

ESTUDO DA CONFIGURAÇÃO DE CAMPO  
DE COLETORES SOLARES PLANOS

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DA CONFIGURAÇÃO DE CAMPO  
DE COLETORES SOLARES PLANOS

Autor: OSVAIR VIDAL TREVISAN  
Orientador: ISAÍAS DE CARVALHO MACEDO

Tese apresentada à Faculdade de En-  
genharia de Campinas da UNICAMP co  
mo parte dos requisitos necessários  
a obtenção do Título de MESTRE EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

MAIO DE 1981

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL

## AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos ao Professor Isaias de Carvalho Macedo pela pronta e segura orientação dada no desenvolvimento deste estudo.

Agradeço a colaboração sempre disponível de todos os Técnicos do Laboratório de Energia Solar da Faculdade de Engenharia de Campinas.

Não poderia esquecer a colaboração do aluno Renon Augusto de Meirelles, do desenhista Wilton Furquin e da datilógrafa Mara Silvia do Amaral que tornaram realidade a concepção do projeto.

A Companhia Energética do Estado de São Paulo (CESP) que concedeu o suporte financeiro através do contrato CESP-FUNCAMP O.S.1030/24/RE, e a todos que, direta ou indiretamente, cooperaram na realização do presente trabalho, meus agradecimentos.

## NOMENCLATURA

Listamos abaixo os símbolos não definidos no texto

- A - área da planta do coletor
- $A_c$  - área da cobertura do coletor
- $A_i$  - área interna dos tubos do coletor
- C - custo final unitário da energia fornecida
- CBV - custo variável da bomba (coeficiente da potência)
- $C_E$  - custo total da energia fornecida no período
- $C_i$  - custo do investimento na planta por período
- $C_p$  - calor específico do fluido a pressão constante
- $C_o$  - custo de operação da planta no período
- Cy - calor específico do componente y
- d - diâmetro interno dos tubos do coletor
- $d_{pc}$  - distância placa-cobertura do coletor
- D - diâmetro interno dos tubos distribuidores da planta
- e - espessura do isolamento dos tubos
- $e_i$  - espessura do isolamento do coletor
- E' - energia líquida fornecida pela planta no período
- E - energia incidente na placa ( $=H\tau\alpha$ )
- $\bar{E}$  - demanda média de energia no projeto
- $\dot{E}$  - potência fornecida pela planta
- f - coeficiente de atrito na perda de carga
- $H_o$  - insolação residual no período de ocultação
- $k_f$  - condutividade térmica do fluido
- $k_i$  - condutividade térmica do isolante
- l - largura do coletor
- L - comprimento do coletor
- $\dot{m}$  - fluxo de massa através de um coletor, ou da série
- $m_y$  - massa do componente y
- M - fluxo de massa global na planta
- (mc) - capacidade térmica
- n' - número mensal de horas de sol
- N - número mensal teórico de horas de sol
- p - estimador para o custo dos acoplamentos

- $P$  - largura do campo com os coletores justapostos  
 $P_i$  - perímetro interno dos tubos do coletor  
 $P_{pc}$  - potência teórica de bombamento  
 $P_u$  - potência útil fornecida pelo coletor  
 $q$  - número de tubos internos do coletor  
 $t$  - fator de acréscimo ao comprimento dos tubos devido as definições de  $P$  e  $x$   
 $T_a$  - temperatura ambiente  
 $T_c$  - temperatura da cobertura do coletor  
 $T_{c\acute{e}u}$  - temperatura do céu  
 $T_{fi}$  - temperatura de entrada do fluido no campo  
 $T'_{fi}$  - temperatura de entrada do fluido em um coletor  
 $\overline{T_{fi}}$  - temperatura padrão de teste do coletor  
 $T_{ff}$  - temperatura de saída do fluido no campo  
 $U$  - coeficiente global de perdas térmicas do coletor  
 $U_2$  - coeficiente frontal de perdas térmicas do coletor  
 $V$  - velocidade do fluido nos tubos distribuidores do campo  
 $v$  - velocidade do fluido nos tubos do coletor  
 $V_v$  - velocidade do vento  
 $W_i$  - perdas por inércia do campo  
 $W_{in}$  - perda por inércia do campo ocorridas no período noturno  
 $W_{io}$  - perda por inércia do campo devido às ocultações aleatórias  
 $x$  - comprimento do campo com os coletores justapostos ou variável comprimento de um coletor

#### Letras gregas

- $\alpha$  - absorvância da placa do coletor  
 $\bar{\alpha}$  - difusividade térmica do ar  
 $\beta$  - coeficiente de expansão do ar  
 $\eta$  - eficiência térmica do coletor  
 $\bar{\eta}$  - eficiência térmica padrão do coletor  
 $\eta_s$  - eficiência térmica média da planta  
 $\epsilon_p$  - emitância da placa do coletor  
 $\epsilon_c$  - emitância da cobertura do coletor  
 $\nu$  - viscosidade cinemática do fluido

- $\delta$  - ângulo de inclinação do coletor em relação à horizontal
- $\mu$  - viscosidade dinâmica do fluido na temperatura média
- $\mu_b$  - viscosidade dinâmica do fluido na temperatura de mistura
- $\mu_w$  - viscosidade dinâmica do fluido na temperatura de parede
- $\rho$  - densidade do fluido
- $\tau$  - transmitância da cobertura do coletor

## RESUMO

Estuda-se neste trabalho a influência do fluxo de massa do fluido e do comprimento do coletor sobre o desempenho térmico de coletores solares planos.

Desenvolve-se uma metodologia para a determinação da configuração de campo ótima para plantas de médio e grande porte. Para tanto utiliza-se o critério do custo mínimo da energia fornecida. No custo estão envolvidos os custos do investimento e de operação da planta. O cálculo da energia fornecida leva em consideração as perdas térmicas e por inércia de planta.

São analisados dois exemplos de aplicação do método e seus resultados são comentados.

## ÍNDICE

I.	INTRODUÇÃO	01
	I.1 Considerações Gerais	01
	I.2 Objetivo	02
II.	FORMULAÇÃO	04
	II.1 Eficiência do Coletor Plano	04
	II.2 Curva Padrão de Eficiência	05
	II.3 Custo da Energia Convertida	08
	II.4 Energia Suprida pela Planta	12
	II.5 Metodologia para Determinação de Melhor Configuração	16
III.	VERIFICAÇÕES EXPERIMENTAIS E RESULTADOS	22
	III.1 Desempenho e Modelo	22
	III.2 Resultados	34
IV.	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES	44
V.	REFERÊNCIAS	
	APÊNDICE I - EFICIÊNCIA DO COLETOR PLANO	47
	APÊNDICE II- COEFICIENTE GLOBAL DE PERDAS	52
	APÊNDICE III-PERDA DE CARGA	58
	APÊNDICE IV- PERDAS DE INÉRCIA	62
	APÊNDICE V - CUSTOS	64
	APÊNDICE VI- MEMORIAL DE CÁLCULO	70



## I - INTRODUÇÃO

### I.1 Considerações Gerais

A conversão térmica da energia solar vem se revelando como uma alternativa interessante na substituição das energias convencionais, principalmente para aplicações de aquecimento em baixas temperaturas e secagem. Para isto coletores planos são hoje produzidos em escala industrial.

Além do aquecimento de água para uso doméstico, um novo e amplo mercado para os coletores planos vem se consolidando: o de pré-aquecimento e aquecimento para fins industriais e no setor comercial. Cerca de 23% de toda energia consumida no Brasil é utilizada na forma de calor para processos industriais. Este consumo é realizado em amplo espectro de temperaturas de uso finais. Um estudo [1] feito para o Estado de São Paulo estima que desse montante de energia, 15% seja consumido em temperaturas inferiores a 100°C. Esta estimativa não deve diferir muito para a indústria nacional como um todo e podemos avaliar, assim, o grande potencial de economia de energia representado por um programa de substituição das fontes convencionais nesse campo. Acrescente-se ainda a possibilidade de se utilizar a energia solar em pré-aquecimento nos processos que envolvem temperaturas mais elevadas.

De acordo com o estudo acima referido o impacto maior da economia de energia em baixas temperaturas incidirá sobre os setores das indústrias de Produtos Alimentares e Bebidas, Têxtil, Química (principalmente plásticos) e de Minerais não Metálicos.

Nas aplicações industriais, como também no uso da energia solar para produção de água quente nos prédios públicos - escolas, hospitais, quartéis - e em edifícios do setor de serviços, é considerável o montante da energia envolvida. Nestes casos há que se trabalhar com grande número de coletores e mais armazenadores, bombas e trocadores de calor - todo um sistema para a conversão, armazenamento e fornecimento de energia.

Passando do trabalho com sistemas domiciliares de aquecimento para estes envolvendo plantas de coletores solares,

novos parâmetros precisam ser considerados, além daqueles pro-  
prios aos componentes. Surgem novas questões: grau de hibridiza-  
ção energia solar - fonte convencional, lay-out físico das plan-  
tas, dimensões apropriadas dos armazenadores, além do controle do  
sistema que envolve o seu "modus operandi".

Neste trabalho inicia-se o estudo sobre o "lay-out"  
físico das instalações de médio e grande porte de coletores sola-  
res planos.

## I.2 Objetivo

Pode-se concluir intuitivamente que, operando com  
um fluxo de massa pré-fixado, a eficiência local de um coletor  
cai a medida que se caminha sobre seu comprimento, ou seja, que  
a eficiência média atinge um patamar a partir de determinada po-  
sição no comprimento.

Da mesma forma, para um coletor de comprimento pré-  
-determinado pode-se intuir que a sua eficiência média aumenta com  
o fluxo de massa. Quanto maior o fluxo de massa do fluido menor  
será a diferença de temperatura obtida para uma insolação constan-  
te e portanto menores as perdas para o ambiente (maior a efici-  
ência térmica do coletor). Assim, será improdutivo dispor mais  
módulos de coletores em paralelo, a partir de um valor limite,  
pois estar-se-á dividindo o fluxo global de fluido de planta.

Estes dois raciocínios extremos mostram que, mui-  
to embora o fluxo global de fluido térmico de uma planta seja de-  
terminado pelas características termodinâmicas do mesmo em conjun-  
to com energia requerida do projeto, a disposição dos coletores  
no campo influi decisivamente na eficiência média da planta, e  
portanto na própria área de coletores a ser empregada. Os parâme-  
tros de configuração do campo devem então ser fixados com conse-  
quência de um estudo de otimização.

Para a análise quantitativa, desenvolve-se neste  
trabalho uma relação entre a eficiência média do coletor plano, o  
seu comprimento e o fluxo de massa do fluido que o atravessa. A  
partir desta relação e de suas derivações procura-se estabelecer  
uma metodologia para a determinação do conjunto de parâmetros de  
maior interesse num projeto.

Propõe-se implicitamente no método, como base para a escolha, o critério do custo mínimo da energia fornecida; seus componentes são detalhados no texto.

## II - FORMULAÇÃO

### II.1 Eficiência do Coletor Plano

A eficiência térmica de um coletor plano é função de variáveis como a eficiência ótica de sua cobertura, o coeficiente global de perdas térmicas, o coeficiente de película fluido-placa absorvedora, a vazão em massa do fluido e o comprimento do coletor, entre outras. A expressão seguinte é obtida através da análise detalhada do Apêndice I.

$$\eta(x) = \dot{m}C_p (T_{fi} - T_a - \frac{Hr\alpha}{U}) \left\{ \exp \left[ \frac{-U\ell hP_i}{\dot{m}C_p (hP_i + U\ell)} x \right] - 1 \right\} \frac{1}{x} \quad (1)$$

Cabe enfatizar que na expressão acima o termo  $\eta(x)$  representa a eficiência térmica de um coletor com comprimento  $x$ , conforme pode ser depreendido da dedução, e não a eficiência térmica local na posição  $x$ , como poderia ser erroneamente interpretado.

Note-se também que a variável  $\dot{m}$  além de aparecer explicitamente na expressão, se apresenta embutida na variável  $h$ , que por sua vez é função de  $\dot{m}$ .

A hipótese da não variação de  $C_p$  com o comprimento do coletor é na realidade a da sua independência em relação à temperatura do fluido associada a cada posição no comprimento. De fato o calor específico dos fluidos líquidos varia pouco com a temperatura, principalmente se considerarmos que a faixa de temperaturas em questão é aquela própria de operação dos coletores planos, ou seja 30 à 100°C.

A tabela I mostra valores relativos a variação de  $C_p$  entre 30°C e 100°C para alguns fluidos térmicos.

O coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a placa absorvedora ( $h$ ) é uma função fortemente dependente do regime de fluxo do fluido e mais debilmente da temperatura.

A variação com a temperatura ocorre via dependência das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido - densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico.

TABELA I  
VARIAÇÃO DOS CALORES ESPECÍFICOS

FLUÍDO TÉRMICO	$\Delta C_p$ (%)
Água	0.2
Syltherm 444	5.4
Dowtherm E	7.1
Dow Q2 1162	7.7
Gilotherm	11.0

Fixados os regimes de fluxo, as variações de  $h$  em contradas para as temperaturas extremas não excederam a 5% no regime laminar onde a influência do parâmetro  $h$  sobre o rendimento pode ser significativa. No regime turbulento são maiores as variações do coeficiente  $h$  com a temperatura. Porém, é muito pequena a sua influência sobre o rendimento como podemos verificar nos cálculos, nestas condições de fluxo.

Quanto ao coeficiente global de perdas térmicas do coletor ( $U$ ), este depende de vários fatores, sendo que apenas dois deles são influenciados pela temperatura do fluido: os coeficientes de transferência de calor placa-cobertura e cobertura ambiente. Para o cálculo de  $U$  bem como para verificar a procedência da hipótese da sua constância com a temperatura, encontra-se em apêndice um roteiro (Apêndice II). Tanto nos valores encontrados em nossos cálculos como naqueles característicos apontados pela literatura [2] são pequenas as variações com a temperatura.

## II.2 Curva Padrão de Eficiência

Através da expressão (1) podemos calcular a eficiência de um coletor ou uma série deles quaisquer que sejam seu comprimento, a temperatura de entrada, a vazão do fluido e as condições meteorológicas. Conhecendo as características físicas e de construção do coletor, as propriedades termodinâmicas do fluido e as demais condições acima citadas pode-se calcular:

1. U através do roteiro de cálculo do Apêndice II
2. h a partir das seguintes equações experimentais, conforme o regime de escoamento e para coletores com tubos
  - a) laminar ( $Re < 2100$ )

$$Nu = 1.86 \left( Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2) \quad [3]$$

- b) regime de transição ( $2100 < Re < 10000$ )

Cabe salientar que aumentam muito as incertezas ao cálculo de h neste regime. Normalmente, utilizam-se ábacos como os das referências [3] e [4].

- c) Turbulento ( $Re > 10000$ )

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3) \quad [4]$$

Os outros parâmetros são facilmente identificáveis e substituíveis na expressão.

Para este trabalho interessa mais especificamente o comportamento da eficiência média do coletor com as variações do fluxo de massa e do seu comprimento. O cálculo da eficiência para todas as combinações possíveis destas duas variáveis envolve demasiado trabalho. No entanto, algumas simplificações podem ser feitas.

Tomando a variação do comprimento como discreta e no valor do comprimento do módulo, análise que será feita posteriormente, transfere-se a verificação da variação de  $\eta$  com o comprimento para a da sua variação com a temperatura de entrada do fluido.

E, neste caso, considerando um coletor módulo com comprimento determinado pode-se afirmar que, conhecendo-se a curva  $\bar{\eta}$  da eficiência contra o fluxo de massa obtida para uma temperatura determinada  $T_{fi}$ , para as mesmas condições meteorológicas, vale ponto a ponto a relação:

$$\frac{\eta(\dot{m}, T_{fi})}{\bar{\eta}(\dot{m}, \bar{T}_{fi})} = \frac{\dot{m}C_p/H\ell (T_{fi} - T_a - \frac{H\tau\alpha}{U})}{\dot{m}C_p/H\ell (\bar{T}_{fi} - T_a - \frac{H\tau\alpha}{U})} \frac{[\exp(G) - 1] \frac{1}{L}}{[\exp(G) - 1] \frac{1}{L}}$$

$$\text{onde } G = \frac{-U\ell hP_i}{\dot{m}C_p (hP_i + U\ell)}$$

como, conforme as hipóteses  $U, h$  e  $C_p$  não variam como  $T_f$ , então

$$\frac{\eta(\dot{m}, T_{fi})}{\bar{\eta}(\dot{m}, \bar{T}_{fi})} = \frac{T_{fi} - B}{\bar{T}_{fi} - B} \quad (4)$$

$$\text{com } B = \frac{H\tau\alpha}{U} = \text{cte}$$

Não há, portanto, necessidade de levantar-se uma família de curvas, bastando o conhecimento de uma só curva  $\eta$  para uma temperatura de entrada padronizada.

### II.3 Custo da Energia Convertida

Procura-se, neste t3pico, examinar os fatores que comp3em os gastos na convers3o t3rmica por uma planta de energia solar. Para que o custo m3nimo seja o crit3rio de escolha da melhor op33o de projeto, coloca-se, sempre que poss3vel e quando for o caso, cada um dos componentes do custo final como fun33o dos par3metros em quest3o na planta, ou seja,  $m$  e  $x$ .

O custo final de energia oferecida por uma planta pode ser, esquematicamente, dado pelo custo do capital investido na sua instala33o mais o custo de opera33o da referida planta.

#### II.3.1 Custos do Investimento Inicial

O investimento inicial constitui-se dos custos da tubula33o de distribui33o e coleta do flu3ido, dos coletores, dos acoplamentos entre os coletores, dos isolamentos da tubula33o e acoplamentos e do custo da bomba que opera no sistema.

Para uma planta como a da figura

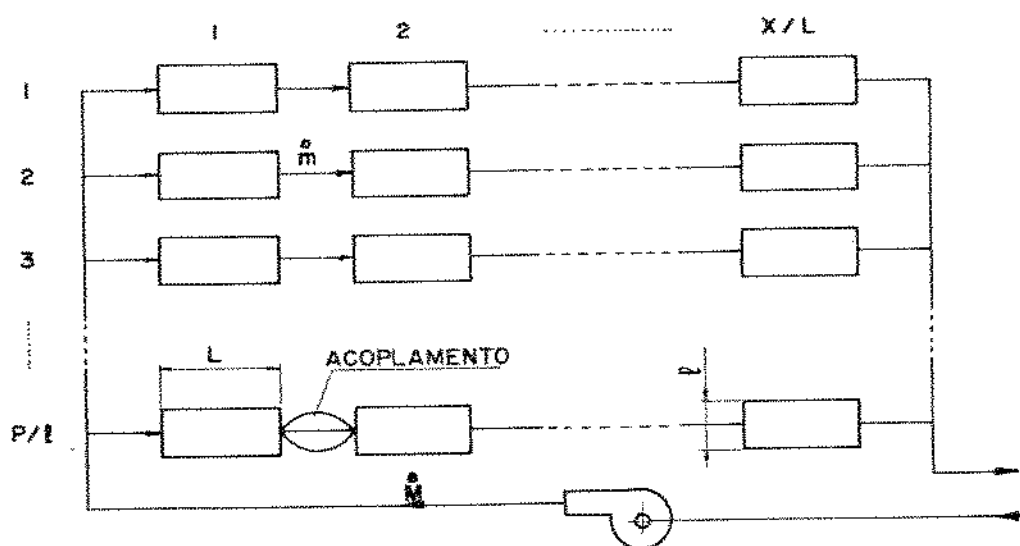


FIG.1

Configura33o Geral da Planta



Podemos genericamente expressar o investimento inicial como sendo

$$I = Px \times CC + t(2P + \alpha)(CT + CIT) + \left[ \frac{P}{\ell} \left( \frac{x}{L} + 1 \right) \right] (CTA + CIA) +$$

$$+ CBF + \frac{1}{\eta_B} P_{pc} CBV \quad (5) \quad [\text{Cr\$}]$$

Notar também que vale a relação  $P/\ell = \dot{M}/\dot{m}$  (6)

onde:

CC:	custo do coletor (por unidade de área)	[Cr\$]
CT:	custo dos tubos distribuidores	[Cr\$/m <sup>2</sup> ]
CTA:	custo unitário do acoplamento	[Cr\$]
CIT:	custo de isolamento dos tubos	[Cr\$/m]
CIA:	custo unitário do isolamento dos acoplamentos	[Cr\$]
CBF:	custo invariante da bomba	[Cr\$]
$\eta_B$ :	rendimento total de bomba	-
$P_{pc}$ :	potência de perda de carga na planta	[kw]

Para o cômputo do investimento detalhamos o seguinte:

1)  $P$  e  $x$  são a largura e o comprimento do campo de coletores com os mesmos colocados em justaposição. Por esta razão introduziu-se o multiplicador  $t$  no segundo termo da expressão, acrescentando-se assim  $[(t-1) \times 100]\%$  no custo dos tubos.  $t$  pode ser depreendido a partir das dimensões do módulo de coletor e da distância entre filas e entre séries no campo.

2) Os custos do acoplamento e do seu isolamento de

pendência configuração geométrica do módulo do coletor, da disposição ou não de coletores distribuidores embutidos; enfim do coletor escolhido para a planta. Seu custo pode ser avaliado, de acordo com o módulo padrão, como uma fração do custo do coletor. Assim:

$$CTA + CIA = p CC \quad (7)$$

3) O custo da bomba, como já foi explícito, pode ser decomposto em um custo básico mais um custo por unidade de potência. Esta decomposição é confirmada na realidade e os valores dos respectivos custos variam de marca para marca de fabricação. O mesmo ocorre com a eficiência média total da bomba. Escolhida uma marca ambos ficam determinados.

4) Os custos referentes aos tubos, ou seja, aos tubos e seus isolamentos variam conforme seus diâmetros. Para que haja distribuição uniforme do fluxo pelo campo os diâmetros convenientes são função apenas do fluxo de massa global (ver Apêndice III). Portanto os custos CT e CIT são independentes da disposição dos coletores do campo, variando apenas com a demanda global de energia da planta.

5) A potência de perda de carga englobando as perdas nos coletores, nos seus acoplamentos e nos tubos distribuidores encontra-se detalhada no Apêndice III e pode ser dada, já explicitando os parâmetros que interessam como:

$$P_{PC} = \frac{64 \times 10^{-3}}{\pi^2 \rho^2 d^5 q^2} \frac{\ell^2 M^3}{P^2} \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\left\{ \left[ 2.457 \ln \left( \frac{Re}{7} \right)^{0.9} \right]^{16} + \left[ \frac{37530}{Re} \right]^{16} \right\}^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} x^{(1+r)+}$$

$$+ .1013 k(2P + x) \frac{\dot{M}}{P} \quad (8) \quad [kw]$$

com:

k - perda de carga linear máxima nos tubos para melhor distribuição do fluxo no campo definida no Apêndice III.

r - fator de acréscimo de comprimento do módulo equivalente às perdas nos seus acoplamentos.

A parcela do custo final da energia referente ao custo do capital, a qual inclui a amortização do investimento realizado pode ser dada por:

$$C_i = \frac{i}{[1 - (1+i)^{-n}]} I \quad (9) \quad [\text{Cr\$}]$$

onde:

i = taxa de juros sobre o capital

n = número de períodos padrões equivalente ao tempo de recuperação do capital ou à vida útil estimada do equipamento.

### II.3.2 Custo de Operação

O custo de operação do sistema, admitindo-o como controlado automaticamente, é o resultante dos gastos com a energia elétrica usada para operar a bomba de fluxo.

Resumidamente:

$$C_o = \frac{P}{\eta_B} t_f C_{el} \quad (10) \quad [\text{Cr\$}]$$

onde além dos termos já definidos temos:

$C_{el}$  - custo unitário de energia elétrica [Cr\$/kw]  
 $t_f$  - tempo de funcionamento do sistema no período,  
 detalhado posteriormente [s]

O custo final de toda a energia produzida num período pré-fixado será dado por

$$C_E = C_o + C_i \quad [Cr\$]$$

Obviamente, o custo final unitário de energia será a razão daquele custo pela energia convertida pela planta no período

$$C = \frac{C_E}{E} \quad (11)$$

#### II.4 Energia suprida pela planta

A energia entregue num determinado período pela planta de coletores é constituída pela energia proveniente do sol diminuída das perdas óticas e térmicas do coletor, das perdas térmicas da rede e das perdas devido a inércia do sistema, já que este não passa a funcionar prontamente nas condições de regime com o fim de um intervalo nublado.

Adotando o mês como período padrão nos cálculos deste trabalho, pode-se escrever

$$E = \eta_s \bar{H} P_x t_f - P_T t_f - W_i \left( \frac{P_x}{Ll} \right) \quad (12) \quad [J]$$

onde:

$P_T$  - perdas térmicas de linha da planta

$\bar{H}$  - radiação incidente média no mês

$W_i$  - perdas de inércia por coletor no mês

Para utilizarmos esta expressão há ainda que detalhar:

1) As perdas térmicas de linha compreendem o calor que é perdido do fluido para o ambiente por atravessar os tubos de distribuição e os acoplamentos entre os coletores.

A partir do conceito de coeficiente global de transferência de calor podemos afirmar

$$P_T = U_t \left[ P (T_{ff} - T_a) + (P+x) (T_{fi} - T_a) \right]$$

$$+ U_a \frac{P}{L} \frac{x}{L} + 1 \left( \frac{T_{ff} + T_{fi}}{2} - T_a \right) \quad (13) \quad [W]$$

onde:

$U_t$  = coeficiente global de perdas térmicas por metro linear de tubo

$U_a$  = coeficiente global de perdas térmicas por unidade de acoplamento.

Considerando o isolamento como resistência preponderante e tomando-o como isolamento característico a espessura constante temos:

$$U_t = \frac{2\pi k_i}{\ln\left(\frac{D+2e}{D}\right)} \quad (14) \quad [W/m^2C]$$

com  $e$  = espessura do isolamento

Notar que como vimos anteriormente  $D=D(\dot{M})$  e portanto  $U_t=U_t(\dot{M})$  e independe dos parâmetros  $\dot{m}$  e  $x$ . O coeficiente  $U_a$  depende do módulo de coletor e seus acoplamentos e é de cálculo trabalhoso, no entanto, pode-se assumir que seu valor está associado ao fluxo por acoplamento ( $\dot{m}$ ) através da mesma função  $U_t$ .

$$U_a = U_t(\dot{m}) \quad (15) \quad [W/m^2C]$$

2. A perda térmica por inércia do coletor, que ocorre durante uma ocultação (nuvem, noite, sombra, etc.), pode ser entendida como a energia sensível que no fim do período de ocultação o coletor terá de armazenar para retornar ao estado termodinâmico inicial. Assim, a energia perdida por coletor em cada período de ocultação será:

$$W(t) = (mc)_e (T'_{pi} - T'_p) \quad (16) \quad [J]$$

onde:

$(mc)_e$  - capacidade térmica efetiva do coletor

$T'_p$  - temperatura de placa no fim da ocultação

$T'_{pi}$  - temperatura de placa no início da ocultação

Com a hipótese de que  $U_2(T_c - T_a) = U(T_p - T_a)$

Dufie e Beckman [2] mostram que:

$$\frac{H_o \tau \alpha - U(T'_p - T_a)}{H_o \tau \alpha - U(T'_{pi} - T_a)} = \exp \left[ \frac{-A_c U}{(mc)_e} t \right]$$

$$\text{com } (mc)_e = \left[ (mc)_{\text{placa}} + \frac{U}{U_2} (mc)_{\text{cobertura}} \right]$$

então temos que:

$$T'_p - T'_{pi} = \left[ T'_{pi} - \frac{H_o \tau \alpha + UT_a}{U} \right] (e^{-\lambda t} - 1)$$

$$\text{com } \lambda = \frac{A_c U}{(mc)_e} \quad (18)$$

A energia perdida mensalmente por coletor devido às ocultações de ocorrência e duração aleatórias é dada por (Apêndice IV)

$$W_{io} = \frac{t_n}{12} \int_0^{43200} \frac{W(t)}{t} dt$$

$t_n$  - tempo acumulado de ocultações aleatórias no mês [h]

substituindo as expressões (16) e (18) vem

$$W_{io} = \frac{t_n}{12} (mc) e \int_0^{43200} \left[ \frac{\left( T'_{pi} - \frac{H_0 \tau \alpha + U T_a}{U} \right) (e^{-\lambda t} - 1)}{t} \right] dt$$

resolvendo a integral, a expressão fica:

$$W_{io} = \frac{t_n}{12} (mc) e \left( T'_{pi} - \frac{H_0 \tau \alpha}{U} - T_a \right) \sum_{r=1}^{\infty} \frac{(-1)^r (43200\lambda)^r}{r!} \quad (19) \quad [J]$$

A perda por inércia de cada coletor durante a noite, considerando que a constante de tempo do mesmo dificilmente será maior que 12 horas, já calculando-a para todo o mês será

$$W_{in} = 30x(mc) e^{x(T'_{pi} - T_a)} \quad (20) \quad [J]$$

Finalmente a perda total será a composição das duas partes

$$W_i = W_{io} + W_{in}$$

É interessante ressaltar que, como podemos notar nas expressões, as perdas por inércia dependem apenas das características do coletor e das condições meteorológicas do local da instalação.

## II.5 Metodologia para Determinação da Melhor Configuração

Os projetos envolvendo a aplicação de energia solar



para aquecimento, pré-aquecimento e secagem - caso dos coletores planos - são idealizados tendo como objetivo a economia parcial de energia ou mesmo a substituição total de determinada fonte energética. Devido às variações mensais da energia incidente e das condições ambientes toda planta solar apresentará flutuações sazonais no seu fornecimento. Assim, para a substituição total de ve-se projetar tendo em vista o período de condições mais desfavoráveis ficando o sistema superdimensionado para outros períodos do ano. Para evitar o encarecimento de plantas sobredimensionadas faz-se a hibridização dos sistemas solares com equipamentos auxiliares de transformação de energia.

Em ambos os casos os parâmetros de projeto são:

1) a demanda de energia média (dependendo do grau de hibridização) ou mínima a ser suprida pela planta ( $\bar{E}$ ).

2) a temperatura de saída apropriada do sistema, ou uma diferença de temperaturas entre a entrada e a saída da planta.

A nossa opção é por trabalhar tendo em vista o modo de operação mais comum nesses sistemas, que tem as seguintes variáveis controladas

TABELA II

MODO DE OPERAÇÃO

TEMPO DE FUNCIONAMENTO	VALORES INSTANTÂNEOS		
	$\Delta T$	$\dot{m}$	$\dot{E}$
= horas de sol	variável	constante	variável

cujo único controle é do tipo LIGA-DESLIGA caso, respectivamente, haja ou não radiação solar direta, e operando com uma bomba de vazão constante.

Para a determinação da configuração pode-se idealizar um mês médio ou crítico, conforme os objetivos do projeto, para o qual valem a intensidade de radiação solar, a temperatura ambiente e as horas de sol médias ou críticas.

A partir de então pode-se seguir os passos

1) Conhecendo os parâmetros de projeto anteriormente referidos, e de posse das características do fluido térmico selecionado para o trabalho, calcular o fluxo de massa global do sistema ( $\dot{M}$ )

2) Conhecendo a curva padrão de eficiência (experimental ou teórica) do módulo do coletor previamente escolhido, adotar o procedimento:

- a. arbitrar um valor para o número de paralelos
- b. calcular  $\dot{m}$  conforme (6) e tirar da curva padrão o valor  $\bar{\eta}(\dot{m}, \bar{T}_{fi})$
- c. Para  $T_f = T_{fi}$  calcular  $\eta(\dot{m}, T_{fi})$  conforme (4)
- d. Calcular por balanço de energia o valor de  $T_f$  na saída do módulo em consideração, compará-lo com  $T_{ff}$ , caso seja menor adotar o valor de  $T_f$  como  $T_{fi}$  do próximo módulo e retornar ao item anterior. Proceder assim até que  $T_f$  seja igual ou maior que  $T_{ff}$ , então prosseguir.
- e. contar o número de módulos necessários para se atingir  $T_{ff}$  e calcular por balanço de energia a eficiência global  $\eta_s$  da série.
- f. repetir o procedimento para diferentes opções de número de paralelos.

Terminado este passo disporemos de uma matriz cujas

linhas correspondem às diferentes opções possíveis de configuração de campo. Nas colunas pode-se destacar colunas correspondendo ao número de paralelos, eficiência global das séries, mas principalmente há de se destacar o comprimento da série ( $x$ ) e o fluxo de massa em cada série ( $\dot{m}$ ).

4) De posse dos dados até agora obtidos, tendo já selecionado o tipo de isolante e a marca de fabricação da bomba e conhecendo as curvas de preços já devidamente parametrizadas podemos calcular os custos envolvidos na conversão da energia pela planta.

Com mais detalhes:

- calcular o diâmetro de tubulação conforme o Apêndice III e obter o seu custo a partir da curva  $CT(D)$
- obter o custo do isolante a partir da curva  $CIT(D)$  do Apêndice V.
- calcular a potência de perda de carga pela expressão (8) e concluir o custo da bomba pela curva  $CB(P_{pc})$  do Apêndice V.

O custo do coletor e o custo do acoplamento e seu isolamento são de fácil obtenção, pois não dependem de outros parâmetros. Há, porém, que analisar os fatores  $p$ ,  $t$  e  $k$  usando a experiência e o bom senso.

Com todos estes custos quantificados pode-se calcular o investimento a ser realizado em cada opção de configuração.

5) Estimando a vida útil do equipamento em número de meses e atribuindo uma taxa de juros do dinheiro - que pode ser a comercial ou outra política de juros - calcula-se o custo

do capital da instalação pela expressão (9).

O custo de operação é facilmente calculado pela expressão (10). E assim, pode-se saber o custo final global da energia fornecida no mês.

6) Com as características do isolamento e da tubulação empregados calculam-se os coeficientes de perdas térmicas da tubulação e do acoplamento (14) e daí o fluxo de calor perdido para a atmosfera (13).

Usando as dimensões físicas do coletor e a expressão (17) tem-se a inércia térmica do módulo que servirá ao cálculo das perdas por inércia devido as ocultações e durante a noite (19) e (20).

Finalmente, podemos calcular a energia fornecida pela planta durante o mês em consideração (12) e obter o custo unitário desta energia (11).

À matriz a que nos referimos no passo 2 acrescenta-se agora a coluna dos custos unitários de energias referentes a cada uma das configurações.

Esquemáticamente o roteiro de cálculo pode ser expresso através do diagrama que segue (fig.2).

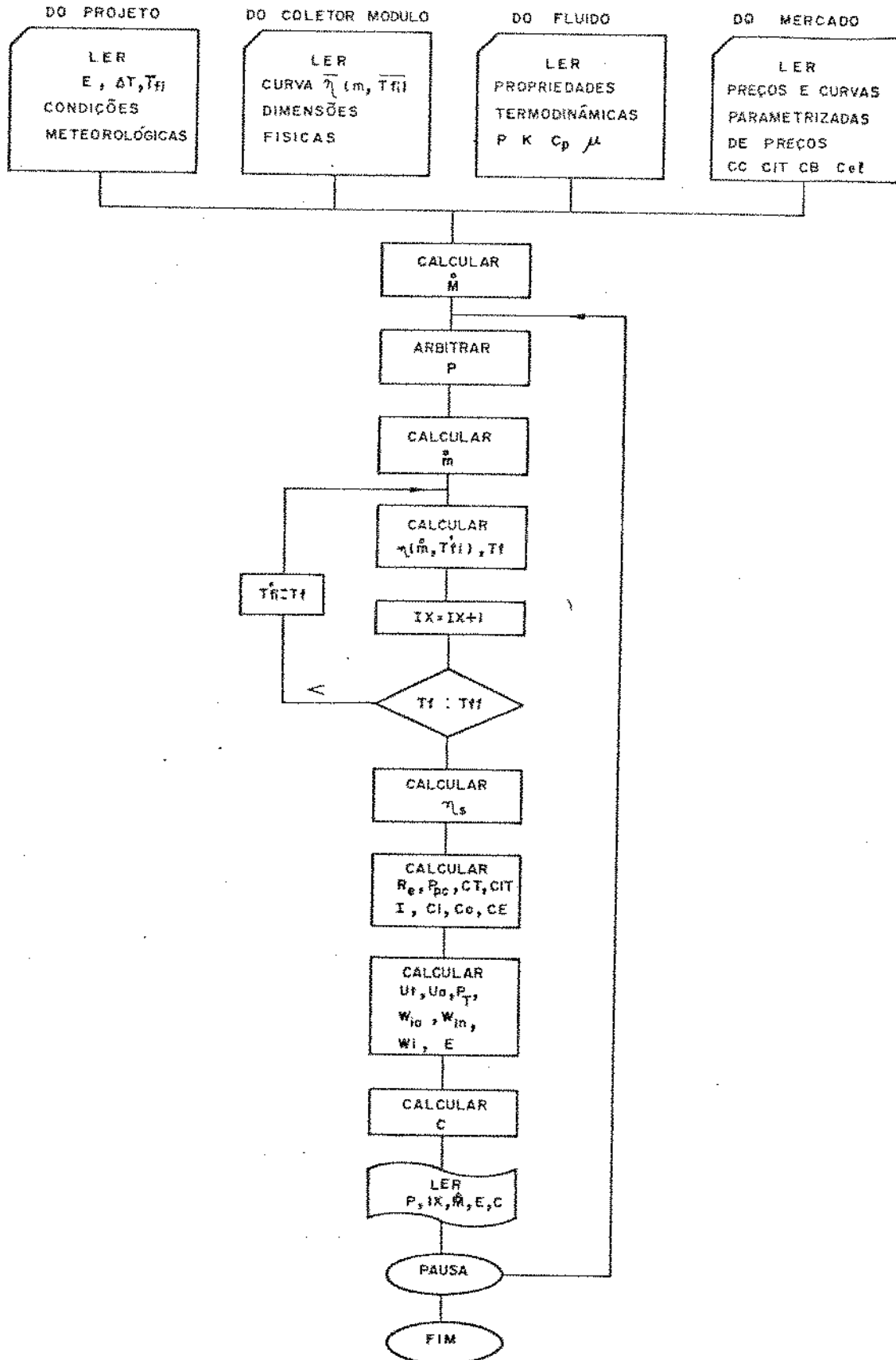


FIGURA 2

DIAGRAMA DE CÁLCULO

### III - VERIFICAÇÕES EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

#### III.1 Desempenho e Modelo

Levanta-se as curvas de desempenho para alguns módulos industriais de coletores e procura-se verificar a procedência das hipóteses e do modelo tratados no capítulo anterior.

#### III.1.2 Características de Desempenho

Efetuamos o teste de desempenho térmico instantâneo para o coletor industrial I - COLETOR I - levantando do mesmo a curva  $\eta \times \Delta T / I$ , cuja forma é expressão reconhecida como padrão de caracterização dos desempenhos térmicos de coletores solares.

O referido coletor foi projetado para operar com óleo mineral como fluido térmico e para testá-lo nesta condição foi necessário montar um banco de ensaios independente daqueles existentes no campo de testes do Laboratório de Energia Solar, e cujo esquema é mostrado na figura 3.

O teste foi realizado em restrita observância às normas propostas ao National Bureau of Standards (NBS) [5], levando em consideração as condições locais e os parâmetros de projeto, assim discriminados:

- vazão em massa - o fluxo aconselhado nas normas da referência foi substituído pelo fluxo adotado como valor de projeto das plantas de aquecimento para os quais o módulo foi idealizado, ou seja, .244 litros por segundo por módulo de  $6m^2$ .
- temperatura ambiente - levando em consideração a grande ocorrência de temperaturas ambientes aci

ma de 30°C no intervalo das 10 às 14 horas, em Campinas, aceitamos como válidos os testes feitos em temperaturas de até 34°C.

- velocidade do vento - devido a razões correspondentes às anteriores ampliamos a faixa de aceitação dos resultados para velocidades de vento de até 10m/s.

Os instrumentos utilizados foram:

- Piranômetro Epley mod.PSP n° 16547F3
- Registrador HP mod.7155 B n° 1615A01051
- Seletor Multicanal Fluke mod.2150A n° 605012
- Termômetro Digital Fluke mod.2100A n° 850022
- Cronômetro Ilona n° 41605
- Termômetro Incotherm 10-110°C
- Anemômetro Hidrologia mod.ANM-04 n° 4-044

Para a medida de vazão utilizamos um cilindro graduado montado e calibrado no Laboratório de Energia Solar. Os sensores de temperatura constituíram-se de termopares Cu-Co, fio 24 AWG, devidamente calibrados contra termômetros de precisão.

Os resultados obtidos do levantamento já plotados na forma da curva de eficiência podem ser vistos na figura 4.

Nesta mesma figura podemos observar a curva teórica cujos valores foram obtidos a partir da expressão (1). Para o cálculo desses valores foram utilizados:

$$\dot{m} = .244 \text{ l/sx módulo } (v = .605\text{m/s})$$

$$H = 800 \text{ W/m}^2$$

$$T_a = 30^\circ\text{C}$$

$$T_{fi} = \text{variável, satisfazendo } \frac{T_f - T_a}{I} \text{ em cada ponto}$$

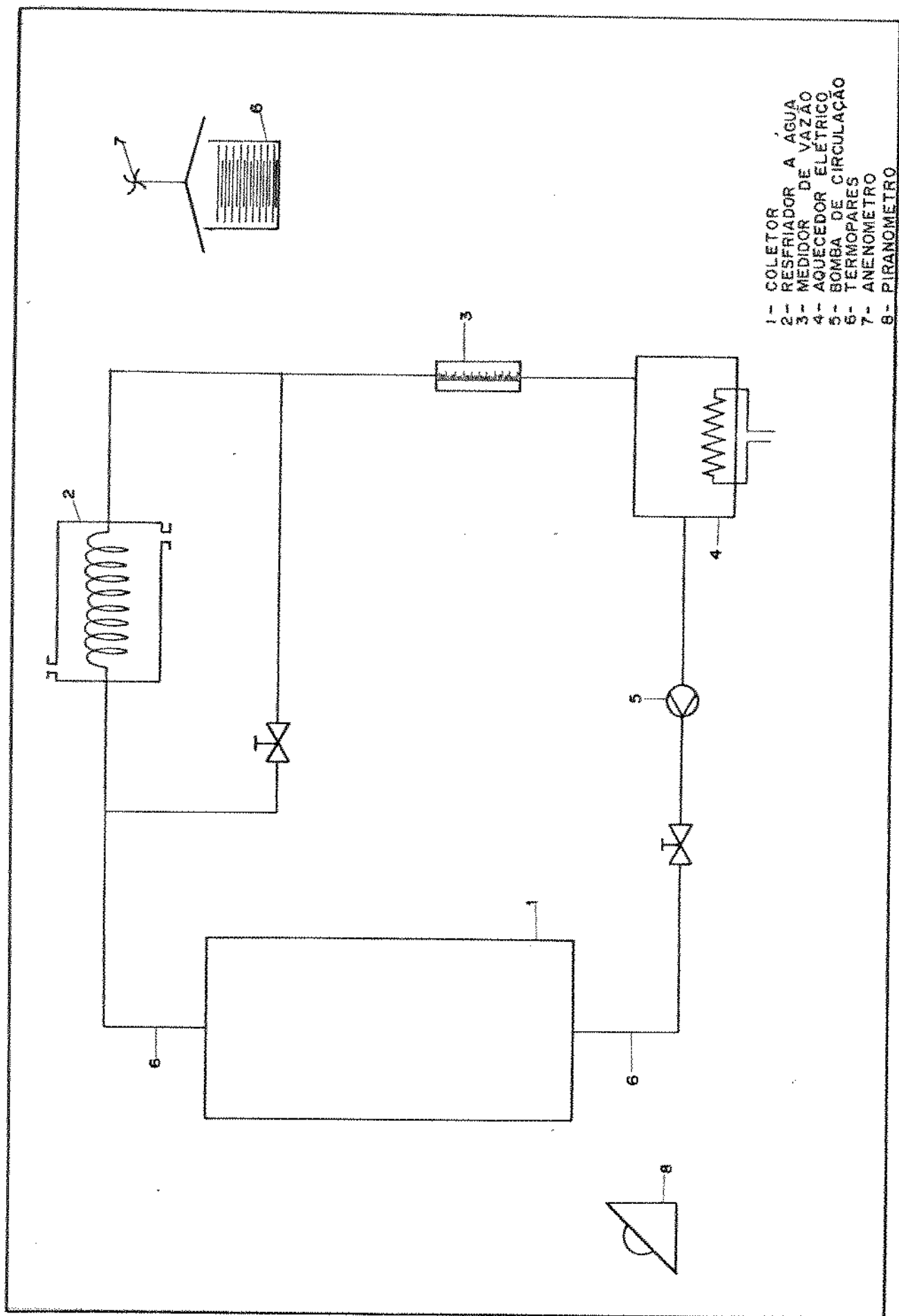


FIG. 3  
 ESQUEMA DO BANCO DE TESTES



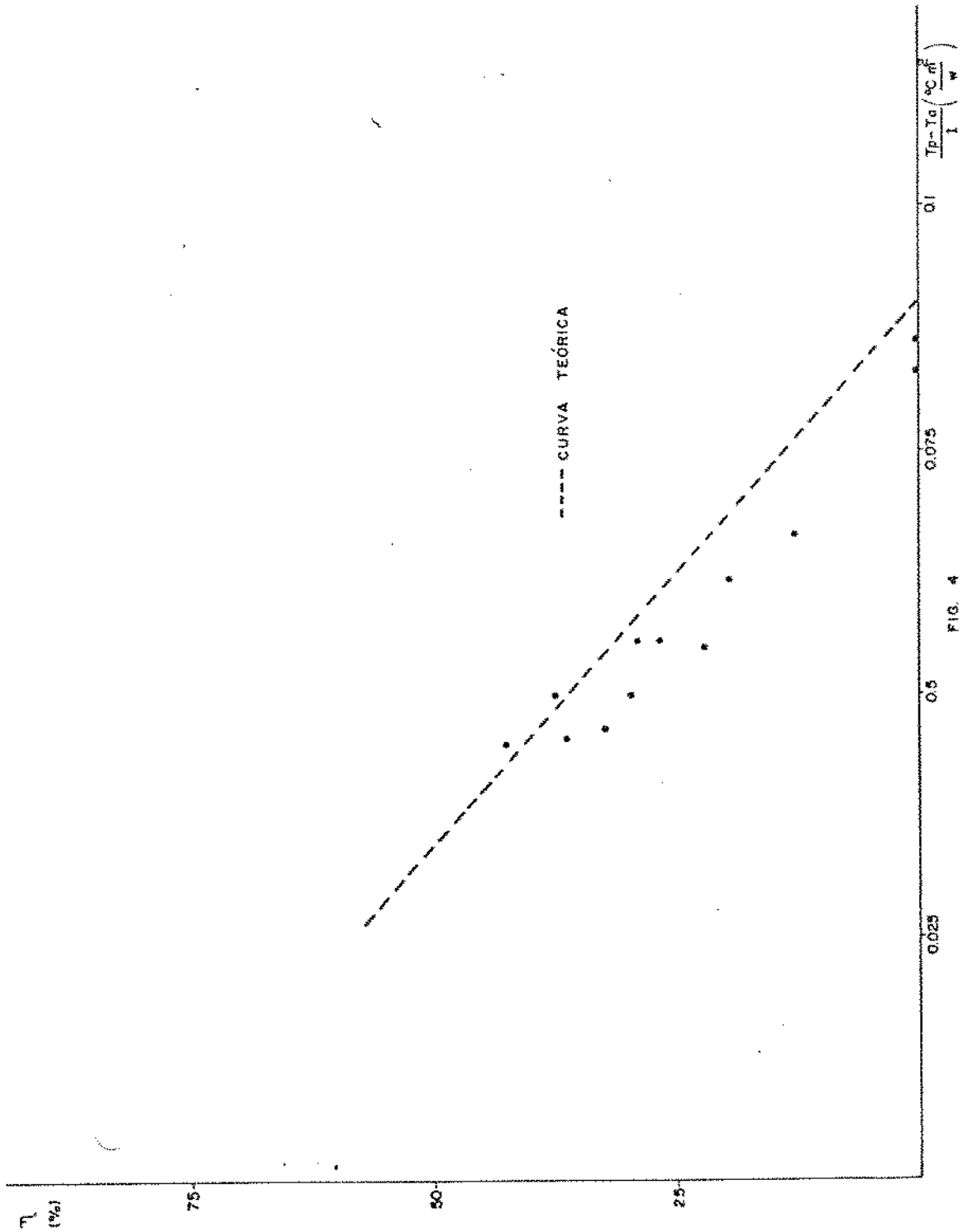


FIG. 4  
CURVA DE DESEMPENHO TÉRMICO DO COLETOR I

$U = 9.7 \text{ w/m}^2\text{°C}$  (médio)

$h =$  calculado pela expressão (8)

(os valores de  $h$  são os mesmos plotados no gráfico da figura 8).

### III.1.2 Curvas Padrões

Levantamos a eficiência térmica instantânea de outro coletor industrial - COLETOR II - seguindo procedimento de modo a obtermos a curva normalizada para otimização da configuração de campo.

O coletor opera com água como fluído de trabalho e para os testes utilizamos o banco de ensaios instalado no campo de testes do Laboratório de Energia Solar, cujo esquema é semelhante ao mostrado na figura 3. Os instrumentos de medida usados foram os mesmos já relacionados no ítem anterior.

Os testes foram feitos de acordo com as normas recomendadas na referência [5] a menos das tolerâncias ampliadas para a temperatura ambiente e velocidade do vento, observadas da mesma forma e com os mesmos valores daqueles do teste relatado no ítem precedente. A temperatura de entrada adotada como referência constante para o teste foi de 30°C.

O coletor testado apresenta as seguintes características:

#### COLETOR II

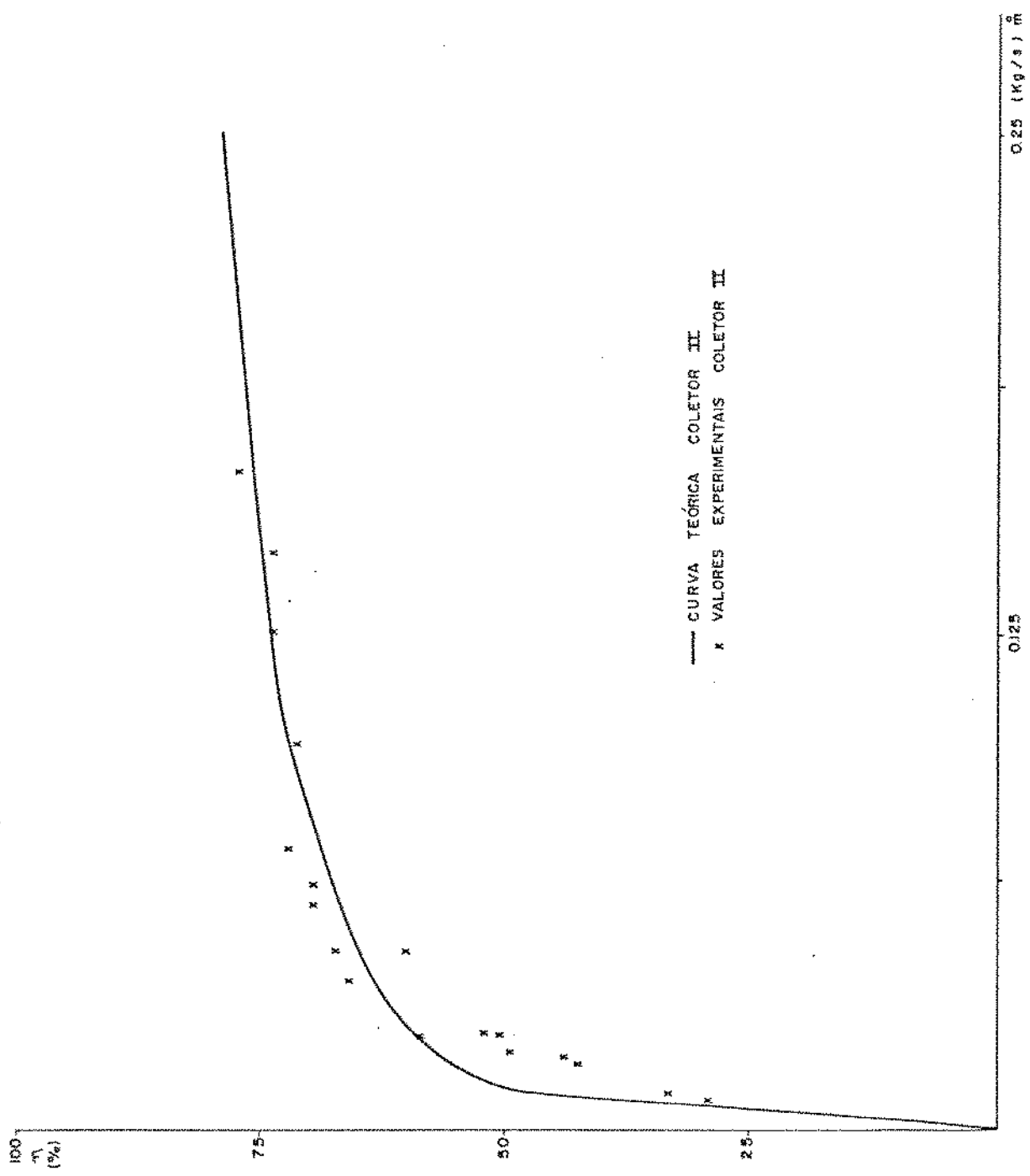
área:  $1.9\text{m}^2$

cobertura: vidro plano 4 mm espessura

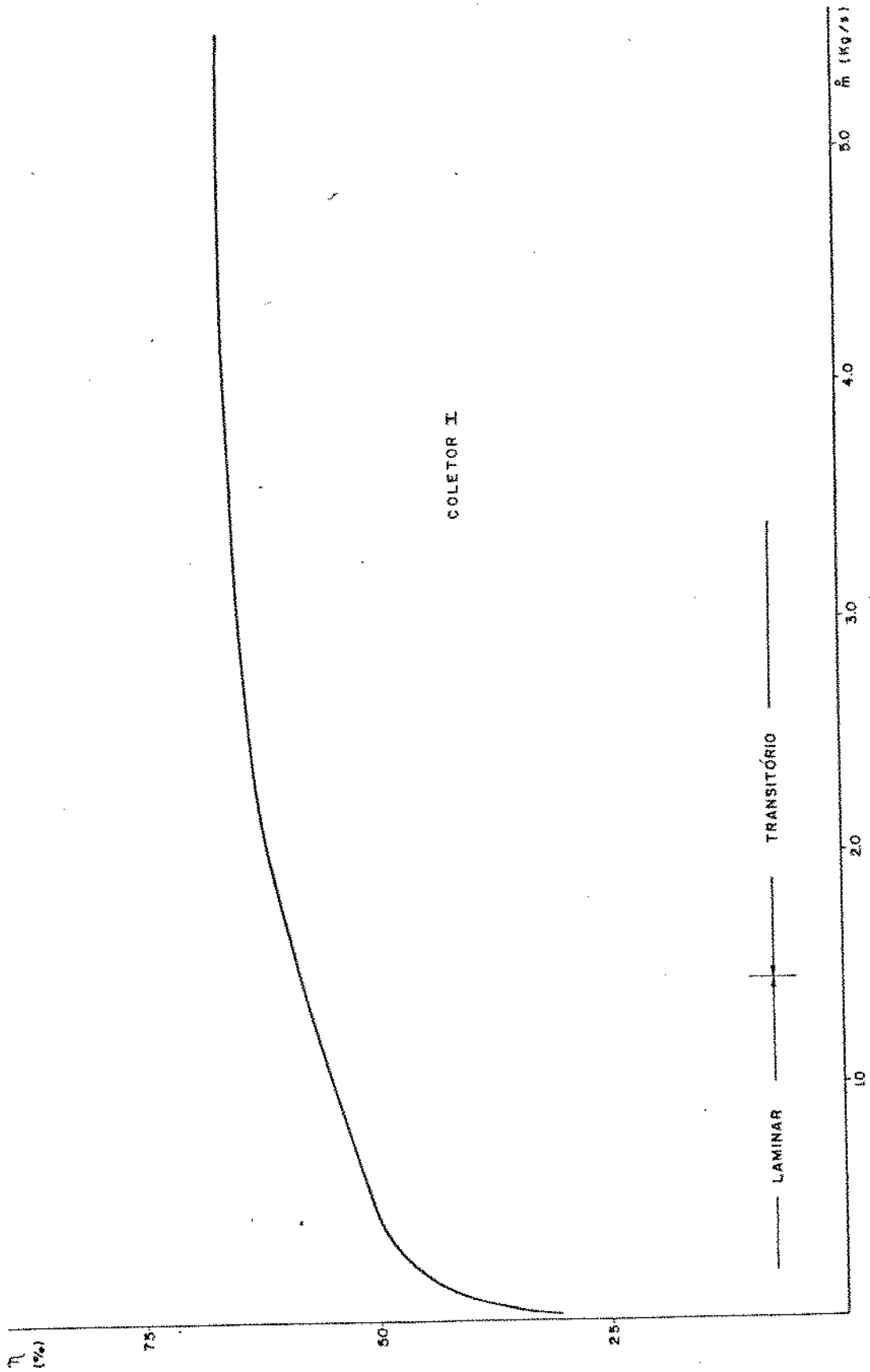
absorvedor: placas alumínio pintadas.

isolante: lã de vidro 5mm

estrutura: perfís de alumínio



0.125 0.25 (Kg/s)  $\bar{m}$   
FIG. 5  
EFICIÊNCIA PADRÃO COLETOR II



COLETOR I

— LAMINAR — TRANSITÓRIO —

FIG. 6

CURVA PADRÃO TEÓRICA DO COLETOR I

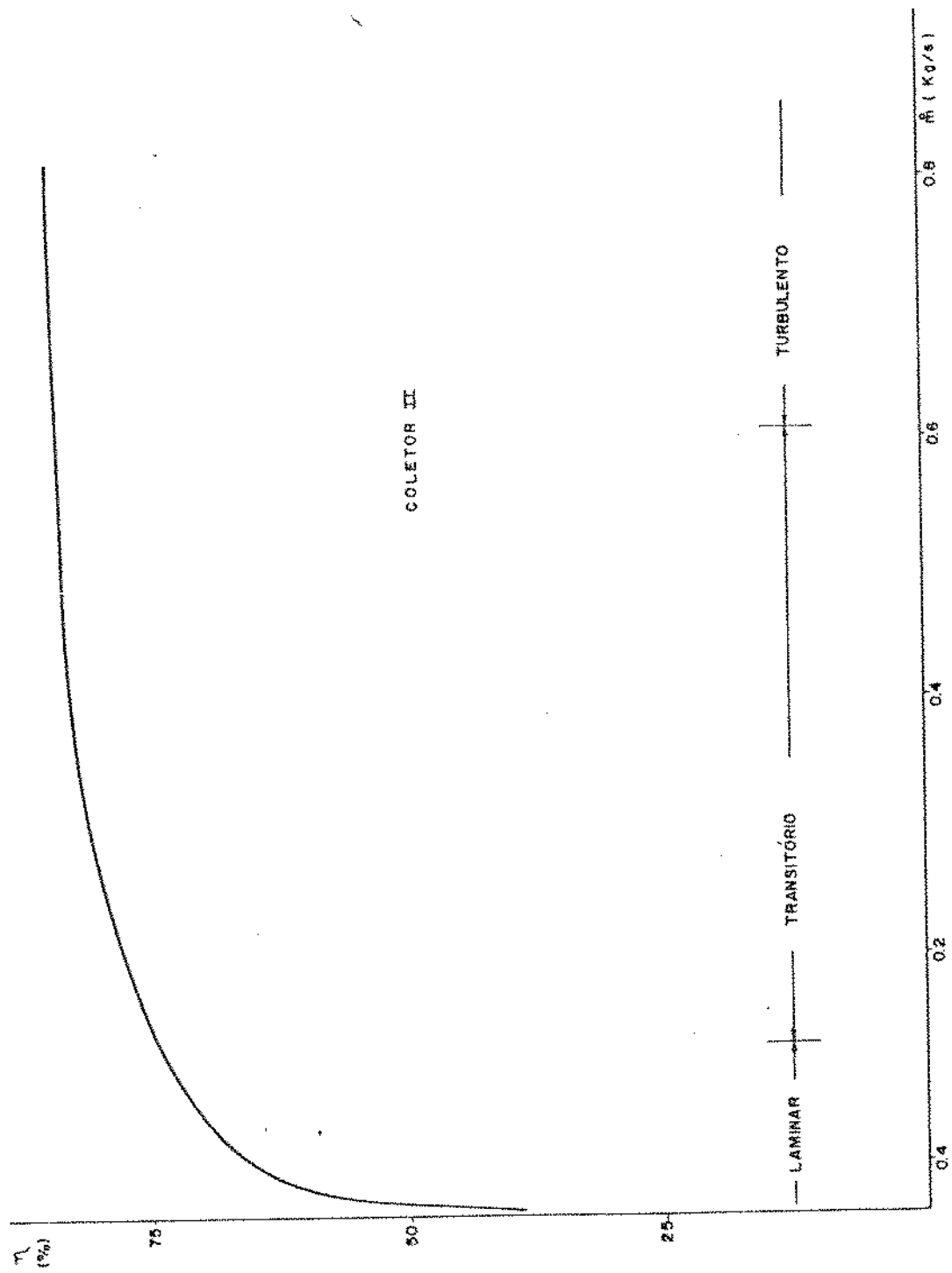


FIG. 7

CURVA PADRÃO TEÓRICA COLETOR II

Os valores experimentais obtidos são apresentados na figura 5. Foram desconsiderados os valores obtidos na faixa de grandes fluxos de massa, para qual é pequena a certeza dos dados obtidos. Essa incerteza decorre do fato que quanto maior a vazão do fluido pelo módulo, menor a diferença de temperatura obtida e portanto maior o erro a que se incorre na leitura. No mesmo gráfico apresentamos uma reprodução parcial da curva teórica calculada para o Coletor II.

Nas figuras 6 e 7 estão dispostas as curvas  $n \times \dot{m}$  teóricas calculadas para os coletores COLETOR I e COLETOR II.

Em ambos os casos, para cada valor do fluxo de massa foi calculado o valor do coeficiente  $h$  pela expressão apropriada ao correspondente regime de escoamento. Ainda foram assumidos os seguintes valores médios:

	COLETOR I	COLETOR II
$T_{fi}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	40	30
$H$ ( $\text{W}/\text{m}^2$ )	800	800
$T_a$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	30	30
$C_p$ ( $\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$ )	1600	4190
$U$ ( $\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$ )	9.7	9.3

Esses parâmetros e mais os próprios às dimensões de cada um dos módulos, que podem ser encontrados no apêndice VI, foram substituídos na expressão (1) para cada valor de  $\dot{m}$ , obtendo-se então a eficiência  $\eta$  referente a cada ponto.

As curvas foram ajustadas de forma a contornar a ligeira descontinuidade entre os pontos obtidos na congruência dos regimes laminar e transitório.

### III.1.3 Variações de $C_p$ , $h$ e $U$

As variações do coeficiente global de perdas do coletor do coeficiente de filme e do calor específico do fluido térmico, tomando o caso típico dos módulos de coletores - COLETOR I e COLETOR II - operando com fluido térmico DOW Q21132 e água respectivamente, podem ser observadas no gráfico das figuras 8 e 9.

Os valores do gráfico, a menos de  $C_p$  correspondem aos obtidos por cálculos conforme segue:

U - calculado para as diferentes condições de temperatura do fluido através do roteiro detalhado no apêndice II e com as características físicas do coletor e propriedades térmicas contidas no apêndice IV e mais as condições ambiente médias  $H=800W/m^2$   $V_v=25m/s$  e  $T_a=30^{\circ}C$

h - regime laminar obtido a partir da expressão (2) e propriedades térmicas do fluido ( Apêndice VI). Para este regime tomou-se a velocidade igual a de projeto

I  $V= .605m/s$  (340<Re<920)

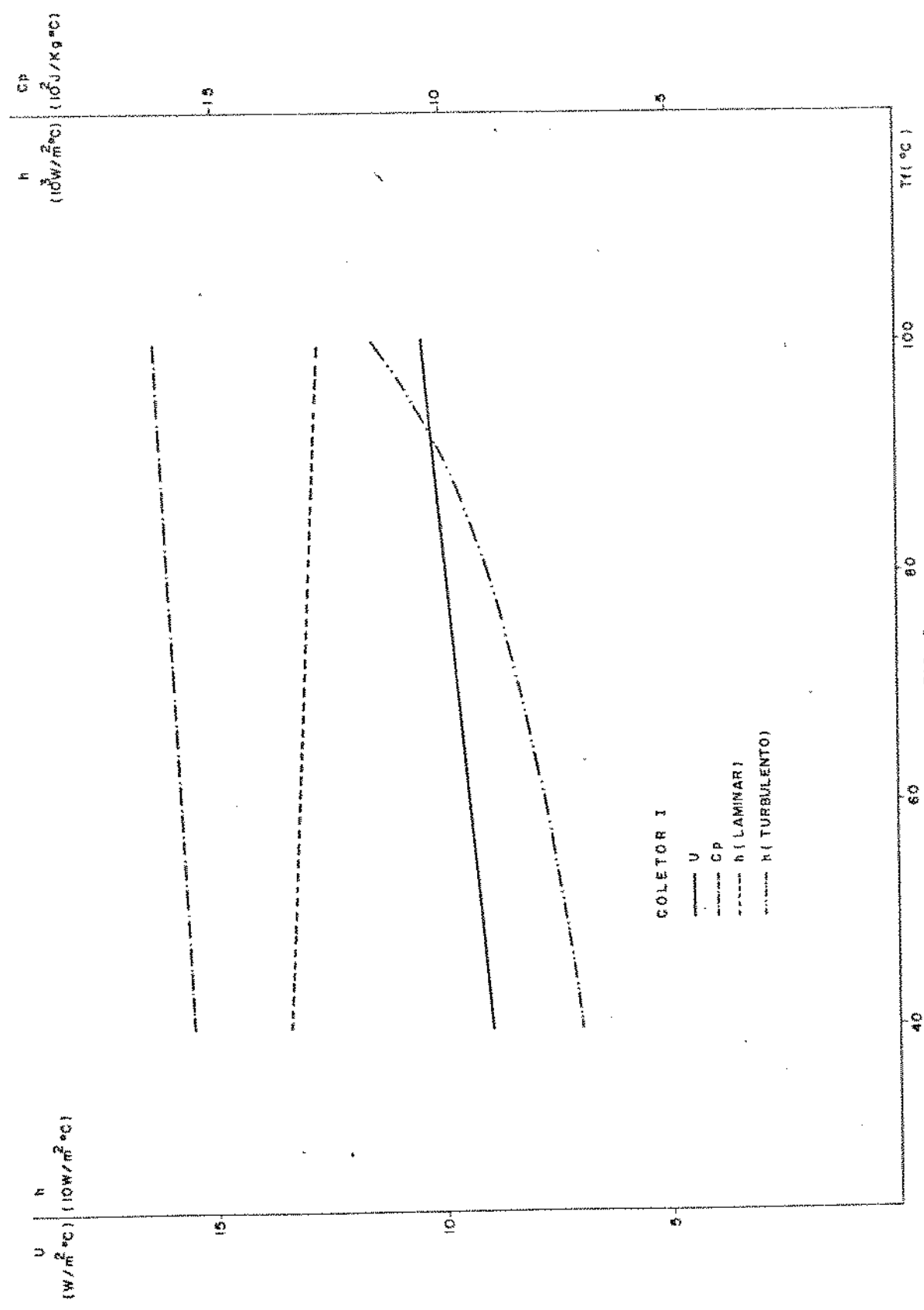
II  $V= .0327m/s$  (650<Re<1650)

- regime turbulento obtido a partir da expressão (3), as propriedades do fluido e para velocidade do fluido igual a:

I  $V= 18.0m/s$  (10000<Re<38000)

II  $V= .86m/s$  (17300<Re<43400)

Com excessão da variação de h para o caso de regime turbulento, pode-se notar a pequena variação dos parâmetros com a temperatura do fluido.



VARIACÃO DOS PARAMETROS COLETOR I

FIG. 8



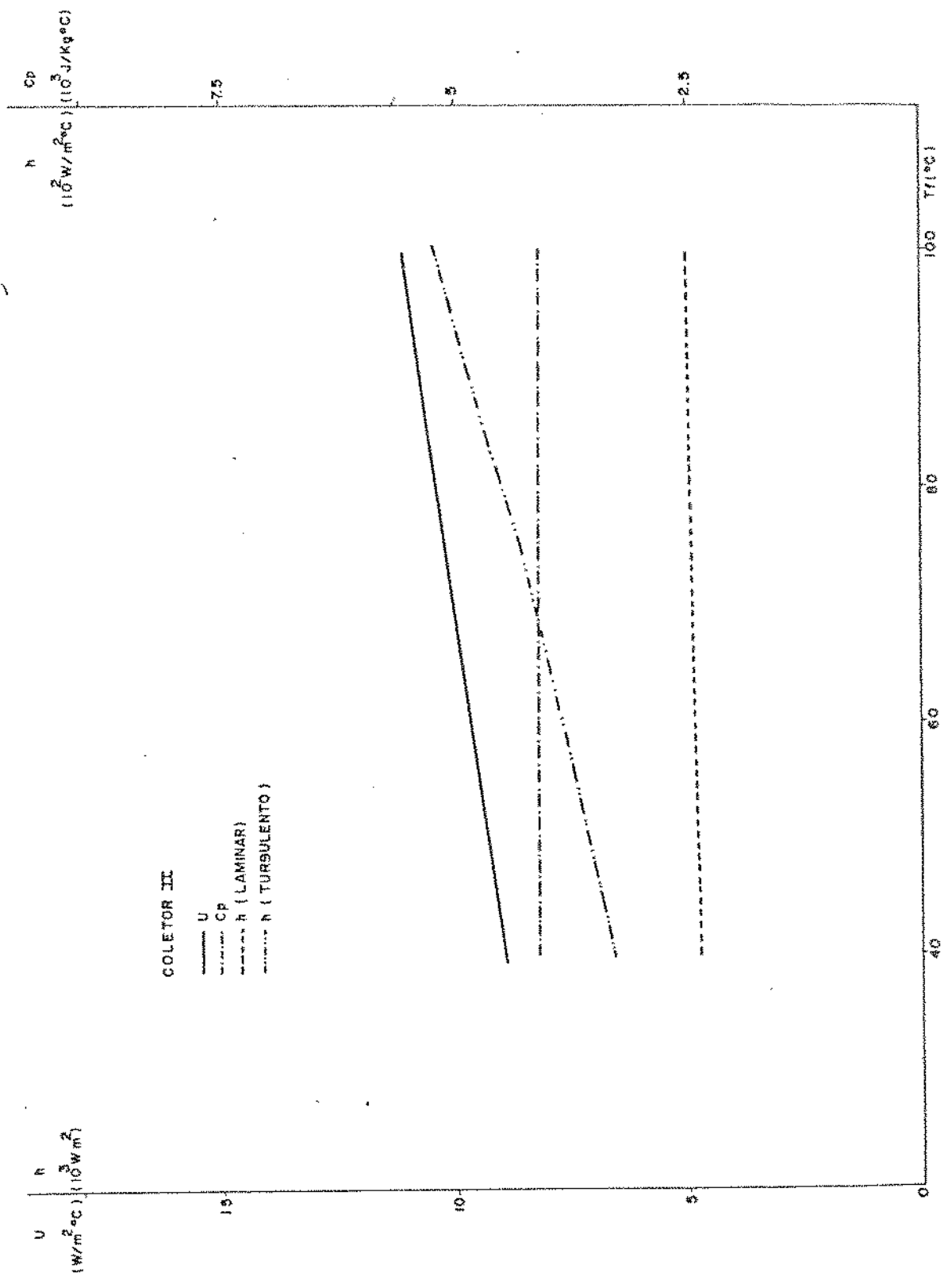


FIG. 9  
 VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS COLETOR III

### III.2 Resultados

Apresentamos os resultados obtidos nos cálculos da configuração ótima para dois casos típicos de aplicação de plantas de energia solar.

Em ambos os casos o memorial de cálculo bem como as características do equipamento escolhido para emprego encontram-se detalhados no Apêndice VI.

Dispomos aqui um resumo dos principais parâmetros do projeto, do coletor-módulo empregado e os resultados finais obtidos.

#### III.2.1 Caso A

Projeto: Demanda média de energia  $\bar{E}=250\text{Kw}$   
 Temperaturas médias  $T_{fi} = 30^{\circ}\text{C}$   
 $T_{ff} = 60^{\circ}\text{C}$

Local: Campinas

Módulo do Coletor - COLETOR I

área:  $5.4\text{m}^2$

fluido de trabalho: óleo de silicone DOW

Q 21132

capacidade térmica:  $71.19 \times 10^3 \text{ J}/^{\circ}\text{C}$

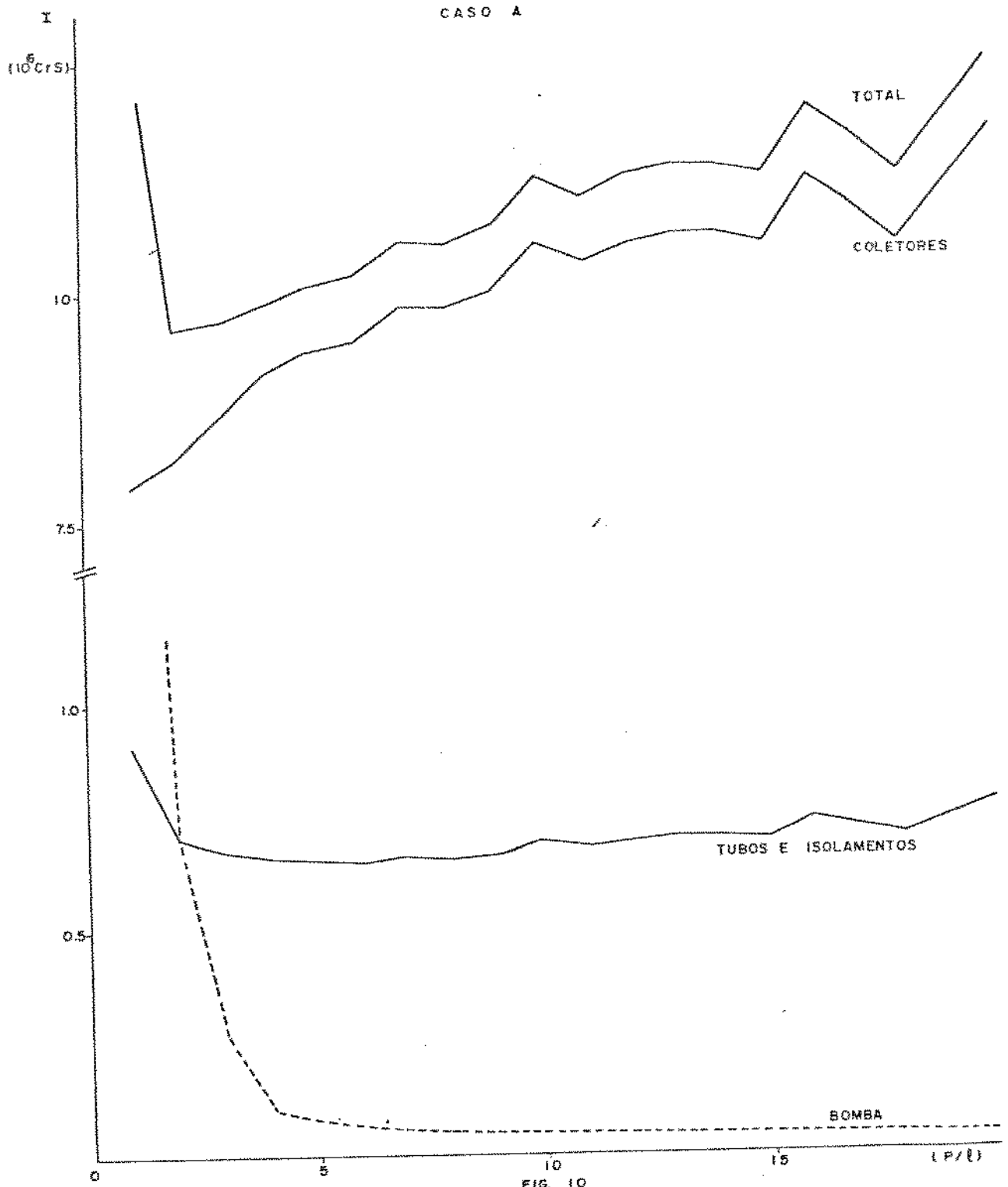
Os resultados obtidos encontram-se na Tabela III

Para melhor avaliação dispomos em forma de gráficos as principais informações relacionadas na tabela.

Na figura 10 encontram-se os valores relativos ao investimento total e as suas parcelas discriminadas em investimento nos coletores propriamente ditos; nas tubulações, acoplamentos entre coletores e seus isolamentos e o investimento na bomba de circulação.

TABELA III  
CASO A - RESULTADOS

P/A	x/L	P	α	η <sub>s</sub>	m	INVESTIMENTOS			PERDAS		ENERGIA FORNECIDA	CUSTOS		
						COLETORES	TUBOS &	BOMBA	TÉRMICAS	INÉRCIA		CAPITAL	OPERAÇÃO	UNITÁRIO
		m	m		Kg/s	10 <sup>3</sup> Cr\$	10 <sup>3</sup> Cr\$	10 <sup>3</sup> Cr\$	10 <sup>6</sup> J	10 <sup>9</sup> J	10 <sup>9</sup> J	10 <sup>3</sup> Cr\$	10 <sup>6</sup> Cr\$/J	
1	135	0.9	810	.536	5.352	7.90	906	4380	1271	11.4	188.1	462	2490	15.70
2	70	1.8	420	.516	2.676	8.19	704	727	857	11.9	187.7	337	400	3.92
3	50	2.7	300	.485	1.784	8.77	672	263	758	12.7	188.4	341	133	2.51
4	39	3.6	234	.464	1.338	9.13	658	107	711	13.2	186.9	347.	44.1	2.09
5	32	4.5	192	.455	1.070	9.36	651	81.1	685	13.6	187.7	354	29.1	2.04
6	27	5.4	162	.446	.892	9.48	645	66.5	667	13.7	186.1	357	20.6	2.03
7	24	6.3	144	.435	.765	9.83	658	58.3	673	14.2	187.8	370	15.9	2.05
8	21	7.2	126	.431	.669	9.83	652	52.1	663	14.2	186.0	369	12.3	2.05
9	19	8.1	114	.425	.595	10.0	659	48.1	668	14.5	186.5	376	10.1	2.07
10	18	9.0	108	.414	.535	10.5	690	45.7	696	15.3	190.8	395	8.7	2.12
11	16	9.9	96	.417	.487	10.3	674	43.0	682	14.9	188.0	386	7.1	2.09
12	15	10.8	90	.410	.446	10.5	688	41.4	697	15.3	188.8	395	6.2	2.12
13	14	11.7	84	.407	.412	10.6	695	40.0	706	15.4	189.4	399	5.4	2.14
14	13	12.6	78	.405	.382	10.6	696	38.8	710	15.4	188.4	399	4.8	2.14
15	12	13.5	72	.407	.357	10.5	690	37.8	709	15.3	187.3	395	4.2	2.13
16	12	14.4	72	.393	.334	11.2	734	37.5	751	16.3	192.3	421	4.0	2.21
17	11	15.3	66	.397	.315	10.9	718	36.7	741	15.8	189.4	410	3.5	2.18
18	10	16.2	60	.402	.297	10.5	696	35.9	727	15.3	184.8	395	3.1	2.15
19	10	17.1	60	.393	.282	11.1	733	35.7	764	16.1	190.3	417	3.0	2.21
20	10	18.0	60	.382	.268	11.7	770	35.5	800	16.9	194.2	439	2.9	2.27



INVESTIMENTOS - CASO A

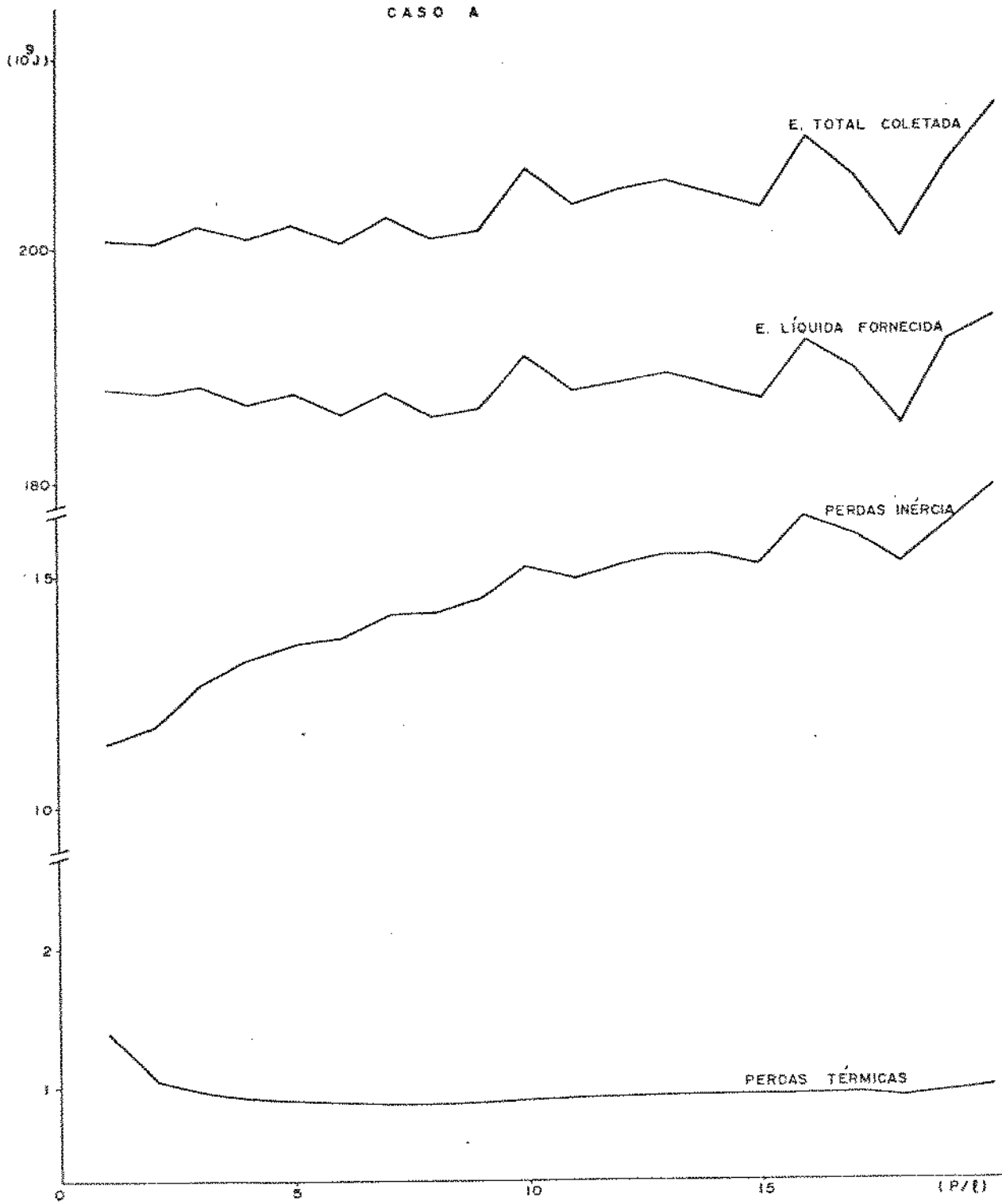


FIG. 11

ENERGIA E PERDAS — CASO A

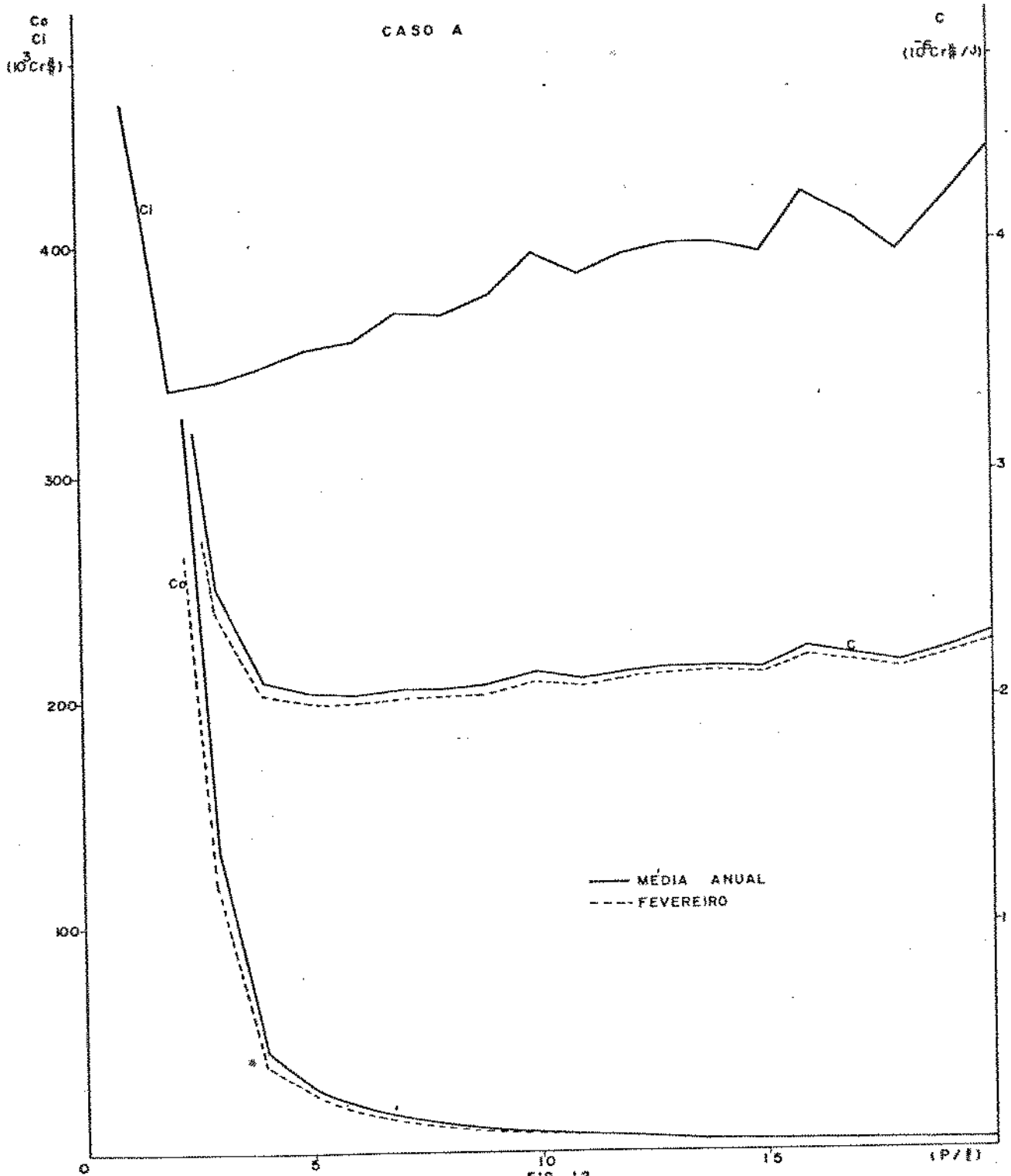


FIG. 12  
CUSTOS - CASO A

A energia captada pelos coletores e mais as referentes às perdas térmicas na tubulação e nos acoplamentos, às perdas devido à inércia de toda a planta e a energia líquida entre que podem ser visualizadas no gráfico da figura 11.

O custo do capital investido no projeto, o custo de operação e o custo unitário final da energia fornecida pela planta estão dispostos na figura 12. Nesta, além dos custos referentes à média anual encontram-se plotados aqueles relativos a um mês distinto, no caso fevereiro.

### III.2.2 Caso B

Projeto: Demanda média de energia  $\bar{E} = 500\text{Kw}$

Temperaturas médias  $T_{fi} = 25^{\circ}\text{C}$

$T_{ff} = 65^{\circ}\text{C}$

Local: Campinas

Módulo do Coletor: COLETOR II

área:  $1.9\text{m}^2$

fluido de trabalho: água

capacidade térmica:  $47.21 \times 10^3 \text{ J/}^{\circ}\text{C}$

Na tabela IV encontram-se os valores obtidos para os parâmetros de interesse.

Os valores relativos aos investimentos e às energias captadas e perdas são apresentados respectivamente nas figuras 13 e 14.

Os custos envolvidos no projeto estão dispostos no gráfico da figura 15.

TABELA IV  
CASO B - RESULTADOS

P/L	#/L	P	#	n <sub>s</sub>	m	INVESTIMENTOS			PERDAS		ENERGIA FORNECIDA	CUSTOS		
						COLETORES	TUBOS &	BOMBA	TÉRMICAS	INÉRCIA		CAPITAL	OPERAÇÃO	UNITÁRIO
-	-	m	m	-	Kg/s	10 <sup>5</sup> Cr\$	10 <sup>3</sup> Cr\$	10 <sup>3</sup> Cr\$	10 <sup>7</sup> J	10 <sup>3</sup> J	10 <sup>3</sup> J	10 <sup>3</sup> Cr\$	Cr\$	10 <sup>5</sup> Cr\$/J
1	739	1.0	1404.1	.555	2.983	15.2	781	107	204	43.2	355.1	565	43500	1.71
2	371	2.0	704.9	.554	1.492	15.3	444	43.5	206	43.4	355.8	553	7440	1.57
3	248	3.0	471.2	.552	.994	15.3	333	35.7	207	43.5	355.3	550	2950	1.55
4	187	4.0	355.3	.549	.746	15.4	276	33.4	209	43.7	355.0	551	1650	1.56
5	151	5.0	286.9	.545	.597	15.5	247	32.4	212	44.2	355.4	555	1100	1.56
6	127	6.0	241.3	.541	.497	15.7	227	31.9	214	44.6	355.7	559	827	1.57
7	109	7.0	207.1	.539	.426	15.7	212	31.6	215	44.6	354.7	559	658	1.58
8	96	8.0	182.4	.535	.373	15.8	202	31.5	218	44.9	354.0	563	551	1.59
9	86	9.0	163.4	.531	.331	15.9	194	31.3	220	45.3	353.7	567	519	1.60
10	78	10.0	148.2	.527	.298	16.1	189	31.2	222	45.6	353.4	591	427	1.62
11	72	11.0	136.8	.521	.271	16.3	186	31.2	226	46.3	354.2	579	391	1.64
12	66	12.0	125.4	.518	.248	16.3	182	31.1	227	46.3	351.9	579	359	1.65
13	62	13.0	117.8	.512	.229	16.6	181	31.1	232	47.1	353.4	589	338	1.67
14	58	14.0	110.2	.508	.213	16.7	179	31.1	234	47.5	352.8	594	320	1.68
15	54	15.0	102.6	.507	.199	16.7	177	31.0	234	47.4	351.2	592	303	1.69
16	51	16.0	96.9	.504	.186	16.8	176	31.0	237	47.7	351.4	596	291	1.70
17	49	17.0	93.1	.497	.175	17.1	177	31.0	242	48.7	353.0	609	284	1.72
18	46	18.0	87.4	.497	.166	17.0	175	31.0	242	48.4	350.9	605	274	1.72
20	42	19.0	79.8	.491	.149	17.3	175	31.0	246	49.1	351.0	614	262	1.75



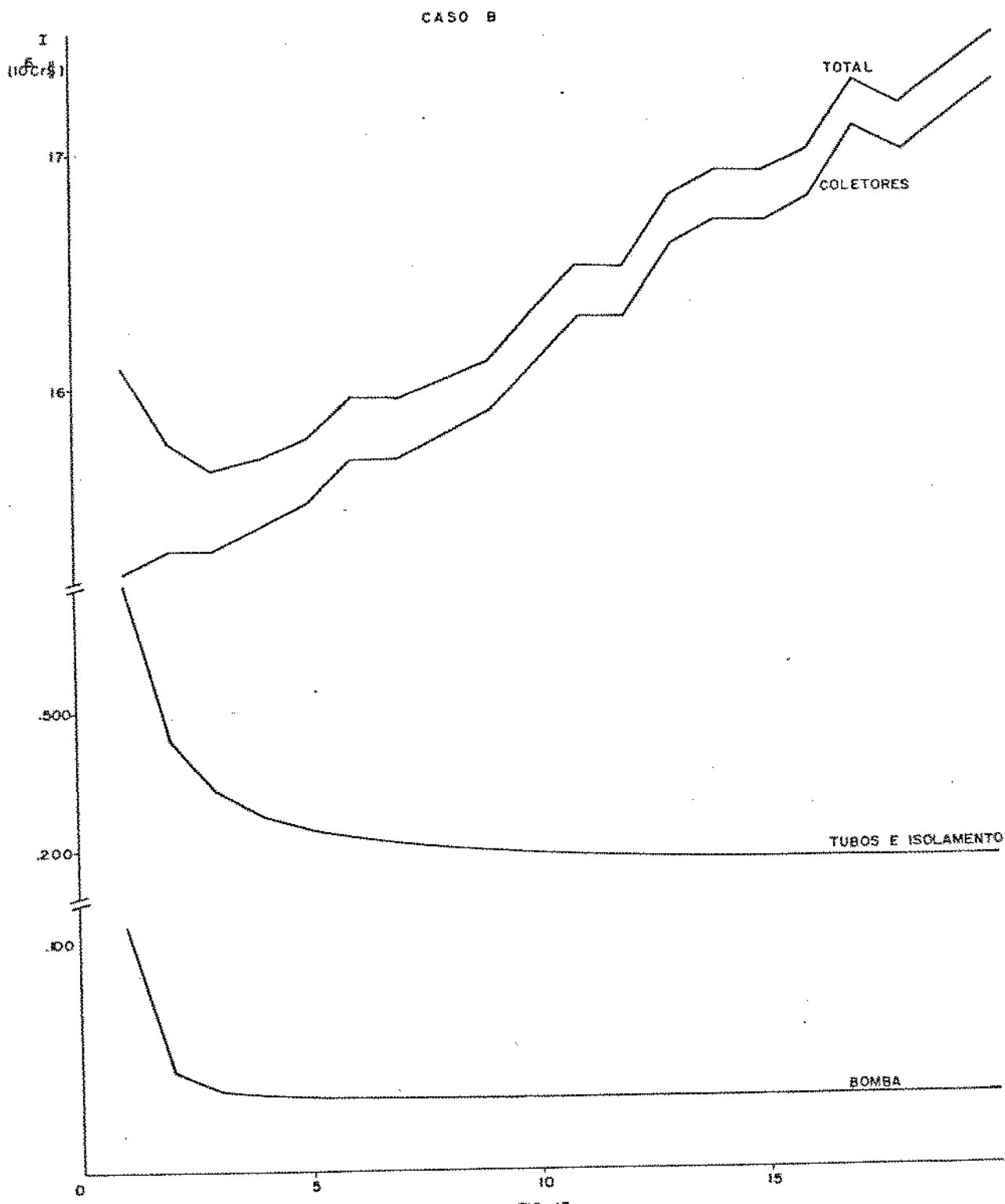
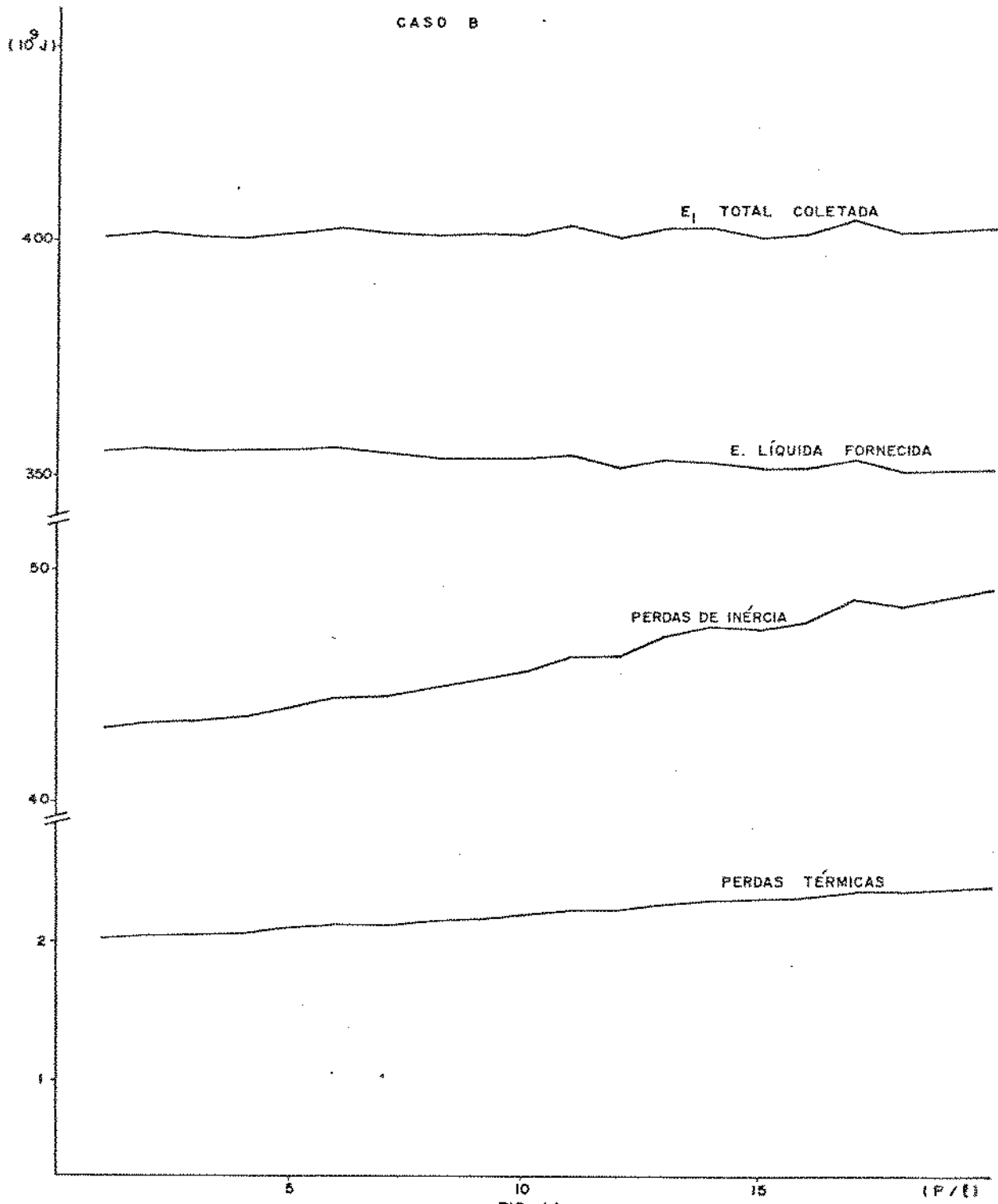


FIG. 13

INVESTIMENTOS -- CASO B



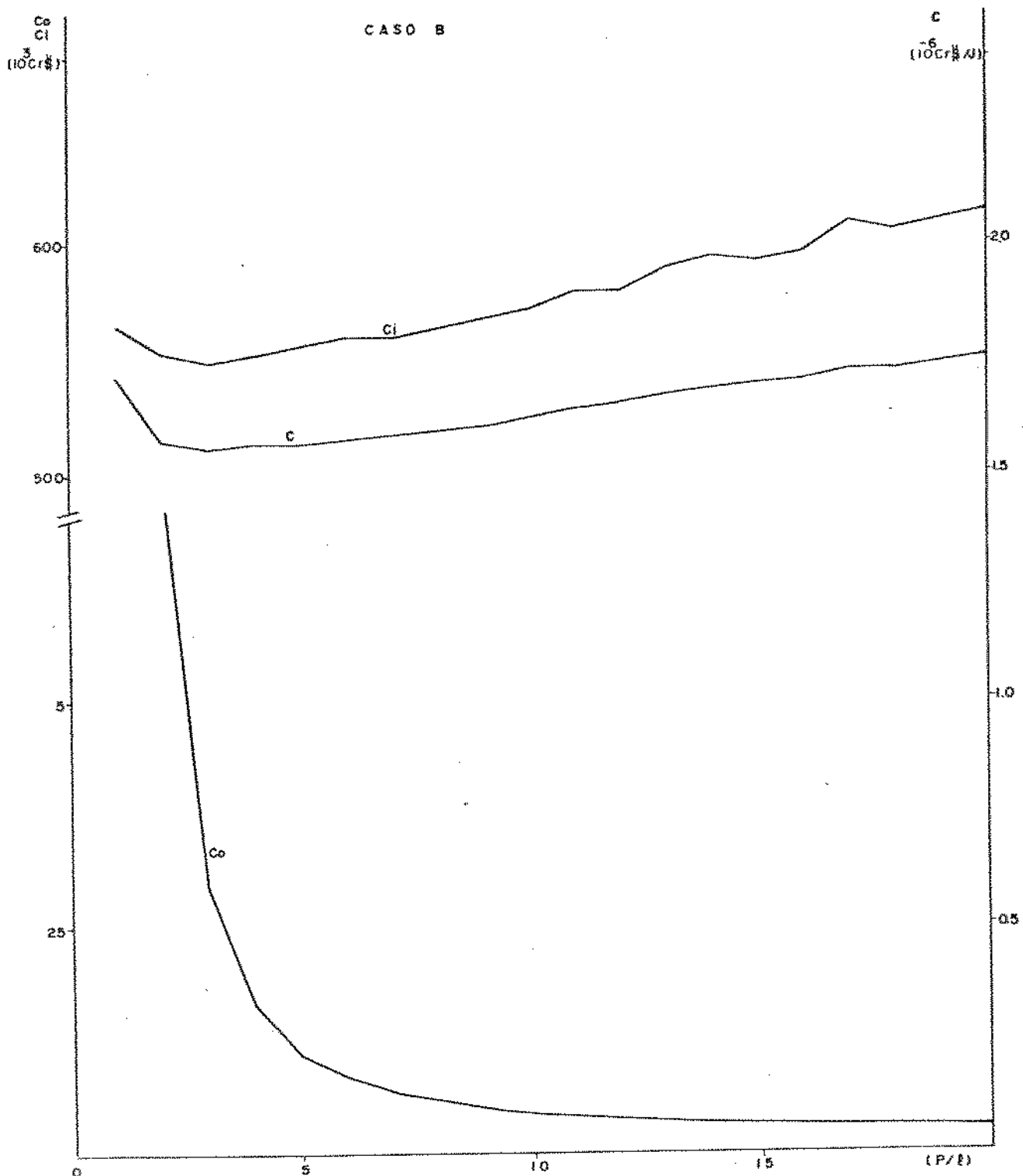


FIG. 15  
CUSTOS CASO B

#### IV - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Como podemos constatar, a disposição dos coletores num campo tem influência sobre o seu desempenho global. Parâmetros como o comprimento do campo e o fluxo de massa do fluido através dos coletores afetam o rendimento térmico e a perda de carga do campo e portanto, alteram a área necessária ao atendimento de determinada demanda bem como a potência de bombeamento do fluido. Em vista dessas variações cada opção de disposição com seus distintos investimentos e custos operacionais apresentarão custos unitários finais da energia diferentes. Através do método exposto neste trabalho pode-se determinar a melhor configuração de campo para um projeto específico, obedecendo ao critério do menor custo final da energia. O método em questão pode ser compreendido em um programa de cálculo de pouca ou nenhuma sofisticação, como o apresentado nos exemplos desenvolvidos no texto.

O modelo proposto para a avaliação da eficiência global do campo é tanto mais próprio quanto menores as variações das propriedades térmicas do fluido, adaptando-se bem aos casos em que a água é usada como fluido de transferência.

No que diz respeito aos custos cabe ressaltar que foi considerada como disponível a área para a instalação do campo, ou seja, foi atribuído custo zero ao espaço físico a ser ocupado. Não foi considerado o custo dos serviços de manutenção do sistema, mas ele pode ser eventualmente incluído como proporcional ao investimento inicial. O custo da mão de obra de instalação foi tomado como incluso no custo do coletor e tem a participação de 10%, critério comum nas firmas vendedoras e instaladoras de plantas solares de médio porte.

O custo do capital foi fixado de acordo com a taxa de juro bancário em agosto/1980 (42% ao ano). Este índice pode ser mascarado pela inflação da época, o que faz perder o seu significado como valor absoluto no tempo, mas certamente mantém o seu valor relativo, mesmo em outras datas.

O prazo de 15 anos de amortização foi estimado como sendo a vida útil dos coletores dispostos na planta. Embora não

tenhamos ainda nenhum caso no Brasil que ultrapasse esta idade, este valor é muito encontrado na literatura e considerado hoje como algo conservador.

Dos resultados obtidos nos exemplos conclui-se que, em primeira aproximação, pode-se fazer uma análise das opções de configuração tomando-se apenas o custo de operação (energia para o bombeamento do fluido) e o custo do capital restrito apenas ao investimento realizado com os coletores.

Também em primeira aproximação a energia fornecida pela planta pode ser tomada pela energia total coletada. Apesar de serem significativas as perdas térmicas e de inércia do coletor, principalmente estas, elas são proporcionais à área dos coletores e portanto acompanham o perfil da curva de energia total. Basta, portanto, para a obtenção dos valores relativos de custo final, o conhecimento da energia total coletada.

Os perfis das curvas de custos não se alteram ao analisarmos o sistema para condições meteorológicas de períodos distintos do ano, depois de definida a configuração para a média anual. Observação coerente com o fato de manter-se o custo do capital -que é o custo preponderante na quase totalidade das opções-, ser praticamente constante a energia fornecida em todos os casos e ser muito pequena a variação do custo de operação.

O mesmo método de análise pode ser estendido para a otimização da configuração de campo de coletores de ar e coletores concentradores com fluido líquido, porém será certamente necessário reavaliar para estes casos a expressão resultante do modelo de eficiência e que é utilizada para cálculo do rendimento do coletor quando submetido a condições diversas de temperatura de entrada.

## V - REFERÊNCIAS

- [1] MACEDO, I.C. & TREVISAN, O.V. Estudo da Estrutura de Uso Industrial de Energia Térmica no Estado de São Paulo. Relatório. BADESP/CODETEC, 1979
- [2] DUFFIE, J.A. & BECKMAN, W.A. Solar Energy Thermal Process, John Wiley & Sons., 1974
- [3] KREITH, F. Princípios da Transmissão de Calor. Ed. Edgard Blücher, 1979.
- [4] KERN, D.Q. Process Heat Transfer. McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1950.
- [5] HILL, J.E. et alii. Development of Proposed Standards for Testing Solar Collectors and Thermal Storage Devices. National Bureau of Standards (NBS), Department of Commerce, Fev. 1976.
- [6] HOLLANDS, K.G.T. et alii. Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers. Journal of Heat Transfer, May, 1976.
- [7] CHURCHILL, S.W. Friction - factor equation spans all fluid - flow regimes. Chemical Eng., Nov 77, v.84 nº 24.
- [8] PASQUETTI, R. Optimisation du Réseau de Transfer Thermique des Centrales Solaires a Convertisseurs Heliothermiques Distribués. Université de Provence, Marseille, 1978.
- [9] INSTITUTO AGRONÔMICO DE CAMPINAS: Seção de Climatologia Agrícola. Dados Meteorológicos. Relatório Interno.

## APÊNDICE I

## EFICIÊNCIA DO COLETOR PLANO

Considerando o esquema simplificado de um coletor plano submetido a uma insolação  $H$  e através do qual passa um fluxo de massa  $\dot{m}$  de fluido

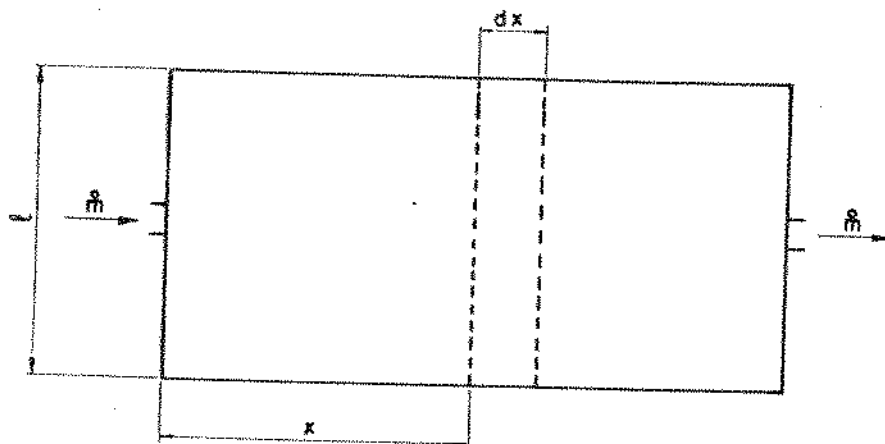


FIG.16

## ESQUEMA DE UM COLETOR PLANO

e destacando o volume de controle representado pelo elemento  $dx$

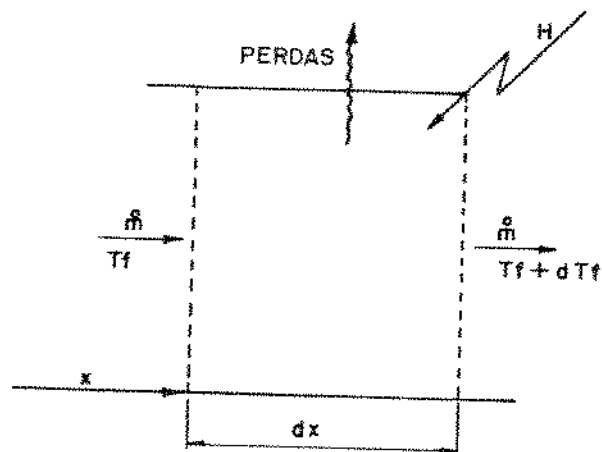


FIG.17

## ELEMENTO DO COLETOR

Para este elemento podemos escrever:

- A. tomando como energia útil aquela acumulada na forma de calor sensível no fluido térmico e considerando  $C_p$  como independente do comprimento do coletor

$$dP_u = \dot{m} C_p dT_f \quad (21)$$

- B. conforme a 1ª lei da termodinâmica e mais o ítem anterior

$$dP_u = H\tau\alpha l dx - U l dx (T_p - T_a) \quad (22)$$

- C. de acordo com a definição do coeficiente de transferência de calor por convecção e lembrando que toda energia transmitida ao fluido o será por esse mecanismo

$$dP_u = hP_i dx (T_p - T_f) \quad (23)$$

Igualando as expressões (23) e (22)

$$hP_i dx (T_p - T_f) = H\tau\alpha l dx - U l dx (T_p - T_a)$$

ou

$$T_f = \left( \frac{hP_i + Ul}{hP_i} \right) T_p - \frac{Ul}{hP_i} T_a - \frac{H\tau\alpha l}{hP_i} \quad (24)$$



tomando esta relação na forma diferenciada e para tanto considerando que  $U$  e  $h$  são independentes de  $T_f$ , temos

$$dT_f = \left( \frac{hP_i + U\ell}{hP_i} \right) dT_p$$

que substituída em (21) resulta

$$dP_u = \dot{m}C_p \left( \frac{hP_i + U\ell}{hP_i} \right) dT_p \quad (25)$$

de (22)

$$dP_u = H\tau\alpha dx - U\ell dx (T_p - T_a)$$

então

$$\tau\alpha dx - U\ell dx (T_p - T_a) = \dot{m}C_p \left( \frac{hP_i + U\ell}{hP_i} \right) dT_p$$

e

$$\dot{m}C_p \left( \frac{hP_i + U\ell}{hP_i} \right) \frac{dT_p}{dx} + U\ell T_p + (U\ell T_a - H\tau\alpha) = 0$$

que integrado dá

$$T_p = \zeta \exp \left[ \frac{U\ell hP_i}{\dot{m}C_p (hP_i + U\ell)} x \right] + \frac{H\tau\alpha + U\ell T_a}{U\ell}$$

tomando  $T_p = T_{pi}$  na condição de contorno  $x=0$

$$T_p - T_{pi} = (T_{pi} - T_a - \frac{H\tau\alpha}{U}) \left\{ \exp \left[ \frac{-U\ell hP_i}{\dot{m}C_p (hP_i + U\ell)} x \right] - 1 \right\} \quad (26)$$

mas retomando a expressão (25) e integrando-a no intervalo  $(0, x)$  correspondente a  $(T_{pi}, T_p)$  vem

$$P_u = \dot{m}C_p \left( \frac{hP_i + U\ell}{hP_i} \right) \cdot (T_p - T_{pi})$$

que conforme (26) fica

$$P_u = \dot{m}C_p \left( \frac{hP_i + U\ell}{hP_i} \right) \left( T_{fi} - T_a + \frac{H\tau\alpha}{U} \right) \left\{ \exp \left[ \frac{-U\ell hP_i}{\dot{m}C_p (U\ell + hP_i)} x \right] - 1 \right\}$$

conforme a definição de eficiência térmica de um coletor temos

$$\eta(x) = \frac{P_u}{H\ell x}$$

e portanto

$$\eta(x) = \dot{m}C_p \frac{(hP_i + U\ell)}{hP_i H\ell x} \left( T_{pi} - T_a - \frac{H\tau\alpha}{U} \right) \left\{ \exp \left[ \frac{-U\ell hP_i x}{\dot{m}C_p (hP_i + U\ell)} \right] - 1 \right\}$$

Podemos ainda alterar a expressão obtida, colocando-a em função de  $T_{fi}$  que é um parâmetro mais conveniente.

De(24) temos

$$T_{pi} = \frac{hP_i T_{fi} + UL T_a + H\tau\alpha l}{hP_i + UL}$$

Então, finalmente:

$$\eta(x) = \frac{\dot{m}C_p}{H\ell} (T_{fi} - T_a - \frac{H\tau\alpha}{U}) \left\{ \exp \left[ \frac{-ULhP_i}{\dot{m}C_p (hP_i + UL)} x \right] - 1 \right\}^{\frac{1}{x}} \quad (27)$$

## APÊNDICE II

## COEFICIENTE GLOBAL DE PERDAS

As perdas térmicas da placa absorvedora de um coletor para o ambiente ocorrem através de mecanismos que podem ser representados pelo circuito elétrico equivalente da figura abaixo

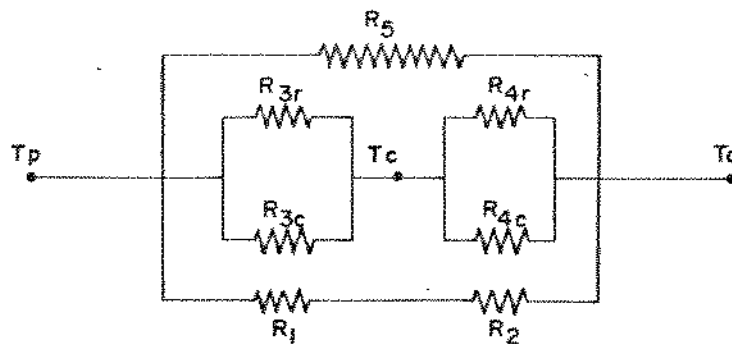


FIG.18

## CIRCUITO EQUIVALENTE

onde:

- $R_1$  - resistência a condução pelo isolante
- $R_2$  - resistência a convecção nas paredes laterais e do fundo
- $R_3$  - resistência a convecção e radiação entre a placa e a cobertura
- $R_4$  - resistência a convecção e radiação entre a cobertura e o ambiente
- $R_5$  - resistência a radiação entre a placa e o ambiente.

Cabe observar que:

1) No caso dos coletores planos convencionais a resistência  $R_2$  é muito pequena quando comparada a  $R_1$  e pode ser desprezada.

2) Para os coletores com cobertura de vidro a resistência  $R_5$  é muito grande devido ao efeito estufa e portanto pode ser retirada do esquema elétrico

As coberturas constituídas de resinas de poliester reforçadas com fibra de vidro apresentam características óticas idênticas às do vidro, conforme medidas por nós realizadas.

Da definição do coeficiente U temos

$$\text{Perdas} = UA(T_p - T_a)$$

$$\text{e } U = \frac{1}{R_p}$$

$$\text{com } \frac{1}{R_p} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_5}$$

$$\text{e } R_t = R_3 + R_4$$

$$\text{onde } R_1 = \frac{k_i}{e_i}$$

$$R_3 = \frac{1}{hc_3 + hr_3}$$

$$R_4 = \frac{1}{hc_4 + hr_4}$$

$$R_5 = \frac{1}{hr_5}$$

os coeficientes de transmissão de calor são calculados por

$$hr_3 = \frac{T(T_p + T_c)(T_{p^2} + T_{c^2})}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1}$$

$$hr_4 = \epsilon_c \sigma (T_c + T_{c'_{c\acute{e}u}}) + (T_{c^2} + T_{c'_{c\acute{e}u}^2}) \left( \frac{T_c - T_{c'_{c\acute{e}u}}}{T_c - T_a} \right)$$

já referenciado à diferença  $(T_c - T_a)$

$$hr_5 = \tau \epsilon_p \sigma (T_p + T_{p'_{c\acute{e}u}}) + (T_{p^2} + T_{p'_{c\acute{e}u}^2}) \left( \frac{T_p - T_{p'_{c\acute{e}u}}}{T_p - T_a} \right)$$

já referenciado à diferença  $(T_p - T_a)$

e com  $\tau =$  transmitância média da cobertura à radiação

ção emitida pela placa na temperatura  $T_p$

$$hc_4 = 5.7 + 3.8 Vv \quad [2]$$

o coeficiente  $hc_3$  pode ser calculado através da seguinte expressão empírica [6]

$$N_u = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{A} \right]^0 \left( 1 - \frac{1708xF}{A} \right) + \left[ \left( \frac{A}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^0$$

$$\text{com } A = R_a \cos(\delta) \quad R_a = \frac{\beta g \Delta T d^3}{\nu \bar{u}}$$

$$F = [\text{sen}(1.8\delta)]^{1.6}$$

$$[x]^0 = \frac{|x| + x}{2}$$

Observando as expressões anteriores vemos que  $U$  é função da temperatura de placa e da temperatura da cobertura. Mas, estas duas são, por sua vez, ou desconhecidas e então se conhece apenas as temperaturas do fluido e ambiente, ou como no caso deste estudo, interessa o comportamento de  $U$  explicitamente com a temperatura do fluido.  $T_c$  pode ser calculada a partir do esquema de figura 19, por

$$T_c = \frac{R_4 (T_p - T_a)}{R_t} + T_a$$

iterativamente pois  $R_4$  e  $R_t$  dependem de  $T_c$  e  $T_p$

$T_p$  pode ser calculada a partir do esquema

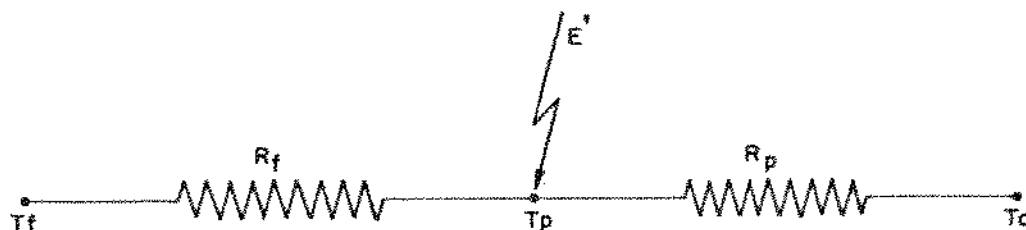


FIG.19

CIRCUITO EQUIVALENTE

onde  $R_f = \frac{A}{hA_i}$        $A_i = P_i x$

$h$  calculado a partir das expressões (2) ou (3) do texto principal

$E' = H\tau\alpha$  energia incidente sobre a placa absorvedora

Como, do balanço de energia temos

$$E' = H\tau\alpha = \frac{T_p - T_a}{R_p} + \frac{T_p - T_f}{R_f}$$

então

$$T_p = \frac{R_p R_f H\tau\alpha + R_f T_a + R_p T_f}{R_p + R_f}$$

calculada também de forma iterativa.



Assim, de posse dos dados construtivos do módulo do coletor, das propriedades físicas de seus constituintes e das características termodinâmicas do fluido térmico posso obter, para diferentes condições meteorológicas (insolação e temperatura ambiente), os valores de  $U$  para quaisquer regime de fluxo e temperatura do fluido.

O roteiro de cálculo torna-se mais compreensível pelo diagrama que segue.

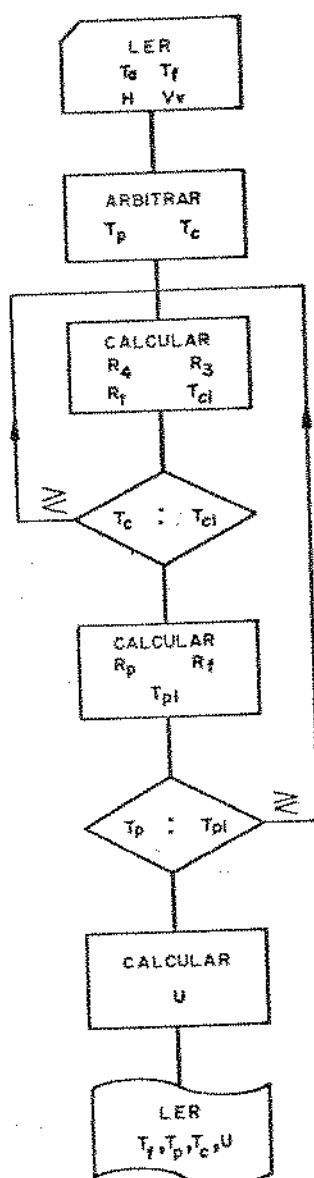


FIG. 20

DIAGRAMA DE CÁLCULO

## APÊNDICE III

## PERDA DE CARGA

## 1) Na Tubulação

Os campos de coletores tem normalmente a configuração retangular, com filas de coletores do mesmo comprimento. Com isto temos presumivelmente a mesma resistência hidráulica entre os extremos das séries para todas as filas. A fim de minimizarmos as diferenças de fluxo que ocorrem nas séries devido às distintas perdas no tubo distribuidor deveríamos adotar diâmetros com valores variando a cada intervalo. Com o intuito de evitar este oneroso procedimento vamos adotar um diâmetro para os tubos alimentadores, tal que a perda de carga seja muito pequena e de forma a assegurar ainda uma distribuição uniforme de fluxo na rede.

O método utilizado é o de adotar um fluxo pequeno - regime laminar - que resulte numa queda de pressão máxima  $k$  mca/100m de comprimento de tubo. O valor de  $k$  pode ser escolhido pelo projetista, por exemplo como o de 10 mca/100m de tubo.

O diâmetro poderá então ser calculado:

$$\Delta p = f \frac{2L}{D} \rho v^2 \quad L=100m \quad [N/m^2]$$

$$f = \frac{16}{Re}$$

$$\Delta p < k \text{ (mca)} = 10132.5k [N/m^2]$$

Então

$$\frac{32}{Re} \times \frac{\rho v^2}{Re} < 101.3k$$

$$\text{mas } v = \frac{4M}{\rho \pi D^2} \text{ e } Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Tomando o menor D

$$D = \sqrt[4]{\frac{4Mv}{2.49k}} \quad (28)$$

Definidos k, o fluído de trabalho e a vazão global do sistema teremos definido o diâmetro da tubulação de distribuição e coleta do fluído.

A perda de pressão nos tubos distribuidores de um sistema como o da figura 1 vale

$$\Delta P = k \frac{(2P+x)}{d \cdot 100}$$

## 2) No Sistema

A queda de pressão que ocorre nos coletores dá-se devido ao fluxo no interior de dutos; no caso dos coletores de líquido, geralmente providos de placas absorvedoras de estrutura tubular. Neste caso pode-se usar a expressão obtida por Churchill [7] para coeficientes de atrito, em qualquer regime e para tubos lisos ou não

$$f = 2 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{1.2} + \frac{1}{\left\{ \left[ 2.457 \ln \left( \frac{Re}{7} \right) \right]^{1.6} + \left[ \frac{37530}{12} \right]^{1.6} \right\}^{3/2}} \right]^{1/2}$$

como

$$\Delta p = f \frac{2\rho V^2}{d} x, \quad V = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2} \quad e \quad \frac{M\ell}{\dot{m}} = P$$

então

$$\Delta p = \frac{64}{\rho^2 \pi^2 d^5} \frac{M\ell}{P} \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\left\{ \left[ 2.457 \ell_n \left( \frac{Re}{7} \right)^{0.9} \right]^{16} + \left[ \frac{37530}{12e} \right]^{16} \right\}^{1/2}} \right]^{1/2} x$$

As perdas nos acoplamentos entre os coletores pode ser calculada como nos casos das perdas localizadas, através de um comprimento equivalente. Este comprimento deve ser avaliado para o módulo de coletor a ser empregado. Algebricamente,

$$\Delta p_a = \Delta p - rL = \Delta p r$$

onde  $r$  = número adimensional que dá o acréscimo de comprimento do módulo, equivalente às perdas nos seus acoplamentos

A partir das relações obtidas para as diversas perdas de carga do sistema, avalia-se a potência de bombeamento necessária para operar a planta nestas condições.

Sabe-se que

$$P_{pc} = \frac{\dot{m}}{e} (\Delta p + \Delta p_a) + \frac{M}{e} \Delta p_d$$

substituindo vem

$$P_{FC} = \frac{64}{\rho^2 v^2 d^5} \frac{\dot{M}^3 \ell^2}{P_c^2} \left[ \left[ \frac{8}{Re} \right]^{12} + \frac{1}{\left\{ \left[ 2.457 \ln \left( \frac{Re}{7} \right)^{0.9} \right]^{16} + \left[ \frac{37530}{Re} \right]^{16} \right\}^{3/2}} \right]^{1/2} x(1+r)$$

$$+ k \frac{(2P+x) \dot{M}}{100 P} = 10132.5 \quad [W]$$

com

$$Re = \frac{4 \dot{M} \ell}{\rho v d P}$$

## APÊNDICE IV

## PERDAS DE INÉRCIA

As perdas mensais por inércia devido às ocultações aleatórias podem ser calculadas segundo o modelo que se segue, sugerido por Pasquetti [8]

Discretizando o tempo de duração de uma passagem de nuvem tomemos o tempo mínimo de ocultação como sendo  $\Delta t$  em segundos

Portanto,

$$J = \frac{12 \times 3600}{\Delta t} = \text{número máximo de duração possível durante o dia.}$$

Calculando-se o tempo total acumulado de ocultações durante o mês como

$$t_n = 30 \times 12 \times 3600 \times \left(1 - \frac{n}{N}\right) \quad [s]$$

Assumindo por hipótese que a distribuição estatística das durações seja tal, que o tempo de não funcionamento devido às passagens de nuvens se reparte igualmente entre as ocultações de diferentes durações, o número de vezes, durante o mês, que ocorrerá a sombra de duração  $j\Delta t$  será:

$$\frac{t_n}{J} = \frac{1}{J\Delta t}$$

A perda durante todo o mês, será o produto da per-

da em cada duração pelo número em que ela ocorre durante o mês, que ocorre para cada duração de sombra. A perda global será a soma das perdas referentes a cada tempo de duração, sendo  $W(t)$  a perda devido à ocultação de duração  $(t)$ , então:

$$W_{io} = \sum_{j=1}^J \frac{t_n}{J} \frac{1}{j\Delta t} W(j\Delta t)$$

$$W_{io} = \frac{12 \times 3600}{\sum_{j=1} \Delta t} \frac{t_n}{12 \times 3600} \frac{1}{j} W(j\Delta t)$$

fazendo  $\Delta t =$  unidade de tempo

$$W_{io} = \sum_{j=1}^{43200} \frac{t_n}{43200} \frac{W(j)}{j}$$

$$\equiv \frac{t_n}{12 \times 3600} \int_0^{43200} \frac{W(j)}{j}$$

## APÊNDICE V

## CUSTOS

Para os cálculos empregados na obtenção da disposição mais conveniente dos coletores, torna-se necessário colocar os custos dos diversos componentes em função dos parâmetros a cujas variações estão sujeitos no projeto.

Discriminamos a seguir os valores de cada um dos custos encontrados em média no mercado no mês de agosto de 1980. Apenas para referência, neste mesmo período vigoravam as seguintes taxas de conversão:

LIBRA ESTERLINA:	Cr\$ 129.080
DOLAR	: Cr\$ 54.605
OURO	: Cr\$ 1297.20/g

## a. Custo do Coletor

O preço do coletor já é dado normalmente por unidade de área, principalmente quando é destinado a plantas industriais ou comerciais e aqui já incluem a mão de obra para instalação

$$C_c = 10800 \text{Cr\$}/\text{m}^2$$

## b. Custo da Tubulação

Os tubos tem seu preço tradicionalmente relacionado à unidade de massa e é claro, dependente da matéria prima. No entanto o parâmetro segundo o qual nos interessa a variação do preço da tubulação é, conforme já ficou explícito no texto, o seu diâmetro. Assim, houve necessidade de



fazer a conversão utilizando a tabela de dimensões e pesos dos tubos comerciais. Tomando as espessuras intermediárias para cada diâmetro chegamos aos valores plotados no gráfico da figura 21. Nos casos vistos as curvas se ajustaram bem à forma

$$CT = aD^b \quad (29)$$

com os seguintes valores

COBRE (540Cr\$/kg)	
a= 429.7	CT[Cr\$/m]
b= 1.750	D[in]

ALUMÍNIO (450 Cr\$/kg)	
a= 137.53	CT[Cr\$/m]
b= 1.4548	D[in]

### c. Custo do Isolamento

A tabela das empresas isoladoras apresentam os preços do isolamento de tubulações a espessura já incluindo os demais materiais de acabamento. Os preços do isolamento (tomando o mais utilizado: lã de vidro com espessuras fixas de 1", acabamento em alumínio corrugado fixo com fita e selo de alumínio de 1/2") fornecidos para os diferentes diâmetros encontram-se plotados na figura 22. Podem ser aproximadamente expressos por:

$$CIT = 154.0 + 33D \quad (30)$$

CIT[Cr\$/m]  
D[in]

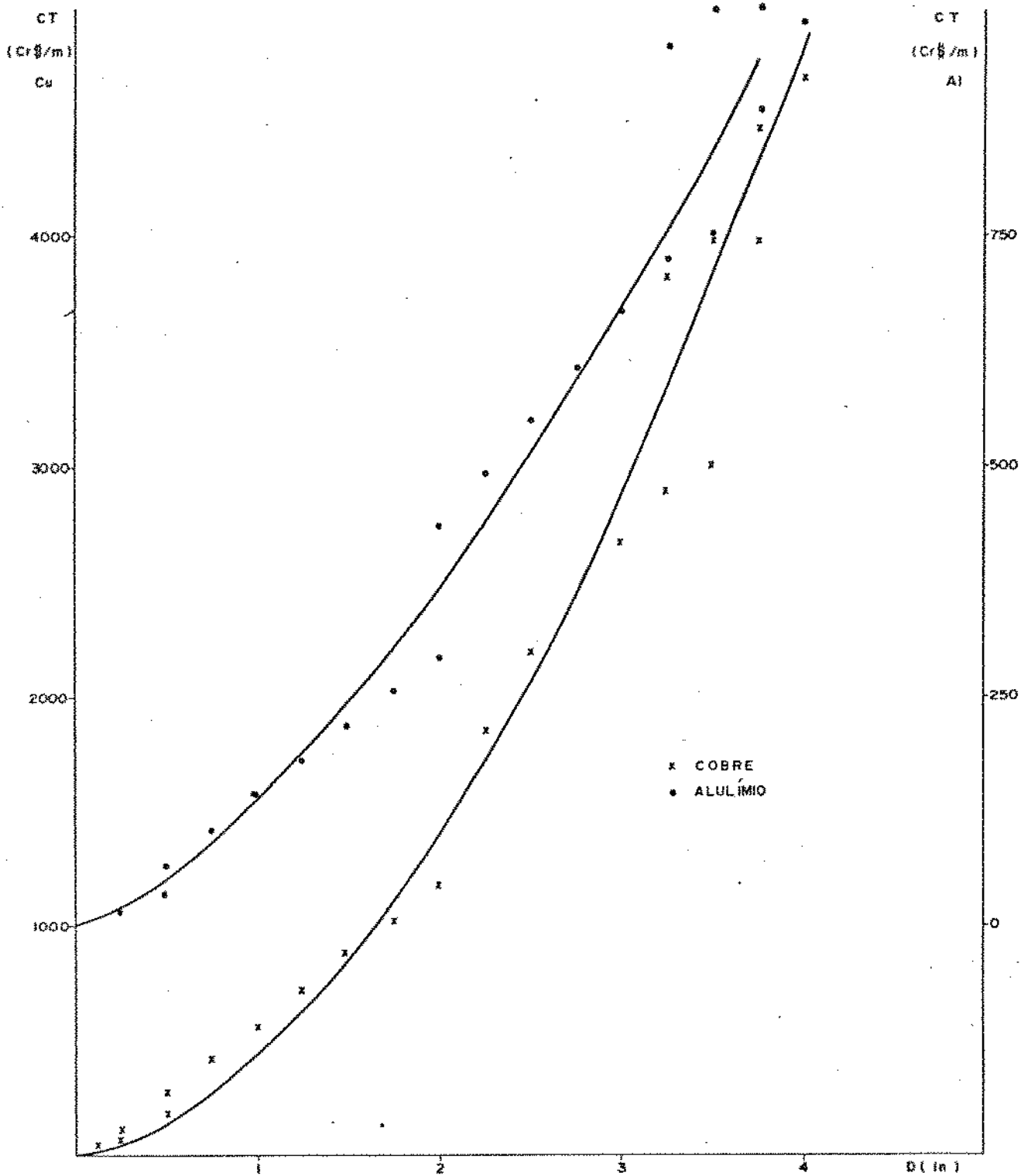


FIG. 21

PREÇO DOS TUBOS

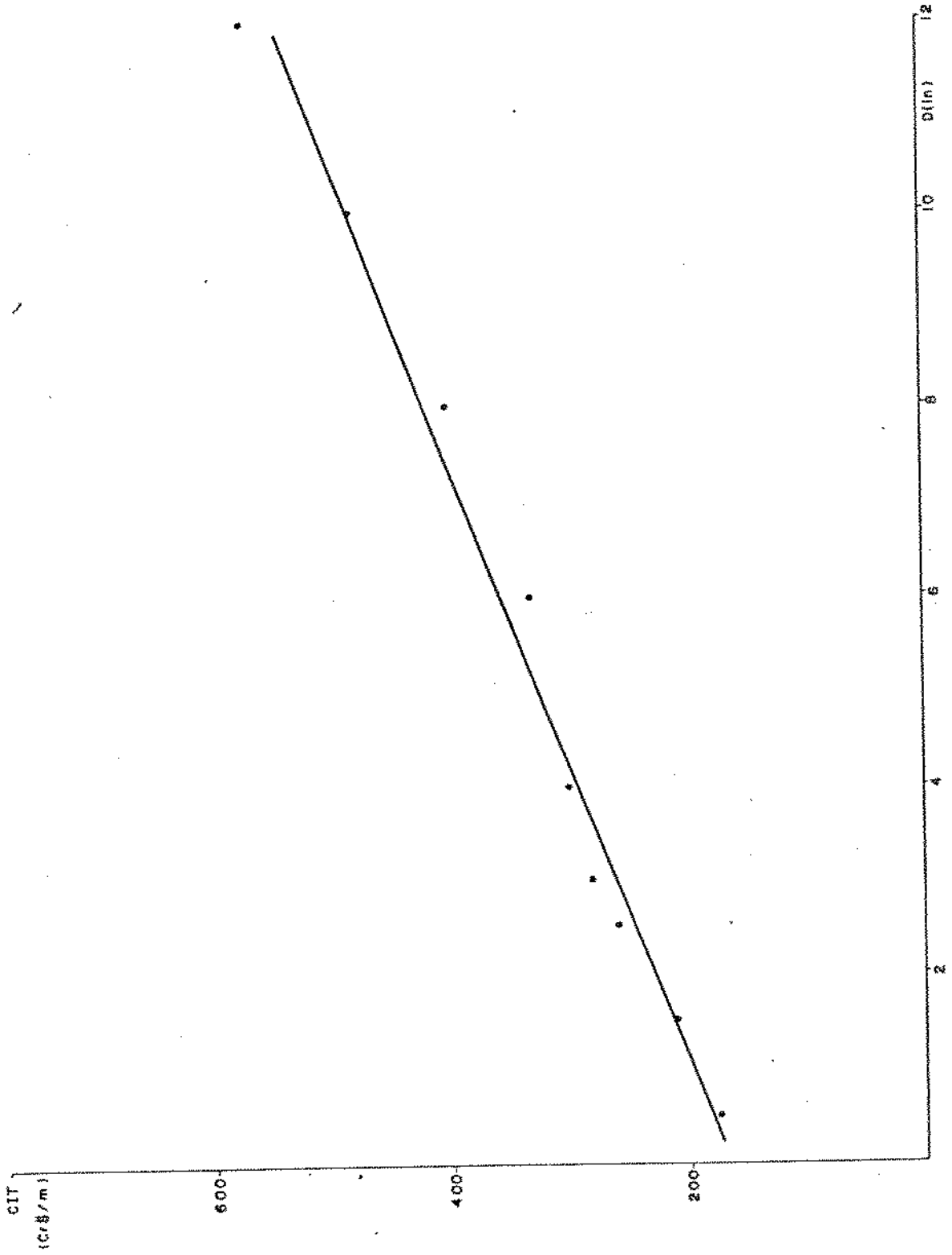


FIG. 22  
PREÇO DO ISOLAMENTO AGOSTO/80

## d - Custo da Bomba

Os valores levantados como preços para os conjuntos motor-bomba, plotados no gráfico da figura 23, confirmam a suposição inicial de um custo fixo acrescido de um custo variável com a potência para cada marca de bomba.

Assim temos:

MARCA KSB MOD.ETA	CBF=30500.00	[Cr\$]
(Diversos Bocais)	CBV=1400.00	[Cr\$/kw]

MARCA MARK MOD.ÚNICO	CBF=13200.00	[Cr\$]
	CBV=3100.00	[Cr\$/kw]

MARCA KOLBACH MOD.ÚNICO	CBF=3700.00	[Cr\$]
	CBV=2400.00	[Cr\$/kw]

## d - Custo da Energia Elétrica

O preço da energia elétrica é fixado nacionalmente e para o uso comercial, monofásico, incluindo o imposto, seu valor é de

$C_{el} = 3.5942$	[Cr\$/kw]
-------------------	-----------

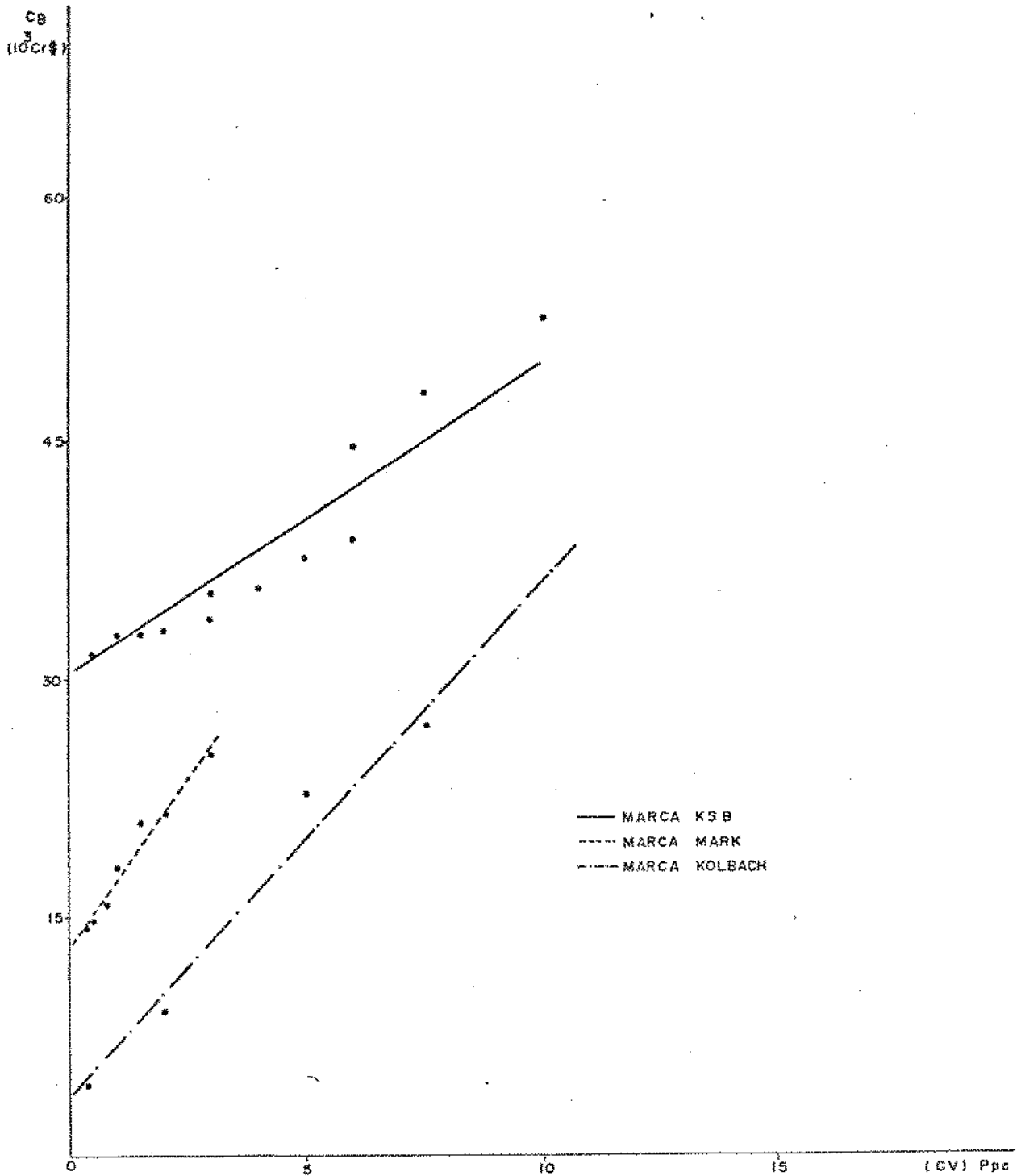


FIG. 23

PREÇO DA BOMBA AGOSTO/80

## APÊNDICE VI

## MEMORIAL DE CÁLCULO

CASO A

## 1. Dados

## 1.1 Projeto da Planta

demanda média de energia  $\bar{E}=250\text{kw}$

temperaturas médias do fluido

entrada:  $T_{fi} = 30^{\circ}\text{C}$

saída:  $T_{ff} = 60^{\circ}\text{C}$

## 1.2 Módulo do Coletor

Coletor escolhido: COLETOR I

dimensões:  $l=0.90\text{m}$   $L=6.00\text{m}$

cobertura: lâmina de poliéster reforçada com  
fibra de vidro

$\epsilon=0.88$   $\tau=0.85$   $m_p=8.42\text{kg}$   $C_p=1050\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$

isolante: poliuretano expandido

$e_i=0.024\text{m}$   $m_i=3.46\text{kg}$   $C_i=1200\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$

absorvedor: 6 chapas de alumínio com tubo ex-  
trudado, pintadas de preto fosco  
( $q=6$ )

$d=0.00925\text{m}$   $\epsilon=\alpha=0.95$

$d_{pc}=0.020\text{m}$   $m_{pa}=48.24\text{kg}$   $C_{pa}=896\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$

estrutura: perfis de alumínio

$m_e=20.75\text{kg}$   $C_e=896\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$

coeficiente global de perdas - médio do cálculo  
ou figura 8

$U= 9.7 \text{ W/m}^2^{\circ}\text{C}$

curva padrão de eficiência: adotaremos como válida a curva teórica disposta na figura 6.

### 1.3 Fluido Térmico

Nome: DOW Q2 1132 Tipo: óleo mineral

propriedades:

$$k_f = .1506 - 1.346 \times 10^{-4} T_f \quad [W/m^{\circ}C]$$

$$\rho = 967.5 - .841 T_f \quad [Kg/m^3]$$

$$C_p = 1.498 + 1.310 \times 10^{-3} T_f \quad [10^3 J/kg^{\circ}C]$$

$$v = 23.55 - .1748 T_f \quad [10^6 m^2/s]$$

Nota: nos cálculos usaremos os valores médios

$$C_p = 1557 J/kg^{\circ}C \quad \rho = 930 Kg/m^3$$

$$k_f = .144 W/m^{\circ}C \quad v = 15.6 \times 10^6 m^2/s$$

### 1.4 Custos

Os custos envolvidos no projeto serão calculados a partir dos preços levantados e já parametrizados conforme o disposto no apêndice V.

### 1.5 Condições Meteorológicas

O local da instalação foi considerado com sendo na cidade de Campinas, para o qual valem as seguintes condições [9]

TABELA V  
 CONDIÇÕES METEOROLÓGICAS

PERÍODO	$\bar{H}$ (w/m <sup>2</sup> )	N(h)	$n'/N$	T <sub>a</sub> (°C)
média anual	640.51	11.98	.62	20.6
fevereiro	753.82	12.73	.52	23.0
julho	497.00	10.74	.74	17.2

Nota: a temperatura ambiente acima refere -se a média das temperaturas diárias (períodos no turno e diurno). Para o período diurno somente consideramos um acréscimo de 4°C nos cálculos

## 2. Fluxo de Massa Global

$$\dot{M}C_p \Delta T_f = E \Rightarrow E = \frac{250000}{1557(60-30)} = 5.352 \quad [\text{kg/s}]$$

## 3. Cálculo das Disposições

Nota: Até o item 6 desta sequência faremos os cálculos para as condições da média anual

para cada módulo

$$T_f = T_{fi} + \frac{L \& H}{C_p} \frac{\eta}{\dot{m}}$$

$\eta$  fornecido pela expressão (4)



no caso em consideração

$$\frac{L\&H}{C_p} = 2.221 \quad [\varphi Cs/Kg]$$

$$B = T_a + \frac{H\tau\alpha}{U} = 77.826 \quad [\varphi C]$$

A seqüência de cálculos formulada no texto principal pode ser codificada numa calculadora programável. Segue um programa para a calculadora HP-97.

LBLA	77.826 <sub>c</sub>	DSP1	x
CLREG	-	RND	5.40 <sub>h</sub>
5.352	37.826 <sub>d</sub>	60 <sub>f</sub>	÷
÷	CHS	-	I
1/x	÷	x<0?	÷
STOA	RCLB	GTOB	DSP3
R/s	x	RCL1	PRINTx
STOB	RCLA	PRINTx	I
30 <sub>b</sub>	÷	30 <sub>b</sub>	DSPO
STO1	2.221 <sub>e</sub>	-	PRINTx
LBLB	x	RCLA	RTN
ISZ1	STO+1	x	
RCL1	RCL1	2.431 <sub>g</sub>	

as letras em índice assinalam os seguintes valores já substituídos no programa

$$a = \dot{M} \quad c = B \quad e = L\&H/C_p \quad g = C_p/H$$

$$b = T_{fi} \quad d = B - \overline{T_{fi}} \quad f = T_{ff} \quad h = \&L$$

e as sequências de entrada e saída são

ENTRADA

ler valor de P/l - pressionar A - aparece  $\dot{m}$  no display

ler valor de  $\bar{\eta}(\dot{m})$  - pressionar R/S

SAÍDA imprime no papel  $T_{ff}$  real

$\eta_s$

$x/L$

Os resultados obtidos estão na tabela

TABELA VI  
CONFIGURAÇÕES - CASO A

P/l	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$x/L$	$\eta_s$	$T_{ff}^{\text{real}}(^{\circ}\text{C})$
1	5.352	135	.536	60.0
2	2.676	70	.516	60.0
3	1.784	50	.485	60.2
4	1.338	39	.464	60.0
5	1.070	32	.455	60.2
6	.892	27	.446	60.0
7	.765	24	.435	60.4
8	.669	21	.431	60.1
9	.595	19	.425	60.2
10	.535	18	.414	60.9
11	.487	16	.417	60.1
12	.446	15	.410	60.6
13	.412	14	.407	60.7
14	.382	13	.405	60.6
15	.357	12	.407	60.4
16	.334	12	.393	61.3
17	.315	11	.397	60.8
18	.297	10	.402	60.0
19	.282	10	.393	61.0
20	.268	10	.382	61.7

4. Custos

#### 4.1 Do Capital

4.1.1 Custo do Coletor  $CC=10833.30$  [Cr\$/m<sup>2</sup>]

#### 4.1.2 Custo da Tubulação & Isolamento

assumindo  $k=10mca$ , da expressão (28) temos

$$D=.0428 [m] \quad \text{ou} \quad 1 \frac{3}{4} [in]$$

usando tubos de alumínio (fluido=óleo)  
da expressão (29)

$$CT=310.00 \quad [Cr\$/m]$$

fazendo o isolamento com fibra de vidro, 1" de es  
pessura, da expressão (30)

$$CIT=210.0 \quad [Cr\$/m]$$

#### 4.1.3 Custo do Acoplamento e Isolamento

Para o módulo do coletorem questão o custo do acoplamento e mais o seu isolamento é próximo a 5% do valor do môdu  
lo ( $p=0.05$ )

$$CTA + CIA= 3250.00 \quad [Cr\$]$$

#### 4.1.4 Custo da Bomba

Selecionando a marca KSB de bombas temos

rendimento estimado  $\eta_B = 60\%$

custo da bomba =  $30500 + 2333.30P_{pc}$  [Cr\$]

Para o COLETOR I avaliamos a perda de carga em cada acoplamento como equivalente à corrida em 1/5 do seu comprimento, ou seja,  $r=0.2$

A perda de carga total na planta, já computando todos os parâmetros conhecidos na expressão (8), será

$$P_{pc} = 458.266 \frac{x}{P^2} \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\left\{ \left[ 2.2113 \ln \left( \frac{Re}{7} \right) \right]^{16} + \left[ \frac{37530}{Re} \right]^{16} \right\}^{3/12}} \right]^{1/12} + 5.8 \times 10^{-3} (2P+x)$$

[kw]

$$\text{com } Re = 7616.7 \times \frac{1}{P}$$

4.1.5 O investimento inicial pode então ser avaliado, tomando-se  $t=1.1$  na expressão (5)

$$I = 10833.30Px + 572.00(2P+x) + 601.80P(x+6) + 30500.00 + 2333.30P_{pc} \quad [\text{Cr\$}]$$

e o custo do capital, assumindo um juro equivalente

ao juro bancário do dia,  $i=42\%$  ao ano, e uma vida útil para o equipamento de 15 anos temos de (9)

$$C_1 = 0.035072 I \quad [\text{Cr\$}]$$

#### 4.2 De Operação

O custo mensal de operação tomando os valores de  $t_f = n' \times 30$  e o preço da energia elétrica

$$C_o = 1334.8 P_{pc} \quad [\text{Cr\$}]$$

### 5. Energia Fornecida

#### 5.1 Perdas Térmicas

fibra de vidro - condutividade =  $0.34 \text{ w/m}^\circ\text{C}$   
das expressões (14) e (15)

$$U = \frac{2\pi \times 0.034}{t \ln\left(\frac{3.75}{1.75}\right)} = .280 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

e

$$U_a = .1610 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

então da expressão (13)

$$PT = 14.8P + 1.4x + 0.60Px$$

[W]

## 5.2 Perdas por inércia

### 5.2.1 devido as ocultações

dos dados do coletor e expressões (17) e (18)

$$(mc)_e = 71.19 \times 10^3$$

$$\lambda = 7.55 \times 10^{-4}$$

[J/°C]

[s<sup>-1</sup>]

na expressão (19)

$$W_{io} = \frac{-30 \times 11.98 \times (1 - .62)}{12} \times 71.19 \times 10^3 \left( 50 - \frac{150}{9.7} - 25 \right) \sum_{r=1}^{\infty} \frac{(-1)^r (32.62)^r}{r \times r!}$$

a série que aparece acima é absolutamente convergente, porém pode envolver grande número de termos e apresentar problemas de propagação de erros, dependendo do valor de  $\lambda$ . Para calculá-la usamos os seguintes programas:

1- Calculadora HP-97.

Programa próprio para valores de  $43200 \times \lambda$  até 20.0 e resultados com incerteza a partir do 4º algarismo

LBLA	I	RCL2
CLREG		
LBLB	X	$x \rightarrow y$
ISZI	$\div$	STO+2
20 <sub>a</sub>	1	$x \rightarrow y$
I	CHS	RCL2
$Y^x$	I	$x \neq y?$
I	$Y^x$	GTOB
N!	x	RTN

Para o início da execução basta pressionar A e o valor do display no final será o valor da série.

## 2- Linguagem FORTRAN

Para quaisquer valores de  $43200 \leq x \leq \lambda$

```

DOUBLE PRECISION  SOMA, XMULT, B, C
N=1
SOMA=(-1.DO)*(32.616a DO)  (I)
DO 500  N=2,1500
X MULT= 1.DO
DO 4 I=2,N

4  XMULT=XMULT*(32.616aDO/I)
B=(-1.DO)**N)*XMULT*(32.616a DO/N)
C= SOMA
SOMA= SOMA + B
IF(SOMA-C) 500,20,500
500 CONTINUE

20 WRITE (5,50) SOMA
50 FORMAT(3,D20.10)
STOP
END

```

Nota: Em ambos os programas os valores com índice a são os equivalentes aos  $43200 \times \lambda$  já embutidos nos programas

Abaixo seguem alguns valores obtidos

TABELA VII  
VALORES DAS SÉRIES

$43200 \times \lambda$	SÉRIE
16.17	-3.3604
20.	-3.5729*
25.	-3.7960
32.616	-4.0620

\* Na calculadora 3-5733

Voltando à expressão da inércia, temos então

$$W_{i0} = 31.3841 \times 10^6 \quad [J]$$

5.2.2 Devido às noites

$$W_{in} = 30 \times 71.19 \times 10^3 \times (50 - 25) = 53.3925 \times 10^6 \quad [J]$$

A perda por inércia no mês médio será

$$W_{i0} = 84.7766 \times 10^6 \quad [J]$$



e finalmente a energia fornecida pode ser dada como

$$E = 513.805 \eta_g P x - 11.872 P - 16.181 P x - 1.123 x$$

[ $10^6 \text{J}$ ]

## 6. Custo Unitário da Energia

Este custo poderá ser obtido fazendo os cálculos através das expressões anteriores, para cada opção. Rotinizamos o cálculo através de um programa para calculadora, que segue

ENTRADA: valor de P, ENTER, valor de  $x$ , ENTER, valor de  $\eta_g$

INÍCIO: pressionar A

SAÍDA: valor de C no display

além deste, posso chamar os seguintes valores nas memórias

BLOCO	VALOR	MEMÓRIA
a	Investimento nos coletores	5
b	Investimento na Tubulação e Isolamentos	6
c	Investimento na Bomba	7
	" total	4
d	Custo do Capital	8
e	Custo de Operação	9
f	Energia Fornecida	2

PROGRAMA:

LBLA	+	RCLB	RCLA
STOA	12	+	513.805
R↓	$y^x$	572.0	x
STOB	RCLB	x	RCLC
R↓	x	RCLB	x
STOC	RCLC	6	RCLB
7616.7	$x^2$	+	x
÷	÷	RCLC	RCLC
1/x	458.266	x	11.872
STOD	x	601.8	x
7	RCLC	x	-
÷	2	+	RCLC
ln	x	STO6	RCLB
2.2113	RCLB	+	x
x	+	RCLE	16.181
16	5.8	2333.3	x
$y^x$	EEX	x	-
37530	3	30500	1.123
RCLD	CHS	+	RCLB
÷	x	STO7	x
16	+	+	-
$y^x$	STOE	STO4	1
+	RCLC	0.035072	EEX
1.5	RCLB	x	6
$y^x$	x	STO8	x
1/x	10833.3	RCLE	STC2
8	x	1334.8	RCL1
RCLD	STO5	x	÷
÷	RCLC	STO9	1/x
12	2	+	PRINTx
$y^x$	x	STO1	RTN

Executando o programa completamos a matriz

TABELA VIII

## RESULTADOS - CASO A

P	x	INVESTIMENTO			CUSTOS		
		COLETORES (10 <sup>6</sup> Cr\$)	TUBOS & (10 <sup>3</sup> Cr\$)	BOMBA (10 <sup>3</sup> Cr\$)	Ci (10 <sup>3</sup> Cr\$)	Co (10 <sup>3</sup> Cr\$)	C (10 <sup>-6</sup> Cr\$/J)
0.9	810	7.90	906	4380	462	2490	15.7
1.8	420	8.19	704	727	337	399	3.92
2.7	300	8.77	672	263	341	133	2.51
3.6	234	9.13	658	107	347	44.1	2.09
4.5	192	9.36	651	81.1	354	29.1	2.04
5.4	162	9.48	645	66.5	357	20.6	2.03
6.3	144	9.83	658	58.3	370	15.9	2.05
7.2	126	9.83	652	52.1	369	12.3	2.05
8.1	114	10.0	659	48.1	376	10.1	2.07
9.0	108	10.5	690	45.7	395	8.7	2.12
9.9	96	10.3	674	43.0	386	7.1	2.09
10.8	90	10.5	688	41.4	395	6.2	2.12
11.7	84	10.6	695	40.0	399	5.4	2.14
12.6	78	10.6	696	38.8	399	4.8	2.14
13.5	72	10.5	690	37.8	395	4.2	2.13
14.4	72	11.2	734	37.5	421	4.0	2.21
15.3	66	10.9	718	36.7	410	3.5	2.18
16.2	60	10.5	696	35.9	395	3.1	2.15
17.1	60	11.1	733	35.7	417	3.0	2.21
18.0	60	11.7	770	35.5	439	2.9	2.27

7. Verificação: mês fevereiro

Tomando a mesma disposição para cada opção:

$\dot{m}$  e  $\dot{M}$  permanecem inalterados

$\eta_s$  e  $T_{ff}$  real podem ser calculados por programa

Como:

$$\frac{L\lambda H}{C_p} = .2614 \quad [\text{°CS/kg}]$$

$$C_p/H = 2.065 \quad [\text{s}^3/\text{m}^3]$$

$$B = Ta + H\tau\alpha/U = 89.171 \quad [\text{°C}]$$

PROGRAMA:

LBLA	RCL1	x	2.065
CL REG	89.171	STO+1	x
STOA	-	I	5.4
R+	49.171	RCL2	÷
STOB	CHS	x>y	DSP3
R+	÷	GTOB	PRINTx
STO2	RCLB	RCL1	RCL1
30	x	30	DSP1
STO1	RCLA	-	PRINTx
LBLB	÷	RCLA	RTN
I5ZI	2.614	x	

COM ENTRADA: valor de  $x/L$ , ENTER, valor de  $\bar{\eta}(\dot{m})$ , ENTER, valor  $\dot{m}$

INÍCIO: A

SAÍDA: valor de  $T_{ff}$  real, valor  $\eta_s$

Obtemos então o quadro:

TABELA IX  
CONFIGURAÇÕES -VARIANTE CASO A

P/l	$x/L$	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$\eta_s$	$T_{ff}^{\text{real}}(^\circ\text{C})$
1	135	5.352	.530	65.0
2	70	2.676	.511	64.9
3	50	1.784	.480	65.2
4	39	1.338	.459	65.0
5	32	1.070	.450	65.2
6	27	.892	.441	64.9
7	24	.765	.431	65.3
8	21	.669	.426	65.0
9	19	.595	.421	65.1
10	18	.535	.410	66.1
11	16	.487	.412	65.4
12	15	.446	.405	65.6
13	14	.412	.403	65.8
14	13	.382	.400	65.6
15	12	.357	.402	65.3
16	12	.334	.389	65.5
17	11	.315	.392	65.8
18	10	.297	.397	64.9
19	10	.282	.388	66.0
20	10	.268	.379	66.9

O investimento e o custo do capital permanecem inalterados

O custo da operação muda para

$$C_o = 1189.6$$

[Cr\$]

A energia fornecida fica

$$E=538.918 \eta_s P x - 9.523 P x - 21.765 P x - .601 x \quad [10^6 J]$$

Fazendo as devidas alterações no programa de cálculo e executando-o obtemos:

TABELA X  
RESULTADOS -VARIANTE CASO A

P (m)	x (m)	$C_i$ ( $10^3$ Cr\$)	$C_o$ ( $10^3$ Cr\$)	C ( $10^{-6}$ Cr\$/J)
0.9	810	462	2220	14.0
1.8	420	337	350	3.62
2.7	300	340	120	2.40
3.6	234	347	39	2.03
4.5	192	354	26	1.99
5.4	162	357	18	1.99
6.3	144	370	14	2.01
7.2	126	369	11	2.02
8.1	114	376	9.0	2.03
9.0	108	395	7.7	2.08
9.9	96	386	6.3	2.06
10.8	90	395	5.5	2.10
11.7	84	399	4.8	2.11
12.6	78	399	4.3	2.12
13.5	72	395	3.7	2.11
14.4	72	421	3.6	2.18
15.3	66	410	3.1	2.16
16.2	60	395	2.8	2.13
17.1	60	417	2.7	2.18
18.0	60	439	2.6	2.24

CASO B

## 1. Dados

## 1.1 Projeto de Planta

$$\bar{E} = 500 \text{kw}$$

$$T_{fi} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{ff} = 65^\circ\text{C}$$

## 1.2 Módulo do Coletor

Coletor Escolhido: COLETOR II

dimensões:  $L=1.00\text{m}$        $\ell=1.90\text{m}$

cobertura: médio plano    espessura:  $0.004\text{m}$

$$\epsilon=.88 \quad \tau=0.9 \quad m_p=19.8\text{Kg} \quad C_p=840\text{J/Kg}^\circ\text{C}$$

isolante: lã de vidro

$$e_i=0.050\text{m} \quad m_i=20.0\text{kg} \quad C_i=670\text{J/kg}^\circ\text{C}$$

absorvedor: 8 placas de alumínio com tubo de cobre embutido, pintadas de preto fosco

$$q=8 \quad d=0.0136 \quad \alpha=\epsilon=.95$$

$$d_{pc}=0.014 \quad m_{pa}=11.8\text{kg} \quad C_{pa}=896\text{J/kg}^\circ\text{C}$$

$$m_{cu}=4.5\text{kg} \quad C_{cu}=380\text{J/kg}^\circ\text{C}$$

estrutura: perfis de alumínio

$$m_e=3.90\text{kg} \quad C_e=896\text{J/kg}^\circ\text{C}$$

Coefficiente global de perdas (médio):  $9.3\text{W/m}^2^\circ\text{C}$

Curva padrão de eficiência: teórica disposta na figura 7

## 1.3 Fluido Térmico: água

propriedades (na faixa 20-100°C)

$$k_f = .5824 + .00105T_f \quad [W/m\text{°}C]$$

$$\rho = 1009.17 - 0.536T_f \quad [kg/m^3]$$

$$C_p = 4190 \text{ (cte)} \quad [J/kg\text{°}C]$$

$$\nu = 2.319 - 0.445T_f \quad [10^6 m^2/s]$$

valores médios:

$$k_f = .65 \text{ W/m}\text{°}C \quad \rho = 990 \quad kg/m^3$$

$$C_p = 419 \text{ J/kg}\text{°}C \quad \nu = .54 \times 10^6 \quad m^2/s$$

#### 1.4 Custos

Da mesma forma que no Caso A

#### 1.5 Local: Campinas - como no Caso A

### 2. Fluxo de Massa Global

$$\dot{M} = 2.983 \quad [Kg/s]$$

### 3. Disposições

$$\frac{L\lambda H}{C_p} = .290 \quad [^\text{°}C s/kg]$$

$$\frac{C_p}{H} = 6.542 \quad [s^3/m^3]$$

$$B = 83.886 \quad [^\text{°}C]$$



Usando o programa do Caso A devidamente modificado  
obtemos

TABELA IX  
CONFIGURAÇÕES - CASO B

P/l	$x/L$	$\dot{m}$ (kg/s)	$\eta_s$	$T_{ff}^{real}$ (°C)
1	739	2.983	.555	65.0
2	371	1.492	.554	65.0
3	248	.944	.552	65.0
4	187	.746	.549	65.0
5	151	.597	.545	65.1
6	127	.497	.541	65.1
7	109	.426	.539	65.0
8	96	.373	.535	65.0
9	86	.331	.531	65.0
10	78	.298	.527	65.0
11	72	.271	.521	65.2
12	66	.248	.518	65.0
13	62	.229	.512	65.2
14	58	.213	.508	65.2
15	54	.199	.507	65.0
16	51	.186	.504	65.0
17	49	.175	.497	65.3
18	46	.166	.497	65.1
20	42	.149	.491	65.2

#### 4. Custos

##### 4.1 Do Capital

## 4.1.1 Do Coletor

$$CC=10833.30 \quad [\text{Cr}\$/\text{m}^2]$$

## 4.1.2 Da Tubulação

$$k=5\text{mca} \rightarrow D=.75 \text{ in}$$

$$\text{Tubos de Cobre} \rightarrow CT=260.00 \quad [\text{Cr}\$/\text{m}]$$

Do isolamento da Tubulação

$$\text{o mesmo do } \underline{\text{Caso A}} \rightarrow CIT=180.00 \quad [\text{Cr}\$/\text{m}]$$

## 4.1.3 Do Acoplamento e seu isolamento

$$p=0.04 \rightarrow CTA+CIA=430.30 \quad [\text{Cr}\$]$$

## 4.1.4 Da bomba

$$\text{marca KSB: } \eta_B=60\%$$

$$CBF=30500.00 \quad CBV=1400.00$$

$$\text{COLETOR II: } r=0.5$$

$$P_{pc} = 8.847 \frac{x}{P^2} \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{1.2} + \frac{1}{\left\{ \left[ 2.2112 \ln \left( \frac{Re}{7} \right) \right]^{1.6} + \left( \frac{37530}{Re} \right)^{1.6} \right\}^{3/2}} \right]^{1/2} + 1.58 \times 10^{-3} (2P+x)$$

[kw]

$$\text{com } Re = 65298.8x \frac{1}{P}$$

#### 4.1.5 Investimento Inicial

com  $t=1.1$  temos:

$$I = 10833.30Px + 484.00(2P+x) + 71.72P(x+1.9) + 30500.00 + 2333.30P_{pc}$$

e o custo do capital, tomando as mesmas taxas financeiras do Caso A

$$C = 0.035072x I \quad [\text{Cr\$}]$$

#### 4.2 De Operação

$$\text{Identicamente } C_o = 1334.8 P_{pc} \quad [\text{Cr\$}]$$

### 5. Energia Fornecida

#### 5.1 Perdas Térmicas

$$U_t = .1644$$

$$U_a = .1374$$

então

$$P_T = 9.32P + 1.45Pz$$

## 5.2 Perdas por Inércia

### 5.2.1 nas ocultações

$$(mc)_e = 47.21 \times 10^3 \quad [J/^\circ C]$$

$$\lambda = 3.74 \times 10^{-4} \quad [s^{-1}]$$

então

$$\text{valor de } \sum_{r=1}^{\infty} \frac{(-1)^r (43200 \times \lambda)^r}{r r!} = -3.3604$$

e

$$W_{i0} = 16.0168 \times 10^6 \quad [J]$$

### 5.2.2 nas noites

$$W_{in} = 42.4890 \times 10^6 \quad [J]$$

$$W_i = 58.5058 \times 10^6 \quad [J]$$

finalmente

$$E = 513.805 \eta_s P_x - 31.956 P_x - 7.476 P \quad [10^6 J]$$

## 6. Custo Unitário

Alterando devidamente o programa para média anual do Caso A e executando-o obtemos:

TABELA XII

### RESULTADOS - CASO B

P (m)	x (m)	INVESTIMENTOS			CUSTOS		
		COLETORES ( $10^6$ Cr\$)	TUBOS & ( $10^3$ Cr\$)	BOMBA ( $10^3$ Cr\$)	Ci ( $10^3$ Cr\$)	Co (Cr\$)	C $10^6$ Cr\$/J
1	1404.1	15.2	781	107	565	43500	1.71
2	704.9	15.3	444	43.5	553	7440	1.57
3	471.2	15.3	333	35.7	550	2950	1.55
4	355.3	15.4	278	33.4	551	1650	1.56
5	286.9	15.5	247	32.4	555	1100	1.56
6	241.3	15.7	227	31.9	559	827	1.57
7	207.1	15.7	212	31.6	559	658	1.58
8	182.4	15.8	202	31.5	563	551	1.59
9	163.4	15.9	194	31.3	567	519	1.60
10	148.2	16.1	189	31.2	571	427	1.62
11	136.8	16.3	186	31.2	579	391	1.64
12	125.4	16.3	182	31.1	579	359	1.65
13	117.8	16.6	181	31.1	589	338	1.67
14	110.2	16.7	179	31.1	594	320	1.68
15	102.6	16.7	177	31.0	592	303	1.69
16	96.9	16.8	176	31.0	596	291	1.70
17	93.1	17.1	177	31.0	609	284	1.72
18	87.4	17.0	175	31.0	605	274	1.72
20	79.8	17.3	175	31.0	614	262	1.75