são determinadas pela relação:

$$\operatorname{tg} \beta_{1J} = \frac{C1}{U_1}, \text{ onde temos que } C1 = \frac{C_0}{\bar{\epsilon}_1}, \text{ portanto}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{1J} = \frac{C_0}{r_1 W \cdot \bar{\epsilon}_1} \quad (6.1)$$

ϵ_1 corresponde ao coeficiente de estreitamento das Pás. Seu valor é estimado inicialmente para o valor médio de $\bar{\epsilon}_1 = 0,88$, submetendo-se os resultados a uma posterior correção.

$$\epsilon_1 = \frac{T1 - \sigma_1}{T_1} \quad \text{onde} \quad T_1 = \frac{\pi D1}{Z} = (\text{Passo}); \quad Z = \text{n}^\circ \text{ de Pás}$$

Para pás duplamente curvadas ϵ_1 é dado em cada ponto por:

$$\epsilon_1 = 1 - \frac{S1}{T_1} \left[1 + \frac{\cotg^2 \beta_1}{\sin^2 \lambda'_1} \right]^{1/2}, \text{ onde: } S_1 = \text{espessura da Pá}$$

(6.2) \rightarrow apresentada na referência n° 5

λ'_1 = ângulo entre a sup. de corrente e a aresta da pá.

σ_1 = trecho de circunferência ocupado pela pá.

Por (6.1) temos:

J	i_1	i_2	..	ℓ_1	ℓ_2	..	d_1	d_2	..	c_1	c_2	..	b_1	b_2	..	a_1	a_2
$r_{1J}(m)$	1,0750			1,5750			2,2250			2,7000			3,1500			3,4750	
$tg \beta_{1J}$	1,3838			0,9445			0,6686			0,6686			0,4722			0,4281	

Que corresponde ao cálculo inicial de β_{1J} . Passamos então ao cálculo dos ângulos da arista de Pressão β_{2J} . Este cálculo é feito através da equação fundamental das T.M.H.:

$$tg \beta_{2J} = \frac{Cm_2}{r_2 W - \frac{Yp\dot{a} \infty}{r_2 W}} = \frac{Cm_2}{U_2 - Cu_2} ; Yp\dot{a} \infty = Cu_2 \cdot U_2$$

Onde $Yp\dot{a} \infty$ é admitido normalmente para Turbinas: $Yp\dot{a} \infty = \eta_h Y$.

$$W = \frac{2\pi \cdot 90}{60} = 3\pi \text{ rd/s} ; Yp\dot{a} \infty = 80.9,81.0,95 = 745,5600 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\eta_h \approx \eta = 0,95 ; Cm_2 = Cm_3 = Kcm_3 \cdot \sqrt{2y}$$

	a_2	b_2	c_2	d_2	ℓ_2	i_2
X/ℓ	1,00	0,86	0,69	0,48	0,25	0,00
Kcm_3	1,45	1,28	1,08	0,93	0,85	0,75
$Cm_2(m/s)$	57,45	50,71	42,79	36,84	33,6755	29,71
$r_2(m)$	3,3500	3,1500	3,0000	2,9000	2,9000	2,9500
$tg \beta_2$	7,2181	11,0844	22,4555	684,8033	625,9800	30,0899
$\beta_2(o)$	82,11	84,84	87,45	89,92	89,11	88,10

Podemos agora proceder o cálculo do número de Pás do rotor, de acordo com a relação proposta na ref. nº 5:

$$Z = 2 \cdot K_Z = \frac{R_m}{\ell} \text{ sen } \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (6.3) \quad \left| \begin{array}{l} K_Z = \text{coeficiente empírico,} \\ K_Z = 5 \text{ a } 6,5 \end{array} \right.$$

Valores adotados:

linha média C_1C_2 , $\ell \approx 2,2000 \text{ m}$

$R_m \approx 2,6750 \text{ m}$, $\beta_1 = 28,55$; $\beta_2 = 87,45^\circ$

$Z = 13,43$ + adotamos $Z = 13$ pás.

ℓ = comprimento desenvolvido da linha média

R_m → raio de seu C.G.

Agora é possível fazer a correção dos ângulos da aresta de sucção β_{1J} , através da relação (6.2). Inicialmente é adotado uma espessura das pás na respectiva aresta de valor $S_1 = 0,0550$ m. Determinada tentativas, na relação (6.2), como aquela que se traduz em valores de ϵ_{1J} suficientemente próximos do recomendado $\bar{\epsilon}_1 = 0,88$. Depois de calculados os ϵ_{1J} , recalcula-se β_{1J} por (6.1).

	a_1	b_1	c_1	d_1	λ_1	λ_1
$\text{tg } \beta_{1J}$	0,4281	0,4722	0,5510	0,6686	0,9445	1,3838
$\lambda_J^1(o)$	92,50	79,50	70,00	49,00	31,00	56,00
$T_{1J}(\text{m})$	1,6795	1,5225	1,3050	1,0754	0,7612	0,5196
ϵ_{1J}	0,92	0,91	0,90	0,89	0,84	0,86
β_{1J}^1	22,27	24,54	28,31	33,47	44,70	54,77

Procederemos agora a correção do ângulo de saída para considerar a separação entre as pás. Configura-se assim o sobre ângulo de saída. Com relação aos ângulos da aresta de pressão, por outro lado, a providência a ser tomada corresponde à execução de perfis com forte arredondamento na entrada - o ângulo calculado β_{2J} é executado na linha do esqueleto do perfil, isto lhes confere menor sensibilidade a choques na entrada e até mesmo uma tendência a choques de aceleração.

O ângulo β_{1J} é corrigido através da relação apresentada na ref. nº 5, que corresponde a: $\cotg(\beta_{1c}) = \cotg(\beta_1) + \psi_T^1 \frac{r_1 r_2 C_3 u}{Z S C_{1m}}$ onde ψ_T^1 é um coeficiente empírico dado por

(6.4)

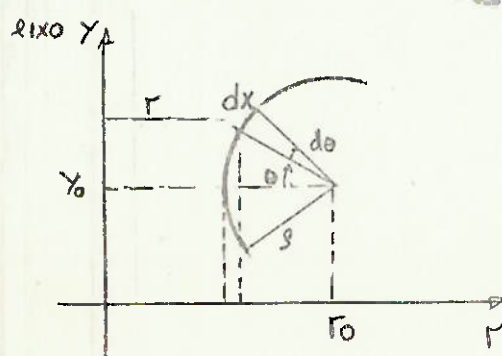
$$\psi_T^1 = 0,8(1 + \cos \beta_1) \left(1 - \frac{60}{ng+30}\right)$$

$$C_{u3} = C_{u2} = r_2^W - \frac{C_{m3}}{\text{tg } \beta_2}$$

S é o momento estático das linhas, calculado pela integral $S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dx$.

Para arcos de circunferência ele é calculado por: $S = \rho \cdot r_o(\theta_2 - \theta_1) + \rho^2 (\sin \theta_1 - \sin \theta_2)$ e para as demais curvas o cálculo é feito dividindo-as em n segmentos de igual comprimento Δx e executando $S = \Delta x \sum r_m$, onde r_m corresponde ao raio do ponto médio destes segmentos. Montamos então a tabela, onde ℓ é o comprimento desenvolvido dos trechos das linhas de fluxo compreendidos entre as duas arestas.

	$a_1 \ a_2$	$b_1 \ b_2$	$c_1 \ c_2$	$d_1 \ d_2$	$\ell_1 \ \ell_2$	$i_1 \ i_2$
$\ell \text{ (m)}$	1,5821	1,8750	2,2000	2,5000	2,5000	2,0879
$R_1 \text{ (m)}$	3,4750	3,1500	2,7000	2,2250	1,5750	1,0750
$R_2 \text{ (m)}$	3,3500	3,1500	3,0000	2,9000	2,9000	2,9500
$C_{3U} \text{ (m/s)}$	23,61	25,11	26,37	27,28	27,28	26,91
$S \text{ (m}^2 \text{)}$	5,3438	5,7000	5,9950	5,9626	5,0376	4,0511
$Cm_1 \text{ (m/s)}$	13,4105	13,5579	13,7086	13,8626	14,6877	14,3462
ψ_T	0,65	0,64	0,63	0,62	0,57	0,53
$\beta_1 (^\circ)$	22,27	24,54	28,31	33,47	44,70	54,77
$\beta_2 (^\circ)$	82,11	84,84	87,45	89,92	89,91	88,10
$\beta_{1c} (^\circ)$	20,79	23,06	26,77	31,78	42,68	52,55
$\frac{\Delta x}{2} =$	-	0,188	0,275	0,250	0,250	0,525
n		5	4	5	5	4



$$dx = s d\theta$$

$$r_i = r_o - s \cos \theta$$

$$S = \int_{\theta_1}^{\theta_2} [r_o - s \cos \theta] s d\theta$$

VII. DESENVOLVIMENTO EM SUPERFÍCIES CÔNICAS

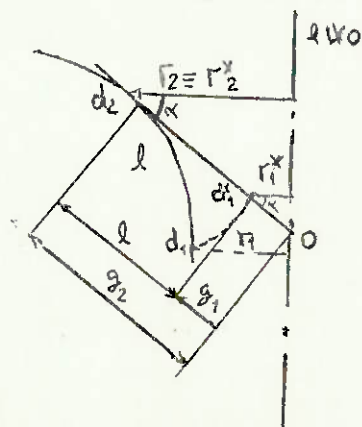
Uma vez que dispomos dos ângulos das arestas de Pressão e sucção, β_{1J} e β_{2J} respectivamente, podemos passar ao desenvolvimento dos perfis das pás. Que, por tratarem-se de superfícies duplamente curvadas, devem ser transferidas para superfícies auxiliares, que sejam desenvolvíveis, para que sua forma possa ser reconhecida. Conforme é proposto na bibliografia (refs. 4 e 5), as superfícies auxiliares utilizadas serão superfícies cônicas. No caso tangentes às superfícies de fluxo nos diâmetros correspondentes às arestas de pressão.

A transferência dos pontos das superfícies de fluxo para os cones é feita de tal forma que as distâncias do ponto de tangência d_2 até um ponto genérico na superfície de fluxo d_1 é igual à distância entre este mesmo ponto de tangência e o ponto correspondente d_1^y na superfície cônica. Devido à redução das distâncias tangenciais na razão dos raios (r^x/r) e à conservação das distâncias nos planos axiais, os ângulos (β_J) são distorcidos nos desenvolvimentos (β_J^x) sendo que relação entre eles vale:

$$\operatorname{tg} \beta^x = \frac{r}{r^x} \operatorname{tg} \beta, \quad \beta_2 = \beta_2^x$$

Também temos, pela figura: $r_2^x = r_2$; $\overline{OD}_2 = g_2 = r_2''$; $\overline{OD}_1 = g_1 = r_1''$

$$\cos \alpha = \frac{r_2^x}{g_2} = \frac{r_2}{r_2''}; \quad r_1'' = r_2'' - l \quad \text{e} \quad r_1^x = r_1'' \cos \alpha.$$



Isto posto, e considerados os dados do caso em estudo, temos:

	$g = r_2''(m)$	$r_2(m)$	$r_1(m)$	$\beta_2 (o)$	$\beta_{1c}(o)$	$l(m)$
$a_2 a_1$	5,1625	3,3500	3,4750	82,11	20,79	1,5821
$b_2 b_1$	4,7750	3,1500	3,1500	84,84	23,06	1,8750
$c_2 c_1$	4,2875	3,0000	2,7000	87,45	26,77	2,2000
$d_2 d_1$	3,4000	2,9000	2,2250	89,92	31,78	2,5000
$l_2 l_1$	3,0500	2,9000	1,5750	89,91	42,68	2,5000
$i_2 i_1$	2,9510	2,95000	1,0750	88,10	52,55	2,0879

Para a execução dos desenvolvimentos das superfícies cônicas foram calculados com esses valores conhecidos, os respectivos α , r_1'' , r_1^x , r_2'' e β_1^x ($\beta_2^x = \beta_2$; $r_2 = r_2^x$).

Sobre as superfícies cônicas desenvolvidas foram executadas pás circulares. O raio de curvatura ρ dessas últimas foi obtido através da relação deduzida na ref. nº 5

$$\rho = \frac{1}{2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1}$$

Onde os r_2 e r_1 correspondem a r_2'' e r_1'' respectivamente, da mesma forma $\beta_2 = \beta_2^x$ e $\beta_1 = \beta_1^x$

Foram obtidos os resultados:

	$\alpha(o)$	$g_1=r_1''(m)$	$r_1^x(m)$
$a_2 a_1$	49,54	3,5804	2,3234
$b_2 b_1$	48,72	2,9000	1,9131
$c_2 c_1$	45,60	2,0875	1,4606
$d_2 d_1$	31,47	0,9000	0,7676
$l_2 l_1$	18,04	0,5500	0,5230
$i_2 i_1$	1,50°	0,8631	0,8628

	$r_1''(m)$	$r_2''(m)$	$\beta_1^x(o)$	$\beta_2^x(o)$	$\rho(m)$
$a_2 a_1$	3,5804	5,1625	29,59	82,11	-2,8760
$b_2 b_1$	2,9000	4,7750	35,03	84,84	-3,6990
$c_2 c_1$	2,0875	4,2875	43,00	87,45	-5,2491
$d_2 d_1$	0,9000	3,4000	60,89	89,92	-12,4108
$l_2 l_1$	0,5500	3,0500	70,20	89,91	-24,7913
$i_2 i_1$	0,8631	2,9510	58,42	88,10	-11,2430

O sinal negativo indica curvatura negativa, conforme será visto a seguir.

A figura seguinte mostra uma pá com curvatura negativa, como é comum acontecer nas turbinas. Nela é possível perceber que para o triângulo $\Delta OB_1 B_2$ temos:

$$\text{A soma de seus ângulos: } \Pi = + \psi + \Delta + \left(\frac{\phi}{2} + \frac{\Pi}{2} + \beta_1\right)$$

$$\text{mas } \Delta = \frac{\Pi}{2} - \beta_2 + \frac{\phi}{2}$$

Portanto é válida a relação entre os ângulos:

$$\psi + \phi = \beta_2 - \beta_1$$

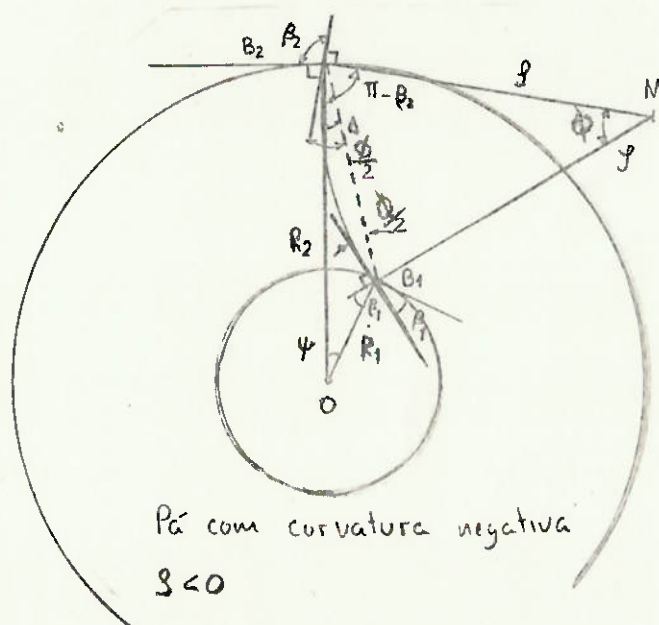
Da mesma forma é possível provar que para pás com curvatura positiva, que não são do nosso interesse no momento, vale a relação: $\psi - \phi = \beta_2 - \beta_1$. Além disso os triângulos $\triangle OB_1B_2$ e $\triangle MB_1B_2$ tem em comum o lado $\overline{B_1B_2}$, aplicando a lei dos cossenos a este lado, obtemos um sistema não linear de 2 equações a duas incôgnitas (ϕ e ψ):

$$\phi = (\beta_2 - \beta_1) - \psi$$

$$2\rho^2(1 - \cos\phi) = R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos\psi$$

Que foi resolvido no computador através das raízes da função:

$$Y = 2\rho^2 [\cos\phi - 1] + R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos\psi$$



E nos forneceu os ângulos centrais de abertura das pás ψ além ϕ .

Introduzimos este comentário apenas para salientar que a determinação desses ângulos foi de grande valia para antecipar o "comportamento" dos perfis projetados antes de desenhá-los; para eventualmente efetuar modificações. Além disso foi possível determinar com segurança o ponto de tangência na circunferência da aresta de pressão, para o caso das pás em que o raio de curvatura era muito grande. Serão anexados ao trabalho as equações desenvolvidas.

De qualquer forma os resultados assim obtidos ficaram plenamente confirmados na execução dos desenvolvimentos.

Foi esboçada então uma vista de Planta dos pontos da aresta de pressão, mantida a condição de que a aresta de sucção pertencesse a um plano axial e verificou-se a excessiva irregularidade da primeira, bem como ângulos com as paredes longitudinais muito diferentes de 90° . Decidiu-se então abandonar aquela condição em favor da melhoria destes ângulos, girando os pontos das linhas decorrentes em torno do eixo. Os deslocamentos angulares estão indicados nos resultados. Nos desenvolvimentos desenhou-se feixe de raios já deslocado.

VIII. PROJEÇÃO HORIZONTAL

A transferência das linhas de centro dos perfis obtidos nos desenvolvimentos das superfícies cônicas para as projeções vertical e horizontal é feito da seguinte forma: toma-se o desenvolvimento de uma superfície e faz-se sua divisão em arcos de igual comprimento, sobre diâmetro que esta projetado em V.G. na vista vertical, isto é, aquela que corresponde à aresta de pressão. Esta operação gera um feixe de raios sobre a superfície desenvolvida. As distâncias, medidas sobre esses raios, entre o ponto O e os pontos correspondentes das linhas dos perfis aparecem em V.G. sobre as geratrizes dos cones na vista vertical. Por outro lado, uma vez que a divisão dos arcos foi feita sobre aresta de pressão, onde $r_2 = r_2^x$ os comprimentos desses arcos medidos em relação ao vértice ($P+O$) do cone são iguais aos medidos em relação aos seus raios ($r_2 = r_2^x$) (planos h ao eixo):

$$\psi^x \cdot r_2'' = \psi \cdot r_2 \text{ onde } \psi^x \text{ corresponde ao ângulo de abertura no desen}$$

volvimento e ψ ao ângulo de abertura no Plano Horizontal.

Esse procedimento pode ser entendido como a divisão da turbina, vista especialmente, numa série de planos axiais que formam entre si o ângulo ψ .

Os demais desenvolvimentos devem ser tratados da mesma forma, mas para que tenhamos os pontos obtidos localizados sobre os mesmos planos axiais devemos conservar entre eles os ângulos centrais $\psi \rightarrow 0$ que equivale:

$$\begin{aligned} l_2 &= \text{comprimento do arco} & l_{2i} &= \psi_i^x r_{2i}'' = \psi r_{2i} \\ & & l_{2J} &= \psi_J^x r_{2J}'' = \psi r_{2J} \end{aligned}$$

Então $\frac{l_{2i}}{r_{2i}} = \frac{l_{2J}}{r_{2J}} \rightarrow$ que é a relação entre os comp. de arcos em que são definidos os vários desenvolvimentos.

Assim, para garantir que pontos superfícies cônicas diferentes estejam sobre o mesmo plano axial, um mesmo ângulo central ψ^x com relação a um raio de referência, sobre o desenvolvimento. Desta forma, aos vários ângulos centrais $\Delta\psi_{iJ}^x$ obtidos para os diversos cones, e que subdividem os perfis nos desenvolvimentos, corresponde ra um único ângulo central na vista de planta $\Delta\psi_{iJ}$ que corresponde à defasagem angular entre os dois planos axiais i e j.

Uma vez realizadas as subdivisões, pode-se desenhar a vista de planta transferindo os segmentos do feixe de raios dos desenvolvimentos - determinados entre o ponto em que dado raio interpreta a linha do perfil e aquele em que é interceptado o diâmetro de entrada - para as superfícies de fluxo na vista lateral, onde aparecem em V.G., medidos a partir do ponto da aresta de entrada. Os raios dos pontos assim obtidos, por sua vez, podem ser transferidos diretamente para a vista de Planta defazados respectivos ângulos centrais $\Delta\psi$.

Ligando os pontos correspondentes aos mesmos planos axiais obtem-se os traços da pá nesses planos. Lança-se então um feixe de Planos perpendiculares ao eixo sobre a vista frontal. E os raios me

didos, para os pontos em que as curvas interceptam esses planos horizontais, são transferidas de maneira análoga para a vista de planta. Configuram-se assim os cortes carpinteiro pelos quais se pode verificar a continuidade da superfície obtida. Os resultados obtidos foram:

	ψ_T^x (o)	r_2'' (m)	r_2 (m)	ψ_T (o)	ℓ_{2T} (m)	$\Delta \ell$ (m)	$\Delta \psi^x$ (o)
$a_1 a_2$	14,10	5,1625	3,3500	21,73	2,27	0,2310	2,56
$b_1 b_2$	16,13	4,7750	3,1500	24,45	1,34	0,2172	2,61
$c_1 c_2$	18,30	4,2875	3,0000	26,15	1,37	0,2069	2,76
$d_1 d_2$	17,40	3,4000	2,9000	20,40	1,03	0,2000	3,37
$\ell_1 \ell_2$	13,66	3,0500	2,9000	14,37	0,73	0,2000	3,76
$i_1 i_2$	18,81	2,9510	2,9500	18,82	0,97	0,2034	3,95

defasagem angular entre os planos axiais $\Delta \psi = \frac{\Delta \ell_{2i}}{r_{2i}} = 3,95^\circ$

$$\psi = \psi^x \cdot \frac{r_2''}{r_2} \iff \frac{\psi}{180} = \frac{\psi^x}{180} \cdot \frac{r_2''}{r_2}$$

$$r_2^x = r_2 \quad \ell_{2J} = r_{2J} \cdot \frac{\ell_{2i}}{r_{2i}} \Rightarrow \psi_{2J} = \psi_{2i} \quad \text{ang. centrais iguais}$$

(proj. horiz.)

Tomar arco $\ell = 0,8$ m em $\ell_1 \ell_2$ e dividir $n = 4 \rightarrow \Delta \ell = 0,2$ m

$$\Delta \psi_J^x = \frac{\Delta \ell}{r_{2J}''}$$

Deslocamentos angulares Δ das linhas de corrente: $d_2 d_1$, $\ell_2 \ell_1$, $i_2 i_1$

$$\Delta d_1 d_2 = 7,00^\circ$$

$$\Delta^x d_1 d_2 = 5,97^\circ$$

deslocamento do feixe de raios no desenvolvimento cônico.

$$\Delta \ell_1 \ell_2 = 13,00^\circ$$

$$\Delta^x \ell_1 \ell_2 = 12,36^\circ$$

$$\Delta i_1 i_2 = 8,00^\circ$$

$$\Delta^x i_1 i_2 = 7,997^\circ$$

$$\text{no plano horizontal } \Delta^x \cdot r_2'' = \Delta r_2 \Rightarrow \Delta^x = \Delta \cdot \frac{r_2}{r_2''}$$

comprimentos ℓ obtidos para os desenvolvimentos

	$a_2 a_1$	$b_2 b_1$	$c_2 c_1$	$d_2 d_1$	$\ell_2 \ell_1$	$i_2 i_1$
$a_s^{(m)}$ (cm)	6,33	7,50	8,80	10,00	10,00	8,35
1	6,33	7,50	8,80	-	-	-
2	6,00	7,10	8,30	-	-	-
3	5,40	6,50	7,80	9,80	-	8,35
4	4,70	5,90	7,30	9,20	-	7,80
5	3,80	5,00	6,50	8,50	9,50	7,00
6	2,30	3,80	5,20	7,40	8,60	6,10
7	0	1,50	3,30	5,90	6,80	4,20
ap	0	0	0	0	0	0

IX. O DESENVOLVIMENTO HIDRÁULICO DO PERFIL DAS PÁS DE UM ROTOR FRANCIS. CONCLUSÃO

O objetivo principal deste trabalho foi definido, desde o seu início, como sendo o de desenvolver um estudo sobre o processo de desenvolvimento de um Rotor Francis, particularmente do Perfil de suas Pás, pelo método hidráulico.

Para tanto se procurou, numa primeira etapa, obter uma visão global da teoria de Máquinas Hidráulicas de Fluxo, que envolve-se tanto aspectos relativos aos adimensionais utilizados e às características de isogonalidade e funcionamento semelhante; como aspectos inerentes à própria cinemática e dinâmica do escoamento em Turbinas. Nesta fase o trabalho se resumiu quase que exclusivamente na compilação daqueles aspectos teóricos encontrados na bibliografia, e na comparação entre as diversas exposições, no intuito de conseguir justamente esta visão global a que nos referimos. Como parte, mais importante da bibliografia, conferindo uma direção ao trabalho, encontram-se as apostilas e as notas de aula sobre máquinas de fluxo, do Prof. Dr. Edmundo (EPUSP).

Numa segunda etapa foi elaborado um algoritmo que utilizando curvas estatisticamente ajustadas aos dados mais importantes de uma série de Turbinas Francis já construídas, pudesse nos fornecer as dimensões principais de uma determinada Turbina Francis, a partir das características de seu ponto de Funcionamento nominal. Nessa fase se faria uso de parte do conhecimento adquirido na anterior. Também se procurou desenvolver uma análise crítica dos procedimentos estatísticos empregados pelo seu autor. Além disso, foi introduzido um exemplo de cálculo, que se constituiria na Turbina da Usina de Itumbiara. As estimativas obtidas neste pré-dimensionamento seriam então comparadas com as informações existentes sobre a unidade projetada pela Voith.

Na terceira e última etapa do trabalho, buscou-se desenvolver então o estudo do método de desenvolvimento de um Rotor Francis, no caso um Rotor rápido, motivo pelo qual o método enfocado foi o de pás duplamente curvadas. O estudo foi realizado sobre um exemplo de cálculo, que seria justamente a da Turbina de Itumbiara. E, na medida do possível, utilizando os dados obtidos no pré-dimensionamento.

Ocorre que o resultado final obtido não foi satisfatório, ainda que o processo tenha sido repetido inteiramente, e utilizando a metodologia da maneira que julgamos correta. Fazendo uma análise dos resultados somos tentados a acreditar que tal distorção ocorrida nas arestas de Pressão e sucção, bem como na continuidade da superfície da pá, deva-se fundamentalmente às diferenças de comprimento desenvolvido e mesmo momento estático das linhas de fluxo. A principal causa dessas diferenças seria então a configuração final da aresta de saída, embora a convergência em sua determinação tenha sido boa. Em todo caso, duas coisas podem ser tidas como certas: diferenças excessivas de comprimento desenvolvido e ângulos

de saída, entre as várias superfícies de fluxo determinam grandes variações no raio de curvatura das pás, que sem dúvida são muito problemáticas.

Dada a finalidade didática do Trabalho, consideramos ainda assim os objetivos plenamente alcançados, até porque mesmo a crítica dos resultados obtidos proporcionou uma oportunidade para o aprendizado do método, que seria o seu real objetivo.

Ficam assim passíveis as críticas, os resultados, notadamente o aspecto do controle das linhas de corrente pelo traçado das superfícies equipotenciais. Embora este método tenha sido até mesmo questionado e preterido, na bibliografia, e por isso tenha sido deixado de lado.

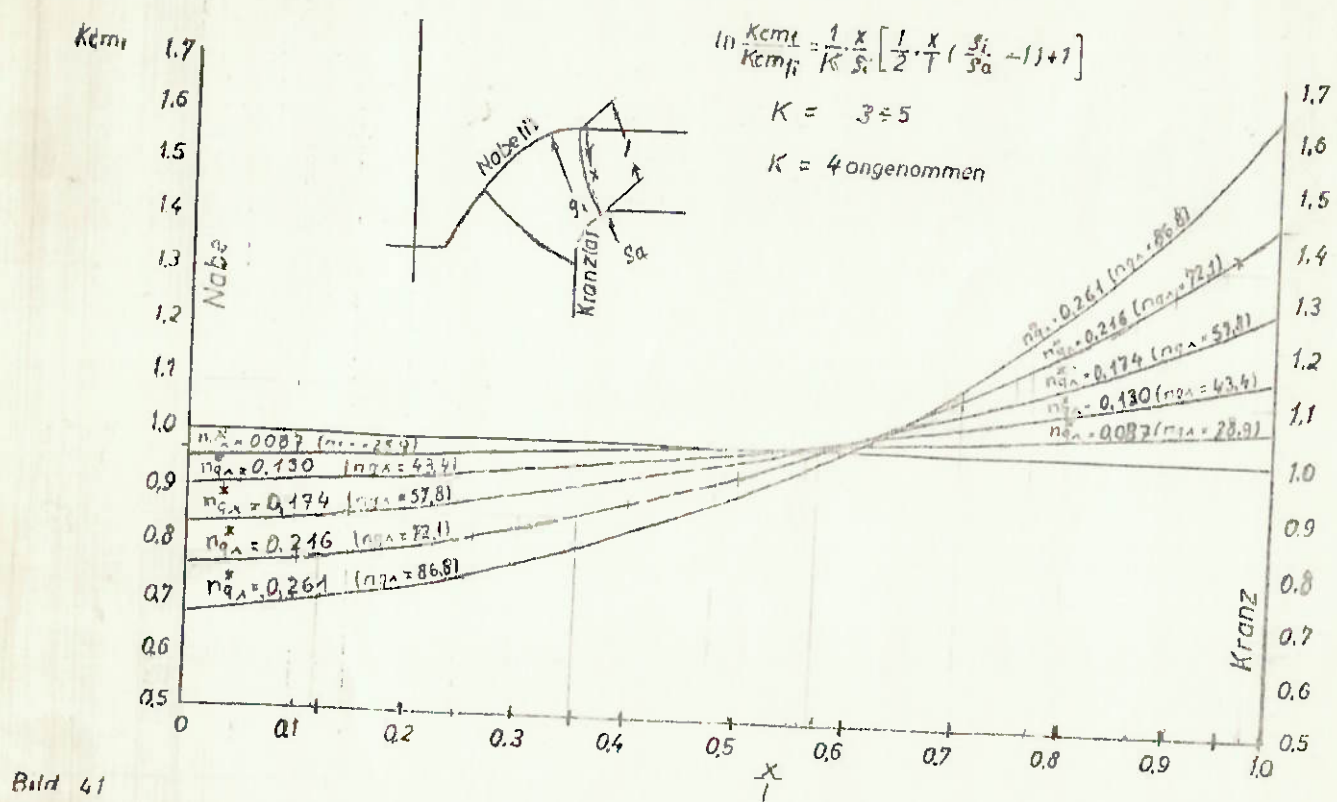


Bild 41

Distribuição de Kcm ao longo da aresta de pressão segundo referências bibliográficas 4 e 5.

BIBLIOGRAFIA

1. Apostila sobre Turbinas Hidráulicas e Máquinas de Fluxo - Prof. Dr. Edmundo Koelle
2. Apostila sobre Bombas - Prof. Dr. Edmundo Koelle
3. Notas de Aula da Cadeira de Máquinas Hidráulicas EPUSP - Prof. Dr. Edmundo Koelle
4. Bases para o Dimensionamento de Máquinas e Instalações Hidráulicas Universidade de Darmstadt. Prof. Pleno Eng. J. Osterwalder
5. Máquinas de Fluxo - Carl Pfleiderer - Hartwig Petermann
6. Hydraulic Machines Turbines and Pumps G.T. Krivchenko
7. Hydro Turbines Design and Construction. N.N. Kovalev
8. Turbines Hydrauliques et Leur Regulation Lucien Vivier
9. Modern trends in selecting and designing Francis turbines - Water Power & Dam Construction - August 1976.

L;

f/d1,d2,d3,

l,m,v1,

vazao:real;

real rvar nsc: real; var n>p: real; (array como parametro)

(procedimento para obter)

(rotacao especifica e)

(rotacao calculadas a um)

(numero de ciclos inteiro)

(e multipl. de 4, conforme)

(recomendação encontrada na bibliografia)

)/Exp(0.5*LN(1000*pot));

l))/Exp(1.25*Ln(hn));

AL (m) = ');

PROJETO (MW) = ');

TALACAO EM RELACAO AO NIVEL DO MAR (m) = ');

Ln(hn));

Ln(hn));

```

writeLn('rotacao especifica', ns = 'ns:10:4,' +/- 'erro:6:4');
writeLn('rotacao', n = 'n:10:4,' +/- '1/min');
writeLn('numero de polos', p = 'p:4:0');
sig:=Exp(Ln(0.000754) + 1.41*Ln(nsa));
erro:=0.027;
writeLn('coeficiente de cavitacao = 'sig:10:4,' +/- 'erro:6:4');
hs:= -(el/900) + 10 - (sig*hn);
erro:=0.027*hn;
writeLn('altura de sucacao maxima permmissivel = 'hs:10:4,' +/- 'erro:6:4');
nf:=( 1.52 + 0.00152*nsa)*n;
erro:=0.12*n;
writeLn('rotacao de disparo = 'nf:10:4,' +/- 'erro:6:4,' 1/min');
ku:= 0.31 + 0.0025*nsa;
erro:=0.047;
writeLn('coeficiente de velocidade periferica , Ku = 'ku:10:4,' +/- 'erro:6:4');
d3:=(84.5*ku*Exp(0.5*Ln(hn)))/n;
v1:=0.74 + 248/nsa; {vel. media na sec. referida}
vazao:= 3.1416 *SQR(d3)* v1/4;
writeLn('vazao nominal Q = 'vazao:10:4,' m3/s ');
writeLn('continua , s/n');
readLn (cont);
if cont = 'n' then goto 90;
writeLn('DIMENCOES PRINCIPAIS DO ROTOR (m) ');
erro:=(d3/ku)*erro;
writeLn('D3 = 'd3:10:4,' +/- 'erro:6:4');
d1:=d3*(0.4 + (94.5/nsa));
erro:= 0.075*d3;
writeLn('D1 = 'd1:10:4,' +/- 'erro:6:4');
d2:=d3/(0.96 + 0.00038*nsa);
erro:=0.028*d3;
writeLn('D2 = 'd2:10:4,' +/- 'erro:6:4');
h1:=d3*(0.094 + 0.00025*nsa);
erro:=0.023*d3;
writeLn('H1 = 'h1:10:4,' +/- 'erro:6:4');
if (nsa<= 110)
then
begin
h2:=d3*(-0.05 + 42/nsa);
erro:=0.056*d3;
and
else
begin
h2:=d3/(3.16 - 0.0013*nsa);
erro:=0.059*d3;
end;
writeLn('H2 = 'h2:10:4,' +/- 'erro:6:4');
writeLn('continua s/n');
readLn (cont);
if cont = 'n' then goto 90;
writeLn('CAIXA ESPIRAL ');
v2:=84.4*Exp(-0.44*Ln(nsa));
erro:=1.267;
writeLn('velocidade na entrada V = 'v2:10:4,' +/- 'erro:6:4,' (m/s)');
writeLn('DIMENCOES PRINCIPAIS (m) ');
a:=d3*(1.2 - 19.56/nsa);
erro:=0.099*d3;
writeLn('A = 'a:10:4,' +/- 'erro:6:4');
b:=d3*(1.1 + 54.8/nsa);
erro:=0.082*d3;
writeLn('B = 'b:10:4,' +/- 'erro:6:4');
c:=d3*(1.32 + 49.25/nsa);
erro:=0.12*d3;
writeLn('C = 'c:10:4,' +/- 'erro:6:4');
d:=d3*(1.5 + 48.6/nsa);
erro:=0.08*d3;
writeLn('D = 'd:10:4,' +/- 'erro:6:4');

```

(diâmetro na entrada do tubo de sucção = diâmetro da sec. de saída do rotor)

(cálculo da altura de manometria da caixa espiral)


```

e:=d3*(0.76 + 0.010/nsa);
erro:=0.08xd3;
writeln('E = ',e:10:4,' +/- ',erro:6:4);
f:=d3*(1 + 131.4/nsa);
erro:=0.15xd3;
writeln('F = ',f:10:4,' +/- ',erro:6:4);
g:=d3*(0.89 + 96.5/nsa);
erro:=0.11xd3;
writeln('G = ',g:10:4,' +/- ',erro:6:4);
h:=d3*(0.79 + 81.75/nsa);
erro:=0.12xd3;
writeln('H = ',h:10:4,' +/- ',erro:6:4);
i:=d3*(0.1 + 0.00065*nsa);
erro:=0.029xd3;
writeln('I = ',i:10:4,' +/- ',erro:6:4);
l:=d3*(0.88 + 0.00049*nsa);
erro:=0.06xd3;
writeln('L = ',l:10:4,' +/- ',erro:6:4);
m:=d3*(0.60 + 0.000015*nsa);
erro:=0.053xd3;
writeln('M = ',m:10:4,' +/- ',erro:6:4);
writeln('continua', s/n);
readln(cont);
if cont = 'n' then goto 90;
writeln('TUBO DE SUCCAO ');
erro:=1.45;
writeln('velocidade na entrada V = ',v:10:4,' +/- ',erro:6:4);
writeln('DIMENCOES PRINCIPAIS (m) ');
n:=d3*(1.54 + 203.5/nsa);
erro:=0.38xd3;
writeln('N = ',n:10:4,' +/- ',erro:6:4);
o:=d3*(0.83 + 140.7/nsa);
erro:=0.28xd3;
writeln('O = ',o:10:4,' +/- ',erro:6:4);
p:=d3*(1.37 - 0.00056*nsa);
erro:=0.13xd3;
writeln('P = ',p:10:4,' +/- ',erro:6:4);
q:=d3*(0.58 + 22.6/nsa);
erro:=0.15xd3;
writeln('Q = ',q:10:4,' +/- ',erro:6:4);
r:=d3*(1.6 - 0.0013/nsa);
erro:=0.25xd3;
writeln('R = ',r:10:4,' +/- ',erro:6:4);
s:=d3*nsa/(-9.28 + 0.25*nsa);
erro:=0.88xd3;
writeln('S = ',s:10:4,' +/- ',erro:6:4);
t:=d3*(1.5 + 0.00019*nsa);
erro:=0.22xd3;
writeln('T = ',t:10:4,' +/- ',erro:6:4);
u:=d3*(0.51 - 0.0007*nsa);
erro:=0.18xd3;
writeln('U = ',u:10:4,' +/- ',erro:6:4);
v:=d3*(1.1 + 53.7/nsa);
erro:=0.19xd3;
writeln('V = ',v:10:4,' +/- ',erro:6:4);
z:=d3*(2.63 + 33.8/nsa);
erro:=0.32xd3;
writeln('Z = ',z:10:4,' +/- ',erro:6:4);
90:
end.

```

Running

CARGA NOMINAL (m) = 30
POTENCIA DE PROJETO (KW) = 354
COTA DA INSTALACAO EM RELACAO AO NIVEL DO MAR (m) = 431.9
rotacao especifica , ns = 223.6111
rotacao , n = 70.0000 1/min
numero de polos , p = 60
coeficiente de cavitacao = 0.1551 +/- 0.0270
altura de sucacao maxima permisivavel = -3.8985 +/- 2.1600 m
rotacao de disparo = 167.4174 +/- 10.8000 1/min
coeficiente de velocidade periferica , Ku = 0.8695 +/- 0.0470
vazao nominal Q = 412.4086 m3/s
continua , s/n

DIMENCOES PRINCIPAIS DO ROTOR (m)

D3 = 7.3020 +/- 0.3747
D1 = 6.0037 +/- 0.3477
D2 = 6.9873 +/- 0.2045
H1 = 1.0950 +/- 0.1677
H2 = 2.5451 +/- 0.4306
continua s/n

CAIXA ESPIRAL

velocidade na entrada V = 7.8054 +/- 1.2670 (m/s)

DIMENCOES PRINCIPAIS (m)

A = 0.1243 +/- 0.7229
B = 9.0201 +/- 0.3988
C = 11.2455 +/- 0.0762
D = 12.5452 +/- 0.5842
E = 9.2310 +/- 0.5842
F = 11.5890 +/- 1.0953
G = 9.6472 +/- 0.8032
H = 0.4357 +/- 0.0762
I = 1.7925 +/- 0.2110
L = 7.2366 +/- 0.4301
M = 4.4057 +/- 0.3070
continua , s/n

TUBO DE SUCCAO

velocidade na entrada V = 9.8481 +/- 1.4500 (m/s)

DIMENCOES PRINCIPAIS (m)

N = 17.8044 +/- 2.7748
O = 10.6511 +/- 2.0446
P = 9.0886 +/- 0.9493
Q = 4.9725 +/- 1.0953
R = 11.6832 +/- 1.0255
S = 35.0155 +/- 6.4258
T = 11.2635 +/- 1.6864
U = 2.5800 +/- 0.7302
V = 9.7042 +/- 1.3874
Z = 20.3070 +/- 2.3366

250

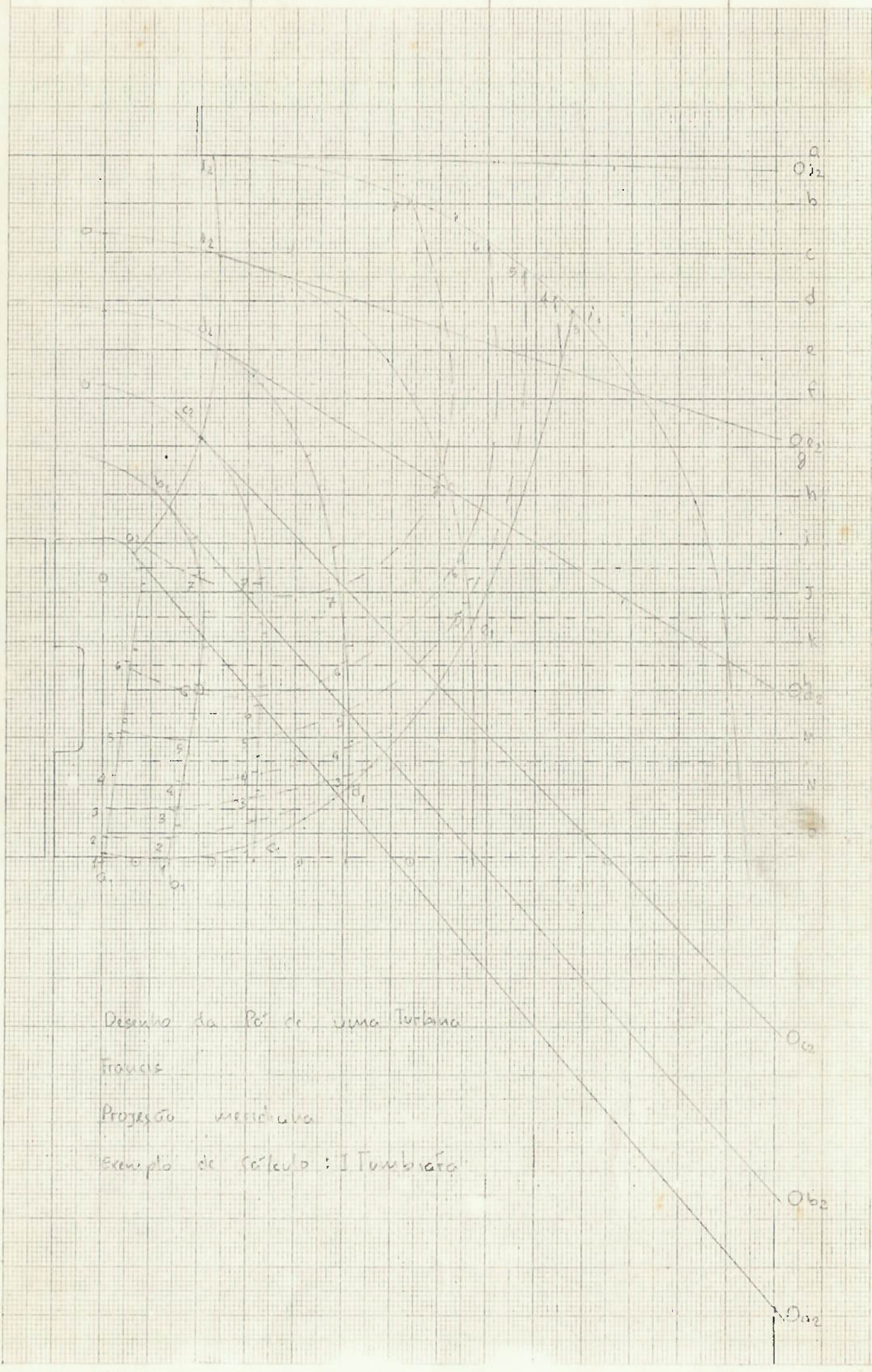
200

150

100

50

0



Desenho da Pó de uma Turbina

Francis

Projeção métrica

Exemplo de cálculo: I Turbina

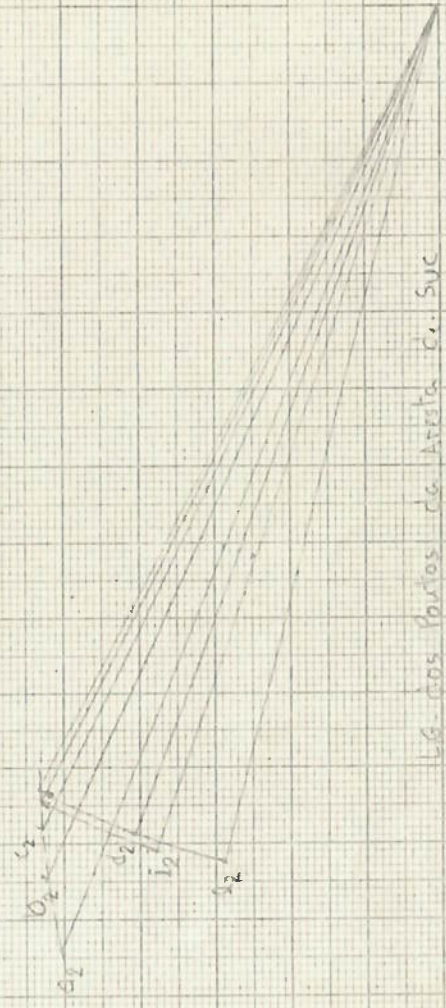
Projeção horizontal da Pá da Turbina Francis de Turbina

Pontos da
aresta de Pressão.

$$\Delta \alpha_1 \alpha_2 = 7^\circ$$

$$\Delta \alpha_1 \alpha_2 = 18^\circ$$

$$\Delta \alpha_1 \alpha_2 = 8^\circ$$

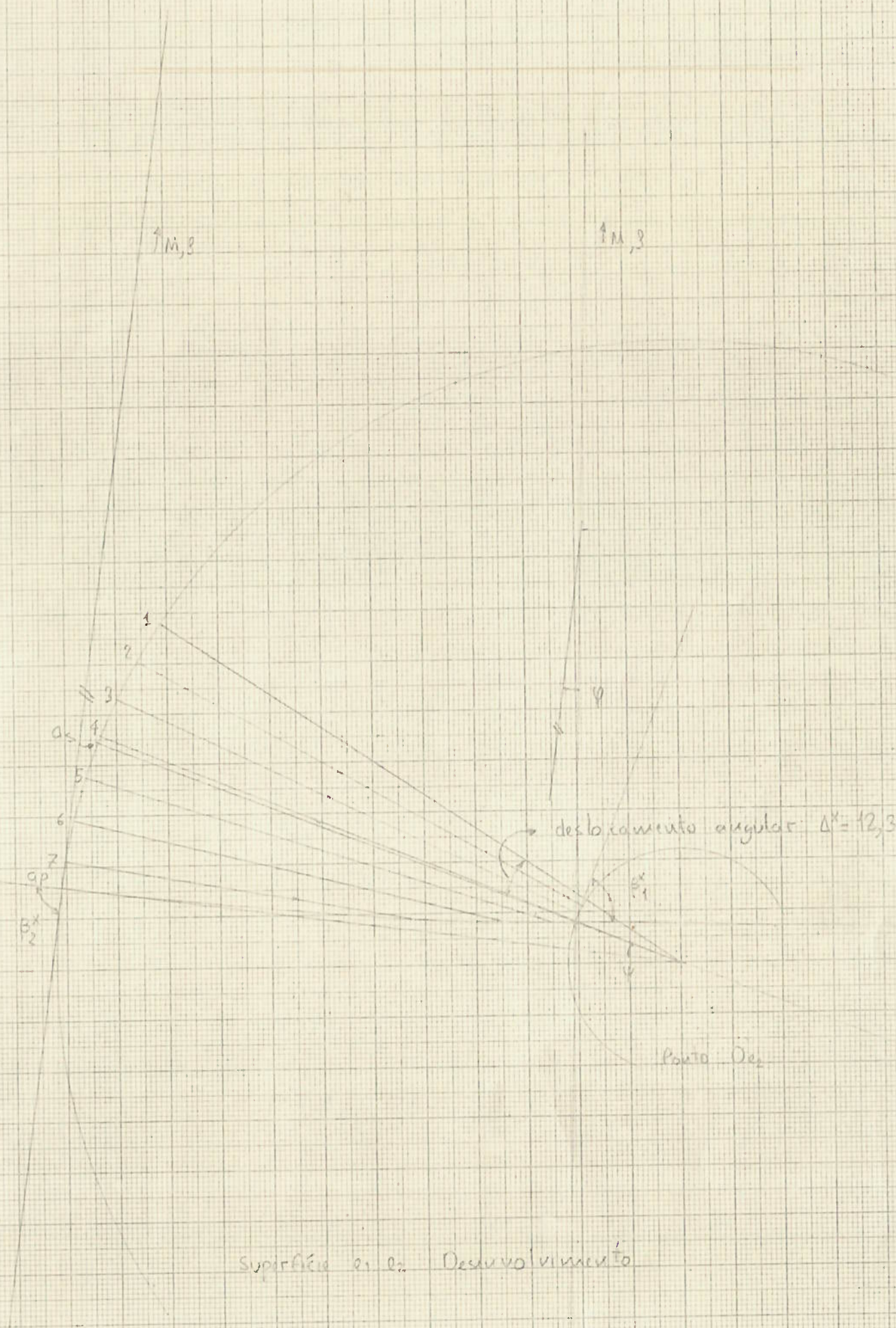


Linha dos Pontos de Aresta d. Suc

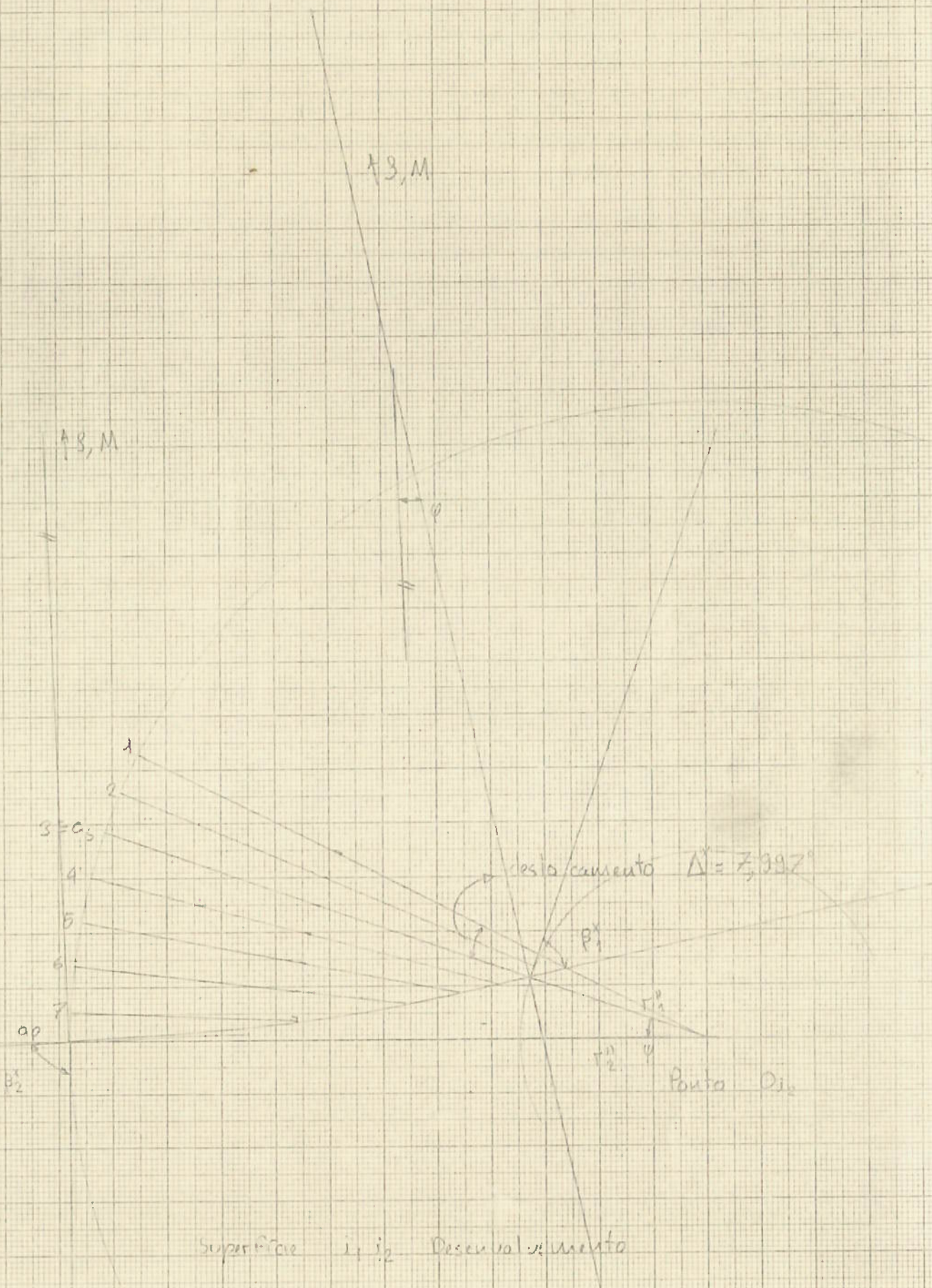
Esboço dos pontos da aresta de Pressão, para a - disposição da aresta de sucção em um plano meridional. E medidas dos deslocamentos angulares das linhas de corrente $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8, \alpha_9, \alpha_{10}, \alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{13}, \alpha_{14}, \alpha_{15}, \alpha_{16}, \alpha_{17}, \alpha_{18}, \alpha_{19}, \alpha_{20}, \alpha_{21}, \alpha_{22}, \alpha_{23}, \alpha_{24}, \alpha_{25}, \alpha_{26}, \alpha_{27}, \alpha_{28}, \alpha_{29}, \alpha_{30}, \alpha_{31}, \alpha_{32}, \alpha_{33}, \alpha_{34}, \alpha_{35}, \alpha_{36}, \alpha_{37}, \alpha_{38}, \alpha_{39}, \alpha_{40}, \alpha_{41}, \alpha_{42}, \alpha_{43}, \alpha_{44}, \alpha_{45}, \alpha_{46}, \alpha_{47}, \alpha_{48}, \alpha_{49}, \alpha_{50}, \alpha_{51}, \alpha_{52}, \alpha_{53}, \alpha_{54}, \alpha_{55}, \alpha_{56}, \alpha_{57}, \alpha_{58}, \alpha_{59}, \alpha_{60}, \alpha_{61}, \alpha_{62}, \alpha_{63}, \alpha_{64}, \alpha_{65}, \alpha_{66}, \alpha_{67}, \alpha_{68}, \alpha_{69}, \alpha_{70}, \alpha_{71}, \alpha_{72}, \alpha_{73}, \alpha_{74}, \alpha_{75}, \alpha_{76}, \alpha_{77}, \alpha_{78}, \alpha_{79}, \alpha_{80}, \alpha_{81}, \alpha_{82}, \alpha_{83}, \alpha_{84}, \alpha_{85}, \alpha_{86}, \alpha_{87}, \alpha_{88}, \alpha_{89}, \alpha_{90}, \alpha_{91}, \alpha_{92}, \alpha_{93}, \alpha_{94}, \alpha_{95}, \alpha_{96}, \alpha_{97}, \alpha_{98}, \alpha_{99}, \alpha_{100}$ obtidos

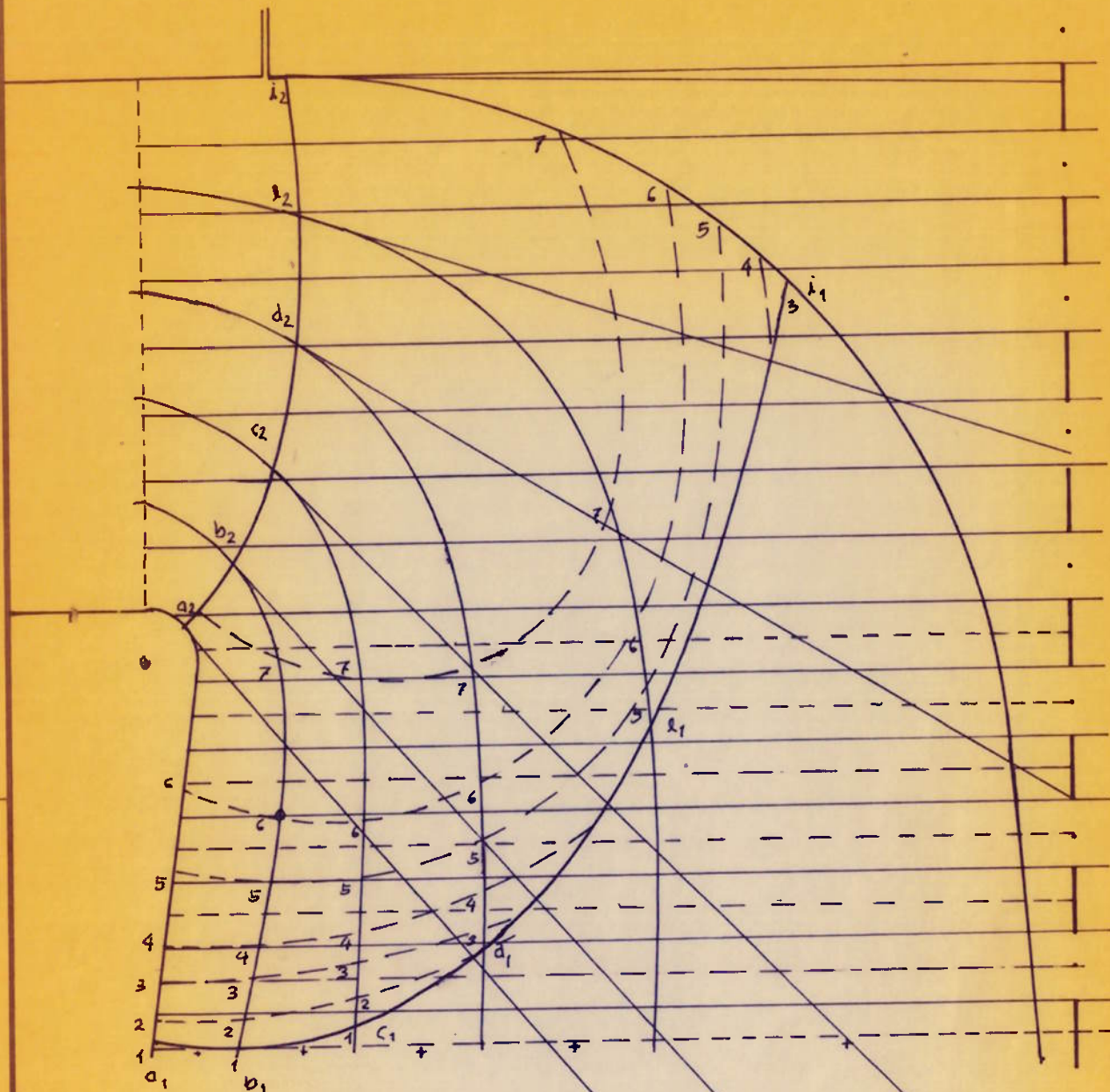
Superficial Injuries: Disinfectants

Pointe Obz



Superfície e1 e2 Desenvolvimento



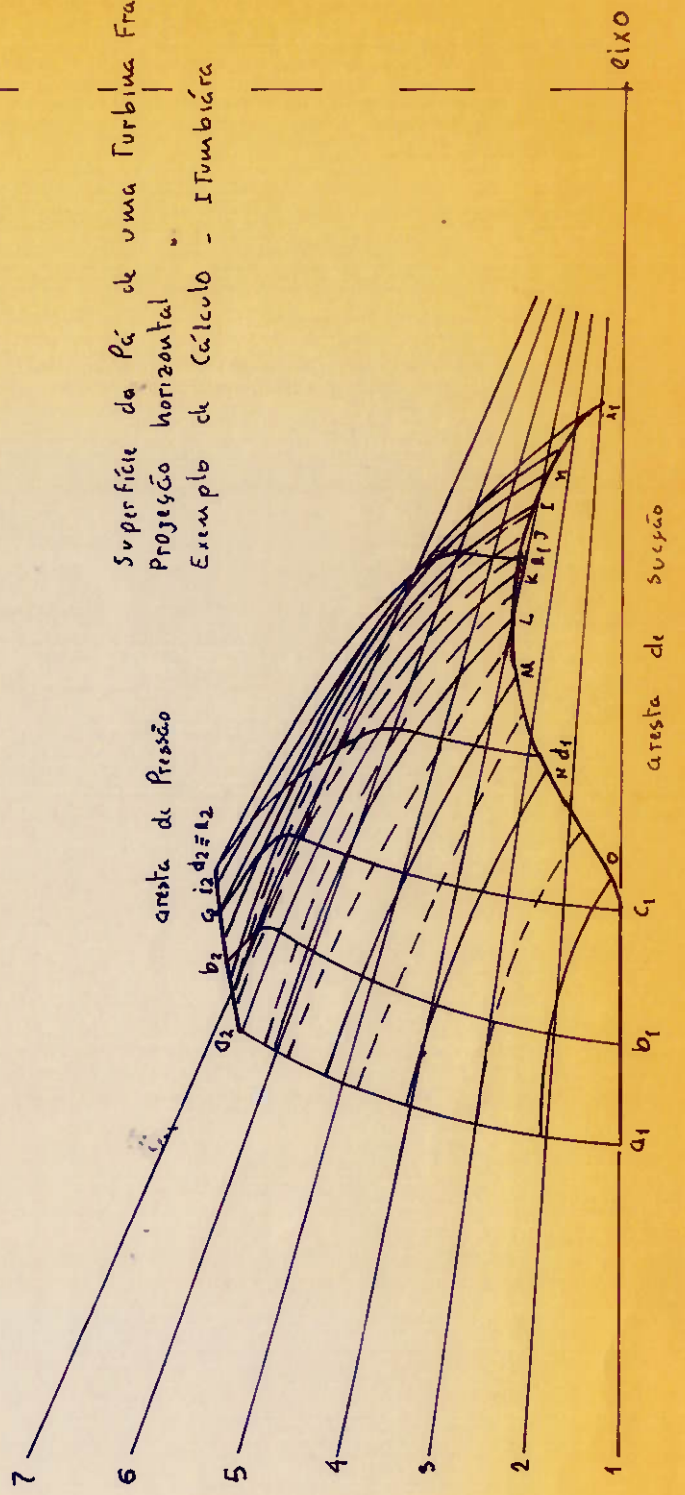


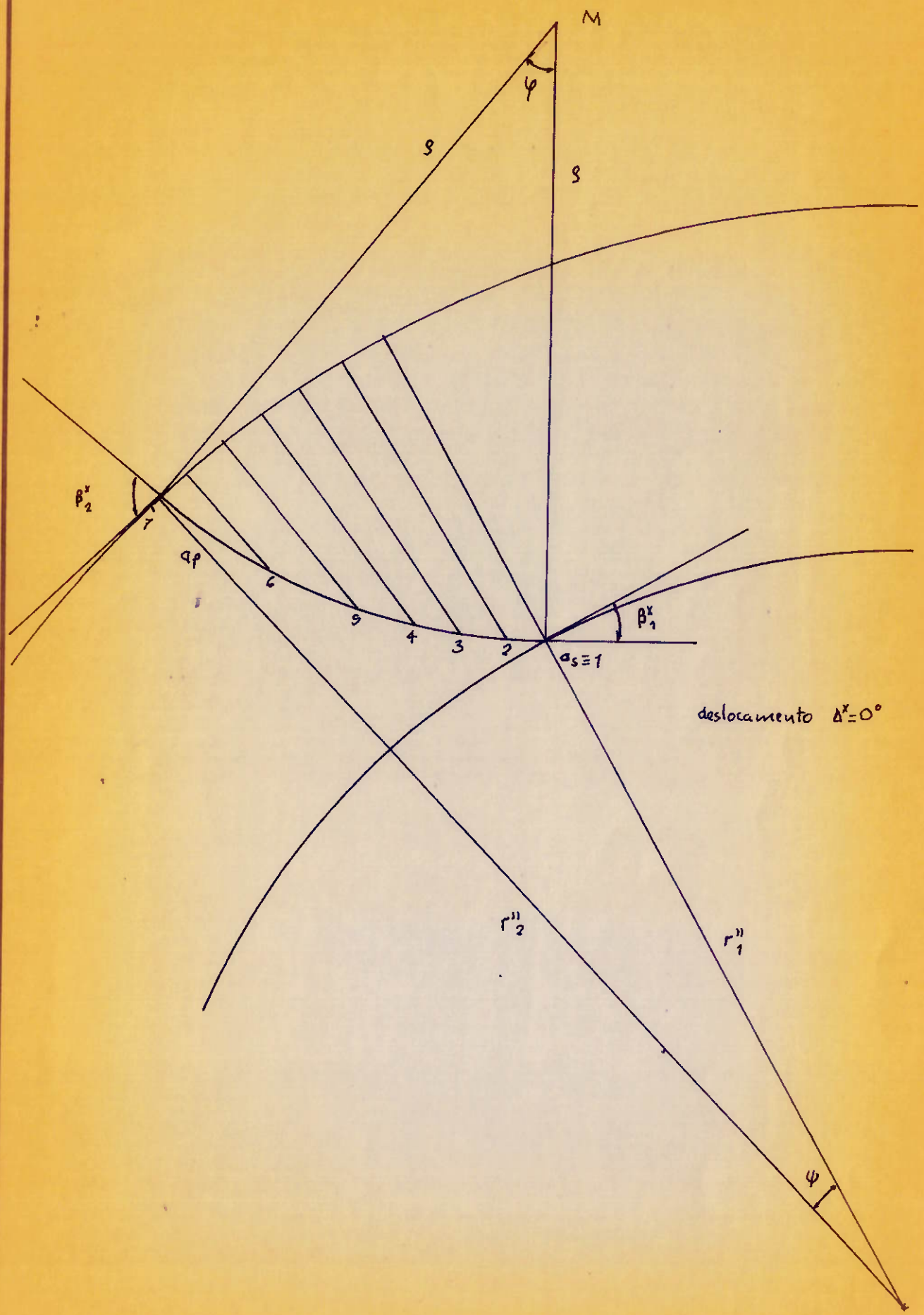
Desenho
da Pá de uma Turbina Francis

Projeção meridiana

Exemplo de Cálculo : ITumbiára

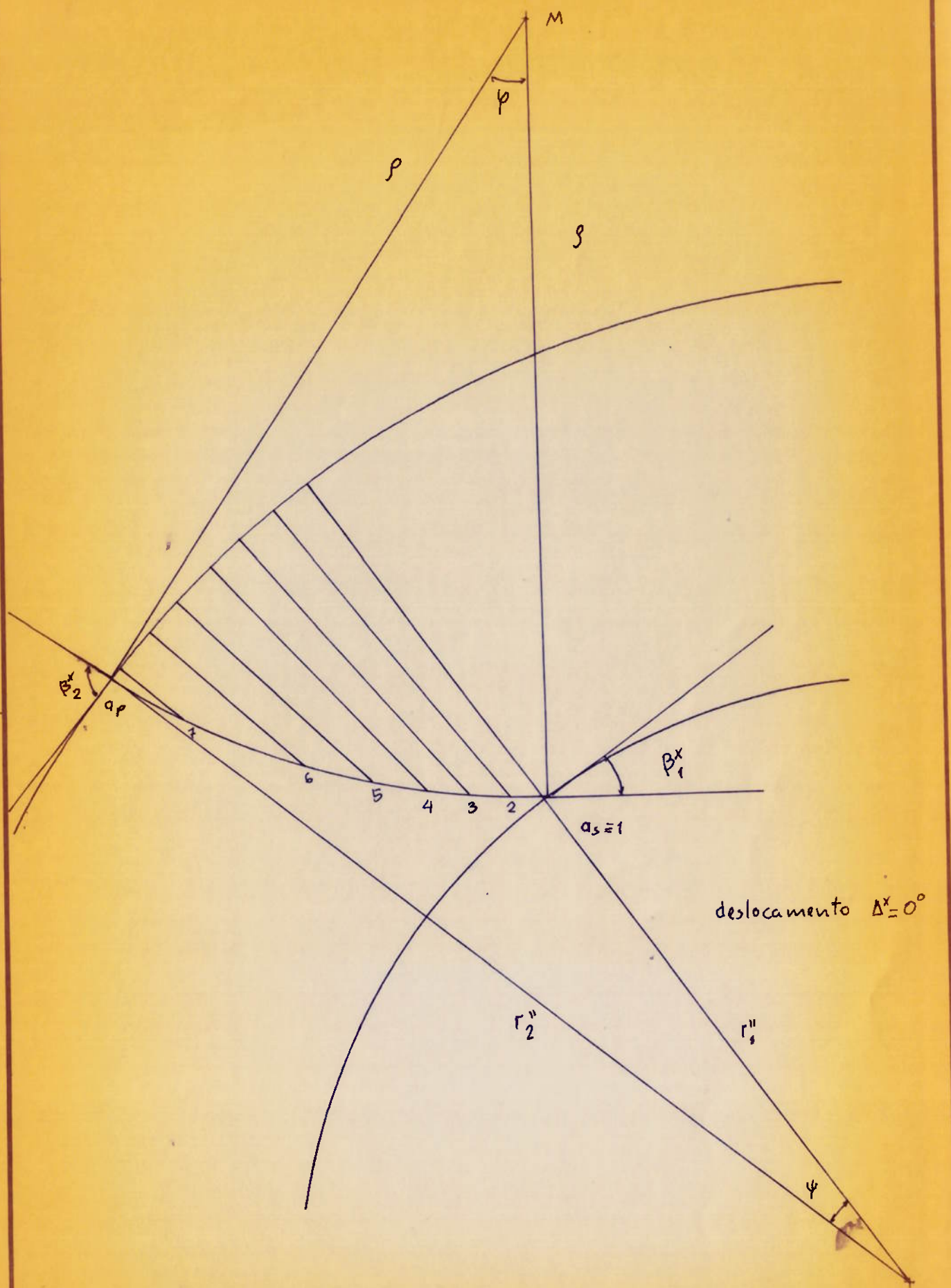
Superfície da Pá de uma Turbina Francis
 Projeção horizontal
 Exemplo de Cálculo - ITumbiara

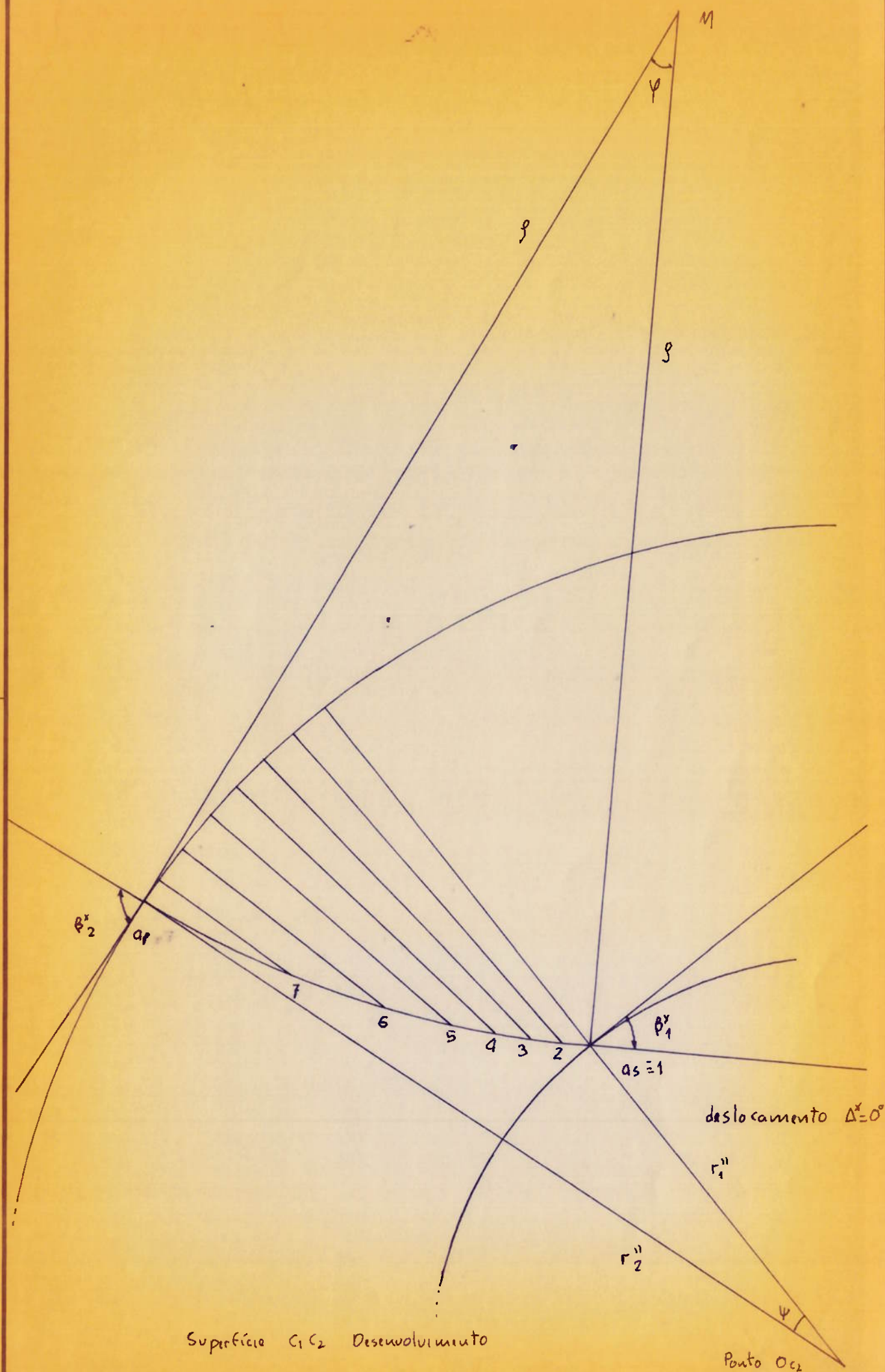




Superfície $a_1 a_2$ Desenvolvimento

Ponto Oa_2





Superfície C_1C_2 Desenvolvimento

Ponto O_{C_2}

