

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

UMA PROPOSTA PARA PADRONIZAÇÃO E FABRICAÇÃO
EM SÉRIE DE TURBINAS BANKI.

Autor: LUIZ ROBERTO NUNES

Orientador: PROF. EDMUNDO KOELLE

SUMÁRIO:

Desenvolvemos um estudo de padronização e fabricação em série de turbinas Banki.

Foram estudados e selecionados materiais e processos de fabricação para todos os componentes da turbina.

Apresentamos, a título de exemplo, os cálculos e desenhos de fabricação para um dos modelos padronizados.

AGRADECIMENTOS:

Meu muito obrigado aos funcionários da Indústria de Máquinas Hidráulicas JOMECA Ltda., em especial ao Engenheiro MÁRIO SÉRGIO MARTIN TARLI.

Agradeço também, os Drs. ELINEI WINSTON LIMA DA SILVA e MÁ RIO MIRANDA e todos os funcionários dos Escritórios da ELETROBRÁS do Rio de Janeiro e São Paulo que colaboraram comigo.

Meu agradecimento especial a Srta. MARIA EUPHRAZIA MARTINS pela paciência e capricho com que datilografou este trabalho.

INTRODUÇÃO:

O presente trabalho vem completar o estudo sobre a turbina Banki iniciado no primeiro semestre deste ano, na disciplina PMC-518 - Projeto Mecânico I. Naquela oportunidade, apresentamos um estudo geral à respeito da turbina, através do qual adquirimos os conhecimentos básicos sobre seus conceitos físicos e modelagem matemática.

Nesta segunda etapa, evoluímos para o campo do projeto mecânico da turbomáquina, realizando pesquisas de materiais e processos de fabricação de seus componentes. Resultando na apresentação desta proposta de padronização e produção em série de turbinas Banki.

A modelagem matemática apresenta-se aqui um pouco modificada em alguns pontos, devido à consultas realizadas em bibliografias mais técnicas e específicas, porém não ocorrem grandes alterações.

Com a apresentação deste trabalho, acreditamos ter adquirido um conhecimento amplo deste tipo de turbina e esperamos que tenhamos colaborado na difusão de conhecimentos desta máquina, que achamos ser de grande valia num país como o nosso, rico em locais possíveis de serem aproveitados para a instalação de pequenas centrais hidrelétricas.

ÍNDICE:

Sumário	i
Agradecimentos	ii
Introdução	iii
I - Descrição geral e campo de aplicação	1
II - Introdução ao estudo de padronização	7
III - Conceitos envolvidos na padronização	8
III.1 - Velocidade nominal de rotação (N)	9
III.2 - Projeto mecânico do injetor	9
III.3 - Velocidade específica de rotação referida à vazão (N_q)	12
III.4 - Curva típica de eficiência da turbina em função da porcentagem de potência máxima	17
III.5 - Visão de conjunto do critério adotado na padronização	17
IV - Determinação do diagrama final com os modelos padronizados	22
IV.1 - Modelos com diâmetro externo do rotor igual à 300 mm	22
IV.1.1 - Turbina TB-31	22
IV.1.2 - Turbina TB-32	24
IV.1.3 - Turbina TB-33	24
IV.1.4 - Turbina TB-34	24
IV.1.5 - Turbina TB-35	24
IV.1.6 - Turbina TB-36	25
IV.2 - Modelos com diâmetro externo do rotor igual à 400 mm	25
IV.2.1 - Turbina TB-41	25
IV.2.2 - Turbina TB-42	25
IV.3 - Modelos com diâmetro externo do rotor igual à 500 mm	26
IV.3.1 - Turbina TB-51	26

IV.3.2 - Turbina TB-52	26
V - Seleção de turbinas padronizadas	29
VI - Projeto mecânico e fabricação da turbina	30
VI.1 - Projeto do injetor	30
VI.2 - Projeto da pá diretriz do injetor	39
VI.3 - Projeto do rotor	44
VI.4 - Projeto do eixo do rotor	53
VI.5 - Projeto dos mancais de rolamento do eixo do rotor	59
VI.6 - Projeto da carcaça	61
VII - Esquemas de pintura	62
VII.1 - Superfícies em contacto com a água e sujeitas à abrasão .. e corrosão	62
VII.2 - Superfícies sujeitas somente à intempéries e umidade	63
VIII - Pesquisa de materiais plásticos	65
Bibliografia	68
Anexo	69

I - DESCRIÇÃO GERAL E CAMPO DE APLICAÇÃO:

A turbina Banki, por sua simplicidade de projeto e fabricação, sua boa eficiência quando opera a cargas parciais e seu reduzido custo de manutenção, é indicada para utilização em pequenas centrais hidrelétricas.

Constitui-se numa turbina de ação, de fluxo transversal, de admissão parcial e de duplo efeito. Possui como elementos principais um injetor, que regula e orienta o fluxo de água que ingressa na turbina; um rotor, que transfere a energia do escoamento ao eixo da turbomáquina, através do duplo impulso que recebe do fluxo de água que o atravessa e, eventualmente, um tubo de sucção, que propicia maior versatilidade na instalação das obras civis e diminui as perdas de energia.

Seu campo de aplicação em função de sua velocidade específica referida à vazão (N_q) e referida à potência efetiva (N_s) é apresentado na tabela (01).

Para uma dada vazão e uma dada carga manométrica, a velocidade específica necessária de uma máquina pode ser calculada pelas expressões (I) e (II). Verifica-se experimentalmente que, para uma dada velocidade específica, é recomendável um determinado tipo de turbina para se obter a máxima eficiência.

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad , \quad (I)$$

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_T}}{H^{5/4}} \quad (II)$$

$$P_T = 1,360 \times 10^{-3} \gamma Q H \eta_T \quad (III)$$

$$N = \frac{39,85 \sqrt{H}}{D_e} \quad (IV)$$

onde:

N_q - velocidade específica referida à vazão,

N_s - velocidade específica referida à potência efetiva,

P_T - potência efetiva da turbina (CV),

γ - peso específico do fluido (N/m^3),

H - queda disponível (m),

Q - vazão máxima que atravessa a turbina (m^3/s),

N - velocidade nominal de rotação da turbina (rpm),

η_T - eficiência da turbina,

D_e - diâmetro externo do rotor (m).

Através da tabela (01) podemos comparar as faixas de utilização da turbina Banki com os de outros tipos de turbinas hidráulicas.

Devemos observar, contudo, que as faixas de utilização apresentadas para a turbina Banki por esta tabela, foram definidas em função de limitações de seu desenho mecânico como limite superior e devido a sua eficiência no caso do limite inferior, considerando um estudo e projeto deste tipo de turbina realizado pela Organização Latino-Americana de Energia - OLADE - estudo este que consultamos na elaboração deste trabalho de graduação.

Outros dados que complementam as informações sobre o campo de aplicação das turbinas Banki são citadas abaixo:

- os saltos máximos para utilização da turbina estão situados numa faixa de 100 a 200m,

TIPO DE TURBINA :	N_q	N_s
Turbina Pelton de 1 jato	até 9	até 30
Turbina Pelton de 2 jatos	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 jatos ou mais	5-22	17-43
Turbina Michell-Banki	18-60	60-200
Turbina Francis Lenta	18-38	69-125
Turbina Francis Normal	38-68	125-225
Turbina Francis Rápida	68-135	225-450
Turbinas axiais	105-300	350-1000

TABELA (01)-Campo de aplicação de turbinas hidráulicas.

N_q - velocidade específica referida à vazão

N_s - velocidade específica referida ^{à potência} efetiva

- as eficiências máximas compreendidas entre 80 e 85%,
- e potências entregues ao sistema elétrico da ordem de 750 à 1.000 kw.

Além disso este tipo de turbina é recomendado em aplicações onde o diagrama de carga diário da central hidrelétrica possua um fator de carga inferior à 0,5.

Finalmente, apresentamos abaixo algumas outras expressões que podem ser úteis ao projeto de uma turbina Banki:

A) Relação entre a potência que o gerador entrega ao sistema elétrico e a potência efetiva da turbina:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}} \quad (V)$$

onde,

P_g - potência máxima que o gerador entrega ao sistema elétrico,

P_T - potência efetiva da turbina,

η_g - eficiência do gerador,

η_{tr} - eficiência da transmissão mecânica utilizada entre a turbina e o gerador.

B) Velocidade de rotação síncrona do gerador:

$$N_g = \frac{120 f}{p} \quad (VI)$$

onde N_g - velocidade de rotação síncrona, do gerador (rpm),

f - frequência da tensão gerada (Hz),

p - número de pólos do gerador.

A equação (VI) é de grande importância e será discutida com mais detalhes posteriormente.

A figura (01) nos mostra os campos de aplicação das turbinas h_i dráulicas no diagrama H x Q.

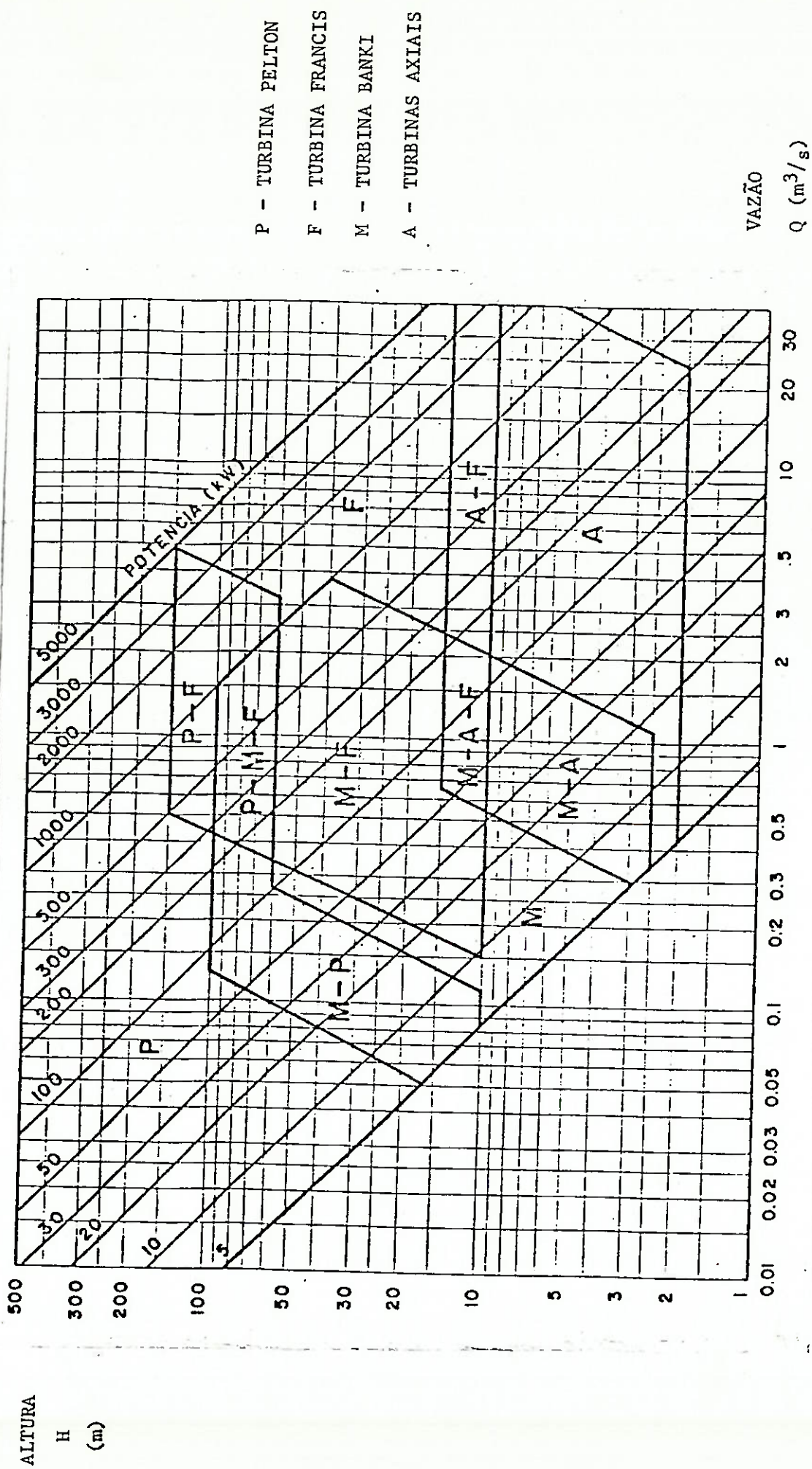


FIGURA (01) - Campo de Aplicação das turbinas Hidráulicas.

II - INTRODUÇÃO AO ESTUDO DE PADRONIZAÇÃO:

Antes de iniciarmos, propriamente, o estudo de padronização da turbina Banki devemos ter em mãos um projeto de turbina que se preste a tal fim.

Este projeto deve ser fruto de uma evolução segura de nosso conhecimento à respeito da turbina, onde começando com o entendimento de seus conceitos físicos básicos, passamos pelas etapas da modelagem matemática, estudo das formas construtivas de seus elementos e atingimos, finalmente, a fase de projeto, envolvendo esta não apenas a obtenção de desenhos dos componentes da turbina, mas também e entre si relacionados, estudos de materiais e processos de fabricação.

Isso tudo deve ser feito visando a produção seriada das turbinas, portanto, lembrando-se sempre não se tratar de um único modelo e sim de uma série de alguns tamanhos, que serão reproduzidos para cobrirem faixas estanques de utilização.

Portanto, devemos ter um projeto que permita ser aproveitado para vários tamanhos de injetor, rotor e carcaça da turbina. Ainda, o desenho, os materiais e processos de fabricação selecionados dos componentes, devem propiciar o intercâmbio de peças entre os vários modelos padronizados, a versatilidade de montagem, além da redução dos custos de fabricação.

Em nosso caso, como já dissemos, desenvolvemos nosso trabalho a partir, dentre outras fontes consultadas, de um estudo elaborado pela Organização Latino-Americana de Energia, para a utilização da turbina Banki em pequenas centrais hidrelétricas.

III - CONCEITOS ENVOLVIDOS NA PADRONIZAÇÃO:

O próximo passo após o conhecimento integral da turbina e de seu projeto mecânico, constitui-se no estabelecimento de critérios para definir mos séries padronizadas deste equipamento.

O estabelecimento destas séries, possibilita ao fabricante otimizar os desenhos, conseguindo com isto uma redução dos custos de engenharia e fabricação da turbomáquina.

De posse de um projeto mecânico adequado ao estabelecimento de séries padronizadas, determinamos, inicialmente, a região do plano $H \times Q$ que deveríamos e seria possível cobrir com este tipo de turbina. Assim, de limitamos faixas de utilização para cada modelo e tratamos de justapor estas faixas do plano $H \times Q$, para que todo o campo de aplicação escolhido fosse coberto.

Para a definição das faixas de utilização de cada modelo, tomamos como base de cálculo a velocidade específica de rotação referida à v_zão (N_q), a velocidade nominal de rotação (N), conceitos de resistência dos materiais empregados no projeto mecânico escolhido para o injetor e a curva típica de eficiência em função da porcentagem da potência máxima para a turbina Banki.

Passaremos agora a estudar cada um dos itens do critério adotado.

III.1 - Velocidade nominal de rotação (N):

O estabelecimento da velocidade de rotação do rotor é muito importante para o projeto de padronização das turbinas.

Existem, basicamente, duas políticas a serem adotadas: assumirmos velocidades de rotação síncronas do rotor da turbina que satisfaçam a expressão (VI) para geradores possíveis de serem empregados e disponíveis no mercado e através da expressão (IV) determinarmos o diâmetro do rotor, ou assumirmos os diâmetros dos rotores e obtermos a velocidade nominal de rotação da turbina através da expressão (IV) e realizarmos a transmissão entre a turbina e o gerador através de engrenagens ou correias.

Adotamos na execução deste trabalho a segunda política.

$$N = \frac{39,85 \sqrt{H}}{D_e} \quad (IV)$$

$$N_g = \frac{120f}{p} \quad (VI)$$

onde,

H - queda disponível (m),

D_e - diâmetro do rotor (m),

f - frequência da tensão gerada (Hz),

p - número de polos do gerador,

N - velocidade nominal de rotação (rpm),

N_g - velocidade de rotação síncrona do gerador (rpm).

III.2 - Projeto mecânico do injetor:

Como pode ser visto nos desenhos de detalhes da turbina no final deste trabalho, optou-se pela colocação de eixos com pás diretrizes no interior do injetor.

Como o injetor será tema de maiores comentários num item específico deste trabalho, interessa-nos agora, simplesmente, citar que por limitações de espaço, o diâmetro máximo permitido para o eixo da pá dire

triz para cada diâmetro de rotor é limitado. A tabela (02) nos apresenta alguns valores.

O diâmetro do eixo da pá diretriz está relacionado com o torque requerido para regulação do fluxo de água que atravessa a turbina através da relação:

$$d_i^3 = \frac{16T}{\pi S_d} \quad (VII)$$

onde,

d_i - diâmetro do eixo da pá diretriz,

T - torque requerido para regulação,

S_d - tensão admissível do material utilizado na confecção da pá diretriz, considerando-se que esta e o eixo constituam uma única peça, o que necessariamente não precisa o correr.

Temos também, que para eixos com canais para chavetas:

$$S_d = 0,20 S_e \quad (VIII)$$

onde,

S_e - tensão de escoamento do material do eixo.

Da expressão (VII), assumindo-se um valor para d_i dado pela - tabela (02), tiramos o valor do torque máximo que pode ser aplicado ao ei xo da pá diretriz.

De posse deste valor de torque (T), podemos calcular para ca da compartimento do injetor, a vazão máxima que pode passar pelo mesmo a -

D_e (mm)	d_i (mm)
300	38
400	50
500	63
600	76

TABELA (02) - Diâmetros máximos permitidos para o eixo de acionamento da pá diretriz.

D_e - diâmetro externo do rotor

d_i - diâmetro máximo permitido para o eixo de acionamento da pá diretriz

través da expressão:

$$T = 31 D_e Q \sqrt{H} \quad (IX)$$

onde,

T - torque máximo requerido para regulação (m x Kgf),

D_e - diâmetro externo do rotor (m),

Q - vazão (m^3/s),

H - queda disponível (m).

Dissemos acima que com a expressão (IX) podemos calcular a vazão em cada compartimento do injetor, porque como sabemos podemos adotar a parcialização do fluxo, por exemplo em $\frac{Q}{2} + \frac{Q}{2}$ ou $\frac{Q}{3} + \frac{2Q}{3}$, ou simplesmente Q (sem parcialização).

O acionamento de cada compartimento é independente.

Com este procedimento, escolhidos os materiais da pá diretriz e de seu eixo, poderemos, para cada valor de diâmetro do rotor adotado, definirmos a limitação da vazão total que poderá fluir através da turbina.

III.3 - Velocidade específica de rotação referida à vazão (N_q):

Como sabemos:

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (I)$$

$$N = \frac{39,85 \sqrt{H}}{D_e} \quad (IV)$$

onde,

H - queda disponível (m),

Q - vazão que atravessa a turbina (m^3/s),

D_e - diâmetro externo do rotor (m),

N - velocidade nominal de rotação (rpm),

N_q - velocidade específica de rotação referida à vazão.

Substituindo (IV) em (I), resulta:

$$N_q = \frac{39,85 Q^{1/2}}{D_e H^{1/4}} \quad (X).$$

A expressão (X), demonstra-nos que ao projetarmos uma turbina Ban
ki para que satisfaça certas condições de H e Q , com um certo
diâmetro de rotor D_e , estamos definindo um valor para a velocidade -
específica de rotação, que corresponde às dimensões da turbina.

Assim, ainda através da expressão (X), podemos verificar que ,do
ponto de vista hidráulico, a turbina poderá operar em todas as combinações
de queda e vazão que satisfaçam a seguinte expressão:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_e N_q}{39,85} \right]^2 = \text{constante} \quad (XI).$$

Além disso, sabemos que a turbina poderá operar com cargas parci
ais, ainda com eficiências elevadas. Este fato faz com que não só os valo
res de H e Q que satisfaçam a expressão (XI) sejam cobertos, mas também ou
tros valores que delimitam uma faixa de utilização da turbina em questão.

A delimitação desta faixa será objeto de discussão do próximo i
tem.

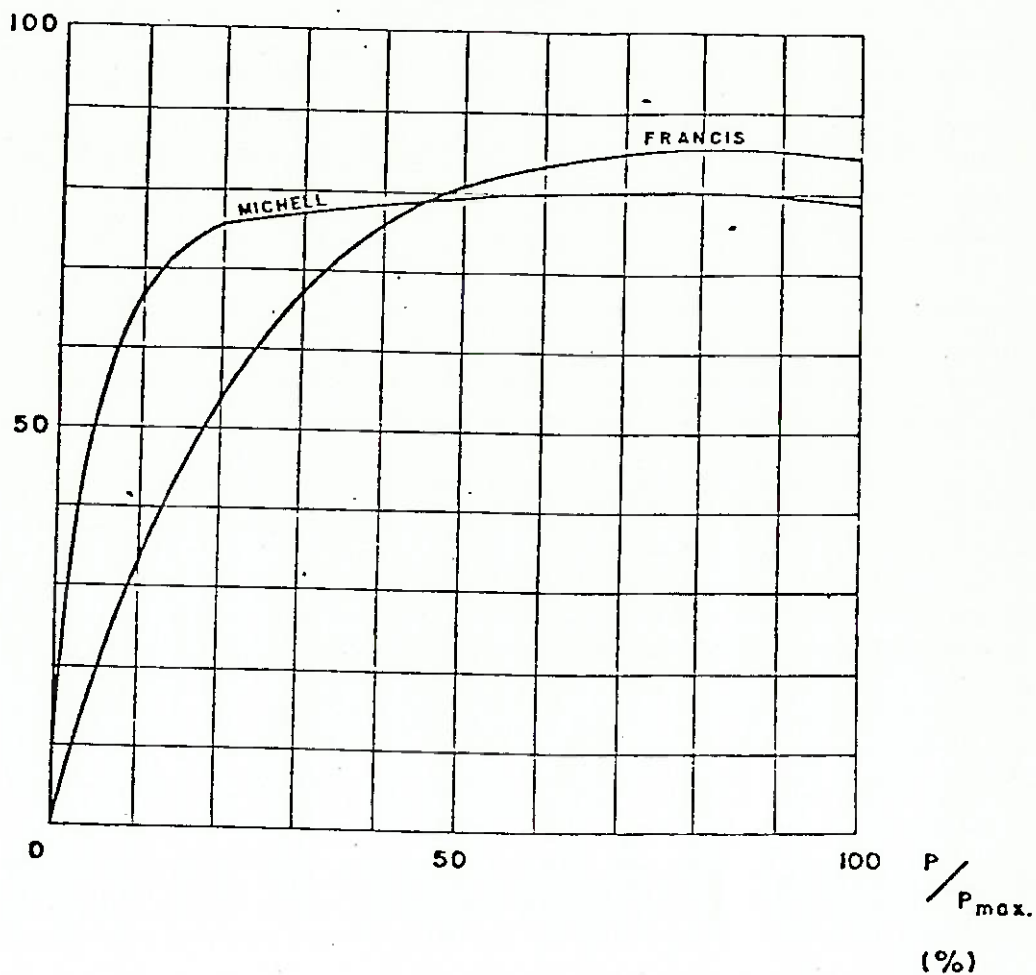
η
(%)

FIGURA (02) - Curva típica de eficiência em função da porcentagem de carga máxima para uma turbina que não apresenta parcialização do fluxo de água no seu injetor.

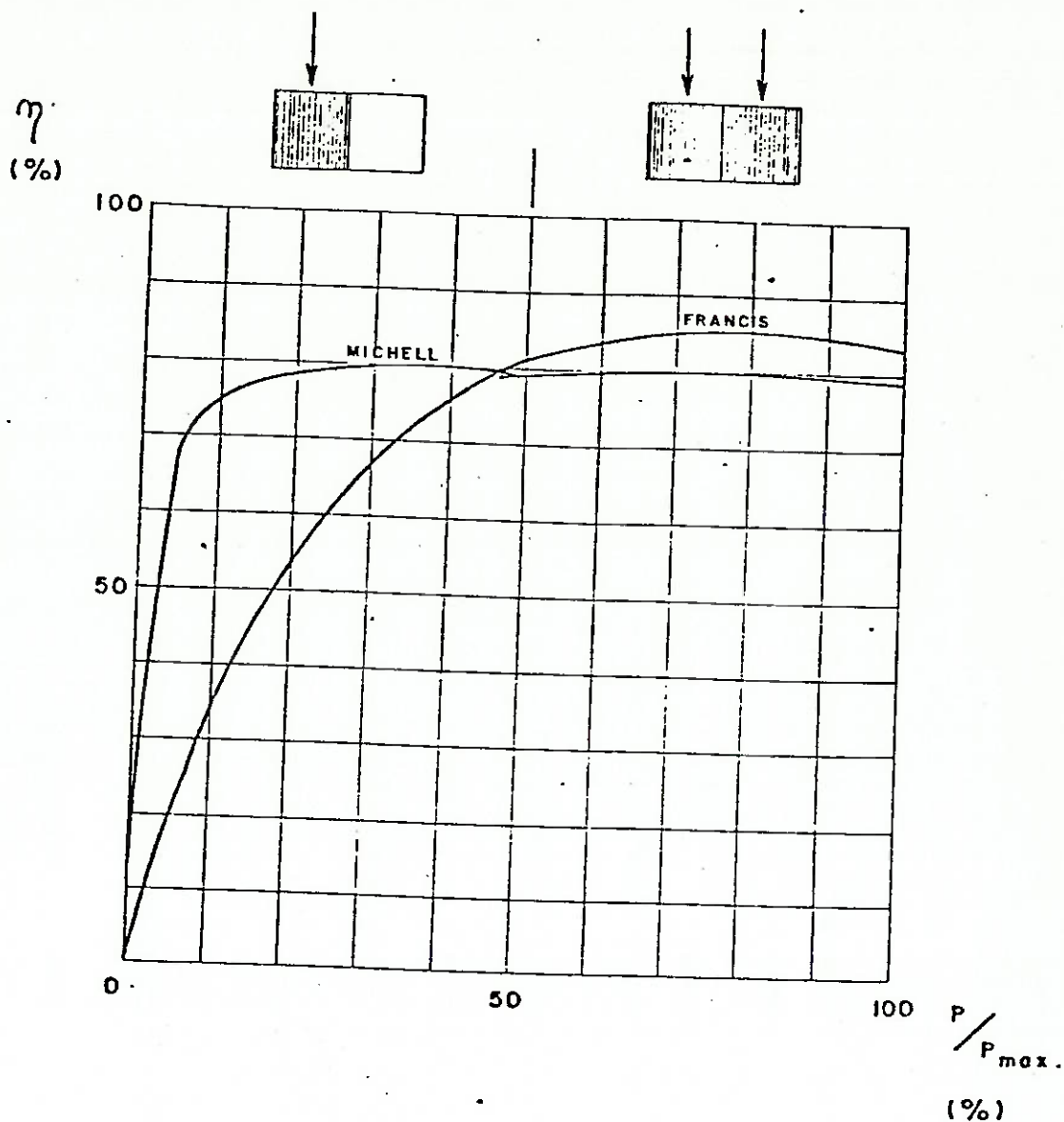


FIGURA (03) - Curva típica de eficiência em função da porcentagem de carga máxima para uma turbina que apresenta par cialização do fluxo de água no seu injetor em $\frac{Q}{2} + \frac{Q}{2}$.

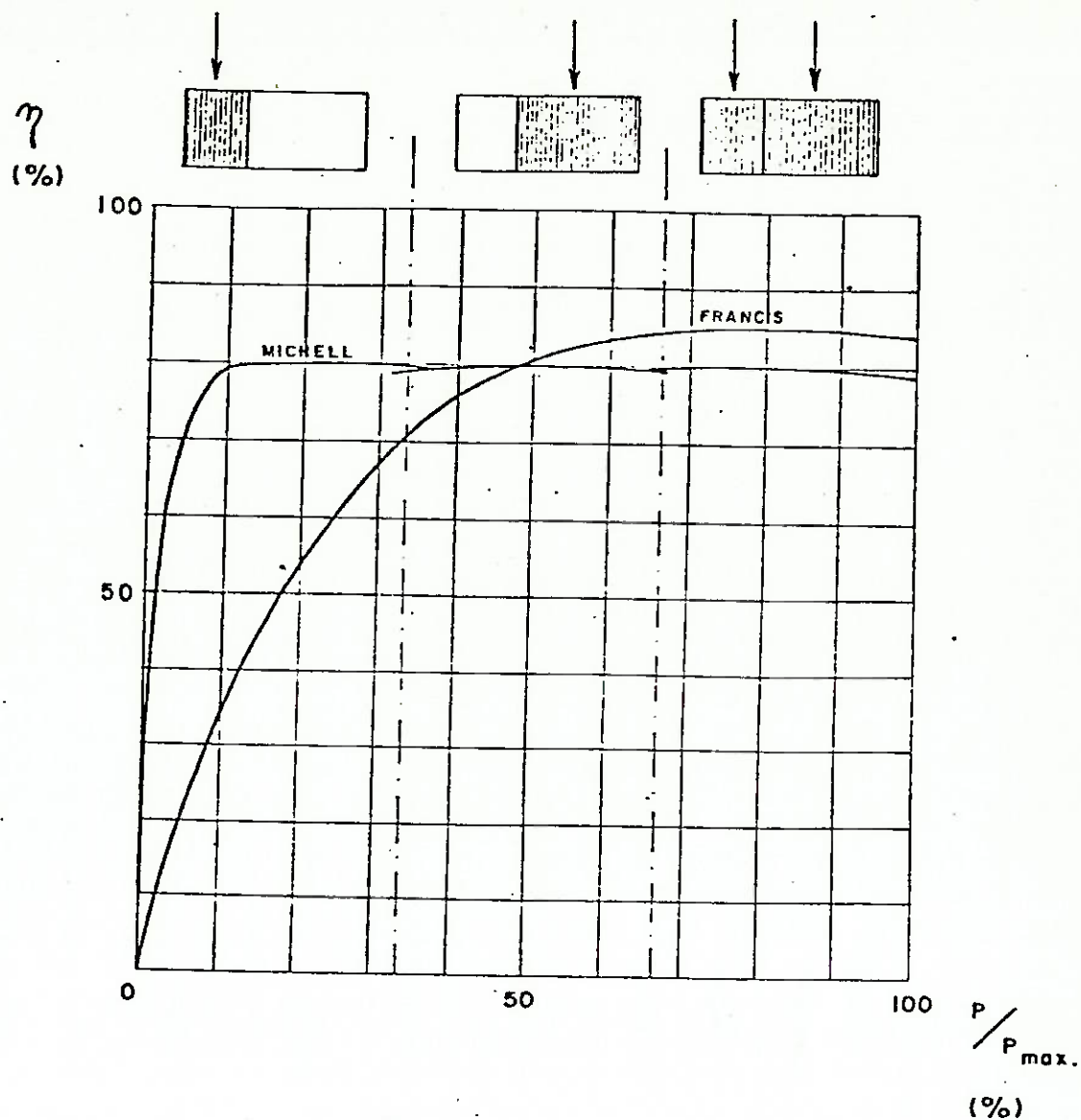


FIGURA (04) - Curva típica de eficiência em função da porcentagem de carga máxima para uma turbina que apresenta parcialização do fluxo de água no seu injetor $\frac{Q}{3} + \frac{2Q}{3}$.

III.4 - Curva típica de eficiência da turbina em função da porcentagem de potência máxima:

As figuras (02), (03), e (04) nos mostram curvas típicas de eficiência em função da porcentagem de potência máxima, com que a turbina - trabalha ($\eta \times P/P_{\max} \times 100$).

Na figura (02) a turbina não apresenta parcialização do fluxo no injetor. Através desta figura podemos notar que este tipo de turbina apresenta maiores valores de eficiência quando trabalha numa faixa de 70% a 90% de sua capacidade máxima.

Através das demais figuras podemos verificar que a parcialização do fluxo no injetor em ($Q/2 + Q/2$) na figura (03) e ($Q/3 + 2Q/3$) na figura (04). permite faixas maiores de trabalho com eficiências elevadas.

Estas observações permitem delimitar as faixas de utilização, citadas no item anterior, para cada modelo de turbina.

III.5 - Visão de conjunto do critério adotado na padronização:

O método utilizado para a obtenção dos modelos padronizados de turbinas, constitui-se em fixar uma altura de queda máxima, estabelecer os valores de diâmetros de rotores a serem utilizados e fixar a potência máxima e mínima que deveriam ser entregues ao sistema elétrico.

Trabalhando com papel dilog, traçamos as retas de potência entregue ao sistema elétrico em função da altura (H) e vazão (Q) e a reta, paralela ao eixo das abscissas Q, para $H = 100m$.

O primeiro modelo de turbina padronizado foi escolhido com um diâmetro externo de rotor igual a 300m. Considerando que o fluxo de água no

injetor seria parcializado em um terço e dois terços da vazão total, calculamos o valor da máxima vazão que poderia fluir através dele. Para isto, consideramos o material escolhido para a pá diretriz como sendo o - bronze ao alumínio e assumimos o diâmetro do eixo da pá como sendo o máximo permitido.

Abaixo apresentamos o cálculo efetuado para a obtenção da vazão máxima:

Material da pá - bronze ao alumínio

$$S_e = 30 \text{ kgf/mm}^2$$

$$d_i = 38 \text{ mm}$$

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

$$H = 100 \text{ m}$$

Pela expressão (VIII):

$$S_d = 0,20 S_e$$

$$S_d = 6,0 \text{ kgf/mm}^2$$

Da expressão (VII):

$$d_i^3 = \frac{16T}{\pi S_d}$$

$$(0,038)^3 = \frac{16T}{\pi (6,0 \times 10^6)}$$

$$T = 64,6 \text{ m kgf}$$

Da expressão (IX):

$$T = 31 D_e Q \sqrt{H}$$

$$64,6 = 31 \times 0,3 \times \frac{2}{3} \times Q \times \sqrt{100}$$

$$Q = 1,04 \text{ m}^3/\text{s}$$

Consideremos para efeito de cálculos desta turbina $Q = 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$.

De posse dos valores $H = 100\text{m}$ e $Q = 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$, plotamos este ponto no diagrama $H \times Q$ da figura (05).

Por este ponto traçamos a reta dada pela expressão (XI):

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_e N_q}{39,85} \right]^2$$

onde,

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$e \quad N = \frac{39,85 \sqrt{H}}{D_e}$$

Para $H = 100\text{m}$, $Q = 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$, e $D_e = 0,3\text{m}$, temos:

$$N_q = 42,006$$

Resultando a expressão:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,1$$

Esta última expressão no papel dilog dá origem a uma reta, que como dissemos deve passar pelo ponto $(1,0; 100)$.

Feito isto, traçamos paralelamente a reta citada acima, as retas para 70% e 90% da capacidade de carga máxima da turbina.

Isto equivale a dizer que a reta de 90% deve ser paralela à reta de 100% e passar pelo ponto onde $H = 100\text{m}$ e $Q = 0,9 \text{ m}^3/\text{s}$ e a reta de 70% deve ser paralela às outras duas e passar pelo ponto onde $H = 100\text{m}$ e $Q = 0,7 \text{ m}^3/\text{s}$.

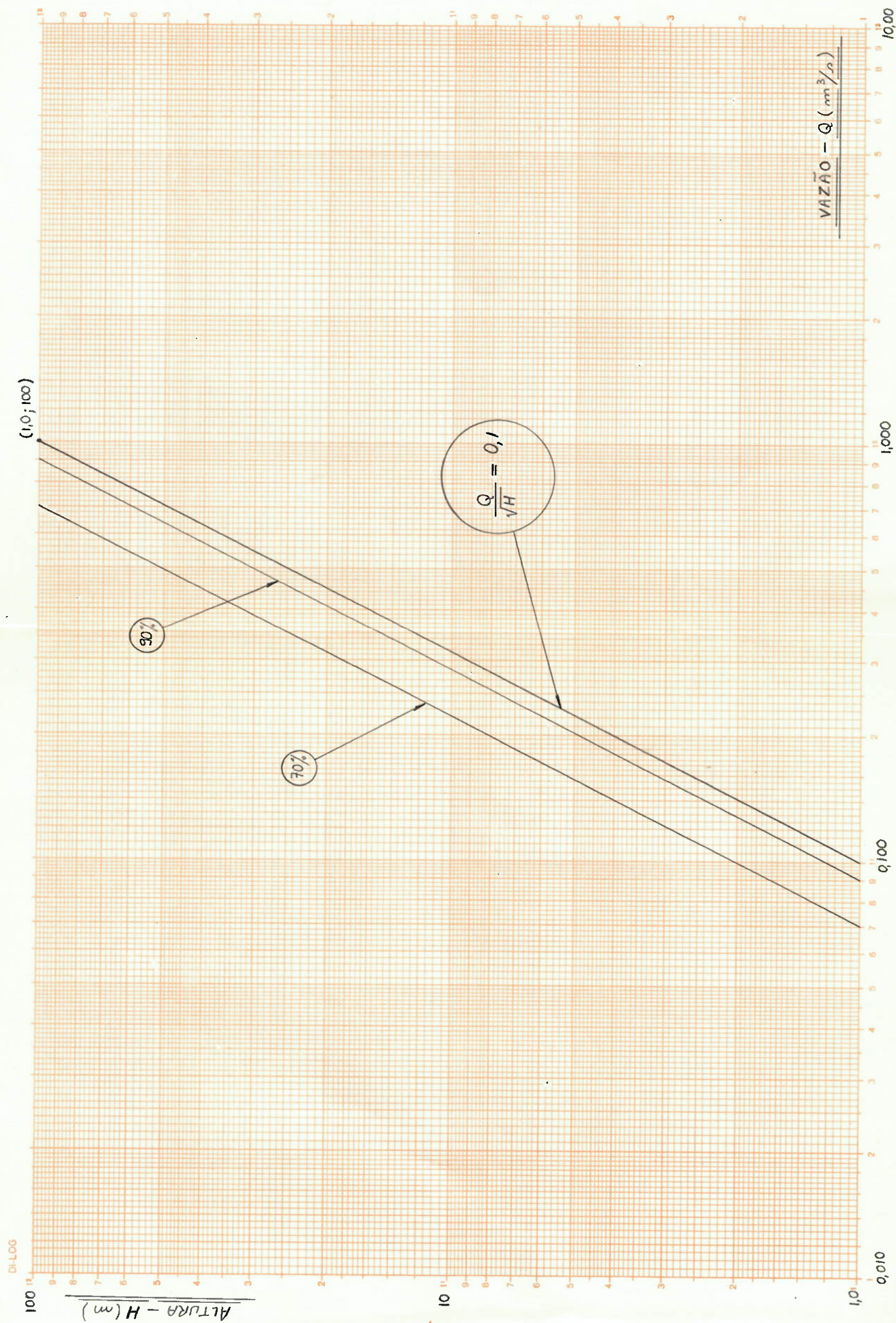


FIGURA (05) - Exemplo de cálculo.

Para $H = 100\text{m}$ e vazões acima de $1,0\text{m}^3/\text{s}$ devemos utilizar diâmetros de rotores maiores e para vazões abaixo de $0,7\text{m}^3/\text{s}$, apenas devemos diminuir os comprimentos dos rotores e dos injetores.

Podemos ainda considerar, em alguns modelos, a utilização de injetores sem a parcialização do fluxo.

As dimensões dos rotores e injetores são determinadas a partir do conhecimento das vazões que por eles devem fluir.

Os cálculos restantes serão apresentados no próximo item.

Finalmente, devemos observar que embora com a parcialização do fluxo poderíamos expandir a faixa de utilização das turbinas além da estreita faixa dos 70% à 90% de suas capacidades máximas, estes valores - foram mantidos para todas as turbinas por razões de segurança.

IV - DETERMINAÇÃO DO DIAGRAMA FINAL COM OS MODELOS PADRONIZADOS:

Seguindo o procedimento mostrado no item (III.5), calculamos as vazões máxima que poderiam fluir através dos injetores de turbinas com diâmetros externos iguais a 300, 400, 500 e 600mm. Os resultados estão contidos na tabela (03).

Adotou-se para todos os diâmetros a parcialização do fluxo em um terço e dois terços da vazão total através do injetor.

O valor de potência entregue ao sistema elétrico igual a 1000kw foi conseguido sem a necessidade de utilizarmos valores de diâmetros externos dos rotores maiores do que 500mm.

Seguindo os princípios até aqui apresentados cobrimos toda faixa de utilização pretendida com dez modelos de turbinas, sendo seis com diâmetro externo do rotor igual à 300mm, duas com este diâmetro igual à 400mm e duas com 500mm.

Os cálculos para os dez modelos são apresentados abaixo.

IV. 1 - Modelos com diâmetro externo do rotor igual à 300mm:

IV.1.1 - Turbina TB - 31:

- Condições de projeto: $Q_0 = 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100 \text{ m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100 \text{ m}$: $Q (70\%) = 0,7 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 0,9 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 42,006$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,1$

D_e (m)	$d_{m\acute{a}x_1}$ (m)	$Q_{m\acute{a}x}$ (m ³ /s)
0,300	0,038	1,04
0,400	0,050	1,80
0,500	0,063	2,85
0,600	0,076	4,17

TABELA (03) - Vazões máximas em função dos diâmetros dos rotores.

D_e - diâmetro externo do rotor

$d_{m\acute{a}x_1}$ - diâmetro máximo permitido para o eixo de acionamento
da pá diretriz

$Q_{m\acute{a}x}$ - vazão máxima

IV.1.2 - Turbina TB - 32:

- Condições de projeto: $Q_0 = 0,78 \text{ m}^3/\text{s}$
 $H_0 = 100\text{m}$
- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 0,56 \text{ m}^3/\text{s}$
 $Q (90\%) = 0,7 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 37,1$
- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,078$

IV.1.3 - Turbina TB - 33:

- Condições de projeto: $Q_0 = 0,61 \text{ m}^3/\text{s}$
 $H_0 = 100\text{m}$
- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 0,43 \text{ m}^3/\text{s}$
 $Q (90\%) = 0,56 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 32,81$
- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,061$

IV.1.4 - Turbina TB - 34:

- Condições de projeto: $Q_0 = 0,48 \text{ m}^3/\text{s}$
 $H_0 = 100\text{m}$
- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 0,34 \text{ m}^3/\text{s}$
 $Q (90\%) = 0,43 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 29,1$
- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,048$

IV.1.5 - Turbina TB - 35:

- Condições de projeto: $Q_0 = 0,38 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100\text{m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 0,27 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 0,34 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 25,89$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,038$

IV.1.6 - Turbina TB - 36:

- Condições de projeto: $Q_0 = 0,3 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100\text{m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 0,21 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 0,27 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 23,01$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,03$

IV.2 - Modelos com diâmetro externo do rotor igual à 400mm:

IV.2.1 - Turbina TB - 41:

- Condições de Projeto: $Q_0 = 1,8 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100\text{m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 1,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 42,27$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,18$

IV.2.2 - Turbina TB - 42:

- Condições de projeto: $Q_0 = 1,3 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100\text{m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 0,9 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 35,92$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,13$

IV.3 - Modelos com diâmetro externo do rotor igual à 500mm:

IV.3.1 - Turbina TB - 51:

- Condições de projeto: $Q_0 = 2,85 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100\text{m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 2,0 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 2,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 42,55$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,285$

IV.3.2 - Turbina TB - 52:

- Condições de projeto: $Q_0 = 2,22 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_0 = 100\text{m}$$

- Faixa de utilização para $H = 100\text{m}$: $Q (70\%) = 1,6 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Q (90\%) = 2,0 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidade específica referida à vazão: $N_q = 37,55$

- Curva que passa por (Q_0, H_0) : $\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,222$

Finalmente, o diagrama $H \times Q$ para a seleção de turbinas Banki padronizadas pode ser visto na figura (06).

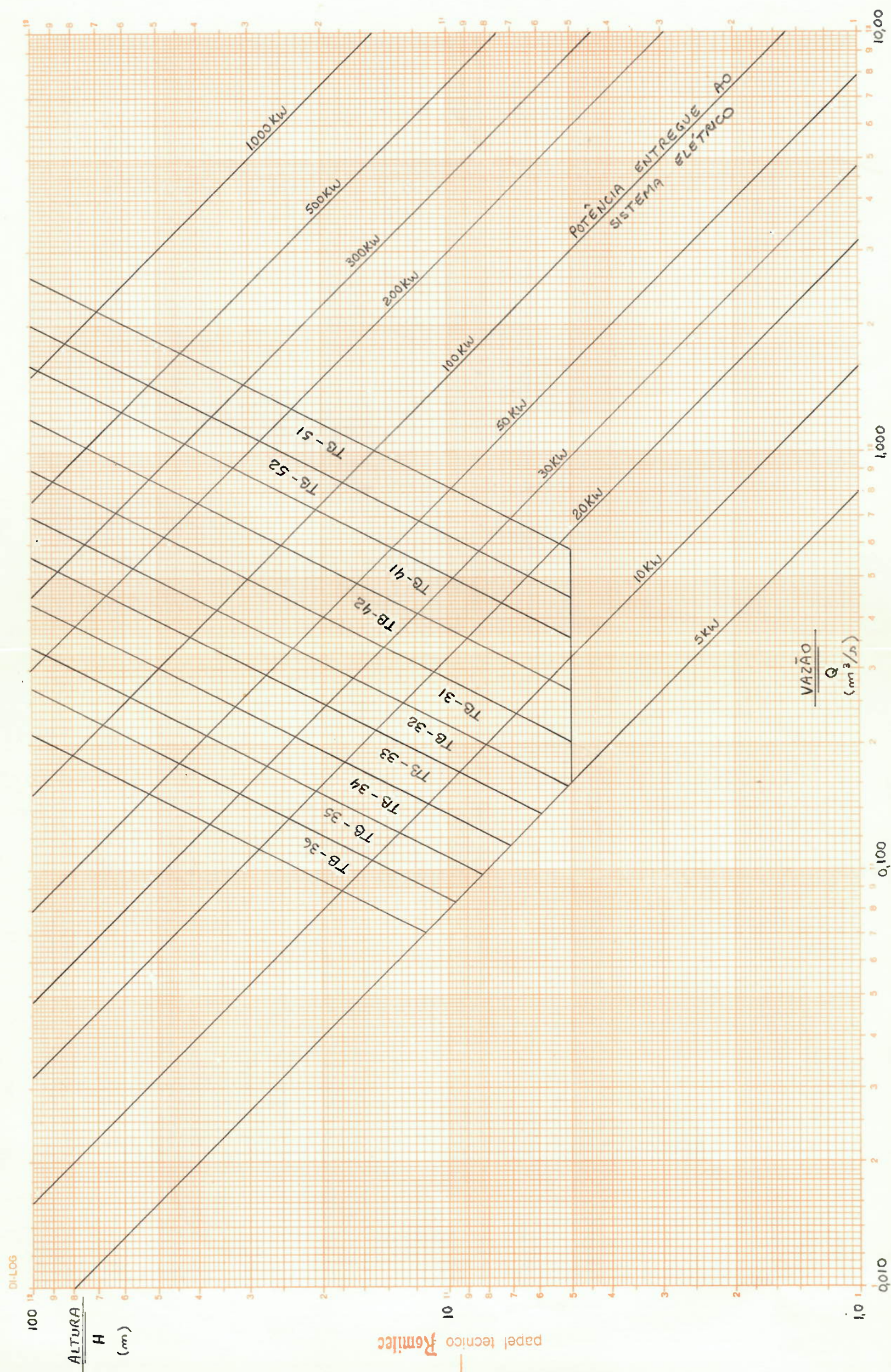


FIGURA (06) - Diagrama de seleção de turbinas Banki.

V - SELEÇÃO DE TURBINAS PADRONIZADAS:

Estabelecidos os modelos padronizados de turbinas Banki, o processo de seleção torna-se muito simples. Bastando apenas consultar o gráfico $H \times Q$ (figura 06) com os valores de altura de queda (H) e vazão (Q) disponíveis no local de instalação da turbina.

O próprio diagrama indicará o modelo padronizado adequado.

VI - PROJETO MECÂNICO E FABRICAÇÃO DA TURBINA:

Trataremos agora de apresentar as principais características do projeto mecânico e de fabricação das turbinas Banki.

Nosso objetivo é apresentar a modelagem matemática necessária - ao projeto mecânico, o estudo de materiais e de fabricação dos vários componentes da turbina e algumas observações à respeito destes componentes.

Os cálculos serão feitos tomando como modelo a turbina TB-31 - (figura 06), bem como serão apresentados todos os desenhos de fabricação desta turbina. Porém, os resultados para outros modelos padronizados poderão ser obtidos de maneira análoga.

VI.1 - Projeto do injetor:

A geometria do injetor deve ser concebida de maneira a obter-se uma boa condição de condução e aceleração do fluxo de água. Além disso, espera-se que se consiga uma adequada orientação e regulação deste fluxo até as pás do rotor.

Tentando alcançar tais objetivos, foram desenvolvidos vários tipos de geometrias de injetor, que podem ser vistos na figura (07). Podemos ver, através desta figura, que algumas das geometrias possuem uma pá tipo comporta, outras uma pá diretriz, que pode assumir diferentes geometrias - e, em alguns casos, não se utiliza uma pá de regulação do fluxo.

Outra característica que podem apresentar os injetores, é a parcialização do fluxo que os atravessa. Isto já foi citado anteriormente e pode ser verificado, através das figuras (02), (03) e (04), que há variação da eficiência da turbina em função do número de compartimentos utiliizados e de suas proporções e dimensões.

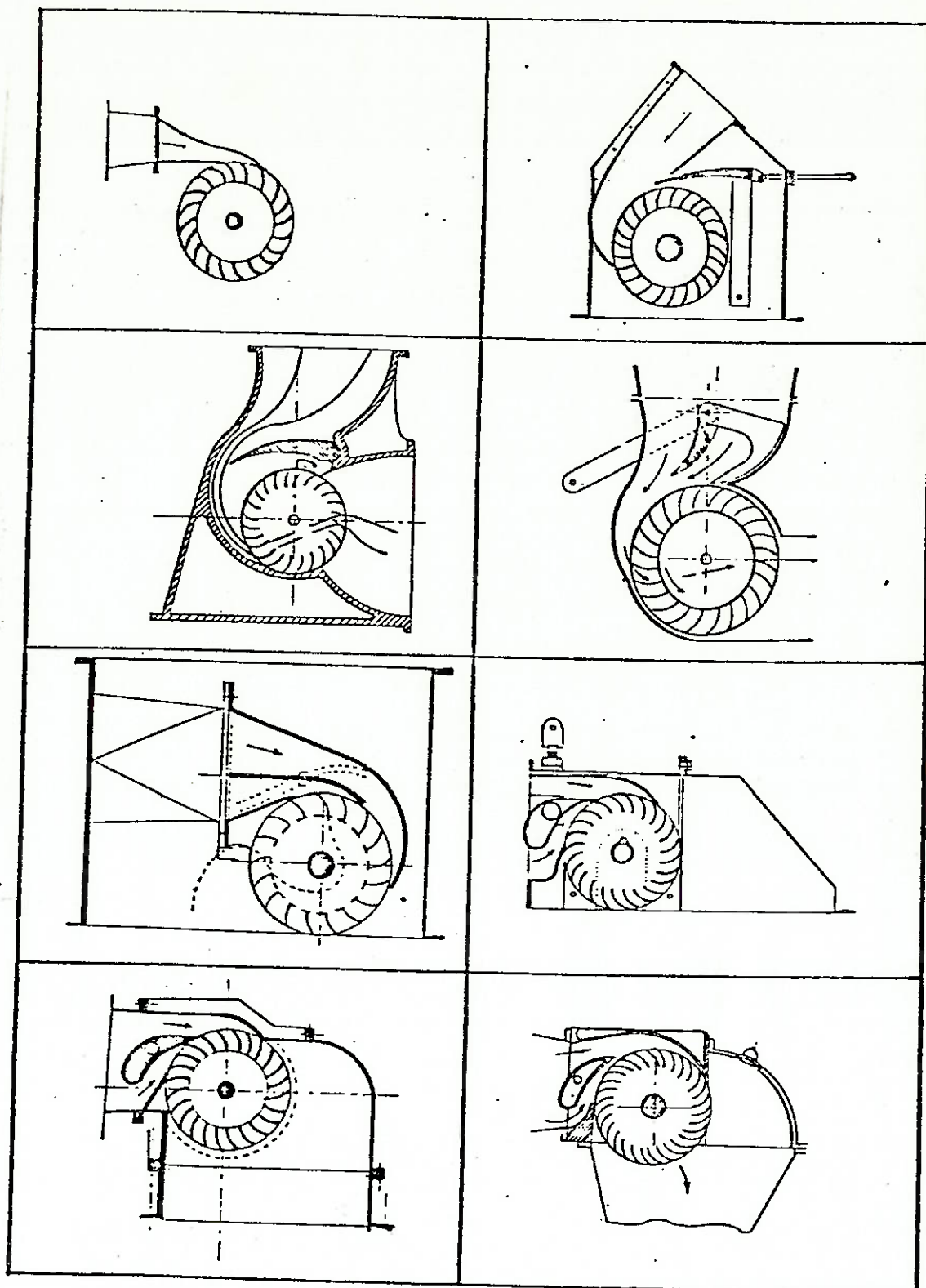


FIGURA (07) - Várias geometrias de injetores.

A orientação do fluxo de água até as pás do rotor faz-se com um certo ângulo (α_1), que usualmente tem o valor igual à 16° .

Geometricamente, o injetor caracteriza-se por manter um dos lados com dimensão constante, enquanto o outro, tem sua dimensão variável - com o objetivo de permitir uma aceleração do fluxo de água originando, em sua saída, um jato de secção transversal retangular.

A pá diretriz deve ser projetada para regular e garantir uma boa condução do fluxo de água à diferentes porcentagens de cargas de operação da turbina. Esta pá divide o fluxo que ingressa no injetor em duas partes, obtendo-se com isto uma diminuição do torque de acionamento necessário às diferentes posições de regulação da turbina, quando operando em cargas parciais.

A utilização de um injetor com pá diretriz requer que seu perfil seja estabelecido, considerando-se um balanço de perdas de pressão dos fluxos de água em que se divide a vazão total, que ingressa na turbina, por ação da pá diretriz.

As perdas de pressão dos fluxos devem ser as mesmas, para que se consiga a mesma velocidade na saída de ambos condutos.

Sabemos que a velocidade de saída do fluxo de água do injetor é dada por:

$$C_1 = K_c \sqrt{2gH} \quad (XII)$$

onde,

C_1 - velocidade do fluxo de água na saída do injetor (m/s)

H - altura de queda disponível (m),

g - aceleração da gravidade (m/s^2),

K_c - coeficiente de velocidade ($K_c \approx 0,98$).

Pode-se demonstrar que:

$$K_c = \frac{\sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}}}{1} \quad (\text{XIII})$$

$$K_c = 0,97 - 0,98$$

onde, ΔH_i - perda de pressão por atrito, que ocorre no injetor ao converter-se a pressão estática em pressão dinâmica, ou de velocidade (m).

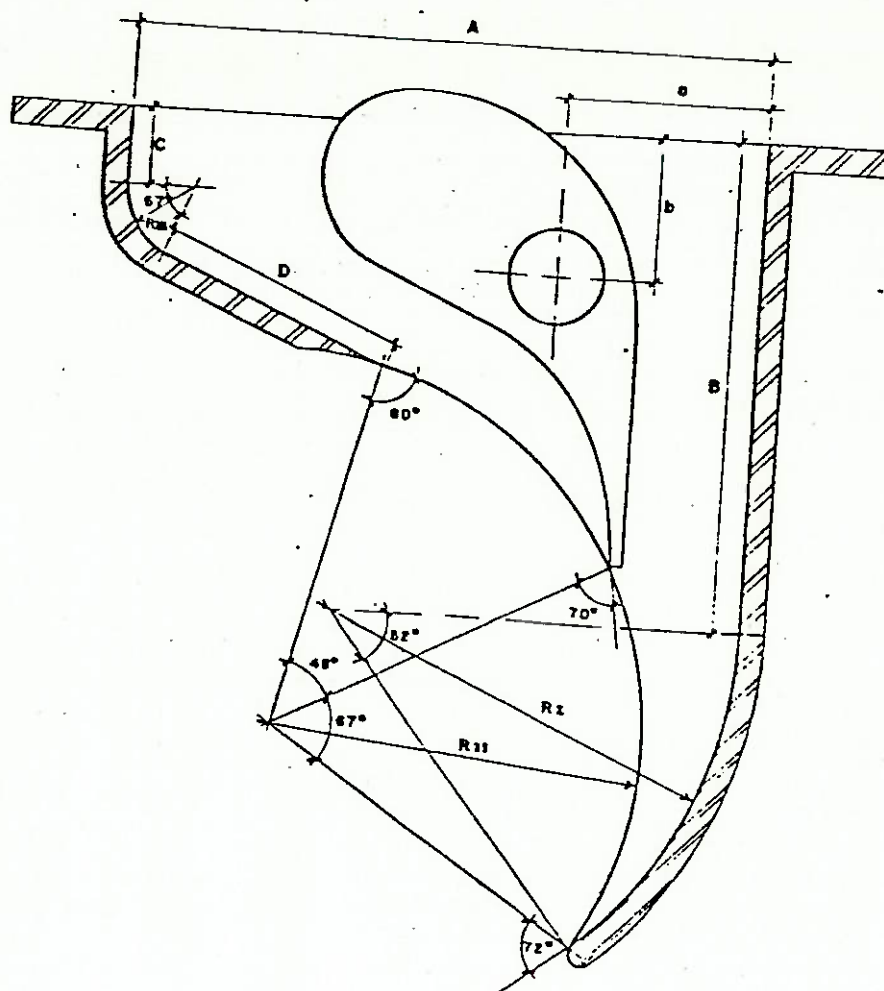
O valor de ΔH_i pode ser determinado de forma aproximada através da equação de Darcy - Weisbach:

$$\Delta H_i = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{XIV})$$

onde, conhecendo-se a variação do diâmetro hidráulico (D_h) da seção do injetor em função da distância percorrida no interior do mesmo e a vazão que o atravessa, pode-se integrar e determinar a perda total de pressão.

Se aplicarmos o método descrito acima a cada parte em que se divide o fluxo de água por ação da pá diretriz, poderemos estabelecer a condição para obter-se a relação de vazão existente entre estas partes que garanta esta igualdade.

Neste trabalho, o projeto de injetor empregado possui pá diretriz e foi calculado pela Organização Latino-americana de Energia, com base no que foi descrito nos parágrafos anteriores e considerando uma pá cuja geometria aerodinâmica reduza o torque de acionamento para regulação do fluxo de água. Aquela Instituição obteve, com o auxílio de um computador, que o perfil mostrado na figura (08) é função do diâmetro do rotor e não



Cota (mm)	Diâmetro de rotor - D_e (mm)			
	300	400	500	600
A	261	348	435	522
B	195	260	325	390
C	31	41	52	62
D	102	136	170	204
a	85	113	142	170
b	55	73	92	110
R_I	168	224	280	336
R_{II}	151	201	252	302
R_{III}	28	37	47	56

FIGURA (08) - Geometria do injetor em função do diâmetro externo do rotor (D_e).

sofre variação para diferentes alturas de queda disponíveis.

Além disso, a única dimensão que varia em função da altura de queda disponível e da vazão com que se projeta a turbina é a largura útil do injetor, que pode ser obtida através da seguinte relação prática:

$$B = \frac{Q_0}{(\pi D_e - ez) K_0 K_c \sqrt{2gH_0} \sin \alpha_1} \quad (XV),$$

onde,

B - largura interna útil do injetor (m),

Q_0 - vazão de projeto (m^3/s),

H_0 - altura de queda de projeto (m),

D_e - diâmetro externo do rotor (m),

e - espessura das pás do rotor (m),

z - número de pás do rotor,

K_0 - porcentagem da circunferência exterior do rotor por onde ingressa a água,

K_c - coeficiente de velocidade,

g - aceleração da gravidade (m/s^2),

α_1 - ângulo de ingresso do jato no rotor relativo à tangente ao rotor.

Para o nosso trabalho, temos:

$$e = 0,003m;$$

$$z = 24;$$

$$K_0 = 0,3;$$

$$K_c = 0,98;$$

$$\alpha_1 = 16^\circ$$

$$g = 9,81m/s^2.$$

Turbina	B (mm)
TB-31	320
TB-32	250
TB-33	195
TB-34	154
TB-35	122
TB-36	96
TB-41	432
TB-42	312
TB-51	570
TB-52	444

TABELA (04) - Larguras internas úteis dos injetores fornecidas pela expressão (XV).

B - largura interna útil do injetor

Com base na expressão (XV) as larguras internas úteis dos injetores dos modelos padronizados de turbinas utilizados neste trabalho podem ser vistas na tabela (04).

Quando da utilização da parcialização do fluxo, os valores da tabela (04) devem ser adequadamente divididos.

Na seleção do material a ser empregado na fabricação do injetor de uma turbina Banki devemos selecionar aquele que resista melhor nas condições de operação da turbina, principalmente, considerando suas características de resistência à abrasão e corrosão. Porém, levando-se em conta, também, sua produção e comercialização dentro do país.

Inicialmente, consideramos a fabricação do injetor da turbina empregando aços inoxidáveis austeníticos AISI 316, ou o AISI 304. Ambos estes aços possuem boa resistência à corrosão química, sendo utilizados nas indústrias: química, petroquímica, papel e celulose, farmacêutica, naval, etc. O AISI 316 é superior ao AISI 304 em função do molibdênio contido em sua liga. Deu-se preferência, posteriormente, aos aços AISI 316 L e AISI 304 L. A letra "L" que os segue caracteriza a resistência que estes aços apresentam contra à corrosão intergranular, devido à precipitação de carboneto de cromo, que poderia ocorrer quando submetêsse - mos as chapas destes materiais ao processo de soldagem. Isto porque nosso projeto do injetor considera sua fabricação a partir de chapas metálicas soldadas.

Uma pesquisa levada a efeito junto à tradicionais fornecedores inviabilizou as utilizações para fins estruturais destes materiais, devido aos elevados preços alcançados pelas chapas no mercado.

Além disso, o processo de corte das chapas deveria ser feito com plasma, o que elevaria os custos de fabricação e requeria máquinas sofisticadas.

Apesar da boa resistência à corrosão dos aços inoxidáveis, optou-se pela fabricação do injetor em chapas de aço carbono ABNT 1020. Onde as deficiências de resistência à abrasão e corrosão serão supridas por processos de tratamento das chapas adequados e esquemas especiais de pintura, que apesar de elevarem os custos da estrutura pronta, justificarão a utilização destas chapas ao invés das chapas de aço inoxidável.

Os tratamentos das superfícies das chapas e os esquemas de pintura serão apresentados num item específico mais adiante.

A utilização de aço carbono facilita o corte das chapas. Aqui sugerimos o processo de corte com maçaricos de oxi-acetileno e, até mesmo, a utilização de máquinas automáticas, providas de foto-células, que realizam o corte, com várias canetas, seguindo o modelo de corte traçado em folhas de material plástico. Com o emprego destas máquinas podemos cortar vários perfis ao mesmo tempo.

Além do que, os modelos utilizados podem ser guardados e utilizados quando necessário.

Além do corte das chapas, estas devem passar por outras operações de caldeiraria, tais como: devem ser traçadas para acerto final, furadas e soldadas. Restando pouco trabalho a ser feito por usinagem, resultando, após alguns acertos manuais, a estrutura pronta do injetor.

Outro modo viável de fabricação do injetor seria através do processo de fundição, desde que seguidas as dimensões recomendadas pela figura (08). Este processo de fabricação não foi utilizado aqui devido ao pro-

jeto de injetor no qual nos baseamos na construção deste trabalho.

VI.2 - Projeto da pá diretriz do injetor:

O subconjunto da pá diretriz do injetor compreende na verdade u ma série grande de peças. Trataremos aqui de seus componentes mais impor-
tantes, que são o eixo da pá diretriz e a própria pá. Os mancais de apoio e seus integrantes estão mostrados nos desenhos de fabricação da turbina, que se encontram no final deste trabalho.

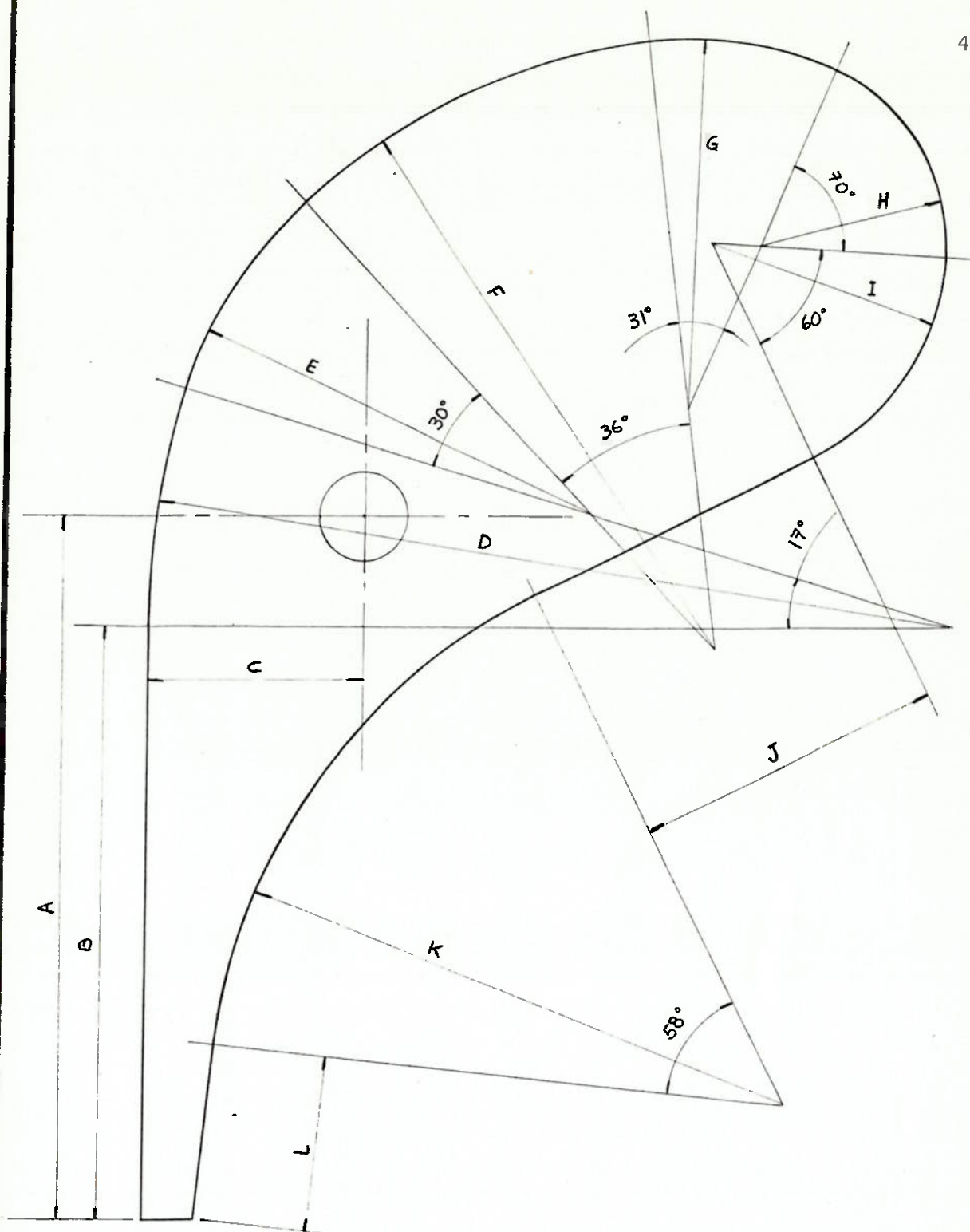
Como já dissemos anteriormente, existem turbinas que apresentam parcialização do fluxo no injetor, neste caso teremos dois subconjuntos de pás diretrizes, porém as dimensões das pás e de seus eixos são as mesmas, apenas diferindo no comprimento. Assim, não faremos referência no decor-
rer deste item se existe ou não a parcialização do fluxo.

Nosso modelo de pá diretriz foi desenvolvido pela Organização - Latino-Americana de Energia.

A figura (09) apresenta-nos a geometria da pá diretriz para dois valores consagrados de diâmetros de rotores.

A geometria das pás apresentadas por esta figura está em con-
cordância com a geometria do injetor, portanto valem aqui muitas das ob-
servações que fizemos no caso de seu projeto mecânico.

Os detalhes matemáticos envolvidos no projeto do eixo da pá di-
retriz já foram vistos no item (III.2), restando-nos aqui acrescentar que no caso das turbinas com rotor de um determinado diâmetro, mas que não se tratem do modelo que permite a máxima vazão para aquele diâmetro de rotor, poderemos trabalhar com as expressões (IX), (VIII) e (VII) e utilizarmos diâmetros de eixos menores do que o valor máximo permitido pela tabela



D_e	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
300	116	98	35	133	70	100	60	31	39	51	94	20
400	155	131	47	177	93	133	80	41	52	68	125	27

FIGURA (09) - Geometria da pã diretriz para valores do diâmetro externo do rotor (D_e).

Medidas em milímetros.

(02), já que a vazão que flue por estes modelos é menor. Porém, como nossa finalidade é padronizar os modelos de turbinas, seria interessante - que não variássemos muito as dimensões das peças de um modelo para o outro, pois o perfil da pá é o mesmo para um dado valor de diâmetro do rotor, não importando seu comprimento. Assim fazendo, poderemos intercam-biar os subconjuntos de pás entre as turbinas de mesmo diâmetro, desde que saibamos estabelecer larguras internas úteis adequadas a tal fim, para os compartimentos de parcialização do fluxo de água no injetor.

Com respeito ao eixo da pá, a não variação dos seus diâmetros principais, permitiria a utilização dos mesmos mancais.

No estudo de materiais possíveis de serem utilizados na fabri-cação da pá diretriz e de seu eixo, atribuímos maior importância às características de resistência à abrasão e à corrosão, que no caso do projeto do injetor. Isto porque consideramos a ocorrência de uma fratura de eixo, ou da própria pá, como sendo algo muito sério e que poderia por em risco toda a máquina. Na eventual quebra da pá diretriz, ou de seu eixo, as partes que se soltassem poderiam atingir o rotor da turbina, causando aí danos talvez irreparáveis e que nos forçariam a uma troca, não apenas do sistema da pá, como também, do próprio rotor.

Devido a estas observações, descartamos a hipótese de fabricar a pá e seu eixo numa única peça fundida em ferro fundido modular, como inicialmente era nossa intenção. A mudança de secção na região de encontro entre o corpo da pá e seu eixo de apoio não seria suave e poderia causar-nos problemas.

Assim acabamos adotando uma solução que implicará em maiores

custos de material e fabricação, mas que tem seu emprego justificado na proporção da segurança de desempenho que lhe atribuímos.

Optamos pela produção em separado da pá e de seu eixo e na montagem com grande interferência entre as peças.

A pá diretriz deverá ser fundida.

O material empregado deverá ser a liga cobre-alumínio (nome comercial: bronze-alumínio), com as seguintes características:

A) Composição Química: Cu - 82%

Al - 9%

Ni - 4%

Mn - 1%

Fe - 4%

B) Propriedades Mecânicas:

Limite de resistência à tração - 90.000 psi

Limite de escoamento - 38.000 psi

(0,5% alongamento)

Módulo de elasticidade - 16.000.000 psi

C) Principais aplicações:

Cubos de hélices, lâminas e outras partes em contacto com água doce ou salgada, partes fundidas que requeiram resistência e pouca espessura.

A pá ainda deverá passar por um processo de acabamento superficial, que poderá ser feito à mão e, finalmente, deverá ter seu furo central acabado no torno mecânico.

Por sua vez, o eixo da pá diretriz deverá ser produzido em aço inoxidável austenítico AISI 304, por processos de usinagem convencionais - em tornos mecânicos. Seus canais chavetados podem ser feitos por fresamento. A região onde será feita a montagem por interferência deverá ser retificada.

Finalmente, foi verificada a possível ocorrência de corrosão galvânica entre o eixo e sua pá, porém de acordo com o "Metals Handbook" não precisamos nos preocupar com o fenômeno.

VI.3 - Projeto do rotor:

O rotor é o elemento da turbina Banki, que ao girar por ação do jato de água, transfere energia ao eixo da turbomáquina.

Seu princípio de funcionamento já nos é bastante familiar e dispensa maiores comentários.

A seguir estão listadas todas as características definidoras da geometria do rotor:

A) Diâmetro externo do rotor (D_e);

B) diâmetro interno do rotor (D_i);

$$D_i = \frac{2}{3} D_e \quad (\text{XVI}) ;$$

C) ângulo da pá com relação à tangente ao rotor na entrada do rotor (β_1):

$$\beta_1 = 30^\circ ;$$

D) ângulo da pá com relação à tangente ao rotor no interior do rotor (β'_1, β'_2):

$$\beta'_1 = \beta'_2 = 90^\circ ;$$

E) raio de curvatura da pá (ρ):

$$\rho = \frac{r_1^2 + r_2^2}{2 r_1 \cos \beta_1} \quad (\text{XVII}) ,$$

onde, $r_1 = \frac{D_e}{2}$

$$r_2 = \frac{D_i}{2} ;$$

F) número de pás do rotor (z):

De acordo com o Professor Zaréa ("Proyecto: Turbina Banki" - Prof. Guia - Stefan Zárea):

$$z = \frac{\pi D_e}{t_1} \quad (\text{XVIII}) ,$$

$$t_1 = (0,4 \text{ a } 0,5) (D_e - D_i) \quad (\text{XIX}) ;$$

Adotaremos $z = 24$ pás para todos os rotores.

G) ângulo de curvatura da pá (δ):

$$\delta = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{\cos \beta_1}{\frac{D_i}{D_e} + \operatorname{sen} \beta_1} \right] \quad (\text{XX}) :$$

Adotaremos $\delta = 73^\circ$ para todos os rotores.

H) arco de admissão:

Do ponto de vista teórico existe uma limitação para o arco de admissão expressada pela seguinte relação:

$$(\text{arco de admissão})_{\max} = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{\sqrt{1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_1}}{\left(\frac{D_i}{D_e} \right) K_u \cos \alpha_1} \right] \quad (\text{XXI});$$

onde, K_u - coeficiente de velocidade tangencial, que para turbinas de ação possui um valor aproximado de 0,5;

$$\alpha_1 = 16^\circ .$$

I) Porcentagem de arco de admissão (K_0):

$$K_0 = \frac{\text{arco de admissão}}{360^\circ} \quad (\text{XXII}) ;$$

Para $\alpha_1 = 16^\circ$ e $K_u = 0,5$, temos $K_0 = 0,334$.

Neste trabalho utilizamos turbinas de rotores com $K_0 = 0,30$.

J) diâmetro máximo do eixo do rotor (d):

$$d = 0,328 D_e \quad (\text{XXIII}) ;$$

K) comprimento interno do rotor (B_r):

$$B_r = (1,3 \text{ à } 1,5) (B + \text{espaço entre os compartimentos para parcialização do fluxo}) \quad (\text{XXIV});$$

onde, B - largura interna útil do injetor (soma dos comprimentos dos compartimentos para parcialização do fluxo no injetor).

L) espessura da pá (e):

A espessura da pá deverá ser assumida e, posteriormente, verificada com o auxílio da resistência dos materiais.

Adotaremos $e = 3,0\text{mm}$.

M) espessura dos discos de suporte das pás:

Para o projeto dos discos de suporte das pás só é necessário determinarmos uma espessura adequada para que os mesmos não se deformem quando procedermos à soldagem das pás.

Os elementos que constituem o rotor são: as pás, os discos de apoio e os cubos destes discos.

O material selecionado para a fabricação de todas estas peças - foi o aço ABNT 1020.

Adotaremos para todos os rotores uma espessura de pá igual a

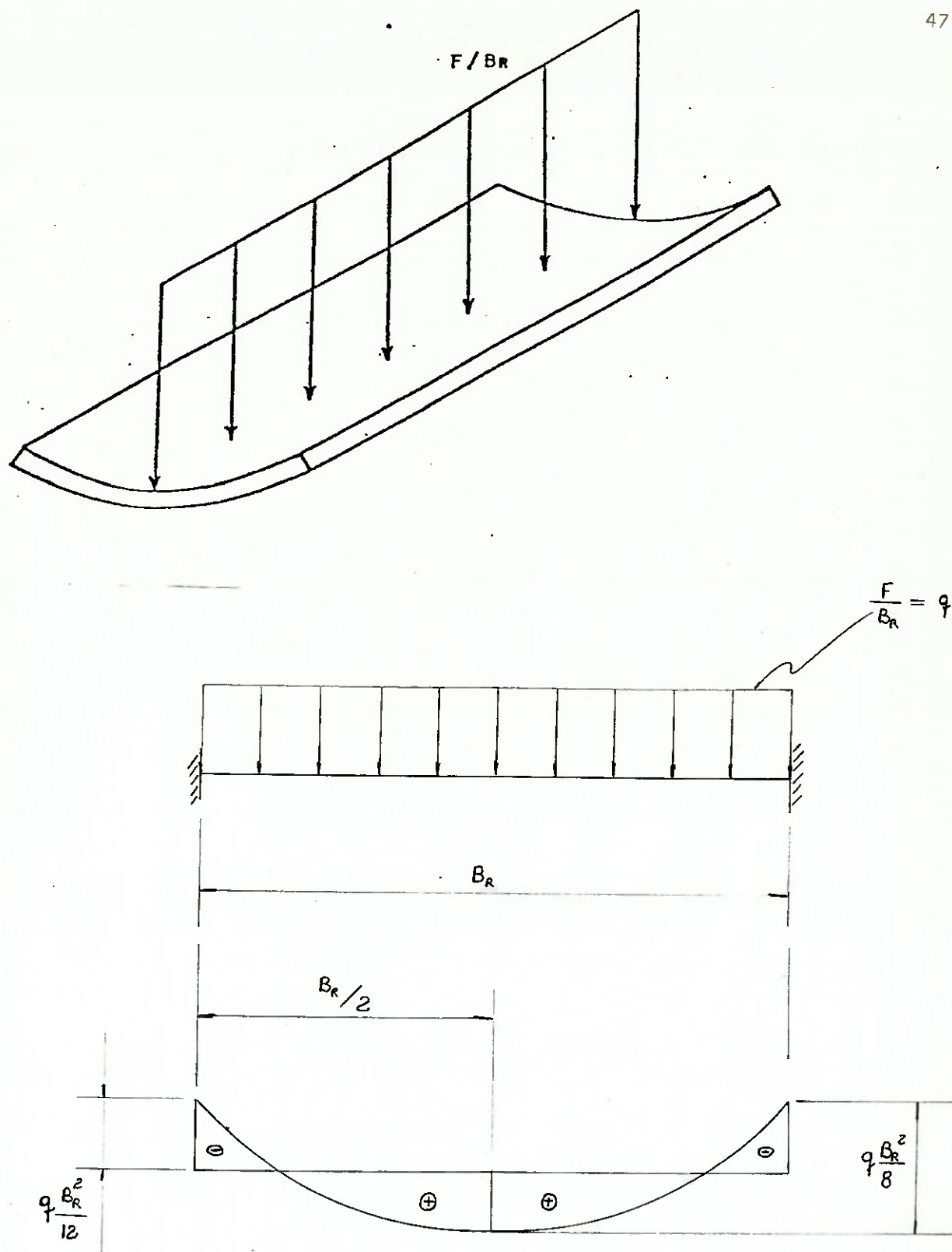


Diagrama de momento fletor

FIGURA (10) - Esforços sobre a pá do rotor.

3,0mm (bitola MSG 11 do mercado) e para os discos de apoio, uma espessura de meia polegada (bitola de chapa existente no mercado).

As pás devem ser cortadas e conformadas em prensas, com o em prego de matrizes projetadas com este fim.

A espessura das pás, geralmente, é assumida e, posteriormente, realiza-se uma verificação de tensões, considerando-as como vigas biengas tadas em seus extremos pelo efeito da solda, e carregadas uniformemente.

A força aplicada à pá mais solicitada, considerando-se o caso mais crítico, que se configura quando o rotor é frenado por algum motivo e a turbina está trabalhando com sua vazão total, é expressa por:

$$F = 46,5 Q_0 \sqrt{H_0} \quad (\text{XXIV}) ,$$

onde F - força sobre a pá (kgf),
 Q_0 - vazão de projeto (m^3/s),
 H_0 - altura de queda de projeto (m).

A figura (10) apresenta-nos o esquema físico que deve ser considerado na verificação da pá.

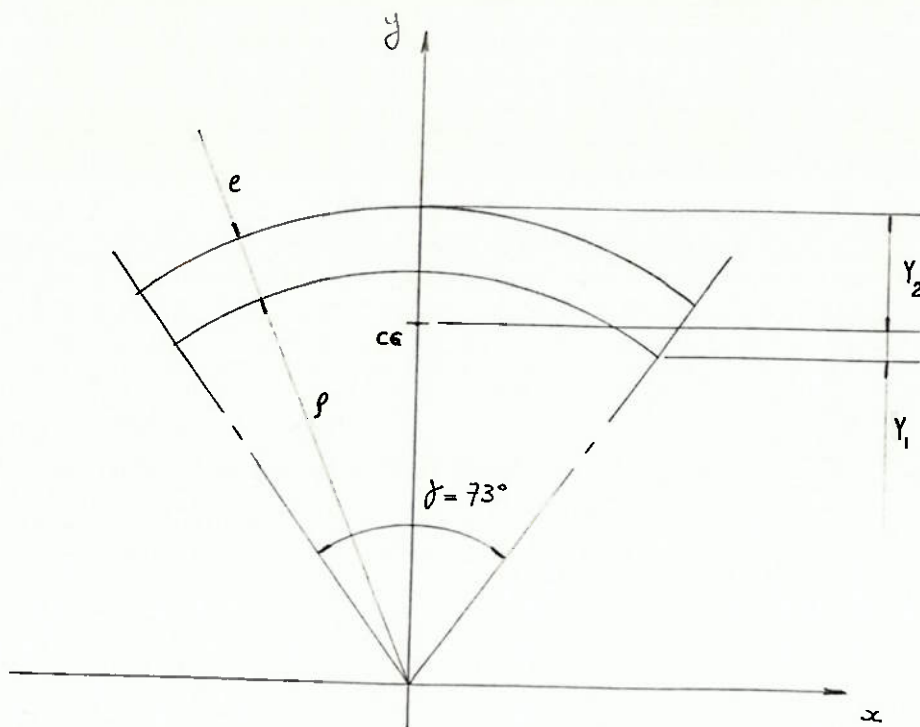
A tabela (05) mostra-nos as diversas grandezas que influem no di mensionamento da pá para os diâmetros externos dos rotores utilizados nes te trabalho.

Para a construção da tabela (05), utilizamos:

$$A = \frac{\delta}{360} \pi e (2 \rho + e) \quad (\text{XXV}) ,$$

$$Y_{cg} = \frac{2 [(\rho + e)^3 - \rho^3] \sin(\delta/2)}{3A} \quad (\text{XXVI}) ,$$

$$I_x = \frac{[(\rho + e)^4 - \rho^4] [\delta + \sin \delta]}{8} \quad (\text{XXVII}) ,$$



D_e (cm)	ρ (cm)	A (cm ²)	Y_{cg} (cm)	I_{cg} (cm ⁴)	Y_1 (cm)	Y_2 (cm)
30	4,81	1,90	4,62	32,08	0,75	0,49
40	6,42	2,51	6,14	79,52	0,98	0,58
50	8,02	3,12	7,64	158,67	1,19	0,68

TABELA(05) - Características da pá do rotor.

D_e - diâmetro externo do rotor

ρ - raio de curvatura da pá

A - área da secção transversal

Y_{cg} - ordenada do centro de gravidade da secção

I_{cg} - momento de inércia da secção com relação ao eixo x, passando pelo centro de gravidade

Y_1 - ver figura acima

Y_2 - ver figura acima

$$I_{cg} = I_x - A y_{cg}^2 \quad (XXVIII) ,$$

onde ρ - raio de curvatura da pá, dado pela expressão (XVII),

δ - ângulo de curvatura da pá,

e - espessura da pá,

A - área da secção transversal da pá.

I_x - momento de inércia com relação ao eixo x ,

I_{cg} - momento de inércia com relação ao eixo x , passando pelo centro de gravidade da pá.

Nestas condições, devemos ter:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq \frac{\sigma_e}{\psi} \quad (XXIX) ,$$

$$\sigma = \frac{M Y_{\max}}{I_{cg}} \quad (XXX) ,$$

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (XXXI) ,$$

onde M - momento fletor,

V - força cortante,

$Y_{\max}$ - maior valor entre Y_1 e Y_2 (tabela (05)).

σ_e - tensão de escoamento,

ψ - coeficiente de segurança:

$$\psi = 2,5$$

$$\text{Aço ABNT 1020} - \tau_e = 2.600 \text{ kgf/cm}^2$$

Para a turbina TB-31, temos:

$$F = 46,5 Q_0 \sqrt{H_0}$$

$$Q_0 = 1,0 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_0 = 100 \text{ m}$$

$$F = 465 \text{ kgf}$$

$$B_r = 50,7 \text{ cm}$$

$$q = \frac{F}{B_r} = 9,2 \text{ kgf/cm}$$

$$M = q \frac{\ell^2}{8} - q \frac{\ell^2}{12} \quad \ell = B_r$$

$$M = 985,4 \text{ cm kgf (centro do vão)}$$

$$V = 0$$

$$\sigma = \frac{M Y_1}{I_{cg}} \quad Y_1 = 0,75 \text{ cm}$$

$$I_{cg} = 32,08 \text{ cm}^4$$

$$\sigma = 23,1 \text{ kgf/cm}^2 \rightarrow \tau_{\text{máx}} = 11,6 \text{ kgf/cm}^2 < \frac{\tau_e}{2,5}$$

Os discos de apoio devem ser cortados, a partir das chapas, um pouco maiores do que seu diâmetro final.

Procede-se depois a sua centragem no torno e a usinagem de seu centro de modo a ajustar-se com seu cubo.

Os cubos devem ser fabricados a partir de barras redondas. Procede-se, inicialmente, a uma pré-usinagem de suas dimensões gerais.

Monta-se, posteriormente, pelo processo de soldagem, os discos com seus respectivos cubos, acerta-se possíveis empenamentos dos discos devido ao processo de soldagem, e finalmente, usina-se os cubos com suas dimensões finais. Procede-se depois ao fresamento dos rasgos das pás, com o emprego de uma fresa de topo, deixando-se uma folga para que o rotor tenha

seu diâmetro externo acertado mediante usinagem final no torno mecânico.

A fixação das pás é feita também por soldagem.

O diâmetro interno do rotor, formado pelo limite atingido pelo fresamento dos rasgos das pás, deve ter uma medida precisa, assim deve-se montar adequadamente as pás de modo a ajustarem-se a este diâmetro.

Na montagem das pás deve-se garantir, durante o processo, o alinhamento dos cubos através de um dispositivo adequado. As pás devem ser soldadas pelo lado externo dos discos de apoio.

Finalmente, usina-se o diâmetro externo do rotor, os rasgos de chaveta de seus cubos e executa-se os furos roscados dos parafusos prisoneiros.

O processo de fabricação do rotor é muito delicado e merece ser bem estudado.

Escolhemos a solução de produzi-lo a partir de chapas soldadas, porém este processo apresenta inúmeras desvantagens: o fresamento dos rasgos para o encaixe das pás nos discos de apoio é muito difícil, por problemas de posicionamento e possibilidade de ocorrência de quebra da ferramenta (fresa de topo).

Uma alternativa seria produzir os rotores a partir do processo de fundição, porém esta solução apresenta a desvantagem de que, por ser o rotor uma peça muito pequena, seu acabamento final seria muito complexo e oneroso.

Assim, achamos que somente a prática e a tecnologia pertencentes ao fabricante de turbinas poderiam determinar o processo mais adequado.

Devemos observar, que para certos comprimentos de rotores, precisamos colocar discos de apoio intermediários para diminuir os esforços so

bre as pás e limitar suas flechas a valores compatíveis. Estes discos devem ser montados de maneira análoga aos discos laterais e depois soldados internamente às pás.

A proteção do rotor contra os processos de abrasão e corrosão será feita por um esquema de pintura adequado às suas condições de funcionamento e que será visto posteriormente.

Convém evitar o contacto direto da água com os cubos dos rotores.

VI.4 - Projeto do eixo do rotor:

O eixo do rotor será fabricado a partir de barras redondas de aço ABNT 1045 laminado, facilmente encontrado no mercado.

As propriedades mecânicas deste aço são:

limite de resistência à tração - 61 kgf/mm^2 ,

limite de resistência ao escoamento - 38 kgf/mm^2 .

Inicialmente, estudamos a possibilidade de produzi-lo a partir de barras do aço inoxidável martensítico AISI 410, indicado à fabricação de peças sujeitas a têmperas, tais como: pás, peças de turbinas, hastes de válvulas, peças e equipamentos para indústria química, petroquímica, naval, etc. Porém, este material possui um alto preço e não é facilmente encontrado no mercado.

Aconselhamos que a superfície do eixo que trabalha no interior do rotor seja revestida, por processo de eletrodeposição, com cromo duro, o que protegerá esta superfície da ocorrência de corrosão. O contacto com água, nesta região, não é direto, porém, convém protegê-la.

Consideramos no projeto do eixo do rotor, que a turbina transmitirá sua potência ao gerador por intermédio de um acoplamento, correias ou engrenagens.

A figura (11) apresenta-nos o diagrama de esforços sobre o eixo do rotor.

O cálculo mecânico deve ser feito considerando-se a expressão - indicada pela ASME, para o diâmetro mínimo do eixo:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2} \quad (\text{XXXII}) ,$$

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (\text{XXXIII}) ,$$

$$M_x = \frac{F_R \cdot a}{2} \quad (\text{XXXIV}) ,$$

$$M_y = \frac{P_R \cdot a}{2} \quad (\text{XXXV}) ,$$

$$F_R = \frac{1948 P_T}{N D_e} \quad (\text{XXXVI}) ,$$

$$T_{\max} = \frac{974 P_T}{N} \quad (\text{XXXVII}) ,$$

onde d - diâmetro do eixo (m),

F_R - força tangencial no rotor (kgf),

P_R - peso do rotor (kgf),

P_T - potência da turbina (kw),

a - comprimento (figura 11) (m),

N - velocidade nominal de rotação da turbina (rpm),

D_e - diâmetro externo do rotor (m),

$T_{\max}$ - momento torsor máximo aplicado ao eixo (m kgf),

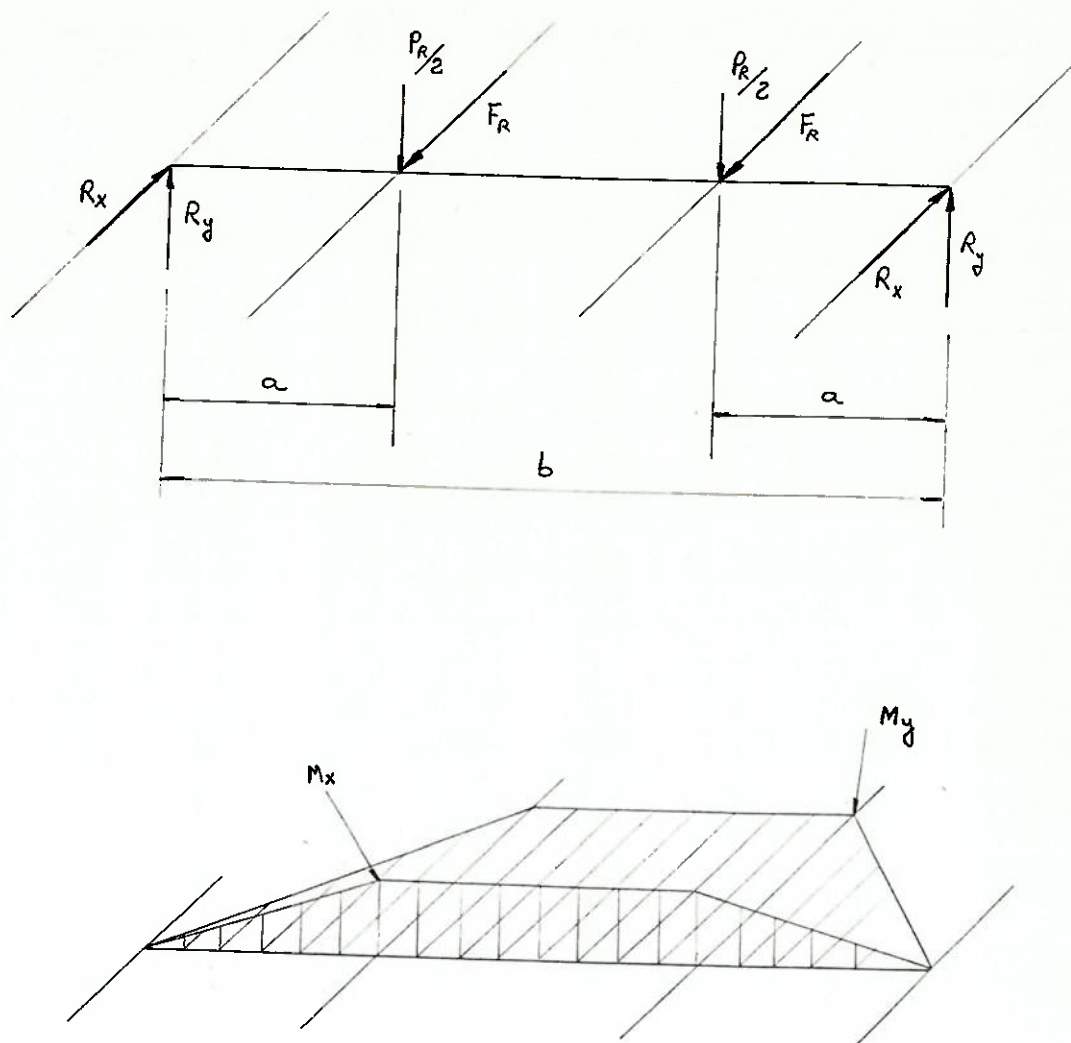


FIGURA (11) - Esforços sobre o eixo do rotor.

K_m - fator de momento fletor para carga estável, estimado com um valor de 1,5,

K_t - fator de momento torsor para carga estável, estimado com um valor de 1,0,

S_d - esforço de projeto do material do eixo, que para eixos com canais chavetados é estimado com um valor de 20% da tensão de escoamento do material (kgf/cm^2),

$M_x, M_y, M_{\max}$ - momentos fletores (m kgf).

O escalonamento dos diâmetros do eixo deve considerar as dimensões dos rolamentos e retentores padronizados encontrados no mercado e, por razões de funcionamento da turbina, que o diâmetro máximo permitido no interior do rotor é dado pela expressão (XXIII):

$$d = 0,328 D_e \quad (\text{XXIII})$$

Determinado o diâmetro do eixo, é recomendado que se realize um cheque considerando sua velocidade crítica, a qual deve ser superior a 1,8 vezes a velocidade nominal de rotação da turbina.

A primeira velocidade crítica da turbina, para o diagrama de esforços mostrado na figura (11), é dada por:

$$N_{\text{crit}} = \frac{29,88}{f^{1/2}} \quad (\text{XXXVIII}) ,$$

onde N_{crit} - velocidade crítica da turbina (rpm),

f - flecha resultante produzida no eixo do rotor por ação do peso e força do rotor (m).

Para o diagrama de esforços mostrado na figura (11):

$$f = \frac{W a^2}{6 EI} \quad (3b - 4a) \quad (XXXIX) ,$$

$$W = \sqrt{P_R^2 + F_R^2} \quad (XL) ,$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (XLI) ,$$

onde I - momento de inércia da secção do eixo (m^4),

E - módulo de elasticidade do material do eixo (kgf/m^2),

a, b - comprimentos (figura (11)) (m).

Recomenda-se que a velocidade crítica seja uns 40% superior à velocidade de giro da turbina.

O material de fabricação do eixo do rotor deve ter uma boa resistência aos esforços de flexão.

Na região do eixo onde serão montados os cubos do rotor, recomenda-se que seja indicada uma tolerância que permita que esta montagem seja feita com uma leve interferência.

Para a turbina TB - 31, temos:

$$F_R = \frac{1948 P_T}{N D_e}$$

$$P_T = 981 \text{ KW}$$

$$D_e = 0,3m$$

$$N = 1328 \text{ rpm}$$

$$F_R = 4.796,7 \text{ kgf}$$

$$P_R = 37,4 \text{ kgf}$$

$$a = 0,30135\text{m}$$

$$M_x = \frac{F_R a}{2}$$

$$M_x = 722,7 \text{ m kgf}$$

$$M_y = \frac{P_R a}{2}$$

$$M_y = 5,6 \text{ m kgf}$$

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_{\max} = 722,7 \text{ m kgf}$$

$$T_{\max} = \frac{974 P_T}{N}$$

$$T_{\max} = 719,5 \text{ m kgf}$$

$$d_{\min}^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2}$$

$$S_d = 7,6 \times 10^6 \text{ kgf/m}^2$$

$$K_m = 1,5$$

$$K_t = 1,0$$

$$d_{\min} = 0,0955\text{m} = 95,5 \text{ mm}$$

$$N_{\text{crit}} = \frac{29,88}{f^{1/2}}$$

$$f = \frac{W a^2}{6 EI} \quad (3b - a)$$

$$a = 0,30135\text{m}$$

$$b = 1,1224m$$

$$E = 2,1 \times 10^{10} \text{ kgf/} \frac{2}{m}$$

$$W = 4.796,9 \text{ kgf}$$

$$I = 4,688 \times 10^{-3} m^4$$

$$f = 2,261 \times 10^{-6} m$$

$$N_{cirt} = 19.871,6 \text{ rpm}$$

$$d_{max} = 0,328D_e$$

$$D_e = 0,300m$$

$$d_{max} = 0,0984 = 98,4mm$$

Portanto, não teremos problemas no escalonamento deste eixo.

VI.5 - Projeto dos mancais de rolamento do eixo do rotor:

Para o projeto dos mancais de rolamento do eixo do rotor precisamos realizar previamente uma seleção do rolamento.

Recomendamos que sejam empregados rolamentos autocompensadores de esferas. Este tipo de rolamento possui duas carreiras de esferas com pista esférica no anel externo. Esta forma de pista externa lhe confere a propriedade de ajustagem angular, o que o torna insensível a desalinhamentos e flexões do eixo. Sugere-se ainda que se possível, sejam utilizados rolamentos com furo cônico e bucha de fixação.

A seleção se realiza determinando a capacidade de carga dinâmica do rolamento:

$$C = (X F_R + Y F_A) \left[\frac{60 N L_h}{10^6} \right]^p \quad (XLII) \quad ,$$

onde C - capacidade de carga dinâmica mínima requerida para o rolamento (kgf),

X - coeficiente radial do rolamento, considerado com 1,0,

Y - coeficiente axial do rolamento, considerado como zero,

F_R - carga radial sobre o rolamento, determinada a partir da figura (11) (kgf),

$$F_R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{XLIII}) \text{ (ver figura (11))},$$

F_A - carga axial, neste caso não é considerada,

N - velocidade nominal de rotação da turbina (rpm),

L_h - duração nominal de funcionamento (h),

p - assume o valor 1/3 para rolamentos de esferas e 3/10 para rolamentos de rolos.

Com a capacidade de carga dinâmica, o diâmetro do eixo e o número máximo de rotações com que trabalhará a turbina se realiza a seleção do rolamento nos catálogos comerciais.

Com as dimensões do rolamento tiradas do catálogo do fabricante, projetamos os mancais de rolamento, considerando um sistema de montagem que não permita a entrada de água no rolamento.

A fabricação dos mancais de rolamento será feita em aço ABNT 1020 a partir de chapas e tarugos redondos usinados e, posteriormente, soldados. Aconselha-se que após a fabricação se realize um tratamento térmico de alívio de tensões de toda a peça.

Uma outra alternativa para a sua fabricação seria fundi-lo em ferro fundido cinzento e usinar em acabamento o seu interior.

VI.6 - Projeto da carcaça:

O projeto da carcaça deve permitir a livre circulação da água - que deixa o rotor e a turbina.

Sua fabricação será feita em chapas de aço estrutural ABNT 1020 através do processo de soldagem de peças cortadas por intermédio de maçaricos de oxi-acetileno, ou em prensas mediante o emprego de matrizes de corte.

A fixação da carcaça à estrutura do injetor será feita através de parafusos. É interessante que os furos nas flanges de fixação da carcaça sejam oblongos, para permitirem um ajuste perfeito com a estrutura do injetor.

Finalmente, devemos proteger as superfícies das chapas da carcaça contra a corrosão, não sendo necessária aqui a proteção contra a abrasão, causada pelo fluxo de água. Esta proteção será feita através de um tratamento e um esquema de pintura aplicados às superfícies da estrutura pronta.

VII - ESQUEMAS DE PINTURA:

VII.1 - Superfícies em contacto com a água e sujeitas à abrasão e corrosão:

Campo de aplicação - injetor, em todo o rotor da turbina e, caso existir, tubo de sucção.

Preparo das superfícies - jateamento S_a 3 branco
(norma sueca).

Apresentaremos três esquemas de pintura e recomendamos a utilização do esquema B.

(1) ESQUEMA A - Metalização com zinco (100 μ m).

- Verniz EPOXI, para promover aderência da tinta de acabamento sobre o metalizado (50 μ m);
- EPOXI betuminoso (2 aplicações com 200 μ m).
- Espessura final - 550 μ m

Comentários - Excelente performance. Tempo de vida útil de aproximadamente 15 anos. Esquema sofisticado e caro. Indicado para grandes obras.

(2) ESQUEMA B - Tinta de zinco etil silicato (70 μ m);

- EPOXI betuminoso (2 aplicações com 220 μ m).
- Espessura final - 470 à 500 μ m

Comentários - Mais utilizado. Tempo de vida útil aproximado, nas condições de trabalho das turbinas, de 10 anos. Fácil aplicação.

(3) ESQUEMA C - EPOXI betuminoso (3 aplicações com 150 μ m).

Espessura final - 450 à 500 μ m

Comentários - Também muito empregado. Tempo de vida útil de aproximadamente 7 à 8 anos. Fácil aplicação.

VII.2 - Superfícies sujeitas somente à intempéries e umidade:

Campo de aplicação - carcaça da turbina.

Preparo das superfícies - jateamento S_g 2 1/2 - Quase branco.

Apresentaremos, também, três esquemas de pintura e recomendamos a utilização do esquema B.

(1) ESQUEMA A - aplicação de zinco etil silicato (70 μ m);

- camada intermediária de EPOXI-poliâmida (100 μ m);

- esmalte epoxi-poliâmida (50 μ m).

Espessura final - 220 μ m

Comentários - Excelente resistência a ambientes úmidos. Tempo de vida aproximado de 8 anos.

(2) ESQUEMA B - zarcão misto epoxi (2 aplicações 50 μ m);

- esmalte epoxi-poliâmida (2 aplicações com 40 μ m);

Espessura final - 180 μ m

Comentários - boa resistência a intemperismo. Esquema de fácil aplicação. Tempo de vida aproximado de 3 à 5 anos.

(3) ESQUEMA C - zarcão alquídico (2 aplicações com 40 μ m);

- esmalte sintético (2 aplicações com 35 μm).

Espessura final - 150 μm

Comentários - Pintura mais usada comercialmente, por ser mais barata e simples. Tempo de vida aproximado de 2 à 4 anos.

- Observações: 1) Entre parênteses apresentamos as espessuras recomendadas para cada camada ou aplicação sobre as superfícies metálicas.
- 2) O preparo das superfícies é especificado em termos da norma técnica sueca, pois esta é de uso corrente neste ramo da indústria nacional.

VIII - PESQUISA DE UTILIZAÇÃO DE MATERIAIS PLÁSTICOS:

Todo o desenvolvimento de nosso trabalho foi calcado na pesquisa e utilização de materiais metálicos ferrosos e não-ferrosos, seguindo uma linha de raciocínio já tradicional no tratamento dos materiais de construção mecânica. Somente, quando este trabalho já se encontrava em fase adiantada de elaboração é que nos foi proposto o estudo, visando a substituição dos materiais tradicionais por resinas e polímeros plásticos.

Inicialmente, a proposta causou-nos surpresa, pois não acreditávamos que fosse possível substituir, em muitas partes nobres da turbina, os materiais metálicos já consagrados. Junte-se a isto, a falta de conhecimento das características e propriedades mecânicas dos materiais plásticos, que são de desenvolvimento relativamente recente e com uma tecnologia ainda não incorporada aos currículos tradicionais das disciplinas de materiais de nosso curso de graduação.

Devido ao tempo limitado de que dispúnhamos para o término deste trabalho de graduação, não nos foi possível realizar uma pesquisa que resultasse em substituição dos materiais metálicos inicialmente adotados, resultando nosso estudo de materiais alternativos, simplesmente num levantamento das resinas possíveis de serem utilizadas.

As dificuldades no tratamento destes novos materiais foram muito grandes, a começar pela nomenclatura, classificações, fórmulas químicas, etc. Porém, logo no início das consultas à bibliografia do setor e a um professor de uma disciplina de materiais do curso de Engenharia Química, já ficou bem claro a grande possibilidade de utilização destes materiais na fabricação de muitas partes da turbina. As partes estruturais como o injetor e a carcaça podem ser, sem sombra de dúvidas, moldadas em resinas fe-

nol-formaldeídicas. Restando , apenas, adaptar-se o projeto destes componentes às conveniências do novo processo de fabricação.

O subconjunto que necessita de maior pesquisa para substituição de seus materiais metálicos é o rotor da turbina.

De um modo geral, as resinas e polímeros apresentam baixos valores de propriedades ligadas à resistência mecânica (resistência ao cisalhamento, por exemplo), necessitando os perfis das peças do rotor de projetos mecânicos mais apurados. As pás do rotor estão sujeitas a um regime variável de carga, caracterizando um processo influenciado pelo limite de fadiga do material empregado em sua fabricação. Não encontramos dados a este respeito.

No campo de processos de fabricação demos poucos passos.

De nosso estudo resultou que as resinas que devem ser efetivamente estudadas como possíveis materiais alternativos são:

- fenol-folmaldeídica,
- fenol-melanina,
- epoxi,
- nylon,
- teflon (politetrafluor etileno).

Sendo que sobre o teflon ainda pairam certas dúvidas.

O PVC (policloreto de vinila), o poli-estireno e o polipropileno não estão de todo descartados, porém possuem menores possibilidades de serem empregados como materiais estruturais.

Os adesivos utilizados na fixação das peças, na maioria dos casos , podem ser as próprias resinas ainda em estado não solidificado.

Achamos que este estudo de materiais alternativos é de grande , utilidade e pode vir a baratear muito os custos de produção das turbinas. As peças podem ser produzidas quase que acabadas, não necessitando passarem por muitos processos de fabricação.

Muitos destes materiais possuem boas características de resistência à corrosão e abrasão (o PVC, por exemplo, é utilizado como material de revestimentos da tubulação de aço em linhas de bombeamento de vinhoto em usinas de açúcar e álcool, esta substância apresenta características altamente corrosivas).

Infelizmente, o tempo de que dispúnhamos não foi suficiente para a realização de um estudo profundo de emprego efetivo destes novos materiais no projeto mecânico dos componentes da turbina.

BIBLIOGRAFIA:

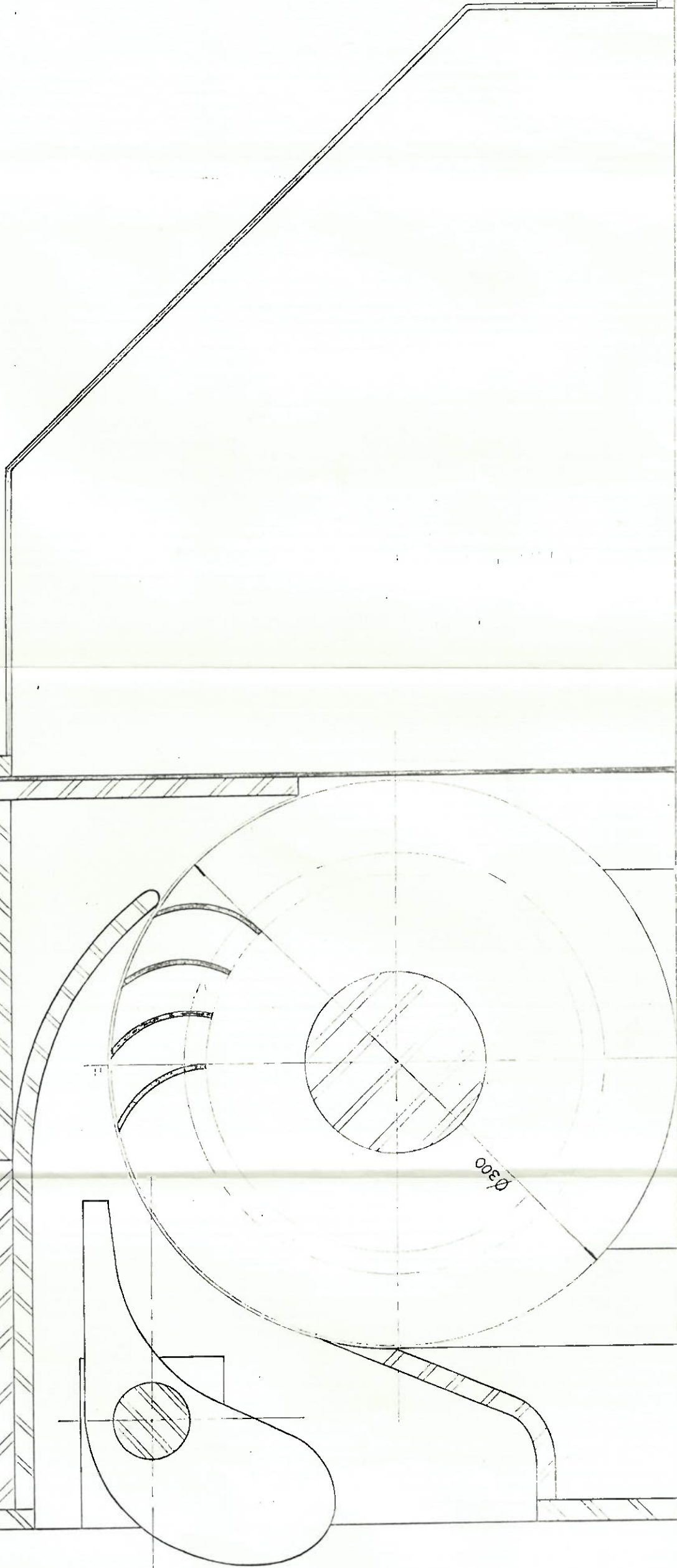
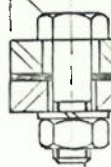
1. ASM. Metals handbook. 8th edition. Ohio, American Society for Metals, 1961. v.1
2. CATÁLOGO FAG de rolamentos. 41 000 PB- São Paulo, 1970.
3. CHIAVERINI, Vicente Aços e ferros fundidos. 4a. edição. São Paulo, As sociação Brasileira de Metais, 1981.
4. ——— Tecnologia mecânica. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1978. vol. I e II.
5. DIAS, Sílvio Gonçalves Turbina Banki: aproveitamento hidrelétrico de pe quenas potências. São Paulo, EPUSP, 1982. (TF)
6. HERNÁNDEZ BASO, Carlos Alberto Manual de diseño estandarzacion y fabri cacion de equipos para pequeñas centrales hidroelectricas. Quito , OLADE, 1980.
7. NUNES, Luiz Roberto Turbina Banki - estudo geral. São Paulo, EPUSP, 1983.
8. OLIVEIRA, Nelson de Campos Gil de Roscas e parafusos, São Paulo, EPUSP, 1980.
9. SINDONA, Edison et alii. Máquinas hidráulicas - turbinas. São Paulo , EPUSP, 1973. fascículo 3.
10. STREETER, V.L. & WYLIE, E.B. Mecânica dos fluidos. 7a. edição. São Pau lo, McGraw-Hill do Brasil, 1982.
11. ZÁREA, Guia-Stefan Proyecto turbina Banki.

ANEXO:

DESENHOS DE FABRICAÇÃO DA TURBINA BANKI

MODELO TB-31.

PARAFUSO - M 12 x 40 DIN 558
 PORCA - M 12 DIN 555
 ARROUELA - Ø 12 DIN 127

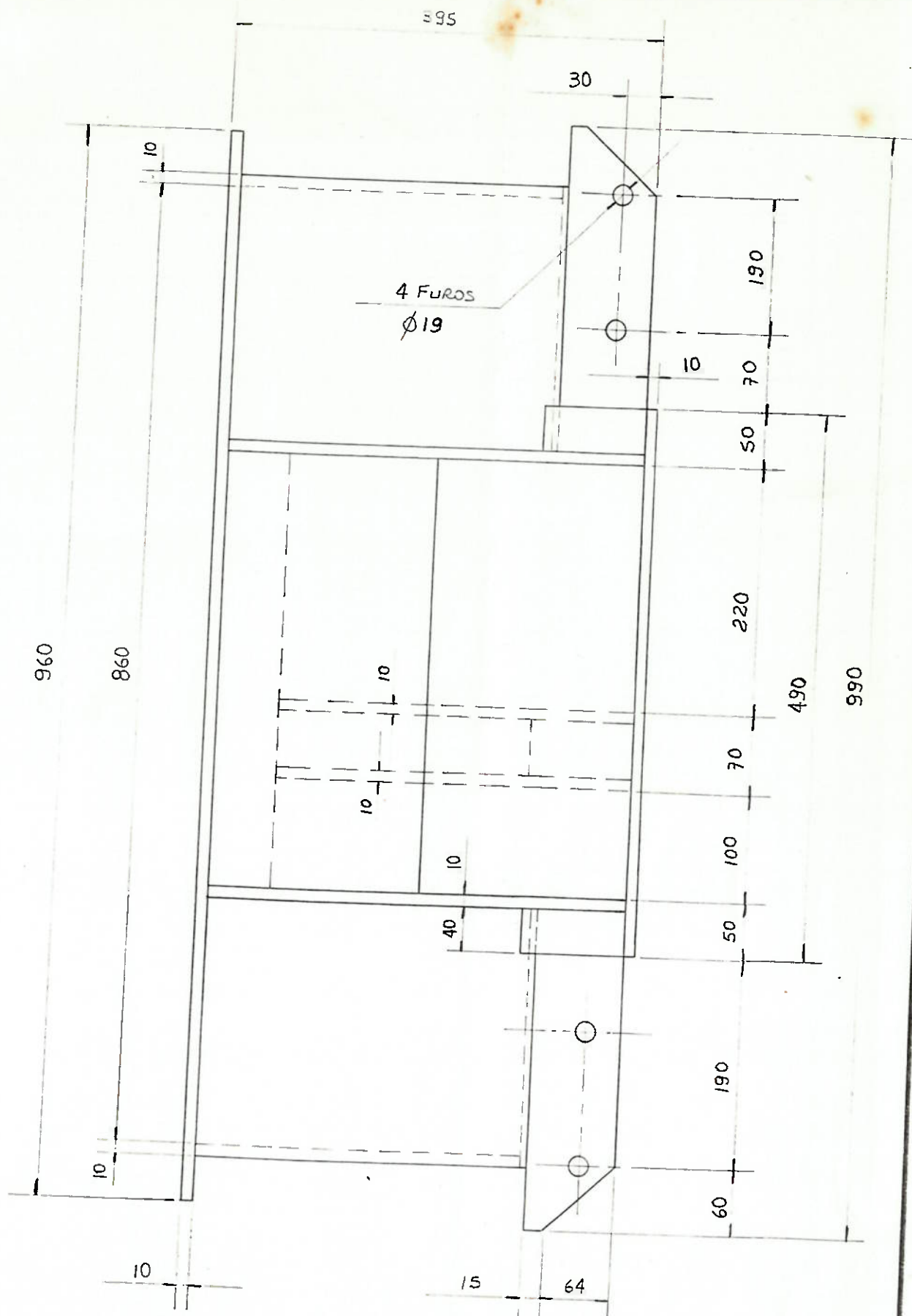


400

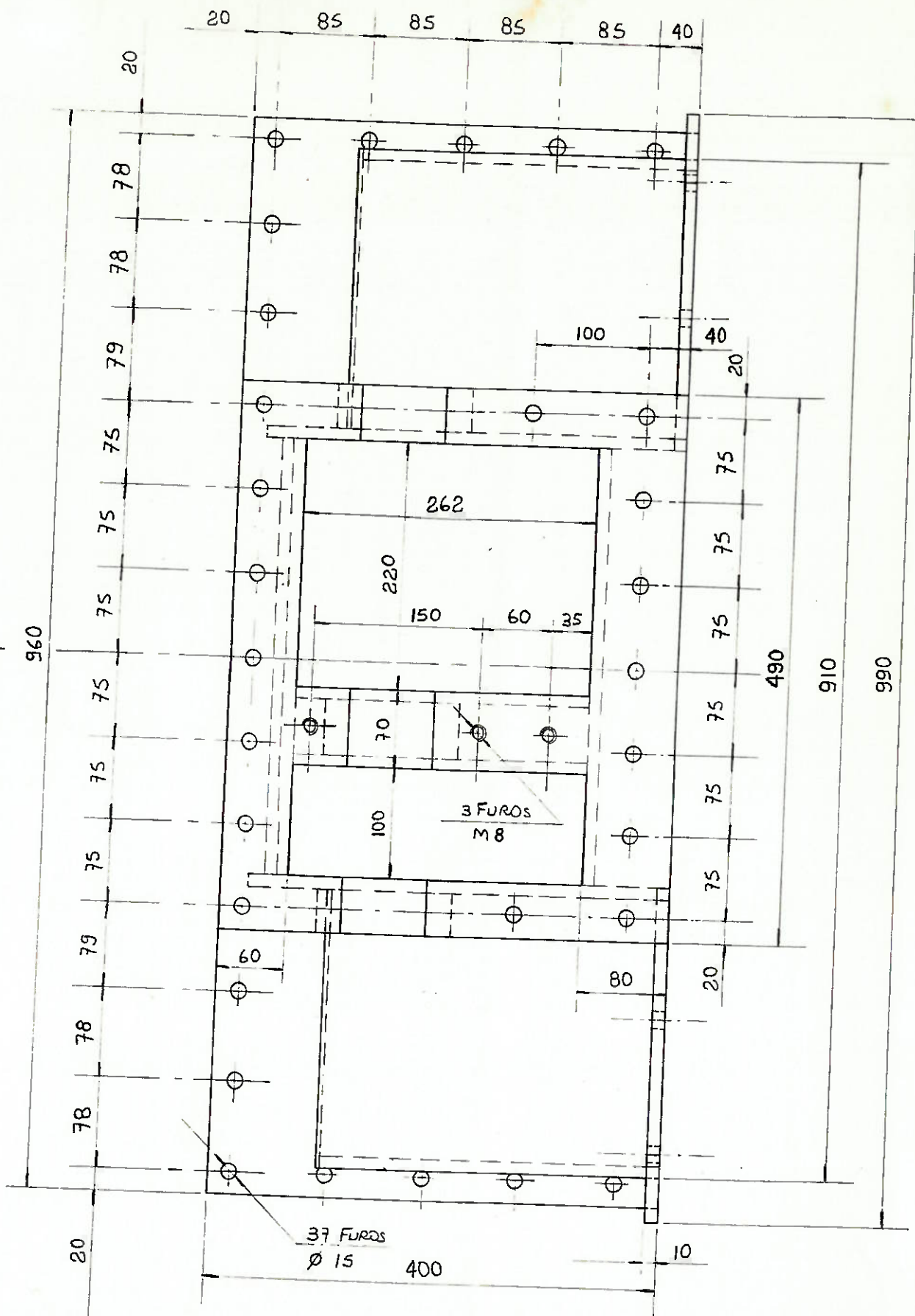
848

TODAS AS VEDAÇÕES DA
 ESTRUTURA DEVEM SER
 FEITAS COM PAPEL
 GRAMINADO (ESPESURA
 DE 3,0 mm.).

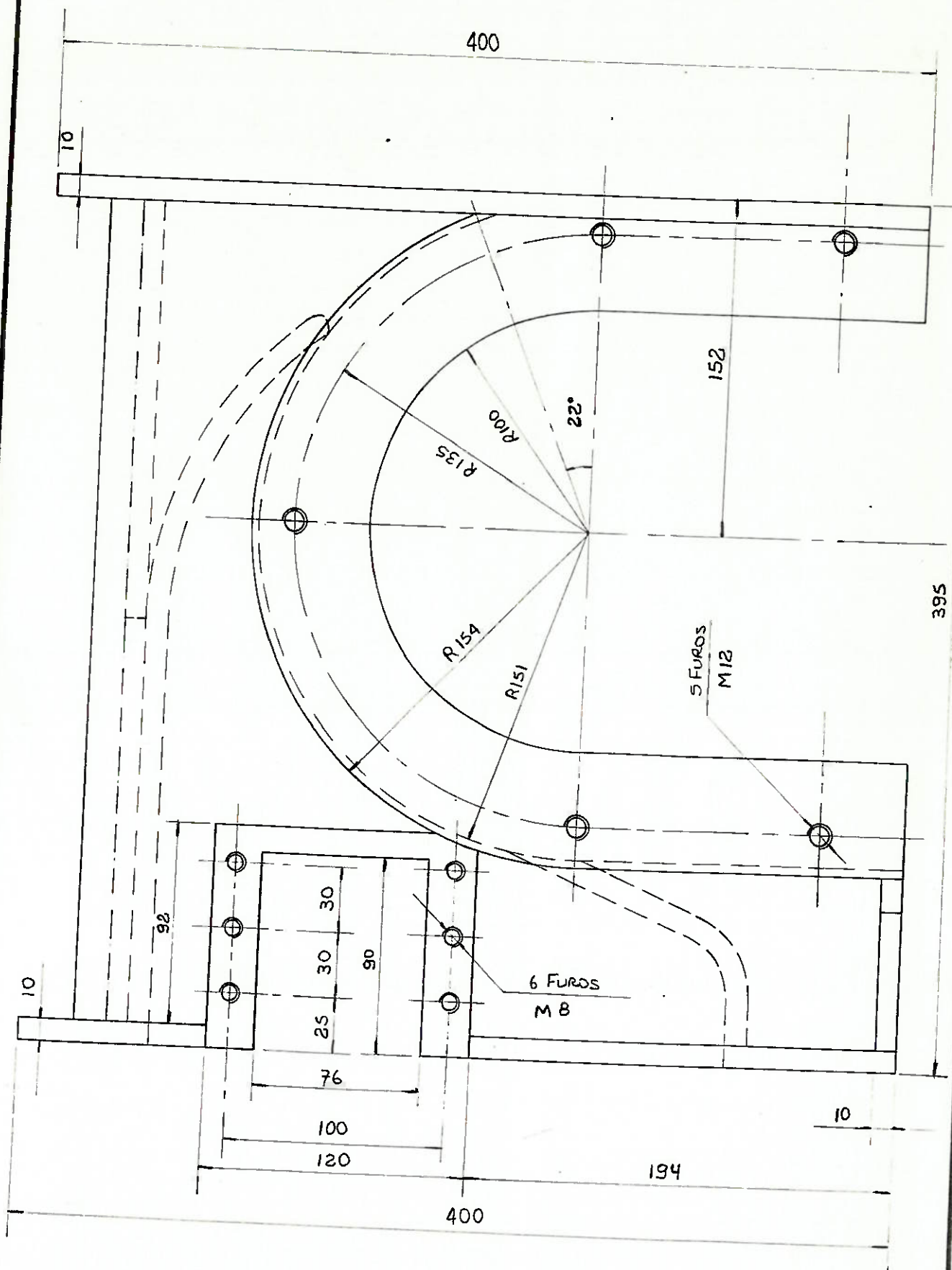
ESCOLA POLITÉCNICA - USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO: TB-51
CONJUNTO DA TURBINA BANKI TB-51		MATERIAL:	ESCALA:
LUIS ROBERTO NUNES		Nº USP: 5135100	FEL: CO-01



ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC — 519	2º SEM. / 83	MODELO TB-31
INJENTOR — VISTA SUPERIOR		MATERIAL: PENIT 1020	ESCALA: 1:5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 935600	DES.: 01-01



ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC 519	2º SEM. / 83	MODELO: TB-31
INJETOR — VISTA FRONTAL DA ADMISSÃO		MATERIAL: ABNT 1020	ESCALA: 1:5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES : 01-02



ESCOLA POLITECNICA - USP

PMC - 519

2º SEM. / 83

MODELO:

TB - 31

INJETOR - VISTA LATERAL

MATERIAL:

ABNT 1020

ESCALA:

1:2,5

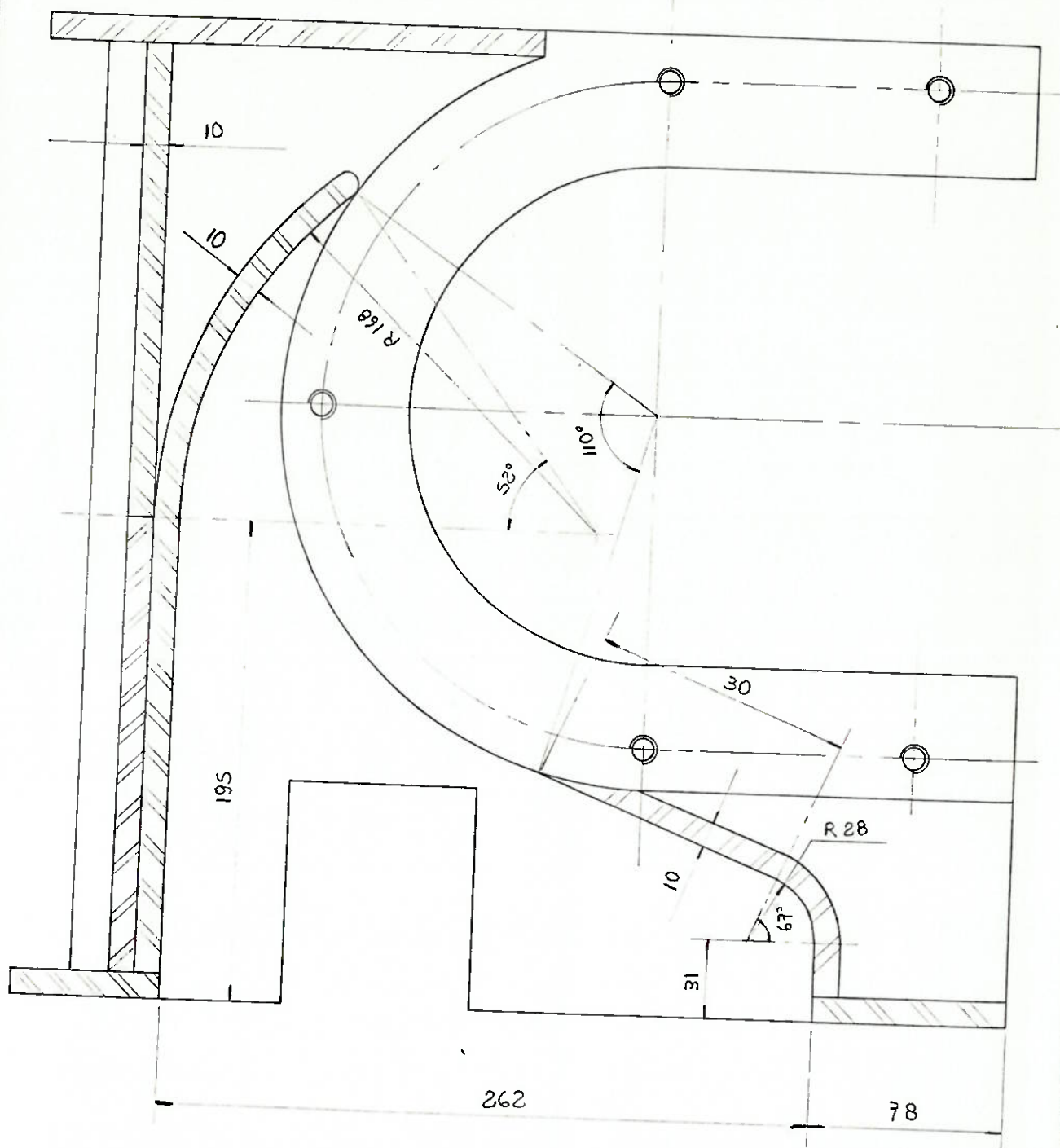
LUIZ ROBERTO NUNES

Nº USP:

9175600

DES.:

01-03



ESCOLA POLITÉCNICA — USP

PMC-519

2º SEM. / 83

MODELO.
TB-31

INJETOR — VISTA LATERAL EM CORTE

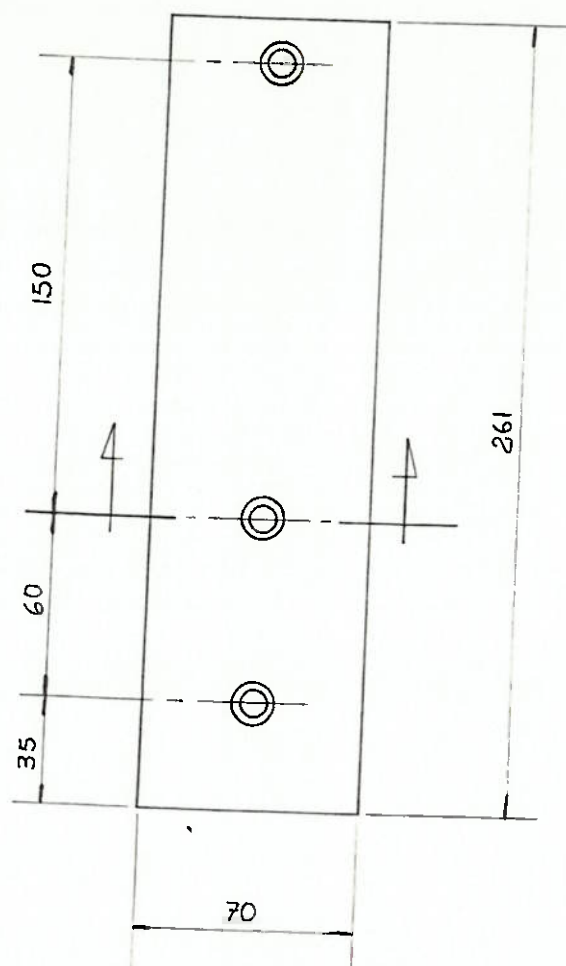
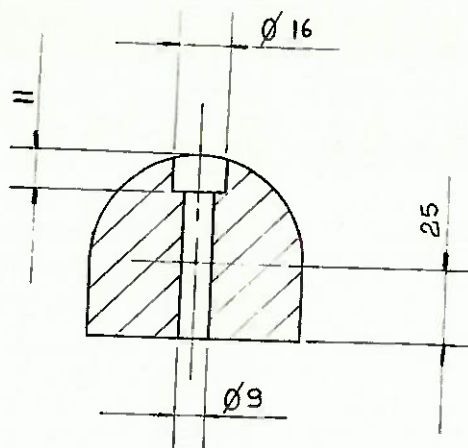
MATERIAL:
AGNT 1020

ESCALA:
1:2,5

LUIZ ROBERTO NUNES

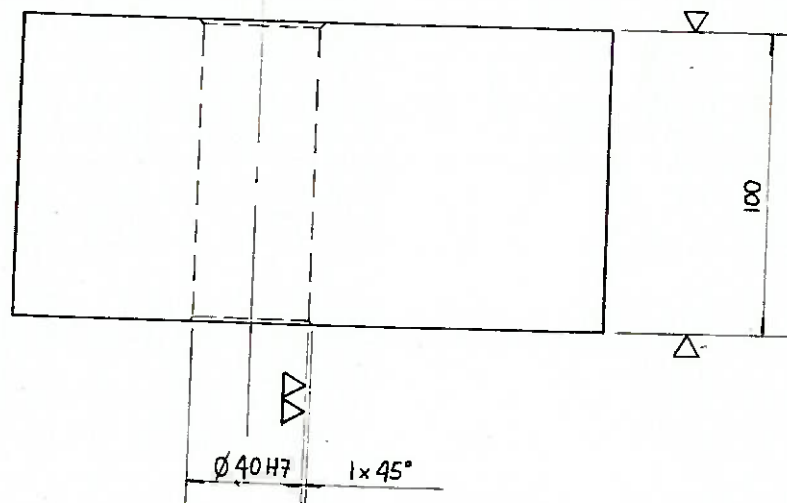
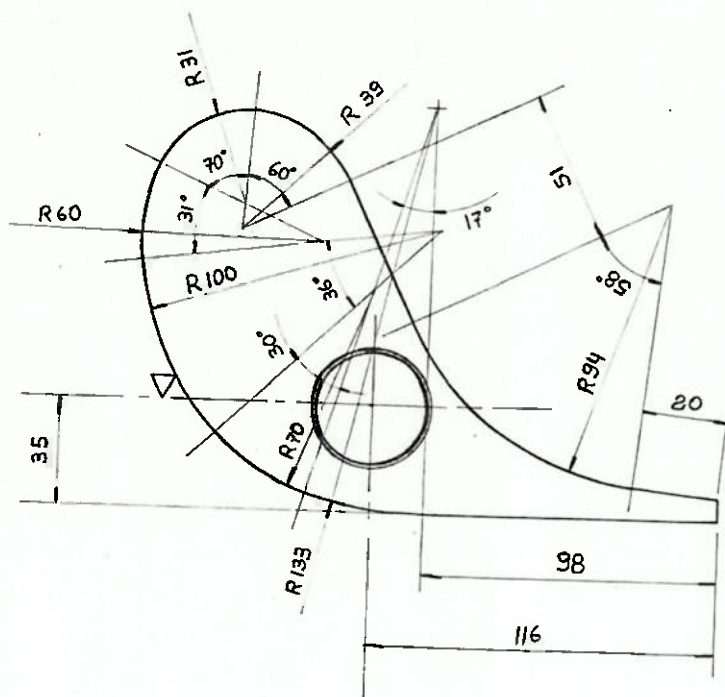
Nº USP
9175600

DES :
01-04

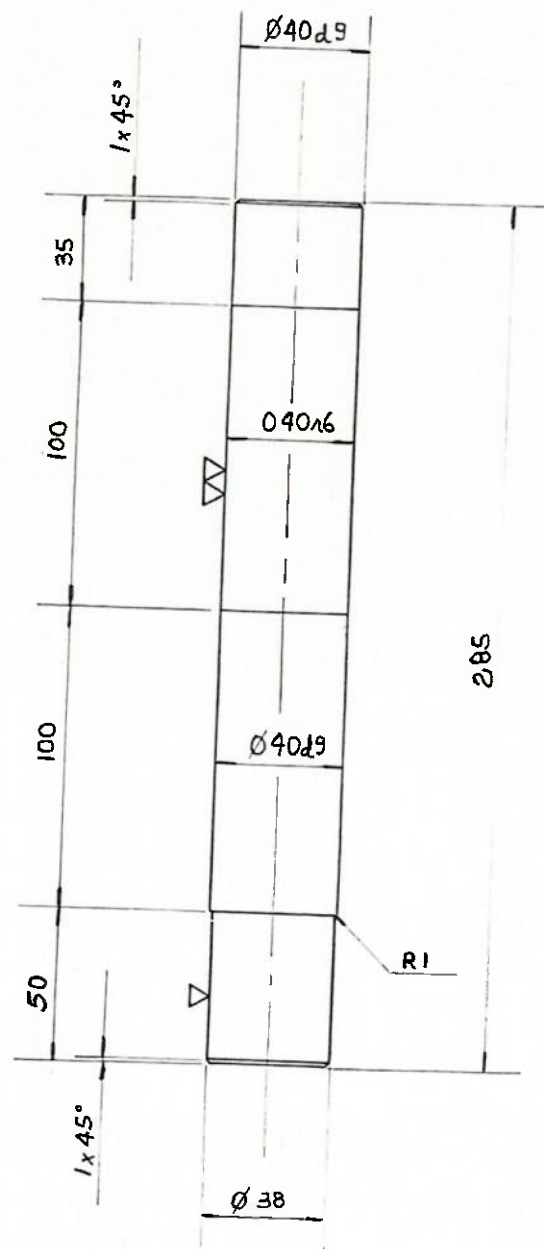


OBS — PROCESSO DE FABRICAÇÃO
POR FUNDIÇÃO.

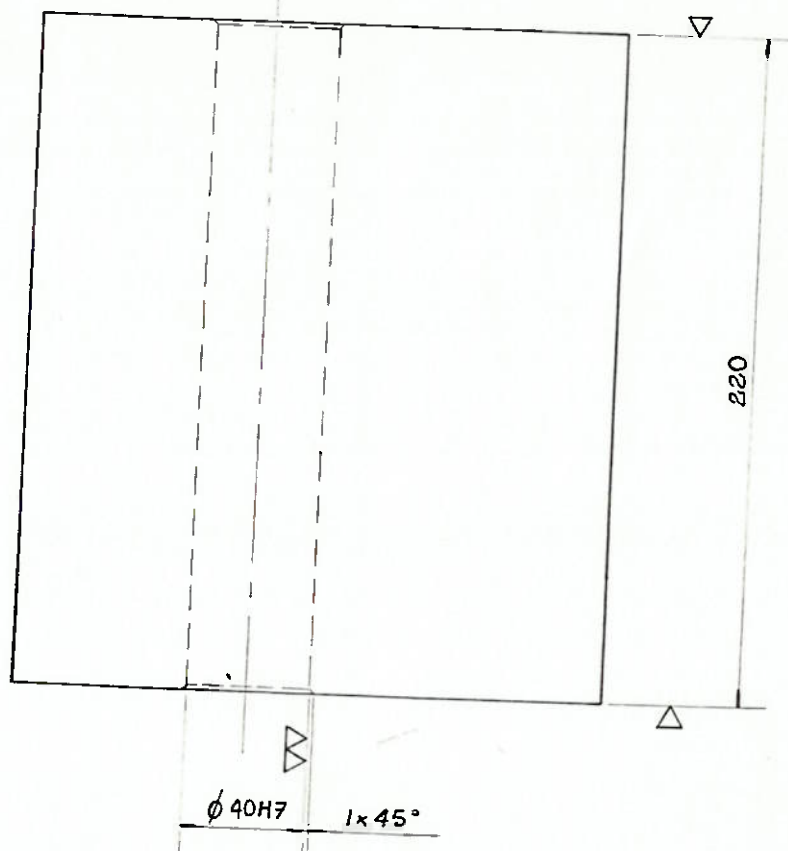
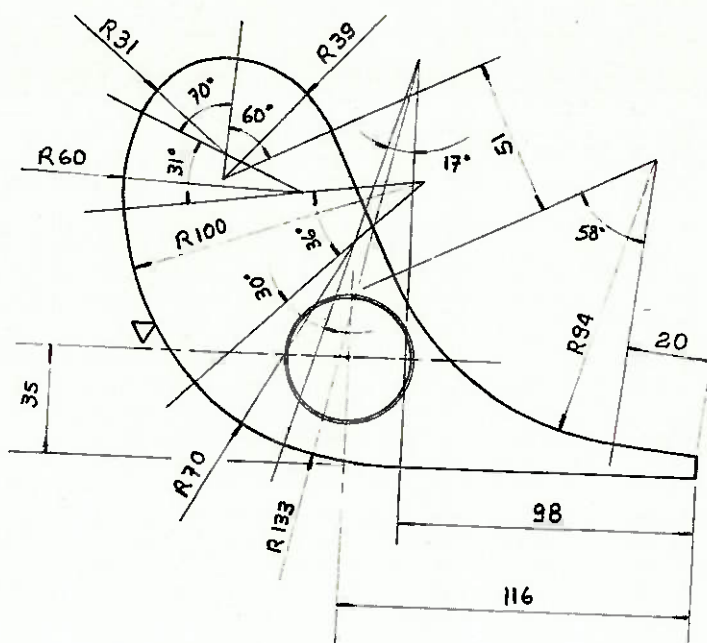
ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO - TB-31
PERFIL DE ENTRADA		MATERIAL: F ₆ F ₆	ESCALA: 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES. : 01-05



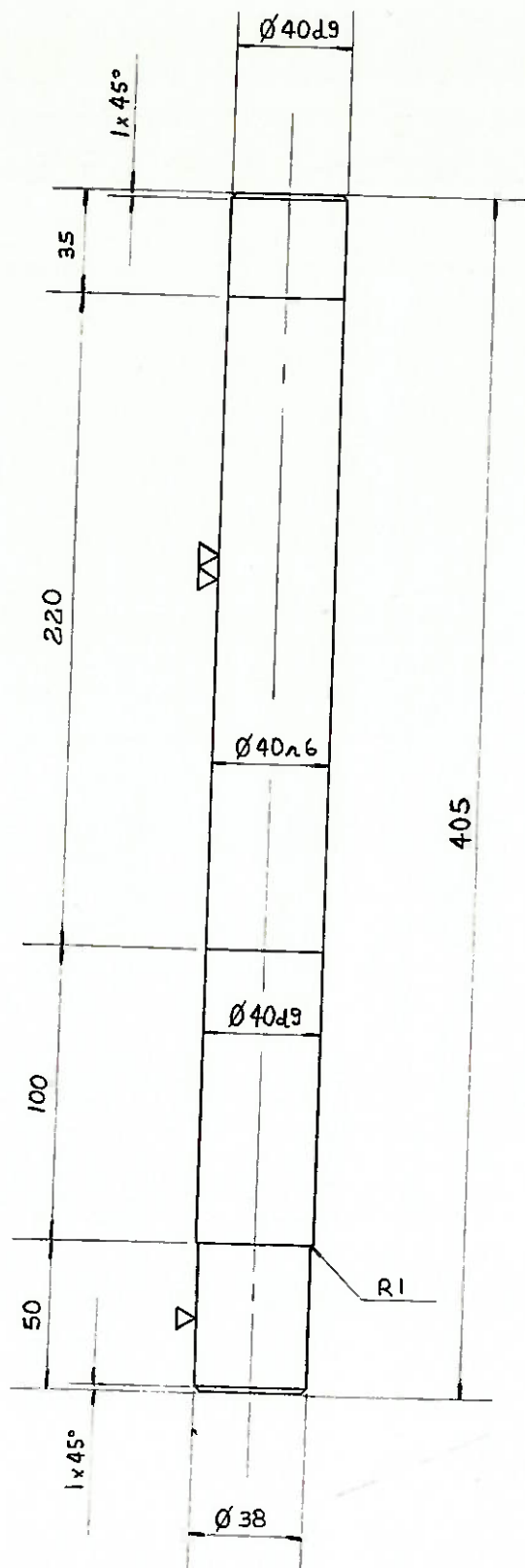
ESCOLA POLITÉCNICA - USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO: TB-31
PA' DIRETRIZ PARA UM TERÇO DO FLUXO		MATERIAL: BRONZE ALUMÍNIO	ESCALA: 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP 9175600	DES. : 02-01



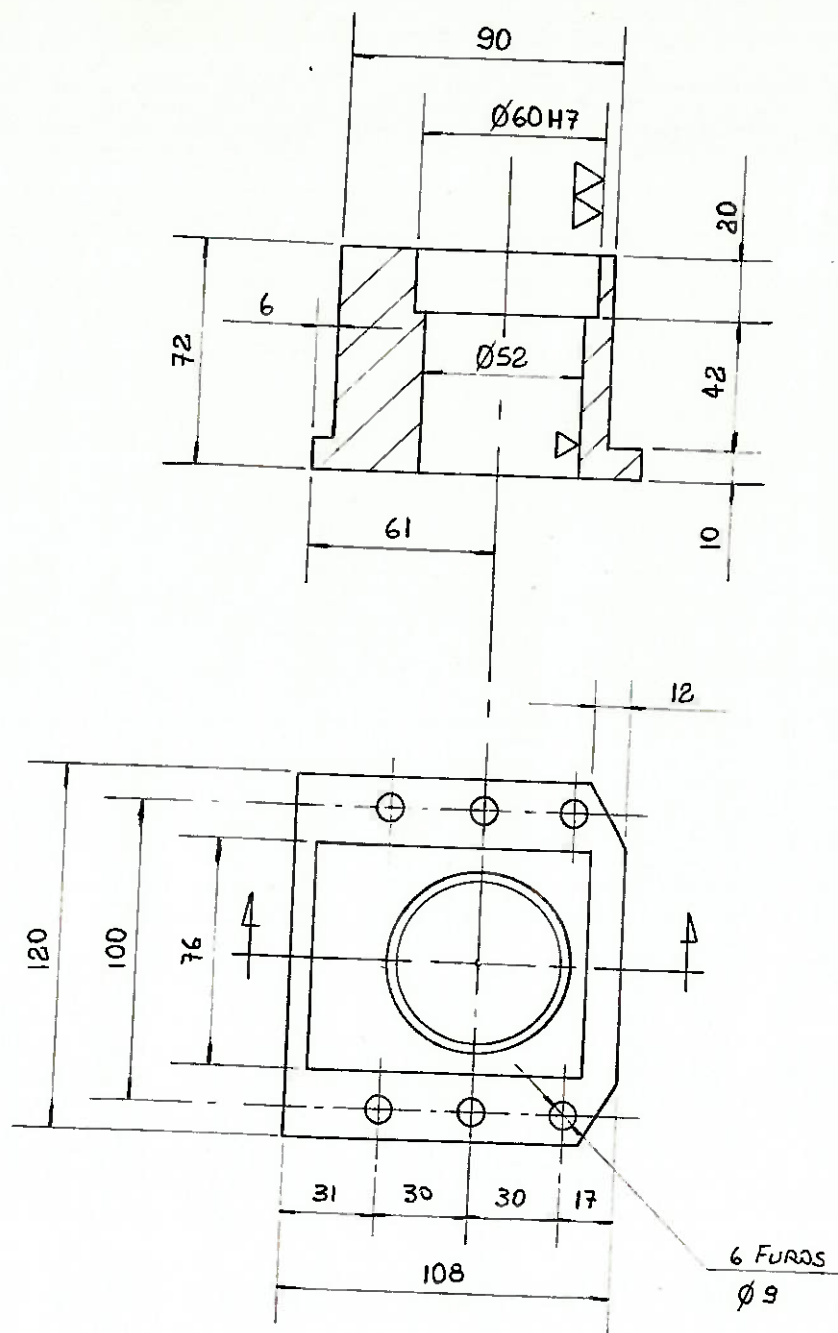
ESCOLA POLITÉCNICA - USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO: TB-31
EIXO DE ACIONAMENTO DA PA' DIRETRIZ DE $\frac{1}{3} \phi$	MATERIAL: AISI 304	Nº USP: 9175600	ESCALA: 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES			DES.: 02-02



ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO : TB-31
PA' DIRETRIZ PARA DOIS TERÇOS DO FLUXO		MATERIAL: BRONZE ALUMÍNIO	ESCALA : 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES. : 02-03

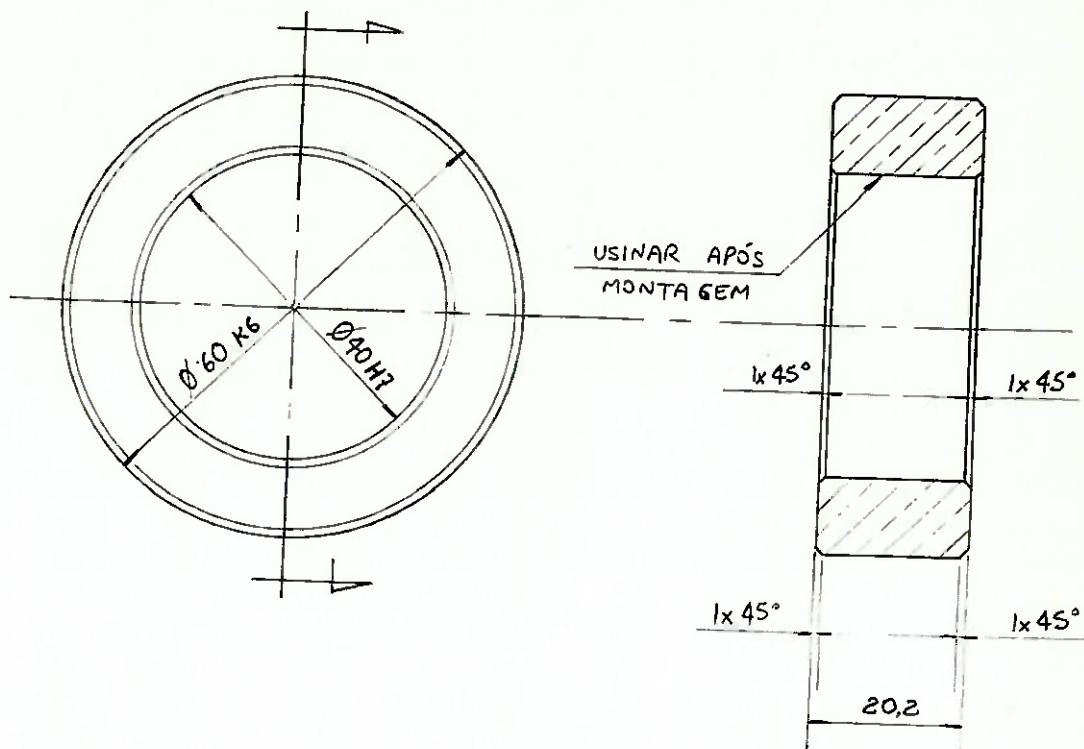


ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM. / 83	MODELO : TB-31
EIXO DE AÇIONAMENTO DA PA' DIRETRIZ DE $\frac{2}{3}Q$		MATERIAL: AISI 304	ESCALA : 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES. : 02-04



OBS - PROCESSO DE FABRICAÇÃO
POR FUNDIÇÃO

ESCOLA POLITÉCNICA - USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO: TB-31
SUPORTE LATERAL DO EIXO DE ACION. DA PA'DIR.		MATERIAL: F _o F _o	ESCALA: 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES.: 02-05



ESCOLA POLITÉCNICA — USP

PMC-519

2º SEM. /83

MODELO:
TB-31

BUCHA DO SUPORTE LATERAL

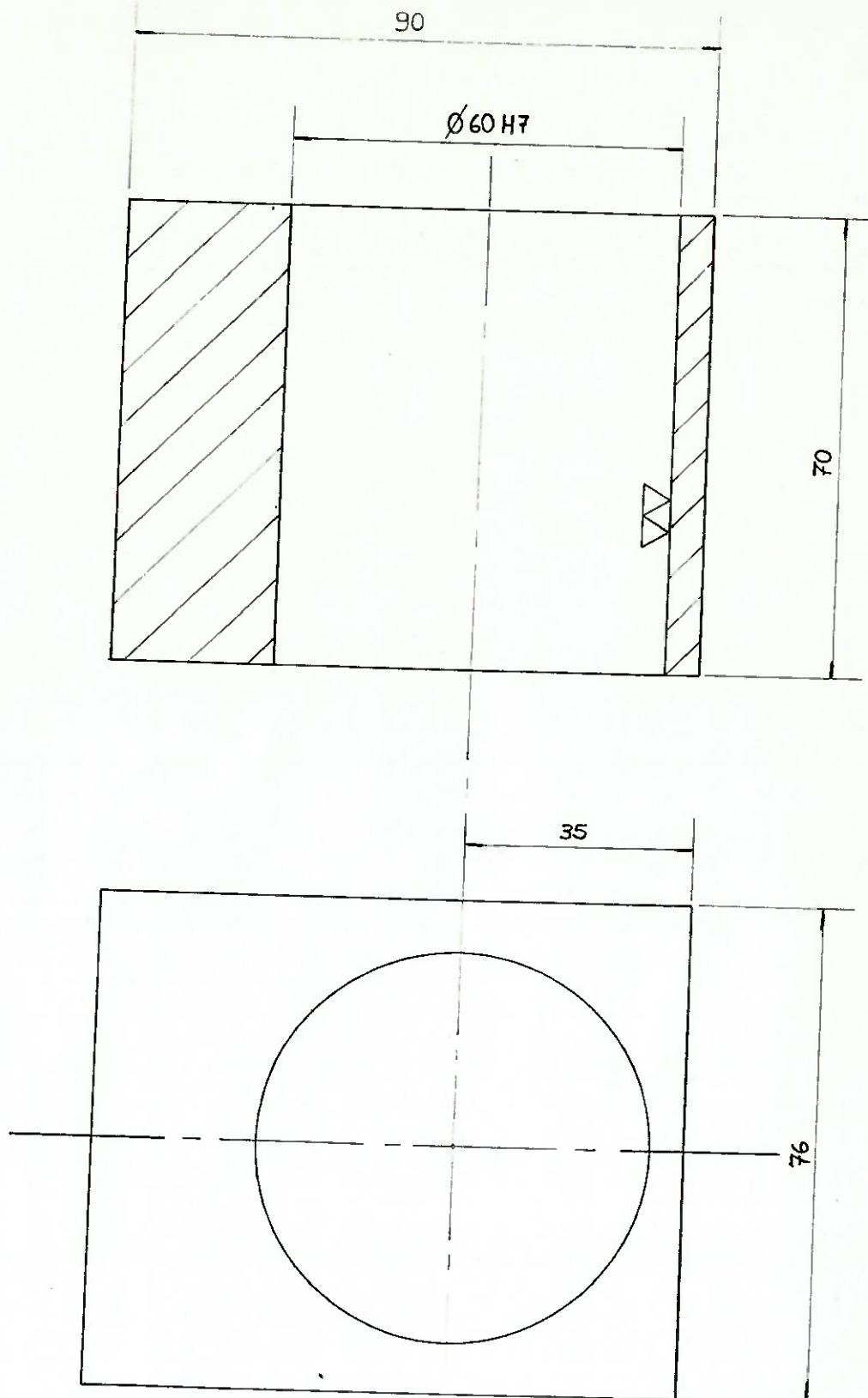
MATERIAL:
BRONZE FOSFOROSO

ESCALA:
1:1

LUIZ ROBERTO NUNES

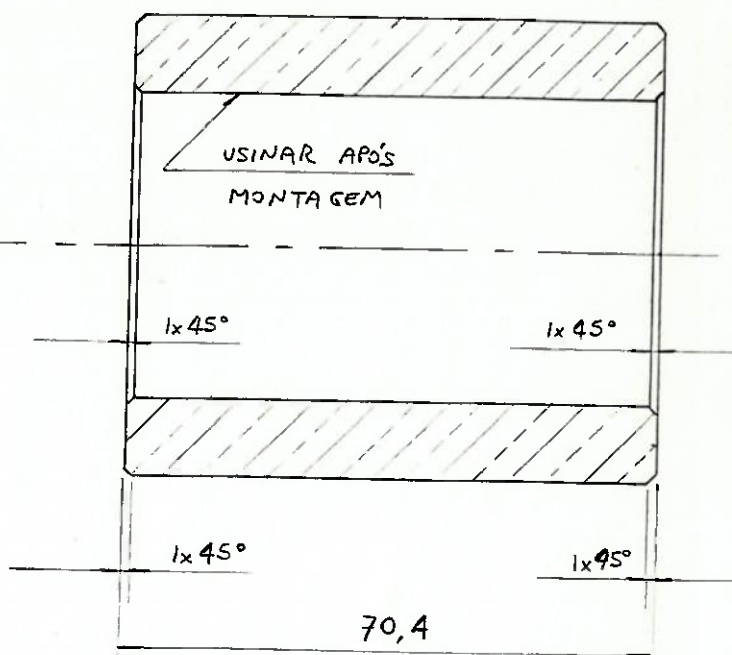
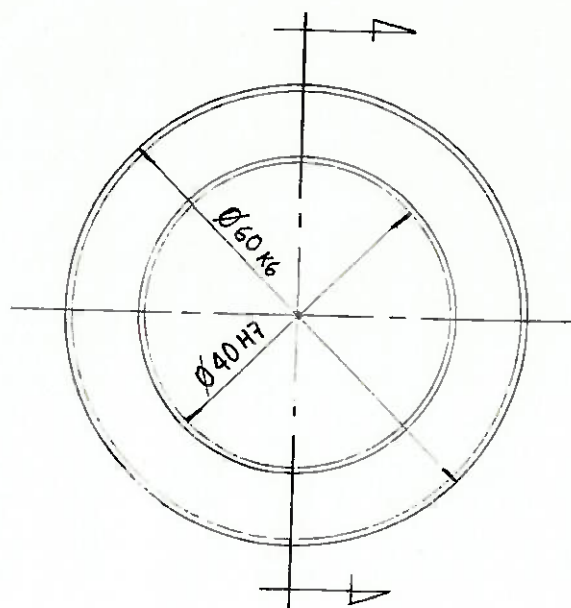
Nº USP:
9175600

DES.:
02-06

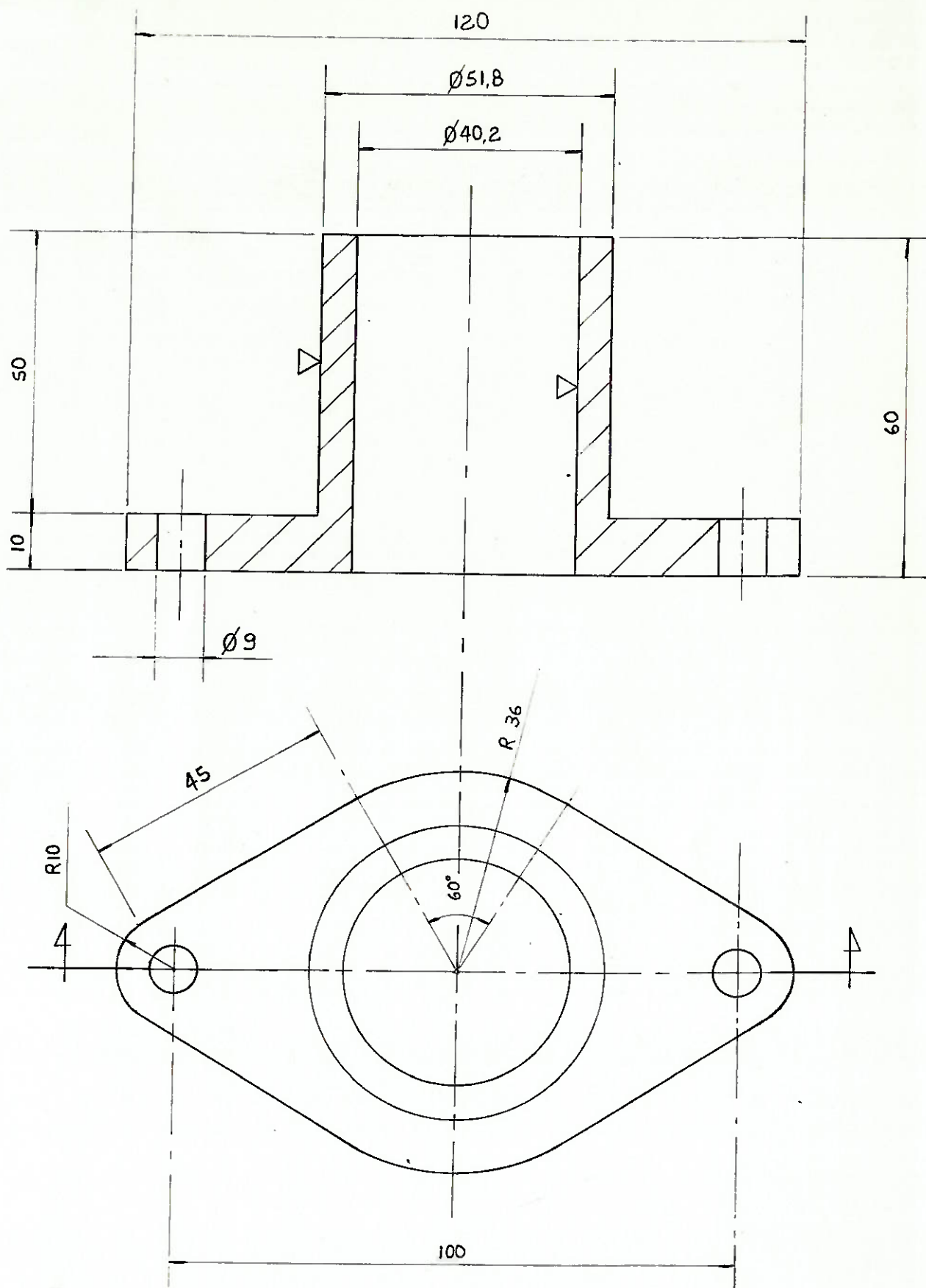


OBS — PROCESSO DE FABRICAÇÃO
POR FUNDIÇÃO.

ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM./83	MODELO: TB-31
SUPORTE CENTRAL DO EIXO DE ACION. DA PAÍ DIR.		MATERIAL: F.F.	ESCALA: 1:1
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES : 02-07

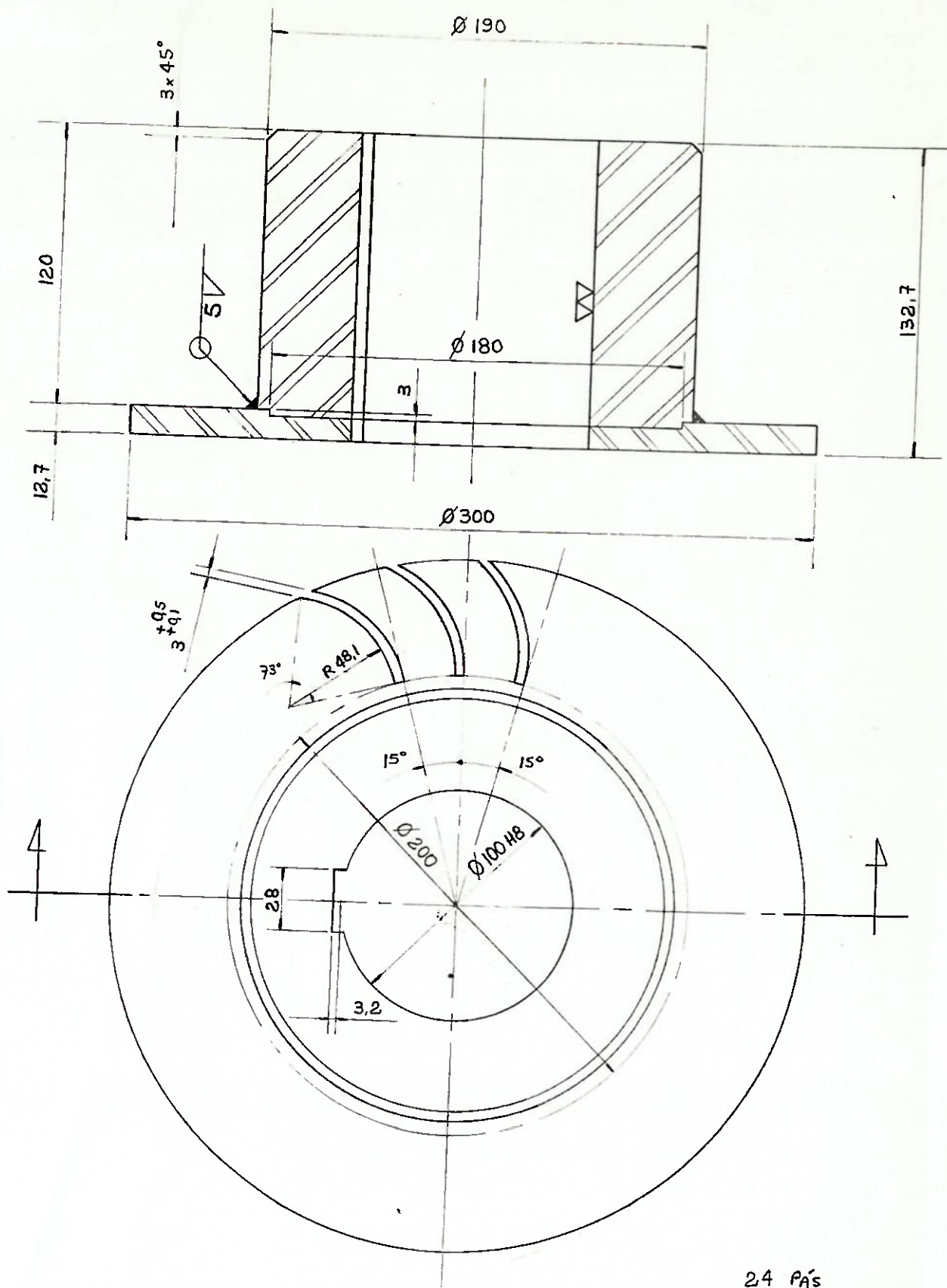


ESCOLA POLITÉCNICA - USP	PMC-519	2º SEM / 83	MODELO: TB-31
BUCHA DO SUPORTE CENTRAL		MATERIAL: BRONZE FOSFOROSO	ESCALA: 1:1
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES.: 02-08



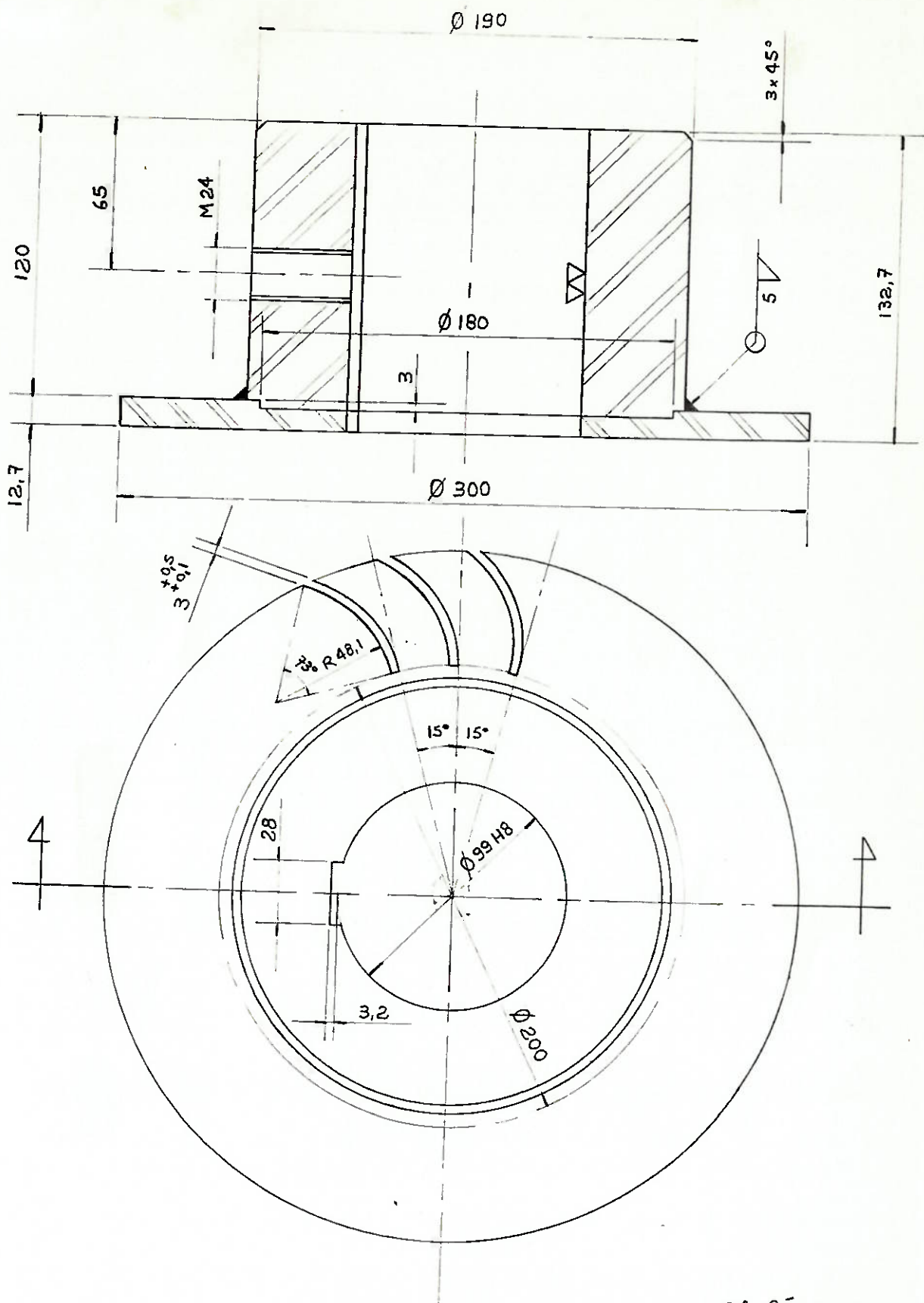
OBS - PROCESSO DE FABRICAÇÃO
POR FUNDIÇÃO

ESCOLA POLITÉCNICA - USP	PMC - SIS	2º SEM / 83	MODELO : TB 31
PREME - ESTOPA DO EIXO DE ACION. DA PA' DIR.		MATERIAL: F ₀ F ₀	ESCALA: 1:1
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES. : 02-09

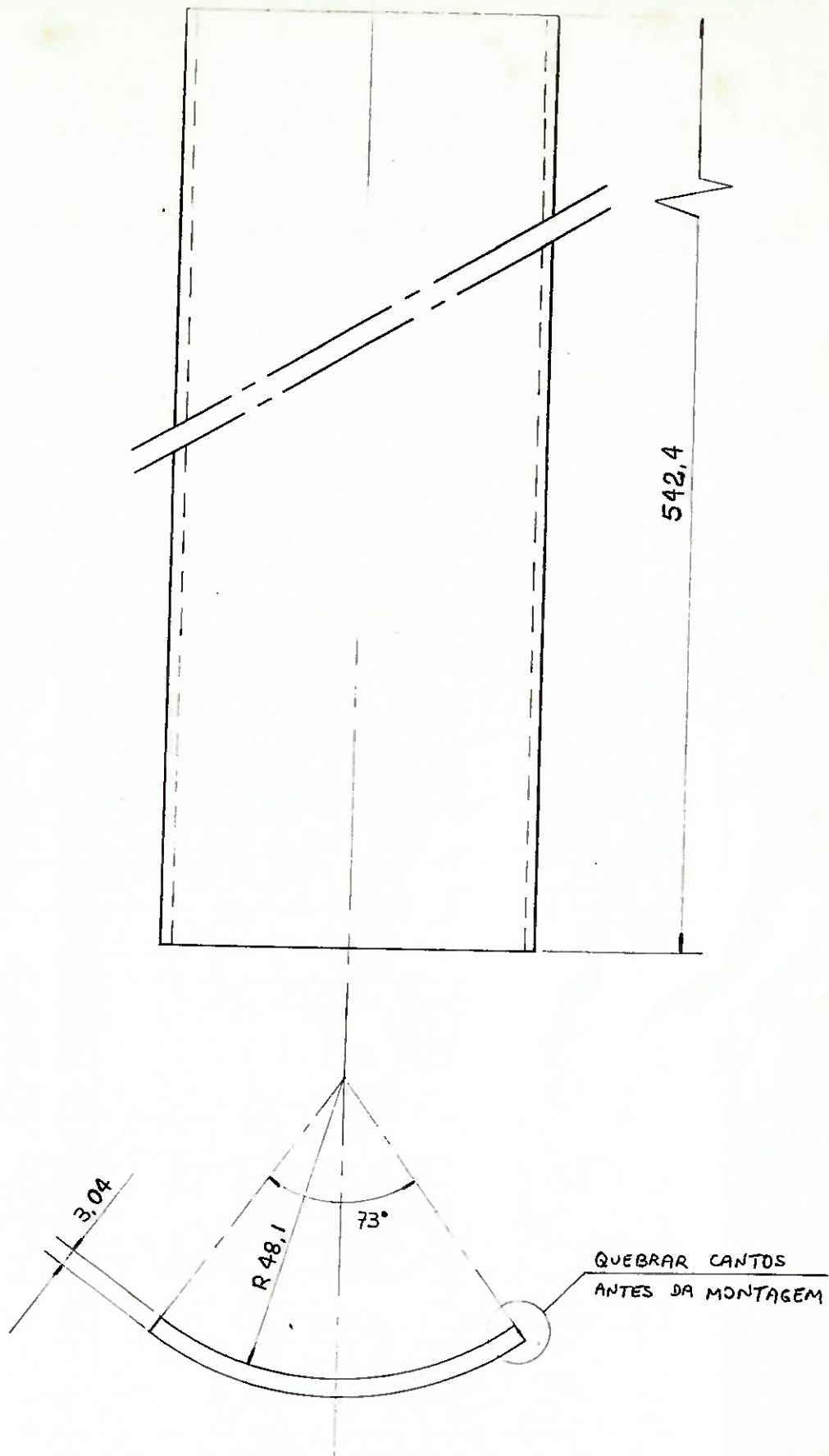


24 PÁs

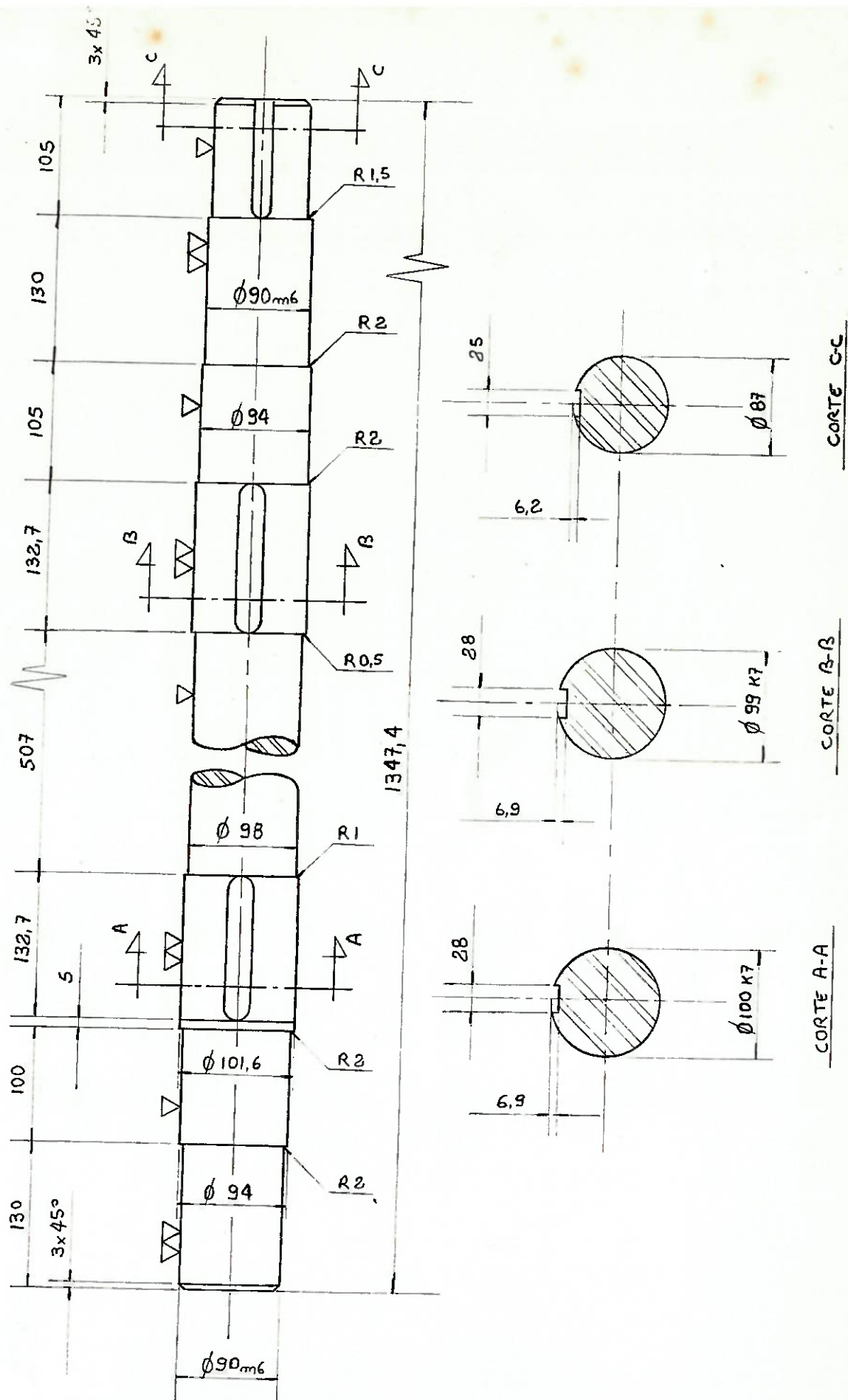
ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM/83	MODELO: TB-31
DISCO DE APOIO DO ROTOR		MATERIAL: ABNT 1020	ESCALA: 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES.: 03-01



ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM/83	MODELO: TB-31
DISCO DE APOIO DO ROTOR		MATERIAL: ABNT 1020	ESCALA: 1:2,5
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES.: 03-02



ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2: SEM./83	MODELO: TB-31
PA' DO ROTOR		MATERIAL: ABNT 1020	ESCALA: 1:1
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP: 9175600	DES.: 03-03



ESCOLA POLITÉCNICA — USP

PMC-519

2º SEM/83

MODELO:
TB-31

EIXO DO ROTOR

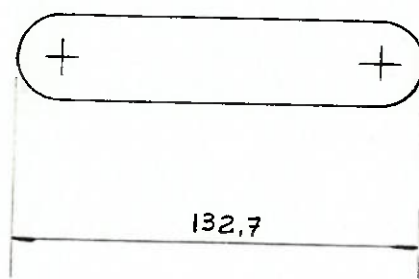
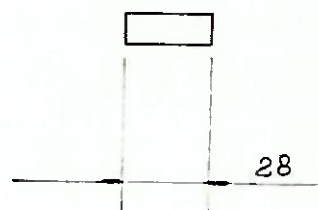
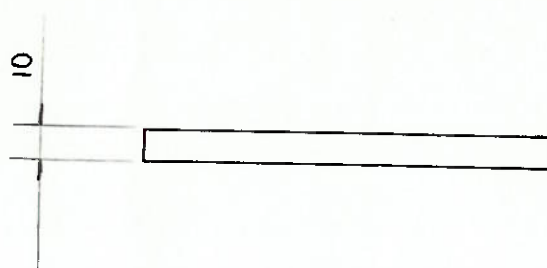
MATERIAL:
ABNT 1045

ESCALA:
1:5

LUIZ ROBERTO NUNES

Nº USP:
9175600

DES.:
04-01



ESCOLA POLITÉCNICA — USP	PMC-519	2º SEM. / 83	MODELO: TB-31
CHAVETA DO EIXO DO ROTOR		MATERIAL: ABNT 1045	ESCALA: 1:1
LUIZ ROBERTO NUNES		Nº USP. 9175600	DES. : 04-03