

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE
AQUECIMENTO SOLAR PARA SECAGEM DE PRODUTOS
AGRÍCOLAS**

BRENO MONTEIRO DOS SANTOS

CAMPINAS
AGOSTO DE 2004

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE
AQUECIMENTO SOLAR PARA SECAGEM DE PRODUTOS
AGRÍCOLAS**

Dissertação de Mestrado submetida à banca
examinadora para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Agrícola na área de concentração
de Tecnologia Pós - Colheita

BRENO MONTEIRO DOS SANTOS

Orientadora: Profa. Dra. Marlene Rita de Queiroz

Co-orientador: Dr. Thomaz Penteado de Freitas Borges

CAMPINAS
AGOSTO DE 2004

Aos meus pais, João e Eliane

Agradeço,

Aos meus pais, João e Eliane, que sempre me apoiaram em todas as minhas ações, dando um exemplo de confiança, amor, carinho e paciência. Sem a vossa compreensão este trabalho nunca teria sido realizado.

À minha orientadora, Profa. Dra. Marlene Rita de Queiroz, que me recebeu na FEAGRI aberta à novas idéias, estimulando a investigação científica e confiando na minha capacidade. Mais do que prazos e resultados, sempre deixou claro que sua preocupação maior era com o meu desenvolvimento humano. Sua amizade, calma e compreensão geraram um clima muito agradável durante toda a realização do trabalho.

Ao meu co-orientador, Dr. Thomaz Borges Penteado de Freitas, cujo apoio foi fundamental para a realização deste trabalho. Seu auxílio e dedicação, aliados ao seu grande conhecimento na área, me direcionaram durante todas as etapas do trabalho, principalmente nas mais difíceis, passando a confiança e serenidade tão necessárias ao seu desenvolvimento.

À Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez, do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP, que me indicou à minha orientadora e ao meu co-orientador, sendo responsável pela formação desta equipe tão afinada.

Ao Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior, do Departamento de Engenharia da Faculdade de Engenharia de Alimentos - UNICAMP, pela grande ajuda com o empréstimo de equipamentos imprescindíveis para a realização das medidas experimentais.

Ao Rangel, Gabriel, Sérgio e Luiz, pelas prazerosas conversas filosóficas no Arraial do Guará.

À Karla, minha companheira de todos os momentos, presente em cada linha desta dissertação.

Ao IAC e ao CEPAGRI, pelo fornecimento dos dados meteorológicos aqui utilizados.

À CAPES, pelo apoio financeiro proporcionado.

E acima de todas as coisas à Deus Pai Criador, que, como prova de seu infinito amor, através do Sol nos derrama sua luz todos os dias, possibilitando a existência de tudo que há sobre a Terra, inclusive a deste singelo trabalho.

SUMÁRIO

	Página
LISTA DE FIGURAS	vi
LISTA DE TABELAS	ix
RESUMO	x
ABSTRACT	xi
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1. Coletor solar plano	3
2.2. Leitões empacotados e placas armazenadoras de energia	10
2.3. A metodologia f – Chart	13
3. MATERIAL E MÉTODOS	20
3.1. Descrição do coletor solar armazenador de energia	20
3.2. Caracterização do coletor solar armazenador de energia	21
3.2.1. Determinação da eficiência diária e construção da curva característica do coletor armazenador	21
3.2.2. Determinação da constante de tempo	26
3.2.3. Análise da perda de carga no coletor	26
3.3. Desenvolvimento da metodologia de projeto	27
3.3.1. Cálculo da radiação solar incidente em uma superfície inclinada	27
3.3.2. Determinação da demanda energética da secagem	30
3.3.3. Correção dos parâmetros característicos devido a alterações na vazão de ar no coletor	30
3.3.4. Implementação da metodologia de projeto de coletores armazenadores para a secagem de grãos	31
3.3.5. Análise de ciclo de vida econômico	32
3.3.6. Estudo de caso	37
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
4.1. Caracterização do coletor armazenador	39
4.2. Constante de tempo do coletor	44

4.3. Estudo de caso	45
4.3.1. Médias mensais de radiação solar diária incidente no coletor inclinado	45
4.3.2. Demanda energética da secagem	46
4.3.3. Frações solares	47
4.4. Análise de Ciclo de Vida Econômico	50
5. Conclusão	57
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
ANEXOS	63

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1: Partes constituintes de um coletor solar (fluxo sobre a placa coletora).	4
Figura 2: Partes constituintes de um coletor solar (fluxo sob a placa coletora).	4
Figura 3: Formas de transferência de calor em um coletor solar com leito armazenador para aquecimento de ar.	5
Figura 4: Gráfico de $\eta \times (T_I - T_{amb})/I$.	9
Figura 5: Sistema solar para aquecimento de ambientes considerado no desenvolvimento da metodologia f-Chart (Klein et al., 1976).	15
Figura 6: Esquema do sistema de secagem de borracha assistido de energia solar usado por Pratoto et al. (1997).	17
Figura 7: Esquema da superfície do coletor solar armazenador de energia.	20
Figura 8: Seção transversal do coletor solar armazenador de energia.	20
Figura 9: Construção do coletor armazenador de energia.	21
Figura 10: Construção do coletor armazenador de energia.	21
Figura 11: Construção do coletor armazenador de energia.	21
Figura 12: Detalhe do piranômetro Eppley no plano do coletor armazenador.	22
Figura 13: Montagem experimental para o levantamento da curva característica do coletor armazenador .	23
Figura 14: Esquema do sistema de controle de temperatura do ar na entrada do coletor.	23
Figura 15: Variáveis de entrada e saída e parâmetros envolvidos no dimensionamento de coletores solares armazenadores de energia para a secagem de grãos em silo.	32
Figura 16: Representação gráfica de um fluxo de caixa.	33
Figura 17: Representação gráfica de uma série geométrica de pagamentos.	34
Figura 18: Variação do VPL em função da área coletora de energia solar.	35

Figura 19: Variação do VPL em função do tempo (período) de retorno do investimento.	36
Figura 20: Sistema de secagem de grãos com utilização de energia solar.	37
Figura 21: Radiação solar incidente, calor útil fornecido, temperatura do ar na saída e variação da temperatura do ar entre a saída e a entrada do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (20/07/2003 - Temperatura do ar na entrada do coletor = 30°C).	40
Figura 22: Radiação solar incidente, calor útil fornecido e eficiência instantânea do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (20/07/2003 - Temperatura de entrada do ar = 30°C).	40
Figura 23: Radiação solar incidente, calor útil fornecido, temperatura do ar na saída e variação da temperatura do ar entre a saída e a entrada do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (21/07/2003 - Temperatura de entrada do ar = 40°C).	41
Figura 24: Radiação solar incidente, calor útil fornecido e eficiência instantânea do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (21/07/2003. Temperatura de entrada do ar = 40°C).	41
Figura 25: Radiação solar incidente, calor útil fornecido, temperatura do ar na saída e variação da temperatura do ar entre a saída e a entrada do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (23/07/2003 Temperatura de entrada do ar = 50°C).	42
Figura 26: Radiação solar incidente, calor útil fornecido e eficiência instantânea do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (23/07/2003. Temperatura de entrada do ar = 50°C).	42
Figura 27: Curva característica do coletor solar armazenador de energia.	43
Figura 28: Constante de tempo do coletor solar armazenador de energia.	44

Figura 29: Frações solares mensais obtidas na secagem de milho em silo assistida de energia solar ($A_c=1,80m^2$).	48
Figura 30: Médias mensais da demanda energética, radiação solar incidente e energia fornecida pelo sistema solar na secagem assistida por energia solar de 1,77m ³ de milho em silo na cidade de Campinas – SP ($A_c=1,80m^2$).	49
Figura 31: Variação da fração solar (f) em função da área coletora de energia solar.	49
Figura 32: Economias de ciclo de vida econômico em função da área coletora de energia solar para sistema de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar ($i = 0,12$ a.a.).	52
Figura 33: Efeito da taxa de interesse nas economias de ciclo de vida em função da área coletora de energia solar para sistema de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar.	53
Figura 34: Frações solares mensais para áreas coletoras de 1,80, 7,00, 8,00 e 8,50m ² .	53
Figura 35: Período de retorno do investimento em um sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar ($A_c = 7,5m^2$)	55
Figura 36: Período de retorno do investimento em um sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar ($A_c = 1,80m^2$)	55
Figura 37: Economias de ciclo de vida econômico em função da área coletora de energia solar para sistema de aquecimento de ar utilizando lenha como fonte convencional complementar ($i = 0,06; 0,12$ e $0,25$ a.a.).	56

LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1: Especificações do sistema solar para aquecimento de ambientes considerado no f-Chart (KLEIN et al., 1976).	15
Tabela 2: Dias característicos para cada mês do ano.	29
Tabela 3: Dados característicos da secagem de milho em silo.	38
Tabela 4: Dados médios diários obtidos na caracterização do coletor solar armazenador de energia para o aquecimento de ar (coletados entre 19/07/2003 e 29/07/2003).	39
Tabela 5: Determinação das médias mensais de radiação solar diária incidente em uma superfície inclinada (23°) em Campinas (latitude= -23).	46
Tabela 6: Demanda energética mensal da secagem de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo (Campinas – SP).	47
Tabela 7: Demandas energéticas mensais e anuais para a secagem de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo na cidade de Campinas – SP, e frações solares fornecidas pelo sistema de secagem assistido de energia solar ($A_C = 1,80\text{m}^2$).	48
Tabela 8: Materiais utilizados na construção do coletor armazenador de energia solar com leito de pedras britadas.	51
Tabela 9: Demandas energéticas mensais e anuais para a secagem de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo na cidade de Campinas – SP, e frações solares fornecidas pelo sistema de secagem assistido de energia solar ($A_C = 7,50\text{m}^2$).	52
Tabela 10: Dados mensais e anuais, referentes ao suprimento de energia por sistemas solares ($A_C = 7,00\text{m}^2$ e $8,00\text{m}^2$) para a secagem de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo na cidade de Campinas – SP.	54
Tabela 11: Resultados da análise de ciclo de vida econômico para um sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar (Campinas – SP).	56

RESUMO

Uma metodologia para o projeto de coletores solares visando a secagem de grãos em silo foi implementada utilizando-se correlações empíricas previamente determinadas para o cálculo da fração solar fornecida pelo sistema.

Foi realizado um estudo de caso de uma secagem de milho em silo, na cidade de Campinas – SP, com pré-aquecimento do ar através de um coletor solar e aquecimento complementar com fonte energética convencional (GLP ou lenha). O coletor solar utilizado possui área de $1,80\text{m}^2$, foi construído com materiais de baixo custo e, devido ao material constituinte de seu leito (pedras britadas), apresenta elevada inércia térmica e capacidade de armazenar energia.

A caracterização do coletor foi feita com o levantamento da sua curva de eficiência e com a determinação de sua constante de tempo. De maneira semelhante ao observado em coletores solares convencionais, a curva característica levantada apresentou comportamento linear. A capacidade de armazenar energia térmica foi constatada no elevado valor da constante de tempo obtida e pelas defasagens entre as curvas de calor útil fornecido ao ar e radiação solar incidente na superfície do equipamento.

Na secagem de $1,20\text{t}$ de milho considerada no estudo de caso, utilizando-se uma vazão volumétrica específica de ar igual a $1,20\text{m}^3/\text{m}^3\cdot\text{min}$ à temperatura de 50°C , obteve-se uma economia de 31% na energia demandada para o aquecimento de ar. Através da análise de ciclo de vida econômico, para a utilização conjunta de energia solar e GLP no aquecimento de ar, foi determinada uma área coletora ótima de $7,50\text{m}^2$ a uma taxa de interesse de $0,12\text{a.a.}$, proporcionando o máximo retorno financeiro durante o ciclo de vida do equipamento. Aumentos nas taxas de interesse diminuem tanto os valores de área coletora ótima como do retorno financeiro durante o ciclo de vida econômico.

Foi demonstrada, para as condições fixadas no estudo de caso, a viabilidade econômica da conversão de sistemas que utilizam GLP como fonte energética para sistemas assistidos por energia solar, proporcionando redução nos impactos ambientais da atividade e economia para o produtor rural. Nas mesmas condições foi verificada a inviabilidade econômica da utilização de energia solar em conjunto com a lenha.

Palavras chave: secagem solar de grãos; coletor solar; aquecimento solar de ar; metodologia de projeto; tecnologias apropriadas.

ABSTRACT

A solar collector design procedure was proposed for sizing solar assisted crop-drying systems using empiric correlations, previously found, to determine the solar fraction supplied by the system.

A case study of an in-bin crop drying was accomplished in the city of Campinas - SP with pre-heating of the air through a solar collector complemented by conventional energy source (LPG or firewood). The used solar collector had an area of $1,80\text{m}^2$, it was built with low cost materials and, due to its pebble bed, it presented a high thermal inertia and storing energy capacity.

The collector was characterized by determining its efficiency curve and its time constant. As observed in conventional solar collectors, the characteristic curve presented linear behavior. The capacity to store thermal energy was confirmed by the high value of the time constant and by the delay between the useful heat and the incident solar radiation curves.

In the studied case of drying 1,20 tons of corn, using a specific air flow rate equal to $1,20\text{ m}^3/\text{m}^3.\text{min}$ and a temperature of 50°C , it was saved 31% of the demanded energy for air heating. For a solar-assisted drying using LPG as the conventional source of energy, an optimum collector area of $7,50\text{m}^2$ was found through the life cycle saving analysis calculated with an annual interest rate of 0,12, providing the maximum saves during the equipment life cycle. Increasing the interest rate reduced both optimum collector areas and life cycle savings.

For the crop drying case, it was demonstrated the economical viability of the conversion of LPG based to solar-assisted systems, providing reduction in the environmental impacts of the activity and savings for the rural producer. In the same conditions was demonstrated there is no economical viability in the conversion of firewood based to solar-assisted systems.

Keywords: solar crop drying; solar collectors; solar air heating; sizing procedures; appropriated technologies.

1. INTRODUÇÃO

O estudo de tecnologias que utilizam fontes de energia renováveis e limpas é uma necessidade para aqueles que desejam estar preparados para o futuro panorama de utilização de recursos energéticos no planeta.

A utilização da energia solar como fonte complementar de energia desperta grande interesse por ser abundante, de fácil obtenção e, principalmente, possibilitar uma redução nos impactos ambientais causados pela queima de combustíveis fósseis, como o aumento das concentrações de CO₂, CO, SO₂, NO_x e O₃.

O armazenamento de produtos agrícolas requer processos pós-colheita que garantam qualidade e segurança. Vários processos têm este objetivo (refrigeração, irradiação, tratamento térmico, tratamento químico), porém a secagem, quando indicada, é o que apresenta menor custo e maior simplicidade de operação (NETO, 1988).

Os processos de secagem de produtos agrícolas com uso de energia solar podem ser divididos em dois tipos básicos:

- Secagem solar direta (com o produto exposto diretamente ao ambiente).
- Secagem solar indireta (utilizando ar aquecido através de coletores solares).

O coletor solar para aquecimento de ar é um trocador de calor que converte energia solar radiante em calor. Coletores solares planos, que serão descritos posteriormente, são adequados para operações que utilizam temperaturas moderadas (até 100°C). São construtivamente simples, sendo constituídos por uma placa absorvedora de radiação solar, paredes laterais e uma cobertura, de preferência transparente à radiação solar incidente de ondas curtas e opaca à radiação solar de ondas longas emitida pela placa coletora, gerando desta forma um “efeito estufa”. Os coletores solares planos podem ser utilizados no fornecimento de ar quente para processos de secagem que ocorrem em silos e similares. Quando a secagem ocorre no interior do próprio coletor, este se denomina secador de exposição direta.

Além do aspecto da economia de energia, o uso de energia solar costuma ser menos agressivo ao meio ambiente do que fontes de energia tradicionais, o que responde à demanda atual por tecnologias mais “limpas”. Considerando o quanto a energia solar pode ser útil na

secagem de alimentos, além da possibilidade de ser utilizada para o suprimento de demandas de qualquer tipo de energia, pode-se dizer que esta talvez seja uma solução para os problemas relacionados com produção de alimentos, energia e meio-ambiente (GOSWAMI, 1993).

Não é economicamente viável fornecer cem por cento da demanda energética de um processo através de um sistema de aquecimento solar. Como a oferta de energia solar não é constante, e varia de acordo com as estações do ano, um sistema de aquecimento solar que forneça cem por cento desta demanda durante todo o ano estará superdimensionado para os períodos de maior insolação. No projeto de sistemas de aquecimento solar, é importante que as despesas compreendendo os custos iniciais e de manutenção sejam compensadas pelas economias resultantes do menor consumo de energia proveniente da fonte complementar.

O objetivo geral deste trabalho é estabelecer uma metodologia de projeto de coletores solares com leito armazenador de energia, visando a secagem de produtos agrícolas. O objetivo geral será atingido através dos seguintes objetivos específicos:

- I) Caracterização do coletor solar com leito armazenador de energia, instalado na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP e construído com materiais de baixo custo (tijolos de cimento, madeira, pedras britadas e vidro), através do levantamento da sua curva de eficiência e da sua constante de tempo.
- II) Proposição de um estudo de caso, onde se deverá:
 - a) Determinar a demanda energética da secagem e a energia incidente no coletor solar, a partir de dados sobre um determinado tipo de grão e sobre o local onde ocorrerá o processo de secagem.
 - b) Implementar através de planilhas de cálculo uma metodologia de dimensionamento de coletores solares com leito armazenador de energia, baseada em correlações entre parâmetros adimensionais de projeto e a fração da demanda energética suprida pelo sistema solar.
 - c) Avaliar economicamente e dimensionar o coletor solar armazenador mais adequado para o sistema proposto.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A retirada de água é uma das técnicas mais antigas empregadas pelo homem na conservação dos alimentos, sendo utilizada desde remotos tempos visando a redução da quantidade de água disponível para o crescimento microbiológico e para a ocorrência de reações químicas e bioquímicas. Quando aplicável, comparada com outros processos com a mesma finalidade, apresenta menores custos, fornece produtos com alta qualidade, diminui os custos de transporte e armazenamento e agrega valor ao produto.

No Brasil, a secagem de grãos, a exemplo do caso específico dos processos pós-colheita do milho, pode representar até 50% do consumo total de energia (SILVA, 2000), ou seja, é um processo com elevada demanda energética. A utilização de energia solar diminui o uso de combustíveis fósseis e, conseqüentemente, os impactos ambientais decorrentes.

Na década de setenta e começo da década de oitenta, o Grupo de Secagem da Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, de maneira integrada com o Grupo de Energia Solar da mesma universidade, realizou os trabalhos pioneiros no Brasil que abordavam a utilização de energia solar em processos de secagem (SANTOS, 1980).

Diversos estudos sobre secagem solar de produtos agrícolas têm sido realizados. CHAUHAN et al. (1996) estudaram a secagem de grãos em silos; o sistema incluía a utilização de pedras para armazenar energia. NIJMEH et al. (1998) estudaram a secagem de restos de comida para a fabricação de ração animal. YALDIZ et al. (2001) estudaram a secagem de uva utilizando uma placa coletora de energia solar metálica plana e cobertura de plástico e vidro. BASUNIA e ABE (2001) estudaram a secagem de arroz em um sistema semelhante. Estes trabalhos abordaram o processo de secagem e a sua modelagem matemática, porém não realizaram um estudo da eficiência do coletor solar utilizado e do dimensionamento deste equipamento.

2.1. Coletor solar plano

Um coletor solar plano é aquele em que a energia solar incide em uma superfície plana. Esta superfície normalmente é pintada com tinta preta de alta absorvidade, uma parte da energia incidente coletada é transferida ao fluido e outra acaba sendo perdida para o ambiente. É um equipamento de operação simples, sendo utilizado em sistemas de aquecimento de ar e de água.

Genericamente, as principais partes constituintes de um coletor solar (ilustradas nas Figuras 1 e 2) são as seguintes:

- Superfície absorvedora de energia solar (exemplo: placa metálica plana pintada com tinta preta de alta absorvidade, leito de pedras, chapa de concreto) (1).
- Dutos em contato com a superfície absorvedora, por onde circula o fluido (água ou ar) (2).
- Isolamento nas laterais e no fundo do coletor, para evitar perdas térmicas (3).
- Uma ou mais coberturas, transparentes à radiação solar e situadas sobre a placa absorvedora, que visam minimizar as perdas por convecção e criar um efeito estufa (4).

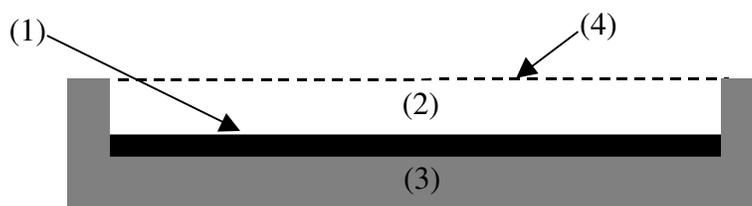


Figura 1: Partes constituintes de um coletor solar (fluxo sobre a placa coletora).

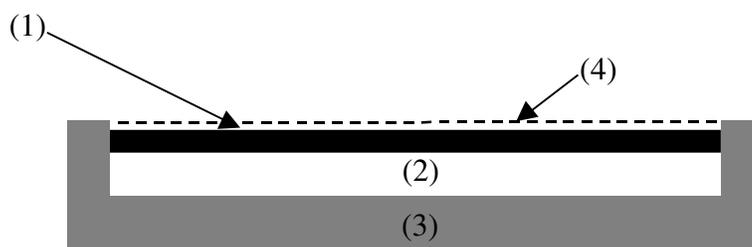


Figura 2: Partes constituintes de um coletor solar (fluxo sob a placa coletora).

Existem diversos tipos de coletores planos, cujas principais diferenças referem-se ao tipo da placa coletora e ao escoamento do fluido a ser aquecido. Os coletores planos convencionais utilizam placas feitas com materiais de alta condutividade e baixa inércia térmica (massa térmica, capacidade calorífica), principalmente metais (alumínio, aço, cobre). Já os coletores armazenadores possuem elevada inércia térmica, sendo suas placas feitas com materiais como concreto ou pedras britadas.

O primeiro estudo detalhado da eficiência de coletores de energia solar de placas planas baseado nos balanços de energia e nas medições experimentais nos equipamentos foi

realizado por HOTTEL e WOERTZ (1942). Os cálculos das perdas de energia feitos por estes autores foram posteriormente modificados por TABOR (citado por DUFFIE e BECKMAN, 1991), através do uso de novas correlações para transferência de calor por convecção entre duas placas planas, incluindo também valores para emitância dos vidros. Estas correlações permitiram estimar perdas de energia no coletor com superfícies seletivas, pois pelo método anterior não eram obtidos resultados satisfatórios. No ano seguinte, no Laboratório de Energia Solar da Universidade do Arizona, BLISS (1959) combinou em um único fator todas as variáveis que influenciam a eficiência de coletores solares de placas planas. Este fator foi de extrema importância em projetos e cálculos de vários tipos de coletores, sendo este trabalho ainda uma importante fonte de referência (GOMES et al., 1998).

A Figura 3 ilustra os parâmetros envolvidos nos fenômenos de transferência de calor em um coletor solar para aquecimento de ar.

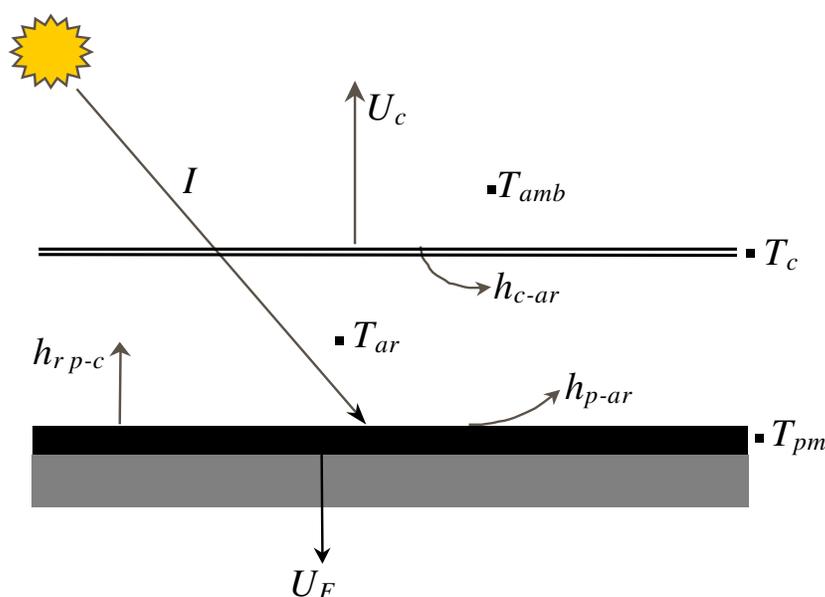


Figura 3: Formas de transferência de calor em um coletor solar com leito armazenador para aquecimento de ar.

onde:

I - fluxo de radiação solar incidente (W/m^2).

U_F - coeficiente global de transferência de calor pelo fundo do coletor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

U_c - coeficiente global de transferência de calor pela cobertura do coletor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

h_{p-ar} - coeficiente de transferência de calor por convecção entre o leito de pedras e o ar ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

h_{c-ar} - coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e o ar ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

$h_{r\ p-c}$ - coeficiente de transferência de calor por radiação entre o leito de pedras e o ar ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

T_{amb} - temperatura ambiente ($^\circ C$).

T_c - temperatura média da cobertura ($^\circ C$).

T_{pm} - temperatura média da placa ($^\circ C$).

T_{ar} - temperatura média do ar ($^\circ C$).

A radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área, em uma unidade de tempo, S , é definida como a diferença entre a radiação solar incidente e as perdas óticas, sendo expressa pela equação:

$$S = I(\tau\alpha) \quad (1)$$

onde: I - fluxo de radiação solar incidente (W/m^2).

$(\tau\alpha)$ - produto entre transmitância do vidro (τ) e a absortância da placa (α).

O desempenho de um coletor solar é descrito por um balanço de energia envolvendo o ganho de energia útil e as perdas térmicas e óticas:

$$\text{Cobertura (c):} \quad U_c (T_c - T_{amb}) + h_{c-ar} (T_c - T_{ar}) = h_{r\ p-c} (T_{pm} - T_c) \quad (2)$$

$$\text{Placa absorvedora (p):} \quad U_F (T_{pm} - T_{amb}) + h_{p-ar} (T_{pm} - T_{ar}) + h_{r\ p-c} (T_{pm} - T_c) = S \quad (3)$$

$$\text{Ar:} \quad h_{c-ar} (T_c - T_{ar}) + h_{p-ar} (T_{pm} - T_{ar}) = \phi_{\text{u}} \quad (4)$$

onde: ϕ_{u} - taxa de calor útil (transferido da placa coletora para o fluido), por unidade de área (W/m^2).

Isolando $(T_{pm} - T_{ar})$ e $(T_c - T_{ar})$, e resolvendo para ϕ_{u} tem-se (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

$$\phi_{\text{u}} = F' [S - U_L (T_{ar} - T_{amb})] \quad (5)$$

$$F' = \frac{h_{r\ p-c} h_{c-ar} + U_c h_{p-ar} + h_{p-ar} h_{r\ p-c} + h_{c-ar} h_{p-ar}}{(U_c + h_{r\ p-c} + h_{c-ar})(U_F + h_{p-ar} + h_{r\ p-c}) - h_{r\ p-c}^2} \quad (6)$$

$$U_L = \frac{(U_F + U_c)(h_{r_{p-c}} h_{c-ar} + h_{p-ar} h_{r_{p-c}} + h_{c-ar} h_{p-ar}) + U_F U_c (h_{c-ar} + h_{p-ar})}{h_{r_{p-c}} h_{c-ar} + U_c h_{p-ar} + h_{p-ar} h_{r_{p-c}} + h_{c-ar} h_{p-ar}} \quad (7)$$

onde: U_L - coeficiente global de perdas térmicas ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

Em um coletor solar genérico, a taxa de calor útil pode ser obtida em função da temperatura média da placa absorvedora (T_{pm}):

$$\dot{Q}_U = A_C [S - U_L (T_{pm} - T_{amb})] \quad (8)$$

onde: \dot{Q}_U - taxa de calor útil fornecida pelo coletor (W).

A_C - área da superfície coletora de energia solar (m^2).

Pela equação (8) observa-se que a taxa de calor útil (\dot{Q}_U) fornecida por um coletor solar diminui com o aumento da temperatura média da placa (T_{pm}), pois desta forma aumentam também as perdas térmicas para o ambiente. Para um mesmo coletor solar, aumentos na vazão de fluido circulante diminuem a temperatura média da placa coletora, aumentando a eficiência térmica do equipamento.

Como a determinação da temperatura média da placa não é uma tarefa simples, introduz-se um fator de remoção de calor (F_R) na equação (8), para definir a taxa de energia útil fornecida pelo coletor em função das temperaturas de entrada do fluido e ambiente. Ou seja, considera-se que a temperatura da placa absorvedora é a mesma que a do fluido na entrada e corrige-se esta aproximação com um fator de correção (F_R):

$$\dot{Q}_U = A_C F_R [S - U_L (T_1 - T_{amb})] \quad (9)$$

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_2 - T_1)}{A_C [S - U_L (T_1 - T_{amb})]} \quad (10)$$

onde: F_R - fator de remoção de calor.

T_1 - temperatura de entrada do fluido ($^\circ C$).

T_2 - temperatura de saída do fluido ($^\circ C$).

\dot{m} - vazão mássica do fluido (kg/s).

C_p - calor específico do fluido (J/kg $^\circ C$).

A equação (9) é conhecida como a equação de Hottel–Whillier–Bliss para coletores solares. A eficiência instantânea de um coletor solar plano é definida como a razão entre a taxa de energia útil fornecida pelo coletor e a taxa de energia solar que incide em sua área:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_U}{A_c I} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_f - T_{amb})}{I} \quad (11)$$

A definição da taxa de calor útil (\dot{Q}_U) em função do aumento de temperatura do fluido (equação 12) é conveniente quando o fluido a ser aquecido é água ou outro líquido:

$$\dot{Q}_U = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) \quad (12)$$

Quando circula-se ar pelo coletor, é mais conveniente definir o calor útil fornecido pelo coletor em função do aumento de entalpia da mistura ar-vapor de água (equação 13), pois desta forma é considerado tanto o aquecimento do ar quanto da água presente em forma de vapor.

$$\dot{Q}_U = \dot{m} \Delta H \quad (13)$$

A variação de entalpia (ΔH) pode ser obtida através de equações termodinâmicas e valores de temperatura de bulbo seco e úmido do fluido.

A equação (11) pode ser representada através do gráfico de η versus $(T_f - T_{amb})/I$ como uma reta (Figura 4). Os valores dos parâmetros $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ correspondem respectivamente aos coeficientes linear e angular da reta e podem ser determinados por regressão linear. Os valores destes parâmetros relacionam-se com a absorção e perda de energia pelo coletor solar ($F_R(\tau\alpha)$) e com seu coeficiente global de perdas térmicas ($F_R U_L$).

A norma ASHRAE 93-77, citada por DUFFIE e BECKMAN (1991), aborda a caracterização de placas coletoras planas para o aquecimento de água e ar. O método descrito baseia-se na equação (11), ou seja, trabalha com a eficiência instantânea da placa coletora. De acordo com esta norma, é necessário que:

- Sejam feitos testes próximos ao meio-dia, em dias claros, quando a radiação direta é alta e incide com um ângulo próximo a 0°.
- Utilize-se uma faixa de temperatura de entrada do fluido.

- Sejam feitos testes simétricos (antes e após o meio-dia), sendo utilizada a média para os cálculos.
- Para a obtenção de cada ponto da curva de eficiência, seja fixada uma temperatura de entrada do fluido, espere-se que a temperatura de saída estabilize e sejam lidos os valores de temperatura de entrada e saída do fluido, temperatura ambiente e incidência de radiação solar, sendo utilizada a média destes parâmetros dentro do intervalo de teste.

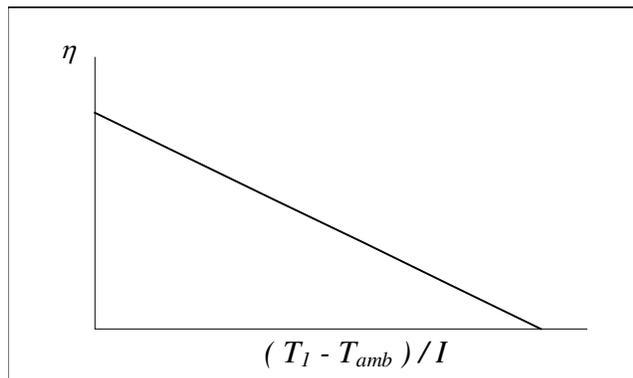


Figura 4: Gráfico de $\eta \times (T_1 - T_{amb}) / I$, DUFFIE e BECKMAN (1991).

O valor do produto transmitância-absortância ($\tau\alpha$) da superfície coletora e da cobertura é função do ângulo de incidência dos raios solares. Como os testes devem ser realizados próximos ao meio dia em pares simétricos, o valor do produto obtido expressa o $(\tau\alpha)_n$ (produto transmitância absortancia para uma incidência normal), não refletindo o comportamento médio desta variável.

Os coletores solares são equipamentos simples que fornecem uma razoável eficiência térmica. ARINZE et al. (1998) estudaram a secagem de feno com o uso de um coletor solar com placa coletora de alumínio (área de 22,3 m²) e cobertura de fibra de vidro transparente. O sistema foi projetado para fornecer um incremento de 10°C na temperatura do ar de secagem. A temperatura e umidade relativa (médias) do ar na entrada do coletor foram iguais a 26°C e 45% (durante o dia) e 18°C e 60% (durante a noite). A vazão volumétrica de ar no coletor ficou entre 1,10 e 1,20 m³/s. A eficiência instantânea máxima obtida foi de 87,2% (12:30), a mínima foi de 29,8% (18:30), sendo nula durante a noite. Foi obtida uma eficiência média de 76% durante o período de insolação.

DAS e CHAKRAVERTY (1991) estudaram a influência do número de coberturas e do material utilizado sobre a eficiência térmica de coletores solares planos para o aquecimento de ar. Foram utilizados três tipos de cobertura: cobertura simples de vidro (4 mm de espessura), cobertura dupla de vidro (espaçamento de 25 mm) e cobertura de polimetil metacrilato – PMMA (3 mm de espessura). O coletor solar estudado apresentava uma área de 2,0 m². As eficiências instantâneas encontradas foram de 42%, 46% e 36,5% para as respectivas coberturas, com uma vazão mássica de ar igual a 0,10 kg/s e temperatura do ar de entrada igual a 30°C.

Diversos tipos de coletores solares para aquecimento de ar têm sido desenvolvidos no intuito de aumentar a eficiência térmica. POTTLE et al. (1999) propõem um pequeno espaçamento entre a cobertura e a placa absorvedora (7-8mm) e a utilização de aletas de alumínio ao longo do duto, visando um aumento na turbulência do escoamento (e consequentemente nos coeficientes convectivos de transferência de calor) e um acúmulo de energia térmica nas aletas.

2.2. Leitos empacotados e placas armazenadoras de energia

Outra forma de aumentar a eficiência é trabalhar com leitos empacotados, onde o fluido escoar através de um leito preenchido com uma malha ou partículas. De acordo com SHARMA et al. (1991), que estudaram a utilização de uma malha de arame como material de enchimento do leito, a eficiência do coletor aumenta com a presença da matriz, sendo função da porosidade da matriz e do diâmetro do arame.

A principal razão para o interesse na utilização de leitos empacotados é que devido a maior área superficial e à turbulência no escoamento do ar ocorre um aumento na transferência de calor. Entretanto, em qualquer aquecedor solar de ar, um alto coeficiente de transferência de calor invariavelmente está associado a uma elevada perda de carga no sistema. Se por um lado é necessária uma perda de carga através do leito para garantir uma boa distribuição do fluxo, por outro quanto maior for a diferença de pressão maior será a energia necessária para o bombeamento do fluido (CHOUDHURY e GARG, 1993).

Uma análise teórica paramétrica, comparando diferentes tipos de coletores solares, com diferentes materiais de enchimento do leito, foi realizada por CHOUDHURY e GARG (1993). Foram estudados três tipos de coletores: sem enchimento e fluxo de ar abaixo da placa absorvedora, com enchimento e fluxo de ar abaixo da placa, e com enchimento e fluxo de ar

acima da placa. Variou-se a forma (cilindros, esferas e anéis), a vazão, o tamanho das partículas, a profundidade e o comprimento do leito. Diâmetros pequenos e baixas porosidades, assim como pequena profundidade e longos comprimentos do duto, e grandes fluxos, resultaram em maior eficiência, mas também em maior potência requerida para a movimentação do fluido.

A utilização de placas armazenadoras de energia constitui outra forma de aumentar a eficiência de coletores solares, promovendo menor incremento na potência requerida aos ventiladores que os leitos empacotados. O principal objetivo de sua utilização é o de armazenar energia térmica, proporcionando uma transferência de calor que se prolonga por períodos posteriores ao término da incidência de radiação solar. Outra característica importante das placas armazenadoras é a de atenuar picos de temperatura no ar de saída do coletor devido a um aumento ou diminuição súbita na incidência de radiação solar, propriedade muito desejável na secagem de produtos agrícolas, em que variações na temperatura do ar de secagem podem comprometer a qualidade do produto.

Visando a secagem de soja com a utilização de energia solar, SANTOS (1980) construiu com materiais simples e de baixo custo (terra, pedra britada, madeira, tijolos de cimento, plástico), um coletor armazenador de energia solar de fácil implementação em propriedades rurais brasileiras. Foi feita uma avaliação do coletor solar através de um modelo matemático fundamentado nos princípios de transferência de calor, porém não foram levantados seus parâmetros característicos ($F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$). Comparado com um coletor plano, o coletor armazenador apresentou vantagens como:

- Menor custo por unidade de área.
- Menor área necessária para um mesmo incremento de temperatura.
- Capacidade de armazenar energia e de atenuar picos de temperatura.

A constante de tempo de um coletor solar é definida como o intervalo de tempo que valida a seguinte relação (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

$$\frac{T_{2,t} - T_1}{T_{2,0} - T_1} = \frac{1}{e} = 0,368 \quad (14)$$

onde: T_1 - temperatura de entrada do fluido no coletor.

$T_{2,0}$ - temperatura de saída do fluido no instante $t = 0$, quando interrompe-se a incidência de radiação solar ou muda-se a temperatura de entrada do fluido.

$T_{2,t}$ - temperatura de saída do fluido no instante t .

Um alto valor da constante de tempo de um coletor solar caracteriza uma elevada inércia térmica, indicando a defasagem observada entre as curvas de incidência de radiação e de calor fornecido, e proporcionando a atenuação de picos de temperatura no ar de saída de um coletor armazenador de energia.

Devido à alta inércia térmica, a caracterização de coletores armazenadores de energia baseada na equação de eficiência instantânea (equação 11, norma ASHRAE 93-77) não fornece informações adequadas sobre o funcionamento destes equipamentos. NAYAK et al. (1989) utilizaram o conceito de eficiência diária na análise do desempenho de placas coletoras de concreto para o aquecimento domiciliar de água. As placas de concreto possuíam 3,5cm de espessura, envolvendo tubos de PVC (20mm de diâmetro). A eficiência diária foi definida como a razão entre o calor fornecido pelo coletor solar e a radiação incidente durante um dia de exposição ao sol (equação 15).

$$\bar{\eta} = \frac{\int \dot{Q}_U dt}{A_C \int I dt} \quad (15)$$

Os autores observaram que, apesar de sua elevada inércia térmica, as placas armazenadoras apresentam comportamento linear semelhante ao obtido na caracterização de coletores convencionais baseada na eficiência instantânea:

$$\bar{\eta} = A - B \left| \frac{\bar{T}_I - \bar{T}_{amb}}{H_T} \right| \quad (16)$$

onde: H_T - energia solar total incidente por unidade de área durante um dia de teste (MJ/m^2).

\bar{T}_I - temperatura média do ar na entrada do coletor ($^{\circ}\text{C}$).

\bar{T}_{amb} - temperatura ambiente média ($^{\circ}\text{C}$).

A e B = constantes características do coletor solar armazenador de energia.

BOPPSHETTY et al. (1992) realizaram um estudo das equações de transferência de calor para coletores solares com placa de concreto, comparando os resultados obtidos

teoricamente com as eficiências diárias obtidas em ensaios experimentais. Foi observada uma boa correlação entre os valores experimentais e os calculados.

A utilização dos parâmetros característicos de um coletor solar em metodologias de projeto de sistemas solares (como o f-Chart de KLEIN et al., 1975, 1976) é muito útil do ponto de vista operacional. A dificuldade de obtenção destes parâmetros para placas armazenadoras limitava à estas metodologias o uso de placas convencionais (com baixa inércia térmica). Sendo assim, resultados como estes, que possibilitam a obtenção dos parâmetros característicos de coletores solares armazenadores de energia, fornecem uma importante ferramenta para o desenvolvimento de metodologias de projeto de sistemas solares, ampliando o escopo de placas coletoras a serem utilizadas.

2.3. A metodologia f-Chart

Simulações de processos são muito úteis na compreensão do funcionamento de sistemas e de como eles podem ser melhorados. Podem ser utilizadas para fornecer uma análise do desempenho de um determinado sistema a partir de dados meteorológicos selecionados e também como uma ferramenta de projeto. Além disso, o resultado de várias simulações pode ser usado para correlacionar o desempenho do sistema com parâmetros de projeto e meteorológicos (KLEIN et al., 1975).

O TRNSYS (KLEIN et al., citado por DUFFIE e BECKMAN (1991)) é um programa amplamente utilizado como simulador de processos solares, possuindo sub-rotinas que representam os componentes típicos de sistemas de energia solar. O WATSUN, programa desenvolvido na Universidade de Waterloo, no Canadá (1989), e o MINSUN (CHANT, 1985) são outros programas de simulação bastante utilizados (citados por DUFFIE e BECKMAN, 1991).

Estes programas fornecem resultados bastante satisfatórios, porém necessitam de um conhecimento prévio de programação e de suas subrotinas, além de tempo para rodar a simulação, sendo, portanto, de difícil acesso aos produtores dentro do cenário agrícola nacional.

Baseando-se em inúmeras simulações a partir do programa TRNSYS, KLEIN et al. (1975, 1976) desenvolveram a metodologia de projeto f-Chart, que correlaciona a fração solar do sistema (razão entre a energia solar coletada e a energia demandada pelo sistema), com parâmetros adimensionais de projeto.

Considerando-se o período de um mês, o balanço energético de um sistema de aquecimento solar para secagem pode ser descrito por:

$$E_C = Q_S - Q_T \quad (17)$$

onde: E_C – energia convencional utilizada durante um mês.

Q_S – energia demandada no processo de secagem durante um mês.

Q_T - energia solar útil fornecida pelo coletor durante um mês.

A fração solar, razão entre a energia fornecida pelo sistema de aquecimento solar e a energia demandada no processo de secagem, é descrita pela seguinte relação:

$$f = Q_T/Q_S \quad (18)$$

Observando a equação (11), que descreve o comportamento da eficiência instantânea, pode-se definir dois parâmetros adimensionais de projeto que influenciam no valor de Q_T , um associado ao ganho de energia (Y) e outro às perdas térmicas (X) (KLEIN et al., 1975):

$$Y = \frac{A_C F_R \overline{\tau\alpha} \overline{H_T} N}{Q_S} \quad (19)$$

$$X = \frac{A_C F_R U_L \Delta t (T_{ref} - \overline{T_{amb,m}})}{Q_S} \quad (20)$$

onde: A_c - área coletora de energia solar (m^2).

F_R - Fator de remoção de calor do coletor (adimensional).

$\overline{\tau\alpha}$ - produto médio mensal entre transmitância e absorptância (adimensional).

$\overline{H_T}$ - média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície inclinada (J/m_2).

U_L - coeficiente global de perdas térmicas do coletor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

T_{ref} - temperatura de referência ($100^\circ C$).

$\overline{T_{amb,m}}$ - média mensal da temperatura ambiente ($^\circ C$).

Δt - número total de segundos no mês (inteiro).

N - número de dias no mês (inteiro).

Para aquecimento de ar, o sistema considerado no desenvolvimento da metodologia f-Chart é representado na Figura 5, sendo suas especificações mostradas na Tabela 1.

Tabela 1: Especificações do sistema solar para aquecimento de ambientes considerado no f-Chart (KLEIN et al., 1976).

Vazão de ar no coletor	5 – 20 l/ s m ²
Ângulo de inclinação (s)	Lat – 15° < s < Lat + 15°
Tamanho das pedras	1 – 3 cm

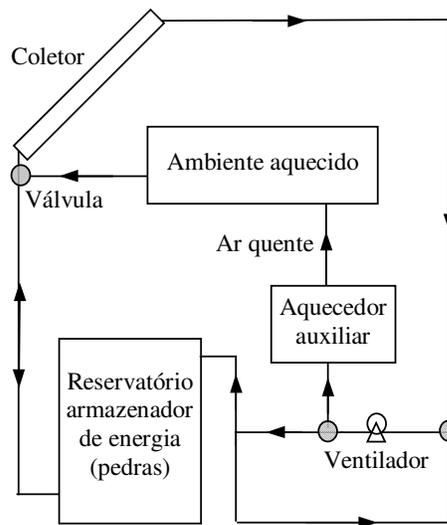


Figura 5: Sistema solar para aquecimento de ambientes considerado no desenvolvimento da metodologia f-Chart (KLEIN et al., 1976).

O sistema considerado no desenvolvimento da metodologia utilizava placa coletora plana convencional, e não placa com elevada inércia térmica. Foi determinada a seguinte correlação entre os parâmetros adimensionais de projeto X e Y e a fração solar fornecida pelo sistema (KLEIN et al., 1976):

$$f = 1,040Y - 0,065X - 0,159Y^2 + 0,00187X^2 - 0,0095Y^3 \quad (21)$$

$$0 < Y < 3,0; \quad 0 < X < 18,0$$

Para a determinação dos parâmetros adimensionais de projeto X e Y são necessários os seguintes dados: média mensal de incidência de radiação solar diária, dados psicrométricos e meteorológicos médios mensais da localidade onde se instalará o sistema, parâmetros de caracterização do coletor ($F_R U_L$ e $F_R (\tau\alpha)$, obtidos experimentalmente), e a demanda energética mensal do sistema. A relação acima é válida para uma vazão volumétrica de ar

igual a $10,1 \text{ l/s.m}^2$. Quando utilizados outros valores de vazão, BECKMAN et al. (1977) fornecem uma expressão para a correção do parâmetro X :

$$X_C = X \left(\frac{\mathcal{Q}}{10,1} \right)^{0,28} \quad (22)$$

onde \mathcal{Q} - vazão volumétrica de ar utilizada no coletor solar ($5,0 - 20,0 \text{ l/s.m}^2$).

Os parâmetros característicos do coletor são função da vazão de fluido que circula no sistema, principalmente no aquecimento de ar, onde a variação dos coeficientes convectivos de transferência de calor em função da velocidade do fluido é maior. As determinações experimentais fornecem valores para os parâmetros característicos do coletor ($F_R U_L$ e $F_R(\tau\alpha)$), referentes à vazão utilizada nos testes. DUFFIE e BECKMAN (1991) apresentam uma metodologia para a correção dos parâmetros $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ obtidos pela caracterização baseada na eficiência instantânea. Não há na literatura trabalhos que indiquem como deve ser feita esta correção quando trabalha-se com placas de elevada inércia térmica e valores médios diários.

Enquanto métodos de dimensionamento para sistemas de aquecimento de água e de ambientes têm recebido bastante atenção, o mesmo não ocorre com sistemas de secagem com energia solar.

Um método simplificado de projeto de sistemas de secagem assistidos de energia solar foi apresentado por PRATOTO et al. (1997). Os autores estudaram a secagem de borracha, focando a análise do coletor solar e seu dimensionamento. O sistema considerado era um típico sistema de secagem (ventilador, aquecedor convencional e câmara de secagem) com um coletor solar plano acoplado antes do aquecedor convencional do ar de secagem (Figura 6). Como a alimentação do sistema é feita com ar à temperatura ambiente ($T_I = T_{amb}$), a equação (9) pode ser resumida a:

$$\mathcal{Q}_U = A_C F_R I(\tau\alpha) \quad (23)$$

A energia demandada pelo sistema de secagem é:

$$\mathcal{Q}_S = m \mathcal{C}_P (T_S - T_{AMB}) \quad (24)$$

onde: T_S - temperatura de secagem ($^{\circ}\text{C}$).

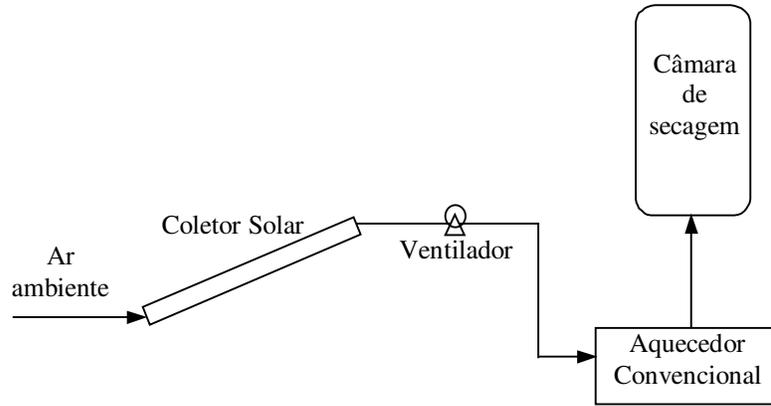


Figura 6: Esquema do sistema de secagem de borracha assistido de energia solar usado por PRATOTO et al. (1997).

Para determinados valores de área, durante o período de insolação de pico, a temperatura do ar na saída do coletor pode exceder a temperatura de secagem. Nestas circunstâncias o excesso de calor deve ser desprezado, para que a temperatura de secagem seja alcançada. Desta forma a equação (23) fica:

$$\dot{Q}_U = A_C F_R I(\tau\alpha) - [A_C F_R I(\tau\alpha) - \dot{Q}_S]^+ \quad (25)$$

(o símbolo + no canto direito superior do colchete indica que somente valores positivos dentro dos colchetes devem ser considerados)

O desempenho em longo prazo do sistema pode ser analisado através da fração solar integrando-se a equação (25) em um determinado período de tempo e dividindo pela demanda energética do processo no mesmo período:

$$f = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_2} \{A_C F_R I_T(\tau\alpha) - [A_C F_R I_T(\tau\alpha) - \dot{Q}_S]^+\} d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{Q}_S d\tau} \quad (26)$$

Analisando a equação (26) pode-se observar que a fração solar pode ser representada como uma função de dois valores: o ganho de energia pelo coletor e a demanda energética do sistema. PRATOTO et al. (1997) propõem então um único parâmetro adimensional de projeto Y :

$$Y = \frac{A_C F_R (\overline{\tau\alpha}) \overline{H_T}}{Q_S} \quad (27)$$

Este parâmetro adimensional de projeto é similar a um dos definidos na metodologia f-Chart. Apesar deste método de dimensionamento de coletores solares contar com apenas um parâmetro adimensional, não considerando o coeficiente de perdas térmicas do coletor (U_L), analisando a expressão analítica para o cálculo de F_R fornecida por DUFFIE e BECKMAN (1991) percebe-se que o parâmetro F_R também é função do coeficiente de perdas térmicas do coletor U_L :

$$F_R = \left(\frac{m\dot{C}_p}{A_C U_L} \right) \left[1 - \text{EXP} \left(\frac{-A_C U_L F'}{m\dot{C}_p} \right) \right] \quad (28)$$

onde: F' - fator de eficiência do coletor solar.

PRATOTO et al. (1997) apresentaram a seguinte correlação entre a fração solar (f) e o parâmetro adimensional de projeto (Y):

$$f = Y; \quad 0 < Y < 0,2 \quad (29)$$

$$f = -0,009 + 2,0251Y - 3,0482Y^2 + 1,5263Y^3; \quad 0,2 < Y < 0,554 \quad (30)$$

A linearidade da relação para baixos valores de Y pode ser explicada devido à ausência de rejeição de calor nestas circunstâncias. PRATOTO et al (1998) publicaram uma nova correlação, onde era considerada a possibilidade de recirculação parcial do ar de secagem (r = taxa de reciclo).

$$f = 0,005 + 0,8978Y^* \quad (31)$$

$$Y^* = Y + r; \quad 0 < Y < 0,584; \quad 0 < Y^* < 0,972 \quad (32)$$

JUBRAN et al. (1994) aplicaram o f-Chart a sistemas de aquecimento de água com a utilização de coletores solares de concreto. Para áreas coletoras entre 55 e 88m², quando utilizado coletores de concreto, entre 49-63% da carga térmica anual foi suprida pelo sistema solar, sendo que com a utilização de coletores metálicos convencionais a porcentagem foi de apenas 41-53%. Os autores observaram que coletores solares de concreto fornecem valores de

fração solar anual e economias de ciclo de vida mais elevados em comparação a um sistema onde se utiliza coletores solares convencionais metálicos.

3 - MATERIAL E MÉTODOS

3.1 - Descrição do coletor solar armazenador de energia

Para este estudo foi utilizado o coletor solar instalado na Faculdade de Engenharia Agrícola da UNICAMP. Sua face está voltada para o norte e sua superfície possui um ângulo de inclinação igual à latitude do local (23°), visando otimizar a incidência de radiação solar ao longo do ano. O leito armazenador foi construído com pedras britadas nº1, possui espessura de 20cm e sua área coletora é de $1,80\text{m}^2$. O espaço entre o leito armazenador e a cobertura de vidro é de 5cm.

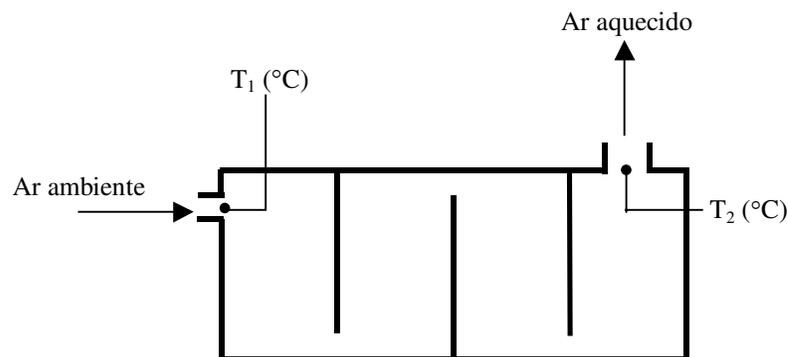


Figura 7: Esquema da superfície do coletor solar armazenador de energia.

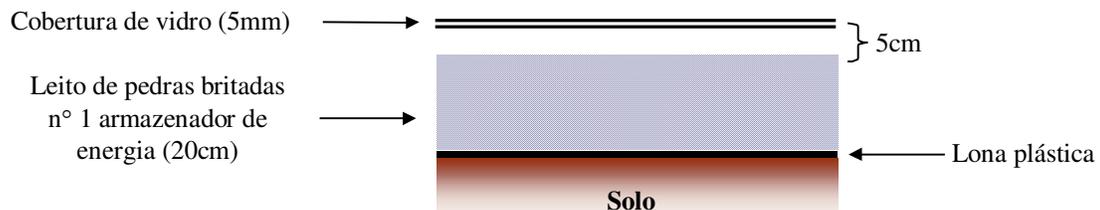


Figura 8: Seção transversal do coletor solar armazenador de energia.

Na construção do coletor, a base de tijolos já existente recebeu reparos na sua estrutura e nivelamento garantindo o ângulo de inclinação adequado, tanto na superfície que comporta o leito armazenador quanto na que serve de apoio para a cobertura de vidro, sendo colocada uma lona plástica para evitar o fluxo de água do solo para o leito (Figura 9). Em seguida foram colocadas: as divisórias de madeira definindo a trajetória do ar, visando aumentar o tempo de permanência e a turbulência do fluxo de ar (Figura 10); a camada de 20cm de pedras britadas nº1 que forma o leito armazenador de energia, e a cobertura de vidro transparente (espessura de 5mm) (Figura 11).



Figuras 9 e 10: Construção do coletor armazenador de energia.



Figura 11: Construção do coletor armazenador de energia.

3.2. Caracterização do coletor solar armazenador de energia

3.2.1. Determinação da eficiência diária e construção da curva característica do coletor armazenador

Foi utilizada a metodologia descrita por NAYAK et al. (1989) para caracterização de placas com elevada inércia térmica. Os autores trabalharam com placas de concreto para o aquecimento de água, medindo a temperatura de entrada e saída do fluido, temperatura

ambiente, radiação solar incidente e vazão de fluido em intervalos de vinte minutos durante todo o período de disponibilidade de luz solar.

Ensaio experimentais:

O coletor foi deixado exposto ao ambiente durante a noite anterior aos dias de realização dos testes. Pela manhã, a cobertura de vidro foi limpa e foram instalados os seguintes equipamentos: piranômetro Eppley no mesmo plano do coletor (Figura 12), sistema de aquisição de dados para a coleta e armazenamento dos valores de temperaturas e radiação solar incidente e sistema para controle da temperatura do ar na entrada do coletor (Figura 13). Após o instante em que a radiação solar começou a incidir no piranômetro, os dados de radiação solar incidente e das temperaturas do ar na entrada do coletor (bulbo seco e úmido), na saída do coletor e ambiente foram armazenados. Foram utilizados termopares tipo T para as leituras de temperatura. Considerando que para cada dia de teste é necessário um valor de temperatura de entrada do ar no coletor, foi instalado um sistema de controle de temperatura do ar (Figura 14), constituído por um sensor PT-100, um termostato, uma chave contatora e uma série de cinco resistências elétricas. Fixada uma temperatura no termostato, quando o sensor PT-100 verificava temperatura inferior no ar de entrada, a chave contatora ligava a série de resistências elétricas até que atinge-se a temperatura desejada.



Figura 12: Piranômetro Eppley no plano do coletor armazenador.



Figura 13: Montagem experimental para o levantamento da curva característica do coletor armazenador.

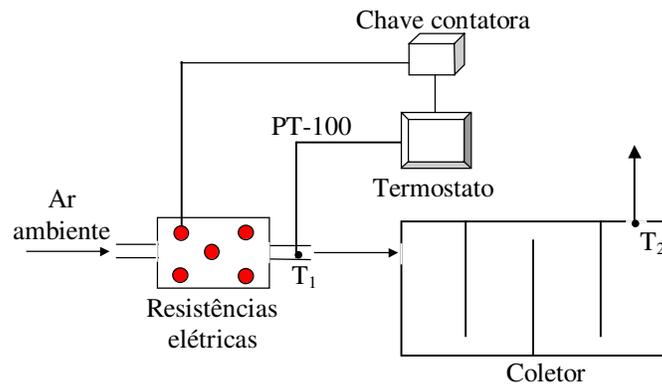


Figura 14: Esquema do sistema de controle de temperatura do ar na entrada do coletor.

A velocidade do ar foi de 4,5 m/s, medida na entrada do coletor utilizando-se um anemômetro digital de pás (precisão de $\pm 0,05$ m/s), sendo a vazão mássica de ar determinada de acordo com as equações abaixo:

$$\dot{m} = V_{ar} A_{sec} \rho_{ar} \quad (33)$$

$$\rho_{ar} = \frac{P_{atm}}{287,09 T_{bs} (K)} \quad (34)$$

$$A_{sec} = \pi R^2 \quad (35)$$

onde: V_{ar} - velocidade do ar (4,5m/s).

A_{sec} - área da seção transversal do duto de alimentação do coletor ($7,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$).

ρ_{ar} - densidade do ar (kg/m^3) (BROOKER et al., 1992).

p_{atm} - pressão atmosférica (em Campinas: 94930 Pa).

T_{bs} - temperatura de bulbo seco do ar (K).

R - raio da seção transversal do duto de alimentação do coletor (0,05 m).

Como o ventilador acoplado ao coletor não permitia regulagem de vazão, as medições de velocidade do ar na entrada do coletor para o cálculo da vazão mássica foram realizadas em intervalos de duas horas, não sendo observadas variações entre as leituras.

Determinação do calor útil fornecido

Para o cálculo da taxa de calor fornecida pelo coletor armazenador (equação 13), é necessário o conhecimento da vazão mássica do ar (kg/s) e a variação de entalpia ΔH do ar no aquecimento. A variação de entalpia é dada pela diferença entre as entalpias do ar na entrada e na saída do coletor, (BROOKER et al., 1992):

$$H = 1006,9T_{bs} + W(2512131 + 1552,4T_{bs}) \quad (36)$$

onde: H - entalpia do ar (J/kg ar seco).

T_{bs} - temperatura de bulbo seco do ar ($^{\circ}\text{C}$).

W - umidade absoluta ($\text{kg H}_2\text{O/kg}$ ar seco).

Para o cálculo da umidade absoluta W e demais propriedades psicrométricas do ar foram utilizadas equações apresentadas por VAN WYLEN et al. (1976), REIZ et al. (1977), VUKALOVITCH (1967), BEJAN (1988) e NEBRA (1985) (citados por NEBRA, 1991). O valor da umidade absoluta é dado por:

$$W = \frac{W_{sa}H_{l-v} + C_{P_{ar}}(T_{bu} - T_{bs})}{(H_v - H_l)} \quad (37)$$

onde: W_{sa} - umidade absoluta de saturação adiabática.

H_{l-v} - entalpia da mudança de fase (líquido-vapor) (kJ/kg).

H_v - entalpia do vapor (kJ/kg).

H_l - entalpia do líquido (kJ/kg).

T_{bu} - temperatura de bulbo úmido do ar ($^{\circ}\text{C}$).

C_{par} - calor específico do ar (1012 J/kg°C para temperaturas entre 0 e 300°C, BECKMAN et al. 1977).

Os valores de entalpia envolvidos na equação (37) são obtidos pelas expressões:

$$H_{l-v} = 2501 - 2,381T_{bu} \quad (38)$$

$$H_v = 2501 + 1,805T_{bs} \quad (39)$$

$$H_l = 4,186T_{bu} \quad (40)$$

A umidade absoluta de saturação adiabática é dada por:

$$W_{sa} = 0,622 \frac{P_{vsa}}{P_T - P_{vsa}} \quad (41)$$

onde: p_{vsa} - pressão de vapor de saturação adiabática (Pa).

p_T - pressão total (Campinas = 94930 Pa).

A pressão de vapor de saturação adiabática pode ser calculada através da equação:

$$p_{vsa} = \exp \left[18,3036 - \frac{3816,44}{T_{bu} (K) - 46,13} \right] \quad (mmHg) \quad (42)$$

Através das equações (36) a (42) determina-se a variação de entalpia do ar entre a entrada e a saída do coletor (ΔH). A taxa de calor útil fornecida pelo coletor é obtida pela equação (13):

$$\dot{Q}_U = \dot{m} \Delta H \quad (13)$$

Construção da curva característica do coletor solar armazenador de energia baseada na eficiência diária

A eficiência diária é dada pela razão entre a energia total transferida pelo coletor ao ar durante o dia e o total de radiação solar incidente na área coletora durante o mesmo período (equação 15):

$$\bar{\eta} = \left(\int \dot{Q}_u dt \right) / \left(A_c \int I dt \right) \quad (15)$$

As integrais presentes na equação (15) representam as áreas sob as curvas diárias de \dot{Q}_U x tempo e I x tempo, obtidas na caracterização do leito armazenador de energia solar, e foram calculadas pelo método de integração numérica dos trapézios.

Como os intervalos de tempo entre as medidas de taxa de calor fornecida pelo coletor e fluxo de radiação solar incidente são iguais, tem-se que a eficiência diária pode ser calculada também por:

$$\bar{\eta} = \frac{\sum \dot{Q}_u}{A_C \sum I} \quad (43)$$

Segundo NAYAK et al.(1989) e BOPPSHETTY et al. (1992), a eficiência diária de um coletor solar com elevada inércia térmica apresenta um comportamento linear (equação 16):

$$\bar{\eta} = A - B \left[\frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_{amb}}{H_T} \right] \quad (16)$$

A regressão linear da reta obtida através da equação (16) fornece os valores dos parâmetros característicos médios diários do coletor solar armazenador de energia (A e B).

3.2.2. Determinação da constante de tempo

A constante de tempo foi determinada segundo metodologia descrita por DUFFIE e BECKMAN (1991) para placas de baixa inércia térmica. O coletor foi colocado em funcionamento pela manhã. Próximo ao meio dia, quando a incidência de radiação solar apresenta o menor ângulo, esta foi interrompida cobrindo-se o coletor. A constante de tempo representa o instante t em que a temperatura do ar na saída do coletor satisfaz a equação (14):

$$\frac{T_{2,t} - T_1}{T_{2,0} - T_1} = \frac{I}{e} = 0,368 \quad (14)$$

3.2.3. Análise da perda de carga no coletor

As medidas de diferença de pressão entre a entrada e saída de ar no coletor (perda de carga) foram determinadas através de um manômetro tipo tubo em “U”, sendo expressas em mmH₂O.

3.3. Desenvolvimento da metodologia de projeto

3.3.1. Cálculo da radiação solar incidente em uma superfície inclinada

O cálculo da radiação solar incidente no coletor (superfície inclinada) é uma operação trabalhosa, que envolve aspectos trigonométricos e considerações sobre o modelo de radiação difusa considerado. Foi considerado o modelo de céu isotrópico para radiação difusa (LIU e JORDAN, 1961). De acordo com BECKMAN et al. (1977), a média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície inclinada pode ser obtida através do seguinte produto:

$$\overline{H_T} = \overline{R} \times \overline{H} \quad (44)$$

onde: $\overline{H_T}$ - média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície inclinada (J/m² dia).

\overline{H} - média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície horizontal (J/m² dia).

\overline{R} - razão entre a média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície inclinada e a média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície horizontal ($\overline{H_T} / \overline{H}$).

A razão \overline{R} pode ser estimada considerando-se as contribuições isoladas das componentes das radiações direta, difusa e refletida pelo solo que incidem em uma superfície inclinada. Considerando que a radiação difusa seja isotrópica (uniformemente distribuída pelo céu), temos (BECKMAN et al., 1977):

$$\overline{R} = \left(1 - \frac{\overline{H_D}}{\overline{H}}\right) \overline{R_B} + \frac{\overline{H_D}}{\overline{H}} \frac{(1 + \cos s)}{2} + \rho \frac{(1 - \cos s)}{2} \quad (45)$$

onde: $\overline{H_D}$ - média mensal de incidência de radiação solar difusa diária em uma superfície inclinada (J/dia m²).

$\overline{R_B}$ - razão entre a média mensal de incidência de radiação solar direta diária em uma superfície inclinada e a média mensal de incidência de radiação solar direta diária em uma superfície horizontal.

s - ângulo de inclinação do coletor (graus).

ρ - reflectância do solo (entre 0,2 e 0,7, LIU e JORDAN (1963) indicam $\rho = 0,2$).

Pode-se observar na equação (45) que o primeiro termo representa a contribuição da radiação direta, o segundo termo a radiação difusa e o terceiro a contribuição da radiação refletida pelo solo.

A radiação difusa é aquela recebida do sol após ter a sua direção alterada pela atmosfera terrestre (DUFFIE e BECKMAN, 1991). Valores de médias mensais de incidência de radiação solar difusa diária dificilmente estão disponíveis, sendo necessário estimá-las a partir das médias mensais de incidência de radiação total diária. Pela definição de radiação difusa, é de se esperar que ela seja proporcional à razão entre a radiação incidente em uma superfície fora da atmosfera terrestre e a radiação total incidente em uma superfície horizontal. LIU e JORDAN (1963) verificaram que a razão $\overline{H_D}/\overline{H}$ pode ser descrita por um polinômio de terceiro grau:

$$\frac{\overline{H_D}}{\overline{H}} = 1,39 - 4,03\overline{K_T} + 5,53\overline{K_T}^2 + 3,11\overline{K_T}^3 \quad (46)$$

onde: $\overline{K_T}$ - razão entre a média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície horizontal (\overline{H}) e a média mensal de incidência de radiação solar diária em uma superfície horizontal fora da atmosfera ($\overline{H_{EXT}}$).

A radiação solar extraterrestre (H_{EXT}) diária é dada pela seguinte relação (KLEIN, 1977):

$$(H_{EXT})_n = \frac{24}{\pi} I_{CS} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \times \left[\cos\phi \cos\delta \operatorname{sen}\omega_s + \left(\frac{2\pi\omega_s}{360}\right) \operatorname{sen}\phi \operatorname{sen}\delta \right] \quad (47)$$

onde: I_{CS} - constante solar (1353,06 J/s m²).

n - dia do ano (inteiro).

ϕ - latitude (graus).

$$\delta - \text{declinação solar (graus): } \delta = 23,45 \operatorname{sen}\left(360 \times \frac{(240 + n)}{365}\right) \quad (48)$$

ω_s - ângulo de incidência de radiação no pôr-do-sol (graus):

$$\omega_s = \arccos(-\tan\phi \times \tan\delta) \quad (49)$$

A média mensal de incidência de radiação solar extraterrestre diária ($\overline{H_{EXT}}$) pode ser obtida através da equação (48) selecionando-se, para cada mês, o dia do ano cujo valor da média de radiação solar incidente em uma superfície horizontal fora da atmosfera é aproximadamente o mesmo que o valor médio mensal. KLEIN (1977) fornece os “dias característicos” para cada mês do ano (Tabela 2):

Tabela 2: Dias característicos para cada mês do ano.

Mês	Dia do ano (n)	Data	Mês	Dia do ano (n)	Data
Jan	17	17/01	Jul	198	17/07
Fev	47	16/02	Ago	228	16/08
Mar	75	16/03	Set	258	15/09
Abr	105	15/04	Out	288	15/10
Mai	135	15/05	Nov	318	14/11
Jun	162	11/06	Dez	344	10/12

O valor de $\overline{R_B}$ (razão entre a radiação direta incidente em uma superfície inclinada e a radiação direta incidente em uma superfície horizontal) é função da transmitância da atmosfera terrestre. Segundo BECKMAN et al. (1977), para superfícies voltadas diretamente para o equador, $\overline{R_B}$ pode ser calculado em função da latitude e do ângulo de inclinação do coletor através da seguinte expressão:

$$\overline{R_B} = \frac{\cos(\phi - s) \cos \delta \operatorname{sen} \omega'_s + (\pi / 180) \omega'_s \operatorname{sen}(\phi - s) \operatorname{sen} \delta}{\cos \phi \cos \delta \operatorname{sen} \omega_s + (\pi / 180) \omega_s \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \delta} \quad (50)$$

onde: ω' - ângulo de incidência de radiação no pôr-do-sol em uma superfície inclinada (graus)

$$\omega' = \min[\omega_s; \arccos(-\tan(\phi - s) \times \tan \delta)] \quad (51)$$

Para o cálculo da média mensal de radiação solar diária incidente em uma superfície inclinada é necessário o conhecimento das médias mensais de incidência de radiação solar diária em uma superfície horizontal. Existem diversos bancos de dados de radiação incidente em superfícies horizontais (dentro e fora da atmosfera). Médias mensais de radiação solar incidente em uma superfície inclinada podem ser obtidas também por programas como o RADIASOL, desenvolvido pelo laboratório de energia solar da Universidade Federal do Rio

Grande do Sul e de livre uso acadêmico, que calcula a radiação incidente em superfícies inclinadas a partir de um banco de dados que abrange mais de 2000 postos meteorológicos distribuídos sobre todo o planeta.

3.3.2. Determinação da demanda energética da secagem

A demanda energética do processo de secagem refere-se à energia utilizada para o aquecimento da vazão de ar necessária, da temperatura ambiente até a temperatura de secagem adequada, em um determinado local. De acordo com o tipo de grão, tem-se uma determinada vazão de ar requerida a uma determinada temperatura.

O conceito de dia característico foi utilizado. Nele se considera a média mensal diária de energia demandada na secagem ($Q_s(MJ)$), obtida a partir das equações (36) a (42) e das médias mensais diárias de temperatura ambiente e umidade relativa, juntamente com os valores da temperatura de secagem do produto e da vazão de ar necessária.

Como o sistema é utilizado apenas durante o dia, é necessário a utilização da relação de Hottel (LIU e JORDAN, 1963), expressa pela equação (52), para a correção da temperatura ambiente (bulbo seco e úmido).

$$\bar{T}_{AMBCORR} = 0,3\bar{T}_{AMBMAX} + 0,7\bar{T}_{AMB} \quad (52)$$

Desta forma obtém-se, para cada mês do ano, valores médios mensais da demanda energética diária do processo de secagem (\bar{Q}_s).

3.3.3. Correção dos parâmetros característicos devido a alterações na vazão de ar no coletor

Como já salientado na revisão bibliográfica, alterações na vazão de ar irão modificar os valores dos parâmetros característicos do coletor ($F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ para coletores planos, A e B para coletores com elevada inércia térmica). Como a literatura não fornece um procedimento para estas correções no caso de coletores armazenadores de energia, propõe-se aqui a utilização do procedimento descrito por DUFFIE e BECKMAN (1991) para coletores planos e da relação apresentada por KLEIN (1975) para o cálculo do coeficiente global de perdas térmicas, utilizando-se o tempo médio de operação do coletor durante a caracterização para a obtenção de valores médios instantâneos dos coeficientes de transferência de calor por

convecção (h_{c-ar} e h_{p-ar}), do fator de eficiência do coletor F' (equação 6), do coeficiente de perdas de calor U_L (equação 7) e do fator de remoção de calor F_R (equação 10). O procedimento está descrito no Anexo 1.

3.3.4. Implementação da metodologia de projeto de coletores armazenadores para a secagem de grãos

A metodologia aqui desenvolvida baseia-se no f-Chart de KLEIN et al. (1975; 1976) e na correlação de PRATOTO et al. (1997), utilizando-se, entretanto, parâmetros característicos médios diários (obtidos através do teste de caracterização baseado na eficiência diária).

O f-Chart utiliza o conceito de “dia característico”, onde se elege um dia de cada mês para representar o comportamento médio mensal diário. Como na época os recursos computacionais não eram tão abundantes, os autores desenvolveram planilhas para o cálculo dos parâmetros de entrada necessários para a obtenção da fração solar e dos adimensionais de projeto referentes a cada mês do ano. Desta forma tem-se uma maneira simples e rápida de projeto de sistemas de aquecimento solar, e que não exige conhecimentos em informática para sua utilização.

Comparado à correlação de PRATOTO et al. (1997), o f-Chart é válido para um maior intervalo de valores dos parâmetros adimensionais de projeto, sendo previsto a utilização de outra vazão volumétrica de ar por metro quadrado de área coletora através da correção do parâmetro X pela equação (22). Serão comparados os resultados obtidos com a utilização de ambas as correlações, dentro de seus respectivos intervalos de validade.

A Figura 15 apresenta as variáveis de entrada e saída e os parâmetros envolvidos no dimensionamento de coletores solares armazenadores de energia para a secagem de grãos. Os cálculos das médias mensais de incidência de radiação solar diária em uma superfície inclinada e da energia média mensal diária demandada na secagem, assim como os da determinação dos parâmetros adimensionais de projeto e da fração solar mensal, foram implementados através de planilhas de cálculo.:

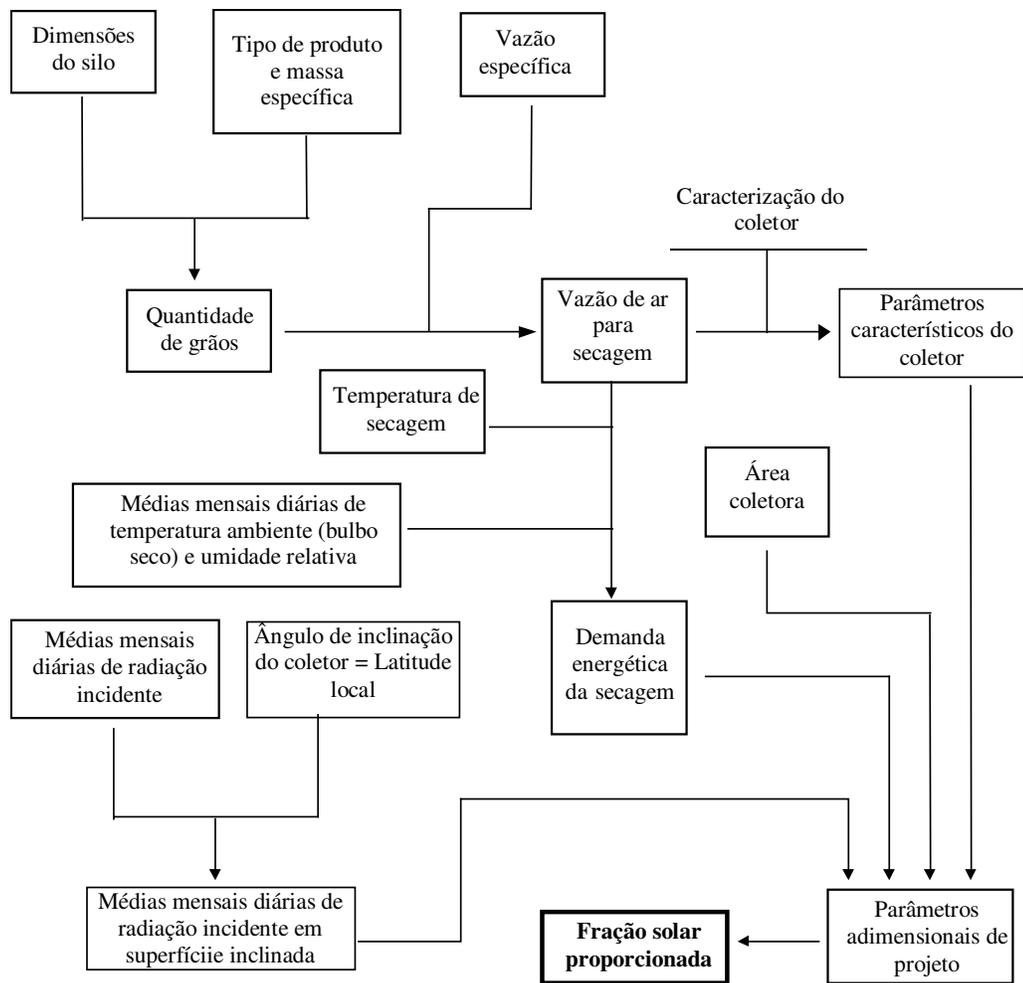


Figura 15: Variáveis de entrada e saída e parâmetros envolvidos no dimensionamento de coletores solares armazenadores de energia para a secagem de grãos em silo.

3.3.5. Análise de ciclo de vida econômico

Nem sempre um sistema de aquecimento solar que forneça uma alta fração solar constitui a opção mais econômica. Segundo HIRSCHFELD (2000), a máxima eficiência técnica somente torna-se viável quando acompanhada da máxima eficiência financeira. Em termos simples, um sistema de aquecimento solar será viável economicamente quando as economias proporcionadas pelas reduções no consumo de combustível forem maiores que os custos de aquisição e operação do sistema.

O conceito de valor do dinheiro no tempo utilizado pela Engenharia Econômica parte do princípio de que toda pessoa é um possível investidor e possui uma taxa mínima de interesse pela qual ela pode fazer render seu capital, o que faz com que uma determinada

quantia no presente assumam valores diferentes ao longo do tempo (BORGES, 2000). Pode-se considerar em boa parte dos casos o rendimento da caderneta de poupança como a taxa mínima de interesse.

Em um sistema de aquecimento solar, para cada período considerado é obtida uma economia de combustível e, conseqüentemente, de dinheiro. Desta forma tem-se um fluxo de caixa durante a vida útil do sistema onde são representadas todas as despesas e receitas. Uma forma de representação de um fluxo de caixa é dada na Figura 16, onde as despesas situam-se abaixo e as receitas acima da linha horizontal:

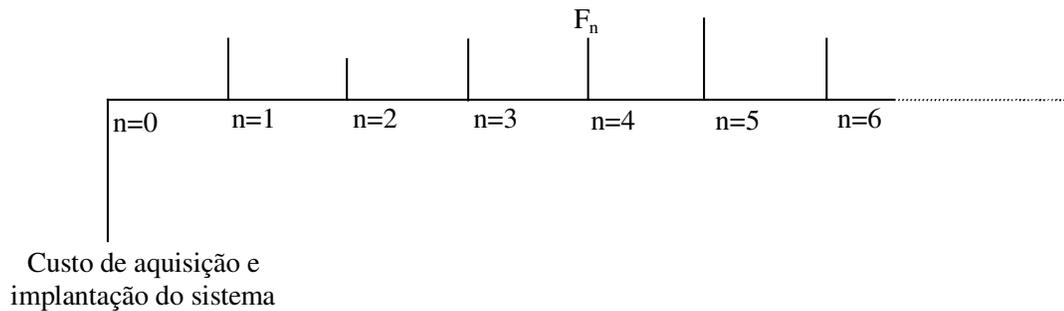


Figura 16: Representação gráfica de um fluxo de caixa.

O valor presente de um pagamento (receita ou despesa) futuro (F_n) é dado por:

$$P = F \frac{1}{(1+i)^n} \quad (53)$$

onde: P – valor presente do pagamento (\$)

F – valor futuro (\$)

i – taxa de interesse (decimal)

n – número de períodos de capitalização (inteiro)

Através da Análise de Ciclo de Vida Econômico, são consideradas todas receitas e/ou despesas ao longo da vida útil do equipamento. A somatória destes valores (F_n) durante a vida útil do sistema (n períodos) trazidos a um instante inicial ($n=0$), e considerando-se uma taxa de juros comparativa i , é denominada Valor Presente Líquido (VPL), ou seja, a diferença entre os custos de aquisição e implantação do sistema solar e as receitas decorrentes da economia no uso de energia convencional, durante o ciclo de vida do equipamento, trazidas ao presente momento considerando uma taxa de interesse i .

$$VPL = \sum_0^n F_n (1+i)^{-n} \quad (54)$$

Pode-se converter um valor presente em anuidades fixas, utilizando-se a seguinte relação:

$$U = P \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (55)$$

Esta conversão possibilita a comparação de dois investimentos com diferentes vidas úteis, utilizando para isso um período de análise que seja um mínimo múltiplo comum destas.

Caso uma série de lançamentos constantes (G) apresente ao longo da vida útil do equipamento aumentos geométricos (a uma taxa g constante), pode-se considerá-los na análise de Ciclo de Vida Econômico. O valor presente desta série geométrica é dado por (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

$$P = G(P/G, i, g, n) \quad (56)$$

$$(P/G, i, g, n) = \begin{cases} \frac{1}{(i-g)} \left[1 - \left(\frac{1+g}{1+i} \right)^n \right] & \text{para } i \neq g \\ \frac{n}{(1+g)} & \text{para } i = g \end{cases} \quad (57)$$

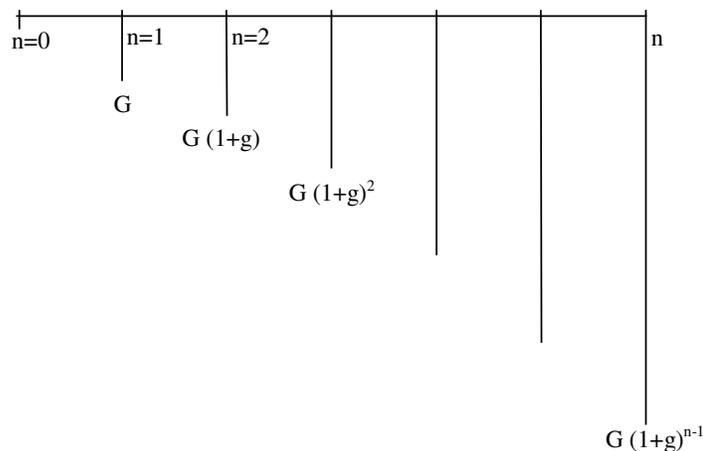


Figura 17: Representação gráfica de uma série geométrica de pagamentos.

O presente trabalho propõe a utilização de um sistema de aquecimento solar como fonte complementar de energia, ou seja, não exclui o sistema convencional já utilizado pelo produtor rural no aquecimento de ar para a secagem de sua produção. Este sistema é chamado de *solar assisted*, muito conveniente na secagem pois em dias com baixa incidência de radiação solar faz-se necessária a utilização de um sistema convencional para aquecimento do ar.

Desta forma, deve-se analisar se a inserção de um sistema de secagem solar será uma boa alternativa econômica, não levando em conta os custos de aquisição e operação do sistema convencional, pois considera-se que este já está instalado e em funcionamento. Isto corresponde à análise de um fluxo de caixa diferencial entre duas alternativas: secagem com sistema convencional de aquecimento de ar e secagem com sistema convencional + solar.

Aplicando a equação (54) ou (57) (se considerado o aumento dos lançamentos futuros a uma taxa g) ao fluxo de caixa diferencial definido no parágrafo acima, obtém-se o *VPL* do investimento. Variando-se a área coletora, varia a economia de energia convencional, variando também o *VPL* (Figura 18). A melhor opção ocorre quando o *VPL* obtido é máximo.

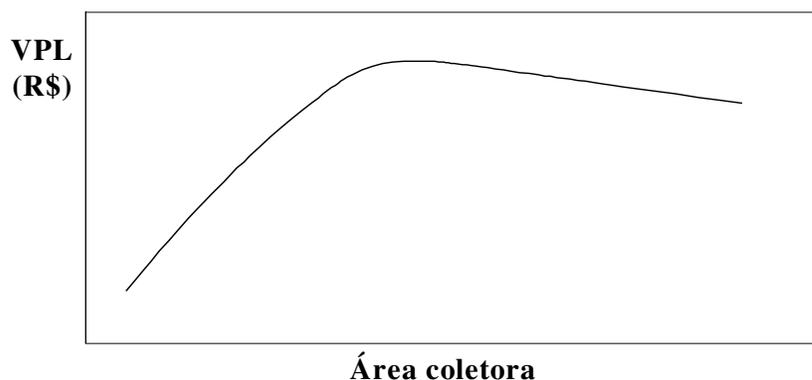


Figura 18: Variação do VPL em função da área coletora de energia solar.

Considerando o ciclo de vida do equipamento, no início o VPL é negativo pois as economias obtidas ainda não compensam o custo do investimento no sistema solar. Ao longo do tempo, as economias vão se acumulando e este passa a ser positivo. Quando o VPL é nulo, as economias obtidas igualam-se ao rendimento obtido caso o investimento estivesse rendendo à taxa de interesse comparativa considerada (i). O período decorrido até esta situação é chamado de período de retorno do investimento (*pay back*), sendo que daí para frente o

produtor começará a ter lucro (Figura 19). O conhecimento do produtor sobre o período de retorno do investimento é de suma importância na escolha da alternativa a ser adotada.

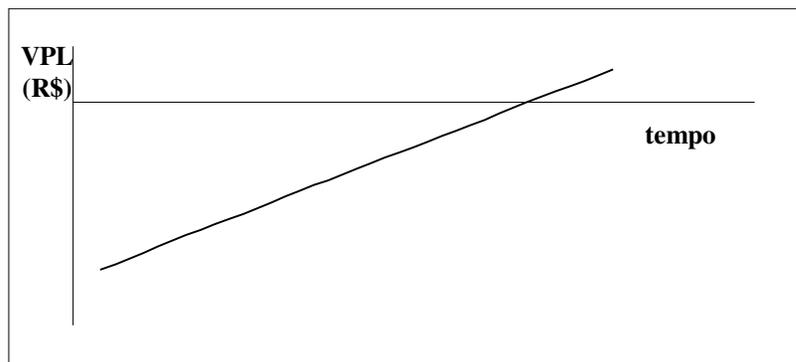


Figura 19: Variação do VPL em função do tempo (período) de retorno do investimento.

Segundo DUFFIE e BECKMAN (1991), no fluxo de caixa correspondente ao ciclo de vida de um sistema de aquecimento temos como principais lançamentos:

- Custo de aquisição do sistema;
- Custo de instalação do sistema;
- Despesas com combustível (principal ou auxiliar);
- Manutenção;
- Valor de revenda (quando existente);

Podem também ser considerados:

- Despesas com seguro (caso ocorra);
- Depreciação;
- Juros do financiamento para a compra (caso ocorra);
- Receitas e despesas referentes a impostos;

Considerando a Análise de Ciclo de Vida Econômico, DUFFIE e BECKMAN (1991) estabeleceram algumas definições:

- Custo de ciclo de vida: corresponde ao Valor Presente Líquido.
- Custo anual de ciclo de vida: corresponde ao Valor Uniforme Líquido.
- Economia de ciclo de vida: diferença entre o custo de ciclo de vida de um sistema convencional e um sistema de aquecimento alternativo, ambos atendendo a mesma demanda energética.

- Economia anual de ciclo de vida: diferença dos custos anuais de ciclo de vida entre um sistema convencional e um alternativo.

Segundo DUFFIE e BECKMAN (1991), os custos de um sistema solar instalado (C_s) podem ser expressos como a soma de dois termos, um dependente da área coletora (C_A) e outro independente (C_I):

$$C_s = C_A A_C + C_I \quad (58)$$

No caso do sistema para aquecimento de ar de secagem aqui estudado, temos como custos dependentes da área coletora os materiais para construção do coletor (tijolos, areia, cimento, pedras britadas, vidro, silicone (para vedação), lona plástica) e a mão-de-obra necessária; como custos independentes temos apenas as tubulações que conectam o coletor ao silo secador.

3.3.6. Estudo de caso

Foi realizado um estudo de caso considerando a secagem de milho em silo, na cidade de Campinas – SP, com a utilização do sistema solar instalado na Faculdade de Engenharia Agrícola da UNICAMP. O sistema é composto por um silo, cheio de milho, um coletor solar armazenador de energia (com área coletora de $1,80\text{m}^2$), um ventilador para a movimentação do ar de secagem, um *plenum* para a diluição do ar de secagem e uma fonte de energia convencional complementar (GLP ou lenha) (Figura 20).



Figura 20: Sistema de secagem de grãos com utilização de energia solar.

Os dados característicos do sistema solar e da secagem de milho em silo estão na Tabela 3. Observa-se que a vazão volumétrica de ar utilizada nos testes de caracterização está dentro da faixa indicada para a secagem do produto. A vazão de ar por metro quadrado de área coletora utilizada ($19,44 \text{ l/s.m}^2$) também está dentro do intervalo recomendado por KLEIN et al. (1976) para utilização da equação (21) (Tabela 1). Serão comparados os resultados obtidos com a utilização das duas correlações apresentadas (KLEIN et al., 1976, PRATOTO et al., 1997), sendo indicada a área coletora que proporciona a maior economia de ciclo de vida e os períodos de retorno do investimento, com base na Análise de Ciclo Econômico.

Tabela 3: Dados característicos da secagem de milho em silo.

Produto	Milho
Local	Campinas
Latitude	23° S
Inclinação do coletor	23°
Área coletora	$1,80\text{m}^2$
Parâmetros característicos do coletor (A e B)	a determinar
Vazão volumétrica de ar utilizada na caracterização	$1,20 \text{ m}^3/\text{m}^3 \cdot \text{min}$
Vazão específica de ar na secagem (BROOKER et al., 1992)	0,8 – 4,0 $\text{m}^3/\text{m}^3 \cdot \text{min}$
Temperatura de secagem (BROOKER et al., 1992)	50°C
Volume do silo	$1,77 \text{ m}^3$
Vazão volumétrica de ar de secagem	$2,10\text{m}^3/\text{min}$ ($19,44 \text{ l/s.m}^2$)

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Caracterização do coletor armazenador

A Tabela 4 apresenta os dados obtidos no teste de caracterização do coletor solar com leito armazenador de energia composto por pedras britadas instalado no campo experimental da FEAGRI - UNICAMP. A temperatura do ar de alimentação do coletor variou entre 30 e 50°C. Os valores representam as médias de medidas feitas com intervalo de 5 minutos, a partir do momento em que a eficiência instantânea do coletor tornou-se positiva, de acordo com a metodologia adotada para caracterização de coletores solares com elevada inércia térmica, (NAYAK et al., 1989).

Tabela 4: Dados médios diários obtidos na caracterização do coletor solar armazenador de energia para o aquecimento de ar (coletados entre 19/07/2003 e 29/07/2003).

\bar{T}_1 (°C)	\bar{T}_{Amb} (°C)	$\bar{I}\left(\frac{W}{m^2}\right)$	$H_T\left(\frac{MJ}{m^2}\right)$	$\bar{\phi}\left(\frac{W}{m^2}\right)$	$q_T\left(\frac{MJ}{m^2}\right)$	$\frac{(\bar{T}_1 - \bar{T}_{amb})}{H_T}$ (°C · m ² / MJ)	$\bar{\eta}$ (%)
28,95	28,59	695,89	14,70	304,94	6,45	0,0267	0,4388
29,86	27,99	719,29	14,98	333,63	6,96	0,1244	0,4645
35,39	26,91	489,59	8,70	145,77	2,56	0,9750	0,2943
36,16	26,74	541,52	9,52	167,45	2,94	0,9909	0,3094
40,70	31,10	672,69	11,97	210,76	3,78	0,8027	0,3161
40,98	30,76	715,35	12,95	272,67	3,80	0,7889	0,2937
45,71	26,57	586,76	7,25	57,65	0,72	2,6397	0,0991
49,15	28,78	696,52	10,06	143,72	1,85	2,0239	0,1835
51,42	30,18	623,64	9,02	115,46	1,69	2,3543	0,1873

As Figuras 21 a 26 ilustram o comportamento do calor fornecido, da incidência de radiação solar, da eficiência instantânea, da temperatura do ar na saída do coletor e da variação de temperatura do ar entre a entrada e a saída do coletor, para diferentes valores de temperatura do ar de entrada. Pode-se constatar que o comportamento da eficiência diária do coletor solar com leito armazenador (equação 16) assemelha-se ao observado na eficiência instantânea (equação (11) e Figura 4), ou seja, diminui com o aumento da temperatura de

entrada do ar. Devido à sua elevada inércia térmica, nas primeiras horas da manhã o ar perde calor para o leito armazenador, sendo então a eficiência negativa.

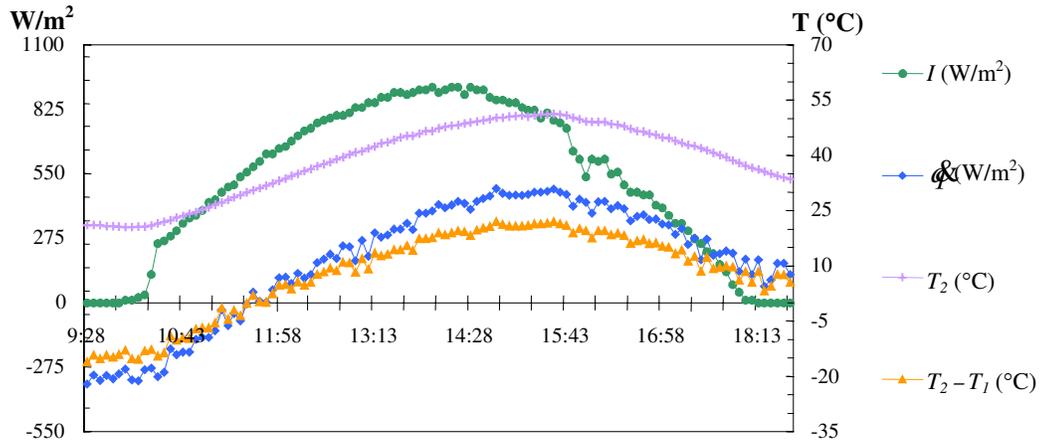


Figura 21: Radiação solar incidente, calor útil fornecido, temperatura do ar na saída e variação da temperatura do ar entre a saída e a entrada do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (20/07/2003 - Temperatura do ar na entrada do coletor = 30°C).

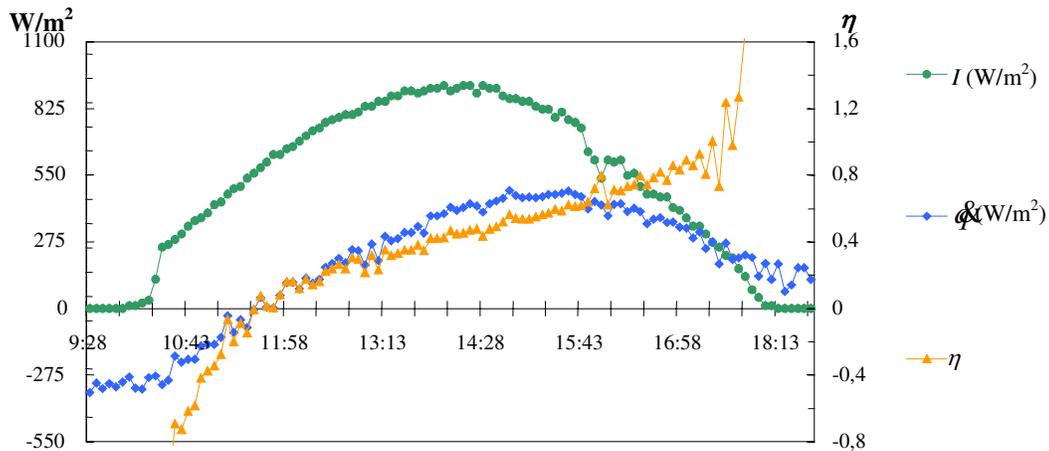


Figura 22: Radiação solar incidente, calor útil fornecido e eficiência instantânea do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (20/07/2003 - Temperatura de entrada do ar = 30°C).

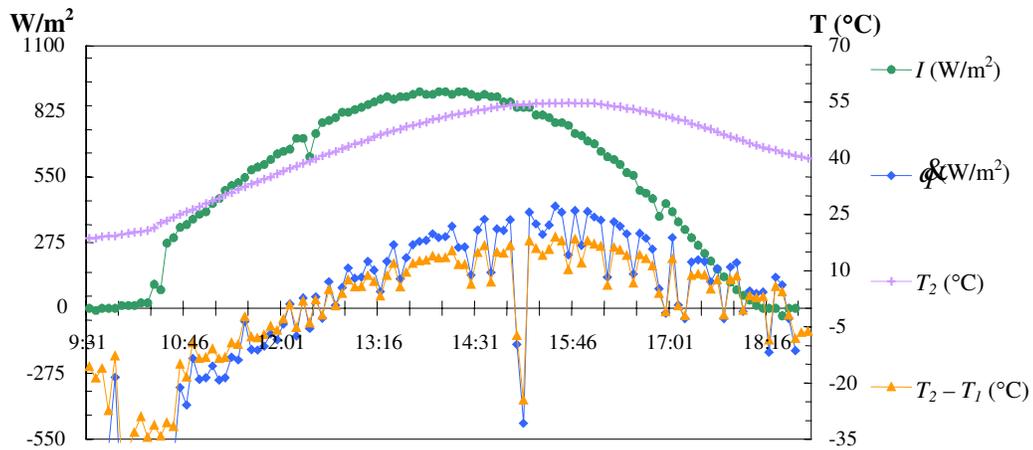


Figura 23: Radiação solar incidente, calor útil fornecido, temperatura do ar na saída e variação da temperatura do ar entre a saída e a entrada do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (21/07/2003 - Temperatura de entrada do ar = $40^{\circ}C$).

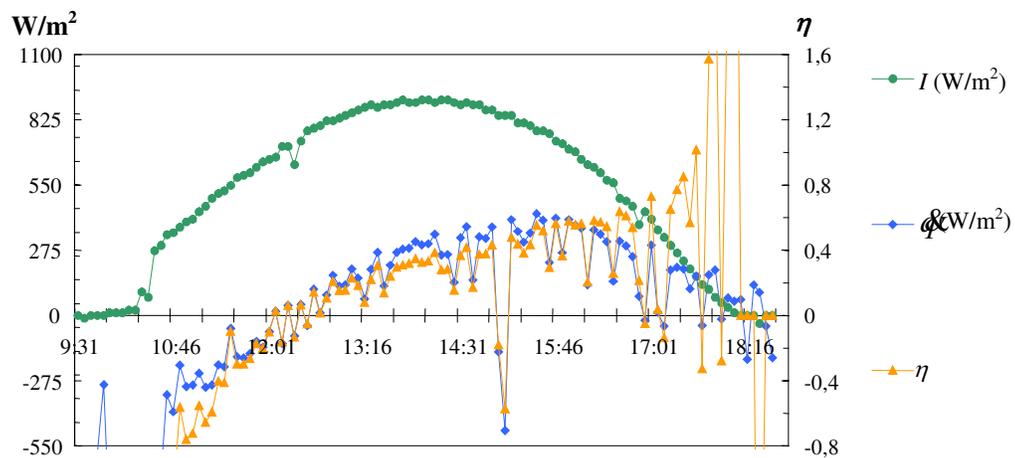


Figura 24: Radiação solar incidente, calor útil fornecido e eficiência instantânea do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (21/07/2003. Temperatura de entrada do ar = $40^{\circ}C$).

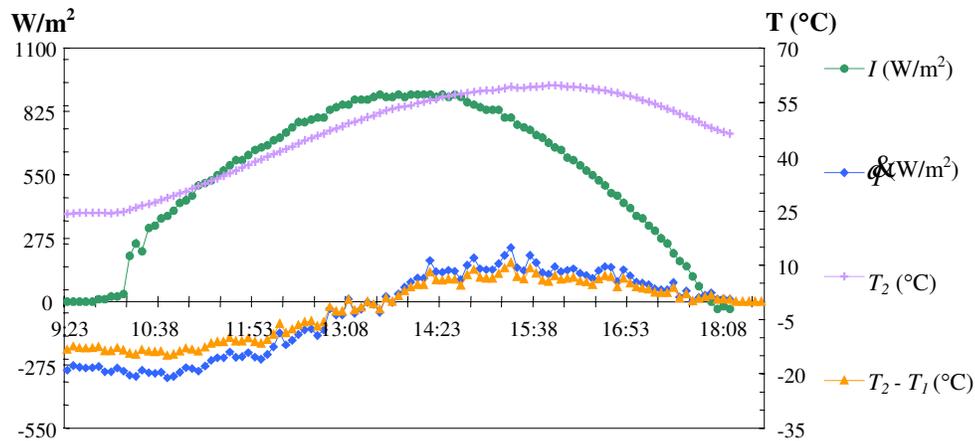


Figura 25: Radiação solar incidente, calor útil fornecido, temperatura do ar na saída e variação da temperatura do ar entre a saída e a entrada do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (23/07/2003 Temperatura de entrada do ar = 50°C).

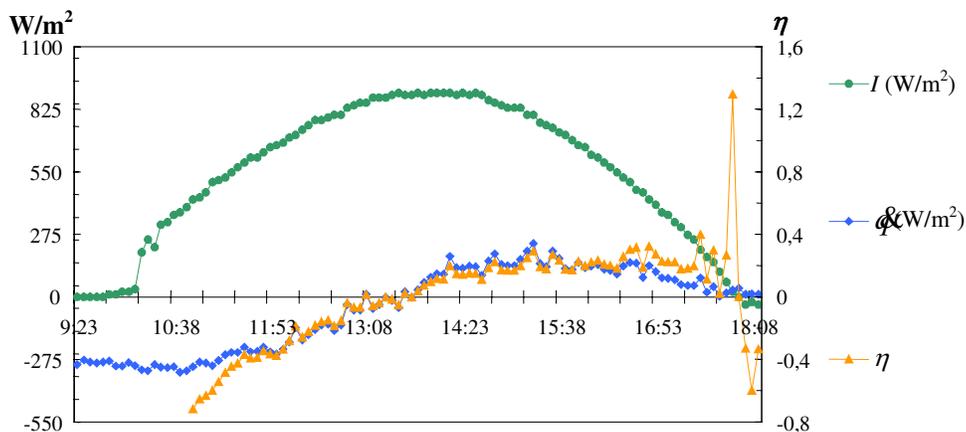


Figura 26: Radiação solar incidente, calor útil fornecido e eficiência instantânea do coletor solar armazenador de energia durante um período diário de incidência de radiação solar (23/07/2003 - Temperatura de entrada do ar = 50°C).

A diminuição na eficiência diária com o aumento da temperatura do ar de entrada era esperada, pois desta forma aumenta-se também a temperatura média do leito armazenador, elevando conseqüentemente as perdas térmicas do coletor (Figuras 21, 23 e 25). Devido à elevada inércia térmica do coletor, no final do dia ocorre um súbito aumento da eficiência instantânea (Figuras 22, 24 e 26), pois ainda ocorre transferência de calor do coletor para o ar mesmo sendo nula a incidência de radiação solar. Também devido à elevada inércia térmica do coletor armazenador, observa-se uma defasagem entre as curvas de calor útil fornecido e

radiação solar incidente, bem como uma suavidade e ausência de picos na curva de temperatura do ar na saída do coletor (fato desejável na secagem de produtos agrícolas). Conforme a energia armazenada no coletor vai sendo transferida, espera-se que a eficiência instantânea tenda a zero, fato observado para as temperaturas do ar de entrada de 40 e 50°C, onde a quantidade de energia armazenada no coletor foi menor devido a maior perda de calor (Figuras 24 e 26).

Foi construída a curva característica do coletor baseada na sua eficiência diária (equação 16):

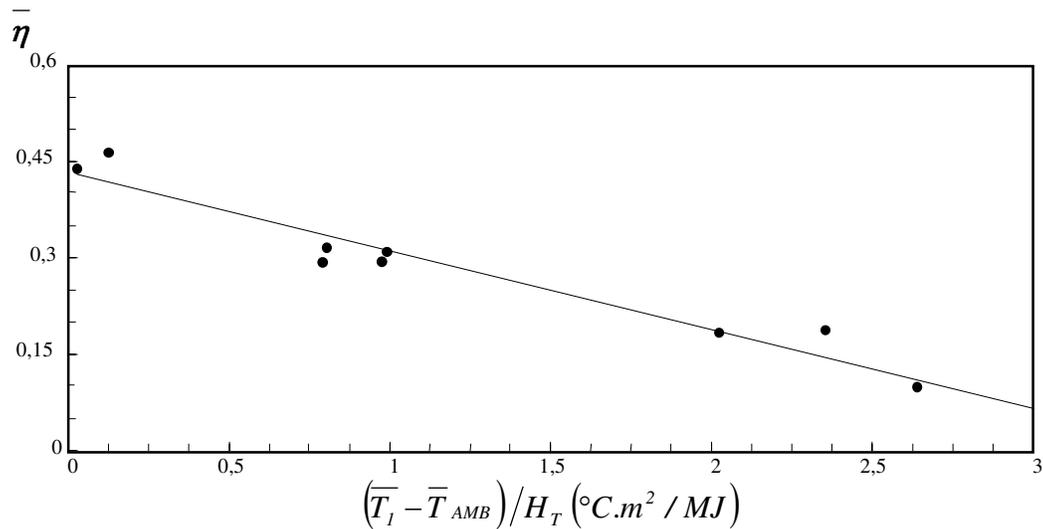


Figura 27: Curva característica do coletor solar armazenador de energia.

Por regressão linear foram obtidos os valores dos coeficientes lineares e angulares da reta (*A* e *B*), correspondentes médios diários dos fatores $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$:

$$\bar{\eta} = 0,4332 - 0,1223 \left(\frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_{AMB}}{H_T} \right) \quad (60)$$

$$r^2 = 0,9398$$

Foi observada uma relação linear entre a eficiência diária e a razão $(\bar{T}_1 - \bar{T}_{AMB}) / H_T$ (Figura 27), comportamento similar ao observado na caracterização de coletores planos baseada na eficiência instantânea (ASHRAE 93 – 77, citada por DUFFIE e BECKMAN, 1991) e na caracterização de coletores de concreto para aquecimento de água baseada na eficiência diária proposta por NAYAK et al. (1989). O valor do coeficiente de correlação (~0,94) indica que o modelo linear é adequado para representar o comportamento da eficiência

diária de coletores armazenadores de energia com leito de pedras britadas, possibilitando a obtenção dos parâmetros característicos A e B , relacionados com a absorção de radiação solar e com as perdas térmicas do coletor solar para o ambiente.

A metodologia f-Chart utiliza os parâmetros característicos do coletor obtidos a partir da curva de eficiência instantânea. Desta forma, o valor do produto ($\tau\alpha$) (função do ângulo de incidência da radiação solar) obtido experimentalmente corresponde a seu valor quando o sol está perpendicular à área coletora ($\tau\alpha_n$), sendo necessário, para o cálculo do calor útil diário fornecido pelo coletor a determinação do fator de correção deste produto ($K\tau\alpha$). De acordo com BECKMAN et al. (1977), no sistema considerado na metodologia f-Chart a média mensal do produto transmitância - absorvância pode ser obtida multiplicando-se ($\tau\alpha_n$) por 0,96 (coletores com cobertura simples) ou 0,94 (coletores com cobertura dupla). Já na metodologia aqui desenvolvida, por utilizar parâmetros característicos obtidos através do teste baseado na eficiência diária, exclui-se esta necessidade, uma vez que o coeficiente angular da reta característica já representa um comportamento médio do produto ($\tau\alpha$) ao longo do período de insolação.

A perda de carga no coletor, medida com o manômetro de tubo em “U” foi desprezível.

4.2. Constante de tempo do coletor

A Figura 28 apresenta os pontos obtidos na determinação da constante de tempo do coletor armazenador de energia, que representa o instante t em que a temperatura do ar na saída do coletor satisfaz a equação (14). O valor encontrado foi de 90 minutos.

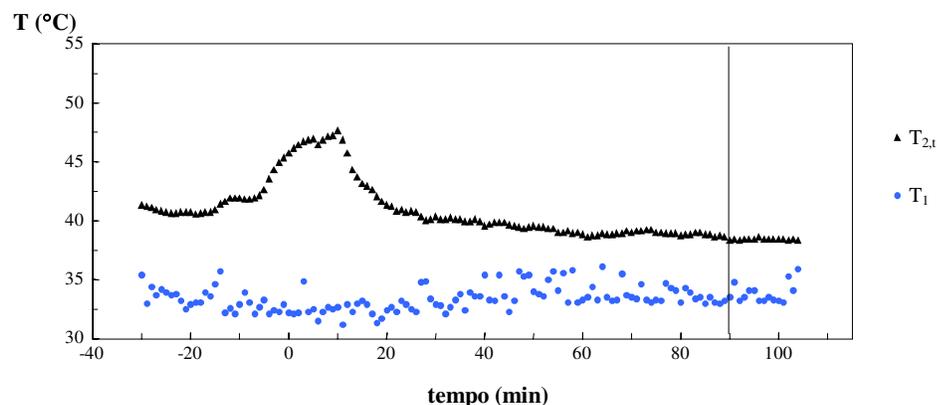


Figura 28: Constante de tempo do coletor solar armazenador de energia.

A metodologia utilizada para a determinação da constante de tempo é indicada para placas de baixa inércia térmica, onde espera-se que a temperatura do ar na saída do coletor (T_2) tenha se estabilizado. Pode-se observar na Figura 28 que isto não ocorreu, sendo necessário um grande intervalo de tempo para que isto ocorra em um coletor com elevada inércia térmica. É razoável supor que caso se tivesse esperado uma estabilização da temperatura do ar na saída do coletor, a quantidade de energia armazenada seria maior, bem como também o valor da constante de tempo.

4.3. Estudo de caso

4.3.1. Médias mensais de radiação solar diária incidente no coletor inclinado

A Tabela 5 ilustra a determinação das médias mensais de radiação solar diária incidente no coletor inclinado através da metodologia descrita por BECKMAN et al. (1977), a partir da latitude do local, do ângulo de inclinação do coletor e das médias mensais de radiação solar diária incidente em uma superfície horizontal. As médias mensais de radiação solar diária incidente em uma superfície horizontal em Campinas foram obtidas pelo boletim técnico do Instituto Agrônomo de Campinas (IAC), março de 1989 (citado por BORGES, 2000). O Anexo 2 mostra a comparação entre os valores das médias mensais de radiação solar diária incidente em uma superfície inclinada calculados com a metodologia de BECKMAN et al. (1977) (item 3.3.1) com os fornecidos pelo RADIASOL (programa de livre uso acadêmico, desenvolvido pela UFRGS para efetuar o cálculo de radiação solar incidente em superfícies inclinadas), indicando que o modelo adotado pode ser utilizado para a determinação das médias mensais de radiação solar diária incidente no coletor inclinado com pequena margem de erro.

Tabela 5: Determinação das médias mensais de radiação solar diária incidente em uma superfície inclinada (23°) em Campinas (latitude = 23°S).

	$\overline{H} \left(\frac{MJ}{m^2} \right)$	$\overline{H}_{EXT} \left(\frac{MJ}{m^2} \right)$	$\overline{K_T}$	$\frac{\overline{H_D}}{\overline{H}}$	$\overline{R_B}$	\overline{R}	$\overline{H_T} \left(\frac{MJ}{m^2} \right)$
Jan	22,10	41,85	0,5280	0,3460	0,8567	0,9005	19,90
Fev	21,72	39,54	0,5493	0,3294	0,9380	0,9533	20,71
Mar	20,55	35,51	0,5787	0,3071	1,0564	1,0349	21,27
Abr	18,96	29,91	0,6340	0,2653	1,2150	1,1554	21,91
Mai	15,95	24,84	0,6422	0,2589	1,3719	1,2733	20,31
Jun	14,27	22,36	0,6383	0,2620	1,4592	1,3364	19,07
Jul	15,45	23,35	0,6616	0,2437	1,4190	1,3152	20,32
Ago	17,74	27,51	0,6448	0,2569	1,2780	1,2043	21,36
Set	18,92	33,05	0,5724	0,3118	1,1148	1,0746	20,33
Out	20,89	37,97	0,5501	0,3288	0,9740	0,9774	20,42
Nov	22,64	41,06	0,5513	0,3279	0,8768	0,9121	20,65
Dez	21,60	42,24	0,5113	0,3594	0,8356	0,8884	19,19

4.3.2. Demanda energética da secagem

Para a determinação da demanda energética mensal para secagem de milho em silo na Cidade de Campinas – SP, foram utilizados dados meteorológicos médios, fornecidos pelo IAC (Instituto Agrônomo de Campinas), correspondentes ao período entre os anos de 1956 e 2002. A Tabela 6 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 6: Demanda energética mensal da secagem de 1,77m³ de milho em silo (Campinas – SP).

	$\bar{T}_{amb} (^{\circ}C)$	$\bar{T}_{amb\ máx} (^{\circ}C)$	$\bar{T}_{amb\ dia} (^{\circ}C)$	$\bar{T}_{sec} (^{\circ}C)$	<i>UR</i>	$Q_s (MJ)$
Jan	24,30	29,40	25,83	50,00	0,77	1297,89
Fev	24,40	29,70	25,99	50,00	0,78	1164,34
Mar	23,90	29,20	25,49	50,00	0,77	1316,98
Abr	22,20	27,60	23,82	50,00	0,75	1366,20
Mai	19,60	25,30	21,31	50,00	0,75	1556,65
Jun	18,40	24,30	20,17	50,00	0,73	1570,51
Jul	18,40	24,70	20,29	50,00	0,69	1614,61
Ago	20,00	26,60	21,98	50,00	0,65	1514,83
Set	21,20	27,50	23,09	50,00	0,66	1404,07
Out	22,60	28,40	24,34	50,00	0,70	1380,34
Nov	23,20	28,70	24,85	50,00	0,70	1308,06
Dez	23,70	28,80	25,23	50,00	0,76	1331,53

4.3.3. Frações solares

A Figura 29 apresenta as frações solares mensais obtidas na secagem de 1,77m³ de milho utilizando o sistema de aquecimento de ar assistido de energia solar instalado na FEAGRI – UNICAMP ($A_c = 1,80m^2$, Tabela 3), utilizando-se as correlações de KLEIN et al. (1976) e PRATOTO et al. (1997). A correlação de PRATOTO et al. (1997) forneceu, em relação ao f-Chart de KLEIN et al. (1976), maiores valores de frações solares para todos os meses do ano. Nas duas correlações a variação das frações solares no decorrer do ano apresentou comportamento semelhante. Considerou-se a secagem durante doze horas por dia, o que proporciona uma demanda energética anual de 16,83 GJ. As frações solares anuais foram 0,39 e 0,31 (Tabela 7).

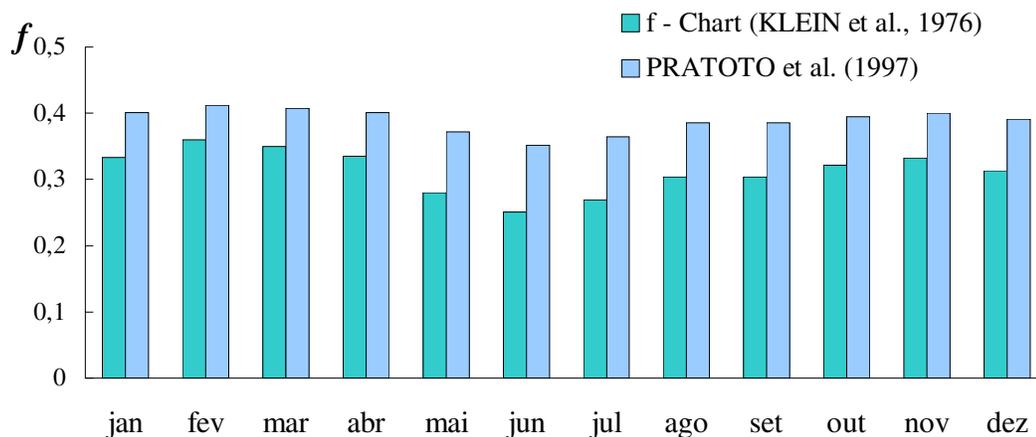


Figura 29: Frações solares mensais obtidas na secagem de milho em silo assistida de energia solar ($A_c=1,80m^2$).

Tabela 7: Demandas energéticas mensais e anuais para a secagem de $1,77m^3$ de milho em silo na cidade de Campinas – SP, e frações solares fornecidas pelo sistema de secagem assistido de energia solar ($A_C = 1,80m^2$).

	Q_s (MJ)	KLEIN et al. (1976)		PRATOTO et al. (1997)	
		f	Q_{Solar} (MJ)	f	Q_{Solar} (MJ)
Jan	1297,89	0,3330	432,18	0,4007	520,018
Fev	1164,34	0,3602	419,36	0,4117	479,31
Mar	1316,98	0,3499	460,86	0,4074	536,53
Abr	1366,20	0,3353	458,06	0,4009	547,75
Mai	1556,65	0,2800	435,88	0,3714	578,13
Jun	1570,51	0,2505	393,49	0,3513	551,68
Jul	1614,61	0,2692	434,73	0,3642	588,03
Ago	1514,83	0,3040	460,54	0,3854	583,79
Set	1404,07	0,3037	426,35	0,3856	541,42
Out	1380,34	0,3216	443,92	0,3950	545,25
Nov	1308,06	0,3326	435,04	0,4001	523,41
Dez	1331,53	0,3130	416,79	0,3912	520,93
Ano	16826,03	0,3101	5217,14	0,3873	6516,23

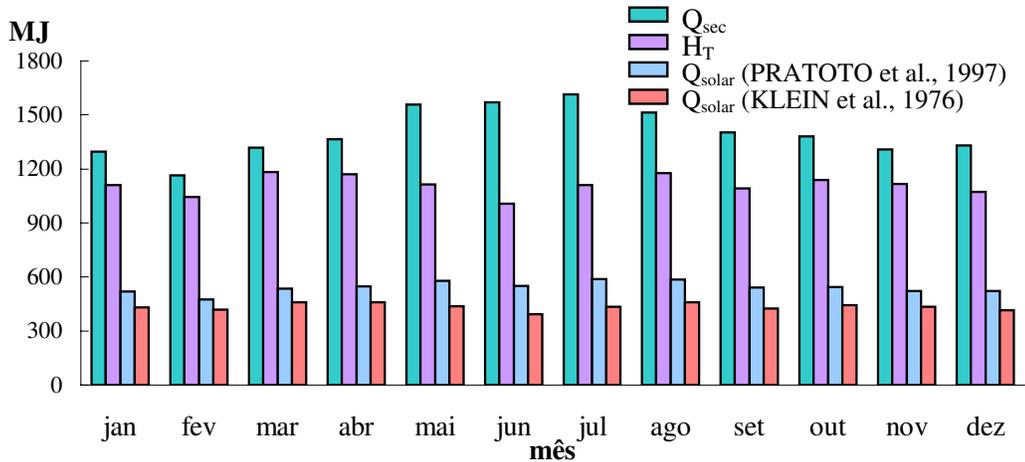


Figura 30: Médias mensais da demanda energética, radiação solar incidente e energia fornecida pelo sistema solar na secagem assistida por energia solar de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo na cidade de Campinas – SP ($A_c=1,80\text{m}^2$).

Como previsto, a correlação de PRATOTO et al. (1997) apresentou-se limitada a uma estreita faixa de variação do parâmetro adimensional de projeto (Y). Na análise feita no estudo de caso, onde a demanda energética era fixa, esta limitação é visualizada no pequeno intervalo de área coletora onde a correlação é válida (Figura 31).

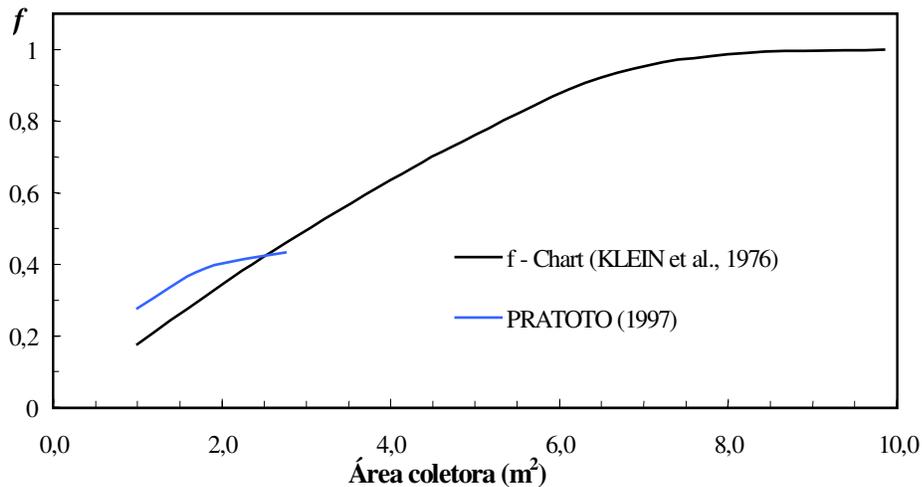


Figura 31: Variação da fração solar (f) em função da área coletora de energia solar.

4.4. Análise de Ciclo de Vida Econômico

Na Análise de Ciclo de Vida Econômico, considerou-se uma vida útil de vinte anos para o sistema de aquecimento solar (usual para sistemas de aquecimento solar). Utilizou-se uma taxa de interesse base (i) de 0,12 a.a., sendo que para verificar a influência das taxas de juros em investimentos foram também consideradas taxas de 0.06 a.a. e 0.25 a.a. Devido à limitação da correlação de PRATOTO et al. (1997), na análise de ciclo de vida econômico foi utilizada somente a correlação f-Chart (KLEIN et al., 1976).

Como fontes convencionais de energia utilizadas juntamente com a energia solar, foram consideradas a lenha (eucalipto) e o gás liquefeito de petróleo (GLP). O preço do GLP (R\$2,50/kg) foi cotado junto a Ultragaz (www.ultragaz.com.br) em maio de 2004. O preço da lenha de eucalipto (R\$30,00/m³) foi obtido através do informativo do CEPEA (Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada – ESALQ – USP), disponível no endereço eletrônico www.cepea.esalq.usp.br. Considerou-se um aumento anual de 10% nestes custos. Para o GLP e lenha foram utilizados, respectivamente, poderes caloríficos inferiores de 50MJ/kg GLP e 11218,53MJ/m³ lenha (BROOKER et al., 1992). A eficiência na combustão foi considerada igual a 100%.

Os materiais utilizados na construção do coletor solar armazenador de energia com leito de pedras britadas, bem como as quantidades e preços cotados em maio de 2004, estão listados na Tabela 8.

Tabela 8: Materiais utilizados na construção do coletor armazenador de energia solar com leito de pedras britadas.

Item	Unidade de medida	Qtde/m ² A _c	R\$/qtde	R\$/m ² A _c
Vidro	m ²	1	50,00	50,00
Pedra	m ³	0,20	35,00	7,00
Tijolo	Unidade	56	0,96	53,33
Cimento	Saco	1	18,00	28,00
Areia	m ³	0,28	20,00	5,56
Madeira	ripa 1x 0,25m	2	3,00	6,00
Silicone	Tubo	1	10,00	10,00
lona plástica	m ²	1	0,45	0,45
Tubo de PVC - 100mm	M	2	6,00	12,00
mão-de-obra (10% materiais)				16,33
			Total (R\$)	179,67

A Figura 32 traz as economias de ciclo de vida econômico para diferentes áreas coletoras de energia solar à taxa de interesse base igual a 0,12 a.a., referentes a um sistema utilizando GLP e energia solar,. O ponto de máxima economia de ciclo de vida ocorre na área coletora de 7,50m². A Tabela 9 apresenta as frações solares mensais proporcionadas por esta área coletora, sendo a fração solar anual obtida igual a 0,9760. A Figura 33 mostra o efeito da taxa de interesse nas economias de ciclo de vida proporcionadas por diferentes áreas coletoras de energia solar utilizadas em conjunto com GLP. Para taxas de interesse iguais a 0,06, 0,12 e 0,25 a.a., os pontos de máximas economias de ciclo de vida correspondem a áreas coletoras de 8,00m², 7,50m² e 7,00m², respectivamente. Na Figura 34 observam-se as frações solares mensais fornecidas por áreas coletoras de 1,80, 7,00, 7,50 e 8,00m². A Tabela 10 traz as parcelas de energia fornecidas por coletores solares com 7,00m² e 8,00 m².

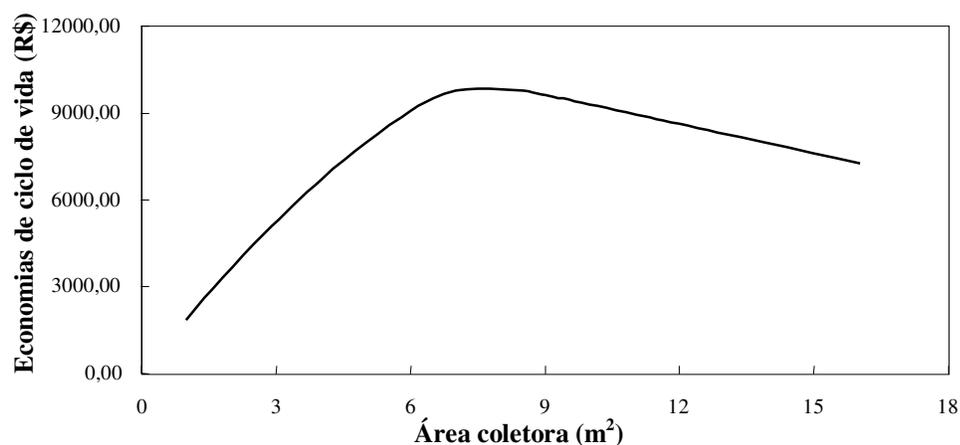


Figura 32: Economias de ciclo de vida econômico em função da área coletora de energia solar para sistema de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar ($i = 0,12$ a.a.).

Tabela 9: Demandas energéticas mensais e anuais para a secagem de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo na cidade de Campinas – SP, e frações solares fornecidas pelo sistema de secagem assistido de energia solar ($A_C = 7,50\text{m}^2$).

	Q_s (MJ)	KLEIN et al. (1976)	
		f	Q_{Solar} (MJ)
Jan	1297,89	1,0000	1297,89
Fev	1164,34	1,0000	1164,34
Mar	1316,98	1,0000	1316,98
Abr	1366,20	1,0000	1366,20
Mai	1556,65	0,9500	1478,77
Jun	1570,51	0,8717	1369,02
Jul	1614,61	0,9225	1489,52
Ago	1514,83	1,0000	1514,83
Set	1404,07	1,0000	1404,07
Out	1380,34	1,0000	1380,34
Nov	1308,06	1,000	1308,06
Dez	1331,53	1,0000	1331,53
Ano	16826,03	0,9760	16081,79

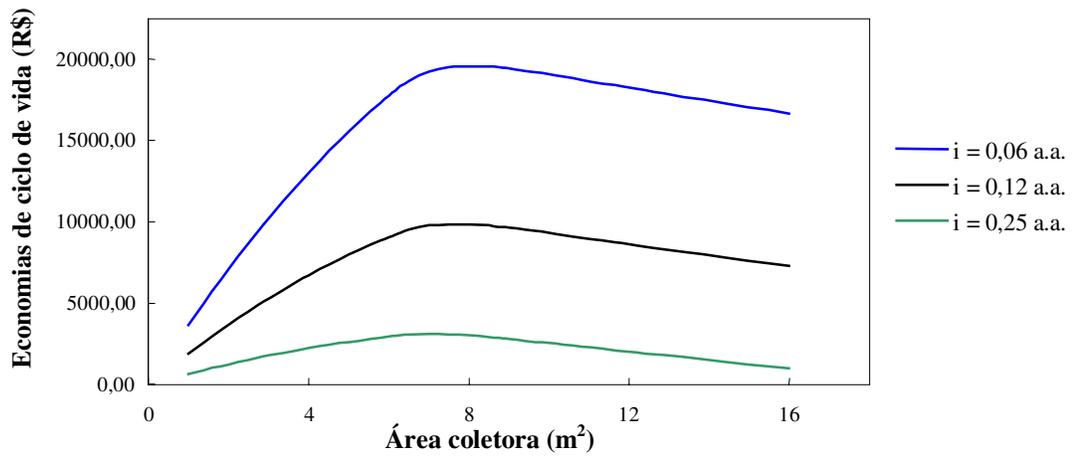


Figura 33: Efeito da taxa de interesse nas economias de ciclo de vida em função da área coletora de energia solar para sistema de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar.

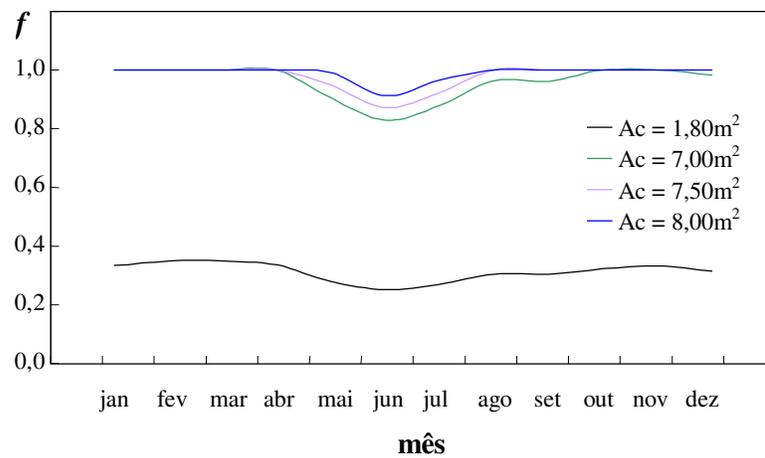


Figura 34: Frações solares mensais para áreas coletoras de 1,80, 7,00, 8,00 e 8,50m².

Tabela 10: Dados mensais e anuais, referentes ao suprimento de energia por sistemas solares ($A_c = 7,00\text{m}^2$ e $8,00\text{m}^2$) para a secagem de $1,77\text{m}^3$ de milho em silo na cidade de Campinas - SP.

	Q_s (MJ)	KLEIN et al. (1976)	
		Q_{Solar} (MJ)	Q_{Solar} (MJ)
		$A_c = 7,00\text{m}^2$	$A_c = 8,00\text{m}^2$
Jan	1297,89	1297,89	1297,89
Fev	1164,34	1164,34	1164,34
Mar	1316,98	1316,98	1316,98
Abr	1366,20	1366,20	1366,20
Mai	1556,65	1409,18	1543,91
Jun	1570,51	1300,88	1433,63
Jul	1614,61	1417,84	1556,98
Ago	1514,83	1460,58	1514,83
Set	1404,07	1351,22	1404,07
Out	1380,34	1380,34	1380,34
Nov	1308,06	1308,06	1308,06
Dez	1331,53	1308,28	1331,53
Ano	16826,03	16081,79	16618,77

Os períodos de retorno do investimento no sistema solar a ser utilizado em conjunto com GLP foram determinados tanto para a área com máxima economia de ciclo de vida à taxa de interesse de 0,12 a.a. ($A_c = 7,50\text{m}^2$, Figura 35), quanto para o coletor armazenador instalado na FEAGRI – UNICAMP ($A_c = 1,80\text{m}^2$, Figura 36), verificando-se a influência do valor das taxas de interesse (0,06, 0,12 e 0,25 a.a.).

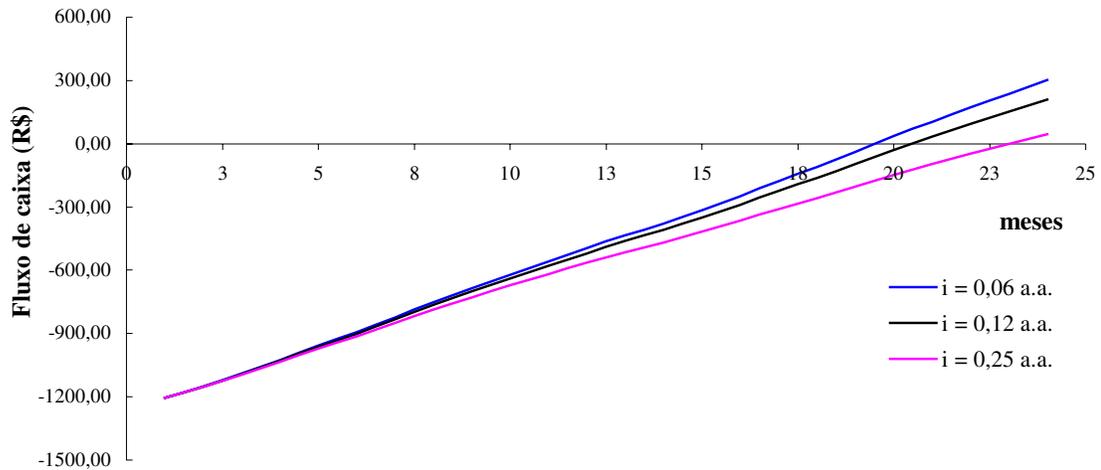


Figura 35: Período de retorno do investimento em um sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar ($A_C = 7,50m^2$).

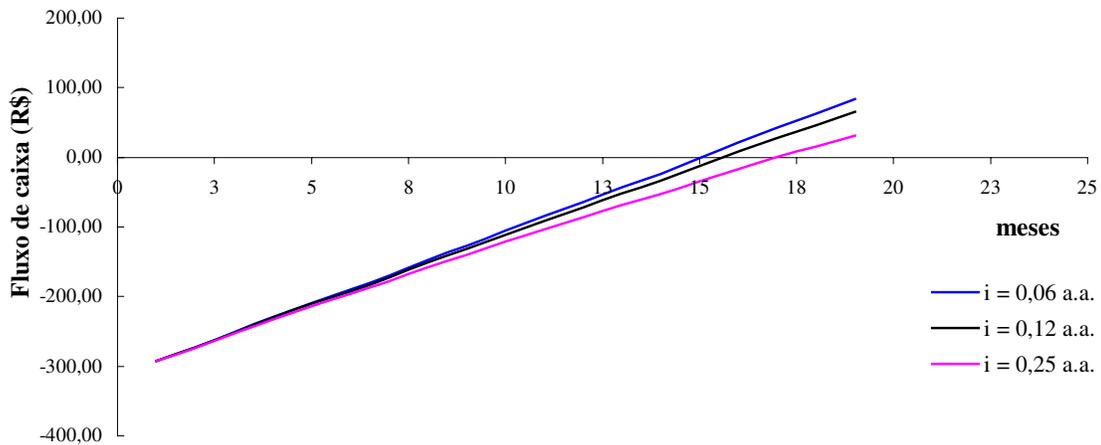


Figura 36: Período de retorno do investimento em um sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar ($A_C = 1,80m^2$).

A Tabela 11 traz as frações solares anuais, os valores de economia de ciclo de vida e as taxas de retorno obtidas para o sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar, tanto para o coletor com área ótima à taxa de interesse de 0,12 a.a. ($7,50m^2$) quanto para o coletor armazenador instalado na FEAGRI – UNICAMP ($A_c = 1,80m^2$).

Tabela 11: Resultados da análise de ciclo de vida econômico para um sistema solar de aquecimento de ar utilizando GLP como fonte convencional complementar (Campinas – SP).

A_C (m ²)	i (a.a.)	f_{anual} (KLEIN et al., 1976)	Economias do ciclo de vida econômico	Período de retorno (meses)
1,80	0,06	0,31	6408,99	15
1,80	0,12	0,31	3311,70	16
1,80	0,25	0,31	1116,40	17
7,50	0,06	0,98	19498,87	20
7,50	0,12	0,98	9853,23	21
7,50	0,25	0,98	3075,74	23

A utilização de lenha como fonte convencional complementar ao aquecimento solar mostrou-se economicamente inviável na secagem da quantidade de produto fixada no estudo de caso (Figura 37). Isto se deve ao baixo custo deste combustível e à pequena demanda energética considerada. Maiores quantidades de produto (maiores demandas energéticas) podem viabilizar a implantação de coletores armazenadores de energia em sistemas de aquecimento de ar que utilizam lenha como combustível, pois desta forma a vazão de ar requerida no processo de secagem será maior, diminuindo a temperatura média da placa, elevando a eficiência do coletor (ver equação (8)) e consequentemente as economias decorrentes da adoção do uso de energia solar.

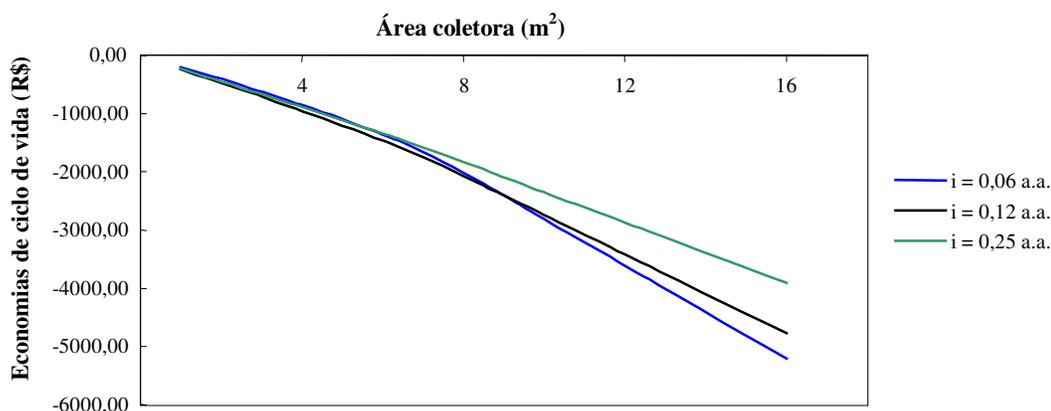


Figura 37: Economias de ciclo de vida econômico em função da área coletora de energia solar para sistema de aquecimento de ar utilizando lenha como fonte convencional complementar ($i = 0,06$; $0,12$ e $0,25$ a.a.).

5. CONCLUSÃO

O coletor solar com leito de pedras britadas para aquecimento de ar pôde ser caracterizado com base na sua curva de eficiência diária, apresentando comportamento linear semelhante ao obtido na caracterização de coletores convencionais através da curva de eficiência instantânea

Foi verificado que mesmo após a interrupção da incidência de radiação solar continua a existir transferência de calor entre o coletor e o ar, ou seja, o coletor apresenta elevada inércia térmica, que se observa no elevado valor da sua constante de tempo, justificando a sua denominação de coletor solar armazenador de energia. Também devido à elevada inércia térmica, este tipo de coletor demonstrou-se adequado para utilização na secagem de produtos agrícolas por não apresentar picos de temperatura, amenizando as variações de radiação solar incidente.

Correlações empíricas para o dimensionamento de coletores solares já desenvolvidas para outros sistemas foram adaptadas para o projeto de sistemas de secagem de grãos em silo assistidos de energia solar. A correlação f-Chart (KLEIN et al.,1976) forneceu, em relação à correlação de PRATOTO et al. (1997), menores valores de fração solar para todos os meses do ano, sendo válida para um maior intervalo de áreas coletoras de energia solar.

Para o estudo de caso considerado foi demonstrada a viabilidade econômica da conversão de sistemas de secagem de grãos em silo que utilizam GLP como fonte energética para aquecimento do ar a sistemas assistidos por energia solar, proporcionando redução de 31% no consumo de GLP, e conseqüentemente na emissão de poluentes. A aplicação de uma análise de ciclo de vida econômico ao estudo de caso possibilitou a determinação da área coletora ótima e a verificação da influência da taxa de interesse sobre as economias de ciclo de vida e períodos de retorno do investimento.

A utilização de lenha como fonte convencional complementar demonstrou-se economicamente inviável nas condições fixadas pelo estudo de caso. Maiores quantidades de produto (maiores demandas energéticas), e conseqüentemente maiores vazões de ar requeridas, podem viabilizar economicamente a conversão de sistemas de secagem que têm lenha como combustível a sistemas de secagem assistidos por energia solar.

Os resultados obtidos referem-se ao coletor solar armazenador de energia instalado na FEAGRI-UNICAMP, porém a metodologia desenvolvida pode ser aplicada a qualquer placa coletora.

Como sugestão para trabalhos futuros indica-se o desenvolvimento de uma correlação empírica para placas coletoras de energia solar com elevada inércia térmica, em softwares de simulação de processos transientes como o TRNSYS, a fim de obter valores mais precisos das frações solares proporcionadas, bem como visualizar o efeito de parâmetros do sistema como a espessura e material constituinte do leito armazenador, número e tipo de cobertura, distância entre a cobertura e o leito armazenador e disposição das aletas direcionando o fluxo de ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARINZE, E. A., et al. Design, experimental and economic evaluation of a commercial-type solar dryer for production of high-quality hay. **Drying Technology**, v.16, n.3-5, p.597-626, 1998.

ASHRAE Standard 93-77: *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors*, **American society of heating, refrigeration and air conditioning engineers**, Nova Iorque, 1977 apud DUFFIE, J., A.; BECKMAN, W., A. **Solar Engineering of Thermal Process**. 2ed. Nova Iorque: John Wiley, 1991.

BASUNIA, M. A.; ABE, T. Thin-layer solar drying characteristics of rough rice under natural convection. **Journal of Food Engineering**, v.47, p.295-301, 2001.

BECKMAN, W. A.; KLEIN, S. A.; DUFFIE, J. A. **Solar heating design by the f-chart method**. Nova Iorque: John Wiley, 1977.

BLISS, R. W. Jr. The derivations of several “plate – efficiency factors” useful in the design of flat – plate solar heat collectors. **Solar Energy**, v.3, n.4, p.55-64, 1959.

BOPSHETTY, S. V.; NAYAK, K.; SUKHATME, S. P. Performance analysis of a solar concrete collector. **Energy Conversion and Management**, v.33, n.11, p.1007-1016, 1992.

BORGES, T. P. F. **Síntese otimizada de sistema de aquecimento solar de água**. 128p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000.

BROOKER, D. B.; BAKKER-ARKEMA, F. W.; HALL, C. W. **Drying and storage of grain and oilseeds**. Nova Iorque: Van Nostrand Reinhold, 1992.

CEPEA: Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada – ESALQ – USP. Boletim Setor Florestal, disponível no endereço eletrônico <<http://www.cepea.esalq.usp.br>>. Acessado em 01 de outubro de 2004.

CHAUHAN, P. M.; CHOUDHURY, C.; GARG, H. P. Comparative performance of coriander dryer coupled to solar air heater and solar–air–heater–cum–rock bed storage. **Applied Thermal Engineering**, v.16, n.6, p.475 – 486, 1996.

CHOUDHURY, C.; GARG, H. P. Performance of air – heating collectors with packed airflow passage. **Solar Energy**, v.50, n.3, p.205-221, 1993.

DAS, S., K.; CHAKRAVERTY, A. Performance of a solar collector with different glazing materials and their degradation under the condition prevailing in a solar collector. **Energy Conversion and Management**, v.31, n.3, p.233-242, 1991.

DUFFIE, J., A.; BECKMAN, W., A. **Solar Engineering of Thermal Process**. 2ed. Nova Iorque: John Wiley, 1991.

GOMES, D. G. **Otimização teórica/experimental de um coletor de energia solar plano**. Instituto Tecnológico da Aeronáutica, 1998.

GOSWAMI, D. Y. Solar energy and the environment. **Energy Systems and Ecology**, v.9, 1993.

HIRSCHFELD, H. **Engenharia econômica e análise de custos**. 7ed. São Paulo: Atlas, 2000.

HOTTEL, H. C.; WOERTZ, B., B. The performance of flat–plate solar heat collectors. **Transactions ASME**, v.64, p.91–103, 1942.

JUBRAN, B. A.; AL-SAAD, M. A.; ABU-FARIS, N. A. Computational evaluation of solar heating systems using concrete solar collectors. **Energy Conversion and Management**, v.35, n.12, p.1143-1155, 1994.

KLEIN, S. A. Calculation of flat–plate collector loss coefficients. **Solar Energy**, v.17, p.79-80, 1975.

KLEIN, S. A.; BECKMAN, W. A.; DUFFIE, J. A. A design procedure for solar heating systems, **Solar Energy**, v.18, p.113-127, 1975.

KLEIN, S. A.; BECKMAN, W. A.; DUFFIE, J. A. A design procedure for solar air heating systems. **Solar Energy**, v.19, p.509-512, 1976.

KLEIN, S. A. Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. **Solar Energy**, v.19, p.325-329, 1977.

LIU, B. Y. H.; JORDAN, R. C. Daily insolation on surfaces tilted toward the equator. **ASHRAE Journal**, v.10, p.53–59, 1961.

LIU, B. Y. H.; JORDAN, R. C. The long–term average performance of flat–plate solar–energy collectors. **Solar Energy**, v.7, n.2, p.53-74, 1963.

NEBRA, S. A. **Equações para o cálculo de propriedades psicrométricas** (apostila), Faculdade de Engenharia Mecânica–UNICAMP, Campinas, 1991.

NAYAK, J. K.; SUKHATME, S. P.; LIMAYE, R. G.; BOPSHETTY, S. V. Performance studies on solar concrete collectors. **Solar Energy**, v.42, n.1, p.45-56, 1989.

NETO, M., P. Estudo do desempenho de um coletor solar armazenador utilizado para secagem de alimentos. **Coletânea do Instituto de Tecnologia de Alimentos**, v.18, n.1, p.53-68, 1988.

NIJMEH, M. N., et al. Design and testing of solar dryers for processing food wastes. **Applied Thermal Engineering**, v.18, p.1337-1346, 1998.

POTTLER, K., et al. Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors. **Solar Energy**, v.67, n.1-3, p.35-52, 1999.

PRATOTO, A.; DAGUENET, M.; ZEGHMATI, B. Sizing solar-assisted natural rubber dryers. **Solar Energy**, v.61, p.287-291, 1997.

PRATOTO, A.; DAGUENET, M.; ZEGHMATI, B. A simplified technique for sizing solar-assisted fixed–bed batch dryers: application to granulated natural rubber. **Energy Conversion and Management**, v.39, n.9, p.963-971, 1998.

SANTOS, L., A. **Construção e avaliação de um coletor armazenador de energia solar, não convencional, para aquecimento de ar na secagem de produtos agrícolas**. 135p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) - Faculdade de Engenharia de Alimentos – Universidade Estadual de Campinas, 1980.

SILVA, J.S. **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. Viçosa: Aprenda Fácil, 2000.

SHARMA, S. P.; SAINI, J. S.; VARMA, H. K. Thermal performance of packed-bed solar air heaters. **Solar Energy**, v.47, p.59-67, 1991.

ULTRAGAZ. Serviço de atendimento ao consumidor (SAC). Disponível em <<http://www.ultragaz.com.br>>. Acessado em 01 de maio de 2004.

YALDIZ, O.; ERTEKIN, C.; IBRAHIM UZUN, H. Mathematical modeling of thin layer solar drying of sultana grapes. **Energy**, v.26, p.457-465, 2001.

ANEXOS

ANEXO 1

Correção dos parâmetros característicos do coletor

KLEIN et al. (1975) apresenta uma equação empírica para o cálculo do coeficiente de perdas de calor pela cobertura (U_C):

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left(\frac{T_{pm} - T_A}{N + f} \right)^e} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm} + T_A) (T_{pm}^2 + T_A^2)}{(\epsilon_p + 0,00591 N h_v)^{-1} + \left(\frac{2N + f - 1 + 0,0133 \epsilon_p}{\epsilon_v} \right) - N}$$

onde: $C = 520(1 - 0,000051s^2)$; (s – inclinação do coletor (graus))

$$f = (1 + 0,089h_v - 0,1166h_v \epsilon_p) \cdot (1 + 0,07866N);$$

$$e = 0,430[1 - (100/T_{pm})]$$

ϵ_v – emissividade do vidro

ϵ_p – emissividade da placa

h_v – coeficiente de transferência de calor por convecção entre a cobertura e o vento ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

Para o cálculo do U_c , U_L e F' , considera-se inicialmente a temperatura média da placa (T_{pm}) igual à temperatura média do ar no coletor mais 10°C . A emissividade do leito armazenador e do vidro iguais (0,9), e o coeficiente de perdas pelo fundo (U_f) e o coeficiente de convecção pelo vento (h_v) iguais a $10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (BIONDI et al., 1988). O coeficiente de transferência de calor por radiação é dado por (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

$$h_{r,p-c} = \frac{4\sigma \bar{T}^3}{(1/\epsilon_v) + (1/\epsilon_p) - 1}$$

onde: \bar{T} – temperatura média radiante (igual à temperatura média do ar)

σ – constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

Alterações na vazão de ar modificam o valor do número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \&D_H}{A_f \mu}$$

onde: D_H - diâmetro hidráulico (para duas placas planas = 2*espaçamento = 0.10m)

A_f - área da seção transversal ao fluxo (0.02m²)

μ - viscosidade do ar (0-80°C ~2.10⁻⁵ Pa.s)

Para escoamentos turbulentos ($Re > 2100$), o número de Nusselt é dado por (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

$$Nu = 0,0158 Re^{0,8}$$

Os coeficientes h_{c-ar} e h_{p-ar} são relacionados ao número de Nusselt por:

$$h = Nu \frac{k}{D_H}$$

onde: k - condutividade térmica do material (vidro = 1.05 W/m°C; pedras = 11.58 W/m°C (Santos, 1980))

A correção dos parâmetros característicos pode ser feita então por (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

$$F_R(\tau\alpha)_{novo} = r F_R(\tau\alpha)_{teste}$$

$$F_R U_{L_{novo}} = r F_R U_{L_{teste}}$$

$$r = \frac{\frac{\dot{m}C_p}{A_c} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m}C_p}\right) \right]_{novo}}{F_R U_{L_{teste}}}$$

$$F' U_{L_{teste}} = \left(-\frac{\dot{m}C_p}{A_c}\right)_{teste} \ln \left[1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m}C_p} \right]_{teste}$$

onde: C_p - calor específico do ar (1012 J/kg°C, BECKMAN et al., 1977)

Aplicando as equações apresentadas por DUFFIE e BECKMAN (1991), obtém-se um novo valor para a temperatura média do fluido (T_{pm}), e através de sucessivas iterações determina-se um valor correto, repetindo-se toda a sequência de cálculos. Esta correção tem caráter apenas estimativo, já que foram utilizados valores superestimados para a temperatura média da placa (T_{pm}), para o coeficiente de perda de calor pelo fundo do coletor (U_f) e para o coeficiente de transferência com o vento (h_v). Os coeficientes de transferência de calor por

convecção (dentro do coletor) calculados não consideram o efeito das pedras no incremento da turbulência do escoamento, apenas sua condutividade. No projeto de sistemas solares de aquecimento de ar para secagem de grãos recomenda-se realização do teste de caracterização com a vazão de ar a ser utilizada na secagem (função do tipo e quantidade de produto).

ANEXO 2

Comparação entre as médias mensais diárias de radiação solar incidente em uma superfície inclinada: BECKMAN et al. (1977) x RADIASOL.

Mês	$\bar{H} \left(\frac{MJ}{m^2} \right)$	$\bar{H}_r \left(\frac{MJ}{m^2} \right)$		Erro Relativo (%)
		BECKMAN et al. (1977)	RADIASOL	
Jan	19,19	17,40	18,26	4,94
Fev	20,02	19,10	19,41	1,62
Mar	18,79	19,38	19,00	1,96
Abr	16,31	18,56	17,41	6,20
Mai	14,62	18,37	16,80	8,55
Jun	12,82	16,82	15,10	10,22
Jul	15,08	19,75	18,49	6,38
Ago	16,49	19,68	18,64	5,28
Set	17,10	18,26	17,64	3,40
Out	20,09	19,63	19,83	1,02
Nov	21,10	19,30	20,06	3,94
Dez	19,91	17,77	18,83	5,97

- Valores das médias mensais diárias de radiação solar incidente em superfície horizontal (\bar{H}) fornecidos pelo RADIASOL – software de uso livre desenvolvido pela UFRGS.
- Modelo de radiação difusa utilizado pelo RADIASOL: isotrópico.