

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

ANÁLISE TÉRMICA DE UM COLETOR
CILÍNDRICO-PARABÓLICO

Autor: Marcelo Moreira Ganzarolli
Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto C. Altemani

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas da UNICAMP como parte dos requisitos necessários à obtenção do Título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

JULHO/1982

Para

Elaine e Marcela

AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos ao Prof. Dr. Carlos Alberto C. Altmani pela segura e dedicada orientação dada no decorrer deste estudo.

Agradeço também a inestimável colaboração do desenhista Wilton Furquin e do serviço de datilografia da Yoshiko Hashimoto pelo empenho demonstrado na fase final de elaboração deste trabalho.

ÍNDICE

	<u>PÁG.</u>
I - INTRODUÇÃO	01
II - PARÂMETROS ÓTICOS E GEOMÉTRICOS DE UM COLETOR CILÍNDRICO -PARABÓLICO	03
1 - Apresentação	03
2 - Parâmetros e variáveis de um coletor cilíndrico-para bólico	04
3 - Fator de interceptação Y	07
4 - A função $F(\alpha)$	22
5 - A função $F(\beta)$	24
6 - Observações sobre o modelo empregado	26
III - ANÁLISE DE PERDAS TÉRMICAS	28
1 - Considerações iniciais	28
2 - Cálculo das perdas térmicas pelo tubo absorvedor ...	28
3 - Efeito do espaçamento λ	34
4 - Uso de superfície seletiva no absorvedor	38
5 - Distribuição da energia incidente	38
IV - OTIMIZAÇÃO DE UM COLETOR CILÍNDRICO-PARABÓLICO	45
1 - Eficiência térmica e parâmetros de otimização	45
2 - Influência do diâmetro do tubo absorvedor	45
3 - Influência do ângulo de abertura	48
4 - Método utilizado para a otimização	51
5 - Notas sobre otimização de um coletor cilíndrico-para bólico	58
V - SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO HORÁRIO DE UM COLETOR PARA A RE- GIÃO DE CAMPINAS	59
1 - Características e orientação do coletor	59
2 - Simulação horária	61
3 - Comparação com resultados experimentais	61

VI -	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES FINAIS	68
VII -	REFERÊNCIAS	69
	APÊNDICE 1 - CÁLCULO DE $F(\alpha)$	71
	APÊNDICE 2 - EXPRESSÕES DE PROPRIEDADES PARA O CÁLCULO DAS PERDAS TÉRMICAS	77
	APÊNDICE 3 - LISTAGEM DOS PROGRAMAS DE COMPUTADOR	80

R E S U M O

É feita uma análise térmica e discussão dos parâmetros que influem na eficiência de um coletor cilíndrico-parabólico , incluindo a comparação de resultados experimentais da literatura com o modelo de análise empregado.

Neste trabalho, inclui-se a elaboração de um procedimento geral de otimização do ganho útil de calor do coletor, que considera as condições de operação, ambientais e a radiação solar a que está submetido.

I - INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como objetivo a análise térmica de um coletor cilíndrico-parabólico, que inclui a determinação do comportamento ótico do sistema refletor-absorvedor, o cálculo das perdas térmicas pela superfície do absorvedor e a determinação das condições ótimas de operação de um coletor cilíndrico-parabólico.

É feito um estudo dos parâmetros e variáveis óticas importantes na avaliação da eficiência ótica do coletor, incluindo a elaboração de um modelo teórico de cálculo para determinação da fração da energia incidente especularmente refletida que é interceptada pelo absorvedor. A partir deste modelo é também estudado o efeito do erro de apontamento introduzido pelo mecanismo de seguimento utilizado para acompanhamento do sol.

O cálculo das perdas térmicas é feito supondo-se o tubo absorvedor envolvido por um tubo de vidro não evacuado para diminuir as perdas de calor da superfície absorvedora para o meio ambiente. É verificada a influência do diâmetro interno do tubo de vidro nas perdas térmicas pela superfície do absorvedor com o objetivo de minimizar seu valor. Determina-se dessa forma o melhor dimensionamento do tubo de vidro nas condições de operação estudadas, supondo-se condições ambientais médias iguais às da região de Campinas. O uso de superfície seletiva no absorvedor também é analisado com o objetivo de diminuir as perdas de calor por radiação.

Um procedimento geral de otimização do ganho útil de calor do coletor foi elaborado, de modo a minimizar a soma das perdas óticas e térmicas. É estudada a influência do diâmetro do absorvedor e da geometria da superfície refletora na maximização da energia útil coletada. Foi possível, a partir deste estudo, apresentar gráficos que fornecem as características geométricas ótimas do sistema refletor-absorvedor, conhecidos os parâmetros óticos envolvidos bem como as condições de operação, ambientais e de insolação.

Foi simulado o desempenho horário em diversos períodos do ano para um coletor construído no Laboratório de Energia Solar do DEM. A variação horária da eficiência foi simulada para diferentes orientações do eixo do coletor, suposto na posição horizontal.

Duas comparações foram feitas com valores experimentais obtidos da literatura. A primeira refere-se ao efeito de erro de apontamento do coletor para o sol, indicado pela função $F(\beta)$, mostrada no Capítulo II. A segunda baseia-se em resultados de desempenho de um coletor cilíndrico-parabólico e está mostrada no Capítulo V. Os resultados de ambas comparações são suficientemente bons para corroborar a validade do método de análise desenvolvido. Foram feitas também comparações satisfatórias entre os resultados do método utilizado para o cálculo das perdas térmicas do tubo absorvedor e os resultados obtidos de uma pesquisa básica de perda de calor num espaço anular, da literatura, no Capítulo III.

II - PARÂMETROS ÓTICOS E GEOMÉTRICOS DE UM COLETOR CILÍNDRICO-PARABÓLICO

1 - Apresentação

Neste capítulo são analisados os parâmetros importantes na avaliação da eficiência ótica do coletor, que é uma medida da capacidade do sistema de concentrar e absorver o fluxo de radiação direto normal incidente.

A energia absorvida por unidade de área de abertura pelo tubo absorvedor num coletor cilíndrico-parabólico pode ser expressa como

$$Q_{abs} = I_{dn} \cdot \rho \cdot \alpha_s \cdot \tau \cdot Y \cdot F(\alpha) \cdot F(\beta)$$

onde:

- I_{dn} - fluxo de energia direta normal, isto é, fluxo da componente direta de radiação solar medida numa superfície normal aos raios solares;
- ρ - refletância especular da superfície refletora;
- α_s - absorptância da superfície externa do tubo absorvedor;
- τ - transmitância do tubo de vidro;
- Y - fator de interceptação;
- $F(\alpha)$ - função que combina os efeitos do ângulo de incidência;
- $F(\beta)$ - função do erro de apontamento.

Supondo perdas térmicas nulas (temperatura de operação do absorvedor próxima do ambiente) a eficiência ótica do coletor é definida como

$$\eta_{op} = \frac{Q_{abs}}{I_{dn}}$$

Ou seja, utilizando a relação anterior para Q_{abs} ,

$$\eta_{op} = \rho \cdot \alpha_s \cdot \tau \cdot Y \cdot F(\alpha) \cdot F(\beta)$$

Nota-se que foi usado na definição da eficiência ótica o fluxo de energia direto normal I_{dn} , porque o coletor opera apenas com a componente direta da radiação solar.

2 - Parâmetros e variáveis de um coletor cilíndrico-parabólico

A Fig. II-1 ilustra um fluxo incidente direto normal I_{dn} na área de abertura A_a , formando um ângulo de incidência α com a normal à área de abertura.

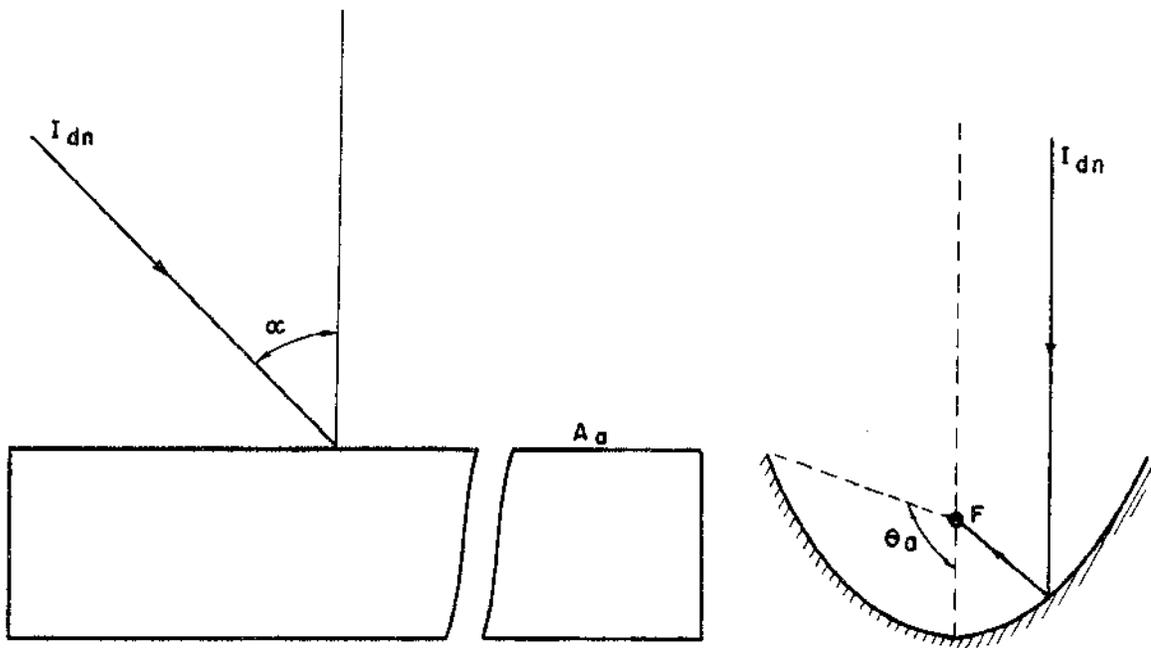


Fig.II-1 - Fluxo incidente com ângulo α na área de abertura.

Nota-se também o ângulo de abertura θ_a formado pelo eixo da parábola com a linha que une um ponto da linha focal à extremidade da superfície refletora.

Por operar com a componente direta da radiação solar o coletor cilíndrico-parabólico necessita de um mecanismo de apontamento para o sol. No caso ilustrado na Figura II-1 o apontamento é ideal, com o sol no plano definido pelo eixo da parábola e a linha focal. Quando esse apontamento não é perfeito ocorre um erro angular médio de apontamento β , conforme ilustra a Figura II-2.

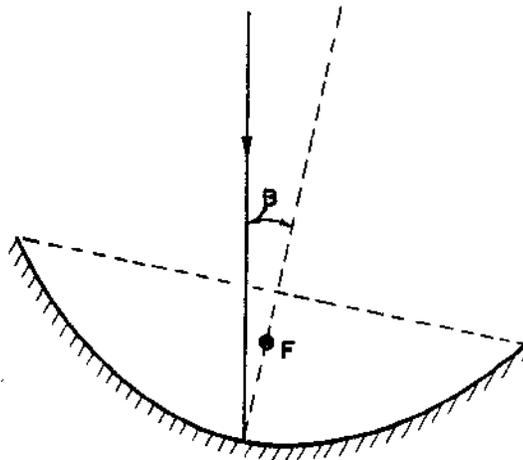


Fig.II-2 - Erro de apontamento β .

Outros parâmetros usados no estudo são a abertura W e a distância focal f . Esta última é relacionada com a distância r de um ponto da superfície refletora na posição θ ao foco por

$$r = \frac{2f}{1 + \cos\theta}$$

A distância focal e a abertura do refletor são relacionados por

$$\frac{4f}{W} = \frac{1 + \cos \theta_a}{\text{sen } \theta_a}$$

A Figura II-3 ilustra esses parâmetros.

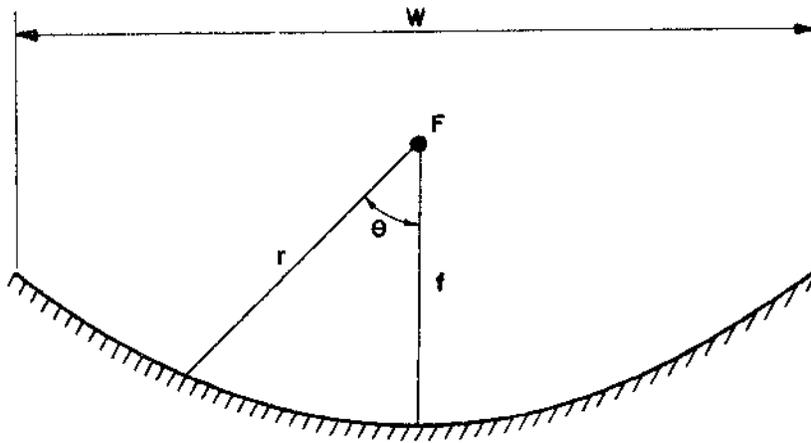


Fig.II-3 - Distância focal e abertura do coletor.

No presente estudo a abertura W será considerada a dimensão característica do coletor cilíndrico-parabólico [1].

Outro parâmetro geométrico frequentemente mencionado é a razão de concentração, definida como a razão entre a área de abertura e a área do absorvedor. Para um absorvedor circular

$$C = \frac{W}{2 \pi R}$$

3. Fator de interceptação Y

É definido como a fração da energia specularmente refletida que é interceptada pela superfície absorvedora.

O fator de interceptação assim definido é função das geometrias do absorvedor e da superfície refletora, assim como da posição relativa entre ambos.

O maior problema na estimativa do fator Y está na determinação da precisão geométrica da superfície refletora. O tipo, magnitude e distribuição dos erros de curvatura na superfície refletora, isto é, o afastamento da superfície real de uma forma idealmente parabólica, serão determinantes na avaliação de Y. A literatura [2] indica basicamente dois caminhos a seguir:

- a) as características da superfície refletora em si não são consideradas explicitamente, assumindo-se uma distribuição normal de intensidade de radiação no plano focal;
- b) são assumidos o tipo, magnitude e distribuição dos erros de curvatura na superfície refletora, determinando-se desse modo a distribuição de intensidade de radiação no plano focal.

Em ambos os casos determina-se a distribuição de intensidade no plano focal, como ilustrado na Figura II-4.

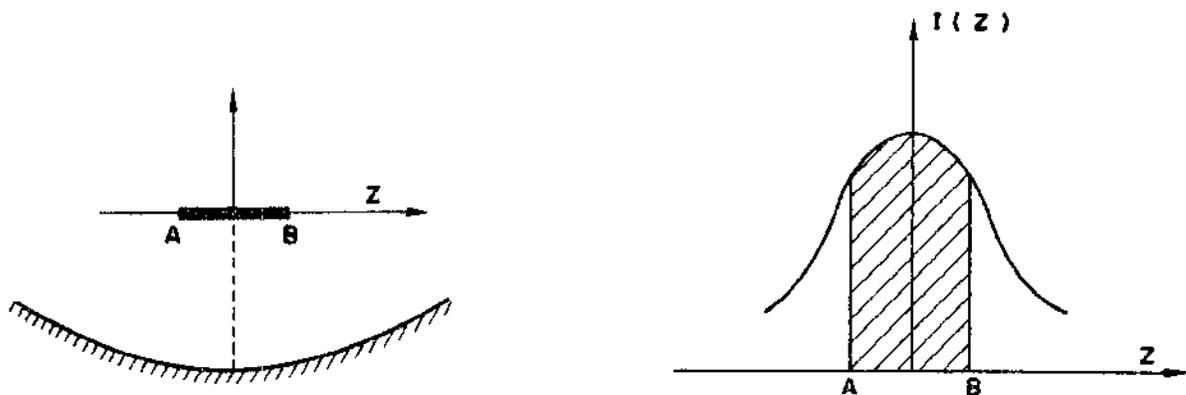


Fig.II-4 - Determinação do fator Y.

Conhecendo-se a distribuição $I(z)$ no plano focal, o fator de interceptação fica determinado, com referência à Figura II-4, por

$$Y = \frac{\int_A^B I(z) dz}{\int_{-\infty}^{+\infty} I(z) dz}$$

O procedimento descrito é adequado para o caso de absorvedores planos situados no plano focal. Um tubo circular com diâmetro igual à largura \overline{AB} do absorvedor plano interceptará uma fração maior da energia refletida, como mostrado esquematicamente na Figura II-5.

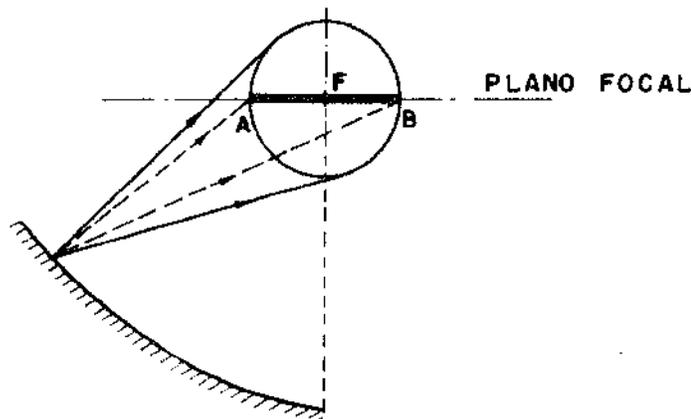


Fig.II-5 - Absorvedor plano e circular.

É desenvolvido a seguir um método para estimar o fator Y para absorvedores circulares.

Um modelo teórico simplificado independente da distribuição local de intensidade de radiação na superfície absorvedora circular foi baseado inicialmente nas seguintes hipóteses:

- 1) o coletor está perfeitamente apontado para o sol ($\beta = 0$);
- 2) a incidência é normal à área de abertura ($\alpha = 0$);
- 3) o tubo absorvedor está rigorosamente centrado na linha focal;
- 4) o sol é um disco de intensidade uniforme [3], que subtende um ângulo $\phi_s = 32'$ para um absorvedor na terra;
- 5) os erros de curvatura da superfície refletora são descritos pelo erro angular máximo δ da superfície, uniformemente distribuído em toda sua extensão. Dessa forma, um cone de luz incidente normalmente à área de abertura é refletido em qualquer ponto da superfície refletora com um desvio angular $\delta' < \delta$ da direção do foco, igualmente provável em qualquer direção, como esquematizado na Figura II-6.

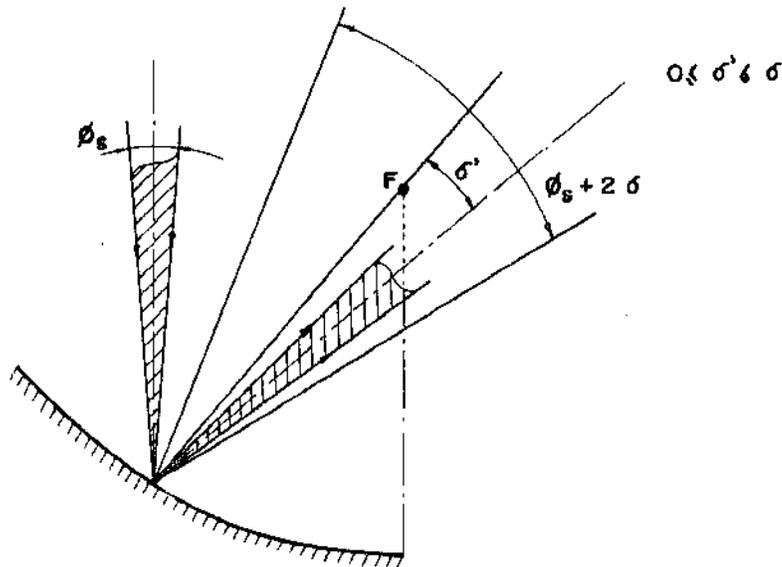


Fig.II-6 - Corte do cone de luz incidente e refletido com desvio angular δ' .

Considerando agora numa posição angular θ toda a extensão linear da superfície refletora, as hipóteses feitas implicam que o efeito global dos desvios mencionados é equivalente a um cone de luz refletida com ângulo $(\phi_s + 2\delta)$ e com intensidade uniforme de radiação na posição θ , conforme ilustrado na Figura II-7.

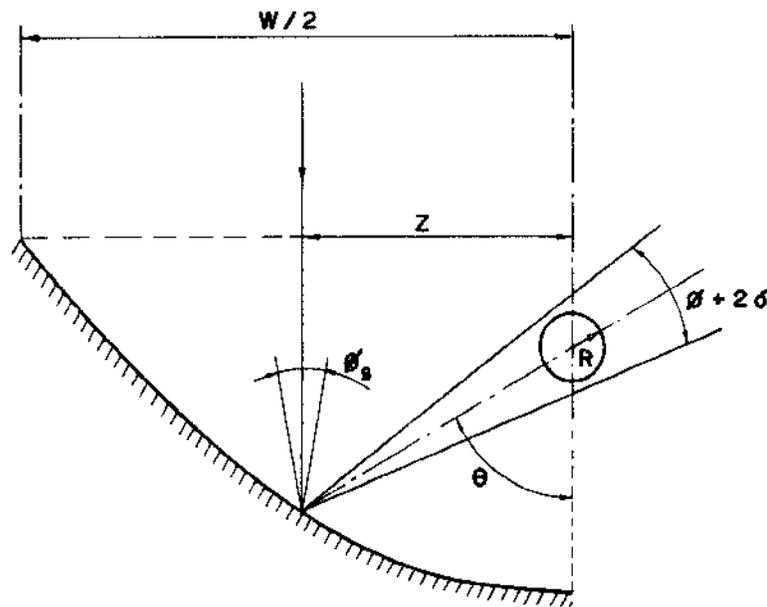


Fig.II-7 - Cone de luz incidente na posição z e refletido com ângulo $(\phi_s + 2\delta)$.

Para um feixe de radiação solar direta que incide normalmente à área de abertura do coletor, numa posição z como esquematizado na Figura II-7, a fração $F(z)$ é definida como a fração da energia refletida que é interceptada pelo absorvedor. Se o absorvedor intercepta toda energia refletida então $F(z) = 1$. Dessa forma, o fator de interceptação Y para esta geometria, pode ser calculado como

$$Y = \frac{\int_0^{W/2} F(z) \cdot dz}{\int_0^{W/2} dz}$$

ou

$$Y = \frac{2 \int_0^{W/2} F(z) \cdot dz}{W}$$

A variável independente z pode ser expressa em função de uma nova variável independente θ (Figura II-7):

$$z = r \cdot \text{sen}\theta$$

ou

$$z = 2f \left(\frac{\text{sen}\theta}{1 + \text{cos}\theta} \right)$$

de modo que

$$dz = 2f \cdot d(\tan \theta/2)$$

Dessa forma, o fator de interceptação é expresso como

$$Y = 4f \int_0^{\theta_a} F(\theta) \cdot \frac{1}{2} \cdot \sec^2 \theta/2 \cdot d\theta$$

ou

$$Y = \frac{1 + \text{cos} \theta_a}{\text{sen}\theta_a} \cdot \frac{1}{2} \cdot \int_0^{\theta_a} F(\theta) \cdot \sec^2 \theta/2 \cdot d\theta$$

A função $F(\theta)$ pode ser melhor entendida com auxílio da Figura II-8, que indica o cone refletido e sua interceptação pelo tubo absorvedor de raio R .

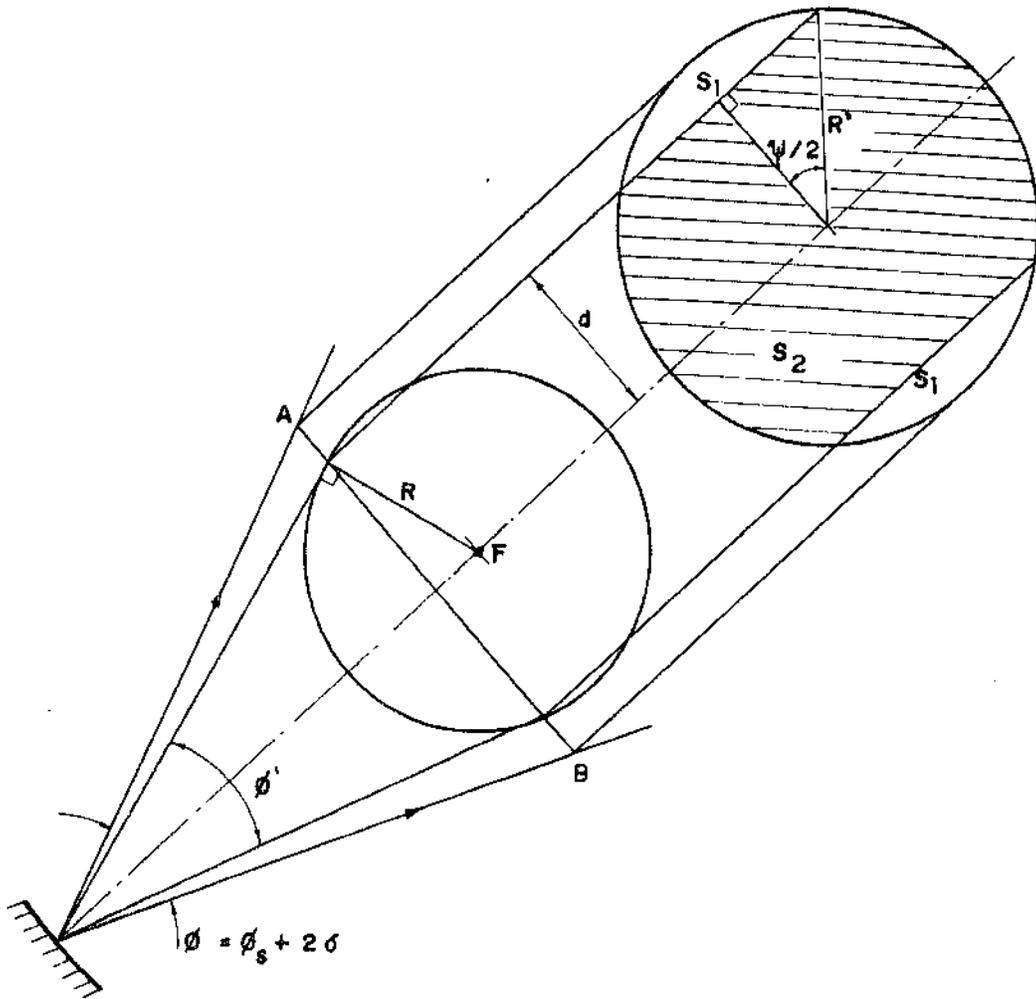


Fig.II-8 - Ilustração para o cálculo de $F(\theta)$.

A função $F(\theta)$ é calculada como a razão entre a projeção da área iluminada do absorvedor na base AB do cone (área S_2) e a área total da base do cone. Ela será exata se os raios de luz que incidem na base do cone forem normais à base AB. Como $(\phi_s + 2\delta)$ é da ordem de 3 graus, então $\overline{AB} \ll r$ e o erro introduzido é muito pequeno [3].

Dessa forma, com base na Figura II-8 ,

$$R' = \tan (\phi/2) \cdot r \cdot \cos^2(\phi'/2)$$

onde

$$\phi'/2 = \text{arc sen } \frac{R(1 + \cos\theta)}{2f}$$

As áreas S_1 , ilustradas na Figura II-8, serão iguais a

$$S_1 = \frac{1}{2} R'^2 (\psi - \text{sen}\psi)$$

onde

$$\psi = 2 \text{ arc cos } \left(\frac{d}{R'} \right)$$

e

$$d = R \cdot \cos(\phi'/2)$$

Dessa forma

$$F(\theta) = \frac{S_2}{\pi R'} = \frac{\pi R' - 2S_1}{\pi R'^2}$$

ou

$$F(\theta) = 1 - \frac{(\psi - \text{sen}\psi)}{\pi}$$

Para o caso de $\phi < \phi'$, então $F(\theta) = 1$. Dessa forma a função $F(\theta)$ fica completamente definida.

Os valores de Y foram calculados para diversos casos através do computador. Considerando como exemplo um ângulo de abertura de 75° e diversos valores de δ , os resultados são mostrados na Figura II-9, tendo como abscissa a razão $(2R/W)$. O aumento do erro de curvatura, como indica a figura, diminui a fração interceptada de forma sensível, necessitando-se de um diâmetro maior para o tubo absorvedor quando se deseja interceptar uma fração fixa da radiação refletida. Analogamente, um tubo absorvedor com raio fixo interceptará frações crescentes da energia refletida para valores decrescentes do erro angular do espelho.

Com os mesmos cálculos é possível ilustrar também a influência do ângulo de abertura θ_a na fração interceptada, considerando um erro angular δ fixo. A Figura II-10 mostra superfícies refletoras para vários ângulos de abertura com foco comum e abertura fixa. Efetuando os cálculos, os resultados são mostrados nas Figuras II-11 e Figuras II-12 para $\delta = 1,5^\circ$. Observa-se que para $\theta_a = 90^\circ$ o valor de $Y = 1$ é alcançado pelo menor diâmetro do tubo absorvedor. Isto ocorre porque a extremidade da superfície refletora estará mais próxima do foco nesse ângulo, conforme ilustrado na Figura II-10. Nota-se também que para uma dada razão $(2R/W)$ existe um ângulo de abertura da superfície refletora que fornece o maior valor de Y . Isto pode ser melhor ilustrado através do gráfico da Figura II-13, para três valores fixos de $(2R/W)$ e $\delta = 1,5^\circ$. O efeito do ângulo de abertura no valor de Y é mais pronunciado nas extremidades direita e esquerda da Figura II-3. A justificativa é que para posições da superfície refletora mais afastadas do foco (Figura II-10), os raios refletidos sofrerão, com o mesmo desvio angular δ , um afastamento maior da linha focal.

Até agora foi feita a hipótese de incidência normal ($\alpha = 0$). O efeito do ângulo de incidência α pode ser aproximadamente estimado com uma pequena alteração do método anterior de determinação de Y . O raio refletido estará neste caso ($\alpha \neq 0$) a uma distância da superfície absorvedora igual a:

$$r_\alpha = r \cdot \sec \alpha$$

como indicado na Figura II-14.

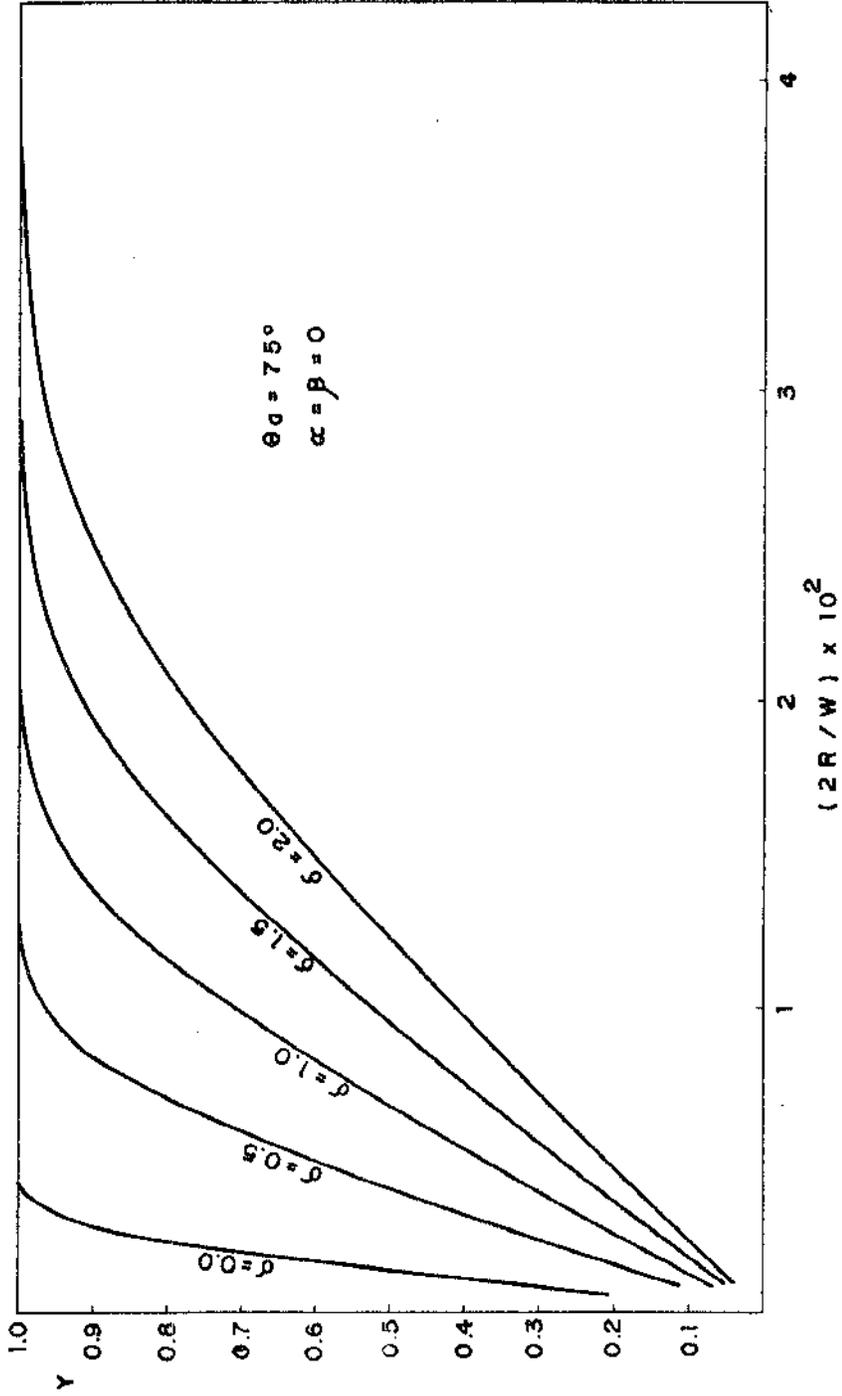


Fig.II-9 - Fator de interceptação para um coletor com ângulo de abertura de 75° e diversos valores de δ .

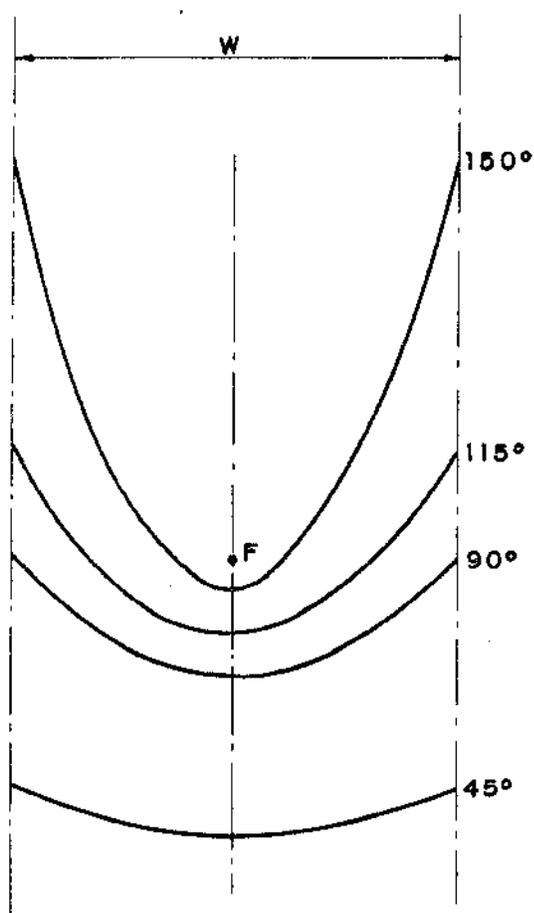


Fig.II-10 - Superfícies refletoras com foco comum e abertura fixa, para vários ângulos de abertura.

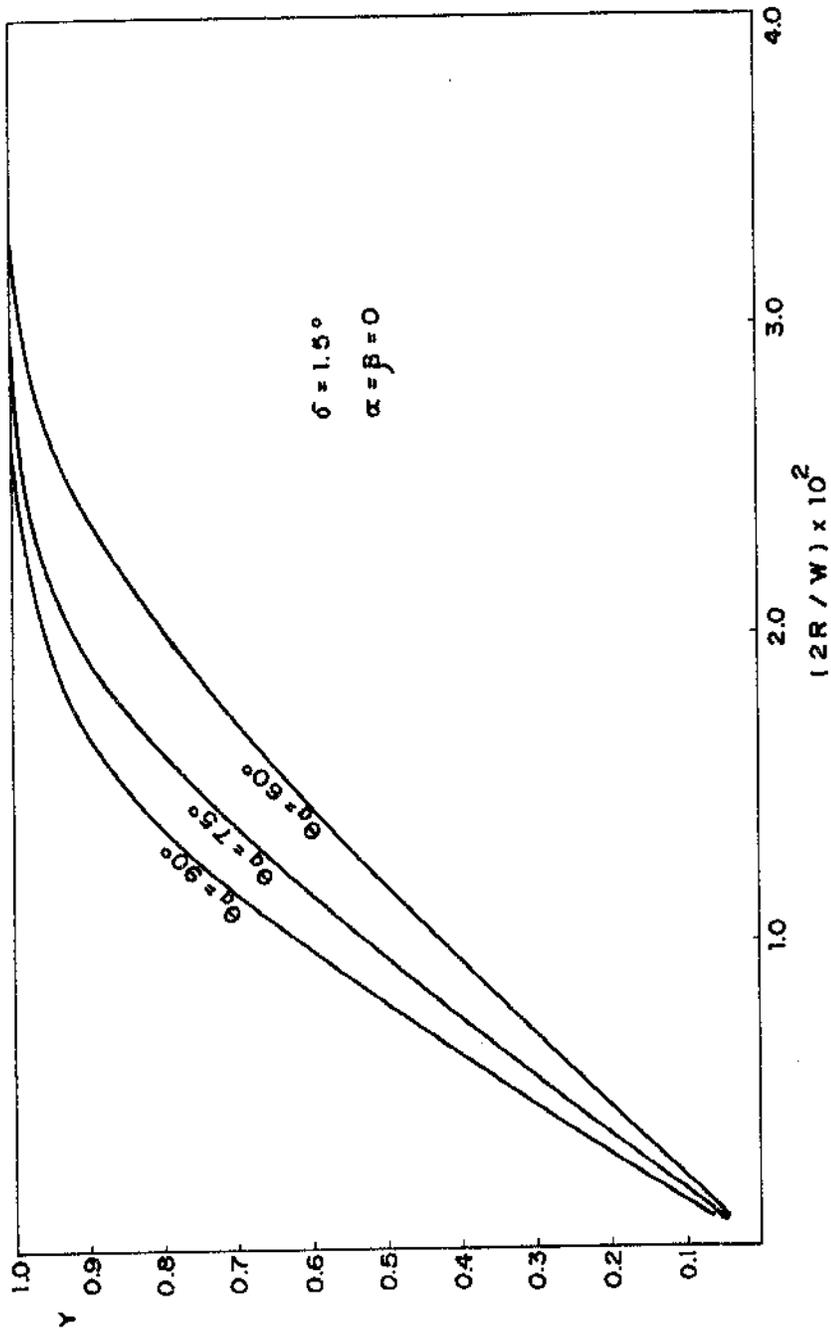


Fig. II-11 - Fator de interceptação para vários ângulos de abertura e erro angular δ fixo.

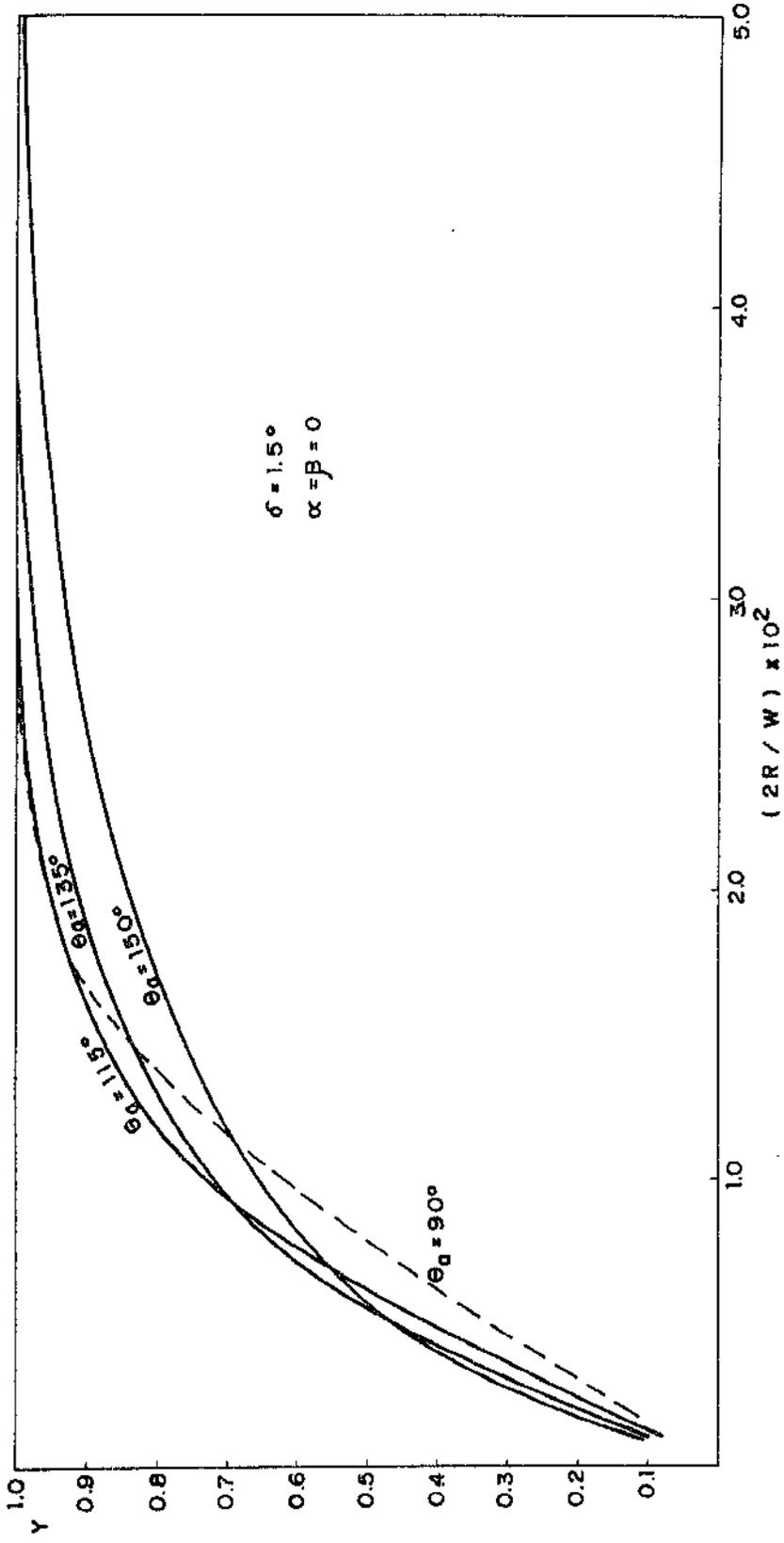


Fig. II-12 - Fator de interceptação para vários ângulos de abertura e erro angular δ fixo.

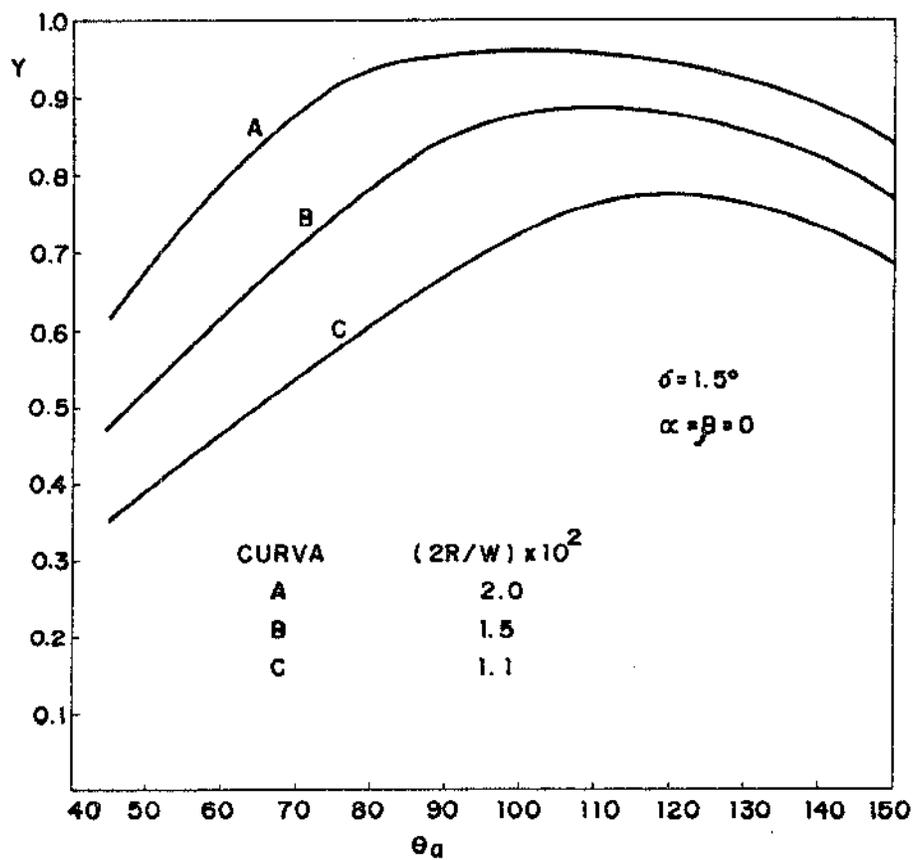


Fig.II-13 - Influência do ângulo de abertura no fator de interceptação, para um erro angular δ fixo e três valores de $(2R/W)$.

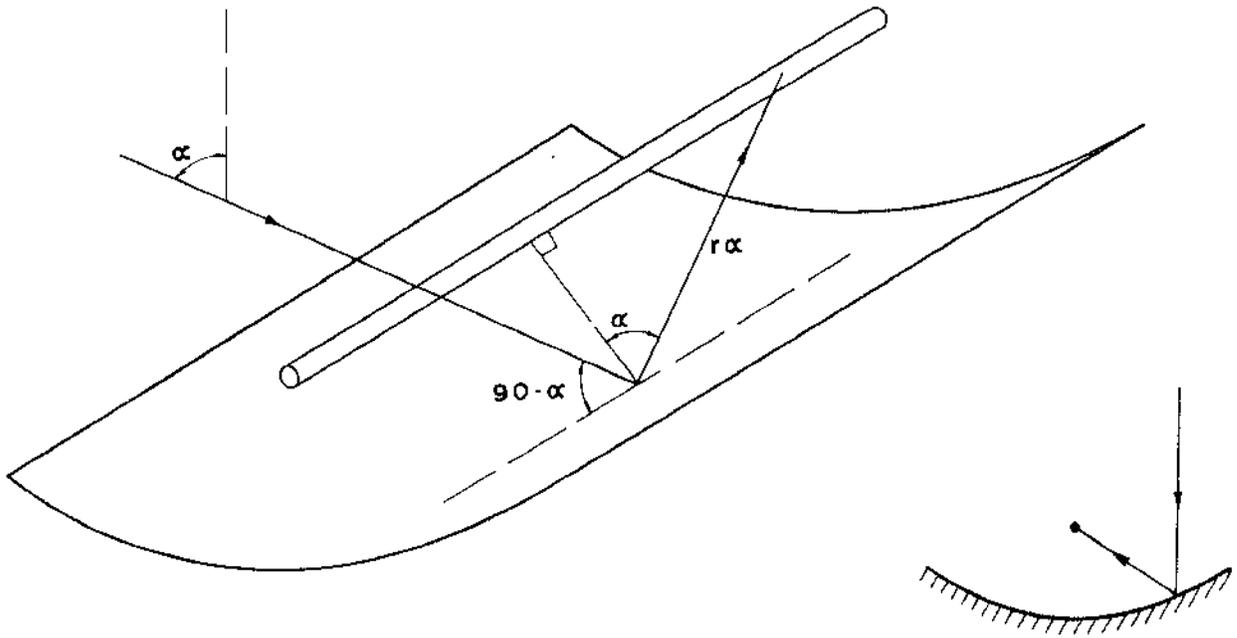


Fig.II-14 - Reflexão do fluxo incidente direto com ângulo α .

A Figura II-15 mostra os resultados do cálculo de Y para vários valores de α . Relativamente aos casos anteriores ($\alpha = 0$) o efeito do ângulo de incidência α no valor de Y é pequeno para $\alpha < 20^\circ$, aumentando progressivamente a partir desse valor. Este fato deve-se à variação da distância r_α com a secante do ângulo α . Portanto, o fator de interceptação pode ser determinado conhecendo-se o ângulo de abertura θ_a , o ângulo α e o ângulo δ , para qualquer valor de $(2R/W)$.

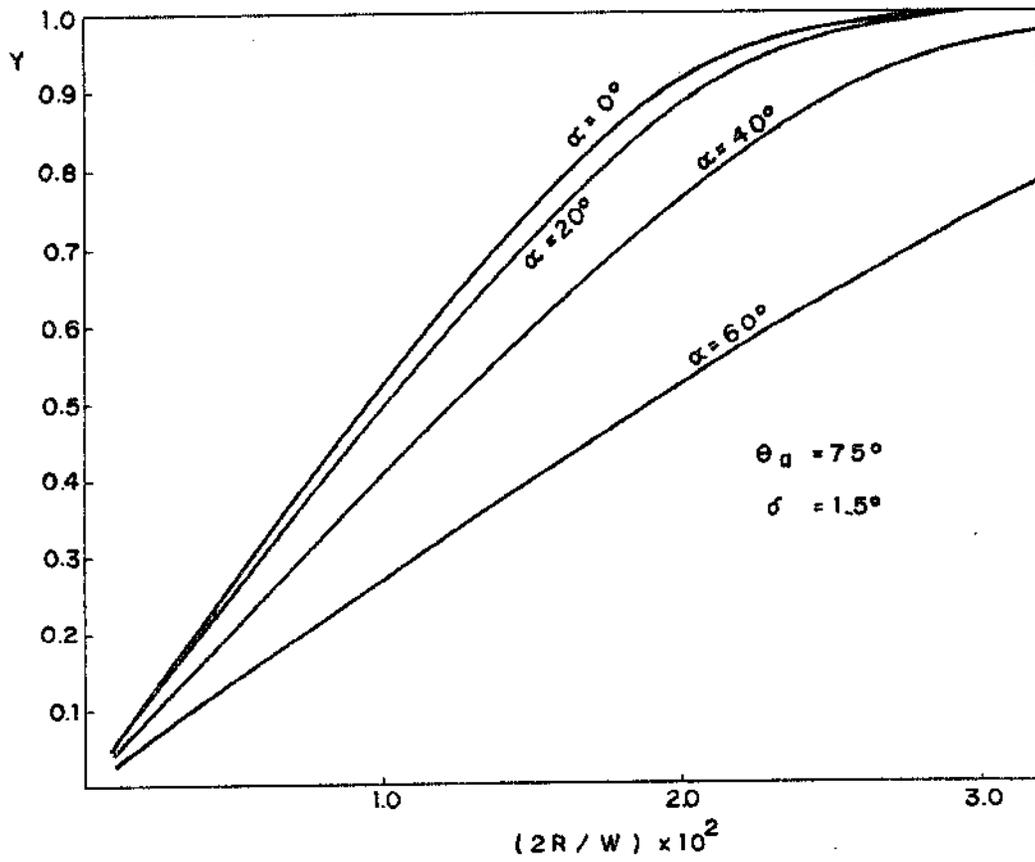


Fig.II-15 - Influência do ângulo de incidência no fator de interceptação.

4 - A função $F(\alpha)$

Quando o ângulo de incidência α não é nulo, ocorre uma redução da área útil da superfície refletora. Essa redução pode ser entendida como composta de dois efeitos distintos, um deles denominado primário e o outro, secundário.

O efeito primário reduz a área de abertura do coletor à sua projeção na direção normal ao feixe de raios incidentes com ângulo α .

O efeito secundário considera as consequências da interceptação de radiação solar direta pelas estruturas laterais e tubo absorvedor do coletor. Ocorrem alguns ganhos e perdas de área, mas o efeito líquido é de perda de área refletora utilizada, em comparação com o caso de incidência normal.

Esses efeitos podem ser expressos por

$$A_{ef} = F(\alpha) \cdot A_a$$

A obtenção da função $F(\alpha)$ está ilustrada no Apêndice 1, para um coletor construído no Laboratório de Energia Solar do DEM. Sua expressão analítica é do tipo

$$F(\alpha) = [1 - P] \cdot \cos\alpha$$

onde P representa a fração da área de abertura perdida devido aos efeitos secundários. O efeito primário está indicado pelo $\cos\alpha$. Os resultados podem ser observados no gráfico da Figura II-16 para o coletor considerado. Observa-se que quando a incidência é normal a função $F(\alpha)$ não é unitária devido ao sombreamento provocado pelo tubo absorvedor.

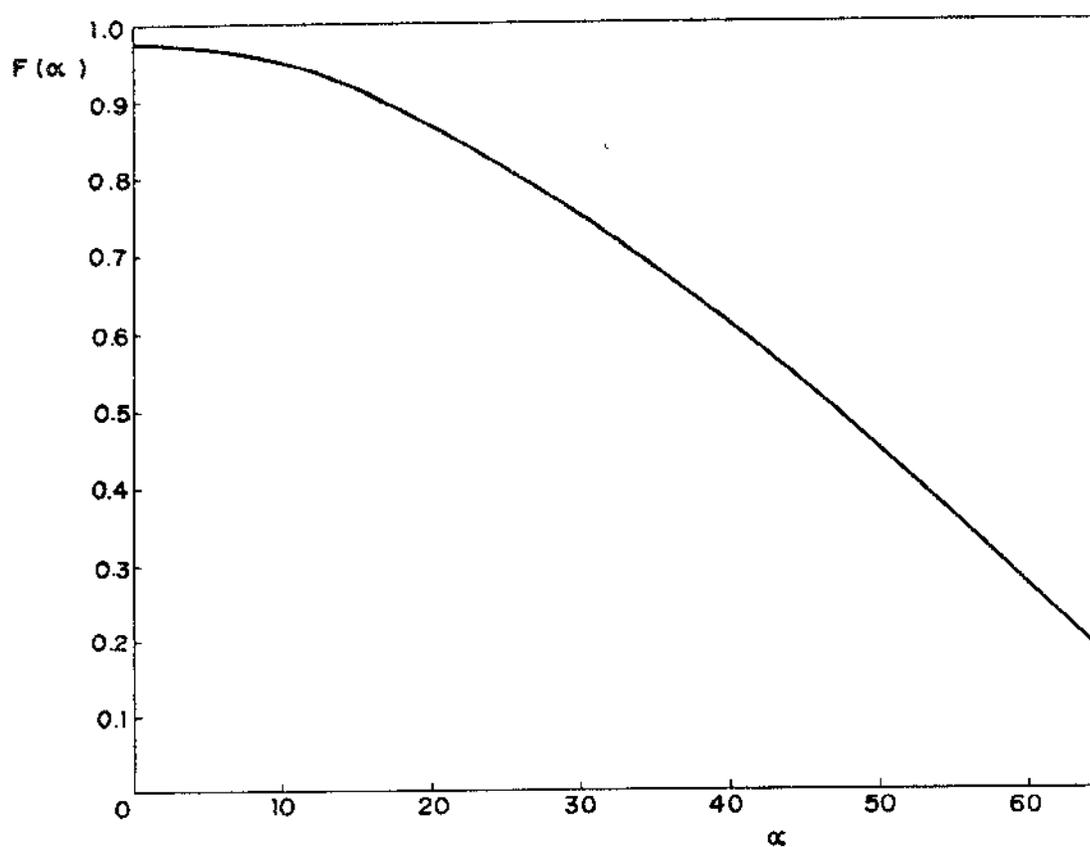


Fig.II-16 - Função $F(\alpha)$ para um coletor construído no Laboratório de Energia Solar do DEM.

5 - A função $F(\beta)$

Os coletores cilíndrico-parabólicos devem ser apontados continuamente para o sol durante sua operação, pois eles funcionam com a componente direta da radiação solar. Esse apontamento em geral não é perfeito e nem uniforme, ocorrendo periodicamente um desvio angular máximo. Para estimar os efeitos deste erro, vamos supor que o coletor esteja afastado de um ângulo β do apontamento ideal, conforme mostrado na Figura II-17. O feixe refletido também estará desviado de um ângulo β .

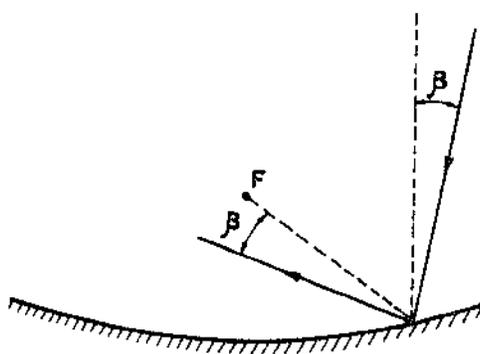


Fig.II-17 - Fluxo incidente e refletido com erro de apontamento β .

Aplicando o mesmo modelo de raciocínio usado na determinação do fator Y , podemos estimar um novo fator de interceptação Y' , levando em conta o erro de apontamento. Na literatura [2,4], o fator de interceptação Y é definido para incidência normal. O efeito do erro de apontamento é um fator distinto, indicado por $F(\beta)$. Comparando os resultados obtidos para Y' com aqueles obtidos anteriormente para $Y(\beta=0)$ nas mesmas condições geométricas, é possível definir

$$Y' = Y \cdot F(\beta)$$

Os valores de $F(\beta)$ resultantes estão apresentados na Figura II-18 para um caso particular.

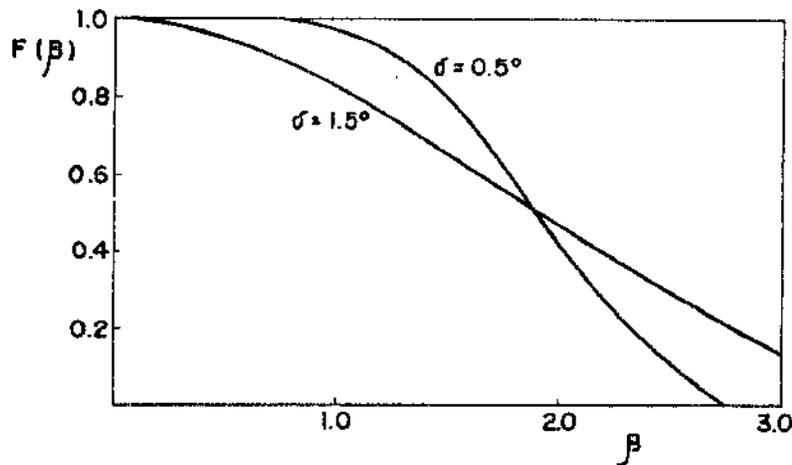


Fig.II-18 - Função $F(\beta)$ para um coletor com $\theta_a = 75^\circ$ e razão da concentração 12.5.

Para um erro angular de 1 grau corresponde uma perda de cerca de 20% da fração interceptada com apontamento ideal.

Foi possível encontrar uma referência [4] com uma determinação experimental de $F(\beta)$. A comparação entre os valores lá fornecidos e aqueles calculados pelo método descrito está mostrado na Figura II-19. Os resultados experimentais não indicam o ângulo de incidência exato em que os testes foram realizados, mas sim uma faixa de valores de α . Os resultados calculados estão apresentados para incidência normal ($\alpha = 0$) e para um valor médio ($\bar{\alpha} = 40^\circ$) da faixa experimental. A comparação é satisfatória reforçando a validade do método de cálculo desenvolvido.

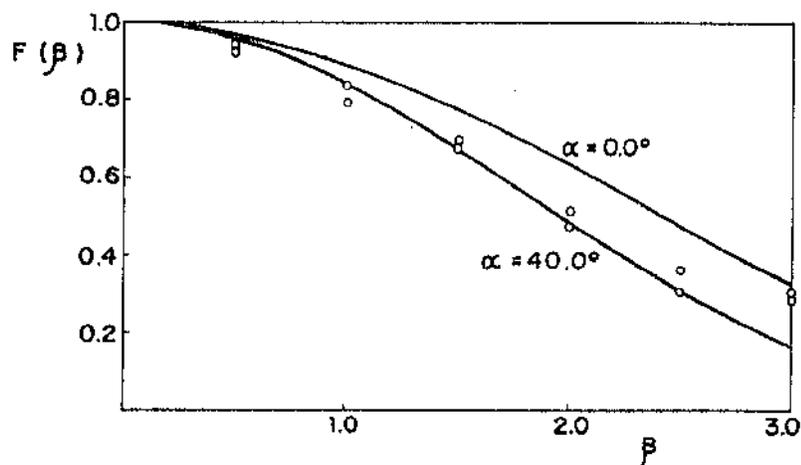


Fig.II-19 - Comparação entre valores calculados e medidos de $F(\beta)$ para um coletor.

6 - Observações sobre o modelo empregado

O objetivo deste capítulo foi estimar alguns parâmetros da eficiência ótica do coletor cilíndrico-parabólico. Na literatura [2] são encontrados modelos que consideram a obtenção de Y a partir da distribuição de intensidade de radiação solar direta no plano focal. A dificuldade do procedimento teórico aqui adotado reside na verificação da magnitude e distribuição dos erros de curvatura da superfície refletora. Uma experiência para estimar a magnitude destes erros ao longo da superfície refletora foi feita [5] para dois métodos diferentes de construção de coletor. Os resultados indicam que os erros de curvatura tendem a aumentar com o ângulo de abertura, embora seja uma conclusão medida em apenas dois coletores.

No presente estudo foi assumido, por simplicidade, um valor constante do erro de curvatura, embora outros modelos pudessem

ter sido adotados. De qualquer forma, a avaliação do parâmetro δ , independentemente do modelo empregado, será sempre uma medida do grau de perfeição da superfície refletora. Tal avaliação pode ser feita pela determinação experimental da eficiência ótica do coletor. Assim

$$\eta_{op} = \rho \alpha_s \tau \cdot F(\alpha) \cdot Y \cdot F(\beta)$$

Calculando analiticamente a função $F(\beta)$ e utilizando os parâmetros ρ , α_s e τ medidos, o produto $Y \cdot F(\beta)$ pode ser avaliado experimentalmente para um determinado coletor. Estimando o valor médio do erro de apontamento, e conhecendo a razão $(2R/W)$ do coletor é possível determinar a partir das Figuras II-9 e II-18 o valor de δ .

Para um coletor descrito na literatura [4], foi possível estimar o valor de δ correspondente ao modelo aqui utilizado, encontrando-se o valor de $\delta = 1,5^\circ$. Este número situa-se na faixa $0 < \delta < 2,0$ que corresponde a desvios angulares medidos de superfícies refletoras construídas [5].

III - ANÁLISE DE PERDAS TÉRMICAS

1 - Considerações iniciais

Neste capítulo são analisadas as perdas térmicas do coletor. Para o desenvolvimento desta análise é considerada uma temperatura uniforme média em toda a superfície do tubo absorvedor. Este procedimento é comumente adotado [1, 4, 6] na análise do desempenho de coletores cilíndrico-parabólicos para diferentes temperaturas de operação. A perda de calor por condução nas extremidades do tubo absorvedor, devido a dificuldades de ser considerada de uma forma genérica, será desprezada. O tubo absorvedor é envolvido por um tubo cilíndrico de vidro, considerado não evacuado, para diminuir as perdas térmicas. É estudado o efeito das dimensões do tubo de vidro para minimizar as perdas de calor por convecção e condução bem como o uso de uma superfície seletiva no tubo absorvedor para diminuir as perdas por radiação. A distribuição da energia incidente é também ilustrada para verificar o efeito do uso de superfície seletiva no tubo absorvedor e a influência do diâmetro do absorvedor na distribuição das perdas óticas e térmicas.

2 - Cálculo das perdas térmicas pelo tubo absorvedor

Para um tubo absorvedor horizontal com temperatura uniforme T_{abs} envolvido por um tubo de vidro a uma temperatura inferior, ocorrem trocas de calor, através do espaço anular com ar, por condução, convecção e radiação térmicas. A troca de calor por convecção neste espaço é desprezível para número de Rayleigh menor que 1000 [7]. Para valores arbitrários deste parâmetro, um coeficiente efetivo de condutividade térmica levando em conta as trocas por condução e convecção para o espaço anular pode ser calculado [7] pelas relações

$$K_{ef} = K , \text{ para } R_a < 1000$$

$$K_{ef} = 0,1585 \cdot K \cdot (R_a)^{0,2667} , \text{ para } R_a > 1000$$

onde K é a condutividade térmica do ar avaliada na temperatura média entre o tubo absorvedor e a parede interna do tubo de vidro. A Figura III-1 ilustra o tubo absorvedor e o tubo de vidro, bem como a notação utilizada. O número de Rayleigh é expresso por

$$R_a = \rho g \beta \ell^3 \Delta T / \mu \cdot \alpha$$

onde

$$\Delta T = T_{abs} - T_i$$

e o espaçamento ℓ

$$\ell = \frac{D_i - D_{abs}}{2}$$

Os termos do fluxo de calor por unidade de comprimento do tubo absorvedor são expressos por:

- Q_{ci} - perda de calor por convecção e condução no espaço anular;
- Q_{ri} - perda de calor por radiação no espaço anular;
- Q_{kv} - condução através do tubo de vidro;
- Q_{ce} - perda de calor por convecção entre a superfície externa do tubo de vidro e o meio ambiente;
- Q_{re} - perda de calor por radiação do tubo de vidro para o meio exterior.

Para o cálculo das perdas por radiação do tubo absorvedor no espaço anular, todas as superfícies são supostas cinzas e difusas. O vidro é suposto opaco na faixa térmica e com absorptância desprezível na faixa solar [8].

Dessa forma

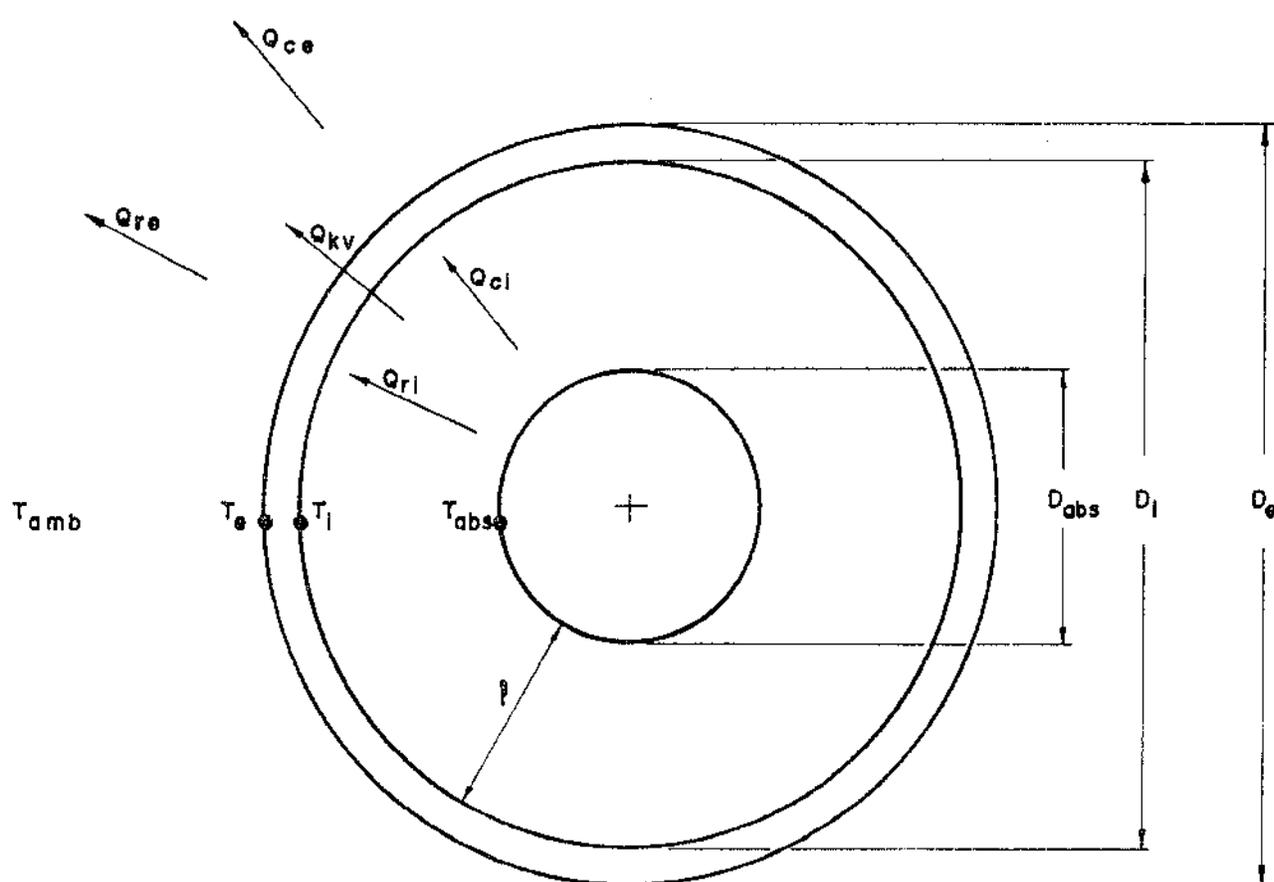


Fig.III-1 - Ilustração do absorvedor e notação utilizada no cálculo das perdas térmicas.

$$Q_{ri} = \pi \cdot D_{abs} \left[\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_i} + \frac{D_{abs}}{D_i} \left(\frac{1}{\epsilon_v} - 1 \right)} \right] \sigma (T_{abs}^4 - T_i^4)$$

onde:

ϵ_i - emissividade da superfície absorvedora na faixa do infra-vermelho;

ϵ_v - emissividade do vidro na faixa térmica.

O termo da perda de calor por convecção e condução no espaço anular é dado por

$$Q_{ci} = 2 \pi K_{ef} \frac{(T_{abs} - T_i)}{\ln \left(\frac{D_i}{D_{abs}} \right)}$$

onde K_{ef} é dado pelas relações anteriormente mencionadas. No cálculo das propriedades do ar para determinação de K_{ef} são usadas relações funcionais avaliadas na temperatura média entre o tubo absorvedor e a parede interna do tubo de vidro.

O fluxo de calor por condução através da parede do tubo de vidro é calculado por

$$Q_{kv} = 2 \pi K_v \frac{(T_i - T_e)}{\ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right)}$$

onde K_v é a condutividade térmica do vidro.

Para determinação das perdas de calor por convecção externa entre o vidro e o meio, admite-se por simplicidade que haja vento com velocidade uniforme \bar{V}_v e direção normal ao tubo de vidro.

Assim, é encontrada na literatura [9] uma relação para o coeficiente convectivo de troca de calor h_v . Com este coeficiente (Apêndice 2), obtêm-se então

$$Q_{ce} = \pi D_e h_v (T_e - T_{amb})$$

O termo de perda de calor por radiação da superfície externa do tubo de vidro para o meio é calculado por

$$Q_{re} = \pi D_e \epsilon_v \sigma (T_e^4 - T_{amb}^4)$$

onde é admitido que o tubo de vidro troca calor com todo o meio envolvente na temperatura ambiente.

Dessa forma, calculados os termos relativos ao fluxo de calor por unidade de comprimento do tubo absorvedor, em regime permanente temos

$$Q_{ci} + Q_{ri} = Q_{kv} = Q_{ce} + Q_{re}$$

A solução da equação é feita iterativamente através de programa de computador esquematizado no Apêndice 3.

O modelo de cálculo descrito foi verificado numa comparação com um estudo teórico-experimental básico [7], de perdas térmicas condutivas-convectivas num espaço anular, a partir de dados de entrada lá fornecidos. Os resultados estão apresentados na Figura III-2 e praticamente coincidem em quase toda a extensão da ordenada da figura. Esta concordância fornece boa evidência do método aqui utilizado para o cálculo de perdas térmicas do tubo absorvedor.

Para os cálculos efetuados neste estudo, as condições ambientais foram fixadas para a região de Campinas - SP. Os valores de temperatura ambiente, velocidade do vento e pressão atmosférica são médias anuais fornecidas pelo Instituto Agrônomo de Campinas, sendo

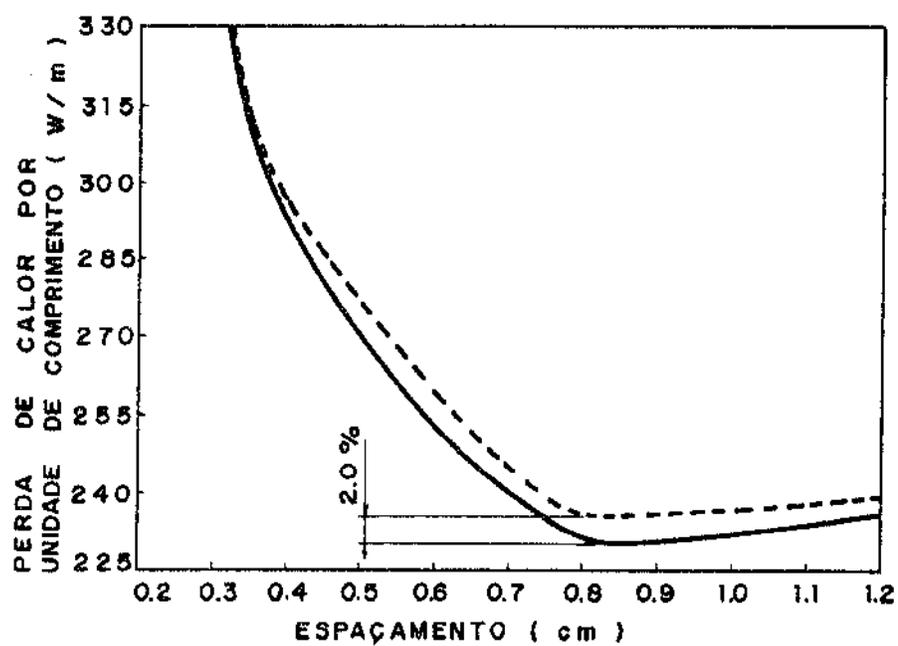


Fig.III-2 - Comparação do modelo de cálculo utilizado com resultados apresentados na literatura [7].

$$p_{\text{atm}} = 706 \text{ mm Hg}$$

$$V_v = 2.0 \text{ m/s}$$

$$T_{\text{amb}} = 20^{\circ}\text{C}$$

As expressões para o cálculo das propriedades do ar, bem como os valores de K_v , ϵ_v e espessura do vidro estão mostrados no Apêndice 2.

3 - Efeito do espaçamento λ

A diferença entre o raio interno do tubo de vidro e o raio externo do tubo absorvedor, denominada espaçamento λ , também foi objeto de análise. Com o intuito de minimizar o fluxo de calor através desse espaço anular, nota-se inicialmente a concorrência de dois efeitos antagônicos quando o espaçamento λ varia. O aumento do espaçamento λ aumenta a resistência térmica à condução de calor, ao mesmo tempo em que cria espaço para que correntes de fluxo de ar, oriundas da convecção natural, contribuam para maiores perdas de calor. Ao mesmo tempo, a radiação térmica tende a aumentar com o espaçamento, pois a temperatura da superfície de vidro tende a diminuir.

Assim, é necessário determinar o espaçamento que minimiza a perda de calor do tubo absorvedor. Devido à variedade de parâmetros envolvidos nas várias expressões já mencionadas de fluxo de calor, foram obtidos resultados numa faixa de valores de vários parâmetros, permitindo então as conclusões mencionadas a seguir.

Inicialmente, considerando um tubo absorvedor com 2,54 cm de diâmetro, com emissividade constante igual a 0.9 e temperatura superficial de 130°C , verifica-se o efeito do espaçamento λ na perda de calor, como indicado na Figura III-3. Nota-se que o espaçamento λ_{min} que minimiza as perdas térmicas pelo tubo absorvedor corresponde ao número de Rayleigh igual a 1000. Isto se deve ao fato que a convecção no espaço anular é desprezível para Rayleigh menor que 1000 [7]. Com o aumento do espaçamento λ a condutivida

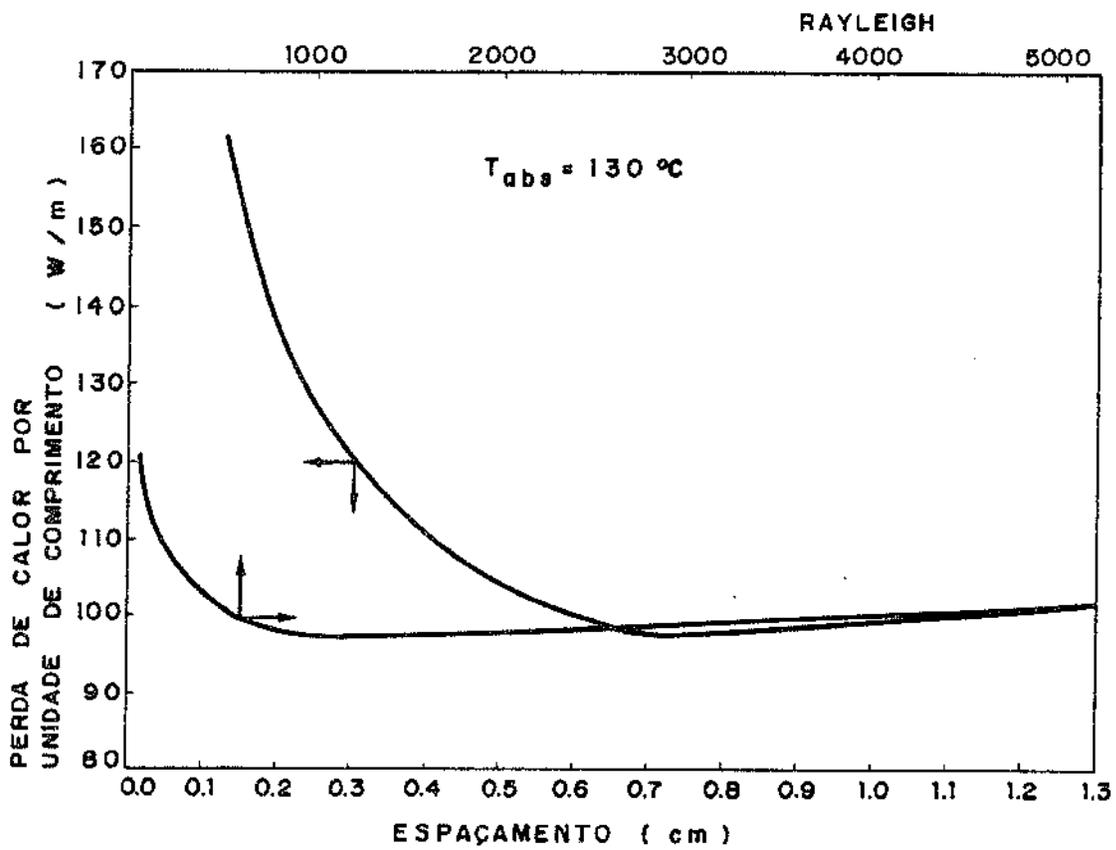


Fig.III-3 - Efeito do espaçamento λ na perda de calor para um absorvedor com temperatura constante de 130°C .

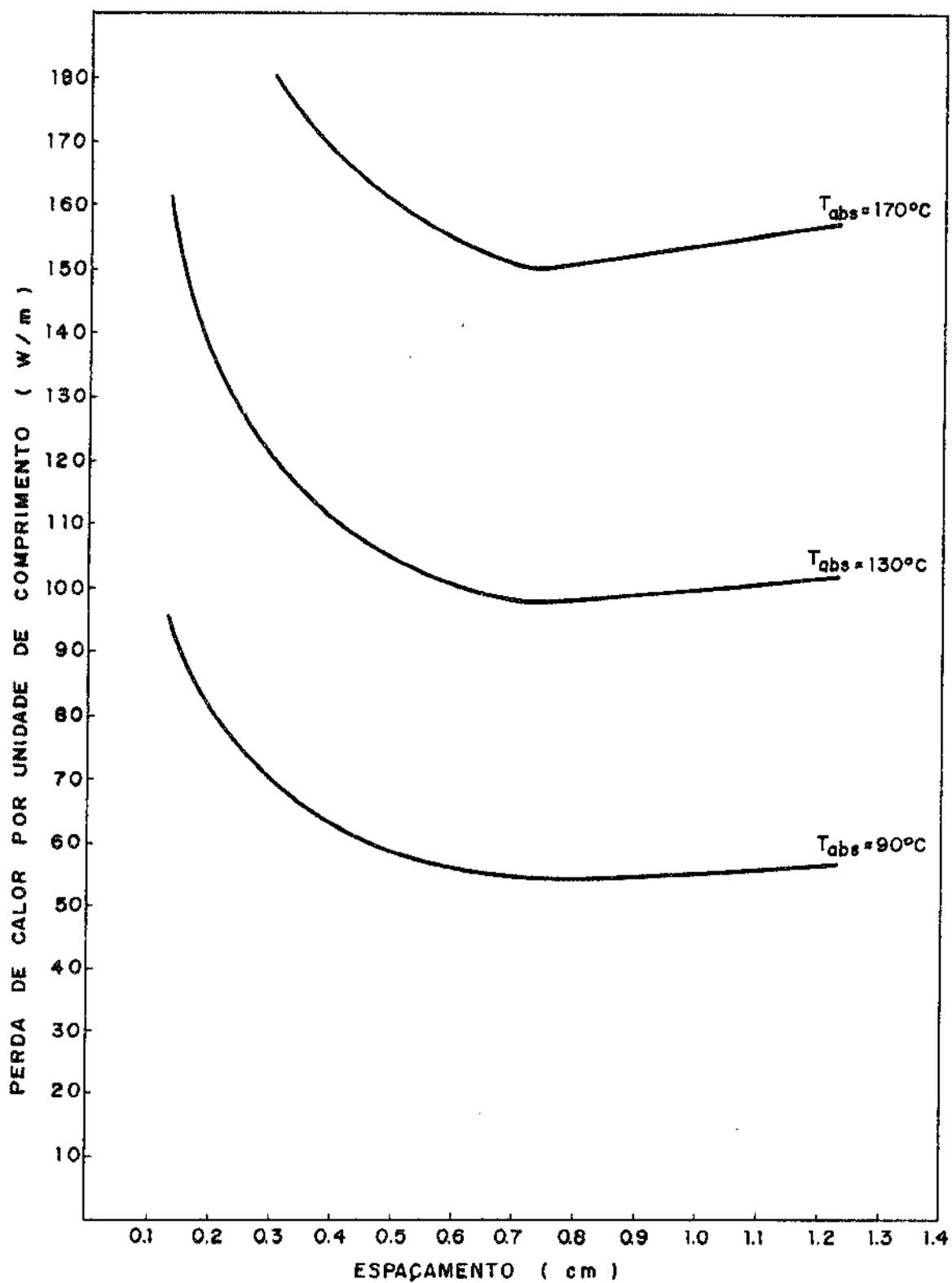


Fig.III-4 - Efeito do espaçamento λ na perda de calor para um absorvedor com diâmetro fixo e temperatura de operação indicadas.

de térmica efetiva K_{ef} do espaço anular aumenta devido à convecção neste espaço. Nota-se também que o decréscimo das perdas térmicas é acentuado antes do valor mínimo, devido ao aumento da resistência térmica à condução no espaço anular e à ausência de efeitos sensíveis de convecção natural. Para valores de $\ell > \ell_{min}$ a resistência térmica à condução de calor continua a aumentar, mas é acompanhada pelo efeito sensível de correntes de convecção natural no espaço anular, de modo a aumentar, embora suavemente, as perdas de calor.

A influência da temperatura de operação e do diâmetro do absorvedor no espaçamento ℓ_{min} é verificada a seguir. Na Figura III-4 mostram-se as perdas térmicas para diferentes temperaturas de operação, considerando um diâmetro fixo do tubo absorvedor. Observa-se que o valor do espaçamento ℓ_{min} que minimiza as perdas térmicas varia muito pouco com a temperatura do absorvedor na faixa considerada. A Figura III-5 mostra, para uma temperatura do absorvedor de 130°C , considerando tanto uma superfície seletiva ($\epsilon_i=0,2$; $\alpha_s=0,85$) assim como uma superfície não seletiva ($\epsilon_i=\alpha_s=0,9$), os valores de ℓ_{min} para o absorvedor com diâmetro variável de 0,5 cm a 3,5 cm.

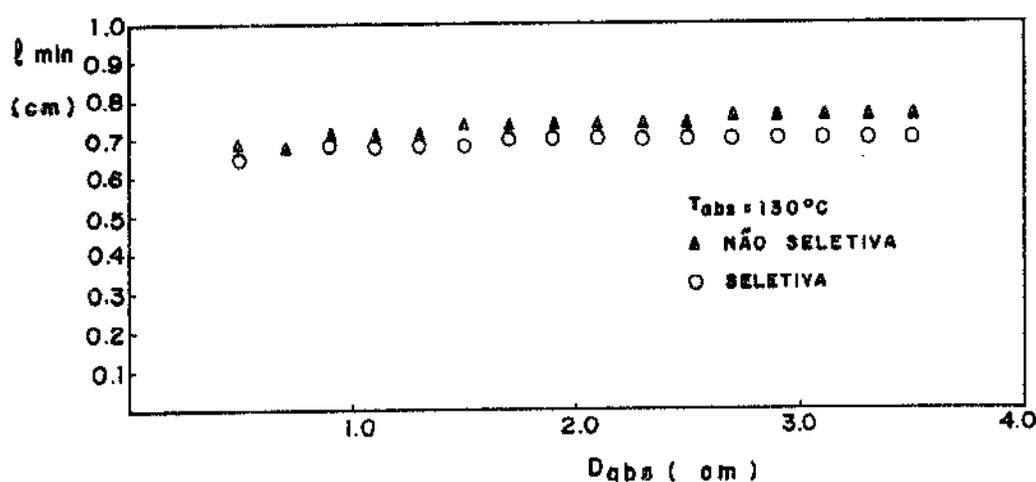


Fig. III-5 - Espaçamento ℓ_{min} para superfície seletiva e não seletiva, com diâmetro variável do absorvedor e temperatura de operação constante.

Nota-se a pequena variação de λ_{\min} com o diâmetro do absorvedor.

As perdas térmicas seriam menores se o espaço anular fosse evacuado, mesmo parcialmente, pois as perdas por condução e convecção térmicas seriam menores. Esta possibilidade entretanto não foi considerada em nossos cálculos.

4 - Uso de superfície seletiva no absorvedor

A perda de calor por radiação no espaço anular pelo tubo absorvedor é fixada pelas propriedades da superfície do tubo e pelas temperaturas do tubo absorvedor e da superfície interna do vidro. Sua redução é possível pelo uso de uma superfície seletiva no tubo absorvedor. No gráfico da Figura III-6 ilustra-se a perda de calor total e a parcela correspondente à perda de calor por radiação no espaço anular para superfície seletiva ($\epsilon_i=0,2$; $\alpha_s=0,85$) e não seletiva ($\epsilon_i = \alpha_s=0,9$). Observa-se que com o aumento do espaçamento a perda de calor por radiação aumenta levemente, isto porque a temperatura da superfície interior do tubo de vidro diminui com o espaçamento, aumentando a troca líquida de calor por radiação entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro. Nota-se também que a perda total de calor pelo absorvedor é reduzida neste caso da ordem de 40% em relação à superfície não seletiva, para $\lambda = \lambda_{\min}$.

5 - Distribuição da energia incidente

Para ilustrar a distribuição percentual da radiação solar direta I_{dn} incidente sobre o coletor, para várias temperaturas de operação, foi efetuado um cálculo, com base no modelo teórico aqui desenvolvido, considerando os parâmetros óticos e as perdas térmicas. Para o cálculo das perdas térmicas foi considerado o valor médio de λ_{\min} igual a 0,73 cm, pois sua variação com a temperatura e o diâmetro do absorvedor é pequena como foi visto anteriormente. Dessa forma, as perdas térmicas no espaço anular se reduzem à condução e radiação, pois o efeito da convecção natural é desprezível.

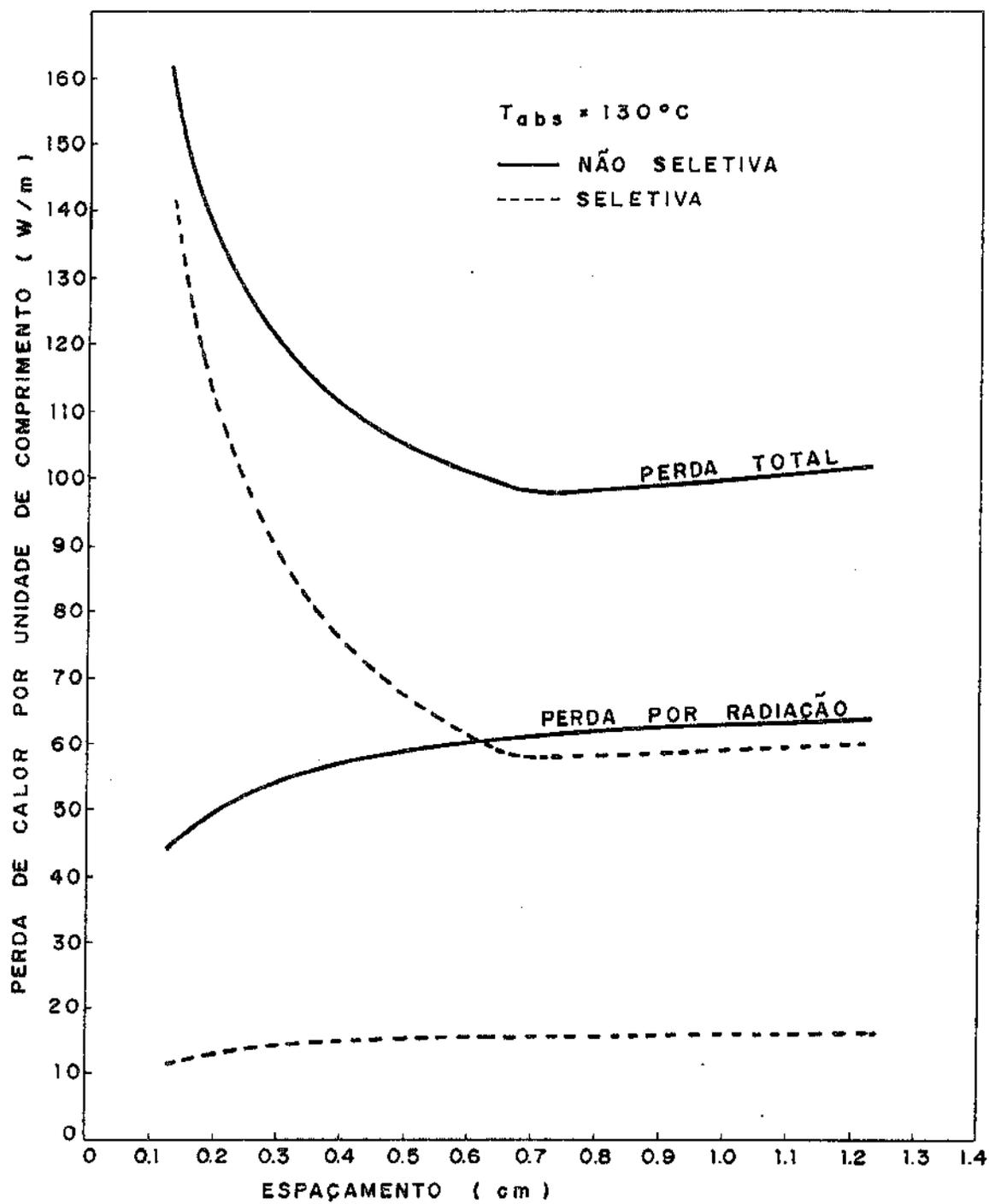


Fig.III-6 - Perda de calor total e por radiação para um absorvedor com superfície seletiva e não-seletiva.

Foram assumidos os seguintes valores para os parâmetros e variáveis óticas:

$$\begin{aligned} \delta &= 1.5^{\circ} & \beta &= 0.5^{\circ} \\ \rho &= 0.71 \\ \tau &= 0,9 & \alpha &= 10^{\circ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Superfície seletiva: } \alpha_s &= 0,85 \\ \epsilon_i &= 0,20 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Superfície não seletiva : } \alpha_s &= 0,90 \\ \epsilon_i &= 0,90 \end{aligned}$$

No gráfico da Figura III-7 são mostrados os resultados para $I_{dn} = 800 \text{ w/m}^2$, superfície não seletiva e diâmetro do absorvedor de 2.54 cm. Nota-se que as perdas óticas correspondem a cerca de 49% da energia incidente, independentemente da temperatura de operação (desde que não é considerada a variação da absorptância α_s com a temperatura). A fração das perdas óticas devido a α_s, τ e $F(\alpha)$ é fixada pelas características da superfície absorvedora, transmissância do vidro e ângulo de incidência. A fração correspondente a ρ, Y e $F(\beta)$ está relacionada com as características físicas e de construção da superfície refletora, bem como o mecanismo de apontamento empregado. Note-se aqui a importância da refletividade ρ da superfície refletora na minimização das perdas óticas.

Na fração relativa às perdas térmicas observa-se o crescimento sensível das perdas por radiação com o aumento da temperatura de operação do absorvedor. Este aumento pode ser atenuado com o uso de superfície seletiva, conforme ilustra o gráfico da Figura III-8. As perdas por radiação sofrem uma sensível redução, passando a predominar na fração das perdas térmicas a parcela relativa à condução no espaço anular. A fração das perdas óticas devido à absorção imperfeita pela superfície absorvedora também aumenta

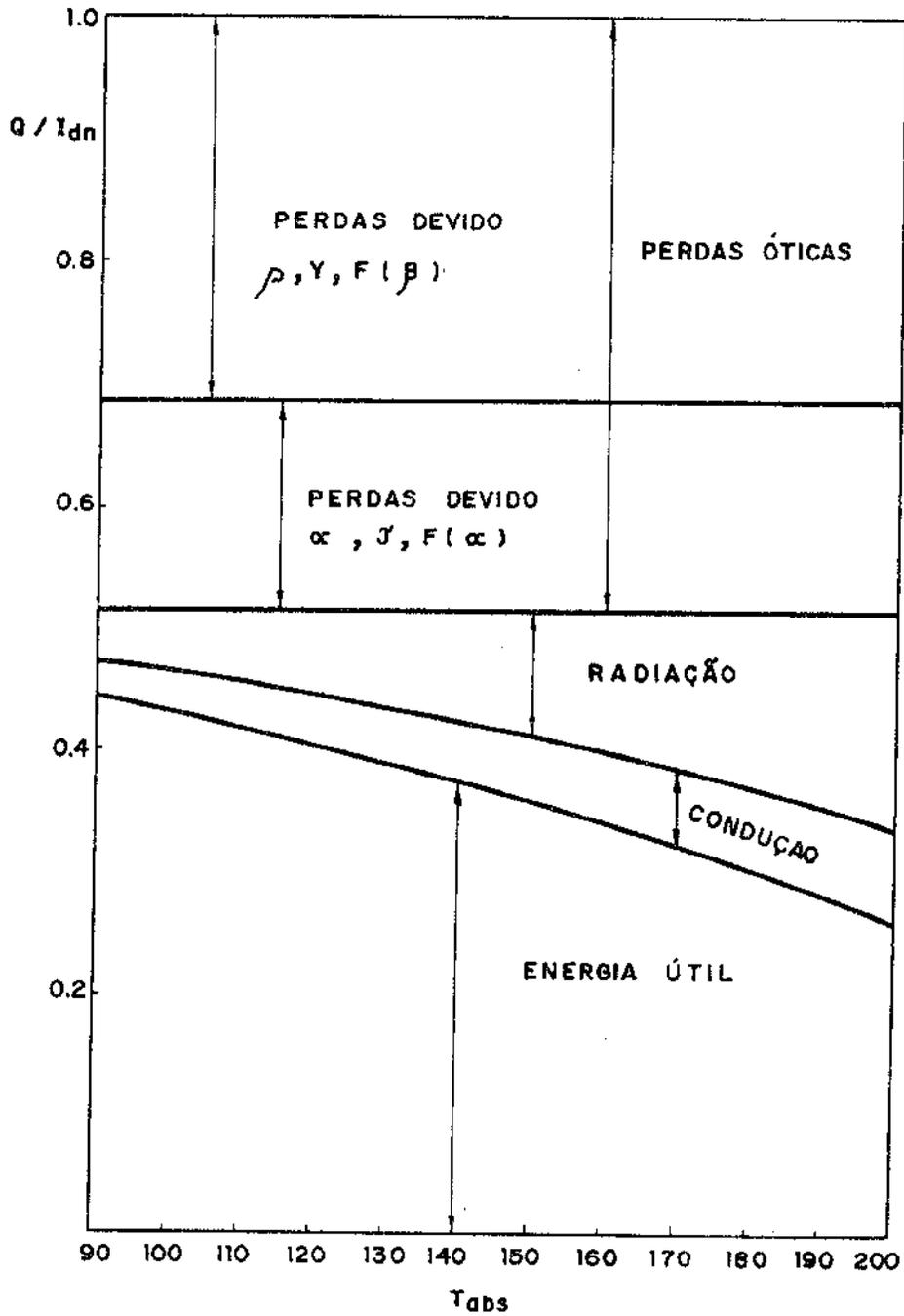


Fig.III-7 - Distribuição percentual da energia incidente ($I_{dn}=800 \text{ W/m}^2$) para um absorvedor com 2.54cm de diâmetro e superfície não-seletiva.

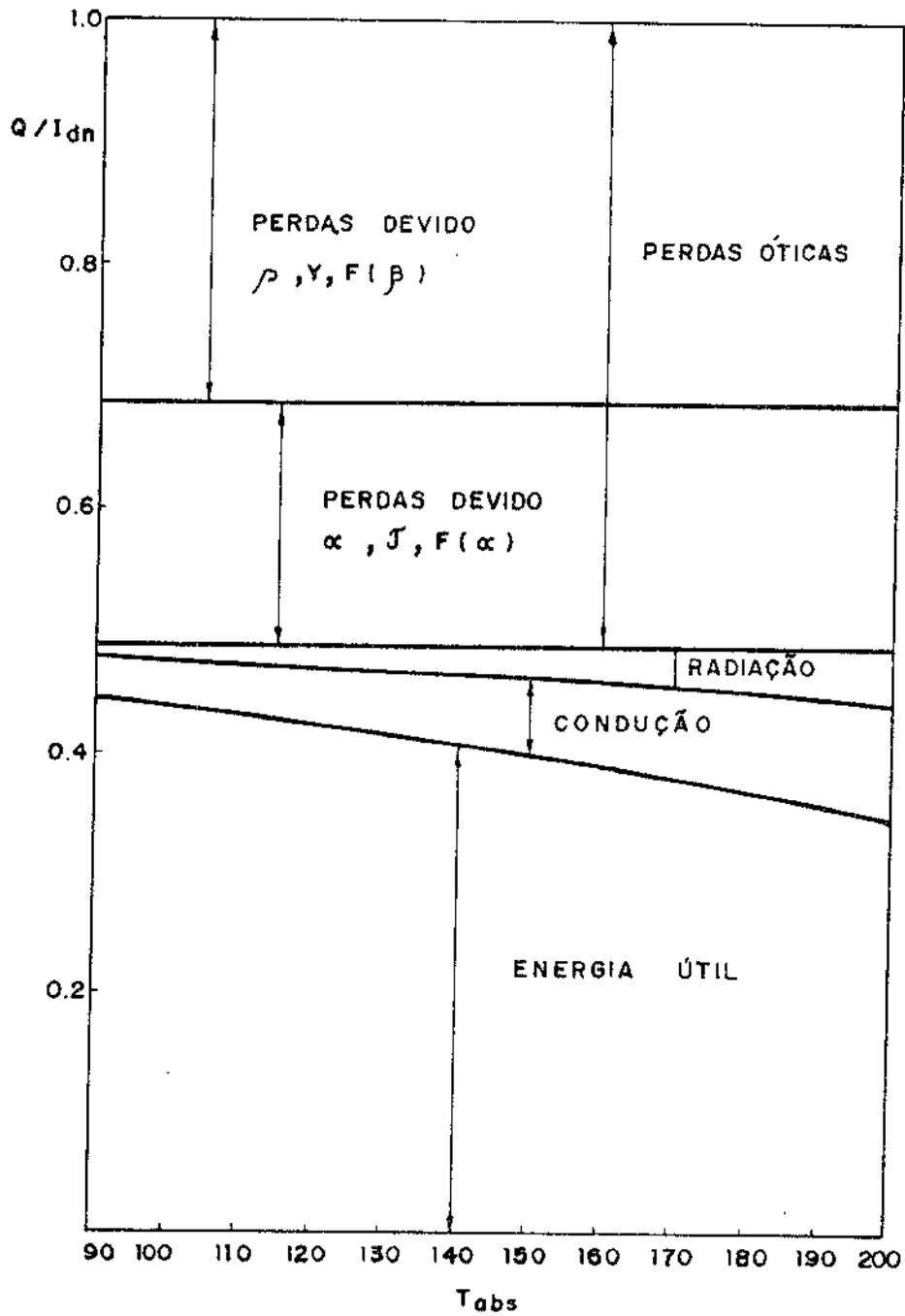


Fig.III-8 - Distribuição percentual da energia incidente ($I_{dn}=800 \text{ W/m}^2$) para um absorvedor com 2.54cm de diâmetro e superfície seletiva.

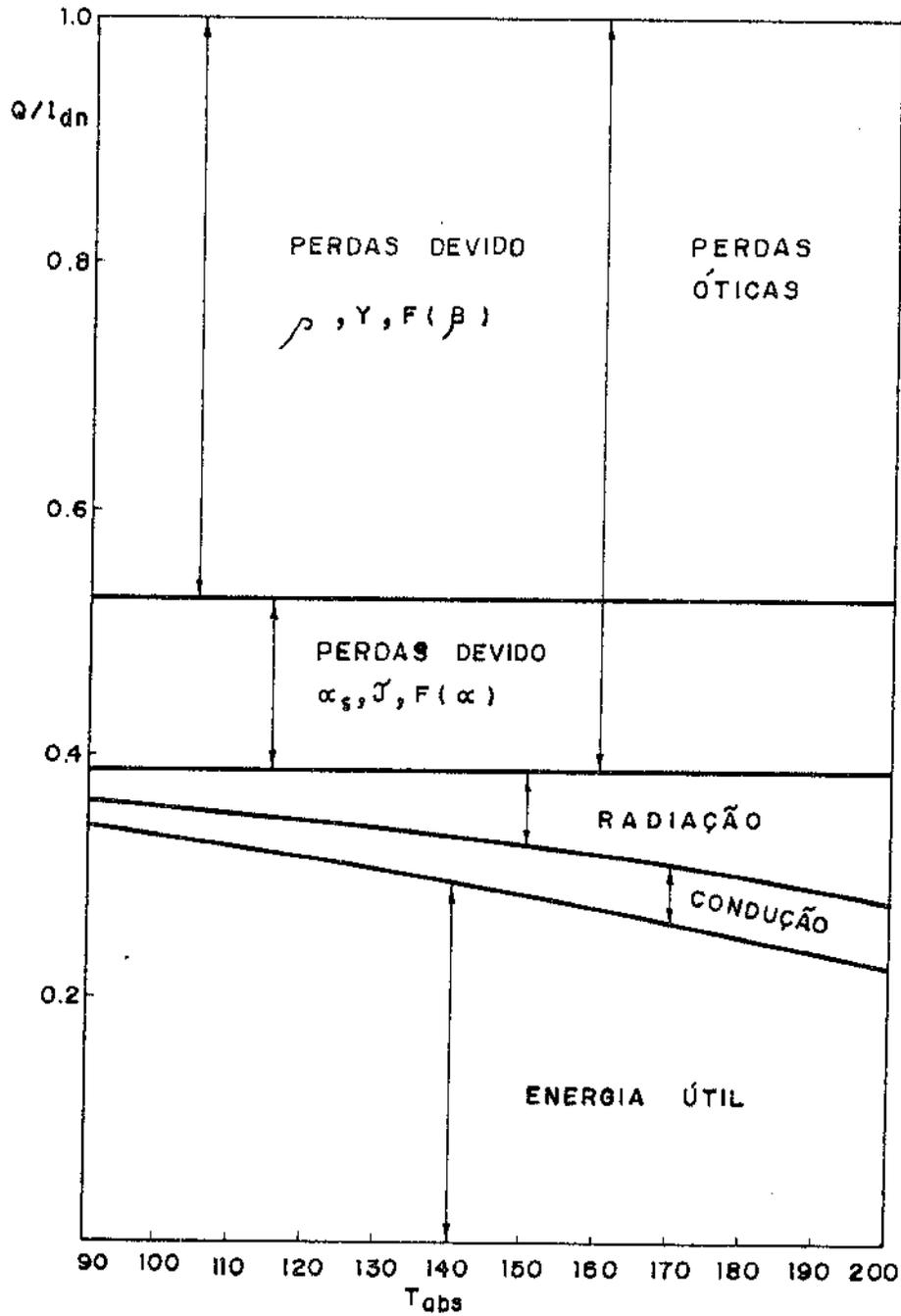


Fig.III-9 - Distribuição percentual da energia incidente ($I_{dn}=800W/m^2$) para um absorvedor com 1.5 cm de diâmetro e superfície não-seletiva.

um pouco devido à diminuição da absorvância da superfície absorvedora na faixa solar, para o tipo de superfície seletiva considerado.

Outra variável importante na distribuição da energia incidente é o diâmetro do absorvedor. Seu efeito pode ser observado no gráfico da Figura III-9, calculado para um absorvedor com diâmetro de 1,5 cm e superfície não seletiva. Comparando-se com o gráfico da Figura III-7, nota-se o aumento das perdas óticas devido à diminuição do fator de interceptação Y e uma redução das perdas térmicas devido à menor área de troca de calor. O efeito líquido é uma diminuição da energia útil coletada para este caso, pois o aumento das perdas óticas é superior à diminuição das perdas térmicas. Isto sugere a existência de um diâmetro ótimo para o tubo absorvedor, de tal forma que a soma das perdas óticas e térmicas seja mínima. Um procedimento de otimização do diâmetro do absorvedor será discutido no próximo capítulo.

IV - OTIMIZAÇÃO DE UM COLETOR CILÍNDRICO-PARABÓLICO

1 - Eficiência térmica e parâmetros de otimização

Neste capítulo é discutido um processo de otimização de um coletor cilíndrico-parabólico para obter a máxima energia útil coletada em determinadas condições de operação.

Na presença de perdas térmicas, a energia útil coletada pode ser expressa por

$$Q_u = Q_{abs} - Q_p$$

onde, por unidade de área de abertura do coletor,

- Q_u - energia útil coletada
- Q_{abs} - energia absorvida pelo absorvedor
- Q_p - perda de calor pelo absorvedor

Dessa forma, a eficiência térmica instantânea do coletor pode ser definida como

$$\eta_t = \frac{Q_u}{I_{dn}}$$

Para maximizar a energia útil coletada Q_u é necessário analisar a influência dos parâmetros e variáveis envolvidas em sua determinação, de forma a minimizar a soma das perdas térmicas pela superfície do absorvedor e das perdas óticas do sistema refletor-absorvedor.

2 - Influência do diâmetro do tubo absorvedor

Utilizando a expressão de Q_{abs} obtida no Capítulo II, a energia útil coletada por unidade de área de abertura pode ser escrita como

$$Q_u = I_{dn} \cdot \rho \cdot \alpha_s \cdot \tau \cdot F(\alpha) \cdot Y \cdot F(\beta) - q_p \left(\frac{2\pi R}{W} \right)$$

onde q_p é a perda de calor por unidade de área do absorvedor.

Para uma dada abertura W , diâmetros relativamente pequenos do tubo absorvedor (maior razão de concentração) aumentam as perdas óticas pela diminuição da fração da energia refletida interceptado pelo absorvedor. Para diâmetros comparativamente maiores (menor razão de concentração) as perdas de calor pelo tubo absorvedor aumentam devido ao seu tamanho. Isto sugere a existência de um diâmetro ótimo do tubo absorvedor. Para um conjunto de valores definidos de todos os outros parâmetros envolvidos nesta análise, pode ser verificada a influência do diâmetro na energia útil Q_u . Devido ao grande número de parâmetros óticos e geométricos envolvidos, não seria prático verificar a influência individual de cada um deles. Assim, foi considerada a variação em bloco do produto $(I_{dn} \cdot \rho \cdot \alpha_s \cdot \tau \cdot F(\alpha))$, denominado no texto como RAD, que aparece na expressão de Q_{abs} . Os vários fatores do produto considerado são independentes entre si e também dos demais parâmetros envolvidos na otimização.

Para o cálculo da perda de calor pelo absorvedor, as condições ambientais são as mesmas da região de Campinas - SP, já utilizadas no capítulo III.

Para qualquer diâmetro do tubo absorvedor é utilizado o valor λ_{min} para o espaço anular entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro envolvente, como foi calculado no capítulo III. Nota-se que para as condições estudadas o valor de λ_{min} obtido foi praticamente constante e igual a 0,73 cm. Nos cálculos de otimização são utilizadas as mesmas propriedades da superfície do absorvedor e do tubo de vidro envolvente que foram admitidas no cálculo das perdas térmicas, no capítulo III.

Considerando inicialmente um refletor com ângulo de abertura $\theta_a = 75^\circ$ e uma superfície não seletiva do absorvedor com temperatura de operação de 120°C , os valores da energia útil coletada são mostrados na Fig. IV-1 em função do diâmetro do tubo ab-

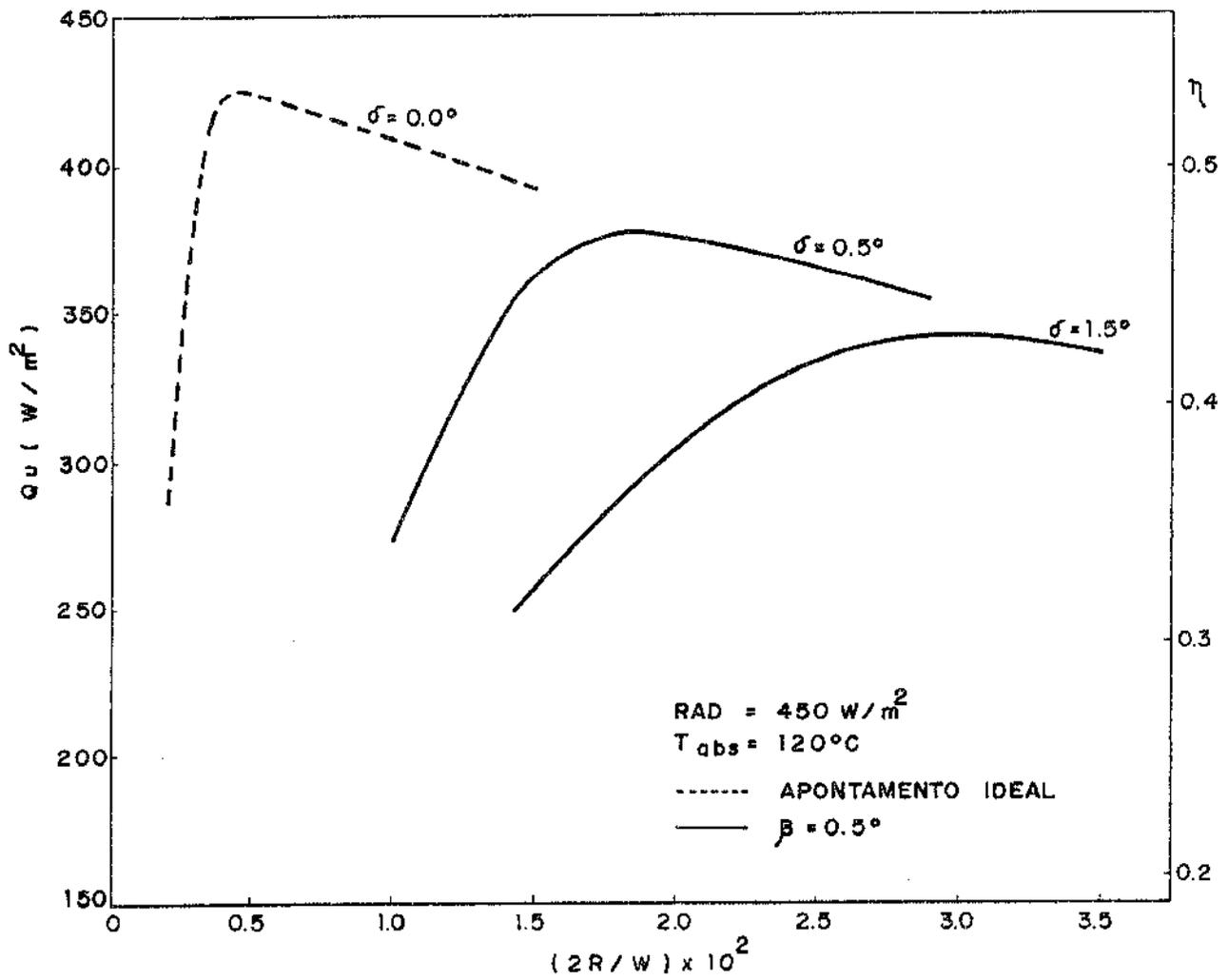


Fig.IV-1 - Influência do diâmetro do absorvedor (adimensionalizado) na energia útil coletada e eficiência (calculada para $I_{dn} = 800 W/m^2$).

sorvedor (adimensionalizado com relação à abertura W) para três valores de δ . Na ordenada da direita da Figura a eficiência térmica é ilustrada supondo-se $I_{dn} = 800 \text{ W/m}^2$. Este valor será utilizado em todos os gráficos deste capítulo, a título de ilustração da eficiência térmica, pois o parâmetro RAD não especifica um valor particular para o fluxo direto normal de radiação solar incidente. O gráfico da Fig. IV-1 mostra que o aumento dos erros de curvatura da superfície refletora diminui a eficiência máxima e requer um diâmetro maior para o tubo absorvedor para maximizar a energia útil coletada. A linha pontilhada ilustra os resultados para uma superfície refletora idealmente parabólica ($\delta = 0^\circ$) e apontamento ideal ($\beta = 0^\circ$). Nota-se neste caso o pequeno diâmetro do absorvedor requerido para maximizar a energia útil coletada. Nas outras duas curvas é admitido um erro médio de apontamento $\beta = 0,5^\circ$.

3 - Influência do ângulo de abertura

Para determinadas características da superfície refletora e valores fixos da razão ($2R/W$) a influência do ângulo de abertura no fator de interceptação Y foi ilustrado na Fig. II-13. Existe um valor do ângulo de abertura que corresponde a um valor máximo de Y para uma dada razão de concentração ($W/2\pi R$).

O gráfico da Figura IV-2 fornece resultados de Q_u e η para uma razão de concentração fixa (15,9), erro médio de apontamento $\beta = 0,5^\circ$ e superfície absorvedora não seletiva em função do ângulo de abertura para dois valores de δ .

Duas conclusões genéricas podem ser obtidas desta figura que basicamente compara duas qualidades de superfície refletora. A primeira é que para um mesmo diâmetro do tubo absorvedor a eficiência térmica aumenta com a qualidade da superfície (menores valores de δ), para qualquer valor do ângulo de abertura. A segunda é que para superfícies refletoras melhores a influência do ângulo de abertura torna-se mais atenuada. Nota-se que para $\delta = 0,5^\circ$ o valor máximo da curva ocorre praticamente num patamar entre $\theta_a = 70^\circ$ e $\theta_a = 130^\circ$, ao passo que para $\delta = 1,5^\circ$ o máximo da curva é obtido numa faixa bem mais estreita de θ_a .

A Figura IV-3 ilustra resultados semelhantes aos da figura anterior para uma dada superfície refletora ($\delta = 1,5^\circ$), com er

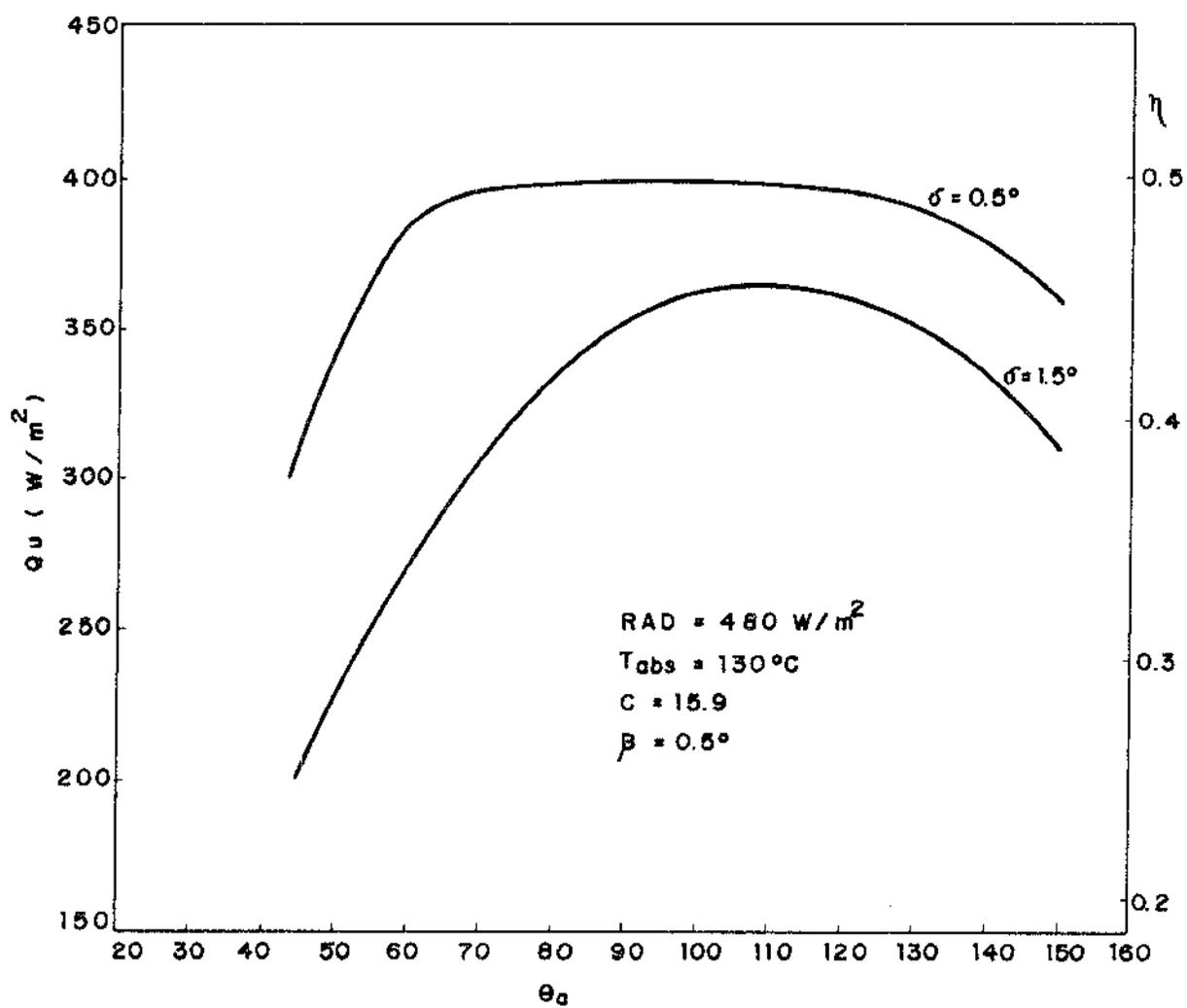


Fig.IV-2 - Influência do ângulo de abertura na energia útil coletada para um diâmetro fixo do absorvedor e dois valores do erro angular δ .

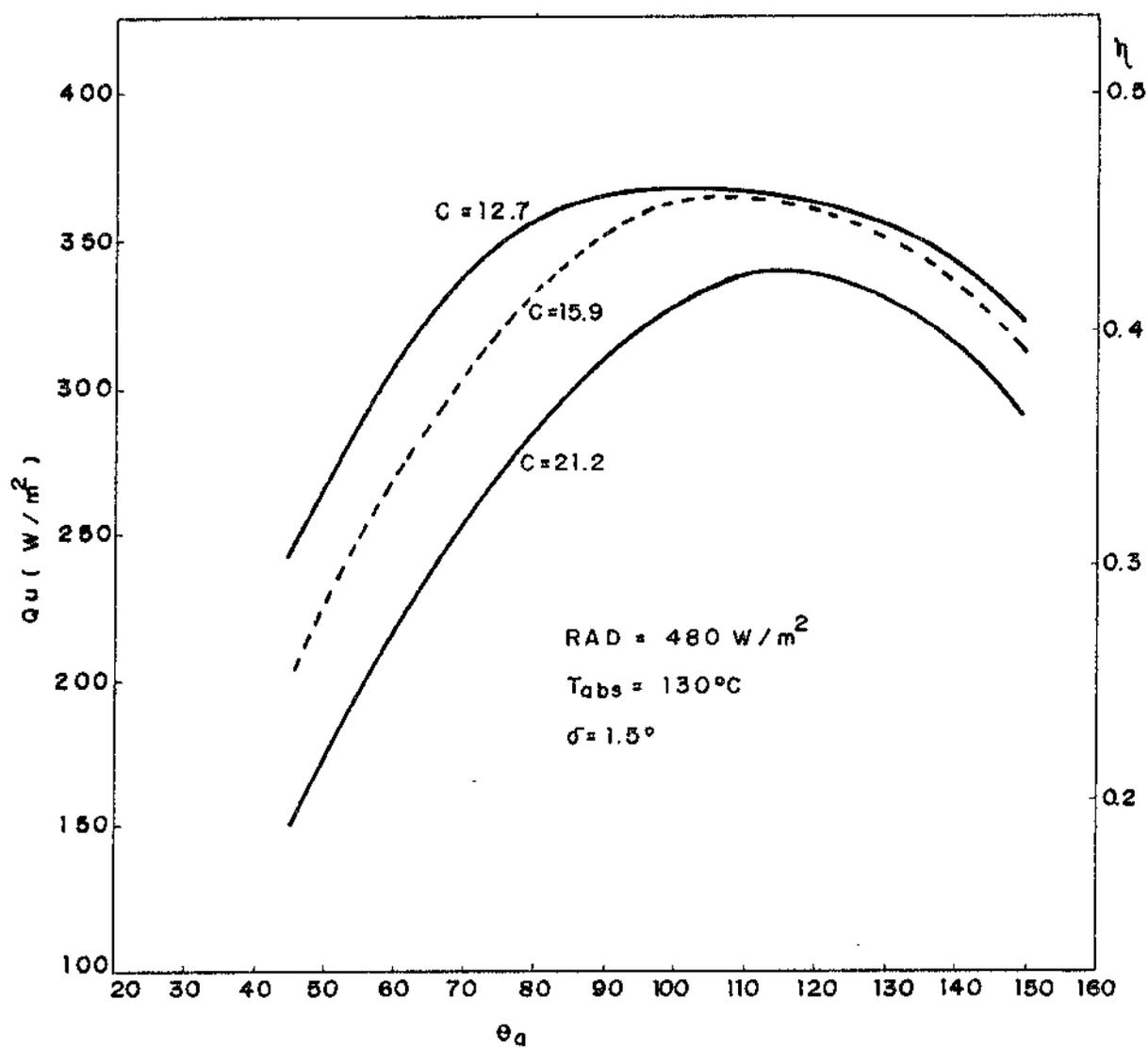


Fig.IV-3 - Influência do ângulo de abertura na energia útil coletada para três valores da razão de concentração ($W/2\pi R$) e erro angular δ fixo.

ro médio de apontamento $\beta = 0,5^\circ$ e superfície absorvedora não seletiva. A energia útil é apresentada em função do ângulo de abertura para três valores da concentração. A temperatura de operação e o parâmetro RAD são os mesmos da Fig. IV-2 e a curva para $C = 15,9$ está pontilhada, para facilitar a comparação das duas figuras. Nota-se neste caso que com a mesma qualidade da superfície refletora, diâmetros maiores do tubo absorvedor (razões de concentração menores) melhoram a eficiência térmica, diminuindo também a influência do ângulo de abertura.

Comparando-se os dois gráficos percebe-se que melhores eficiências podem ser alcançadas tanto melhorando-se a qualidade da superfície refletora, quanto utilizando-se diâmetros maiores do tubo absorvedor. A segunda alternativa entretanto parece ser uma solução mais econômica e prática do que construir superfícies refletoras mais perfeitas.

Outra conclusão é que o ângulo ótimo de abertura pode estar numa faixa de valores relativamente larga (curva para $\delta = 0,5$ na Fig. IV-2 e curva para $C = 12,7$ na Fig. IV-3), que nos casos estudados correspondem ao intervalo $70^\circ < \theta_a < 130^\circ$.

4 - Método utilizado para a otimização

O procedimento seguido até aqui para alguns casos particulares foi repetido várias vezes cobrindo agora uma faixa de valores da qualidade da superfície refletora ($\delta = 0,5^\circ; 1,5^\circ$ e $2,5^\circ$) e da temperatura do absorvedor ($T_{abs} = 90^\circ\text{C}; 120^\circ\text{C}; 150^\circ\text{C}; 180^\circ\text{C}$ e 210°C).

Com o objetivo de fornecer o diâmetro ótimo do absorvedor para um determinado valor da temperatura de operação e um valor estimado da precisão da superfície refletora (erro angular δ), bem como indicar o valor ótimo do ângulo de abertura correspondente, o seguinte procedimento foi adotado.

As condições ambientais foram assumidas as mesmas anteriormente mencionadas, assim como as demais propriedades das superfícies refletora e absorvedora e do tubo de vidro envolvente.

Foi considerado em todos os casos um erro de apontamento médio $\beta = 0,5^\circ$ e $I_{dn} = 800 \text{ W/m}^2$ para o cálculo da eficiência.

Assumindo agora um valor do parâmetro RAD, um valor adimensional de $(2R/W)$ era inicialmente adotado. Através do computador determinava-se o valor do ângulo de abertura que fornecesse o maior fator Y de interceptação (da mesma maneira que na Fig. II-13) e com ele era obtido um valor de Q_u também através do computador. Em seguida era dado um incremento no valor de $(2R/W)$ e todo o processo era repetido. O valor de $(2R/W)$ que fornecesse o máximo valor de Q_u era selecionado como um ponto para os gráficos de otimização. Note que o valor do ângulo ótimo de abertura era calculado como parte do processo de otimização adotado. Com os resultados assim obtidos foram construídos os gráficos das Figs. IV-4 a IV-8.

Admitiram-se três valores plausíveis do parâmetro generalizado ($I_{dn} \rho \alpha_s \tau F(\alpha)$); um valor intermediário (450 W/m^2) nos gráficos das Figuras IV-4 e IV-5, calculados supondo-se que a superfície do tubo absorvedor fosse não-seletiva e seletiva respectivamente; um valor maior desse parâmetro (650 W/m^2) no gráfico da Fig. IV-6, para superfície do absorvedora seletiva; e um valor menor (250 W/m^2) no gráfico da Fig. IV-7, para superfície de absorvedora não seletiva.

Os gráficos fornecem, para determinados valores da temperatura de operação e do erro angular δ característico da superfície refletora, a energia útil coletada por unidade de área de abertura e a eficiência térmica (supondo-se $I_{dn} = 800 \text{ W/m}^2$) em função do diâmetro ótimo do absorvedor.

O gráfico da Fig. IV-8 fornece, para os valores de $(2R/W)$ obtidos nas Figs. IV-4 a IV-7, os ângulos de abertura ótimos obtidos durante os cálculos.

Nota-se pelos gráficos que para uma temperatura de operação constante, o aumento dos erros de curvatura diminui a eficiência e aumenta o diâmetro do absorvedor necessário para maximizar Q_u , como já foi mencionado anteriormente (Fig. IV-1). Para uma superfície refletora definida (valor constante de δ), o aumento da temperatura de operação diminui a eficiência e o diâmetro ótimo do absorvedor. Isto porque para maiores temperaturas de operação a diminuição das perdas térmicas devido ao menor diâmetro do absorvedor compensa o aumento das perdas óticas pela menor fração interceptada.

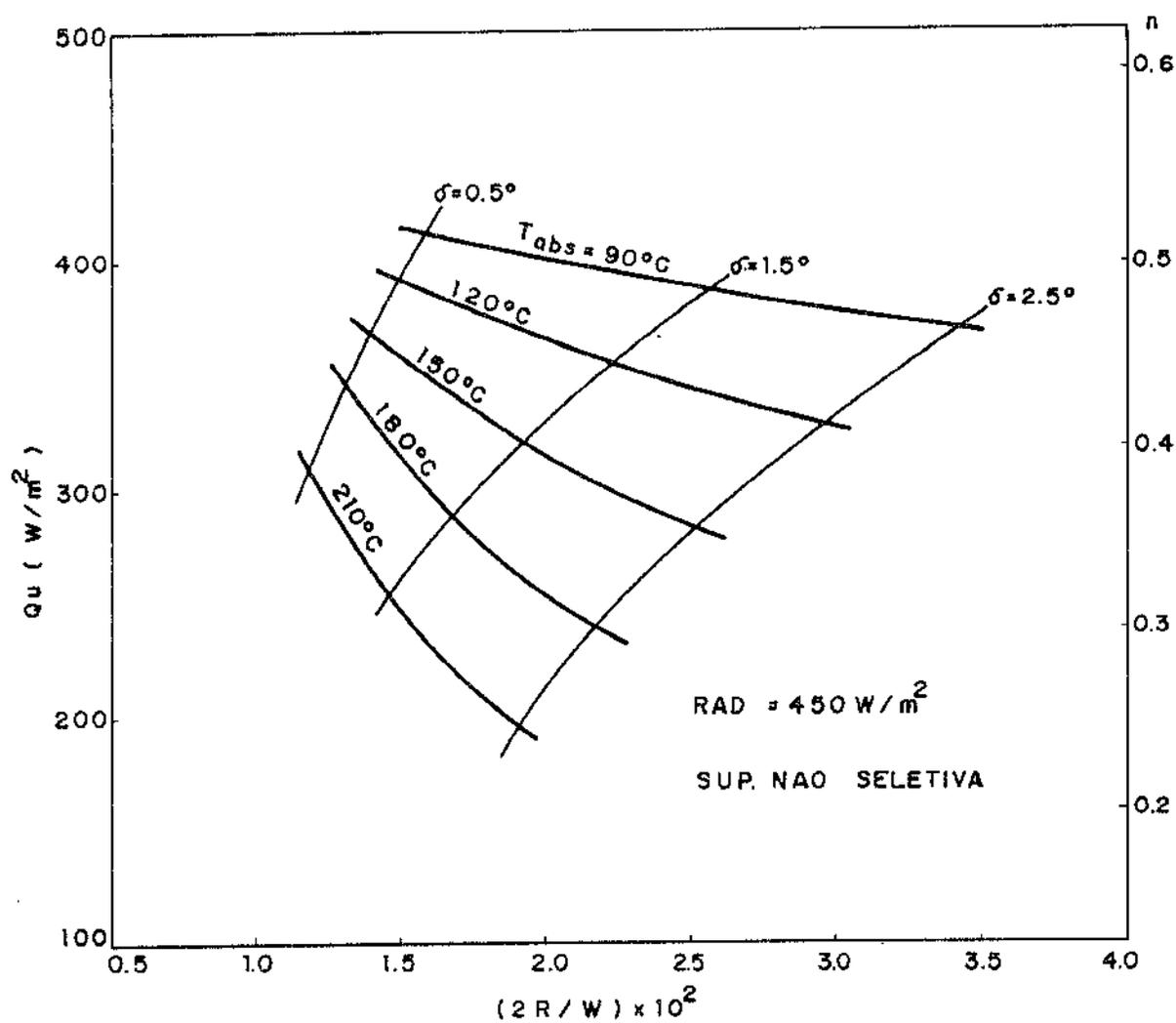


Fig. IV-4 - Curvas de otimização para $RAD=450 W/m^2$ e superfície não-seletiva.

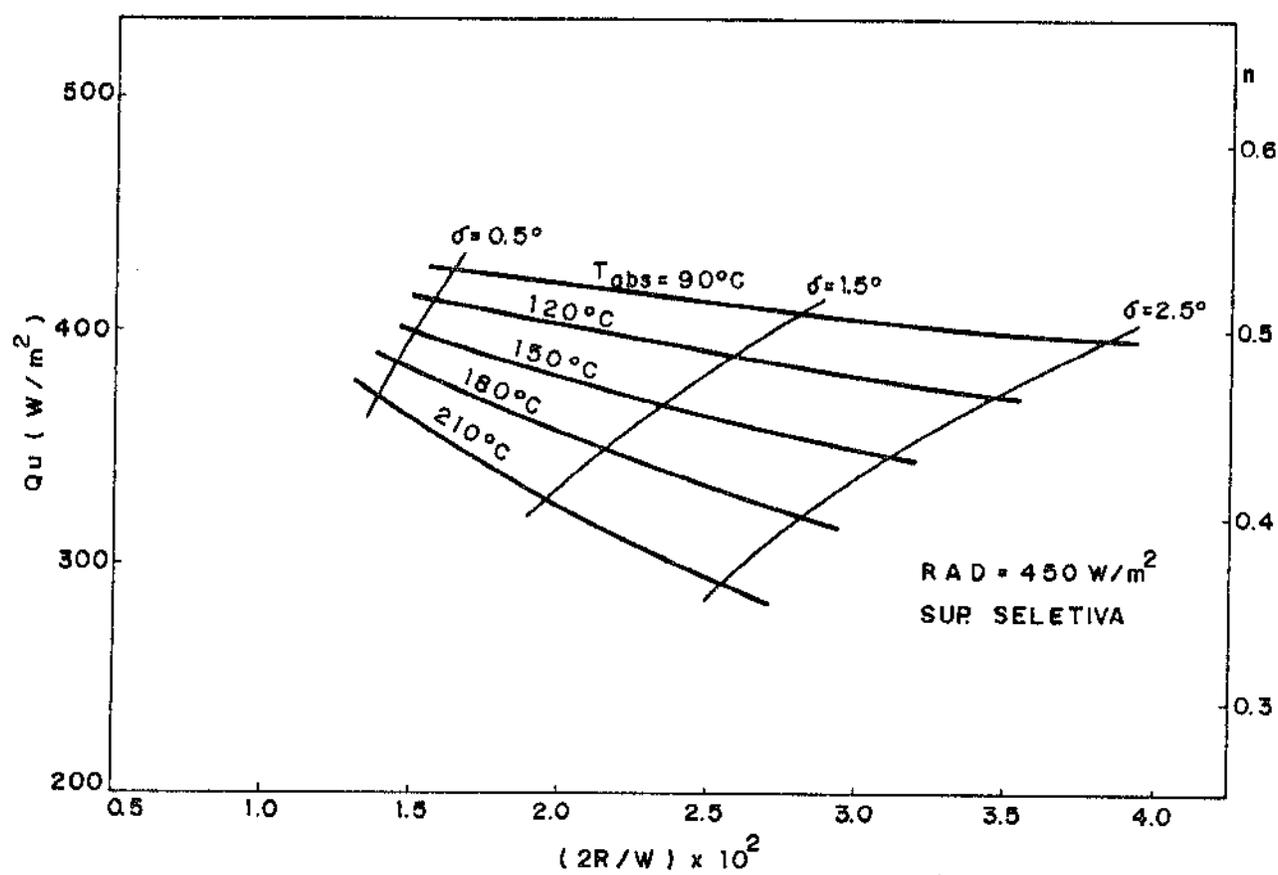


Fig.IV-5 - Curvas de otimização para $RAD=450 \text{ W/m}^2$ e superfície seletiva.

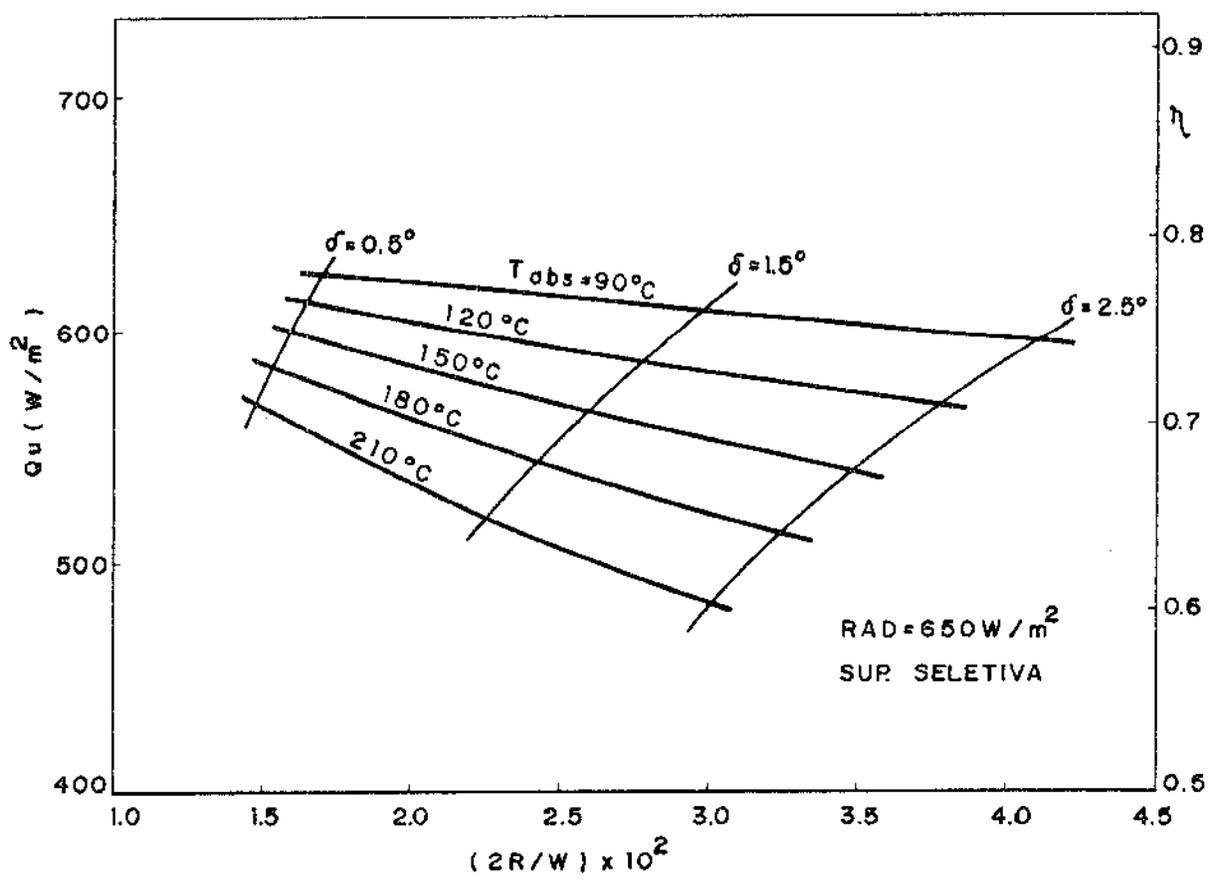


Fig.IV-6 - Curvas de otimização para $\text{RAD} = 650 \text{ W/m}^2$ e superfície seletiva.

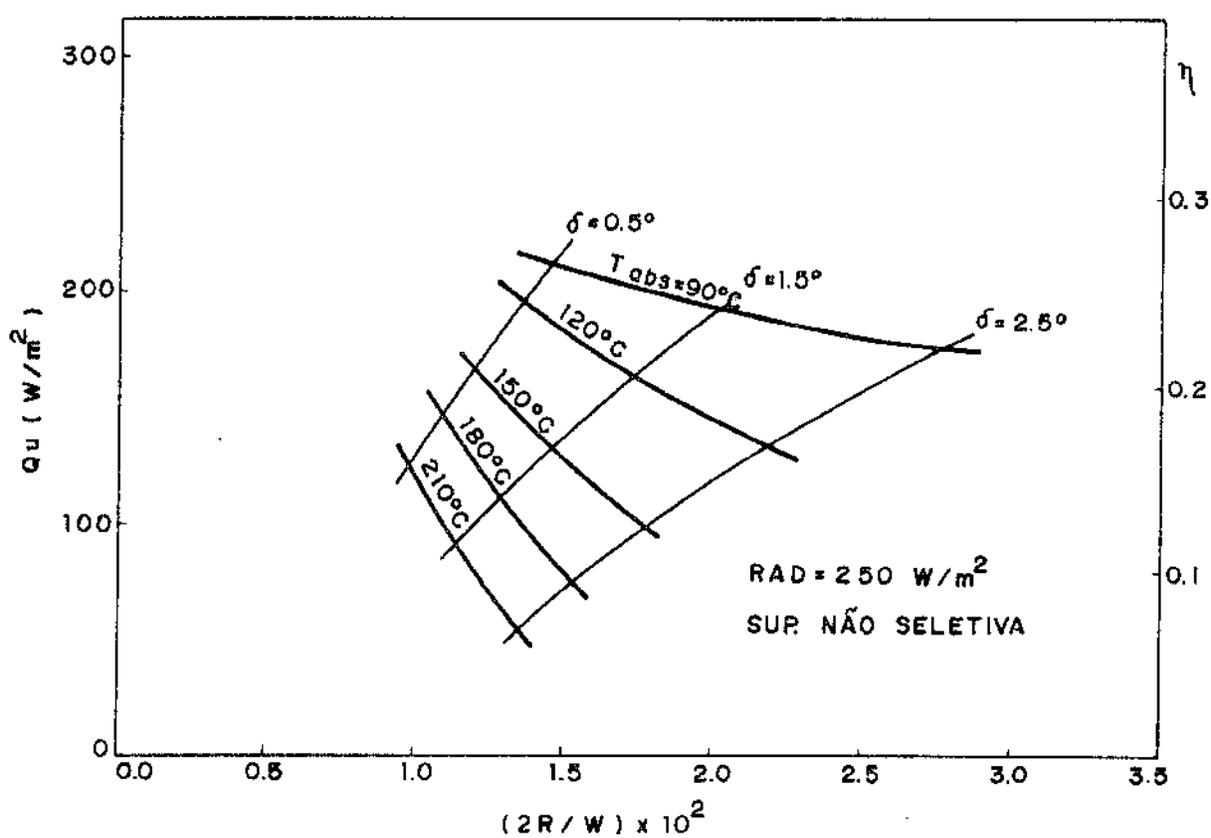


Fig.IV-7 - Curvas de otimização para $RAD=450 \text{ W/m}^2$ e superfície não-seletiva.

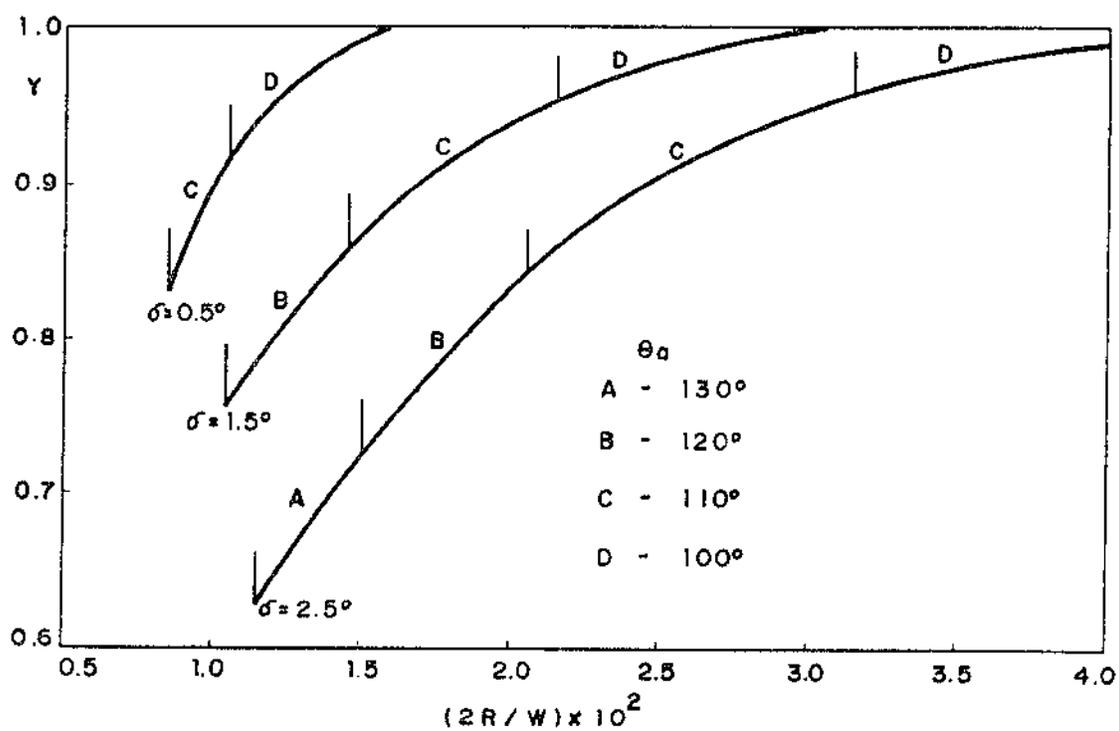


Fig.IV-8 - Fator de interceptação e ângulo ótimo de abertura em função dos valores da razão $(2R/W)$.

Comparando-se as Figs. IV-5 e IV-6, ambas para superfície seletiva no absorvedor, observam-se eficiências maiores na Fig. IV-6 devido à melhor performance ótica do sistema representado nesta figura ($I_{dn} = 800 \text{ W/m}^2$ e $RAD = 650 \text{ W/m}^2$). O mesmo acontece em relação às Figs. IV-4 e IV-7, para superfícies não-seletivas no absorvedor, onde se vê a acentuada queda de eficiência na Fig. IV-7.

5 - Notas sobre otimização de um coletor cilíndrico-parabólico

A otimização feita do coletor cilíndrico-parabólico envolve um grande número de variáveis e condições de operação definidos. A determinação do parâmetro δ para uma superfície refletora pode ser feita experimentalmente como foi descrito no Capítulo II e as condições de operação são pré-fixadas num projeto. Dessa forma é possível a determinação do diâmetro ótimo de um coletor específico quando forem conhecidas as condições médias de insolação e ambientais.

A construção de superfícies refletoras precisas (pequenos valores de δ) e com alta refletância é fundamental para se obter altas eficiências, como se observam pelos resultados nos gráficos deste capítulo. Esta solução técnica entretanto é cara e nem sempre é econômica. Pode ser mais econômico o uso de superfícies absorvedores com maior diâmetro (e menor eficiência) e superfícies refletoras não tão precisas porém menos caras.

Os ângulos de abertura ótimos, mostrados na Fig. IV-8, situa-se na faixa de valores em que a superfície refletora está relativamente mais próxima do foco (em torno de 120°). Os valores mais comuns para o ângulo de abertura de coletores construídos encontrados na literatura são 75° , 90° , 115° . O ângulo de 115° é justificado pelo fato acima citado sendo também o ângulo médio da faixa de valores indicados na Fig. IV-8. O ângulo de 90° é aquele em que a extremidade da superfície refletora está mais próxima do foco e o ângulo de 75° apresenta a maior razão de área de abertura por área iluminada do absorvedor [1].

Normalmente utilizam-se diâmetros do absorvedor suficientemente grandes para interceptar praticamente toda a radiação refletida, compensando as imperfeições do refletor, o que diminui a influência do parâmetro ângulo de abertura (como indicado na curva $C = 12.7$ na Fig. IV-3).

V - SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO HORÁRIO DE UM COLETOR PARA A REGIÃO DE CAMPINAS

1 - Características e orientação do coletor

Com objetivo de analisar o desempenho horário de um coletor cilíndrico-parabólico para a região de Campinas em diversos períodos do ano, foi simulada a variação horária da eficiência de um coletor construído no Laboratório de Energia Solar do DEM. As dimensões deste coletor estão especificadas no Apêndice 1, juntamente com o cálculo da função $F(\alpha)$. A superfície refletora do coletor é constituída de vidro espelhado cujo calor médio da reflexão na faixa solar de comprimentos de onda foi medido igual a 0.71 e cujo erro angular equivalente foi assumido como sendo $\delta=1,5^\circ$. Para o cálculo da fração da energia refletida interceptada pelo absorvedor foi assumido também um erro médio de apontamento $\beta=0,5^\circ$. O tubo absorvedor é envolvido por um tubo de vidro não evacuado com diâmetro interno de 4 cm para minimizar as perdas térmicas (espaçamento correspondente ao valor médio otimizado de 0.73 cm).

A simulação de desempenho horário foi feita para alguns meses do ano, supondo-se o coletor na posição horizontal com eixo orientado nas direções NORTE-SUL (N-S) e LESTE-OESTE (L-O) utilizando um mecanismo de apontamento para o sol. A variação horária do cosseno do ângulo de incidência α para a região de Campinas, calculada a partir de expressões fornecidas na literatura [11], é mostrada na Fig. V-1 para orientação N-S e L-O do coletor no dia 15 de Março e N-S nos dias 15 de Junho e de Dezembro. Nota-se o aumento acentuado do ângulo de incidência quando se afasta do meio-dia para orientação L-O do eixo do coletor. No mês de Dezembro quando a declinação é mínima (da ordem de -23°), a incidência é praticamente normal num largo período do dia para orientação N-S do eixo do coletor. Ao contrário, no mês de Junho quando a declinação é máxima (da ordem de $+23^\circ$), o ângulo de incidência é grande durante todo dia para orientação N-S do coletor.

Na orientação L-O do eixo do coletor foi traçada apenas uma curva (15 de Março) pois as curvas correspondentes às outras duas datas seriam muito próximas da curva traçada.

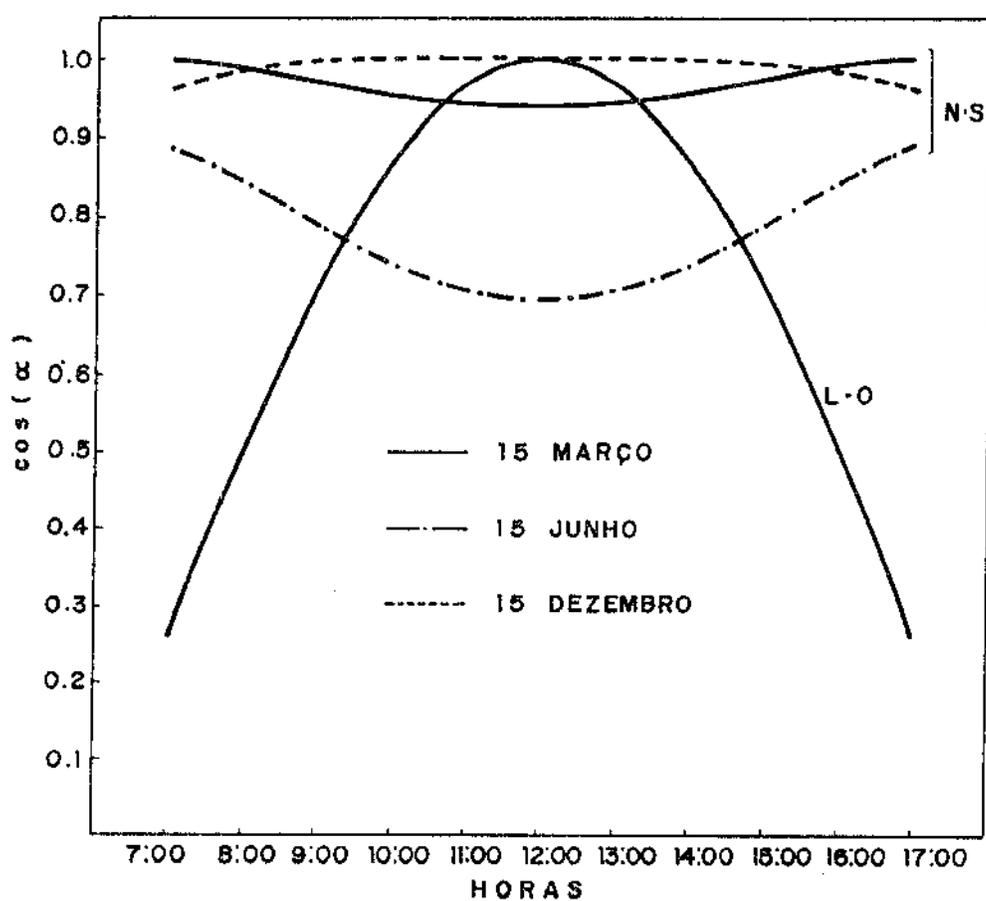


Fig.V-1 - Variação horária do $\cos(\alpha)$ para orientação N-S e L-O do coletor em diferentes períodos do ano para região de Campinas.

2 - Simulação horária

Foi utilizado um modelo de cálculo indicado na literatura [11] para a determinação da distribuição horária do fluxo direto normal incidente, I_{dn} de radiação solar. Os resultados da simulação de operação do coletor para as mesmas três datas anteriormente mencionadas (Fig. V-1) são mostradas nas Figs. V-2, V-3 e V-4, para uma temperatura de operação do absorvedor de 150°C , superfície seletiva ($\alpha_s = 0.85$ e $\epsilon_i = 0.2$) e não seletiva ($\alpha_s = \epsilon_i = 0.9$), com orientação do eixo do coletor nas direções N-S e L-0. Ilustra-se também a distribuição horária do fluxo direto normal I_{dn} . Observa-se que para orientação L-0 as curvas de eficiência são praticamente iguais nas três datas simuladas. Para a orientação N-S, as curvas de eficiência são fortemente afetadas pela variação sensível do ângulo de incidência com o ângulo de declinação, como foi comentado na Fig. V-1.

O aumento da eficiência com o uso de superfície seletiva no absorvedor é da ordem de 6% neste caso. Para uma temperatura de operação do absorvedor de 210°C , a variação horária da eficiência é mostrada na Fig. V-5 para os dias 15 de Dezembro e Março. Nota-se que o ganho percentual de eficiência com o uso de superfície seletiva é agora da ordem de 20%, devido à diminuição das perdas térmicas por radiação, que são controladas pela menor emissividade da superfície seletiva.

Em todos os casos a variação horária da eficiência do coletor é fortemente influenciada pela variação horária do ângulo de incidência, pois a eficiência ótica do coletor diminui com o aumento do ângulo de incidência devido à diminuição da função $F(\alpha)$.

3 - Comparação com resultados experimentais

Para verificar o procedimento adotado na simulação da eficiência horária do coletor, foi efetuada uma comparação entre resultados calculados e dados encontrados na literatura [4].

Alguns testes da referência [4] são realizados a uma temperatura de operação do absorvedor de 300°C , com superfície seletiva no absorvedor e com tubo de vidro evacuado, para orientação L-0

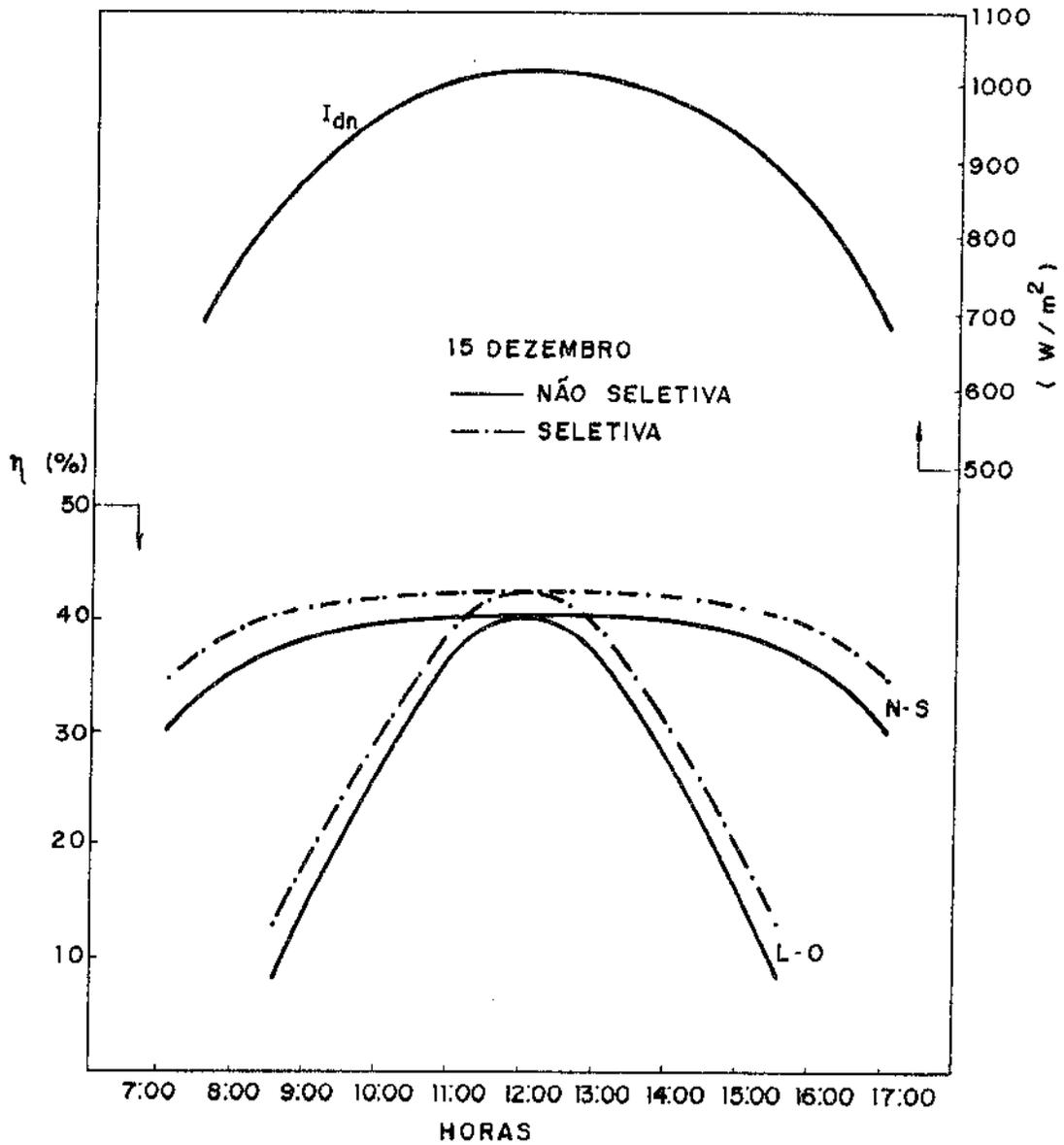


Fig.V-2 - Simulação horária da eficiência do coletor para orientação N-S e L-O, temperatura de operação de 150°C e data indicada.

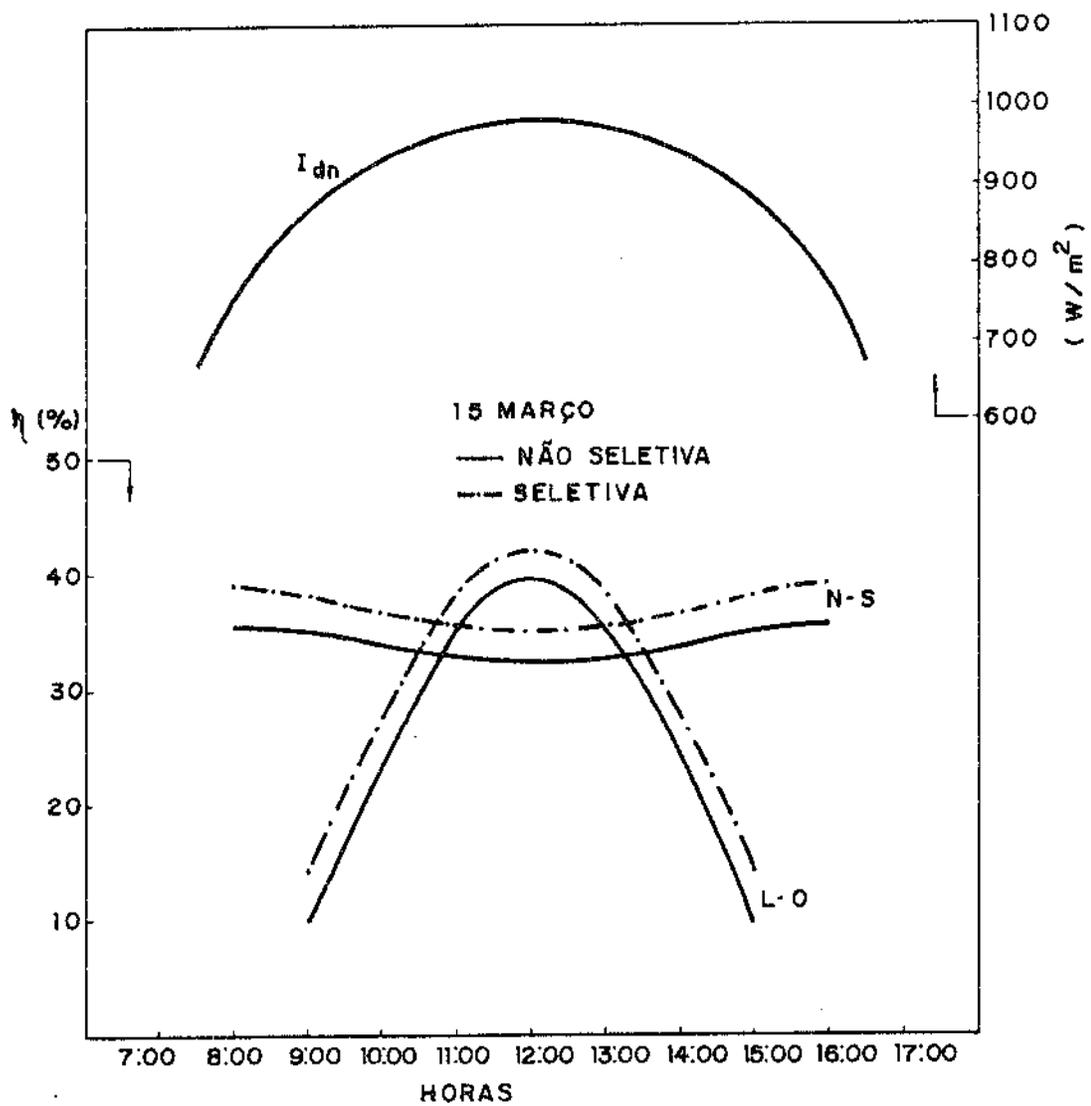


Fig.V-3 - Simulação horária da eficiência do coletor para orientação N-S e L-0, temperatura de operação de 150°C e data indicada.

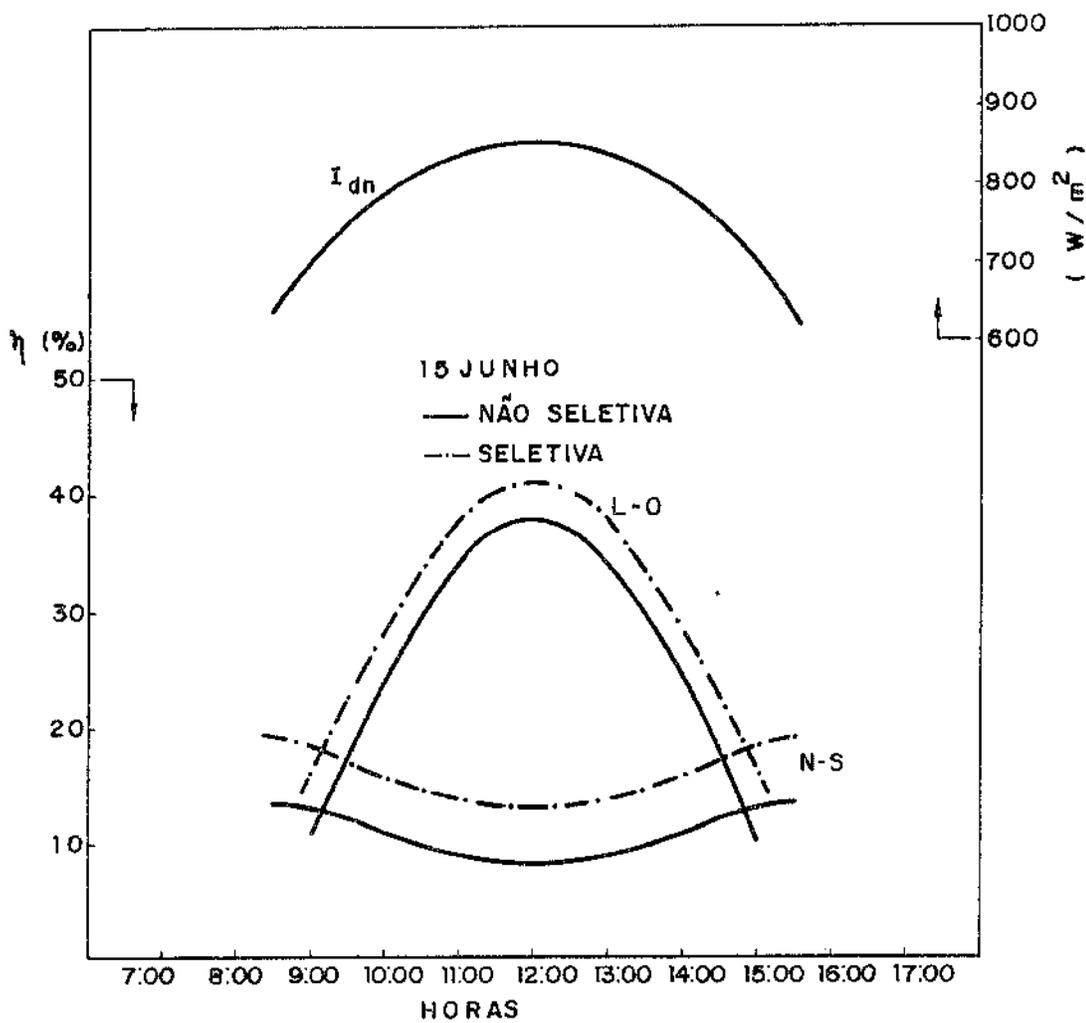


Fig.V-4 - Simulação horária da eficiência do coletor para orientação N-S e L-0, temperatura de operação de 150°C e data indicada.

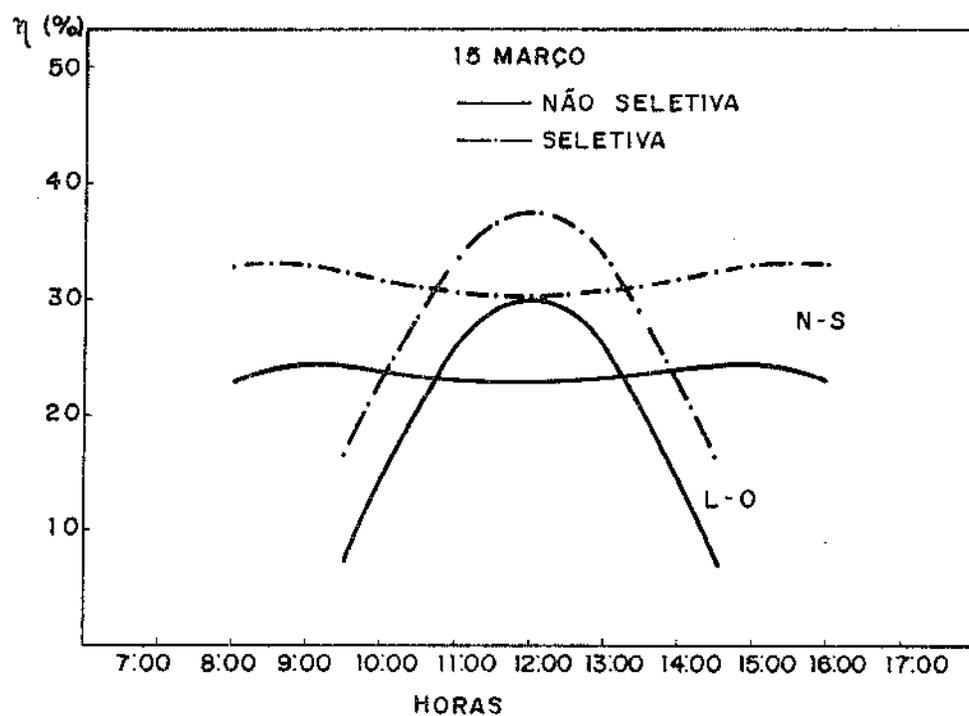
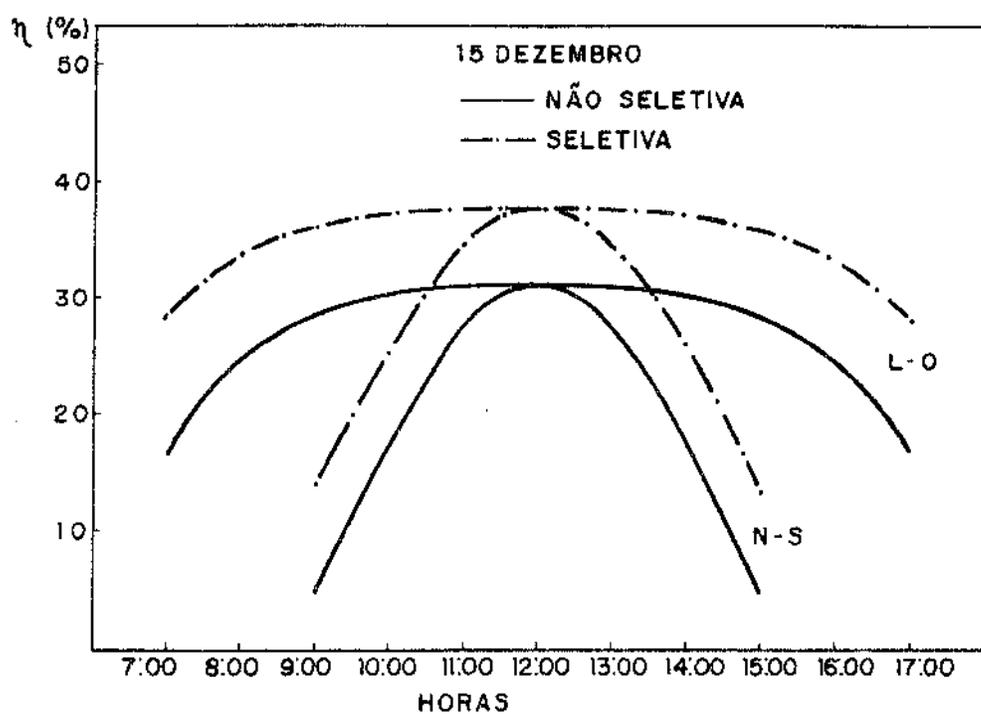


Fig.V-5 - Simulação horária da eficiência do coletor para orientação N-S e L-O, temperatura de operação / 210°C , para duas datas indicadas.

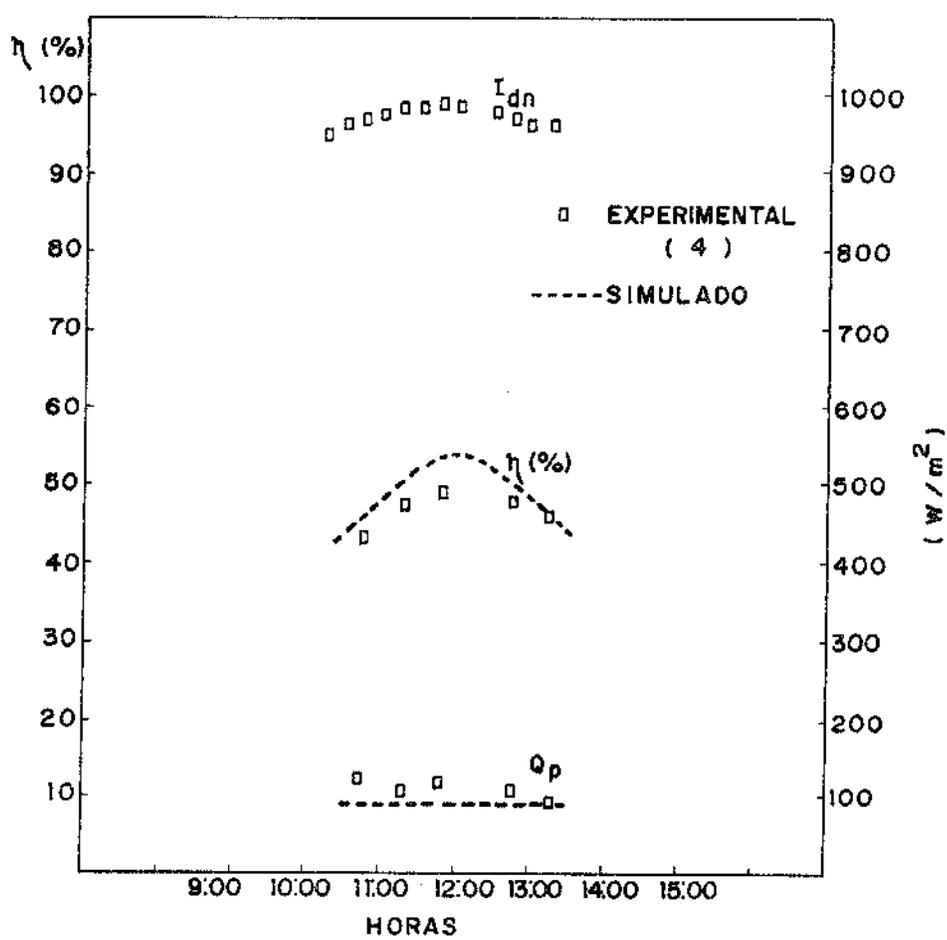


Fig.V-6 - Comparação com resultados experimentais fornecidos na literatura [4].

do eixo do coletor na posição horizontal, no dia 4 de Novembro e numa latitude de 34° NORTE.

Foram calculadas as perdas térmicas e a eficiência a partir destes dados e dos parâmetros óticos e dos valores medidos de insolação fornecidos na referência. Os resultados calculados são mostrados na Fig.V-6 em linha pontilhada juntamente com os valores encontrados na referência. A perda térmica calculada é um pouco menor do que os valores experimentais devido à impossibilidade de considerar na simulação as perdas de calor por condução nas extremidades do tubo absorvedor. Dessa forma, essa diferença contribui para um aumento da eficiência simulada.

Os resultados entretanto são satisfatórias, reforçando a validade do procedimento adotado.

VI - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES FINAIS

A eficiência de um coletor cilíndrico-parabólico é em grande parte determinada pelas características óticas do sistema refletor-absorvedor, sendo particularmente influenciada pela qualidade da superfície refletora utilizada. Tanto a perfeição de sua construção, minimizando os erros de curvatura, quanto a sua refletividade não são tecnicamente simples de serem maximizadas, e os custos envolvidos precisam ser avaliados cuidadosamente para verificar sua viabilidade. Em muitos casos pode ser mais conveniente operar com absorvedores maiores, compensando as imperfeições da superfície refletora, mesmo que isso acarrete uma queda na eficiência devido ao aumento das perdas térmicas.

As perdas de calor pela superfície do absorvedor podem ser minimizados através do uso de superfície seletiva, principalmente para operar em temperaturas mais elevadas. O dimensionamento correto do tubo de vidro envolvente e a possibilidade de evacuá-lo parcialmente, também são recursos de grande utilidade para diminuir as perdas térmicas.

Para a otimização do ganho útil de um coletor, uma vez determinados ou admitidos os parâmetros óticos envolvidos, o modelo de cálculo desenvolvido fornece uma boa referência do melhor diâmetro do absorvedor a ser utilizado para as condições de operação pré-definidas. Este modelo também indica uma faixa preferencial para o valor do ângulo de abertura do coletor.

Não foi possível a realização de testes para o coletor construído no Laboratório de Energia Solar do DEM. É desejado porém, tão logo se estabeleçam as condições para tanto, que o desempenho do referido coletor possa ser verificado experimentalmente. Isto permitiria avaliar com maior precisão o procedimento teórico aqui adotado, particularmente no que diz respeito à determinação do parâmetro δ tomado como medida do grau de perfeição da superfície refletora.

Comparações feitas com dados experimentais obtidos da literatura [4] foram entretanto encorajadoras quanto à validade do método desenvolvido.

VII - REFERÊNCIAS

- [1] SINGH, PARMPOL & CHEEMA, L.S., Performance and optimization of a cylindrical-parabola collector, Solar Energy, Vol.18, p. 135-141, (1976)
- [2] LÖF, G.O.G. & DUFFIE, J.A., Optimization of focusing solar-collector design. Journal of Engineering for Power, p.221-228, (July 1963)
- [3] EVANS, D.L., On the performance of cylindrical parabolic solar concentrator with flat absorbers. Solar Energy, Vol. 19, p. 379-385, (1977)
- [4] RAMSEY, J.W. & Gupta , B.P. & KNOWLES, G.R., Experimental evaluation fo a cylindrical parabolic solar collector . Journal of Heat Transfer, Vol. 99, p. 163-168, (May 1977)
- [5] TANAKA, T. & SAWATA, S. & TANI, T. & SAKUTA, K. & HORIGOE, T. A terrestrial solar thermal electric power system-developpment of basic model system. Solar Energy, Vol. 19, p.335-341, (1977)
- [6] LÖF, G.O.G. & FESTER, D.A. & DUFFIE, J.A., Energy balances on a parabolic cylinder solar collector. Journal of Engineering for Power, p. 24-32, (Jan. 1962)
- [7] RATZEL, A.C. & HICKOX, C.E. & GARTLING, D.K., Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. Journal of Heat Transfer, Vol. 101, p. 108-113, (1979)
- [8] RATZEL, A.C., Receiver assembly design studies for 2-m 90° parabolic-cylindrical solar collectors. Sandia Laboratories - ref. NTIS-SAND-79-1026 (microficha)
- [9] KREITH, F., Princípios da transmissão de calor. São Paulo, Edgard Blücher, 1977, Cap. 9, p. 370-400

- [10] DUFFIE, J.A. & BECKMAN, W.A., Solar energy thermal process.
John Wiley & Sons, 1974, Cap. 8, p. 178-214
- [11] KREITH, F. & KREIDER, J.F., Principles of solar engineering.
McGraw-Hill, 1978, Cap. 2, p. 37-83
- [12] HICKOX, C.E. & GARTLING, D.K., The effects of nonuniformities
on natural convection in annular receiver geometries.
Sandi Laboratories, ref. NTIS-SAND-77-1641 (microficha)
- [13] RATZEL, A.C. & SIMPSON, C.E., Heat loss reduction techniques
for annular solar receiver designs. Sandi Laboratories,
ref. NTIS-SAND-78-1769 (microficha)

APÊNDICE 1

CÁLCULO DE $F(\alpha)$

a) Especificação das dimensões do coletor

O coletor construído no Laboratório de Energia Solar do DEM apresenta as seguintes dimensões ilustradas na Figura 1, onde

$$\begin{aligned} h &= 18.5 \text{ cm} \\ W &= 98 \text{ cm} \\ f &= 33 \text{ cm} \\ L_0 &= 180 \text{ cm} \\ D_{\text{abs}} &= 2.54 \text{ cm} \end{aligned}$$

Dessa forma a área de abertura A_a é dada por

$$A_a = W \times L_0$$

e a área frontal A_c da superfície refletora parabólica é expressa como:

$$A_c = \frac{2}{3} \cdot W h$$

b) Determinação da fração perdida da área de abertura devido aos efeitos secundários

A determinação da fração P é feita calculando-se a perda líquida PL de área de abertura devido aos efeitos nas extremidades do coletor e devido à sombra do tubo absorvedor na área de abertura. Assim, a função $F(\alpha)$ pode ser escrita como

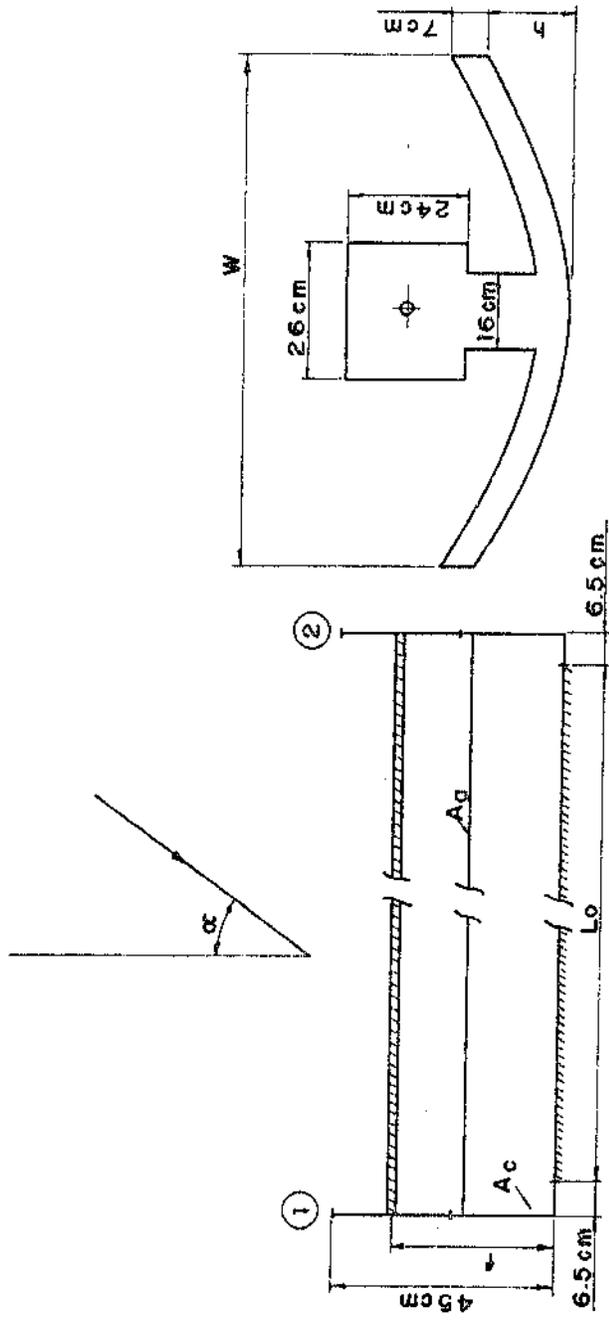


Fig. 1 - Especificações do coletor.

$$F(\alpha) = \left(\frac{A_a - PL}{A_a} \right) \cos(\alpha)$$

ou

$$F(\alpha) = (1 - P) \cos(\alpha)$$

onde então

$$P = \frac{PL}{A_a}$$

b.1 - Perda líquida de área de abertura na extremidade 1 do coletor

Esta perda deve-se à energia refletida que não atinge o tubo absorvedor.

$$1^\circ \text{ Caso: } \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{f} \right)$$

$$\rightarrow PL_1 = h \cdot W \cdot \tan(\alpha)$$

$$2^\circ \text{ Caso: } \alpha > \arctan \left(\frac{6.5}{f} \right)$$

$$\rightarrow PL_1 = W (h \cdot \tan(\alpha) + f \cdot \tan(\alpha) - 6.5)$$

b.2 - Perda líquida de área de abertura na extremidade 2 do coletor

É dividida em duas partes:

1a. PARTE - perda devido à sombra da estrutura lateral sobre a área de abertura:

$$1^{\circ} \text{ Caso: } \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{26.5} \right)$$

$$\rightarrow PL_{21} = 0$$

$$2^{\circ} \text{ Caso: } \alpha > \arctan \left(\frac{6.5}{26.5} \right)$$

$$\rightarrow PL_{21} = 26 \left(26.5 - \frac{6.5}{\tan(\alpha)} \right) \cdot \tan(\alpha)$$

2a. PARTE - perda líquida devido às sombras das estruturas laterais na projeção no plano de abertura da área frontal A_c :

$$1^{\circ} \text{ Caso: } \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{45} \right)$$

$$\rightarrow PL_{22} = - A_c \cdot \tan(\alpha)$$

$$2^{\circ} \text{ Caso: } \arctan \left(\frac{6.5}{45} \right) < \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{26.5} \right)$$

$$\rightarrow PL_{22} = \left[\left(45 - \frac{6.5}{\tan(\alpha)} \right) \cdot 26 - A_c \right] \tan(\alpha)$$

$$3^{\circ} \text{ Caso: } \arctan \left(\frac{6.5}{26.5} \right) < \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{21} \right)$$

$$\rightarrow PL_{22} = (18.5 \times 26 - A_c) \tan(\alpha)$$

$$4^{\circ} \text{ Caso: } \arctan \left(\frac{6.5}{21} \right) < \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{7} \right)$$

$$\rightarrow PL_{22} = \left[26 \left(\frac{6.5}{\tan(\alpha)} - 2.5 \right) + 16 \left(21 - \frac{6.5}{\tan(\alpha)} \right) \right] \tan(\alpha)$$

$$5^{\circ} \text{ Caso: } \alpha > \arctan \left(\frac{7.5}{7} \right)$$

$$\begin{aligned} \rightarrow PL_{22} = & W \left(7 - \frac{6.5}{\tan(\alpha)} \right) \tan(\alpha) + \\ & + \left[14 \times 16 + 25 \left(\frac{6.5}{\tan(\alpha)} - 2.5 \right) \right] \tan(\alpha) \\ & - A_c \cdot \tan(\alpha) \end{aligned}$$

b.3 - Perda líquida devido à sombra do tubo absorvedor sobre a área de abertura

$$1^{\circ} \text{ Caso: } \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{45} \right)$$

$$\rightarrow PL_3 = L_0 \cdot D_{abs}$$

$$2^{\circ} \text{ Caso: } \arctan \left(\frac{6.5}{45} \right) < \alpha < \arctan \left(\frac{6.5}{f} \right)$$

$$\rightarrow PL_3 = (L_0 + 6.5 - (12 + f) \tan(\alpha)) D_{abs}$$

$$3^\circ \text{ Caso: } \alpha > \arctan \left(\frac{6.5}{f} \right)$$

$$\rightarrow PL_3 = (L_0 + 13 - (12 + 2f) \tan(\alpha)) D_{\text{abs}}$$

b.4 - Expressões finais para a perda líquida PL de área de abertura

A perda líquida PL será dada por

$$PL = PL_1 + PL_{21} + PL_{22} + PL_3$$

Efetuados os cálculos, teremos

$$\begin{aligned} 0^\circ < \alpha < 8^\circ & : PL = 604 \tan(\alpha) + 427 \\ 8^\circ < \alpha < 11^\circ & : PL = 1160 \tan(\alpha) + 305 \\ 11^\circ < \alpha < 17^\circ & : PL = 4810 \tan(\alpha) - 316 \\ 17^\circ < \alpha < 43^\circ & : PL = 4600 \tan(\alpha) - 251 \\ 43^\circ < \alpha < 65^\circ & : PL = 5174 \tan(\alpha) - 784 \end{aligned}$$

APÊNDICE 2EXPRESSÕES DE PROPRIEDADES PARA O CÁLCULO DAS PERDAS TÉRMICAS

a) Coeficiente convectivo de troca de calor h_v

Para determinação do coeficiente convectivo h_v entre a superfície externa do tubo de vidro e o meio, admitindo-se vento com velocidade uniforme V_v e direção normal ao tubo de vidro, é encontrado na literatura [9] a relação:

$$h_v = K \cdot C \left(\frac{\rho V_v}{\mu} \right)^n \cdot D_e^{n-1}$$

onde C e n são constantes tais que:

Reynolds	C	n
0.4 - 4	0,891	0,330
4 - 40	0,821	0,385
40 - 4000	0,615	0,466
4000 - 40000	0,174	0,618
40000 - 400000	0,0234	0,805

Os valores das propriedades do ar são avaliados na temperatura média entre a superfície externa do vidro e a temperatura ambiente.

b) Expressões para o cálculo das propriedades do ar

Para o cálculo das propriedades do ar são usadas relações funcionais [12] da temperatura e pressão. Para pressão na faixa $10^2 \text{ Pa} < p < 10^5 \text{ Pa}$ os valores de C_p , β , μ e K do ar praticamente independem da pressão. Apenas a densidade ρ varia fortemente com a pressão, sendo calculada a partir da hipótese de que o

ar se comporta como gás perfeito na faixa de temperatura e pressão consideradas neste estudo.

Dessa forma, temos

$$\rho = \frac{P}{R_{\text{ar}} \cdot T} \quad [\text{lbm/pé}^3]$$

$$\beta = \frac{1}{T} \quad [1/^{\circ}\text{R}]$$

$$\mu = (7.3094 \times 10^{-7}) \cdot \frac{T^{3/2}}{T + 198.7} \quad [\text{lbm/pé-sec}]$$

$$C_p = 0.2238 + (2.533 \times 10^{-5}) \cdot T \quad [\text{BTU/lbm} - ^{\circ}\text{R}]$$

$$K = \frac{(1.14 \times 10^{-3}) T^{1/2}}{1 + \left(\frac{441.7}{T} \right) \cdot 10^{(-21.6/T)}} \quad [\text{BTU/h}_T\text{-pé}^{-\circ}\text{R}]$$

onde

$$R_{\text{ar}} = 53.34 \left[\frac{\text{pé} - \text{lb}_f}{\text{lbm} - ^{\circ}\text{R}} \right]$$

e a pressão e temperatura são dadas em $[\text{lb}_f/\text{pé}^2]$ e $[^{\circ}\text{R}]$, respectivamente. Os valores das propriedades do ar acima obtidos foram convertidos para unidades do S.I. no decorrer dos cálculos efetuados.

c) Propriedades do vidro

As características admitidas para o vidro do tubo são abaixo relacionadas:

- espessura: 3,0 mm
- emissividade na faixa térmica: $\epsilon_V = 0.9$
- condutividade térmica do vidro [13] :

$$K_V = 1.26 \text{ [W/m-}^\circ\text{K]} \quad \text{a} \quad 293^\circ\text{K}$$

$$K_V = 1.33 \text{ [W/m-}^\circ\text{K]} \quad \text{a} \quad 373^\circ\text{K}$$

$$K_V = 1.66 \text{ [W/m-}^\circ\text{K]} \quad \text{a} \quad 573^\circ\text{K}$$

Os valores de K_V nas temperaturas intermediárias foram obtidos por interpolação linear.

APÊNDICE 3LISTAGEM DOS PROGRAMAS DE COMPUTADOR

São listados a seguir, para efeito de registro de memória, os principais programas utilizados nos cálculos relativos ao procedimento de otimização, determinação do fator de interceptação e perdas térmicas.

```

C      PROGRAMA DE OTIMIZACAO DA ENERGIA UTIL COLETADA
      C=0.5625
      QDNF=800.0
      TABS=120.0
      TAMB=20.0
      VW=2.0
      B=0.0
      DELTA=0.0
      RIM=90.0
      ALF=00.0
      DL=0.25
      A=3.1415927/180
      FALF1=DL*(2+COS(RIM*A))/(6*SIN(RIM*A))
      FALF=(1-FALF1*SIN(ALF*A)/COS(ALF*A))*COS(ALF*A)
      RAD=QDNF*C*FALF
      WRITE(16,50)QDNF,C
50     FORMAT(15X,'QDNF=',F6.1,8X,'C=',F4.2,/)
      WRITE(16,51)DELTA,B
51     FORMAT(15X,'DELTA=',F4.2,8X,'B=',F4.2,/)
      WRITE(16,52)
52     FORMAT(5X,'TABS',7X,'RIM',7X,'MD',9X,'QU',7X,'EF',/)
      STEP=0.0005
      DI=0.05
      DABS=2.5
37     CALL PERDA(TABS,DABS,TAMB,VW,QL)
      QL=QL*100.0/DABS
      MD=0.020
      QU=0.0
34     CALL FATOR(DELTA,MD,RIM,B,ALF,Y1)
      QUI=RAD*Y1-QL*MD
      IF(QU1.LT.QU)GO TO 35
      QU=QUI
      MD=MD+STEP
      GO TO 34
35     @ABS1=MD*100
      DI1=ABS(DABS1-DABS)
      IF(DI1.LT.DI)GO TO 36

```

```

DABS=DABS1
GO TO 37
36 EF=OU/ODNF
WRITE(16, 53) TABS, RIN, ND, OU, EF
53 FORMAT(4X, F6. 2, 4X, F6. 2, 4X, F7. 5, 4X, F6. 2, 4X, F4. 2)
TABS=TABS+30. 0
IF(TABS. LE. 210. 0) GO TO 37
END

```

```

C SUBROTINA PARA DETERMINACAO DO FATOR DE INTERCEPTACAO
SUBROUTINE FATOR(Delta, ND, RIN, B, ALF, Y1)
FI=0. 533333
PI=3. 1415927
RAF=ND*SIN(RIN*PI/180)/(1+COS(RIN*PI/180))
FI=FI+2*Delta
FI=FI*PI/180
BE=B*PI/180
STEP=2. 5
VAR=0. 0
VAR=VAR+STEP/2
SINT=0. 0
25 FI1=2*ASIN(RAF*COS(ALF*PI/180)*(1+COS(VAR*PI/180)))
A1=ABS(FI1/2-BE)
AR1=(SIN(A1)/COS(A1))/(SIN(FI/2)/COS(FI/2))
A2=FI1/2+BE
AR2=(SIN(A2)/COS(A2))/(SIN(FI/2)/COS(FI/2))
A4=FI1/2
A5=FI/2
A6=BE+FI/2
A7=FI/2+FI1/2
IF(BE. LE. A4) GO TO 20
GO TO 21
20 IF(A6. LE. A4) GO TO 10
ALN=2*ACOS(AR1)
IF(A2. GE. A5) GO TO 11
ALN1=2*ACOS(AR2)
GO TO 12
21 IF(BE. GE. A7) GO TO 13
ALN=2*ACOS(AR1)
IF(A2. GE. A5) GO TO 14
ALN1=2*ACOS(AR2)
GO TO 15
10 FRAC=1. 0
GO TO 22
11 FRAC=1-(ALN-SIN(ALN))/(2*PI)
GO TO 22
12 FRAC=1-((ALN-SIN(ALN))+(ALN1-SIN(ALN1)))/(2*PI)
GO TO 22
13 FRAC=0. 0
GO TO 22
14 FRAC=(ALN-SIN(ALN))/(2*PI)

```

```

GO TO 22
15  FRAC=((ALN-SIN(ALN))-(ALN1-SIN(ALN1)))/(2*PI)
22  D1=COS(VAR*PI/360)
    D2=D1**2
    FRAC=FRAC/D2
    SINT=SINT+FRAC*STEP*PI/180
    VAR=VAR+STEP
    STOP=RIN+STEP/2
    IF(VAR.LT.STOP)GO TO 25
    Y1=SINT+0.5*(1+COS(RIN*PI/180))/SIN(RIN*PI/180)
    RETURN
END

```

```

C  SUBROTINA PARA O CALCULO DAS PERDAS TERMICAS
   SUBROUTINE PERD(TABS, DABS, TAMB, VIG, AL)
   ENT=0.9
   ENTV=0.9
   SIG=4.80555E-13
   ESP=0.3
   G=32.38
   PIN=706
   PEX=706
   PI=3.1415927
   STEP=0.05
   DIF=0.1
   D=DABS+1.46
   T2=60.0
31  T1=T2
    TM1=(T1+TABS)/2
    TM1=(TM1+273.15)*1.8
    RO=PIN*39.68/(760*TM1)
    BETA=1.0/TM1
    ANI=((TM1**1.5)/(TM1+198.7))*7.3094E-07
    AK1=(TM1**0.5)*1.14E-03
    AK2=(10**(-21.6/TM1))*441.7/TM1
    AK3=AK2+1.0
    AK=(AK1/AK3)/3600.0
    CP=0.2238+TM1*2.533E-05
    ALFA=AK/(RO*CP)
    AL=(D-DABS)/(2*30.48)
    EP1=((TABS-T1)*2*1.8*AK)/ALOG(D/DABS)
    EP21=(2*AK*0.1585)/ALOG(D/DABS)
    EP22=RO*G*BETA*(AL**3.0)/(ANI*ALFA)
    EP23=EP22**0.2667
    EP24=((TABS-T1)*1.8)**1.2667
    EP2=EP21*EP23*EP24
    AT1=(1/ENT)+(DABS/D)*((1/ENTV)-1)
    AT2=1/AT1
    EP31=AT2*DABS*SIG/30.48
    EP32=((TABS+273.15)*1.8)**4-((T1+273.15)*1.8)**4
    EP3=EP31*EP32
    RAY=RO*G*BETA*(AL**3.0)*(TABS-T1)*1.8/(ANI*ALFA)

```

```

IF(RAY.LT.1000.0)GO TO 15
TER1=EP2+EP3
AKVI=2.3558E-07*T1+1.9402E-04
GO TO 16
15  TER1=EP1+EP3
    AKVI=2.3558E-07*T1+1.9402E-04
16  T3=T1-(TER1*ALOG(1+2*ESP/D))/(2*AKVI*1.8)
    TM2=(T3+TAMB)/2
    TM2=(TM2+273.15)*1.8
    DE=(D+2*ESP)/30.48
    AK1=(TM2**0.5)*1.14E-03
    AK2=(10**(-21.6/TM2))*441.7/TM2
    AK3=AK2+1.0
    AK=(AK1/AK3)/3600.0
    RD=PEX*39.68/(760*TM2)
    ANI=((TM2**1.5)/(TM2+190.7))*7.3094E-07
    REY=(RD*DE+VM/ANI)*100.0/30.48
    IF(REY.LT.4000.0)GO TO 17
    HW1=AK*0.174*((RD*VM/ANI)*100.0/30.48)**0.618)
    HW2=DE**(-0.382)
    HW=HW1*HW2
    GO TO 18
17  HW1=AK*0.615*((RD*VM/ANI)*100.0/30.48)**0.466)
    HW2=DE**(-0.534)
    HW=HW1*HW2
18  TT2=70.0
    TE1=ENTV*DE*SIG
40  TE2=((TT2+273.15)*1.8)**4-((TAMB+273.15)*1.8)**4
    TES1=TER1-TE1*TE2
    T2=TAMB+(TES1/(CHN*DE*1.8))
    DI=ABS(TT2-T2)
    IF(DI.LT.0.1)GO TO 41
    TT2=T2
    GO TO 40
41  DIFT=ABS(T3-T2)
    IF(DIFT.LT.DIF)GO TO 33
    T2=T2+(TER1*ALOG(1+2*ESP/D))/(2*AKVI*1.8)
    GO TO 31
33  QL=TER1*PI*3461.286
    EP3=EP3*PI*3461.286
    ALG=AL*30.48
    RETURN
    END

```