

2300858

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA 1

APLICAÇÕES DE ENERGIA SOLAR

AUTORES

DOMINGOS RODRIGUES PEREIRA

Gerhard Alfred Kulesa

ORIENTADOR

PROF. JELIL ASLAN

1984

INTRODUÇÃO

Objetivamos com este trabalho reunir da forma mais abrangente possível as aplicações da energia solar utilizadas na atualidade. Limitamos, porém, a pesquisa às aplicações que fazem uso da RADIAÇÃO SOLAR, forma mais direta dentre as várias com que a energia solar se apresenta. A energia dos ventos e das marés, por exemplo, não foi objeto de nosso estudo, apesar de estes fenômenos constituírem manifestações conseqüentes da transferência de energia do sol para a terra. No conjunto das aplicações da radiação solar deixamos de analisar aquelas que se baseiam na transformação direta de energia radiante em energia elétrica, através de células fotovoltaicas. Procedemos desta forma por entender que se trata de uma utilização por demais específica, com características que a distinguem das demais, merecendo assim uma abordagem individualizada.

A utilização de forma mais intensa da energia solar tem com principal obstáculo a viabilidade econômica. Esta se mostra, em muitas aplicações, desfavorável à solução solar devido, principalmente, aos altos custos das instalações. Desta forma, a viabilidade do uso da energia solar aumenta na medida em que as instalações requeridas sejam mais simples. Observa-se atualmente que em vários processos onde é possível ter-se instalações solares relativamente simples esta opção é vantajosa. Já aqueles processos em que as instalações solares necessárias são complexas, são, salvo situações particulares, inviáveis economicamente.

Outra barreira que deve necessariamente ser vencida para que se amplie e se diversifique a utilização da energia solar é a conscientização de que não se pode hoje, e se poderá cada vez menos no futuro, dispensar o uso das chamadas fontes alternativas de energia, sob pena de se ter a atividade produtiva inviabilizada pelo custo excessivo da energia requerida.

ÍNDICE

APLICAÇÕES DE ENERGIA SOLAR

1. Destilação de água	1
2. Aquecimento de piscinas	3
3. Secagem de colheitas	5
I. Secagem de grãos	6
II. Secagem de frutas	7
4. Bombeamento de água	9
5. Produção de acetileno	12
6. Aquecimento de aviários	14
7. Pasteurização de vinhos e sucos	15
8. Aquecimento Solar	19
a. Sistema Passivo	19
b. Sistema Ativo	21
9. Refrigeração e ar condicionado frio	26
10. Desumidificação :.....	31
11. Aquecimento de água para utilização	32
12. Produção de Hidrogênio	37
13. Aplicação da energia solar em ciclos termodinâmicos	38
14. Cultivador de Bicho-da-seda	42
15. Helioterapia para crianças	44
16. Separação de hidrogênio de outros gases.....	46
17. Estufa	48
18. Bombeamento de água (conversão da en. solar em elétrica).....	51
19. Obtenção de filmes de materiais com fornos solares.....	52
20. Influência de pulsos concentrados de luz solar sobre a síntese de lipase em sementes de algodão.....	55
Referências	58

1 - DESTILAÇÃO DE ÁGUA

Existe um grande número de processos de destilação de água utilizando energia solar. Estes são executados em instalações com diferentes graus de complexidade, havendo entre os diversos tipos uma substancial diferença quanto à eficiência com que operam.

A instalação representada na Fig. 1.1, por exemplo, é de simples efeito e se constitui em uma das mais simples dentre as existentes (1).

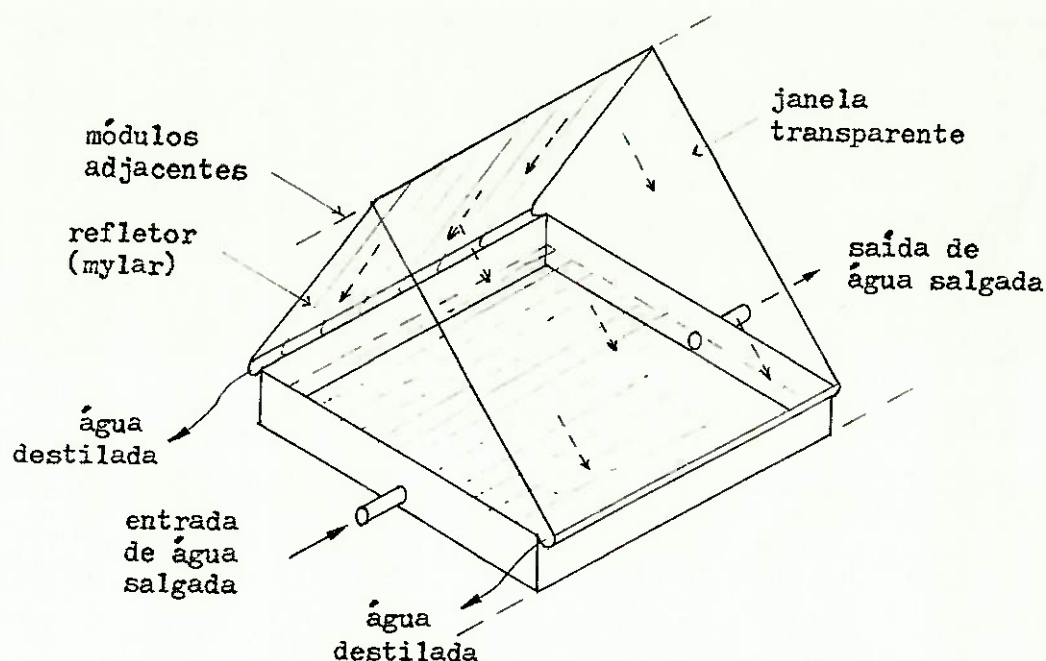


Fig. 1.1 - Destilador solar de água de simples efeito

O sistema consiste de um tanque raso de água no interior de um recipiente contendo uma janela transparente. Não há fervura, e a água quente que evapora se condensa na superfície fria. Em uma região de latitude 30° esta instalação registrou uma produção média diária de água destilada de $3,29 \text{ kg/m}^2$ dia.

Um outro exemplo é o sistema representado na Fig. 1.2. Trata-se de uma instalação de duplo efeito que produz 8 vezes mais água que a anterior a partir da mesma energia incidente (2).

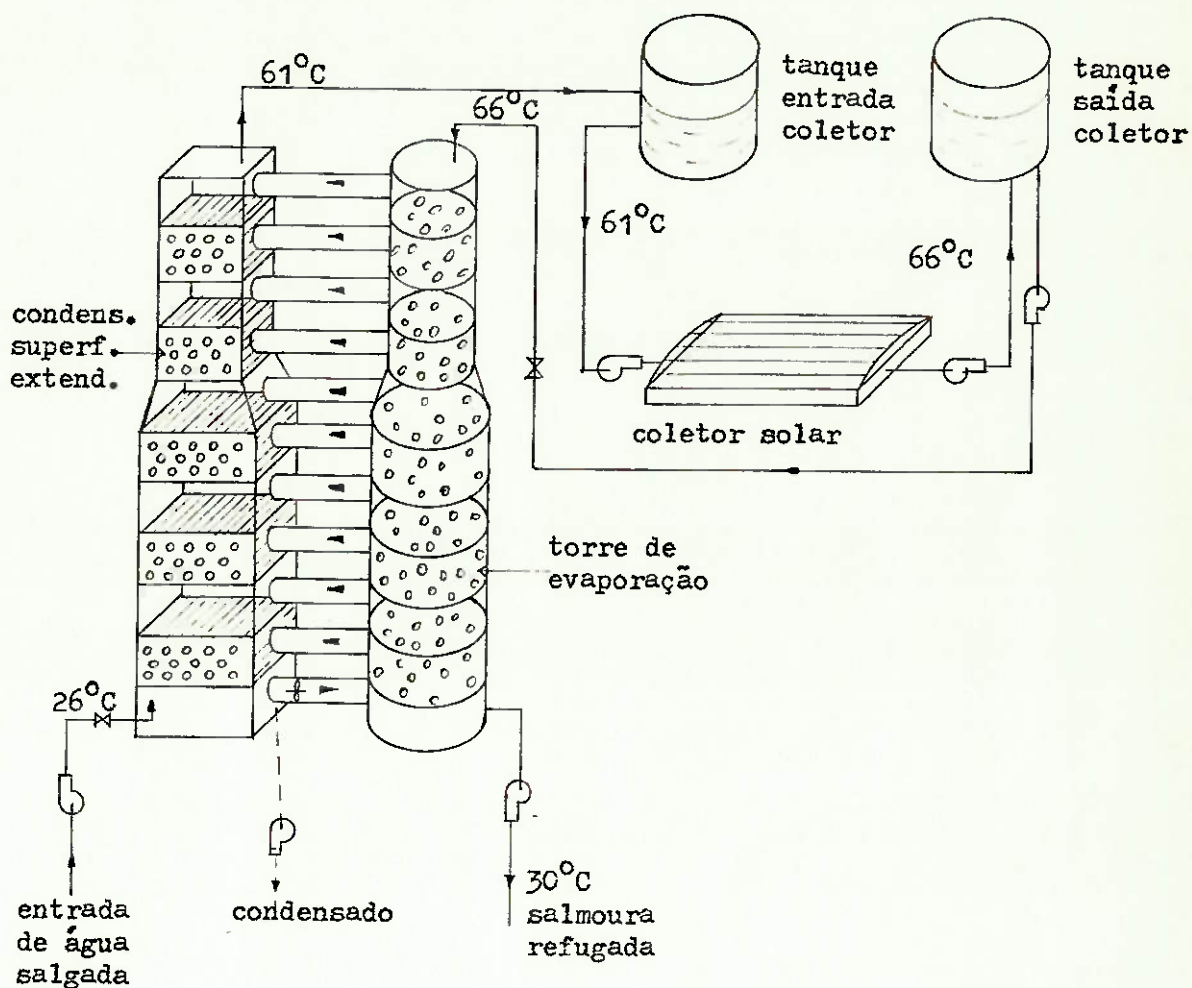


Fig. 1.2 — Destilador solar de água de múltiplo efeito.

Este sistema foi desenvolvido no Environmental Research Laboratory da Universidade do Arizona e instalado em Puerto Penasco, Sonora, México onde produziu 19.000 litros de água por dia com um coletor de 1.000 m^2 . Para o cálculo do ciclo de operação de um destilador solar consultar (3). Características ópticas de filmes de polietileno para destiladores solares são encontrados em (4). Em (7) tem-se um estudo sobre a deposição de sal nas canaletas de um destilador esmaltado e uma

avaliação da performance do equipamento em função da concentração da solução de NaCl.

2 - AQUECIMENTO DE PISCINAS

Piscinas são frequentemente aquecidas com gás natural. O problema de se usar energia solar em substituição de deve à grande demanda de energia das piscinas. Estas perdem energia por radiação, convecção e evaporação. A instalação mais comum de aquecimento solar de piscinas se caracteriza por coletores dispostos nas proximidades da mesma (5), conforme a Fig. 2.1.

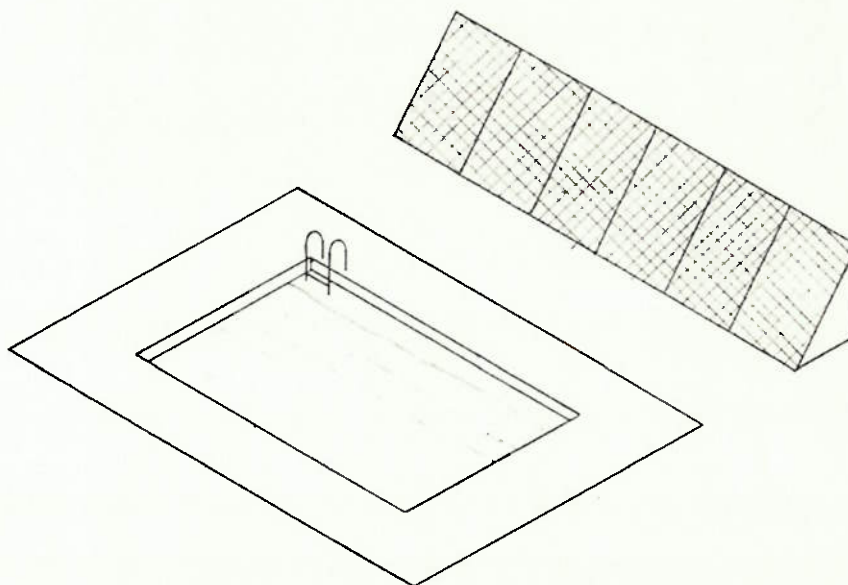


Fig. 2.1 - Piscina equipada com aquecedor solar externo.

Uma outra solução bastante eficiente é o uso de coletores flutuantes, Fig. 2.2, dispostos na superfície da água (6).

É uma forma de combinar coletor com cobertura da piscina, reduzindo -se as perdas de calor através da superfície. Grande parte do calor perdido ocorre por evaporação, e essa parcela da perda é substancial-

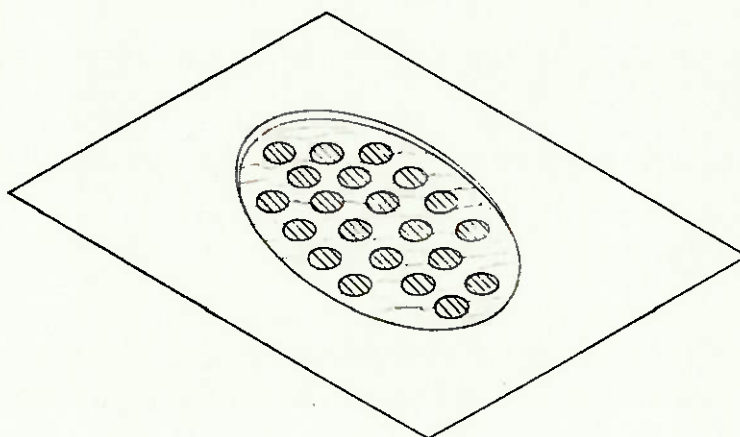


Fig. 2.2 - Piscina equipada com aquecedores solares flutuantes.

mente reduzida com o uso de coletores flutuantes. Estes podem, porém serem projetados para evitar também perdas por radiação. Uma análise matemática desse tipo de coletor, constituído na forma de discos de plástico de cor escura, apresentou os resultados da Tab. 2.1.

Tab. 2.1 Avaliação de um aquecedor solar interno de piscina.

Latitude	32° (USA)
Porcentagem de sol brilhante	70 %
Área da piscina.	40 m ²
Área de coletor requerida.	22 m ²

Os grandes inconvenientes dos coletores flutuantes são a necessidade de sua remoção para se utilizar a piscina e, removidos, sua não ope-

ração durante esse período.

Por outro lado, análises de coletores externos apresentaram os resultados da Tab. 2.2.

Tab. 2.2 Avaliação de aquecedor solar externo de piscina.

Latitude	32° (USA)
Porcentagem de sol brilhante	70 %
Área da piscina.	40 m ²
Área do coletor requerida (horiz.) .	48 m ²
Área do coletor requerida (incl=lat+ 15°).	30 m ²

3 - SECAGEM DE COLHEITAS

A secagem de colheitas com energia solar pode ser dividida em duas categorias gerais, cada uma possuindo várias subdivisões (8). Estas duas categorias são: (I) Secagem de grãos e (II) Secagem de folhagem de alta umidade. Grãos geralmente possuem baixo teor de umidade, da ordem de 20 - 30% na ocasião da colheita; a secagem objetiva reduzir esse teor para 12 - 14 %, com os quais os grãos podem ser armazenados pelo tempo necessário, sem deterioração biológica. Folhagens e produtos úmidos como frutas requerem secagem desde seus altos teores de umidade, acima de 50 %, até níveis adequados para armazenagem ou processamento posterior.

As principais dificuldades que ocorrem na secagem solar de produtos agrícolas se relacionam com a grande diversidade da temperatura ideal de secagem de cada um. Para muitos a ocorrência de temperaturas não adequadas implica em deterioração acelerada.

I - Secagem de Grãos

Um exemplo de instalação para secagem de grãos é o representado na Fig. I.1, para o qual dados numéricos mais completos da performance são encontrados em (8).

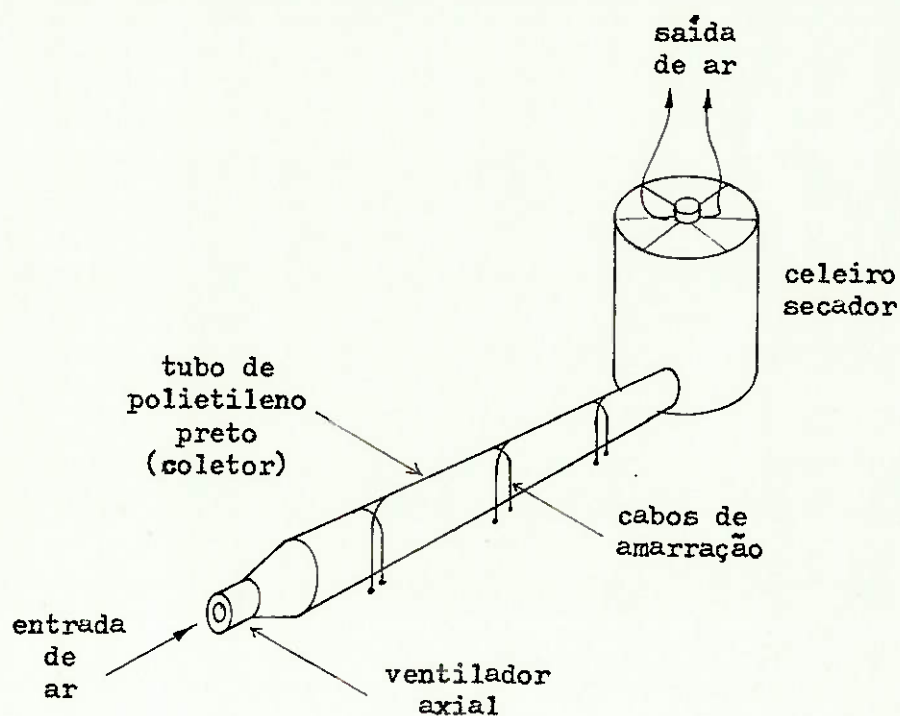


Fig. I.1 Secador solar de grãos

Adotando como suficiente um fluxo de ar através dos grãos de 3 l/seg. para cada 100 litros de produto a ser secado - valor constatado experimentalmente - observou-se nos testes os valores da Tab. I.1.

Tab. I.1 Dados experimentais do secador de grãos:

Latitude	45°
Capacidade do celeiro	33 m ³
Fluxo de ar através dos grãos	3 l _{ar} /seg. 100 l _{grs.}
Aquecimento do ar de secagem	6 °C
Comprimento necess.do tubo coletor (diam=1 m)	45 m

II - Secagem de Frutas

O processo de secagem de frutas é substancialmente diferente daquele para secagem de grãos. Isso ocorre principalmente devido à menor resistência mecânica das frutas e do seu maior teor de umidade.

Estas características determinam a necessidade de se dispor as frutas para secagem espaçadas umas das outras, colocadas em bandejas de tela ou malha. Uma qualidade que deve ser observada em qualquer tipo de secagem é a boa ventilação da instalação. Em algumas instalações a ventilação natural é suficiente, mas normalmente tem-se um fluxo de ar forçado com o uso de um ventilador.

Outra variação no processo de secagem de frutas é quanto a incidência ou não da radiação solar diretamente nos produtos a serem secados. Existem instalações dos dois tipos e ainda instalações combinadas, que apresentam um coletor-secador solar e ainda uma câmara de secagem, na qual as frutas não recebem diretamente a radiação solar. Os produtos permanecem inicialmente na câmara de secagem, sofrendo depois uma secagem final no coletor-secador solar. O coletor normalmente é instalado inclinado, para estimular a ocorrência de fluxo natural de ar, Fig. II.1. Maiores detalhes do arranjo físico das instalações são encontrados em (34) e (32).

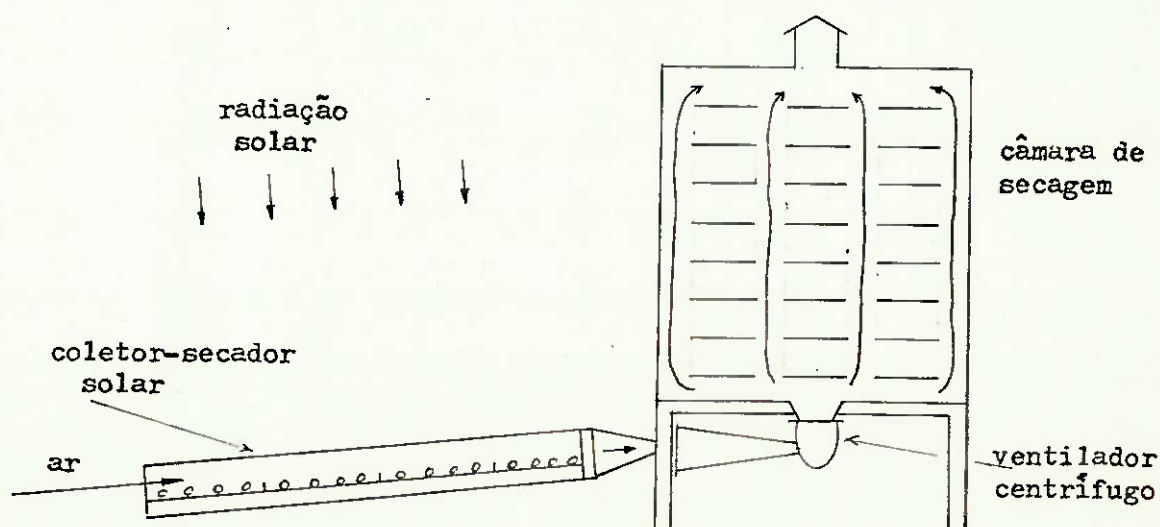


Fig. II.1 Instalação combinada de secagem solar de frutas.

A Tab. II.1 fornece dados comparativos que alguns processos de seca - gem de maçãs e uvas.

Tab. II.1 Testes comparativos de secagem de maçãs e uvas.

parâmetros da secagem		método de secagem			
		Ar/solar	SRDI com corrente natural de ar	SRDI com corrente forçada de ar	Instalação combinada
carga específica p/área de absorção solar (kg/m ²)	maçã	10 - 12	10 - 12	10 - 12	15 - 20
	uva	15 - 20	15 - 20	5 - 20	20 - 25
duração da secagem (dias)	maçã	5 - 6	2 - 2,5	1,5 - 2	2
	uva	17 - 20	7 - 8	7 - 8	6 - 8
produção ($\frac{\text{kg fruta}}{\text{m}^2 \cdot \text{dia}}$)	maçã	0,3 - 0,35	0,8 - 1	0,95 - 1,35	1,25 - 1,75
	uva	0,22 - 0,28	0,6 - 0,7	0,6 - 0,7	0,7 - 0,9

SRDI - instalação de secagem solar por radiação

Uma análise teórica da transferência de calor e massa em um secador de frutas por radiação é apresentada em (13).

A temperatura e velocidade do fluxo de ar influem decisivamente no tempo de secagem. Essa influência é mostrada em (34) através de expressões empíricas.

O tabaco é um dos produtos agrícolas onde as condições de secagem são decisivas na qualidade do produto final (32). Isso exige que o processo de secagem seja feito sob condições controladas e uma forma de fazê-lo é através de um secador solar. A eficiência da instalação pode ser aumentada usando-se um acumulador de calor (33), que provo -

cará redução substancial no tempo de secagem

4 - BOMBEAMENTO DE ÁGUA

O bombeamento de água utilizando energia solar foi uma das primeiras aplicações de alta tecnologia da energia solar. Uma instalação de bombeamento solar de água representa um investimento de capital bastante elevado, que normalmente só se viabiliza em aplicações de produção intensiva, onde se necessita garantir a continuidade do fornecimento. Para tal pode-se recorrer a dois recursos: uma fonte de energia suplementar, ou armazenamento de água suficiente para suprir os períodos de bombeamento deficitário ou nulo.

Quanto ao acionamento da bomba d'água, esta pode estar acoplada diretamente à turbina solar (9) ou através de rede elétrica, havendo nesse caso a necessidade de um gerador elétrico, que será acionado pela turbina. A ligação direta implica na necessidade de se colocar o coletor solar junto da instalação, o que pode, em alguns casos, ser inconveniente. Na agricultura, por exemplo, significa ocupar extensas áreas que poderiam ser produtivas, exposição, durante algumas épocas do ano, a ambiente empoeirado, além de constituir obstáculo para o manejo da terra.

Em termos de funcionamento a única diferença entre o acoplamento direto e o sistema em que há geração de energia elétrica é a eficiência do gerador.

Um diagrama esquemático de uma instalação de bombeamento é dado na Fig. 4.1. Trata-se de um sistema de dois fluidos, água pressurizada e fluido orgânico de trabalho na turbina (10).

A instalação é provida de um aquecedor auxiliar o qual garante o fornecimento de água quente ao trocador de calor quando a água aquecida pelo sol não é suficiente. O condensador da turbina é resfriado com água bombeada do poço. O coletor usado foi do tipo cilindro-parabólico -

lico tipo Veinberg.

Uma vista geral da instalação é dada na Fig. 4.2, e alguns resultados experimentais na Tab. 4.1.

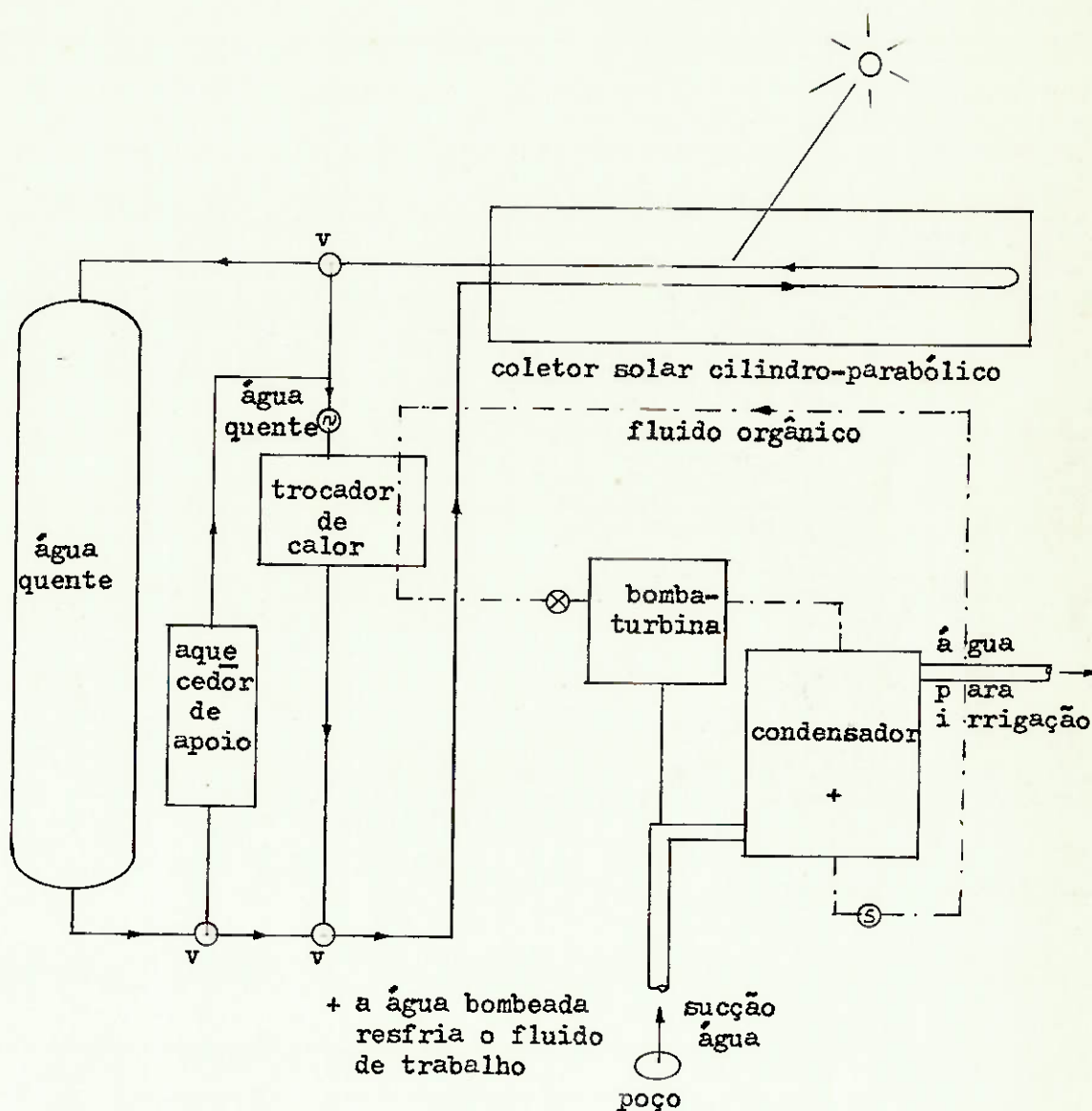


Fig. 4.1 Diagrama esquemático de uma instalação de bombeamento de água.

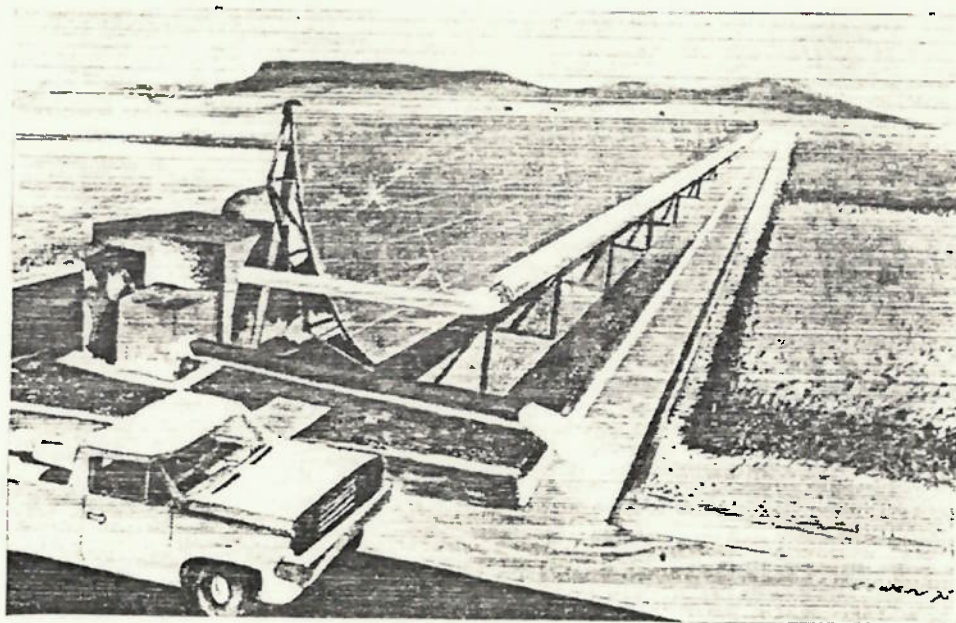


Fig. 4.2 Visão geral de uma instalação de bombeamento de água.

Tab. 4.1 Dados numéricos de uma instalação de bombeamento de água.

Latitude	35 graus
Eficiência do coletor	65 %
Eficiência termodinâmica da turbina. . .	20 %
Eficiência da bomba.	80 %
Vazão bombeada	$3,15 \times 10^6$ l/dia
Altura de bombeamento	150 m
Área do coletor para 12 horas de uso . .	1.727 m^2

5 - PRODUÇÃO DE ACETILENO

Acetileno é usualmente produzido em processos elétrico, térmico, com carbureto e plasmquímico. São usados hidrocarbonetos gasosos e líquidos. Na maioria dos casos o metano é a matéria-prima básica. Porém, a nafta virgem também é muito usada em alguns países.

A viabilidade econômica de cada um desses métodos de produção de acetileno a partir de hidrocarbonetos é grandemente determinada pela disponibilidade da particular matéria-prima, pela quantidade de energia gasta na pirólise, pela quantidade produzida, custo, possibilidade de utilização de subprodutos (coque, fuligem, C_2H_2 , H_2 e CO homólogos) e pela disponibilidade de tecnologia necessária.

Devido ao gradual esgotamento das matérias-primas e dos combustíveis fósseis, torna-se bastante interessante o uso de fornalhas solares para produzir acetileno em um ciclo termo-químico no qual uma mistura propano-butano sofre cracking na região focal do refletor.

Para determinar a viabilidade tecno-econômica deste método analisou-se em (11) os métodos usuais de produção de acetileno e selecionou-se um semelhante ao método solar proposto. Foram usados, então, os dados deste método selecionado para se fazer uma análise tecno-econômica objetiva da utilização de energia solar concentrada para a produção de acetileno.

Quando se analisa o custo de operação, assume-se, geralmente, que o custo líquido do acetileno é determinado principalmente pela quantidade e pelo custo da energia elétrica consumida no processo. O alto consumo de energia na produção de acetileno é um dos principais fatores a contribuir para a viabilidade do processo solar, onde o custo da energia básica é nulo. Neste método de produção a matéria-prima são hidrocarbonetos, normalmente oriundos da indústria petrolífera. Seu uso proporcionará ainda, devido a incontável aplicabilidade desses produtos, aumento da taxa de crescimento de numerosos setores da indústria química.

Quando subprodutos da indústria petroquímica (principalmente misturas contendo metano) são submetidos à temperaturas superiores a $1.500^{\circ}C$

na região focal de um forno solar, produz-se acetileno por decomposição termo-química. A composição do gás produzido dessa forma é aproximadamente a mesma que aquela obtida no processo de termocracking com oxidação. Algumas condições são comuns a esses dois processos:

- a) máxima taxa de transferência de calor e aquecimento rápido do gás contendo metano para minimizar reações secundárias e aumentar a produção de acetileno;
- b) a decomposição dos hidrocarbonetos gasosos deve ser um processo o mais simples e econômico possível e deve ser economicamente justificável o consumo de calor;
- c) os processos envolvidos devem ser simples, factíveis e facilmente controláveis.

À luz das considerações precedentes, optou-se pelo processo de termocracking com oxidação para a avaliação do processo solar. Seus índices tecno-econômicos (com excessão do custo de energia) foram usados para uma avaliação aproximada do processo proposto.

Altas temperaturas são normalmente produzidas com espelhos concentradores que precisam ser equipados com sistemas de acompanhamento do sol. Desenvolveu-se e construiu-se um sistema solar de altas temperaturas capaz de garantir aquelas necessárias na produção do acetileno a partir de hidrocarbonetos. Um espelho parabólico de 1,5 m de diâmetro foi usado como concentrador. O sistema de concentração solar foi equipado com um reator termo-químico de construção especial.

A análise comparativa citada anteriormente revelou que quando é usada energia solar concentrada para produzir acetileno de subprodutos petroquímicos, o custo é o mesmo que no caso de termocracking de hidrocarbonetos com oxidação. Embora o investimento de capital no sistema de aquecimento solar seja 15 - 20 % maior se comparado com a instalação de termocracking, o custo de energia no caso solar é muito menor. O custo líquido de produção é praticamente o mesmo nos dois casos.

Deve-se ressaltar que o sistema de aquecimento solar usado na comparação acima é uma instalação de laboratório e não uma instalação produzida industrialmente.

6 - AQUECIMENTO DE AVIÁRIOS

Em regiões de clima temperado e frio as instalações para criação de aves, especialmente galinhas, necessitam de aquecimento. Este é ainda mais necessário nos aviários que comportam filhotes, os quais possuem, nos primeiros dias de vida, pouca proteção contra o frio. Os aviários convencionais construídos nas regiões temperadas e frias de todo o mundo são aquecidos durante o inverno através da queima de combustíveis fósseis (carvão, gás natural, etc.). No sul do Brasil o gás liquefeito de petróleo é o combustível mais usado.

Em (12) propõem-se um aviário com aquecimento solar (ver figura).

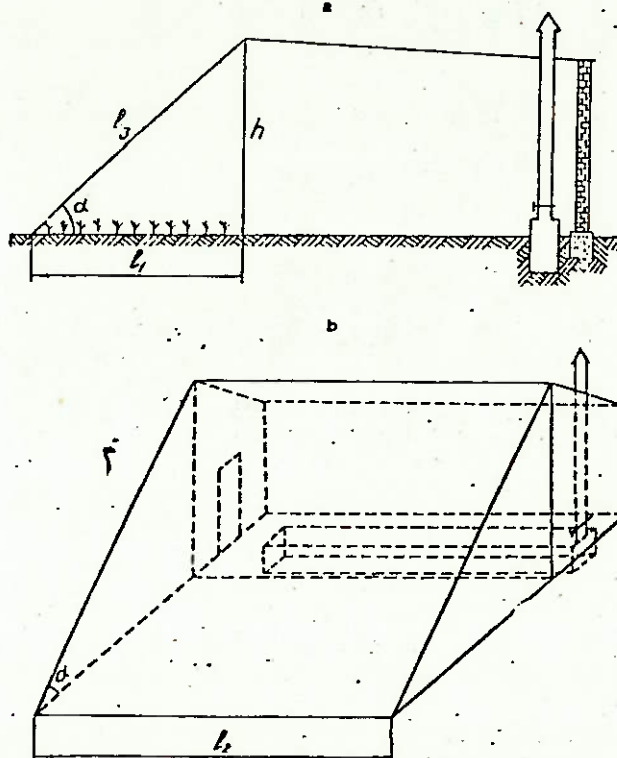


Fig. 6.1 Secção transversal (a) e perspectiva (b) de um aviário solar.

O aviário solar voltado para o sul (instalado na URSS - hemisfério norte) consiste de duas partes: o aviário propriamente dito e a estufa solar (ou aquecedor). As dimensões básicas na versão comercial-experimental são as seguintes: comprimento 30 m., altura 3 m e largura 3,2 m. A parte sul do aviário é transparente à luz. Filmes ou vidros são usados como isolamento transparente. A parede norte e o telhado são isolados termicamente. Na instalação piloto existem janelas estreitas na parede norte para a entrada da luz. Ao longo da base da parede norte existe uma vala para acúmulo dos excrementos das aves, que servem com fonte adicional de calor (fermentação). Os gases nocivos desprendidos são liberados para a atmosfera através de uma chaminé.

A segunda parte da estrutura (estufa solar) é usada:

- 1) No inverno para cultivar vegetais resistentes ao frio e grama (fonte de vitaminas);
- 2) Como solarium para o aviário;
- 3) Para manter a temperatura interna do aviário.

Em (12) são apresentados resultados da radiação que entra na instalação com diferentes envoltórios: vidro duplo e único e filme duplo e único. São citadas referências para o método de cálculo adotado. Na operação da instalação piloto não se observou superaquecimento e durante o inverno (URSS) a temperatura média do aviário se manteve dentro dos limites esperados.

Juntamente com a principal vantagem do aquecimento solar-economia de combustível - deve-se destacar também o caráter não poluidor dessa solução, ao contrário do que ocorre nos aviários convencionais, onde se queimam combustíveis fósseis.

7 - PASTEURIZAÇÃO DE VINHOS E SUCOS

A necessidade de temperaturas relativamente baixas no tratamento de

pasteurização de vinhos e sucos possibilita a utilização de instalações solares simples, com coletores planos, para o processo de aquecimento.

Desenvolveu-se e construiu-se em (35) três formas construtivas de pasteurizadores solares para vinhos e sucos (Fig. 7.1). Avaliou-se ainda no mesmo trabalho a eficiência do processo, que depende da temperatura e do acesso de ar para as reações de oxidação.

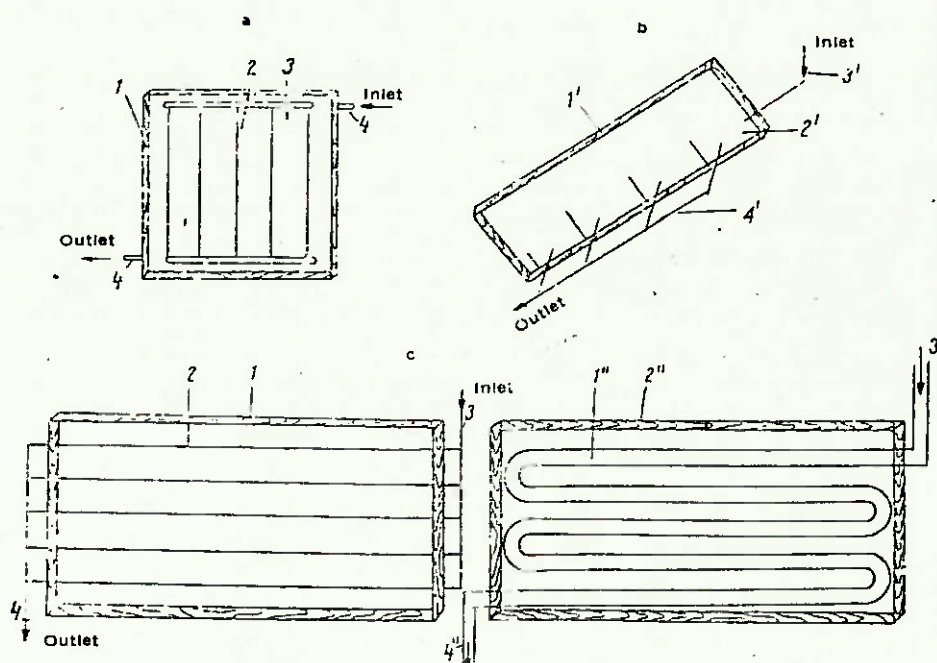


Fig. 7.1 Esquema de pasteurizadores solares:
a. 1) caixa de madeira; 2) tubo;
3) placa; 4) tubo de entrada e saída de vinho;
b. 1') caixa de madeira; 2') vinho;
3', 4') tubos de entrada e saída;
c. 1'') tubos; 2'') caixa de madeira;
3'', 4'') tubos de entrada e saída.

O pasteurizador, do tipo casca-e-tubo (Fig. 7.1a) consiste de um elemento aquecedor (tubo de aço inoxidável coberto com duas camadas de vidro plano montado numa "caixa quente" rejuntada com isolante). A área coberta de vidro na instalação era de 3 m^2 .

Uma outra unidade de pasteurização (Fig. 7.1b) inclui uma câmara de evaporação feita de aço galvanizado contendo aletas. A câmara consiste de um evaporador aletado, isolamento transparente duplo, e um tanque para a unidade evaporada, conectado ao evaporador. O comprimento e largura da unidade são 5,00 m e 0,6 m, respectivamente. O evaporador é coberto com painéis de vidro standard 1200 x 600 mm. A unidade é isolada por todos os lados com 50 mm de espessura de material isolante, e está colocada em uma caixa de madeira.

Ao longo da largura da unidade existem quatro barreiras de restrição iguais através das quais o líquido processado flui.

A terceira unidade (Fig. 7.1c) possui um elemento de aquecimento tubular (tubos de aço inoxidável de 35 mm de diâmetro e 13,2 m de comprimento) montados na "caixa quente" feita de chapas de aço. A "caixa quente" foi colocada em uma caixa de madeira com duas camadas de vidro plano no topo. Para máxima absorção da energia solar a "caixa quente" foi pintada de preto. Os processos termicos e as características técnicas das unidades foram levantadas usando termo-pares.

Tab. 7.1 Tratamento térmico de vinhos em função de fatores meteorológicos e tipo de aquecedor solar.

data e horário	Radiação incidente (W.hr/m ²)	Temperat. do Ar (°C)	Velocid. do vento (m/seg)	Eficiência da Instalação		
				casca-e-tubo	câmara de evaporaç. de aço	instalaç. tubular
Julho/81						
8:00	76	32,0	2,7	0,10	0,10	0,10
9:00	86	34,0	2,6	0,15	0,10	0,20
10:00	160	34,0	2,6	0,20	0,15	0,26
11:00	290	39,0	2,7	0,25	0,20	0,35
12:00	520	40,0	2,5	0,30	0,25	0,40
13:00	780	41,0	2,6	0,30	0,26	0,44
14:00	840	41,0	2,5	0,35	0,30	0,45
15:00	840	41,0	2,5	0,41	0,36	0,50
16:00	800	41,0	2,6	0,42	0,40	0,51
17:00	800	38,0	2,7	0,42	0,40	0,50
18:00	420	38,0	2,7	0,26	0,30	0,35
19:00	240	36,0	2,7	0,20	0,30	0,30
20:00	70	34,0	2,6	-	0,10	0,10

Tab. 7.2 Tratamento térmico de vinhos em função do tempo de aquecimento solar

Data e horário (hr)	Radiação incidente (W.hr/m ²)	Temperat. do ar (°C)	Velocid. do vento (m/seg)	Eficiência da instalação para os seguintes tempos		
				10 min.	20 min.	30 min
24 junho 1.981	7.600	32	3,0	0,45	0,40	0,30
20 julho 1.981	7.850	34	2,5	0,45	0,40	0,30
10 agosto 1.981	7.400	30,5	3,0	0,40	0,30	0,30
20 setemb 1.981	5.650	28,5	3,0	0,36	0,30	0,2

A qualidade dos vinhos após o tratamento com calor foi normal.

As condições de operação da unidade de pasteurização solar podem ser descritas pela equação do balanço de energia.

Foram efetuados testes de 15 de maio de 1.980 até setembro de 1.981.

As seguintes quantidades foram medidas: radiação solar, velocidade do vento e a leitura dos termopares.

Foram feitas experiências com diversas variedades de vinhos e sucos. A vazão do líquido foi controlada através de válvulas, e variou de 0,1 a 0,5 l/seg. Investigou-se o efeito da temperatura na eficiência do tratamento. Na indústria de vinhos a temperatura de tratamento é normalmente 50 °C para vinhos de qualidade e 72 °C para vinhos não qualificados. Estas temperaturas foram obtidas regulando a razão do líquido.

Outra série de experiências objetivaram determinar o efeito do tempo de aquecimento solar na eficiência do tratamento térmico. Para tal o vinho foi submetido ao aquecimento de 1 até 30 minutos à 50 - 72 °C. Examinou-se também o efeito da luz solar na superfície dos vinhos e sucos (acesso de ar). Tratamentos conduzidos adequadamente tem efeito

favorável na qualidade de vinhos e sucos de todos os tipos.

A eficiência da unidade de pasteurização pode ser definida como a razão do calor aproveitado em um período de tempo sobre a energia incidente na instalação durante o mesmo período:

$$= \frac{Q}{E} d$$

Estas experiências (Tab. 7.1 e 7.2) possibilitaram a determinação das condições ótimas para utilização eficiente da radiação solar e o tipo de pasteurizador solar para o tratamento térmico.

8 - AQUECIMENTO SOLAR

a. Sistema Passivo

Nestes sistemas temos a combinação de coletor e armazenagem dentro de uma única estrutura, que faz parte por exemplo da casa.

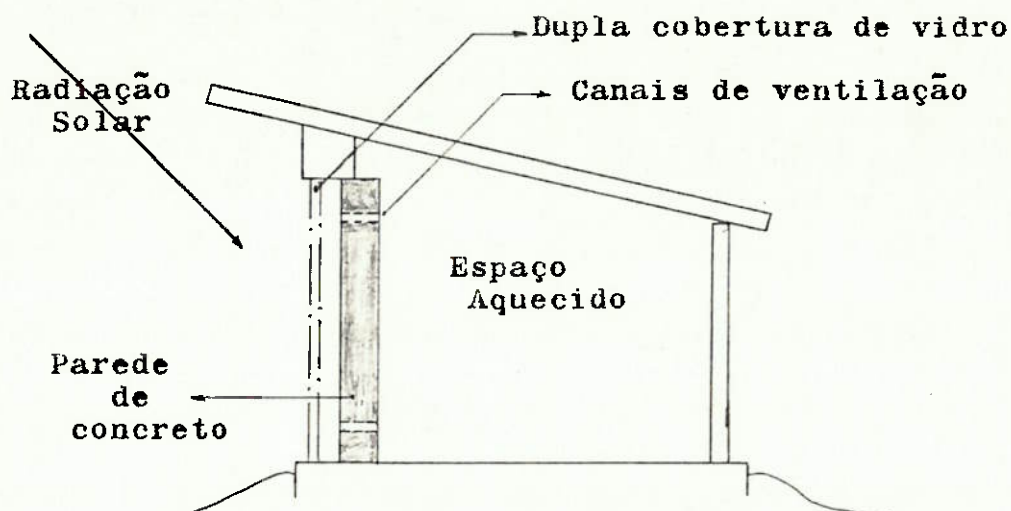


Fig. 8.1 "Sistema de Coletor-Armazenador de parede"

Este tipo de construção está sendo usado em muitas construções, principalmente nos Estados Unidos (14), (15). As paredes são verticais e o ângulo de incidência da radiação solar sobre as mesmas é alto no

inverno e baixo no verão. Estes sistemas prestam-se apenas para operação de inverno (aquecimento).

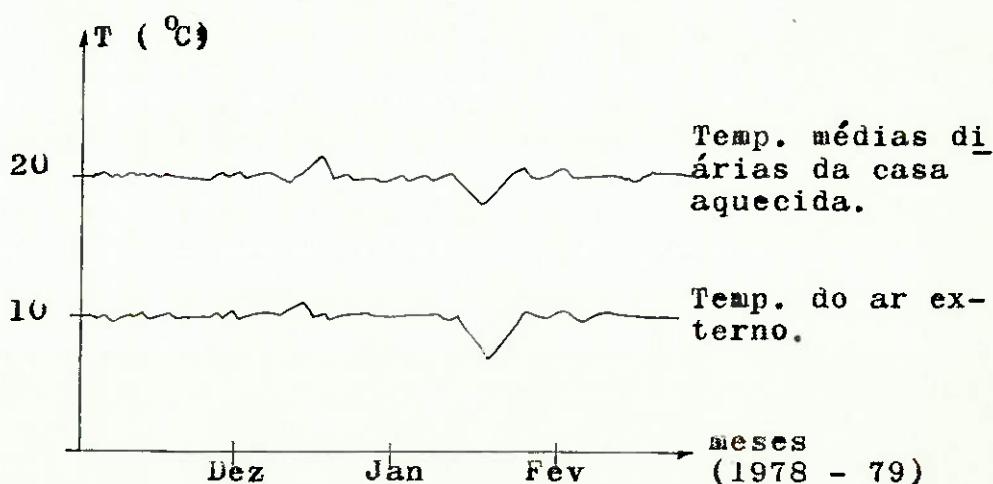
Nos países do hemisfério norte, a parede fica virada para o sul, e nos do hemisfério sul, a parede fica para o norte.

Em geral os sistemas seguem o esquema acima, no qual a parede é duplamente vidrada. Atrás dos vidros, à uma distância aproximada de 10 a 20 cm, há uma parede de concreto com aproximadamente 20 cm de espessura, pintada de preto, a qual serve duplamente como um absorvedor de radiação e um meio de armazenar calor.

Tanto em cima como em baixo da parede, há aberturas para possibilitar a circulação do ar através do espaço entre os vidros e o concreto e através da sala. Esta circulação é por convecção natural, e nenhuma bomba ou controles são usados.

Em 1.973 foram construídas muitas dessas casas no Novo México, porém foram incluídas pilhas de cilindros de material bom para armazenamento de calor e ainda adicionaram-se coberturas móveis com dobradiças sobre o exterior do conjunto, para controlar perdas térmicas e radiação sobre a parede.

Na ref. (16) encontramos resultados experimentais de um estudo de condições de temperaturas de uma casa com esse tipo de sistema, sem um convencional sistema de aquecimento auxiliar, contruída na URSS. O gráfico anexo mostra qualitativamente as variações de temperatura externa e interna.



Pelo gráfico notamos que esses sistemas permitem a manutenção de uma temperatura interna sem grandes variações, o que demonstra a eficiência

cia técnica dos mesmos, mesmo sem o auxílio de sistemas auxiliares. Na ref. (17) encontramos um modelo matemático para tratar esse tipo de sistema, inclusive comparando os resultados teóricos esperados com os experimentais obtidos, com a conclusão de que o modelo é bastante razoável.

b. Sistema Ativo (14), (15)

Nestes sistemas o coletor é separado do armazenamento ou seja, a armazenagem de calor é feita em pilhas de rochas, tanques de água, tubos metálicos, etc.

Portanto, nestes sistemas, a radiação captada no coletor é transferida para um fluido de trabalho, em geral ar ou água.

Vantagens e desvantagens de se utilizar ar ou água como fluido de trabalho:

- . Podemos usar diretamente o ar aquecido no coletor, evitando assim trocas de calor intermediárias, diminuindo portanto o número de componentes do sistema.
- . Transferência de calor intermediárias, no caso de se usar água, aumenta as perdas térmicas e diminui o potencial de temperatura alcançavel.
- . Diminuem os problemas de corrosão do equipamento e os problemas de escoamento do fluido.
- . Custo final do sistema é menor.

Desvantagens da utilização do ar:

- . É necessário maiores volumes de ar em relação aos líquidos, devido a baixa densidade do ar, o que implica numa baixa capacidade térmica.
- . A água pode funcionar duplamente como substância de trabalho (transferência de calor do coletor) e como meio de armazenamento.

A escolha final do fluido de trabalho é uma matéria complicada que necessita uma cuidadosa comparação de análises de performance técnica, operação, manutenção e parâmetros econômicos.

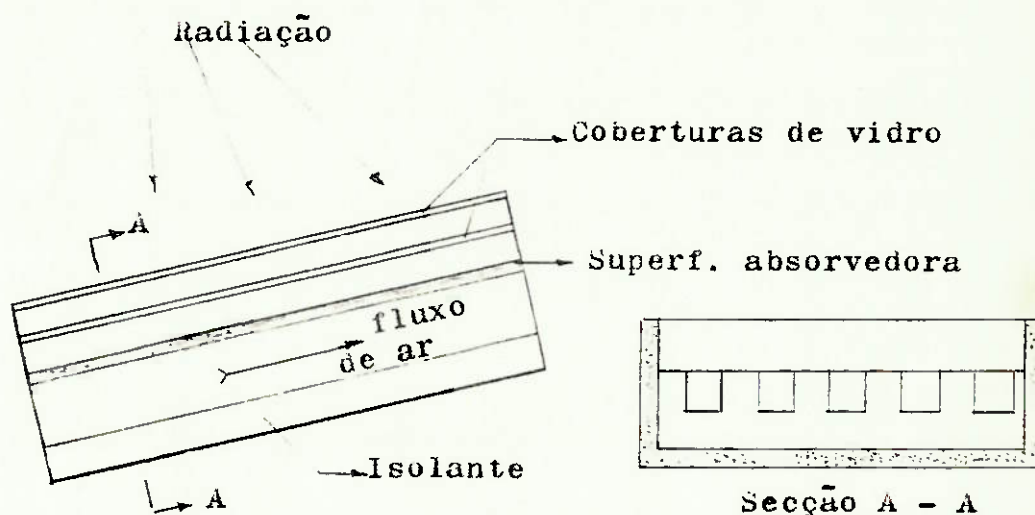
b.1 Coletores com fluido de trabalho : AR

Nestes casos, em geral, são usados coletores de pratos planos. Os

pratos podem ser não-porosos ou porosos.

I. Não-Porosos : (ver próximo desenho).

O fluxo de ar pode se dar acima e/ou abaixo da superfície absorvedora. É mais comum usar-se com fluxo de ar abaixo da superfície absorvedora, pois com fluxo na parte superior aumenta-se as perdas para o exterior principalmente quando estão envolvidas altas temperaturas.



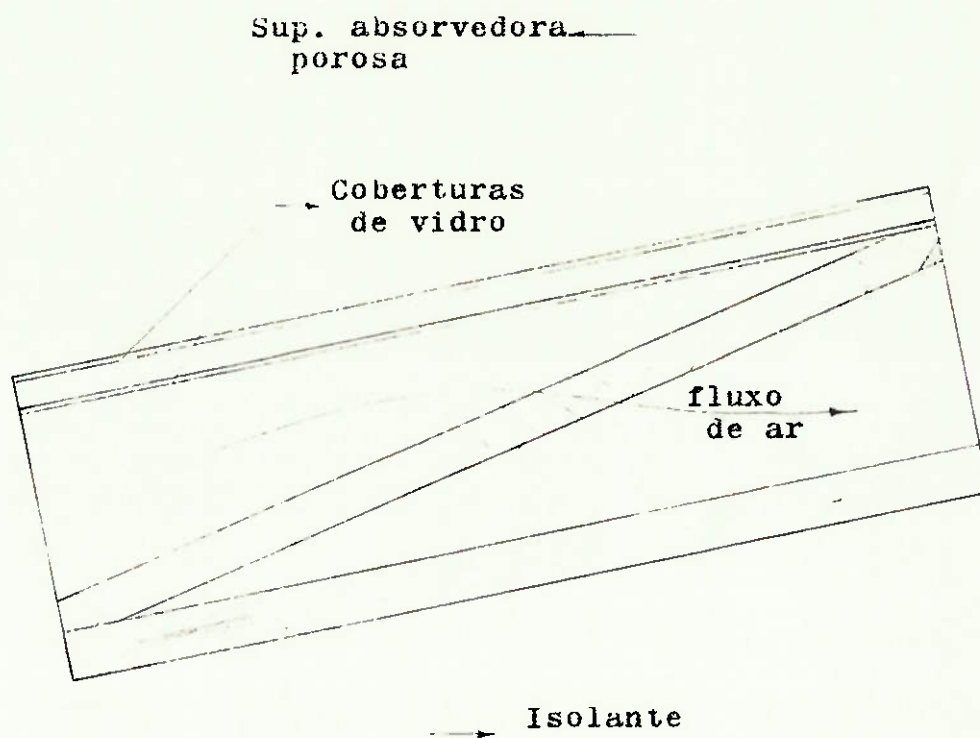
A troca de calor pode ser melhorada, se:

- . Usando uma superfície absorvedora áspera na parte de contato com o fluxo de ar, para aumentar-se a turbulência e consequentemente o coeficiente de troca de calor por convecção.
- . Colocando-se aletas em forma de U, para aumentar-se a área de troca de calor. (conforme corte A-A acima).

II. Porosos : (ver próximo desenho)

O maior inconveniente dos pratos não-porosos (caso anterior) é a necessidade da absorção de toda radiação que entra, sobre a área projetada de uma fina camada sobre a superfície, a qual é da ordem de poucos microns. A menos que coberturas seletivas sejam usadas, as perdas radioativas do prato absorvedor serão excessivas, diminuindo muito a eficiência de coleção.

Este segundo caso melhora os problemas mencionados.

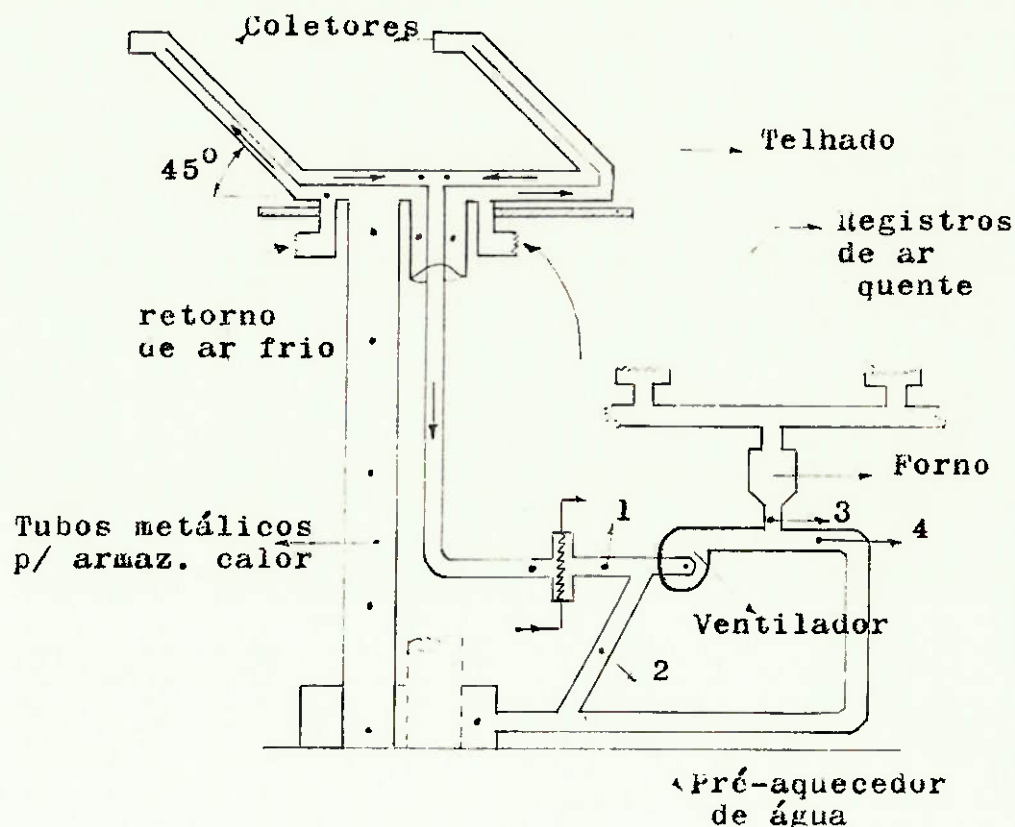


" Coletor de pratos porosos "

Dentre as aplicações possíveis para estes tipos de coletores (fluido de trabalho: ar) destacaremos duas:

- . Aquecimento de casas
- . Secadores (de grãos da agricultura por exemplo).

No caso de aquecimento de casas, citamos o exemplo da "Denver House" (1.963) construída nos EEUU.

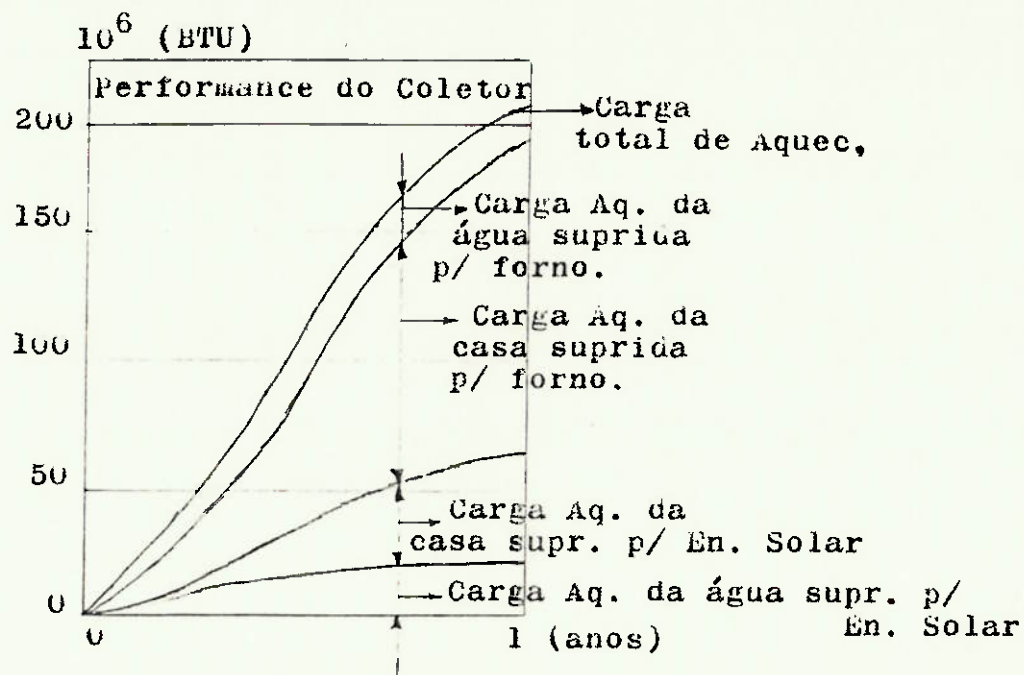


Este sistema possui um forno de gás natural como fonte auxiliar de energia para aquecimento do ar. Além disso possui um pré-aquecedor de água, onde parte da energia solar é usada para fornecimento de água quente (Em outro capítulo, veremos mais detalhadamente esta utilização: água quente). Obs.: neste caso a temperatura da água alcançada é baixa, apenas temos um pré-aquecimento, que deve ser completado com outro sistema (elétrico aquecimento, por exemplo). O pré-aquecedor é portanto um simples trocador de calor água-ar.

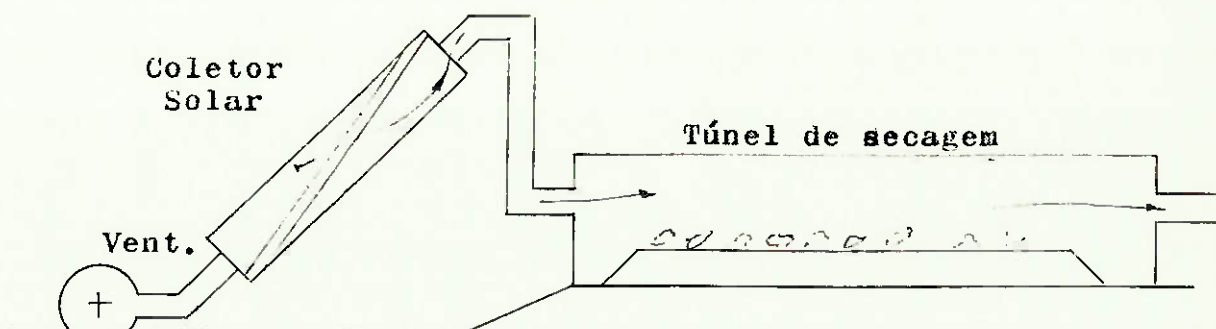
Controlando as válvulas 1, 2, 3, 4 convenientemente, podemos usar a energia solar só para aquecimento da casa, só para o pré aquecedor de água, os dois simultaneamente, etc.

Na próxima página temos um gráfico, das cargas térmicas acumuladas ao

longo do ano, comparando as porcentagens de participação da energia solar no aquecimento do ar e água.



No caso de secadores de grãos, estão encontrando grandes progressos de utilização na agricultura dos EEUU. Os sistemas em geral são dotados de uma cabine ou túnel secador, mais um coletor solar destes tipos - (fluido de trabalho é o ar).



b.2 Coletores com Fluido de Trabalho : água (14) (15)

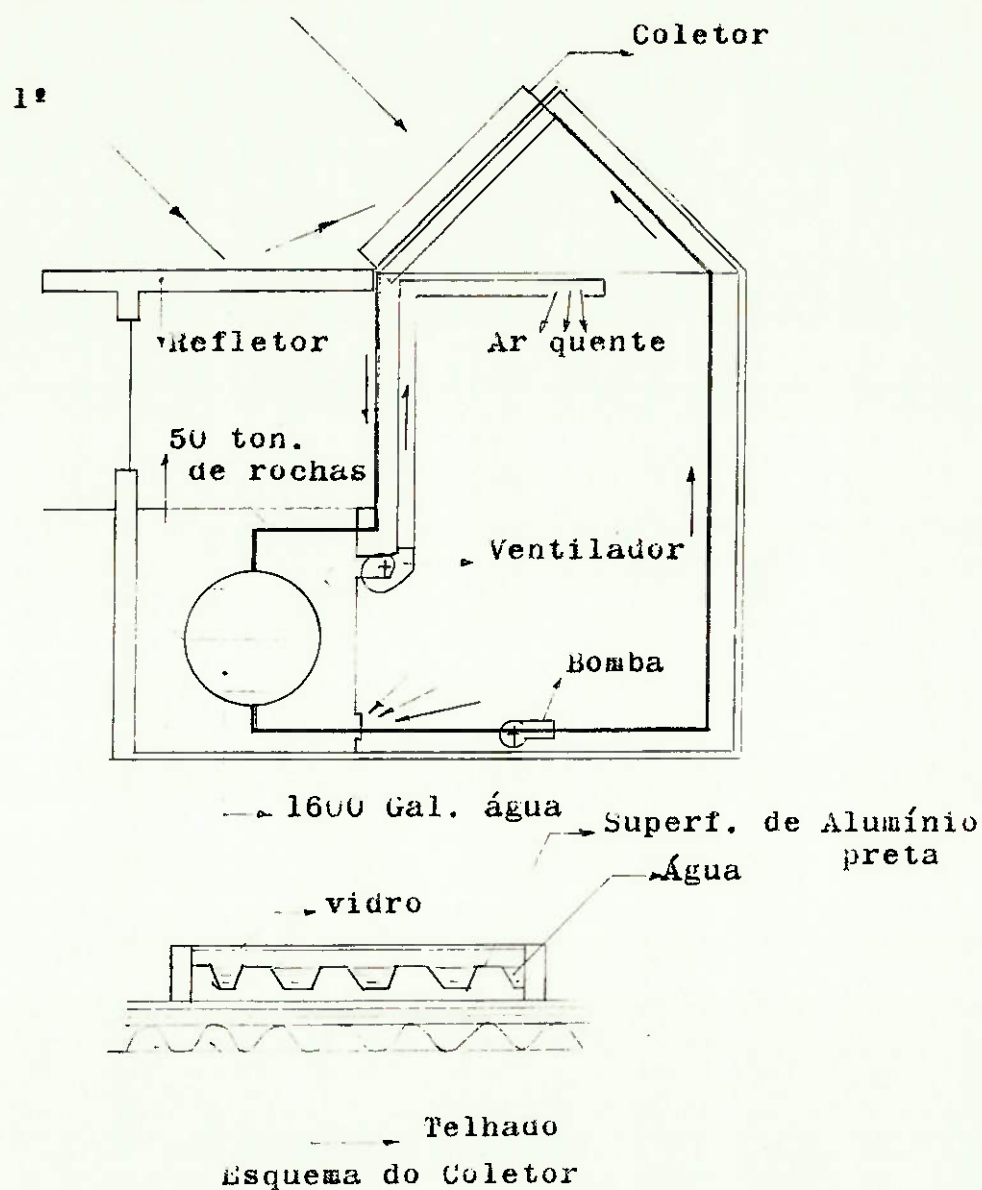
Neste caso a própria água serve como elemento armazenador de calor em tanques, ou ainda pode-se usar rochas ou os dois conjuntamente.

Abaixo temos dois exemplos:

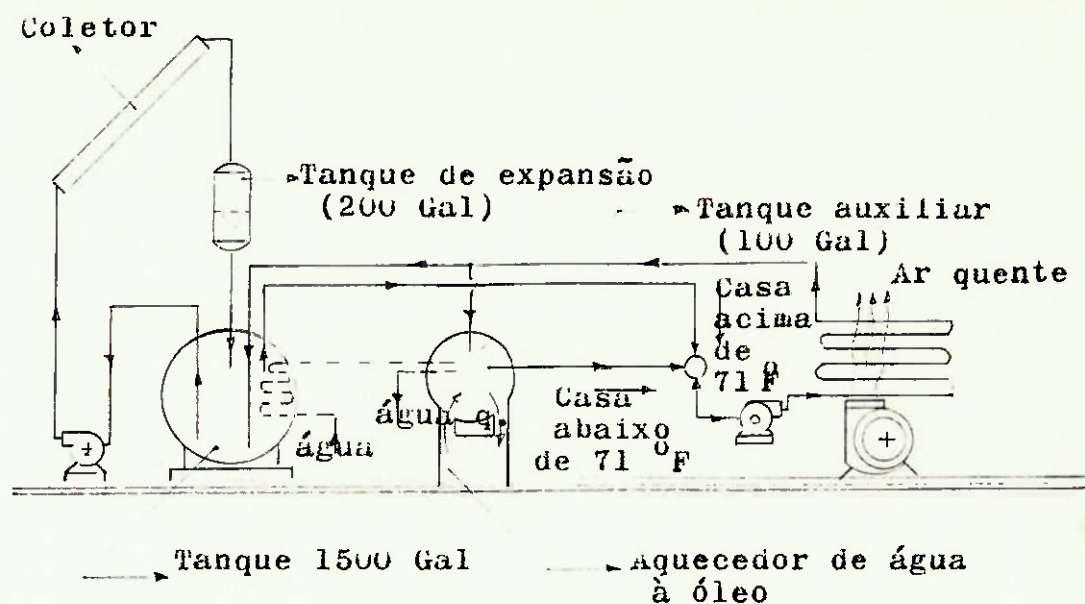
1º. "Thomason Solaris"

2º. "MIT House IV", Engebretson (1.964).

O 2º exemplo têm um sistema auxiliar de energia (Queimador de óleo) , e também serve para obtenção de água quente, além do aquecimento do ambiente.



2*



9 - REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO FRIO

A utilização de energia solar em circuitos de refrigeração convencionais (Compressão de Vapor) só é possível se antes a mesma for convertida em elétrica ou mecânica, para acionamento do compressor. Isto apresenta muitos inconvenientes e em geral o custo do equipamento acaba não compensando.

A maior parte das aplicações concentram-se nos sistemas de absorção (14), (15). Estes são principalmente constituídos por um gerador, absorvedor, condensador, evaporador e bomba. No caso do uso da energia solar são mais frequentes os sistemas com $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ como absorvente e refrigerante, porém também existem sistemas com $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, além de outros.

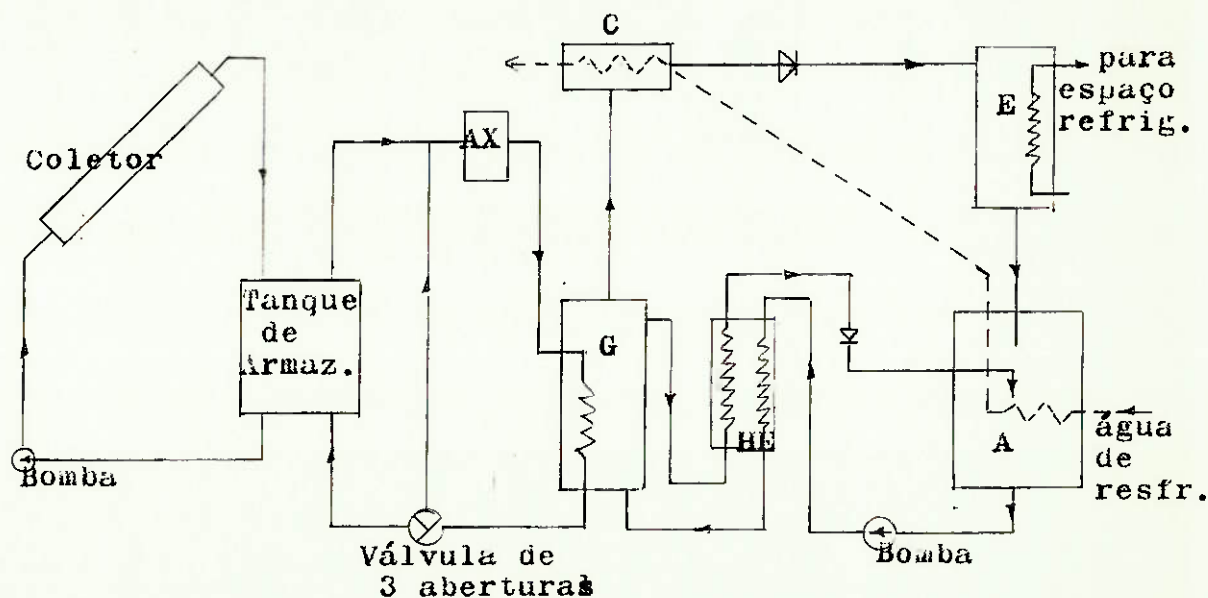
O grande problema desses sistemas são as altas temperaturas necessárias no gerador, o que dificulta a utilização de coletores planos, for-

quando o uso de coletores com concentradores ou ainda o uso de sistemas auxiliares de aquecimento.

Além do processo convencional de sistema de absorção, também pode-se utilizar a energia solar nos sistemas de absorção intermitente. Nestes não há uso de bomba, e consiste num ciclo de regeneração e refrigeração alternados, sendo que dois vasos conectados funcionam respectivamente como gerador//condensador no ciclo de regeneração e como absorvedor//evaporador no ciclo de refrigeração.

O processo convencional de absorção denomina-se absorção contínua. Estes sistemas também podem funcionar no inverno para aquecimento, bastando para isto fazer o meio que se quer aquecer passar no condensador e não no evaporador. Isto porém pode trazer inconvenientes, pois quando temos um coletor "ótimo" para o resfriamento, nem sempre o mesmo será adequado para a outra finalidade, ou seja, aquecimento no inverno.

Quando é mais importante a operação de aquecimento no inverno, deve-se optar pelos sistemas vistos no item 1., pois os circuitos de refrigeração por absorção serão relativamente bem mais caros economicamente. A próxima figura nos mostra um esquema básico de um sistema de absorção contínua, com utilização de energia solar.



AX - Fonte auxiliar de energia

C - Condensador

G - Gerador

E - Evaporador

A - Absorvedor

HE - Trocador de Calor

Encontramos na bibliografia pesquisada performances de sistemas construídos nos EEUU tanto em absorção contínua como em intermitente. No trabalho definitivo veremos se vale a pena colocar esses resultados. Alguns sistemas com $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ construídos utilizaram coletores planos, onde as temperaturas exigidas no gerador não eram tão altas. Porém nesses sistemas é necessário água de resfriamento para o absorvedor e condensador, o que complica no uso doméstico (ar para resfriamento facilita a instalação). Em alguns casos foi necessário o uso de torres de resfriamento, o que encarece o sistema e pouco compensa o uso dos coletores planos.

Nos sistemas de absorção intermitente utilizando energia solar para fornecer calor ao gerador, a temperatura da câmara frigorífica não é constante. Isto deve-se ao fato da remoção descontínua de calor, pois temos um ciclo de regeneração que em geral é feito durante o dia, e temos um ciclo de refrigeração que geralmente é feito à noite, conforme explicado anteriormente, além de termos as variações da temperatura do ar ambiente que também influem.

Na ref. (18) são descritos métodos de cálculo das condições de temperatura não constantes, para a câmara de um refrigerador solar desse tipo. As variações de temperatura da câmara ao longo do dia calculadas por esses métodos estão comparadas a temperaturas obtidas experimentalmente. É importante este estudo, principalmente para certas aplicações industriais onde não são permitidas variações significativas da temperatura da câmara.

Na Ref. (19) encontramos um estudo com resultados experimentais para um sistema de refrigeração solar por absorção contínua. Ficou evidenciado que a pressão de operação da amônia deve ser adequada para se ter uma eficiência razoável em termos de capacidade de refrigeração. Em climas quentes, principalmente, torna-se mais importante ainda o estudo da influência da pressão de amônia na eficiência, conforme gráfico (1) abaixo. Ainda nesta referência encontramos resultados experimentais acerca de se operar com a unidade de refrigeração à noite ou de dia mostrando as variações de temperatura da câmara de refrigeração ao longo do dia. (qualitativamente conforme gráfico 2) para esses dois tipos de operação.

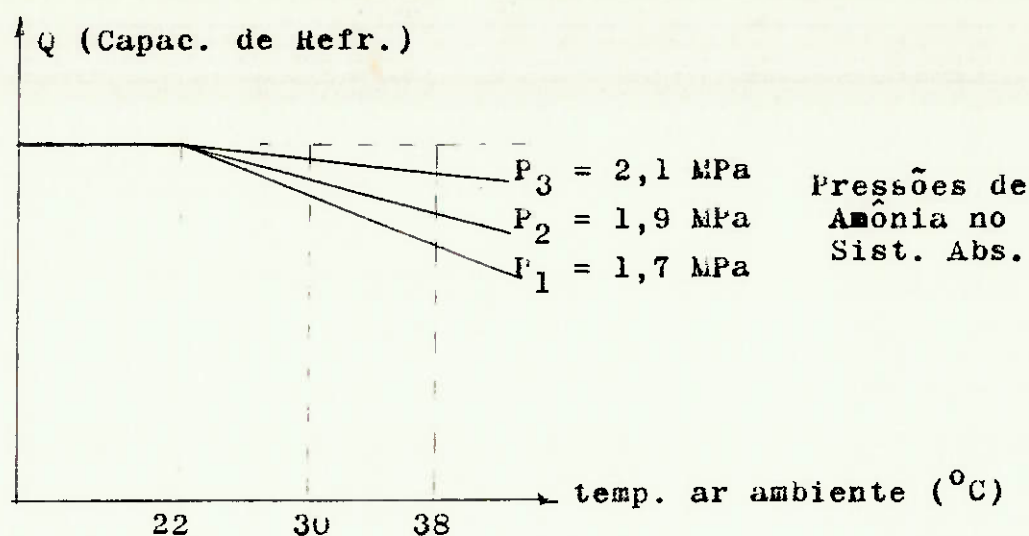


Gráfico 1.

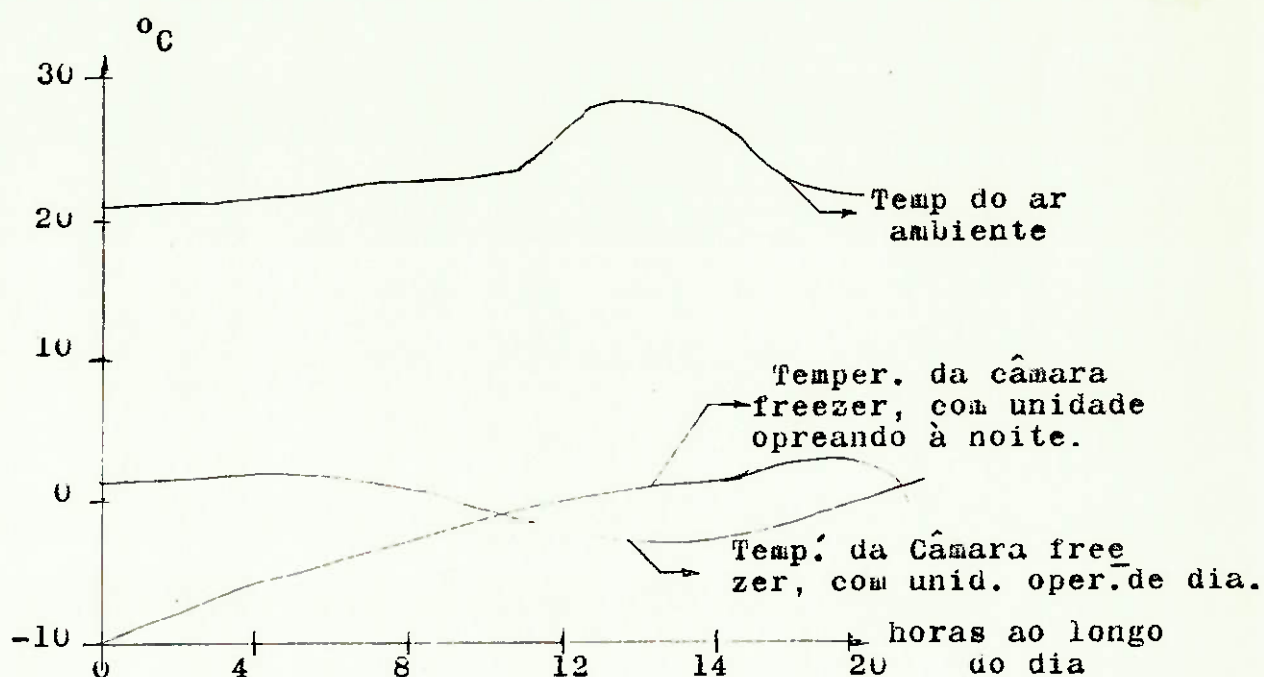


Gráfico 2.

Na Ref. (20) encontramos um estudo de como escolher o melhor par absorvente refrigerante para sistemas de refrigeração solar por absorção, segundo as características exigidas dos mesmos. A eficiência de um refrigerador solar desse tipo pode ser em muito melhorada se for escolhido um par adequado de trabalho. Os parâmetros termodinâmicos e termodinâmicos de refrigerantes e absorvente usados em refrigeradores

comerciais podem ser facilmente encontrados na literatura; contudo, a maioria deles não são adequados para refrigeração solar utilizando coletores solares de pratos planos. Ainda também são consideradas maneiras de como proceder o resfriamento do absorvedor e condensador nesta referência. Refrigerantes usados em refrigeração solar tipo absorção devem satisfazer as seguintes condições:

- . baixo ponto de ebulição;
- . alto calor latente de vaporização (isto ditará a eficiência de refrigeração do sistema);
- . mínimos efeitos de tóxico.

Já os absorventes devem satisfazer as seguintes condições:

- . baixo calor de absorção
- . alto ponto de ebulição, o que garante uma alta diferença entre os pontos de ebulição do absorvente e refrigerante, dispensando dispositivos de rectificação.
- . baixa capacidade térmica, o que reduz a inércia do sistema e é particularmente importante para os refrigeradores solares de operação periódica.
- . estabilidade contra a decomposição térmica na máxima temperatura do coletor solar.

A solução absorvente mais refrigerante deve ter ainda a máxima condutividade térmica possível, para que as áreas dos trocadores de calor do sistema sejam mínimos.

Na referência citada, temos uma tabela com todas as características necessárias de vários pares de trabalho, como $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{SO}_4 - \text{H}_2\text{O}$, Freon 22 - DME - TEG, etc.

O par Freon 22 e DME - TEG apresenta o melhor calor específico conhecido, ou seja, o menor, o que é desejável conforme explicado acima.

Contudo, Freon - 22 tem o mais baixo calor latente de vaporização, o que implica que uma grande quantidade de solução deve ser usada. Logo esse par, por exemplo, seria adequado para um refrigerador solar de utilização periódica, onde fosse mais importante ter uma pequena inércia de resposta do sistema do que uma eficiência alta do mesmo.

Quando água é usada como o refrigerante, a pressão do sistema deve ser menor que a atmosférica. Isto por sua vez trará dificuldades na operação do refrigerador solar. Além disso, água não pode ser usada em temperaturas negativas.

Mesmo em refrigeradores solares de operação contínua, ainda assim, é importante o par de trabalho apresentar baixa capacidade térmica tanto quanto possível, devido a variação da intensidade de radiação solar durante o dia.

O refrigerante deve ter moderada pressão de evaporação, desde que a temperatura de geração em refrigeradores solares incorporando coletores de pratos planos é usualmente baixa. (para sistemas com coletores concentradores, tal requisito não é importante, pois pode-se alcançar maiores temperaturas nesses coletores). Seria portanto melhor o uso do par metilamina + água conforme tabela da referência. Mas esta combinação tem uma relativa baixa diferença entre os pontos de ebulição do refrigerante e absorvente, o que faz necessário o uso de equipamentos de retificação.

Quando água + amônia ou nitrato de lítio + amônia são usados, é melhor não usar ar para resfriamento do condensador e absorvedor, por problemas de toxicidade do ambiente. Quando ar deve ser usado para resfriamento dos mesmos, deve ser usado as soluções de DME - TEG + FREON-22 ou água + metilamina.

10 - DESUMIDIFICAÇÃO

Para conforto humano não basta controlarmos apenas a temperatura do ar, temos também que controlar a umidade se quisermos obter uma melhor condição de conforto.

A energia solar pode também aqui ser utilizada (14), (15).

Conforme o esquema abaixo, a humidade do ar da sala é removida por um absorvente sólido ou desecante como o gelo de sílica ou é removida por um líquido absorvente, como o etileno glicol ou cloreto de lítio. O calor de absorção é rejeitado e o ar novo resfriado por um evaporador. No regenerador ocorre o inverso, desprendendo o absorvente a umidade para o ar externo, sendo que para isso é necessário calor,

que pode ser fornecido por um coletor solar.

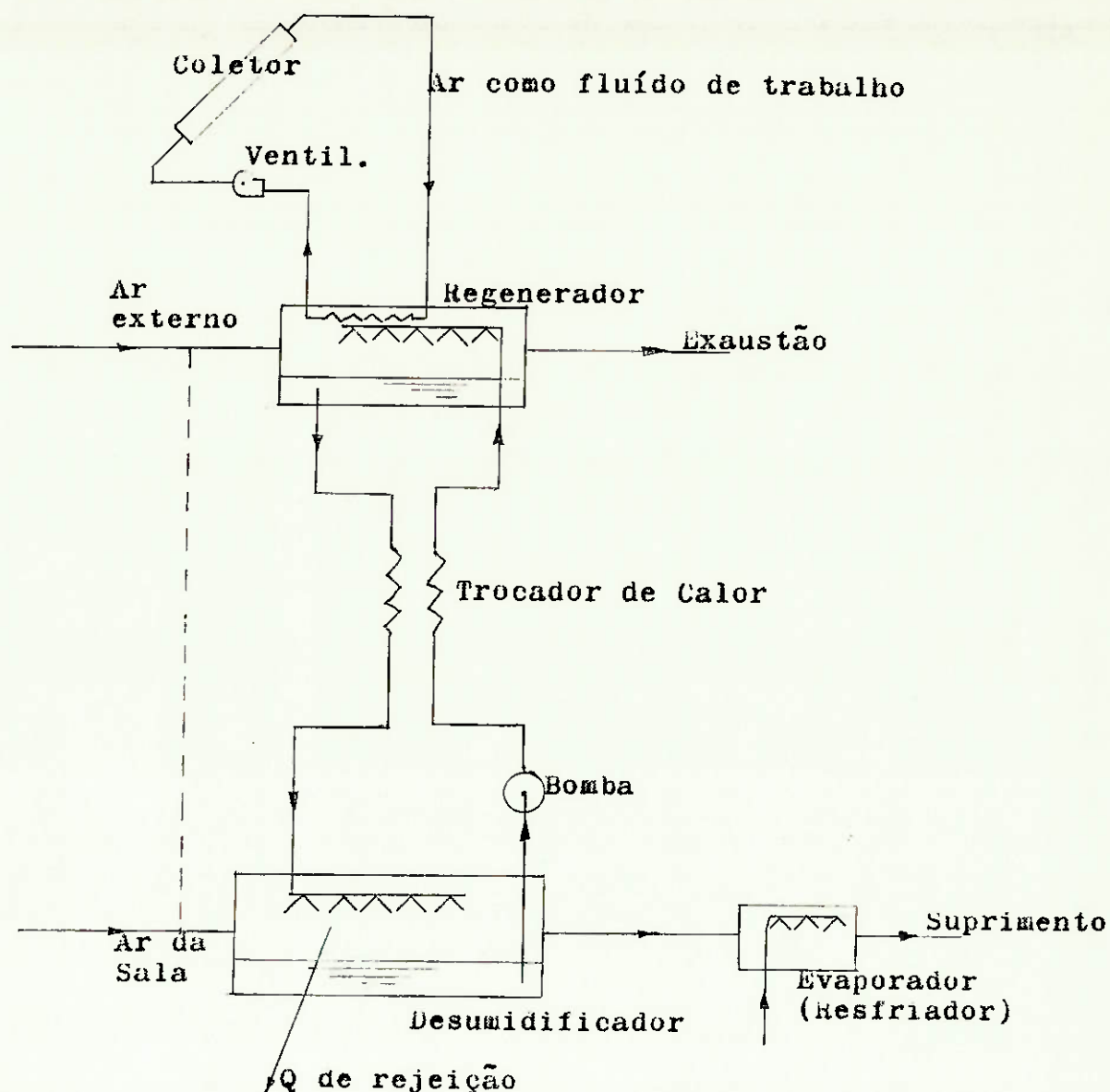


Fig. 10.1 - Esquema com etileno glicol como absorvente

Encontramos na bibliografia alguns resultados de performances desses sistemas, construídos principalmente nos EEUU.

11 - AQUECIMENTO DE ÁGUA PARA UTILIZAÇÃO

Aquecedores de água

Os elementos básicos dos aquecedores de água solar são o coletor de pratos planos e o tanque de armazenagem. Estes são conectados para suprir a carga, energia auxiliar é usualmente providenciada, e meios pa ra circulação de água e controle do sistema podem ser incluídos (14), (15).

Um exemplo de uma circulação natural (sistema) é mostrada na Fig. 11.1 Neste sistema o tanque é localizado acima do coletor, e a água circulará por convecção natural devido à maior densidade da água fria no fundo do tanque.

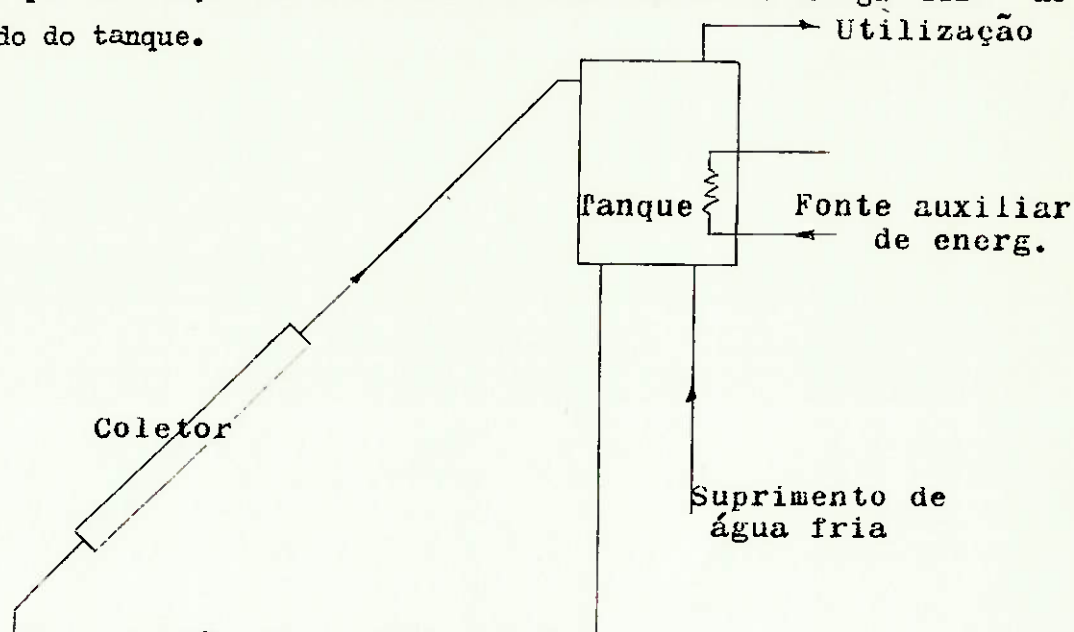


Fig. 11.1 Sistema com circulação natural de água, com fonte auxiliar dentro do tanque

Na Fig. 11.2 temos um exemplo de sistema com circulação forçada. Aqui não há o requisito de que o tanque esteja acima do coletor. Uma bomba é necessária, a qual é usualmente controlada por um controlador diferencial. Quando a temperatura no topo do coletor é alguns graus mais alta do que a temperatura da água no fundo do tanque, a bomba é acionada. Uma válvula freio é necessária para prevenir a reversão da circulação e resultantes perdas térmicas noturnas do coletor.

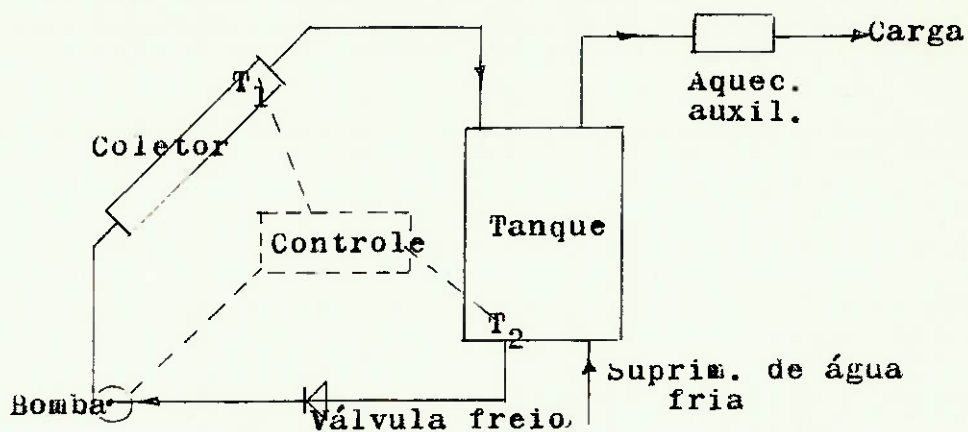
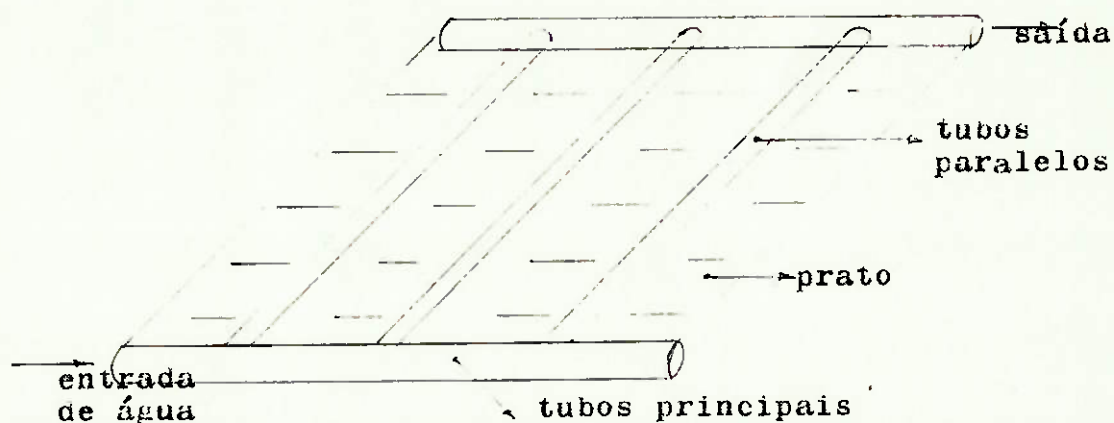


Fig. 11.2 Sistema com circulação forçada da água,
com fonte auxiliar na linha da carga

Os coletores de pratos planos são os mais comumente usados, e um esquema é mostrado abaixo:



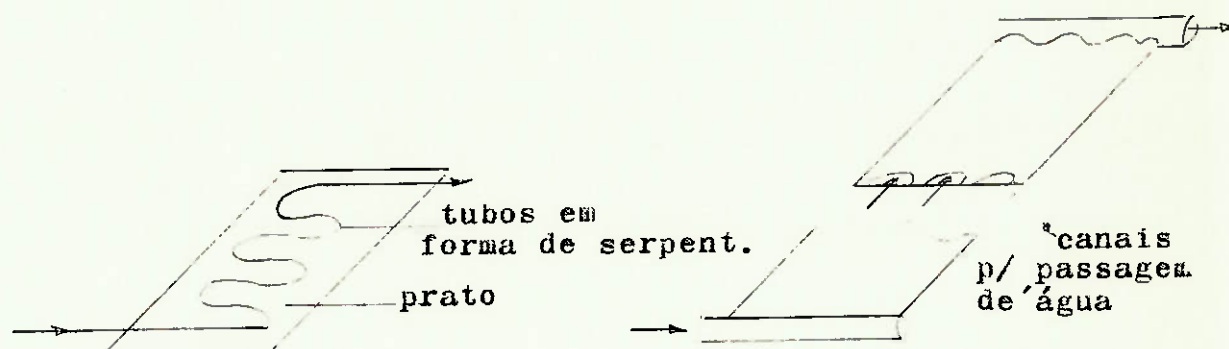
Os absorvedores tipicamente usados possuem tubos de diâmetro entre 1,2 cm à 1,5cm, 12 a 15cm de separação, soldados dentro dos tubos principais de aproximadamente 2,5cm de diâmetro.

O mais comum material para o prato absorvedor na Austrália é o cobre, em Israel é ferro galvanizado. (Obs.: Austrália, Israel e Japão são os países que mais investem neste campo).

O absorvedor (prato) é montado em uma caixa de metal ou arbesto de cimento, com 5 a 10cm de isolação atrás do prato e uma ou duas coberturas de vidros sobre os pratos.

As dimensões típicas situam-se entre 1,2 x 0,6m ou 1,2 x 1,2m.

Outras geometrias também têm sido usadas, com o aspecto abaixo:



Os tanques de armazenamento e tubulações do coletor até o tanque, devem ser bem isoladas, e é comum a prática do uso de 20cm de lâmina mineral isolante nos lados, cima e fundo do tanque,

Na Ref. (21) encontramos resultados experimentais de testes de um sistema de aquecimento solar de água construído em Moscou (URSS). O sistema é constituído de 252 coletores com uma área total de superfície coletora de 176m². (coletores planos de vidro único). Além disso temos um grande tanque de armazenagem de água quente.

Alguns resultados são apresentados abaixo, onde:

E = densidade do fluxo de radiação solar total sobre a superfície coletora;

t_a = temperatura do ar externo;

T_{ew} = temperatura da água na entrada e saída do sistema de coletores;

T_1, T_2, T_3 = temperatura da água no tanque de armazenagem à distâncias de 0,08, 0,83 e 1,63 metros do fundo;

T_L = temperatura da água para utilização;

G_K = vazão de água no sistema de coletores;

G_L = vazão de água da utilização;

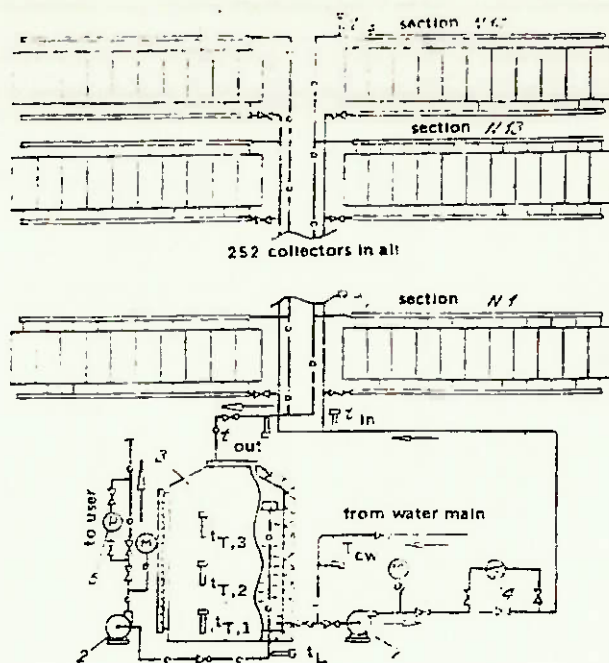


Fig. 11.3 Esquema da instalação

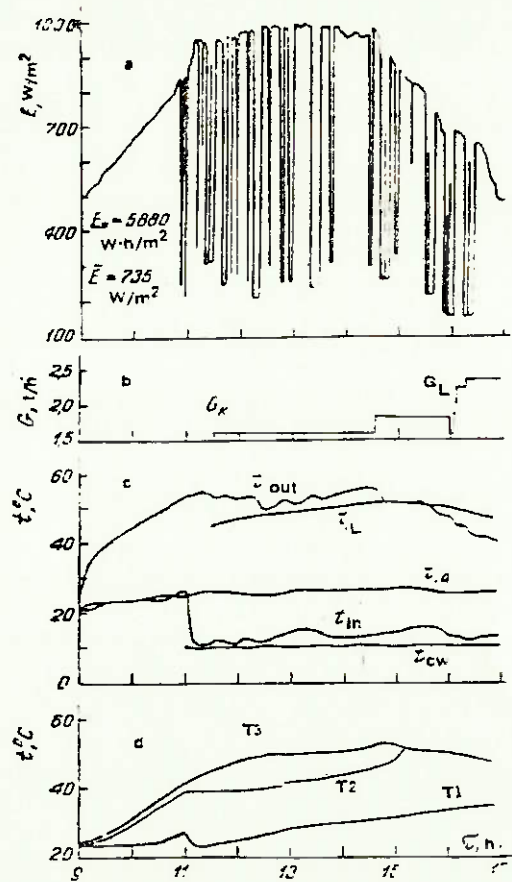


Fig. 11.4 Resultados dos testes

12 - PRODUÇÃO DE HIDROGÊNIO

O hidrogênio têm diversas aplicações, como por exemplo combustível. Existem 4 maneiras industriais básicas de se conseguir hidrogênio :

- a) Processo térmico direto;
- b) Termo-químico;
- c) Eletrolítico;
- d) Fotolítico;

Os dois últimos exigem a conversão de energia solar em elétrica primeiramente. Portanto comentaremos apenas os 2 primeiros por estarem mais ligados à engenharia mecânica.

Direto Térmico: Se água (vapor) é aquecida acima de 3000K, hidrogênio e oxigênio iniciarão dissociação. Esta reação de decomposição pode ser expressa por: $H_2O + (\text{calor}) \rightarrow n_1 H_2O + n_2 H_2 + n_3 O_2$

A energia para dissociação pode ser obtida da radiação solar (14). Para este propósito, um sistema óptico que coleta radiação solar e concentra-a dentro de uma pequena área poderia ser utilizada.

O grande problema aqui são as elevadas temperaturas necessárias (3000K), o que é difícil de se conseguir até para sistemas ópticos concentradores. A realização comercial desse sistema (métodos), necessita de extensa investigação devido a essas elevadas temperaturas, e a construção necessita de um cuidadoso projeto de engenharia.

Vantagens desse processo:

- Alta eficiência térmica;
- Pequeno impacto no ambiente;
- Não usa produtos químicos intermediários;

Térmo-químico: Neste método são adicionados produtos químicos, como CH_4 , Cl_2 , etc, e reações químicas intermediárias serão processadas, as quais necessitam de que calor seja adicionado. Porém as máximas temperaturas requeridas aqui são em torno de 1600K. Portanto o uso de coletores concentradores torna-se mais viável.

Como inconveniente deste processo, citamos que a recuperação dos pro-

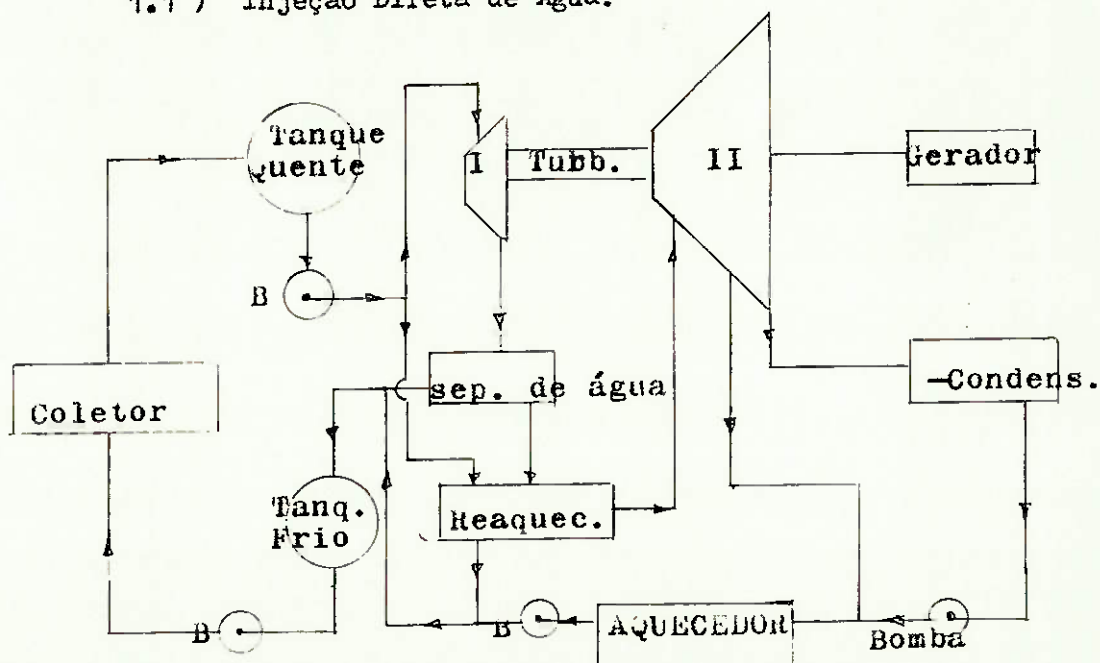
duto químicos devem ser bem alta (99,9%), caso contrário o custo dos mesmos será maior que o valor do hidrogênio produzido, além dos problemas de poluição causados.

13 - APLICAÇÃO DA ENERGIA SOLAR EM CICLOS TERMODINÂMICOS

A energia solar pode ser adaptada no uso de ciclos termodinâmicos, Rankine principalmente (22), porém em geral estão presentes uma série de problemas, conforme veremos adiante nos diversos casos.

1) Usando apenas um único fluido para o ciclo:

1.1) Injeção Direta de Água:

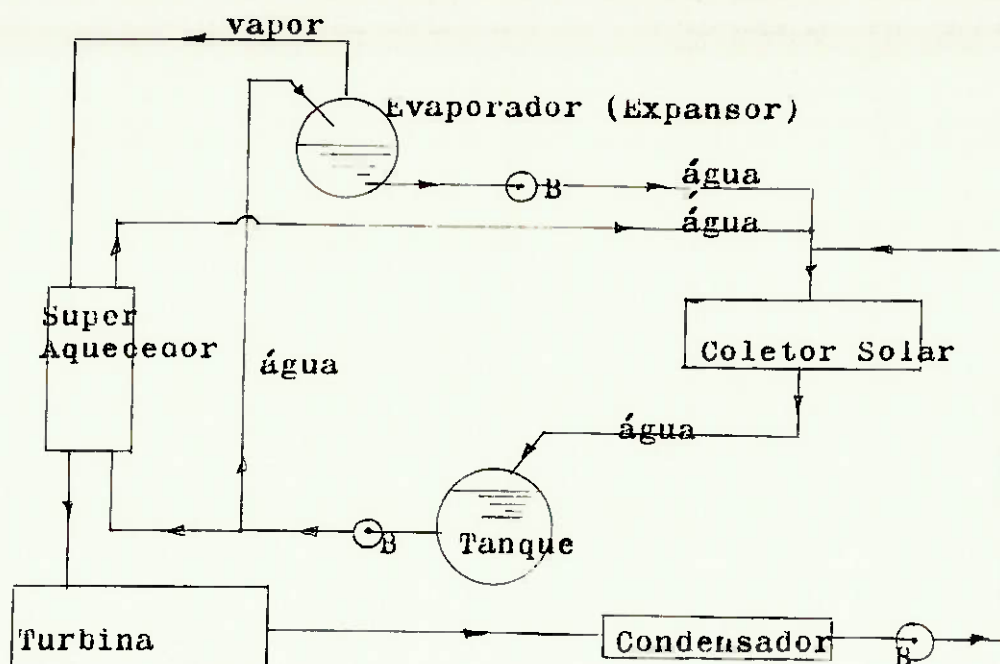


No ciclo de Rankine anterior, não ocorre mudança de fase no coletor. A água quente armazenada no tanque quente é bombeada diretamente para o primeiro estágio da turbina. Uma parte desta água transforma-se em vapor que acionará a turbina pela expansão, mas a maior parte do fluido sairá da turbina (1º estágio) como água. O separador de água, então, separa o vapor da água, enviando esta de volta ao tanque frio enquanto que o vapor é enviado ao reaquecedor e posteriormente ao segundo estágio de baixa pressão da turbina.

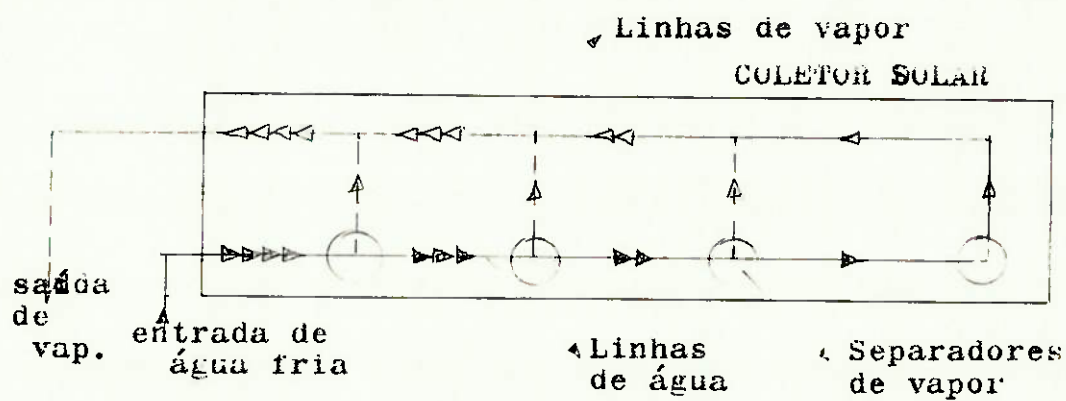
1.2) Com Expansão no Evaporador mais Reaquecimento:

Neste caso a água sofre uma expansão no evaporador (expansor), onde caem a temperatura e pressão, sendo que parte se transforma em vapor. Este é enviado ao superaquecedor, onde o vapor de saturado passa a super-aquecido antes de entrar na turbina. Este sistema na prática, tem a vantagem em relação ao anterior de se poder utilizar uma turbina mais convencional, de um estágio apenas, e com injeção direta de vapor superaquecido e não água com no caso anterior, o que evita também o uso do separador de água do vapor. Porém como desvantagem é necessário a presença do evaporador para promover a expansão e, além disso na prática com este tipo de sistema são obtidas menores diferenças de temperatura (ΔT) entre a entrada e saída do coletor, que são função do ciclo, e com isto a eficiência global é menor. Na referência citada há exemplos experimentais dos dois tipos acima, inclusive com resultados de eficiência. Em geral são necessários coletores solares do tipo concentrador, pois estão envolvidas temperaturas da ordem de $100 - 200^{\circ}\text{C}$.

Como vimos acima, em ambos os dois tipos não há mudança de fase no coletor. Na próxima seção veremos este caso.



1.3) Com Mudança de Fase no Coletor:

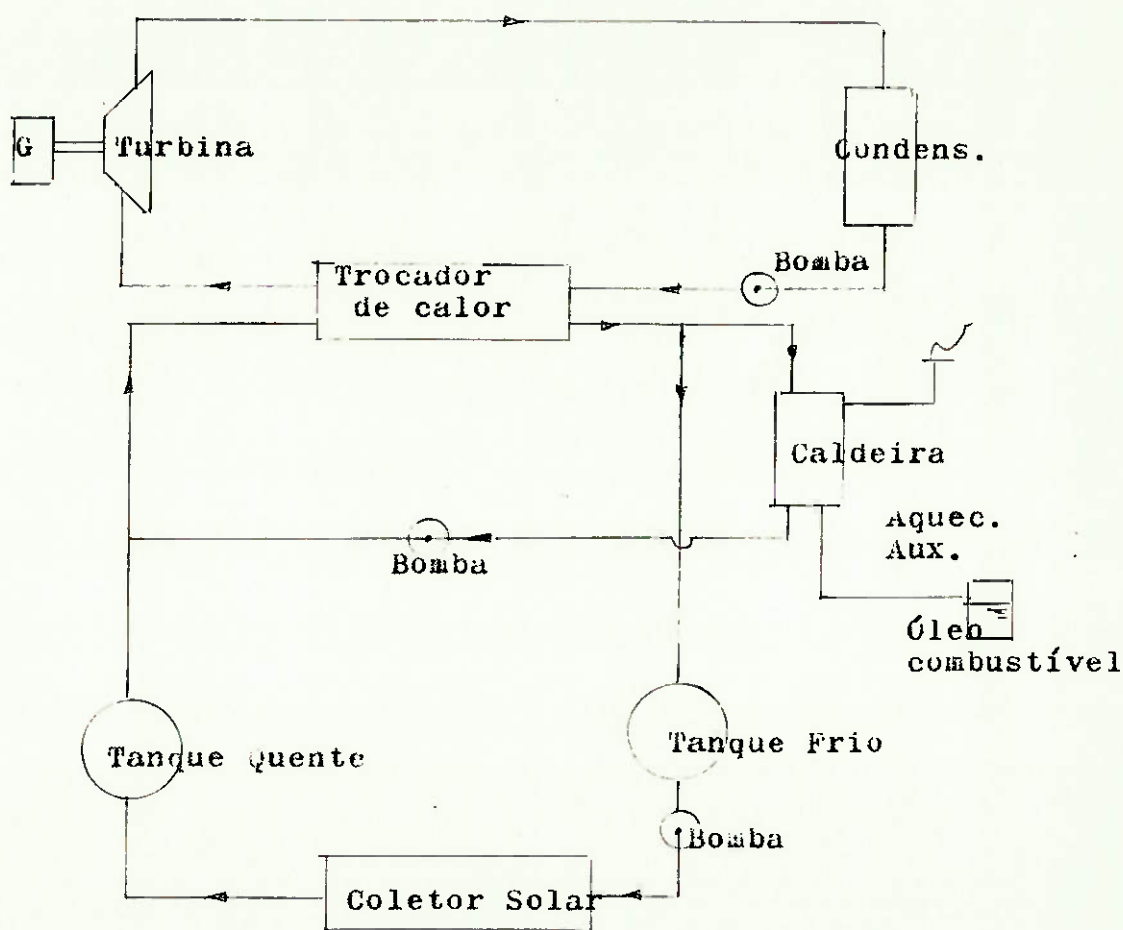


Um coletor solar operando com mudança de fase apresenta uma série de inconvenientes, com os choques que surgem no fluxo do fluido. Em princípio, a mudança de fase é desejável porque o fluido entra como um lí

quido e sai como um vapor pronto para ser enviado para a turbina, sem as perdas de temperatura e eficiência que seriam encontradas em um evaporador como o do sistema anterior. (expansor para formação de vapor). Ainda que o vapor possa ser usado diretamente em uma turbina, há o problema de como ele pode ser armazenado para uso posterior, desde que o vapor ocupa grandes volumes em comparação aos líquidos.

Na figura temos um esquema de um modelo fabricado nos EUA. Para melhorar a eficiência, o vapor vai sendo separado ao longo do coletor, com diminuição, portanto, do fluxo ao longo do comprimento. É usual ainda fazer-se o superaquecimento do vapor dentro do coletor também. Na prática, a variação da insolação durante o dia, afeta ainda mais a eficiência desses coletores que em geral já é baixa.

2) Usando um Ciclo Rankine com Duplo-Fluido:



Para não se usar coletores com mudança de fase ou evaporadores (expansores) como nos dois últimos sistemas mencionados anteriormente, recorre-se aos outros ciclos conforme esquema. Aqui há a vantagem de o coletor operar sem mudança de fase e além disso o trocador de calor entre os dois fluidos é de uma fabricação e operação mais fáceis que do evaporador (expansor) usado no penúltimo sistema anterior. Neste caso água quente, aquecida no coletor, é usada para vaporizar isobutano pressurizado no trocador de calor. O fluido de trabalho, isobutano no caso, deve ter um ponto de ebulição mais baixo do que o fluido (água) que passa no coletor, porque a transferência de calor depende da existência de uma significativa diferença de temperatura entre os dois. A diferença deve ser grande para que cada grama de água quente possa ser usada eficientemente. O fluido de trabalho deve ser significativamente super-aquecido no trocador de calor e existem fluidos que não apresentam um bom rendimento no aproveitamento da energia acumulada no super-aquecimento do vapor. Mas no caso de aplicação solar, super-aquecimento do vapor de trabalho é sempre a mais eficiente maneira de aproveitamento da energia armazenada na água quente. Quando estão incluídas altas temperaturas, entre 1500°C e 1800°C para o vapor entrando na turbina há um ciclo termodinâmico com maior eficiência que pode ser utilizado: ciclo de Brayton. Estas altas temperaturas podem ser obtidas em coletores altamente concentradores, mas os problemas de materiais envolvidos são muito sérios, e a eficiência em geral acaba sendo limitada.

14 - CULTIVADOR DE BICHO - DA - SEDA

Na Ref. (23) encontramos um projeto construído de um cultivador de bicho-da-seda usado no verão para cultivo das larvas e no inverno para morte e secagem dos casulos, Fig. 14.1 .

A estrutura está orientada para o sul (construção no hemisfério nor -

te), e consiste de aquecedor de ar (1), cultivador de larvas (2) e ar mazenagem de calor (3). A inclinação da superfície transparente do aquecedor de ar para a horizontal é 20° e 39° . O calor armazenado está localizado sob o cultivador e consiste de três planos de tubos (4) de 0,15m de diâmetro.

O espaço entre os tubos está preenchido com a substância armazenadora, que no caso é areia. (também pode ser usado terra se necessário). A distância horizontal entre os tubos é 0,4m. Durante o dia o ar aquecido é forçado para dentro do aquecedor de ar através dos tubos por meio do ventilador (6). Devido à transferência de calor, o calor é transferido para a substância armazenadora ao redor dos tubos. (areia); assim energia solar é acumulada nos tubos durante o dia. À noite energia armazenada é usada para manter a temperatura do ar no cultivador. O cultivador solar tem um sistema de ventilação consistindo de janelas opostas (5) e tubo de descarga (7). O tubo de descarga é usado para fraca ventilação. A construção também inclui um sistema de ventilação forçada usando ventiladores de baixa potência (12). Três ou quatro prateleiras (11) são providas para cultura dos bichos-da-seda. Uma chapa de ferro (13) no assoalho do cultivador também separa o calor armazenado da parte superior. A chapa está situada tal que sua parte mais baixa está exposta ao ar quente vindo do aquecedor. Dois métodos de aquecimento solar para o cultivador são propostos: o primeiro está baseado na transferência de calor através de chapas de ferro e o segundo na convecção interna do ar aquecido através do sistema aquecedor-cultivador-armazenador de calor, Fig. 14.1-linha interrompida.

A temperatura do ar interno é regulada pela ventilação e pela redução da quantidade de calor transferida do assoalho. A fig. 14.2 mostra que a temperatura (variações) do ar interno depende da idade dos bichos-da-seda. Os experimentos no cultivo de bichos-da-seda começam em abril de 1979 até abril de 1980. Como resultado, 27 - 30kg de casulos foram obtidos de uma área de $23m^2$.

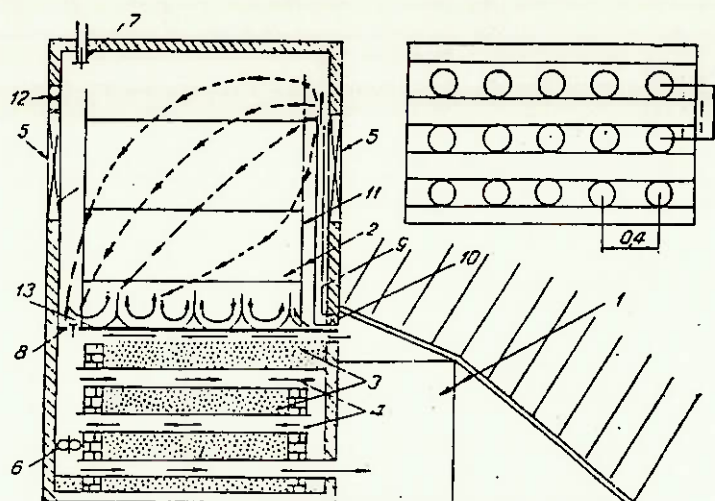


Fig. 14.1 Diagrama seccional do cultivador solar de bicho-da-seda

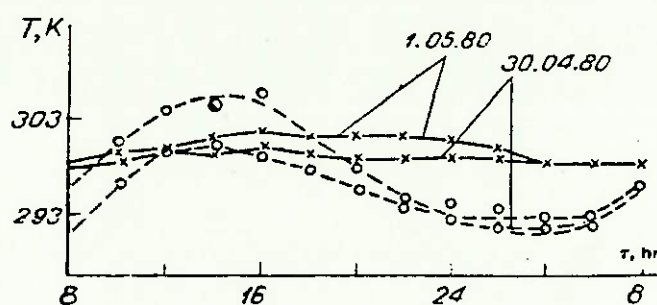


Fig. 14.2 Variações diárias na temperatura do ar interno durante alimentação das larvas (abril - maio 1980). A linha contínua representa a temp. interna do ar no cultivador, e a linha interrompida a temp. do ar ambiente.

Os autores criaram um equipamento utilizando concentrador de raios solares, para tratamento de crianças com indisposições crônicas não-específicas do sistema brônquio-pulmonar (24).

O concentrador tem uma forma paraboloidal, com um comprimento focal de 4m, manufaturado de vidro com um espelho de alumínio. As características ópticas e de energia do espelho são as seguintes: diâmetro do concentrador: 0,75m, área de reflexão do espelho: $0,44\text{m}^2$, luminosidade no foco é 9350cal/min para uma radiação de $1,12\text{cal/cm}^2\cdot\text{min}$.

A dose recebida é regulada pelo tempo e frequência de exposição. O painel de controle possibilita alinhar o concentrador com o sol e executar movimento oscilatório automático com a frequência e amplitude a apropriada para o paciente.

O compartimento de tratamento tem $1,12 \times 1,5 \times 2,20\text{m}$ e pode ser aquecido no inverno.

A operação principal da instalação é a seguinte: energia elétrica é suprida para o motor do painel de controle e o concentrador executa movimento oscilatório com amplitude igual à requisitada e com frequência de 120 pulsos/min. Portanto o paciente recebe a radiação em forma de pulsos.

As máximas doses de radiação que podem ser recebidas varia de acordo com as idades das crianças:

<u>idade</u>	<u>máx. dose</u> ($\text{cal/cm}^2\cdot\text{min}$)
1-2anos	0,99
2-3	1,64
3-5	1,99
5-6	2,06
7-10	3,63

Em 1978 essa instalação foi empregada para o tratamento de crianças do "Remizoura" (sanatório de crianças = URSS). Helioterapia foi empregada juntamente com inalação de substâncias médicas aerosol e terapia física com ginástica respiratória. Como resultado, 92,3% das crianças deixaram o sanatório em um estado de sensível melhora.

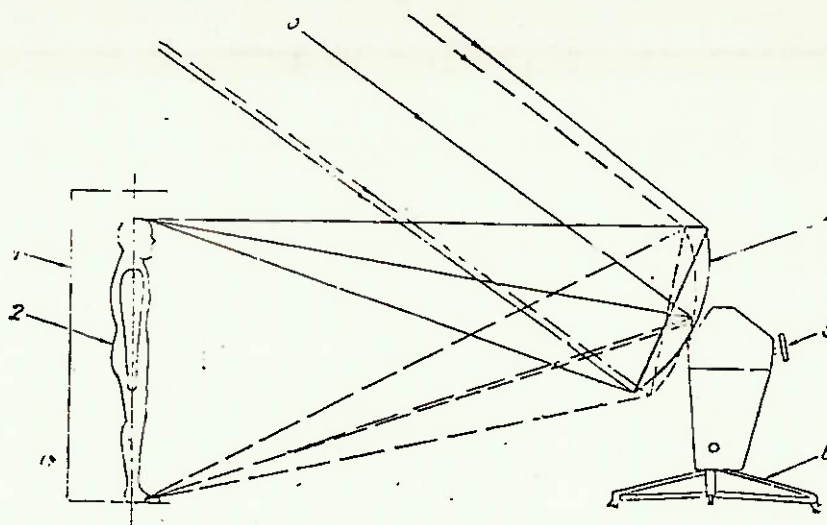


Fig. 15.1 - 1) compartimento de tratamento
 2) paciente
 3) raios solares
 4) concentrador de energia solar
 5) painel de controle do concentrador
 6) chassi móvel

16 - SEPARAÇÃO DE HIDROGÊNIO DE OUTROS GASES

Problemas associados com a separação de hidrogênio contendo mistura de gases em uma célula de difusão são considerados na Ref. (25).

Membranas permeáveis ao hidrogênio que são impermeáveis para outros gases são empregadas em muitas indústrias para produzir hidrogênio extra puro. O problema de extração econômica de hidrogênio de misturas contendo o mesmo tem se tornado especialmente agudo.

De todos os presentes métodos conhecidos de difusão para separação de hidrogênio de misturas contendo hidrogênio, o mais interessante é di-

fusão de gases através de membranas orgânicas não-porosas (polietileno, polistireno, polivinil, etc), vidros porosos (silicato de boro alcáli) e membranas de folha delgada de metal sólido.

Métodos para separação de misturas contendo hidrogênio com a ajuda de membranas orgânicas não porosas e vidros porosos apresentam muitos inconvenientes: altas pressões de 25 atmosferas são requeridas, com e quipamento apropriado, e os gastos de energia são significativos.

Os autores propuseram um laboratório (instalação) que permite por uma membrana a separação de misturas contendo hidrogênio em uma célula de difusão instalada na região focal de um forno solar. Ver figura.

A unidade consiste de uma célula de difusão (2) na qual há uma membrana de palladium de 0,024mm de espessura com 12cm² de superfície, um cilindro com gás com válvula reguladora (3), um sistema automático (4) para alimentar a célula com gás contendo hidrogênio, e o forno solar (1), 1,5m de diâmetro. A temperatura da superfície da célula de difusão é regulada por meio de um mecanismo plano-focal.

A mistura contendo hidrogênio vai do cilindro de gás através da válvula reguladora para a célula de difusão onde o hidrogênio é adsorvido sobre a superfície da membrana de palladium e dissociado com a formação de hidrogênio atômico. Depois o mesmo perde um elétron para o palladium, torna-se um próton que passa através da espessura da treliça de palladium atômico, adquire um elétron, e outra vez forma um átomo neutro de hidrogênio. Sobre o outro lado do filme, os átomos de hidrogênio combinam-se em moléculas que são desorbidas da superfície para o meio gás. Após o gás passar através da membrana, o hidrogênio puro é coletado no tanque (5) e os outros gases que não passam através da membrana são coletados no reservatório (6).

A temperatura da membrana metálica é elevada pelo aquecimento proveniente da radiação. A máxima quantidade de mistura de gás que difunde-se através da membrana de palladium corresponde à temperatura 200°C e pressão de 1,5 atmosfera.

A escolha de valores da ordem de 150-200°C e 1,5atm é aconselhável devido ao seguinte problema: quando aquecida acima de 200°C, à pressão de 2 - 5,2 atm, a treliça de cristal palladium (em uma atmosfera hidrogênica) expande consideravelmente, resultando na formação de microfendas que são permeáveis não somente para o hidrogênio mas também pa

ra outros gases.

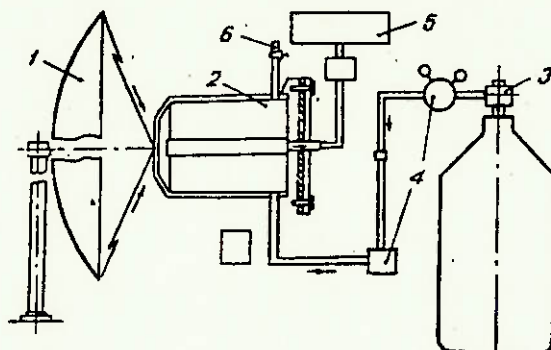


Fig. 16.1 Esquema da instalação

17 - ESTUFA

Foi testado uma combinação de estufa solar/secador com uma área de trabalho de 100m^2 e com subsuperfície de irrigação e um acumulador de calor com uma cobertura de filme semi-cilíndrica (26). A armação (1) da instalação é coberta com duas lâminas de filme com um espaço de ar de 10 cm de espessura para isolar a estrutura; a parede sul é feita de filme de polietileno de 0,06 - 0,08 mm de espessura, com uma transparência de 78 - 85%, a parede norte é feita de filme preto.

Estudos tem mostrado que a regulagem da temperatura promove não somente a criação de condições favoráveis para crescimento de plantas mas também uma diminuição no custo da proteção do solo.

Para manter condições de temperatura e umidade ótimas no solo e criar um micro-clima para crescimento de vegetais e para secagem de produtos agrícolas, a combinada instalação solar emprega um aquecedor elé-

trico de ar (7) como suprimento paralelo de calor da energia solar. O ventilador (6) suga o ar que foi aquecido pela energia solar ($40 - 45^{\circ}\text{C}$) e umidificado ($90 - 100\%$) através das janelas (12) do duto de sucção de ar (8). Depois o ar é forçado, ainda pelo ventilador, a entrar no duto coletor de ar (5) e canais de acumulação (4) (tubos de cerâmica e ferro-fundido de $150 - 200$ mm de diâmetro, enchidos com uma camada de cascalho $5 - 8$ cm de espessura), enterrados à uma profundidade de $40 - 50$ cm no solo e espaçados de $100 - 120$ cm um do outro, que liberam o ar para o solo.

O ar que passa através dos tubos acumuladores (4), é então resfriado e secado (precipitação da umidade) durante a sua passagem através do solo. Portanto calor e umidade são doados para o solo, e então o ar retorna para sob a cobertura da estufa e reinicia-se o ciclo.

A estufa possui ainda um sistema de baterias de água (9), onde a água de entrada é aquecida nas mesmas por meio da radiação solar incidente e ainda por convecção com o ar interno da estufa. A água aquecida é então através da válvula (13) incaminhada para o duto coletor (10), qual desembocam os tubos (11) (linhas pontilhadas da figura), possibilitando uma irrigação intra-solo que tem a finalidade de promover uma maior umidificação do solo (zona das raízes dos vegetais). Os tubos (11) são de plástico com comprimento de $20 - 25$ m e diâmetro de apenas $1,5 - 2$ mm, dotados de saídas de água miniaturas, e estão enterrados no solo à uma profundidade de $40 - 50$ cm, com um declive de $0,003$ e espaçados de $1 - 1,2$ m um do outro.

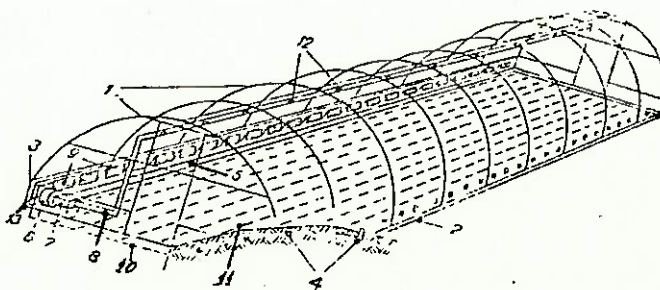


Fig. 17.1 Vista geral da estufa

Na Ref. (27) encontramos o desenvolvimento de estufas semi-escavadas no solo, usadas para plantação de limões em regiões da Ásia central, em grande escala.

São constituídas de superfície transparente (lado sul) e outra não transparente (lado norte).

O lado norte da escavação é construído de tal modo a acumular energia solar durante o dia. Para esta finalidade, canais cilíndricos através dos quais circula ar são construídos dentro da parede norte da escavação. De dia, o ar aquecido circula de cima para baixo; a noite, quando a temperatura do ar dentro da estufa cai, a circulação de ar pode ser forçada por meio de um ventilador.

Portanto, energia solar é acumulada na parede norte e solo da escavação. A diferença entre as temperaturas do ar interno e externo é $\Delta T = 15$ à 20°C em média.

Sobre-aquecimento na primavera é eliminada por um sistema de ventilação, que inclui janelas especiais e canais para introduzir ar frio externo.

Na Fig. 17.3 temos um gráfico mostrando as variações de temperaturas interna e externa, umidade e energia incidente ao longo do tempo, para duas formas de construção: dupla e única cobertura.

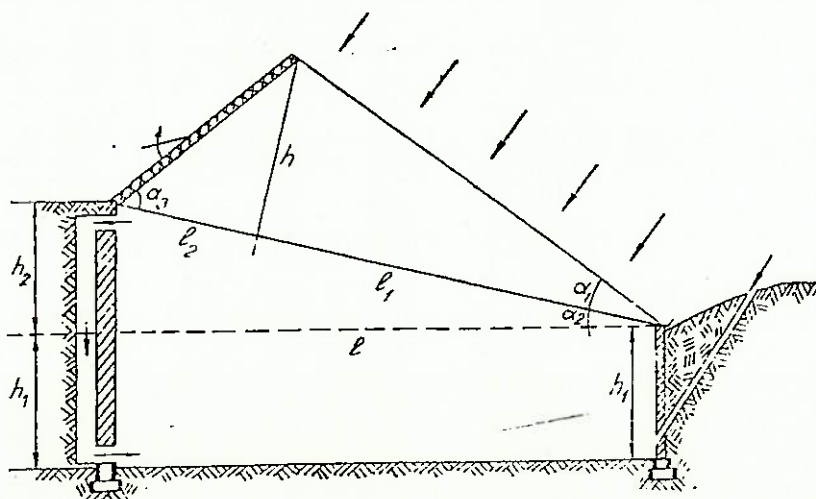


Fig. 17.2 Corte seccional da estufa

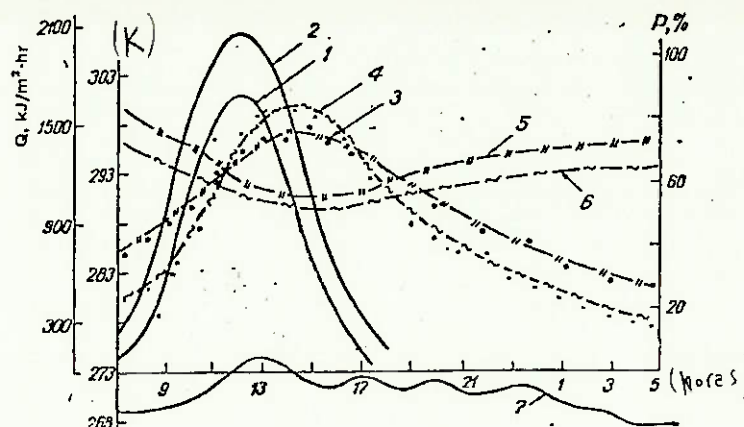


Fig. 17.3 Médias diárias para 22 de dezembro de 1980

Curvas:

- 1 e 2 - Radiação passando através de duas lâminas e uma lâmina de vidro, respectivamente (cobertura dupla e única);
- 3 e 4 - Temperatura do ar interno utilizando duas lâminas e uma respectivamente;
- 5 e 6 - Umidade do ar interno com dupla e única cobertura;
- 7 - Temperatura do ar externo;

18 - BOMBEAMENTO DE ÁGUA

A Ref. (28) cita o desenvolvimento de sistemas para bombear água, usando energia solar, que setão inclusive sendo construídos em zonas rurais da URSS, onde há deficiência de energia elétrica.

Os sistemas baseiam-se na conversão da energia solar em elétrica através de células tubulares preenchidas com gás especial.

A potência atingida por um desses sistemas (2,75 m x 3 m x 2 m, 300 kg de peso) é aproximadamente 250 W. Os sistemas, além do gerador

fotoelétrico possuem também uma bomba eletromagnética acoplada que se utiliza da energia elétrica gerada para recalcar a água.

Como exemplo, existem em operação na URSS, sistemas desse tipo operando em poços com 1 m de profundidade e vazão de 1200 l/hora ou ainda em poços com até 45 m de profundidade e uma vazão de 100 l/hora.

Os problemas de suprir as necessidades nos dias encobertos ou à noite foram resolvidos com a armazenagem de água.

No interior da URSS mostraram-se viáveis, devido, além da falta de energia elétrica, à dificuldade de chegarem combustíveis à certas áreas inacessíveis.

19 - OBTENÇÃO DE FILMES DE MATERIAIS COM FORNOS SOLARES

É mostrada a possibilidade em princípio de se produzir filmes de vários materiais por meio da energia solar. Filmes de alumínio, silício e monóxido de silício foram obtidos sobre cristais únicos de silício. Para esta finalidade a energia solar é usada em forma concentrada, do fluxo de raios solares, através de um forno solar (29). O equipamento foi construído na URSS e denominado de SGU-5, cuja descrição do princípio de funcionamento é dada abaixo.

O fluxo radiante, proporcional em magnitude à radiação solar, é concentrado na zona focal do espelho parabólico Fig. 19.1.

A densidade do fluxo é regulada suavemente sobre uma larga área por meio de venezianas planas paralelas do cilindro de proteção e também através do movimento do objeto sendo aquecido ao longo do eixo focal do parabolóide. Com o auxílio de um "feedback" (realimentação) baseado na temperatura do objeto aquecido, é mantida automaticamente constante a temperatura do mesmo. A instalação é provida com uma câmara de processo na qual uma pressão de 10^{-4} mmHg é obtida.

Quando o metal líquido fundido é formado, os vapores condensam-se

sobre o quartzo iluminador através do qual o fluxo radiante concentra do é introduzido. Isto causa substancial mudanças na intensidade do fluxo, dificultando a realização do processo. Foi então introduzido um diafragma resfriado por água com um cadinho (vaso tronco-cônico) em sua abertura, para evitar a condensação extendida ao quartzo iluminador. A cavidade do cadinho é apontada para o sol, tal que o fundo não flui para fora. O depósito de substratos (7) pode ser posicionado à distâncias entre 25 e 105 mm da cavidade do cadinho.

A fig. 19.2 mostra a aparência externa da câmara de processo. A temperatura do material evaporado é medida por meio de um PP-1 termopar. No estudo, foi usado um substrato de cristal-único tipo KE silício, usado para fabricar circuitos integrados de semicondutores industriais, sobre o qual foram depositadas camadas de monóxido de silício, silício e alumínio. Os substratos não são aquecidos. Previamente à operação de deposição, as superfícies do cristal-único de silício, com classe $\nabla 14$ de superfície acabada, são cuidadosamente desengorduradas. A posição do substrato na câmara de processo é mostrada na Fig. 19.3. A espessura do condensado foi medida por meio de um micro-interferômetro tipo MII-4 por método familiar. Os resultados obtidos para as espessuras medidas foram:

Filme de material	Espessura μm
SiO	2,09
SiO	0,17
Si	0,13
Al	0,20

A estrutura e composição de fase dos filmes foram investigadas por meio de um microscópio eletrônico tipo HU-200F. Fotografias de elétron-difração foram feitas por método de reflexão. As investigações dessas fotografias mostraram que o monóxido de silício depositado no cristal de silício tem uma estrutura heterogênea. Filmes de alumínio depositados sobre o cristal de silício (substrato) têm uma estrutura tecida policristalina. Lâminas de silício sobre o mesmo substrato são policristalinas com inclusões de blocos de cristal-único.

O estudo conclui afirmando que portanto é possível em princípio obter filmes de um amplo campo de espessuras de vários materiais (dielétricos).

cos, semicondutores, metais) usando energia solar. A composição do material do filme corresponde totalmente a composição da substância evaporada. Nenhuma impureza foi detectada. Portanto os filmes foram obtidos com alto grau de pureza, o que viabiliza sua aplicação na indústria eletrônica.

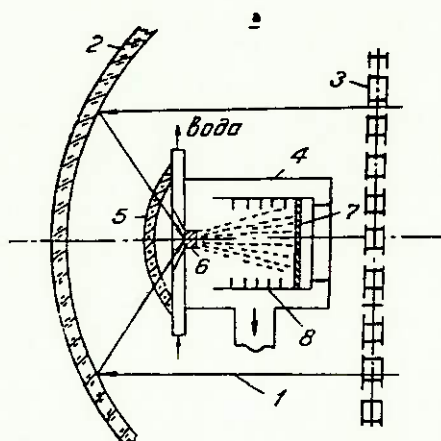


Fig. 19.1 1 - Radiação solar;
 2 - Parabolóide;
 3 - Venezianas;
 4 - Câmara de processo;
 5 - Quartzo iluminador;
 6 - Cadinho com evaporação do material que
 será condensado no substrato;
 7 - Substrato;

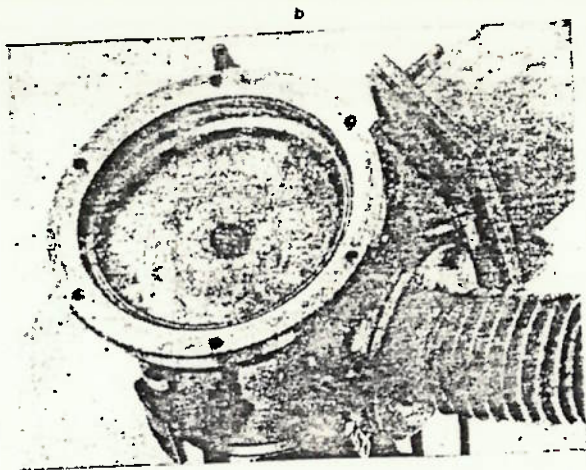


Fig. 19.2 Câmara de processo

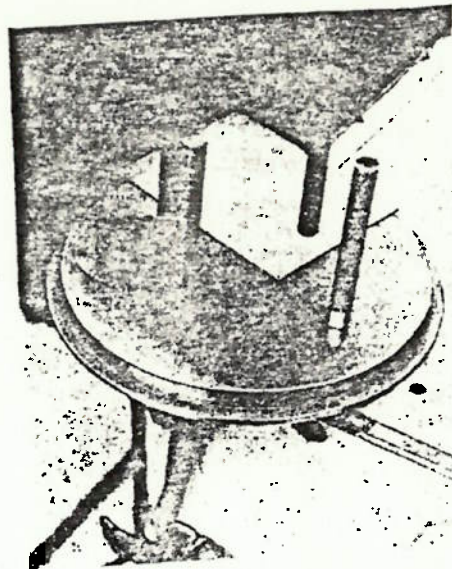


Fig. 19.3 Localização do substrato na
câmara de processo

20 - INFLUÊNCIA DE PULSOS CONCENTRADOS DE LUZ
SOLAR SOBRE A SÍNTESE DE LIPASE EM
SEMENTES DE ALGODÃO

Observação - LIPASE = Conjunto de fermentos solúveis (enzimas) que de-
compõem as gorduras em glicerina e ácidos graxos.

Irradiação das sementes de certas plantas , incluindo o algodão, promove um aumento na germinação e produção (30). Irradiação na forma de pulsos de luz solar de sementes de algodão, é um método muito efetivo para aumentar tais parâmetros, sendo que não são produzidos efeitos indesejáveis secundários. O processo de irradiação é simples e pode ser realizado sem materiais especiais e gastos físicos no processamento de significantes quantidades de sementes.

As sementes de algodão contêm cerca de 45 - 50% de reserva de proteína, 40 - 45% de reserva de gordura, e 5 - 10% de celulose. Há também três grupos fundamentais de enzimas. Temos o grupo protease que é responsável pela proteólize de proteínas em aminoácidos. Outro grupo é a lipase que controla a tipólize. Finalmente, o outro grupo de enzimas consiste nas amilases, responsáveis pela digestão da celulose. Enquanto as sementes estão inativas e as condições não são favoráveis para o crescimento, as enzimas estão confinadas dentro de um complexo e quase não exibem nenhuma atividade. Se as sementes são colocadas sob condeções tal que as enzimas são ativadas (a requerida temperatura , umidade e média de nutrientes são providos), intensificada digestão de reserva de gordura, proteína e celulose tem início. As proteínas quebram-se em amino-ácidos, as gorduras em ácidos graxos e glicerina, e a celulose em maltose e glicose. A taxa com a qual a planta cresce depende da taxa de digestão das reservas citadas. Isto é especialmente marcante durante o período inicial quando o crescimento ocorre às custas de recursos internos da semente, desde que o processo de fotosíntese é retardado por muitos fatores (os elementos fotossintetizantes não estão ainda formados). Portanto, o efeito de pulsos de luz solar ou outra irradiação pode ser avaliado em bases das mudanças nas enzimas, podendo estas vir a acelerar o crescimento.

O objetivo do estudo foi correlacionar os parâmetros da irradiação com a indução de atividade de lipase em sementes de algodão.

Três parâmetros mostraram-se fundamentais no estudo: freqüência, tempo de irradiação (exposição) e concentração. A freqüência de irradiação dos pulsos afeta substancialmente a atividade de lipase das

sementes.

Irradiação contínua notavelmente reduz atividade de lipase para as se mentes germinadas na luz e no escuro. Isto por sua vez, retarda o cre scimento das plantas, seu desenvolvimento é fraco, pobre germinação e produção. Plantas, cujas sementes foram tratadas com irradiação solar em freqüência de 60 - 70 pulsos/minuto, mostraram aproximadamente 100% de germinação, começaram a produzir frutos 10 - 12 dias mais cedo, e com uma produção 12 - 15% maior.

A freqüência de irradiação não tem muito efeito a menos que o tempo de irradiação e concentração ótimos sejam escolhidos. Quando aumentamos o tempo de irradiação, a partir de zero, a atividade de lipase primeiramente aumenta (até em torno de 3 minutos) e então decresce . Os melhores resultados foram obtidos para um tempo de exposição de 2,7 minutos.

Finalmente o outro fator importante na estimulação do crescimento, é a concentração dos pulsos de luz. Verificou-se que existe uma concentração ótima para cada tipo de semente, sendo que valores para mais ou menos, diminuem a taxa de atividade de lipase.

Os autores conduziram os experimentos envolvendo extensa variação de tempo de irradiação, freqüência e concentração (tempo de irradiação de 30 segundos a 10 minutos, concentração de 0 a 44, e freqüência de 0 a 100 pulsos/min.). Duas variedades de algodão, 108-F e Tashkent-1 (URSS), foram usadas nos experimentos, com sementes expostas e cobertas. Para uma específica variedade, tão bem quanto para cada tipo de semente (coberta ou exposta), há características específicas de condições ótimas de irradiação.

A variação de qualquer um dos três parâmetros de irradiação (freqüência, tempo de exposição ou concentração) reduz a atividade de lipase, mesmo quando os outros dois parâmetros são variados. Como consequência, para cada tipo de semente, há um único ponto triplo para o qual a atividade de lipase alcança seu maior valor, resultando numa produção bem mais eficiente.

Observação: Na referência não são citadas informações a respeito do equipamento utilizado para a formação de pulsos concentrados de luz solar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, Tucson, 1977.
2. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, Tucson, 1977.
3. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 3, pp 52 - 55, 1982.
4. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 3, pp 44 - 47, 1982.
5. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, pg 559, Tucson, 1977.
6. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, pg 561, Tucson, 1977.
7. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 3, pp 75 - 77, 1982.
8. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, pg 562, Tucson, 1977.
9. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, pg 519, Tucson, 1977.
10. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, pg 520, Tucson, 1977.
11. Applied Solar Energy, Vol. 17, Nº 3, pp 53 - 55, 1981.
12. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 2, pp 73 - 75, 1982.
13. Applied Solar Energy, Vol. 16, Nº 4, pp 81 - 84, 1980.
14. A. A. M. Sayigh, Solar Energy Engineering, Academic Press, New York, 1977.
15. John A. Duffie, William A Beckman, Solar Energy Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, 1974.
16. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 2, 1982.
17. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 4, pp 33 - 39, 1982.
18. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 4, pp 40 - 43, 1982.
19. Applied Solar Energy, Vol. 18, Nº 4, pp 45 - 47, 1982.
20. Applied Solar Energy, Vol. 17, Nº 1, pp 32 - 34, 1981.
21. Applied Solar Energy, Vol. 16, Nº 5, pp 69 - 76, 1980.
22. Aden B. Meinel, Marjorie P. Meinel, Applied Solar Energy - An Introduction, Addison-Wesley Publishing Company, Tucson, 1977.
23. Applied Solar Energy, Vol. 17, Nº 5, pp 97 - 98, 1982.

24. Applied Solar Energy, Vol. 16, No 2, pp 34 - 36, 1980.
25. Applied Solar Energy, Vol. 15, No 5, pp 41 - 42, 1979.
26. Applied Solar Energy, Vol. 18, No 4, pp 48 - 51, 1982.
27. Applied Solar Energy, Vol. 18, No 4, pp 77 - 80, 1982.
28. Applied Solar Energy, Vol. 16, No 6, pp 50 - 52, 1980.
29. Applied Solar Energy, Vol. 15, No 5, pp 37 - 40, 1979.
30. Applied Solar Energy, Vol. 15, No 4, pp 50 - 53, 1979.
31. Applied Solar Energy, Vol. 16, No 4, pp 79 - 80, 1980.
32. Applied Solar Energy, Vol. 16, No 3, pp 74 - 77, 1980.
33. Applied Solar Energy, Vol. 16, No 1, pp 64 - 65, 1980.
34. Applied Solar Energy, Vol. 18, No 1, pp 73 - 75, 1982.
35. Applied Solar Energy, Vol. 18, No 6, pp 51 - 53, 1982.
36. Applied Solar Energy, Vol. 18, No 6, pp 67 - 69, 1982.

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA 2

BOMBEAMENTO DE ÁGUA ATRAVÉS DE
ENERGIA SOLAR

AUTORES

GERHARD ALFRED KULESSA

Domingos Rodrigues Pereira

ORIENTADOR

PROF. JELIL ASLAN

1984

ÍNDICE

BOMBEAMENTO DE ÁGUA ATRAVÉS DE ENERGIA SOLAR

1. Introdução.....	1
2. Esquema do ciclo termodinâmico	2
3. Potência da turbina	3
4. Potência consumida pela bomba 1	4
5. Dados preliminares do trocador de calor	4
6. Dados preliminares do condensador	5
7. Pressão do fluido orgânico	6
8. Dimensionamento do condensador	6
9. Dimensionamento do trocador de calor	10
10. Estimativa do tamanho do coletor solar cilíndrico-parabólico..	18
11. Potências consumidas pelas bombas 2 e 3	18
Conclusão	20
Anexo 1	20
Referências,.....	21

1. INTRODUÇÃO:

Neste trabalho apresentamos um modelo de ciclo termodinâmico com aproveitamento da energia solar, para bombear água. A potência total útil fornecida pela turbina é 10 CV, sendo que destes, 1,5 CV será consumida pelas bombas 1, 2 e 3 (vide esquema da pg. 2) que fazem parte do ciclo termodinâmico. Portanto resta uma potência efetiva para bombear água de 8,5 CV. Admitimos que a altura manométrica total necessária na bomba seja em torno de 8m, o que implica numa vazão por volta de 56 litros por segundo. (obs: $W = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{75 \cdot n}$).

Conforme esquema da pg. 2, utilizamos água para o ciclo da turbina, enquanto que para o ciclo do coletor foi utilizado um fluído orgânico, que possibilita a operação desse segundo ciclo à pressão atmosférica sem que o fluído mude de fase. Se fosse usada água no coletor, como estão envolvidas temperaturas na ordem de 200°C, seria necessária uma alta pressão de operação, o que encareceria o sistema, caso contrário há mudança de fase no coletor.

As variações da radiação incidente durante o dia são compensadas por um sistema de tanques (quente e frio) mais uma válvula termostática que deve ser colocada na saída do coletor para regular a sua vazão, de tal modo que a temperatura do tanque quente permaneça constante. Não nos preocuparemos neste trabalho com esse detalhe, além de outros como isolação dos tanques, tubulações, válvulas de controle, etc.

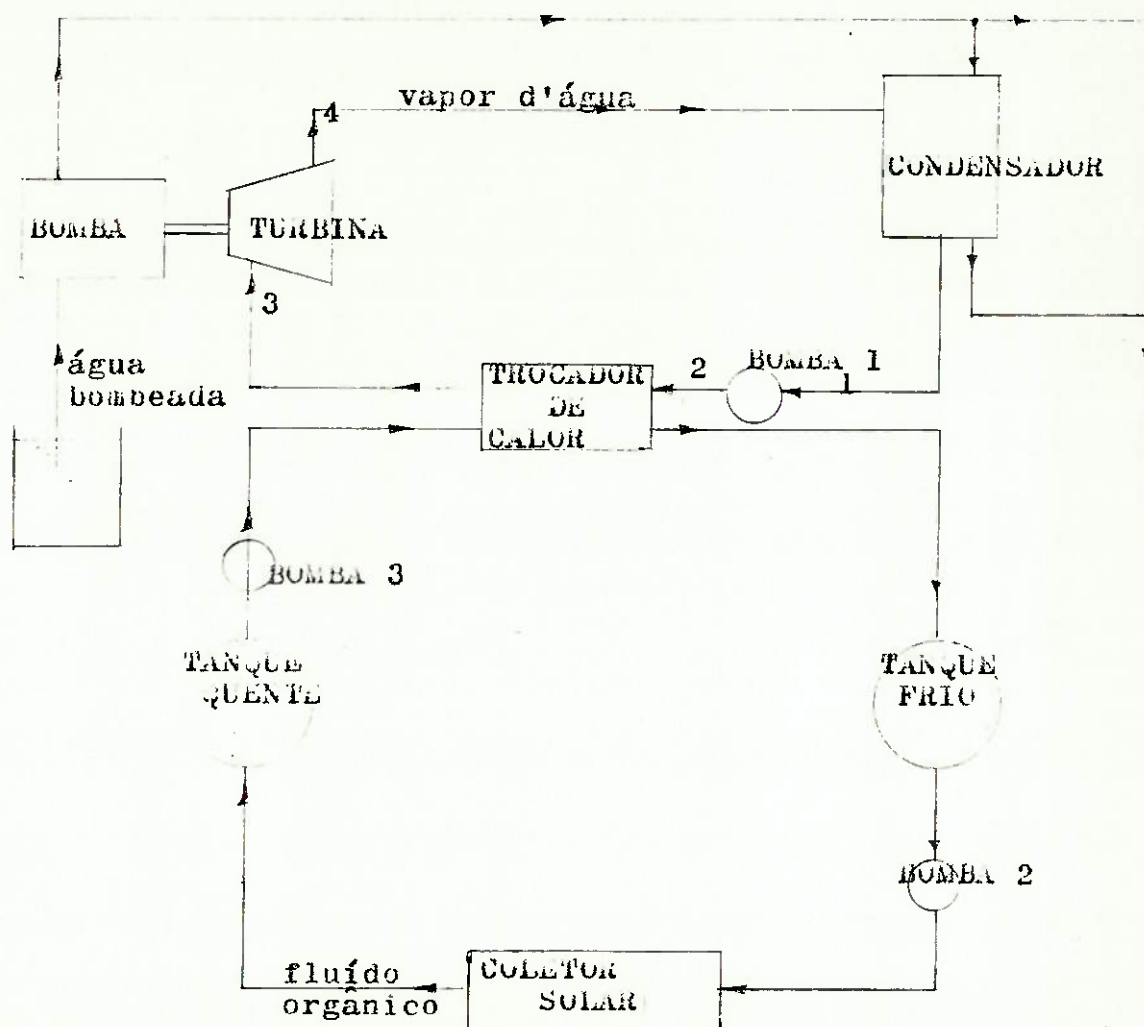
Será necessário, devido às temperaturas envolvidas, (200 °C) , a utilização de um coletor cilíndrico-parabólico, que consiste num espelho parabólico-cilíndrico que concentra a radiação solar em tubo colocado ao longo do eixo focal. Dentro do tubo circula o fluído orgânico a ser aquecido.

No trabalho foram feitas estimativas gerais do tamanho dos equipamentos envolvidos, sem cálculos rigorosos, para se ter apenas uma idéia da viabilidade econômica do sistema. Caso em determinada época venha a ser viável o desenvolvimento de um sistema como este, este trabalho serviria como uma orientação inicial de um projeto mais rigoroso.

2. Esquema do ciclo termodinâmico:

É constituído de dois ciclos independentes, conforme esquema abaixo, sendo que o fluido de trabalho que circula na turbina é água enquanto que o fluido secundário que circula no coletor solar é um composto orgânico, cujas características e nome são dados no anexo 1.

O esquema proposto está baseado em um modelo semelhante conforme ref(1).



obs: Parte da própria água recalçada será utilizada no condensador para ser efetuada a condensação do vapor.

3. Potência da turbina:

Será adotada uma turbina de Laval (1 estágio) com rotação de 1800 rpm. Os seguintes parâmetros abaixo foram adotados:

$$P_3 = \text{pressão na entr. da turb.} = 8 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$P_4 = \text{pressão na saída da turb.} = 0,1 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\dot{m}_a = \text{fluxo em massa de vapor} = 50 \text{ Kg/h}$$

$$T_3 = \text{temp. na entr. Turb.} = 190^\circ\text{C}$$

$$T_4 = \text{temp. na saída turb.} = T \text{ de saturação} = 45,5^\circ\text{C}$$

Com estes dados tiramos da Ref(2):

$$S_3 = S_4 = 1,6206 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{K}$$

$$h_3 = 673,5 \text{ Kcal/Kg} \quad v_3 = 0,2632 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Determinação do título (X) na saída da turbina:

$$S_4 = S_l + X(S_v - S_l) \quad \text{donde:} \quad X = \frac{S_4 - S_l}{S_v - S_l}$$

$$S_l = 0,1538 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{K}$$

$$S_v = 1,9478 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{K}$$

$$\text{logo: } X = \frac{1,6206 - 0,1538}{1,9478 - 0,1538} = 0,92$$

$$h_4 = (1 - X)h_l + Xh_v \quad \text{onde:} \quad h_l = 45,4 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_v = 617 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_4 = (1 - 0,92)45,4 + 0,92.617 = 514,11 \text{ Kcal/Kg}$$

Potência da turbina:

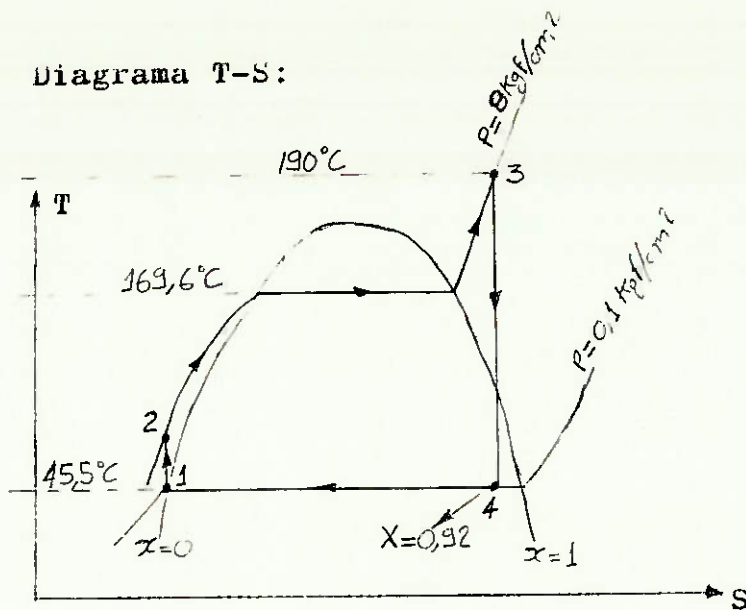
$$1^a \text{ Lei: } W = \dot{m}_a (h_3 - h_4) + \dot{m}_a (v_3^2 - v_4^2) / 2g$$

Desprezando o termo de velocidades, temos:

$$W = \frac{50 \cdot 4180(673,5 - 514,11)}{3600 \cdot 735} = 12,6 \text{ CV}$$

Considerando um rendimento de 80% para a turbina, temos uma pot. efetiva de 10 CV, que é igual a requerida pelas bombas.

Diagrama T-S:

4. Potência consumida pela bomba 1 :

P_2 = pressão na saída da bomba = 8 kgf/cm²

P_1 = pressão na entrada da bomba = 0,1 kgf/cm²

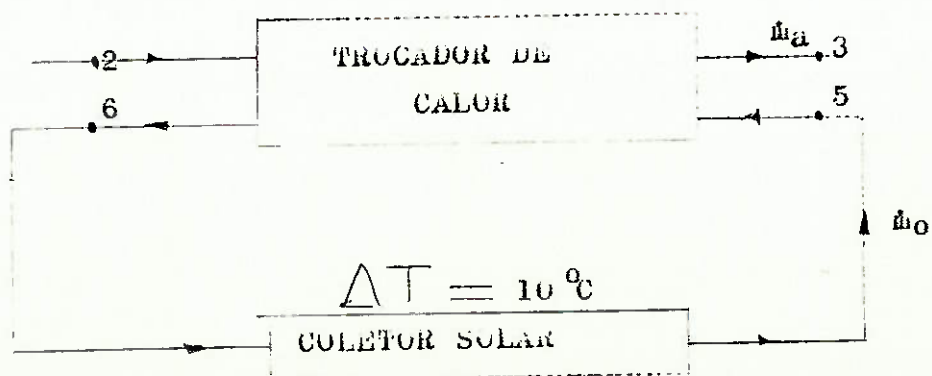
$h_1 = 45,4$ kcal/kg ; $S_1 = S_2 = 0,1538$ kcal/kg °C

Com S_2 e P_2 tiramos que: $T_2 = 61,8$ °C

$h_2 = 62,3$ °C

$$W = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) = 50 \cdot 4180 \cdot (62,3 - 45,4) / 3600 = 735$$

$$W_{\text{bomba 1}} = 1,33 \text{ CV}$$

5. Dados preliminares do trocador de calor:

Sabemos que: $T_2 = 61,8^\circ\text{C}$, $h_2 = 62,3 \text{ Kcal/Kg}$

$T_3 = 190^\circ\text{C}$, $h_3 = 673,5 \text{ Kcal/Kg}$

Será adotado: $T_5 = 200^\circ\text{C}$ e $T_6 = 190^\circ\text{C}$

Foi necessário uma temp. T_6 alta, o que implica numa pequena diferença de temperaturas entre a entr. e saída do coletor solar, pois assim o fluxo de orgânico \dot{m}_0 será maior, e isto tudo em conjunto diminui o tamanho do trocador de calor, conforme veremos adiante.

Calor Trocado: $Q_{2-3} = \dot{m}_a.(h_3 - h_2) = 50(673,5 - 62,3) =$

$$Q_{2-3} = 30560 \text{ Kcal/h}$$

Vazão do fluido orgânico (\dot{m}_0):

Do anexo 1 temos para o fluido orgânico:

$$C_p = 0,443 + 7,46 \cdot 10^{-4} \cdot T$$

$$Q_{5-6} = \int_{T_6}^{T_5} \dot{m}_0 \cdot C_p \cdot dT = \dot{m}_0 \cdot \int_{T_6}^{T_5} (0,443 + 7,46 \cdot 10^{-4} \cdot T) dT$$

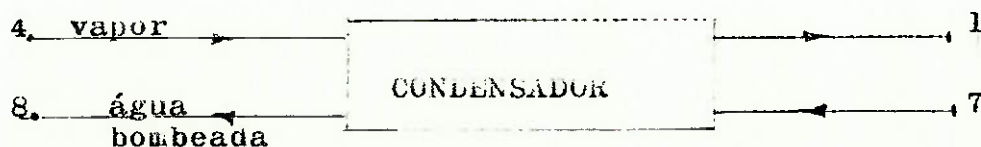
$$Q_{5-6} = \dot{m}_0 \cdot \left[0,443(T_5 - T_6) + 7,46 \cdot 10^{-4} (T_5^2 - T_6^2)/2 \right]$$

mas $Q_{5-6} = Q_{2-3}$, logo:

$$\dot{m}_0 = \frac{30560}{0,443(200 - 190) + 7,46 \cdot 10^{-4} \cdot (200^2 - 190^2)/2}$$

$$\dot{m}_0 = 5197 \text{ kg/h}$$

6. dados preliminares do condensador:



sabemos que (vide dados anteriores): $T_4 = 45,5^\circ\text{C} = T_1$

$$h_4 = 514,11 \text{ Kcal/Kg} \quad , \quad h_1 = 45,4 \text{ Kcal/Kg}$$

Calor Trocado: $Q_{4-1} = \dot{m}_a(h_4 - h_1) = \frac{50(514,11 - 45,4)}{3600}$

$$Q_{4-1} = 6,51 \text{ Kcal/s} = 23436 \text{ kcal/h}$$

Estimativa do aquecimento da água recalçada:

Após cálculos iterativos no cálculo do condensador, chegamos a conclusão que deveríamos usar uma vazão de água de resfriamento de aproximadamente 3,3 litros/seg., o que corresponde a aproximadamente 7% da vazão recalçada.

$$Q_{4-1} = Q_{7-8} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{onde: } \dot{m} = 3,3 \text{ l/s}$$

$$C_p = 1 \text{ kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

Resulta em: $\Delta T = 2 ^\circ\text{C}$ para a água de resfriamento. Como esta tem uma vazão de apenas 7% da total, o aquecimento portanto global da água recalçada será desprezível (em torno de $0,1 ^\circ\text{C}$) não trazendo consequências indesejáveis para a utilização da mesma.

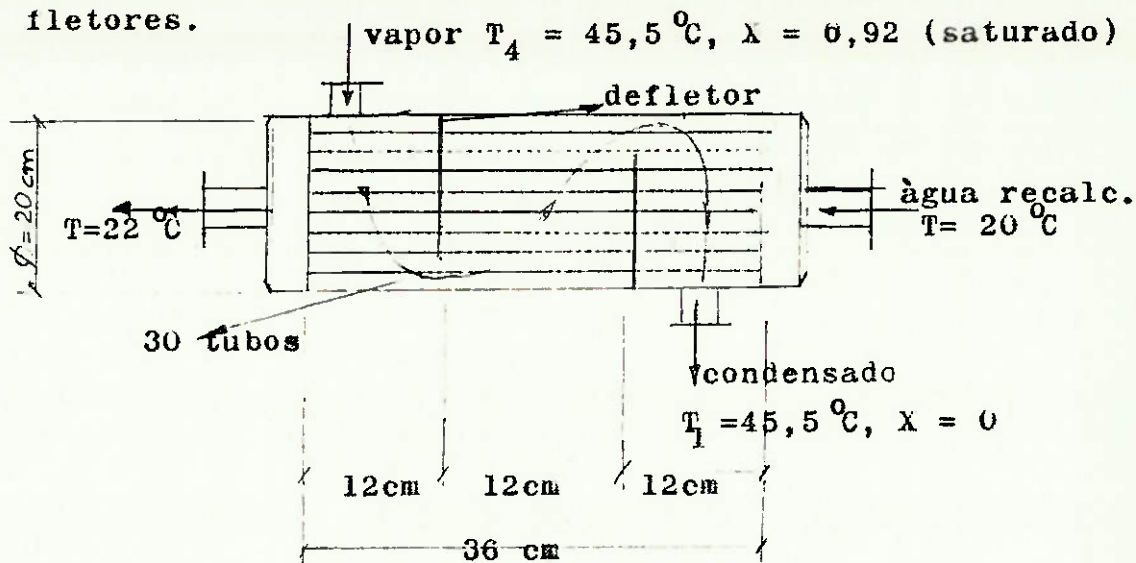
7. Pressão do fluido orgânico:

Devemos garantir que o fluido orgânico que passa através do coletor solar não mude de fase. A sua temperatura na saída do coletor é $T = 200 ^\circ\text{C}$ e do anexo 1 tiramos que para essa temp. a pressão de vapor é $73 \text{ mmHg} = \frac{0,1 \text{ Kp}}{\text{cm}^2}$. Portanto o fluido será usado na pressão atmosférica, ou seja, 1 Kgf/cm^2 o que garante a não mudança de fase além de atenuar os problemas de vedações, etc.

8. Dimensionamento do Condensador:

Faremos uma estimativa das dimensões do mesmo.

Usaremos um condensador do tipo carcaça e tubos com defletores.

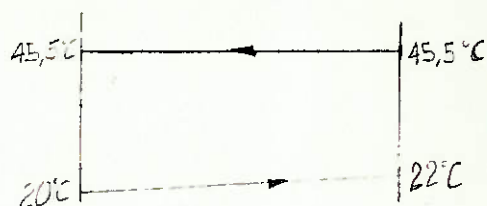


Chegamos a esse trocador de calor (condensador) conforme memorial de cálculo que se segue:

$$Q = U.A.DTML, \text{ onde: } Q = 6,51 \text{ Kcal/s (vide pg. 6)}$$

DTML = Dif. méd. log. de temp.

$$DTML = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Cálculo de U:
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{Ae}{Ai \cdot h_i} + \frac{Ae \cdot \ln(De/Di)}{2\pi \cdot k \cdot l}}$$

Determinação de h_i :

Adotando: tubos longos e escoamento turbulento, temos da ref(3) a seguinte fórmula:

$$Nu = 0,023 \cdot (Re)^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$$

$$Pr = 6,78, \quad \nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Obs: As propriedades físicas da água são tomadas na temp. de película (média entre $T_{\text{água}}$ e T_{parede} , onde esta foi estimada).

Serão usados 30 tubos de Latão de 5/8" onde:

$$K = 95,2 \text{ Kcal/h.m.}^{\circ}\text{C} \quad , \quad D_e = 0,0159 \text{ m} \quad , \quad D_i = 0,0119 \text{ m}$$

Vazão total nos tubos é 3,3 l/s (vide pg. 6).

$$Re = \frac{4Q}{\pi \cdot D \cdot v} \quad \text{onde } n=30, \text{ n}^{\circ} \text{ de tubos.}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 3,3 \cdot 10^{-3}}{10^{-6} \cdot \pi \cdot 0,0159 \cdot 30} = 11698$$

Verificação da velocidade da água de resfriamento:

$$v = Q/A = \frac{3,3 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{30 \cdot \pi \cdot (0,0119)^2} = 0,98 \text{ m/s} \quad \text{de acordo com o recomendado.}$$

$$Nu = 0,023 \cdot (11698)^{0,8} \cdot (6,78)^{0,33} = 77,72$$

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{K_f} \quad \text{onde } K_f = 0,52 \text{ Kcal/mh}^{\circ}\text{C} \text{ (cond. térm. ág.)}$$

$$h_i = \frac{K \cdot Nu}{D_i} = \frac{0,52 \cdot 77,72}{0,0119} = 3396 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^{\circ}\text{C}$$

Determinação de h_e :

Da ref(3) temos a seguinte fórmula para condensação sobre tubos:

$$h_e = 0,725 \left[\frac{h_f (h_f - h_v) g h_{f,v} \cdot v \cdot K^3}{D \cdot \mu_p \cdot (T_v - T_s)} \right]^{1/4}$$

$$\text{onde: } h'_{f,v} = h_{f,v} + \frac{3 \cdot C_p \cdot (T_v - T_s)}{8}$$

$$T_v = \text{temp. do vapor saturado} = 45,5^{\circ}\text{C}$$

$$T_s = \text{temp. da parede externa dos tubos, estimada em } 30^{\circ}\text{C.}$$

As propriedades físicas serão tomadas na temp. de película

$$t_a = (45,5^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C})/2 = 37,75^{\circ}\text{C} = 310,75 \text{ K}$$

$$h_{f,v} = 576,1 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{da ref(2): } C_p = 34,19 - 43,87 \cdot \left[\frac{T}{100} \right]^{\frac{1}{4}} + 19,78 \cdot \left[\frac{T}{100} \right]^{\frac{1}{2}} - 0,884 \cdot \frac{T}{100}$$

$$C_p = 34,19 - 43,87 \cdot \left[\frac{310,75}{100} \right]^{\frac{1}{4}} + 19,78 \cdot \left[\frac{310,75}{100} \right]^{\frac{1}{2}} - 0,884 \cdot \frac{310,75}{100}$$

$$C_p = 8,15 \text{ Kcal/Kg.mol.K} = \frac{8,15}{18} = 0,453 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$h'_{qv} = 576,1 + \frac{3}{8} \cdot 0,453 \cdot (45,5 - 30) = 578,73 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_l = 993,1 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_v = 0,0454 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_l = 0,711 \cdot 10^{-4} \text{ Kgf.s/m}^2 = 2,51 \text{ kg/hm}$$

$$g = 1,27 \cdot 10^8 \text{ m/h}^2$$

$$K = 0,536 \text{ kcal/m.h. } ^\circ\text{C}$$

$$De = 0,0159 \text{ m}$$

Logo:

$$h_e = 0,725 \left[\frac{993,1(993,1 - 0,0454)1,27 \cdot 10^8 \cdot 578,73 \cdot (0,536)^3}{0,0159 \cdot 2,51 \cdot (45,5 - 30)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_e = 8404,1 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Determinação do coef. global de troca de calor (U) baseado na área externa dos tubos:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{Ae}{A_i \cdot h_i} + \frac{Ae \cdot \ln(De/Di)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L}} \quad \text{ou}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{De}{Di \cdot h_i} + \frac{De \cdot \ln(De/Di)}{2 \cdot K}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{8404,1} + \frac{15,9}{11,9 \cdot 3396} + \frac{0,0159 \cdot \ln(15,9/11,9)}{2 \cdot 95,2}}$$

$$U = 1864 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h. } ^\circ\text{C}$$

Cálculo da área de transmissão:

$$Ae = \frac{Q}{U \cdot DTML} \quad Q = 6,51 \text{ Kcal/s} \quad (\text{vide pg. 7})$$

$$DTML = 24,5 ^\circ\text{C} \quad (\text{vide pg. 7})$$

$$Ae = \frac{6,51 \cdot 3600}{1864 \cdot 24,5} = 0,513 \text{ m}^2$$

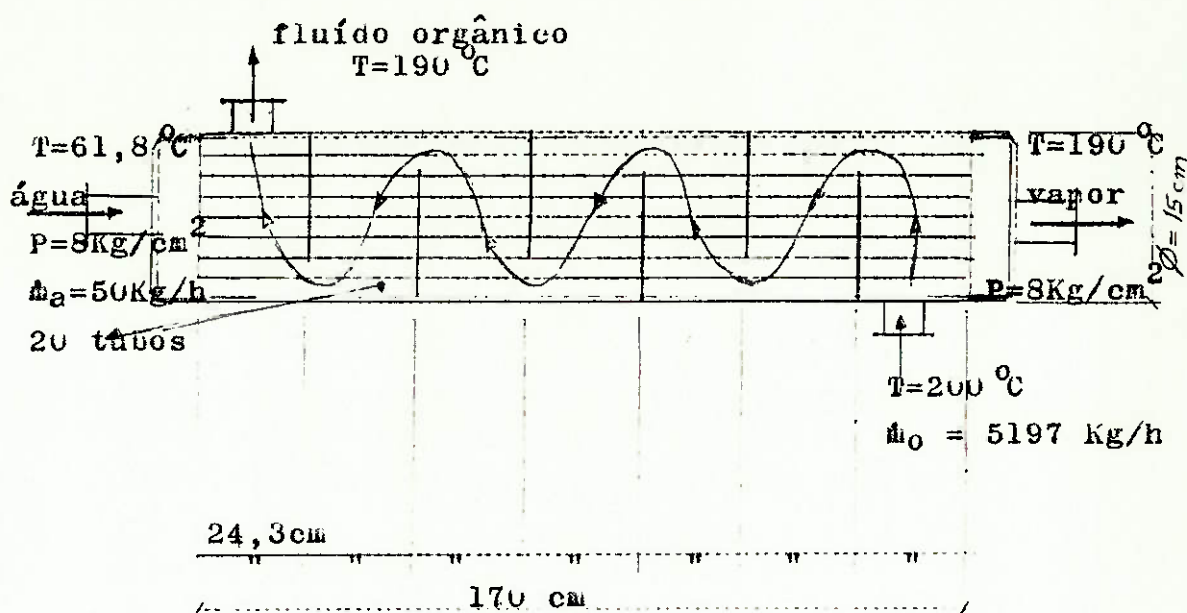
Comprimento dos tubos:

$$L = \frac{A_e}{n \cdot \pi \cdot D_e} = \frac{0,513}{30 \cdot \pi \cdot 0,0159} = 0,36 \text{ m} = 36 \text{ cm}$$

Serão usados dois defletores, e a configuração final é a apresentada na pg. 7

9. Dimensionamento do Trocador de Calor:

Usaremos também um trocador do tipo carcaça e tubos com defletores.



Tubos de Latão 5/8": D_e = 0,0159 m
 D_i = 0,0119 m

Chegamos ao trocador acima conforme memorial que se segue.

a) Dimensionamento da parte onde ocorre a vaporização propriamente dita:

Por cálculos preliminares verificamos que seremos obrigados a trabalhar com escoamentos laminares.

Cálculo de h_i : (coef. troca de calor/convecção interno)

Da ref(3) tiramos a seguinte fórmula para vaporização dentro de tubos:

$$\frac{h_i \cdot D}{k_f} = 0,06 (\rho_f / \rho_v)^{0,28} \cdot (D \cdot G \cdot X / \mu_f)^{0,87} \cdot Pr_f^{0,4} \quad \text{onde:}$$

$$G = \text{fluxo de massa específico de água} = \frac{\dot{M}_a \cdot 4}{n \cdot \pi \cdot D^2}, \quad n = 20 \text{ tubos.}$$

$$G = \frac{50 \cdot 4}{20 \cdot \pi (0,0119)^2 \cdot 3600} = 0,64 \text{ utm/s.m}^2$$

X = título do vapor. Admitindo que a variação do título seja linear com o comprimento do tubo, indo de 0 à 100%, teremos um título médio de 50%.

$$\rho_f = 909,1 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{densidade da água saturada à } 8 \text{ Kg/cm}^2)$$

$$\rho_v = 4,57 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{densidade do vapor satur. à } 8 \text{ Kg/cm}^2)$$

$$\mu_f = 0,168 \cdot 10^{-4} \text{ kgf.s/m}^2 \quad (\text{visc. din. da água satur.})$$

$$k_f = 0,58 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} \quad (\text{condut. Térm. da água satur.})$$

logo:

$$\frac{h_i \cdot D}{K_f} = 0,06 \left[\frac{909,1}{4,57} \right]^{0,28} \cdot \left[\frac{0,0119 \cdot 0,64 \cdot 0,5}{0,168 \cdot 10^{-4}} \right]^{0,87} \cdot (1,05)^{0,4}$$

$$\frac{h_i \cdot D}{K_f} = 30,12$$

$$h_i = \frac{K_f \cdot 30,12}{D_i} = \frac{0,58 \cdot 30,12}{0,0119} = 1468 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Cálculo de h_e : (cef. convecção externo)

Adotando uma área de passagem para o fluxo de fluido orgânico de $5 \text{ cm} \cdot 25 \text{ cm} = 125 \text{ cm}^2 = 0,0125 \text{ m}^2$, temos que:

$$G = \dot{M}_o / A_p = 5197 / 3600 \cdot 0,0125 = 115,6 \text{ Kg/s.m}^2$$

$$Re = \frac{G \cdot D_e}{\mu_f} = \frac{115,6 \cdot 0,0159}{4,4 \cdot 10^{-4}} = 4176$$

Obs: do anexo 1 tiramos que:

μ_f = visc. din. do fluido orgânico para temp. média =

195 °C .

Do anexo tiramos: $\gamma = 0,006 \text{ cm}^2/\text{s}$

$$\rho = 0,73 \text{ g/cm}^3$$

$$\mu_f = \gamma \cdot \rho = 4,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg/sm}$$

μ_s = visc. din. à temp. da parede estimada em 190 °C

$$= 4 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s.m}$$

Pr = n° de prandtl do fluido org. = $\frac{C_p \cdot \mu_f}{k}$ à 195 °C

$$C_p = 0,59 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$K = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ cal/cm.s. } ^\circ\text{C} = 2,6 \cdot 10^{-5} \text{ Kcal/m.s. } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr} = \frac{0,59 \cdot 4,4 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-2}}{2,6 \cdot 10^{-5}} = 9,98$$

Da ref(3) tiramos a seguinte fórmula para escoamento cruzado laminar por fora de tubos:

$$\frac{h_e \cdot D}{K} = (0,4(Re)^{0,5} + 0,06(Re)^{0,67}) \cdot \text{Pr}^{0,4} (\mu_s/\mu_f)^{0,25}$$

$$\frac{h_e \cdot D}{K} = [0,4(4176)^{0,5} + 0,06(4176)^{0,67}] (9,98)^{0,4} (4/4,4)^{\frac{1}{4}}$$

$$\frac{h_e \cdot D}{K} = 1865$$

$$h_e = \frac{1865 \cdot K}{D} = \frac{1865 \cdot 2,6 \cdot 10^{-5}}{0,0159} \cdot 3600 = 6976 \text{ Kcal/m}^2\text{.h. } ^\circ\text{C}$$

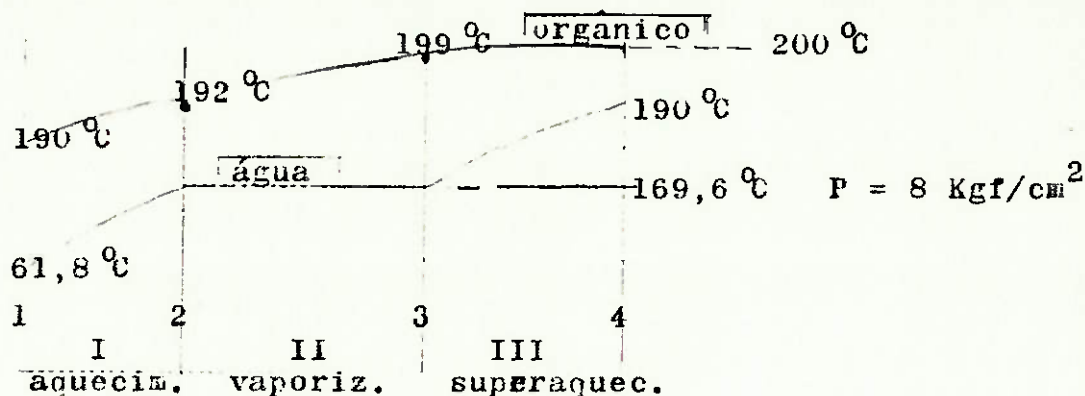
$$U = \frac{1}{\frac{1}{6976} + \frac{15,9}{11,9 \cdot 1468} + \frac{0,0159 \cdot \ln(15,9/11,9)}{2 \cdot 95,2}}$$

$$U = 928 \text{ Kcal/m}^2\text{.h. } ^\circ\text{C}$$

$$\text{obs: } U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i \cdot h_i} + \frac{D_e \cdot \ln(D_e/D_i)}{2 \cdot K_{\text{latão}}}}$$

Estimativa da DTML (Dif. Temp. Méd. Log.):

Admitindo quedas da temperatura do fluido orgânico proporcionais aos calores trocados nos vários trechos (aquecimento, vaporização e superaquecimento) temos:



$$Q_I = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) = 50(169,6 - 61,8) = 5390 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{II} = \dot{m}_a \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m} \cdot h_{\text{v}} = 50 \cdot 489,6 = 24480 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{III} = \dot{m}_a \cdot (h_4 - h_3) = 50(673,5 - 660,9) = 630 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T_I = Q_I \cdot (200 - 190) / Q_{\text{total}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{II} = Q_{II} \cdot (200 - 190) / Q_{\text{total}} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{III} = Q_{III} \cdot (200 - 190) / Q_{\text{total}} = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Então: } \Delta T_a = 192 - 169,6 = 22,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = 199 - 169 = 29,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$DTML = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} = \frac{22,4 - 29,4}{\ln(22,4 / 29,4)} = 25,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Área dos tubos: } A = Q_{II} / U \cdot DTML = 24480 / 928 \cdot 25,7$$

$$A = 1,03 \text{ m}^2$$

Comprimento dos tubos para a parte de vaporização:

$$L_{II} = 1,03 / 20 \cdot \pi \cdot 0,0159 = 1,03 \text{ m}, \text{ Obs: } L = A / n \cdot \pi \cdot D_e$$

b) Dimensionamento da parte onde ocorre o aquecimento da água até a temperatura de saturação:

Por cálculos preliminares verificamos que seremos obrigados a trabalhar com escoamentos laminares.

Cálculo de h_i : (Coef. Conv. interno - fluxo d'água)

Propriedades Físicas avaliadas na temp. de película:

$$\text{Temp. média do líquido: } T_l = \frac{169,6 + 61,8}{2} = 115,7^\circ\text{C}$$

$$\text{Temp. de película: } T_f = \frac{T_{\text{parede}} + T_l}{2}$$

$$T_{\text{parede}} = 140^\circ\text{C} \quad (\text{estimada})$$

$$T_f = \frac{140 + 115,7}{2} = 128^\circ\text{C}$$

$$\mu_F = 0,22 \cdot 10^{-4} \text{ kgf.s/m}^2 = \text{na temp. de película}$$

$$G = 0,64 \text{ utm/s.m}^2 \quad (\text{vide pg. 11})$$

$$\mu_S = 0,203 \cdot 10^{-4} \text{ kgf.s/m}^2 = \text{na temp. da parede}$$

$$Pr = 1,35 = \text{na temp. de película}$$

$$K = 0,59 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C} = \text{na temp. de película}$$

$$\text{Cálculo do Reynolds: } Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu_F} = \frac{0,64 \cdot 0,0119}{0,22 \cdot 10^{-4}} = 346$$

Da ref(3) tiramos a seguinte fórmula para dutos longos, escoamento laminar:

$$Nu = 1,86 (Re \cdot Pr \cdot D_i / L)^{0,33} (\mu_F / \mu_S)^{0,14}$$

$$\text{Estimaremos } L = 30\text{cm}$$

$$Nu = 1,86 (346 \cdot 1,35 \cdot 0,0119 / 0,3)^{0,33} (0,22 / 0,203)^{0,14}$$

$$Nu = 4,9 = h_i \cdot D_i / K$$

$$h_i = 4,9 \cdot 0,59 / 0,0119 = 243 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Cálculo de h_e : (Coef. Conv. externo - fluxo de orgânico)

Como as temperaturas do fluído orgânico variam muito pouco ao longo do trocador, adotamos o mesmo coeficiente h_e da parte anterior (pg. 12), pois temos o mesmo G (vazão específica) de orgânico.

$$h_e = 6976 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Cálculo de U :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i \cdot h_i} + \frac{D_e \cdot \ln(D_e/D_i)}{2 \cdot k_{\text{latão}}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6976} + \frac{159}{119 \cdot 243} + \frac{0,0159 \cdot \ln(159/119)}{2 \cdot 95,2}}$$

$$U = 176,5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Estimativa de $DTML$: (vide gráfico da pg 13):

$$\Delta T_a = 192 - 169,6 = 22,4 ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = 190 - 61,8 = 128,2 ^\circ\text{C}$$

$$DTML = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a/\Delta T_b)} = \frac{22,4 - 128,2}{\ln(22,4/128,2)} = 60,6 ^\circ\text{C}$$

Cálculo da área:

$$A_e = \frac{Q_I}{U \cdot DTML} = \frac{5390}{176,5 \cdot 60,6} = 0,5 \text{ m}^2$$

Obs: $Q_I = 5390 \text{ kcal/h}$ (vide pg. 8 13)

Comprimento dos tubos para a parte de aquecimento da água:

$$L_I = \frac{A_e}{\pi \cdot D_e \cdot n} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,0159 \cdot 20} = 0,5 \text{ m}$$

c) Dimensionamento da parte onde ocorre o superaquecimento do vapor:

Cálculo de h_i : (Coef. Convec. interno - fluxo de vapor):

Propriedades físicas do vapor avaliadas na temp. de pelí-

cula. (T_f)

$$\text{Temp. média do vapor} = T_v = \frac{169,6 + 190}{2} = 179,8^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{T_{\text{parede}} + T_v}{2}$$

$$T_{\text{parede}} = 186^\circ\text{C} \quad (\text{estimada})$$

$$T_f = \frac{186 + 179,8}{2} = 183^\circ\text{C}$$

$$\mu_f = 1,58 \cdot 10^{-6} \text{ kgf.s/m}^2$$

$$G = 0,64 \text{ utm/s.m}^2 \quad (\text{vide pg. 11})$$

$$Pr = 1,2$$

$$K = 0,027 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

$$Re = \frac{G \cdot Di}{\mu_f} = \frac{0,64 \cdot 0,0119}{1,58 \cdot 10^{-6}} = 4820$$

Da ref(3) tiramos a seguinte fórmula para escoamento laminar, dutos curtos:

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot Di}{4 \cdot L} \cdot \ln \left[\frac{1}{1 - \frac{2,6}{Pr^{0,167} \cdot (Re \cdot Pr \cdot Di / L)^{0,5}}} \right]$$

Estimaremos $L = 20 \text{ cm}$

$$Nu = \frac{4820 \cdot 1,2 \cdot 0,0119}{4 \cdot 0,2} \ln \left[\frac{1}{1 - \frac{2,6}{1,2^{0,167} \cdot \left(\frac{4820 \cdot 1,2 \cdot 0,0119}{20} \right)^{0,5}}} \right]$$

$$Nu = 12,6 = h_i \cdot Di / K$$

$$h_i = \frac{12,6 \cdot 0,027}{0,0119} = 286 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Cálculo de h_e : (Coef. Convec. externo - fluxo de orgão.)

Pelas mesmas considerações vistas na pg. 15, adotaremos o mesmo h_e dos cálculos anteriores.

Logo: $h_e = 6976 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Cálculo de U:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i \cdot h_i} + \frac{D_e \cdot \ln(D_e/D_i)}{2 \cdot k_{\text{latão}}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6976} + \frac{159}{119 \cdot 286} + \frac{0,0159 \cdot \ln(159/119)}{2 \cdot 95,2}}$$

$$U = 203 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Estimativa de DTML: (vide gráfico da pg. 13)

$$\Delta T_a = 199 - 169,6 = 29,4 ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = 200 - 190 = 10 ^\circ\text{C}$$

$$DTML = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} = \frac{29,4 - 10}{\ln(29,4/10)} = 18 ^\circ\text{C}$$

Cálculo da área:

$$A = Q_{III} / U \cdot DTML = 630 / 203 \cdot 18 = 0,17 \text{ m}^2$$

Obs: $Q_{III} = 630 \text{ Kcal/h}$ (vide pg. 13)

Comprimento dos tubos para a parte de superaquecimento do vapor:

$$L_{III} = A / n \cdot \pi \cdot D_e = 0,17 / 20 \cdot \pi \cdot 0,0159 = 0,17 \text{ m}$$

Conclusão do Trocador de Calor:

Comprimento total dos tubos:

$$L = L_I + L_{II} + L_{III} = \overline{0,5} + 1,03 + 0,17 = 1,7 \text{ m}$$

Usaremos seis defletores, e a configuração final é a apresentada na pg. 10.

10. Estimativa do tamanho do coletor solar cilíndrico-parabólico:

Calor absorvido (necessário) no coletor:

$$Q = 30560 \text{ Kcal/h}$$

Adotando que o sistema comece a trabalhar às 8 horas, temos que: (vamos admitir que o local da instalação tenha a essa hora uma radiação incidente em torno de 700 Kcal/h.m^2 , o que é perfeitamente razoável para regiões entre os trópicos terrestres).

$$A = \frac{30560}{700 \cdot n}$$

A eficiência média de um coletor desse tipo é usualmente em torno de 60%, logo:

$$A = \frac{30560}{700 \cdot 0,6} = 73 \text{ m}^2$$

11. Potência consumida pelas bombas 2 e 3:

BOMBA 2:

$$N = \gamma \cdot H \cdot Q / 75 \cdot n$$

Do anexo 1 temos que: $\rho = 0,73 \text{ g/cm}^3$

$$\gamma = \rho \cdot g = 730 \text{ Kgf/m}^3$$

$$Q = 5197 \text{ Kg/h} = 5197/3600 \cdot 0,73 \cdot 10^3 = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

Estimativa da perda de carga no circuito:

Comprimento total da tubulação (coletor + tubulações)

$$L_{eq} = 50\text{m (estimado)}$$

Diâmetro da tubulação:

$$V = 1 \text{ m/s (adotada)}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002}{\pi \cdot 1}} = 0,05\text{m} = 5 \text{ cm}$$

Do anexo 1 tiramos:

$$\Delta_p = 10^{-1,5} \text{ m/m de tubulação (perda de carga)}$$

$$H = 10^{-1,5} \cdot 50 = 1,58 \text{ m}$$

$$N = \frac{730 \cdot 1,58 \cdot 0,002}{75 \cdot 0,7} = 0,05 \text{ CV} \quad (\text{obs: rend. da bomba adotado} = 70\%)$$

BOMBA 3:

Esta bomba consome uma potência ligeiramente inferior a anterior, porém vamos admitir que tenha um igual consumo.

Potência total consumida pelas bombas 1, 2 e 3:

$$\text{Pot. bomba 1} = 1,33 \text{ CV} \quad (\text{vide pg. 4})$$

$$\text{Pot. bomba 2} = 0,05 \text{ CV}$$

$$\text{Pot. bomba 3} = 0,05 \text{ CV}$$

$$\text{total: } 1,43 \text{ CV}$$

C O N C L U S ã O

Não é necessário nem se fazer uma análise de custo do sistema para se poder afirmar que o mesmo não é viável economicamente. As dimensões dos componentes envolvidos são relativamente grandes para a potência útil (8,5 CV) retirada do sistema. Só o coletor solar cilíndrico-para-bólico (73 m^2) já implicaria num alto investimento inicial, considerando ainda que não há fabricação nacional, e esse custo inicial jamais seria amortizado ao longo da vida útil do sistema. O grande problema é talvez a baixa eficiência do ciclo termodinâmico da turbina, onde para cada 100% de energia que entra pelo trocador de calor, 17% são aproveitadas na turbina, enquanto que os restantes 83% são rejeitados no condensador. Mas os ciclos termodinâmicos, em geral, que envolvem turbinas a vapor apresentam estas características de baixa eficiência, o que limita a aplicação da energia solar, devido ao grande tamanho que será necessário para o coletor.

A construção de um sistema como este só se justificaria para uma região onde não houvesse energia elétrica e fosse difícil o acesso da mesma até lá, e que houvesse uma grande necessidade de bombeamento, por exemplo para o desenvolvimento da agricultura e pecuária na região.

Se coletores desse tipo fossem fabricados em série, e a tecnologia nacional detivesse domínio nesse campo de fabricação, então um sistema como esse até poderia ser viável economicamente, mas ainda assim restaria o custo dos demais equipam. (Condens., troc. Calor, Turb., etc) o que reduziria essa possibilidade.

REFERÊNCIAS:

1. Aden B..Meinel, Marjorie P. Meinel, Appliede Solar Energy - An Introduction, Assison-Wesley Publishing Company, Tucson, 1977.
2. Gordon J. Van Wylen, Richard E. Sonntag, Fundamentos da termo-
dinâmica clássica., Editora Edgard Blucher Ltda, 1976.
3. Kreith, Princípios da transmissão de calor, Eitora Edgard Blucher
Ltda, 1977.

Gilotherm ADX 10

ANEXO 1



rhône-poulenc chimie fine

Produktion im Stahlwerk (Produktion und Gussbau)

[illegible]

100

1001

100

SECRET

1

11

11

11

100

10

10

10

10

10

Minimum temperature

250 °C
260 °C

200 °C
 282 °C

[Faint handwritten notes]

261 °C
268 °C
270 °C
274 °C
28 °C
25 (100)
°C

Dichte bei 20 °C (DIN 51 757)
Kinematische Viskosität bei 20 °C (DIN 51 202)
Brennpunkt (DIN 51 375)
Destillation (DIN 51 751)
Siedebereich
Siedepunkt

1. Reagents
 1.1. Standard solution
 1.1.1. Standard solution of 100 mg/l
 1.1.2. Standard solution of 50 mg/l
 1.1.3. Standard solution of 25 mg/l
 1.1.4. Standard solution of 12.5 mg/l
 1.1.5. Standard solution of 6.25 mg/l
 1.1.6. Standard solution of 3.125 mg/l
 1.1.7. Standard solution of 1.5625 mg/l
 1.1.8. Standard solution of 0.78125 mg/l
 1.1.9. Standard solution of 0.390625 mg/l
 1.1.10. Standard solution of 0.1953125 mg/l
 1.1.11. Standard solution of 0.09765625 mg/l
 1.1.12. Standard solution of 0.048828125 mg/l
 1.1.13. Standard solution of 0.0244140625 mg/l
 1.1.14. Standard solution of 0.01220703125 mg/l
 1.1.15. Standard solution of 0.006103515625 mg/l
 1.1.16. Standard solution of 0.0030517578125 mg/l
 1.1.17. Standard solution of 0.00152587890625 mg/l
 1.1.18. Standard solution of 0.000762939453125 mg/l
 1.1.19. Standard solution of 0.0003814697265625 mg/l
 1.1.20. Standard solution of 0.00019073486328125 mg/l
 1.1.21. Standard solution of 0.000095367431640625 mg/l
 1.1.22. Standard solution of 0.0000476837158203125 mg/l
 1.1.23. Standard solution of 0.00002384185791015625 mg/l
 1.1.24. Standard solution of 0.000011920928955078125 mg/l
 1.1.25. Standard solution of 0.0000059604644775390625 mg/l
 1.1.26. Standard solution of 0.00000298023223876953125 mg/l
 1.1.27. Standard solution of 0.000001490116119384765625 mg/l
 1.1.28. Standard solution of 0.0000007450580596923828125 mg/l
 1.1.29. Standard solution of 0.00000037252902984619140625 mg/l
 1.1.30. Standard solution of 0.000000186264514923095703125 mg/l
 1.1.31. Standard solution of 0.0000000931322574615478515625 mg/l
 1.1.32. Standard solution of 0.00000004656612873077392578125 mg/l
 1.1.33. Standard solution of 0.000000023283064365386962890625 mg/l
 1.1.34. Standard solution of 0.0000000116415321826934814453125 mg/l
 1.1.35. Standard solution of 0.00000000582076609134674072265625 mg/l
 1.1.36. Standard solution of 0.000000002910383045673370361328125 mg/l
 1.1.37. Standard solution of 0.0000000014551915228366851806640625 mg/l
 1.1.38. Standard solution of 0.00000000072759576141834259033203125 mg/l
 1.1.39. Standard solution of 0.000000000363797880709171295166015625 mg/l
 1.1.40. Standard solution of 0.0000000001818989403545856475830078125 mg/l
 1.1.41. Standard solution of 0.00000000009094947017729282379150390625 mg/l
 1.1.42. Standard solution of 0.000000000045474735088646411895751953125 mg/l
 1.1.43. Standard solution of 0.0000000000227373675443232059478759765625 mg/l
 1.1.44. Standard solution of 0.00000000001136868377216160297393798828125 mg/l
 1.1.45. Standard solution of 0.000000000005684341886080801486968994140625 mg/l
 1.1.46. Standard solution of 0.0000000000028421709430404007434844970703125 mg/l
 1.1.47. Standard solution of 0.00000000000142108547152020037174224853515625 mg/l
 1.1.48. Standard solution of 0.000000000000710542735760100185871124267578125 mg/l
 1.1.49. Standard solution of 0.0000000000003552713678800500929355621337890625 mg/l
 1.1.50. Standard solution of 0.00000000000017763568394002504646778106689453125 mg/l
 1.1.51. Standard solution of 0.000000000000088817841970012523233890533447265625 mg/l
 1.1.52. Standard solution of 0.0000000000000444089209850062616169452667236328125 mg/l
 1.1.53. Standard solution of 0.00000000000002220446049250313080847263336181640625 mg/l
 1.1.54. Standard solution of 0.000000000000011102230246251565404236316680908203125 mg/l
 1.1.55. Standard solution of 0.0000000000000055511151231257827201181583340541015625 mg/l
 1.1.56. Standard solution of 0.00000000000000277555756156289136005907916702705078125 mg/l
 1.1.57. Standard solution of 0.000000000000001387778780781445680029539583513525390625 mg/l
 1.1.58. Standard solution of 0.0000000000000006938893903907228400147697917567626953125 mg/l
 1.1.59. Standard solution of 0.00000000000000034694469519536142000738489587838134765625 mg/l
 1.1.60. Standard solution of 0.000000000000000173472347597680710003692447939190673828125 mg/l
 1.1.61. Standard solution of 0.0000000000000000867361737988403550018462239695953369140625 mg/l
 1.1.62. Standard solution of 0.00000000000000004336808689942017750092311198479766845703125 mg/l
 1.1.63. Standard solution of 0.000000000000000021684043449710088750461555992239834228515625 mg/l
 1.1.64. Standard solution of 0.0000000000000000108420217248550443752307779961199171142578125 mg/l
 1.1.65. Standard solution of 0.00000000000000000542101086242752218761538899805995855712890625 mg/l
 1.1.66. Standard solution of 0.000000000000000002710505431213761093807694499029979278564453125 mg/l
 1.1.67. Standard solution of 0.0000000000000000013552527156068805469038472495149896392822265625 mg/l
 1.1.68. Standard solution of 0.00000000000000000067762635780344027345192362475749481964111328125 mg/l
 1.1.69. Standard solution of 0.000000000000000000338813178901720136725961812378747409820556640625 mg/l
 1.1.70. Standard solution of 0.000000000000000000169406589450860068362980906

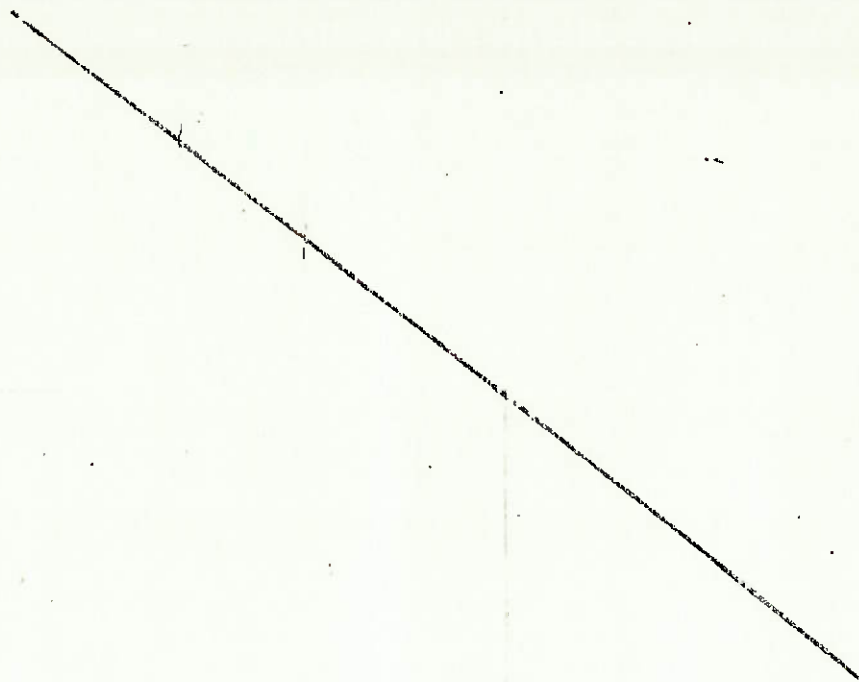
Stradenz, Wenden und Eisenbach, diese aber
schon zu 2. 1. 1922 zu 215 1/2 m.

Sind diese organische Fluorpolymere als Zwitterpolymere für die Herstellung von stoffinduzierter Solar-Technik, insbesondere bei 50 °C und 200 °C geeignet?

Phong cách: Chuyên nghiệp, lịch sự, thân thiện.
Điểm: 8.5/10. Dịch vụ khách hàng tốt, giá cả hợp lý.
Đ 12, P. 10, Q. 10, TP. HCM. Tel: 090 123 4567.
Email: info@phongkhanh.com.vn

GILO THERM ADX 10

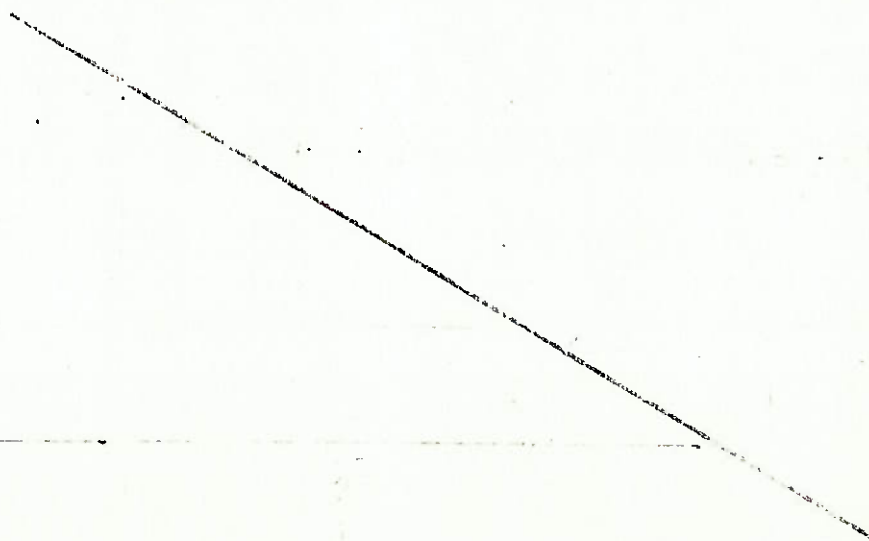
Specific mass
Dichte nach DIN 51 757



Temperature/Temperatur: C

GILO THERM ADX 10

Thermal conductivity
Wärmeleitfähigkeit



Office of the
Secretary of the
Treasury

Washington, D.C.

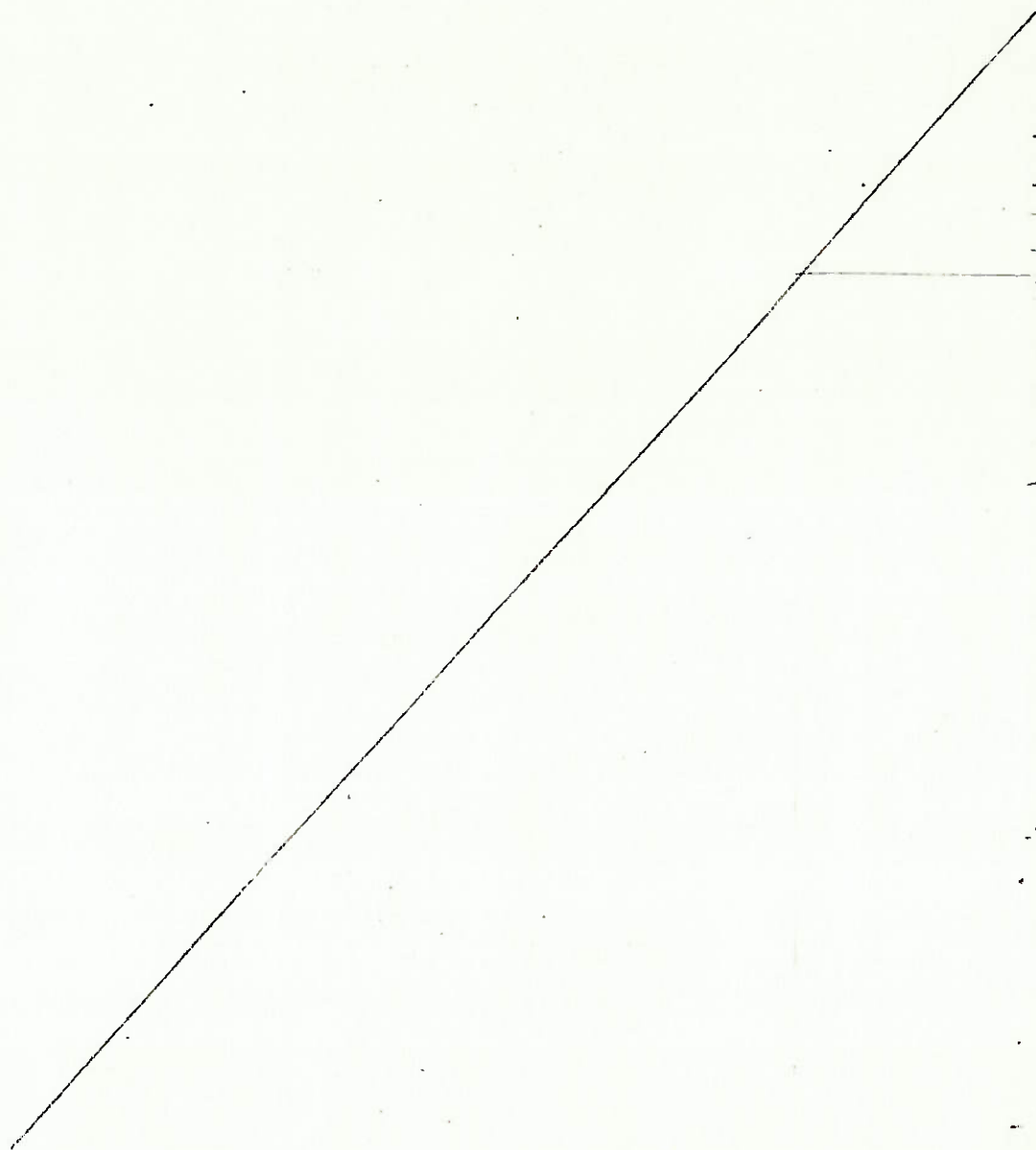
See also, No. 100,000, 100,000

0

0

CHLORINE GAS 10

Kinematic viscosity
Kinematic viscosity



Temperature (°C)

120 150 180 210 240

100

[illegible]

10.11.55

—



THE UNIVERSITY OF CHICAGO



21 rue de la Gare - F 75013 PARIS Cedex 13
Tél. 01 216 41 11 - Tél. 01 216 41 12
B.C. Paris B 350 847 621