

TESE

13



ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ



EFEI

SISTEMÁTICA PARA ESTUDOS PRELIMINARES
DE INSTALAÇÕES COM TURBINAS A GÁS

ZULCY DE SOUZA

TESE DE LIVRE DOCÊNCIA

J

1973

MINAS GERAIS

Class. 621.438.005:536.74(043.2)

Cutt. \$ 719s

Tombo 13

P R Ó L O G O

Apresento minha Tese para Livre Docência, fruto de muitos a nos de estudo e experiência. A Tese, aparentemente teórica, na realidade tem muito de prática já que tal sequência seria impossível de ser feita se o comportamento de instalações existentes não fosse analisados para fornecerem os elementos básicos. Assim, por exemplo as curvas $\psi = f(\varphi)$ e $\eta = f(\varphi)$ para tipos de estágios tem que ser obtidos em bancos de ensaios. As apresentadas neste trabalho não foram obtidas nos laboratórios de Mecânica da EFEI, porém são obtidas do mesmo modo que centenas aqui determinadas para outros fins.

A questão do comportamento, abordada no capítulo das conclusões, fornece características que podem ser consideradas e tem sido conseguidas através do estudo do sistema de regulagem da instalação.

Devido a amplitude do assunto a questão bibliográfica é muito ampla, tendo sido colocada somente a mais importante. Muito do que foi apresentado foi obtido diretamente nos fabricantes através de entrevistas com engenheiros e pesquisas a arquivos sempre conseguida com muita dificuldade.

Muitas aproximações foram feitas que podem a primeira vista chocar os leitores, porém, deve-se alertar que é uma sequência para o primeiro pré-dimensionamento, cujo objetivo é fornecer o instrumental para as fases de análise física, econômica e financeira do ante-projeto, as quais são indispensáveis para as várias fases do projeto detalhado.

Gostaria também, de lembrar que podem ser encontrados enganos nos vários cálculos, porém não creio que os mesmos possam influir nos resultados finais.

II

O problema das convenções também foi crítico devido aos vários assuntos tratados. Procurei, sempre que possível usar um símbolo para cada grandeza.

Encerrando, não poderia deixar de agradecer sem citar nome a todos que colaboraram neste trabalho desde os engenheiros e pesquisadores do Departamento de Turbinas da Sulzer Freres na Suíça, aos colegas da EFEI, até monitores, desenhistas e datilógrafos.

Obrigado.

Z.S.

I N D I C E

	Página
PRÓLOGO	I
INDICE	III
CONVENÇÕES	V
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Objetivos	1
1.2 - Limitação	1
2 - ANÁLISE TÉRMICA	3
3 - SEQUÊNCIA PARA CÁLCULO PRELIMINAR TÉRMICO E MECÂNICO DE INSTALAÇÃO COM TURBINA A GÁS	12
3.1 - Generalidades	12
3.2 - Dados para o cálculo termodinâmico	12
3.3 - Cálculos térmicos preliminares	17
3.3.1 - Turbocompressor	17
3.3.2 - Turbina	18
3.3.3 - Recuperador	18
3.3.4 - Massas de ar e de combustível	19
3.3.5 - Dados para o cálculo mecânico preliminar.	20
3.4 - Coeficientes adimensionais para turbo-máquinas ...	21
3.5 - Dimensionamento preliminar	22
3.5.1 - Turbina	22
3.5.2 - Turbocompressor	28
3.5.3 - Câmara de combustão	30
3.5.4 - Recuperadores de calor	31
4 - SEQUÊNCIA PARA CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DOS ESTÁGIOS DE TURBINAS E TURBOCOMPRESSORES AXIAIS	40
4.1 - Generalidades	40
4.2 - Injetores e difusores	40
4.3 - Equações gerais para o cálculo estágio por estágio	43

	página
4.4 - Tabelas	47
4.5 - Cálculo das tensões	47
4.5.1 - Generalidades	47
4.5.2 - Cálculo da tensão total nas aletas e pás	47
4.5.3 - Cálculo de vibrações.....	53
5 - APLICAÇÃO DA SEQUÊNCIA	56
5.1 - Aplicação.....	56
5.1.1 - Ciclo e elementos adotados	56
5.1.2 - Turbocompressor	56
5.1.3 - Turbina	57
5.1.4 - Dimensões principais da turbina de alta pressão	59
5.1.5 - Dimensões principais do turbocompressor.	62
5.1.6 - Dimensões principais da turbina de po - tência	64
5.1.7 - Resultados.....	66
5.2 - Aplicação	66
5.2.1 - Cálculo da turbina	66
5.2.2 - Cálculo do turbocompressor	80
5.2.3 - Potência disponível	83
5.2.4 - Câmara de combustão	83
5.3 - Recuperador de calor	83
5.3.1 - Cálculo para recuperador de correntes paralelas, sentidos opostos	83
5.3.2 - Tentativas para recuperador de corren - tes cruzadas	87
6 - CONCLUSÕES	96
DIAGRAMAS	109
BIBLIOGRAFIA	176

	página
4.4 - Tabelas	47
4.5 - Cálculo das tensões	47
4.5.1 - Generalidades	47
4.5.2 - Cálculo da tensão total nas aletas e pás	47
4.5.3 - Cálculo de vibrações.....	53
5 - APLICAÇÃO DA SEQUÊNCIA	56
5.1 - Aplicação.....	56
5.1.1 - Ciclo e elementos adotados	56
5.1.2 - Turbocompressor	56
5.1.3 - Turbina	57
5.1.4 - Dimensões principais da turbina de alta pressão	59
5.1.5 - Dimensões principais do turbocompressor.	62
5.1.6 - Dimensões principais da turbina de po - tência	64
5.1.7 - Resultados.....	66
5.2 - Aplicação	66
5.2.1 - Cálculo da turbina	66
5.2.2 - Cálculo do turbocompressor	80
5.2.3 - Potência disponível	83
5.2.4 - Câmara de combustão	83
5.3 - Recuperador de calor	83
5.3.1 - Cálculo para recuperador de correntes paralelas, sentidos opostos	83
5.3.2 - Tentativas para recuperador de corren - tes cruzadas	87
6 - CONCLUSÕES	96
DIAGRAMAS	109
BIBLIOGRAFIA	176

C O N V E N Ç Õ E S

- a_c - Condutividade térmica.
- a_1 - Fator de perda por irradiação.
- $(Ar)_{min}$ - Massa de ar mínimo.
- $(Ar)_{real}$ - Massa de ar real.
- $b_1 = \varphi_1 \cdot (1 - z_1^2)^{\frac{1}{k-1}}$ - Fator para cálculo das máquinas estágio por estágio.
- b_r - Comprimento radial das aletas ou pás.
- b_r^* - Comprimento radial das aletas ou pás considerando o efeito da temperatura.
- B - Relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos que cedem e que recebem calor.
- c - Velocidade absoluta ou comprimento da corda do perfil.
- c_a - Velocidade do ar no recuperador de calor.
- c_F - Comprimento genérico da corda do perfil das aletas ou pás.
- c_{FR} - Comprimento da corda do perfil das aletas ou pás no rotor.
- c_m - Velocidade meridional.
- c_p - Calor específico a pressão constante.
- c_{pa} - Calor específico a pressão constante para o ar.
- c_{pg} - Calor específico a pressão constante para os gases de combustão.

VI

c_{som}	- Velocidade do som no meio.
c_u	- Componente da velocidade absoluta na direção <u>tan</u> gencial.
c_v	- Calor específico a volume constante.
c_{va}	- Calor específico a volume constante para o ar.
c_{vg}	- Calor específico a volume constante para os ga- ses de combustão.
d	- Diâmetro.
d_e	- Diâmetro externo dos tubos do recuperador de ca- lor.
d_i	- Diâmetro interno dos tubos do recuperador de ca- lor.
d_T	- Diâmetro do tubo envoltório do recuperador de ca- lor.
D	- Dimensão característica ou diâmetro.
D^*	- Diâmetro, quando é considerado o efeito de <u>tempe</u> ratura.
D_{ca}	- Diâmetro útil de câmara de combustão.
D_E	- Diâmetro externo das aletas ou pás.
D_h	- Diâmetro hidráulico.
D_m	- Diâmetro médio.
D_R	- Diâmetro do rotor.
e	- Espessura da parede dos tubos do recuperador de calor.
E	- Módulo de elasticidade.
E_P	- Energia total relativa a uma aleta.
E_M	- Energia total relativa a uma pá.
E_t	- Energia total.

- f - Fator de correção do número de estágios.
 f_a - Fator de arranjo dos tubos no recuperador de calor.
 f_e - Fator de estrangulamento.
 f_f - Fator de forma no recuperador de calor.
 f_F - Coeficiente de vibração a flexão.
 f_s - Fator que leva em conta os elementos da seção de engaste.
 f_T - Coeficiente de vibração a tração.
 f_u - Fator de unidade.
 f_∞ - Fator relativo ao número infinito de estágios.
 f_τ - Fator da equação (4.28).
 f_{τ^*} - Fator da equação (4.29).
 f_2 - Coeficiente de proporcionalidade.
 $F = \frac{u^2}{2 \cdot c_p \cdot \theta}$ - ou força.
 F_C - Força centrífuga.
 F_{uF} - Força tangencial a aleta.
 F_{uM} - Força tangencial a pá.
 F_{uM}^* - Força tangencial a pá considerando o efeito da temperatura.
 F_u - Força tangencial.
 F_u^* - Força tangencial considerando o efeito de temperatura.
 F_u' - Projeção de força tangencial na direção u .
 g - Aceleração normal da gravidade.
 G - E/2,6.
 h - Entalpia.

- h_{ad} - Energia adiabática específica.
 $h_u = f_u \cdot u^2$.
 $h_{4,5}$ - Energia adiabática da expansão.
 $h_{1,2}$ - Energia politrópica da compressão.
 i - Número de circunferência de tubos no recuperador de calor na direção radial ou índice quando indica um elemento genérico.
 J - Momento de inércia.
 k - Expoente da adiabática.
 k_a - Expoente da adiabática para o ar.
 k_g - Expoente da adiabática para os gases de combustão.
 K - Coeficiente total de transmissão de calor.
 $l_{ad.c}$ - Trabalho adiabático de compressão.
 $l_{ad.exp}$ - Trabalho adiabático de expansão.
 l_c - Trabalho específico do turbocompressor.
 l_{co} - Trabalho específico do turbocompressor no ponto de funcionamento.
 l_E - Comprimento axial do estágio.
 l_{el} - Trabalho específico elétrico.
 l_F - Comprimento axial das aletas.
 l_M - Comprimento axial das pás.
 $l_{pol.c}$ - Trabalho politrópico de compressão.
 l_T - Trabalho específico da turbina.
 l_{To} - Trabalho específico da turbina no ponto de funcionamento.
 l_u - Trabalho útil por unidade de massa.
 l'_u - Trabalho útil por unidade de volume.

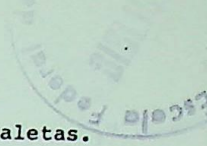
- l_{uo} - Trabalho útil por unidade de massa no ponto de funcionamento.
 L - Comprimento útil do recuperador.
 L_{ca} - Altura útil da câmara de combustão.
 L_L - Distância longitudinal entre centros de tubos do recuperador de calor.
 L_T - Distância transversal entre centro de tubos do recuperador de calor.
 L_X - Distância entre desviadores no recuperador de calor.
 \dot{m} - Massa em escoamento.
 \dot{m}_a - Massa de ar em escoamento.
 \dot{m}_c - Massa de combustível em escoamento.
 \dot{m}_g - Massa de gases de combustão em escoamento.
 M - Momento total.
 M_f - Momento fletor.
 n - Rotação.
 n_a - Rotação do alternador.
 n_c - Rotação do turbocompressor.
 n_{FF} - Rotação natural a flexão para as aletas.
 n_{FM} - Rotação natural a flexão para as pás.
 n_T - Rotação da turbina.
 n_{TF} - Rotação natural a torção para as aletas.
 n_{TM} - Rotação natural a torção para as pás.
 N_m - Número de mols.
 N_{Ma} - Número de Mach.
 N_{Nu} - Número de Nusselt.
 N_{Pe} - Número de Peclet.

N_{Pr}	- Número de Prandtl.
N_{Re}	- Número de Reynolds.
N_t	- Número do transmissor.
P	- Pressão estática.
P_a	- Pressão atmosférica.
P_d	- Pressão dinâmica.
P_{ds}	- Pressão dinâmica na saída.
P	- Potência nos bornes de saída do alternador.
P_o	- Potência nos bornes de saída do alternador no ponto de funcionamento.
P_c	- Potência do turbocompressor.
P_{co}	- Potência do turbocompressor no ponto de funcionamento.
PC_i	- Poder calorífico inferior do combustível.
P_T	- Potência da turbina.
P_{To}	- Potência da turbina no ponto de funcionamento.
q	- Calor fornecido por unidade de massa.
Q	- Calor fornecido a instalação.
Q_o	- Calor fornecido a instalação no ponto de funcionamento.
r_a	- Relação de ar.
r_p	- Razão da progressão geométrica.
R	- Constante do gás ou do ar.
R^*	- Raio considerando o efeito de temperatura.
R_a	- Constante do ar.
R_g	- Constante dos gases de combustão.
R_R	- Raio no rotor.
s	- Seção transversal de escoamento do fluido que ce

de calor.

- s' - Seção transversal de escoamento do fluido que recebe calor.
- s_F - Espessura da aleta na direção tangencial.
- s_M - Espessura de pá na direção tangencial.
- s_T - Superfície transversal do tubo envoltório do recuperador de calor.
- S - Superfície de transmissão de calor ou superfície normal a direção do escoamento ou superfície do perfil.
- S^* - Superfície do perfil considerando o efeito da temperatura.
- t - Temperatura estática em $^{\circ}C$ ou passo.
- t_a - Temperatura atmosférica em $^{\circ}C$.
- t_F - Passo para o sistema de aletas.
- t_M - Passo para o sistema de pás.
- t_p - Temperatura na parede.
- T - Temperatura estática em $^{\circ}K$.
- T_r - Temperatura de referência.
- u - Velocidade tangencial.
- u_F - Velocidade tangencial fictícia no diâmetro médio das aletas.
- u_M - Velocidade tangencial no diâmetro médio das pás.
- u_{\max} - Velocidade tangencial no diâmetro externo.
- U - Perímetro molhado.
- v - Volume específico estático.
- v_d - Volume específico dinâmico.
- V - Volume em escoamento.

V_{ca}	- Volume da câmara de combustão.
x	- Relação de energias ou fator de aproveitamento.
X	- Coeficiente de área.
X_a	- Coeficiente de área para estágio de ação.
X_r	- Coeficiente de área para estágio de reação.
y	- Relação entre o diâmetro externo e do rotor.
y^*	- Relação de diâmetros quando é considerado o efeito da temperatura.
y_l	- Relação entre um diâmetro genérico e o diâmetro do rotor.
Y	- Relação entre o diâmetro dos tubos do recuperador de calor.
w	- Velocidade relativa.
$w_{m\acute{a}x}$	- Velocidade relativa no diâmetro externo.
W	- Momento resistente.
z	- Número de estágios.
z_{1F}	- Número de aletas.
z_L	- Número de tubos em profundidade no recuperador de calor.
z_{1M}	- Número de pás.
z_s	- Número de passagens no recuperador de calor.
z_t	- Número de tubos do recuperador de calor.
$Z = F \cdot \varphi^2$	
α	- Ângulo que forma a velocidade absoluta com a tangencial.
α_c	- Coeficiente de transmissão de calor por convecção.
β	- ângulo que forma a velocidade tangencial com a relativa.
γ	- Peso específico.



- ω - Frequência natural.
- ω_{FF} - Frequência natural de flexão para as aletas.
- ω_{FM} - Frequência natural de flexão para as pás.
- ω_{TF} - Frequência natural de torção para as aletas.
- ω_{TM} - Frequência natural de torção para as pás.

$$\tau = \frac{k}{\rho \cdot c_p \cdot c}$$

- δ - ângulo que a corda forma com a direção da velocidade tangencial.
- δ_F - Ângulo que a corda das aletas forma com a direção da velocidade tangencial.
- δ_M - Ângulo que a corda das pás forma com a direção da velocidade tangencial.
- η - Rendimento do ciclo ou rendimento total.
- η_a - Rendimento do alternador.
- η_c - Rendimento indicado do turbocompressor.
- η_{co} - Rendimento indicado do turbocompressor no ponto de funcionamento.
- η_{cc} - Rendimento da câmara de combustão.
- η_d - Rendimento do difusor.
- η_{dc} - Rendimento do difusor do turbocompressor.
- η_{dT} - Rendimento do difusor da turbina.
- η_i - Rendimento do injetor.
- η_{ic} - Rendimento do injetor do turbocompressor
- η_{iT} - Rendimento do injetor da turbina.
- $(\eta)_i$ - Rendimento de um estágio genérico.
- η_m - Rendimento mecânico.
- η_r - Rendimento do redutor ou amplificador de velocidade.

η_R	- Rendimento do recuperador.
η_t	- Rendimento total.
η_T	- Rendimento interno da turbina.
$\eta_T' = \lambda \cdot \eta_T$	- Rendimento da turbina considerando as perdas na instalação.
η_{To}	- Rendimento interno da turbina no ponto de funcionamento.
η_{Ta}	- Rendimento interno de estágio de ação da turbina
η_{Tr}	- Rendimento interno de estágio de reação da turbina.
η_u	- Rendimento útil.
η_{uo}	- Rendimento útil no ponto de funcionamento.
$\eta_{0,1}$	- Rendimento da corrente.
θ	- Temperatura dinâmica.
λ	- Coeficiente de perda na instalação.
λ_c	- Coeficiente de transmissão de calor por condução.
μ	- Viscosidade dinâmica.
ν	- Viscosidade cinemática.
ζ	- Coeficiente de perda de carga.
ρ	- Massa específica.
ρ_b	- Massa específica em relação a temperatura relativa.
τ	- Tensão.
τ_{ad}	- Tensão admissível.
τ_f	- Tensão de flexão.
τ_t	- Tensão de tração.
ψ	- Coeficiente de velocidade.
ψ_a	- Coeficiente de velocidade para estágio de ação da turbina.

- φ_r - Coeficiente de velocidade para estágio de reação da turbina.
- ϕ - Relação de áreas normais às direções dos escoamentos no recuperador de calor.
- ψ - Coeficiente de energia.
- $\bar{\psi}$ - Valor médio do coeficiente de energia.
- ψ_a - Coeficiente de energia para estágio de ação da turbina.
- ψ_c - Fator de compressão.
- ψ_{co} - Fator de compressão para o ponto de funcionamento.
- $\psi_{c_{ot \cdot \eta}}$ - Fator de compressão ótimo relativamente ao rendimento máximo.
- $\psi_{c_{ot \cdot \lambda'_u}}$ - Fator de compressão ótimo relativamente ao trabalho útil máximo.
- ψ_r - Coeficiente de energia para estágio de reação da turbina.
- ψ_T - Fator de expansão.
- ψ_{T0} - Fator de expansão relativamente ao ponto de funcionamento.
- ω - Velocidade angular.
- Δh - Diferença de entalpias.
- Δh_{ad} - Queda entálpica total adiabática.
- $\Delta h_{ad \cdot i}$ - Queda entálpica adiabática do estágio i dividida pelo calor específico a pressão constante.
- Δh_{real} - Queda entálpica real.
- Δp - Perda de carga ou de pressão.
- Δp_a - Perda total de carga no recuperador de calor.
- Δp_{cc} - Perda de pressão na câmara de combustão.

- Δq - Perda de calor por unidade de massa.
 ΔQ - Perda de calor.
 Δt - Diferença logarítmica de temperatura.

- Os índices 1, 2, 2', 3, etc., indicam os estados do diagrama h ou T, s.
- No recuperador de calor foi usado (') para o ar ou fluido que vai ser aquecido.
- Índices duplos, a última letra sendo F indica referência a aleta M a pá e R ao rotor.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Objetivos

O presente trabalho visa sistematizar o estudo das instalações com turbinas a gás de modo a que um principiante neste fascinante campo da técnica possa rapidamente chegar as características em pré-dimensionamento das máquinas e aparelhos que compõe a instalação, estudando também seu comportamento quando há variação da temperatura na entrada do turbocompressor.

Com estas características servindo de base será mostrado como podem ser dimensionadas, em primeira aproximação, as duas principais máquinas da instalação, turbocompressor e turbina bem como o recuperador de calor.

Estes objetivos, creio, ser da maior importância, já que fornecem ao principiante uma visão de conjunto. Esta visão de conjunto é fundamental quando o principiante é estudante que sempre apresenta determinada dificuldade em associar o ensino ministrado nas diversas disciplinas que constituem os cursos de engenharia. Tenho observado nestes meus 15 anos de magistério superior, esta dificuldade, motivo pelo qual apresento este trabalho que tem muito mais de compilação, experiência e sistematização que de originalidade.

1.2 - Limitação

O trabalho sendo altamente objetivo, limitou-se a um estudo teórico das instalações com turbinas a gás em circuito fechado com recebimento e entrega de calor praticamente isobárica. Este estudo permite analisar as relações de pressão de compressão que fornecem os máximos rendimentos e potências tendo como grandezas

paramétricas rendimento de máquinas, aparelhos e relação entre a temperatura máxima e mínima do ciclo.

Com dados oriundos deste estudo e outros obtidos em ensaios através de uma sistemática bastante simples chega-se as características principais da instalação, partindo-se em seguida para o estudo estágio por estágio do turbocompressor e da turbina. Também o recuperador de calor é analisado e dimensionado.

Nas conclusões será mostrado como podem as relações obtidas servir para analisar o comportamento da instalação quando ocorre variação na temperatura de entrada do turbocompressor relativamente a aquela tomada como básica.

Vários exemplos numéricos completam o trabalho. Nestes exemplos foram usados os Sistemas Técnico e Internacional de Unidades, já que muitos dos diagramas ainda encontram-se no Sistema Técnico e não foi achado conveniente uma transposição devido a precisão e tempo.

2 - ANÁLISE TÉRMICA

O cálculo preliminar termodinâmico das turbinas* a gás considerando este como perfeito, corresponde a condições não muito afastadas da realidade e serve para ter-se uma idéia geral das características do ciclo. Este estudo permite também comparar diferentes fluidos de trabalho em função da constante R e da relação de calores específicos.

Sendo, N_m o número de mols, c_p e c_v os calores específicos a pressão e volume constante, tem-se:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{3 + 2 \cdot N_m}{1 + 2 \cdot N_m} \quad (2.1)$$

Na Fig. 2.1 está representada a equação (2.1).

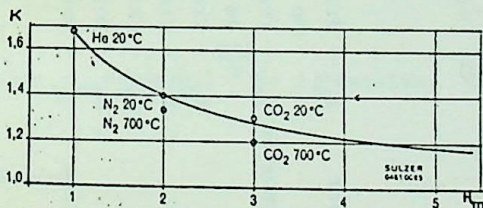


Fig. 2.1 - Expoente da adiabática em função do número de mols.

Será tomado como base a instalação da Fig. 2.2 composta de um turbocompressor, um recuperador de calor, uma câmara de combustão, uma turbina, um refrigerador, um redutor e uma máquina elétrica. Teoricamente o ciclo é com -

posto de uma compressão adiabática, um aquecimento isobárico, uma expansão adiabática e uma refrigeração isobárica. Trabalhando com gás suposto perfeito, tem-se o ciclo representado na Fig. 2.2 em que 1,2 e 4,5 são politrópicas.

A energia produzida por kg de massa em circulação será:

* - 1,8,11,13.

$$\ell_u = c_p \cdot [\eta_m \cdot (T_4 - T_5) - (T_2 - T_1)] = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\eta_m \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_5}{T_4} \cdot \frac{T_4}{T_1} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \quad (2.2)$$

O rendimento do ciclo será: $\eta = \frac{\ell_u}{c_p \cdot (T_4 - T_3)}$. Introduzindo

o rendimento do recuperador definido por: $\eta_R = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2}$, resulta:

$$\eta = \frac{\eta_m \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_5}{T_4} \cdot \frac{T_4}{T_1} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} - \eta_R \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \cdot \frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (2.3)$$

Tendo em vista os rendimentos do turbocompressor e da turbina:

$$\eta_C = \frac{\ell_{ad} \cdot c}{\ell_{pol} \cdot c} = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \psi_c}{c_p \cdot T_1 \cdot (T_2/T_1 - 1)} = \frac{\psi_c}{T_2/T_1 - 1}, \text{ logo}$$

Com $\psi_c = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1$, resulta: $\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{\psi_c}{\eta_C}$ (2.4)

Sendo:

$$\eta_T = \frac{1 - T_5/T_4}{1 - (p_5/p_4)^{\frac{k-1}{k}}} \text{ ou } \frac{T_5}{T_4} = 1 - \eta_T \cdot \left[1 - (p_5/p_4)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2.5)$$

Considerando as perdas de carga relativas do ciclo devido as perdas de pressão $\Sigma \frac{\Delta p}{p}$ o que ocasiona ter que ser:

$$\frac{P_2}{P_1} > \frac{P_4}{P_5} \quad \text{ou} \quad \frac{P_4}{P_5} = \frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - \Sigma \frac{\Delta p}{p}) \quad (2.6)$$

Definindo o coeficiente de perda como a relação entre:

1 - $(P_5/P_4)^{\frac{k-1}{k}}$ que é proporcional a energia teórica adiabática, e, aquela que foi fornecida pelo turbocompressor $1 - (P_1/P_2)^{\frac{k-1}{k}}$

tem-se: $\lambda = \frac{1 - (P_5/P_4)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (P_1/P_2)^{\frac{k-1}{k}}}$ resultando após substituições:

$$\lambda = 1 + \frac{1}{\psi_c} \cdot \left[1 - \frac{1}{(1 - \Sigma \frac{\Delta p}{p})^{\frac{k-1}{k}}} \right] \quad (2.7)$$

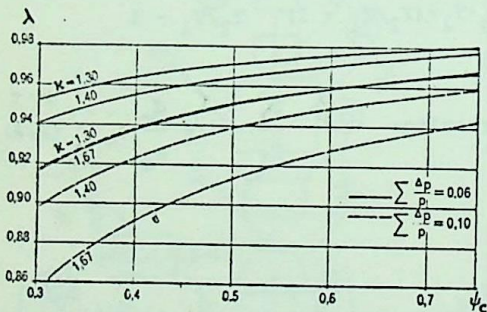


Fig. 2.3 - Influência do fluido no coeficiente de perda.

mesmo depende também de k.

O coeficiente λ é uma medida da redução do rendimento do ciclo devido as perdas. Como o fornecedor de energia é a turbina,

Na Fig. 2.3 estão representadas as curvas de $\lambda = f(\psi_c)$ para duas perdas relativas normalmente possíveis nos circuitos de turbina a gás.

Da figura conclui-se que para igual perda relativa o tipo de fluido tem influência no valor de λ pois o

pode-se dizer que seu rendimento passou de η_T para $\eta'_T = \eta_T \cdot \lambda$ ou após substituições:

$$\frac{T_5}{T_4} = 1 - \eta'_T \cdot \frac{\psi_C}{1 + \psi_C} \quad (2.8)$$

Tendo em vista que:

$$c_p = \frac{k \cdot R}{k-1} \quad \text{e} \quad \rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (2.9)$$

Pede-se escrever a energia útil por kg de massa de gás.

$$\ell_u = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\eta_m \cdot \eta'_T \cdot \frac{\psi_C}{1 + \psi_C} \cdot \frac{T_4}{T_1} - \frac{\psi_C}{\eta_C} \right) \quad \text{e por m}^3 \text{ aspira}$$

do:

$$\ell'_u = \rho \cdot \ell_u \quad (2.10)$$

Para o rendimento, obtem-se:

$$\eta = \frac{\eta_m \cdot \eta'_T \cdot \frac{\psi_C}{1 + \psi_C} \cdot \frac{T_4}{T_1} - \frac{\psi_C}{\eta_C}}{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1 - \frac{\psi_C}{\eta_C} \right) \cdot (1 - \eta_R) + \eta_R \cdot \eta'_T \cdot \frac{\psi_C}{1 + \psi_C} \cdot \frac{T_4}{T_1}} \quad (2.11)$$

Fixados os rendimentos e a relação de temperatura, constata-se que deve existir, independente da natureza do gás, e, para um $\psi_{Cot} \cdot \ell'_u$ ou $\psi_{Cot} \cdot \eta$ uma produção máxima de energia ou um valor máximo do rendimento. Estes valores são obtidos, fazendo-se:

$$\frac{\partial \ell'_u}{\partial \psi_c} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial \eta}{\partial \psi_c} = 0$$

Isto feito, obtem-se:

$$\psi_{\text{Cot} \cdot \eta}'_u = (\eta_m \cdot \eta_c \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_5})^{1/2} - 1 \quad (2.12)$$

$$\psi^2_{\text{Cot} \cdot \eta} \cdot \left[(1 - \eta_R) \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_1} + \eta_m \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_1} \right) - \eta_R \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_5} \right] - 2 \cdot \psi_{\text{Cot} \cdot \eta} \cdot$$

$$\cdot (1 - \eta_R) \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) + (1 - \eta_R) \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \cdot (\eta_m \cdot \eta_c \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_1} - 1) = 0 \quad (2.13)$$

Somente uma solução desta equação tem sentido físico. Como o ciclo fechado sempre emprega recuperador, pode-se tomar para o rendimento do recuperador 0,75. As considerações feitas também, são aplicáveis a ciclos abertos desde que as condições do fluido no escape possam ser consideradas iguais ao que é admitido no turbocompressor. No caso do rendimento do recuperador ser zero tem-se:

$$\psi_{\text{Cot} \cdot \eta} \cdot \left(1 + \eta_m \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_5} - \frac{T_4}{T_1} \right) - 2 \cdot \psi_{\text{Cot} \cdot \eta} \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) + \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \cdot$$

$$\cdot (\eta_m \cdot \eta_c \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_1} - 1) = 0 \quad (2.14)$$

Para a suposição de recuperação total, $\eta_R = 1$,

$$\psi_{\text{Cot} \cdot \eta} \cdot \eta'_{\text{T}} \cdot \frac{T_4}{T_1} = 0 \quad \text{logo:} \quad \psi_{\text{Cot} \cdot \eta} = 0$$

O que mostra a necessidade de ter-se uma relação de pressão igual a 1.

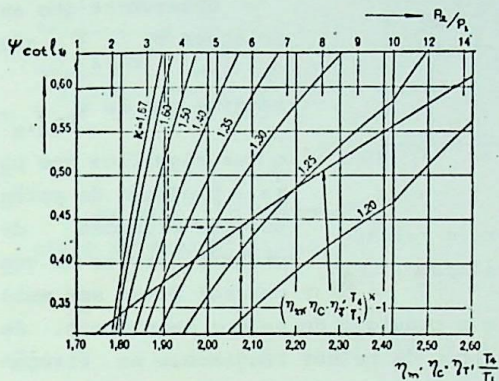


Fig. 2.4 - Diagrama para cálculo da relação de pressão para obtenção da potência máxima através da relação (2.12).

A Fig. 2.4 mostra $\psi_{\text{Cot} \cdot \eta'_u}$ da relação

(2.12) em função de

$$\left(\eta_m \cdot \eta_c \cdot \eta'_T \cdot \frac{T_4}{T_1} \right)^{1/2}$$

tendo k como parâmetro.

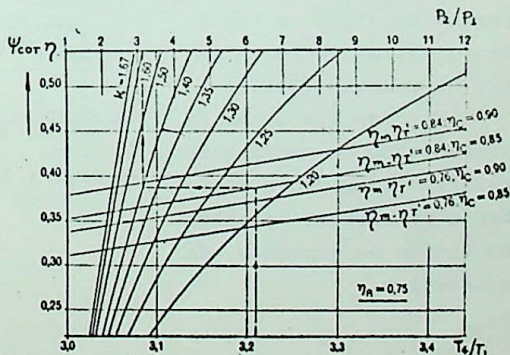
Na parte de cima foi colocada a relação ótima de compressão, P_2/P_1

para uma produção máxima de energia por m^3

de gás aspirado. Observe-se que o η_R não

influi no $\psi_{\text{Cot} \cdot \eta'_u}$.

Fig. 2.5 - Diagrama para cálculo da relação de pressão para obtenção do rendimento máximo através da relação (2.13)



Na Fig. 2.5, pode-se ler diretamente a relação de pressão de compressão, semelhantemente a Fig. 2.4 somente que levando em conta a condição de ótimo. Na Fig. 2.6 foi expresso a produção relativa de energia para condição de máxima energia e de máximo rendimento.

Observa-se que as relações $\psi_{Cot \cdot \eta}$ são maiores que as $\psi_{Cot \cdot \eta'}$

o que significa que para a produção de potência, as relações de pressões ótimas do compressor devem ser mais elevadas que as obtidas com a condição de melhor rendimento. Se for tomado como base a condição de melhor rendimento na fixação da relação de pressão, a potência ficará reduzida de 3 a 5%, por unidade de volume. Sendo esta perda mínima não é racional fazer-se uma relação de pressão maior, deixando a potência máxima para uma sobrecarga. A Fig. 2.7 fornece para a condição de rendimento máximo obtido através da relação (2.11).

Fig. 2.6 - Produção de energia relativa através da relação (2.10)

Na Fig. 2.8 estão apresentados o rendimento relativo do ciclo e a produção de energia relativa em função do expoente da adiabática.

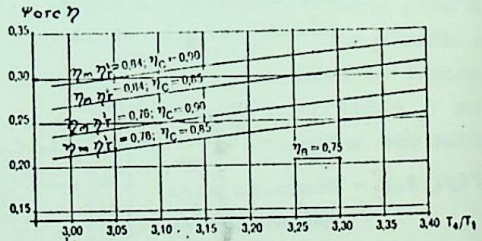


Fig. 2.7 - Rendimento do ciclo obtido através da relação (2.11).

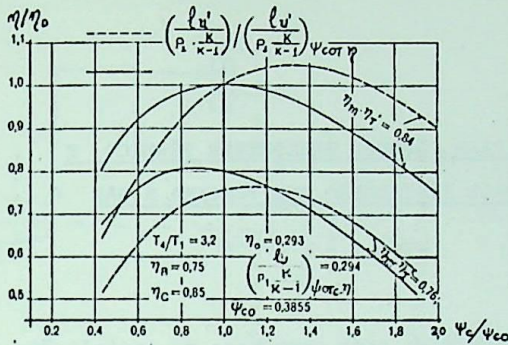
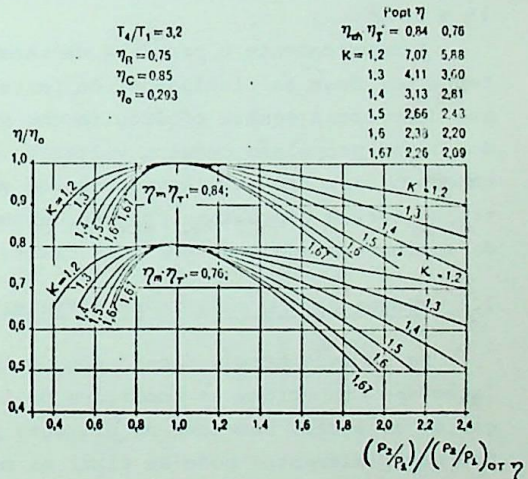


Fig. 2.8 - Curvas de rendimento do ciclo e produção de energia em função do expoente da adiabática

Na Fig. 2.9, pode-se observar a influência no rendimento do ciclo do fluido de trabalho.

Fig. 2.9 - Rendimento do ciclo em função da relação de pressão do turbo-compressor.



3 - SEQUÊNCIA PARA CÁLCULO PRELIMINAR TÉRMICO E MECÂNICO DE INSTALAÇÃO COM TURBINA A GÁS

3.1 - Generalidades

O estudo a ser desenvolvido toma como base as instalações com turbina a gás em ciclo aberto. Estas instalações podem ser sem e com recuperação.

Nas Fig.s 3.1 e 3.2 estão representados os dois tipos de instalação com seus elementos principais.

No aspecto de rendimento o ciclo com recuperação é superior ao sem recuperação. No estágio atual com recuperação este rendimento está entre 23 e 28% enquanto sem recuperação encontra-se entre 15 e 23%.

Economicamente o problema da recuperação deve ser examinado, tendo por base as finalidades da instalação. Para produção contínua de energia sempre o circuito com recuperação pode ser empregado. Já na propulsão naval o volume do recuperador pode tornar vantajoso o circuito sem recuperação. O mesmo acontece na aviação. Na tração férrea o problema pode ser estudado, havendo possibilidade de aplicar-se qualquer dos dois casos.

3.2 - Dados para o cálculo termodinâmico

De um modo geral, dependendo do local e finalidades da instalação, são conhecidas as condições de temperatura, umidade e composição do ar local, bem como as pressões para as várias épocas do ano. Com estes elementos pode-se fixar as condições de entrada no turbocompressor e do escape após a turbina ou recuperador. Também são conhecidos a potência necessária e o combustível a ser empregado.

A firma construtora de seus arquivos consegue fixar aproxima-

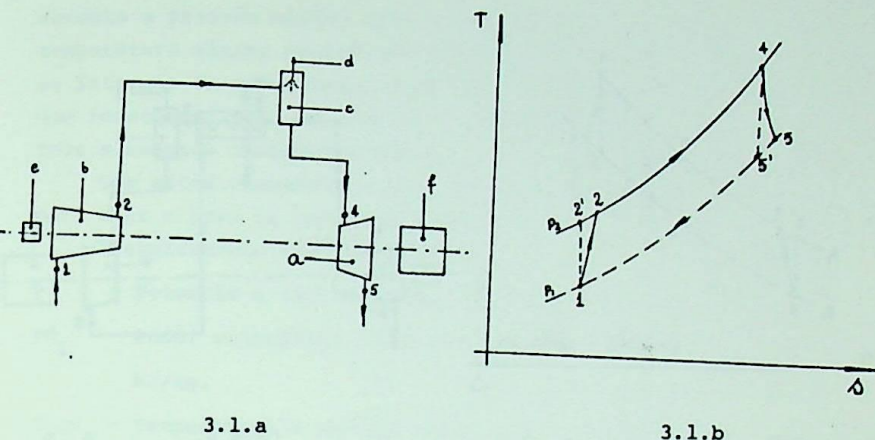


Fig. 3.1 - Instalação de potência com turbina a gás, ciclo aberto, sem recuperação.

- 3.1.a - a) Turbina
b) Turbocompressor
c) Câmara de combustão
d) Injetor de combustível
e) Motor de arranque
f) Consumidor
- 3.1.b - 1.2) Compressão politrópica
1.2') Compressão adiabática
2.4) Calor específico isobárico
4.5) Expansão politrópica
4.5') Expansão adiabática
5.1) Escape

damente a pressão máxima após a compressão, e início da expansão, temperatura máxima na entrada da turbina, rendimentos adiabáticos ou internos da compressão, expansão, recuperação, do consumidor, dos redutores, etc., perdas de cargas e calor no circuito, e outros elementos indispensáveis ao início do cálculo.

Com estes elementos tem-se de tabelas os calores específicos para o ar e para os gases de combustão.

Resumidamente são conhecidos:

- P - Potencia a ser fornecida em kW ou CV .
- PC_1 - Poder calorífico inferior do combustível em kcal/kg ou kJ/kg.
- t_a, P_a - Temperatura e pressão atmosférica em $^{\circ}C$ e em bar ou ata.
- P_1 - Pressão na entrada do turbocompressor em ata, kg/m^2 ou bar.
- t_1 - Temperatura na entrada do turbocompressor em $^{\circ}C$.
- P_2 - Pressão na saída do turbocompressor em ata, kg/m^2 ou bar.
- t_4 - Temperatura na entrada da turbina em $^{\circ}C$.
- P_4 - Pressão na entrada da turbina em ata, kg/m^2 ou bar.
- P_5 - Pressão no escape em ata, kg/m^2 ou bar.
- η_c - Rendimento interno da compressão.
- η_T - Rendimento interno da expansão.
- η_R - Rendimento interno da recuperação.
- η_a - Rendimento do consumidor, alternador.
- η_r - Rendimento do redutor ou amplificador.
- η_m - Rendimento mecânico
- Δp - Perdas de carga ou pressão em ata, kg/m^2 ou bar.
- Δq - Perdas de calor em kcal/kg ou kJ/kg.
- c_{pa} e c_{va} - Calores específicos do ar a pressão e volume constante em kcal/kg $^{\circ}$ ou kJ/kg $^{\circ}$.

c_{pg} e c_{vg} - Calores específicos do gás a pressão e volume constante em kcal/kg φ ou kJ/kg φ .

$k_a = \frac{c_{pa}}{c_{va}}$ - Expoente da adiabática para o ar.

$k_g = \frac{c_{pg}}{c_{vg}}$ - Expoente da adiabática para o gás.

$r_a = \frac{(Ar)_{real}}{(Ar)_{min.}}$ - Relação de ar

Destes elementos pode-se limitar os seguintes para iniciar os cálculos.

$p_1 \approx 0,99 \cdot p_a$ - Depende da tomada de ar e tubos adicionais.

$p_2 < 7,0 \text{ b; } t_4 < 850^\circ\text{C}$

$1,03 \cdot p_4 \leq p_2 \leq 1,04 \cdot p_4$ - sem recuperação

$1,04 \cdot p_4 \leq p_2 \leq 1,05 \cdot p_4$ - com recuperação

$p_5 \approx 1,01 \cdot p_a$ - sem recuperação - chaminé

$1,02 \cdot p_a \leq p_5 \leq 1,03 \cdot p_a$ - com recuperação

$0,86 \leq \eta_c \leq 0,89$ - $0,96 \leq \eta_r \leq 0,98$

$0,88 \leq \eta_T \leq 0,91$ - $0,96 \leq \eta_m \leq 0,99$

$0,5 \leq \eta_R \leq 0,8$ - $0,96 \leq \eta_a \leq 0,97$

$0,85 \leq \eta_{ic} \leq 0,95$ - Rendimento do injetor de entrada do turbocompressor.

$0,6 \leq \eta_{dc} \leq 0,7$ - Rendimento do difusor da saída do turbocompressor.

$0,85 \leq \eta_{iT} \leq 0,95$ - Rendimento do injetor da entrada da turbina.

$0,6 \leq \eta_{dT} \leq 0,7$ - Rendimento do difusor da saída da turbina.

$\Delta p_{cc} \approx 500 \text{ kg/m}^2$ - Perdas de pressão na câmara de combustão. Valor que depende das características da câmara. 0

valor serve só como orientação . Perdas nos labirintos 18.

$a_1 \approx 1,02$ - fator de perda por irradiação do grupo.

$4,5 \leq r_a \leq 8$ - Relação de ar.

3.3 - Cálculos térmicos preliminares

3.3.1 - Turbocompressor - Normalmente faz-se uma tentativa para um só turbocompressor. Caso, o número de estágios seja muito elevado, rendimento interno baixo, temperatura após a compressão excessiva, recorre-se a dois turbocompressores com refrigeração intermediária.

Da Fig. 3.1 ve-se que teoricamente alcança-se p_2 através da adiabática 1-2'. A energia necessária por quilo de ar teórica será:

$$l_{1,2'} = 4,185 \cdot c_{pa} \cdot T_1 \cdot \left[(p_2/p_1)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] = 4,185 \cdot c_{pa} \cdot T_1 \cdot \psi_c \quad (3.1)$$

Nestas expressões tem-se:

$l_{12'}$ em (kJ/kg) ; 4,185 - (kJ/kcal) - Fator de unidade

$$\psi_c = (p_2/p_1)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \quad - \text{é um fator a ser calculado.}$$

A energia utilizada na compressão politrópica resulta:

$$l_{1,2} = \frac{l_{1,2'}}{\eta_c} \quad (3.2)$$

A temperatura após a compressão adiabática será:

$$T_2' = T_1 \cdot (1 + \psi_c) \quad (3.3)$$

Após a compressão politrópica:

$$T_2 = T_1 \cdot (1 + \frac{\psi_c}{\eta_c}) \quad (3.4)$$

3.3.2 - Turbina. Normalmente utiliza-se uma só árvore, uma só turbina quando a instalação trabalha sem variação apreciável de velocidade como é o caso do acionamento de alternadores das usinas térmicas de ponta de carga. No caso de uma súbita brusca da carga, o turbocompressor acoplado a turbina e o alternador absorvem uma parte grande da potência, havendo muito pouca elevação de velocidade. Utiliza-se duas árvores, isto é uma árvore com uma turbina cuja potência é somente a necessária para acionar o turbocompressor mais as perdas e outra como turbina de potência, quando aciona-se consumidores em que há grande variação de velocidade. Este caso é aplicado por exemplo, quando pretende-se acionar uma turbomáquina em que haja forte variação de velocidade. A primeira árvore nada sofre com esta variação, trabalhando sempre nas condições nominais.

De qualquer modo tem-se uma expansão que teoricamente é adiabática, Fig. 3.2b - reta 4,5'. A energia teórica disponível por quilo de gás será:

$$l_{4,5'} = 4,185 \cdot c_{pg} \cdot T_4 \cdot \psi_T \quad (3.5)$$

Sendo $\psi_T = 1 - (p_5/p_4)^{\frac{k_g-1}{k_g}}$ o fator de expansão.

A energia disponível será:

$$l_{4,5} = \eta_T \cdot l_{4,5'} \quad (3.6)$$

A temperatura no final da expansão, resulta:

$$T_5 = T_4 \cdot (1 - \psi_T \cdot \eta_T) \quad (3.7)$$

3.3.3 - Recuperador. Quando utiliza-se um recuperador a determinação das temperaturas é feita impondo-se a condição de ser:

$$T_5 - T_3 = T_6 - T_2 \quad (3.8)$$

Como foi fixado η_R , tem-se:

$$T_3 = \eta_R \cdot (T_5 - T_3) + T_2 \quad (3.9)$$

Deste modo estão determinadas todas as temperaturas.

3.3.4 - Massas de ar e de combustível. Como é conhecida a energia fornecida pela turbina e a consumida pelo turbocompressor, pode-se determinar a energia disponível no eixo ou útil desde que sejam as perdas mecânicas descontadas da energia da turbina.

$$l_u = \eta_m \cdot l_{4,5} - l_{1,2} \quad (3.10)$$

Como são conhecidas as entalpias antes e após a combustão pode-se determinar quanto de calor necessita-se por quilo de gás. Levando-se em conta que parte se perde por irradiação tem-se:

$$q = a_1 \cdot (h_4 - h_2) - \text{sem recuperação} \quad (3.11)$$

$$q = a_1 \cdot (h_4 - h_3) - \text{com recuperação} \quad (3.12)$$

Como $h_3 > h_2$ quando usa-se recuperação há necessidade de menos calor, logo menos combustível deverá ser queimado.

Pode-se introduzir o fator de aproveitamento que é a relação entre o calor necessário e o que teoricamente pode ser obtido.

$$x = \frac{q}{PC_1} \quad (3.13)$$

A massa \dot{m}_c de combustível pode agora ser determinada:

$$P = \frac{\dot{m}_c}{x} \cdot l_u \cdot \eta_t \quad (3.14)$$

Onde P é a potência do consumidor em (kW), η_t é o rendimento total que considera as perdas desde o eixo da turbina até o final do consumidor. η_t poderá ser igual ao rendimento do gerador, caso o acoplamento seja direto ou ao produto $\eta_a \cdot \eta_r$, caso haja um redutor ou amplificador de velocidade.

Da (3.14), tira-se:

$$\dot{m}_c = \frac{P \cdot x}{\lambda_u \cdot \eta_t} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.15)$$

A massa de gás após a combustão é igual a:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_c}{x} \quad (3.16)$$

Finalmente a quantidade de ar que deverá ser comprimido será a $\dot{m}_a = \dot{m}_g - \dot{m}_c$ ou:

$$\dot{m}_a = \frac{1 - x}{x} \cdot \dot{m}_c \quad (3.17)$$

3.3.5 - Dados para o cálculo mecânico preliminar. Utiliza-se os elementos obtidos no cálculo térmico e outros que serão apresentados quando for estudado o cálculo de cada máquina. Entretanto, será abordado aqui a fixação da rotação n (rpm) do grupo.

Quando se trabalha com uma só árvore, ela é fixada, em princípio pelo consumidor. Caso o consumidor seja um alternador ela deverá ser submúltiplo de 3000 ou 3600 (rpm), conforme trabalhe-se com 50 ou 60 ciclos. Pode-se necessitar, para o grupo uma velocidade diferente daquela que melhor servir para o consumidor. Neste caso recorre-se ao redutor ou amplificador de velocidade.

Quando trabalha-se com duas árvores pode-se fixar uma velocidade conveniente para o grupo turbina-turbocompressor e sujeitar a turbina de potência as exigências do consumidor.

3.4.1 - Coefficientes adimensionais para turbomáquinas. A teoria da seme-lhança* mostra a conveniência da adoção dos chamados coeficientes adimensionais no cálculo das turbomáquinas. Utiliza-se com frequência 4 que são assim definidos e limitados:

- Coeficiente de energia,
$$\psi = \frac{h_{ad}}{f_u \cdot u^2} \quad (3.18)$$

Este coeficiente relaciona a energia adiabática do estágio, com aquela obtida pela velocidade tangencial. O fator f_u de unidade vale:

$$f_u = \frac{1}{8370}, \text{ quando } h_{ad} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \text{ e } u \text{ (m/s)}$$

$$f_u = \frac{1}{2000}, \text{ quando } h_{ad} \text{ (kJ/kg) e } u \text{ (m/s)}$$

- Coeficiente de velocidade,
$$\varphi = \frac{c_m}{u} \quad (3.19)$$

Este coeficiente relaciona a velocidade meridional com a tangencial.

- Relação do cubo
$$y = \frac{D_E}{D_R} \quad (3.20)$$

Esta relação delimita o comprimento das aletas e pás.

- Coeficiente de área
$$X = y^2 - 1 \quad (3.21)$$

Esta relação permite determinar a área franqueada:

$$S = \frac{D_R^2}{4} \cdot X \quad (3.22)$$

Para as turbinas e turbocompressores no estágio atual de desenvolvimento, estes coeficientes podem assumir os valores constantes da Tab. 3.1, onde $\bar{\psi}$ é o valor médio.

* - 4, 12, 20.

Coeficiente	Tipo de Estágio	TURBINAS		TURBOCOMPRESSORES	
		Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
$\bar{\psi}$	Ação	2,6	4,5	-	-
$\bar{\psi}$	Reação	2,0	2,7	0,55	0,95
φ	Ação	0,48	0,70	-	-
φ	Reação	0,75	0,85	0,50	0,80
y	Entrada	1,1	1,3	1,4	1,6
y	Saída	1,4	1,8	1,22	1,3
x	Entrada	0,30	0,69	0,96	1,56
x	Saída	0,96	2,10	0,49	0,69

Tab. 3.1 - Coeficientes característicos referentes a D_R .

3.5 - Dimensionamento preliminar

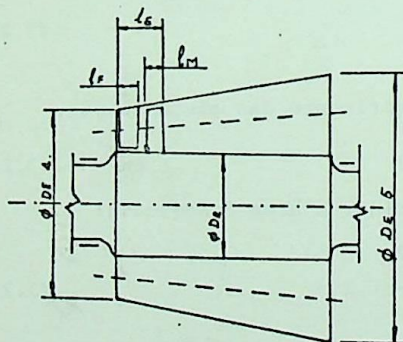


Fig. 3.3 - Canal de expansão para turbina.

3.5.1 - Turbina - Procura-se inicialmente determinar o canal de expansão. Para tanto é necessário conhecer os diâmetros, Fig. 3.3. Para o cálculo destes diâmetros pode-se adotar em primeira tentativa estágios de ação para a entrada e reação para a saída. Na Fig. 3.4 procurou-se em esquema fazer-se uma representação

de um corte cilíndrico para o diâmetro do rotor para estágios de ação e de reação com os respectivos triângulos de velocidade, dando-se a convenção que será usada no trabalho. Se forem deter-

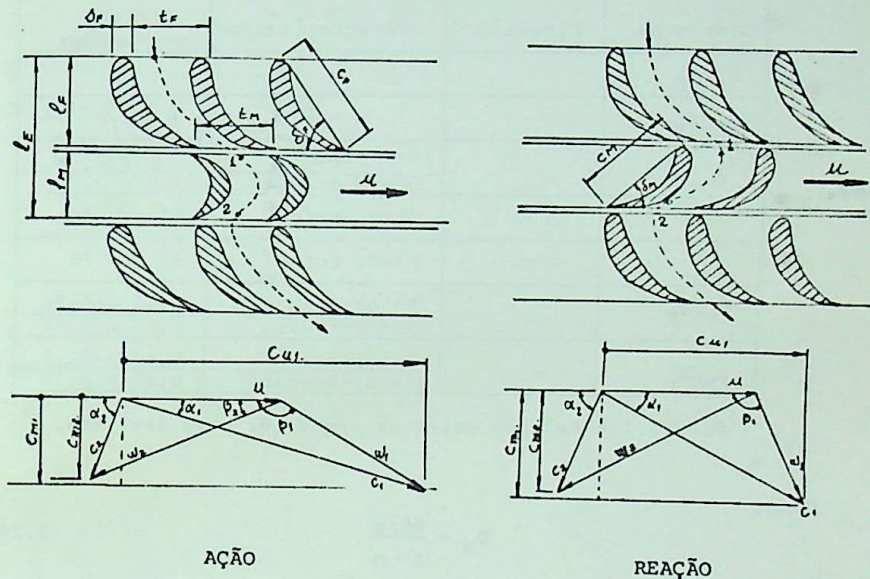


Fig. 3.4 - Corte cilíndrico e triângulos típicos de velocidade para estágio de ação e de reação.

minadas as características, para o diâmetro D_R , ficarão automaticamente determinadas as características para qualquer diâmetro uma vez que na direção radial o produto $u \cdot C_u$ deve ser constante.

Para orientação, a Tab. 3.2, fornece valores para os vários elementos. Pode-se agora passar a determinação provável do canal, número de estágio, etc. A equação de continuidade aplicada, levando-se em conta a (3.22) fornece:

$$V = C_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_R^2 \cdot X = \frac{C_m}{u} \cdot u \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_R^2 \cdot X \quad \text{ou}$$

$$V = \varphi \cdot u \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_R^2 \cdot X \quad (3.23)$$

Grandezas	Dimensão	Características	Limites Aproximados
D_R/ℓ_E	-	-	6
ℓ_E/ℓ_F	-	-	2,2
ℓ_E/ℓ_M	-	Diam. rotor	2,2
		Diam. externo	3,0 a 3,6
δ_F	Grau	Diam. rotor	50 a 60
δ_M	Grau	Diam. rotor	58 a 64
t_F/c_F	-	Rotor-ação	0,65 a 0,75
		Rotor-reação	0,58 a 0,68
t_M/c_M	-	Rotor-ação	0,60 a 0,75
		Rotor-Reação	0,60 a 0,70

Tab. 3.2 - Relação entre as grandezas para turbinas.

Como:

$$D_R = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} \quad (3.24)$$

Vem $\frac{4}{\pi} \cdot V = \varphi \cdot u^3 \cdot \frac{60^2}{\pi^2} \cdot \frac{X}{n^2}$ logo: $n = \left(\frac{100^3 \cdot 60^2}{4 \cdot \pi} \right)^{1/2} \cdot \left[\frac{\varphi \cdot X \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3}{V} \right]^{1/2}$

ou:

$$n = 16925 \cdot \left[\frac{\varphi \cdot X \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3}{V} \right]^{1/2} \quad (3.25)$$

Inicialmente, deve-se fixar u para o diâmetro do rotor. A situação atual de qualidade do material permite trabalhar-se para o diâmetro do rotor com velocidades entre 180 e 200 m/s. Ultrapassar estes limites significa sujeitar o material a tensões ele

vadas, logo possibilidade de ruptura e menor vida da máquina, além de ter-se número de Mach muito alto. Calcula-se os volumes de entrada e saída:

$$v = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T}{p} \quad (3.26)$$

Sendo o n fixado, tira-se da fórmula (3.25) o produto $\varphi \cdot X$ e procura-se valores convenientes na Tab. 3.1, para φ e X , respectivamente para entrada e saída. Pode-se também arbitrar φ e X calculando-se o respectivo n . Isto feito, calcula-se com (3.24) o diâmetro do rotor e com (3.20) e (3.21) os diâmetros externos na entrada e saída. Com auxílio da Tab. 3.2, avalia-se os outros elementos da turbina, restando somente saber-se o número de estágios z .

Como é necessário realizar a expansão em mais de um estágio, que é o único meio de evitar-se velocidades muito elevadas, danosas não só sob o ponto de vista do material e redutores mas,

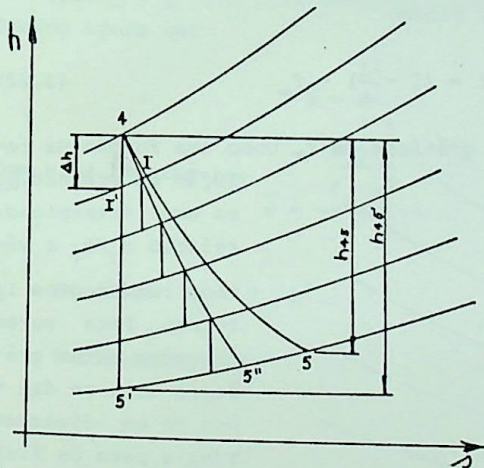


Fig. 3.5 - Expansões para turbina.

também porque altas velocidades acarretam grandes perdas, portanto, baixo rendimento da transformação, deve-se procurar uma equação que permita obter o valor de z .

Na Fig. 3.5 estão representadas as expansões adiabática 4,5' e politrópica 4,5 entre as pressões p_4 e p_5 . Se agora* for realizada a expansão em z estágios, obtém-se a linha quebrada 4,5'' que está entre a linha adiabática e a politrópica, limite de 4,5'' quando $z \rightarrow \infty$. Nos estágios de ação a variação de pressão é

feita somente no sistema fixo. A temperatura sobe devido ao atrito, porém, não alcança a temperatura da politrôpica, assim baixa de 4 a I' e sobe a I. Nos estágios de reação ocorre parte da variação de pressão no sistema fixo e parte no móvel, havendo também recuperação de temperatura. Ligando os pontos da linha quebrada obtém-se a curva 4,5" que é a expansão real. Como as linhas de pressão se afastam com o aumento da entropia, tem-se que $\sum_1^z \Delta h > h_{4,5'}$. Ou introduzindo um fator f função do número

de estágios, relação de pressão, do fluido e rendimento interno da turbina, pode-se escrever:

$$\sum_1^z \Delta h = (1 + f) \cdot h_{4,5'} \quad (3.27)$$

Quando $z \rightarrow \infty$ alcança-se a politrôpica 4,5 passando f por um máximo f_{∞} . Quando $z = 1$ evidentemente $f = 0$, logo a relação entre f e f_{∞} é função de z , sendo:

$$f = \left(1 - \frac{1}{z}\right) \cdot f_{\infty} \quad (3.28)$$

Normalmente traçam-se gráficos de f_{∞} como uma função da relação de pressão, para uma determinada

relação de pressão, para uma determinada relação c_p/c_v e vários rendimentos internos. Para serem traçados estes gráficos deve-se dispor de um diagrama $T(h) \cdot s$ para os fluidos. Toma-se um ponto 1, Fig. 3.6, situado na curva de pressão p_1 . Traça-se a adiabática até 2' situada na

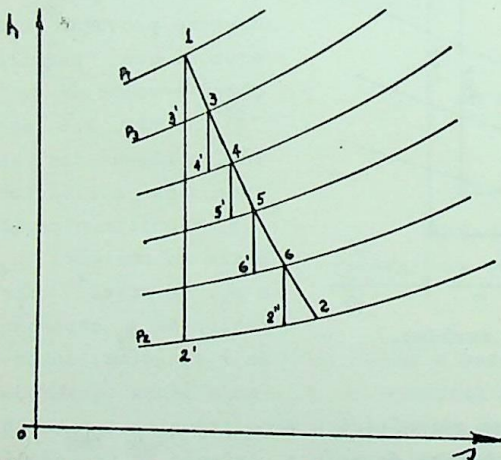


Fig. 3.6 - Expansão em vários estágios.

pressão p_2 . Em seguida fixa-se um η e determina-se a temperatura ou entalpia do ponto 2. Traça-se a politrópica 1,2. Toma-se entre p_1, p_2 o maior número de curvas de pressão constante. Do ponto 1 pela adiabática vai-se até 3' e daí, sobre a linha p_3 até o encontro da politrópica em 3, tem-se o primeiro $\Delta h = h_1 - h_3$. Deste mesmo modo alcança-se o ponto 2. Logo tem-se $\Sigma \Delta h$, como $h_{1,2} = h_1 - h_2$, obtem-se:

$$f_{\infty} = \frac{\Sigma \Delta h}{h_1 - h_2} - 1 \quad (3.29)$$

Conservando η e variando a relação de pressão obtem-se outros pontos da curva $f_{\infty} = f(p_1/p_2)$ para determinado c_p/c_v e η . Por idêntico procedimento, agora variando η obtem-se as demais curvas. Estes gráficos acham-se traçados na parte dos diagramas existentes no fim da publicação para $c_p/c_v = 1,4$ e $c_p/c_v = 1,3$ com $0,95 \leq \eta \leq 0,75$ para turbina e turbocompressor. Se for introduzido agora um:

$$\bar{\psi} = \frac{\Sigma \psi}{z} \quad (3.30)$$

Com a (3.18) tem-se:

$$\bar{\psi} = \frac{\frac{1}{f_u \cdot u^2} \cdot \Sigma \Delta h}{z}$$

Fazendo: $h_u = f_u \cdot u^2$ (3.31)

Utilizando (3.27) e (3.29), resulta:

$$z = \frac{1 + f_{\infty}}{2 \cdot \frac{h_u \cdot \bar{\psi}}{h_{4,5}'}} \pm \sqrt{\left(\frac{1 + f_{\infty}}{2 \cdot \frac{h_u \cdot \bar{\psi}}{h_{4,5}'}} \right)^2 - \frac{f_{\infty}}{\frac{h_u \cdot \bar{\psi}}{h_{4,5}'}}} \quad (3.32)$$

Do diagrama retira-se f_{∞} . Adota-se da Tab. 3.1 um valor para $\bar{\psi}$. Calcula-se h_u e $h_{4,5}'$. Determina-se z que deverá ser in

teiro normalmente não superior a 8 para uma árvore ou não superior a 5 e 4 respectivamente para a turbina do turbocompressor e a de potência.

Fixado o z calcula-se o valor do $\Sigma\psi$, para em seguida escolher o provável $\bar{\psi}$ para cada estágio.

3.5.2 - Turbocompressor. Os cálculos preliminares do turbocompressor*, são feitos de maneira semelhante aos da turbina motivo pelo qual simplesmente será fornecida a

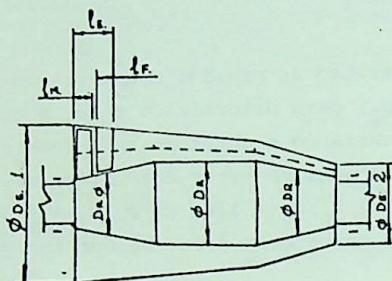


Fig. 3.7 - Canal para turbocompressor.

sequência. Na Fig. 3.7, está representado esquematicamente o canal. Como particularidade, as vezes tem que ser adotado mais de um diâmetro para o rotor afim de reduzir o número de estágios. Na Fig. 3.8 estão representados os triângulos de velocidade para o diâmetro médio. Na Tab. 3.3 são dados alguns valores de orientação.

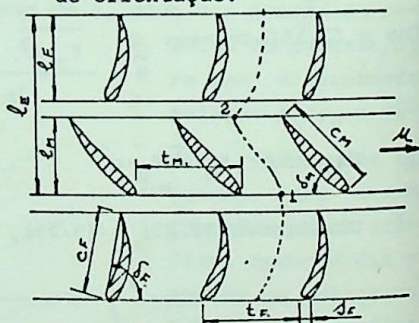
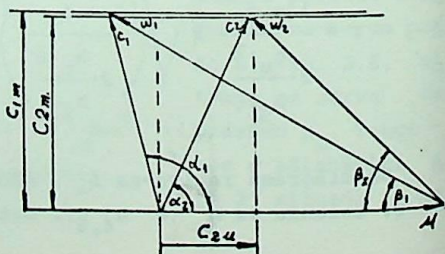


Fig. 3.8 - Corte cilíndrico e triângulos típicos de velocidade para estágios de turbocompressores.



* - 7, 20, 21.

Grandeza	Dimensão	Características	Limites Aproximados
D_R/l_E	-	-	6
l_E/l_F	-	Diam. rotor	3,0 a 3,6
		Diam. externo	2,2
l_E/l_M	-	Diam. rotor	2,2
		Diam. externo	3,0 a 3,6
δ_F	Grau	Diam. Rotor	70 a 78
δ_M	Grau	Diam. Rotor	54 a 60
t_F/c_F	-	Diam. Rotor	0,85 a 0,95
t_M/c_M	-	Diam. Rotor	0,70 a 1,00

Tab. 3.3 - Características para turbocompressor.

Determina-se V através da (3.23) fixa-se a velocidade u no rotor para a entrada entre 170 e 180 m/s. Da equação (3.25) retira-se o produto $\psi \cdot X$, o qual permite escolher valores convenientes para φ e X na entrada e saída.

Após calcular-se através da (3.24) D_R , em princípio constante para todo o rotor.

Para evitar os choques e consequentes perdas de energia, deve-se sempre trabalhar com número de Mach inferior a 0,85, este é definido por:

$$N_{Ma} = \frac{w_{\max}}{c_{\text{som}}} = \frac{\sqrt{u^2_{\max} + c_m^2}}{f_u \cdot \sqrt{T_1}}$$

sendo u_{\max} na entrada no diâmetro exterior, logo:

$$N_{Ma} = \frac{\sqrt{u_R^2 \cdot \frac{D_E^2}{D_R^2} + c_m^2}}{f_u \cdot \sqrt{T_1}} = \frac{u_R \cdot \sqrt{y_1^2 + \psi^2}}{f_u \cdot \sqrt{T_1}}$$

(3.33)

Para o ar seco $f_u = 20,05$. Para o ar úmido $f_u = 21$.

O cálculo do número de estágios se faz pela fórmula (3.32),

pois o raciocínio é idêntico. Caso z seja excessivo, recorrer-se ao engrossamento de parte do rotor, o que eleva o valor de u , consequentemente baixa z . Cada variação de velocidade deverá sempre acompanhada de uma verificação de N_{Ma} . Calculado z pode-se fixar o valor de $\bar{\psi}$, para cada estágio.

3.5.3 - Câmara de combustão. As câmaras de combustão são somente pré-dimensionadas, recorrendo-se a pós há correções através de ensaios.

Para este pré-dimensionamento, parte-se do princípio que a câmara deverá fornecer de $(5 \text{ a } 6) \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^3 \cdot \text{ata} \cdot \text{h}$ ou $(20 \text{ a } 25) \cdot 10^6 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{bar}$.

Como é conhecida a massa de ar em escoamento, seu calor específico c_{pa} , a temperatura na entrada da turbina T_4 e a temperatura alcançada antes do ar entrar na câmara, T_2 sem recuperação e T_3 com recuperação, pode-se calcular, desde que sejam adotadas as perdas por irradiação o calor que ela deve receber.

$$Q = 1,01 \cdot \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_4 - T_2 \text{ ou } T_3) \quad (3.34)$$

O volume da câmara poderá agora ser determinado já que é conhecida a pressão na entrada da turbina.

$$V_{ca} = \frac{Q}{(5 \text{ a } 6) \cdot 10^6 \cdot p_4} = \frac{1,01 \cdot \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_4 - T_2 \text{ ou } T_3)}{(5 \text{ a } 6) \cdot 10^6 \cdot p_4} \quad (3.35)$$

Com p_4 em ata, resulta V_{ca} em m^3 .

Na Fig. 3.9, está um corte esquemático em uma câmara de combustão. A altura útil:

$$L_{ca} \approx 2 \cdot D_{ca} \quad (3.36)$$

Com isto:

$$V_{ca} = \frac{\pi \cdot D_{ca}^2}{4} \cdot L_{ca} = \frac{\pi}{2} \cdot D_{ca}^3 \quad \text{logo:}$$

$$D_{ca} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot v_{ca}}{\pi}} \quad (3.37)$$

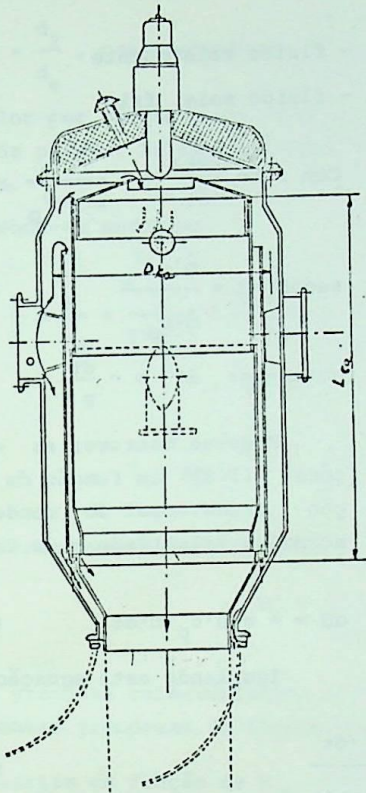


Fig. 3.9 - Corte esquemático em uma câmara de combustão.

Nas grandes câmaras as velocidades não devem ultrapassar 10 m/s, para que a perda total de pressão na câmara fique entre 1 e 2% da pressão no final da compressão. Nas pequenas pode-se ir até 20 m/s, sujeitando as perdas entre 2 e 4% de p_2 .

O restante da câmara resume-se na elaboração do projeto, escolha conveniente de materiais e laboriosos ensaios em laboratórios que fixarão as modificações a fazer de modo que as condições na entrada da turbina sejam as melhores possíveis.

3.5.4 - Recuperadores de calor

O cálculo dos* recuperadores de calor pode ser feito, como segue, Fig. 3.10.

O fluxo de calor na unidade de tempo trocado através da

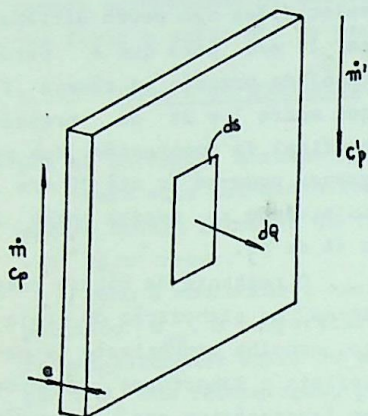
superfície elementar dS é dado por:

$$dQ = K \cdot (t - t') \cdot dS \quad (3.38)$$

Nesta expressão K é o coeficiente total de transmissão de calor em $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ou $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, t a temperatura do fluido mais quente e t' a do mais frio. Pode-se também escrever:

* - 17, 20.

$$\begin{aligned} dQ &= -\dot{m} \cdot c_p \cdot dt && \text{fluido mais quente} \\ dQ &= \dot{m}' \cdot c'_p \cdot dt' && \text{fluido mais frio} \end{aligned} \quad (3.39)$$



Com isto $\frac{dt'}{dt} = - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{\dot{m}' \cdot c'_p}$ Fa-

zendo: $B = \frac{\dot{m}' \cdot c'_p}{\dot{m} \cdot c_p}$ (3.40)

obtem-se: $dt' = - \frac{dt}{B}$

Pode-se escrever as equações (3.39) em função da seção transversal do conduto s normal a velocidade c do fluido.

Fig. 3.10 - Elemento de um transmissor de calor.

$$dQ = -s \cdot \rho \cdot c_p \cdot c \cdot dt \quad (3.41)$$

Igualando esta equação com

a (3.38) resulta:

$$\frac{ds}{s} = - \frac{\rho \cdot c_p \cdot dt}{K \cdot (t-t')} \quad (3.42)$$

Da teoria da transmissão de calor para este caso, retira-se

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{Y \cdot \alpha'_c} + \frac{e}{\lambda_c \cdot Y} \quad (3.43)$$

onde α_c e α'_c são os coeficientes de transmissão de calor do fluido do mais e menos quente respectivamente em (kcal/h·m²·°C) ou (kW/m²·°C).

$Y = \frac{d}{d_1}$ caso o fluido mais quente circule por dentro dos tubos..

e $Y = \frac{d_i}{d_e}$, caso contrário; λ_c é o coeficiente de transmissão de calor por condução em (kcal/m · h · °C) ou (kW/m · °C), e, a espessura da parede. Na maioria dos casos pode-se desprezar a parcela $e/\lambda_c \cdot Y$.

Pode-se escrever:

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{Y \cdot \alpha'_c} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot c}{\alpha_c} \cdot \frac{1}{\rho \cdot c_p \cdot c} + \frac{\rho' \cdot c'_p \cdot c'}{\alpha'_c} \cdot \frac{1}{Y \cdot \rho' \cdot c'_p \cdot c'} = \\ &= \frac{1}{N_t \cdot \rho \cdot c_p \cdot c} + \frac{1}{Y \cdot N_t \cdot \rho' \cdot c'_p \cdot c'} \end{aligned} \quad (3.44)$$

Nesta expressão o número:

$$N_t = \frac{\alpha_c}{\rho \cdot c_p \cdot c} \quad (3.45)$$

é uma grandeza característica da transmissão de calor, uma vez que contém grandezas do fluido e da superfície. Ele pode também ser escrito em função de $N_{Re} = \frac{c \cdot D}{\nu}$; $N_{Pr} = \frac{\nu}{a_c}$; $N_{Nu} = \frac{\alpha_c \cdot D}{\lambda_c}$, onde D é uma dimensão característica, ν a viscosidade cinemática e a_c condutividade.

$$N_t = \frac{N_{Nu}}{N_{Re} \cdot N_{Pr}} = \frac{N_{Nu}}{N_{Pe}} \quad (3.46)$$

Sendo N_{Pe} é o número de Peclet.

Introduzindo na (3.44) as relações:

$$\phi = s'/s \quad (3.47)$$

$$\bar{\tau} = \frac{K}{\rho \cdot c_p \cdot c} \quad (3.48)$$

$$\frac{1}{\bar{\tau}} = \frac{1}{N_t} + \frac{\phi}{B \cdot Y} \cdot \frac{1}{N'_t} \quad (3.49)$$

Fazendo as substituições na equação (3.47), chega-se a:

$$\frac{dS}{s} = - \frac{1}{\bar{\tau}} \cdot \frac{dt}{(t - t')} \quad (3.50)$$

Integrando desde a entrada até a saída do recuperador obtém-se:

$$\frac{S}{s} = \frac{1}{\bar{\tau}} \cdot \left(\frac{t_1 - t_2}{\Delta \bar{t}} \right) \quad (3.51)$$

O valor $\bar{\tau}$ é dado por:

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{\tau}_1 + \bar{\tau}_2}{2} \quad (3.52)$$

O $\Delta \bar{t}$ calcula-se pela fórmula logarítmica para o caso de correntes paralelas, Fig. 3.11.

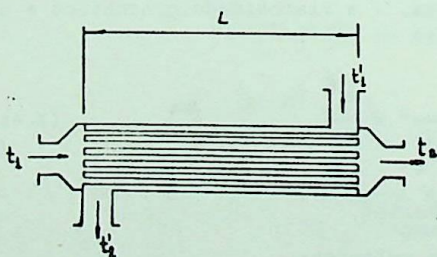


Fig. 3.11 - Esquema de transmissor de calor em correntes paralelas sentidos opostos.

$$\bar{\Delta t} = \frac{(t_1 - t'_2) - (t_2 - t'_1)}{L \left(\frac{t_1 - t'_2}{t_2 - t_1} \right)} \quad (3.53)$$

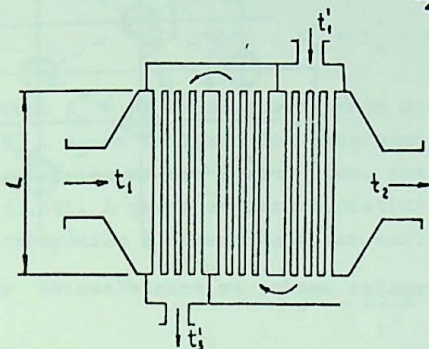


Fig. 3.12 - Esquema de transmissor de calor em correntes cruzadas, uma passagem externa e três internamente aos tubos

Para o caso de correntes cruzadas, Fig. 3.12, pode-se recorrer aos trabalhos de Nusselt ou outros.

O cálculo de $\bar{\Delta t}$, implica no conhecimento de Y ; B ; ϕ ; N_t ; N'_t . Fixando-se a priori o tipo de tubo a ser utilizado, pode-se determinar Y . B também está determinado porque é conhecido \dot{m}' , c'_p e \dot{m} , c_p .

Sendo s a superfície para o fluido que passa pelo interior do tubo dada por $s = z_t \cdot \frac{d_1^2}{4}$

Como s' é a superfície para o fluido que passa por fora dos tubos dependendo do tipo de arranjo, tem-se ϕ .

Na Fig. 3.13, dá-se os dois tipos comuns de arranjo para o caso de correntes cruzadas, a primeira oferece menores perdas, mas pior transmissão que a segunda. A distância mínima entre superfícies externas é 5 mm afim de limitar-se as perdas.

Para outras disposições deve-se proceder ao cálculo geométrico da secção. Logo, tem-se ϕ pois z_t desaparece. Para a determinação de N_t e N'_t recorre-se a ensaios. Para o caso de correntes paralelas, para o fluido que passa pelo interior dos tubos, os diagramas 6,7 e 8 do anexo podem ser utilizados. Inicialmente fixa-se uma velocidade c para o fluido não superior a 35 m/s e como dis-

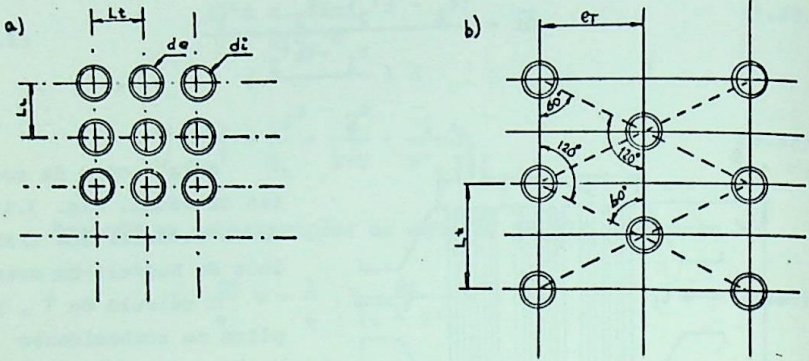


Fig. 3.13 - Tipos comuns de arranjos usados em transmissores de calor.

põe-se da pressão na entrada e saída, calcula-se o produto $p \cdot c$ $\frac{kg}{cm^2} \cdot \frac{m}{s}$. Com o diâmetro d_1 entra-se a direita do diagrama 6. Em seguida necessita-se da temperatura na parede interna para entra

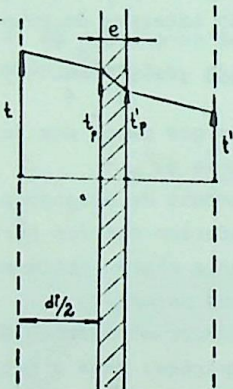


Fig. 3.14 - Distribuição linear l_i near da temperatura.

ção linear, assim, a direita do diagrama do anexo determina-se o coeficiente de perdas ζ e o N_{Re} . Do diagrama 7 retira-se ainda em função da temperatura na parede o valor de N_{Pr} . Com N_{Pr} do diagrama 8 temos N_t . Para o fluido que passa no exterior dos tubos calcula-se a velocidade através da (3.40), logo tem-se $p \cdot c$. O diâmetro D de referência é o diâmetro hidráulico que vale:

$$D_h = \frac{4 \cdot s'}{U'}$$

Com a temperatura na parede exter-

na, tem-se ζ' e N'_{Re} logo N'_{Pr} e N'_t . Para o caso de correntes cruzadas, para o fluido que percorre o interior dos tubos calcula-se N'_t como foi explicado. Para o fluido que passa perpendicularmente aos tubos, segundo Grimisson e Hofmann, tem-se:

$$N'_t = f'_a \cdot f'_f \quad (3.54)$$

onde f'_a é um fator que depende do tipo de arranjo dos tubos e do N'_{Re} , sendo retirado dos diagramas 13 a 19. Para obter-se os N'_{Re} , necessita-se das velocidades, que podem ser determinadas pela (3.40). A grandeza característica é o d_e do tubo. A viscosidade cinemática é determinada com auxílio da expressão:

$$\nu' = \frac{\mu' \cdot g}{\gamma'} = \frac{\mu'}{\rho'} \quad (3.55)$$

A viscosidade dinâmica μ' é retirada dos diagramas 11 e 12 do anexo, em função de uma temperatura de referência.

$$t'_r = \left[T' - 0,5 \cdot (T' - T'_p) - 273 \right] \quad (3.56)$$

$T'_{\varphi K}$ é a temperatura da entrada e saída, calculada com auxílio de t'_1 e t'_2 , respectivamente. T'_p é a temperatura da parede. γ' é o peso específico calculado a base da mesma temperatura. O fator:

$$f'_f = \frac{0,315}{N'^{0,39}_{Re} \cdot N'^{0,69}_{Pr}} \quad (3.57)$$

Este fator pode ser calculado ou retirado dos Diags. 9 e 10 em função de N'_{Re} e N'_{Pr} ou da temperatura para a água. Quando o gás possui densidade dependendo da temperatura, tem-se:

$$N'_t = \frac{T'}{T' - 0,5 \cdot (T' - T'_p)} \cdot f'_a \cdot f'_f \quad (3.58)$$

Assim, pode-se determinar $\bar{\nu}$. Considerando o fluido que passa pe

lo interior dos tubos, para o caso de correntes paralelas:

$$S = z_t \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L \quad (3.59)$$

Logo:

$$L = \frac{d_1}{4 \cdot \bar{v}} \cdot \frac{t_1 - t_2}{\Delta t} \quad (3.60)$$

Assim, está determinado o comprimento do transmissor, podendo-se determinar o número de tubos para este caso tendo em vista que:

$$s = \frac{\dot{m}}{c \cdot \rho} = z_t \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad \text{Logo: } z_t = \frac{4 \cdot \dot{m}}{c \cdot \rho \cdot \pi \cdot d_1^2} \quad (3.61)$$

O diâmetro do tubo envoltório pode ser determinado, pois:

$$s' = \frac{\dot{m}'}{c' \cdot \rho'} \quad \text{como } s_T = s + s' + \frac{\pi \cdot z_t}{4} \cdot (d_e^2 - d_i^2) = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \quad \text{logo:}$$

$$d_T = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left[s + s' + \frac{\pi \cdot z_t}{4} (d_e^2 - d_i^2) \right]} \quad (3.62)$$

Para o caso de correntes cruzadas para cada feixe de tubos paralelos pode-se aplicar a (3.60). O número de tubos e o número de feixes, bem como as outras dimensões do transmissor dependerão da forma final do aparelho, devendo portanto serem estudadas para cada caso. Resta agora somente determinar as perdas de carga*. Para o caso de correntes paralelas aos tubos ela é dada pela conhecida fórmula:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.63)$$

Para o caso de correntes normais ao feixe de tubos, tem-se:

$$\Delta p = \zeta \cdot z_1 \cdot \rho_b \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.64)$$

Sendo ζ retirado dos diagramas 20 a 29 e ρ_p é a massa específica relativa a outra temperatura de referência dada por:

$$T_r = T - 0,1 \cdot (T - T_p) \text{ para disposição da Fig. 3.13.a}$$

$$T_r = T - 0,2 \cdot (T - T_p) \text{ para disposição da Fig. 3.13.b}$$

As perdas determinadas permitem fazer a comparação com as diferenças de pressão adotadas, verificando a viabilidade técnica da solução adotada.

4 - SEQUÊNCIA PARA CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DOS ESTÁGIOS DE TURBINAS E TURBOCOMPRESSORES AXIAIS

4.1 - Generalidades

Através de condições médias, foram determinados os canais pr_ováveis tanto para turbina como para turbocompressores.

As possibilidades térmicas, construtivas e de rendimento só serão conhecidas após a determinação das características de cada estágio.

A determinação destas características implica no conhecimento das fórmulas que a seguir serão deduzidas, primeiro considerando a parte térmica e geométrica para depois considerar as tensões.

4.2 - Injetores e difusores

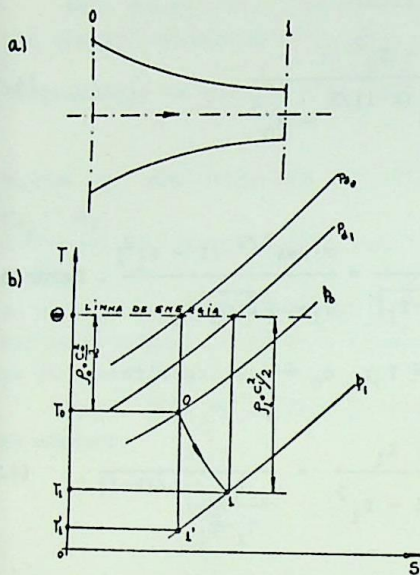
Tanto as turbinas como os turbocompressores possuem elementos fixos que transformam energia simplesmente por redução ou aumento de secção. Estes elementos são os injetores e difusores.

Na entrada das turbinas e turbocompressores tem-se normalmente injetores, na saída difusores. Na parte intermediária pode-se ter difusores ou injetores, justamente para evitar mudanças muito violentas.

Na Fig. 4.1 está representado o esquema de um injetor e as respectivas curvas no diagrama T,s. Seja O o início do injetor e l seu término. Como o fluido apresenta condições dinâmicas, define-se pressão dinâmica:

$$p_d = p + \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (4.1)$$

Temperatura dinâmica:



$$\theta = T + \frac{c^2}{2 \cdot c_p} \quad (4.2)$$

No injetor a pressão cai de p_0 até p_1 o que provoca um aumento na energia $\rho_0 \cdot \frac{c_0^2}{2}$ a $\rho_1 \cdot \frac{c_1^2}{2}$. De

fine-se então dois rendimentos:

- Rendimento da corrente:

$$\eta_{0,1} = \frac{\theta - T_1}{\theta - T_1'} \quad (4.3)$$

- Rendimento do injetor:

$$\eta_1 = \frac{T_0 - T_1}{T_0 - T_1'} \quad (4.4)$$

Fig. 4.1 - Esquema e diagrama Ts para injetores.

Pode-se também escrever:

$$\eta_1 = \frac{(\theta - T_1) - (\theta - T_0)}{(\theta - T_1') - (\theta - T_0)}, \text{ como: } c_0^2 = 2 \cdot c_p \cdot (\theta - T_0) \text{ ou } \theta - T_0 = \frac{c_0^2}{2 \cdot c_p} = F \cdot \varphi_0^2 \cdot \theta$$

$$\text{Com: } F = \frac{u^2}{2 \cdot c_p \cdot \theta}, \quad \varphi_0 = \frac{c_0}{u}, \quad F_0 \cdot \varphi_0^2 = z_0^2 \quad \text{e} \quad F_1 \cdot \varphi_1^2 = z_1^2 \text{ tem-se:}$$

$$\theta \cdot z_0^2 = \theta - T_0 \quad \text{e} \quad \theta \cdot z_1^2 = \theta - T_1$$

$$\text{Como: } p_1^{1-k} \cdot T_1' = \text{const. e } p_{d0}^{1-k} \cdot \theta^k = \text{const. vem: } \frac{T_1'}{\theta} = \left(\frac{p_1}{p_{d0}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

logo a equação do rendimento fica:

$$\eta_1 = \frac{z_1^2 - z_0^2}{1 - \left(\frac{p_1}{p_{d0}}\right)^{(k-1)/k} - z_0^2} \quad (4.5)$$

tendo em vista que:

$$p_1 = \rho \cdot R \cdot T_1 = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_1}{S_1 \cdot \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (\theta - T_1)}} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot \theta^{1/2} \cdot (1 - z_1^2)}{S_1 \cdot \sqrt{2 \cdot c_p} \cdot z_1} \quad \text{Levando em}$$

(4.5) e fazendo $z_0 = 0$; $\theta \cong T_0$; $c_0 \cong 0$, resulta:

$$\frac{\dot{m} \cdot R \cdot \theta^{1/2}}{p_{d0} \cdot S_1 \cdot \sqrt{2 \cdot c_p}} = \frac{z_1}{1 - z_1^2} = \frac{1}{\left(\frac{\eta_1}{1 - z_1}\right)^{k/(k-1)}} \quad (4.6)$$

A representação desta função acha-se feita nos diagramas 30 e 31 para turbinas. Como são conhecidos $p_0 \cong p_{d0}$; \dot{m} , R , $\theta \cong T_0$, k , S_1 do cálculo termodinâmico, fixando η_1 retira-se z_1^2 dos diagramas 30 e 31.

$$\text{Como: } \frac{p_{d1}^{(k-1)/k}}{p_1} = \frac{\theta_1}{T_1} = \frac{1}{1 - \frac{u_1^2}{2 \cdot c_p \cdot \theta_1}} = \frac{1}{1 - z_1^2}, \text{ logo:}$$

$$\frac{p_{d1}^{k-1}}{p_{d0}^k} = \frac{\eta_1 - z_1^2}{\eta_1} \cdot \frac{1}{1 - z_1^2} = \left[1 + (1 - \eta_1) \cdot \frac{z_1^2}{\eta_1 - z_1^2} \right]^{-1} \text{ ou}$$

$$\frac{p_{d0}}{p_{d1}} = \left[1 + (1 - \eta_1) \cdot \frac{z_1^2}{\eta_1 - z_1^2} \right]^{k-1} \quad (4.7)$$

Esta função está representada nos diagramas 32 e 33. Entra-se com Z_1^2 retirando-se p_{d_0}/p_{d_1} , logo tem-se p_{d_1} . Para os turbo compressores as curvas foram traçadas em função de $\frac{\dot{m} \cdot \theta^{1/2}}{p_{d_0} \cdot S_1}$, ob-

tem-se Z_1 dos diagramas 34, 35, 36. Com Z_1^2 retira-se $\frac{p_{d_0} - p_{d_1}}{p_{d_0}}$ do diagrama 37, logo tem-se p_{d_1} elemento necessário ao cálculo da máquina estágio por estágio. Caso exista um injetor intermediário o cálculo é idêntico, basta substituir o índice (0) por (n) e o índice 1 por (n + 1).

Para o caso do difusor de modo semelhante chega-se a seguinte equação:

$$\frac{p_{d_s}}{p_{d_j}} = \left[1 - (1 - \eta_d) \cdot Z_j^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.8)$$

as curvas desta equação para turbinas estão traçadas nos diagramas 38 e 39 pois é conhecido Z_j^2 , logo tem-se p_{d_s}/p_{d_j} e consequentemente p_{d_s} . Para turbocompressores usa-se os diagramas 40 e 41.

4.3 - Equações gerais para o cálculo estágio por estágio

Será feito uma dedução das fórmulas para serem aplicadas diretamente a turbinas, podendo mediante pequenas modificações serem aplicadas aos turbocompressores axiais.

Em princípio são conhecidas as características em l bem como o provável canal, número de estágio e prováveis condições de escape, Fig. 4.2. Esta figura foi traçada para n estágios de ação e j-(n+1) estágios de reação. Preferiu-se traçar cada parte para uma unidade de comprimento. Pela teoria do injetor foi possível determinar Z_1^2 e supondo $\theta_0 \approx \theta_1$ pode-se calcular:

$$F_1 = \frac{u_1^2}{2 \cdot c_{p1} \cdot \theta_1} \quad , \text{ logo:}$$

$$b_1 = \varphi_1 \cdot (1 - z_1^2)^{\frac{1}{k-1}} \quad (4.10)$$

Nos diagramas 45, 46, 47, 48, 49 e 50 acham-se traçadas estas curvas para turbinas e nos diagramas 51, 52 para turbocompressores. Por outro lado, sendo:

$$\psi_1 = \frac{\Delta h_{ad_1}}{\frac{u_1^2}{2 \cdot c_{p_1}}} \quad \text{e} \quad (n)_1 = \frac{\theta_1 - \theta_{i+1}}{\Delta h_{ad_1}} = \frac{1 - \frac{\theta_{i+1}}{\theta_1}}{\frac{u_1^2}{2 \cdot c_{p_1} \cdot \theta_1}} \quad \text{resulta:}$$

$$\frac{\theta_{i+1}}{\theta_1} = 1 - \psi_1 \cdot F_1 \cdot (n)_1 \quad (4.11)$$

A curva do diagrama 53 permite determinar o θ_{i+1} em função de elementos do estágio i para turbinas. Para turbocompressores usa-se os diagramas 54 e 55. Para as pressões, tem-se, tendo em vista que:

$$\frac{\theta_1 - \theta_{i+1}}{\theta_1} = \psi_1 \cdot F_1 \quad \text{ou} \quad \frac{\theta_{i+1}}{\theta_1} = 1 - \psi_1 \cdot F_1 \quad \text{logo:}$$

$$\frac{p_{d_1}}{p_{d(i+1)}} = \left(\frac{1}{1 - \psi_1 \cdot F_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.12)$$

Os diagramas 56, 57, 58, servem para turbinas e os diagramas 59, 60 para turbocompressores.

Pode-se também deduzir fórmulas que nos permitem calcular F_{i+1} e b_{i+1} em função de outras relações e de F_1 e B_1 respecti

vamente,

$$F_{i+1} = \frac{u_{i+1}^2}{2 \cdot c_{p(i+1)} \cdot \theta_{i+1}} = \frac{u_i^2}{2 \cdot c_{p_i} \cdot \theta_i} \cdot \frac{c_{p_i} \cdot \theta_i}{u_i^2} \cdot \frac{u_{i+1}^2}{c_{p(i+1)} \cdot \theta_{i+1}}$$

$$F_{i+1} = F_i \cdot \frac{\theta_i}{\theta_{i+1}} \cdot \frac{c_{p_i}}{c_{p(i+1)}} \cdot \frac{u_{i+1}^2}{u_i^2} \quad (4.13)$$

Identicamente tem-se:

$$b_{i+1} = b_i \cdot \frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} \cdot \frac{p_{d_i}}{p_{d(i+1)}} \cdot \frac{s_i}{s_{i+1}} \cdot \frac{u_i}{u_{i+1}} \quad (4.14)$$

O rendimento interno da máquina será:

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{ad}} = \frac{c_p \cdot (\theta_1 - \theta_j)}{c_p \cdot \psi_T \cdot \theta_1} \quad \text{ou} \quad \eta_T = \frac{1 - \frac{\theta_j}{\theta_1}}{\psi_T} \quad (4.15)$$

$$\eta_c = \frac{\Delta h_{ad}}{\Delta h_{real}} \quad \text{ou} \quad \eta_c = \frac{\psi_c}{\frac{\theta_j}{\theta_1} - 1} \quad (4.16)$$

Resta agora fazer uma tabela que preenchida permite conhecer as características de cada estágio para turbinas e turbocompressores axiais. Quanto ao exame dos resultados, será feito nos respectivos exemplos.

O sistema de equações deduzidas permite utilizar com vantagem um computador, obtendo-se as várias possibilidades em frações do minuto.

4.4 - Tabelas

A Tab. 4.1 serve para o cálculo dos estágios das turbinas e a Tab. 4.2 para turbocompressores axiais. Observa-se que o elo de tudo é o rendimento interno da máquina. As condições de escape com ou sem recuperador devem ser observadas para a saída da turbina. As condições na saída do turbocompressor são limitadas pelos recuperadores, câmaras de combustão e entrada da turbina.

4.5 - Cálculo das tensões

4.5.1 - Generalidades. Os vários órgãos que compõe uma turbina ou um turbocompressor axial, sofrem os mais diversos tipos de esforços, particularmente para as turbinas devido as altas temperaturas. O restante, como sejam, mancais, árvores, etc., são calculados sem novidade, aplicando-se teorias oriundas da resistência dos materiais e vibrações, como para as demais máquinas rotativas.

Para o cálculo das tensões é indispensável possuir o canal determinado, o número de pás e aletas, comprimento no sentido axial dos estágios, etc.

O número ótimo de pás e aletas depende de ensaios do estágio e pode ser obtido através da relação t/c , conhecida.

As pás e aletas sofrem individualmente flexão, tração, compressão e torção. As aproximações que serão feitas, tem sido toleradas pelas medidas feitas com aparelhos de precisão.

4.5.2 - Cálculo da tensão total nas aletas e pás. Uma aleta* sofre esforço de flexão e devido a sua forma, também torção. Estas últimas são fundamentais no cálculo das vibrações, sendo que somente as primeiras tem importância para comparação com as tensões admissíveis.

Para uma pá deve-se acrescentar o esforço de tração devido a força centrífuga.

Na Fig. 4.3 estão representadas as forças e distâncias, para o cálculo da flexão para aleta e pá. Na Fig. 4.4, uma aleta ou pá e as regiões que são comprimidas e tracionadas pela flexão e os

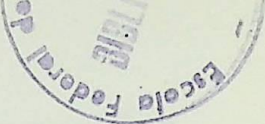
* - 12,18, 20,22.

$\dot{m} = \text{kg/s} ; P_{d0} = \text{kg/m}^2 ; \theta_0 = \theta_1 = \dots \text{OK} ; S_1 = \text{m}^2$
 $n = \text{rpm} ; u = \text{m/s} ; \eta_{1T1} = \dots ; P_{d0} = P_{d1} = (\text{Diags. 32, 33})$
 $\frac{\dot{m} \cdot \theta_0^{1/2} \cdot R}{S_1 \cdot P_{d0} \cdot \sqrt{2 \cdot c_{p1}}} = \dots ; F_1 = \frac{u^2}{2 \cdot c_{p1} \cdot \theta_1} = \dots ; Z_1^2 = \dots (\text{Diags. 30, 31})$
 $\psi_1 = S_1 / \sqrt{F_1} = \dots ; F_{i+1} = F_i \cdot \frac{\theta_i}{\theta_{i+1}} \cdot \frac{c_{p_i}}{c_{p_{(i+1)}}} \cdot \frac{u_{i+1}^2}{u_i^2} ;$
 $b_{i+1} = b_i \cdot \frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} \cdot \frac{P_{d_i}}{P_{d_{i+1}}} \cdot \frac{S_i}{S_{i+1}} \cdot \frac{u_i}{u_{i+1}}$

ESTÁGIO	1	2	3	4	5	6	7	8
b_i (Diags. 45 a 50)								
ψ_i (Diags. 42; 43)								
η_{T1} (Diags. 42, 43)								
$\psi_i \cdot F_i$								
$\psi_i \cdot F_i \cdot \eta_{T1}$								
θ_{i+1} / θ_i (Diag. 53)								
θ_{i+1}								
$c_{p_{(i+1)}}$ (Diag. 1)								
k_{i+1} (Diag. 2)								
u_{i+1}								
$P_{d_i} / P_{d_{(i+1)}}$ (Diag. 56 a 58)								
S_i / S_{i+1}								
F_{i+1}								
b_{i+1}								
ψ_{i+1} (Diags. 45 a 50)								

$\eta_{1T2} = \dots ; P_{d_n} = P_{d0} \cdot P_{d1} / P_{d0} \dots P_{d_n} / P_{d_{(n-1)}} = \text{kg/m}^2 ; S_{n+1} = \text{m}^2$
 $\frac{\dot{m} \cdot \theta_n^{1/2} \cdot R}{S_{n+1} \cdot P_{d_n} \cdot \sqrt{2 \cdot c_{p_n}}} = \dots ; Z_{n+1}^2 = \dots ; \psi_{n+1} = \dots$
 $P_{d_n} / P_{d_{(n+1)}} = \dots ; b_{n+1} = \dots ; \eta_{dT} = \dots ; \theta_i / \theta_1 = \dots$
 $\frac{S_i}{S_1} = \dots ; Z_i^2 = \dots ; \frac{P_{d_n}}{P_{d_1}} = \dots ; P_{d_n} = \dots ; \frac{P_{d_n}}{P_{d0}} = \dots$
 $\psi_T = \dots ; \eta_T = \dots$

Tab. 4.1 - Exemplo da tabela para o cálculo da turbina es tágio por estágio.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ESTÁGIO															
ψ_1 (Diag. 44)															
η_{c1} (Diag. 44)															
ψ_1/η_{c1}															
$P_d(i+1)/P_{d1}$ (Diag. 59, 60)															
θ_{1+1}/θ_1 (Diags. 54, 55)															
u_{1+1}/u_1															
u_{1+1}^2/u_1^2															
S_1/S_{1+1}															
F_{1+1}															
b_{1+1}															
ψ_{i+1} (Diags. 51, 52)															

$n = \frac{\text{rpm}}{2} \cdot \frac{u_1}{2} = \frac{\text{m/s}}{1/2} \cdot \frac{u_1}{2} = \frac{m/s}{n \cdot \theta} \cdot \frac{\theta_1}{2} = \frac{m/s}{P_{d0} \cdot S_1} \cdot \frac{\theta_1}{2}$	$\theta_0 = \theta_1 = \frac{2 \cdot C_{p1} \cdot \theta_1}{P_{d0} \cdot S_1}$	$\psi_1 = \frac{2 \cdot C_{p1} \cdot \theta_1}{P_{d0} \cdot S_1}$	$\eta_{c1} = \frac{2 \cdot C_{p1} \cdot \theta_1}{P_{d0} \cdot S_1}$	$\psi_1/\eta_{c1} = \frac{2 \cdot C_{p1} \cdot \theta_1}{P_{d0} \cdot S_1} \cdot \frac{1}{\eta_{c1}}$	$P_d(i+1)/P_{d1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{i+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{i+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{i+1}}$	$\theta_{1+1}/\theta_1 = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{1+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{1+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{1+1}}$	$u_{1+1}/u_1 = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{1+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{1+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{1+1}}$	$u_{1+1}^2/u_1^2 = \left(\frac{P_{d1} \cdot \theta_{1+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{1+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{1+1}}\right)^2$	$S_1/S_{1+1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{1+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{1+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{1+1}}$	$F_{1+1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{1+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{1+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{1+1}}$	$b_{1+1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{1+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{1+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{1+1}}$	$\psi_{i+1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_{i+1}}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_{i+1}} \cdot \frac{S_1}{S_{i+1}}$	$\psi_1/\eta_{c1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_1}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_1} \cdot \frac{S_1}{S_1} \cdot \frac{1}{\eta_{c1}}$	$\psi_1/\eta_{c1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_1}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_1} \cdot \frac{S_1}{S_1} \cdot \frac{1}{\eta_{c1}}$	$\psi_1/\eta_{c1} = \frac{P_{d1} \cdot \theta_1}{P_{d1} \cdot \theta_1} \cdot \frac{u_1}{u_1} \cdot \frac{S_1}{S_1} \cdot \frac{1}{\eta_{c1}}$
---	--	---	--	---	---	---	---	--	---	---	---	--	--	--	--

Tab. 4.2 - Exemplo da tabela para o cálculo térmico do turbocompressor estágio por estágio.

tres pontos críticos.

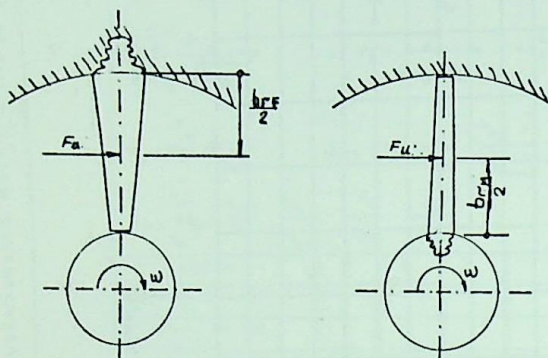


Fig. 4.3 - Convenções para cálculo das tensões.

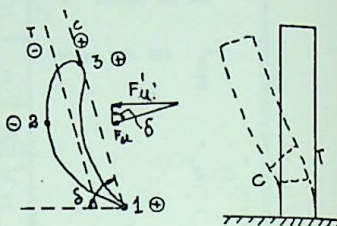


Fig. 4.4 - Regiões comprimidas e tracionadas nas aletas e pás, com respectivos pontos críticos

Para as aletas:

$$\tau = \tau_f \quad (4.17)$$

para as pás:

$$\tau = \tau_f + \tau_t \quad (4.18)$$

A tensão de flexão é dada pela fórmula:

$$\tau_f = \frac{M_f}{W} \quad (4.19)$$

O cálculo do M_f em primeira aproximação é relativamente fácil, uma vez que a energia total trocada e a por aleta ou pá são dadas respectivamente por:

$$E_t = \dot{m} \cdot \psi \cdot \frac{u^2}{2} \quad \text{e} \quad E_F = E_t / z_{1F} \quad \text{ou} \quad E_M = E_t / z_{1M} \quad (4.20)$$

O momento fletor na seção mais perigosa é dado por:

$$M_f = \frac{F_u' \cdot b_r}{2 \cdot \text{sen } \delta} \quad (4.21)$$

Somente para os primeiros estágios da turbina não aplica-se a expressão (4.21) e sim:

$$M_f^* = \frac{F_{uF}^* \cdot b_r^*}{2 \cdot \text{sen } \delta} \quad (4.22)$$

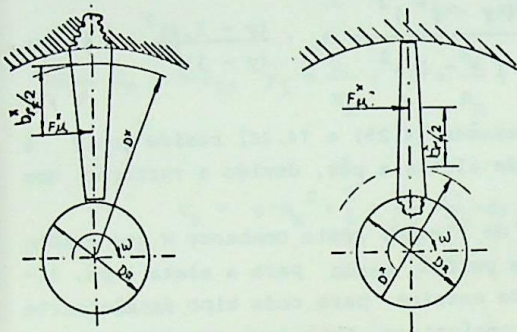


Fig. 4.5 - Esquema de aletas e pás para os estágios iniciais.

Isto devido ao resfriamento da base das aletas ou pás a secção crítica a considerar não é mais o engaste mas uma secção situada no diâmetro D^* , conforme a Fig. 4.5.

$$\text{Denominando } Y^* = \frac{D^*}{D_R}$$

$$\text{como: } y = \frac{D_E}{D_R} \quad \text{tem-se:}$$

se:

$$y^* = y - 0,1 \quad (4.23)$$

Para as aletas.

$$y^* = 1,1 \quad (4.24)$$

Para as pás, como valores práticos.

Pode-se relacionar agora M_f^* com M_f como segue:

$$\frac{F_{uF}^*}{\text{sen } \delta} = F_{uF} \cdot \frac{D^* - D_R}{D_E - D_R} = F_{uF} \cdot \frac{Y^* \cdot D_R - D_R}{D_E - D_R}, \quad \text{como } \frac{b_{rF}^*}{2} = \frac{D^* - D_R}{4} \quad \text{tem-se:}$$

$$M_f^* = \frac{F_{uF}^*}{2 \cdot \text{sen } \delta} \cdot \frac{Y_1^* \cdot D_R - D_R}{D_E - D_R} = \frac{F_{uF}^*}{2 \cdot \text{sen } \delta} \cdot \frac{Y_1^* \cdot D_R - D_R}{2} = \frac{F_{uF}^*}{2 \cdot \text{sen } \delta} \cdot \frac{D_E - D_R}{2} \cdot \frac{(Y^* \cdot D_R - D_R)^2}{(D_E - D_R)^2}$$

ou:

$$M_f^* = M_f \cdot \frac{(y - 1,1)^2}{(y - 1)^2} \quad (4.25)$$

Para as pás resulta semelhantemente:

$$M_f^* = M_f \cdot \frac{(y - y^*)^2}{(y - 1)^2} = M_f \cdot \frac{(y - 1,1)^2}{(y - 1)^2} \quad (4.26)$$

A diferença nas expressões (4.25) e (4.26) reside que y é diferente para o sistema de aletas e pás, devido a variação dos diâmetros.

Para ter-se a tensão de flexão, resta conhecer W que evidentemente depende do tipo de perfil, usado para a aleta e pá, linha neutra, etc. Através de ensaios para cada tipo de aleta e pá, pode-se obter as características, tais como as constantes dos diagramas 61, 62, 63, 64. Os diagramas foram feitos em função de f_B e M_f . Com isto, tem-se:

$$\tau_f = \frac{M_f}{W} = f_s \cdot \frac{M_f}{(c)^3} \quad (4.27)$$

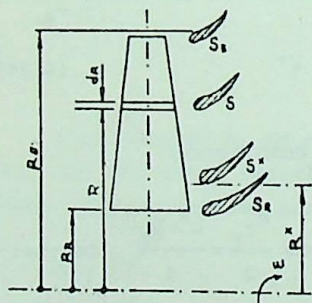


Fig. 4.6 - Elementos para cálculo da força centrífuga elementar.

(c) é a corda do perfil no rotor e f_s é o fator que leva em conta os elementos da secção do engaste. Caso se já tomada outra secção basta considerá-la no cálculo de M_f . Será visto agora a tração que sofrem as pás devido a força centrífuga. Da Fig. 4,6 tem-se:

- Força centrífuga elementar:

$$dF_c = \rho \cdot S \cdot dR \cdot R \cdot \omega^2$$

Integrando-se e dividindo-se pela sec

ção mais perigosa, vem:

$$\tau_t = \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{R_R}^{R_E} \frac{S}{S_R} \cdot R \cdot dR$$

Para secção S*:

$$\tau_t^* = \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_{R^*}^{R_E} \frac{S}{S^*} \cdot R \cdot dR$$

Como: $u_R = \omega \cdot R_R$, $y_1 = \frac{R}{R_R}$; $Y = \frac{R_E}{R_R}$; $y^* = \frac{R^*}{R_R}$, vem:

$$\tau_t = \rho \cdot u_R^2 \cdot \int_1^Y \frac{S}{S_R} \cdot y_1 \cdot dy_1 \quad \text{e} \quad \tau_t^* = \rho \cdot u_R^2 \cdot \int_{y^*}^Y \frac{S}{S^*} \cdot y_1 \cdot dy_1$$

Finalmente:

$$\tau_t = f_\tau \cdot \rho \cdot u_R^2 \quad (4.28)$$

$$\tau_t^* = f_{\tau^*} \cdot \rho \cdot u_R^2 \quad (4.29)$$

Retira-se dos diagramas 63 e 64 os valores de f_τ na curva $y_1 = 1,0$ o que equivale a traçar as curvas y e ler na abcissa $y_1 = 1$. De posse das tensões, determina-se a tensão total através das equações (4.17) e (4.18). Para obter-se tensões de comparação deve-se acrescentar aos valores obtidos, mais 50% para compensar os efeitos locais e 30% por incerteza nos valores anunciados pelos fabricantes.

Em função da tensão assim obtida e tendo em vista um tempo de funcionamento ininterrupto de 10^5 horas para rutura da peça escolhe-se através de diagramas do material, como os diagramas: 65, 66, 67, o material para fabricação.

4.5.3 - Cálculo de vibrações. Será tratado o problema somente de maneira superficial, recomendando-se pa-

ra a parte dedutiva os livros da bibliografia.* As pás tanto de turbinas como de turbocompressores podem vibrar a flexão a torção. Sendo ϑ a frequência natural de 1ª ordem, z_{1F} o número de aletas do estator que precede o rotor em estudo e n sua rotação, deve-se ter, para ficar fora da ressonância:

$$z_{1F} \cdot \frac{n}{60} \neq \vartheta \quad (4.30)$$

Por exemplo, para o tipo de pás dos diagramas do anexo as fórmulas resultantes são:

PÁS DE AÇÃO

$$\text{Flexão: } \vartheta_{FM} = f_F \cdot \frac{C_M}{R_R^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.31)$$

$$\text{Torção: } \vartheta_{TM} = f_T \cdot \frac{1}{R_R} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}}, \text{ sendo } G = \frac{E}{2,6} \text{ para o aço} \quad (4.32)$$

PÁS DE REAÇÃO

$$\text{Flexão: } \vartheta_{FM} = f_F \cdot \frac{C_M}{R_R} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.33)$$

$$\text{Torção: } \vartheta_{TM} = f_T \cdot \frac{1}{R_R} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}}, \text{ com } G = \frac{E}{2,6} \text{ para o aço} \quad (4.34)$$

ALETAS DE AÇÃO

$$\text{Flexão: } \vartheta_{FF} = f_F \cdot \frac{C_F}{R_R} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \pm 5\%, \text{ com: } f_F = \frac{3,295 \cdot 10^{-2}}{(y-1)^2} \quad (4.35)$$

$$\text{Torção: } \vartheta_{TF} = \frac{0,096}{b_r} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}} \text{ com: } G = \frac{E}{2,6} \text{ para o aço} \quad (4.36)$$

* - 12,18,22.

ALETAS DE REAÇÃO

$$\text{Flexão: } \partial_{FF} = f_F \cdot \frac{c_F}{R_R} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.37)$$

$$\text{Torção: } \partial_{TF} = f_T \cdot \frac{1}{R_R} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}}, \text{ com: } G = \frac{E}{2,6} \text{ para o aço} \quad (4.38)$$

Quando houver possibilidade de ressonância, altera-se o número de aletas ou pás.

5 - APLICAÇÃO DA SEQUÊNCIA

5.1 - Pré-dimensionar um grupo de turbina a gás para fornecer 10.750 kW de potência elétrica, quando trabalhando com óleo Diesel em um ambiente em que as condições médias do ar são 15°C e 0,99 bar.

5.1.1 - Ciclo e elementos adotados. Adotando-se o sistema com um turbocompressor e duas turbinas, Fig. 5.1,

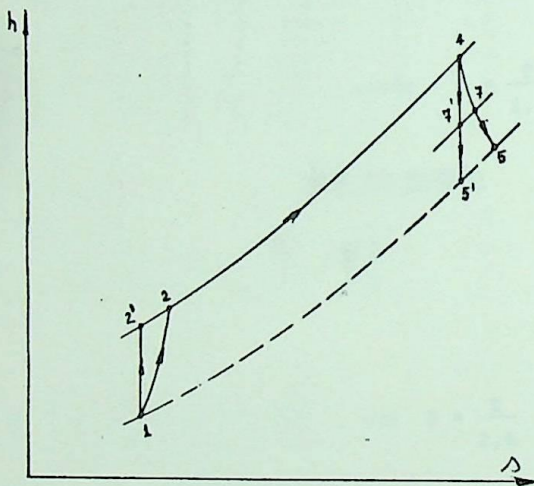


Fig. 5.1 - Diagrama h,s para o problema.

turbocompressor e duas turbinas, Fig. 5.1, uma para acionar o turbocompressor e outra para produzir a potência desejada, pode-se fixar:

$$\eta_c = 0,87; p_2 = 5,6 \text{ bar}$$

$$\eta_a = 0,97; p_4 = 5,32 \text{ bar}$$

$$\eta_T = 0,87; t_4 = 740 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_m = 0,99; R_g = R_a =$$

$$= 287 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$r_a = 5$$

5.1.2 - Turbocompressor. Como $\frac{p_2}{p_1} = \frac{5,6}{0,99} = 5,65$, pode-se deter

minar os trabalhos internos de compressão são através das expressões (3.1) e (3.2):

$$l_{1,2} = 4,185 \cdot c_{pa} \cdot \psi_c \cdot T_1 \quad \text{logo:} \quad l_{1,2} = l_{1,2} / \eta_c$$

Como comprime-se ar, tem-se $k_a = 1,4$ do diagrama 2. Com a relação de pressão e k_a calcula-se $\psi_c = 0,622$. O diagrama 1 fornece $c_{pa} = 0,241 \text{ kcal/kg}^\circ$ logo:

$$l_{1,2} = 4,185 \cdot 0,241 \cdot 0,622 \cdot 288 = 181 \text{ kJ/kg}$$

e

$$l_{1,2} = 181 / 0,87 = 208 \text{ kJ/kg}$$

A temperatura T_2 será, segundo (3.4):

$$T_2 = T_1 \cdot (1 + \psi_c / \eta_c) = 288 \cdot (1 + 0,622 / 0,87) = 495^\circ\text{K} \text{ ou } t_2 = 222^\circ\text{C}$$

5.1.3 - Turbinas. Calcula-se inicialmente as condições para a expansão total.

$$\text{Com } \frac{P_4}{P_5} = \frac{5,32}{1,02} \approx 5,32 \text{ e um valor médio entre } t_1 = 740^\circ\text{C} \text{ e } t_5 = 320^\circ\text{C}$$

bem como $r_a = 5$, isto é $1/r_a = 0,20$ vai-se aos diagramas 1 e 2 retirando-se $k_g = 1,34$; $c_{pg} = 0,271 \text{ kcal/kg}^\circ$, logo $\psi_T = 0,345$. Assim, com auxílio das expressões (3.5) e (3.6) resulta:

$$l_{4,5} = 4,185 \cdot c_{pg} \cdot \psi_T \cdot T_4 = 4,185 \cdot 0,271 \cdot 0,345 \cdot 1013 = 393 \text{ kJ/kg}$$

logo:

$$l_{4,5} = 393 \cdot 0,87 = 343 \text{ kJ/kg}$$

A temperatura final segundo a (3.7) resulta:

$$T_5 = T_4 \cdot (1 - \psi_T \cdot \eta_T) = 1013 \cdot (1 - 0,345 \cdot 0,87) = 710^\circ\text{K} \text{ ou } t_5 = 437^\circ\text{C}$$

Podia ser usado um recuperador, entretanto o cálculo será feito sem recuperação.

Conforme foi determinado, será usada uma turbina para acionar o turbocompressor e outra para produzir a energia desejada. Tem-se uma energia disponível no eixo das turbinas de (3.10):

$$\ell_u = \eta_m \cdot \ell_{4,5} - \ell_{1,2} = 0,99 \cdot 343 - 208 = 132 \text{ kJ/kg}$$

Para conseguir esta energia e mais as perdas do gerador será utilizado uma massa $\dot{m}_a \approx \dot{m}_g$, logo:

$$P = \dot{m}_g \cdot \ell_u \cdot \eta_a \quad \text{ou} \quad \dot{m}_g = \frac{P}{\ell_u \cdot \eta_a} = \frac{10750}{132 \cdot 0,97} = 85 \text{ kg/s}$$

Para ter-se a quantidade de óleo, necessita-se do poder calorífico do óleo, seja $PC_1 = 10000 \text{ kcal/kg} = 41850 \text{ kJ/kg}$. Assim, por cada kg de combustível queimado dispõe-se de 41850 KJ. Acontece que são necessárias somente uma quantidade de calor, para elevar a entalpia do fluido do ponto 2 até o 4. Adotando 0,99 para o rendimento entre o final da compressão e o início da combustão, valor que baixa a entalpia em 2, tem-se, segundo (3.11):

$q = 1,02 \cdot (h_4 - h_2) \text{ kcal/kg}$ onde 1,02 é devido a perda por irradiação. Como são conhecidas as temperaturas $t_2 = 222 \text{ }^\circ\text{C}$ e $t_4 = 740 \text{ }^\circ\text{C}$ com $r_a \rightarrow \infty$ e $r_a = 5$, retira-se $h_2 = 53,5 \text{ kcal/kg}$ $h_4 = 192,5 \text{ kcal/kg}$, logo: $q = 1,02 \cdot (192 - 0,99 \cdot 53,5) = 142,5 \text{ kcal/kg}$. Assim, a relação entre as energias será (3.13):

$$x = \frac{142,5}{10000} = 0,01425. \quad \text{Como } P = \dot{m}_g \cdot \frac{\ell_u \cdot \eta_a}{x} \quad \text{resulta: } \dot{m}_c = x \cdot \dot{m}_g = 85 \cdot 0,01425 = 1,210 \text{ kg/s.}$$

O grupo trabalha com um rendimento útil:

$$\eta_u = \frac{\ell_u}{4,185 \cdot q} = \frac{132}{4,185 \cdot 142,5} = 0,239$$

$$\text{Rendimento total: } \eta_t = \eta_a \cdot \eta_u = 0,97 \cdot 0,239 = 0,231$$

Como trabalha-se com 2 turbinas, necessita-se das condições

no estado 7, saída da turbina que aciona o turbocompressor e entrada da turbina de potência. Como a primeira turbina somente serve para movimentar o turbocompressor, sua energia será:

$$\ell_{4,7} = \frac{\ell_{1,2}}{\eta_m} = \frac{208}{0,99} = 210 \text{ kJ/kg}$$

Sendo $\ell_{4,7} = 4,185 \cdot c_{pg} \cdot \psi_{T_{4,7}} \cdot T_4 \cdot \eta_{T_{4,7}}$ resulta:

$$\eta_{T_{4,7}} \cdot \psi_{T_{4,7}} = \frac{\ell_{4,7}}{4,185 \cdot c_{pg} \cdot T_4} = \frac{210}{4,185 \cdot 0,271 \cdot 1013} = 0,1875 \quad \text{logo:}$$

$$T_7 = T_4 \cdot (1 - \eta_{T_{4,7}} \cdot \psi_{T_{4,7}}); \quad T_7 = 823 \text{ } \varphi\text{K} \quad \text{ou} \quad t_7 = 550 \text{ } \varphi\text{C}$$

$$\text{Fazendo } \eta_{T_{4,7}} = \eta_T = 0,87 \quad \text{resulta} \quad \psi_{T_{4,7}} = 0,2155$$

Com este valor e $k_g = 1,34$ resulta $p_4/p_7 = 5,32/p_7 = 2,6$, logo a pressão na saída da primeira turbina será: $p_7 = 5,22/2,6 = 2,043$ bar. Deste modo, tem-se todas as características do ciclo. O próximo passo será o cálculo das dimensões prováveis das máquinas.

5.1.4 - Dimensões principais da turbina de alta pressão. São conhecidos -

dos:

$$p_4 = 5,32 \text{ bar}$$

$$T_4 = 1013 \text{ } \varphi\text{K}$$

$$p_7 = 2,043 \text{ bar}$$

$$T_7 = 823 \text{ } \varphi\text{K}$$

$$\dot{m}_g = 86,2 \text{ kg/s}$$

$$k_g = 1,34$$

$$c_{pg} = 0,271 \text{ kcal/kg} \varphi$$

$$\eta_T = 0,87$$

$$\ell_{4,7} = 210 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{T_{4,7}} = 0,1875$$

$$p_4/p_7 = 2,6$$

Assim, resulta para os volumes de gás na entrada e saída da turbina:

$$V_4 = \frac{\dot{m}_g \cdot R_g \cdot T_4}{p_4} = 48,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_7 = \frac{\dot{m}_g \cdot R_g \cdot T_7}{P_7} = 101,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tendo-se por base os triângulos de velocidade, e os coeficientes adimensionais será adotado em primeira tentativa estágios de ação na entrada e reação na saída, logo:

$\varphi_4 = 0,677$; $X_4 = 0,69$ e sendo $u_{R_0} = 180 \text{ m/s}$, pode-se calcular a rotação pela equação (3.25):

$$n = 16925 \cdot \left(\frac{0,677 \cdot 1,8^3 \cdot 0,69}{48,2} \right)^{1/2} = 4000 \text{ rpm}$$

De posse desta rotação pode-se calcular o produto $X_7 \cdot \varphi_7$ para a saída da turbina.

$$4000 = 16925 \cdot \left(\frac{\varphi_7 \cdot X_7 \cdot 1,8^3}{101,5} \right)^{1/2} \quad \text{logo } \varphi_7 \cdot X_7 = 0,97$$

Como na saída tem-se estágios de reação, será adotado:

$$\varphi_7 = 0,77 \quad \text{logo: } X_7 = 1,26$$

Com isto, resulta para o rotor:

$$D_R = \frac{60 \cdot u_R}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 180}{\pi \cdot 4000} = 0,860 \text{ m}$$

Na entrada, o diâmetro será:

$$y_4 = \frac{D_{E_4}}{D_R}, \quad D_{E_4} = 1,3 \cdot 0,860 \quad \text{ou} \quad D_{E_4} = 1,120 \text{ m}$$

Para a saída: $y_7 = (X_7 + 1)^{1/2} = 2,26^{1/2} = 1,505$, logo:

$$D_{E_7} = 1,505 \cdot 0,860 = 1,295 \text{ m}$$

para o número de estágios, tem-se, segundo a (3.32):

$$z = \frac{1 + f_{\infty}}{2 \cdot \frac{h_u \cdot \bar{\psi}}{\lambda_{4,7'}}} \mp \sqrt{\left(\frac{1 + f_{\infty}}{2 \cdot \frac{h_u \cdot \bar{\psi}}{\lambda_{4,7'}}} \right)^2 - \frac{f_{\infty}}{\frac{h_u \cdot \bar{\psi}}{\lambda_{4,7'}}}}$$

Do diagrama 3 em função de p_4/p_7 , de n_T e de X , tem-se:

Para $k = 1,4$ resulta $f_{\infty} = 0,0165$

logo: $f_{\infty} = 0,015$

Para $k = 1,3$ resulta $f_{\infty} = 0,0140$

$$h_u = \frac{180^2}{8370} = 3,87 \text{ kcal/kg} ; \quad \lambda_{4,7'} = \frac{210}{0,87 \cdot 4,185} = 57,6 \text{ kcal/kg}$$

Adotando $\bar{\psi} = 3,8$ resulta: $z \approx 4$

$$\text{Com este valor, tem-se: } \Sigma\psi = z \cdot \bar{\psi} = \frac{(1 + f) \cdot \lambda_{4,7'}}{h_u}$$

Como: $f = (1 - \frac{1}{z}) \cdot f_{\infty} = (1 - \frac{1}{4}) \cdot 0,015 = 0,01125$, resulta:

$$\Sigma\psi = \frac{1,01125 \cdot 57,6}{3,87} = 15,1$$

Adotando 2 estágios de ação, um intermediário, um de reação tem-se como valores médios:

$$1^{\circ} \text{ estágio } \psi_1 = 4,5$$

$$2^{\circ} \text{ estágio } \psi_2 = 4,5$$

$$3^{\circ} \text{ estágio } \psi_3 = 3,5$$

$$4^{\circ} \text{ estágio } \psi_4 = 2,6$$

A soma destes valores resulta 15,1, logo $\bar{\psi} = 3,77$, próximo do valor adotado. Fixados os ψ tem-se imediatamente os Δh para

prossequir os cálculos. Entretanto, é interessante antes analisar o turbocompressor porque pode suceder que os valores da turbina tenham que ser alterados.

5.1.5 - Dimensões principais do turbocompressor. São conhecidos:

$$\begin{array}{ll}
 p_1 = 0,99 \text{ bar} & T_2 = 500 \text{ }^\circ\text{K} \\
 T_1 = 288 \text{ }^\circ\text{K} & \eta_c = 0,87 \\
 p_2 = 5,6 \text{ bar} & \dot{m}_a = 85,0 \text{ kg/s} \\
 \ell_{1,2} = 181 \text{ kJ/kg} & k_a = 1,4 \\
 \ell_{1,2} = 208 \text{ kJ/kg} & c_{pa} = 0,241 \text{ kcal/kg}^\circ \\
 p_2/p_1 = 5,65 &
 \end{array}$$

Assim, os volumes resultam:

$$V_1 = \frac{\dot{m}_a \cdot R_a \cdot T_1}{p_1} = 72,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_2 = \frac{\dot{m}_a \cdot R_a \cdot T_2}{p_2} = 22,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

Fixando $u_R = 170 \text{ m/s}$, calcula-se o produto $x \cdot \varphi$ para entrada e saída.

ENTRADA:

$$4000 = 16925 \cdot \left(\frac{\varphi_1 \cdot x_1 \cdot 1,73}{72,5} \right)^{1/2} \quad \text{logo: } \varphi_1 \cdot x_1 = 0,0557 \cdot \frac{72,5}{1,73} = 0,822$$

SAÍDA:

$$\varphi_2 \cdot x_2 = 0,0557 \cdot \frac{22,3}{1,73} = 0,253. \text{ Com isto, para } \varphi_2 = 0,52 \text{ resulta:}$$

$$x_2 = 0,49 \text{ e } \varphi_1 = 0,75 \text{ resulta } x_1 = 1,095$$

Estes valores estão dentro dos limites fixados para este tipo de máquina. Com isto, os diâmetros podem ser calculados.

Para o rotor: $D_R = \frac{60 \cdot u_R}{n} = \frac{60 \cdot 170}{\pi \cdot 4000} = 0,810 \text{ m}$

Entrada: $\frac{D_{E1}}{D_R} = (x_1 + 1)^{1/2} = (1,095 + 1)^{1/2} = 1,445$, logo:

$D_{E1} = 1,445 \cdot 0,810 = 1,170 \text{ m}$ e com isto: $u_{E1} = \frac{\pi \cdot 4000 \cdot 1,170}{60} = 246 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

O número de Mach, resulta segundo a (3.33):

$$NM_a = \frac{u_R \cdot \sqrt{y_1^2 + \varphi^2}}{20 \cdot \sqrt{T_1}} = \frac{170 \cdot \sqrt{2,095 + 0,5625}}{20 \cdot \sqrt{288}} = 0,815 \text{ Valor razoável}$$

Para a saída tem-se: $\frac{D_{E2}}{D_R} = (x_2 + 1)^{1/2} = (0,49 + 1)^{1/2} = 1,2$, logo:

$D_{E2} = 1,2 \cdot 0,810 = 0,923 \text{ m}$ e com isto:

$$u_{E2} = 170 \cdot 1,2 = 204 \text{ m/s}$$

Para o número de estágios, tem-se segundo a (3.32):

Fixando $\bar{\psi} = 0,7$ e retirando $f_\infty = 0,039$ do diagrama 4.

Com $k_a = 1,4$; $p_2/p_1 = 5,65$; $\eta_c = 0,87$ e sendo: $h_u = \frac{170^2}{8370} = 3,46 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$l_{1,2}' = \frac{181}{4,185} = 43,25 \text{ kcal/kg}$, resulta $z = 16$

Deste modo $\Sigma\psi = \frac{(1 + f) \cdot l_{1,2}'}{h_u}$ onde:

$f = (1 - \frac{1}{z}) \cdot f_\infty = (1 - 1/16) \cdot 0,039 = 0,0365$, logo:

$$\Sigma\psi = \frac{1,0365 \cdot 43,25}{3,46} = 12,9$$

Este valor em primeira aproximação pode ser assim distribuído:

$$\begin{aligned} 8 \text{ estágios com } \psi &= 0,85 & \text{logo } 8 \cdot \psi &= 6,8 \\ 5 \text{ estágios com } \psi &= 0,82 & \text{logo } 5 \cdot \psi &= 4,1 \\ 1 \text{ estágio com } \psi &= 0,75 & \text{logo } \psi &= 0,75 \\ 2 \text{ estágios com } \psi &= 0,625 & \text{logo } 2 \cdot \psi &= 1,25 \end{aligned}$$

A soma resulta o valor 12,9. Com estes elementos pode-se dimensionar os estágios.

5.1.6 - Dimensões principais da turbina de potência. São conhecidos:

$$p_7 = 2,043 \text{ bar} \quad T_7 = 823 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$h_{7,5} = \frac{1321}{0,99} = 133,5 \text{ kJ/kg}$$

$$p_5 = 1,02 \text{ bar} \quad T_5 = 710 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$h_{7,5}' = \frac{133,5}{0,87} = 153,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_g = 86,2 \text{ kg/s}$$

Com isto resulta: $v_7 = 101,5 \text{ m}^3/\text{s}$ e $v_5 = 176,2 \text{ m}^3/\text{s}$

Será feita uma tentativa para acionamento direto de um alternador com um par de polos - 50 ciclos, logo $n = 3000 \text{ rpm}$. Sendo $u_R = 180 \text{ m/s}$, tem-se pela equação (3.25):

$$3000 = 16925 \cdot \left(\frac{\varphi_7 \cdot x_7 \cdot 1,8^3}{101,5} \right)^{1/2} \quad \text{logo: } \varphi_7 \cdot x_7 = 0,545$$

Adotando $\varphi_7 = 0,72$ resulta $X_7 = 0,78$, valor um pouco alto, mas possível para um estágio de ação.

Para a saída resulta:

$$X_5 \cdot \varphi_5 = \left(\frac{3000}{16925} \right)^2 \cdot \frac{176,2}{1,83} = 0,945, \text{ para } \varphi_5 = 0,80 \text{ resulta:}$$

$$X_5 = 1,18$$

Considerando tais valores como razoáveis, vem:

$$\text{Diâmetro do rotor: } D_R = \frac{60 \cdot u_R}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 180}{\pi \cdot 3000} = 1,140 \text{ m}$$

Diâmetro externo na entrada: $D_{E7}/D_R = 1,39$, logo:

$$D_{E7} = 1,39 \cdot 1,140 = 1,595 \text{ m}$$

Para a saída tem-se: $D_{E5}/D_R = 1,48$ logo:

$$D_{E5} = 1,140 \cdot 1,48 = 1,69 \text{ m}$$

O número de estágios será dado pela equação (3.32).

Pelo Diag. 4, depois de interpolar, resulta:

$f_\infty = 0,0113$. Como: $h_u = 3,87 \text{ kcal/kg}$ e $h_{7,5} = 36,7 \text{ kcal/kg}$. Com

$$\bar{\Psi} = 2,5, \text{ resulta: } z = 3,8$$

Será feita uma tentativa para 3 estágios:

$$\Sigma \psi = \frac{1,0078 \cdot 36,7}{3,87} = 9,5. \text{ Este valor pode ser assim distribuído:}$$

$$1^\circ \text{ estágio } \psi_1 = 4,3$$

$$2^\circ \text{ estágio } \psi_2 = 2,6$$

$$3^\circ \text{ estágio } \psi_3 = 2,6$$

5.1.7 - Resultados. Adotando por estágio um comprimento de 140mm para os estágios das turbina e 150 para os do turbocompressor resulta:

$$\text{Comprimento axial da 1ª turbina } 4 \cdot 140 = 0,780 \text{ m}$$

$$\text{Comprimento axial do turbocompressor } 16 \cdot 150 = 2,40 \text{ m}$$

$$\text{Comprimento axial da 2ª turbina } 3 \cdot 170 = 0,510 \text{ m}$$

Com estes elementos, pode-se fazer o primeiro esquema dos canais para iniciar o cálculo estágio por estágio. Isto será mostrado na aplicação 2, sendo que a Tab. 5.1 fornece os resultados até aqui obtidos.

5.2 - Do primeiro pré-dimensionamento de uma instalação de turbina a gás foram retirados:

$n = 3000 \text{ rpm}$	$k_a = 1,4$
$D_R = 1100 \text{ mm}$	$c_{pa} = 1,006 \text{ kJ/kg}^\circ$
$\dot{m} = 190 \text{ kg/s}$	$p_4 = 7,27 \text{ bar}$
$p_1 = 0,99 \text{ bar}$	$p_5 = 1,01 \text{ bar}$
$p_2 = 7,5 \text{ bar}$	$t_1 = 150^\circ\text{C}$
$k_g = 1,34$	$\eta_c = 0,86$
$c_{pg} = 1,133 \text{ kJ/kg}^\circ$	$\eta_T = 0,89$

Fazer o cálculo estágio por estágio para a turbina e turbocompressor, termodinâmico e de resistência dos materiais.

5.2.1 - Cálculo da turbina. A temperatura na saída será:

$$T_5 = T_4 \cdot (1 - \eta_T \cdot \psi_T) \quad \text{como:} \quad \frac{p_4}{p_5} = \frac{7,27}{1,01} = 7,02 \text{ tem-se } \psi_T = 0,394$$

logo:

$$T_5 = 1013 \cdot (1 - 0,89 \cdot 0,394) = 1013 \cdot 0,65 = 659^\circ\text{K} \quad \text{ou } t_5 = 386^\circ\text{C}$$

Resulta para os volumes da entrada e na saída:

$$v_4 = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_4}{P_4} = 78,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

TURBOCOMPRESSOR (1,2)			TURBINA (4,7)			TURBINA (7,5)		
T ₁	°K	288	T ₄	°K	1013	T ₄	°K	823
P ₁	bar	0,99	P ₄	bar	5,32	P ₄	bar	2,043
P ₂	bar	5,60	P ₇	bar	2,043	P ₅	bar	1,02
T ₂	°K	495	T ₇	°K	823	T ₅	°K	710
η _c	-	0,87	η _T	-	0,87	η _T	-	0,87
R _a	kJ/kg°K	0,287	R _g	kJ/kg°K	0,287	R _g	kJ/kg°K	0,287
k _a	-	1,4	k _g	-	1,34	k _g	-	1,34
C _{Pa}	kcal/kg	0,241	C _{Pg}	kcal/kg	0,271	C _{Pg}	kcal/kg	0,271
l _{1,2'}	kJ/kg	181	l _{4,7'}	kJ/kg	241	l _{7,5'}	kJ/kg	153,5
l _{1,2}	kJ/kg	208	l _{4,7}	kJ/kg	210	l _{7,5}	kJ/kg	133,5
ṁ _a	kg/s	85	ṁ _g	kg/s	1,21	ṁ _g	kg/s	86,2
V ₁	m ³ /s	72,5	V ₄	m ³ /s	48,2	V ₇	m ³ /s	101,5
V ₂	m ³ /s	22,3	V ₇	m ³ /s	101,5	V ₅	m ³ /s	176,2
φ ₁	-	0,75	φ ₄	-	0,677	φ ₇	-	0,72
X ₁	-	1,095	X ₄	-	0,69	X ₇	-	0,78
φ ₁₂	-	0,52	φ ₇	-	0,77	φ ₅	-	0,80
X ₂	-	0,49	X ₇	-	1,26	X ₅	-	1,18
n	rpm	4000	n	rpm	4000	n	rpm	4000
u _R	m/s	170	u _R	m/s	180	u _R	m/s	180
D _R	mm	810	D _R	mm	860	D _R	mm	1140
D _{E1}	mm	1170	D _{E4}	mm	1120	D _{E7}	mm	1595
D _{E2}	mm	923	D _{E7}	mm	1295	D _{E5}	mm	1690
z	-	16	z	-	4	z	-	3
ψ	1 a 8	0,85	ψ	1 e 2	4,5	ψ	1	4,3
	9 a 13	0,82		3	3,5		2 e 3	2,6
	14	0,75		4	2,6			
	15 e 16	0,625						
l _E	mm	150	l _E	mm	170	l _E	mm	170

Tab. 5.1 - Resultado da aplicação 1; P = 10750 kW;

$$\eta_a = 0,97; \eta_t = 0,83.$$

$$V_5 = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_5}{P_5} = 363 \text{ m}^3/\text{s}$$

A velocidade tangencial no rotor será:

$$u_R = \frac{\pi \cdot D_R \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,1 \cdot 3000}{60} = 173,5 \text{ m/s}$$

Com isto, tendo em vista a (3.25):

$$3000 = 16925 \cdot \left(\frac{\varphi_4 \cdot X_4 \cdot 1,735}{78,6} \right)^{1/2} \quad \text{ou} \quad \varphi_4 \cdot X_4 = 0,5114$$

Para a saída, tem-se identicamente: $\varphi_5 \cdot X_5 = 2,370$

Sendo:

$$h_u = \frac{173,5^2}{8370} = 3,6 \text{ kcal/kg}$$

$$k_{4,5} = c_p \cdot \psi_T \cdot T_4 = \frac{1,133}{4,185} \cdot 0,394 \cdot 1013 = 108,5 \text{ kcal/kg e tendo em}$$

vista que para $k_g = 1,34$, $f_\infty = 0,0262$ retirado do diagrama, resulta:

$$z \cdot \Sigma \bar{\psi} = \frac{108,5}{3,6} = 30,4$$

Fixando $z = 7$ estágios, como: $f = (1 - \frac{1}{7}) \cdot f_\infty = 0,0227$, resulta:

$$\bar{\psi} = \frac{30,4}{7} = 4,4$$

Pode ser usada a seguinte distribuição:

Reação - 4 estágios com $\psi = 3,13$ log₁₀: 12,52

Ação - 3 estágios com $\psi = 5,95$ log₁₀: 17,88

Para as características dos estágios dos diagramas 42 a 43, pode-se tomar em média.

3 estágios de ação com $\psi_a = 5,95$, total 17,88; $X_a = 0,537$,

$$\varphi_a = 0,956, \quad \eta_{T_a} = 0,883$$

4 estágios de reação com $\psi_r = 3,13$, total 12,52; $X_r = 2,61$,

$$\varphi_r = 0,907, \quad \eta_{T_r} = 0,93$$

Pode-se agora fazer uma previsão do provável rendimento total interno da turbina.

$$\eta_T = \frac{\ell_{4,5}}{\ell_{4,5'}} = \frac{3 \cdot \eta_{T_a} \cdot \ell_a + 4 \cdot \eta_{T_r} \cdot \ell_r}{\ell_{4,5'}} = \frac{3,6 \cdot (3 \cdot \eta_{T_a} \cdot \psi_a + 4 \cdot \eta_{T_r} \cdot \psi_r)}{108,5} \text{ logo:}$$

$$\eta_T = 0,912$$

Com isto recalcula-se as temperaturas e volumes na saída da turbina, resultando:

$$T_5 = 1013 \cdot (1 - 0,912 \cdot 0,394) = 650^\circ\text{K} \text{ ou } t_5 = 377^\circ\text{C} \text{ e } V_5 = 358 \text{ m}^3/\text{s}$$

As características passam para:

$$\varphi_5 \cdot X_5 = 2,340 \text{ ou } X_5 = \frac{2,340}{0,907} = 2,58 \text{ logo: } y_5 = 1,89$$

Assim, tem-se:

$$D_R = 1,100 \text{ m}, \quad D_{4E} = 1,1 \cdot 1,239 = 1,36 \text{ m}, \quad D_{5E} = 1,1 \cdot 1,89 = 2,08 \text{ m}$$

$$b_{r4} = \frac{D_{4E} - D_R}{2} = 130 \text{ mm} \quad b_{r5} = \frac{D_{5E} - D_R}{2} = 490 \text{ mm}$$

Com estes elementos e após várias tentativas, foi traçado o canal com as dimensões indicadas na Fig. 5.2, a qual permitiu preencher a Tab. 5.2 e chegar-se ao final com a pressão de $p_{d_5} = 10500 \text{ kg/m}^2$ considerada razoável.

O preenchimento da Tab. 5.2 obedeceu a seguinte seqüência:

$\phi 1100$ $S = 0,460 \text{ m}^2$

160

$\phi 1360$

$\phi 1400$

$\phi 1420$

$\phi 1450$

160

$\phi 1490$

$\phi 1515$

$\phi 1535$

160

$\phi 1575$

$\phi 1600$

50

$\phi 1620$

$\phi 1645$

225

$\phi 1690$

$\phi 1715$

$\phi 1740$

225

$\phi 1785$

$\phi 1810$

$\phi 1830$

225

$\phi 1880$

$\phi 1900$

$\phi 1930$

225

$\phi 1970$

ACAO $\delta_R = 52^\circ$
 $\delta'_R = 66^\circ$

REAGAO $\delta'_R = 58^\circ$
 $\delta_R = 62^\circ$

I $S = 0,657 \text{ m}^2$

III $S = 0,864 \text{ m}^2$

IV $S = 1,062 \text{ m}^2$

V $S = 1,40 \text{ m}^2$

VI $S = 1,362 \text{ m}^2$

VII $S = 1,650 \text{ m}^2$

VIII $S = 1,905 \text{ m}^2$

$S = 2,20 \text{ m}^2$

$\dot{m} = 190 \text{ kg/s}$; $P_{d_0} = 72700 \text{ kg/m}^2$; $\theta_0 = \theta_1 = 10139 \text{ K}$; $S_1 = 0,460 \text{ m}^2$
 $n = 3000 \text{ rpm}$; $u = 173,5 \text{ m/s}$; $\eta_{iT_1} = 0,9$; $\eta_{dr} = 0,6$; $P_{d_0}/P_{d_1} = 1,006$
 (Diags. 32; 33)

$\frac{\dot{m} \cdot \theta_0^{1/2} \cdot R}{S_1 \cdot P_{d_0} \cdot \sqrt{2 \cdot c \cdot P_1}} = 0,1105$; $F_1 = \frac{u^2}{2 \cdot c \cdot P_1 \cdot \theta_1} = 0,0131$; $Z_1^2 = 0,0137$ (Diags. 30; 31)

$\psi_1 = Z_1 / \sqrt{F_1} = 1,024$; $F_{i+1} = F_i \cdot \frac{\theta_i}{\theta_{i+1}} \cdot \frac{c_{P_i}}{c_{P_{i+1}}} \cdot \frac{u_i^2}{u_{i+1}^2}$;
 $b_{i+1} = b_i \cdot \frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} \cdot \frac{P_{d_i}}{P_{d_{i+1}}} \cdot \frac{S_i}{S_{i+1}} \cdot \frac{u_i}{u_{i+1}}$

ESTÁGIO	1	2	3	4	5	6	7	8
b_i (Diags. 45 a 50)	0,988	0,910	0,890	0,942	0,90	0,865	0,860	0,880
ψ_i (Diags. 42; 43)	6,45	5,55	5,35	-	3,30	3,10	3,10	3,20
η_{T_i} (Diags. 42; 43)	0,868	0,893	0,898	-	0,925	0,930	0,930	0,926
$\psi_i \cdot F_i$	0,0845	0,0785	0,0814	-	0,0542	0,0536	0,0564	0,0622
$\psi_i \cdot F_i \cdot \eta_{T_i}$	0,0734	0,0700	0,0730	-	0,0500	0,0498	0,0525	0,0570
θ_{i+1}/θ_i (Diag. 53)	0,9265	0,930	0,927	1	0,9500	0,9505	0,9475	0,930
θ_{i+1}	940	864	800	800	760	722	685	646
$c_{P_{i+1}}$ (Diag. 1)	1133							
k_{i+1} (Diag. 2)	1,34							
u_{i+1}	173,5							
$P_{d_i}/P_{d_{i+1}}$ (Diags. 56 a 58)	1,418	1,382	1,400	1,0065	1,250	1,241	1,256	1,260
S_i/S_{i+1}	0,700	0,757	0,816	0,966	0,807	0,836	0,856	0,867
F_{i+1}	0,01414	0,0152	0,0164	0,0164	0,0173	0,0182	0,0192	0,0207
b_{i+1}	0,910	0,890	0,942	0,90	0,865	0,860	0,880	0,895
ψ_{i+1} (Diags. 45 a 50)	0,946	0,928	0,986	0,94	0,900	0,900	0,920	0,946

$\eta_{iT_2} = 0,9$; $P_{d_4} = P_{d_0} \cdot \frac{P_{d_1}}{P_{d_0}} \cdot \frac{P_{d_2}}{P_{d_1}} \cdot \frac{P_{d_3}}{P_{d_2}} \cdot \frac{P_{d_4}}{P_{d_3}} = 26400 \text{ kg/m}^2$; $P_{d_4}/P_{d_5} = 1,0065$ P_{d_0}
 $S_5 = 1,1 \text{ m}^2$; $\theta_5 = \theta_4 = 8009 \text{ K}$; $\frac{\dot{m} \cdot \theta_4^{1/2} \cdot R}{S_5 \cdot P_{d_4} \cdot \sqrt{2 \cdot c \cdot P_4}} = 0,1135$
 $Z_5^2 = 0,0145$; $F_4 = F_5 = 0,0164$; $\psi_5 = 0,94$; $b_5 = 0,90$
 $\frac{P_{d_1}}{P_{d_9}} = \frac{7,22}{1,075} = 6,72$; $\frac{\theta_9}{\theta_1} = 0,638$; $\frac{S_9}{S_1} = 4,78$; $\frac{P_{d_8}}{P_{d_9}} = 0,972$
 $F_9 = 0,0207$; $b_9 = 0,895$; $\psi_9 = 0,946$; $Z_9^2 = 0,01855$; $P_{d_8} = 10500 \text{ kg/m}^2$
 $P_{d_0}/P_{d_8} = 6,92$; $\psi_T = 0,389$; $\eta_T = 0,362/0,389 = 0,93$

Tab. 5.2 - Cálculo da turbina estágio por estágio.

- Inicialmente procurou-se a reta para os estágios de ação e depois para os de reação, calculando-se as áreas correspondentes.
- Estabeleceu-se as relações S_1/S_{1+1} que foram introduzidas na Tab. 5.2.
- Considerou-se $c_p =$ constante, logo $k =$ constante.
- Calculou-se o fator: $\frac{\dot{m} \cdot R \cdot \theta_1^{1/2}}{S_1 \cdot p_{d0} \cdot \sqrt{2 \cdot c_p}}$, com $\eta_{11} = 0,9$, retirou-se o valor Z_1^2 dos Diags. 30 e 31.
- Calculou-se: $F_1 = \frac{u^2}{2 \cdot c_p \cdot \theta_1}$.
- Calculou-se: $\varphi_1^2 = Z_1^2 / F_1$ e φ_1 .
- Com Z_1^2 , dos Diags. 32 e 33 retirou-se p_{d0}/p_{d1} .
- Do Diag. 47 retirou-se b_1 entrando com φ_1 .
- Ainda com φ_1 do Diag. 43, retirou-se ψ_1 e η_{T1} .
- Calculou-se: ψ_1, F_1 e $\psi_1 \cdot F_1 \cdot \eta_{T1}$.
- Retirou-se: θ_2/θ_1 do Diag. 53 e p_{d1}/p_{d2} de um dos Diags. 56, 57, 58.
- Calculou-se: θ_2, F_2, b_2 .
- Com b_2 retirou-se dos Diags. 45 a 50 o valor de φ_2 o que permitiu continuar o cálculo até o fim dos estágios de ação.
- Calculou-se as condições para entrada dos estágios de reação, do mesmo modo que foi feito o cálculo para a entrada da turbina.
- Calculou-se os estágios de reação sem qualquer novidade.
- Calculou-se as condições de saída, bem como o rendimento da turbina.

Os resultados foram considerados satisfatórios.

Pode agora serem calculadas as tensões e analisadas as vibrações.

Utilizando o canal da Fig. 5.2 e os tipos de pás e aletas usadas, fez-se o cálculo, dispondo os resultados na Tab. 5.3. A seqüência é a seguinte:

- I - Colocou-se os diâmetros, em (mm), médios para as aletas.
- II - Foi feito o mesmo para as pás.
- III - Calculou-se o comprimento radial das aletas.
- IV - Calculou-se o comprimento radial das pás.
- V - Colocou-se os ψ calculados na Tab. 5.2.
- VI - Calculou-se a energia total $E_t = \dot{m} \cdot \psi \cdot \frac{u^2}{2} = \frac{190 \cdot 173,5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \psi$, isto porque está sendo usado o sistema técnico.
- VII - Calculou-se a energia sobre cada aleta $E_F = E_t / z_{1F}$. Foi fixado 54 aletas, tanto para os estágios de ação como de reação. Tal valor foi obtido por ensaio para este tipo de aleta.
- VIII - Foi feito o mesmo para as pás sendo que foi fixado para estágios de ação $z_{1M} = 76$ e de reação $z_{1M} = 64$.
- IX - Calculou-se a velocidade fictícia $u_F = u_R \cdot D/D_r$, onde D é o diâmetro médio.
- X - Calculou-se a velocidade tangencial para o raio médio da pá, de modo igual ao feito em IX.
- XI - Calculou-se a força na direção tangencial no meio da aleta:
- $$F_{uF} = \frac{E_t}{u_F \cdot z_{1F}} = \frac{E_F}{u_F}$$
- XII - Fez-se o mesmo para as pás.
- XIII - Calculou-se o momento fletor na base da aleta.
- $$M_{fF} = F_{uF} \cdot \frac{b \cdot r_F}{2}$$
- XIV - Mesmo para a pá.
- XV - Calculou-se o momento na zona mais perigosa para as aletas, vide (4.5.2).
- XVI - Mesmo para as pás.
- XVII - Calculou-se a tensão para as aletas: $\tau_{fF} = \frac{M_{fF}}{W_F \cdot \sin \delta_F}$

W depende da aleta, da linha neutra na secção, tempera-

Tab. 5.3 - Cálculo de Tensões

Nº	GRANDEZA	DIMENSÃO	1	2	3	4	5	6	7
I	D_F	mm	1360	1450	1535	1645	1740	1830	1930
II	D_M	mm	1400	1490	1575	1690	1785	1880	1975
III	b_{rF}	mm	130	175	218	273	320	365	425
IV	b_{rM}	mm	150	195	238	295	343	390	438
V	ψ	-	6,45	5,55	5,35	3,30	3,10	3,10	3,20
VI	$E_t \cdot 10^{-3}$	kgm/s	1885	1620	156	965	906	906	935
VII	$E_F = E_t / z_{1F}$	kgm/s	35000	30000	28900	17890	16800	16800	17310
VIII	$E_M = E_t / z_{1M}$	kgm/s	24800	21300	20300	15100	14200	14200	14620
IX	u_F	m/s	194,0	201,5	208,0	216,5	224,0	231,0	241,0
X	u_M	m/s	197,2	204,5	211,0	220,0	228,0	235,0	242,5
XI	F_{uF}	kg	180,5	149,0	138,0	82,5	75,0	72,7	72,0
XII	F_{uM}	kg	125,7	104,2	96,4	68,7	62,2	60,4	60,4
XIII	M_{fF}	kg cm	1174	1305	1505	1125	1200	1325	1530
XIV	M_{fM}	kg cm	945	1019	1146	1012	1100	1180	1325
XV	M_{fF}^*	kg cm	388	615	840	-	-	-	-
XVI	M_{fM}^*	kg cm	359	523	675	-	-	-	-
XVII	τ_{fF}	kg/mm ²	8,52	9,45	10,90	4,70	5,03	5,55	6,40
XVIII	τ_{fF}^*	kg/mm ²	2,81	4,46	6,10	-	-	-	-

Tab. 5.3 - Continuação.

Nº	GRANDEZA	DIMENSÃO	1	2	3	4	5	6	7							
XXIX	τ_{fM1}	kg/mm ²	5,42	5,84	6,57	3,77	4,10	4,40	4,44							
XX	τ_{fM2}	kg/mm ²	-5,05	-5,44	-5,57	-3,94	-4,27	-4,57	-5,15							
XXI	τ_{fM3}	kg/mm ²	5,42	5,84	6,57	4,10	4,44	4,76	5,35							
XXII	τ_{fM1}^*	kg/mm ²	2,42	3,52	4,54	-	-	-	-							
XXIII	τ_{fM2}^*	kg/mm ²	-2,20	-3,23	-4,15	-	-	-	-							
XXIV	τ_{fM3}^*	kg/mm ²	2,42	3,52	4,54	-	-	-	-							
XXV	y	-	1,27	1,355	1,431	1,535	1,620	1,710	1,795							
XXVI	f_{τ}	-	0,22	0,27	0,315	0,46	0,51	0,56	0,60							
XXVII	f_{τ}^*	-	0,15	0,20	0,27	-	-	-	-							
XXVIII	τ_{tM}	kg/mm ²	5,30	6,50	7,60	11,10	12,30	13,5	14,45							
XXIX	τ_{tM}^*	kg/mm ²	3,61	4,82	6,50	-	-	-	-							
XXX	τ_{tM1}	kg/mm ²	10,72	12,34	14,17	14,87	16,40	17,90	18,89							
XXXI	τ_{tM2}	kg/mm ²	0,25	0,06	0,83	7,16	8,03	8,93	9,30							
XXXII	τ_{tM3}	kg/mm ²	10,72	12,34	14,17	15,20	16,74	22,66	24,24							
XXXIII	τ_{tM1}^*	kg/mm ²	6,03	8,34	11,04	-	-	-	-							
XXXIV	τ_{tM2}^*	kg/mm ²	1,41	1,59	2,35	-	-	-	-							
XXXV	τ_{tM3}^*	kg/mm ²	6,03	8,34	11,04	-	-	-	-							
XXXVI	τ_{ad}	kg/mm ²	5,1	10,8	82	5,1	11,1	20,1	8,5	26,9	9,0	29,6	10,1	32,4	11,6	34,2

Tab. 5.3 - Continuação.

Nº	GRANDEZA	DIMENSÃO	1	2	3	4	5	6	7
XXXVII	f_{FF}	-	0,572	0,321	0,211	0,10	0,07	0,05	0,04
XXXVIII	f_{TF}	-	-	-	-	0,17	0,15	0,14	0,13
XXXIX	f_{FM}	-	0,85	0,465	0,315	0,135	0,105	0,085	0,070
XL	f_{TM}	-	0,5	0,37	0,2995	0,225	0,195	0,175	0,155
XLI	∂_{FF}	ciclos/s	± 40 823	± 40 461	± 15 303	175	122,5	87,5	70
XLII	∂_{TF}	ciclos/s	2330	1730	1390	976	861	804	746
XLIII	∂_{FM}	ciclos/s	935	512	347	205	159,5	129	106
XLIV	∂_{TM}	ciclos/s	2875	2130	1720	1290	1120	1005	890
XLV	n_{FF}	rpm	-	364	239	138	115	820	65,6
XLVI	n_{TF}	rpm	-	1365	1100	770	807	753	700
XLVII	n_{FM}	rpm	1029	520	386	228	177	143,4	111
XLVIII	n_{TM}	rpm	3190	2370	1910	1435	1245	1116	990

XLIX Considerações Finais:

- No modelo deverá ser observada e medida a vibração para o 1º rotor. Talvez seja mais fácil alterar-se o número de pás para sair da região perigosa.

tura, etc. Normalmente tabela-se por ensaio o valor.

$$f_{s_F} = \frac{c_F^3}{W_F} \quad \text{logo:} \quad \tau_{f_F} = f_{s_F} \cdot \frac{M_{f_F}}{\text{sen } \delta_F \cdot c_F^3}$$

As aletas possuem no caso:

$$\delta_F = 52^\circ - \text{Ação} - c_F = 85,4 \text{ mm}$$

$$\delta_F = 58^\circ - \text{Reação} - c_F = 104 \text{ mm}$$

Para ação a aleta é cilíndrica com $f_{s_F} = 355,5$.

Para reação trabalha-se com momentos no engaste:

$$f_{s_F} = 485,$$

Assim, tem-se: $\tau_{f_F} = 0,000725 \cdot M_{f_F}$ para ação e

$\tau_{f_F} = 0,000419 \cdot M_{f_F}$ para reação.

XVIII - As tensões devidas a temperatura são obtidas considerando os momentos M_f^* e utilizando $y^* = y - 0,1$, porém a aleta de ação sendo cilíndrica, tem-se $f_{s_F} = \text{const.}$

XIX, XX, XXI - Para as pás, tem-se o mesmo princípio, a não ser que deve-se considerar os 3 pontos perigosos da Fig.4.4. As características das pás usadas são:

$$\text{Ação: } \delta_M = 66^\circ; \quad c_M = 65,1 \text{ mm}$$

$$\text{Reação: } \delta_M = 62^\circ; \quad c_M = 90 \text{ mm}$$

$$\begin{array}{l} \text{Ação} \\ \left. \begin{array}{l} f_{s_{M1}} = 145 \\ f_{s_{M2}} = 135 \\ f_{s_{M3}} = 145 \end{array} \right\} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Reação} \\ \left. \begin{array}{l} f_{s_{M1}} = 240 \\ f_{s_{M2}} = 250 \\ f_{s_{M3}} = 260 \end{array} \right\} \end{array}$$

XXII, XXIII, XXIV - Devida a temperatura com $y^* = 1,1$, tem-se:

$$\begin{array}{l} \text{Ação} \\ \left. \begin{array}{l} f_{s_{M1}} = 170 \\ f_{s_{M2}} = 155 \end{array} \right\} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Reação} \\ \left. \begin{array}{l} f_{s_{M1}} = 300 \\ f_{s_{M2}} = 320 \end{array} \right\} \end{array}$$

$$\text{Ação } f_{sM3} = 170 \quad \text{Reação } f_{sM3} = 300$$

- XXV - Calcula-se as relações de diâmetro para o rotor $y = D_E / D_R$
- XXVI, XXVII, XXVIII, XXIX - Calcula-se as tensões de tração para o rotor utilizando-se os diagramas 61, 62, 63 e 64. Os f_T são lidos na curva de $y = 1$, o que é a mesma coisa que traçar as curvas de y e ler-se na abscissa $y = 1$. Também tem-se os ρ com auxílio da curva $y^* = 1,1$ para ação.
- XXX, XXXI, XXXII, XXXIII, XXXIV, XXXV - Calcula-se a tensão t_τ tal $\tau = \tau_f + \tau_t$. Esta soma é algebrica, porque a flexão é da direita para a esquerda. As fibras da direita da linha neutra são tracionadas pela flexão, logo são positivas. As da esquerda são comprimidas, logo negativas. Para as aletas $\tau = \tau_f$ pois não há tração.
- XXXVI - As tensões admissíveis são obtidas das calculadas.

Estágio	1		2		3		4		5		6		7	
	F	M	F	M	F	M	F	M	F	M	F	M	F	M
t°C	770	750	682	660	560	560	550	530	510	490	470	450	430	410
f_T	2,8	6,0	4,5	8,4	6,1	11,1	4,7	14,9	5,0	16,4	5,6	18,0	6,4	19,0
50% efeitos locais	1,4	3,0	2,3	4,2	3,1	5,6	2,4	7,5	2,5	8,2	2,8	9,0	3,2	9,5
30% incerteza	0,9	1,8	1,4	2,5	1,9	3,4	1,4	4,5	1,5	5,0	1,7	5,4	2,0	5,7
τ_{ad}	5,1	10,8	8,2	15,1	11,1	20,1	8,5	26,6	9,0	29,6	10,1	32,4	11,6	34,2

Com estes valores vai-se a gráficos como os dos Diags. 65, 66, 67, ou aos catálogos dos fabricantes e escolhe-se o material para fabricação das pás e aletas. Leva-se em consideração tempo de funcionamento 10^5 horas, temperaturas e tensões.

- XXXVII - Calcula-se a frequência partindo do coeficiente para as

$$\text{aletas: } f_F = \frac{3,295 \cdot 10^{-2}}{(y - 1)^2}$$

- XXXVIII - Identicamente retira-se o coeficiente para as vibrações de torção f_T para as aletas somente para as de reação, porque as de ação tem-se a frequência diretamente por:

$$\partial_{TF} \cong \frac{0,096}{b_r} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}}$$

com $G = E/2,6$ para o aço.

XXXIX, XL- Mesmas coisas para as pás.

XLI - Calculou-se a frequência natural de flexão para aletas, segundo (4.35) e (4.37), resultando após substituições:

$$\partial_{FF} = 1439 \cdot f_{FF} \quad - \text{Ação}$$

$$\partial_{FF} = 1750 \cdot f_{FF} \quad - \text{Reação}$$

XLII - Calculou-se a frequência natural de torção para as aletas segundo (4.36) e (4.38):

$$\partial_{TF} = 30250/b_r \quad - \text{Ação}$$

$$\partial_{TF} = 5740 \cdot f_T \quad - \text{Reação}$$

XLIII - Calculou-se a frequência natural de flexão para as pás segundo (4.31) e (4.33), resultante após substituições:

$$\partial_{FM} = 1100 \cdot f_{FM} \quad - \text{Ação}$$

$$\partial_{FM} = 1518 \cdot f_{FM} \quad - \text{Reação}$$

XLIV - Calculou-se a frequência natural de torção para as pás, segundo (4.32) e (4.34), resultando após substituições, para ação e reação:

$$\partial_{TM} = 5740 \cdot f_{TM}$$

XLV - Calculou-se a frequência excitadora e a natural a flexão. No exemplo para excitadora tem-se $n = 3000$ rpm ou 50 ciclos/segundo. Tendo em vista esta rotação, tem-se para qualquer estágio que as pás do estágio anterior induzem nas aletas do estágio $n/60$ excitações. Sendo z_{1M} o número de pás do estágio anterior, a frequência natural a flexão para as aletas do estágio seguinte é dada por: $n_{FF} = \partial_{FF} \cdot 60/z_{1M}$. Os cálculos foram feitos toman-

do-se: 1º estágio - $z_{1M} = 0$; 2º, 3º e 4º estágios - $z_{1M} = 76$,
5º, 6º e 7º estágios - $z_{1M} = 64$.

XLVI a XLVIII - Calculou-se de modo idêntico ao feito em XLV.

5.2.2 - Cálculo do turbocompressor. Como são conhecidos:

$\dot{m} = 190 \text{ kg/s}$; $k_a = 1,4$;
 $c_{pa} = 1,006 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$; $p_1 = 0,99 \text{ b}$; $t_1 = 15^\circ\text{C}$; $p_2 = 7,5 \text{ b}$; $\eta_c = 0,86$
 $n = 3000 \text{ rpm}$, calcula-se a temperatura na saída e os trabalhos
específicos.

Como: $p_2/p_1 = 7,58$, logo $\psi_c = 0,782$ vem: $l_{1,2} = c_{pa} \cdot \psi_c \cdot T_1 = 226$
 kJ/kg logo: $l_{1,2} = l_{1,2}/\eta_c = 253 \text{ kJ/kg}$. Tendo em vista que $T_2 =$
 $T_1 \cdot (1 + \psi_c/\eta_c)$ resulta $T_2 = 550^\circ\text{K}$ ou $t_2 = 277^\circ\text{C}$.

Pode-se agora calcular os volumes, resultando: $V_1 = 162,2 \text{ m}^3/\text{s}$
e $V_2 = 40,8 \text{ m}^3/\text{s}$.

Como já é conhecida a rotação, adotando para entrada e saída
 $D_R = 1100 \text{ mm}$ vem $u_R = \pi \cdot D_R \cdot n = 173,5 \text{ m/s}$. Com isto, resulta:

$\varphi_1 \cdot X_1 = 0,978$ e $\varphi_2 \cdot X_2 = 0,246$. Após escolha, fixou-se:

$$X_1 = 0,978 \quad - \quad y_1 = 1,435 \quad - \quad D_{E1} = 1,590 \text{ m}$$

$$X_2 = 0,269 \quad - \quad y_2 = 1,109 \quad - \quad D_{E2} = 1,220 \text{ m}$$

Para ter-se o número de estágios calcula-se $h_u = \frac{u_R^2}{8370} = \frac{173,5^2}{8370}$

$= 3,6 \text{ kcal/kg}$. Um rotor com $D_R = \text{const.}$, resultaria:

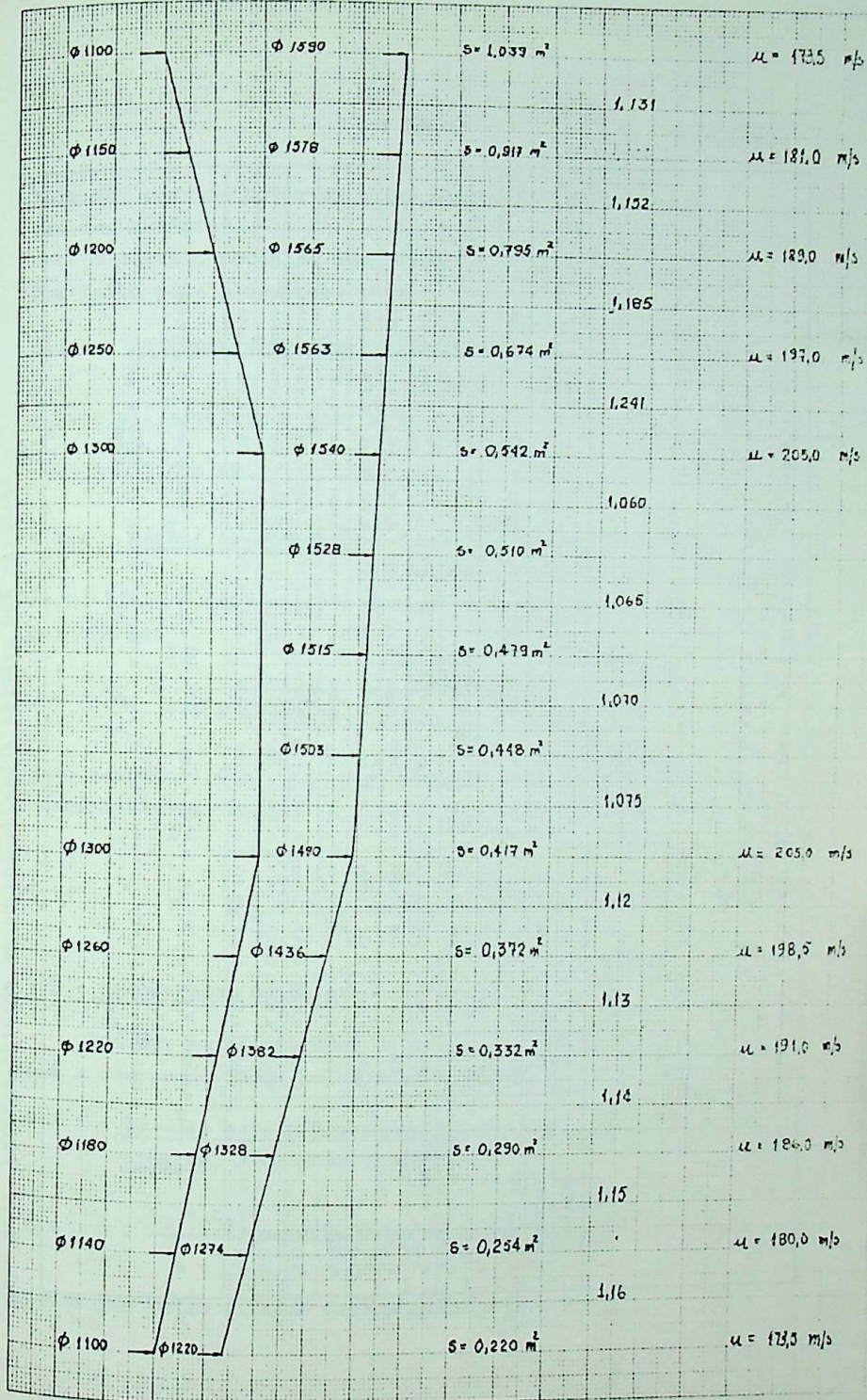
$$\bar{\psi} \cdot z = \frac{l_{1,2}}{h_u} = \frac{226}{4,185 \cdot 3,6} = 15. \text{ Como } \bar{\psi} \approx 1 \text{ resulta } z = 15 \text{ está}$$

gios. Para baixar para 13 será adotado D_R não constante, logo:

$$h_u = \frac{226}{13 \cdot 4,185} = 4,16 \text{ kcal/kg}. \text{ O que fornece um } D_R \approx 1,3 \text{ m}. \text{ Após}$$

várias tentativas, chegou-se ao canal escalonado da Fig. 5.3, con-
siderado razoável. Passou-se ao cálculo estágio por estágio.

A Tab. 5.4, cujo preenchimento é semelhante ao feito para



$n = 3000 \text{ rpm}; u = 173.5 \text{ m/s}; \theta_0 = \theta_1 = 280^\circ\text{K}; P_{d0} = 10300 \text{ kg/m}^2; \delta_1 = 1.039 \text{ m}^2; \eta_{1C_1} = 0.95$
 $F_1 = \frac{u_1^2}{2 \cdot c_{p1} \cdot \theta_1} = 0.032; \frac{\dot{m} \cdot \theta_1^{1/2}}{P_{d0} \cdot S_1} = 0.3015; z_1 = 0.227; \rho_1 = \frac{z_1}{\sqrt{F_1}} = 0.994; P_{d1} = 10000 \text{ kg/m}^2$
 $\frac{P_{d0} - P_{d1}}{P_{d0}} = 0.029; b_1 = 0.870; \delta_{F_1,13} = 750; \delta_{M_1,4} = 609; \delta_{M_5,13} = 540$
 $F_{i+1} = F_i \cdot \frac{\theta_i}{\theta_{i+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i} \cdot \frac{S_i}{S_{i+1}}; b_{i+1} = b_i \cdot \frac{P_{d1}}{P_{d_{i+1}}} \cdot \frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i} \cdot \frac{S_i}{S_{i+1}}$

ESTÁGIO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ψ_1 (Diag. 44)	0.970	1.050	1.100	1.100	0.705	0.850	0.925	1.025	1.065	1.065	0.990	0.925	0.650	-	-
η_{c1} (Diag. 44)	0.925	0.925	0.925	0.925	0.840	0.900	0.925	0.930	0.925	0.925	0.930	0.925	0.800	-	-
ψ_1/η_{c1}	1.050	1.136	1.190	1.190	0.840	0.945	1.000	1.100	1.150	1.150	1.055	1.000	0.813	-	-
$P_{d(i+1)}/P_{d1}$ (Diag. 59; 60)	1.188	1.211	1.227	1.232	1.153	1.175	1.181	1.194	1.193	1.170	1.140	1.117	1.075	-	-
$\theta_{i+1}^{1/2}/\theta_i$ (Diag. 54; 55)	1.0546	1.0612	1.0660	1.068	1.0495	1.0530	1.0530	1.0560	1.0550	1.049	1.040	1.0345	1.026	-	-
u_{i+1}/u_i	1.045	1.045	1.045	1.045	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.970	0.970	0.970	0.970	-	-
u_{i+1}^2/u_i^2	1.095	1.095	1.095	1.095	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.940	0.940	0.940	0.940	-	-
S_i^2/S_{i+1}	1.131	1.152	1.185	1.241	1.060	1.065	1.070	1.075	1.120	1.130	1.140	1.150	1.160	-	-
F_{i+1}	0.0540	0.0555	0.0570	0.0585	0.0557	0.0529	0.0503	0.0478	0.0426	0.0382	0.0346	0.0314	0.0290	-	-
b_{i+1}	0.837	0.810	0.801	0.826	0.800	0.780	0.745	0.720	0.735	0.766	0.820	0.895	1.020	-	-
φ_{i+1} (diag. 51; 52)	0.950	0.914	0.914	0.944	0.900	0.870	0.820	0.790	0.790	0.815	0.870	0.960	1.090	-	-

$F_{13} = 0.0290; \theta_{13} = 1.09; P_{d13}/P_{d1} = 80500/10000 = 8.05; \frac{\theta_{13}}{\theta_1} = \frac{544}{288}; P_{d13} = 80500 \text{ kg/m}^2; z_{13}^2 = 0.0345$
 $\eta_{d0} = 0.6; \frac{P_{d13} - P_{d5}}{P_{d13}} = 0.047; P_{d5} = 7700 \text{ kg/m}^2; P_{d5}/P_{d0} = 7.48; \psi_c = 0.775; \eta_c = \frac{0.775}{0.888} = 0.872$

Tab. 5.4 - Cálculo térmico do turbocompressor estágio por estágio.

turbina, permite obter-se todas as características termodinâmicas dos estágios.

O cálculo mecânico agora pode ser feito do mesmo modo que foi feito para a turbina.

5.2.3 - Potência disponível. Tendo em vista que $l_T = 415 \text{ kJ/kg}$
 $l_C = 257 \text{ kJ/kg}$, vem:

$$l_u = 0,95 \cdot (0,99 \cdot 415 - 257) = 145,2 \text{ kJ/kg. Com isto: } P_u = 190 \cdot 145,2 = 27600 \text{ kW.}$$

5.2.4 - Câmara de combustão. Para funcionamento com óleo de $PC_1 = 10000 \text{ kcal/kg}$, vem: $Q = 1,01 \cdot 190 \cdot 0,24 \cdot (1013 - 646) = 16900 \text{ kcal/s}$. Considerando o sistema técnico, tem-se:

$$V_{ca} = \frac{Q}{(5 \text{ a } 6) \cdot 10^6 \cdot p_3} = \frac{16900 \cdot 3600}{(5 \text{ a } 6) \cdot 10^6 \cdot 7,27} = 1,7 \text{ a } 1,42 \text{ m}^3$$

Será adotado $1,6 \text{ m}^3$, com duas câmaras $0,8 \text{ m}^3$, cada uma, sendo o comprimento da câmara: $L_{ca} = 2 \cdot D_{ca}$.

$$D_{ca} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_{ca}}{\pi}} = 0,8 \text{ m e } L_{ca} = 1,6 \text{ m}$$

5.3 - Recuperador de calor.

Estudar um recuperador de calor para instalação com turbinas a gás sendo dados os elementos da Fig. 5.5.

5.3.1 - Cálculo para recuperador de correntes paralelas, sentidos opostos. A equação (3.60):

$$L = \frac{d_1}{4 \cdot \gamma} \cdot \frac{t_1 - t_2}{\Delta t}; \text{ permite obter o comprimento útil do transmissor,}$$

desde que sejam fixados determinados elementos.

Quanto a disposição, optou-se pela alternada a 60°, sendo fixada a tubulação com $d_1 = 20$ e $d_e = 24$ mm, sendo os tubos de cobre.

Pela (3.53), após substituições, tem-se:

$$\overline{\Delta t} = \frac{57-36}{L \frac{57}{36}} = 45,5 \quad \text{logo:} \quad \frac{t_1 - t_2}{\overline{\Delta t}} = \frac{15,2}{45,5} = 3,35$$

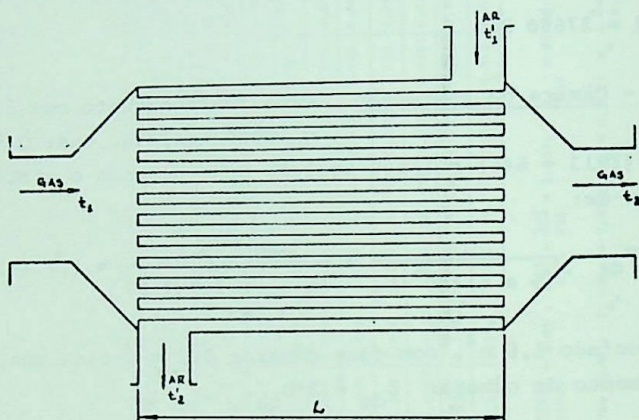


Fig. 5.5 - Elementos do recuperador de calor.

$$t_1 = 436 \text{ } ^\circ\text{C}; p_1 = 1,03 \text{ b}; t_2 = 284 \text{ } ^\circ\text{C}; p_2 = 1,01 \text{ b};$$

$$t'_1 = 227 \text{ } ^\circ\text{C}; p'_1 = 5,5 \text{ b}; t'_2 = 400 \text{ } ^\circ\text{C}; p'_2 = 5,4 \text{ b}.$$

Para obter \bar{v} , valor médio, é necessário conhecer o valor:

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{N_t} + \frac{\phi}{B \cdot Y} \cdot \frac{1}{N'_t},$$

para entrada e saída. Os calores específicos são retirados do Diag. 1: $c_{pg} = 0,255 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, $c_{pA} = 0,260 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$. A relação de secções $\phi = s'/s$ pode ser calculada, já que:

$$s = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 3,14 \text{ cm}^2.$$

Para determinar s' , será imposta a condição de ser a menor

distância entre tubos 5 mm, assim $L_T = 5 + d_e = 29$ mm; $L_L = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot L_T = 26$ mm, logo: $s' = 2,9 \cdot 2,6 - \frac{\pi \cdot 2,4^2}{4} = 2,77$ cm². Com isto tem-se:

$$\phi = \frac{s'}{s} = \frac{2,77}{3,14} = 0,88$$

Como o fluido mais quente circula no interior dos tubos, vem:

$$Y = \frac{d_e}{d_i} = \frac{2,4}{2,0} = 1,2$$

Para determinar N_t e N_t' necessita-se da temperatura na parede. Provavelmente ela será mais próxima da maior temperatura. Em primeira tentativa, será fixado para entrada do gás $t_{p1} = 420^\circ\text{C}$ e para saída, $t_{p2} = 270^\circ\text{C}$.

Para o gás, tem-se o produto $p \cdot c$ adotando uma velocidade $c = 35$ m/s, logo: $(c \cdot p)_1 = 35 \cdot 1,03 = 36$ e $(c \cdot p)_2 = 35 \cdot 1,01 = 36$ com $d_i = 20$ mm, tem-se do Diag. 6:

$$\begin{aligned} \text{entrada } \zeta &= 0,030 & - & N_{Re1} \approx 10^4 \\ \text{saída } \zeta &= 0,028 & - & N_{Re2} \approx 1,8 \cdot 10^4 \end{aligned}$$

Do Diag. 7, tem-se para curva b, $N_{Pr1} = 0,763$ e $N_{Pr2} = 0,75$.

Do Diag. 8, retira-se $N_{t1} = 4,15 \cdot 10^{-3}$; $N_{t2} = 3,9 \cdot 10^{-3}$. Para o ar, necessita-se inicialmente do diâmetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4 \cdot s'}{U} = \frac{4 \cdot 2,77}{\pi \cdot 2,4} = 1,465$$
 cm

A velocidade é calculada pela equação de continuidade:

$$B = \frac{s' \cdot \rho' \cdot c_{pa} \cdot c_a}{s \cdot \rho \cdot c_{pg} \cdot c_g} = \phi \cdot \frac{\rho' \cdot c_{pa} \cdot c_a}{\rho \cdot c_{pg} \cdot c_g} \quad \text{logo: } c_a = \frac{B \cdot \rho_g \cdot c_{pg} \cdot c_g}{\phi \cdot \rho_a \cdot c_{pa}}$$

$$= \frac{\dot{m}_a}{\phi \cdot \dot{m}_g} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_a} \cdot c_g = \frac{p_g \cdot R_a \cdot T_a}{p_a \cdot R_g \cdot T_g} \cdot c_g$$

Normalmente pode-se tomar $\dot{m}_a/\dot{m}_g = 0,9$, $R_{a_1} \approx R_g$, logo:

$$c_a = 0,9 \cdot \frac{p_g \cdot T_a \cdot c_g}{p_a \cdot T_a \cdot \phi} ; \quad c_{a1} = 0,9 \cdot \frac{1,03 \cdot 673 \cdot 3,5}{5,4 \cdot 709 \cdot 0,88} = 6,48 \text{ m/s para entrada e}$$

$$c_{a2} = 0,99 \cdot \frac{1,01 \cdot 500 \cdot 3,5}{5,5 \cdot 557 \cdot 0,88} = 5,80 \text{ m/s, para saída.}$$

Tem-se agora o produto $c \cdot p$ para o ar:

$$(c \cdot p)_{1,} = 6,48 \cdot 5,4 = 35 \text{ e } (c \cdot p)_{2,} = 5,8 \cdot 5,5 = 32$$

Com isto, dos Diags. 6 e 7, tem-se:

$$\zeta_{1,} = 0,034 ; \quad \zeta_{2,} = 0,030 ; \quad N_{Pr1,} = 0,73 ; \quad N_{Pr2,} \approx 0,73$$

$$N_{t1,} = 4,65 \cdot 10^{-3} ; \quad N_{t2,} = 4,2 \cdot 10^{-3}$$

Calcula-se agora os $\bar{\nu}$:

$$\frac{1}{\bar{\nu}_1} = \frac{1000}{41,5} + \frac{0,80 \cdot 1000}{0,88 \cdot 1,2 \cdot 4,65} = 420,5 \quad \text{e} \quad \frac{1}{\bar{\nu}_2} = \frac{1000}{3,9} + \frac{1000}{1,2 \cdot 4,2} = 464,5$$

$$\bar{\nu} = \frac{\bar{\nu}_1 + \bar{\nu}_2}{2} \quad \text{logo:} \quad \bar{\nu}^{-1} = 440.$$

O comprimento recuperador resulta:

$$L = \frac{d_1}{4 \bar{\nu}} \cdot \frac{t_1 - t_2}{\Delta t} = \frac{20 \cdot 440 \cdot 0,3 \cdot 335}{4} = 7350 \text{ mm} = 7,35 \text{ m}$$

Para o número de tubos tem-se:

$$\dot{m}_g = s \cdot c_g \cdot \rho_g \quad \text{ou} \quad s = \frac{\dot{m}_g}{c_g \cdot \frac{p_g}{R \cdot T_g}} = \frac{85 \cdot 29,3 \cdot 709}{35 \cdot 10300} = 4,9 \text{ m}^2 \quad \text{logo:}$$

$$z_t = \frac{4 \cdot s}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4,9 \cdot 10^4}{3,14} = 15500 \text{ tubos.}$$

Considerando o ar:

$$s' = \frac{\dot{m}_a}{c_a \cdot \frac{P_a}{R \cdot T_a}} = \frac{76,5}{6,48 \cdot 2,74} = 4,31 \text{ m}^2. \text{ Como:}$$

$$S_T = s + s' + 15500 \cdot (d_e^2 - d_1^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 11,36 \text{ m}^2, \text{ resulta: } d_T = \sqrt{\frac{45,44}{\pi}} =$$

$$\approx 3,8 \text{ m}$$

Resumindo os resultados para este caso:

- Fazer dois aparelhos, logo em cada $z_t = 7750$ tubos.

$$S_T = 5,68 \text{ m}^2 \text{ e } d_T = \sqrt{\frac{22,72}{\pi}} = 2,7 \text{ m}$$

- Tendo em vista as grandes dimensões do recuperador, este será, construído com anéis centrais, o que permite calculá-lo como correntes cruzadas adotando como orientação os elementos obtidos no cálculo com correntes paralelas.

5.3.2 - Tentativas para recuperador de correntes cruzadas: A Fig.

5.6 re

presenta um corte transversal e outro longitudinal em esquema do aparelho a ser construído.

Necessita-se de novo:

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{N_t} + \frac{\phi}{B \cdot Y} \cdot \frac{1}{N'_t}$$

Como para o gás tem-se os mesmos valores, resta calcular p_a ra o ar N'_t .

Para cálculo do novo s' , usa-se o princípio de conservação da massa: $s' = \dot{m}_a / (c_a \cdot \rho_a)$. Como $\rho_{a1}' = 2,74 \text{ kg/m}^3$ e $\rho_{a2}' = 3,75 \text{ kg/m}^3$.

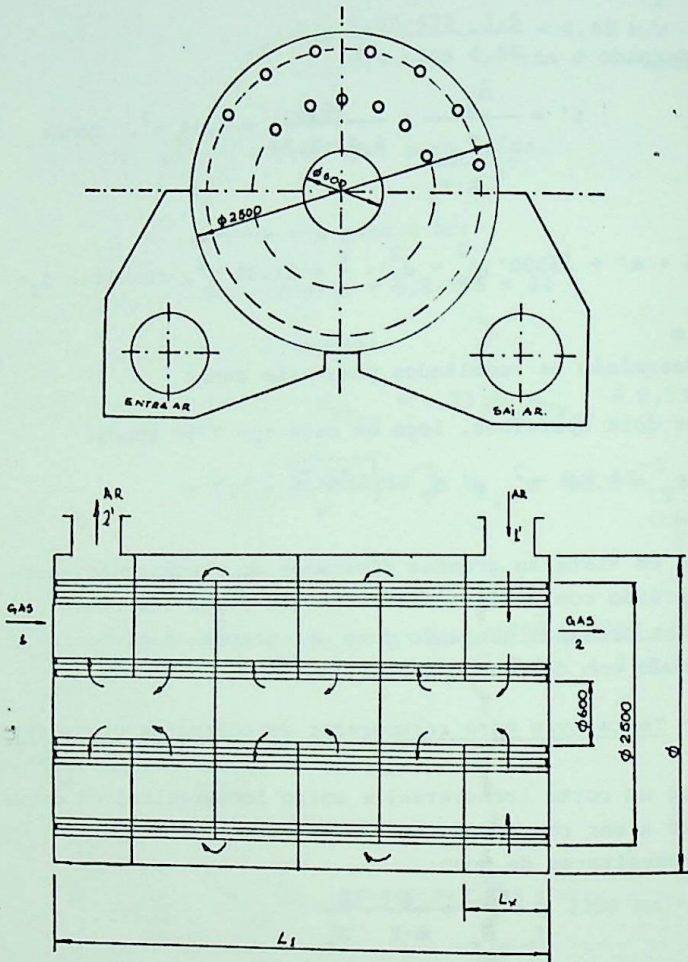


Fig. 5.6 - Corte transversal e longitudinal no resu-
perador de calor.

Adotando para saída do ar 7 m/s, tem-se: $s' = \frac{76,5}{7 \cdot 2,74} = 4,0 \text{ m}^2$.

Como são dois aparelhos, $s' = 2,0 \text{ m}^2$.

A velocidade do ar na entrada será $c_{a1} = 5,1 \text{ m/s}$.

Como pela (3.56), $T_{P1} = 673 - 0,5 \cdot (673 - 693) = 683 \text{ } \text{°K}$ e

$$T_{P2} = 500 - 0,5 \cdot (500 - 543) = 520 \text{ } \text{°K}.$$

O N_{Re} calculado considerando o diâmetro externo, velocidade na secção média e viscosidade.

$N_{Re} = \frac{c_a \cdot d_e}{\nu_a}$. Retirando ν_a do Diag. 11, tem-se:

$$N_{Re1} = \frac{7 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{15,1 \cdot 10^{-6}} = 1,12 \cdot 10^4 \quad \text{e} \quad N_{Re2} = \frac{5,1 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{9,81 \cdot 10^{-6}} = 1,25 \cdot 10^4$$

Para N_{Pr} do Diag. 7, retira-se:

$$N_{Pr1} = 0,738 \quad N_{Pr2} = 0,716$$

Do Diag. 10, tem-se: $f_{f1} = 10^{-2}$ e $f_{f2} = 10^{-2}$

Como: $L_T = 26$ e $L_L = 29$, logo: $\frac{L_L}{d_e} = \frac{29}{24} = 1,21$; $\frac{L_T}{d_e} = 1,08$, vem:

$$f_{a1} = 1,13 \quad f_{a2} = 1,12, \text{ com isto: } N_{t1} = \frac{673}{683} \cdot 10^{-2} \cdot 1,13 =$$

$$= 1,112 \cdot 10^{-2} \quad \text{e} \quad N_{t2} = \frac{500}{520} \cdot 10^{-2} \cdot 1,12 = 1,079 \cdot 10^{-2}.$$

Tendo em vista que $s' = 4,9/2 = 2,45 \text{ m}^2$ resulta $\phi = 2/2,45 = 0,816$ e com isto:

$$\frac{1}{\nu_1} = 241 + \frac{0,816 \cdot 10^2}{0,88 \cdot 1,2 \cdot 1,112} = 310,5 \quad \text{e}$$

$$\frac{1}{r_2} = 256 + \frac{77,4}{1,079} = 327,8$$

Com isto, sendo $\bar{r} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ vem: $\frac{1}{\bar{r}} = 319$.

O comprimento de cada recuperador, será:

$$\frac{L}{d_i} = \frac{319 \cdot 3,35}{4} \quad \text{ou} \quad L = 5,35 \text{ m}$$

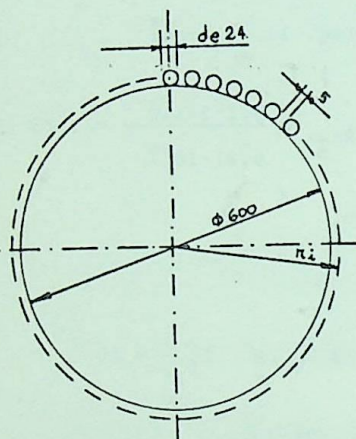


Fig. 5.7 - Disposição dos tubos.

O número de tubos z_t por recuperador é o mesmo do cálculo anterior isto é, $z_t = 7750$. Com auxílio da Fig. 5.7, pode-se calcular a distância entre desviadores, tendo por base o diâmetro médio.

$$2 \cdot r_i = 600 + d_e = 600 + 24 = 624 \text{ mm}$$

$$\pi \cdot 2 \cdot r_i - z_{t1} \cdot 0,024 = 0,005 \cdot z_{t1} \quad \text{ou}$$

$$z_{t1} = \frac{\pi}{0,029} \cdot 2 \cdot r_i = 108,8 \cdot 2 \cdot r_i$$

Com isto tem-se por circunferência:

$$z_{t1} = 108,8 \cdot 0,624 = 68 \text{ tubos}$$

$$z_{t2} = 108,8 \cdot 0,649 = 71 \text{ tubos}$$

$$z_{t3} = 108,8 \cdot 0,678 = 74 \text{ tubos}$$

$$z_{t4} = 108,8 \cdot 0,707 = 77 \text{ tubos}$$

$$z_{t5} = 108,8 \cdot 0,736 = 80 \text{ tubos}$$

Praticamente uma progressão aritmética de razão $r_p = 3$.

Pode-se portanto escrever:

$z_t = \frac{(z_{t1} + z_t) \cdot i}{2}$ e $z_{ti} = z_{t1} + (i - 1) \cdot r_p$, onde z_{t1} é o número de tubos na primeira circunferência, z_{ti} na última, z_t o número total de tubos e i o número de circunferências.

Resolvendo este sistema, eliminando i , vem:

$$z_{ti}^2 + r_p \cdot z_{ti} - (z_{tl}^2 + 2 \cdot z_t \cdot r_p - r_p \cdot z_{tl}) = 0$$

Substituindo os valores, vem:

$$z_{ti}^2 + 3 \cdot z_{ti} - (68^2 + 2 \cdot 7750 \cdot 3 - 3 \cdot 68) = 0 \quad \text{ou}$$

$$z_{ti}^2 + 3 \cdot z_{ti} - 50921 = 0$$

Resolvendo, resulta $z_{ti} = 224$ tubos, na última circunferência, logo o diâmetro correspondente será: $D_i = 224/108,8 = 2,07$ m. O diâmetro médio será: $D_m = \frac{2,07 + 0,6}{2} = 1,065$ m. O número de tubos neste diâmetro resulta $z_{tm} = 116$ tubos. Pode-se agora calcular qual a distância entre os desviadores, tendo em vista que:

$$s' = \pi \cdot D_m \cdot L_x - z_{tm} \cdot d_e \cdot L_x \cdot f_e \quad \text{ou} \quad L_x = \frac{s'}{D_m - z_{tm} \cdot d_e}$$

Tomando o fator de estrangulamento $f_e = 0,8$ tem-se:

$$L_x = \frac{2}{\pi \cdot 1,065 - 116 \cdot 0,024 - 0,8} = 1,74 \text{ m}$$

O número de passagem será:

$$z_s = \frac{L}{L_x} = \frac{5,35}{1,74} = 3,1$$

Será adotado 4 passagens, logo três desviadores. O comprimento entre desviadores resulta: $L_x = 5,35/4 = 1,34$ m. O número de circunferências, será: $n = \frac{2 \cdot z_t}{z_{tl} + z_{ti}} \approx 40$.

Na Fig. 5.8 está representado um esquema do recuperador, o qual permite calcular as perdas de carga.

Inicialmente para o gás, considerando somente as perdas com escoamento desenvolvido:

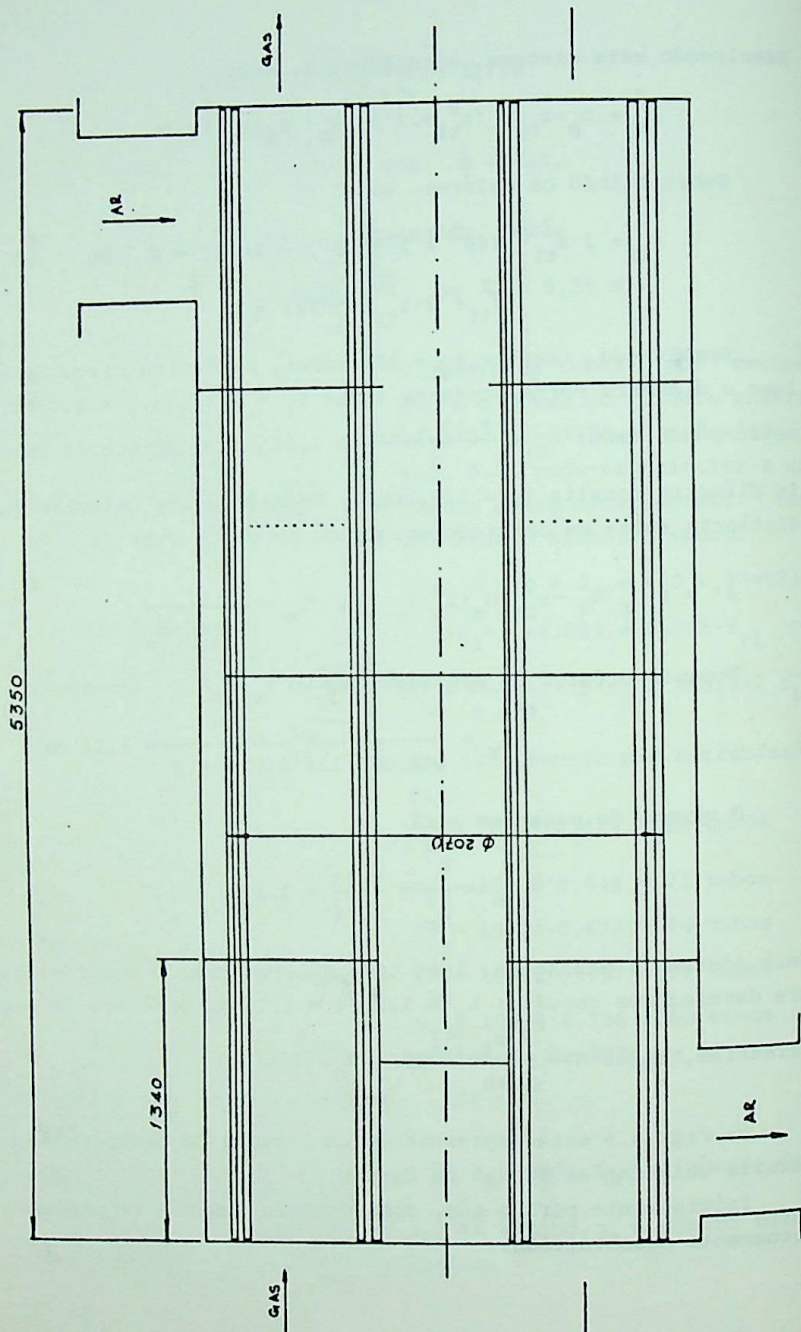


Fig. 5.8 - Esquema do recuperador para cálculo das perdas de carga.

$$\Delta p_g = \zeta_g \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \rho_g \cdot \frac{c_2^2}{2} . \text{ Tomando } \zeta_g \text{ e } \rho_g \text{ os valores médios entre en}$$

trada e saída tem-se após substituição, trabalhando no sistema técnico: $\Delta p_g = 0,029 \cdot \frac{5,350}{0,020} \cdot 0,56 \cdot \frac{1225}{19,6} = 272 \text{ kg/mm}^2$.

Como $p_1 = 10300$ vem $p_2 = 10300 - 272 = 10028 \text{ kg/m}^2$ valor razoável.

Para o ar deve-se ter em mente que há perdas pela passagem do fluido radialmente através das secções e perdas devido a passagem do fluido pelo tubo central.

$$\Delta p_a = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

Para o cálculo de Δp_1 deve-se considerar em princípio a fórmula para correntes cruzadas $\Delta p_1 = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2}$.

Como tem-se 4 secções deve-se calcular as perdas isoladamente e após fazer o somatório. Necessita-se portanto conhecer como variam as temperaturas e pressões, afim de poder-se calcular os elementos da fórmula. Adotando uma distribuição linear para pressão e temperatura, e considerando as temperaturas do fluido quente será fixado para o diâmetro médio.

$$T_{Im} = 522 \text{ } \circ\text{K}; T_{IIIm} = 565 \text{ } \circ\text{K}; T_{IIIm} = 609 \text{ } \circ\text{K}; T_{IVm} = 652 \text{ } \circ\text{K}.$$

Para as pressões calcula-se com $p_m = 54500 \text{ kg/m}^2$, logo resultam os seguintes pesos específicos:

$$\gamma_{Im} = \frac{54500}{29,3 \cdot 522} = 3,56 \text{ kg/m}^3; \gamma_{IIIm} = 3,29 \text{ kg/m}^3; \gamma_{IIIm} = 3,05 \text{ kg/m}^3;$$

$$\gamma_{IVm} = 2,85 \text{ kg/m}^3.$$

Com isto, a área da secção de passagem é:

$$s' = \pi \cdot D_m \cdot L_x - z_{tm} \cdot d_e \cdot 0,8; L_x = 3,14 \cdot 1,065 \cdot 1,34 - 116 \cdot 0,024 \cdot 0,8 \cdot 1,34 = 1,5 \text{ m}^2.$$

As velocidades médias serão:

$$c_{Im} = \frac{38,25}{1,50 \cdot 3,56} = 7,17 \text{ m/s}; \quad c_{IIIm} = 7,75 \text{ m/s}; \quad c_{IIIIm} = 8,37 \text{ m/s};$$

$$c_{IVm} = 8,96 \text{ m/s}$$

As viscosidades cinemáticas serão:

$$\nu_{Im} = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \frac{27 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{3,56} = 7,45 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \nu_{IIIm} = \frac{3,0 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{3,29} =$$

$$= 8,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \nu_{IIIIm} = \frac{3,3 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{3,05} = 11,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$\nu_{IVm} = \frac{3,6 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{2,85} = 12,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

Os N_{Re} serão:

$$N_{Re_{Im}} = \frac{c_{Im} \cdot d_e}{\nu_{Im}} = \frac{7,17 \cdot 0,084 \cdot 106}{7,45} = 2,31 \cdot 10^4;$$

$$N_{Re_{IIIm}} = \frac{7,75 \cdot 0,024 \cdot 10^6}{8,95} = 2,08 \cdot 10^4;$$

$$N_{Re_{IIIIm}} = \frac{8,37 \cdot 0,024 \cdot 10^6}{11,0} = 1,83 \cdot 10^4$$

$$N_{Re_{IVm}} = \frac{8,96 \cdot 0,024 \cdot 10^6}{12,4} = 1,7 \cdot 10^4$$

Da tabela retira-se com $\frac{L_L}{d_e} = 1,21$ e $\frac{L_T}{d_e} = 1,08$:

$\zeta_{Im} = 0,46$; $\zeta_{IIIm} = 0,48$; $\zeta_{IIIIm} = 0,49$; $\zeta_{IV} = 0,5$. Com isto re -

$$\text{sulta: } \Delta p_I = 0,46 \cdot 3,56 \cdot \frac{7,17^2}{19,6} = 4,3 \text{ kg/m}^2; \Delta p_{II} = 0,48 \cdot 3,29 \cdot \frac{7,75^2}{19,6} =$$

$$= 4,85 \text{ kg/m}^2; \Delta p_{III} = 0,49 \cdot 3,05 \cdot \frac{8,37^2}{19,6} = 5,35 \text{ kg/m}^2; \Delta p_{IV} =$$

$$= 0,50 \cdot 2,85 \cdot \frac{8,96^2}{19,6} = 5,85 \text{ kg/m}^2$$

Com isto $\Delta p_1 = 1 \cdot \Sigma \Delta p = 40 \cdot 20,35 = 814 \text{ kg/m}^2$.

Nos estrangulamentos a perda será: $\Delta p_2 = 1,4 \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2}$.

Precisa-se dos ρ ou γ e dos c .

Os γ resultam $\gamma_{II} = 3,35 \text{ kg/m}^3$ e $\gamma_{IV} = 3,00 \text{ kg/m}^3$. Como

a seção é $\frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} = 0,284 \text{ m}^2$, tem-se $c_{II} = 40,3 \text{ m/s}$ e $c_{IV} =$

$= 45 \text{ m/s}$.

Com estes elementos resulta:

$$\Delta p_I^1 = 1,4 \cdot 3,35 \cdot \frac{40,3^2}{19,6} = 390,0 \text{ kg/m}^2 \text{ e } \Delta p_{II}^1 = 1,4 \cdot 3,00 \cdot \frac{45^2}{19,6} = 434,0$$

kg/m^2 . Com isto, $\Delta p_2 = 824,0 \text{ kg/m}^2$ e a perda total será:

$$\Delta p_a = 824,0 + 814,0 = 1634 \text{ kg/m}^2$$

O ar deverá entrar a 55634 kg/m^2 , valor um pouco superior ao fornecido para o cálculo.

6 - CONCLUSÕES

Do que foi exposto, pode-se concluir:

- O cálculo preliminar térmico de instalações com turbinas a gás pode ser feito com resultados bastante satisfatórios utilizando-se as equações da termodinâmica para gás ideal.
- O cálculo mecânico preliminar permite em primeira aproximação ter-se as dimensões das máquinas e aparelhos, logo possibilidade de ser prevista em planta e elevação as dimensões da instalação.
- O recuperador de calor é o elemento de maior volume do grupo, motivando problemas para utilização da turbina a gás onde há problemas de espaço, como por exemplo, na propulsão naval.
- A instalação com turbinas a gás apresenta entre outros, um grande problema no aumento da potência por eixo. Este problema é oriundo do aumento do número de estágios do turbocompressor com o aumento da potência.
- O cálculo estágio por estágio da turbina e turbocompressor é rápido e eficiente desde que sejam preliminarmente determinadas as várias características de tipos de aletas e pás a serem utilizadas. O cálculo preliminar pode ser feito à régua ou em máquinas de calcular, tais resultados podem servir de base para um cálculo através de computador. Este somente pode ser feito se todos os elementos fornecidos pelos diagramas forem equacionados.
- Com auxílio da sequência podem ser determinadas as dimensões de instalações com um escalonamento de potências as quais podem ser utilizadas por fabricantes em concorrência ou por interessados para fixação dos termos da concorrência.
- A sequência permite uma primeira visão sobre os problemas de vibrações e materiais a serem utilizados na instalação.

- A problemática da rotação do grupo turbo-turbina pode pela sequência ser analisada, ficando definida em função do consumo - dor a conveniência ou não da utilização de turbina isolada de po tência.

- As equações deduzidas no Cap. 3 permitem fazer uma análise bas tante satisfatória do comportamento da instalação quando há va riação da temperatura do ar na entrada do turbocompressor, con forme será demonstrado tomando por base uma instalação em circuí to aberto sem recuperação.

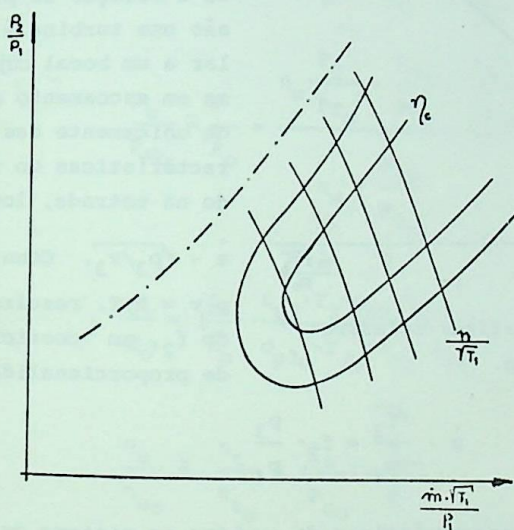


Fig. 6.1 - Características relativas de turbocompressor.

terísticas relativas ao ponto de funcionamento, pode-se escrever para duas condições de funcionamento:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (6.1)$$

Para rotação constante pode-se em primeira aproximação ado tar-se a fórmula estatística empírica, para relação dos rendimen

Para este estu do parte-se do cam po de funcionamento do turbocompressor, Fig. 6.1. Para con dições de aspiração constante, as velo cidades de escoamen to são proporciona is a $\sqrt{p \cdot v}$ ou as pressões produzidas. Como o fluido pode ser considerado per feito logo, $p \cdot v = R \cdot T$ resulta $c \cdot \sqrt{T}$. Sen do $\dot{m} \sim \sqrt{c/v}$, tem-se:

$$\dot{m} \sim \sqrt{p/v} \sim p / \sqrt{T}$$

Se for indica do com "o" as caraç

do com "o" as caraç

tos do turbocompressor.

$$\eta_c/\eta_{c_0} = 1 - |1 - p_2/p_{2_0}|^{1,7} \quad (6.2)$$

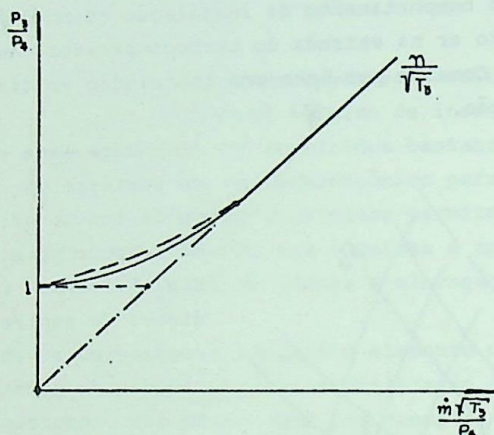


Fig. 6.2 - Características relativas de turbina.

Para as turbinas o campo de funcionamento tem o aspecto da Fig. 6.2. Impondo a condição de ser elevada a relação de pressão uma turbina é similar a um bocal cuja massa em escoamento depende unicamente das características do fluido na entrada, logo:

$$\dot{m} = \sqrt{p_3/v_3}. \text{ Como:}$$

$p \cdot v = R \cdot T$, resulta sendo f_2 , um coeficiente de proporcionalidade:

$$\dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{P_4} = f_2 \cdot \frac{P_3}{P_4} \quad (6.3)$$

Deste modo as características da turbina no sistema de coordenadas p_3/p_4 ; $(\dot{m} \cdot \sqrt{T_3})/P_4$ se reduzem a uma reta. Com efeito quando a relação de pressão diminui a hipótese inicial perde o sentido, pois o fluido tende a comportar-se como incompressível, ficando a massa em escoamento proporcional a raiz quadrada das pressões. Assim, a reta apresenta um ramo parabólico nas proximidades de $p_3/p_4 = 1$, intervindo a rotação de modo a ter-se uma família de parábolas. Para turbinas vale em primeira aproximação a fórmula estatística empírica para relação dos rendimentos:

$$\eta_T/\eta_{T_0} = 1 - |1 - p_3/p_{3_0}|^{3,5} \quad (6.4)$$

Por outro lado, as equações do Cap. 3 permitem escrever para uma condição qualquer de funcionamento e aquela correspondente ao ponto de funcionamento sendo a rotação constante e $\dot{m}_a = \dot{m}_g = \dot{m}$

$$\frac{P_c}{P_{cO}} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_O} \right) \cdot \left(\frac{\psi_c}{\psi_{cO}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{cO}}{\eta_c} \right) \cdot \left(\frac{T_1}{T_{1O}} \right) \quad (6.5)$$

$$\frac{P_T}{P_{TO}} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_O} \right) \cdot \left(\frac{\psi_T}{\psi_{TO}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{TO}}{\eta_T} \right) \cdot \left(\frac{T_3}{T_{3O}} \right) \quad (6.6)$$

$$\frac{P_u}{P_{uO}} \cong \frac{P}{P_O} = \frac{\eta_m \cdot \frac{P_T}{P_{TO}} - \frac{P_{cO}}{P_{TO}} \cdot \frac{P_c}{P_{cO}}}{\eta_m - \frac{P_{cO}}{P_{TO}}} \quad (6.7)$$

$$\frac{Q}{Q_O} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_O} \right) \cdot \frac{c_{p3} \cdot T_3 - c_{p2} \cdot T_2}{c_{p3O} \cdot T_{3O} - c_{p2} \cdot T_{2O}} \cong \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_O} \right) \cdot \frac{T_3 - T_2}{T_{3O} - T_{2O}} \quad (6.8)$$

$$\frac{\eta_u}{\eta_{uO}} \cong \frac{\eta_t}{\eta_{tO}} = \left(\frac{P_u}{P_{uO}} \right) \cdot \left(\frac{Q}{Q} \right) \quad (6.9)$$

Nestas expressões P indica potência, o índice "c" caracteriza o turbocompressor, o "T" turbina o "u" útil e sem índice os bornes de saída do alternador.

Com estas equações podem ser as características η_t/η_{tO} , P/P_O serem traçadas em função de T_3/T_{3O} tendo como característica paramétrica T_1 . Para tanto procede-se em tres etapas.

- Conserva-se T_1 constante e varia-se T_3 , com $\dot{m} = \dot{m}_O$.
- Conserva-se T_3 constante e varia-se T_1 , com $p_1 = p_{1O}$ e $v_1 = v_{1O}$
- Superpõe-se os efeitos, isto é, varia-se T_1 e T_3 , obtendo-se

as características desejadas.

A seqüência de cálculo é a seguinte:

$$\underline{T_1 = \text{const.}, T_3 \text{ variável}}$$

I - Fixa-se os valores desejados de T_3 , estabelecendo-se as relações T_3/T_{30} .

II - Calcula-se $p_3/p_{30} = \sqrt{\frac{T_3}{T_{30}}} = p_2/p_{20}$, e depois p_3 e p_2 .

III - Calcula-se ψ_c e ψ_T considerando k_a e k_g do projeto.

IV - Calcula-se ψ_c/ψ_{c0} e ψ_T/ψ_{T0} .

V - Calcula-se $\eta_c/\eta_{c0} = 1 - |1 - p_2/p_{20}|^{1,7}$ e

$$\eta_T/\eta_{T0} = 1 - |p_3/p_{30} - 1|^{3,5}$$

VI - Calcula-se $\frac{P_c}{P_{c0}} = \left(\frac{\psi_c}{\psi_{c0}}\right) \cdot \left(\frac{\eta_{c0}}{\eta_c}\right)$ e $\frac{P_T}{P_{T0}} = \left(\frac{\psi_T}{\psi_{T0}}\right) \cdot \left(\frac{\eta_{T0}}{\eta_T}\right) \cdot \left(\frac{T_3}{T_{30}}\right)$.

VII - Calcula-se $T_2 = T_{10} \cdot (1 + \psi_c/\eta_c)$.

$$\underline{T_3 = \text{const.}, T_1 \text{ variável}}$$

I - Fixa-se os valores desejados de T_1 e calcula-se $\frac{T_{10}}{T_1} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}$

II - Calcula-se $P_{c1} = P_{c0} \cdot \frac{T_1}{T_{10}}$

$$\underline{T_1 \text{ e } T_3 \text{ variáveis}}$$

I - Para cada T_1 calcula-se $\frac{P_{T1}}{P_{T0}} = \left(\frac{P_T}{P_{T0}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)$.

II - Calcula-se $\frac{P_u}{P_{u0}} = \frac{\eta_m \cdot \frac{P_{T1}}{P_{T0}} - \frac{P_{c1}}{P_{T0}} \cdot \frac{P_c}{P_{c0}}}{\eta_m - \frac{P_{c1}}{P_{T0}}}$

III - Calcula-se $T_{22} = T_2 \cdot T_1/T_{10}$

IV - Calcula-se $\frac{Q_0}{Q_1} = \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}}\right) \cdot \frac{T_{30} - T_{20}}{T_3 - T_{22}}$

V - Calcula-se $\eta/\eta_0 = \left(\frac{P_u}{P_{u0}}\right) \cdot \left(\frac{Q_0}{Q_1}\right)$

A conclusão foi aplicada para uma instalação com as seguintes características no ponto de funcionamento.

$P_{10} = 0,91 \text{ b}; P_{20} = 45 \text{ b}; t_{10} = 209^\circ\text{C}; t_{20} = 2129^\circ\text{C}; p_{30} = 4,3 \text{ b};$

$P_{40} = 0,97 \text{ b}; t_{30} = 7009^\circ\text{C}; t_{40} = 4209^\circ\text{C}; \eta_{el} = 0,97; \eta_m = 0,96;$

$\eta_r = 0,97; \eta_{co} = 0,88; \eta_{T0} = 0,90; \eta_{cc} = 0,97; a_1 = 1,02$

$c_{pa} = 1,012 \text{ kJ/kg}^\circ; k_a = 1,396; c_{pg} = 1,12 \text{ kJ/kg}^\circ; k_g = 1,343;$

$c_{p2} = 1,012 \text{ kJ/kg}^\circ ; c_{p3} = 1,165 \text{ kJ/kg}^\circ ; P = 5000 \text{ kW};$

$PC_1 = 41000 \text{ kJ/kg}.$

Foi elaborado um programa para computar obedecendo a seguinte sequência:

1 - Calcula-se $\psi_{c_0} = \left[\frac{\frac{k_a - 1}{\left(\frac{P_{20}}{P_{10}}\right) k_a} - 1}{\frac{k_a - 1}{P_{10}}} \right]$

2 - Calcula-se $l_{12} = c_{pa} \cdot T_{10} \cdot \psi_{c_0}$

3 - Calcula-se $l_{c_0} = l_{12} / \eta_{c_0}$

4 - Calcula-se $T_{20} = T_{10} \cdot (1 + \psi_{c_0} / \eta_{c_0})$

5 - Calcula-se $\psi_{T_0} = 1 - (P_{40} / P_{30})^{\frac{kg-1}{kg}}$

- 6 - Calcula-se $\ell_{3,4} = c_{pg} \cdot T_{30} \cdot \psi_{T_{30}}$
- 7 - Calcula-se $\ell_{T_{30}} = \ell_{34} \cdot \eta_{T_{30}}$
- 8 - Calcula-se $T_{40} = T_{30} \cdot (1 + \psi_{T_{30}} \cdot \eta_{T_{30}})$
- 9 - Calcula-se $\ell_{u_{30}} = \eta_m \cdot \ell_{T_{30}} - \ell_{c_{30}}$
- 10 - Calcula-se $\dot{m}_{30} = \frac{P}{\ell_{u_{30}} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_r}$
- 11 - Calcula-se $q_{30} = a \cdot (c_{p3} \cdot t_{30} - c_{p2} \cdot t_{20})$
- 12 - Calcula-se $\dot{m}_{c_{30}} = \frac{\dot{m}_{30} \cdot q_{30}}{PC_1 \cdot \eta_{cc}}$
- 13 - Calcula-se $Q_{30} = \dot{m}_{c_{30}} \cdot PC_1$
- 14 - Calcula-se $\eta_{u_{30}} = \frac{\ell_{u_{30}}}{q_{30}}$
- 15 - Calcula-se $\eta_{t_{30}} = \frac{P}{Q_{30}}$
- 16 - Calcula-se $P_{c_{30}} = \dot{m}_{30} \cdot \ell_{c_{30}}$
- 17 - Calcula-se $P_{T_{30}} = \dot{m}_{30} \cdot \ell_{T_{30}}$
- 18 - Calcula-se $P_{u_{30}} = \dot{m}_{30} \cdot \ell_{u_{30}}$
- 19 - Fixa-se vários valores para T_3
- 20 - Calcula-se os T_3/T_{30}
- 21 - Calcula-se os $p_3/p_{30} = p_2/p_{20} = \sqrt{T_3/T_{30}}$
- 22 - Calcula-se os p_3

23 - Calcula-se os p_2 .

$$24 - \text{Calcula-se os } \psi_c = \left(\frac{p_2}{p_{10}}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1$$

$$25 - \text{Calcula-se os } \psi_T = 1 - (p_{40}/p_5)^{\frac{k_g-1}{k_g}}$$

26 - Calcula-se os ψ_c/ψ_{c0}

27 - Calcula-se os ψ_T/ψ_{T0}

$$28 - \text{Calcula-se os } \eta_c/\eta_{c0} = 1 - |1 - p_2/p_{20}|^{1,7}$$

$$29 - \text{Calcula-se os } \eta_T/\eta_{T0} = 1 - |p_3/p_{30} - 1|^{3,5}$$

$$30 - \text{Calcula-se os } \frac{P_c}{P_{c0}} = \left(\frac{\psi_c}{\psi_{c0}}\right) \cdot \left(\frac{\eta_{c0}}{\eta_c}\right)$$

$$31 - \text{Calcula-se os } \frac{P_T}{P_{T0}} = \left(\frac{\psi_T}{\psi_{T0}}\right) \cdot \left(\frac{\eta_T}{\eta_{T0}}\right) \cdot \left(\frac{T_3}{T_{30}}\right)$$

$$32 - \text{Calcula-se } T_2 = T_{10} \cdot (1 - \psi_c/\eta_c)$$

33 - Fixa-se vários valores para T_1

$$34 - \text{Calcula-se os vários } T_1/T_{10} = \dot{m}_0/\dot{m}$$

$$35 - \text{Calcula-se os } P_{c1} = P_{c0} \cdot (T_1/T_{10})$$

$$36 - \text{Para cada } T_1 \text{ e todos } T_3 \text{ calcula-se: } \frac{P_{T1}}{P_{T0}} = \frac{P_T}{P_{T0}} \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}$$

$$37 - \text{Calcula-se } \frac{P_u}{P_{u0}} = \frac{\eta_m \cdot \frac{P_{T1}}{P_{T0}} - \frac{P_{c1}}{P_{T0}} \cdot \frac{P_c}{P_{c1}}}{\eta_m - \frac{P_{c1}}{P_{T0}}}$$

38 - Calcula-se os $T_{22} = T_2 \cdot T_1 / T_{10}$

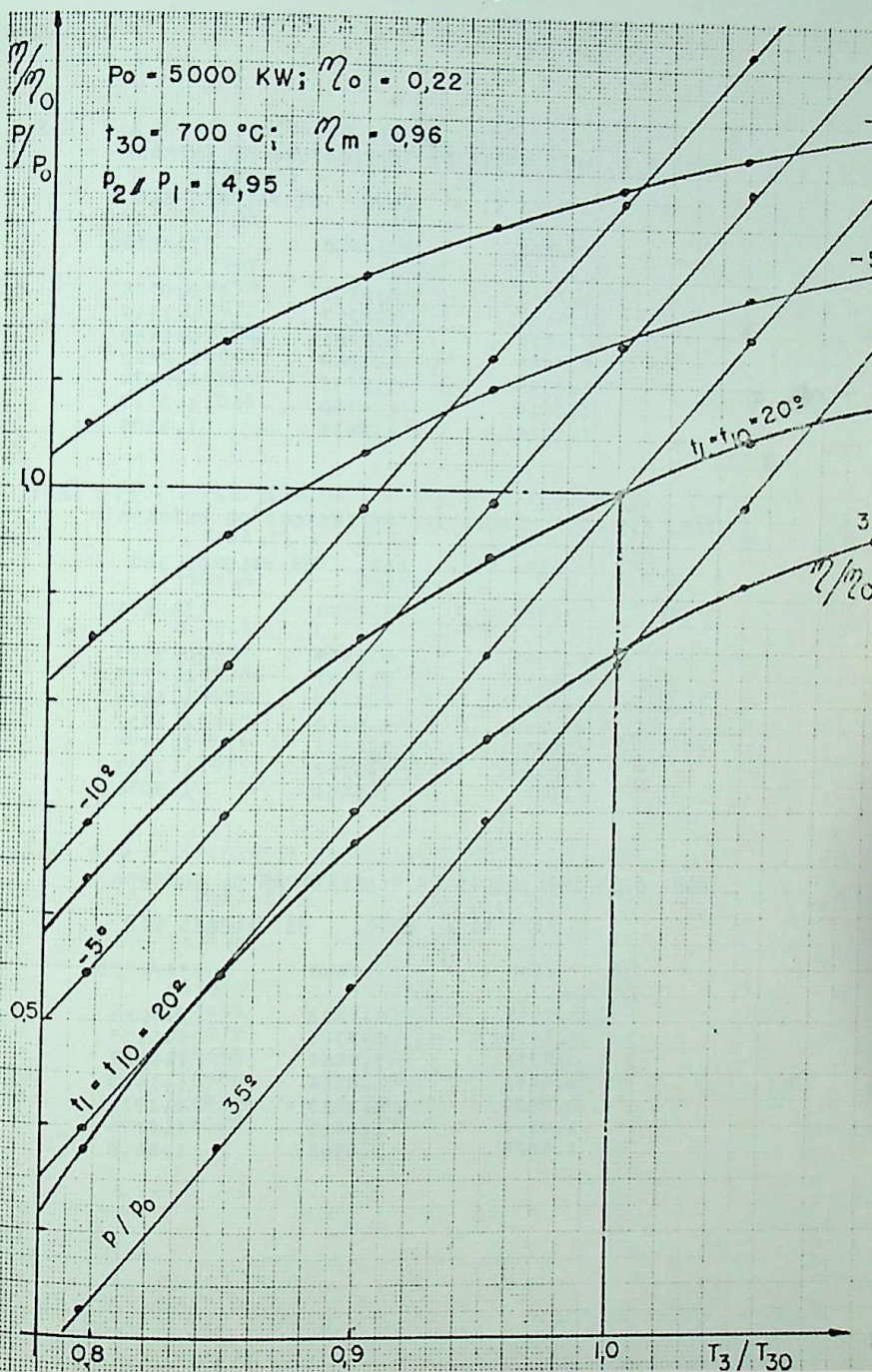
39 - Calcula-se os $\frac{Q_o}{Q_1} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}} \cdot \frac{T_{3o} - T_{2o}}{T_3 - T_{22}}$

40 - Calcula-se os $n/\eta_o = \frac{P_u}{P_{uo}} \cdot \frac{Q_o}{Q_1}$

Estes cálculos feitos pelo computador originaram as Tabs.6.1 a 6.10.

Com estas tabelas foi possível traçar na Fig. 6.3, algumas das características previstas de suma importância para o funcionamento da instalação. Estas características servirão para ser estabelecido o plano de regulação da instalação de modo a serem elas observadas na prática.

Fig. 6.3 - Curvas características do comportamento da instalação de potência com turbina a gás.



TAB. 6.1 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 263. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PUO	ETA/ETAO
0.7945	0.6802	1.0588
0.8458	0.8277	1.1348
0.8972	0.9761	1.1960
0.9486	1.1249	1.2462
1.0000	1.2732	1.2879
1.0514	1.4190	1.3217
1.1028	1.5639	1.3504

TAB. 6.2 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 268. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PUO	ETA/ETAO
0.7945	0.6353	0.9933
0.8458	0.7832	1.0757
0.8972	0.9319	1.1414
0.9486	1.0810	1.1952
1.0000	1.2295	1.2395
1.0514	1.3753	1.2753
1.1028	1.5201	1.3056

TAB. 6.3 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 273. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PUO	ETA/ETAO
0.7945	0.5893	0.9264
0.8458	0.7377	1.0158
0.8972	0.8869	1.0867
0.9486	1.0364	1.1443
1.0000	1.1853	1.1916
1.0514	1.3312	1.2296
1.1028	1.4761	1.2616

TAB. 6.4 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 278. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.5421	0.8574
0.8458	0.6912	0.9548
0.8972	0.8410	1.0315
0.9486	0.9910	1.0934
1.0000	1.1404	1.1440
1.0514	1.2866	1.1843
1.1028	1.4316	1.2182

TAB. 6.5 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 283. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.4934	0.7861
0.8458	0.6433	0.8923
0.8972	0.7939	0.9754
0.9486	0.9447	1.0422
1.0000	1.0947	1.0963
1.0514	1.2413	1.1394
1.1028	1.3866	1.1754

TAB. 6.6 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 288. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.4431	0.7116
0.8458	0.5939	0.8279
0.8972	0.7455	0.9182
0.9486	0.8972	0.9902
1.0000	1.0479	1.0484
1.0514	1.1951	1.0945
1.1028	1.3409	1.1328

TAB. 6.7 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 293. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.3909	0.6335
0.8458	0.5429	0.7611
0.8972	0.6955	0.8594
0.9486	0.8483	0.9373
1.0000	1.0000	1.0000
1.0514	1.1478	1.0494
1.1028	1.2942	1.0903

TAB. 6.8 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 298. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.3366	0.5510
0.8458	0.4899	0.6913
0.8972	0.6438	0.7986
0.9486	0.7978	0.8831
1.0000	0.9506	0.9508
1.0514	1.0993	1.0038
1.1028	1.2464	1.0476

TAB. 6.9 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

PARA T1 = 303. OS VALORES SAO

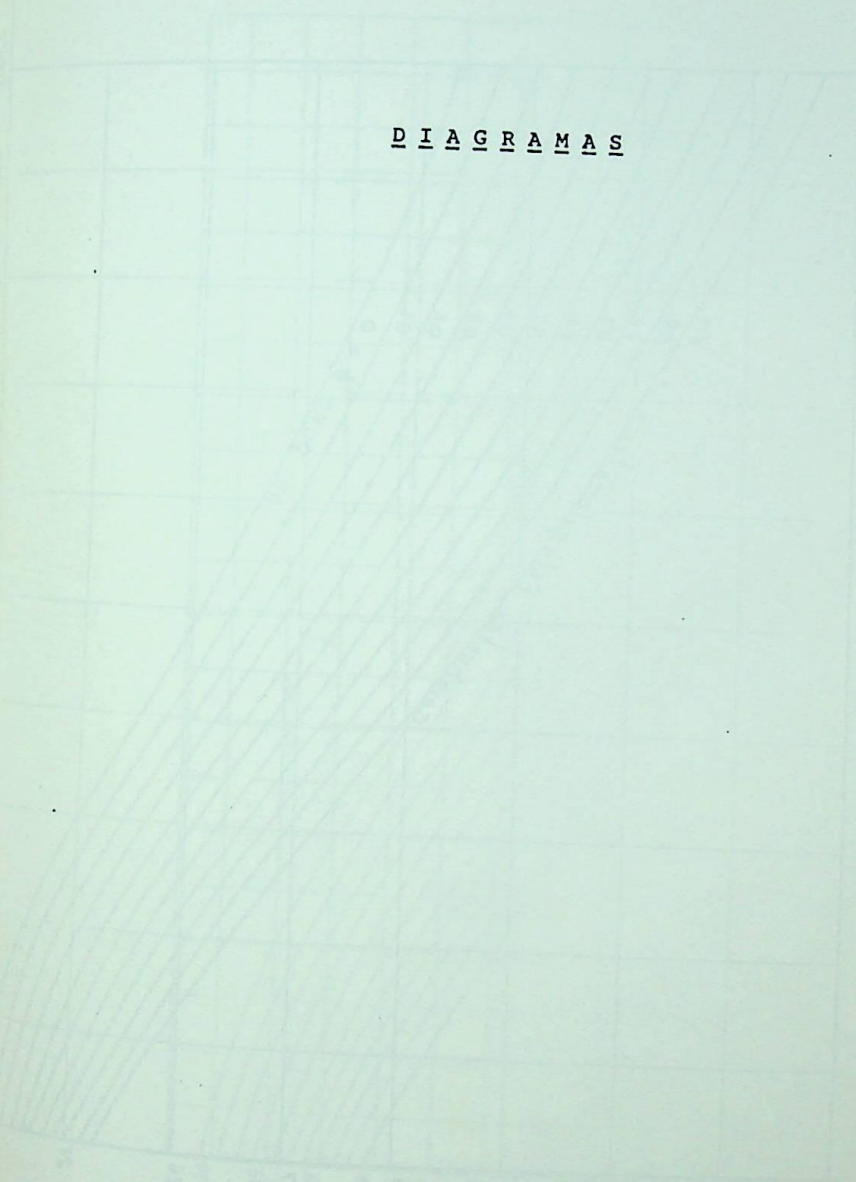
T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.2798	0.4632
0.8458	0.4347	0.6179
0.8972	0.5901	0.7353
0.9486	0.7455	0.8272
1.0000	0.8997	0.9004
1.0514	1.0494	0.9575
1.1028	1.1974	1.0045

TAB. 6.10 - INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE ENTRADA

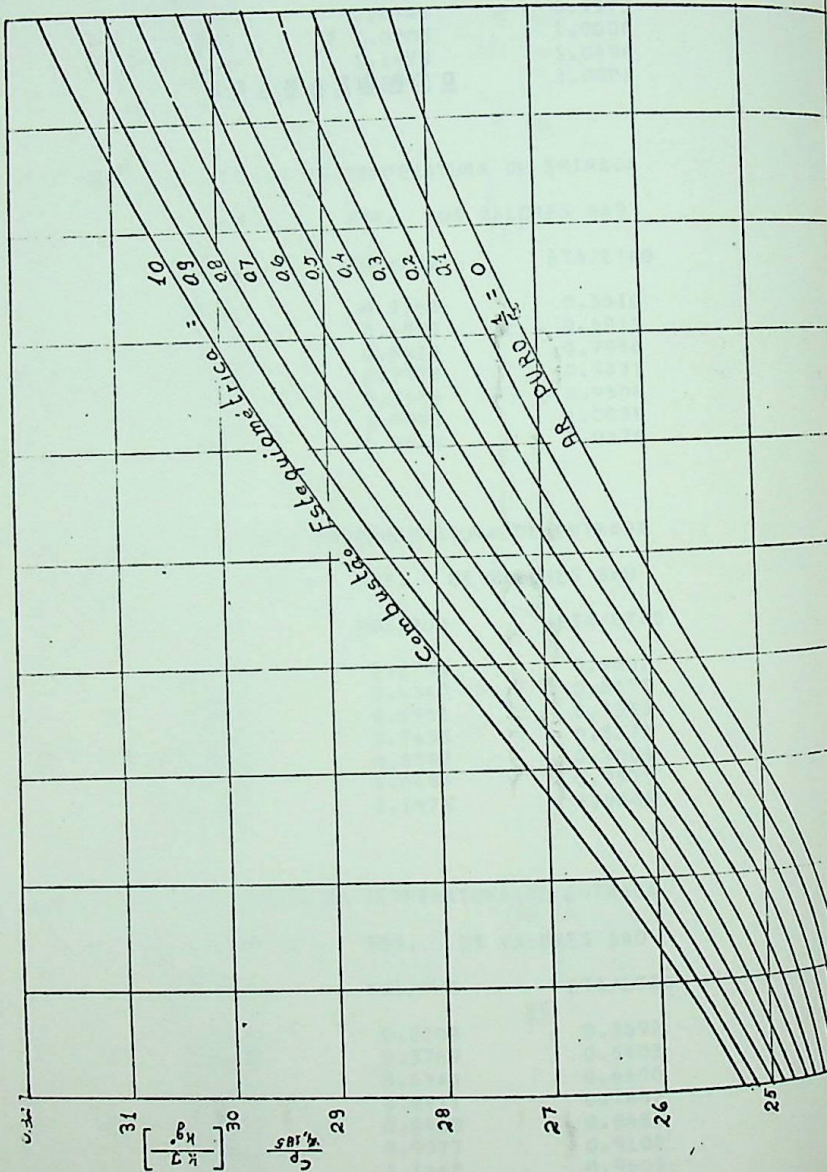
PARA T1 = 308. OS VALORES SAO

T3/T30	PU1/PU0	ETA/ETA0
0.7945	0.2203	0.3692
0.8458	0.3769	0.5403
0.8972	0.5340	0.6690
0.9486	0.6911	0.7692
1.0000	0.8468	0.8485
1.0514	0.9977	0.9102
1.1028	1.1468	0.9608

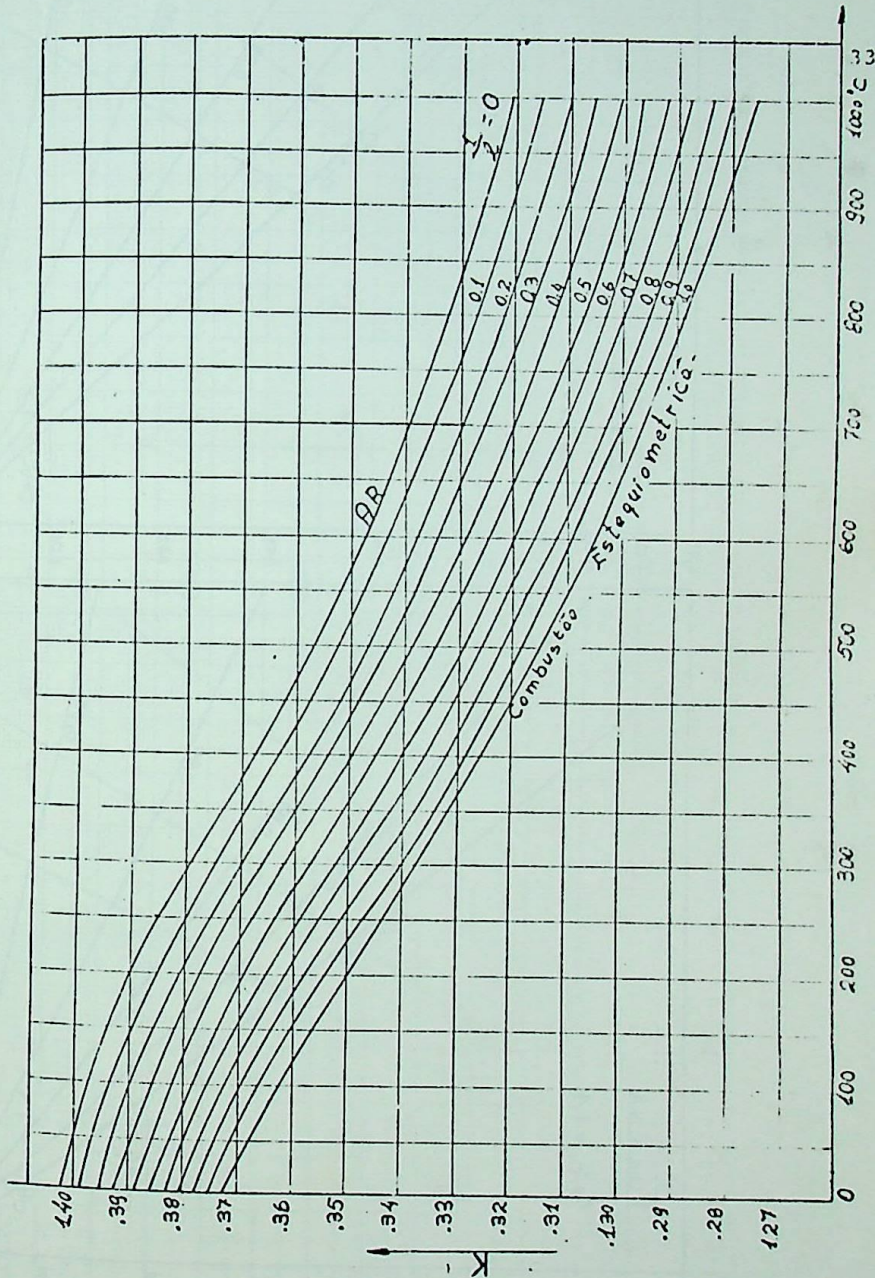
D I A G R A M A S



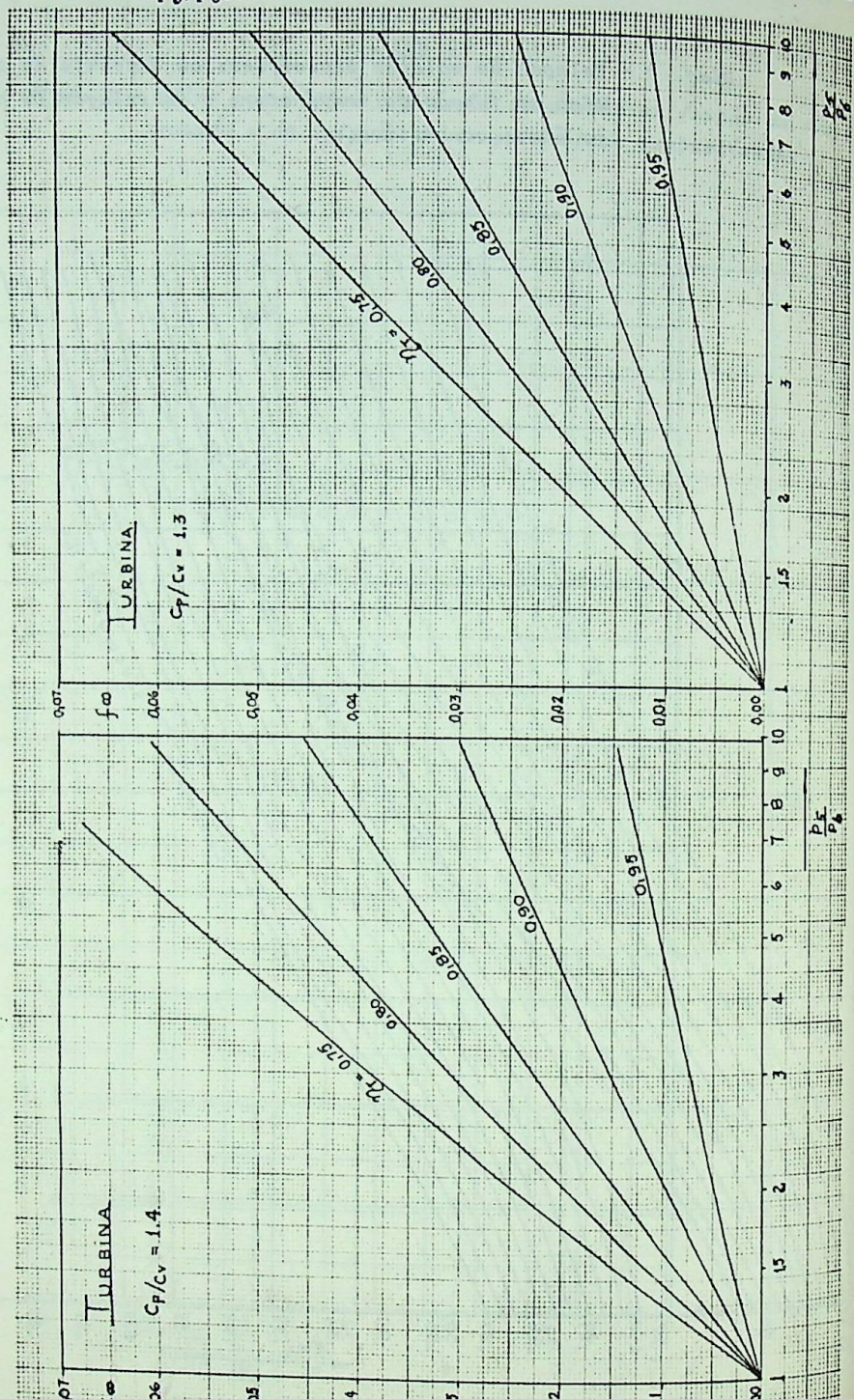
Diag. 1 - Calor específico a pressão constante em função da temperatura e da relação de ar para óleos combustíveis.



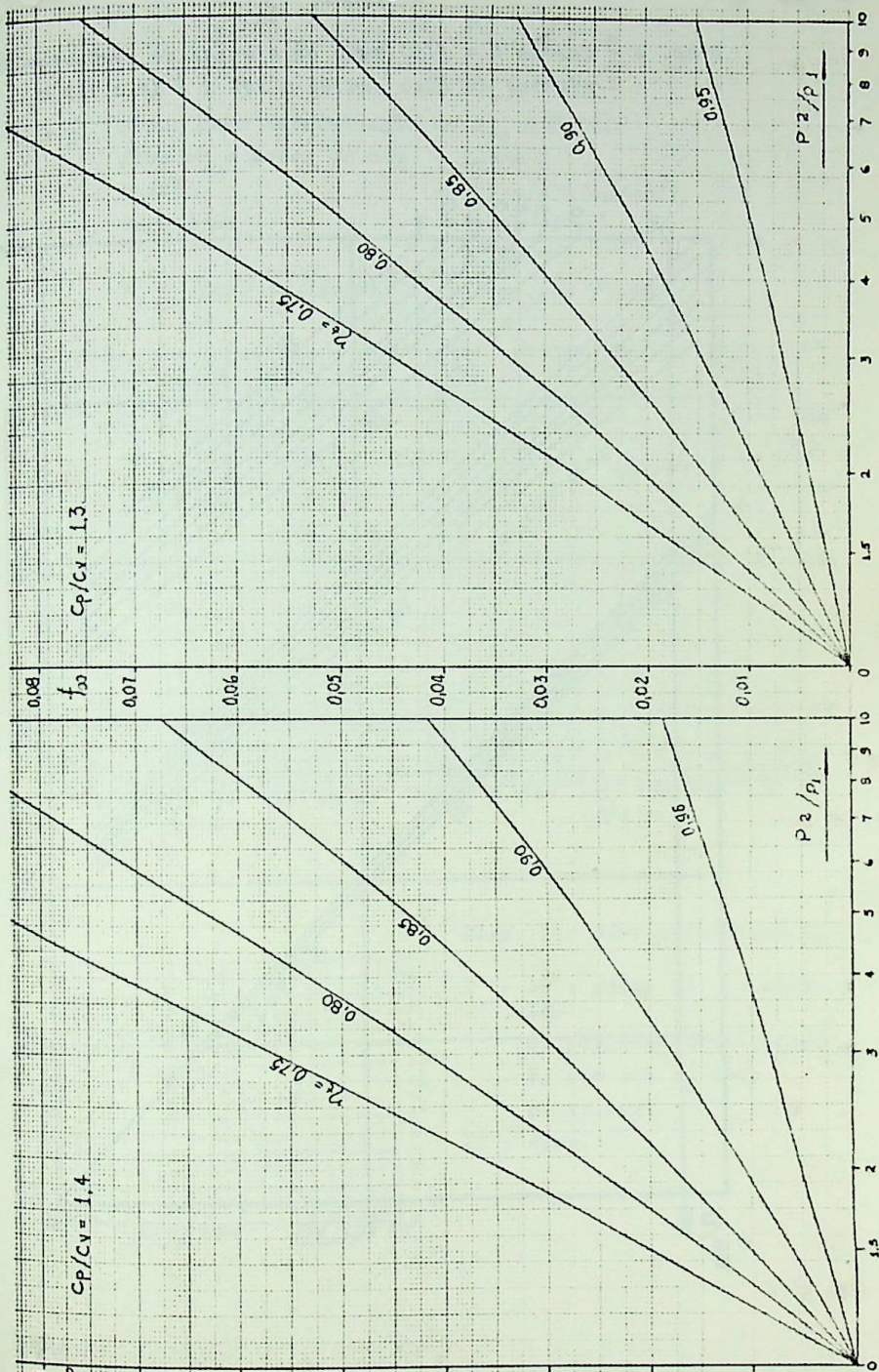
Diag. 2 - Relação de calores específicos ou expoente da adiabática em função da temperatura e da relação de ar para óleos combustíveis.



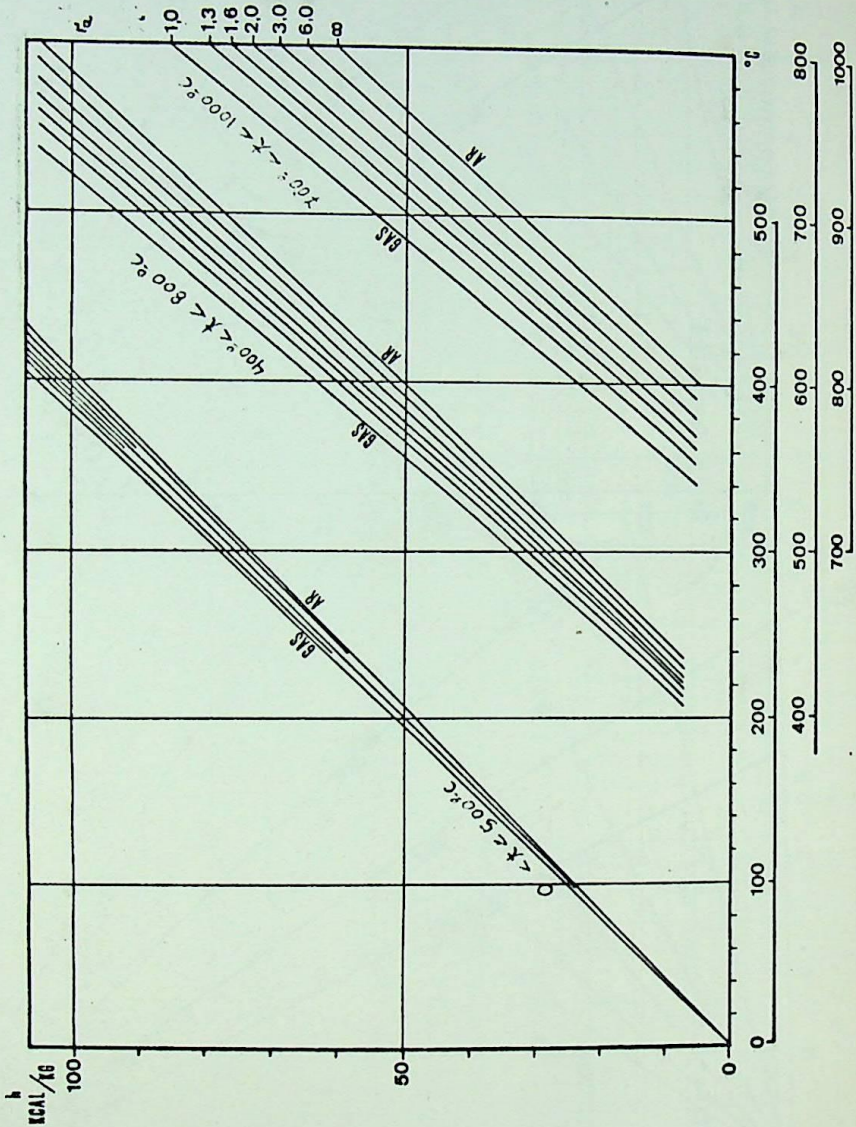
Diag. 3 - Fator f_{∞} para determinação do número de estágios da turbina em função da relação de pressão de entrada e saída (p_5/p_6).



Diag. 4 - Fator f_{∞} para determinação do número de estágio de turbocompressores em função da relação de pressão entre entrada e saída (p_2/p_1).



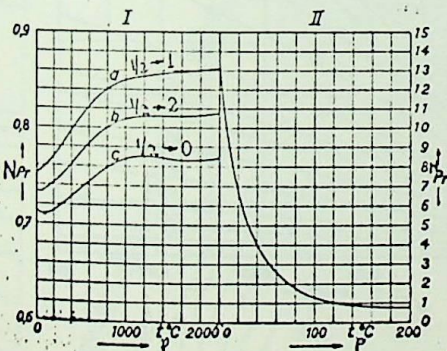
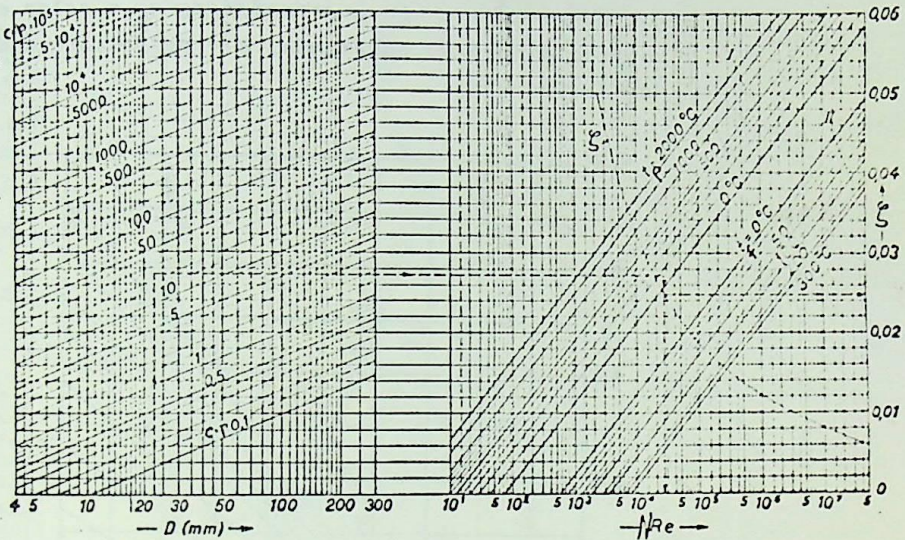
Diag. 5 - Curvas $h = f(t)$ para ar e gases de combustão provenientes de óleo com 85 a 90% C e 10 a 15% H_2 .



Diag. 6 - Abaco para determinação do N_{Re} e de ζ .

Para ar e gases de combustão - Retas I
 - $c \cdot p$ (m/s) · (kg/cm²)
 Para água - Retas II
 - c (m/s)

t_p - temp. na parede; t_f - temp. no fluido.



Diag. 7 - Número de Prandtl.

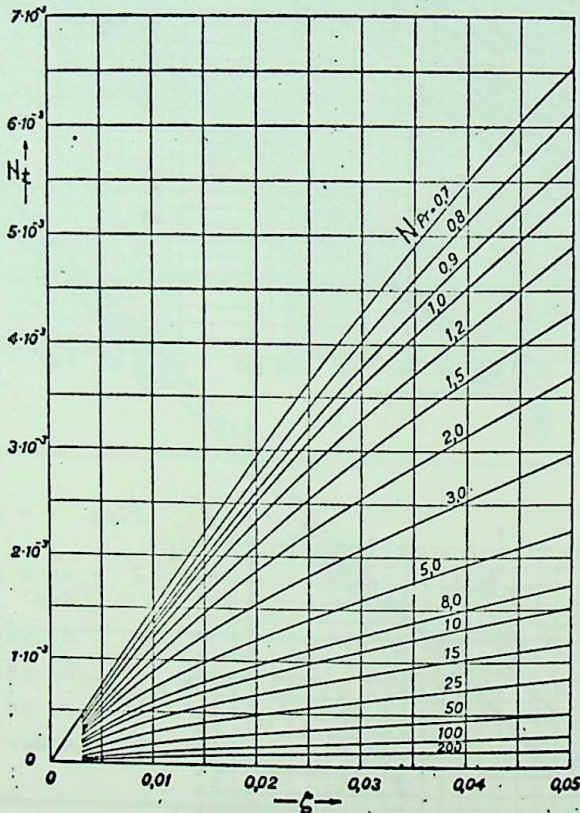
I - ar e gases de combustão:

- a) gás estequiométrico;
- b) gás com r_a 1-2;
- c) ar puro.

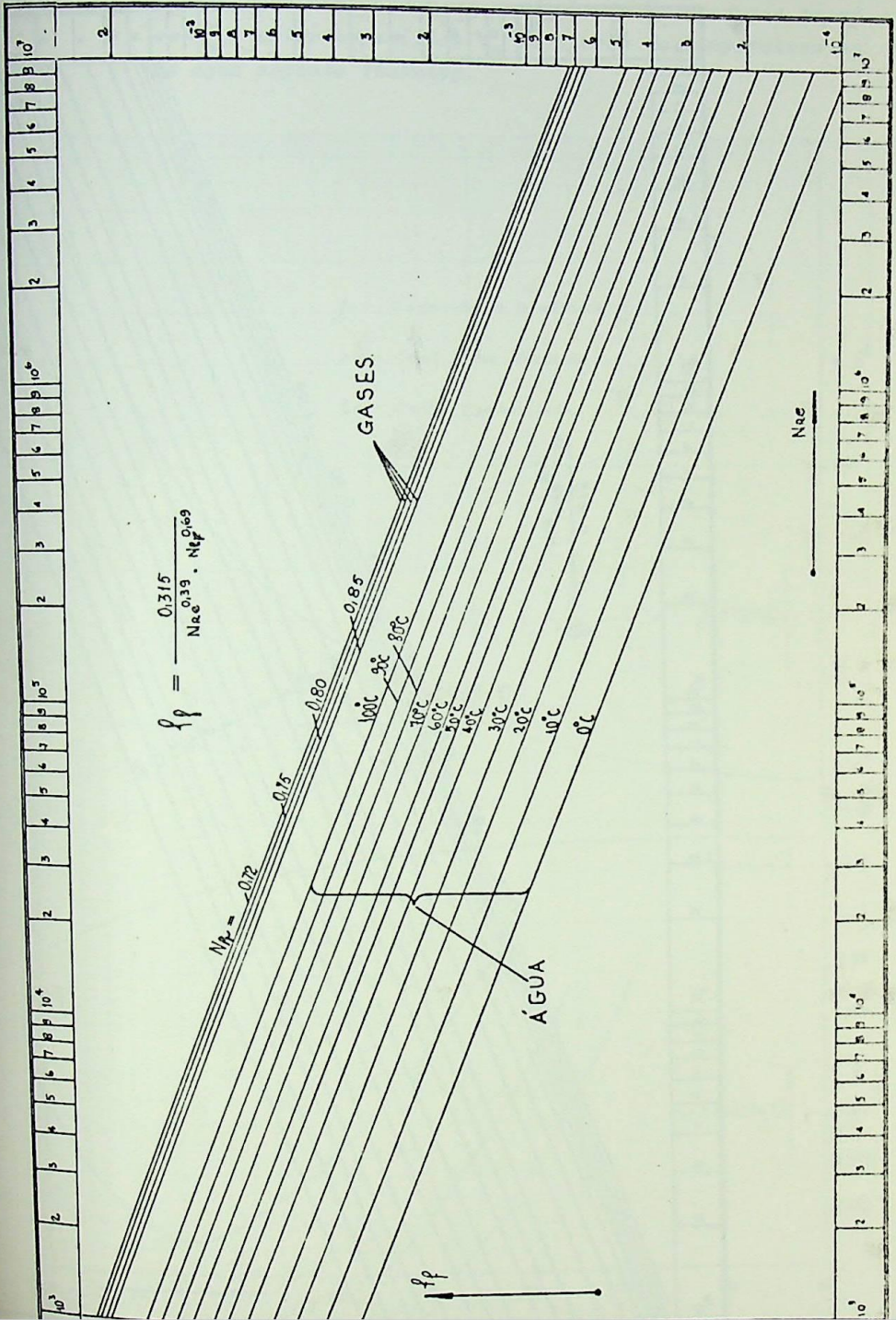
II - Água.

Diag. 8 - Número do transmissor $N_t = \frac{\alpha_c}{\rho \cdot c_p \cdot c}$ para corren-

tes paralelas em função do coeficiente de cargas ζ tendo como parâmetro N_{Pr} ; α_c - coeficiente de convecção; ρ massa específica; c_p - calor específico a pressão constante; c - velocidade média do escoamento.

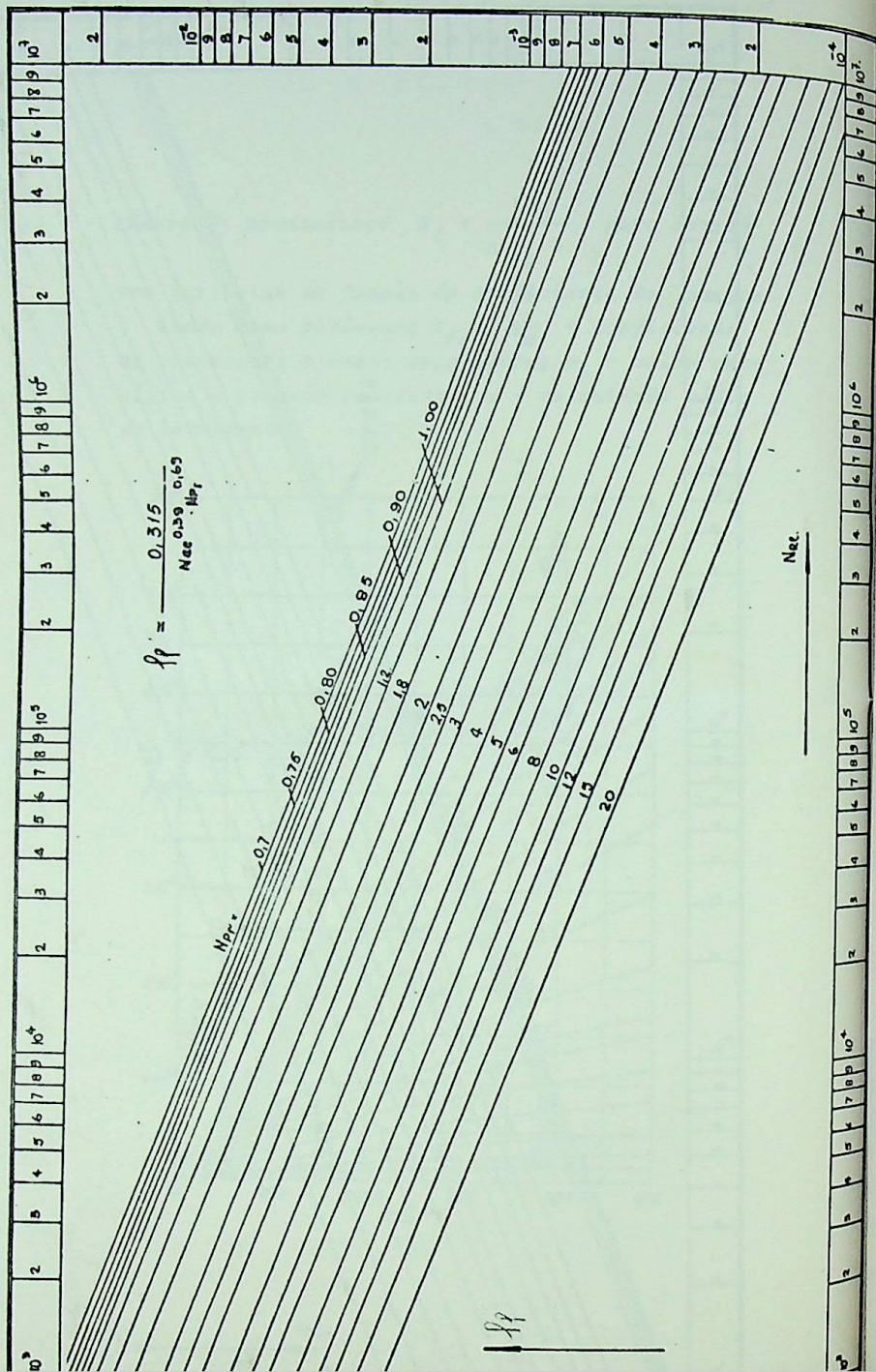


Diag. 9 - Função f_f - correntes cruzadas - ar - gases e água.

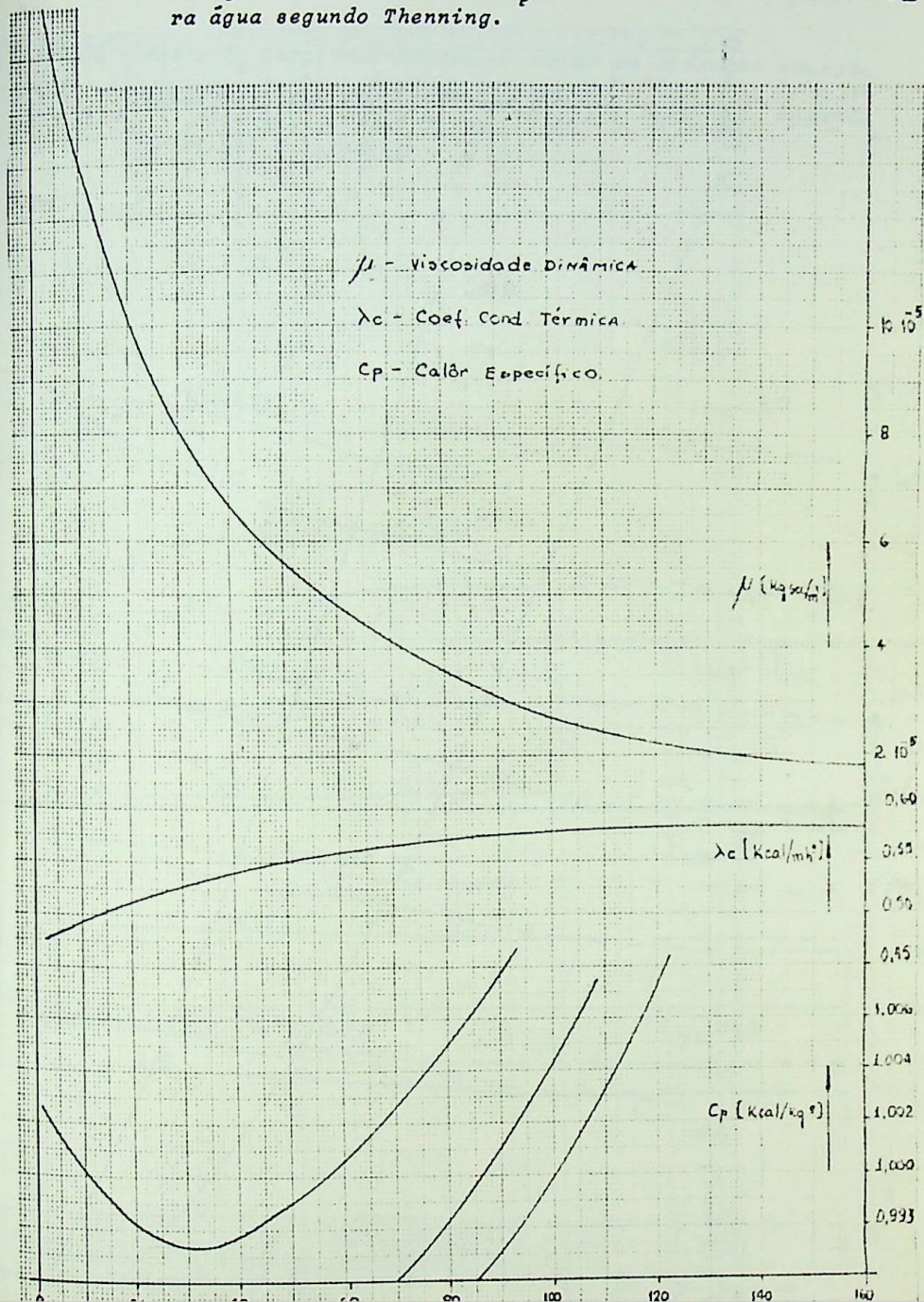


$$f_f = \frac{0.315}{N_{Re}^{0.39} \cdot N_{Pr}^{0.69}}$$

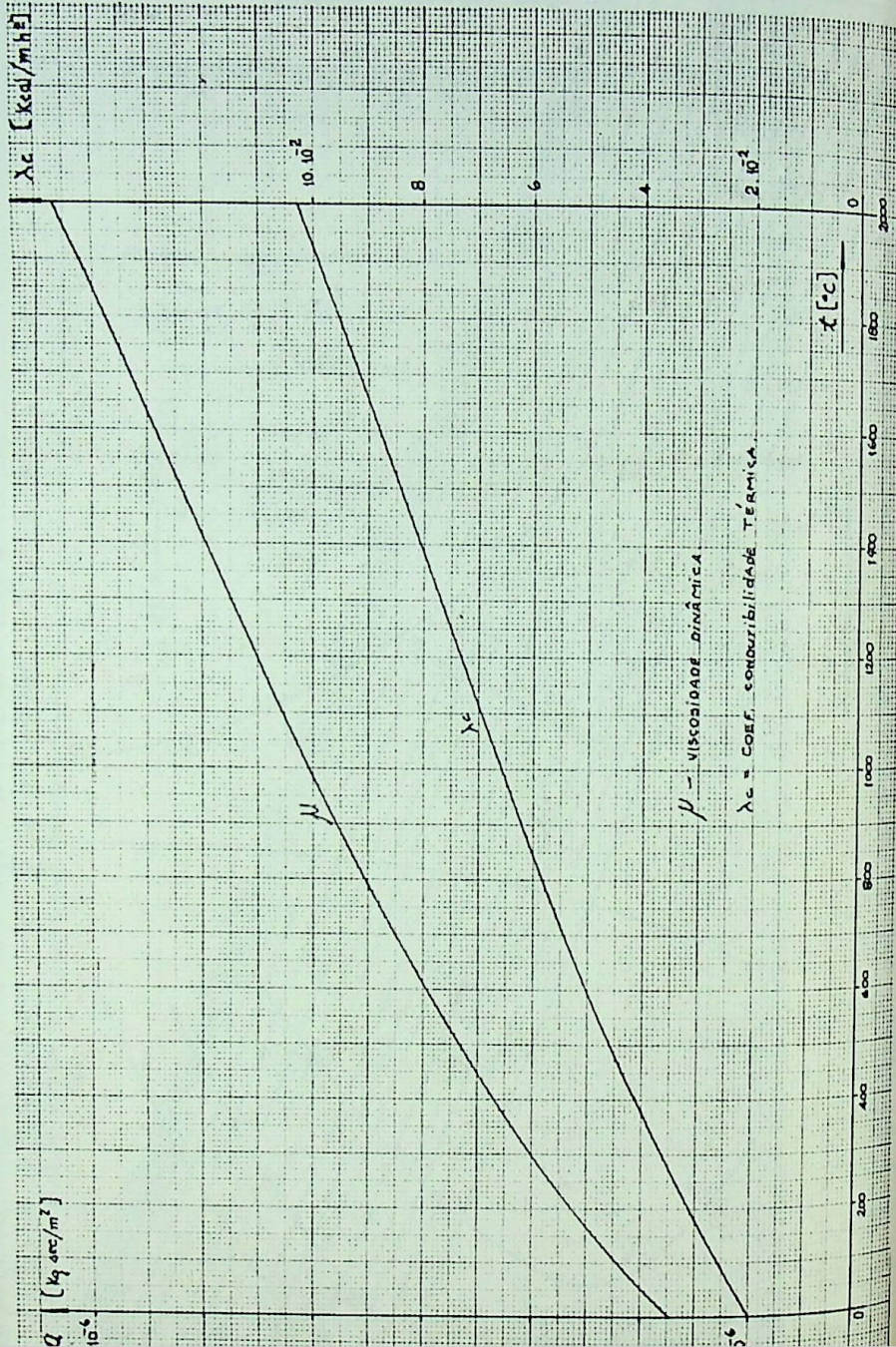
Diag. 10 - Função f_f - correntes cruzadas - gases.



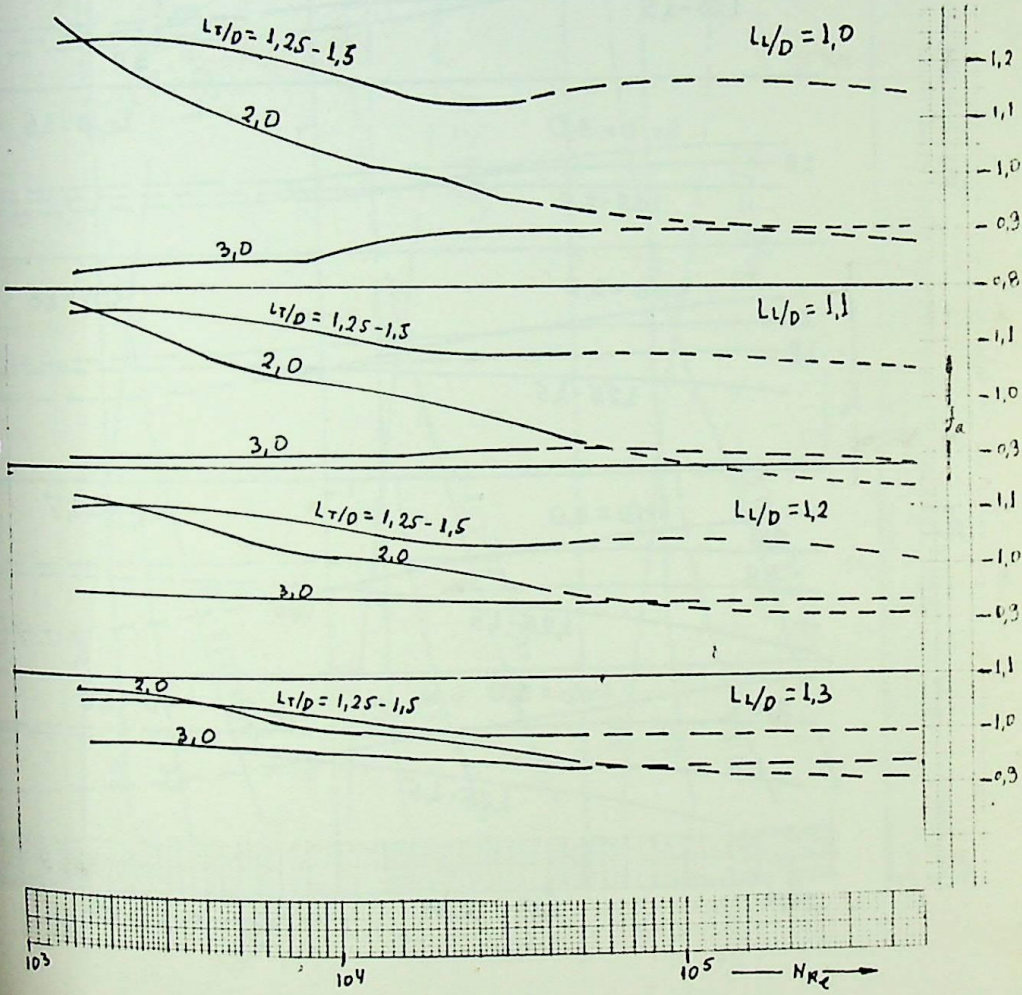
Diag. 11 - Viscosidade dinâmica μ e coeficiente de condução térmica λ_c e calor específico c_p em função da temperatura para a água segundo Thenning.



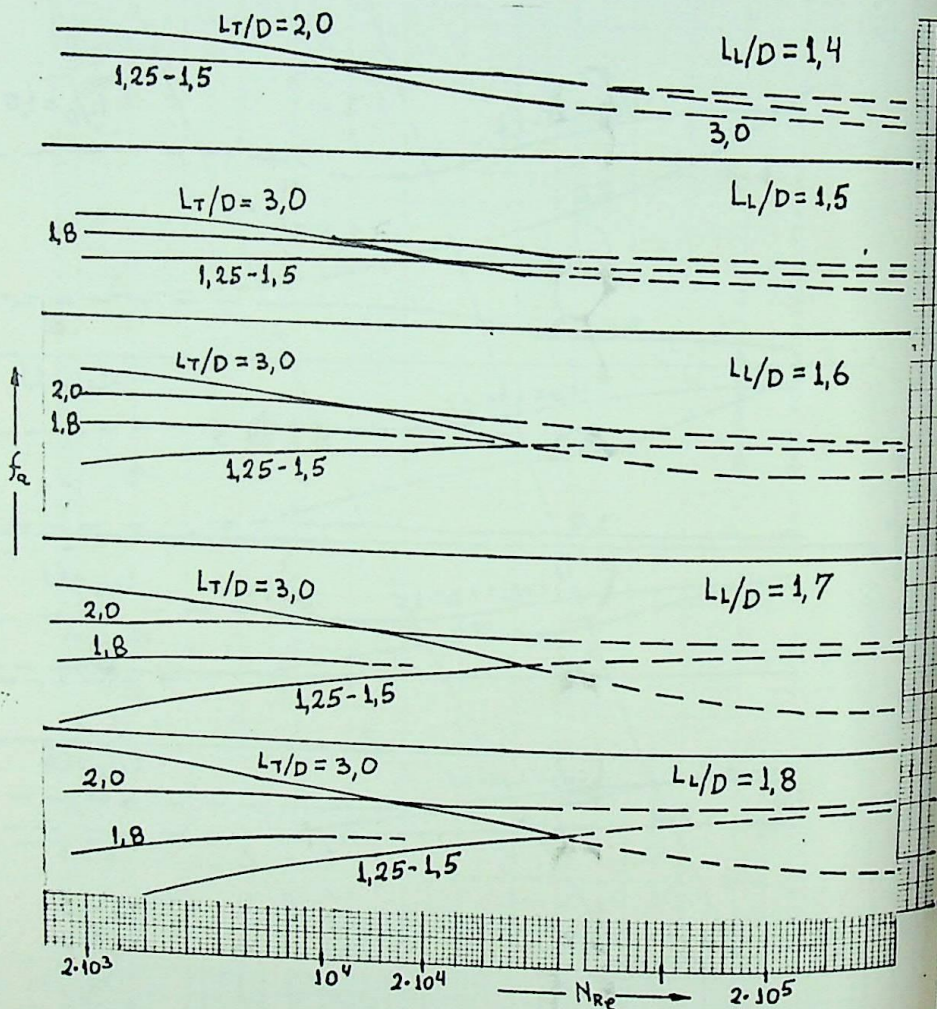
Diag. 12 - Viscosidade dinâmica μ e coeficiente de condução térmica λ_c em função da temperatura para gases segundo Ten. Bosch.



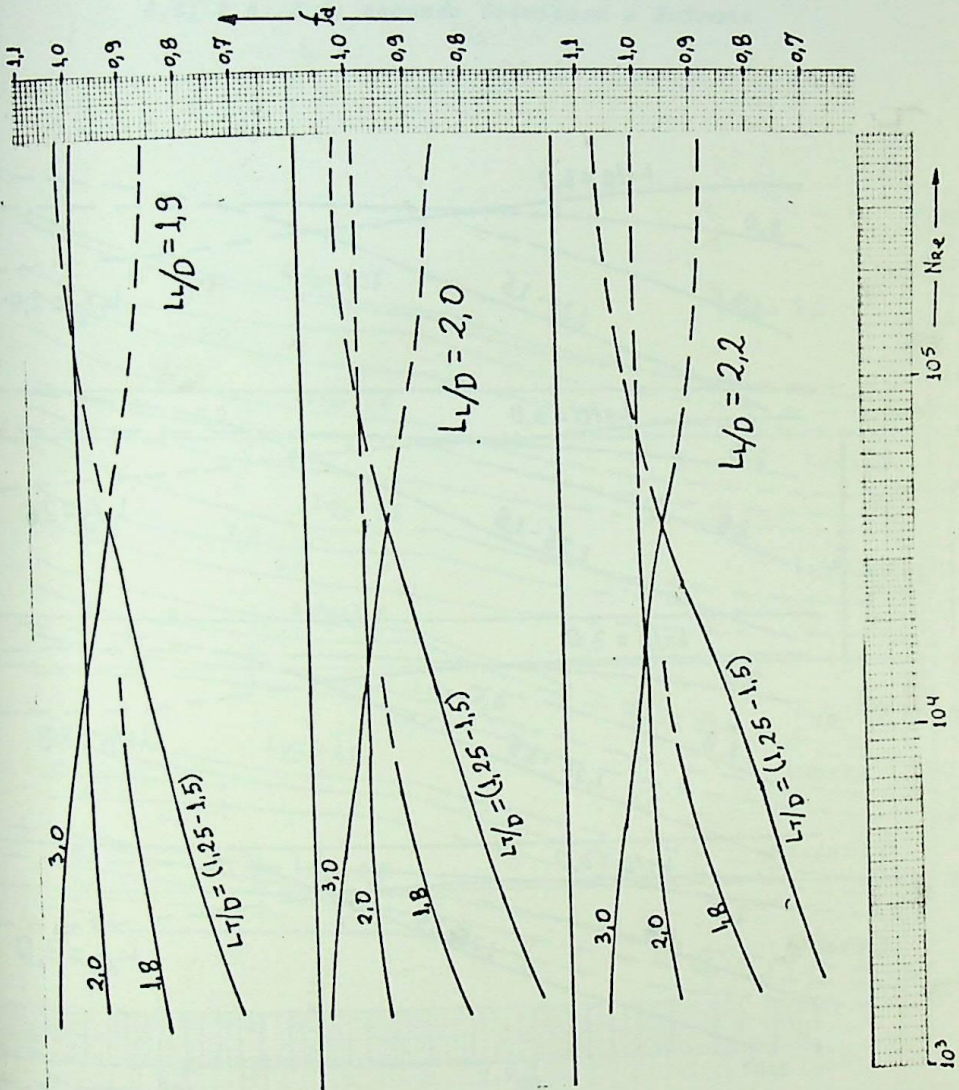
Diag. 13 - Fator f_a para transmissão de calor em corrente cruzada, tubos em linha para $L_L/D = 1,0; 1,1; 1,2; 1,3$, segundo Grimisson e Hofmann.



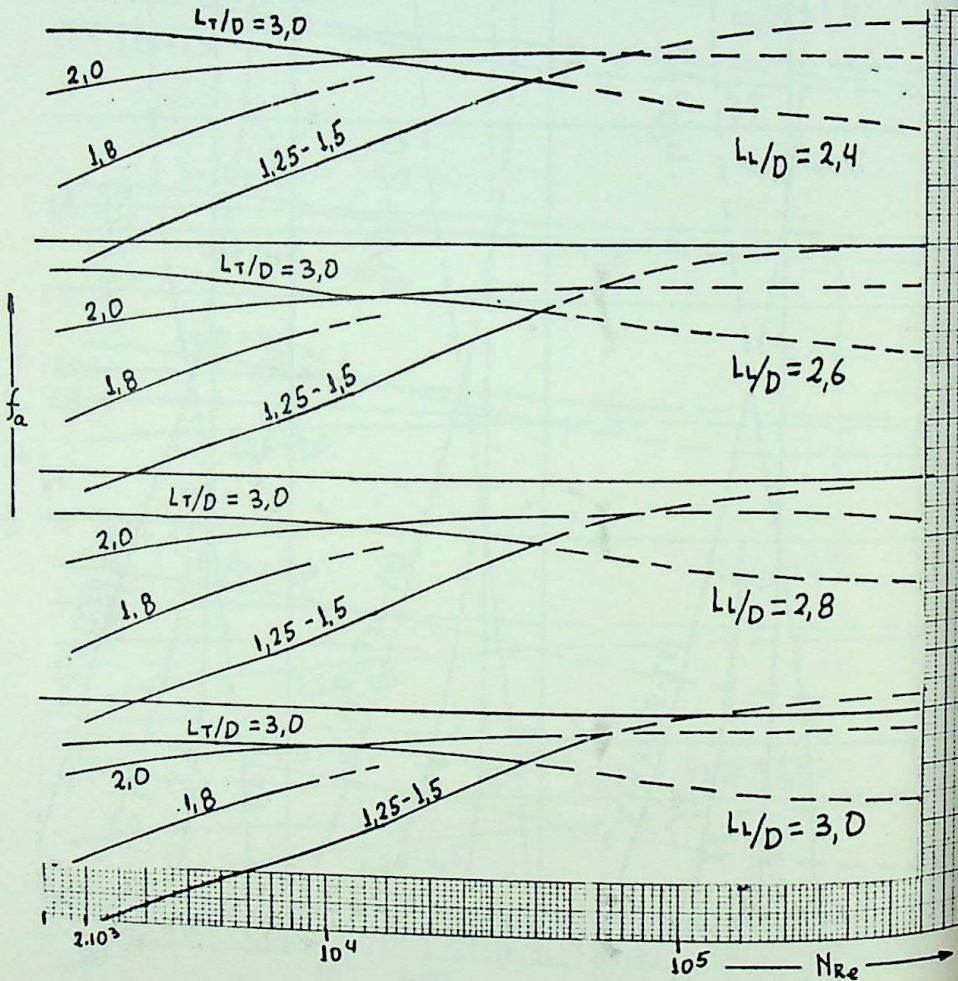
Diag. 14 - Fator f_a para transmissor de calor em corrente cruzada, tubos em linha para $L_T/D = 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8$; segundo Grimisson e Hofmann.



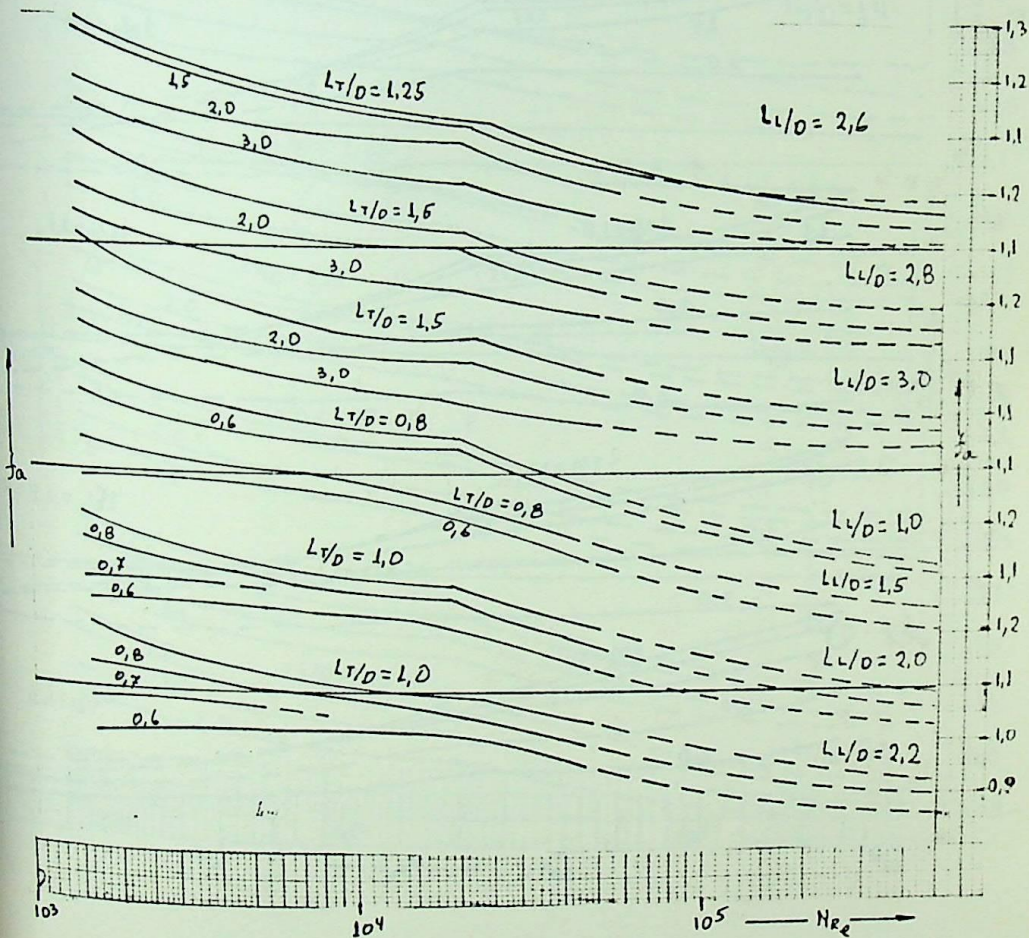
Diag. 15 - Fator f_a para transmissão de calor em corrente cruzada, tubos em linha para $L_L/D = 1,9; 2,0$ e $2,2$; segundo Grimson e Hofmann.



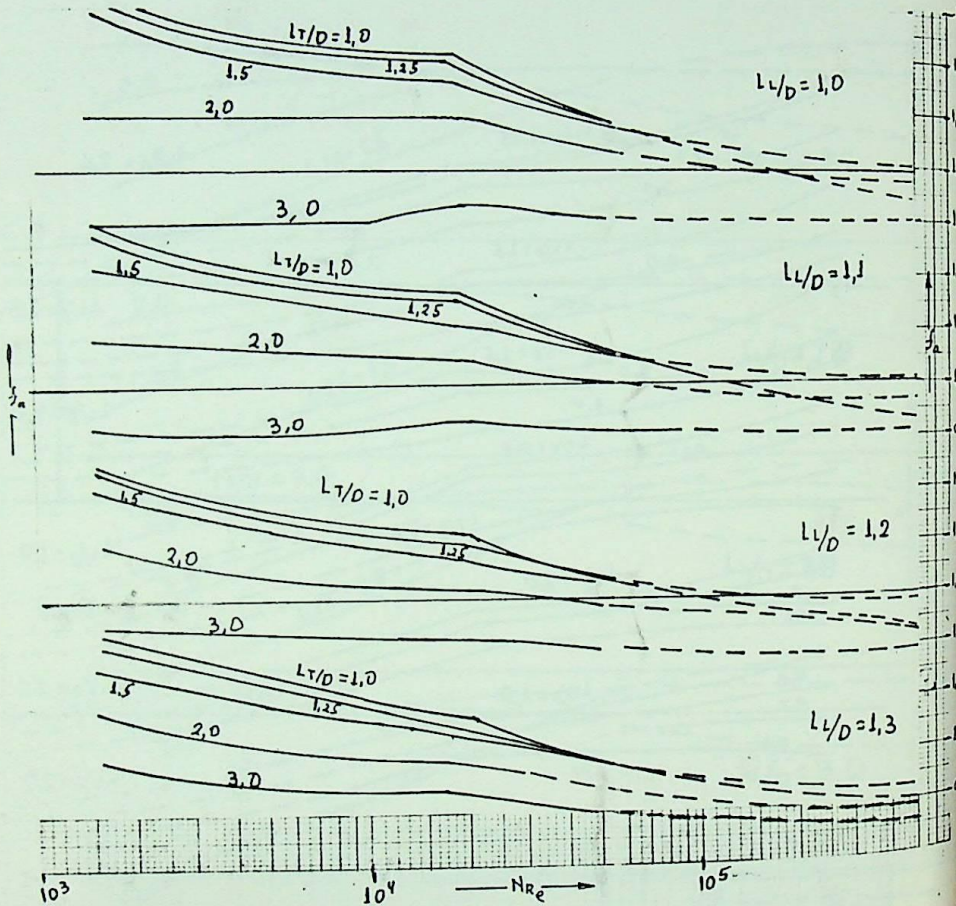
Diag. 16 - Fator f_a para transmissão de calor em corrente oru-
zada, tubos em linha para $L_T/D = 2,4; 2,6; 2,8; 3,0$
segundo Grimisson e Hofmann.



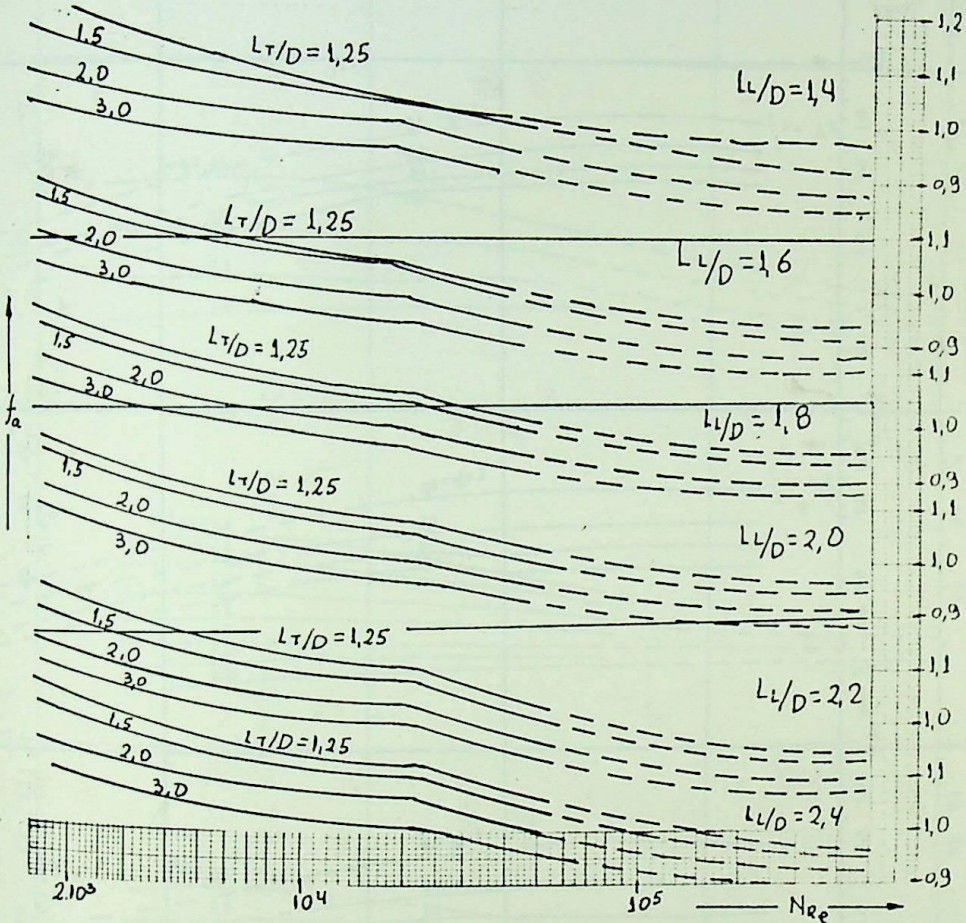
Diag. 17 - Fator f_a para transmissão de calor em corrente cruzada, tubos alternados para $L_T/D = 1,0; 1,5; 2,0; 2,2; 2,6; 2,8; 3,0$; segundo Grimsison e Hofmann.



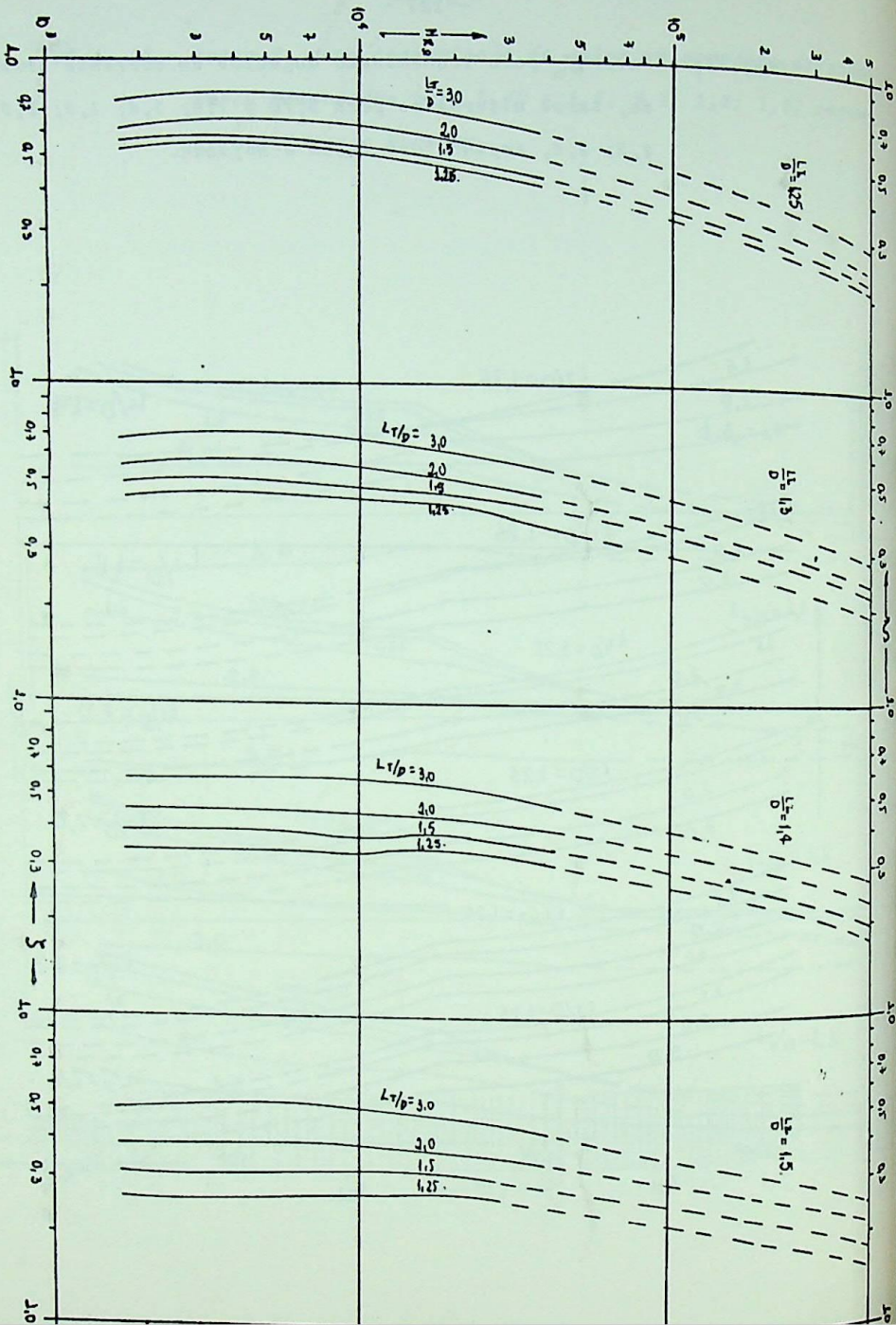
Diag. 18 - Fator f_a para transmissão de calor em corrente cruzada, tubos alternados para $L_L/D = 1,0; 1,1; 1,2; 1,3$, segundo Grimson e Hofmann.



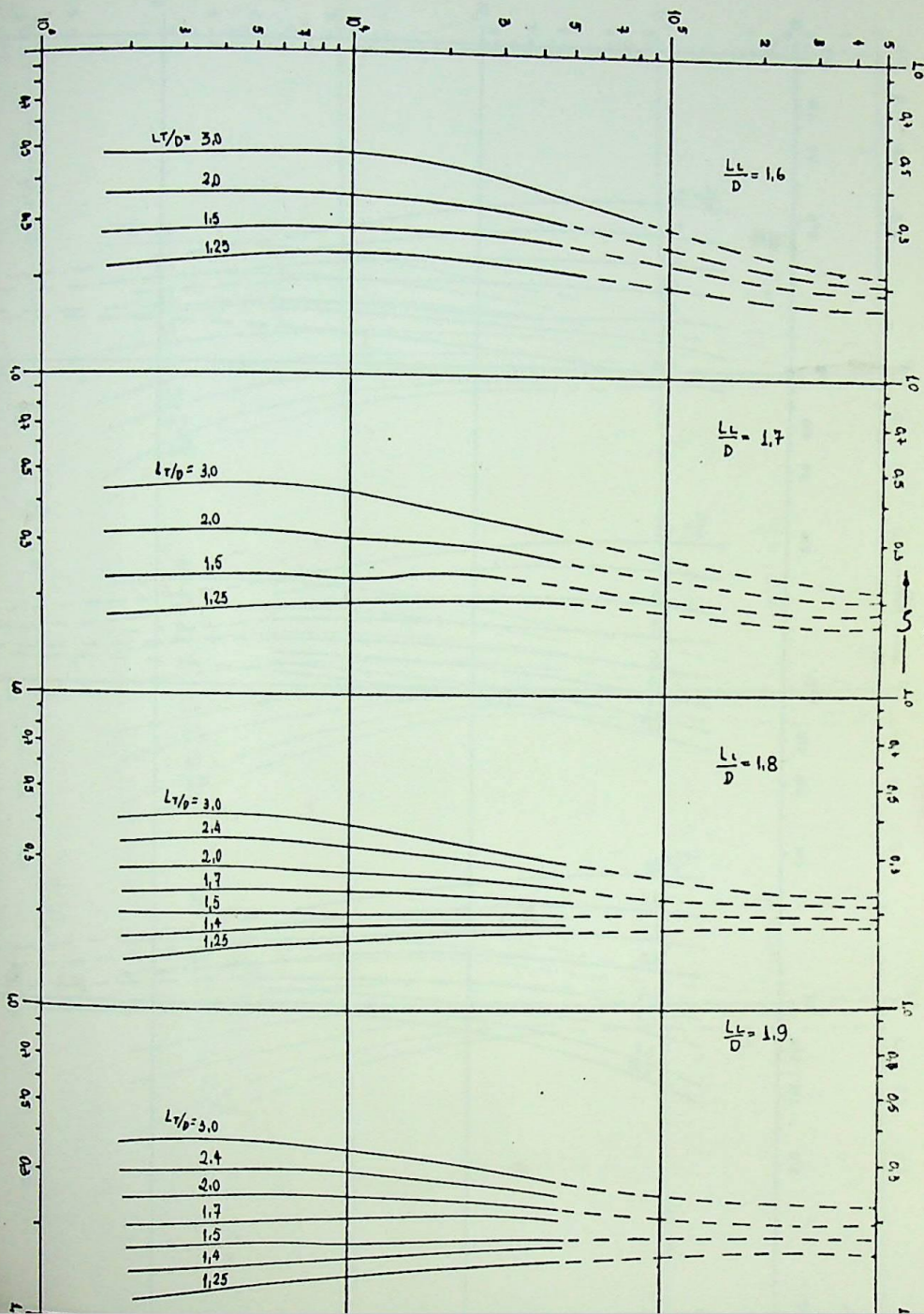
Diag. 19 - Fator f_a para transmissão de calor em corrente cruzada, tubos alternados para $L_T/D = 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4$, segundo Grimisson e Hofmann.



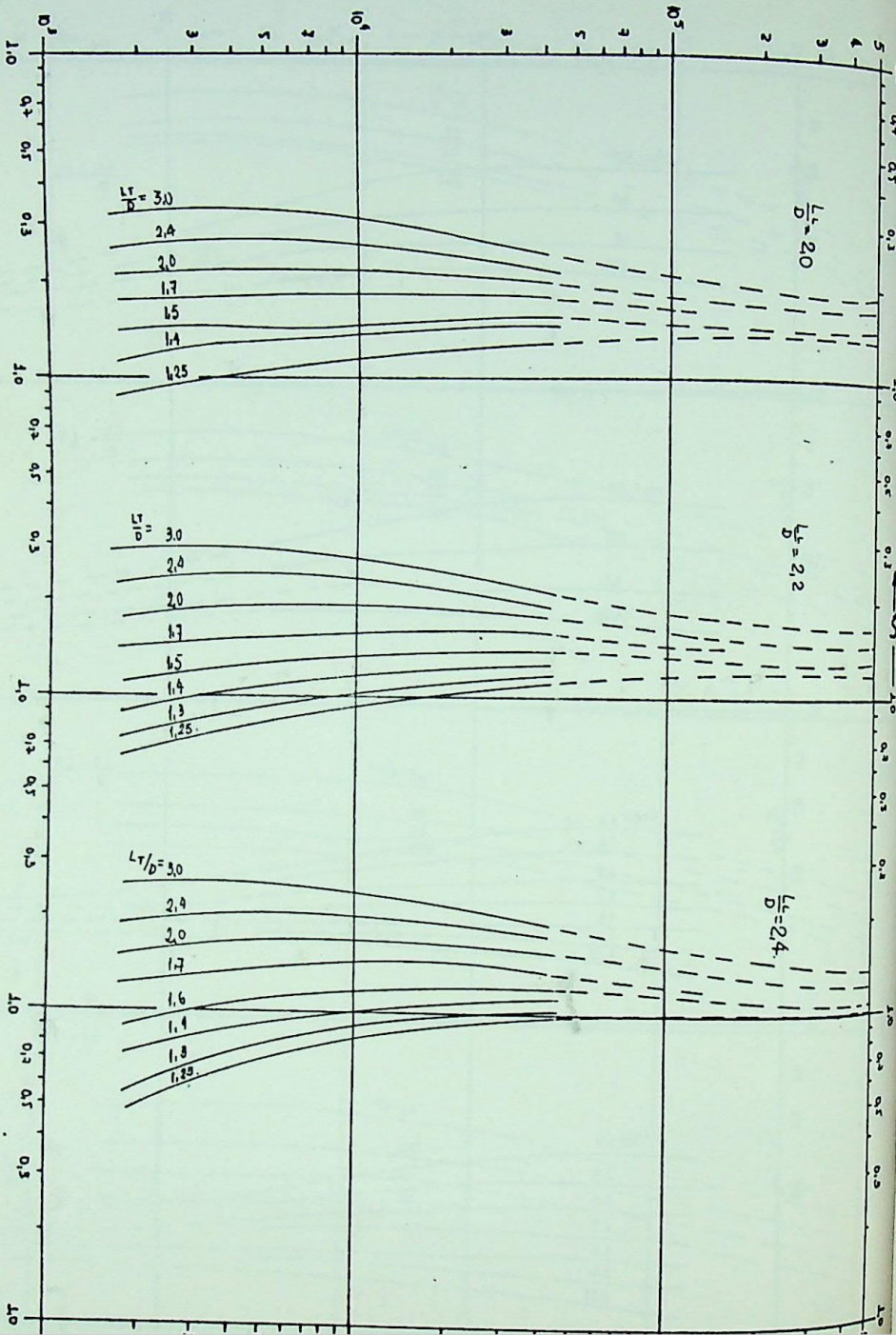
Diag. 20 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos em linha, para $L_L/D = 1,25; 1,3; 1,4; 1,5$.



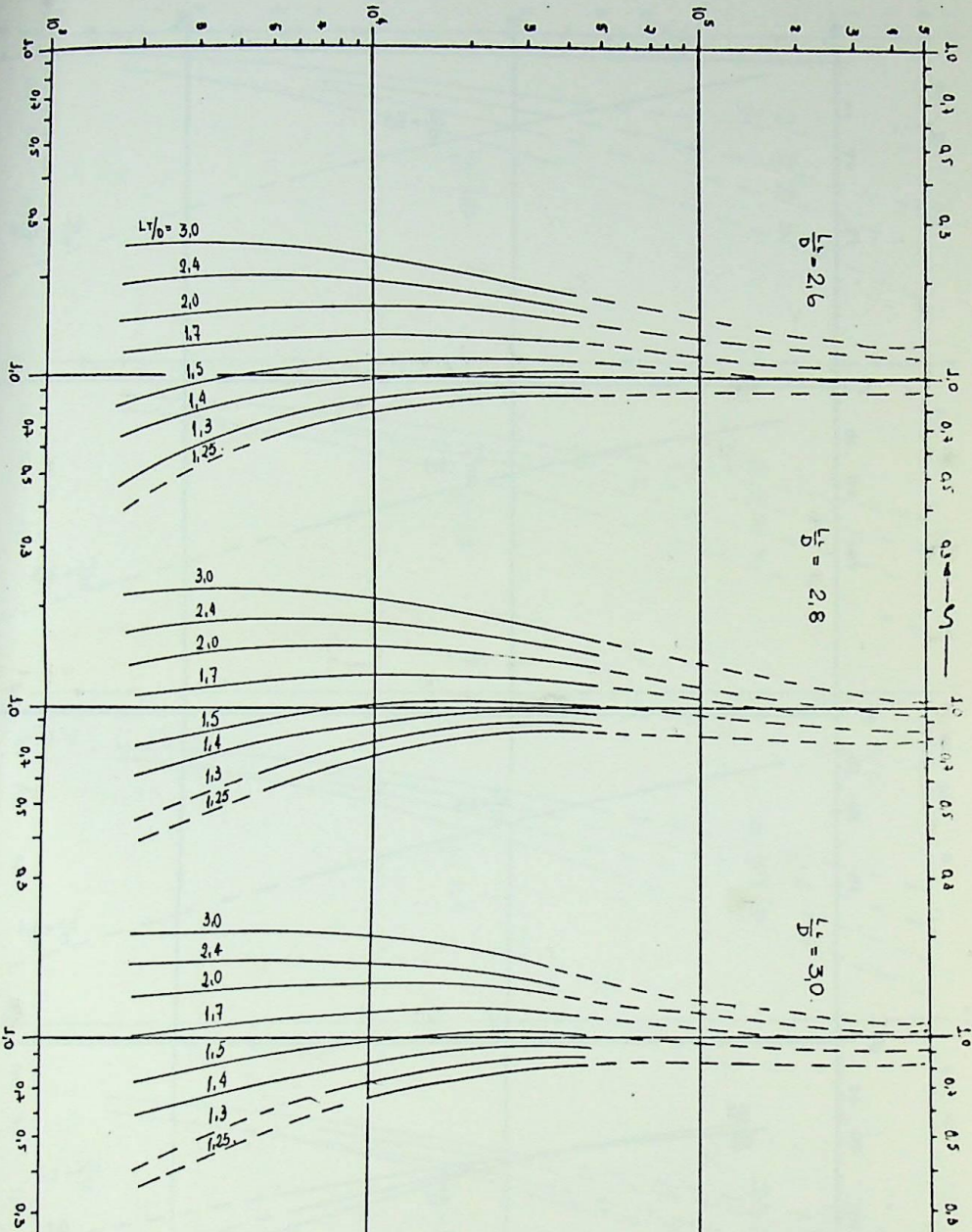
Diag. 21 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos em linha para $L_L/D = 1,6; 1,7; 1,8; 1,9$.



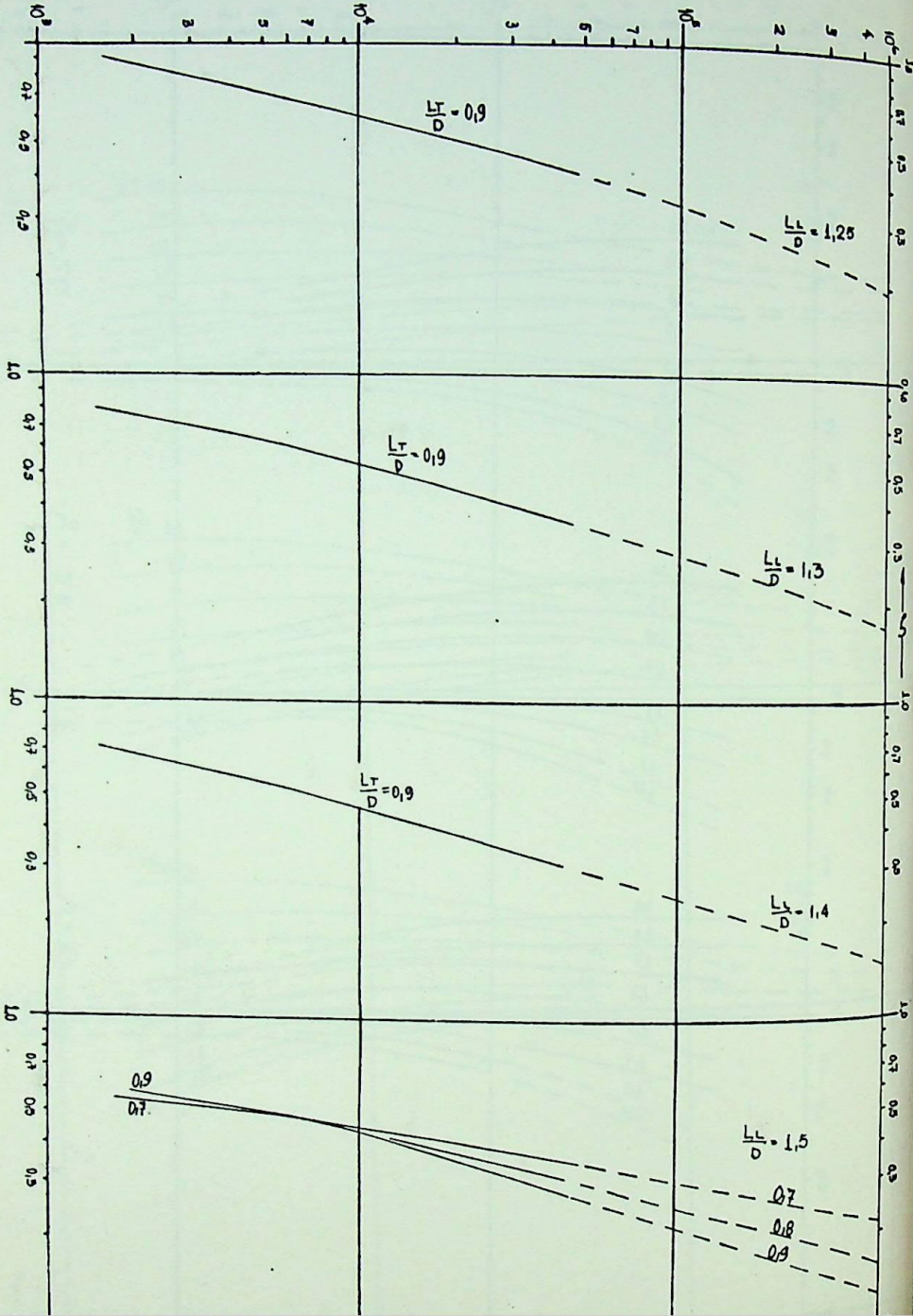
Diag. 22 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos em linha para $L_L/D = 2,0; 2,2; 2,4$.



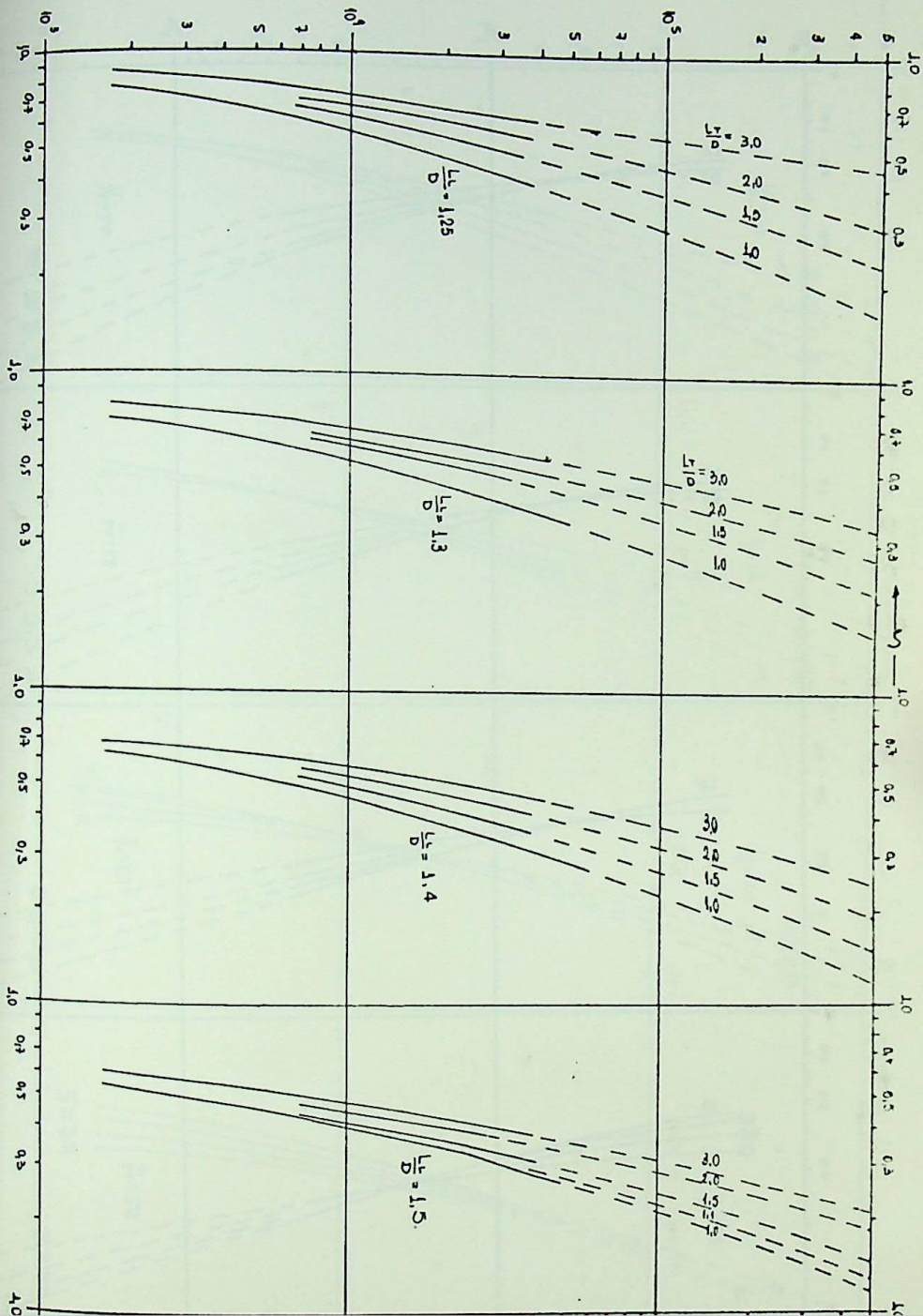
Diag. 23 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos em linha para $L_L/D = 2,6; 2,8; 3,0$.



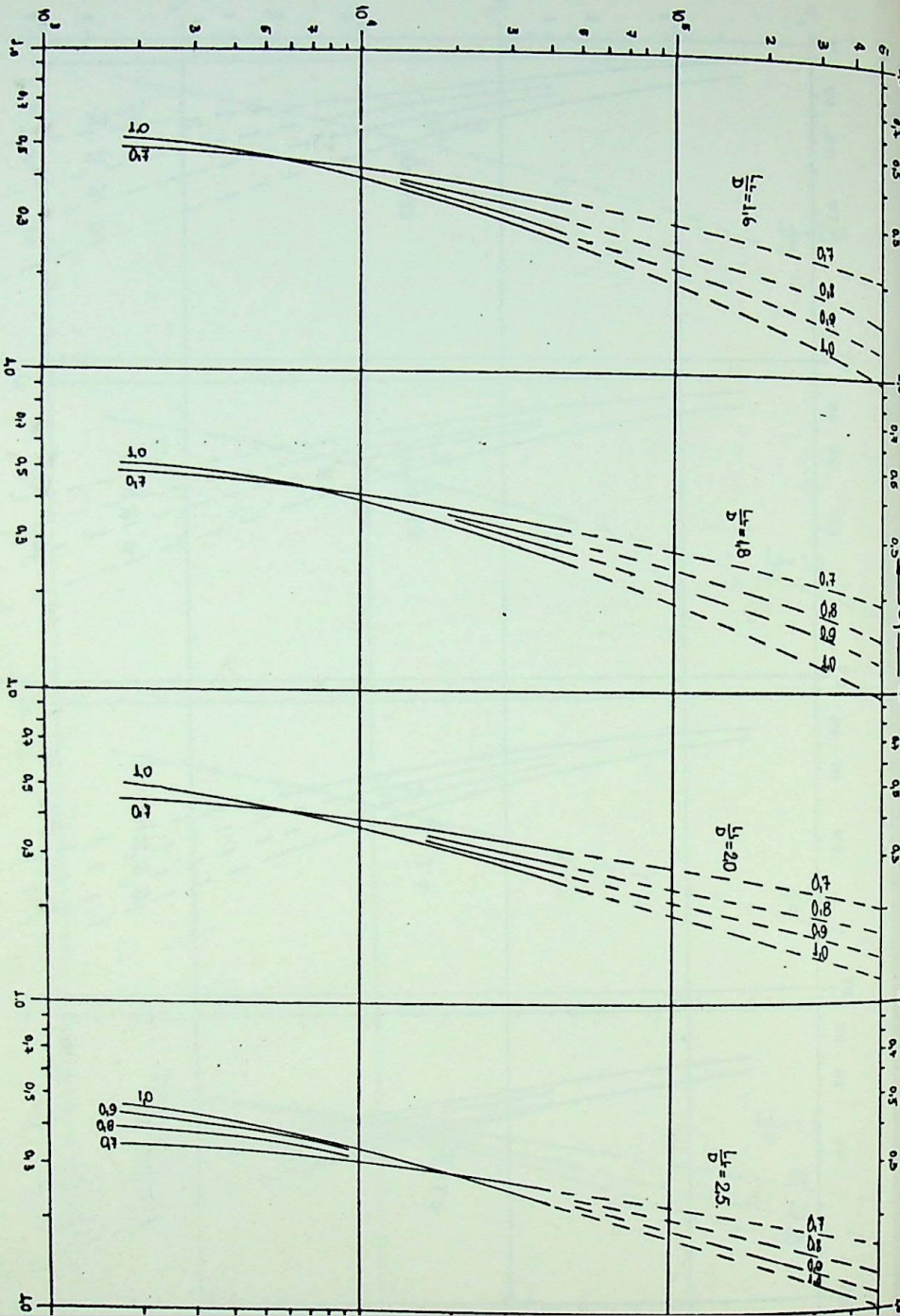
Diag. 24 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos alternados para $L_T/D = 1,25; 1,3; 1,4; 1,5$.



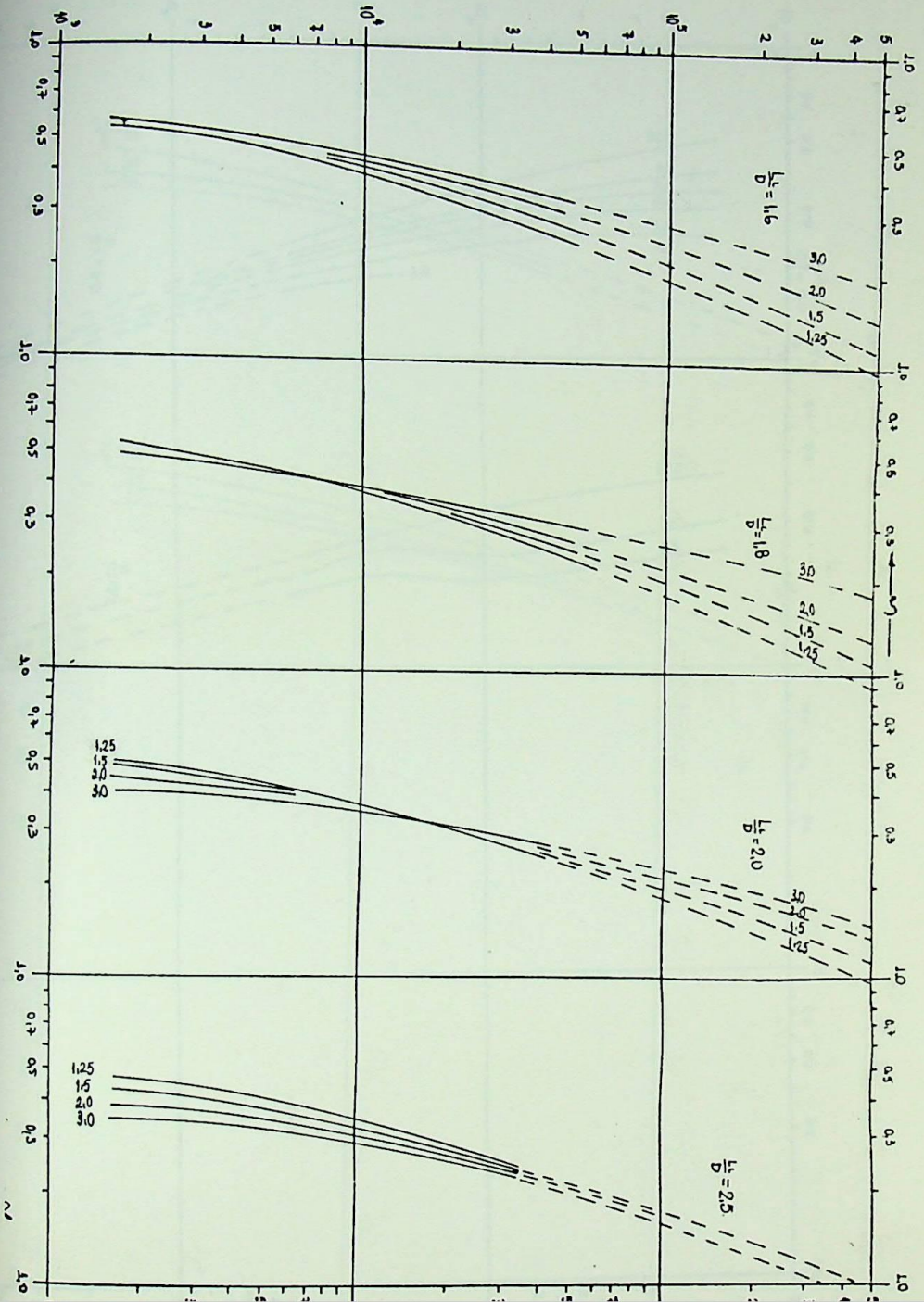
Diag. 25 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos alternados para $L_T/D = 1,25; 1,3; 1,4; 1,5$.



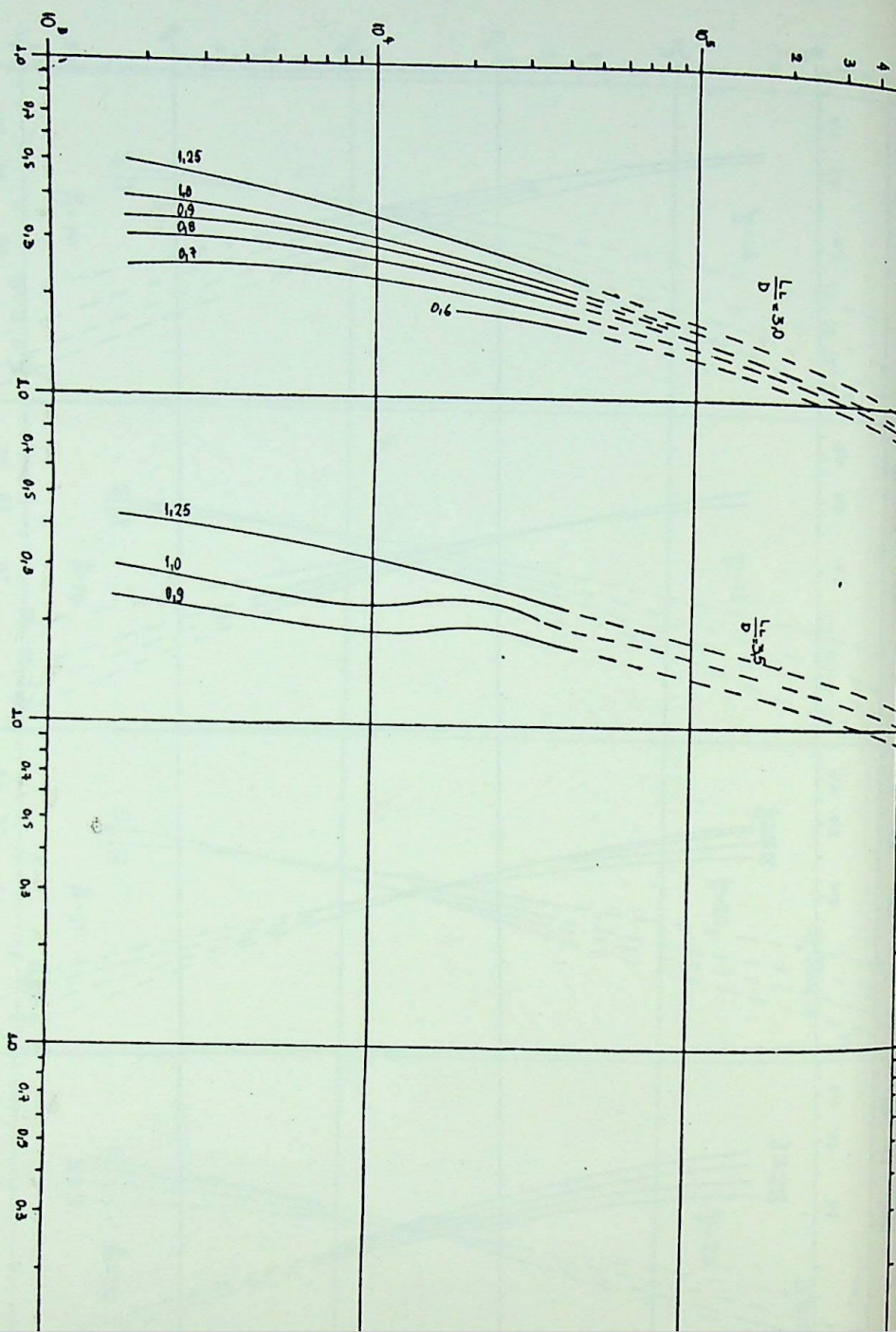
Diag. 26 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos alternados para $L_t/D = 1,6; 1,8; 2,0; 2,5$.



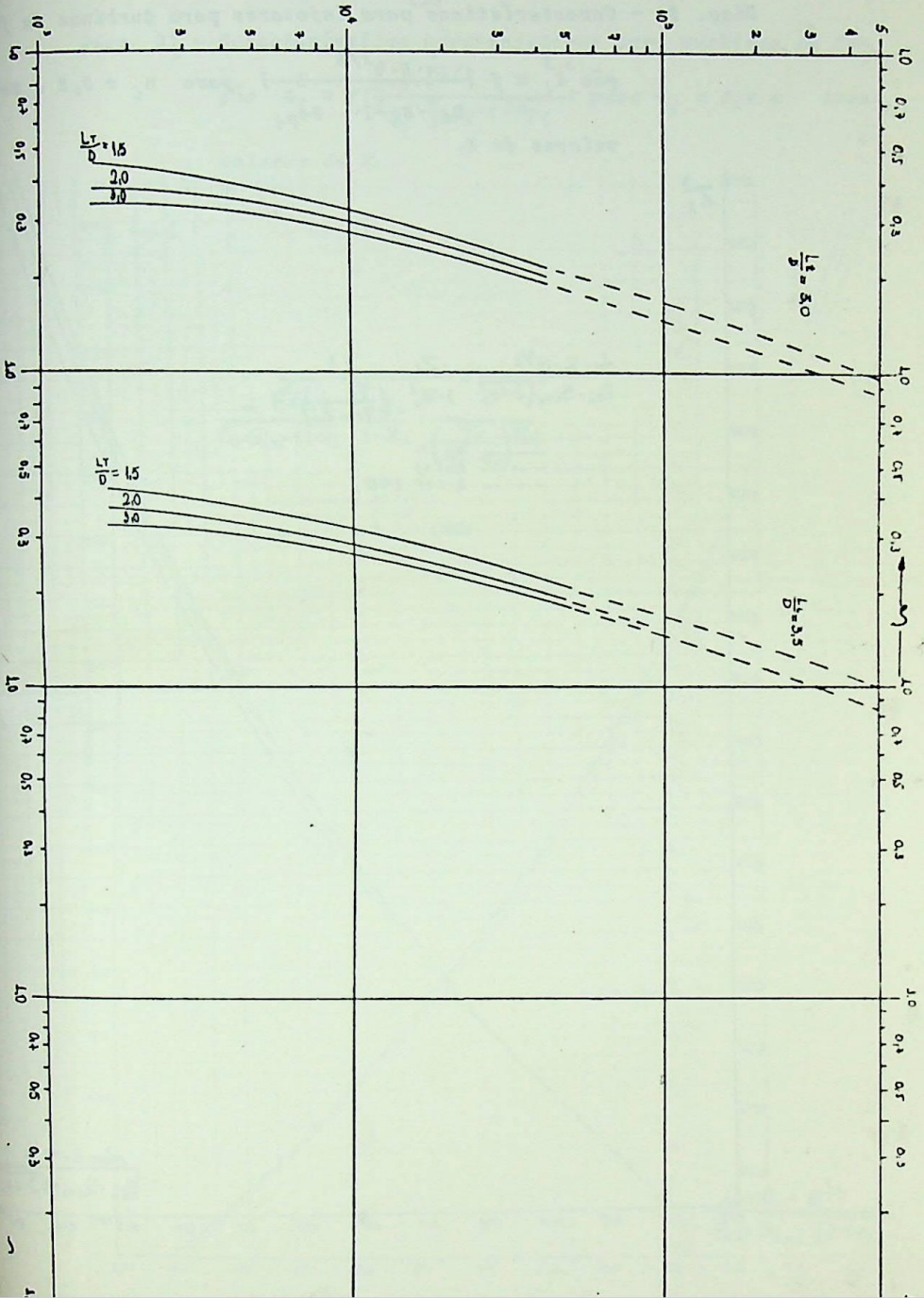
Diag. 27 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos alternados para $L_L/D = 1,6; 1,8; 2,0; 2,5$.



Diag. 28 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo no mal a tubos alternados para $L_L/D = 3,0; 3,5$.

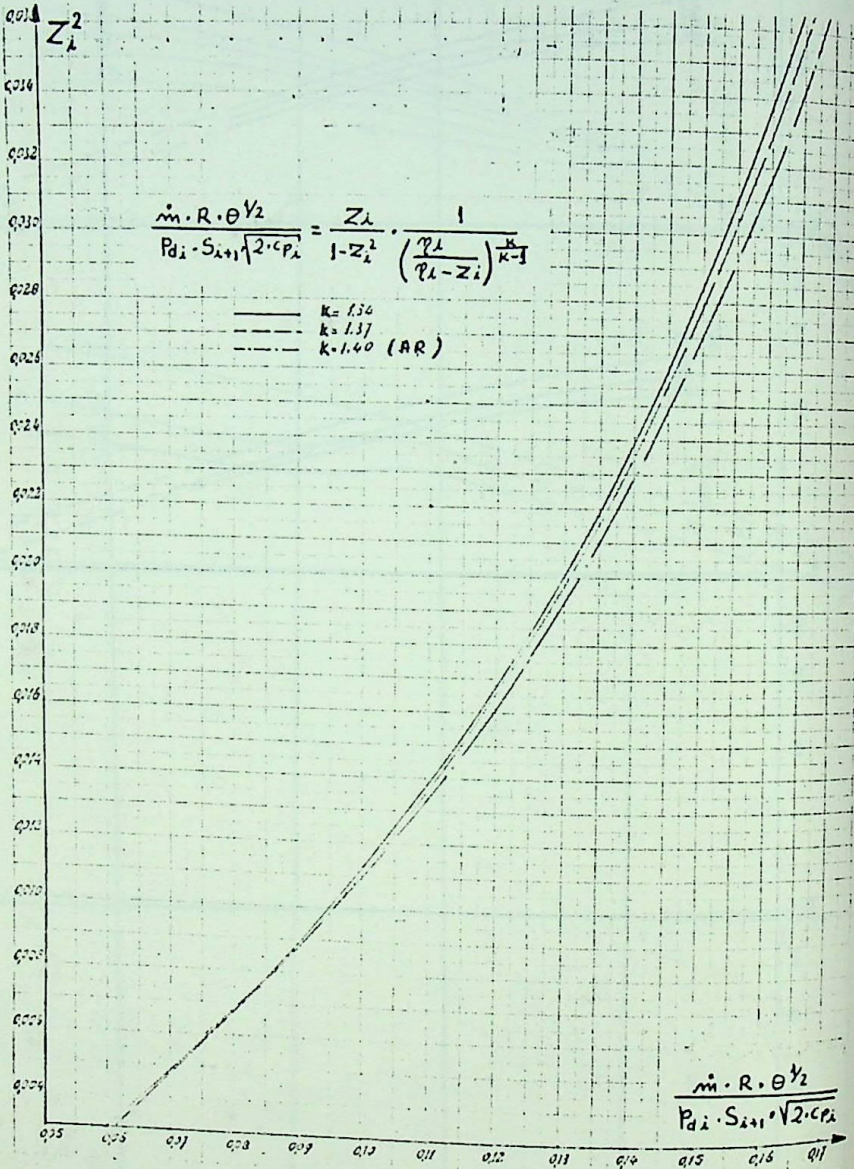


Diag. 29 - Coeficiente de perda de carga para escoamento externo normal a tubos alternados para $L_T/D = 3,0; 3,5$.



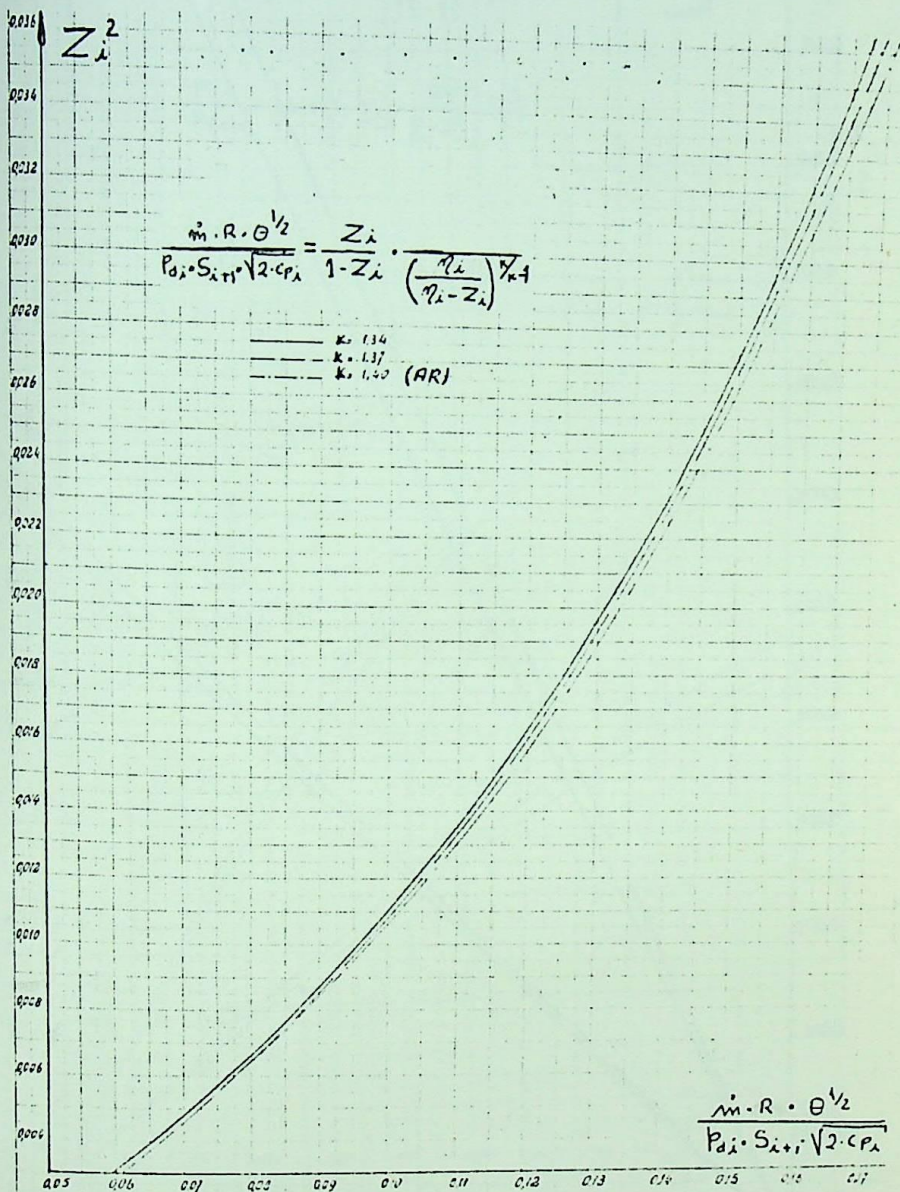
Diag. 30 - Características para injetores para turbinas da função

$$\bar{q}_{ao} Z_i^2 = f \left(\frac{\dot{m} \cdot R \cdot \theta^{1/2}}{P_{d_i} \cdot S_{i+1} \cdot \sqrt{2 \cdot c_{p_i}}} \right) \text{ para } \eta_i = 0,8 \text{ e tres valores de } K.$$



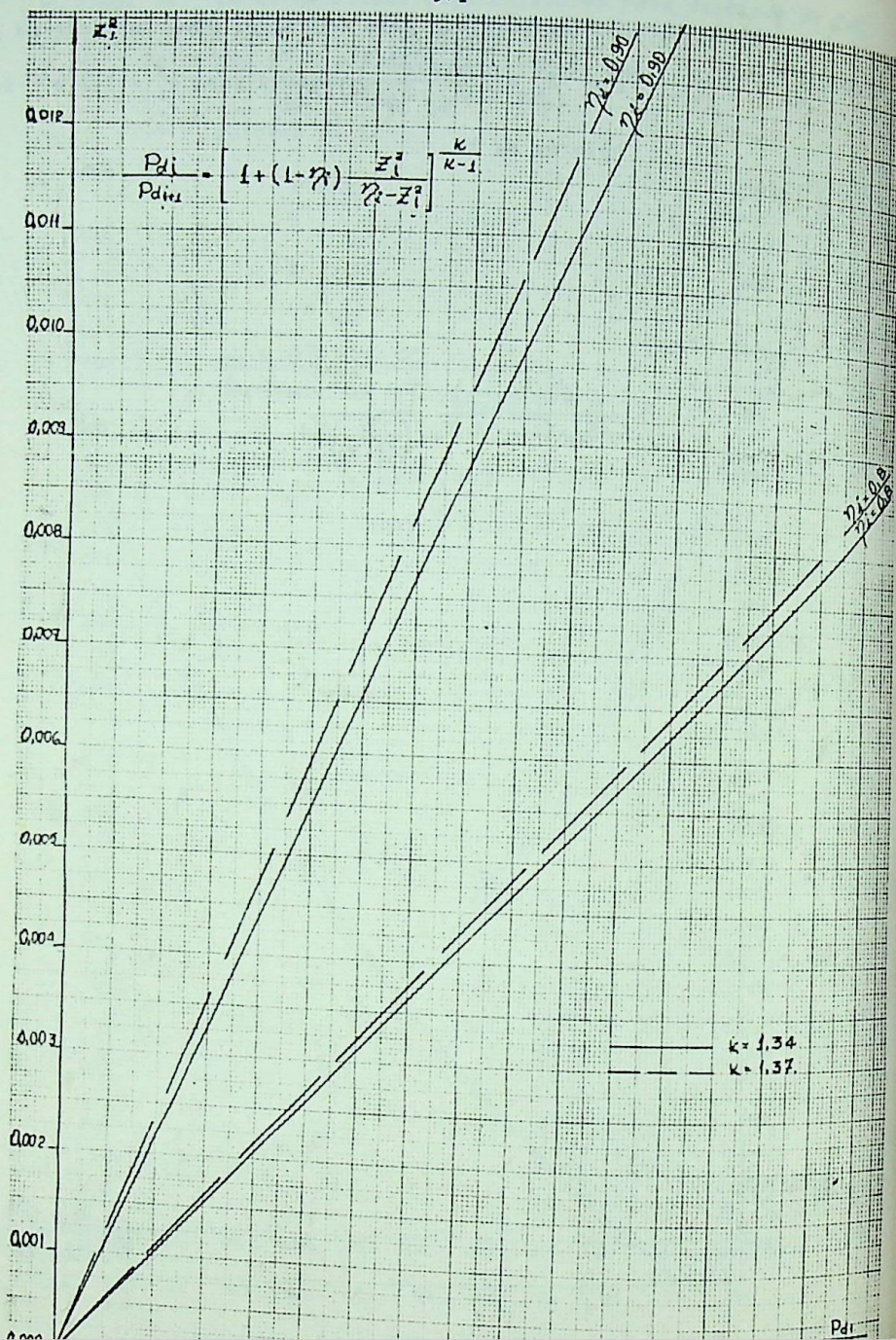
Diag. 31 - Características para injetores para turbinas da função

ção $Z_i^2 = f\left(\frac{\dot{m} \cdot R \cdot \theta^{1/2}}{P_{d_i} \cdot S_{i+1} \cdot \sqrt{2 \cdot c_{p_i}}}\right)$ para $\eta_i = 0,9$ e tres valores de K.

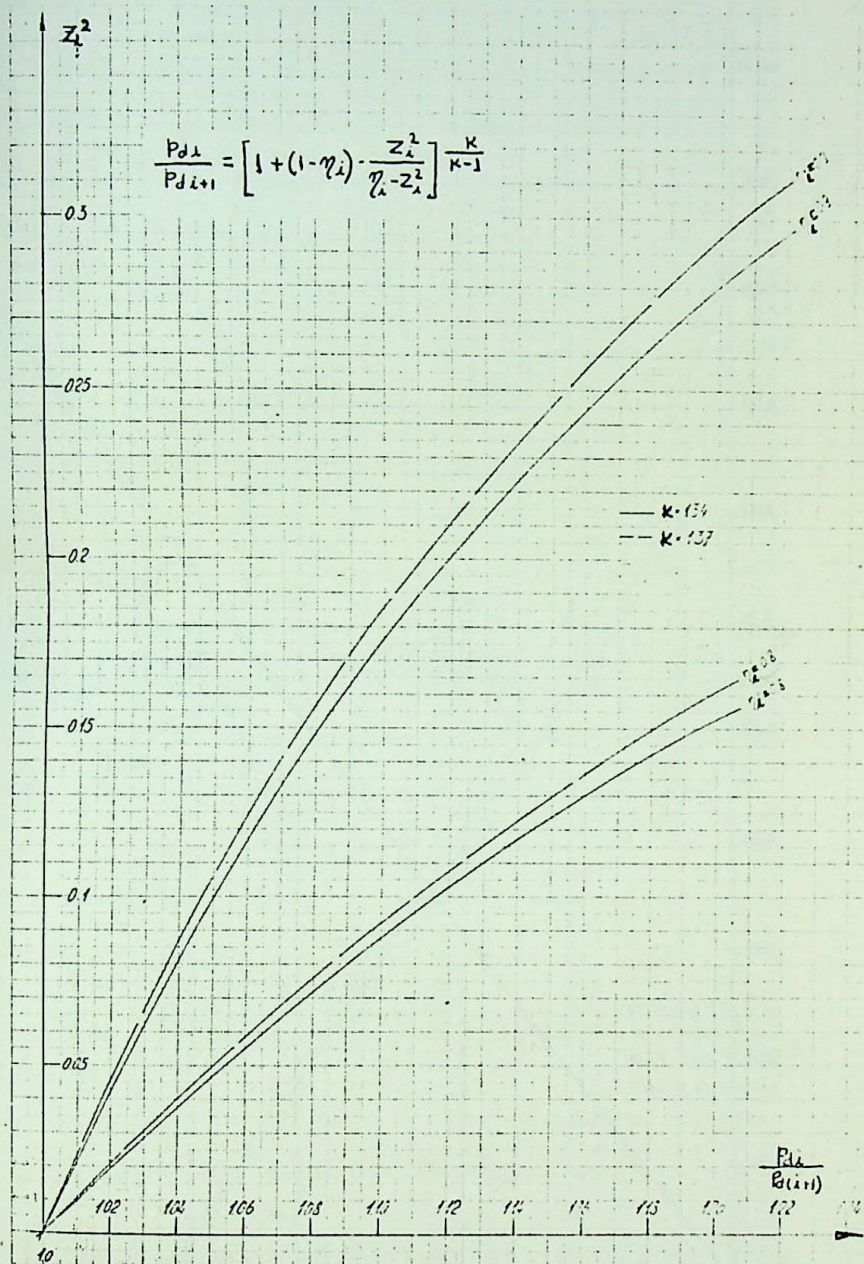


Diag. 32 - Relação de pressões dinâmicas para injetores para

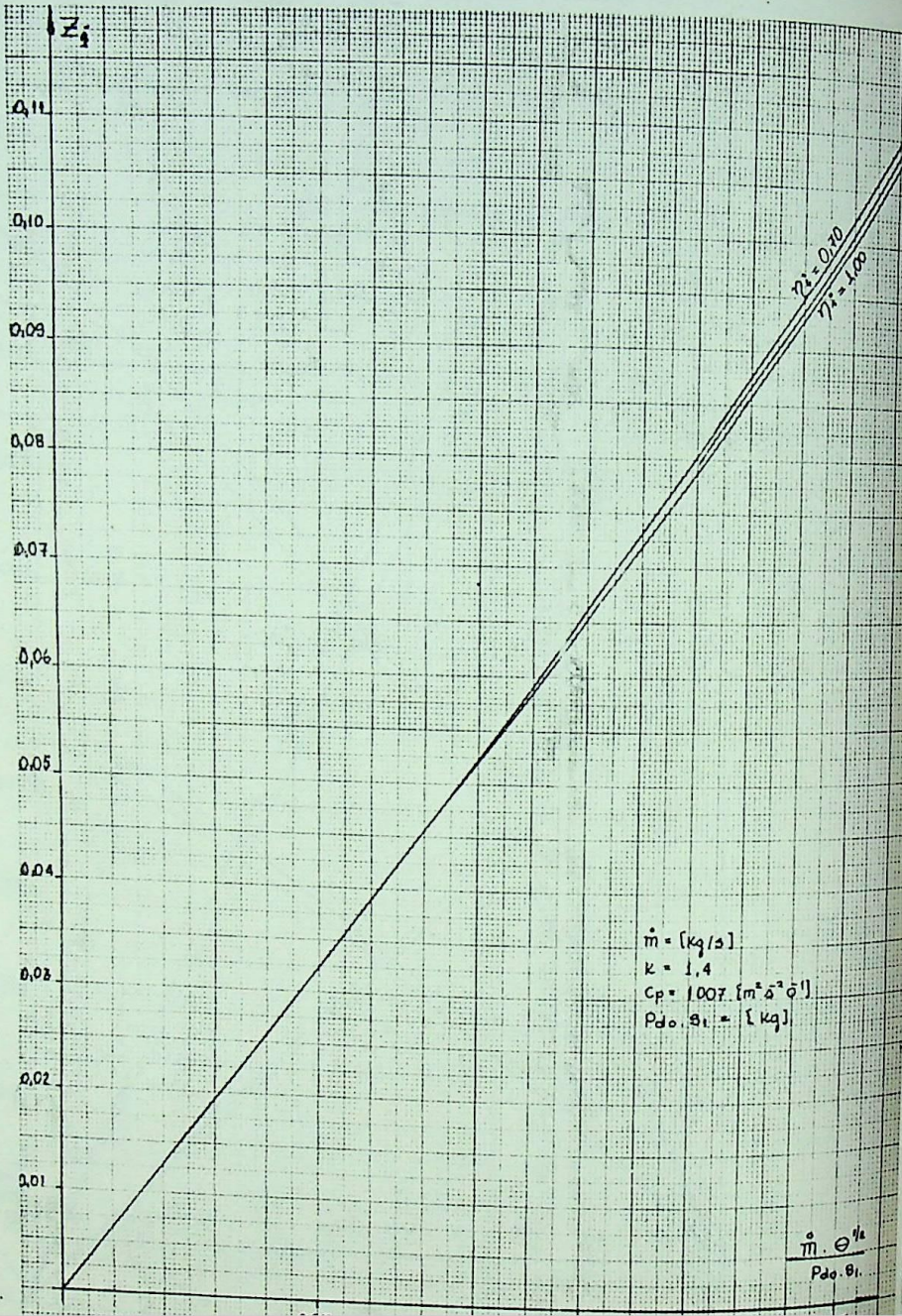
$$1,00 \leq \frac{P_{d_i}}{P_{d_{i+1}}} \leq 1,008$$



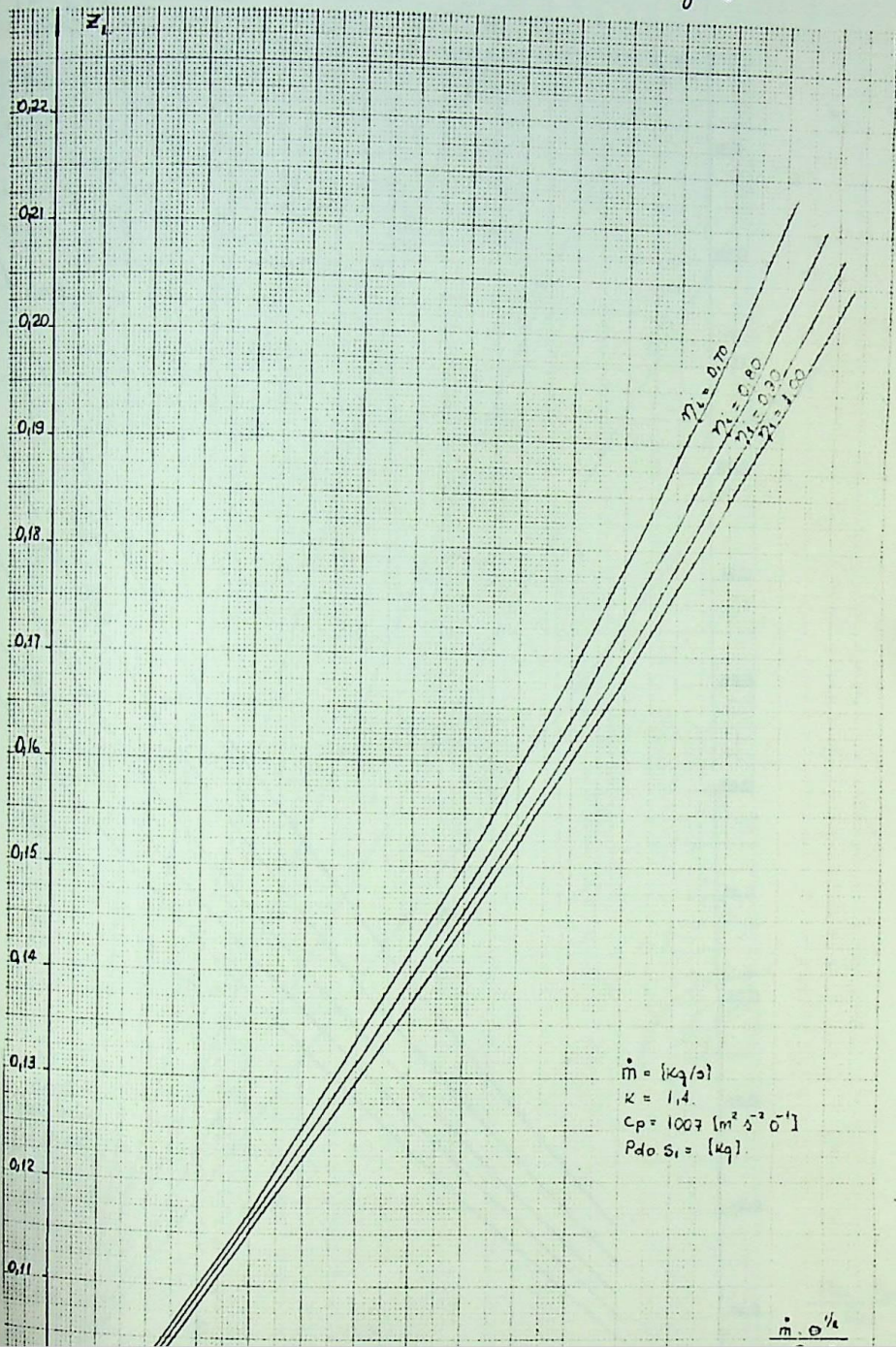
Diag. 33 - Relação de pressões dinâmicas para injetores de turbinas para $1,00 \leq \frac{P_{d_i}}{P_{d_{i+1}}} \leq 1,22$.



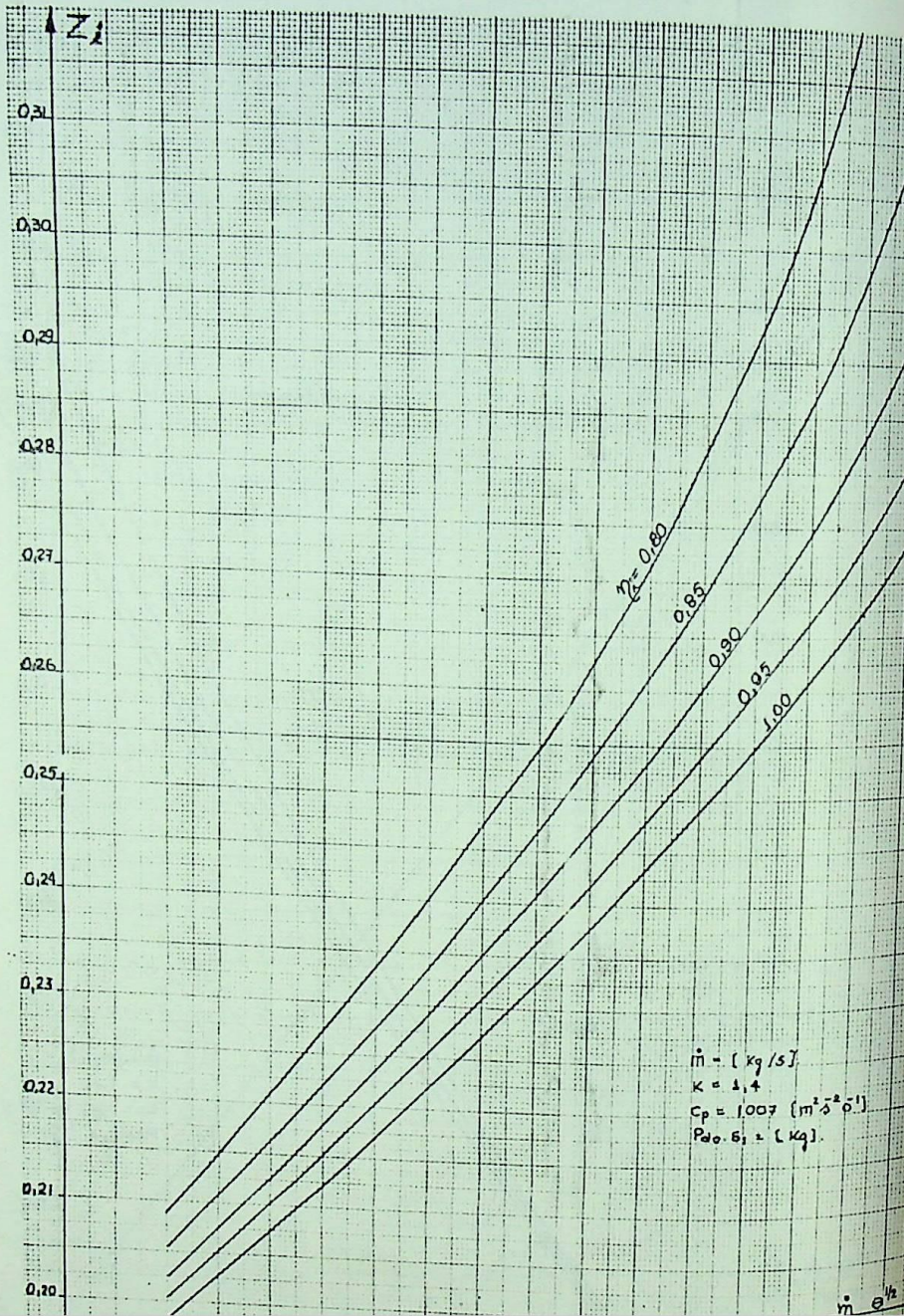
Diag. 34 - Função Z_1 para injetores para $0 \leq \frac{\dot{m} \cdot \theta^{1/2}}{P_{d0} \cdot S_1} \leq 0,15$.



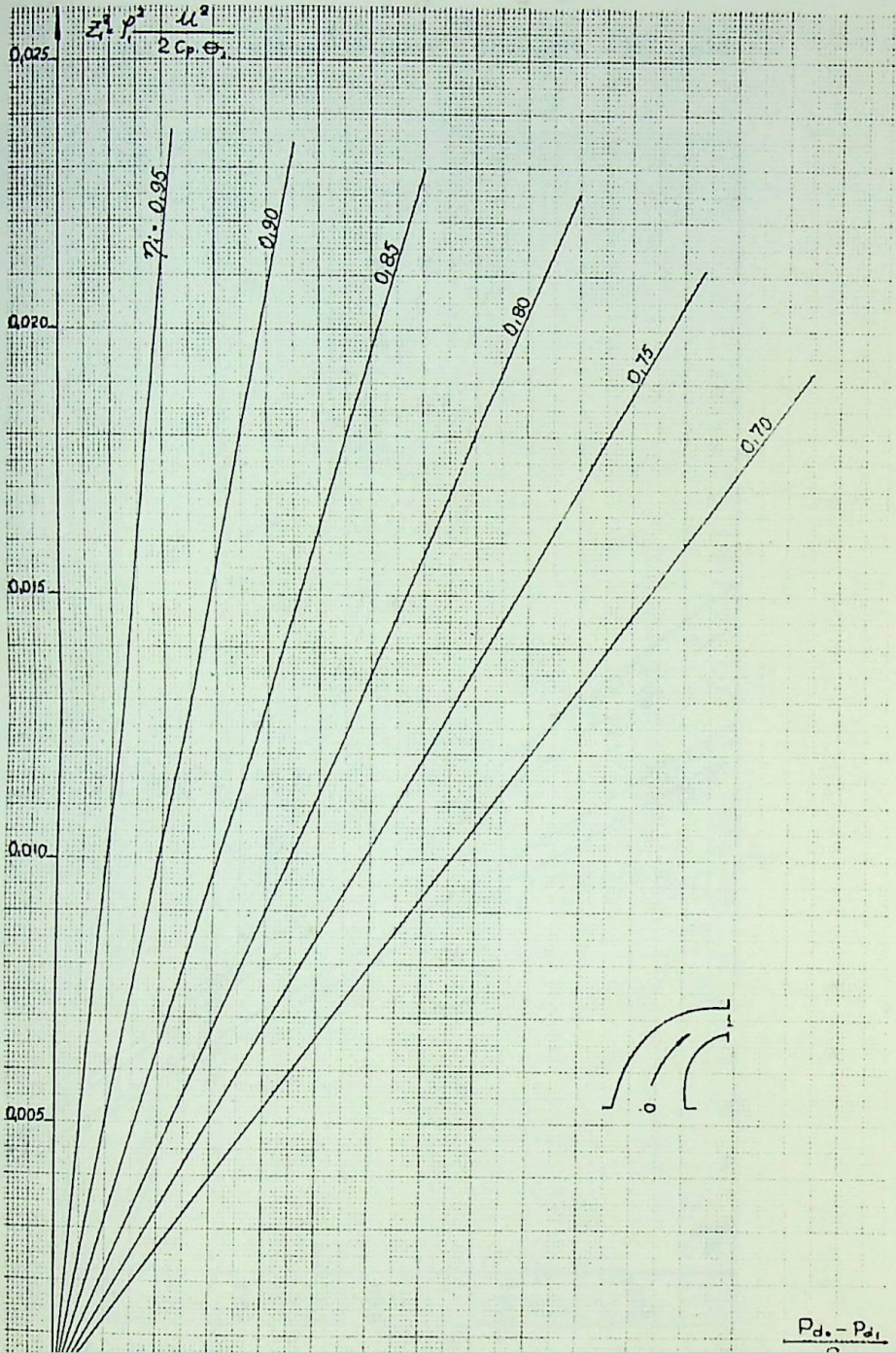
Diag. 35 - Função Z_1 para injetores para $0,15 < \frac{\dot{m} \cdot \theta^{1/2}}{P_{d0} \cdot S_1} \leq 0,28$.



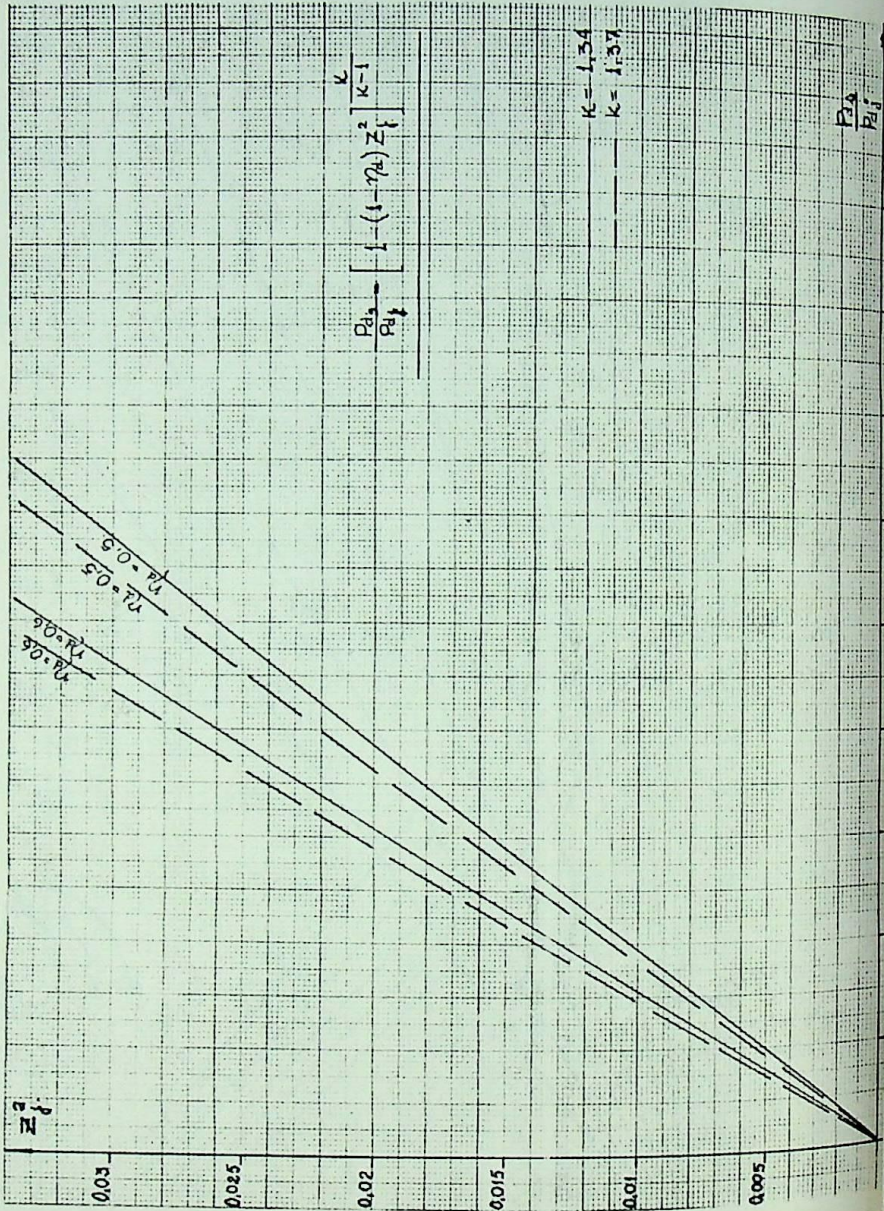
Diag. 36 - Função Z_1 para injetores para $0,27 < \frac{\dot{m} \cdot \theta^{1/2}}{p_{d0} \cdot s_1} \leq 0,36$.



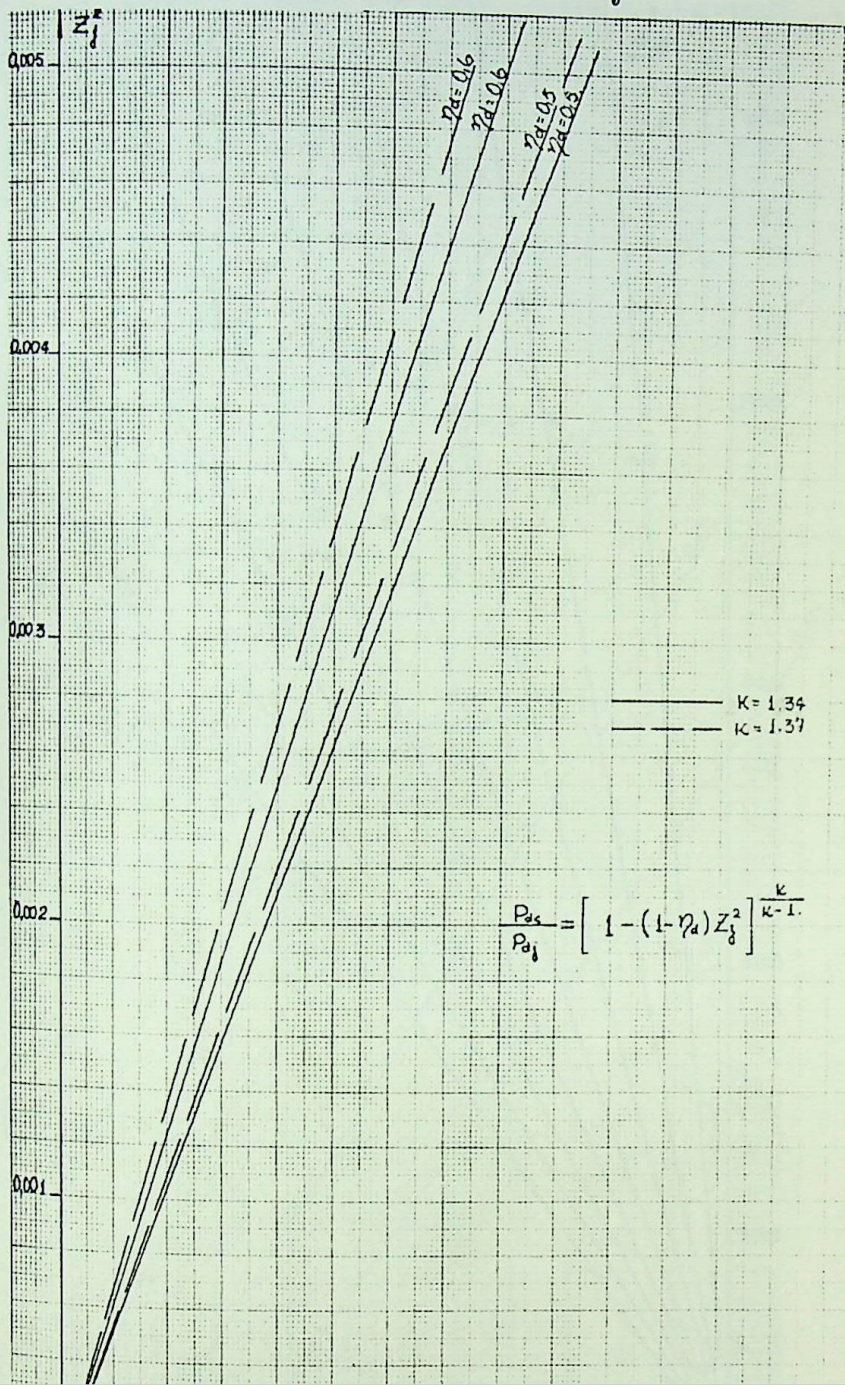
Diag. 37 - Função Z_1^2 para injetores para $0 \leq \frac{p_{d_0} - p_{d_1}}{p_{d_0}} \leq 0,03$.



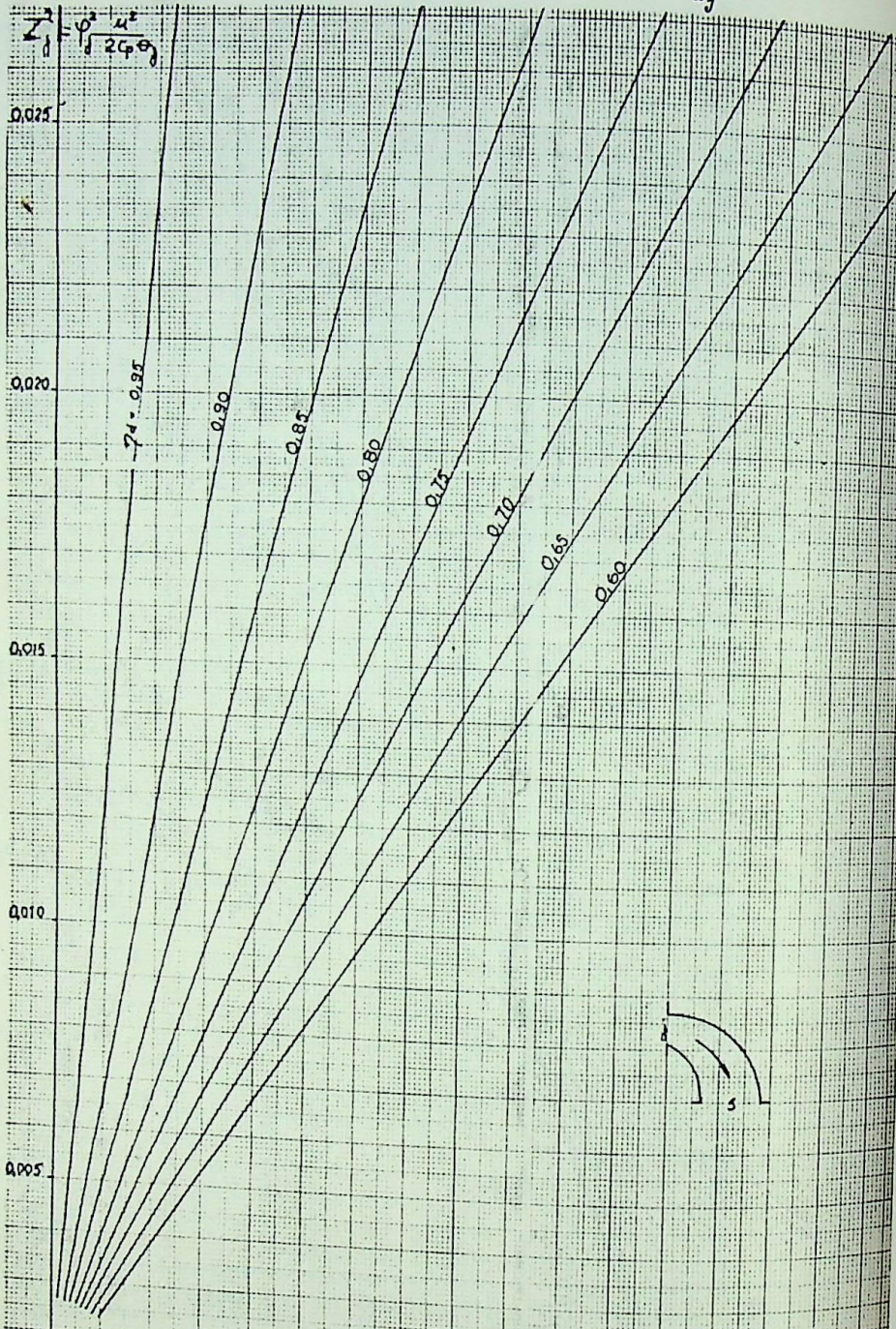
Diag. 38 - Função Z_j^2 para difusores para $1,00 < \frac{P_{d_e}}{P_{d_j}} < 0,93$.



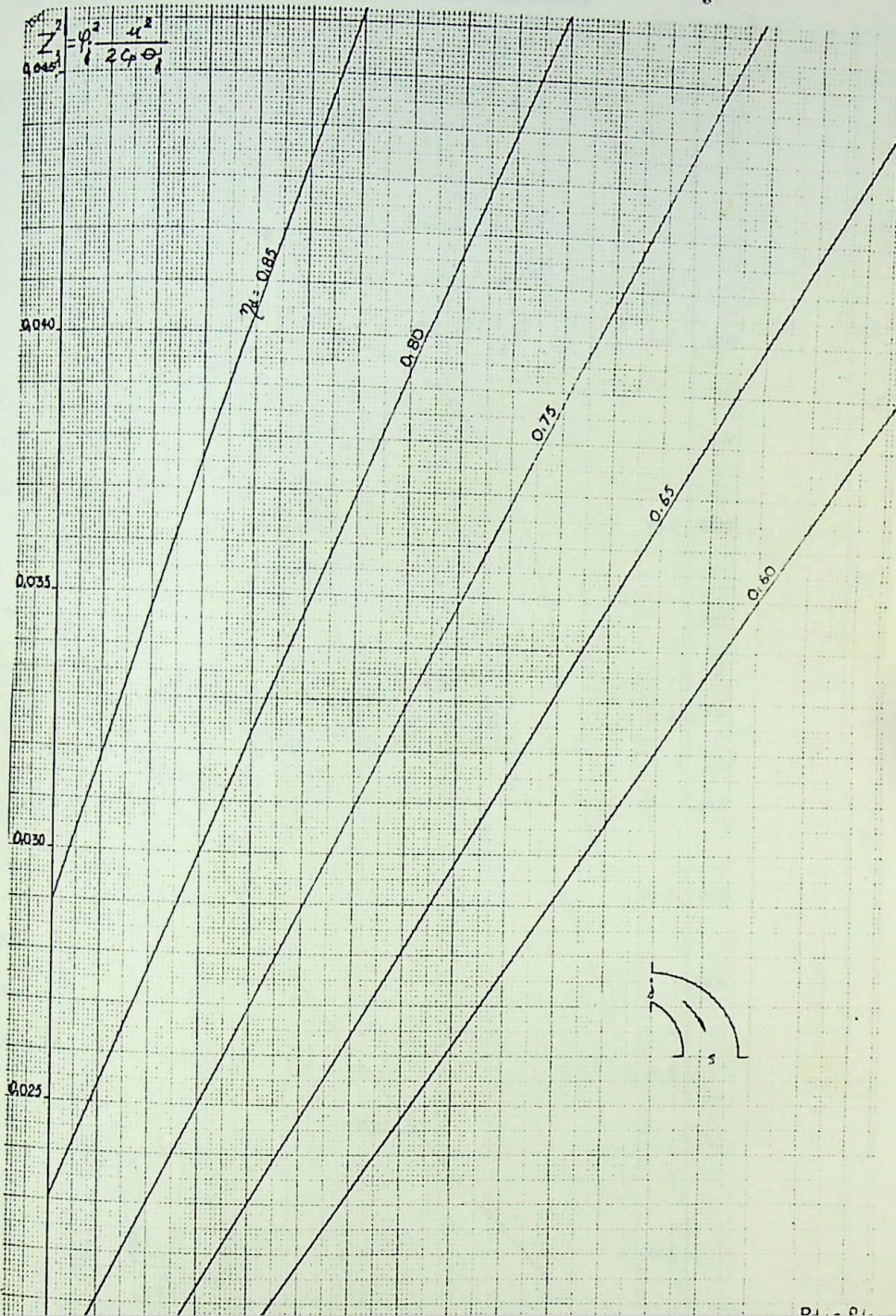
Diag. 39 - Z_j^2 para difusores para $1,0 \leq \frac{p_{d_s}}{p_{d_j}} \leq 0,985$.



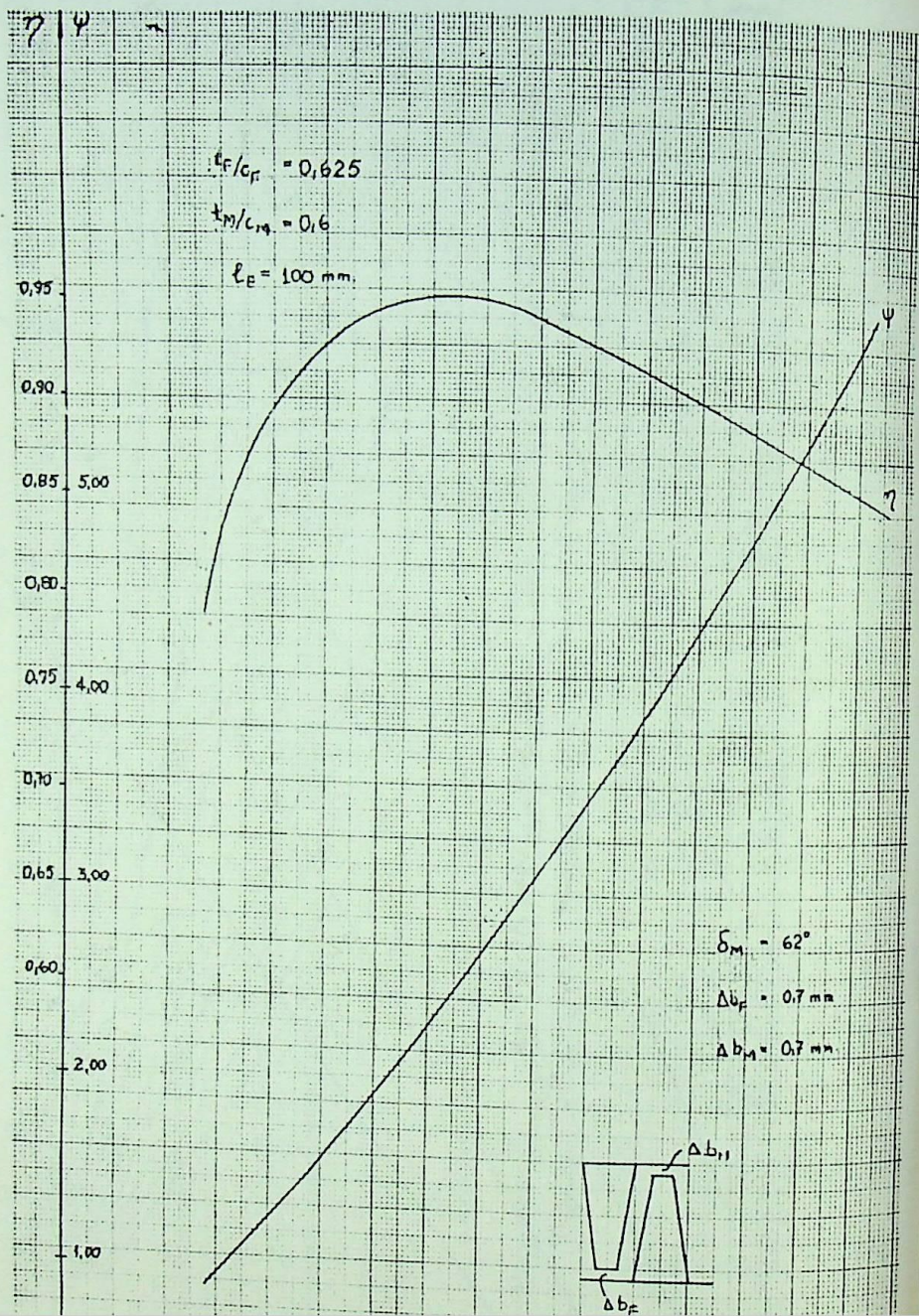
Diag. 40 - Função Z_j^2 para difusores para $0 \leq \frac{p_{d_j} - p_{d_s}}{p_{d_j}} \leq 0,03$.



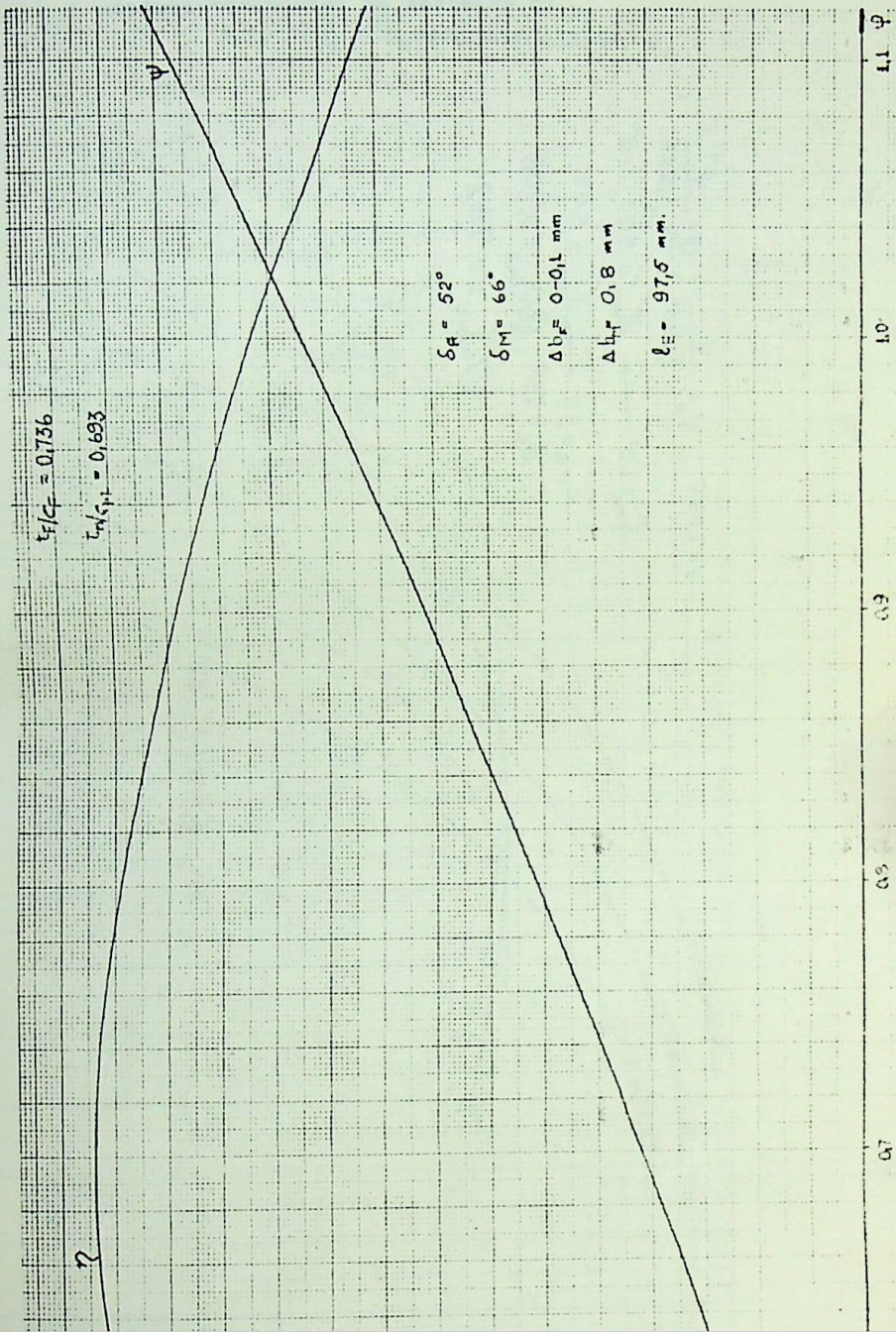
Diag. 41 - Função Z_j^2 para difusores para $0,02 \leq \frac{p_{d_j} - p_{d_s}}{p_{d_a}} \leq 0,05$.



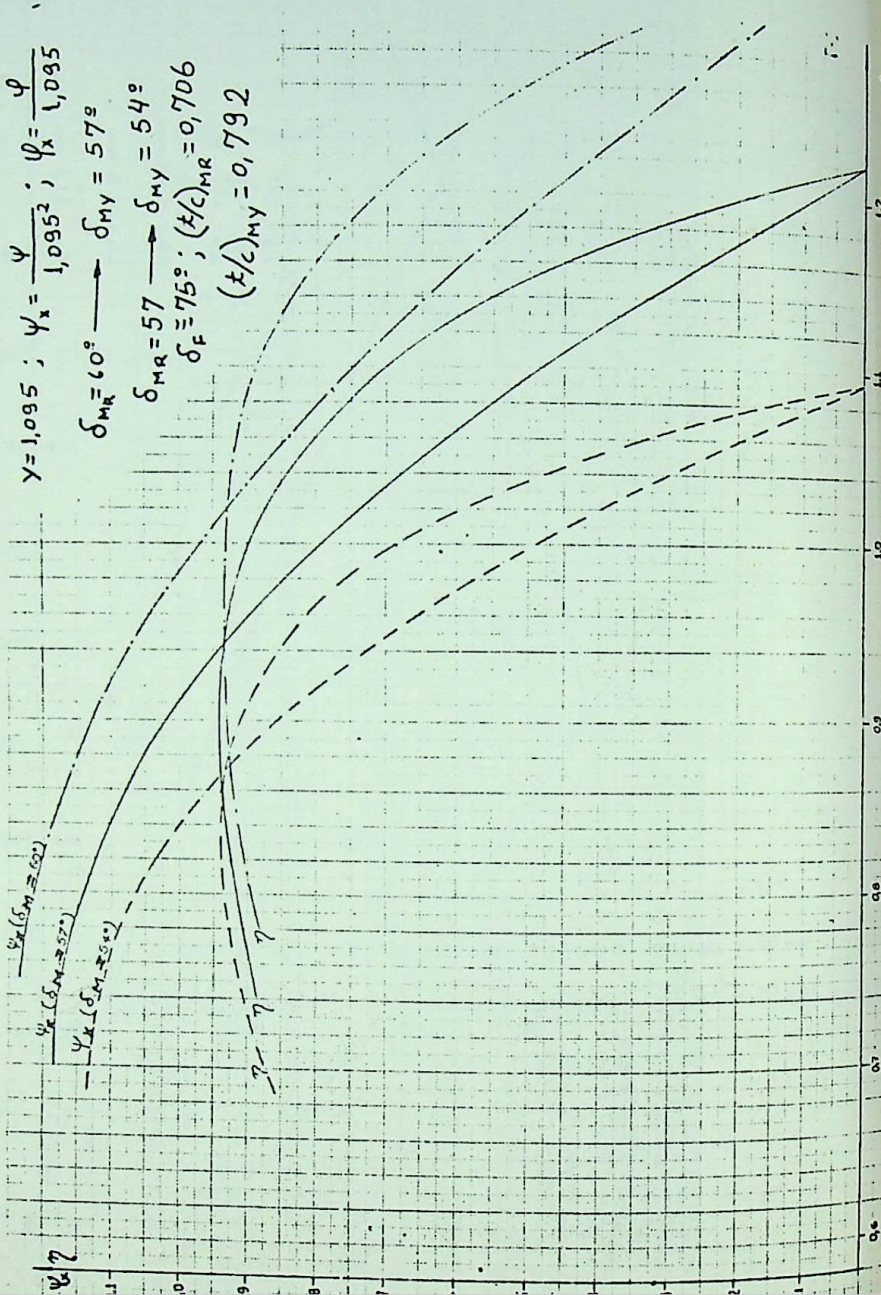
Diag. 42 - Exemplo de características de estágio de reação para turbina. Base dos característicos diâmetro do rotor D_R .



Diag. 43 - Exemplo de características de estágio de ação para turbina. Base das características diâmetro do rotor D_R .

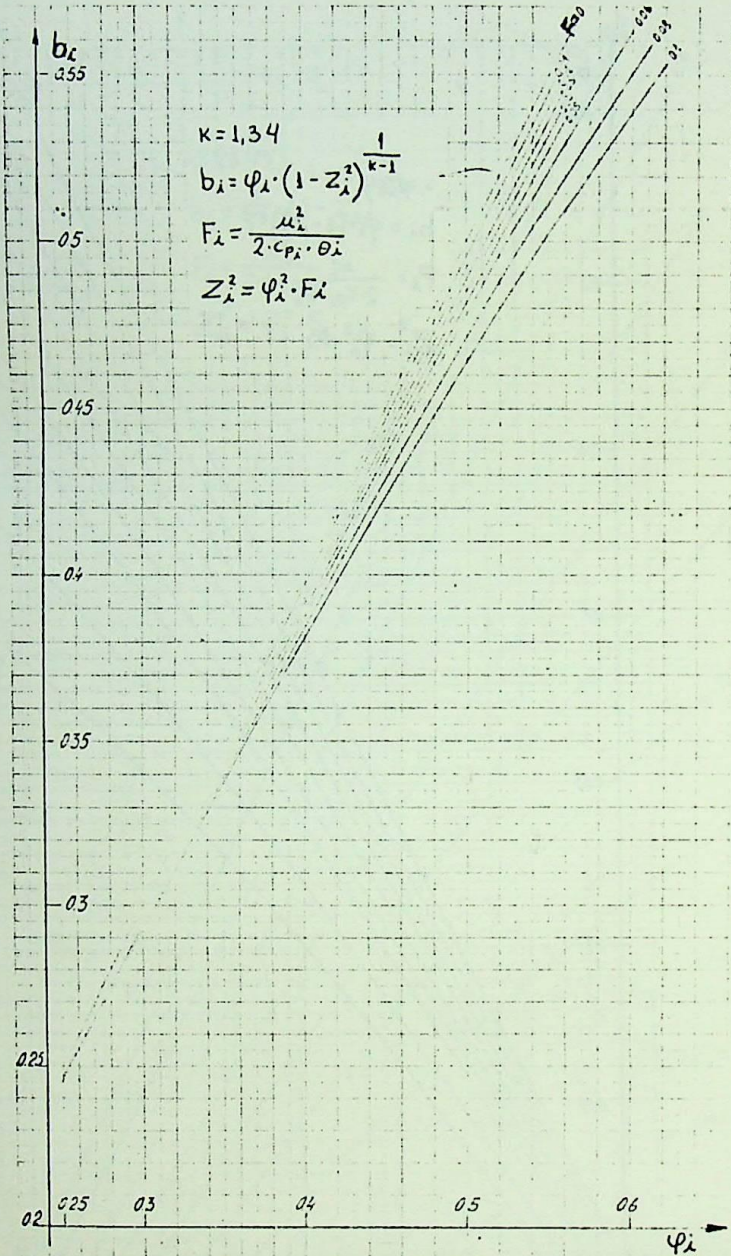


Diag. 44 - Exemplo de características $\psi = f(\varphi)$. e $\eta = f(\varphi)$ pa
ra estágios de turbocompressores.

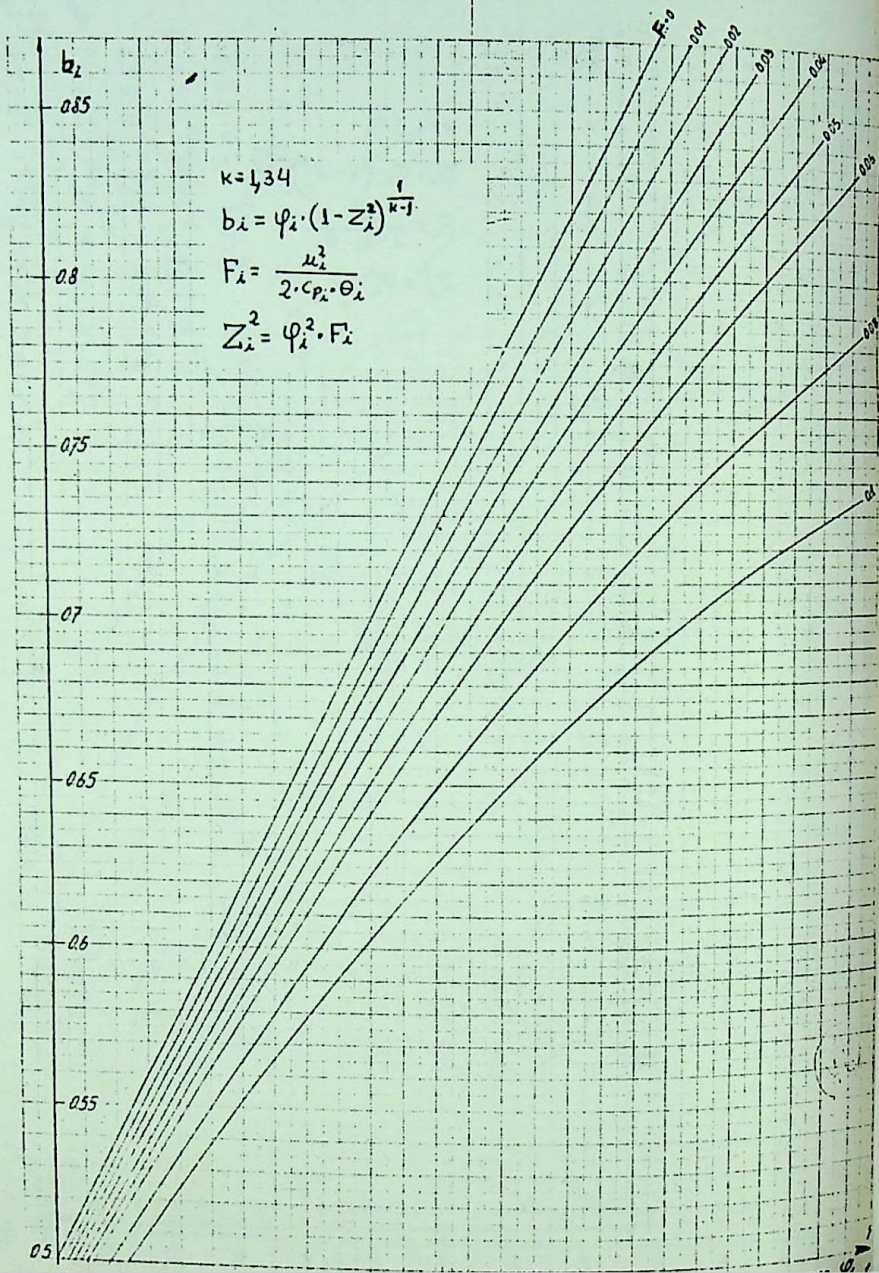


Diag. 45 - Características $b_i = f(\varphi_i)$ para turbinas com $F_i = \text{const}$
tante, intervalo :

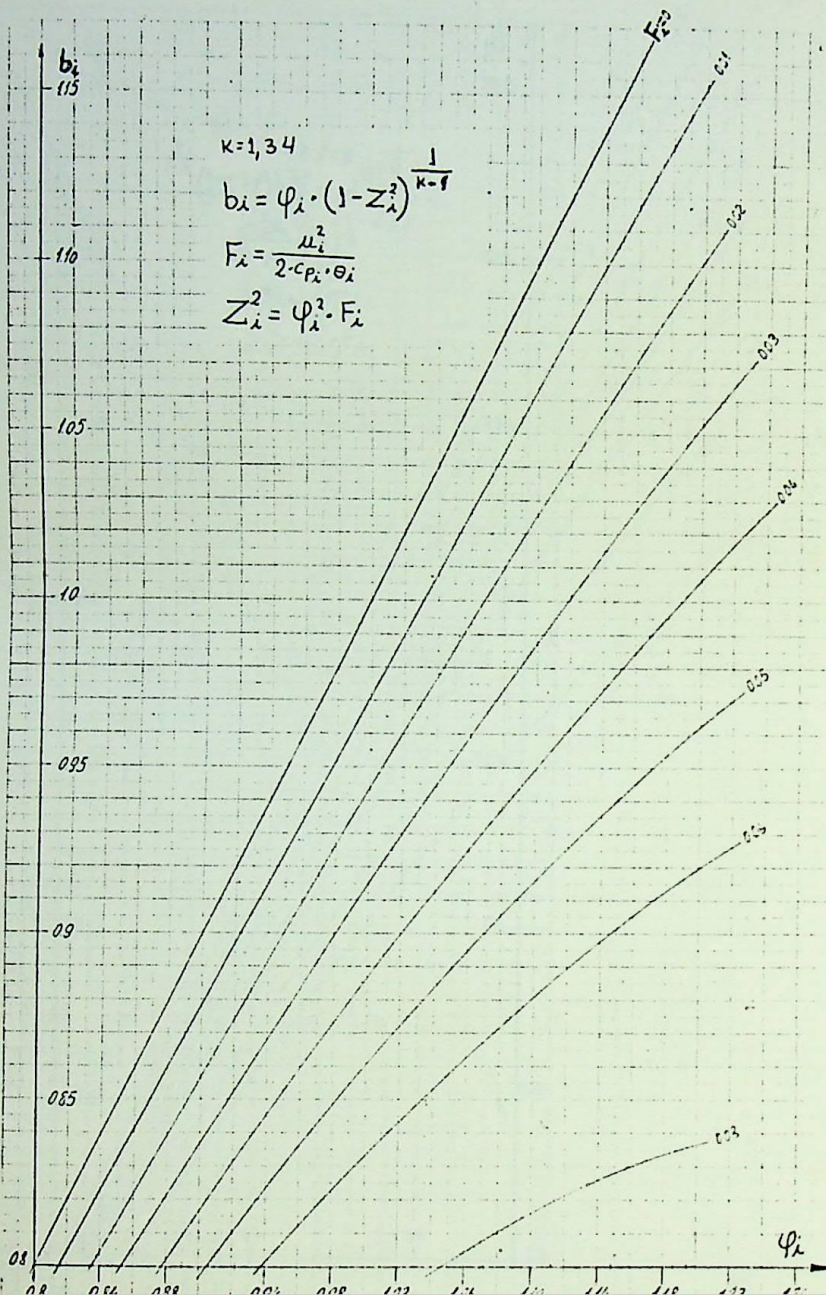
$0,25 < \varphi_i < 0,65$ com $K = 1,34$, $r_a = 8$



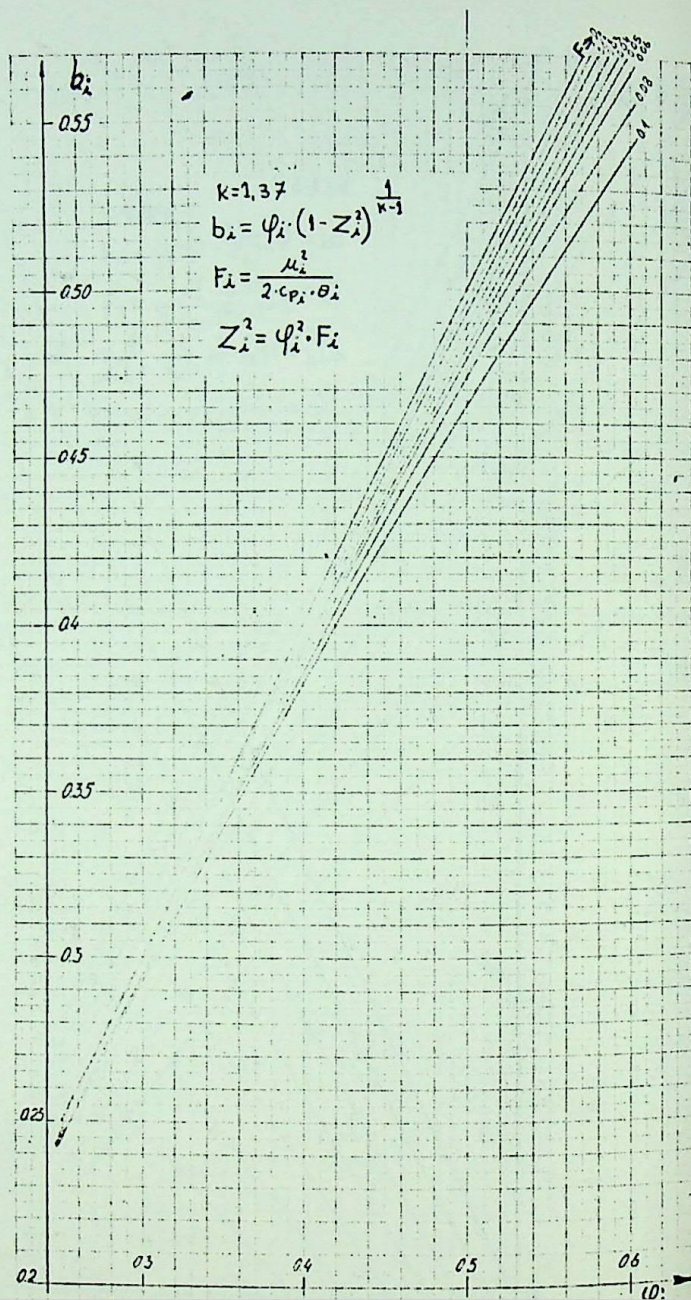
Diag. 46 - Características $b_i = f(\varphi_i)$ para turbinas, com F_i constantes, intervalo: $0,5 \leq \varphi_i < 1$, $K = 1,34$, $r_a = 8$



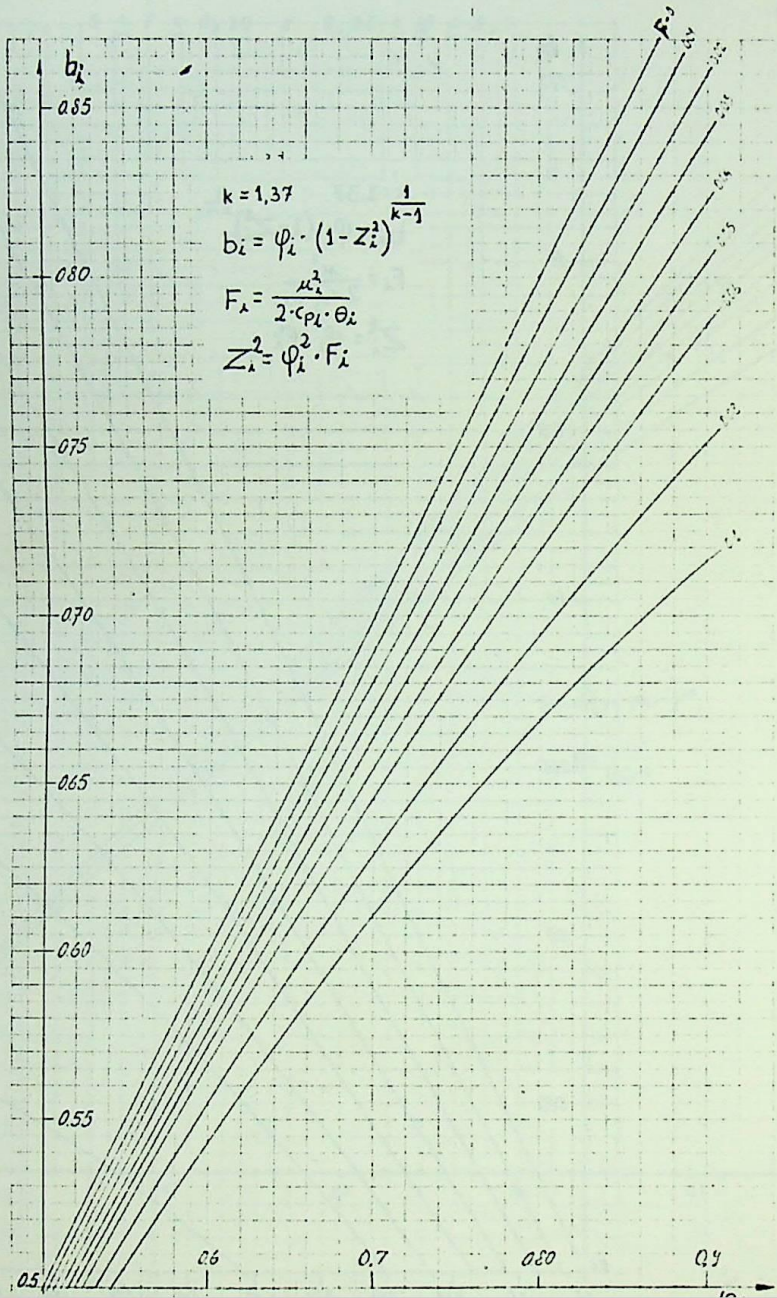
Diag. 47 - Características $b_i = f(\varphi_i)$ para turbinas, com F_i constante, intervalo: $0,8 \leq \varphi_i \leq 1,22$, com $\kappa = 1,34$, $r_a = 8$



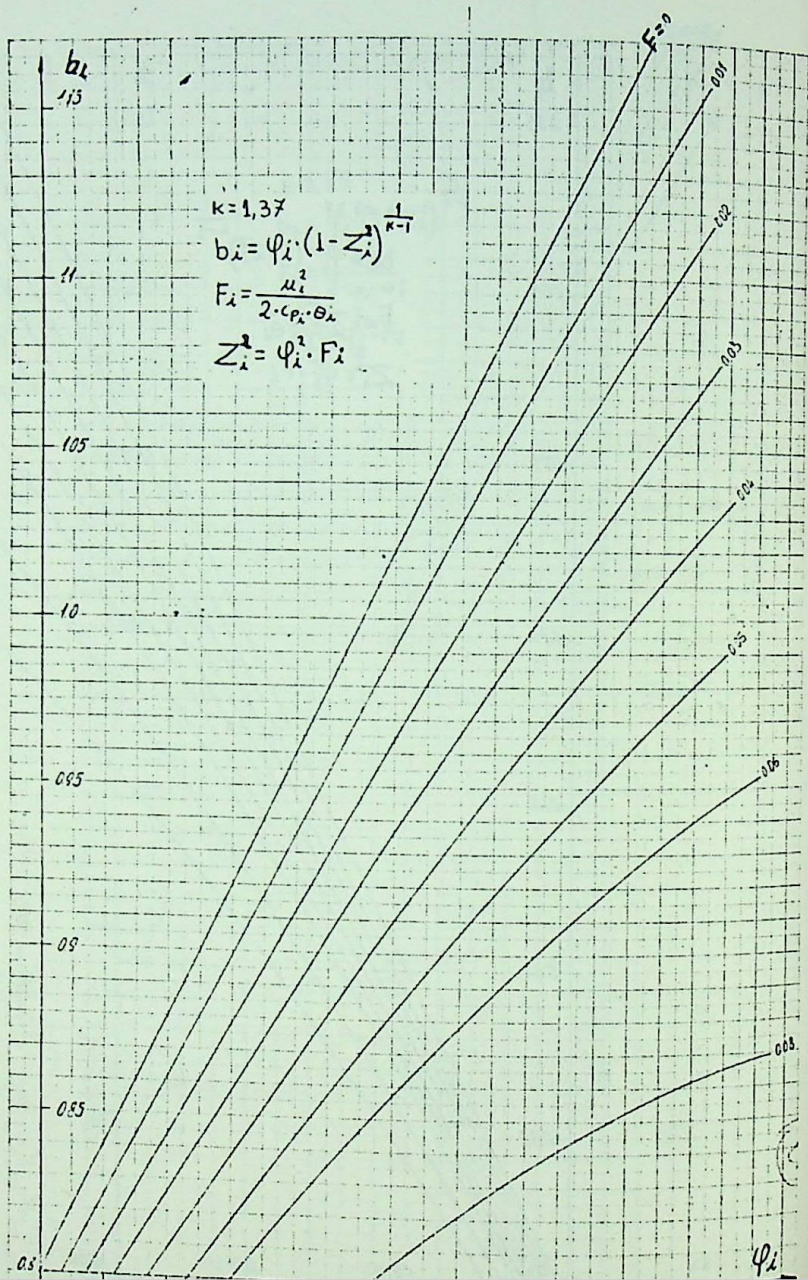
Diag. 48 - Características $b_i = f(\varphi_i)$ para turbinas com F_i constante, intervalo $0,2 < \varphi_i \leq 0,6$, com $K = 1,37$, $r_a = 8$



Diag. 49 - Características $b_i = f(\varphi_i)$ para turbinas com F_i constante, intervalo: $0,5 \leq \varphi_i \leq 0,9$ com $K = 1,37$, $r_a = 8$

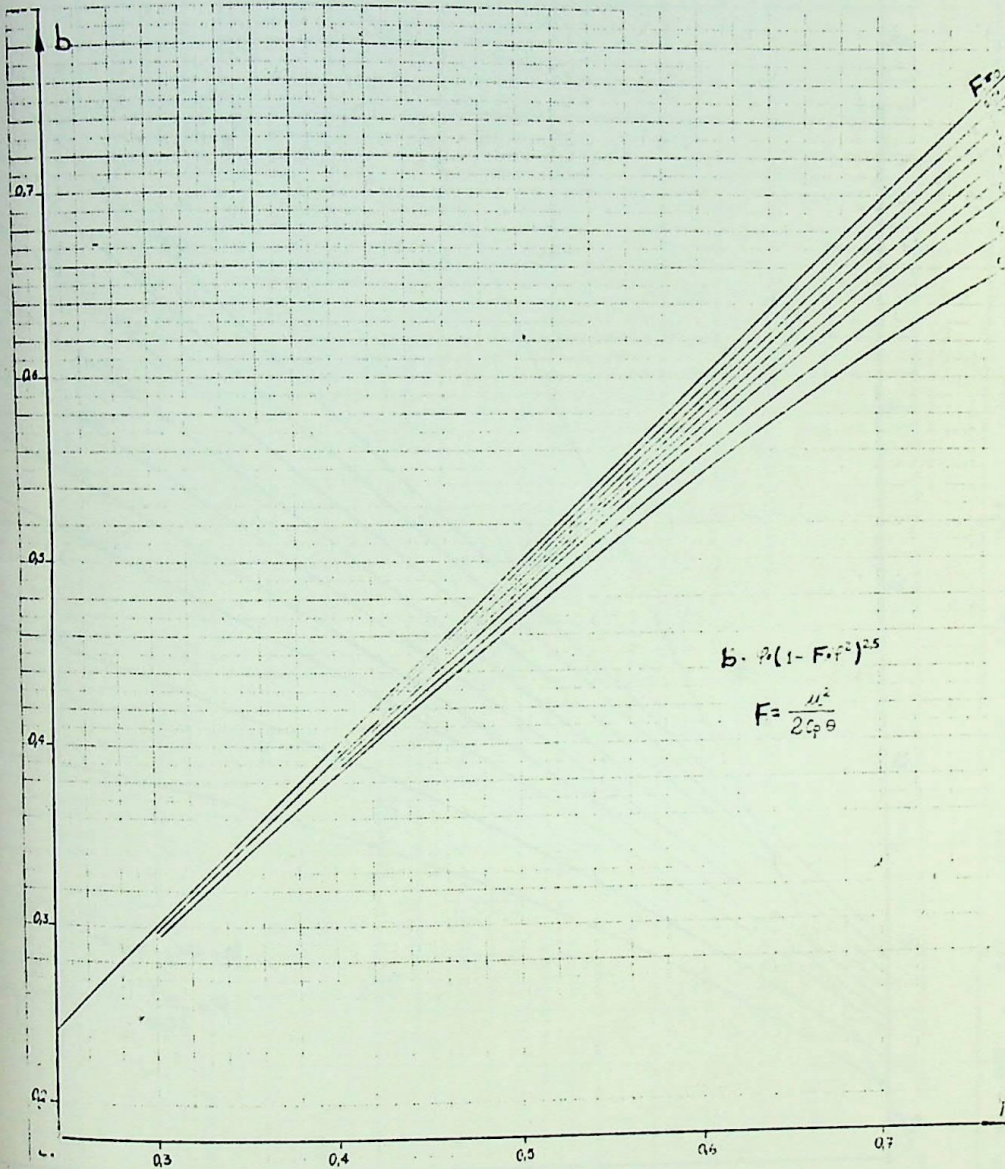


Diag. 50 - Características $b_i = f(\varphi_i)$ para turbinas com F_i constantes, intervalo $0,8 < \varphi \leq 1,24$ com $K = 1,37$, $r_a = 8$



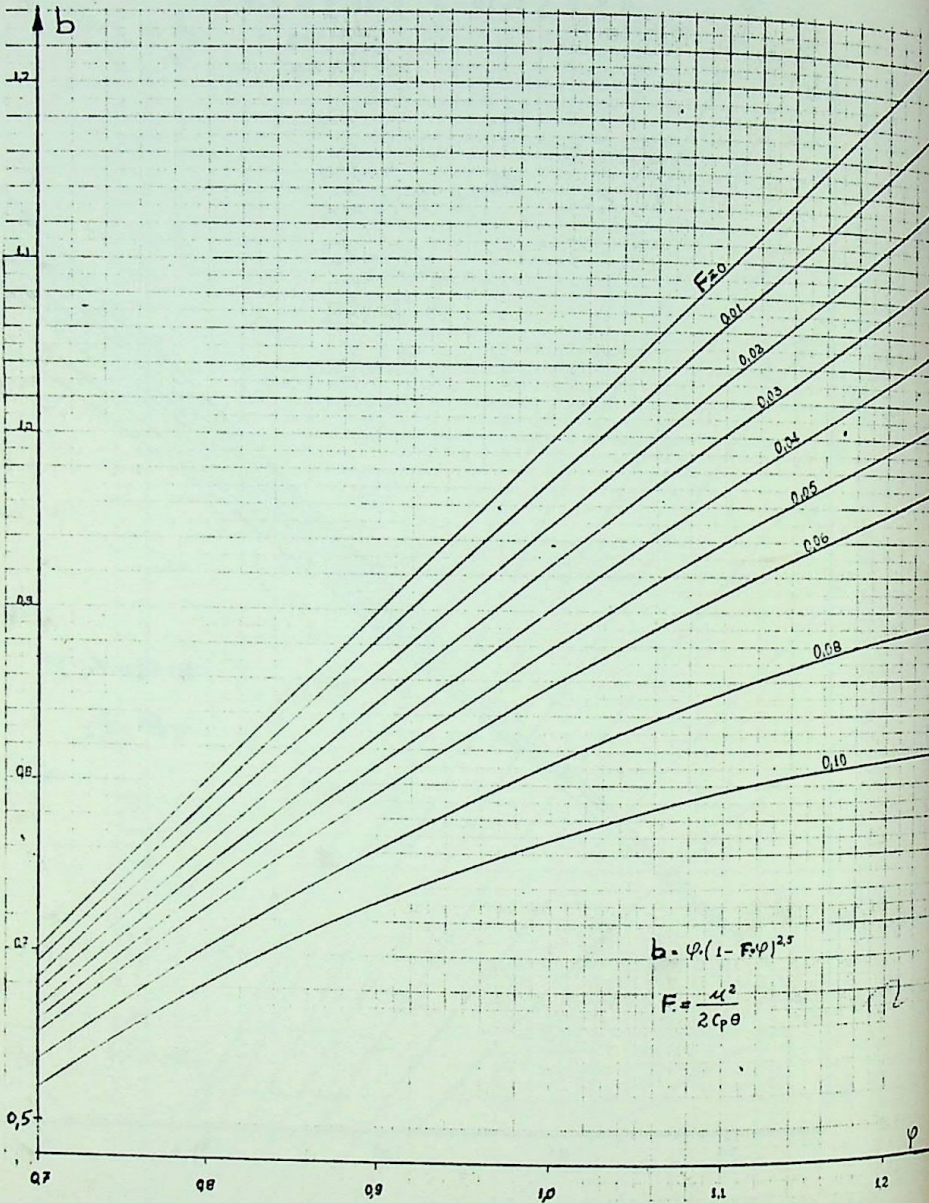
Diag. 51 - Características $b = f(\varphi)$ para estágios de turbocompressores com F variando no intervalo:

$$0 \leq F \leq 0,10 \text{ e } 0,25 \leq \varphi \leq 0,7$$

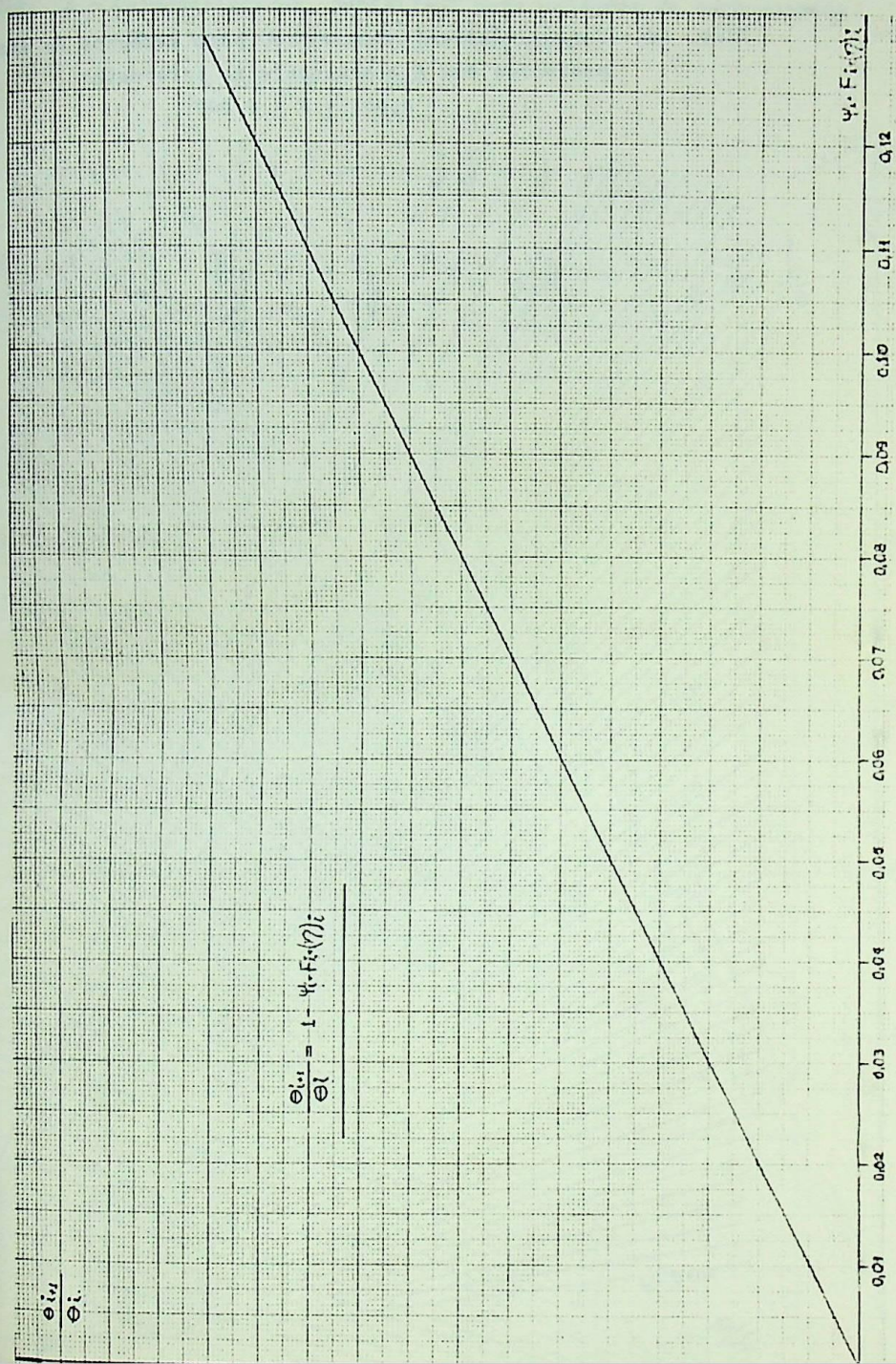


Diag. 52 - Características $b = f(\varphi)$ para estágios de turbocompressores com F variando no intervalo:

$0 \leq F \leq 0,10$ e $0,7 \leq \varphi \leq 1,2$.



Diag. 53 - Características $\frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} = f[\psi_i \cdot F_i(\eta)_i]$ para estágios de turbinas.



$$\frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} = 1 - \psi \cdot F_i(\eta)_i$$

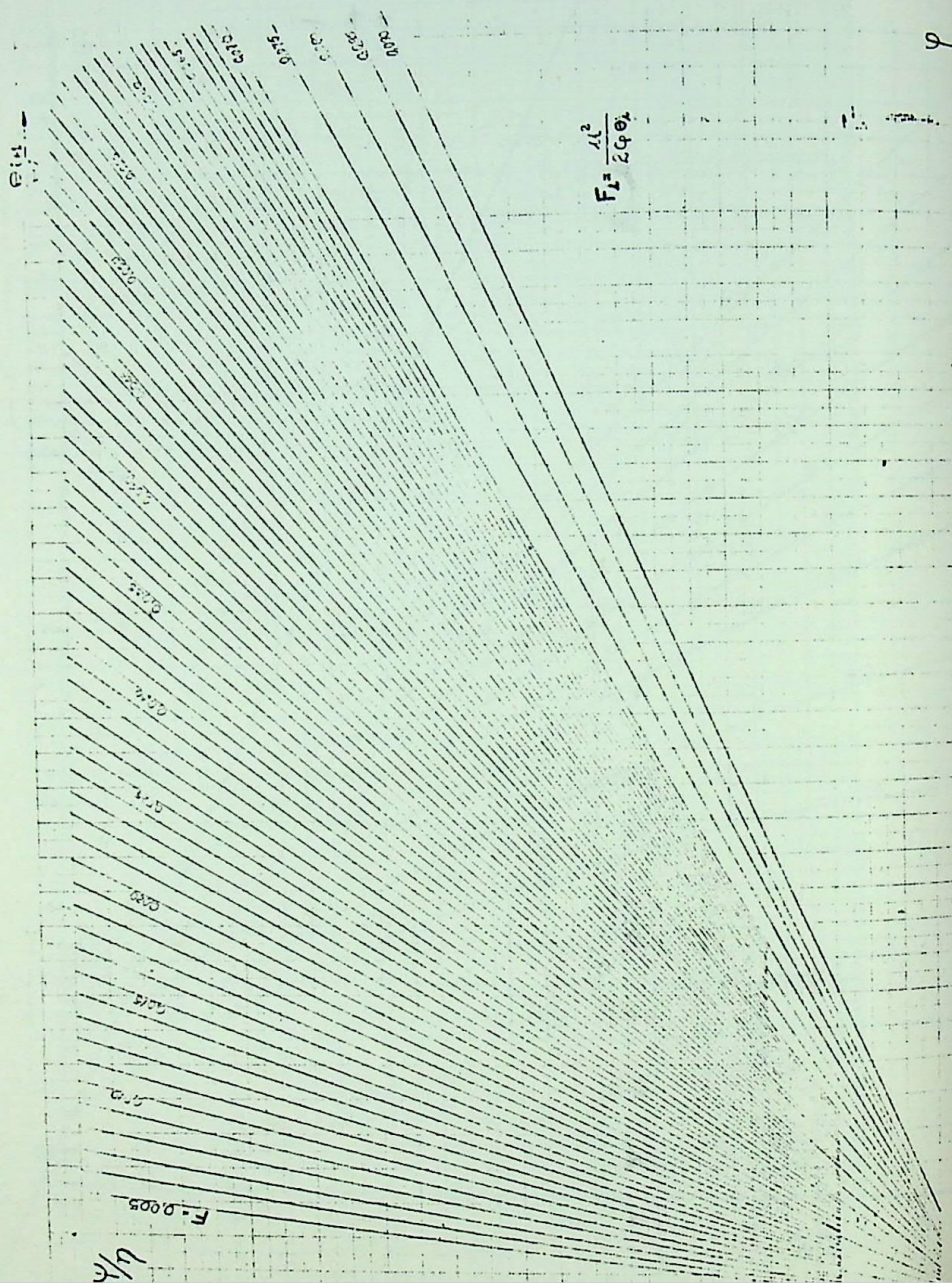
$\frac{\theta_{i+1}}{\theta_i}$

$\psi \cdot F_i(\eta)_i$

0.12
0.11
0.10
0.09
0.08
0.07
0.06
0.05
0.04
0.03
0.02
0.01

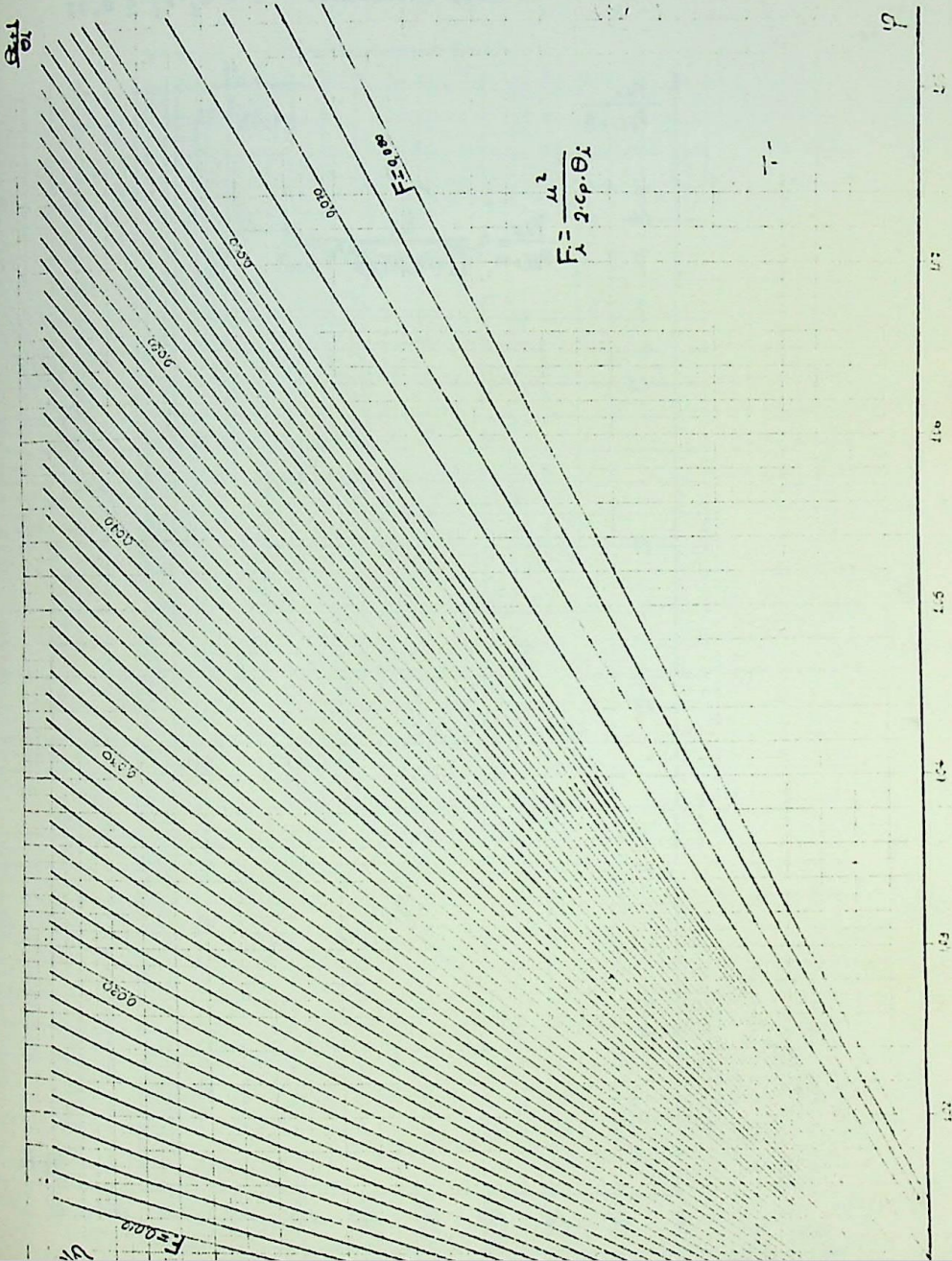
Diag. 54 - Características $\psi/\eta = f(\varphi)$ para estgios de turbooom
pressores com $F = \text{constante}$ no intervalo:

$$0,005 \leq F \leq 0,090$$



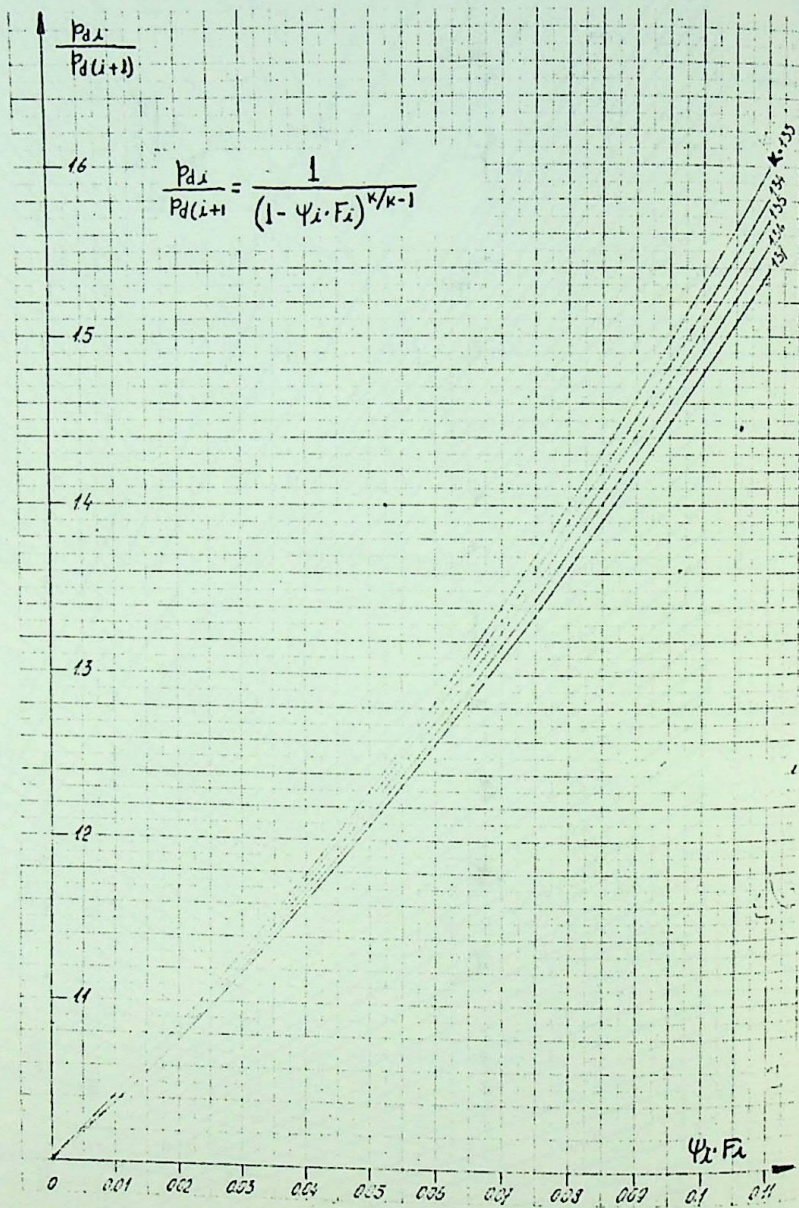
Diag. 55 - Características $\psi/\eta = f(\varphi)$ para estágios de turbocompressores com $F = \text{constante}$ no intervalo:

$$0,010 \leq F \leq 0,080$$



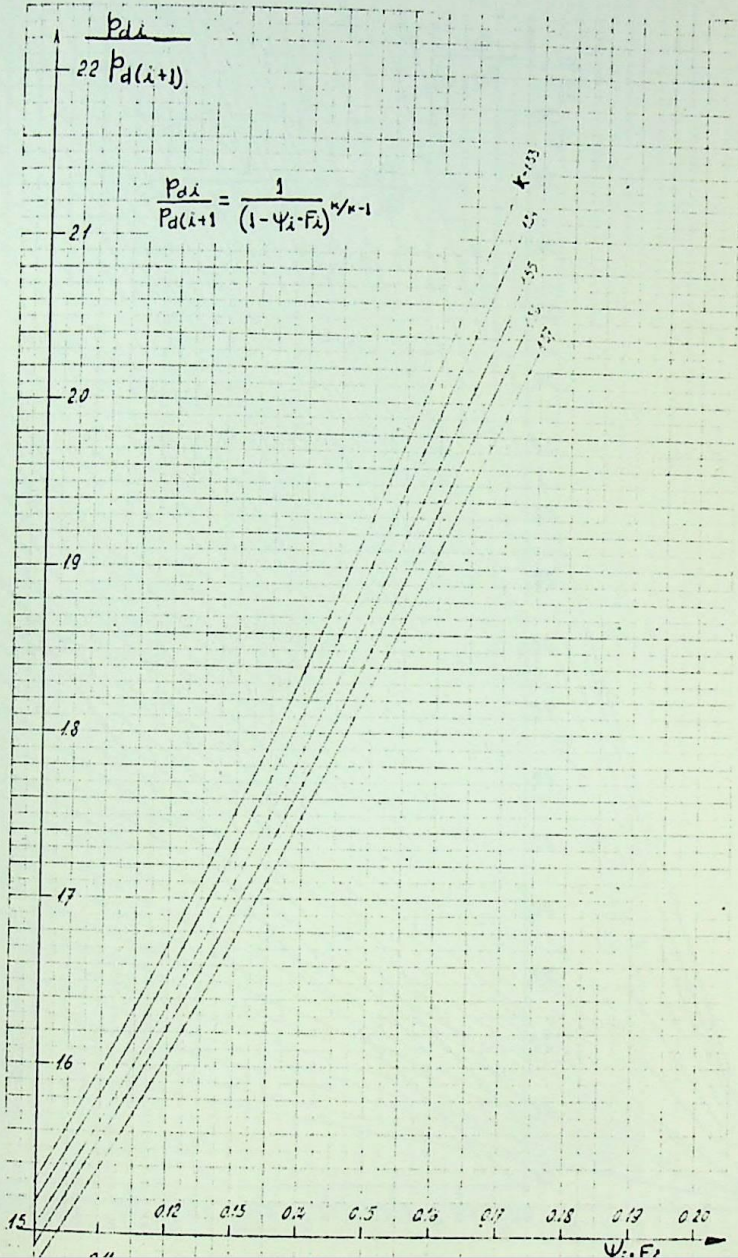
Diag. 56 - Características $\frac{P_{d_i}}{P_{d(i+1)}} = f(\psi_i \cdot F_i)$ para turbinas com

K 1 constante, intervalo: $0 < \psi_i \cdot F_i \leq 0,11$



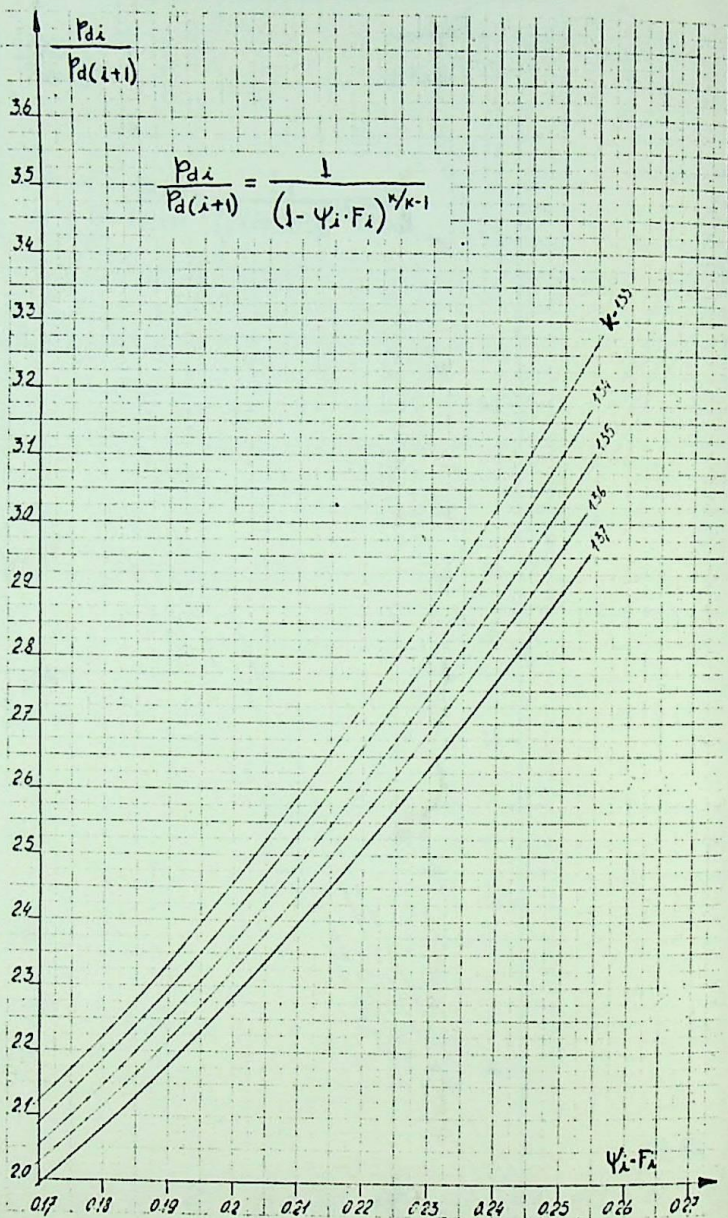
Diag. 57 - Características $P_{d_i}/P_{d(i+1)} = f(\psi_i \cdot F_i)$ para turbinas com $K = \text{constante}$ no intervalo:

$$0,10 \leq \psi_i \cdot F_i < 0,18$$



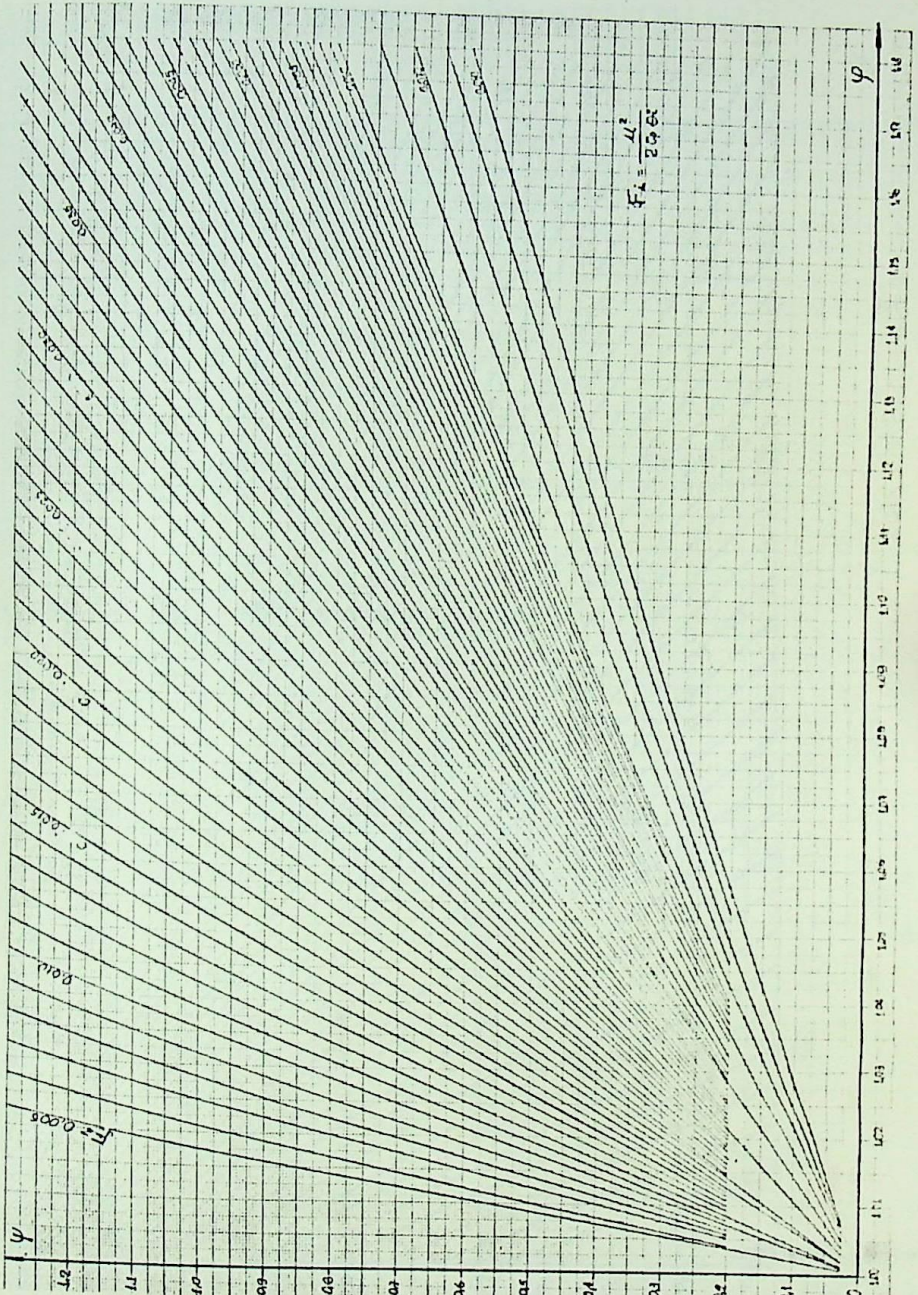
Diag. 58 - Características $\frac{P_{d_i}}{P_{d(i+1)}} = \frac{1}{(1 - \psi_i \cdot F_i)^{K/(K-1)}}$ para

turbina com $K = \text{constante}$, intervalo $0,17 \leq \psi_i \cdot F_i < 0,28$



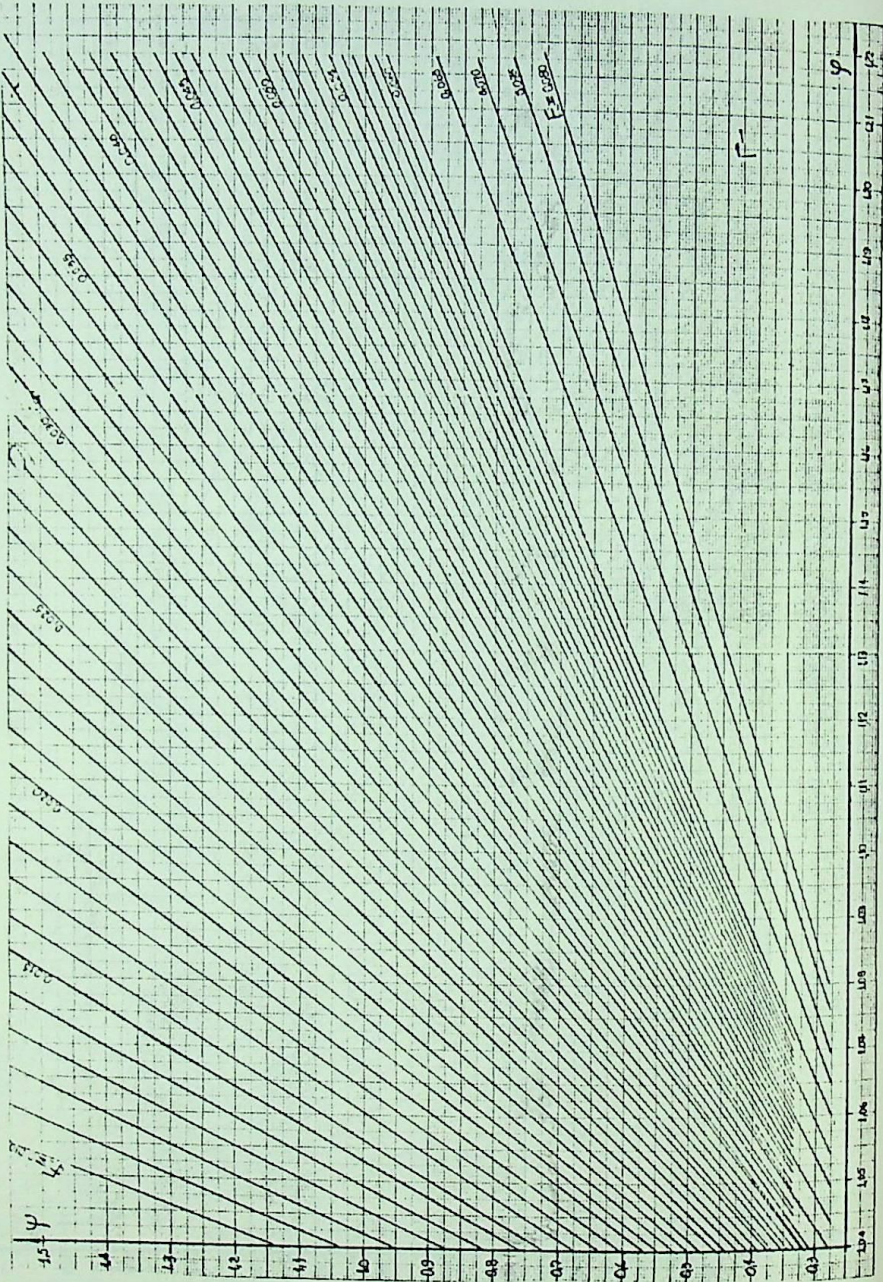
Diag. 59 - Características $\psi = f(\varphi)$ para difusores de turbocompressores com $F = \text{const.}$ intervalo:

$$0,005 \leq F \leq 0,080 \text{ e } 0 < \psi \leq 1,3$$

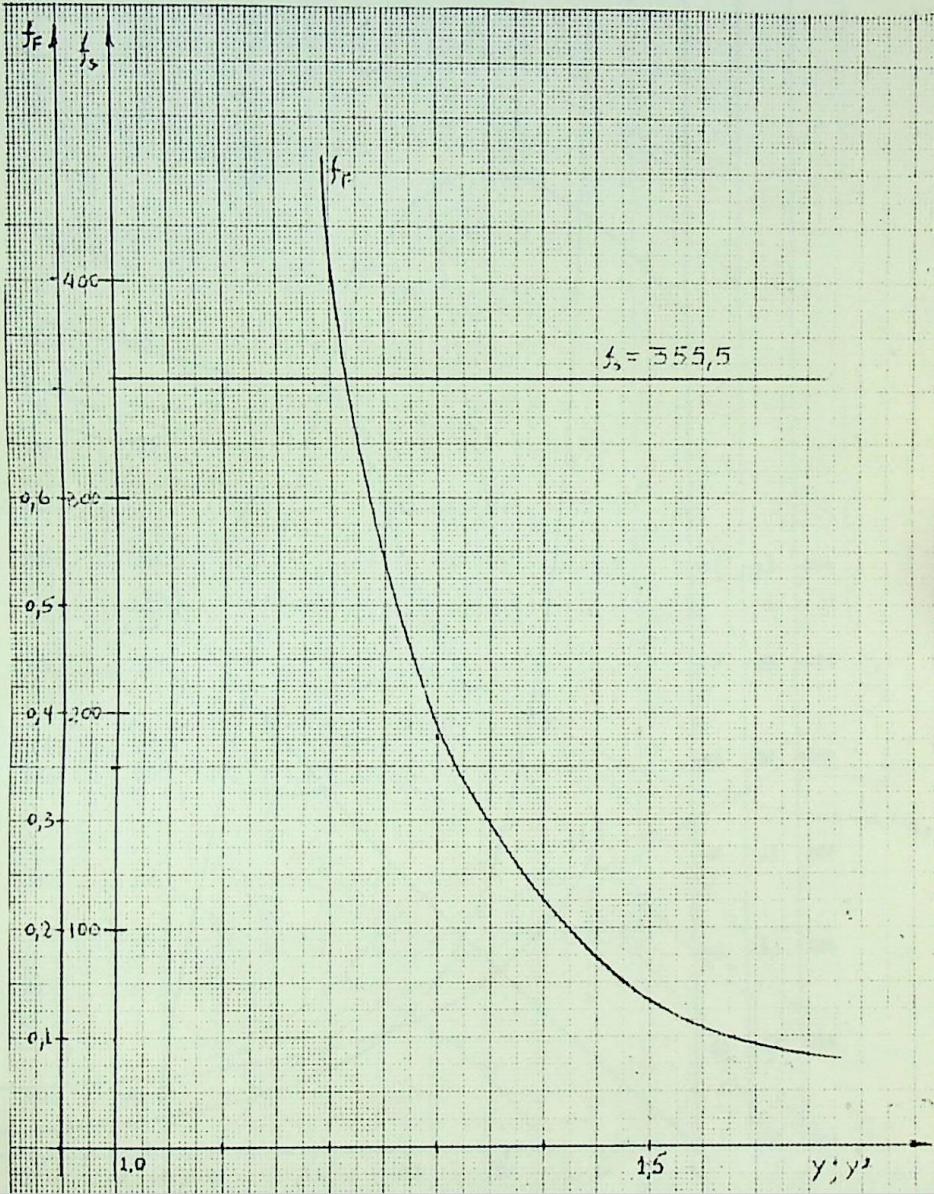


Diag. 60 - Características $\psi = f(\varphi)$ para difusores de turbocompressores com $F = \text{const.}$ intervalo:

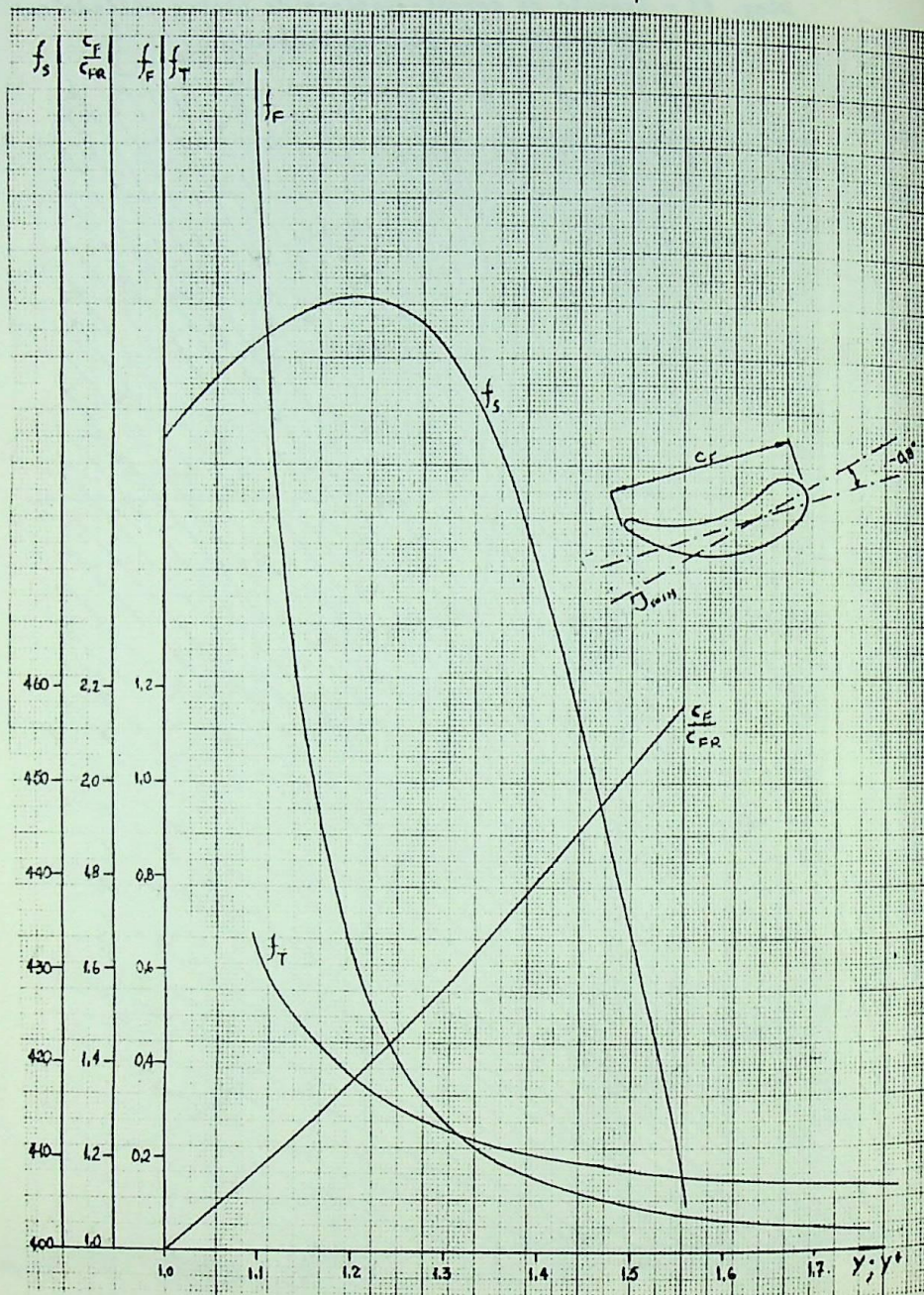
$$0,010 \leq F \leq 0,080 \text{ e } 0,3 < \psi < 1,6$$



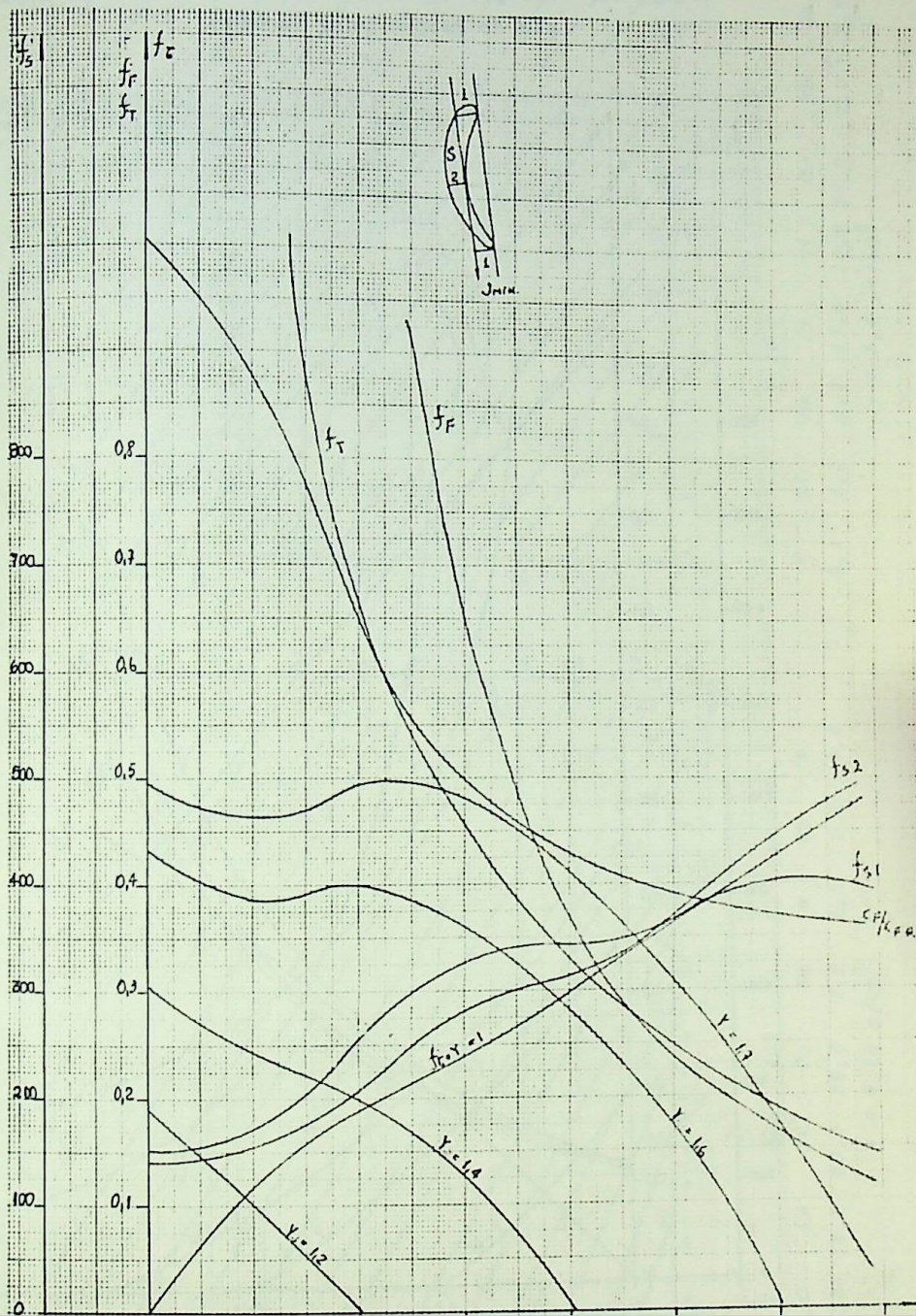
Diag. 61 - Exemplo de características de aletas cilíndricas de estágio de aço para turbinas.



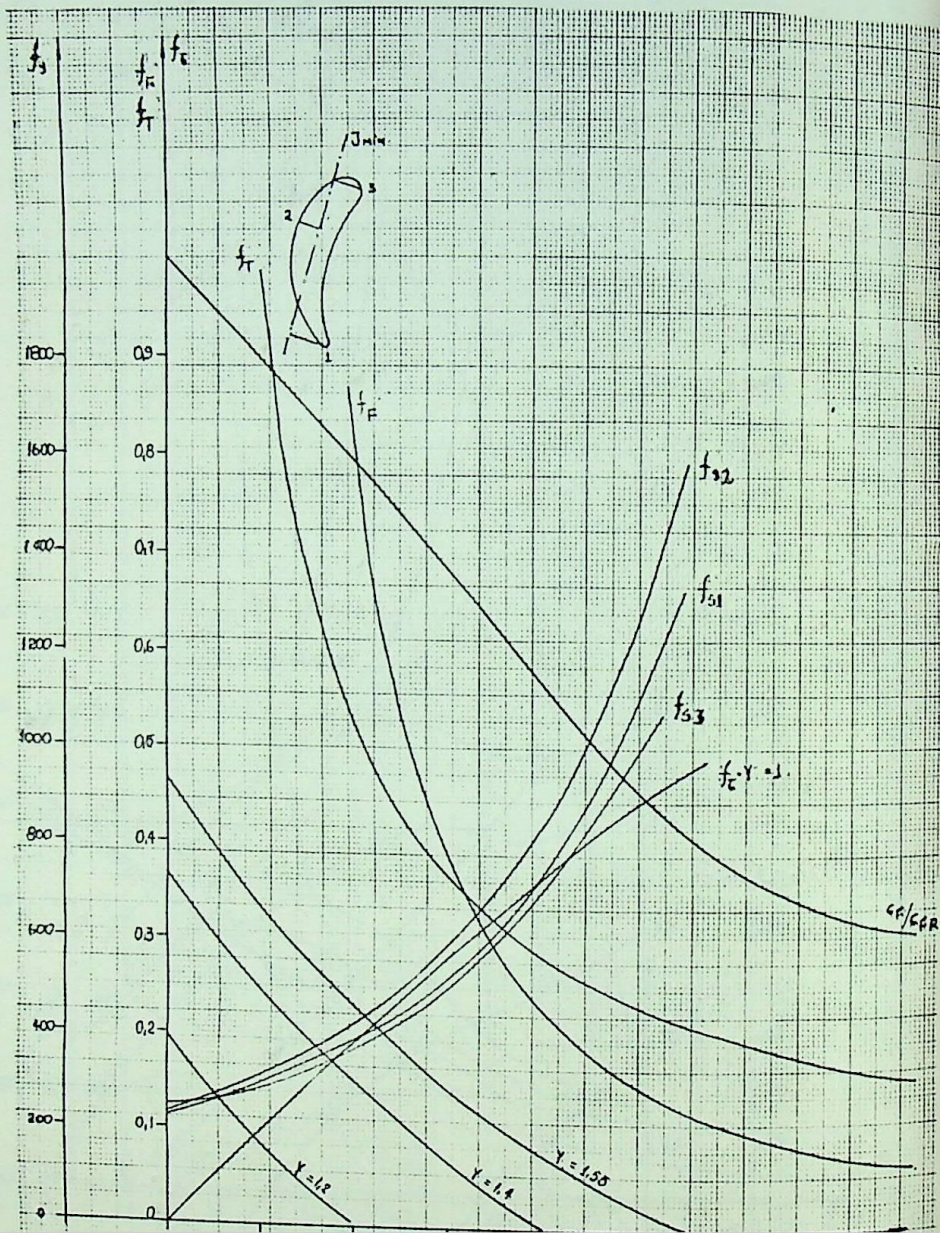
Diag. 62 - Exemplo de características de um tipo de aleta de estágio de reação para turbinas.



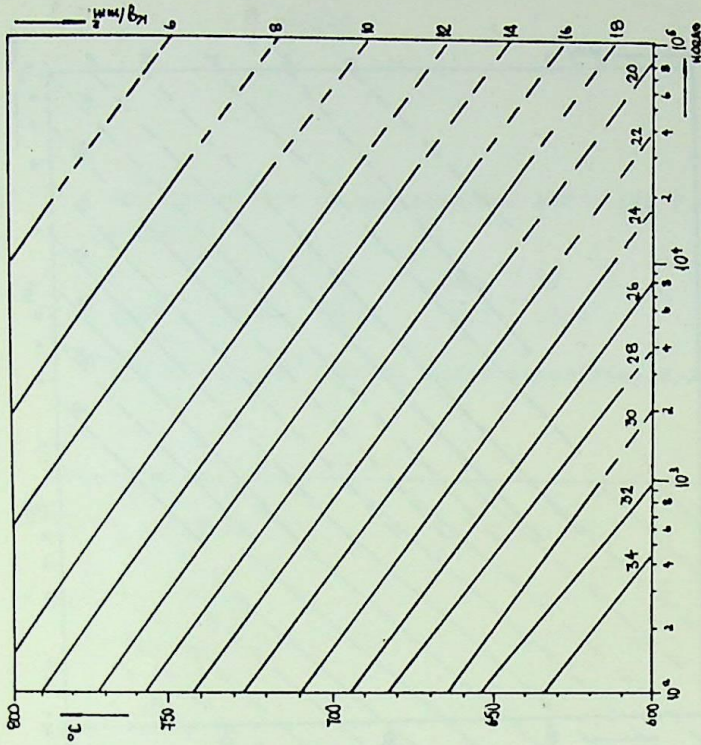
Diag. 63 - Exemplo de características de um tipo de pá de estágio de ação para turbina.



Diag. 64 - Exemplo de características de um tipo depã de estágio de reação para turbina.



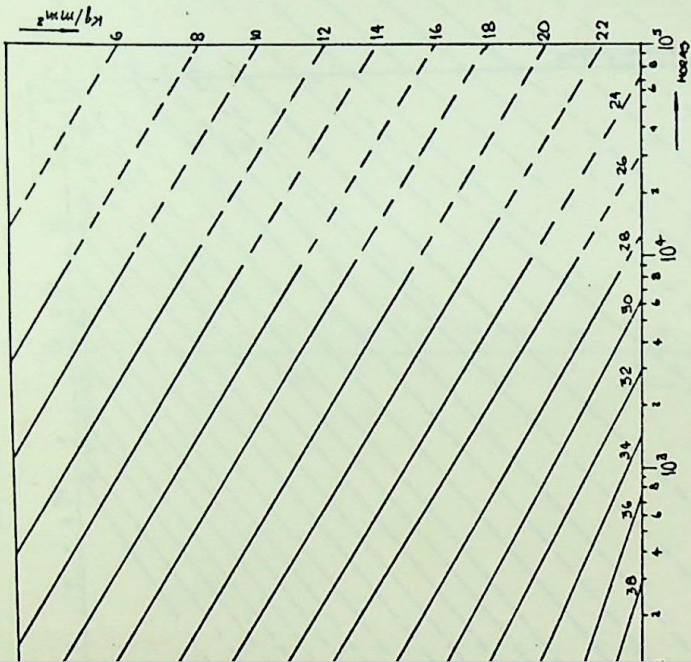
Diag. 65 - Características de materiais.



G 18 B

C	Si	Mn	Cr	Ni	Co	Mo	W	Nb
0,4	1,0	0,8	13,0	13,0	10,0	2,0	2,5	3,0

$\gamma = 8,3 \text{ gr/cm}^3$

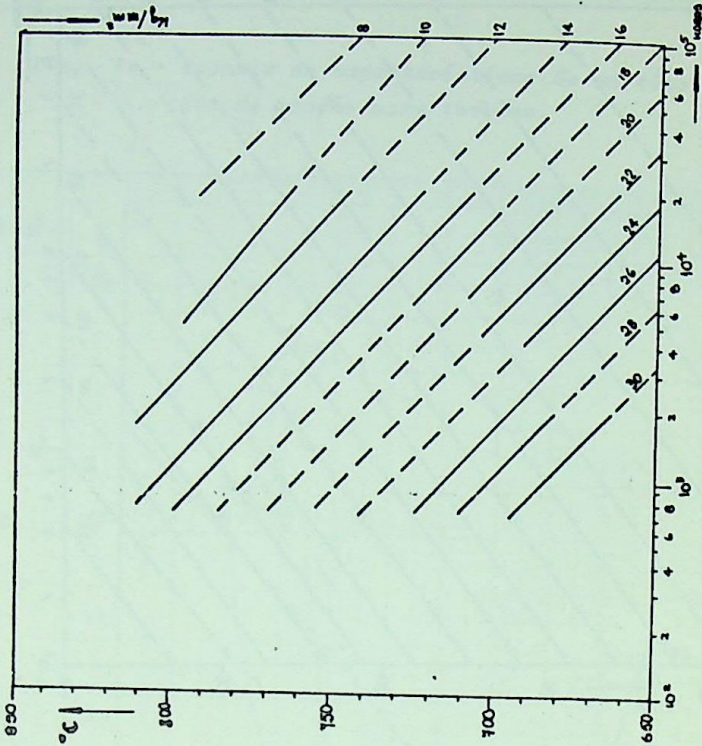


ATS 105

Cr	Ni	Co	Mo	W	Nb	N
16	16,5	20,0	20,0	3,0	2,0	0,4

$\gamma = 8,25 \text{ g/cm}^3$

Diag. 66 - Característica de materiais.



NIMONIC 80 A

Si	Mn	Cm	Ni	Co	Al	Ti	Fe
1,0	1,0	18-21	Resíduo	2,0	0,5-1,8	1,8-2,7	5,0

$\gamma = 8,2 - 8,25 \text{ g/cm}^3$

ATS 113

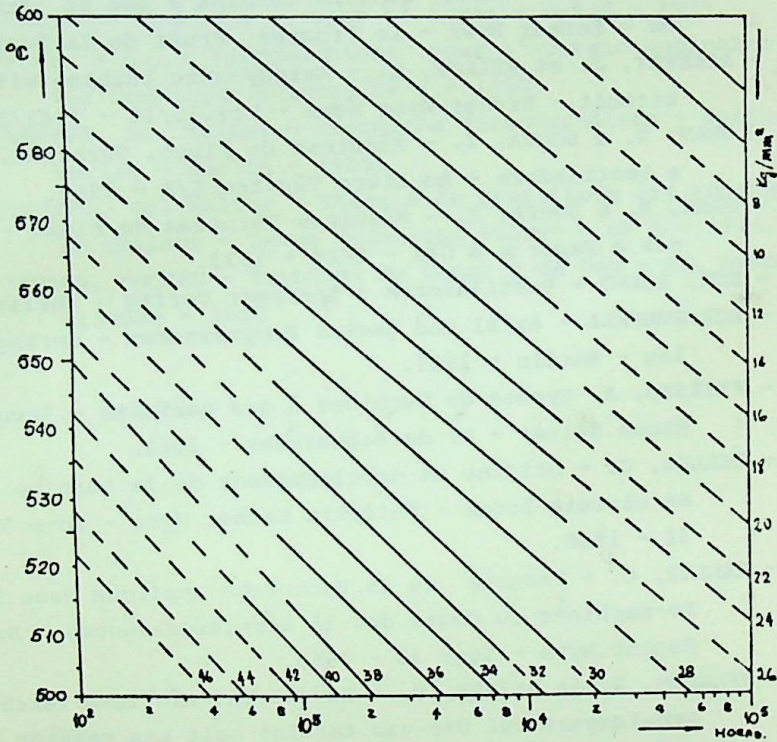
C	Cr	Ni	Co	Mo	W	Nb
0,4	20,0	20,0	45,0	4,0	4,0	4,0

$\gamma = 8,6 \text{ g/cm}^3$

Diag. 67 - Característica do aço especial BVT - 130 V de composição.

C	Cr	Ni	Mo	V
0,22	12,0	0,5	1,1	0,3

$\gamma = 7,7 \text{ gr/cm}^3$ a 20°C, calor específico 0,1 cal/gr°C



BIBLIOGRAFIA

- 01 - ACKERET, J. - Über die Verwendung von leichten Gasen für Warmekraftwerke mit geschlossenem-SBZ- Vol. 127 n° 5 - 1946.
- 02 - ACKERET, J. et KELLER, C. - La turbine a gas en circuit ferme - Escher Wyss - Le Progres Fruit de la Recherche.
- 03 - ACKERET, J. et KELLER, C. - Aerodynamic turbine with closed circuit - Escher Wyss News - Vol.15/16 - 1942/1943.
- 04 - BRAN, R. e SOUZA, Z. - Máquinas de Fluxo, Turbinas, Bombas e Ventiladores - Ao Livro Técnico S/A - 1969.
- 05 - BRAN, R. e SOUZA, Z. - Máquinas Térmicas de Fluxo - Turbinas a Vapor e a Gás - EFEI - 1973.
- 06 - ECK, BRUNO - Ventilatoren - Springer Verlag - Berlin - 1962
- 07 - ECK/SCHNELL - Axial und Radial Kompressoren - Springer Verlag - Berlin - 1961.
- 08 - FRIEBER, A. Cycles de Turbines à gas parfaits - Revue Technique Sulzer - n° de Recherches - 1961.
- 09 - KELLER, C. - Origine et developpement de la turbine a gás en circuit ferme - Bulletin Escher Wyss - Tome 39 - n° 31 - 1966.
- 10 - KELLER, C. - Progres de la Recherche applique dans le turbo-machines au cours des 15 dernieres annees - Bulletin Escher Wyss - Tome 33 - 1960.
- 11 - PFLAUMM, W. et REIHER, D. - Auswahl und einfluss Verchiedener Arbeitsgase auf die gas turbine mit ken reaktor - MTZ-21^e année - n° 1 - Janvier - 1960.

- 12 - PFLEIDERER, C - Bombas centrifugas y turbocompressores. La
bor - 1960.
- 13 - ROBINSON, S.T. - Influence of working fluid characteristics
on the design of the closed - Cycles gas turbine - ASME
Paper - nº 57 - GTP - 12.
- 14 - SOUZA, Z. - Instalações com turbinas a gás - EFEI - 1969.
- 15 - SOUZA, Z. - Consequências energéticas do II Princípio de
Termodinamica - EFEI - 1969.
- 16 - SOUZA, Z. - Fundamentos da Termodinâmica Clássica - EFEI-
1972.
- 17 - SOUZA, Z. e MACEDO, M. - Transmissão de Calor - EFEI - 1970
- 18 - STODOLA - Turbines a vapor et a gas - Dunod - 1925.
- 19 - STRUB, R.A., - Turbomachines pour l'energie nucleaire - Re
vue Technique Sulzer, nº 3 - 1958.
- 20 - TRAUPEL, Dr. Walter - Thermiche Turbomaschinen - Springer
Verlag - Berlin - 1958.
- 21 - TRAUPEL, Dr. Walter - Theorie de similitude des echangeurs
de chaleur - Revue Technique Sulzer - nº 1 - 1944.
- 22 - VIVIER, LUCIEN - Turbinas de Vapor y de Gas - Ed. Urmo -
Billbao - 1968

