

2171844

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA
POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO.

TURBINA BANKI

Aproveitamento Hidrelétrico de Pequenas Potências

alcos ernandes
Paulo M. F. Vieira

Prof. Orientador

Edmundo Koelle

A minha mãe
Yolanda M. Krievin

ÍNDICE

Introdução.	01
Memorial de Cálculo.	05
Dimensionamento do Freio.	05
Dimensionamento dos Mancais.	07
Sistema de Arrefecimento do Freio.	08
Sistema Auxiliar de Medida de Torque.	09
Esquema do Freio Dinamométrico.	10
Análise Teórica da Turbina Banki.	11
Análise sem Perdas.	11
Análise com Perdas.	14
Norma Brasileira De Testes de Turbinas (excerto).	18
Desenhos.	20
Bibliografia.	21

Introdução

Muito se fala hoje em dia a respeito da falta de energia facilmente utilizável, os trabalhos na busca de energia barata são muito frequentes na atualidade.

Uma das fontes mais facilmente utilizáveis são as quedas d'água, transformando-se energia potencial em energia hidráulica. No nosso país, temos visto projetos de grandes usinas hidrelétricas, para suprir a energia dos grandes centros administrativos e industriais. A escolha, se deve a fatores que fogem ao objetivo deste trabalho.

Quando, porém, necessita-se de energia elétrica longe das linhas de transmissão, o seu custo sobe assustadoramente, tornando quase impossível a sua utilização sem incentivos governamentais. Este é um dos fatores que causam a má distribuição demográfica no Brasil, pois a energia elétrica é um produto muito atrativo, atraindo o homem para o local onde ela é facilmente disponível. Quando o local está afastado das linhas de transmissão, é conveniente usar-se as chamadas mini turbinas hidrelétricas.

Este trabalho visa mostrar uma mini turbina em particular, a Turbina Banki.

A turbina Banki é uma turbina utilizada para pequenas e médias potências, sendo seu uso recomendado para instalações rurais ou pequenas instalações industriais, desde que estas instalações estejam localizadas próximas a potenciais hídricos e longe de linhas de transmissão de energia elétrica, como foi frisado acima.

A concepção da turbina Banki é simples e seu custo de fabricação relativamente baixo, visto que seus componentes são, na sua maioria simples e de fácil acesso no mercado.

O objetivo do presente trabalho é mostrar a potencialidade da turbina Banki no aproveitamento de mini potenciais hidrelétricos.

O trabalho foi subdividido em objetivos a serem cumpridos du-

rante a elaboração do mesmo. Estes objetivos são os seguintes:

a - estudo teórico da turbina Banki e análise bibliográfica.

b- projeto construtivo da turbina Banki.

c- projeto construtivo do banco de ensaio do protótipo - freio dinomométrico.

d- execução do protótipo projetado.

e-ensaio do protótipo.

f- conclusões e recomendações retiradas do ensaio.

Dada a extensão dos objetivos propostos, o trabalho de formatura foi desenvolvido por dois alunos, Paulo M. F. Vieira e Sílvio G. Dias, ficando a sub-divisão de encargos da seguinte maneira:

item	aluno(s)
a	Sílvio e Paulo
b	Sílvio
c	Paulo
d	Sílvio e Paulo
e	Sílvio e Paulo
f	Sílvio e Paulo

Os esforços desenvolvidos pelo professor orientador, Dr. Edmundo Koelle, junto ao Departamento de Engenharia Mecânica e junto aos órgãos que poderiam financiar o estudo, principalmente no que se refere a construção e ensaio do protótipo, resultaram infrutíferos. Alegou se sempre a falta de verba para financiar a execução do protótipo. Fica patente, portanto, a impossibilidade de se promover dentro da nossa Escola Politécnica, no tempo disponível para a realização do trabalho de formatura, de se conseguir recursos para a pesquisa experimental que, no caso, proporcionariam após a pesquisa, a disponibilidade de um novo banco de ensaios para uso didático junto a disciplina de máquinas hidráulicas.

Graças a interferência do nosso orientador junto a direção do

CTH, Centro de Tecnologia Hidráulica, do DAEE, Departamento de Águas e Energia Elétrica, essa turbina deverá ser construída com a supervisão do nosso orientador e com os recursos daquela instituição no próximo ano. Este interesse do CTH ficou patente após verificar os desenhos do projeto e as potencialidades para uso generalizado desse tipo de turbina em mini potenciais hidrelétricos.

Ressalvamos portanto que o nosso trabalho ficou incompleto com relação aos objetivos inicialmente propostos, dentro do prazo disponível, estamos, portanto, completando os itens a, b e c e participaremos, já como engenheiros, no próximo ano, da construção e ensaio do protótipo projetado.

Pretende-se com estes ensaios retirar coeficientes empíricos que permitam a construção de novas turbinas similares e proporcionem critérios para projetar turbinas Banki com diferentes rotações específicas, sempre visando a execução racional, econômica e se possível, artesanal do conjunto para promover a implantação de mini potenciais hidrelétricos adjacentes a regiões que tenham potenciais agrícolas ou minerais, proporcionando a fixação do homem nestas regiões, com o conforto que a disponibilidade de energia elétrica proporciona e, desta forma, promovendo a distribuição demográfica racional no país, evitando grandes concentrações urbanas.

Entendemos que a instalação de mini potenciais hidrelétricos é primordialmente um meio que promove a fixação do homem junto a área de influência da pequena usina, e a consequente distribuição demográfica racional. Não faz sentido, como se poderia pensar, promover o desenvolvimento destes mini potenciais hidrelétricos alegando crise energética, tal argumento no nosso país é absurdo. Além de promover a fixação do homem na área de influência da pequena usina, a turbina Banki é vantajosa devido a sua simplicidade de concepção, o que num país como o Brasil é de grande importância, pois seu uso no país seria altamente compensador, tanto do ponto de vista econômico como do ponto de vista tecnológico, pois a tecnologia de fabricação da turbina Banki pode ser inteiramente desenvolvida no país.

Este segundo volume complementa o primeiro no cálculo dos mancais e no dimensionamento do freio dinamométrico.

Os mancais são de rolamento de esferas, de cálculo simples, devido ao pequeno tamanho da turbina e devido ao fato de seu eixo ser horizontal, não necessitando de mancais de escora mais complicados para dimensionar e construir.

No projeto do freio dinamométrico, os critérios mais importantes foram o baixo custo e a simplicidade de construção. Anexo a este trabalho está um excerto da Norma Brasileira de Testes de Turbina.

Não foi colocado neste projeto o controlador da turbina, pois seu dimensionamento requereria, praticamente, outro trabalho de formatura com igual carga horária.

Memorial de Cálculo

Após o cálculo das dimensões da turbina, e de suas características operacionais, entramos com os seguintes dados no cálculo do freio dinâmométrico:

$$N = 6.000 \text{ W} = 8,04 \text{ HP}$$

$$n = 143,3 \text{ rpm} = \frac{143,3 \times 2 \times \pi}{60} = 14,97 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Donde:

$$M = \frac{N}{n} = \frac{6.000}{14,97} = 400,8 \text{ Nm} = 40,9 \text{ Kgm}$$

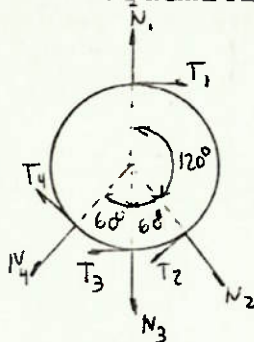
Para uma potência de 8,04 HP, tem-se por recomendação do livro Freios do Prof. Nelson de C. G. de Oliveira, os seguintes valores para o freio:

Diâmetro do tambor - 250 mm

Largura da sapata - 80 mm

Dimensionaremos o freio dinâmométrico para um torque máximo de 500 Nm.

Esquemmatizando as forças no tambor:



Momento em relação a O

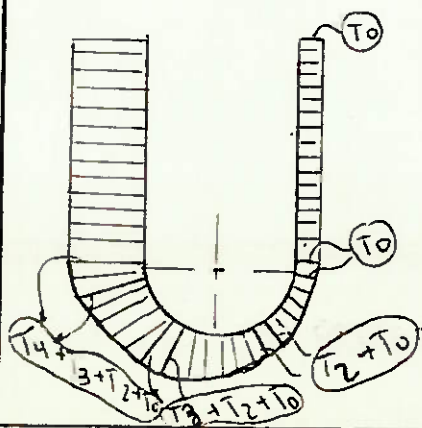
$$M = 0,125 (T_1 + T_2 + T_3 + T_4)$$

$$T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = \frac{M}{0,125} = 4.000 \text{ N}$$

Tensão na Fita (tração)

Supondo T_0 T_1 , ao dimensionarmos a fita com $T_1 + T_2 + T_3 + T_4$, esta estará bem dimensionada

$$T_{\text{fita}} = 4.000 \text{ N} = 408 \text{ kgf}$$



Seção da fita.



Com $T = 408 \text{ kgf}$

$$\bar{\sigma} = 1476 \text{ kgf/cm}^2 = 14,76 \text{ kgf/mm}^2$$

Vem:

$$\sigma = \frac{T}{S} \quad S \geq \frac{T}{\bar{\sigma}}$$

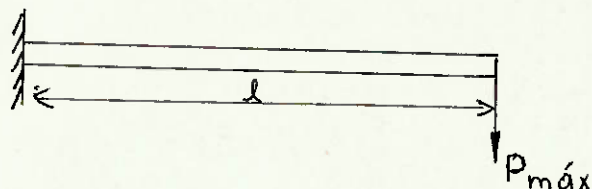
$$S \geq 2,76 \text{ mm}^2$$

Adotando $a = 1 \text{ mm}$, vem:

$$b_{\min} = 2,76 \text{ mm}$$

Mas adotaremos $b = l_{\text{sapata}} = 80 \text{ mm}$

Seção do braço de alavanca.



$$l = 1000 \text{ mm}$$

$$\bar{\sigma} = 100 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{\max} = \frac{T}{l} = \frac{500}{1} = 50 \text{ N} =$$

$$= 51 \text{ kgf}$$

$$M_{\max} = P_{\max} \times l = 51 \times 1 = 51 \text{ kgfm} = 5100 \text{ kgf cm}$$

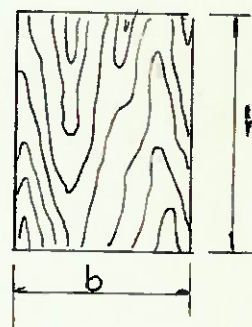
$$\sigma = \frac{M}{W} \quad W = \frac{b \times h^2}{3}$$

$$W = \frac{M}{\bar{\sigma}} \quad b \times h^2 = \frac{5100 \times 3}{100} = 153 \text{ cm}^3$$

Adotando $b = 4 \text{ cm}$

$$h_{\min} = 6,2 \text{ cm}$$

Adotamos $h = 7 \text{ cm}$



Faremos o tambor de ferro fundido e as sapatas de madeira, o que nos dará um coeficiente de atrito igual a 0,2, se porventura se quiser aumentar o rendimento do freio, pode-se recobrir as sapatas com asbesto, embora vá aumentar o custo de fabricação.

Chaveta para o tambor.

Dimensionamos pelos dois critérios (cisalhamento e compressão) e adotamos o maior comprimento.

$$L = \frac{4 \times M}{d \times h \times \bar{\sigma}} = \frac{4 \times 5100}{5,4 \times 0,8 \times 800} = 5,90 \text{ cm}$$

$$L = \frac{2 \times M}{d \times b \times \bar{C}} = \frac{2 \times 5100}{5,4 \times 1,2 \times 1200} = 1,31 \text{ cm}$$

Adotamos $L = 90 \text{ mm}$

Chaveta $L = 90 \text{ mm}$

$b = 12 \text{ mm}$

$h = 8 \text{ mm}$

Dimensionamento dos mancais.

Dados: Peso aproximado eixo + rotor + empuxo
= 300 kgf.

Tomando-se uma carga de 150 kgf por mancal, tem-se:

$P = 150 \text{ kgf}$

$n = 143,3 \text{ rpm}$

$L_h = 100.000 \text{ horas (adotado)}$

Da tabela fornecida pelo fabricante:

$n = 125 \text{ rpm} \quad C/P = 9,11$

$n = 160 \text{ rpm} \quad C/P = 9,83$

Interpolando:

$C/P = 9,47$

Com a carga de 150 kgf

$C = 1420,5 \text{ kgf}$

Das tabelas do fabricante tiramos:

Designação d(mm) D(mm) B(mm) C(kgf)

6009 45 75 16 1660

6209 45 85 19 2600

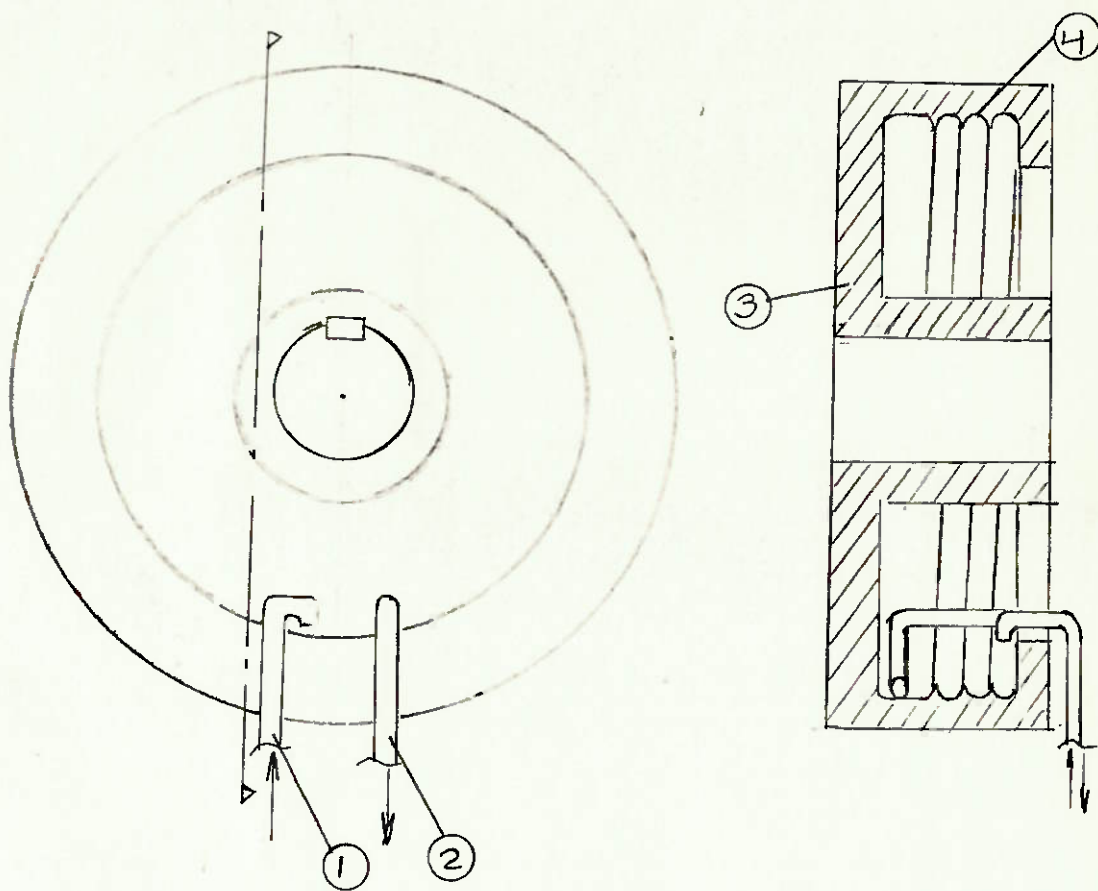
6011 55 90 18 2200

6211 55 100 21 3400

Adotamos os rolamentos 6209 e 6211 para os mancais por ser a série 62 mais comercial.

Sistema de Arrefecimento do Freio.

O tambor terá um sistema de resfriamento, esquematizado na figura abaixo, composto por ranhuras internas em espiral, um duto alimentador de líquido refrigerante e um duto que retirará este líquido. A distribuição do líquido pelo tambor se dará através das ranhuras por efeito da força centrífuga.



- 1 - Duto alimentador
- 2 - Duto retirador
- 3 - Tambor
- 4 - Ranhuras

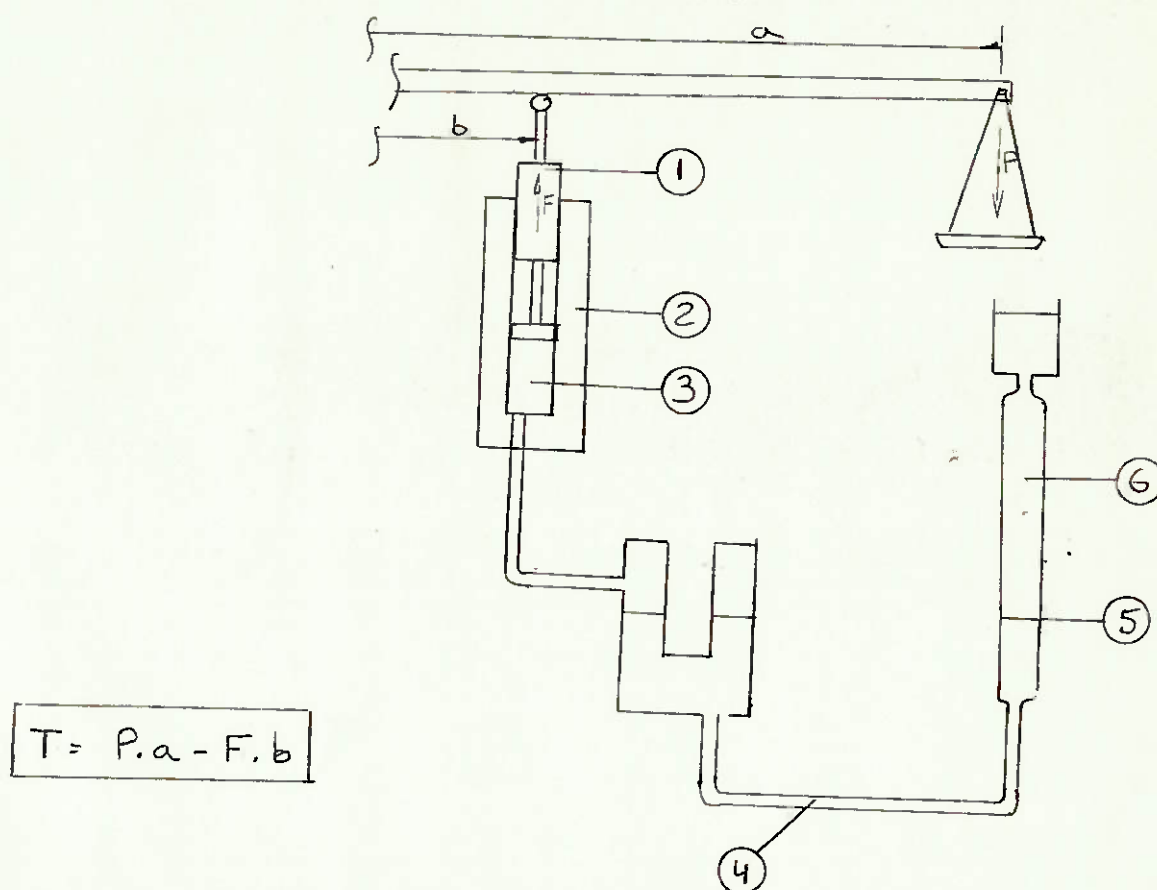
Esquema Sistema Arrefecimento

Sistema auxiliar de medida de torque

O freio dinamométrico terá um sistema auxiliar para medir o torque. Este sistema auxiliar permitirá uma medida contínua do torque, pois o sistema principal, um prato colocado no extremo do braço de alavanca, só nos dará medidas descontínuas (pesos colocados sobre o prato) o que é desvantajoso.

O sistema auxiliar é constituído por um pistão rotativo, para minorar o efeito de atrito, ligado a uma coluna de mercúrio através de um sistema hidráulico.

Pelo esquema abaixo, podemos entender melhor o sistema e seus componentes.

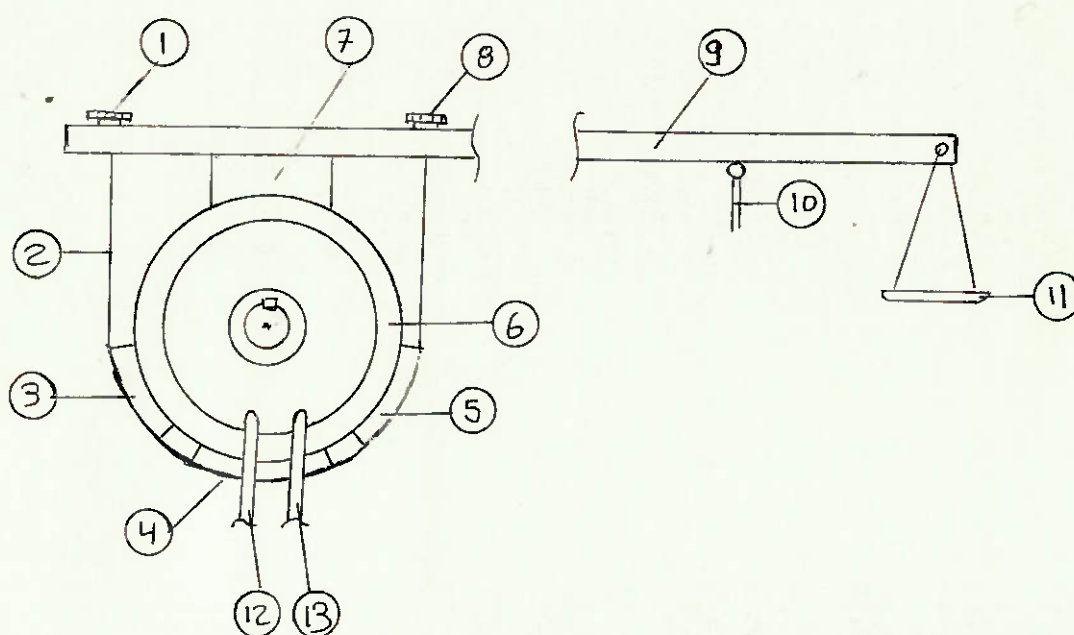


$$T = P \cdot a - F \cdot b$$

1- Embolo • 2- Camisa • 3- Óleo • 4- Mercúrio
5- Nível de leitura • 6- Água

Esquema - Sistema Auxiliar de Medida .

Esquema do Freio Dinamométrico.



- 1; 8 - Parafusos de aperto da fita.
- 2 - Fita.
- 3; 4; 5 - Sapatas inferiores.
- 6 - Tambor.
- 7 - Sapata superior.
- 9 - Braço de alavanca.
- 10 - Sistema auxiliar de medida de torque.
- 11 - Sistema principal de medida de torque.
- 12; 13 - Sistema de arrefecimento.

Análise Teórica da Turbina Banki

Faremos uma análise da turbina, primeiramente admitindo rendimento de 100% e depois introduzindo rendimentos em cada processo da turbina.

Potência Fornecida.

$$P = \rho \times Q \times g \times H = \gamma \times Q \times H \quad (W)$$

$$\text{onde: } \gamma - N/m^3$$

$$Q - m^3/s$$

$$H - m$$

Força Estimada nas Pás

$$F = m \times (V_1 - V_2) \quad \text{com } V_2 = 0, \text{ vem:}$$

$$F = m \times \sqrt{2 \times g \times H}$$

$$\text{onde: } m - kg/s$$

$$g - m/s^2$$

$$H - m$$

Determinação do Raio do Rotor.

$$P = M \times n \times 2 \times \pi / 60 \quad (W)$$

$$M - Nm$$

$$n - rpm$$

$$P = F \times R \times n \times 2 \times \pi / 60$$

$$R = \frac{60 \times P}{F \times n \times 2 \times \pi} \quad (m)$$

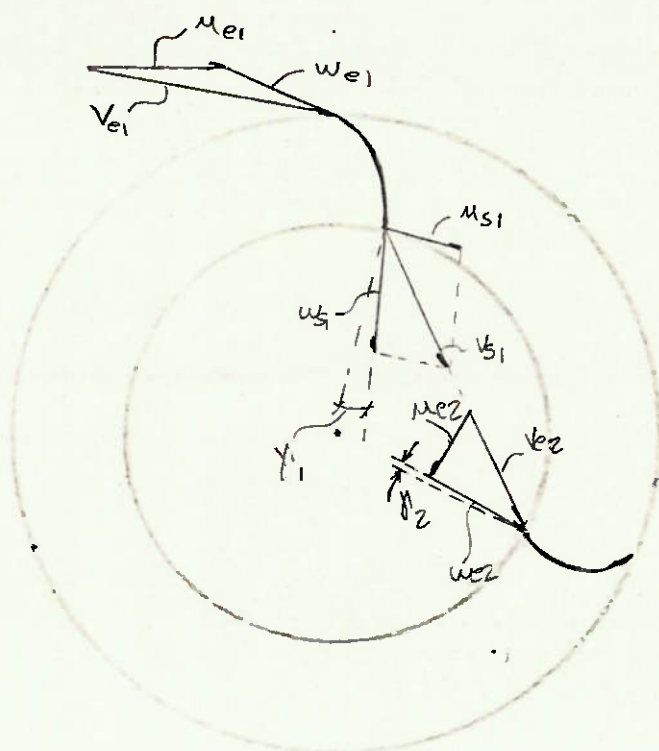
$$P - W$$

$$F - N$$

$$n - rpm$$

Deve-se notar que na determinação do raio do rotor foi admitido ângulo de entrada igual a 0°, o que deve ser corrigido quando se fizer um estudo com rendimentos reais.

Estudo do Ângulo de Saída da Pá.



Como: $u_{s1} = u_{e2}$

$V_{s1} = V_{e2}$

$w_{s1} = w_{e2}$

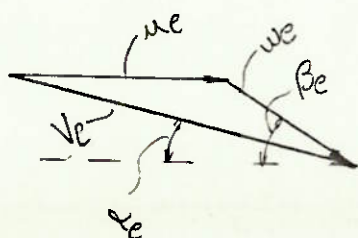
vem que $\gamma_1 = \gamma_2$

Com a condição acima:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = 0^\circ$$

Conclusão: Ângulo de saída da pá = 90°

Triângulos de Velocidade.



Triângulo de entrada

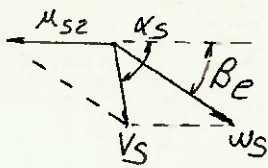
$$w_e \times \sin \beta_e = V_e \times \sin \alpha_e$$

$$w_e \times \cos \beta_e = V_e \times \cos \alpha_e - u_e$$

$$\operatorname{tg} \beta_e = \frac{V_e \times \sin \alpha_e}{V_e \times \cos \alpha_e - u_e} \quad (I)$$

$$w_e = \frac{V_e \times \sin \alpha_e}{\sin \beta_e} \quad (\text{II})$$

Triângulo de Saída.



$$w_s \times \sin \beta_e = V_s \times \sin \alpha_s$$

$$w_s \times \cos \beta_e - u_s = V_s \times \cos \alpha_s$$

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{w_s \times \sin \beta_e}{w_s \times \cos \beta_e - u_s} \quad (\text{III})$$

$$V_s = \frac{w_s \times \sin \beta_e}{\sin \alpha_s} \quad (\text{IV})$$

OBS: Adotando ângulo de saída da pá igual a 90°, com as hipóteses estabelecidas, temos que o rendimento da turbina se resume no conhecimento dos Δ_s de velocidade.

Estudo das Potências Absorvidas nas Pás.

$$P = M \times n$$

$$P_1 = M_1 \times n$$

$$P_2 = M_2 \times n$$

1ª Passagem

$$M_1 = m \times (V_e \times \cos \alpha_e \times R_e - V_i \times \cos \alpha_i \times R_i)$$

2ª Passagem

$$M_2 = m \times (V_i \times \cos \alpha_i \times R_i - V_s \times \cos \alpha_s \times R_s)$$

$$\text{Se } R_i \uparrow \quad V_i \times \cos \alpha_i \uparrow \quad R_i \times V_i \times \cos \alpha_i \uparrow$$

$$\text{Para } R = R_i$$

$$u_i = \frac{u_e \times R_i}{R_e} = V_i \times \cos \alpha_i$$

$$V_i \times \cos \alpha_i \times R_i = \frac{V_e}{2 \times R_e} \times R_i^2$$

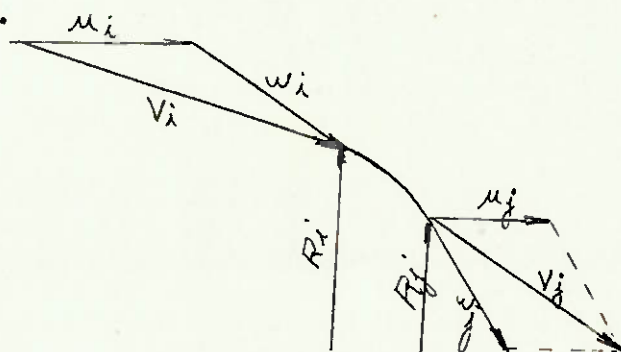
Seja $P_2 = X \times P$ ($0 = X = 1$) ou seja, a porcentagem X do 1/ disponível passa para a segunda passagem.

$$\frac{V_i \times \cos \alpha_i \times R_i}{V_e \times \cos \alpha_e \times R_e} = X = \frac{\cancel{V_e} \times R_i^2}{2 \times R_e \times \cancel{V_e} \times \cos \alpha_e \times R_e}$$

$$R_i^2 = 2 \times X \times R_e^2 \times \cos \alpha_e$$

Determinação do Perfil da Pá.

Hipótese: distribuição de momento absorvido nas pás é constante.



Seja um trecho da pá entre $R = R_i$ e $R = R_j$; neste trecho o momento transmitido é:

$$M_{ij} = (u_i + w_i \cos \beta_i) R_i - (u_j + w_j \cos \beta_j) R_j$$

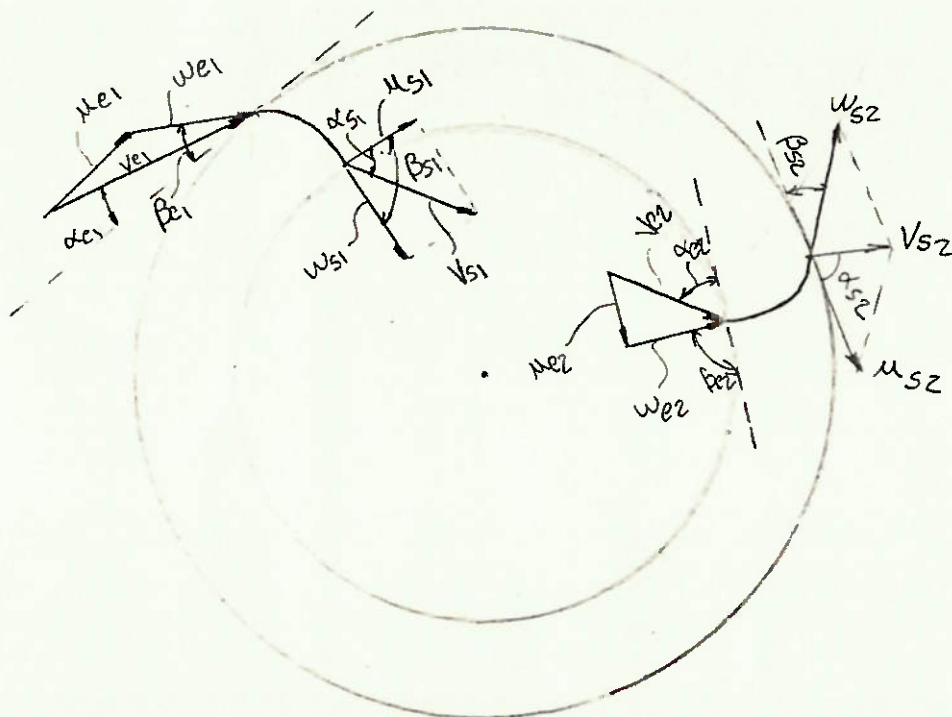
Esta é a expressão exata nos pontos determinados.

Através da expressão tira-se:

$$\beta_j = \beta_j(R)$$

A partir deste ponto estaremos introduzindo rendimentos em cada trajeto do fluido.

Estudo dos Tirângulos de Velocidade.



Definimos: ϵ_1 - perda na pá 1

ϵ_2 - perda no percurso entre as pás

ϵ_3 - perda na pá 2

Desenvolvimento

No 1º triângulo de velocidade:

$$V_{el} \cos \alpha_{el} = u_{el} + w_{el} \cos \beta_{el}$$

$$V_{el} \sin \alpha_{el} = w_{el} \sin \beta_{el}$$

De onde vem:

$$\beta_{el} = \arctg \frac{V_{el} \sin \alpha_{el}}{V_{el} \cos \alpha_{el} - u_{el}}$$

$$w_{el} = (V_{el} \sin \alpha_{el}) / \sin \beta_{el}$$

Conhecidos V_{el} e α_{el} tira-se β_{el} e w_{el}

No 2º triângulo de velocidade:

Definimos $w_{sl} = \epsilon_1 w_{el}$ (I)

$$u_{sl} = (u_{el} R_i) / R_e \text{ (II)}$$

$$V_{sl} \cos \alpha_{sl} = u_{sl} + w_{sl} \cos \beta_{sl} \text{ (III)}$$

$$V_{sl} \sin \alpha_{sl} = w_{sl} \sin \beta_{sl} \text{ (IV)}$$

No 3º triângulo de velocidade:

Definimos $V_{e2} = \epsilon_2 V_{sl}$ (V)

$$u_{e2} = u_{sl} \text{ (VI)}$$

$$V_{e2} \cos \alpha_{e2} = u_{e2} - w_{e2} \cos \beta_{e2} \text{ (VII)}$$

$$V_{e2} \sin \alpha_{e2} = w_{e2} \sin \beta_{e2} \text{ (VIII)}$$

Por razões geométricas:

$$\alpha_{sl} = \alpha_{e2} \text{ (IX)}$$

$$\beta_{sl} = \beta_{e2} \text{ (X)}$$

De (III) e (IV) tira-se:

$$\operatorname{tg} \alpha_{sl} = \frac{w_{sl} \sin \beta_{sl}}{u_{sl} + w_{sl} \cos \beta_{sl}}$$

De (IX)

$$\operatorname{tg} \alpha_{sl} = \operatorname{tg} \alpha_{e2} = \frac{w_{e2} \sin \beta_{e2}}{u_{e2} - w_{e2} \cos \beta_{e2}}$$

De (IV) e (VIII)

$$\frac{V_{sl}}{V_{e2}} = \frac{w_{sl}}{w_{e2}} = \frac{1}{\epsilon_2}$$

Com (IX), (X) e (VI)

$$\frac{w_{s1} \sin \beta_{s1}}{u_{s1} + w_{s1} \cos \beta_{s1}} = \frac{\epsilon_2 w_{s1} \sin \beta_{s1}}{u_{s1} - \epsilon_2 w_{s1} \cos \beta_{s1}}$$

Desenvolvendo

$$\cos \beta_{s1} = \frac{(1 - \epsilon_2) u_{s1}}{2 \epsilon_2 w_{s1}}$$

$$\beta_{s1} = \beta_{e2} = \arccos \frac{(1 - \epsilon_2) R_i u_{ei}}{2 \epsilon_2 \epsilon_1 w_{el} R_e}$$

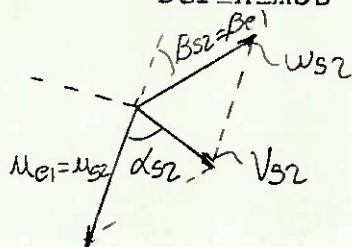
Com (III) e (IV)

$$\alpha_{s1} = \arctg \frac{\epsilon_1 w_{el} \sin \beta_{s1}}{u_{el} R_i / R_e + \epsilon_1 w_{el} \cos \beta_{s1}} = \alpha_{e2}$$

α_{s1} é utilizado para se determinar V_{s1} , V_{e2} quando necessário

No 4º triângulo de velocidade:

Definimos $w_{s2} = \epsilon_3 w_{e2}$



$$V_{s2} \cos \alpha_{s2} = u_{s2} - w_{s2} \cos \beta_{s2}$$

$$V_{s2} \sin \alpha_{s2} = w_{s2} \sin \beta_{s2}$$

$$\alpha_{s2} = \arctg \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 w_{el} \sin \beta_{el}}{u_{el} - \epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 \cos \beta_{el} w_{el}}$$

$$V_{s2} = \epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 \sin \beta_{el} w_{el} / \sin \alpha_{s2}$$

Conclusão.

Na entrada

$$w_e = \frac{V_e \sin \alpha_{el}}{\sin \beta_{el}}$$

$$\beta_{el} = \arctg \frac{V_{el} \sin \alpha_{el}}{V_{el} \cos \alpha_{el} - u_{el}}$$

Ângulo de pá(saída)

$$\alpha_{s1} = \arccos \frac{(1 - \epsilon_2) R_i u_{ei}}{2 \epsilon_1 \epsilon_2 w_{el}}$$

Velocidade de Saída da Água

$$V_{s2} = \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 \sin \beta_{el} w_{el}}{\sin \alpha_{s2}}$$

$$\alpha_{s2} = \arctg \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 w_{el} \sin \beta_{el}}{u_{el} - \epsilon_1 \epsilon_2 \epsilon_3 \cos \beta_{el} w_{el}}$$

3. Método direto de medida de potência.

3.1 A medida direta da potência na árvore da turbina por intermédio de freio é relativamente fácil e precisa apenas nos casos de turbinas pequenas ou de baixa potência. Todavia, pode ser usada para turbinas que não se destinem a um acoplamento direto com o gerador elétrico. O uso de um dinamômetro de torção, geralmente aparenta ser o meio mais apropriado, porém, na prática a calibração deste instrumento para um torque elevado representa um sério problema. Tanto no primeiro caso como no segundo, torna-se necessário determinar a rotação da máquina com precisão (veja o capítulo XII).

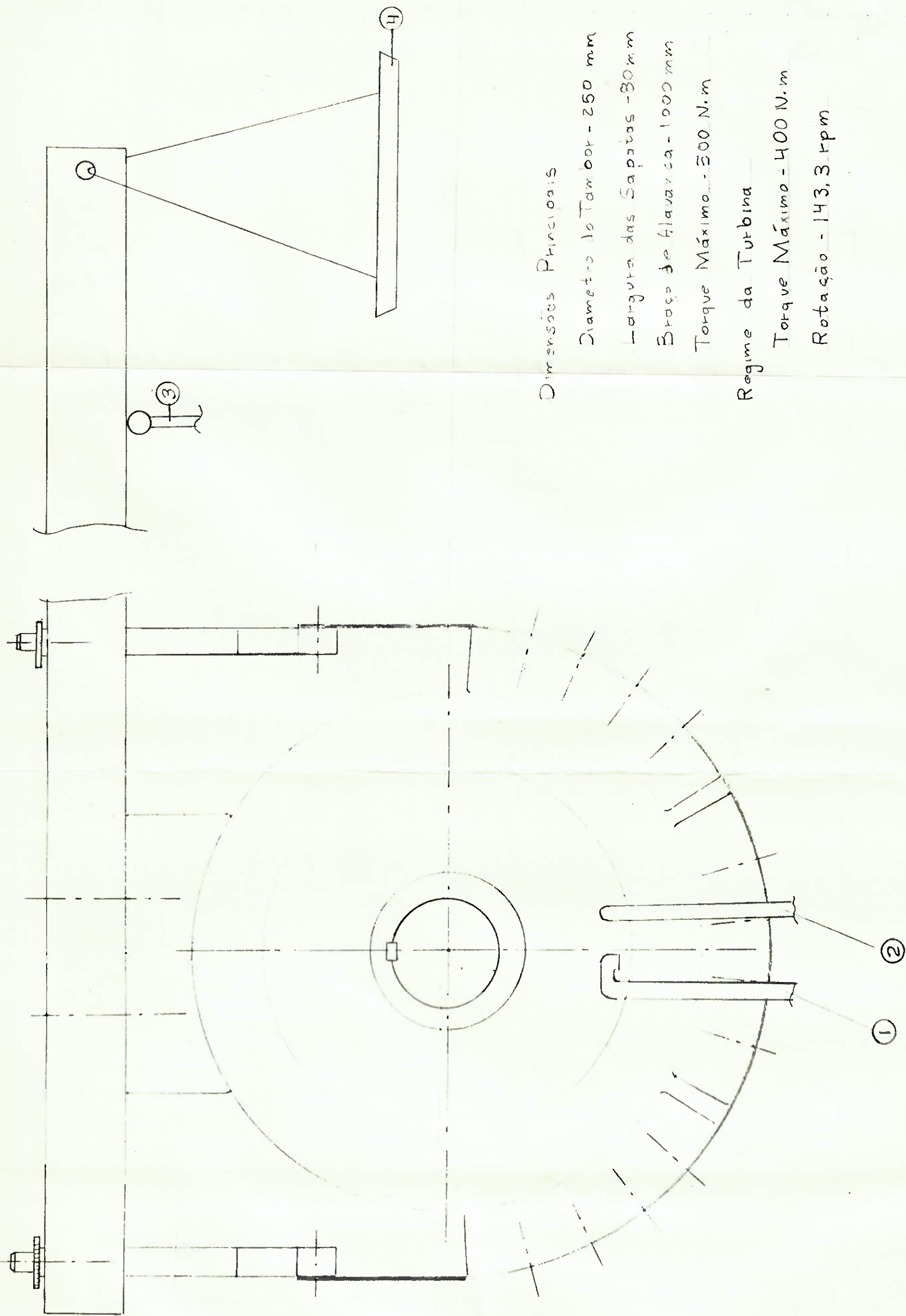
3.2 Medida por intermédio de freio - Esta medida requer uma determinação precisa das seguintes grandezas:

- Velocidade de rotação da árvore do freio.
- Comprimento do braço de alavanca.
- Peso de tara do freio.

O freio deve ser montado de tal modo, que exerça um mínimo de esforço axial e lateral sobre a árvore e os mancais da turbina. A energia absorvida pelo atrito nos referidos mancais, devido a existência destes esforços, não deve ser imputada à turbina e sim deve ser creditada à mesma no cálculo da potência. Se a turbina / for de árvore vertical, o freio deve ser suspenso a fim de não exercer nenhum esforço de flexão sobre a árvore da turbina. Convém, ainda, certificar-se de que o fluido de refrigeração do freio não provoque uma reação de torque parasitária. Em caso contrário esta deve ser incluída nos cálculos. A freagem mecânica sobre uma árvore secundária, através de correia ou cabo, é vetada por ser perigosa. Todos os meios devem

ser empregados para medir, simultaneamente e durante o mesmo intervalo de tempo, a potência hidráulica absorvida pela turbina e a carga de equilíbrio do freio.

Desenhos.



Dimensões Principais

Diâmetro do Tambor - 250 mm

Comprimento das Sapatas - 30 mm

Braco de Alavancas - 1000 mm

Torque Máximo - 500 N.m

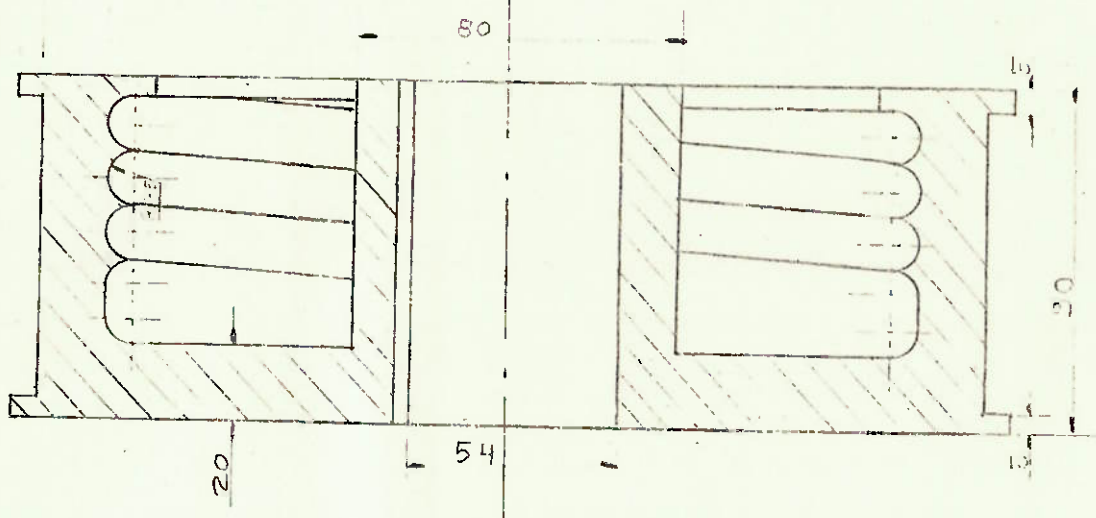
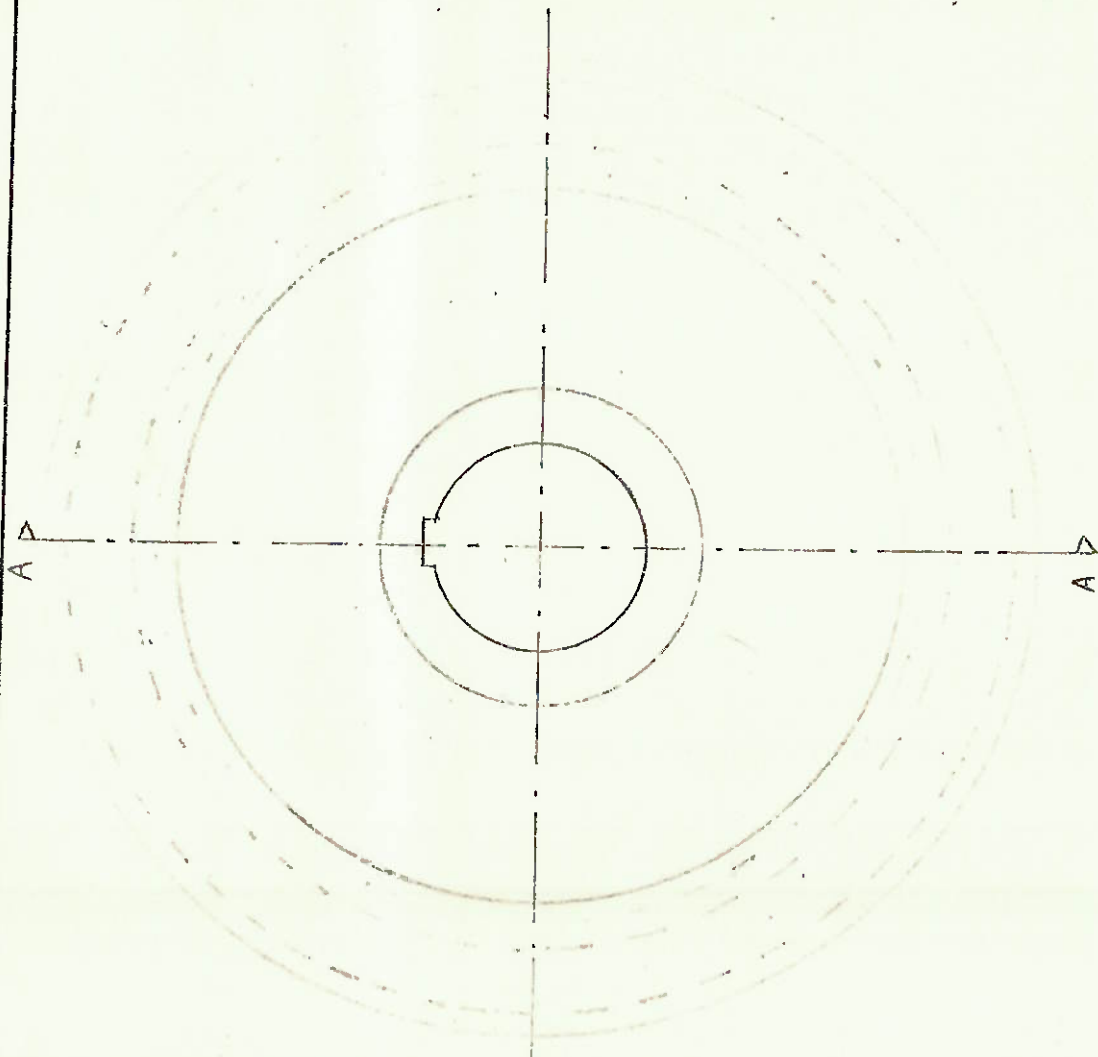
Regime da Turbina

Torque Máximo - 400 N.m

Rotação - 143,3 rpm

①-②-Sistema de Aquecimento	④-Sistema Principal de
③-Sistema Auxiliar de Medida de Torque	Medida de Torque

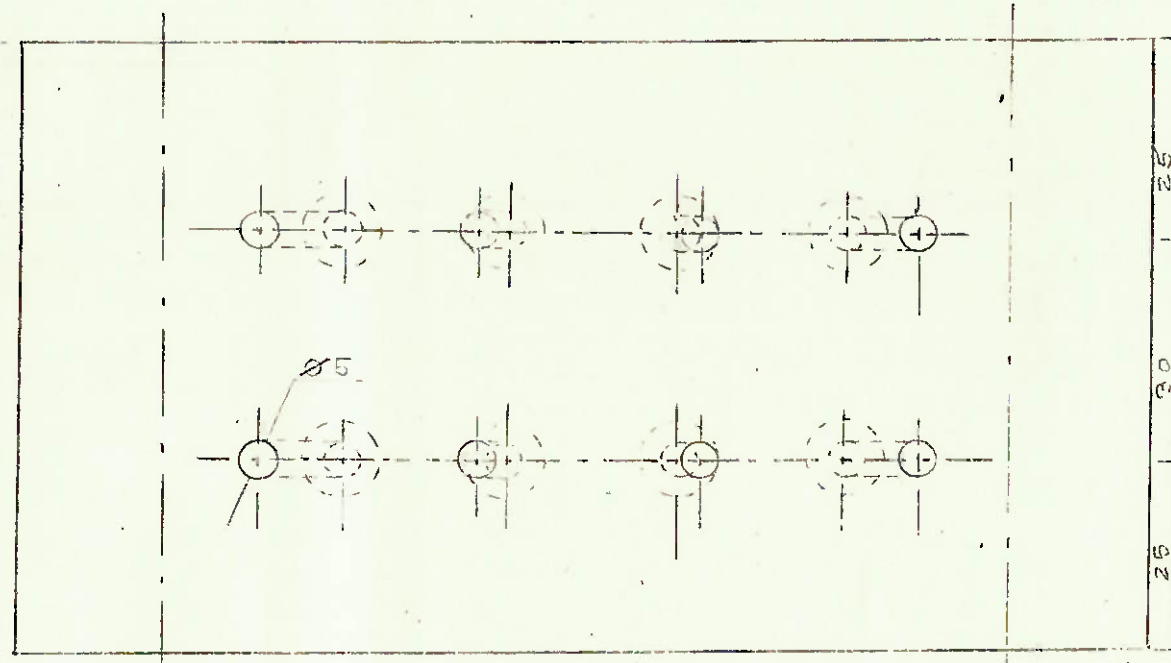
EPUSP	Paulo M. F. Vieira	1
	Exercício Dinamométrico	
	Montagem	
	Escala 1:2	



medidas em milímetros
escala 1:2

EPUSP		Paulista, 14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29-30-31-32-33-34-35-36-37-38-39-40-41-42-43-44-45-46-47-48-49-50-51-52-53-54-55-56-57-58-59-60-61-62-63-64-65-66-67-68-69-70-71-72-73-74-75-76-77-78-79-80-81-82-83-84-85-86-87-88-89-90-91-92-93-94-95-96-97-98-99-100	
Paulista, 14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29-30-31-32-33-34-35-36-37-38-39-40-41-42-43-44-45-46-47-48-49-50-51-52-53-54-55-56-57-58-59-60-61-62-63-64-65-66-67-68-69-70-71-72-73-74-75-76-77-78-79-80-81-82-83-84-85-86-87-88-89-90-91-92-93-94-95-96-97-98-99-100		Paulista, 14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29-30-31-32-33-34-35-36-37-38-39-40-41-42-43-44-45-46-47-48-49-50-51-52-53-54-55-56-57-58-59-60-61-62-63-64-65-66-67-68-69-70-71-72-73-74-75-76-77-78-79-80-81-82-83-84-85-86-87-88-89-90-91-92-93-94-95-96-97-98-99-100	

30



medidas em mm
material: madeira

EPUSP

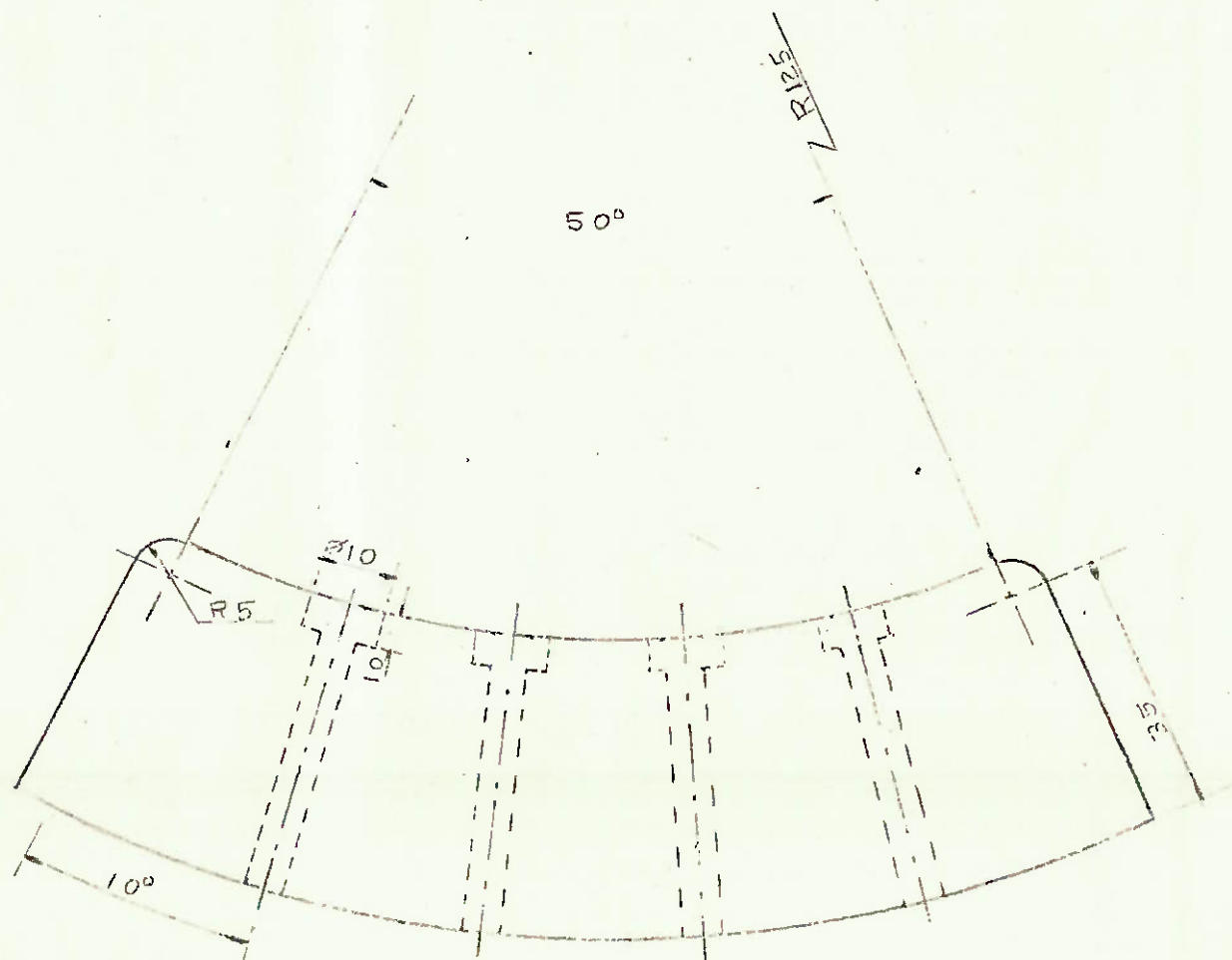
Paulo M. F. Vieira

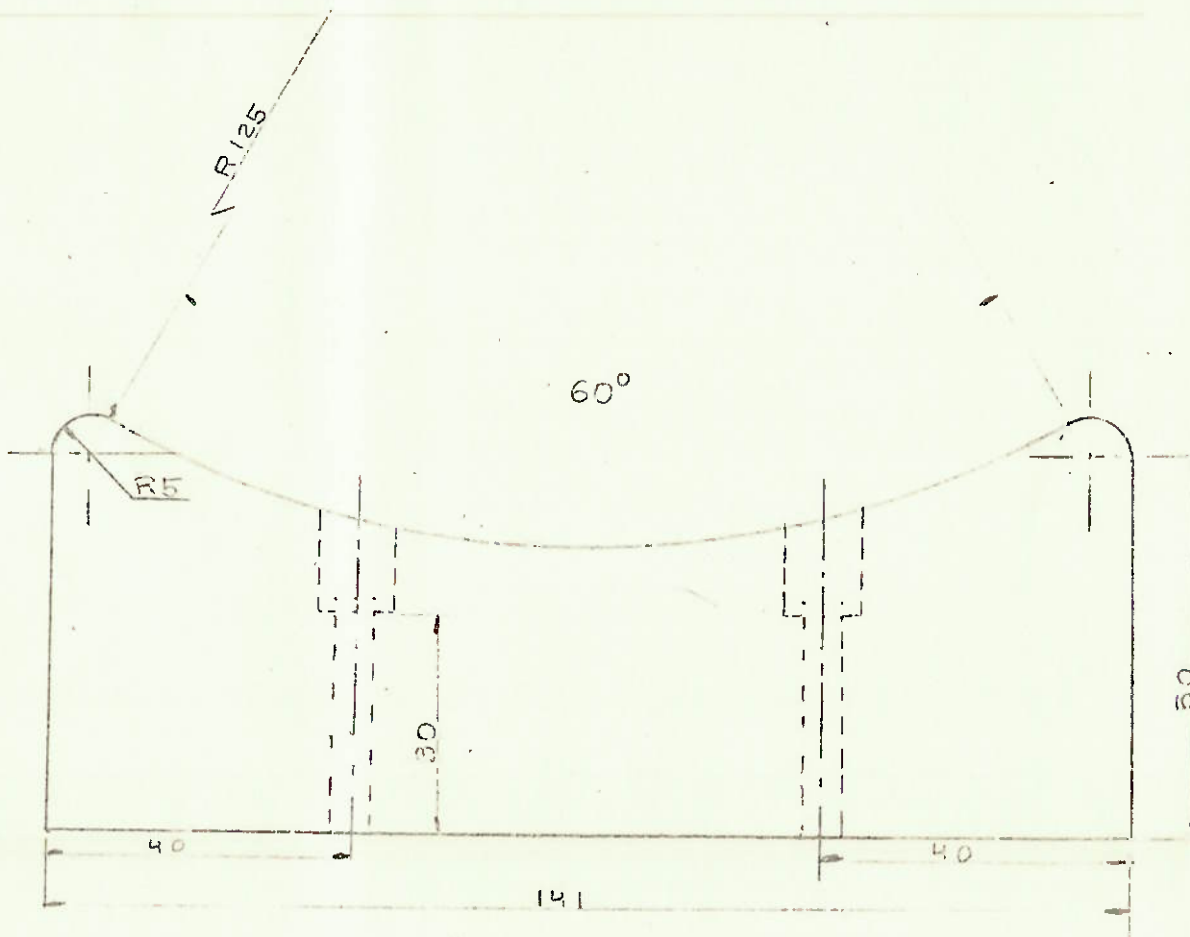
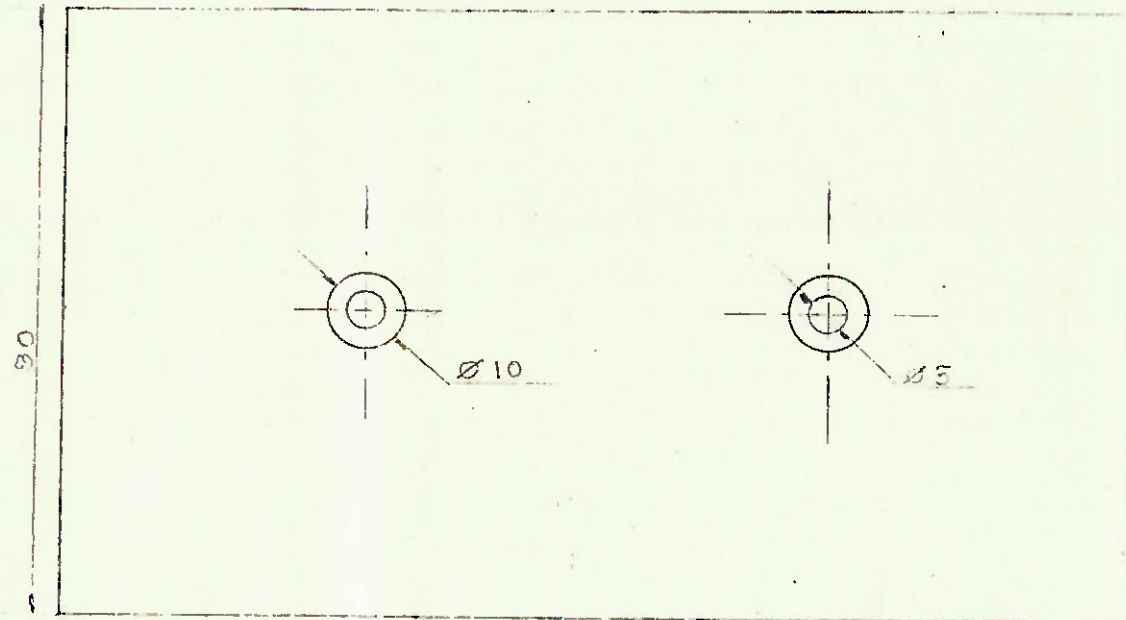
Exerc. Desenho Técnico

1993 - 2ª edição

Escala 1:1

3





medidas em mm
material: madeira

EPUSP	Projeto	Projeto
	Desenho	Desenho
	Assinatura	Assinatura
	Assinatura	Assinatura

1220

70

35

Ø10

1

40

20

A

A

Ø10

1

Ø10

1

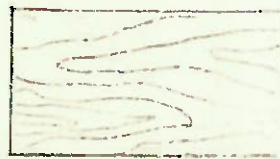
60

122,5

12,5

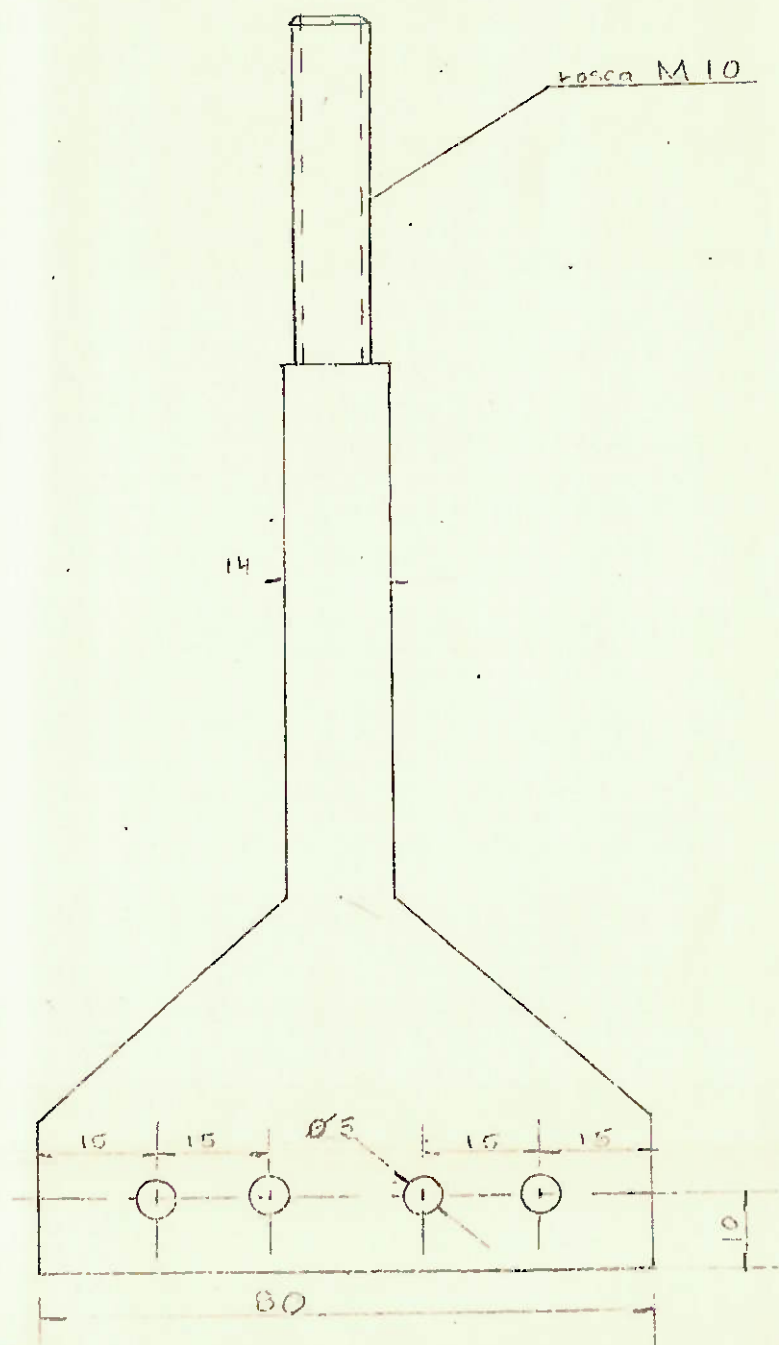
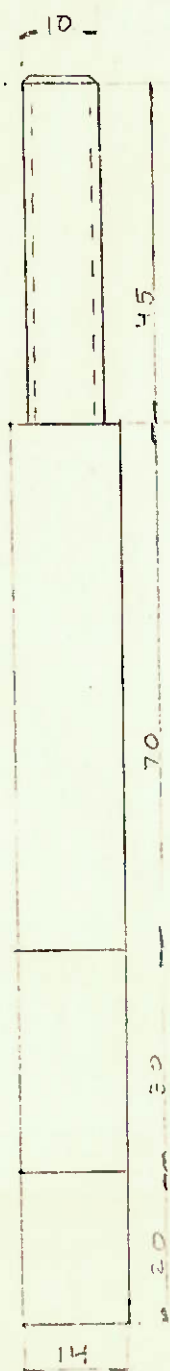
15

Corte AA



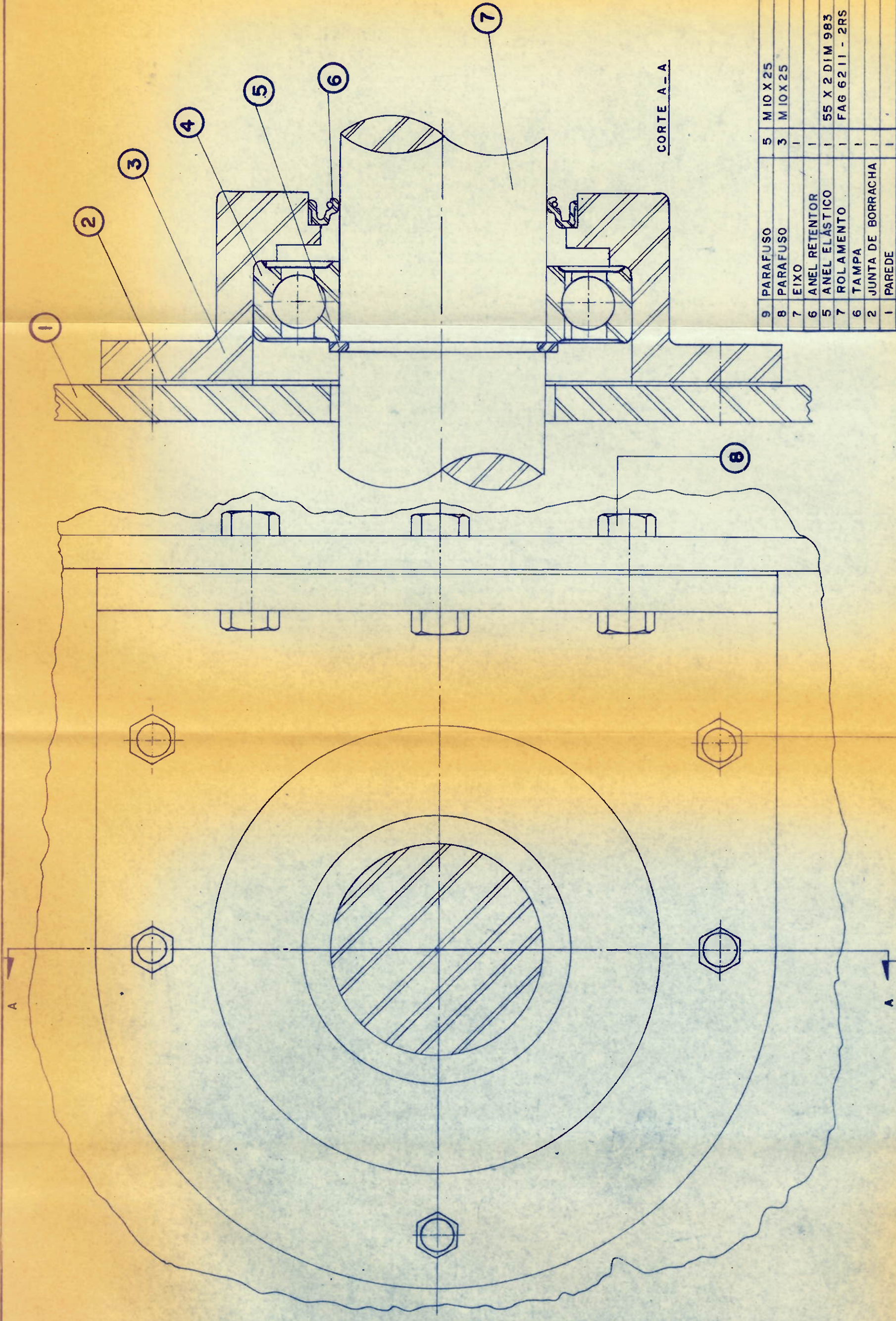
Medidas em milímetros
matrizes originais

EPUSP		Paulo M. E. Vieira	5
		Fábio S. S. Silva	
		Brayn L. Almeida	
		Escola 102	



medidas em mm
material aço 1015

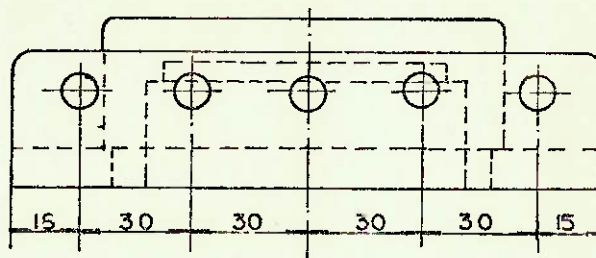
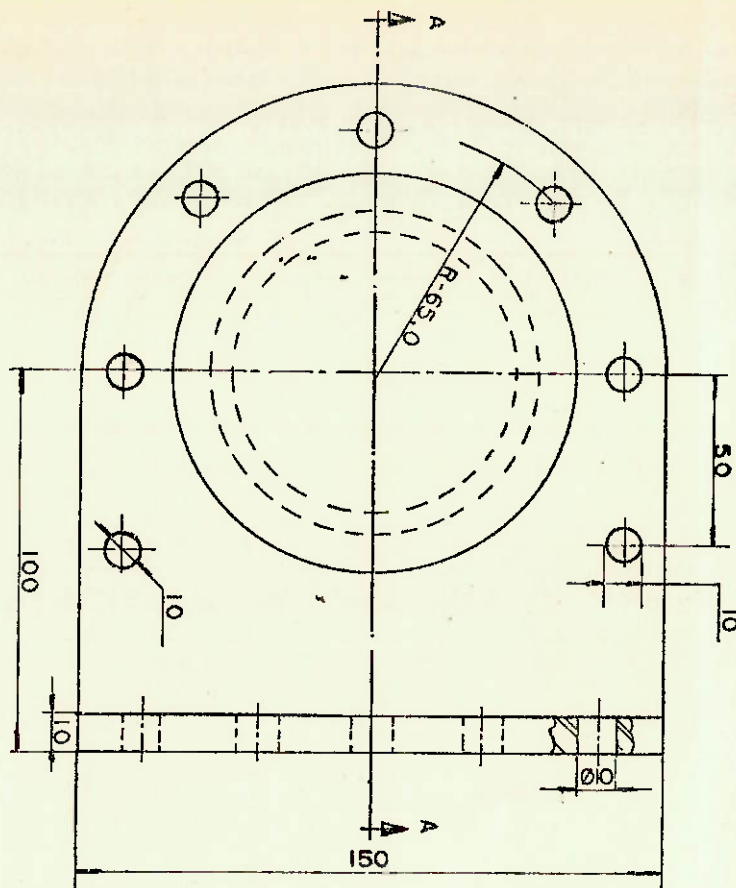
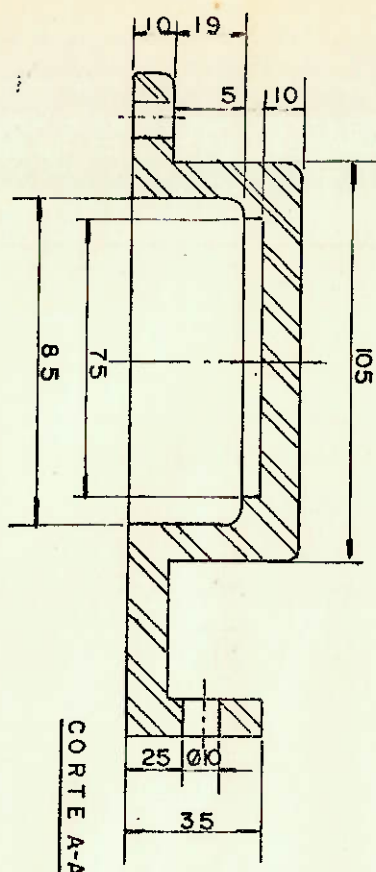
EPUSP		Paulo M. F. Vieira	6
		Felipe S. M. M. S.	
		Eng. Civil	
		Escala 1:1	



CORTE A - A

ITEM	NOMENCLATURA	QTD	ESPECIFICAÇÃO	TRAT. TERM.	ACABAM.
9	PARAFUSO	5	M 10 X 25		
8	PARAFUSO	3	M 10 X 25		
7	EIXO	1			
6	ANEL RETENTOR	1			
5	ANEL ELÁSTICO	1	55 X 2 DIM 983		
4	ROLAMENTO	1	FAG 6211 - 2RS		
3	TAMPA	1			
2	JUNTA DE BORRACHA	1			
1	PAREDE	1			

ESCALA	1:1	ASSUNTO	DESENHADO	DATA	NOME
DIMENSÕES		VISTO			PAULO
M.M.		APROVADO			
		MODIFICADO			
TOLERÂNCIAS					
Odo não especificadas: em cotas					
seguem: ÂNGULO ±					
INTEIRO	+	.X	DECIMAL	.XX	
	±			±	
E.P.U.S.P.					
TURBINA BANKI					
MANCAL / MONTAGEM					
PMC 519					
7					
PAULO M.F. VIEIRA					
Nº 8108688					

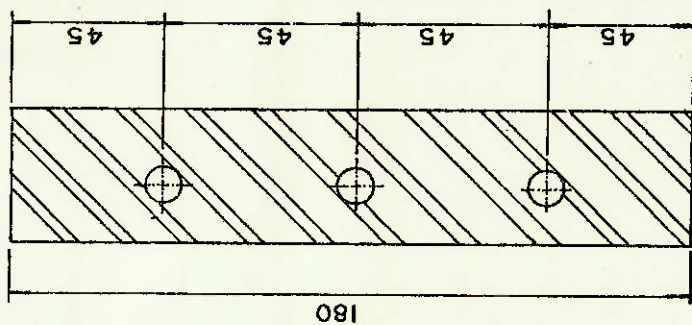
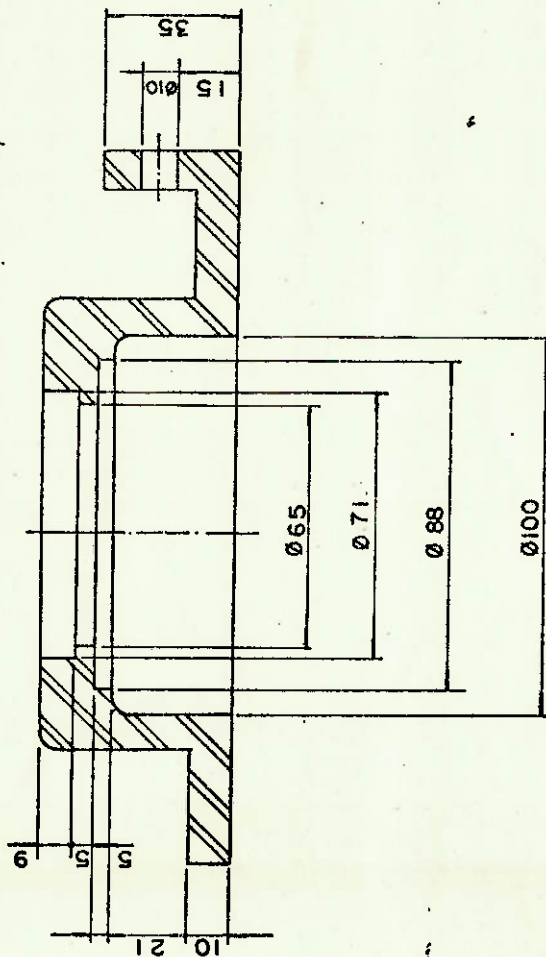
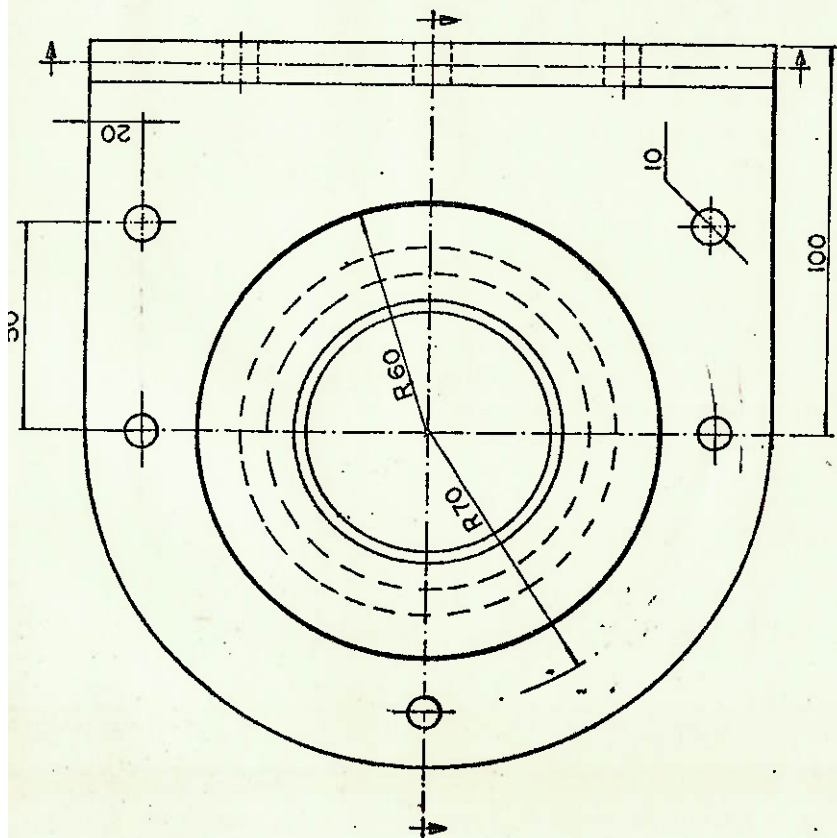


TAMPA PARA PONTA DE
EIXO E PORTA ROLAMENTO

RAIO DE ARREDONDAMENTO = 2.0 mm.

ITEM	NOMENCLATURA		QTD	ESPECIFICAÇÃO	TRAT TERM	ACABAMENTO
ESCALA 1:2	ASSUNTO DESENHADO	DATA	NOME PAULO		E.P.U.S.P.	
DIMENSÕES mm	VISTO APROVADO					
	MODIFICADO					
TOLERÂNCIAS						
Qds não especificadas: em cotas seguem: ÂNGULO ±			TURBINA BANKI		9	
			TAMPA P/ PONTA DE EIXO			
			E PORTA ROLAMENTO		PAULO ME VIEIRA	
			PMC519		Nº 8108686	
INTERIO	DÉCIMAL					
+	X	XX				
-						

TURBINA BANKI
TAMPA P/ PONTA DE EIXO
E PORTA ROLAMENTO
PMC519



RAIOS DE ARREDONDAMENTO = 2mm

TURBINA BANKI
MATERIAL AÇO 1015

ITEM	NOMENCLATURA	QTD	ESPECIFICAÇÃO	TRAT. TERM.	ACABAM.
ESCALA	ASSUNTO	DATA	NOME	E.P.U.S.P.	
1:2	DESENHADO		PAULO		
DIMENSÕES	VISTO				
m m.	APROVADO				
	MODIFICADO				
TOLERÂNCIAS					
Quo não especificadas em cotas seguem: ÂNGULO ±					
INTEIRO	DECIMAL				
+	.X				
+	.XX				
+	.XXX				
PORTA ROLAMENTO			10		
E VEDANTE DE EIXO			PAULOM.VIEIRA		
PMC 519			Nº 8108688		

Bibliografia.

Freios - Prof. Nelson de Campos Gil de Oliveira.

Manual de Rolamentos da Fag.

Dimensionamento - Prof. Boris Zampese.

The Banki Water Turbine - Mockmore, CA e Merryfield, F