

# MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

## PROJETO, FABRICAÇÃO, MONTAGEM E TESTES DE DIFERENTES PROTÓTIPOS DE COLETORES SOLARES PARABÓLICOS COMPOSTOS “CPCs”

**José H.M. Neto** - henrique@daem.des.cefemg.br

Centro Federal de Educação Tecnológico de Minas Gerais, Campus II, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Amazonas 7675, 30510-000, Belo Horizonte, MG, Brasil

***Resumo.** Este trabalho apresenta resultados de uma pesquisa experimental envolvendo o projeto, fabricação, montagem, testes de campo e testes de laboratório de protótipos de coletores solares parabólicos compostos “CPCs” de ângulos-metade de aceitação de 3°, 6.5°, 11°, 14°, e 19.5 do tipo absorvedor tubular e de 14° do tipo absorvedor retangular. Os protótipos são do tipo não evacuado, sendo que seus absorvedores foram cobertos com pintura não-seletiva. Foram realizados testes de campo em todos os protótipos para levantamento das curvas de eficiência térmica, constantes de tempo, e eficiências óticas representadas pelos ângulos de incidência modificados. Também foram realizados testes de laboratório para determinação dos coeficientes globais de transferência de calor de cada protótipo. O CPC de ângulo metade de aceitação de 14°, usando absorvedor do tipo retangular, apresentou a melhor curva de eficiência térmica, embora tenha apresentado a maior constante de tempo. As diferentes fases desta pesquisa tornaram possível a aquisição de experiência quanto aos processos envolvendo o projeto, fabricação, montagem, e testes de coletores parabólicos compostos. Um filme de curta duração foi elaborado mostrando todas as fases deste trabalho.*

**Keys-word:** Coletor Solar, Concentrador, CPC, Teste, Fabricação

### 1. Introdução

O Coletor Parabólico Composto “CPC”, tem se mostrado competitivo em relação aos Coletores Planos e aos Coletores Cilíndricos Parabólicos na faixa de temperatura de 70°C a 200°C, (Tiba et al., 1985), (Frandenraich et al., 1985) and (Tiba & Frandenraich, 1984).

Os CPCs levam vantagens sobre os coletores planos, pois apresentam menores áreas de superfície absorvedoras para uma mesma área de abertura, o que torna menores suas perdas de calor pelo topo, melhorando assim sua eficiência térmica. Os CPCs também são vantajosos em relação aos Coletores Cilíndricos Parabólicos para taxas de concentração de até 10X, devido aos seus maiores ângulos de aceitação, o que torna possível a redução do número de ajustes requeridos para rastreamento do sol ao longo do ano. Conforme menciona Rabl et al. (1980) os CPCs conseguem operar sem perda significativa de eficiência

ótica, mesmo quando ocorrem pequenos erros de fabricação, como por exemplo, pequenos abaulamentos das suas superfícies refletoras e pequenos desalinhamentos dos seus absorvedores.

Este trabalho constou de projeto, fabricação e testes de protótipos de *CPCs* do tipo não evacuado, de absorvedores não-seletivos do tipo tubular, de ângulos-metade de aceitação de 3°, 6.5°, 11°, 14°, e 19°. Com o objetivo de comparar a performance de absorvedores do tipo tubular e retangular, foi projetado, fabricado e testado também um *CPC* do tipo não evacuado, com absorvedor não-seletivo do tipo retangular, de 14° de ângulo-metade de aceitação. Figura 1 apresenta os *CPCs* construídos do tipo absorvedor tubular e do tipo absorvedor retangular, onde “a” é o comprimento característico (perímetro para o absorvedor tipo tubo e largura para o absorvedor tipo retangular).

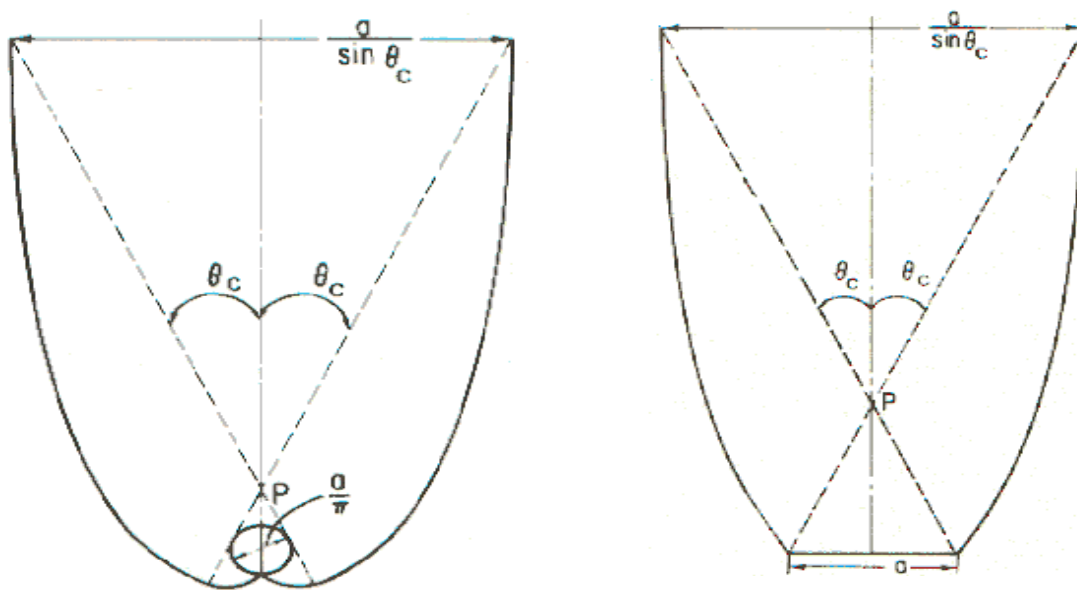


Figura 1 - Tipos de protótipos de *CPCs* projetados e fabricados

## 2. DESCRIÇÃO DOS *CPCs*

Os absorvedores dos *CPCs* do tipo tubular e retangular são de cobre e foram pintados com tinta não-seletiva do tipo preto fosco da alta absorvidade e emissividade. Os absorvedores do tipo tubulares têm diâmetro interno e externo de 13,4 e 15 mm, respectivamente. O absorvedor retangular tem largura de 47,1 mm, altura de 4,5 mm e espessura de 0,65 mm. As dimensões do absorvedor retangular foram selecionadas de forma que a área da sua seção transversal fosse igual a dos absorvedores tubulares

Foi desenvolvido um programa de computador para a obtenção das curvas das superfícies refletoras dos dois tipos de *CPCs*, em função dos ângulos-metades de aceitação e das dimensões características dos absorvedores. As equações que originaram as curvas foram obtidas de acordo com Baum & Gordon (1984) e Welford & Winston (1978).

Foram obtidas as curvas das superfícies refletoras dos *CPCs* de ângulo-metade de aceitação de 1°; 2°; 3°; 4°; 5°; 6°; 6.5°; 7°; 8°; 9°; 11°; 14° e 19.5°, correspondendo a concentrações de 57X a 3X. Após minuciosa análise foram selecionados para fabricação os protótipos dos *CPCs* de 3° (19.1X); 6.5° (8.8X); 11° (5.2X); 14° (4.1X) e 19.5° (2.99X). As

curvas das suas superfícies refletoras foram truncadas de forma a otimizar os custos dos protótipos, conforme menciona Dickinson e Cheremisinoff (1980). Adotou-se uma altura máxima de 1000 mm., que foram utilizadas nos protótipos de ângulos-metade de aceitação de 3° e 6.5°. Foram efetuados também truncamentos de 2mm nos vértices inferiores das parábolas refletoras de todos protótipos, com o objetivo de evitar transmissão de calor do absorvedor para as mesmas, conforme reconhecido por Rabl et al. (1979).

Para fabricação das parábolas refletoras foram adotados os seguintes processos de fabricação: (i) confecção de matrizes de madeira para cada protótipo a ser construído; (ii) emassamento e polimento das matrizes de madeiras; (iii) calibração das matrizes de madeira utilizando-se gabaritos obtidos a partir das curvas geradas por computador; (iv) conformação e amarramento das chapas de aço inoxidável brilhante de 0,3 mm sobre as matrizes de madeira, com a parte espelhada da superfície refletora faceando a superfície da matriz de madeira; (v) aplicação de camadas de fibra de vidro sobre a parte não brilhante das superfícies refletoras; (vi) curagem da fibra de vidro por um período de 48 horas; (vii) retirada das superfícies refletoras das matrizes de madeira para obtenção final das superfícies refletoras.

Essas superfícies refletoras foram instaladas dentro de invólucros de madeira previamente confeccionados. Estes invólucros dispunham de aberturas no topo e nas laterais de forma a permitir a passagem da radiação solar. Nessas aberturas foram instalados vidros translúcidos de 3mm. de espessura. A vedação no encaixe dos vidros foi feita com borracha automotiva (do tipo miolo) para garantir estanquidade. Com o objetivo de reduzir os custos dos protótipos optou-se pela utilização do ar aprisionado entre a chapa refletora e o invólucro de madeira, como isolante térmico, conforme recomendação de Rabl et al (1980).

### **3. PARTE EXPERIMENTAL**

Foram realizados testes de campo, para determinação das eficiências térmicas, das constantes de tempo, e dos ângulos de incidência modificados dos prototipos, seguindo-se as recomendações da norma da ASHRAE (1986). Foram realizados testes de laboratório para determinação dos coeficientes globais de transferência de calor de cada protótipo.

Uma bancada de testes, do tipo circuito aberto, foi projetada, construída e instrumentada para a realização dos testes de campo. A bancada de testes foi instrumentada com um piranometro Eppley modelo PSP; um registrador potenciometrico de pontos, classe 0.5%, com seis entradas simultâneas de sinal; um controlador e indicador de temperatura; um termômetro digital; um anemômetro digital de pás; uma balança; um cronômetro; e três sensores de temperatura do tipo platina (Pt-100). Composto a bancada de testes foram utilizados os seguintes equipamentos (i) tanque de passagem provido de resistências elétricas, controladas individualmente por um controlador de temperatura, de forma a permitir o ajuste da temperatura do fluido de teste na entrada do CPC, desde a temperatura ambiente até 150°C; (ii) dispositivo altazimutal para posicionamento dos CPCs, (iii) caixa de taragem para medição da vazão do fluido de teste através do CPC, (iv) bomba para o enchimento do tanque de passagem; (v) mira, utilizada para ajuste da posição dos protótipos de acordo com o angulo de incidência da radiação solar requerido para realização do teste.

O fluido de trabalho selecionado foi o óleo térmico (tipo "OT-68-OF" da Petrobrás), que permitiu a realização de testes com temperaturas de até 150°C. Foi utilizado também a "água" como fluido de teste, para avaliação da performance dos protótipos quando diferentes fluidos de trabalho fossem utilizados. Durante os testes de campo procurou-se manter a vazão mássica do fluido de teste o mais próximo possível do valor de 0.02 Kg/s/(m<sup>2</sup> de área de abertura do CPC), conforme recomendado pela norma da ASHRAE (1986).

## 4. RESULTADOS

### 4.1. Teste para determinação da eficiência térmica

A eficiência térmica instantânea do *CPC* “ $\eta_{h,m,n}$ ” é definida como a razão entre a energia útil coletada pelo fluido de trabalho e a radiação solar incidente na abertura do coletor, quando o mesmo está posicionado normal à radiação solar. A eficiência térmica é assumida constante durante intervalos de tempo de 5 minutos e determinada através da Eq. (1).

$$\eta_{h,m,n} = \frac{c_{p,m} \times (T_{f,e} - T_{f,i}) \times \int_0^t m \times dt}{A_a \int_0^t G_i \times dt} \quad (1)$$

onde: “ $c_{p,m}$ ” é o calor específico do fluido de trabalho; “ $T_{f,e}$ ,” é a temperatura de saída do fluido de trabalho medida experimentalmente; “ $T_{f,i}$ ” é a temperatura de entrada do fluido de trabalho medida experimentalmente; “ $\int m dt$ ” é a vazão mássica do fluido de trabalho integrada durante um intervalo de tempo de 5 minutos, medida experimentalmente; “ $A_a$ ” é a área de abertura do *CPC*; e “ $\int G_i dt$ ” é a radiação solar global hemisférica incidente na plano da cobertura do *CPC* integrada durante um intervalo de tempo de 5 minutos e medida experimentalmente.

De acordo o modelo desenvolvido por Duffie e Beckman (1991) e adotado pela norma da ASHRAE (1986), a eficiência térmica pode ser determinada pela Eq. (2).

$$\eta_{h,m,n} = F_{r,m,n} \times \left[ \eta_{o,m,n} - U_{L,m,n} \times (T_{f,i} - T_a) / G_i \right] \quad (2)$$

onde “ $F_{r,m,n}$ ” é o fator de remoção de calor definido como a energia útil que seria coletada pelo coletor se a temperatura da sua superfície absorvedora fosse uniforme e igual à temperatura do fluido de trabalho na entrada do coletor; “ $\eta_{o,m,n}$ ” é definido como o rendimento ótico do coletor sendo igual ao produto da transmissividade da cobertura do coletor pela absorvidade da superfície absorvedora do mesmo “ $\tau\alpha$ ”; “ $U_{L,m,n}$ ” é o coeficiente global de perda de calor do coletor; “ $T_{f,i}$ ” é a temperatura do fluido de trabalho na entrada do coletor; e “ $T_a$ ” é a temperatura instantânea do ambiente, assumida constante e igual ao valor médio durante intervalos de tempo de 5 minutos; “ $G_i$ ” é a radiação solar global hemisférica incidente na abertura do coletor, quando o mesmo é posicionado normal à radiação solar, assumida constante e igual ao valor médio durante intervalos de tempo de 5 minutos.

A Fig. 2 mostra as curvas de eficiência térmica “ $\eta_{h,m,n}$ ” em função da relação  $[(T_{f,i} - T_a) / G_i]$ , para os diferentes protótipos de *CPCs* testados. Essas curvas representam regressões lineares obtidas dos vários pontos determinados experimentalmente durante os testes de campo. A Fig. 3 apresenta as curvas de regressão linear de eficiência térmica para diferentes temperaturas de saída do fluido de trabalho, para os diferentes protótipos de *CPCs*.

Da análise das Figs. 2 e 3, pode-se verificar que existem dois grupos de protótipos de *CPCs* que apresentam similaridades nos seus comportamentos: (i) os protótipos de ângulo-metade de aceitação de 14° (absorvedor do tipo chapa), e absorvedores do tipo tubular de 6.5° e 19.5°; (ii) os protótipos de absorvedor do tipo tubular de ângulo-metade de aceitação de 3°, 11°, e 19.5°. Os protótipos do primeiro grupo apresentam valores de eficiência térmica maiores que os do segundo grupo, principalmente no ponto de interseção com o eixo dos “y”, quando a temperatura do fluido de trabalho na entrada do protótipo se aproxima da

temperatura ambiente. Entretanto, os protótipos do segundo grupo apresentam valores da inclinação da reta maiores que aquelas dos protótipos do primeiro grupo. Desta forma as eficiências térmicas dos protótipos do segundo grupo vão aumentando gradativamente, chegando a superar as eficiências térmicas dos protótipos do primeiro grupo, à medida que as temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho vão aumentando.

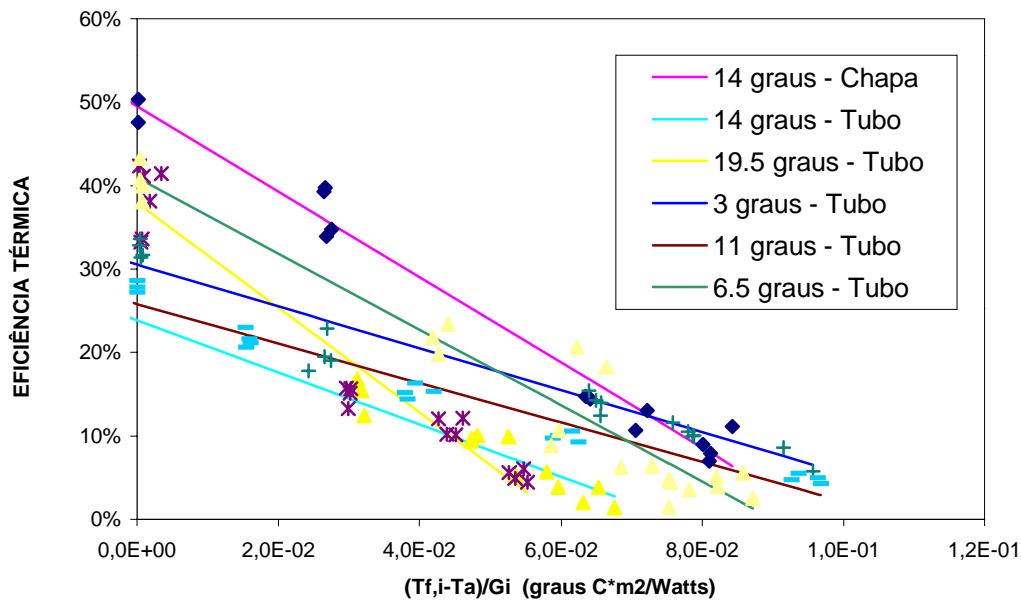


Figura 2 - Variação da eficiência térmica em função da relação  $(T_{f,i} - T_a)/G_i$

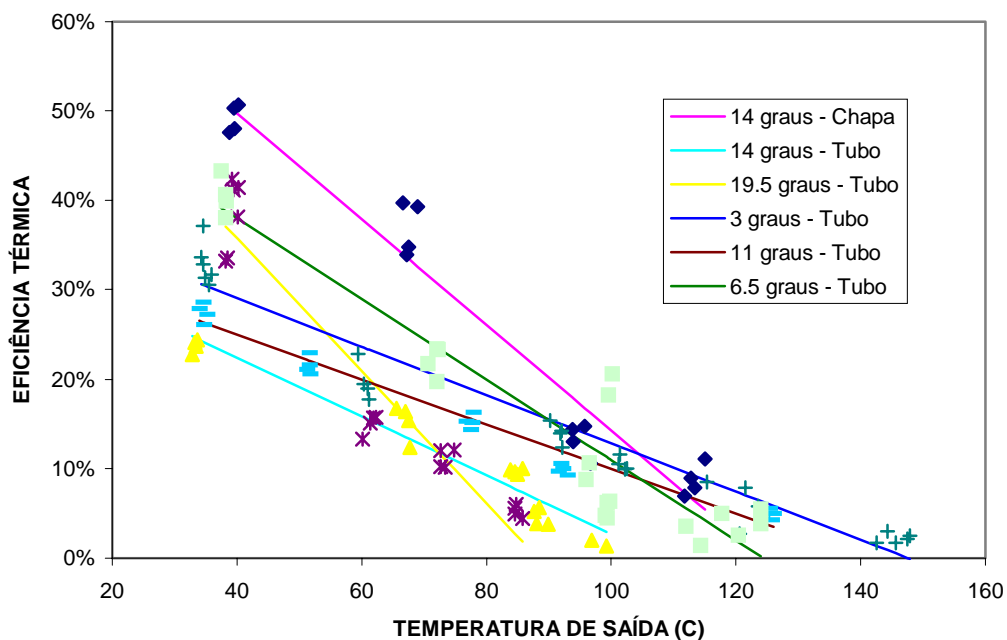


Figura 3– Curvas de eficiência térmica em função da temperatura de saída do fluido de trabalho

Para avaliação da dependência da eficiência térmica com o fluido de trabalho, repetiu-se o teste de eficiência térmica para os protótipos que obtiveram o maior e o menor valor de

eficiência térmica, respectivamente, os protótipos de 14° (absorvedor do tipo chapa) e 14° (absorvedor do tipo tubo). O teste foi realizado utilizando-se a água como fluido de trabalho em vez do óleo térmico. A Fig. 4 apresenta as curvas de eficiência térmica obtidas de regressões lineares a partir de dados experimentais.

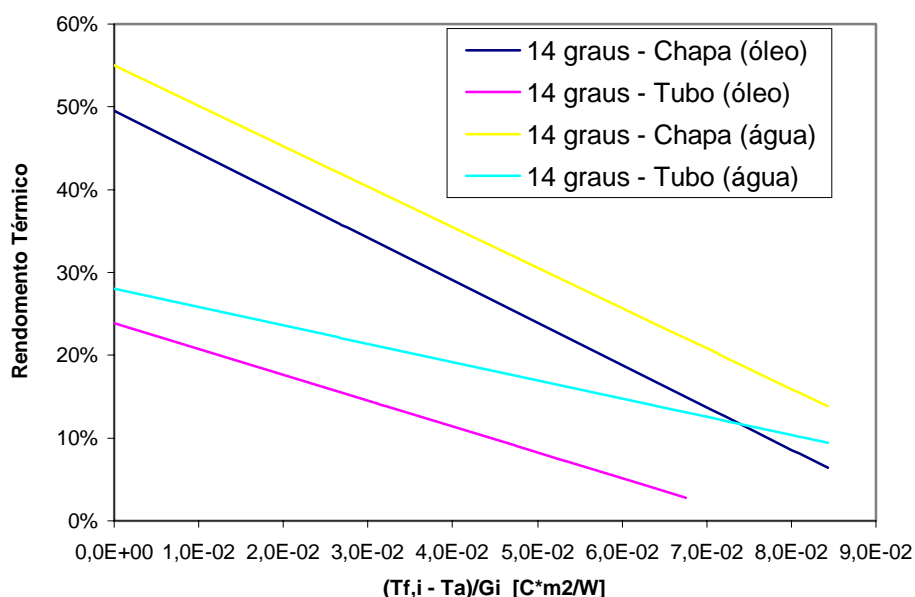


Figura 4 - Variação da eficiência térmica em função da temperatura do fluido de trabalho.

Pode se verificar que para condições similares de vazão e temperaturas de entrada do fluido de trabalho, o rendimento térmico apresentado pelos dois protótipos testados foi maior quando se utilizou a água. Os coeficientes de transferência de calor convectivos da água demonstraram ser superiores aos do óleo térmico, o que contribuiu para melhorar o desempenho térmico dos dois prototipos em cerca de 5 a 10%.

#### 4.2. Teste para determinação da constante de tempo

A constante de tempo dos *CPCs* é o parâmetro utilizado para análise do efeito transiente do coletor devido ao armazenamento de energia na sua massa. A constante de tempo representa o tempo necessário para recuperação do coletor quando o mesmo experimenta variações bruscas da radiação solar incidente, como, por exemplo, quando ocorrem passagens de nuvens sobre o mesmo.

As simulações do efeito transientes são feitas de acordo com a norma da ASHRAE (1986). O coletor é coberto e a temperatura de saída do fluido de teste é calculada conforme a Eq.3.

$$T_{f,e,t} = 0.368 \times (T_{f,e, inicial} - T_{f,i}) + T_a \quad (3)$$

onde “ $T_{f,e,t}$ ” é a temperatura de saída do fluido de trabalho correspondente à constante de tempo do protótipo; “ $T_{f,e, inicial}$ ” é a temperatura de saída do fluido de trabalho no início do teste quando o protótipo é coberto (tempo igual a zero); “ $T_{f,i}$ ” é a temperatura de entrada do fluido de trabalho e “ $T_a$ ” á temperatura ambiente.

Determina-se a constante de tempo cronometrando o tempo requerido pelo protótipo, para abaixar a temperatura de saída do fluido de trabalho até o valor calculado pela Eq.3. A

Fig. 5, apresenta as constantes de tempo dos protótipos quando se utilizou como fluido de trabalho o óleo térmico e a água.

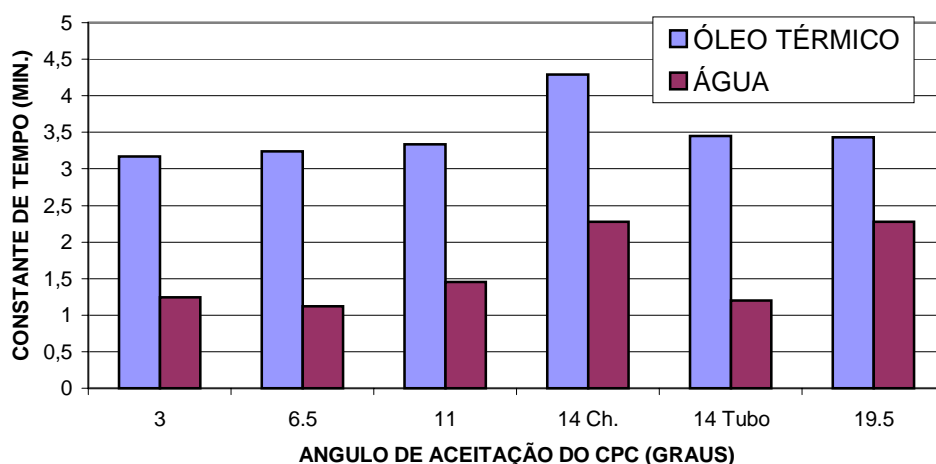


Figura 5 – Constantes de tempo dos diferentes protótipos de CPCs para o óleo térmico e água

Da análise da Fig. 5 verificou-se que a constante de tempo depende do fluido de trabalho utilizado. As constantes de tempo foram menores, quando se utilizou a água como fluido de trabalho, devido a mesma apresentar maiores coeficientes convectivos de transferência de calor e menores números de Biot do que o óleo térmico. Verificou-se também que todos os protótipos do tipo absorvedor tubular apresentaram valores de constante de tempo aproximadamente iguais, com exceção do protótipo do tipo absorvedor tubular, de ângulo-metade de aceitação de 19.5°, quando operando com óleo térmico. O protótipo de ângulo-metade de aceitação de 14°, do tipo absorvedor chapa, apresentou constantes de tempo superiores aos dos demais protótipos do tipo absorvedor tubular, quando utilizando tanto o óleo térmico como a água. Este fato demonstra que absorvedores do tipo retangular podem apresentar constantes de tempo superiores aos absorvedores do tipo tubular, se considerarmos a área transversal das duas geometrias a mesma. Neste caso a área superficial do absorvedor retangular é um pouco maior que a do absorvedor tubular, o que acarreta uma maior massa de material do absorvedor retangular e conseqüentemente uma maior constante de tempo.

### 4.3 Teste para determinação do ângulo de incidência modificado

O ângulo de incidência modificado “ $K_{\theta}$ ”, é definido segundo a norma da ASHRAE (1986), como a razão entre o rendimento térmico do coletor  $\eta(\theta)$  quando a radiação solar incide sobre o mesmo segundo um ângulo de incidência “ $\theta$ ” e o rendimento térmico do coletor  $\eta(0)$  quando a radiação solar incide sobre o mesmo segundo um ângulo de incidência normal ao plano de abertura do coletor  $\theta = 0$ . Os rendimentos térmicos “ $\eta(\theta)$ ” e “ $\eta(0)$ ” podem ser determinados experimentalmente através da Eq.(1), controlando-se a temperatura de entrada do fluido de trabalho, de forma que a mesma seja igual a temperatura ambiente. Pela Eq. 2, verifica-se que o rendimento térmico “ $\eta(\theta)$ ” é definido como o produto do rendimento ótico “ $\eta_{o,m,n} = \tau\alpha$ ” e do fator de remoção de calor “Fr”. Considerando-se que “Fr” depende pouco da variação da temperatura do fluido de trabalho ao longo do coletor e da variação da potência radiativa incidente sobre os protótipos, a Eq. (4) pode ser utilizada para a determinação da razão dos rendimentos óticos dos protótipos.

$$K_{\theta} = \frac{\left[ c_{p,m} \times (T_{f,e} - T_{f,i}) \times \int_0^t m \times dt / A_a \times \int_0^t G_i \times dt \right]_{\theta}}{\left[ c_{p,m} \times (T_{f,e} - T_{f,i}) \times \int_0^t m \times dt / A_a \times \int_0^t G_i \times dt \right]_{\theta = 0}} \quad (4)$$

A Fig. 6 apresenta os valores do ângulo de incidência modificado para todos os protótipos testados. Os ângulos de incidência modificado variaram na faixa de 0.4 a 1.45. A explicação para valores superiores a unidade, pode ser devido a abaulamentos das superfícies parabólicas refletoras dos protótipos bem como variação das vazões durante os testes.

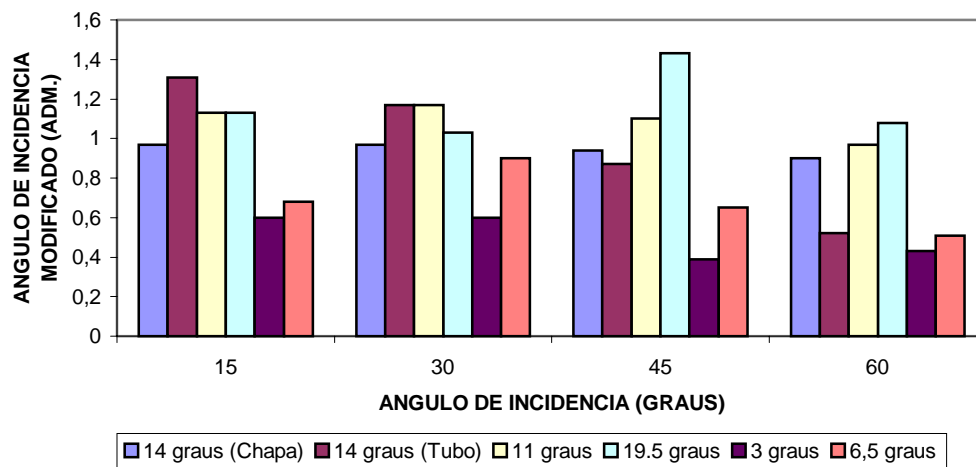


Figura 6 – Ângulo de incidência modificado em função do ângulo de incidência.

#### 4.4. Determinação dos coeficientes globais de perda de calor

Para avaliação das perdas de calor dos protótipos, foram simuladas em laboratório as condições encontradas durante os testes de campo. A metodologia utilizada para realização dos testes, consistiu na instalação de uma resistência elétrica dentro dos absorvedores tubulares e do absorvedor retangular. Esta resistência foi comandada por um reostato com o objetivo de controlar a potência elétrica de forma a manter a temperatura das superfícies dos absorvedores constante durante cada teste. Foram realizados testes em todos os protótipos variando-se a resistência de forma a se conseguir temperaturas na faixa de 10 °C a 180 °C. A potência elétrica foi medida através de um medidor de potência. A velocidade do vento foi simulada através de um ventilador de vazão variável e medida com anemômetro. A temperatura do espaço do laboratório foi monitorada durante cada teste. Os coeficientes globais de transferência de calor foram determinados pela Eq. (5), para as várias temperaturas das superfícies dos absorvedores, realizando-se balanços de energia nos protótipos, quando os mesmos entravam em regime permanente.

$$U_{global} = \frac{W_{eletrica}}{\left[ A_a \times (T_{s,m} - T_a) \right]} \quad (5)$$



onde “ $U_{global}$ ” é o coeficiente global de transferência de calor por unidade de área de abertura do protótipo; “ $W_{elétrica}$ ” é potência elétrica dissipada devido ao efeito Joule; “ $A_a$ ” é a área de abertura do protótipo, “ $T_{s,m}$ ” é temperatura média da superfície do absorvedor e “ $T_a$ ” é a temperatura do ambiente do laboratório. A Fig. 7, apresenta os valores de “ $U_{global}$ ” em função das diferenças das temperaturas da superfície absorvedora “ $T_{sup}$ ” e do ambiente “ $T_a$ ”, para todos os protótipos, para velocidades do vento variando de 1 a 2 m/s. Essas curvas foram obtidas através de análise de regressão para os dados coletados experimentalmente. Pode se verificar que os coeficientes globais de transferência de calor aumentam com o ângulo metade de aceitação.

Uma análise foi realizada para verificação da dependência do coeficiente global de transferência de calor com a diferença de temperatura da superfície absorvedora e o ambiente, baseando-se na área da superfície absorvedora. Os resultados mostraram que o coeficiente global por unidade de área da superfície absorvedora independe do tipo do protótipo testado. A medida que o ângulo-metade de aceitação aumenta a área de abertura diminui, e consequentemente, o coeficiente global por unidade de área da abertura do protótipo aumenta.

Uma análise teórica experimental, baseada no modelo de Fraindenraich (1984), foi realizada para avaliação qualitativa das perdas pelo topo, lateral e fundo dos protótipos. As perdas pelo topo representaram em média cerca de 60% das perdas totais, enquanto que as perdas pela lateral e fundo somaram cerca de 40% das perdas totais.

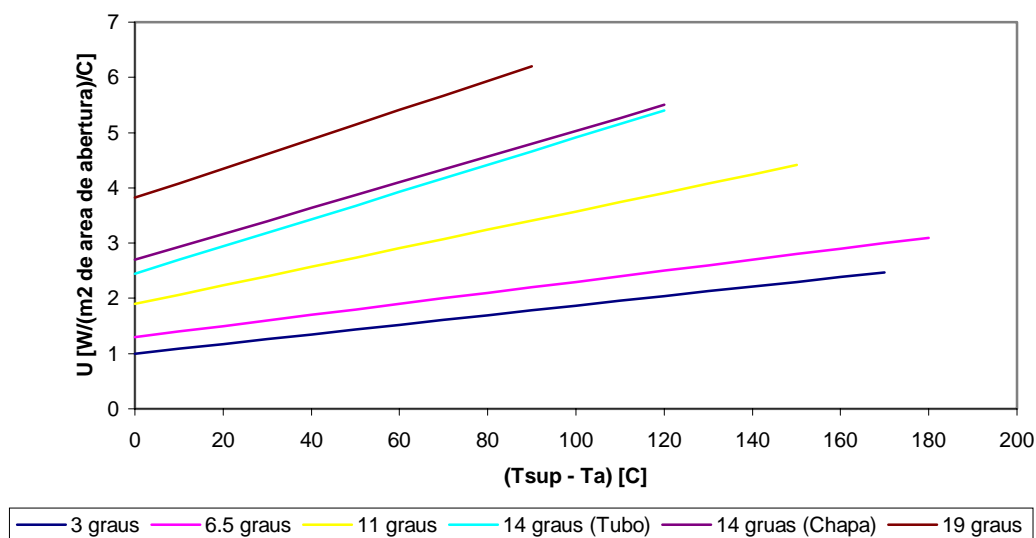


Figura 7 – Variação do coeficiente global de transferência de calor dos diferentes protótipos de CPCs em função da diferença de temperaturas da superfície absorvedora e ambiente, para velocidades médias do vento de 1.5 m/s.

## 5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A eficiência térmica mostrou ser dependente tanto do tipo de absorvedor como do fluido de trabalho utilizado. O protótipo utilizando absorvedor do tipo retangular obteve os maiores rendimentos térmicos, alcançando um valor máximo de 51% e médio de 30% (medido a 70°C). Os protótipos utilizando absorvedor do tipo tubular alcançaram um valor máximo de 42% e médio variando de 14% à 22%, correspondendo as temperaturas de saída de 62.5°C à 91.5°C, respectivamente, utilizando-se como fluido de trabalho o óleo térmico. Quando se utilizou a água como fluido de trabalho, verificou-se um aumento médio de cerca de 6.5% na eficiência térmica dos protótipos.

As temperaturas máximas de saída do fluido de trabalho variaram de 100°C à 150°C, para os protótipos de ângulo-metade de aceitação de 19° e 3°, respectivamente.

O melhor desempenho térmico obtido com o protótipo com absorvedor do tipo retangular, pode ser atribuído a maior simplicidade das suas superfícies refletoras que são mais simples e mais fáceis de fabricar. Este fato contribui para melhorar o grau de especularidade das parábolas refletoras. Também a superfície absorvedora retangular mostrou um grau de alinhamento melhor que as superfícies do tipo tubular, devido sua montagem ser mais simples.

Os protótipos com absorvedor do tipo tubular apresentaram constantes de tempo menores que aquelas obtidas pelos protótipos com absorvedor do tipo retangular, tendo como valor médio 3.3 minutos quando se utilizou óleo térmico e 1.5 minutos quando se utilizou a água como fluido de trabalho. O protótipo do tipo retangular apresentou uma constante de tempo de 4.3 minutos quando se utilizou óleo térmico e 2.2 minutos quando se utilizou água como fluido de trabalho. Os maiores valores apresentados pelo protótipo com absorvedor do tipo retangular podem ser atribuídos a sua maior massa, visto que a razão “*peso/área de troca de calor*” do mesmo é maior que a dos protótipos com absorvedores do tipo tubular.

Os ângulos de incidência modificados variaram de 0.95 a 1.17 para os protótipos com absorvedor do tipo tubular com ângulos-metade de aceitação de 11°, 14°, e 19.5°, e 14° com absorvedor do tipo retangular. Os protótipos com absorvedor do tipo tubular de ângulos-metade de aceitação de 6.5° e 3° apresentaram valores médios de 0.5 e 0.7, respectivamente.

Pôde-se verificar que os protótipos que obtiveram os menores ângulos de incidência modificados foram aqueles com ângulos-metade de aceitação de 6.5° e 3°. Estes protótipos tinham maiores alturas e maiores áreas superficiais das suas parábolas refletoras, o que contribui para a redução do grau da especularidade das suas parábolas refletoras e, conseqüentemente, dos seus rendimentos óticos, devido principalmente aos abaulamentos sofridos por essas superfícies quando expostas ao sol durante os testes de campo.

Durante os testes de laboratório determinou-se os seguintes coeficientes médios de perdas de calor dos protótipos, para diferenças de temperatura medias entre as superfícies absorvedoras e o ambiente variando de 42.7°C a 117.9°C: (i) coeficiente global de perdas: 2.09 a 5.15 W/m<sup>2</sup>/°C; (ii) coeficiente de perdas pelo topo: 1.28 a 3.22 W/m<sup>2</sup>/°C; (iii) coeficiente de perdas pelo fundo e pelas laterais: 0.81 a 1.93 W/m<sup>2</sup>/°C.

O alto percentual das perdas de calor pelo fundo e lateral dos protótipos, pode ser atribuído a falta de isolamento térmico convencional no fundo e lateral dos protótipos. Neste projeto o isolamento térmico utilizado foi feito pelo próprio ar aprisionado entre as superfícies refletoras e o invólucro das mesmas. Entretanto, o grande espaço nesta região, provavelmente favoreceu o surgimento de correntes convectivas que contribuíram para aumentar a transferência de calor pelo fundo e laterais dos protótipos. É aconselhável, portanto, a utilização de isolante térmico convencional no fundo e nas laterais dos CPCs, de forma a atenuar as perdas de calor pelo fundo e laterais dos mesmos.

Pôde ser notado que as perdas de calor por unidade de área da superfície absorvedora foram praticamente independentes da altura dos protótipos. Dessa forma é recomendável utilizar CPCs de alturas menores, mantendo sua razão de concentração, de forma a aumentar ser rendimento ótico, como também reduzir seu custo final.

Embora tenhamos procurado seguir o mais próximo possível as recomendações da norma da ASHRAE (1986), que estabelece vazões fixas do fluido de trabalho e níveis fixos da radiação solar incidente, pequenas variações nas vazões e nos níveis da radiação solar incidente aconteceram durante os testes de campo. Este fato pode ter contribuído para o aparecimento de pequenos erros quando da realização da análise dos dados.

## 6. REFERENCIAS

- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, ASHRAE, Standard 93 -1986, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, Atlanta.
- Baun, H. P. & Gordon J. M., 1984, "Geometric Characteristics of Ideal Non-Imaging (CPC) Solar Collectors with Cylindrical Absorber, Solar Energy, Vol.33, pp.455-458.
- Dickinson, W. C. & Chermisinoff P. N., 1980, Solar Energy Technology Handbook, Part A, Marcel Dekker Inc., New York.
- Duffie J. A. & Beckman W. A., 1991, Solar Engineering of Thermal Processes, 2ed., John Wiley & Sons, New York.
- Fraidenraich, N., Barbosa, E. M. S. & Tiba, C.;1985, Desenvolvimento de Coletores CPC de Baixo Coeficiente de Perdas Térmicas, Anais do 8º Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 5-8, São José dos Campos.
- Fraidenraich, N. & Barbosa, E.M.S., 1984, Estudo de Mecanismos de Perdas de Calor em Concentradores de Energia Solar, CPC, na Geração de Energia Térmica, Anais do 3º Congresso Brasileiro de Energia, Vol.2, pp. 504-514, Rio de Janeiro.
- Hsieh, C. K., 1981, Thermal Analysis of CPC Collectors, Solar Energy, Vol. 27, pp. 19-29.
- Rabl, A., Gallenger, J. O. & Winston, R.,1980, Design and Test of Non-Evacuated Solar Collectors with Compound Parabolic Concentrators, Solar Energy, Vol. 25, pp. 333-351.
- Rabl, A., Goodman, N. B.& Winston, R., 1979, Practical Design Considerations for CPC, Solar Collectors, Solar Energy, Vol. 22, pp. 373-381.
- Tiba, C., Fraidenraich, N., & Barbosa, E. M. S., 1985, Possibilidade da Tecnologia Solar para a Produção de Calor Industrial no Brasil, Comunicações nº 103 - BC-41, Universidade de Pernambuco, Recife.