

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

Alterações em Turbinas Hidraulicas de Forma a Manter
Mesma Potencia Quando for Alterada a Rotação

Sebastião Varella

ITAJUBÁ - M.G

— 1976 —

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DEPARTAMENTO DE MECÂNICA

TESE DE MESTRADO:

ALTERAÇÕES EM TURBINAS HIDRÁULICAS DE FORMA A
MANTER A MESMA POTÊNCIA, QUANDO FOR ALTERADA A ROTAÇÃO

SEBASTIÃO VARELLA - ENG^o MECÂNICO

PROF. ZULCY DE SOUZA - ORIENTADOR



ITAJUBÁ - MG.

- 1976 -

Class. 621.224:62-531(043.2)

Cont. V.293a

Tombo 108



Ministério da Educação e Cultura
 ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O I I

FOLHA DE JULGAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

Título da Tese: "Alterações em Turbinas Hidráulicas de forma a manter a mesma potência quando for alterada a rotação"

Autor: Sebastião Varella

JULGAMENTO

EXAMINADORES	CONCEITO	RUBRICA
1º	A	<i>RB</i>
2º	A	<i>RB</i>
3º	A	<i>[Signature]</i>

Resultado médio: Conceito A, ou seja A provado

Observações: _____

Itajubá, 14 de Agosto de 1976

Richard Bran

1º Examinador

Prof. Richard Bran

[Signature]

2º Examinador

Prof. Djalma Brighenti

[Signature]

3º Examinador - Presidente

Prof. Zulcy de Souza (Orientador)

SUMÁRIO

- 1 - Símbolos e Convenções
- 2 - Sinopse
- 3 - Introdução
- 4 - Objetivos
- 5 - Considerações iniciais
- 6 - Equacionamento teórico
- 7 - Modificações a serem introduzidas
- 8 - Análise experimental
- 9 - Conclusões
- 10 - Apêndice
- 11 - Referência bibliográfica

1 - SIMBOLOS E CONVENÇÕES

1.1 - Simbologia Adotada

Símbolos	Designação	Unidade
3,4,5,6	Índices indicativos do escoamento no rotor	-
a	abertura das aletas ajustável	%
C, c	velocidade absoluta	m/s
U, u	velocidade tangencial	m/s
W, w	velocidade relativa	m/s
W_z, w_z	perda por choque	m/s
C_m, c_m	velocidade meridiana	m/s
C_u, c_u	componente da velocidade de \underline{c} na dir. \underline{u}	m/s
Q	vazão	m ³ /s
Q_n	vazão nominal ou garantida	m ³ /s
Q^o	Quantidade de calor	(Kcal/s)
h_p	altura piezométrica	m
h_v	altura dinâmica	m
z	altura potencial	m
h_t	altura total ($h_p + h_v + z$)	m
H	altura	m
H_o	altura efetiva (diferença de altura entre a admissão e saída)	m
H_n	altura de queda nominal	m
H_g	altura de queda bruta	m
P_t	potência efetiva (ou fornecida pela turbina)	Kw
P_u	potência hidráulica (ou absolvida pela turbina)	Kw
P_n	potência nominal	Kw

Simbolo	Designação	unidade
n	rotação da turbina	r.p.m.
n_1	rotação unitária	r.p.m.
n_s	rotação específica $ H=1(m)$ e $P_t=1(CV) $	r.p.m.
n_q	rotação específica $ H=1(m)$ e $Q=1(m^3/s) $	r.p.m.
n_n	rotação nominal (velocidade garantida	r.p.m.
n_0	rotação a vazio	r.p.m.
n_a	rotação alterada	r.p.m.
η_t	rendimento total ou global da turbina	%
η_m	rendimento mecânico	%
η_h	rendimento hidráulico	%
η_i	rendimento interno	%
p	número de par de polos	%
f_n	frequência nominal	Hz
f_a	frequência alterada	Hz
f	frequência	Hz
D	diâmetro do rotor	m
α	ângulo entre velocidade absoluta e tangencial	grau
β	ângulo entre velocidade relativa e tangencial ou ângulo da pá	grau
γ	peso específico	Kp/m ³
ϕ	$\phi?$ fator de redução da seção na saída de uma turbina Kaplan ou Helice provocada pelo cubo	-
δ	coeficiente de perda por atrito	-
ψ	coeficiente de perda devido a velocidade de descarga	-
ν	coeficiente de perda no tubo de sucção	-
ζ	coeficiente de perda por choque	-

Simbolo	Designação	Unidade
λ	coeficiente de perda de carga	-

Indices

0	corresponde à saída do sistema diretor	-
1	entrada do rotor	-
2	saída do rotor	-
3	entrada do tubo de sucção	-
4	saída do tubo de sucção	-

OBS: As grandezas representadas com letra maiuscula são grandezas absolutas e às em minusculo são grandezas específicas.

1.1 - Convenção adotadas

a) As equações, figuras e tabelas serão especificadas sempre por dois números: O primeiro se refere à seção e o segundo à ordem de aparecimento na seção.

b) Os números em expoente a uma palavra no decorrer do texto refere-se a Referência Bibliográfica na seção ¹¹

2 - SINOPSE

Considerações sobre alteração de frequência na geração de energia elétrica objetivando o aproveitamento de uma instalação hidroelétrica já instalada. Análise comparativa das diversas soluções tendo em vista uma solução econômica, a qual é a da alteração da rotação da turbina. Análise do comportamento de turbinas sob condições anormais de funcionamento, equacionando, teoricamente, o comportamento de turbinas quando a vazão ou a rotação é alterada; usando-se para tal, a teoria monodimensional de cálculo destas máquinas. Definições de modificações a serem introduzidas visando que a potência efetiva seja mantida aproximadamente constante. Comprovação em laboratório da validade destas modificações, resultados encontrados e conclusões.

3 - INTRODUÇÃO

Após criteriosos estudos a respeito de geração de energia elétrica, a Eletrobrás optou pela frequência de geração de energia elétrica em 60 Hertz permitindo, destarte, uma maior flexibilidade ao sistema de distribuição, com possibilidades de interligações de sistemas

Porém como sabemos, a maioria das unidades instaladas anteriormente a esta resolução geravam energia com uma frequência de 50 (Hz). Houve por isso, a necessidade de adaptação na geração de 50 para 60 (Hz), tendo em vista o aproveitamento destas instalações, como componentes do sistema unificado (60 Hertz); levando em conta, ainda, que todos os equipamentos elétricos a serem fabricados tem em vista a frequência padrão de 60 (Hz) de forma que qualquer geração a 50 (Hz) é inadequada.

Para atender a esta necessidade as unidades funcionando com 50 (Hz) deverão gerar energia em 60 (Hz) utilizando-se contudo a mesma instalação, o que implica na necessidade de operar, na maioria dos casos, em nova rotação.

Algumas empresas simplesmente aumentaram a rotação do grupo de modo que o sistema gerasse energia em 60(Hz), solução essa que acarreta, quase sempre, um prejuizo na potência instalada, o que não é satisfatório, uma vez que temos carência de energia elétrica. Levando-se ainda em conta que estas instalações estão justamente nas regiões de maior consumo energético (Reg.Sudeste e Sul), e que nesta mesma

região' o potencial hidráulico encontra-se praticamente esgotado.

Ainda quanto a não unificação de frequência de rede elétrica podemos citar o caso de países pertencentes ao mercado comum europeu onde a unificação da frequência seria de alto interesse para as diversas comunidades, havendo portanto, necessidade de adaptação de inúmeras centrais de geração de energia elétrica.

Baseado nessa linha de pensamento, surgiu a idéia de se fazer um estudo de forma a solucionar o problema de maneira que estas instalações trabalhassem com pouco ou mesmo nenhum decréscimo da potência nominal instalada.

Analisando podemos ver que para alterar a frequên-
cia teremos como alternativa mais econômica a alteração da
rotação, uma vez que alterar "p" par de polos, como já vimos
é antieconômica, pois para tal deveremos fazer alterações na
máquina elétrica

Lembramos ainda que o rendimento do alternador
permanecerá, praticamente constante, pois como sabemos o au-
mento da rotação diminuem as perdas no ferro enquanto as per-
das mecânicas (ventilação, atrito de mancais, etc.) aumentam
com a rotação, de modo que uma praticamente compensa a outra.

Então, para o nosso caso, (alteração de 50 para 60
Hz) deveremos alterar a rotação na seguinte proporção:

$$\text{Para } f = 50 \quad p \cdot n_{50} = 60 \cdot 50 = 3000$$

$$\text{Para } f = 60 \quad p \cdot n_{60} = 60 \cdot 60 = 3600$$

Sendo "p" constante

$$n_{60} = 1,20 \cdot n \quad (5.2)$$

Ou seja a rotação deverá ser alterada de 20%

Generalizando teremos:

$$n_a = \frac{f_a}{f_n} \cdot n_n \quad (5.3)$$

Optaremos pois pela terceira alternativa, a qual
possibilita ainda dois tipos de solução:

1 - Colocação de um redutor de velocidade o que
seria possível somente em alguns casos específicos uma vez

que, para isso precisaríamos introduzir o redutor, o qual, poderia tornar-se também uma solução anti-econômica. Levando em conta que vamos aproveitar uma instalação e que o redutor seria um equipamento adicional que apresentaria até mesmo problemas de espaço para sua colocação.

2 - A alteração da rotação da turbina, que não implica na aquisição de novos equipamentos, tornando-se por isso mais econômica. Nestas condições, entretanto, vimos que a turbina trabalharia em condições diversas às projetadas originalmente o que corresponde a condições desfavoráveis de funcionamento. Isso acarreta uma perda de energia, o que requer a introdução de modificações na turbina de forma a atenuar ou mesmo eliminar esta perda de energia, objeto principal desse trabalho

5.2 - Elementos Básicos de Orientação do Estudo

Pelo exposto acima vimos que para alteração da frequência deveremos alterar a rotação da turbina, ou seja, a mesma deverá funcionar em condições diversas das de projeto. Interessa-nos portanto conhecer o comportamento dos diversos tipos de turbina quando submetidas a uma variação de rotação. Assim, sendo, faremos uma breve explanação sobre curvas características de funcionamento uma vez que as mesmas dão o comportamento de turbinas em situações diferentes daquela para a qual foram projetadas. Exclarecendo: Numa turbina projetada para um certo valor de Q , H e n dando um determinado valor de η_t , variados um dos três valores inicia

is, as demais grandezas serão afetadas, inclusive a potência efetiva (P_t).

Para facilidade de análise do funcionamento da máquina teremos as "Curvas Características" que nos dão uma idéia global de seu comportamento. Tais curvas podem ser obtidas mediante ensaio sobre modelos ou, diretamente, no prototipo instalado. Para o seu traçado é usual considerar como variável independente a rotação (n), a altura (H) e a abertura (a), considerando como variável dependente a vazão (Q), a potência efetiva (P_t) e o rendimento (η_t). Pode-se sempre, fixados os valores de duas variáveis independentes, representar num plano ou no espaço a variação das dependentes, constituindo isso às curvas características de funcionamento.

Para melhor efeito de análise podemos considerar constante a abertura "a" das aletas ajustáveis uma vez que esta variável é independente do rotor, ou seja, pertence ao mecanismo distribuidor.

Teremos então, como variável independente a rotação e a altura, as quais podem variar tanto isolada como simultaneamente, o que nos leva às seguintes hipóteses.

- a) n variável H constante
- b) n constante H variável
- c) n variável H variável

Ou, por outro lado, utilizando propriedades da semelhança mecânica podemos agrupar as duas variáveis independentes em uma só como indica a seguinte expressão, correspon

dente a uma máquina semelhante trabalhando com altura unitária.

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad (5.4)$$

Utilizando também a propriedade de semelhança mecânica podemos, inclusive, relacionar as outras variáveis dependentes em função da altura unitária, pelas expressões.

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad P_{t_1} = \frac{P_t}{\sqrt{H^3}} \quad e \quad \eta_{t_1} = \eta_t \quad (5.5)$$

É possível com a utilização destes dados traçar curvas de bastante significado como $Q_1 = f(n_1)$ ou $P_{t_1} = f(n_1)$.

Poderíamos ainda, para obter uma apresentação mais completa lançar sobre os diagramas $Q_1 = f(n_1)$ e $P_{t_1} = f(n_1)$ em cada ponto do plano, o valor que lhe corresponde o rendimento. Passaríamos, então, a ter uma representação em três dimensões, sendo o rendimento tomado na direção do eixo z do triedo cartesiano. Configuraremos assim uma superfície espacial que se assemelha a uma representação plana de uma colina topográfica por meio de representação de curvas de nível. Para conseguir tal efeito em nosso diagrama basta ligar-se por curvas contínuas os pontos de mesmo rendimento assinaladas sobre as curvas de $P_{t_1} = f(n_1)$ ou $Q_1 = f(n_1)$, como indicam as figuras 5.6, 5.7, 5.8, 5.9, e apêndice.

Tais diagramas chamados, diagramas "topográficos" ou "colinas", são de suma importância para análise do comportamento de uma máquina hidráulica.

Por meio de ensaios (análise de curvas) podemos'

saber o que ocorre com uma determinada máquina quando fazemos a variação de um dos seus parâmetros. Como em nosso estudo deveremos impor uma nova rotação (nova ciclagem) tendo em vista o aproveitamento das instalações da Central Hidroelétrica, faremos uma análise das curvas de vazão, função da rotação e aberturas das aletas ajustáveis sob condição de funcionamento com queda constante.

5.2.1 - Comportamento de turbinas sob queda constante e rotação variável.

Baseado em ensaios realizados com os diferentes tipos de máquinas (através de análise de diferentes diagramas topográficos) podemos representar o comportamento de cada máquina sob diferentes aberturas das aletas ajustáveis e queda constante. Para melhor entendimento indicaremos o comportamento da vazão em função da rotação para os diversos tipos de turbinas.

5.2.1.1 - Comportamento da vazão quando for alterada rotação sob queda constante.

Para baixo n_s (4-40) (Turbina tipo Pelton):- essas curvas são naturalmente horizontais, ou seja a vazão do injetor é independente da rotação, conforme indica esquematicamente a figura 5.1.

Para valores médio de n_s (75-450) (Turbinas tipo Francis): -

Neste caso a vazão depende da rotação, e sua dependência é em função do tipo de rotor, como segue:

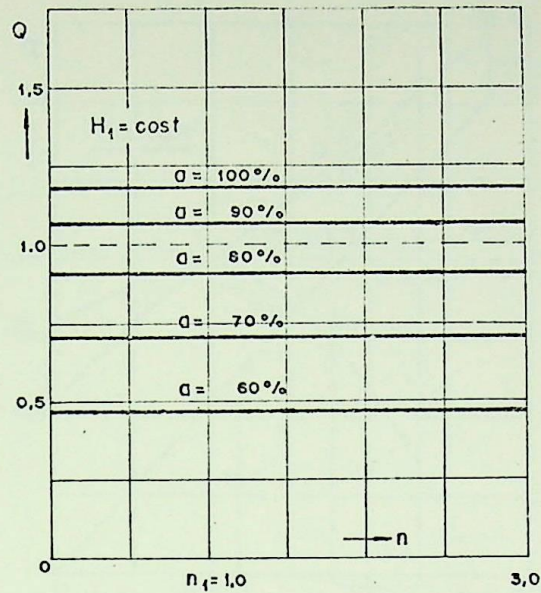


Fig. 5.1 - Comportamento de turbinas tipo Pelton $Q(n)$

a) Caso de uma "Francis" lenta ($70 < n_s < 150$): A vazão decresce rapidamente com o aumento da rotação principalmente para os tipos mais lentos.

b) Caso de uma "Francis" normal ($200 < n_s < 250$): A vazão permanece quase que constante, aumentando lentamente apenas para a faixa de n_s mais alto.

c) Caso de uma "Francis" rápida ($n_s > 300$): A vazão cresce com o aumento da rotação, sendo esse crescimento tanto mais acentuado quanto mais rápido for o tipo de rotor.

Esquemáticamente representamos estes comportamentos como indica a figura 5.2.

Para as turbinas tipo helice ou Kaplan ($n_s > 400$) as curvas de vazão são sempre crescentes, com o aumento da rotação, sendo este crescimento bastante acentuado. Isso constitui uma grande vantagem para as instalações de baixa queda, uma vez que em rotação constante sob uma queda menor

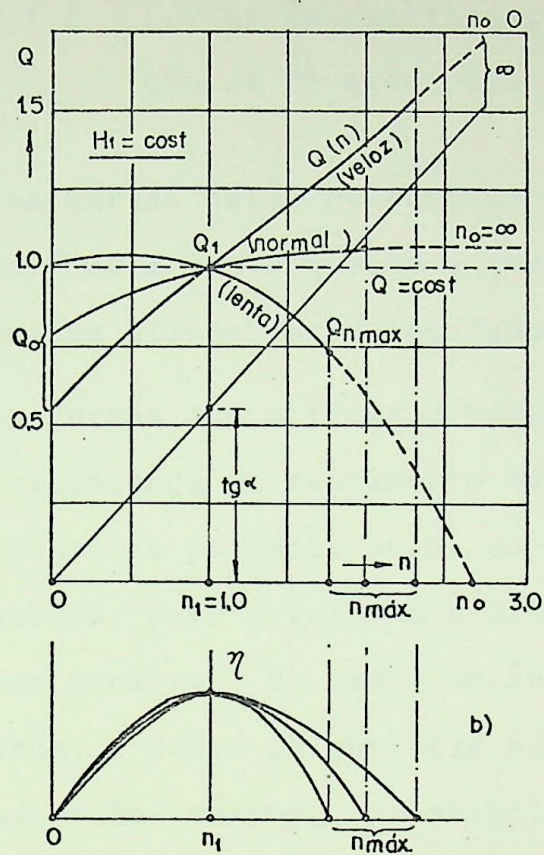


Fig. 5.2 - Curvas $Q(n)$ sob queda constante para turbinas FRANCIS

(época das cheias) a capacidade de engulimento é maior, mantendo pois a mesma potência nominal.

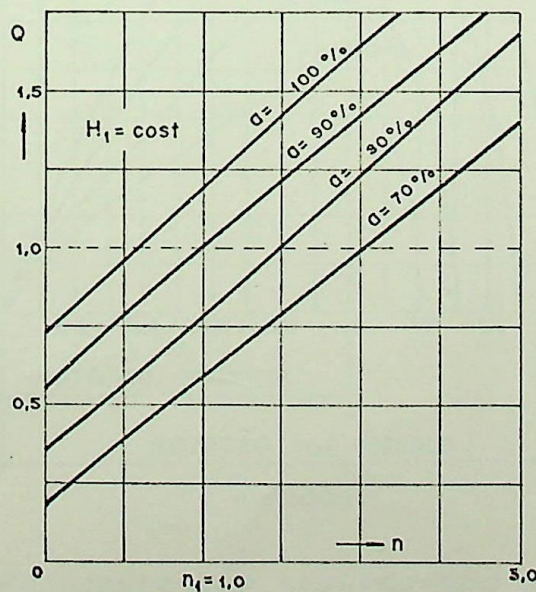


Fig. 5.3 - Comportamento de turbinas tipo Kaplan e Helice

5.2.1.2 - Curvas generalizadas de potência em função de rotação para queda constante.

Estas curvas terão evidentemente uma origem comum e a potência será nula tanto quando a turbina estiver parada como quando a mesma atinge sua velocidade de embalo.

Tais curvas tem o formato parabólico passando por um máximo, na vizinhança do rendimento máximo e decrescendo até atingir o ponto de potência nula, as quais correspondem à rotação de embalo, onde a turbina é freiada unicamente pelas resistências passivas, de ordem mecânica e hidráulica. Nem sempre, porém, o ponto de potência máxima corresponde ao ponto de rendimento máximo, principalmente nas Kaplan e

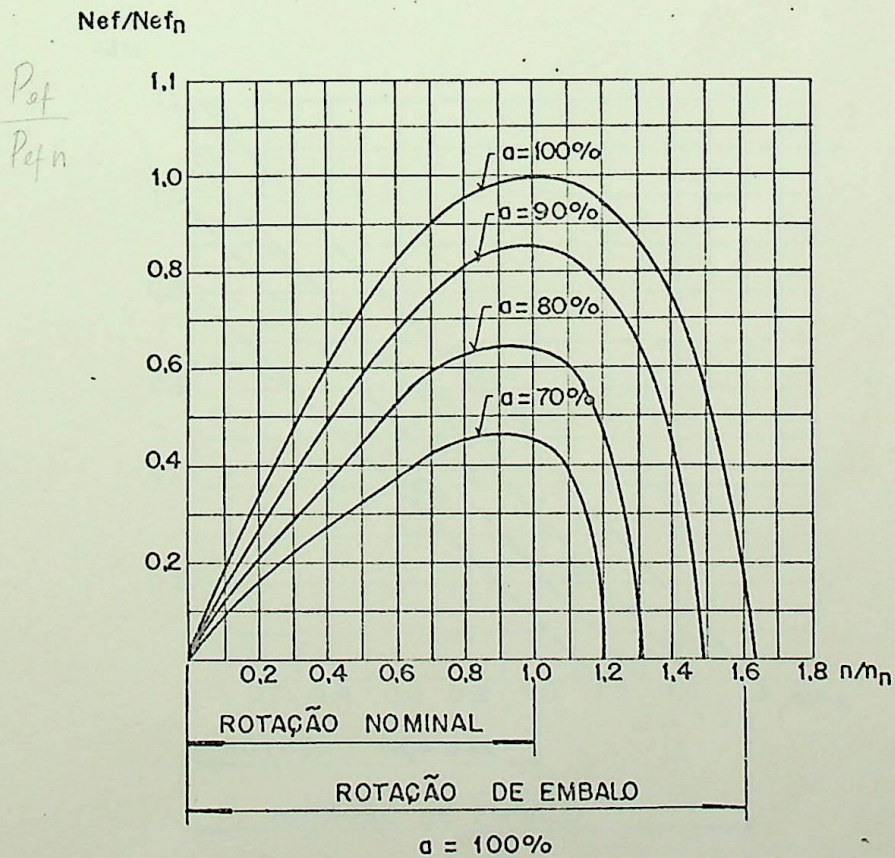


Fig. 5.4 - Representação esquemática de curvas $N_{ef}(n)$ para H constante.

Francis rápida, onde a velocidade correspondente ao rendimento máximo é sempre inferior àquela correspondente à potência máxima.

5.2.1.3 - Curvas de momento em função de rotação para queda constante.

Estas curvas são bastante uteis para análise do comportamento da turbina sob o aspecto regulagem, principalmente levando-se em conta as características da máquina acionada,

De um modo geral elas apresentam um conjugado nulo para a rotação de embalo e um crescimento aproximadamente linear com a diminuição da rotação tendendo para um conjugado

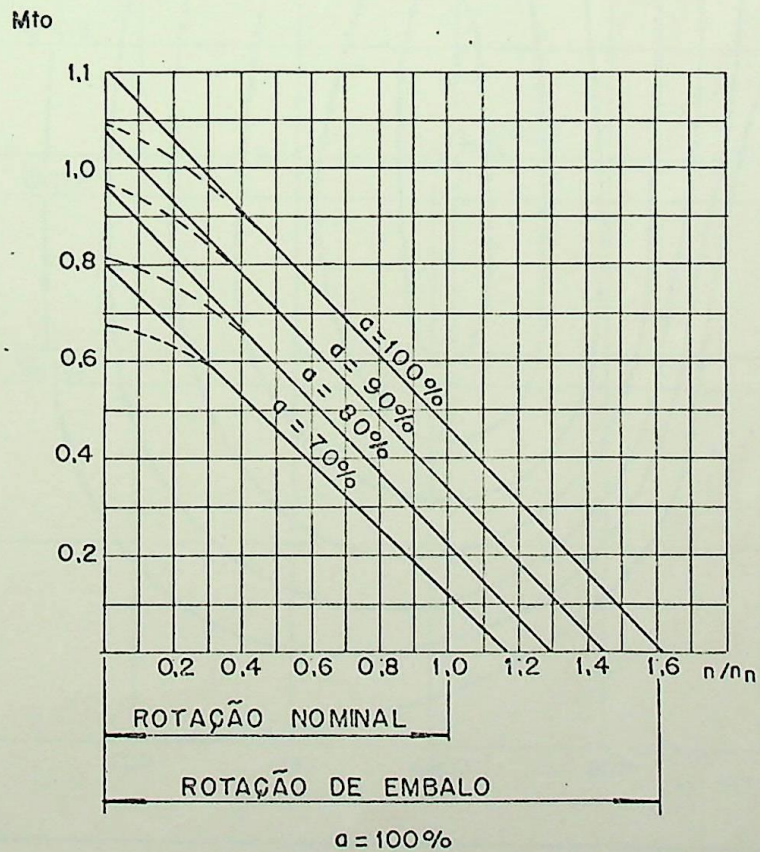


Fig. 5.5 - Curvas de conjugado (momento) em função de rotação para H constante

máximo, quando a rotação for igual a zero.

Observa-se um afastamento do comportamento linear do conjugado, para as turbinas com n_s alto, quando é muito diminuída a rotação, como indica a linha tracejada da figura 5.5.

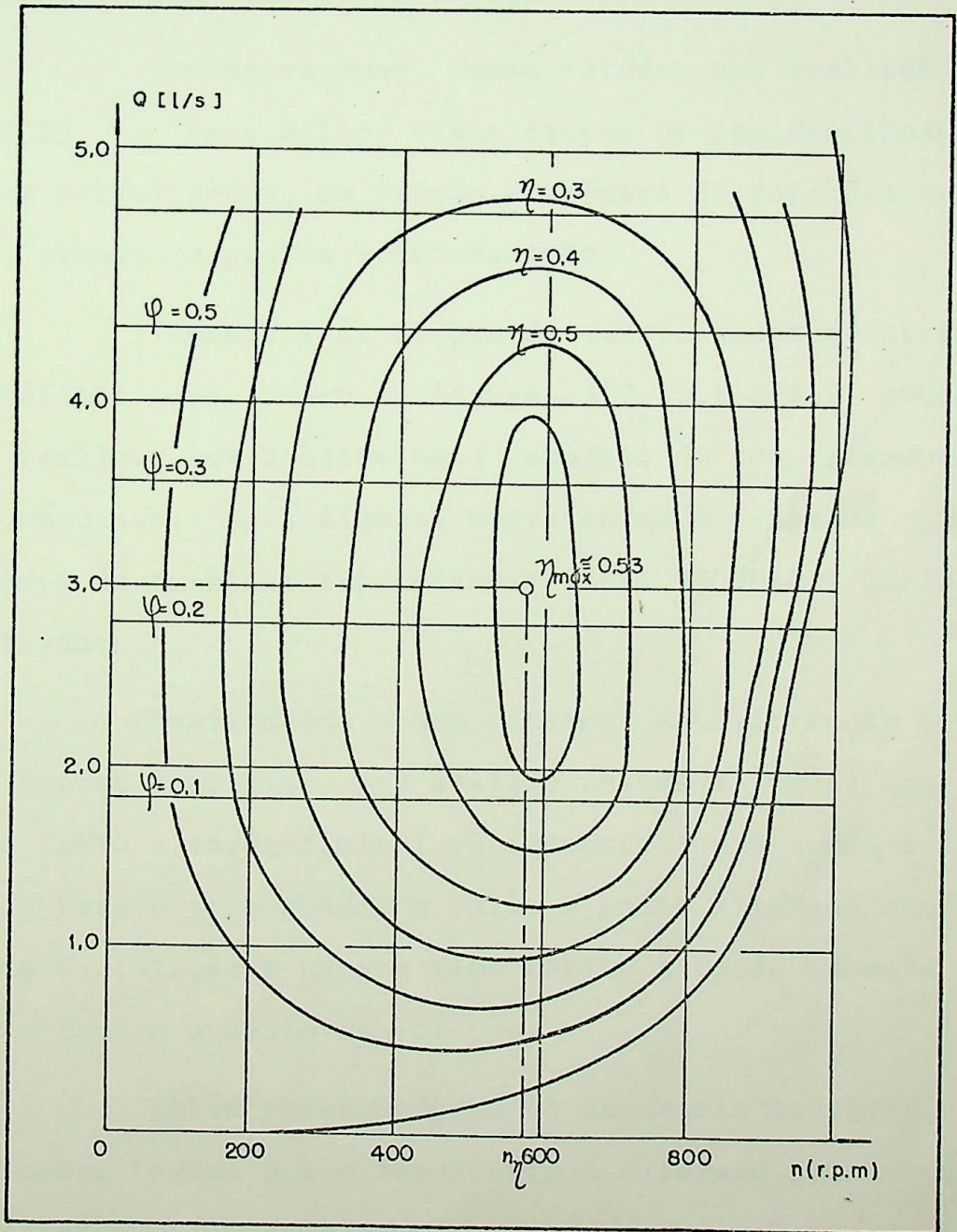


Fig. 5.6 - Campo de funcionamento turbina Pelton ¹⁴

5.2.2 - Comportamento de turbinas pela análise do diagrama topografico

Como vimos anteriormente a turbina tipo Pelton tem a vazão completamente independente da rotação portanto, em primeira análise, este tipo não apresenta grandes dificuldades para sua mudança de rotação. Fig. 5.6

Concentraremos, nosso estudo, nas turbinas tipo FRANCIS. Para melhor visualização de seu funcionamento foram selecionados, em função do número de rotações específicas, alguns campos de funcionamento.

Tomemos três campos de funcionamento (diagrama topográfico) como indica as figuras 5.7, 5.8 e 5.9, onde podemos realizar uma análise mais completa do comportamento dessas máquinas. Tais figuras representam o campo de funcionamento de turbinas tipo FRANCIS LENTA, NORMAL e RÁPIDA, respectivamente.

Confirmando o que dissemos anteriormente pode-se facilmente constatar, por análise dessas figuras, que para o tipo LENTO a vazão diminui rapidamente com o aumento da rotação. Para o tipo NORMAL a vazão é pouco alterada com o aumento da rotação e para o tipo RÁPIDO a vazão aumenta rapidamente como o aumento da rotação.

Porém observando-se os diagramas topográficos, verificamos também que o rendimento é alterado pela variação da rotação.

Dado o exposto para mantermos a mesma potência com a alteração da rotação deveremos equacionar a dependên

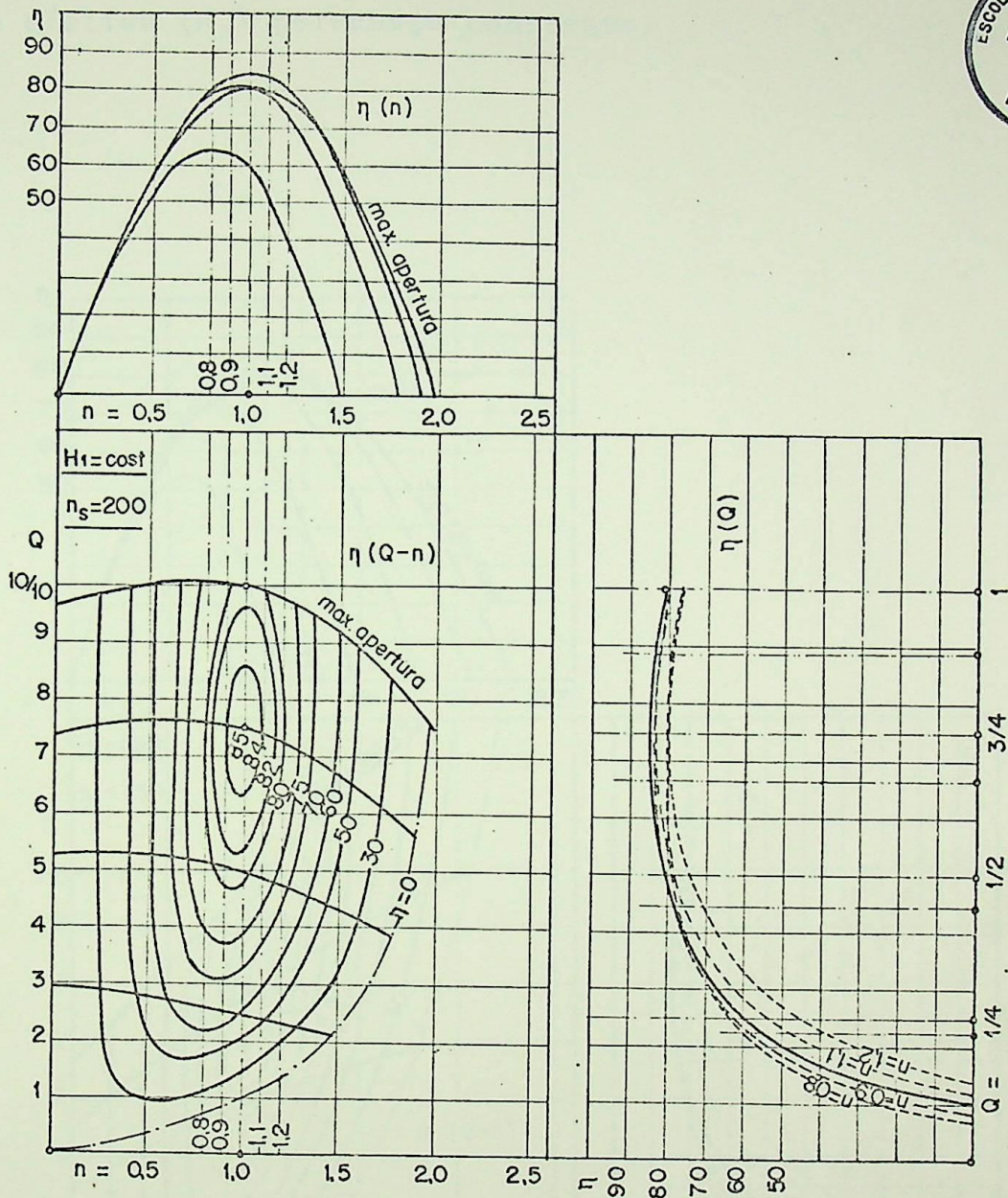


Fig. 5.7 - Diagrama topográfico $\eta(Q-n)$, sob queda constante de uma turbina Francis lenta ($n_s=200$)

70-150

cia da vazão e rendimento em função da rotação uma vez que a potência efetiva é função direta do rendimento e da vazão como pode ser observado na formula.

$$P_t = \gamma Q H_0 \eta_t \quad (5.6)$$

Uma vez que estamos fazendo suposição que a altura

ra efetiva (H_0) permaneça constante.

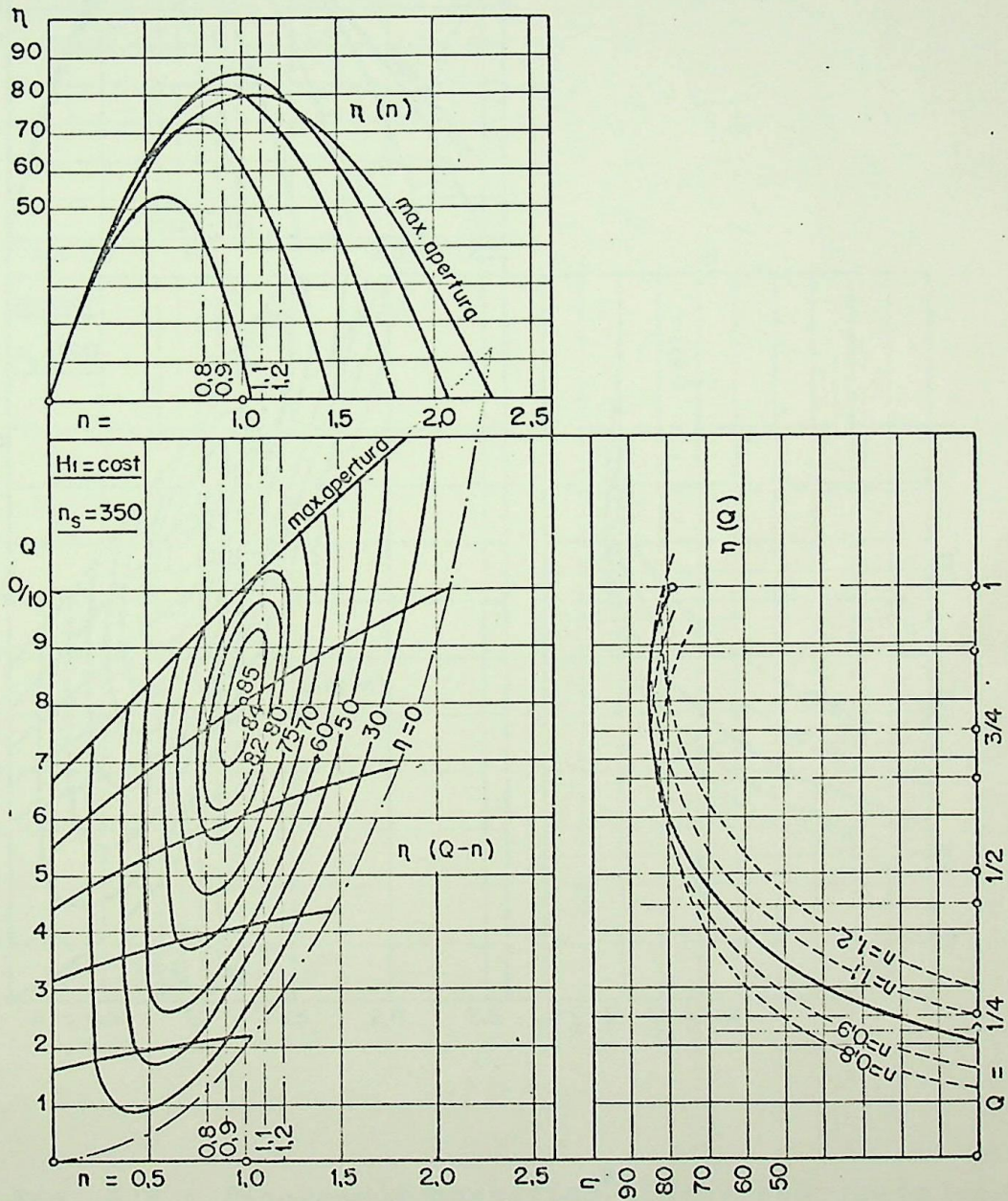


Fig. 5.8 - Diagrama topográfico $\eta(Q-n)$, sob queda constante de uma turbina Francis normal ($n_s = 350$)

200?

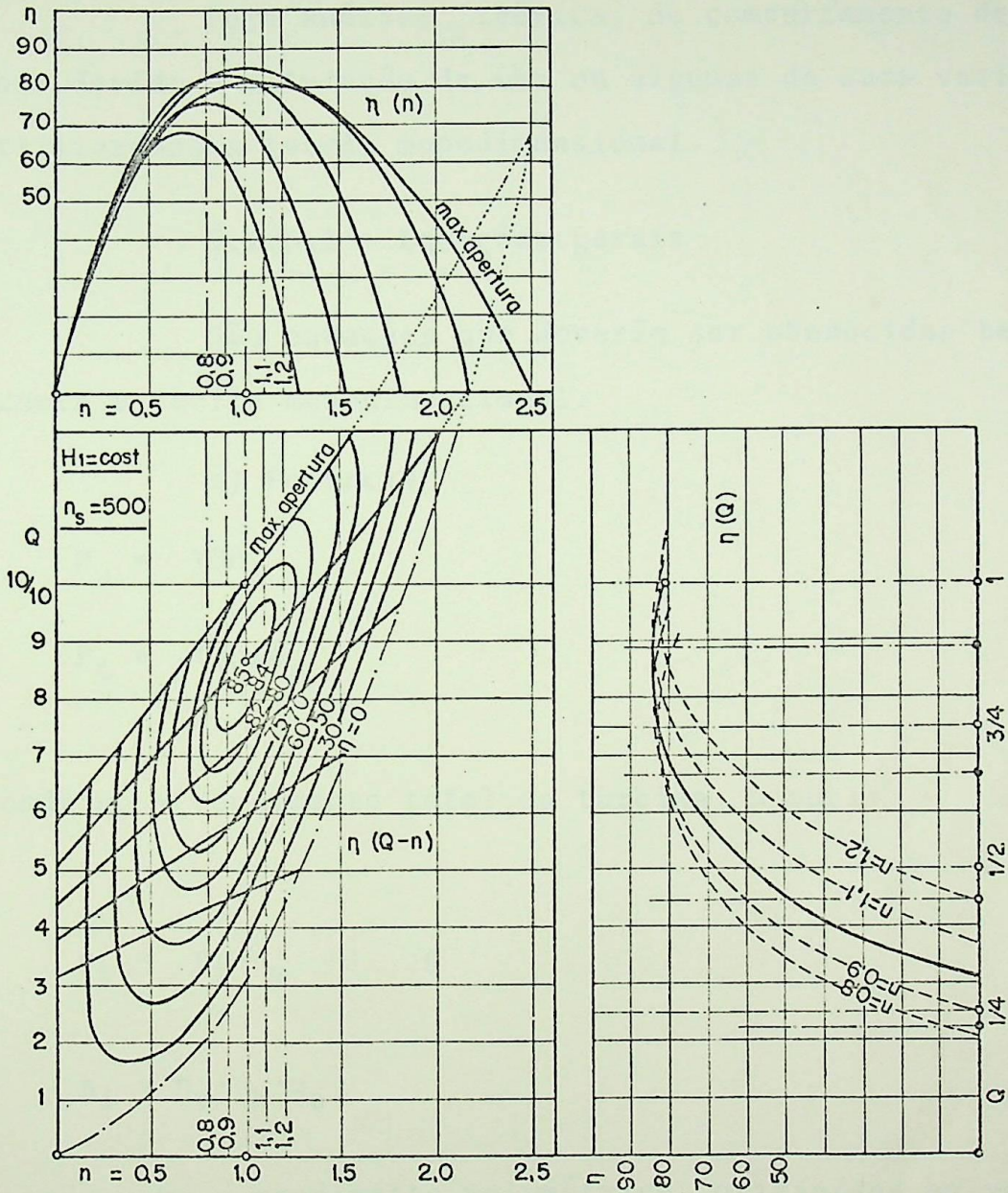


Fig. 5.9 - Diagrama topográfico⁵ $\eta(Q-n)$ sob queda constante de uma turbina FRANCIS RÁPI DA ($n_s = 500$)

5.2.3 - Equações fundamentais

Para análise teórica, do comportamento de turbinas devido a alteração de uma ou algumas de suas variáveis utilizaremos a teoria monodimensional.

5.2.3.1 - Equações gerais

São equações que deverão ser obedecidas tendo em conta a teoria monodimensional.

a) Potência

$$P_u = YQH_n \quad (5.7)$$

$$P_t = YQH_o \eta_t \quad (5.8)$$

onde η_t - rendimento total da turbina, o qual:

$$\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m \quad e$$

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_a \quad (5.9)$$

sendo - η_v - rendimento volumétrico, originados em vazões de fuga as quais não produzem trabalho, logo $Q_e = \eta_v Q$

η_h - rendimento hidráulico, originadas devido atrito interno (turbilhamento), perdas externas (atrito nas paredes) e perdas por choque logo $H_e = \eta_h H$.

η_a - rendimento correspondente ao atrito no labirinto

η_m - rendimento mecânico, referente às perdas mecânicas (atrito de mancais, volante, ventilação, etc.)

b) Grandezas específicas

- rotação específica n_s - rotação de uma máquina semelhante e original que sob queda de 1(m) fornece uma potência de 1 (CV)

$$n_s = n \cdot \frac{P_t^{\frac{1}{2}}}{H_0^{\frac{5}{4}}} \quad (5.10)$$

c) Rotação específica n_q - rotação de uma máquina semelhante a original que sob queda de 1(m) tem um engulimento de:

$$Q = 1 \left[\frac{m}{3/5} \right]$$
$$n_q = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H_0^{\frac{3}{4}}} \quad (5.11)$$

d) Relação entre n_s e n_q , para água teremos:

$$n_s = 3,65 (n_t)^{\frac{1}{2}} \cdot n_q \quad (5.12)$$

5.2.3.2 - Características do rotor

Como estamos interessados no estudo do comportamento da turbina, estabeleceremos equações referentes ao estudo do rotor propriamente dito uma vez que este é o elemento de maior importância para estudo da turbina. Para tanto indicaremos alguns conceitos fundamentais de forma que fiquemos familiarizado com os mesmos.

As figuras 5.10 e 5.11 indicam um corte circunfe

rencial e meridional de turbinas tipo axial e radial respectivamente, o intuito dessas figuras é indicar o comportamento do fluxo em um canal formado pelas pás. Tal comportamento é melhor visualizado pelos triangulos de velocidade onde os indices 0, 1 e 2 indicam, respectivamente, saída do sistema diretor; entrada e saída do rotor, e, os simbolos C, W e U indicam velocidade absolutas, relativa e tangencial respectivamente, bem como α inclinação da velocidade absoluta e β da velocidade relativa (coincidente com o angulo da pá para o ponto de projeto) relativas à velocidade tangencial.

Do triangulo de velocidade e da equação da continuidade, considerando forças devido ao escoamento e forças de inércia (força centrifugas e coriolis) obtemos as seguintes formulas:

$$M_{1,2} = \frac{Q\gamma}{g}(r_1 C_{u1} - r_2 C_{u2}) \quad (5.13)$$

Onde considerando a velocidade angular, teremos a equação de energia de Euler:

$$H_0 \eta_h = \frac{1}{g}(U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} \quad (5.14)$$

$u_1 = \frac{U_1}{\sqrt{2gh}}$
 $u_1^2 = \frac{U_1^2}{2gh}$

Ou considerando grandezas específicas:

$$u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = \frac{\eta h}{2} \quad (5.15)$$

Ou

$$\eta h = c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 \quad (5.16)$$

Observe-se que, para o estudo monodimensional, consideramos apenas as condições do fluxo na aresta de entrada e saída das pás do rotor (início e fim do tubo de corrente considerado), donde fixaremos os ângulos β_1 e β_2 (que nos permitem definir a inclinação das pás) conforme indica figura 5.12, onde vemos os triângulos de entrada e saída em perspectiva de modo a mostrar as componentes tangenciais C_{U_1} e C_{U_2} .

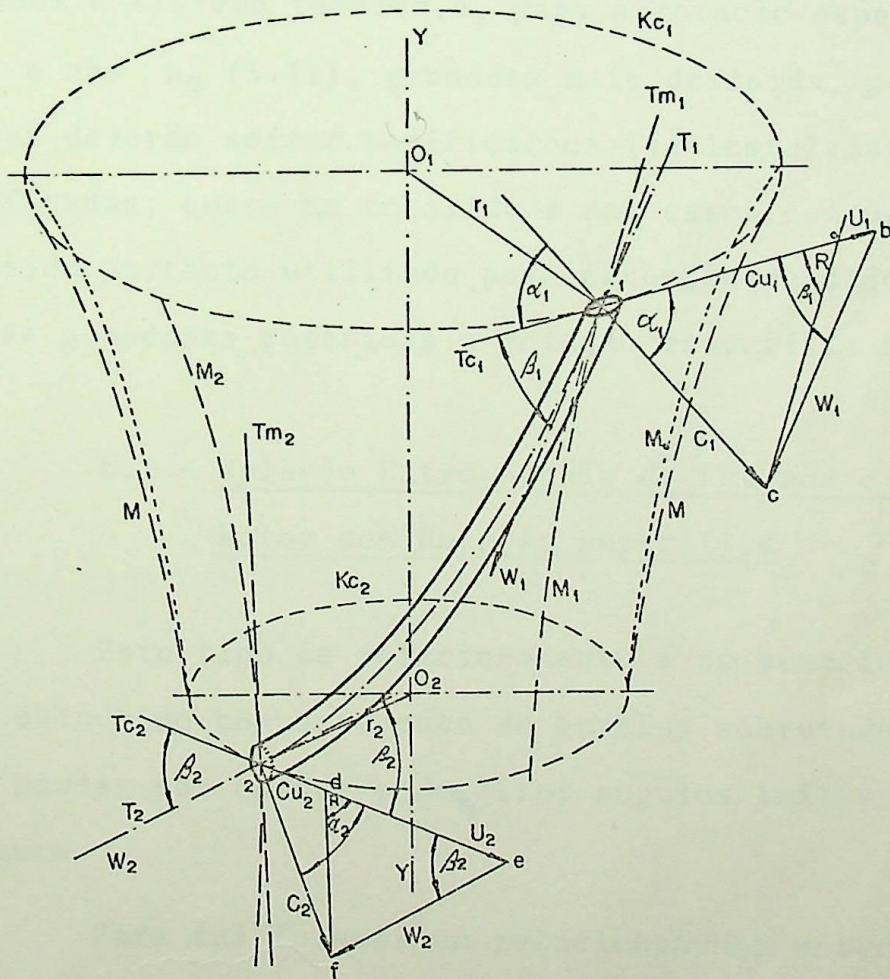


Fig. 5.12 - Esquema de um tubo de corrente através do rotor de uma turbina radial.

6 - EQUACIONAMENTO TEORICO

Como vimos anteriormente, para alterar a rotação da turbina teremos de alterar as características do rotor. Faremos então inicialmente um estudo teórico procurando relacionar essas características do rotor, como angulo das pas, diametro de entrada e saída do rotor, diâmetro do tubo de sucção, etc., com a rotação específica (n_s) grandeza que, como sabemos define bem o tipo de máquina. Neste estudo consideraremos o sistema técnico, e, para a rotação específica, n_s (5.10) e não n_q (5.11), grandeza mais definida, porque as turbinas deverão sofrer modificações (já instaladas) e, estão identificadas, quase na totalidade dos casos, com n_s e não n_q . Tendo sido portanto utilizado para obtenção de dados de projeto as grandezas referidas à rotação específica n_s (5.10)

6.1 - Relação Entre Angulo de Entrada e Saída do Rotor com Rotação Especifica

Este tipo de relacionamento é de suma importancia para o estudo do comportamento da turbina sobretudo na análise das perdas por choque onde estes angulos influenciam acentuadamente.

Para tal faremos um relacionamento entre rotação específica e dimensões características da máquina como diametro médio do rotor D_{1m} na entrada, diametro do inicio do tubo de sucção (D_s), velocidade tangencial correspondente ao diametro médio do rotor (u_1), velocidade na entrada do tubo

de sucção como indica a figura 6.1.

Suponhamos uma linha de fluxo (linha tracejada ' figura 5-13) correspondente ao diametro médio de entrada, para o qual temos a velocidade tangencial u_1 correspondente; aplicando as equações para este ponto teremos:

$$U_1 = \frac{\pi D_{1m} n}{60} \quad \text{e} \quad U_1 = u_1 \sqrt{2gH}$$

Mas se considerarmos $H = 1$ (condições unitárias), fica:

$$n = \frac{u_1 \sqrt{2g \cdot 60}}{\pi D_{1m}}$$

Se considerarmos a condição de potência unitária teremos a característica rotação específica comum às turbinas geometricamente semelhantes. Logo para $H = 1$ (um) teremos uma potência P_{t1} e uma vazão Q_1 correspondentes, então:

$$n_s = n \sqrt{P_{t1}} \quad \text{mas}$$

$$P_{t1} = \frac{Q_1 \cdot \gamma \cdot \eta}{75} \quad (\text{C.V}) \quad \text{e} \quad Q_1 = \frac{\pi D_s^2 \cdot C_s}{4} \sqrt{2g}$$

Portanto:

$$n_s = \frac{u_1 \sqrt{2g \cdot 60}}{\pi} \cdot \frac{D_s}{D_{1m}} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot C_s \cdot \gamma \cdot \eta}{4 \cdot 75} \sqrt{2g}}$$

Colocando os valores constantes em evidência e calculando temos para as turbinas tipo FRANCIS:

$$n_s = 576,2 \cdot u_1 \cdot \frac{D_s}{D_{1m}} \cdot \sqrt{C_s \eta} \quad (6.1)$$

Para as turbinas tipo Helice e Kaplan temos a influência do cubo, então devemos fazer uma correção ϕ devido a redução da seção no início do tubo de sucção provocado pelo cubo, que influirá na velocidade c_s .

$$n_s = 576,2 \cdot u_1 \cdot \frac{D_s}{D_{1m}} \sqrt{c_s n \phi} \quad (6.2)$$

Observando as formulas 6.1 e 6.2 podemos facilmente verificar que a rotação específica aumenta diretamente com o aumento de u_1 em relação a $\frac{D_s}{D_{1m}}$ e menos acentuadamente com c_s (velocidade específica da água na entrada do tubo de sucção).

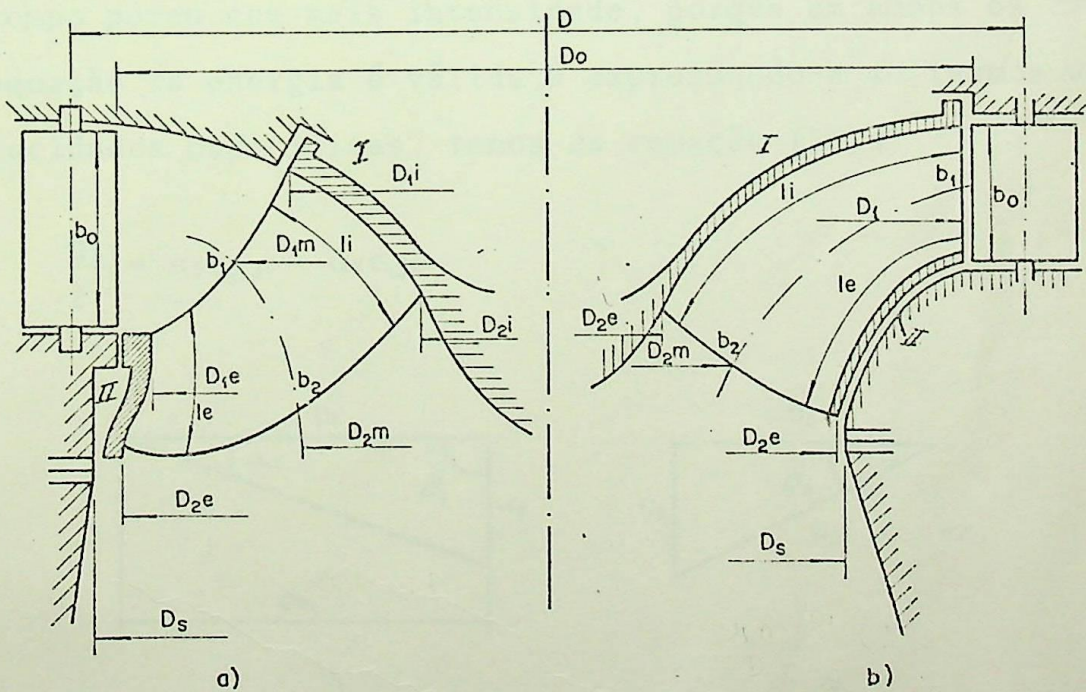


Fig. 6.1 - Esquema turbina tipo FRANCIS com principais dimensões características

a) FRANCIS RÁPIDA

b) FRANCIS LENTA

Analisaremos pois o que ocorrerá com o formato do rotor e pás, com a variação individual de cada grandeza relacionando as com a rotação específica, logo com o tipo de máquina.

1) Com o aumento da rotação específica u_1 , cresce de acordo com a equação (6.1), e ao mesmo tempo os ângulos β_1 e β_2 de crecem e em consequencia há um desvio do ângulo real das pás. Isto é, quando para certa rotação específica os triângulos de velocidades são representados pela figura 6.2 (a), com um aumento de u_1 , u_2 também aumentará pois ambos são dependentes da rotação do rotor. Então, para uma mesma vazão, logo um mesmo valor de c_2 o ângulo β_2 decresce como pode ser observado na fig 6.2 (b). O ângulo β_1 decrescerá ao mesmo tempo porem com mais intensidade, porque em ambos os casos a equação da energia é válida e expressando-a em termos de velocidades específicas, temos da equação (5.14)

$$\frac{\eta_i}{2} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad (6.3)$$

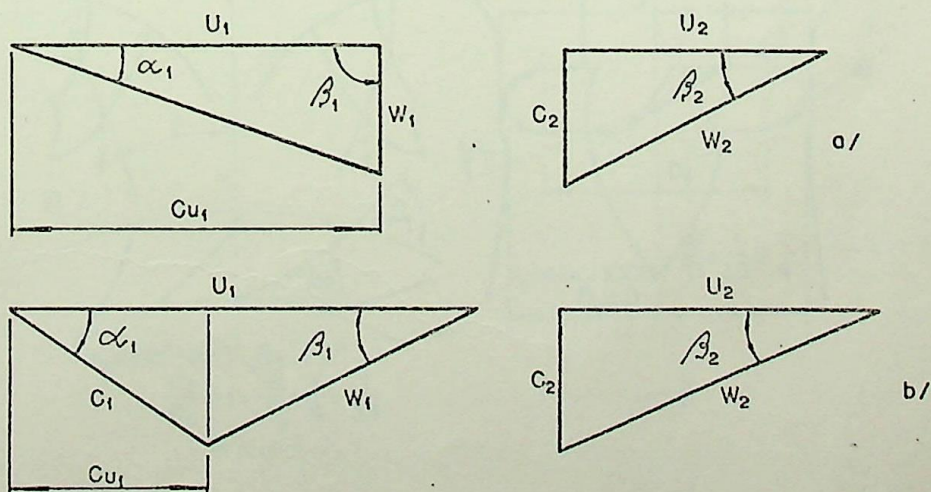


Fig. 6.2 - Triângulos de velocidade de entrada e saída de rotor genérico

Se aumentarmos u_1 , para satisfazer a equação 6.1 c_{u1} precisa decrescer. O ângulo β_1 , em consequência, diminui intensamente com o aumento de u_1 .

2) Com aumento da rotação específica a relação $\frac{D_1}{D_s}$ precisa diminuir

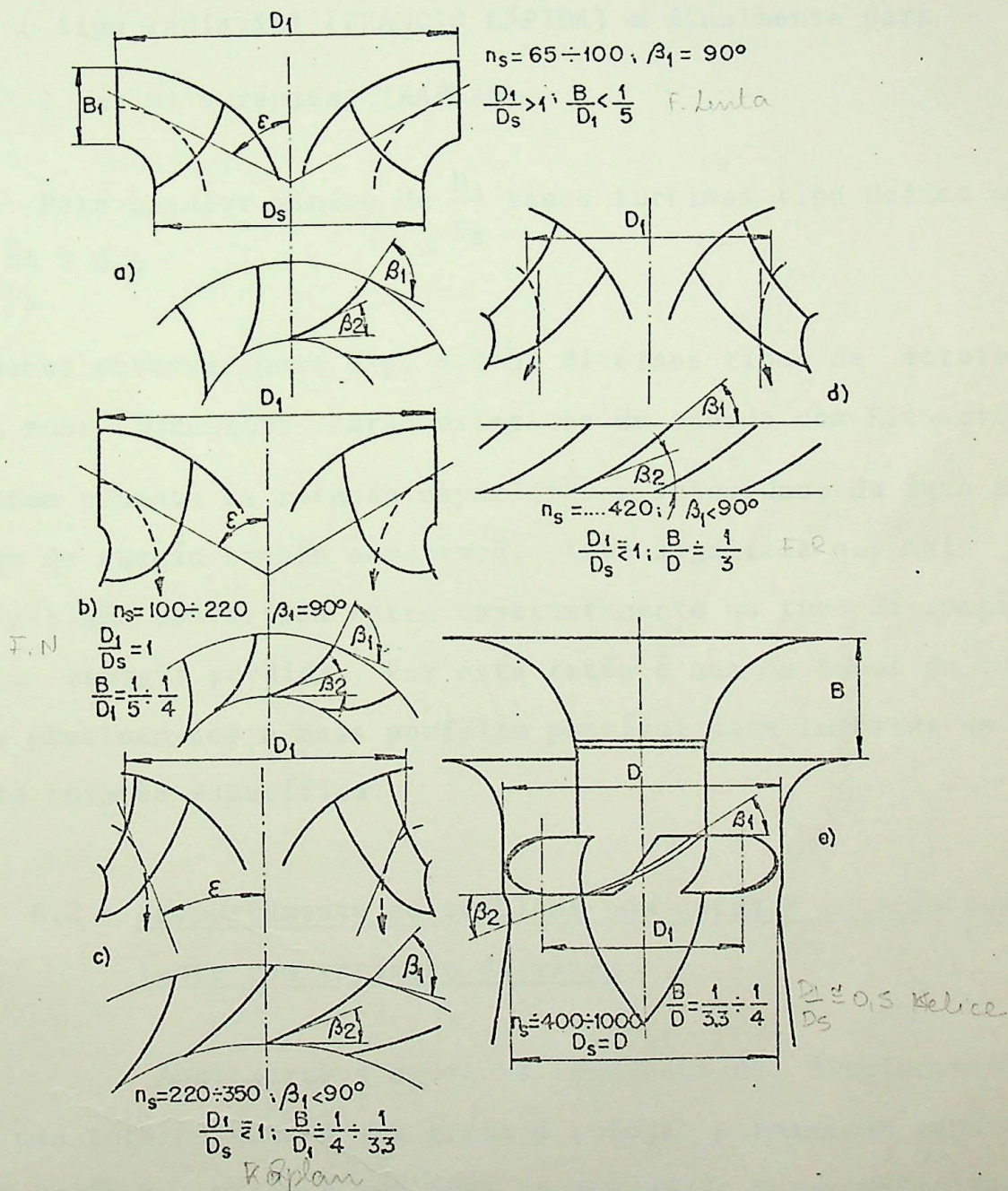


Fig. 6.3 - Diversos tipos de rotores com suas dimensões características¹¹

minuir. Para uma baixa rotação específica (FRANCIS LENTA) a relação $\frac{D_1}{D_s}$ será bem maior que a unidade, teremos então um rotor com pás acentuadamente radial. Para valores de $\frac{D_1}{D_s} \cong 1$, temos um rotor com pás intermediárias entre radial e axial (FRANCIS NORMAL), tendendo mais para radial. Para $\frac{D_1}{D_s} \leq 1$ temos o tipo radiaxial (FRANCIS RÁPIDA) e finalmente para $\frac{D_1}{D_s} < 1$ as mais rápidas (KAPLAN)

OBS: Para o valor mínimo de $\frac{D_1}{D_s}$ temos turbinas tipo Helice onde $\frac{D_1}{D_s} \cong 0,5$

Podemos observar pela fig. 6.3¹¹ os diversos tipos de rotores com suas dimensões características de acordo com Kieswetter.¹¹

3) Com aumento da rotação específica a velocidade da água no tubo de sucção também aumentará. Isto significa que mais energia não convertida entra constantemente no tubo de sucção, logo energia perdida. Por esta razão é que os tubos de sucção precisam ser o mais perfeito possível para turbinas de alta rotação específica.

6.2 - Comportamento de turbinas com queda e rotação constante com variação da vazão

Analizaremos agora as condições de funcionamento de uma turbina quando sua queda e rotação permanecem constantes porém sua vazão é variável em função da carga solicitada, condições essas, bastante frequentes na prática. Esta condição de funcionamento é dada pelo regulador atuando no sis

tema diretor portanto a vazão de engulimento da máquina. Em consequencia disto há uma variação tanto na potência de saída como no rendimento.

6.2.1 - Comportamento do rendimento tendo em vista a variação da vazão

O rendimento varia consideravelmente com a variação da vazão (indiretamente com a carga), existindo para cada abertura das aletas diretoras (vazão) um ponto de máximo rendimento. (Figuras 5.7; 5.8; 5.9)

Denominemos de Q_n a vazão correspondente a este máximo rendimento, se plotarmos o rendimento em função da vazão, conforme desenho esquemático figura 6.4, podemos verificar que, tanto para vazão maior como para menor de Q_n há um decrescimo do rendimento. Responsavel por este comportamento são as perdas, das quais citaremos as principais, e que procuraremos esquematicamente relaciona-las com queda conforme figura 6.4.

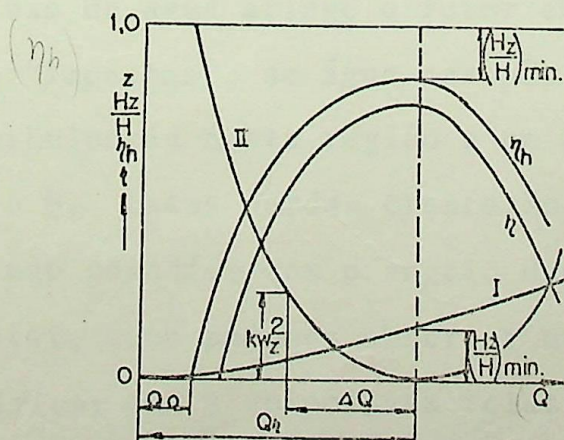


Fig. 6.4 - Representação esquemática de perdas do rotor.

1) Perdas devido ao atrito e curvaturas das linhas de corrente e variação do fluxo na seção transversal, como sabemos, da hidráulica, são proporcionais ao quadrado da vazão, conforme mostra a equação:

$$H_{z_1} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{c^2}{2g} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{Q^2}{s^2} \cdot \frac{1}{2g} \quad (6.4)$$

Onde λ coeficiente de correção que depende no n° de Reynolds e da rugosidade da parede. Como nas turbinas o regime de escoamento é na maioria dos casos altamente turbulento (n° de Reynolds muito alto) λ praticamente permanece constante, como ℓ , d , Q , S e g são constantes e a equação 6.4 terá o comportamento de uma parábola do 2º grau representada na figura 6.4 pela curva I. Para vencer estas perdas é requerido uma altura H_z da queda total, que se pode expressar por:

$$H_{z_1} = \delta \rho H \quad \therefore \quad \delta = \frac{H_{z_1}}{H} \quad (6.5)$$

Onde δ é o coeficiente de perda por atrito.

2) Perdas devido a choque.

Quando o fluxo de água atinge o rotor em uma condição incorreta ocorre "impactos" de água nas pás do rotor, resultando uma alta turbulencia nesta região e em decorrência uma perda na altura H . Estas perdas crescerão quando a direção do escoamento não coincide com o angulo dado pela aresta de entrada do rotor, como podemos observar na figuras 6.5, onde podemos verificar que a velocidade relativa W_0 , dada pela aleta diretora, não coincide com a direção da velocidade W_1 de terminada pela aresta de entrada da pá do rotor.

A componente de velocidade meridional W_m de ambas velocidades (W_{m0} e W_{m1}) é a mesma, pois a equação da continuidade deverá ser obedecida, uma vez que a velocidade W_{m0} na área imediatamente anterior a entrada do rotor e W_{m1} na área imediatamente após a entrada do rotor são aproximadamente constantes.

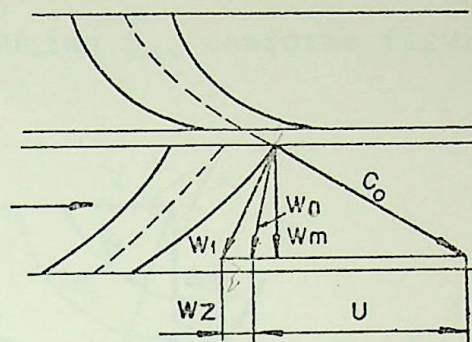


Fig.6.5 - Esquema indicativo de perdas por choque.

Nós podemos transformar a velocidade W_0 em W_1 pela soma vetorial da velocidade W_z , a qual é paralela a velocidade tangencial U .

A turbulência causada pelo choque será tanto mais intensa quanto W_z o for, e então a perda originada por este choque será proporcional à altura cinética dada por W_z , também requerida da queda total, logo:

$$H_{z2} = \frac{W_z^2}{2g} = \zeta H \quad (6.6)$$

Onde ζ é o coeficiente de perda por choque.

Essas perdas são dependentes do afastamento do escoamento da direção regular das linhas de corrente, onde $W_z = 0$.

Este afastamento, mais acuradamente, é determinado exclusivamente pela redução da velocidade meridional c_{m0} (componente da velocidade de entrada, situada no plano da seção meridional e perpendicular a superfície de entrada do rotor, dado para um rotor de fluxo radial pelo cilindro gerado

pela revolução da aresta de entrada sobre o eixo de rotação do rotor, sua magnitude, portanto, é diretamente proporcional à vazão) para c_{max} na vazão reduzida Q_x , conforme figura 6.6.

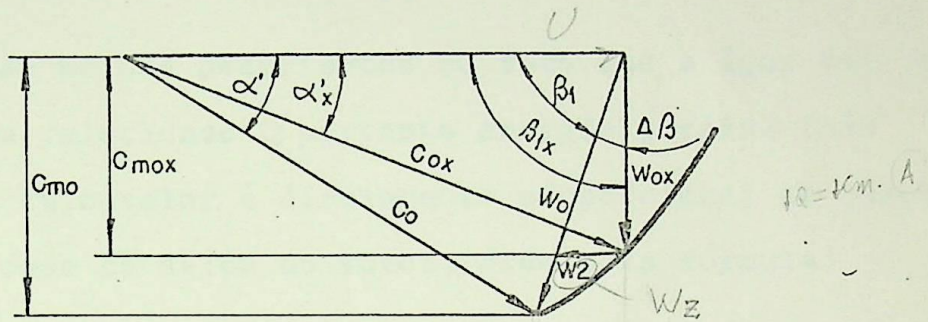


Fig. 6.6 - Esquema indicativo da variação da perda por choque.

Quando a vazão é reduzida, o fechamento das aletas diretoras diminuem de α para α_x . Desta maneira tanto a vazão como a velocidade meridional diminuem. Ao mesmo tempo, entretanto, a velocidade na saída das aletas diretoras aumentam e desta forma também a velocidade na entrada do rotor aumenta de C_0 para o valor C_{0x} , porque na entrada do rotor, que não está nesta condição inteiramente "cheio", a pressão diminui. Haverá portanto, um escoamento de água do sistema diretor para o espaço com baixa pressão e por isso $C_{0x} > C_0$. Na figura 6.6, a linha em negrito indica o lugar geométrico de posicionamento do vértice do triângulo devido a variação da vazão. Pela mesma figura podemos ver perfeitamente a variação da componente da perda por choque W_z originadas da variação da carga (vazão).

Plocando os valores relativos dessa perda na fi

$$\frac{H_{z2}}{H} = \frac{W_z^2}{2gH} = W_z^2$$

gura 6.4, obteremos a parábola II que passa por um mínimo no ponto correspondente a vazão de rendimento máximo, isto é ponto correspondente a entrada sem choque.

3) Perdas na saída da turbina H_{z_3}

São perdas decorrentes do fato que a água sai do rotor com uma velocidade C_2 portanto energia perdida (não aproveitada), cujo valor é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade de saída do rotor, dado pela fórmula:

$$H_{z_3} = \frac{C_2^2}{2g} = \alpha H \quad \therefore \quad \psi = \frac{H_{z_3}}{H} \quad (6.7)$$

Onde ψ é o coeficiente de perda devido a velocidade de descarga.

Esta perda pode ser minimizada com a colocação de tubo de sucção onde a perda passa a ser considerada pela do escoamento na saída do tubo de sucção.

Como as dimensões do tubo de sucção são constantes, podemos ver pela equação da continuidade, que esta é também proporcional ao quadrado da vazão, logo podemos representá-la na mesma curva I da figura 6.4, uma vez que as duas perdas (atrito e descarga) possuem mesma lei de variação.

OBS:

Quando consideramos o tubo de sucção, como dissemos a perda H_{z_3} é minimizada e este valor é dependente do escoamento no mesmo onde também existem perdas (rendimento do tubo de sucção).

Denominemos o índice 3 e 4, para entrada e saída do tubo de sucção respectivamente, logo a recuperação de energia neste elemento é dada por:

$$\eta_{s.} = \frac{C_3^2 - C_1^2}{2g} = vH$$

Com a colocação do tubo de sucção a equação (6.7) é transformada em:

$$H_{Z_3} = vH \quad \therefore \quad v = \frac{H_{Z_3}}{H} \quad (6.8)$$

Onde v é o coeficiente de perdas no tubo de sucção, devido principalmente a atrito nas paredes e turbilhamento.

Analizando estes três tipos de perdas, podemos verificar que as mesmas ocorrem no rotor propriamente dito, logo poderemos agrupá-las em um só tipo ou seja perdas no rotor, cujo fator de correção é denominado rendimento hidráulico (η_h); logo:

$$a) \quad \eta_h = 1 - \delta - \psi + v \quad (6.9)$$

$$b) \quad \eta_h = 1 - \delta - \psi - \zeta + v \quad (6.10)$$

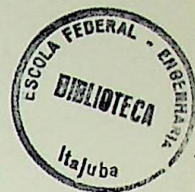
Como vimos a equação de Euler é referida à energia cinéticas no rotor, a qual podemos relacionar com a altura total transformando-a, desta maneira, em grandeza específica.

Suponhamos genericamente:

$$\frac{C^2}{2g} = \frac{C^2}{2gH} = c^2 \quad (6.11)$$

Teremos introduzindo o fator de correção devido, as perdas (η_h)

$$\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} = \eta_h H_0$$



a) Entrada sem choque ,usando 6.11 e 6.9 temos:

$$c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 + w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = \eta_h = 1 - \delta - \psi + v =$$

$$= 1 - \delta - c_2^2 - v$$

$$c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = 1 - \delta + v$$

Podemos definir a altura efetiva $H_0 = (1 - \delta + v)H$ então:

$$c_i^2 = \frac{H(1 - \delta + v)}{H} = 1 - \delta + v \quad \text{velocidade específica in-}$$

indicada ou efetiva

Então:

$c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = c_i^2$	(6.12)
---	--------

b) Entrada sem choque

Analogamente com 6.11 e 6.8, temos:

$$c_0^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_0^2 + u_1^2 - u_2^2 = \eta_h = 1 - \delta - \psi - \zeta + v =$$

$$= 1 - \delta - c_2^2 - w_2^2 + v$$

Então:

$c_0^2 + w_2^2 - w_0^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 = c_i^2$	(6.13)
---	--------

4) Perda por fuga (Q_f)

São perdas originarias pela fuga de água a través de folgas existentes entre móveis e fixas (la birintos) logo influi diretamente na vazão efetiva.

De um modo geral estas perdas são dadas pela expressão:

$$Q_f = \phi \cdot \pi \cdot D \cdot s \cdot (2g\Delta H)^{\frac{1}{2}} \quad (6.14)$$

Onde ϕ coeficiente que depende do tipo de labirinto, para o tipo liso temos a fórmula:

$$\phi = \frac{1}{(0,02 \ell/s + 1,5)^{\frac{1}{2}}} \quad (6.15)$$

Onde

ℓ = largura do labirinto

s = folga

ΔH = diferença de pressão entre as extremidades do labirinto

Sabemos que a altura estática é dada por:

$$\Delta H_{est} = \frac{U_1^2 - U_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (6.16)$$

Mas os espaços vazios entre a parte fixa (carcaça) e a movel (rotor) encontram-se cheio de água, teremos então a perda por atrito externo, onde esta água tende a circular em sentido contrario à da vazão de fuga, cuja diferença de pressão é expressa por:

$$\Delta H_a = \frac{U_1^2 - U_2^2}{8g} \quad (6.17)$$

Logo a diferença de pressão responsável pela vazão de fuga é dada por:

$$\Delta H = \Delta H_{est} - \Delta H_a = \frac{3}{8g}(U_1^2 - U_2^2) - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (6.18)$$

sendo esta expressão aplicada tanto para o labirinto (I e II), interno e externo respectivamente conforme indicação na figura 6.1. Devido a este tipo de perda temos o rendimento volumétrico (η_v) para a sua correção, logo a vazão efetiva é

$$Q_{ef} = \eta_v Q$$

5) Perda mecânica

São perdas devido ao atrito mecânico e à ventilação do conjunto turbina-alternador. Este tipo de perda é função aproximadamente linear da rotação, sendo a principal delas a de atrito mecânico. De um modo geral temos as perdas nos mancais.

$$P_{pm} = \mu \frac{G_u}{75} \text{ (C.V.)} \quad (6.19)$$

Onde μ - coeficiente de atrito

- rolamentos de esfera 0,0015 μ

- rolamento de deslizamento 0,005 μ

Devido a este tipo de perda temos o rendimento mecânico (η_m) fator que faz a correção para obtermos a potência efetiva.

$$P_{ef} = \eta_m P_t$$

6.3 - Comportamento de uma Turbina Quando Submetida a uma Alteração de sua Rotação

Para este equacionamento consideremos a altura efetiva mantida constante. Deveremos equacionar os diversos

parametros em função de grandezas que identifiquem cada tipo de máquina, tais como diâmetros, medidas facilmente obtidas e que definem perfeitamente o tipo de turbina.

6.3.1 - Alteração da vazão em função de rotação

Podemos expressar a vazão de engulimento de uma turbina como indica a equação 6.20.

$$Q = s_0 c_0 \sqrt{2gH} = s_1 w_1 \sqrt{2gH} = s_2 w_2 \sqrt{2gH} \quad (6.20)$$

Onde c_0 é a velocidade na seção transversal na saída do sistema diretor, s_0 é a seção transversal.

Como ja vimos (6.12) a velocidade específica indicada é dada por:

$$c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = c_i^2$$

Para entrada sem choque (por motivo de simplificação desprezaremos inicialmente as perdas por choque) então teremos:

$$c_1 \cong c_0 = \frac{Q}{s_0 \sqrt{2gH}}$$

De maneira analoga podemos expressar

$$w_2 = \frac{Q}{s_2 \sqrt{2gH}} \quad w_1 = \frac{Q}{s_1 \sqrt{2gH}}$$

Substituindo estes valores na equação (6.12) obteremos:

$$\frac{Q^2}{s_0^2} + \frac{Q^2}{s_2^2} + \frac{Q^2}{s_1^2} = (c_i^2 - u_1^2 + u_2^2) 2gH \quad (6.21)$$

Mas $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ e $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$

Logo

$$u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$$

Então

$$u_2^2 - u_1^2 = -u_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]$$

Levando em (6.21) teremos:

$$Q^2 \left(\frac{1}{s_0} + \frac{1}{s_2} + \frac{1}{s_1} \right) = \left\{ c_i^2 - u_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \right\} 2gH$$

Entretanto, o valor entre parenteses no primeiro termo da equação é uma função das áreas de escoamento na turbina, as quais são constantes para um determinado rotor, então podemos substituir por:

$$k = \frac{1}{s_0} + \frac{1}{s_2} + \frac{1}{s_1}$$

$$u_1^2 = \frac{U_1^2}{2gH}$$

$$c_i^2 = \frac{H_0}{H} = 1 - \delta + \nu$$

Logo a expressão fica:

$$Q^2 k = 2gHc_i^2 - 2gHu_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] = 2gH_0 - U_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]$$

Mas $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$

Então:

$$Q^2 k = 2gH_0 - n^2 \frac{D_1^2}{365} \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \tag{6.22}$$

Sendo esta, a equação da variação da vazão em dependência da rotação, considerando entrada sem choque.

No caso de considerarmos entrada com choque, caso real, analogamente chegaremos à equação (6.23)

$$Q^2 k = c_1^2 - w^2 - u_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] 2gH = 2gHc_i^2 - 2gHw_z^2 - 2gHu_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]$$

$w_z^2 = \frac{W_z^2}{2gH} = \frac{H_{zz}}{H}$

Usando conceito de velocidade especifica

$$Q^2 k = 2gH_0 - W_z^2 - U_1^2 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \quad (6.23)$$

Para efeito de análise consideremos a equação (6.22), onde para o primeiro termo, da equação, facilmente concluimos que k é uma constante e sempre positivo, uma vez que $s_0 \approx s_1$ e s_2 evidente é sempre maior que zero logo $k > 0$, podemos observar que a dependência da vazão com a rotação varia de acordo com a relação $\frac{D_2}{D_1}$.

Analisemos, pois o que ocorre com cada tipo de turbina.

1) Nas turbinas tipo FRANCIS LENTA a relação $\frac{D_2}{D_1}$ é menor que a unidade, portanto o ultimo termo da equação (6.22) é negativo, então a vazão diminui com o aumento da rotação aproximadamente de acordo com o quadrante de elipse ilustrado na figura 6.7.

Tal comportamento é confirmado por meio de ensaio como já vimos na figura (5.7).

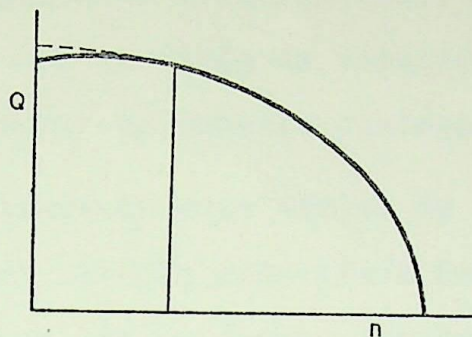


Fig. 6.7 - Esquema da variação da vazão com rotação (FRANCIS LENTA)

2) Nas turbinas tipo FRANCIS NORMAL é valido $\frac{D_2}{D_1} = 1$, portanto o ultimo termo da equação (6.22) anula-se e a vazão permanecerá aproximadamente constante em conformidade com a figura (5.8).

3) Nas turbinas tipo FRANCIS RÁPIDA $\frac{D_2}{D_1}$ é maior que a unidade pelo menos nas camadas exteriores do fluxo, logo o ultimo termo da equação (6.22) é positivo então a vazão aumentará moderadamente com o aumento da rotação, conforme já foi mostrado por meio de ensaios (5.9).

Nesta análise não levamos em consideração a influencia do choque, analisemos pois qual a variação do choque com a alteração da rotação. Como sabemos para o ponto de funcionamento a perda por choque é mínima. Consideremos então uma alteração da rotação deixando porem, a abertura do sistema diretor correspondente ao ponto de funcionamento e mantida a altura constante.

Como vimos nas figuras 5.7, 5.8 e 5.9, a variação da vazão depende do tipo de rotor, em decorrência disto teremos também uma variação da velocidade meridional em função do tipo de rotor de maneira análoga à variação da vazão.

Consideremos para efeito de análise tres rotores tipo FRANCIS, com rotação específica bem distinta entre eles e ainda suponhamos que os mesmos tenham mesma inclinação das pás, logo β_1 e β_2 comum entre eles, de forma a possibilitar uma representação conjunta dos triângulos de velocidade de entrada e saída figura (6.8). Nesta mesma figura representemos uma alteração da velocidade tangencial (relacionada diretamente com a rotação da máquina), levando em conta a variação da velocidade meridional (c_m), pois esta depende diretamente da vazão e, como já vimos a variação da vazão, com a alteração da rotação, é função da rotação específica (n_s).

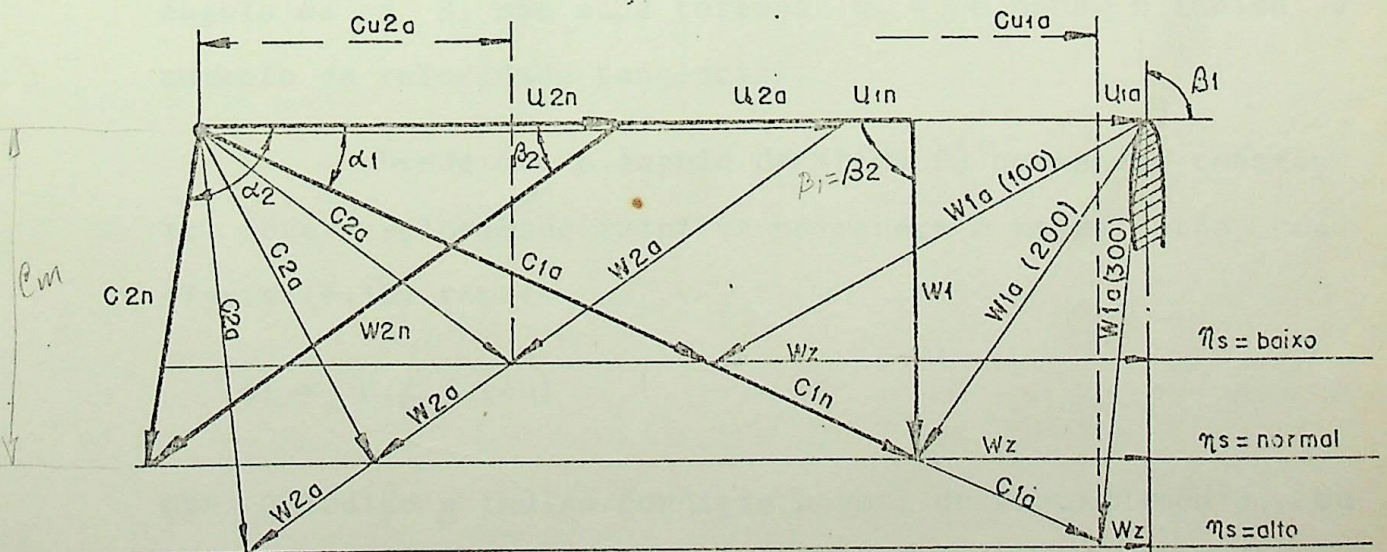


Fig. 6.8 - Triângulo de velocidade, mostrando influência de entrada com choque.

Para o traçado da figura (6.8) consideramos ainda que o escoamento segue a direção dada pelas pás (β_1 e β_2) constantes.

Então dessa figura (6.8) podemos concluir que:

- a) c_{u_2} e w_z aumentam para qualquer rotação específica
- b) c_{u_1} aumenta para os rotores tipo RÁPIDO a medida que a rotação aumenta. Ocorrendo o inverso para os de tipo LENTO, ou seja, c_{u_1} diminui a medida que a rotação aumenta.
- c) As variações de c_{u_2} e w_z são diretamente proporcionais ao aumento da rotação específica.

Aplicando a equação de energia (6.13) temos:

$$c_0^2 + w_2^2 - w_0^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_z^2 = c_i^2$$

Desde que a vazão não altere com a velocidade, a componente de choque w_z será paralela à velocidade tangencial e como o ângulo da pá β_1 não muda teremos $w_z = \Delta u$ onde Δu indica o aumento da velocidade tangencial.

Desde que o ângulo de saída β_2 permaneça constante, logo a velocidade relativa permanece a mesma então da figura (6.10) vem:

$$c_2 = c_{2n} + (\Delta u)^2$$

OBS: O índice n indica condição normal de funcionamento, ou seja, sem alteração da rotação.

Mas da equação (6.10) vem:

$$\eta_h = 1 - \delta + v - c_2^2 - w_z^2$$

Substituindo c_2^2 vem:

$$\eta_h = 1 - \delta + v - c_{2m}^2 - 2(\Delta u)^2$$

Onde $\Delta u = u - u_n$

e como $1 - \delta + v - c_{2n}^2$ é o rendimento máximo $\eta_{h\text{máx}}$ para condição normal logo, a entrada é sem choque.

Então:

$$\eta_h = \eta_{h\text{máx}} - 2(\Delta u)^2 \quad (6.24)$$

Como consideramos $\beta_1 = 90^\circ$ e $\alpha_2 = 90^\circ$ para condições normais de funcionamento, da figura (6.10) teremos $c_{u1n} = u_{1n}$ e $c_{u2n} = 0$

Da equação (5.15) teremos:

$$u_{1n}^2 = \frac{\eta_{h\text{máx}}}{2} \quad \text{ou} \quad \eta_{h\text{máx}} = 2u_{1n}^2$$

Usando o mesmo raciocínio podemos facilmente verificar que para turbinas com ângulo $\beta_1 < 90^\circ$ (ângulo das arestas de entrada das pás que é menor que 90°), a perda por choque inverte e tende a aumentar a vazão com o aumento de rotação da máquina. Tal comportamento é mostrado no esquema dos triângulos de velocidade da figura (6.9).

Este comportamento é comum nas turbinas FRANCIS RÁPIDA e KAPLAN, uma vez que os ângulos de entrada β_1 para estes tipos de máquinas são comumente menores que 90° como já vimos figura (6.3) e pode ser verificado experimentalmente. Vide campos de funcionamento figura (6.9), (10.3) e (10.9)

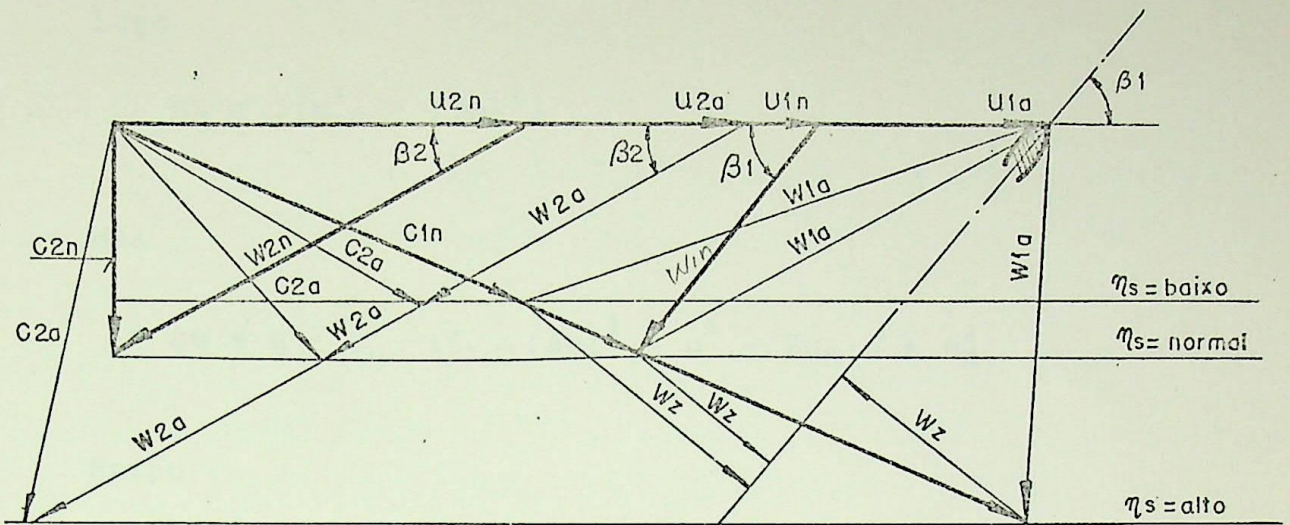


Fig. 6.9 - Esquema de triangulo de velocidade para turbinas de alto η_s .

6.3.2 - Dependencia do rendimento com a alteraçãoda rotação

Com o objetivo de estabelecer uma relação entre o rendimento e rotação, consideremos uma turbina tipo FRANCIS NORMAL na qual a vazão não é alterada com a rotação, ou seja, $D_1 = D_2$; alem disso vamos considerar um angulo de entrada $\beta_1 = 90^\circ$, e uma saída normal ao rotor, logo $\alpha_2 = 90^\circ$ como indica o triangulo de velocidade da figura (6.10).

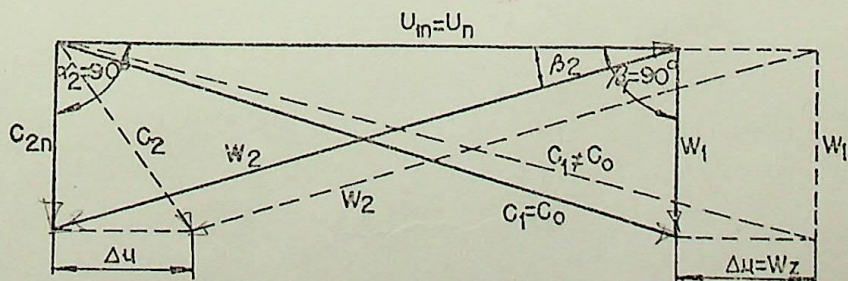


Fig. 6.10 - Esquema de triangulo de velocidade FRANCIS NORMAL

Logo

$$\eta_h = 2 [u_{1n}^2 - (\Delta u)^2]$$

Mas

$$\Delta u = u - u_n \quad \therefore \quad (\Delta u)^2 = u^2 - 2u_n \cdot u + u_n^2$$

Então

$$\boxed{\eta_h = 2u(2u_n - u)} \quad (6.25)$$

Podemos também determinar a variação do rendimento usando a equação (5.15), considerando o efeito da alteração da rotação e as perdas por choque como se segue:

- Para a rotação normal vem:

$$\eta_h = 2(u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2})$$

- Para a rotação alterada temos da figura (6.8)

$$\boxed{\eta_h = 2 \cdot \frac{n_a}{n_n} (u_1 c_{u1a} - u_2 c_{u2a})} \quad (6.26)$$

7 - MODIFICAÇÕES A SEREM INTRODUZIDAS

Analisando os resultados obtidos com o equacionamento teórico, verificamos que as perdas que ocorrem na máquina influenciam diretamente no rendimento (potência efetiva) da instalação e que as de maior influencia originam-se no rotor, principalmente quando temos alteração de rotação. Indicaremos, pois, algumas modificações visando diminuir a influencia dessas perdas.

7.1 - Modificações no Rotor (Tipo FRANCIS)

Como já vimos no parágrafo 6.2 as principais perdas são função da vazão e que com a alteração da rotação da máquina temos uma variação da vazão, principalmente nas turbinas valores baixos da rotação específica (n_s). Indicaremos entao, algumas modificações no sentido de manter a vazão original, mesmo após a alteração da rotação, de modo a minimizar as perdas, isto é, aproximar às condições nominais de funcionamento (rotação de projeto). Das perdas originadas pela alteração da rotação a de maior influencia é, sem dúvida, a perda por choque.

Tendo em mente manter a vazão constante, mesmo com alteração da rotação, analisemos as equações (6.23) e (5.14)

$$Q^2 k = 2gH_0 - W_z - n^2 \cdot \frac{D_1^2}{365} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \quad (6.23)$$

$$H_0 \eta_h = \frac{1}{g} (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad (5.14)$$

Tendo em vista manter a vazão com a alteração da rotação, principalmente, para as turbinas de baixo e alto n_s uma vez que para a NORMAL não há variação da vazão com a rotação, portanto, pequena alteração nas perdas; analisemos a equação (6.23) o que podemos alterar de modo a atingir este objetivo. Como um dos fatores que mais influencia nesta alteração da vazão é a perda por choque, como já vimos no parágrafo (6.3.1) e fig. (6.8) (6.9) a sua influencia na vazão.

Alteremos pois o rotor da turbina de modo a eliminar a perda por choque, a qual esta relacionada diretamente com as condições do escoamento na entrada do rotor, logo, diâmetro de entrada (D_1) e ângulo da pá (β_1). Como o ângulo da pá (β_1) não pode ser alterado uma vez que visamos o aproveitamen- to de uma instalação em funcionamento e não projetando novo rotor como delineamos no início deste trabalho, teremos então, como alternativa (6.23) a alteração do diâmetro de entrada (D_1), por meio de usinagem, de modo a eliminar a perda por choque. As outras perdas estão concentradas no termo (H_0) o qual pode ser perfeitamente determinada por meio de ensaio com a máquina fun- cionando em condições nominais (de projeto), logo sem perdas por choque (minimizado).

Para esta solução consideraremos que o fator

$$k = \frac{1}{s_0^2} + \frac{1}{s_2^2} - \frac{1}{s_1^2} \quad \text{permaneça constante mesmo após a alteração}$$

no rotor o que é verdadeiro uma vez que a variação da seção s_1 com a usinagem é desprezível.

Então como estamos interessados na alteração da frequência, conseqüentemente mudança da rotação (5.3), teremos, considerando condição para nova rotação com entrada sem choque, logo $W_z = 0$, e mesma vazão, então da equação (6.23) ou (6.22) vem:

$$2gH_0 - n_n^2 \cdot \frac{D_{1n}^2}{365} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{2n}}{D_{1n}} \right)^2 \right] = 2gH_0 - n_a^2 \cdot \frac{D_{1a}^2}{365} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}} \right)^2 \right]$$

onde o índice n e a indicam respectivamente condições normais e alteradas de funcionamento.

Considerando a não alteração do diâmetro de saída, logo $D_{1n} = D_{2n}$, e com (5.3) temos

$$n_n \cdot \frac{D_{1n}^2}{365} \left[1 - \left(\frac{D_{2n}}{D_{1n}} \right)^2 \right] = \left(\frac{f_a}{f_n} n_n \right)^2 \frac{D_{1a}^2}{365} \left[1 - \left(\frac{D_{2n}}{D_{1a}} \right)^2 \right]$$

de onde retiramos D_{1a} uma vez que D_{1n} e D_{2n} são facilmente obtidos por meio de medidas diretas do rotor, como indica a equação (7.1)

$$D_{1a} = \sqrt{D_{2n}^2 + \left(\frac{f_n}{f_a} \right)^2 \cdot D_{1n}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{2n}}{D_{1n}} \right)^2 \right]}$$
(7.1)

Procede-se então a usinagem das pás na entrada do rotor até atingir o valor de D_{1a} , logo a quantidade de material a ser retirado (r_1) de cada pá é de

$$r_1 = \frac{D_{1a} - D_{1n}}{2}$$

(7.2)

Como alteramos o diâmetro de entrada (D_1), em decorrência a velocidade tangencial (U_1) na entrada a equação (5.14) ficará desbalanceada então vejamos sua correção. Observando fig (6.8) e (6.9), agrupemos o estudo para os diversos tipos de turbinas, lembrando que alterando a rotação alteraremos tanto U_1 como U_2 uma vez que essas grandezas dependem diretamente da rotação e das características do rotor. (D_1 e D_2). De maneira geral podemos mostrar que: com o aumento de rotação, U_2 e C_{u2} são aumentados sendo que a medida que diminui o n_s C_{u2} cresce o que nos indica principalmente para n_s baixos que o desbalanceamento da equação (5.14) é maior.

Portanto, tendo em vista diminuir este desbalanceamento, incidamos uma diminuição do diâmetro de saída objetivando retornar U_{2a} à condição inicial U_{2n} . Para conseguir isto deveremos adicionar (soldar) material na aresta de saída da pá na mesma porcentagem utilizada para usinagem na aresta de entrada, ou seja

$$r_2 = \frac{r_1 \cdot D_{2n}}{D_{1n}}$$

(7.3)

OBS:- Devemos fazer a correção ao longo da aresta de entrada e de saída, então é conveniente dividir essas arestas em um número conveniente de turbinas parciais, de onde retiramos os valores de D_1 e D_2 correspondentes a

cada uma e calculamos os valores de r_1 e r_2 com as equações 7.1, 7.2 , 7.3.

Poderíamos ainda analisar as perdas de atrito da água que fica em contato com a coroa interna e externa, as quais são função da rotação e que não tem possibilidade de correção. Porém comparadas com as por choque são mínimas.

Para turbinas tipo axial a equação 7.1 não é válida; neste caso deve-se fazer um estudo a parte para cada instalação. Para as do tipo KAPLAN deveremos estudar possibilidade de alteração no sistema diretor e pás móveis de forma a minimizar as perdas por choque, porém essa solução só é possível após um estudo pormenorizado da turbina em questão. Para as do tipo HÉLICE (Propeller) a solução é semelhante a da KAPLAN porém atuando-se, evidentemente, no sistema diretor.

Para as turbinas tipo PELTON, apesar da vazão não alterar com a rotação (5.10), há com a mudança da rotação uma alteração sensível no rendimento, conseqüentemente, uma redução da potência efetiva. O que nos leva a concluir que haverá, para cada rotação, uma dependência no posicionamento da incidência do jato de forma que isto influa no rendimento uma vez que a vazão é independente da rotação.

Então, para as turbinas tipo PELTON, deveremos analisar a posição da incidência do jato e procurar alterá-lo de forma a conseguir uma melhoria no rendimento, porém, este estudo requer um estudo individual de cada máquina.

7.2 - Modificações Gerais

7.2.1 - Sistema distribuidor

Podemos, ainda, alterar o ângulo de entrada (α_0) em conjunto com a usinagem do rotor, de modo a diminuir a parcela a ser usinada (r_1), visando da mesma forma diminuir a perda por choque decorrente da mudança de rotação. Solução, essa, que depende, especificamente, de cada tipo de máquina.

Sendo então necessário o conhecimento detalhado de cada instalação de modo a possibilitar o cálculo exato da alteração das aletas diretoras, em conjunto com a usinagem do rotor.

7.2.2 - Sistema de lubrificação

Como vimos a perda mecânica é função linear da rotação (6.19), a solução para diminuir essa perda implica na melhoria do sistema de lubrificação (diminuir atrito). Este tipo de perda é de suma importância para as instalações de grandes, dimensões, pois nestes, casos a variação de rotação implica em um aumento de temperatura, logo, a mudança de viscosidade do lubrificante podendo causar sérios danos aos mancais, sendo também cada caso um caso particular de estudo, mas de um modo geral temos duas soluções:

- a) Trocar o lubrificante
- b) Melhorar a refrigeração do óleo lubrificante, uma vez que o calor gerado nos mancais é função direta da rotação.

Temos que:

$$Q_0 = \frac{G \cdot U \cdot \mu}{427}$$

$$\mu = ?$$

Onde

G peso total (Kp)

U velocidade tangencial (m/s)

Q₀ quantidade de calor (Kcal/s)

Logo a quantidade adicional de calor a ser retirada é:

$$\Delta Q_0 = \frac{G \cdot \Delta U \cdot \mu}{427}$$

(7.3)

8 - ANALISE EXPERIMENTAL

Tendo em vista a verificação da validade das equações (7.1 e 7.2) que definem as novas dimensões do rotor, realizamos uma série de ensaios na turbina tipo FRANCIS existente no Laboratório de Máquinas Hidráulicas do Departamento de Mecânica da ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ, a qual possui as seguintes características:

Marca - Escher Wyss Nº 7890 , acoplada a um alternador
OERNIKON

Esquema do banco de ensaio Fig.(10.10)

Vazão Nominal - $Q = 0,180 \text{ (m}^3/\text{s)}$

Potência efetiva - $P_t = 16 \text{ (cv)}$

Altura efetiva - $H_0 = 9,5 \text{ (m)}$

Logo - rotação específica n_s

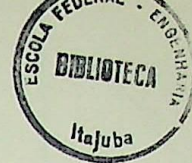
$$n_s = n \cdot \frac{P_t^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = 750 \cdot \frac{16^{\frac{1}{2}}}{9,5^{\frac{5}{4}}} = 179,87 \therefore n_s = 180$$

Então uma turbina FRANCIS NORMAL com tendência para lenta, logo a vazão diminui com o aumento de rotação, conforme já foi exposto no estudo teórico inicial.

Para melhor efeito de análise agrupamos os testes em três grupos distintos, como segue

a) Ensaio com rotação constante sem alteração no rotor.

Foi realizado inicialmente um ensaio com rotação constante $n_a = 900 \text{ (r.p.m)}$, condição alterada da rotação (60 Hz), sendo variável a abertura das aletas diretoras. Fez-se



a comparação com outro ensaio, também, com rotação constante, porém $n_n = 750$ (r.p.m), condição normal (nominal) correspondente a 50 (Hz) ensaio esse realizado em 23/02/66 (Responsáveis Professores Bran, Zulcy e Djalma). De posse desses resultados foram traçadas as curvas de potência efetiva, rendimento da turbina e potência perdida em função de vazão, como indica a Figura (8.1)

Este ensaio nos permite analisar o que ocorre com a máquina quando é alterada a sua rotação.

b) Ensaio com rotação variavel sem alteração no rotor.

Para análise da variação da vazão em função da rotação, realizamos um ensaio com carga (variavel) independente e com regulagem manual da rotação. Isso nos permitiu o traçado das curvas da Figura (8.2), onde representamos a variação da vazão com alteração da rotação.

Também neste ensaio tomamos algumas medidas correspondentes à rotação de $n_n = 750$ (r.p.m) (50 Hz) as quais nos possibilitaram uma verificação do ensaio realizado em 23/02/66, no qual estes valores ajustaram perfeitamente, dando-nos uma segurança quanto a confiabilidade no nosso sistema de medida.

c) Ensaios do tipo (a) e (b) porém com alteração no rotor.

Utilizada a equação (7.1 e 7.2) calculamos a nova dimensão do diâmetro de entrada, para a condição correspondente à nova rotação.

Foram tomadas diversas medidas no rotor, onde pa

Pt η Hg Pp
(CV) (%) (M) (CV)

20 100 90

15 75 80

10 50 5

5 25 2

0

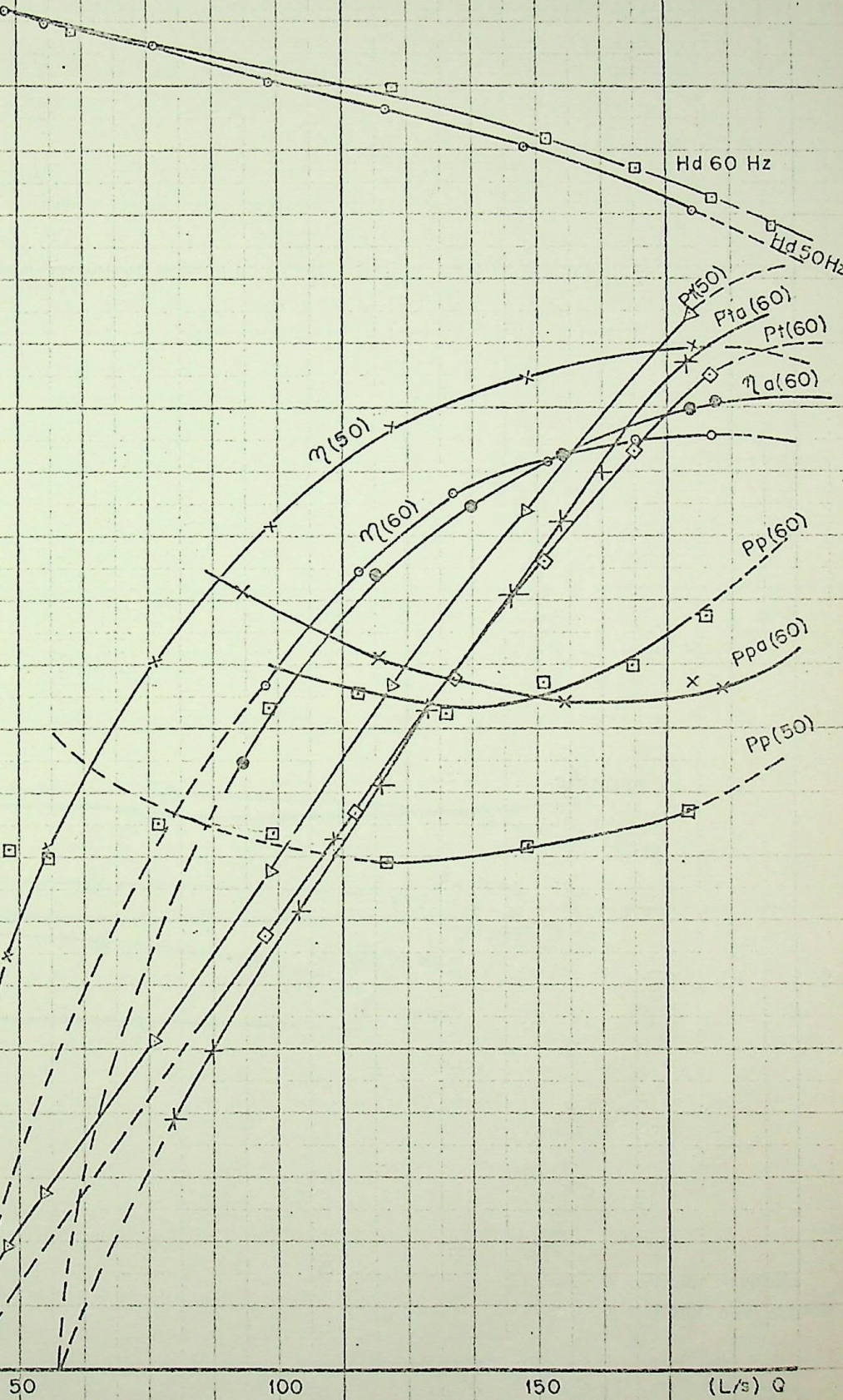


Fig. 8.1 - Curvas características turbina FRANCIS ($n_s = 180$) com rotação constante

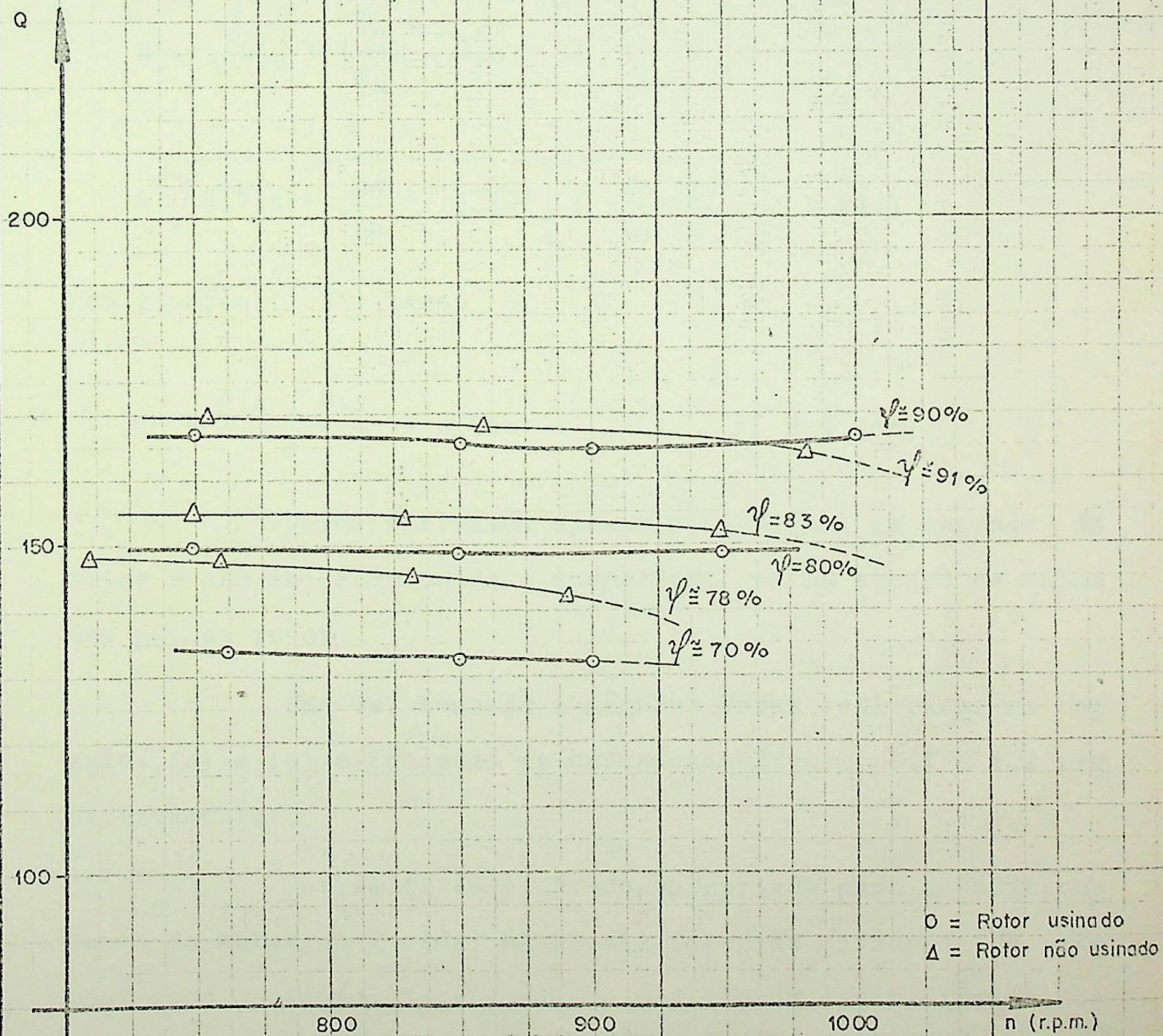


Fig. 8.2 - Curvas comparativas da alteração da vazão com a rotação. Antes e após usinagem no rotor.

ra cálculo consideramos apenas o valor correspondente, ao diâmetro médio, uma vez que, para rotores NORMAL a alteração do diâmetro é pequena.

$$D_{1m} = 0,260 \text{ (m)}$$

$$D_{2m} = 0,218 \text{ (m)}$$

Onde, levado na equação 7.1, temos

$$D_{1a} = \sqrt{D_{2n}^2 + \left(\frac{f_n}{f_a}\right)^2 \cdot D_{1n}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{2n}}{D_{1n}}\right)^2\right]}$$
$$= \sqrt{0,218^2 + \left(\frac{50}{60}\right)^2 \cdot 0,26^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,218}{0,26}\right)^2\right]} = 0,0121$$

Com equação (7.2), temos

$$r_1 = \frac{D_{1n} - D_{1a}}{2} = 0,006 \qquad r_1 = 6 \text{ (mm)}$$

Porém retiramos apenas $r_1 = 4$ (mm) na entrada do rotor e não foi adicionada a quantidade r_2 na aresta de saída das pás do rotor.

Uma vez montada a máquina foram realizados os ensaios (a) e (b) e traçadas as curvas nas Figuras 8.1 e 8.2 respectivamente.

Por falta de eletrodo apropriado para o adcionamento de material (solda) na aresta de saída deixamos de efetuar essa operação, resalvando-se que, foram satisfatórios, os resultados obtidos somente com a usinagem parcial na entrada.

OBS.: A altura efetiva (H_0) não manteve-se exatamente constante, por problemas técnicos de banco de ensaio. Porém, co

mo a análise é qualitativa, esta alteração de H_0 não influencia uma vez que a mesma aparece em todos os ensaaios, portanto a condição é a mesma para todos êles.

9 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

1) Analizando a Figura (8.1) vemos que realmente a potência (rendimento) decresce (7,32%) quando a rotação é aumentada (20%), confirmando, portanto, o que dissemos teoricamente.

2) Pela Figura (8.2) nota-se que, com a alteração da rotação para o rotor lento ($n_s = 180$) a vazão decresce, em conformidade com o exposto teoricamente (parágrafo 6.1).

3) Ainda da Figura (8.2) constatamos que com a usinagem do rotor diminuimos a variação da vazão com alteração da rotação, atingindo pois o nosso objetivo.

4) Também pela Figura (8.2) observa-se que, com o rotor usinado, para a região de funcionamento da máquina a potência decresceu de 4,27% e não 7,32%, logo somente com a usinagem parcial do rotor aumentamos 3,05% da potência ou 3% do rendimento, o que indica a validade do nosso estudo.

5) De maneira geral vemos que os resultados encontrados na análise experimental estão de acordo com o exposto teoricamente. Evidente que, para uma comprovação final, teríamos que realizar o mesmo tipo de ensaio com diferentes tipos de rotores (n_s diferentes).

Podemos ainda atuar no sistema diretor visando analisar a sua influencia no rendimento, porém a máxima abertura já está na condição limite de vazão para nosso banco de ensaio.

10 - APENDICE

Com finalidade de justificar o que foi explanado teoricamente, anexamos alguns campos de funcionamento para diferentes n_s (tipos de turbina).

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos a todos que direta ou indiretamente tornaram possível a realização deste trabalho.

Ofereço-o à minha filha Joyce Heloisa.

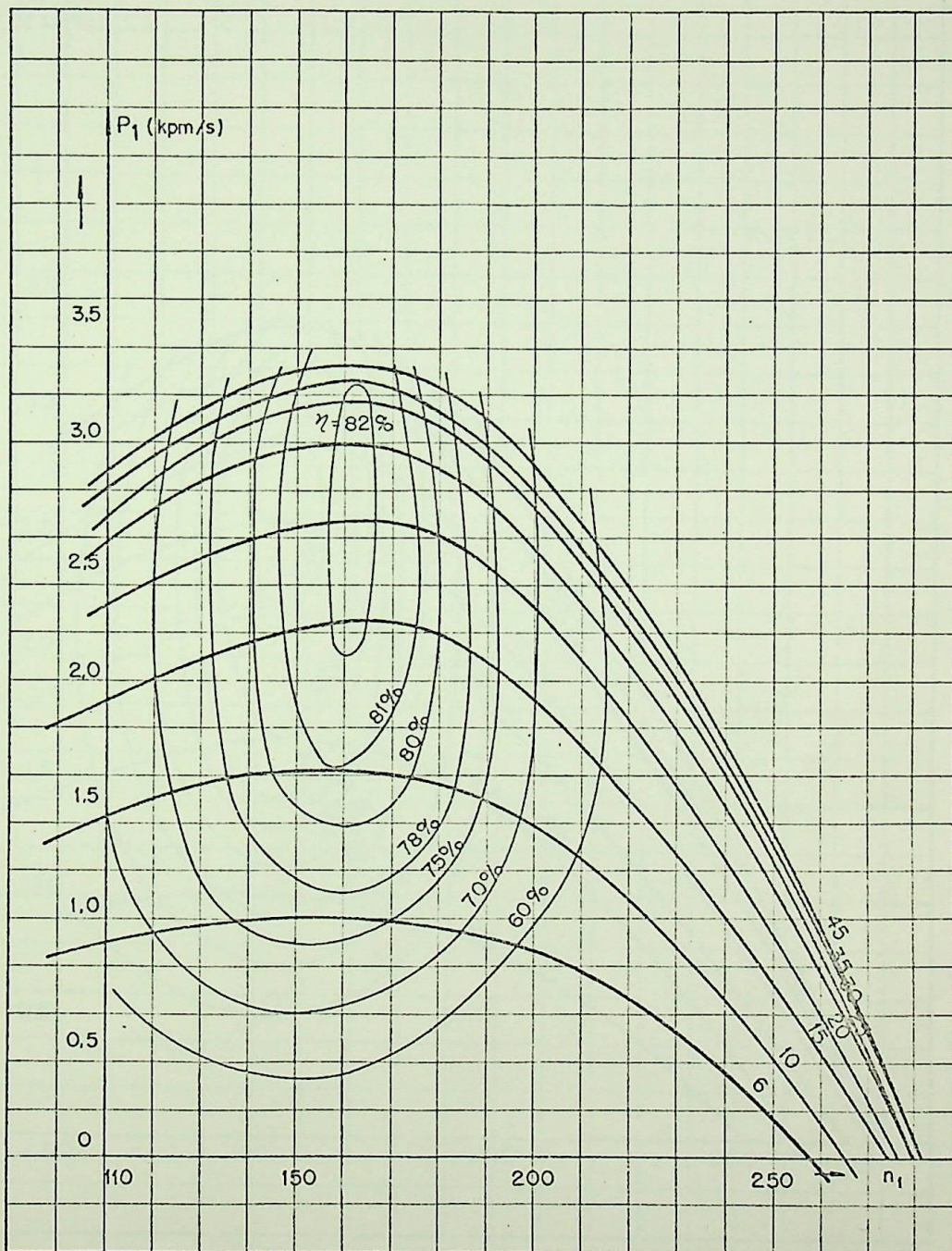


Fig. 10.1 - Campo de funcionamento ¹⁵ $\eta(P_1, n_1)$
turbina PELTON - ($n_s = 34$)
18 pás $D_e = 230$ (mm)
 $d_o = 34$ (mm)

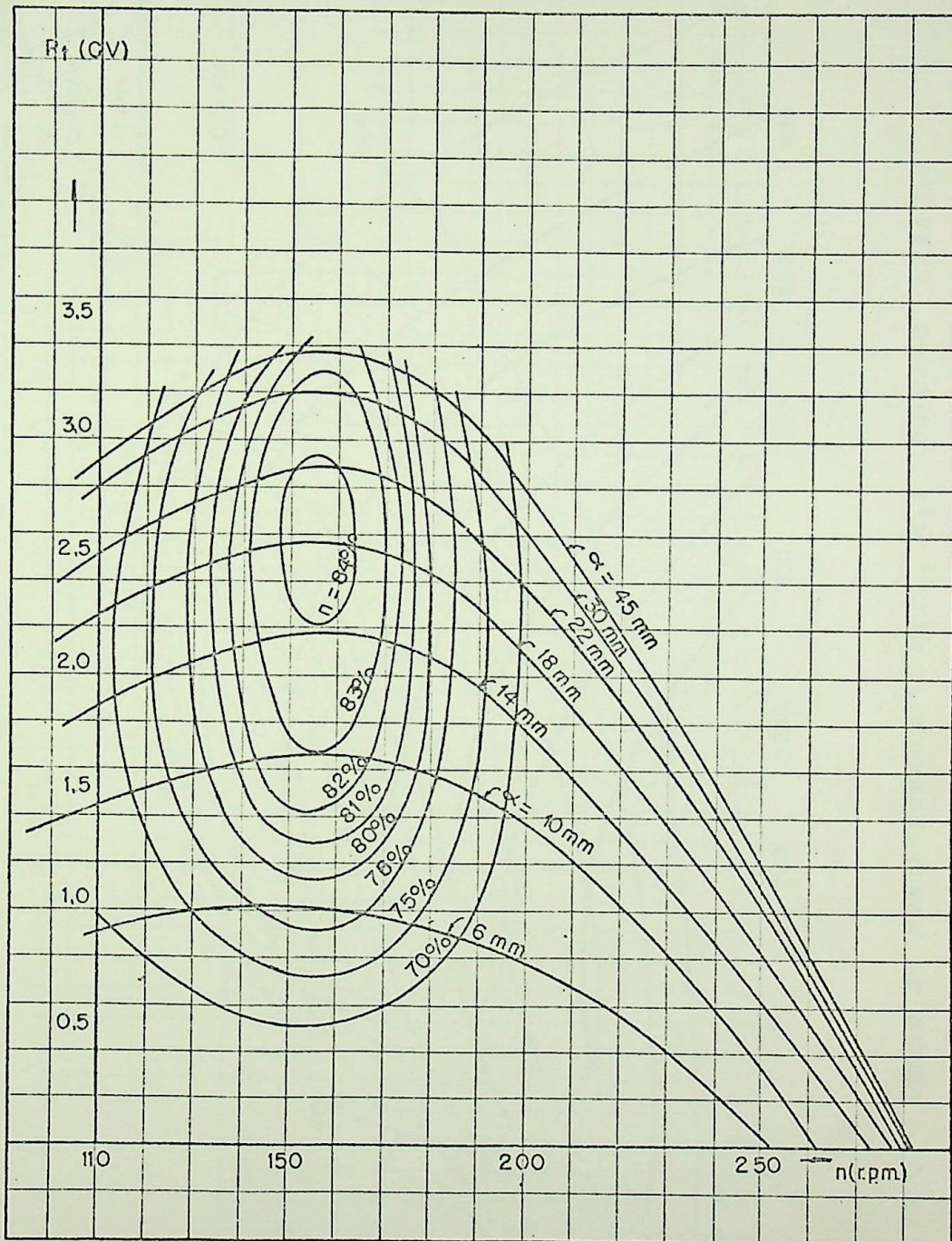


Fig. 10.2 - Campo de funcionamento $\eta(P_1, n_1)$ ¹⁵
turbina PELTON - ($n_s = 34$)
15 pás $D_e = 230$ (mm)
 $d_o = 34$ (mm)

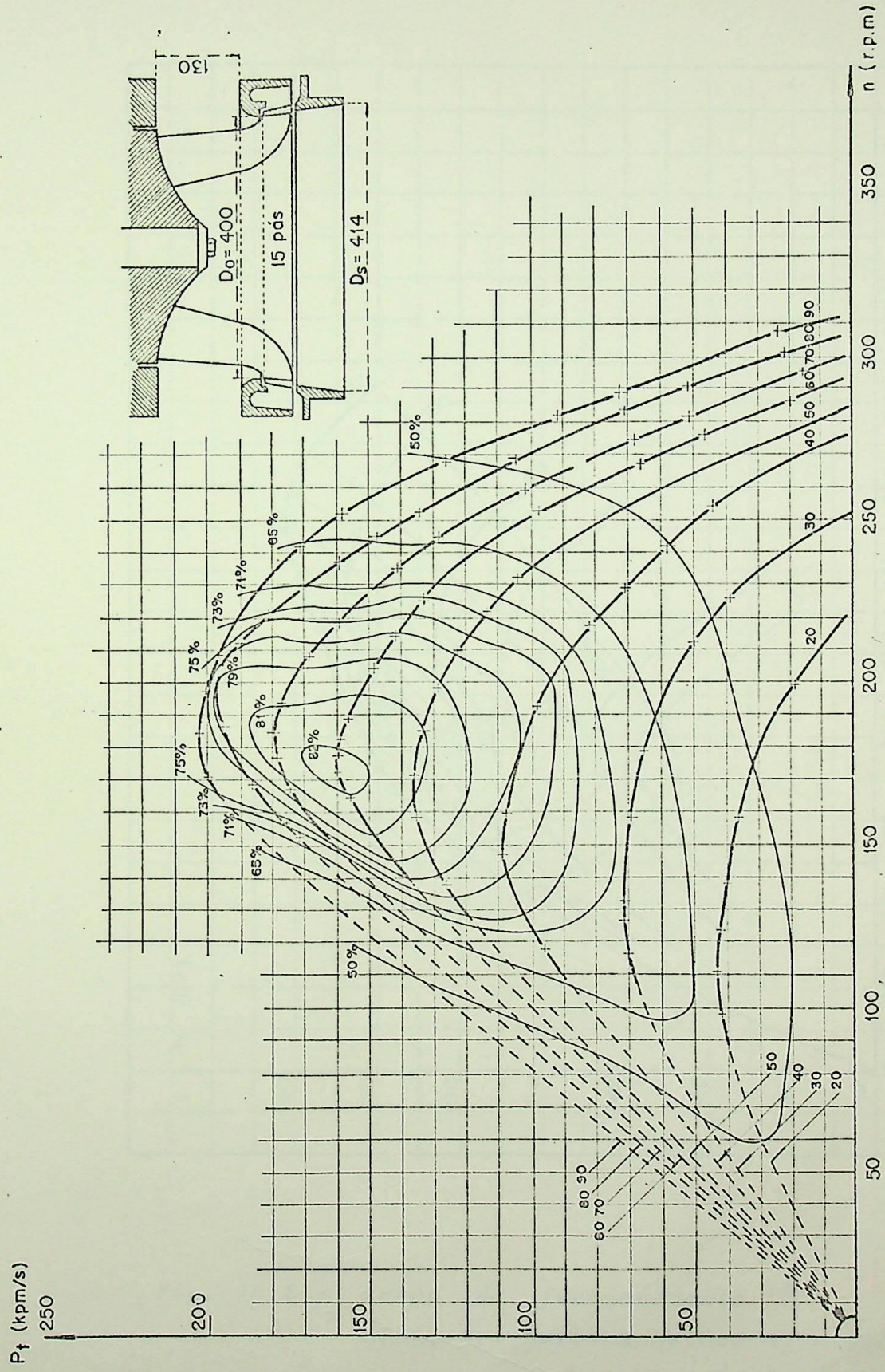


Fig. 10.4 - Campo de funcionamiento¹⁵ turbina FRANCIS $\eta(P, n)$
 $n_s = 280$

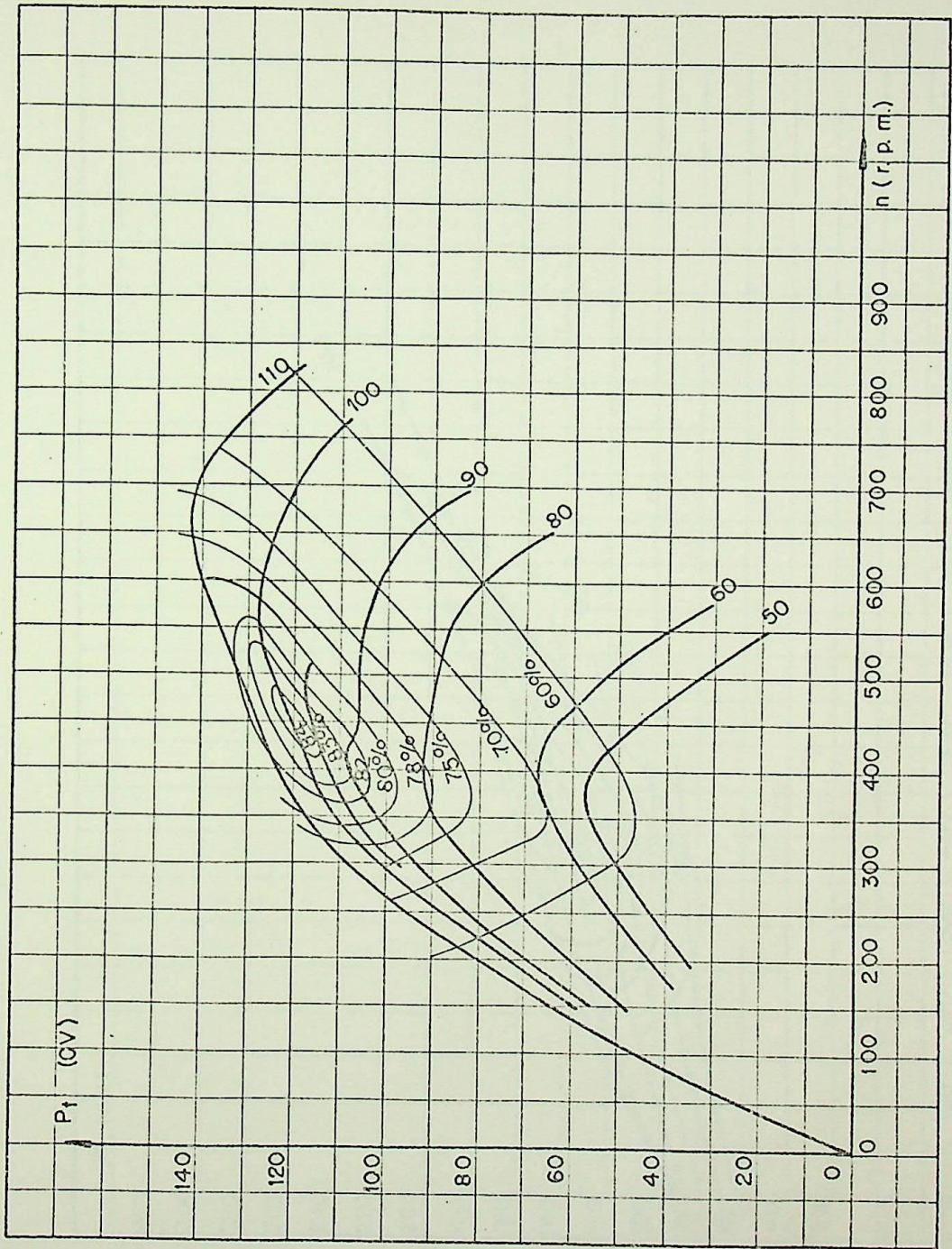


Fig. 10.5 - Campo de funcionamento ¹⁵
 $\eta(P_1, n_1)$ turbina helice $n_s = 600$

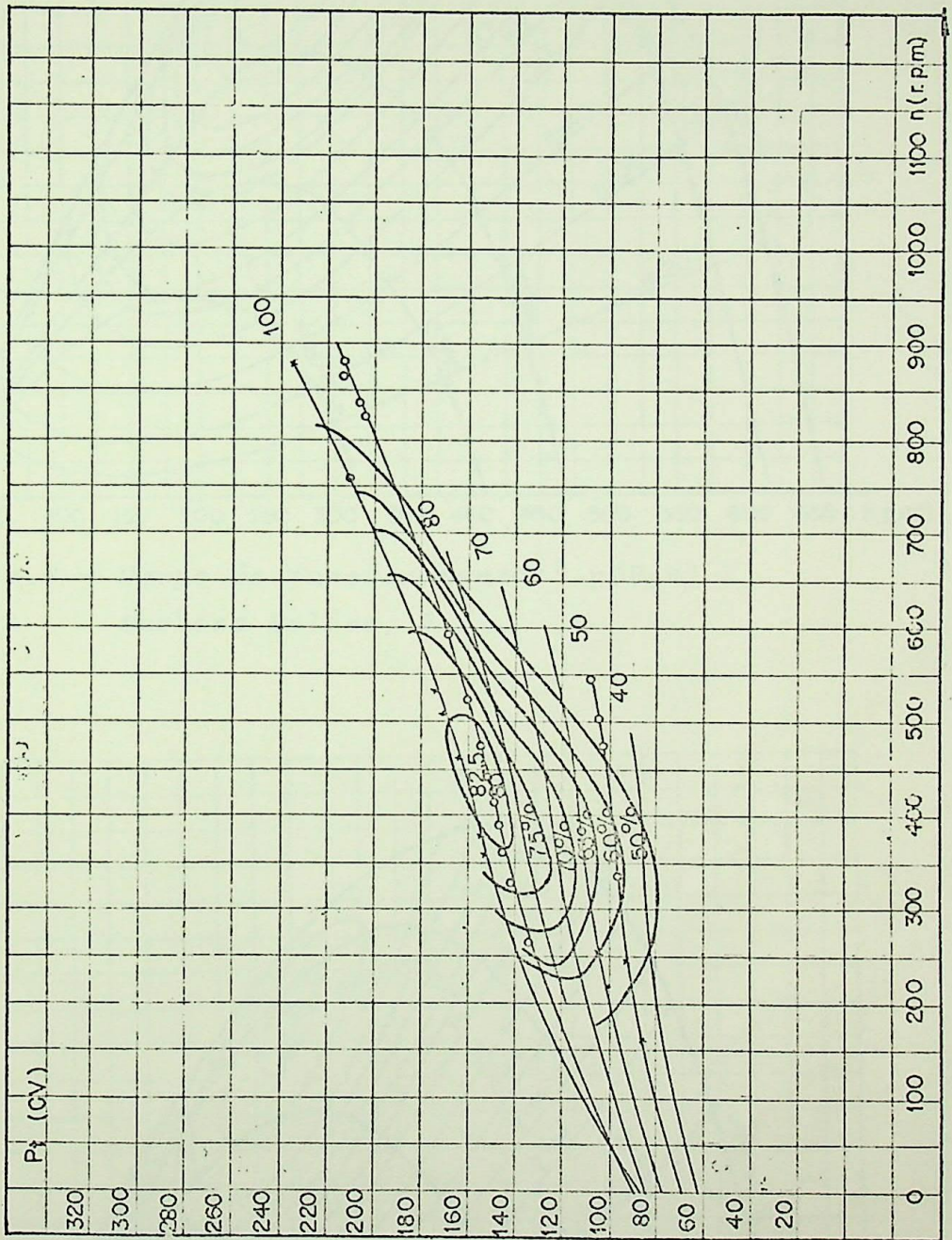
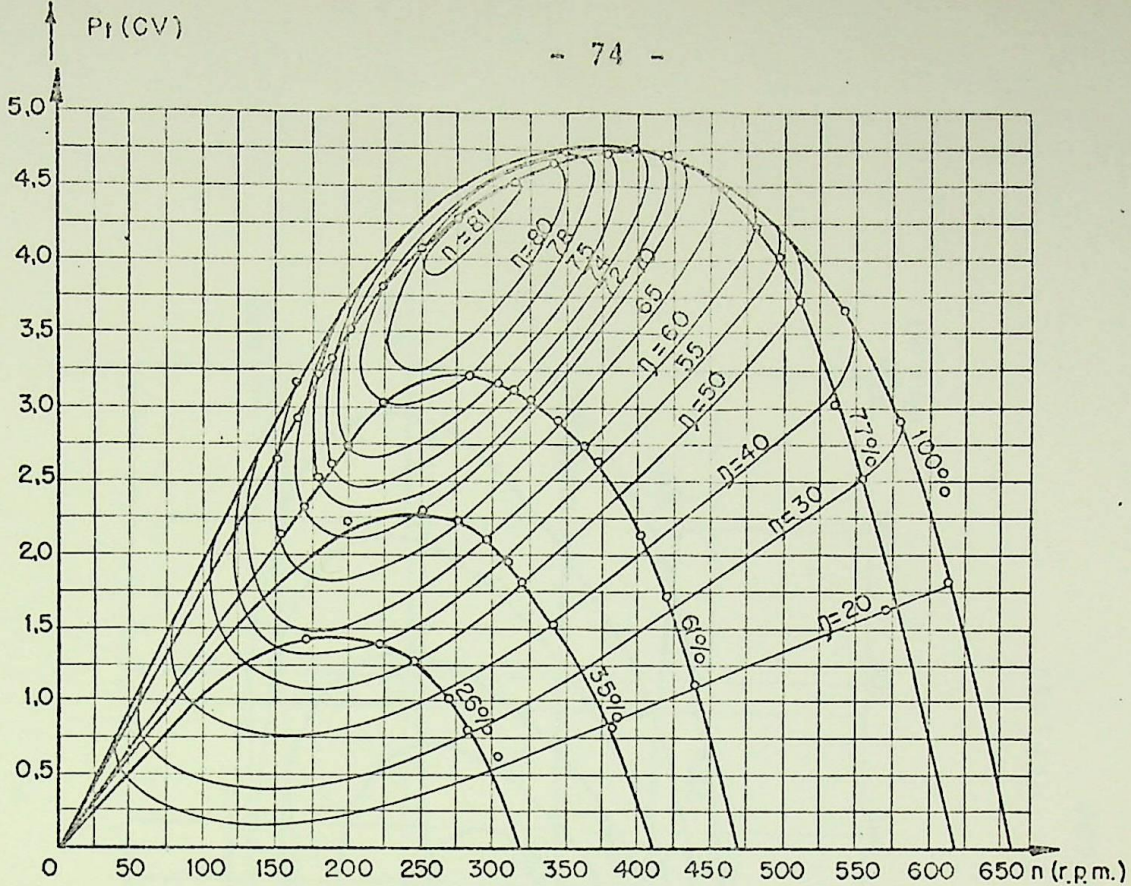
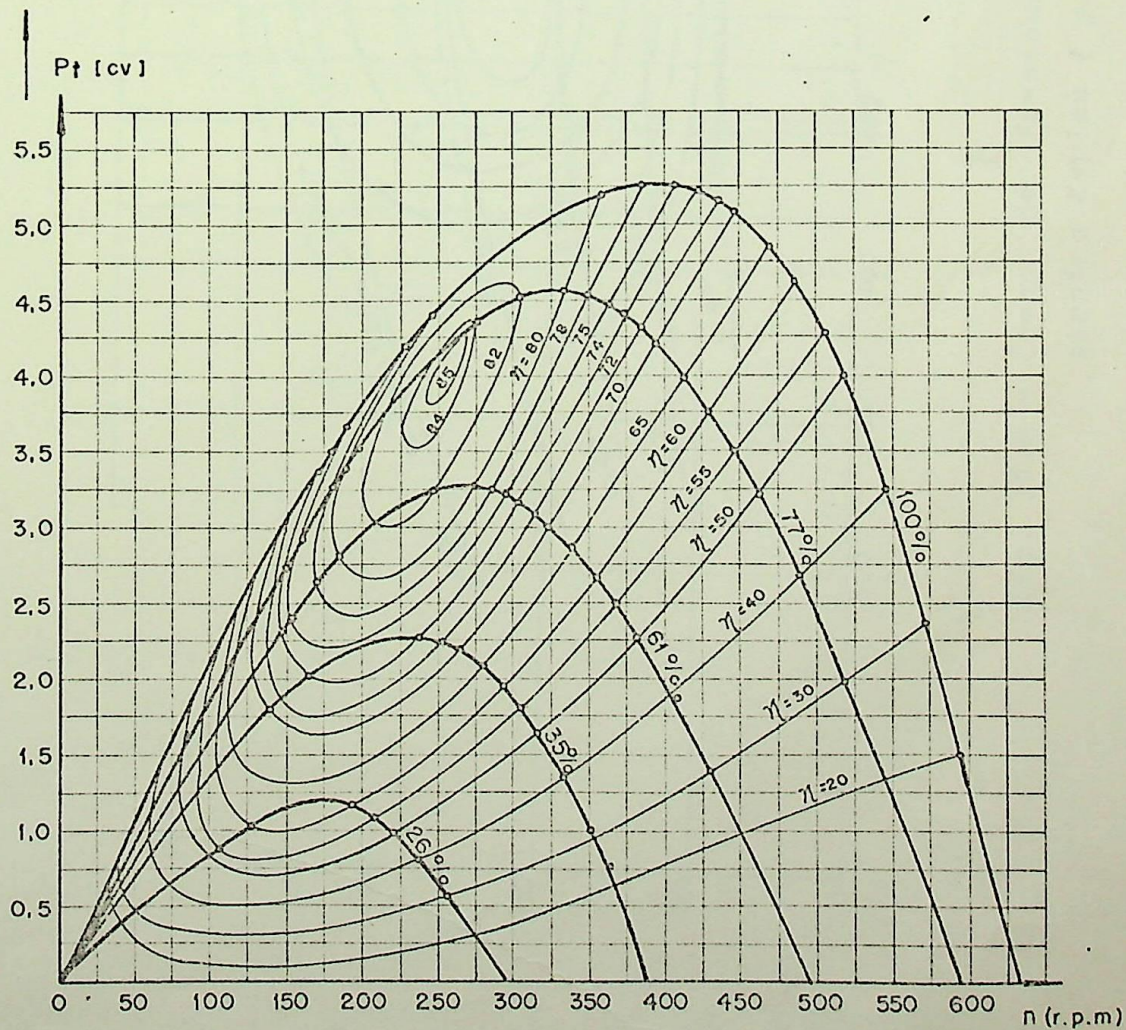


Fig. 10.6 - Campo de funcionamento ¹⁵
 $\eta(Q, n)$ turbina Helice.
 $n_s = 650$



10.7 - Campo de funcionamento $\eta(P, n)$
turbina Helice 5.5



10.8 - Campo de funcionamento $\eta(P, n)$
turbina Helice

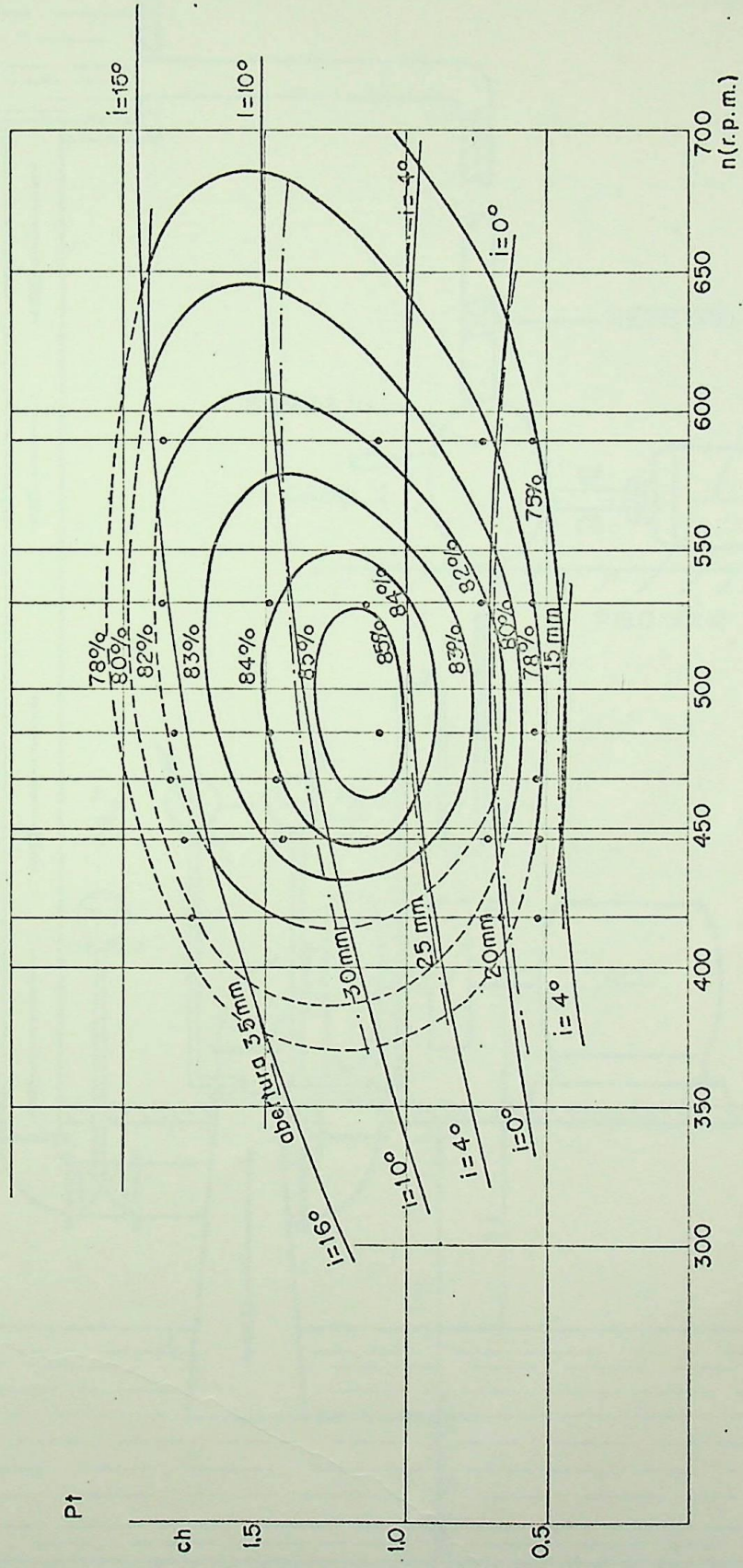


Fig. 10.9 - Campo de funcionamento $\eta(P_1 n_1)$
turbina Kaplan 4 pas $n_s = 600$

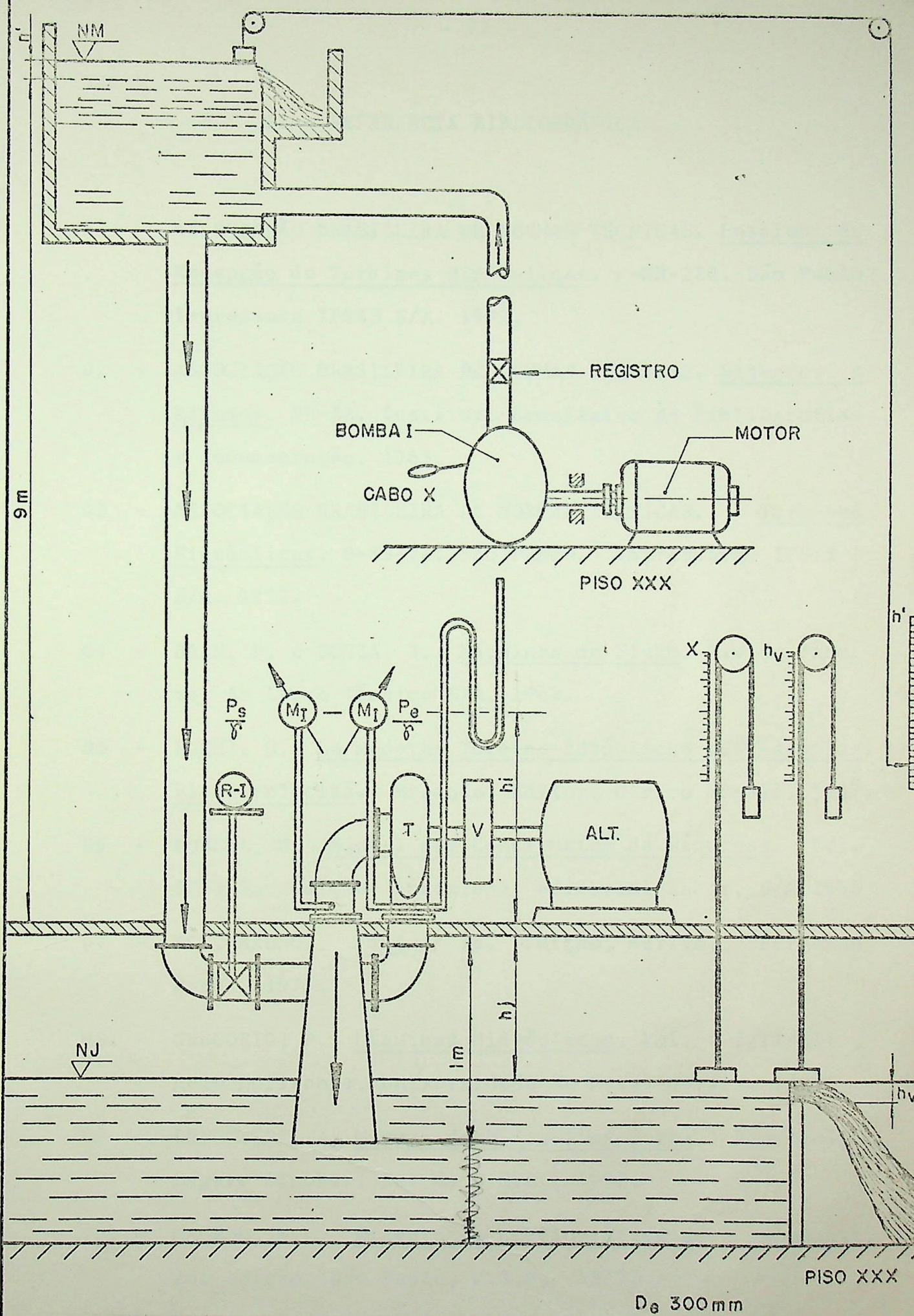


Fig. 10.10 - Banco de ensaio turbina FRANCIS ($n_s = 180$)

11 - REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- 01 - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Ensaio de Recepção de Turbinas Hidráulicas. P-NB-228. São Paulo Imprensa IPSIS S/A. 1972.
- 02 - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Sinopses e Resumos. NB-88. Instituto Brasileiro de Bibliografias e documentação. 1963.
- 03 - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Turbinas Hidráulicas. P-TB-74. São Paulo. Imprensa IPSIS S/A. 1972.
- 04 - BRAN, R. e SOUZA, Z. Máquinas de Fluxo. Rio de Janeiro. Ao Livro Técnico S/A. 1969.
- 05 - BUCHI, G. Le Moderne Turbine Idráuliche ed i Regola-ri di Velocità. Milando, Editore Ulrico Hoepli, 1957.
- 06 - DUBBEL, H. Manual del Constructor de Máquinas. Vol. I/II 3a. edição, Barcelona, Editorial Labor, S/A. 1965
- 07 - ECK, BRUNO. Fans. 1a. Edição, Berlin, Pergamon Press, 1973.
- 08 - GREGORIG, R. Máquinas Hidráulicas. Vol. I/II/III, Belo Horizonte, Universidade de Minas Gerais. 1967.
- 09 - LENCASTRE, A. Manual de Hidráulica Geral. São Paulo, Edgard Blucher, Ed. da U.S.P., 1972.
- 10 - MACEDO, N.O. Orientação Bibliográfica ao Estudante. 2a. edição, São Paulo, U.S.P.. 1972.
- 11 - NECHLEBA, M. Hydraulic Turbines, their Design and

Equipment, Prague, Artia, 1972.

- 12 - PFLEIDERER, C. Bombas Centrífugas y Turbo Compresores. 4a. Edição, Barcelona, Editora Labor S/A. 1960.
- 13 - RAABE, J. Máquinas Hidráulicas. Vol. I/II/III. São Paulo, EPUSP. 1975.
- 14 - SOUZA, Z. Comportamento das Máquinas de Fluxos Frias 2a. Edição, Itajubá, IEI. 1968.
- 15 - TENOT, ANDRE. Turbines Hydrauliques et Régulateurs Automatiques de Vitesse. Vol. II/III, Paris, Éditeur Eyrolles. 1935.
- 16 - VARLET, HENRI. Turbines Hydrauliques et Groupes Hydroélectriques. Paris, Éditions Eyrolles. 1964.
- 17 - _____, Elementos de Documentação. Campinas, Pontifícia Universidade Católica.

INDICE

	pag.
1. SIMBOLOS E CONVENÇÕES.....	1
1.1 - Simbologia adotada.....	1
1.2 - Convenções adotada.....	3
2. SINOPSE.....	4
3. INTRODUÇÃO.....	5
4. OBJETIVOS.....	7
5. CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	8
5.1 - Meios utilizados para alteração da frequencia..	8
5.2 - Elementos basicos de orientação do estudo.....	10
5.2.1 - Comportamento de turbinas sob queda constante e rotação variavel.....	13
5.2.1.1 - Comportamento da vazão quando for alterado rotação sob que da constante.....	13
5.2.1.2 - Curvas generalizadas de potên cia função de rotação para queda constante.....	13
5.2.1.3 - Curvas generalizadas de momen to função de rotação para que da constante	16
5.2.2 - Comportamento de turbinas tipos FRANCIS com representação em diagrama topografi co.....	19
5.2.3 - Equações fundamentais.....	23
5.2.3.1 - Equações gerais.....	23

	pag.
5.2.3.2 - Características do rotor.....	24
6. EQUACIONAMENTO TEÓRICO.....	28
6.1 - Relação entre ângulo de entrada e saída do ro tor com rotação específica.....	28
6.2 - Comportamento de turbinas com queda e rotação constante com a variação da rotação.....	33
6.2.1 - Comportamento do rendimento tendo em vista a variação da vazão.....	34
6.3 - Comportamento de turbina quando submetida a uma alteração de sua rotação.....	42
6.3.1 - Alteração da vazão em função da rota ção.....	43
6.3.2 - Dependencia do rendimento com altera ção da rotação.....	30
7. MODIFICAÇÕES A SEREM INTRODUZIDAS.....	52
7.1 - Modificações no rotor.....	52
7.2 - Modificações gerais.....	57
7.2.1 - Sistema distribuidor.....	57
7.2.2 - Sistema de lubrificação.....	57
8. ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	59
9. CONCLUSÕES.....	65
10. APÊNDICE.....	67
11. REFERÊNCIA BIBLIOGRAFICA.....	77

621.224:62-531(043.2)

Varella, Sebastião

V293a

Alterações em turbinas hidráulicas de forma a manter a mesma potência, quando for alterada a rotação.

TOMBO: 108

Data

ASSINATURA

Data

2870

0 7 9 7 11

EFEI

BIBLIOTECA MAUÁ

Esta publicação deverá ser devolvida dentro do prazo estipulado.

O leitor é responsável pela publicação em seu poder.