

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM TÉRMICA E ANÁLISE PARAMÉTRICA DE CONCENTRADORES
SOLARES CILÍNDRICO-PARABÓLICOS**

André Dias Ruiz Augusto

São Paulo
2011

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM TÉRMICA E ANÁLISE PARAMÉTRICA DE CONCENTRADORES
SOLARES CILÍNDRICO-PARABÓLICOS**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

André Dias Ruiz Augusto

Orientador: Jurandir Itizo Yanagihara

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Augusto, André Dias Ruiz

**Modelagem térmica e análise paramétrica de concentradores
solares cilíndrico-parabólicos / A.D.R.**

Augusto. – São Paulo, 2011.

94 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Coletores solares parabólicos 2. Energia solar 3. Perdas
térmicas 4. Geração de energia I. Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

RESUMO

O desenvolvimento de uma tecnologia que supra o aumento da demanda por energia elétrica de maneira a não causar danos ambientais, que seja renovável e que não utilize combustíveis fósseis é visto, hoje, como de fundamental importância para a substituição das atuais fontes de energia. Neste contexto, o aproveitamento da energia solar desponta como forma alternativa para geração de energia, sendo que os sistemas concentradores solares são uma das opções mais utilizadas para transformar energia térmica em elétrica.

O presente trabalho apresenta um modelo matemático para estimar as perdas térmicas de um concentrador solar cilíndrico-parabólico, destinado à geração de vapor de baixa pressão, em função de parâmetros como: radiação, temperatura ambiente e velocidade do ar.

O coletor cilíndrico-parabólico pode ser utilizado para aplicações de média concentração de até 100 vezes. O sistema é formado por três componentes: superfície refletora, cobertura e absorvedor. Para cada componente do concentrador solar é feito um balanço de energia considerando-se a analogia elétrica dos mecanismos de transferência de calor em regime permanente. As equações são resolvidas numericamente pelo método das diferenças finitas. Definidas as temperaturas de operação em que o sistema trabalhará, podem ser estimadas as perdas por radiação e convecção do concentrador em função da radiação solar incidente ao longo do dia. Variando-se os parâmetros do modelo, é possível obter o ponto de melhor eficiência do coletor.

Na análise inicial, com temperaturas entre 200°C e 250°C, operando às 10h, o coletor apresentou eficiência de 22,6%. No entanto, observa-se que, operando sob determinadas condições, o coletor pode alcançar 35% de eficiência, fornecendo até 800 W de trabalho mecânico para a geração de energia elétrica.

Considerando a variação da radiação incidente ao longo do dia, sob condições climáticas normais, o coletor operaria adequadamente entre 10h e 14h. Nas demais horas, seria necessário o suprimento de uma fonte alternativa de energia para se alcançar as temperaturas desejadas.

ABSTRACT

The developing of a technology that meets the increase on demand of electric energy in a friendly-environment way that is renewable and doesn't use fossil fuel is seen to be the alternative to substitute the current energy sources. In this context, the use of solar power is emerging as an alternative for power generation, and concentrated solar powers are one of the options to utilize the solar energy.

This essay aims to present a mathematical model to estimate the heat losses in a parabolic trough collector, designed to generate low pressure steam, as a function of parameters such as: radiation, ambient temperature and wind velocity.

Parabolic trough collectors are used for medium concentration applications up to 100 times. The system consists of three components: reflector, glass cover and absorber tube. For each component is made an energy balance considering the electrical analogy of heat transfer mechanism in steady state. The equations are numerically solved using the finite difference method. With the operating temperatures defined, in which the system will work, the radiation and convection heat losses of the concentrator can be estimated as a function of solar radiation throughout the day. By varying the model parameters, it is possible to determine the best efficiency point.

In the initial analysis, with temperatures between 200°C and 250°C, operating at 10am, the collector efficiency was 22,6%. However, under certain operating conditions, the collector can achieve 35% of efficiency, providing up to 800 W mechanical power to generate electricity.

Considering the variation of the incident radiation throughout the day, under normal weather conditions, the system would properly operate between 10am and 2pm. In the remaining hours would be necessary to supply an alternative energy source to achieve the desired temperatures.

SUMÁRIO

Lista de símbolos

1.	INTRODUÇÃO	10
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1.	Estado da Arte	14
2.2.	Radiação	15
2.2.1	Geometria Sol-Terra e Efeitos da Atmosfera Terrestre	22
2.2.1.1.	A Geometria Sol-Terra.....	22
2.2.1.2.	Efeitos da Atmosfera Terrestre	25
a)	Espalhamento.....	25
b)	Absorção	26
2.2.2	Estimativa da Radiação Solar Média	27
2.3.	Aplicações da Energia Solar	28
2.3.1	Fotovoltaica.....	29
2.3.2	Energia Térmica	30
2.3.2.1.	Dispositivos não Concentradores	30
a)	Coletor de Placa Plana	31
b)	Coletor de Tubo Evacuado	31
c)	Dessalinização	32
d)	Ciclo de Refrigeração por Absorção.....	34
2.3.2.2.	Dispositivos Concentradores.....	35
a)	Média Concentração	35
b)	Alta Concentração.....	37
2.4.	Perdas Óticas	39
2.5.	Ciclo de Geração de Vapor	41

3.	MODELO MATEMÁTICO.....	43
3.1.	Modos de Transferência de Calor	43
3.1.1	Condução.....	43
3.1.1.1.	Condução de Calor em Cilindros	44
3.1.2	Convecção	45
3.1.2.1.	Escoamentos Externos.....	46
3.1.2.2.	Escoamentos Internos.....	47
3.1.3	Radiação	48
3.2.	Modelagem Teórica.....	49
3.2.1	Nós no Fluido Térmico	52
3.2.2	Nós na Parede Interna do Absorvedor.....	54
3.2.3	Nós na Parede Externa do Absorvedor	55
3.2.4	Nós na Parede Interna da Cobertura.....	56
3.2.5	Nós na Parede Externa da Cobertura.....	58
3.3.	Fluxograma do Programa	58
4.	RESULTADOS	61
4.1.	Dados Iniciais de Simulação	61
4.2.	Variação da Radiação Solar	63
4.3.	Análise Paramétrica.....	64
4.3.1	Análise em função da radiação incidente	64
4.3.2	Análise em função da velocidade do ar.....	68
4.3.3	Análise em função da temperatura ambiente	70
4.3.4	Análise em função da geometria do coletor	71
4.3.5	Análise em função das propriedades do material.....	72
4.4.	Resultados da Geração de Vapor	73
5.	CONCLUSÃO	77

6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
7.	ANEXOS.....	84
A)	PROPRIEDADES DO AR	84
B)	FLUIDO TÉRMICO.....	86
C)	PROGRAMA	88

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área (m^2)
c_p	Calor específico a pressão constante ($\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)
C_g	Fator de concentração geométrica do coletor
c_o	Velocidade da luz no vácuo ($3 \times 10^8 \text{ m s}^{-1}$)
E	Poder emissivo total (W m^{-2})
G	Radiação total (W m^{-2})
G_0	Radiação solar incidente em um plano horizontal fora da atmosfera (W m^{-2})
G_{SC}	Constante solar (1367 W m^{-2})
h	Coeficiente de película ($\text{W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)
h	Constante de Planck ($6,62 \times 10^{-34} \text{ m}^2 \text{ kg s}^{-1}$)
$\bar{H}$	Radiação solar diária em uma superfície horizontal (W h m^{-2})
$\bar{H}_0$	Radiação solar diária em uma superfície horizontal fora da atmosfera (W h m^{-2})
$\bar{H}_d$	Radiação solar diária difusa (W h m^{-2})
$\bar{H}_T$	Radiação solar diária no plano inclinado (W h m^{-2})
I	Intensidade de radiação (W m^{-2})
J	Radiosidade (W m^{-2})
k	Constante de Boltzmann ($1,38 \times 10^{-23} \text{ J molécula}^{-1} \text{ K}$)
K_T	Índice de claridade
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg s^{-1})
n	Número do dia do ano
$\bar{n}$	Média mensal do número de horas de insolação diária (h)
N	Tempo de luz do sol ao longo de um dia (h)
Nu	Número de Nusselt
p_c	Perda do concentrador (W m^{-2})
p_g	Perdas geométricas no absorvedor (W m^{-2})
p_t	Perda geométrica total (W m^{-2})
Pr	Número de Pradtl
Q	Taxa de calor trocado (W)
R	Resistência térmica ($^\circ\text{C W}^{-1}$)
R_b	Razão entre radiação incidente no plano inclinado e na horizontal

Re	Número de Reynolds
T	Temperatura (°C)
v	Velocidade do ar (m s ⁻¹)
W	Trabalho (W)
α	Absortividade
α	Difusividade térmica (m ² s ⁻¹)
β	Inclinação da superfície refletora (°)
δ	Declinação
ε	Emissividade
ϕ	Latitude ou ângulo azimute no sistema esférico de coordenadas (°)
γ	Ângulo azimute (°)
η	Eficiência
κ	Condutividade térmica (W m ⁻¹ °C ⁻¹)
λ	Comprimento de onda (μm)
μ	Viscosidade dinâmica (N s m ⁻²)
ν	Viscosidade cinemática (m ² s ⁻¹)
θ	Ângulo de incidência da radiação (°)
θ_z	Ângulo zenital (°)
ρ	Refletividade
ρ	Massa específica (kg m ⁻³)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8}$ W m ⁻² K ⁻⁴)
τ	Transmissividade
ω	Ângulo horário (°)
ω_s	Ângulo horário correspondente ao pôr-do-sol (°)

SUBSCRITO

abs	Absorvedor
amb	Ambiente
c	Convecção
cob	Cobertura
col	Coletor

ent	Entrada
ext	Externo
ft	Fluido térmico
int	Interno
iso	Isoentrópico
k	Condução
r	Radiação
sai	Saída

1. INTRODUÇÃO

A crescente busca por fontes de energia renováveis e limpas se justifica, basicamente, por dois motivos. Em primeiro lugar, percebe-se o aumento da demanda por energia em escala mundial. Em segundo, a disponibilidade dos recursos naturais, hoje utilizados como fonte de energia se aproximando de seu limite, como por exemplo, o potencial hidráulico em diversos países do mundo. No Brasil, em virtude da distância dos recursos hidráulicos disponíveis em relação aos grandes centros consumidores, torna-se necessária a construção de grandes linhas de transmissão, o que acarreta custos elevados e significativas perdas.

O desenvolvimento de uma tecnologia que supra o aumento na demanda por energia elétrica de maneira a não causar danos ambientais e que não utilize combustíveis fósseis é visto, hoje, como principal alternativa para a substituição das atuais fontes de energia. A energia solar é uma das fontes que apresenta maiores atrativos devido à inesgotável quantidade de energia que incide na atmosfera terrestre, $1,5 \times 10^{18} \text{ kWh/ano}$, o que representa 10.000 vezes a energia total consumida no planeta.

Os concentradores solares são a forma de conversão de energia solar mais promissora do ponto de vista econômico e de geração em larga escala. Além da geração de energia elétrica, outras aplicações podem ser dadas à energia solar: aquecimento de água doméstica, aquecimento e resfriamento de ambientes, processos industriais, entre outras (RAPP, 1981).

Com políticas voltadas para a redução do consumo de energia e plantas que utilizam combustível renovável e sustentável sendo implantadas em escala mundial, projetos solares estão provando ser altamente eficientes na redução do uso de combustíveis fósseis. Num futuro não muito distante, com a redução do custo da tecnologia de concentradores solares, os projetos de conversão de energia solar poderão se tornar competitivos com as usinas termoeletricas, que utilizam combustíveis fósseis, e com as hidrelétricas.

A tecnologia de concentradores solares (CSP, na sigla em inglês) já é conhecida há algumas décadas, porém, não era economicamente viável. O primeiro sistema de coletor solar parabólico foi instalado próximo à cidade do Cairo, no Egito, no ano de

1912, para gerar vapor para uma bomba de 73 kW que disponibilizava 2.000 m³/h de água para irrigação (STINNESBECK, 1914).



Figura 1: Capacidade de utilização de usinas solares e turbinas instaladas no mundo.

Durante a década de 80, devido à alta do preço dos combustíveis fósseis, unidades de concentradores solares parabólicos foram instaladas na Califórnia como alternativa para a geração de eletricidade. Tais usinas aqueciam o fluido térmico até aproximadamente 400 °C e geravam vapor superaquecido a 10 MPa.

Na década de 90, o preço do barril de petróleo voltou a cair o que tornou os investimentos em novas plantas não atrativos. Porém, a operação desses sistemas coletores solares foi sendo, continuamente, aprimorada. Em 5 anos, os custos de manutenção e operação ficaram 30% menores, os fabricantes fizeram significantes melhorias nos tubos absorvedores e no sistema de integração. Estima-se que o custo de geração de energia através unicamente do sistema parabólico caia para 0,10 a 0,12 US\$/kWh nos próximos anos (MÜLLER-STEINHAGEN & TRIEB, 2004).

Impulsionada, novamente, pelos altos custos dos combustíveis fósseis, pelas políticas de incentivos governamentais e por aspectos ambientais, a tecnologia solar desponta como alternativa promissora. Algumas plantas, Figura 2, já existem ao redor do mundo e operam comercialmente. Elas estão localizadas, principalmente, nos Estados Unidos, na Espanha e na Alemanha.

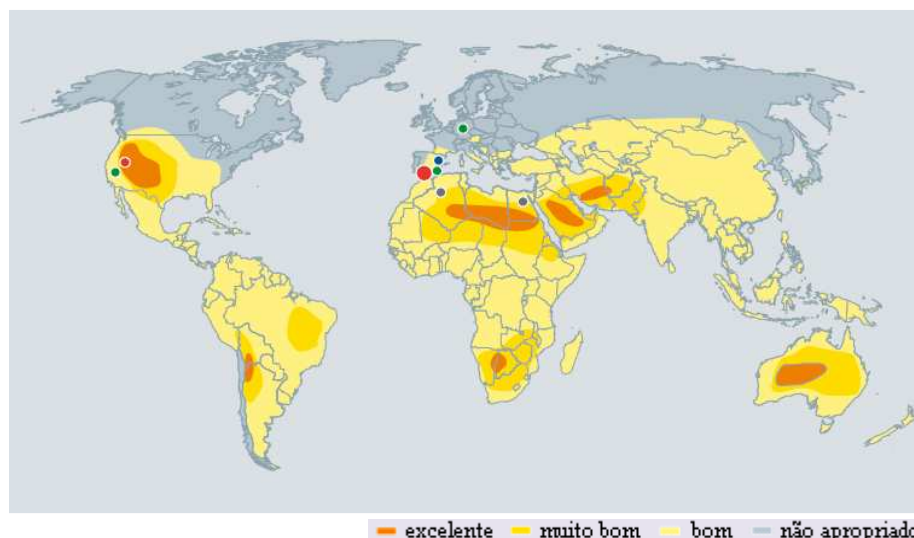


Figura 2: Capacidade de utilização de usinas solares e turbinas instaladas no mundo.

Em sua maioria, as usinas solares utilizam um fluido de trabalho, fluido térmico, que é aquecido ao passar pelo concentrador (tubo absorvedor). Concentradores parabólicos, pratos parabólicos ou torres são utilizados para concentrar a radiação solar e fornecer energia diretamente ao fluido. Nesses tipos de plantas, dois ciclos podem ser identificados: o ciclo para aquecimento do fluido térmico e o ciclo para geração de vapor. O fluido térmico, após passar pelo coletor solar, fornece energia para água em um evaporador.

Ciclos combinados também podem ser utilizados para aumentar a eficiência e reduzir a emissão de CO_2 . Esses ciclos operam com turbinas a gás que são alimentadas por um combustível. Os gases de saída das turbinas a gás são utilizados, então, para superaquecimento do vapor ou pré-aquecimento da água.

A solução aqui apresentada é a utilização de um concentrador solar cilíndrico-parabólico para fornecimento de calor a um fluido térmico que, por sua vez, fornece o calor necessário para geração de vapor de baixa pressão. Calor pode, também, ser armazenado para os períodos em que não houver radiação. Duas diferentes técnicas de armazenamento de energia térmica são conhecidas na literatura: armazenagem por calor sensível ou por calor latente. Um terceiro tipo, a armazenagem térmica por energia química, é um assunto ainda em discussão e carece de mais detalhes (KNUDSEN & DENNIS, 2003). Utilizando os armazenadores de calor, pode-se ter geração de vapor mesmo durante a noite ou em períodos com céu encoberto.

O fornecimento de calor para a água depende, basicamente, da troca de calor que se dá com o fluido térmico. Dessa forma, o conhecimento do gradiente de temperatura

do fluido ao longo do absorvedor permite o correto dimensionamento do sistema de geração de vapor, bem como do de armazenamento de calor.

O presente trabalho apresenta um concentrador solar cilíndrico-parabólico destinado à geração de vapor de baixa pressão para geração de energia elétrica. Como objetivo, pretende-se apresentar a formulação de um modelo matemático para estimar as perdas térmicas do sistema em função de parâmetros tais como: temperatura ambiente, velocidade do ar e diâmetro da tubulação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vários autores já desenvolveram estudos sobre a avaliação dos parâmetros que influenciam a eficiência global de um coletor. Outros propuseram modelos numéricos para avaliação de temperatura em coletores cilíndrico-parabólicos. Alguns desses trabalhos estão relacionados no presente estudo embasando a escolha do tema.

Procurou-se aqui, fazer também uma revisão das teorias de transferência de calor aplicadas ao modelo em estudo, já bastante difundidas na literatura. Atenção especial será dada ao tratamento da radiação solar e aos efeitos da atmosfera sobre a mesma. Além disso, será feita uma revisão sobre a geometria Sol-Terra que influi diretamente na radiação incidente sobre uma superfície na Terra.

Por fim, serão apresentadas diversas aplicações de energia solar: como fonte de calor para geração de energia elétrica, para aquecimento de água para uso doméstico, aquecimento de residências, resfriamento através de um ciclo por absorção e dessalinização.

2.1. Estado da Arte

Simon (1976) utilizou um simulador solar para determinação da eficiência de coletores solares garantindo condições controladas de vento, temperatura ambiente e irradiação solar. Seus resultados demonstram que uma simples redução na perda de calor não garante uma melhor eficiência do coletor solar.

Phillips (1982) propôs um modelo não linear para prever a eficiência de um coletor solar incluindo efeitos de perda de calor por radiação.

Salvadoretti (1983) desenvolveu um modelo matemático para análise do desempenho térmico de coletores solares cilíndrico-parabólicos. Salvadoretti considera condições de regime permanente calculando as perdas de calor por convecção e radiação bem como as perdas de carga do fluido térmico. Concluiu que as perdas do absorvedor para a cobertura por radiação representam 68% e que, portanto, o uso de superfície seletiva poderia elevar o rendimento dos coletores.

Lund (1986) introduziu um fator de forma que pode ser empregado em vários projetos de dutos. Lund emprega equações de condução bi-dimensional na placa e de transferência de calor no duto. Diferentemente dos métodos anteriores, seu método pode

ser utilizado em todos os tipos de projeto de dutos, avaliando a transferência de calor desenvolvida e as variáveis que afetam o desempenho térmico do coletor.

Oliva et al. (1991) propuseram um modelo numérico para determinação do comportamento térmico de um coletor solar. O modelo leva em consideração os aspectos multidimensionais e transientes que caracterizam o fenômeno de transferência de calor em um coletor solar. O modelo permite a análise da influência de alguns aspectos como: áreas de sombreamento e variações na dimensão e propriedades de diferentes elementos dos coletores.

Mais recentemente, esforços têm sido feitos para alcançar geração direta de vapor dentro do tubo absorvedor, com o objetivo de reduzir custos e melhorar a eficiência. O escoamento bifásico, em um grande número de tubos absorvedores longos, paralelos e horizontais, desse tipo sistema é o grande desafio técnico.

2.2. Radiação

A radiação térmica é uma forma de energia eletromagnética que se propaga através do espaço à velocidade da luz. Para a maioria das aplicações de energia solar, apenas a radiação térmica é importante, sendo emitida por todos os corpos em virtude de sua temperatura e em diversos comprimentos de onda. Quando um corpo é aquecido, os átomos, moléculas ou elétrons são levados a um nível de maior energia chamado estado excitado. No entanto, eles tendem espontaneamente a retornarem ao estado inicial e, durante este processo, emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas.

As mudanças no estado dos átomos e moléculas resultam da reorganização no estado eletrônico, rotacional e vibracional. Como essas reorganizações envolvem diferentes quantidades de energia e essa quantidade está relacionada com a frequência, a radiação emitida por um corpo é distribuída por diferentes comprimentos de onda. A Figura 3 apresenta uma parte do espectro da radiação eletromagnética.

O comprimento de onda da radiação térmica é normalmente considerado entre $0,2 \mu m$ e $1000 \mu m$. No entanto, os comprimentos de onda com importância na energia solar e em suas aplicações estão na faixa do ultravioleta até próximo ao infravermelho, isto é, de $0,3 \mu m$ até $25 \mu m$ (DUFFIE & BECKMAN, 1980).

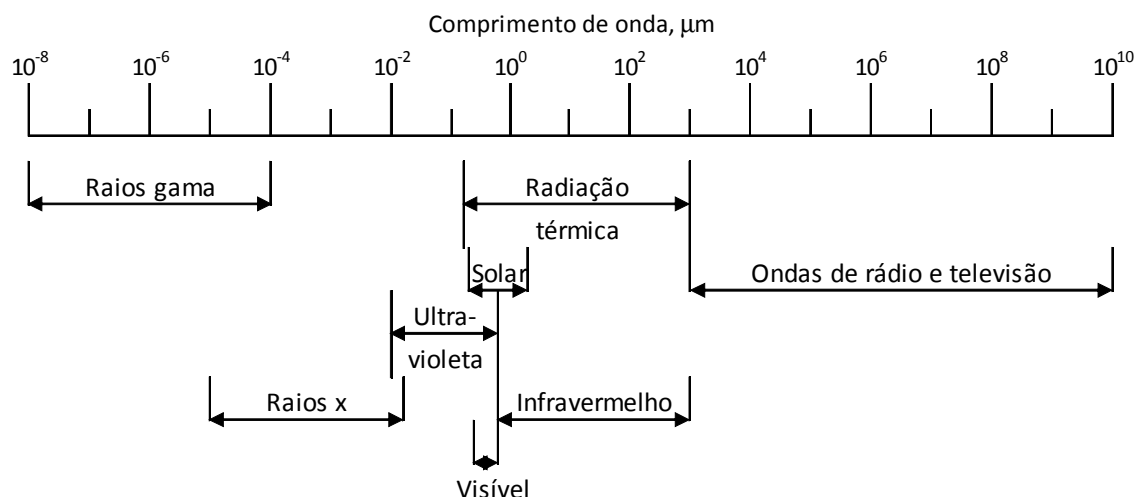


Figura 3: Espectro de radiação eletromagnética (adaptado de KREIDER & KREITH, 1981).

A radiação possui duas características importantes. Primeiramente, ao deixar um corpo, ela se propaga em todas as direções possíveis, e, por esse fato, diz-se que a radiação é direcional. A segunda característica é que a radiação emitida por uma superfície engloba um intervalo de comprimento de ondas, o que caracteriza uma distribuição espectral, conforme mostra a Figura 4. Para quantificar a emissão, absorção, reflexão e transmissão, os efeitos espectral e direcional devem ser considerados.

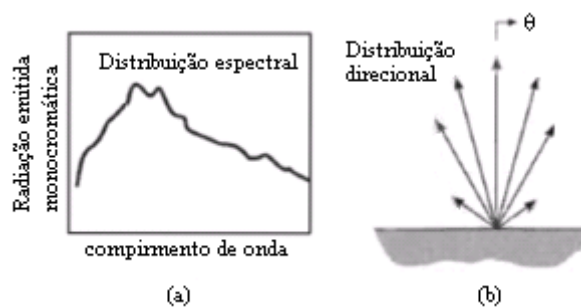


Figura 4: Radiação emitida por uma superfície. (a) Distribuição espectral. (b) Distribuição direcional (adaptado de INCROPERA & DEWITT, 2008).

Para uma análise ideal da radiação emitida por corpos, deve-se considerar um sistema de coordenadas esférico, como mostrado na Figura 5.

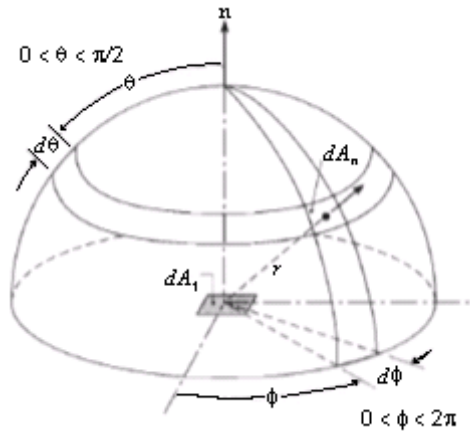


Figura 5: Radiação emitida de um elemento diferencial de área dA_1 dentro de um hemisfério centrado no ponto dA_1 (adaptado de INCROPERA & DEWITT, 2008).

A intensidade de radiação $I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi)$ pode ser definida como a taxa na qual a radiação é emitida num determinado comprimento de onda λ na direção de (θ, ϕ) , por unidade de área normal a essa direção, por unidade de ângulo sólido e por unidade de comprimento de onda $d\lambda$. A partir dessa definição, chega-se ao fluxo de radiação espectral associado a um elemento de área infinitesimal:

$$dq''_{\lambda} = I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi) \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta d\theta d\phi \quad (\text{eq. 2.1})$$

Pode-se obter, a partir da integração da equação acima, o fluxo de radiação para um dado comprimento de onda λ emitido em todas as direções a partir de uma superfície, que é o poder emissivo de um corpo.

$$E_{\lambda}(\lambda) = q''_{\lambda} = \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi) \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta d\theta d\phi \quad (\text{eq. 2.2})$$

O poder emissivo total é o fluxo de radiação emitido por área para todos os possíveis comprimentos de onda e em todas as possíveis direções.

$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda}(\lambda) d\lambda \quad (\text{eq. 2.3})$$

Para um emissor difuso, para o qual a intensidade de radiação emitida independe da direção, tem-se, $I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi) = I_{\lambda,e}(\lambda)$. A integração da equação acima resulta em:

$$E = \pi I_e \quad (\text{eq. 2.4})$$

onde I_e é a intensidade total de radiação emitida.

Duas importantes relações podem agora ser obtidas. A radiação incidente, G , e a radiosidade, J . A radiação total representa o fluxo de radiação incidente por unidade de área a partir de todas as direções possíveis e em todos os comprimentos de onda:

$$G = \int_0^{\infty} G_{\lambda}(\lambda) d\lambda = \int_0^{\infty} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \phi) \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta d\theta d\phi \quad (\text{eq. 2.5})$$

onde I_i é a intensidade total de radiação incidente. Da mesma maneira que para um emissor, se a radiação incidente for difusa, a integração da equação acima resulta em:

$$G = \pi I_i \quad (\text{eq. 2.6})$$

A radiosidade está relaciona à emissão e à reflexão de um corpo.

$$J = \pi I_{e+r} \quad (\text{eq. 2.7})$$

onde I_{e+r} é a intensidade total de radiação emitida mais a radiação refletida por um corpo.

Por definição, um corpo negro é aquele que absorve toda a radiação incidente, não importando qual o comprimento de onda ou a direção. Um corpo negro é também um emissor perfeito, isto é, um corpo que emite o máximo possível de radiação. O corpo negro é também um emissor difuso.

O poder emissivo espectral para um corpo negro é dado pela Lei de Planck (PLANCK, 1913):

$$E_{b,\lambda} = \frac{2\pi h c_o^2}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{hc_o}{\lambda k T}\right) - 1 \right]} \quad (\text{eq. 2.8})$$

onde h é a constante de Planck ($6,625 \times 10^{-34} \text{ J.s}$), k é a constante de Boltzmann ($1,38 \times 10^{-23} \frac{\text{J}}{\text{molécula}} . K$), c_o é a velocidade da luz no vácuo ($3 \times 10^8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$), T é a

temperatura absoluta. A equação acima, conhecida como distribuição de Planck, é representada pela Figura 6.

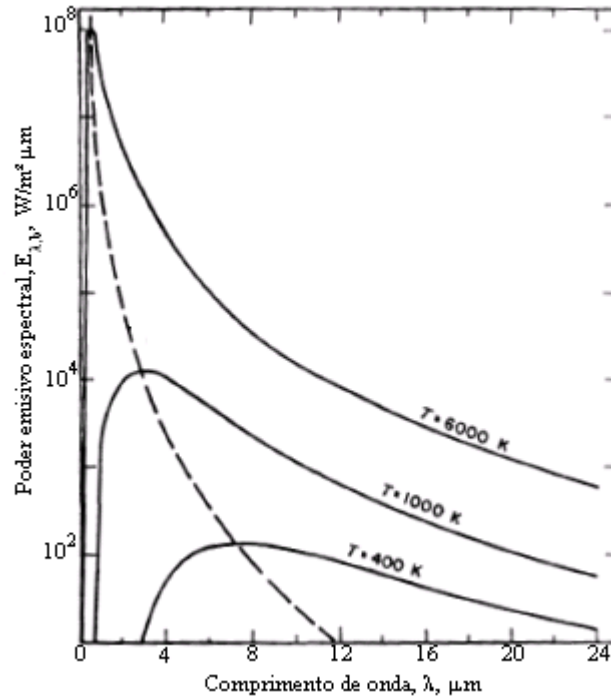


Figura 6: Distribuição espectral da radiação de um corpo negro (adaptado de DUFFIE & BECKMAN, 1980).

A Lei de Planck fornece a distribuição espectral da radiação de um corpo negro. No entanto, é do interesse dos cálculos de engenharia determinar a energia total emitida por um corpo negro em todos os comprimentos. Assim, integrando a eq. 2.8 para todos os comprimentos de onda, pode ser obtida a energia total emitida por um corpo negro:

$$E_b = \int_0^{\infty} E_{b,\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \quad (\text{eq. 2.9})$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann $\left(\frac{5,67 \times 10^{-8} \text{ W}}{\text{m}^2 \text{ K}^4}\right)$. Para um corpo real, no entanto, o poder emissivo é sempre menor que E_b , uma vez que, por definição, o corpo negro é um emissor perfeito e emite o máximo de radiação. A emissividade de um corpo real é espectral e direcional e é definida como sendo a relação entre a intensidade de radiação emitida por um corpo real e a intensidade de radiação emitida por um corpo negro no mesmo comprimento de onda e mesma temperatura, isto é:

$$\varepsilon_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \phi, T) = \frac{I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi, T)}{I_{\lambda,b}(\lambda, T)} \quad (\text{eq. 2.10})$$

Para os cálculos de engenharia para aplicação da energia solar, considera-se um corpo difuso, no qual a radiação emitida independe da direção, de tal modo que:

$$\varepsilon_{\lambda}(\lambda, T) = \frac{E_{\lambda}(\lambda, T)}{E_{b\lambda}(\lambda, T)} \quad (\text{eq. 2.11})$$

A emissividade total, que representa a média para todas as direções e comprimento de ondas possíveis, é dada integrando o poder emissivo ao longo de todo comprimento de ondas.

$$\varepsilon = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} E_{\lambda,b} d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{\lambda,b} d\lambda} = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} E_{\lambda,b} d\lambda}{\sigma T^4} \quad (\text{eq. 2.12})$$

Quando radiação incide sobre um corpo, parte dela é refletida, parte é absorvida e parte é transmitida, como mostrado na Figura 7.

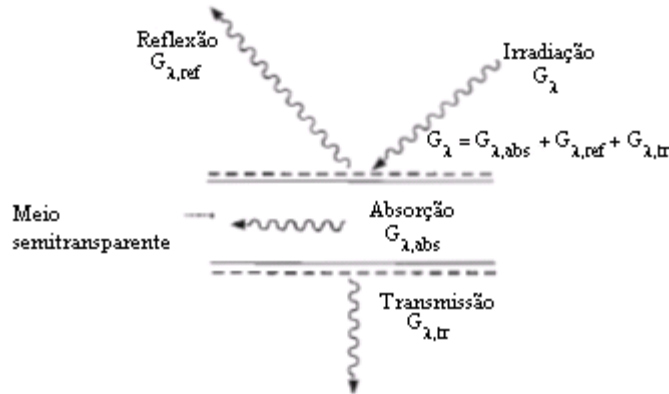


Figura 7: Absorção, reflexão e transmissão em um meio semitransparente (adaptado de INCROPERA & DEWITT, 2008).

Do balanço de radiação no meio, segue que:

$$G_{\lambda} = G_{\lambda,ref} + G_{\lambda,abs} + G_{\lambda,tra} \quad (\text{eq. 2.13})$$

A absortividade é a propriedade que determina a fração de irradiação incidente que é absorvida por uma superfície.

$$\alpha \equiv \frac{G_{abs}}{G} = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_{\lambda,b} d\lambda}{\int_0^\infty G_{\lambda,b} d\lambda} \quad (\text{eq. 2.14})$$

A refletividade é a propriedade que determina a fração de irradiação incidente que é refletida por uma superfície.

$$\rho \equiv \frac{G_{ref}}{G} = \frac{\int_0^\infty \rho_\lambda G_{\lambda,b} d\lambda}{\int_0^\infty G_{\lambda,b} d\lambda} \quad (\text{eq. 2.15})$$

Superfícies são idealizadas como difusas ou especulares dependendo da maneira como refletem a radiação. Reflexão difusa ocorre quando a intensidade da radiação independe do ângulo de reflexão. Quando toda a radiação incidente é refletida em uma única direção, diz-se ter reflexão especular (Figura 8).

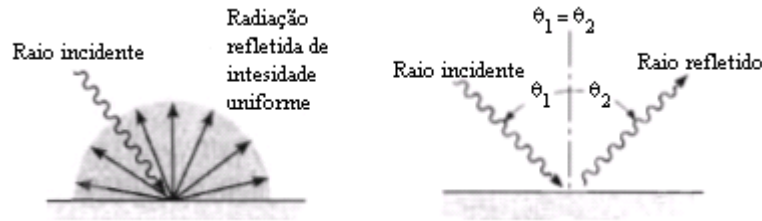


Figura 8: Reflexão difusa e especular (adaptado de INCROPERA & DEWITT, 2008).

A transmissividade é a propriedade que determina a fração de irradiação incidente que é transmitida pela superfície.

$$\tau \equiv \frac{G_{tra}}{G} = \frac{\int_0^\infty \tau_\lambda G_{\lambda,b} d\lambda}{\int_0^\infty G_{\lambda,b} d\lambda} \quad (\text{eq. 2.16})$$

Conclui-se que, para um meio semitransparente, tem-se:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (\text{eq. 2.17})$$

Por definição, para meios opacos, a transmissividade é nula. Assim:

$$\rho + \alpha = 1 \quad (\text{eq. 2.18})$$

2.2.1 Geometria Sol-Terra e Efeitos da Atmosfera Terrestre

2.2.1.1. A GEOMETRIA SOL-TERRA

O sol emite radiação, aproximadamente, como um corpo negro a temperatura de 5.800 K , com comprimento de ondas compreendendo a faixa entre $0,2\text{ }\mu\text{m}$ e $3,0\text{ }\mu\text{m}$. A constante solar, G_{sc} , é definida como o fluxo de energia incidente em uma superfície normal aos raios do sol fora da atmosfera a uma distância média entre o Sol e a Terra. O valor da constante solar pode apresentar alguma variação dependendo do autor, porém o valor é próximo de 1367 W/m^2 (DUFFIE & BECKMAN, 1980).

A radiação solar, ao entrar na atmosfera terrestre, sofre mudanças em sua magnitude e distribuição espectral e direcional. Isso se deve ao fato dos gases que constituem a atmosfera absorverem e espalharem a radiação.

O fluxo total de radiação que atinge uma dada superfície é dividido em três componentes básicas: radiação direta, radiação difusa e radiação refletida pelo entorno. Para encontrar a radiação incidente em qualquer superfície da Terra é necessário fazer correções na radiação incidente fora da atmosfera terrestre em virtude da geometria Sol-Terra. A Figura 9 mostra os principais ângulos que definem essa geometria. Outras definições importantes para determinação do fluxo total são:

- a. Radiação direta: radiação proveniente do sol sem sofrer interferência da atmosfera.
- b. Radiação difusa: radiação proveniente do sol após sofrer alterações em sua direção devido ao espalhamento na atmosfera terrestre.
- c. Irradiância: taxa de energia radiante incidente em uma superfície por unidade de área.
- d. Irradiação: energia por unidade de área. É a integral da irradiância ao longo de um período de tempo.
- e. Latitude (ϕ): localização angular, hemisfério norte positivo. $-90^\circ < \phi < 90^\circ$.
- f. Declinação (δ): posição angular do sol ao meio dia solar em relação ao plano do equador. A declinação pode ser encontrada como (DUFFIE & BECKMAN, 1980):

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left[360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right] \quad (\text{eq. 2.19})$$

onde n é o número do dia do ano.

- g. Inclinação (β): o ângulo entre a superfície em estudo e a horizontal. $0^\circ < \beta < 180^\circ$.
- h. Ângulo azimutal (γ): ângulo entre a projeção da normal à superfície no plano horizontal e o plano meridiano local.
- i. Ângulo horário (ω): deslocamento angular do Sol em relação ao meridiano local devido à rotação da Terra de 15° por hora. Período da manhã é negativo.
- j. Ângulo de incidência (θ): ângulo entre a radiação direta e a normal à superfície.
- k. Ângulo zenital (θ_z): ângulo entre a vertical do local e a radiação direta.

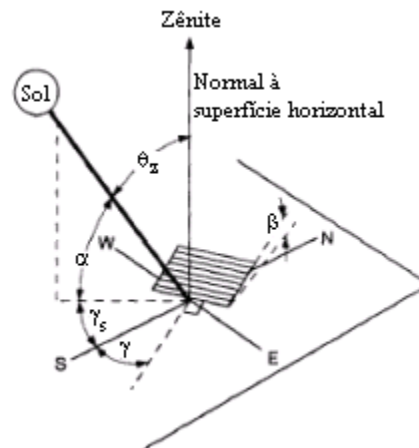


Figura 9: Ângulos da geometria Sol-Terra (adaptado de DUFFIE & BECKMAN, 1980).

Uma abordagem mais completa das relações de geometria foge ao escopo deste trabalho e pode ser encontrada em (DUFFIE & BECKMAN, 1980) e (BERNARD, MENGUY, & SCHWARTZ, 1982). No presente trabalho serão apresentadas apenas as principais relações que influem neste projeto. Uma dessas relações é a equação que relaciona o ângulo de incidência da radiação solar direta com outros ângulos:

$$\begin{aligned} \cos\theta = & \sin\delta\sin\phi\cos\beta - \sin\delta\cos\phi\sin\beta\cos\gamma - \sin\delta\cos\phi\sin\beta\cos\gamma \\ & + \cos\delta\cos\phi\cos\beta\cos\omega + \cos\delta\sin\phi\sin\beta\cos\gamma\cos\omega \\ & + \cos\delta\sin\beta\sin\gamma\sin\omega \end{aligned} \quad (\text{eq. 2.20})$$

O ângulo horário correspondente ao pôr-do-sol em determinado dia pode ser encontrado pela equação:

$$\cos\omega_s = -\tan\phi\tan\delta \quad (\text{eq. 2.21})$$

O tempo, em horas, de luz do sol em um dia é dado por:

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(\omega_s) \quad (\text{eq. 2.22})$$

A radiação solar incidente em um plano horizontal fora da atmosfera é:

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \cos(\theta_z) \quad (\text{eq. 2.23})$$

O termo $\left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right]$ se refere à correção da distância Sol-Terra e $\cos(\theta_z)$, à correção angular. Integrando a equação acima, para um período de um dia solar, do nascer do sol ao pôr-do-sol, obtêm-se a radiação diária em uma superfície horizontal, dada por:

$$\bar{H}_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \times \left[\cos\phi\cos\delta\sin\omega_s + \frac{\pi\omega_s}{180} \sin\phi\sin\delta \right] \quad (\text{eq. 2.24})$$

2.2.1.2. EFEITOS DA ATMOSFERA TERRESTRE

Ao penetrar na atmosfera terrestre, a radiação solar sofre dois fenômenos que modificam significativamente as características da radiação. Os fenômenos de espalhamento e absorção serão tratados a seguir.

a) Espalhamento

Este fenômeno é causado pela interação da radiação com moléculas de ar, vapor d'água e poeira. O espalhamento depende, basicamente, da quantidade de partículas existente na atmosfera e do tamanho das partículas relativamente ao comprimento de onda, λ .

O efeito de espalhamento causa mudança de direção na radiação incidente. A teoria de Rayleigh é apropriada para estudar o espalhamento da radiação devido a pequenas moléculas, cuja razão $\frac{\pi D}{\lambda}$ seja muito inferior à unidade. Moléculas de ar, por serem relativamente muito pequenas se comparadas ao comprimento de onda da radiação solar, sofrem espalhamento de Rayleigh. O fenômeno é aproximadamente uniforme em todas as direções, de tal modo que metade da radiação é redirecionada para fora da Terra e metade é direcionada para a superfície da Terra.

Partículas relativamente maiores, com $\frac{\pi D}{\lambda}$ próximo da unidade, como água e poeira, também causam efeito de espalhamento sobre a radiação incidente (Espalhamento de Mie). Este efeito é mais complexo do que o espalhamento de Rayleigh e a direção da radiação que sofre espalhamento de Mie é próxima daquela incidente nas partículas. Pode-se estimar, portanto, que toda radiação incidente em partículas maiores atinge a superfície terrestre. Outras teorias estimam os efeitos causados por essas partículas. Uma discussão mais detalhada pode ser vista em Duffie & Beckman (1980).

A Figura 10 mostra os efeitos do espalhamento da radiação solar de Rayleigh e de Mie.

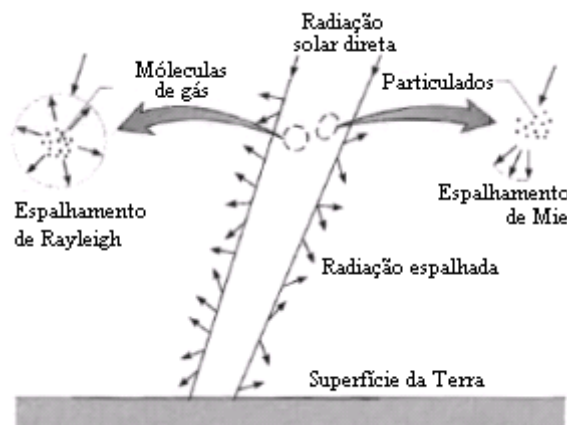


Figura 10: Espalhamento da radiação solar (adaptado INCROPERA & DEWITT, 2008).

b) Absorção

A absorção atmosférica se deve à presença de O_3 , H_2O e CO_2 . O ozônio é responsável pela absorção de comprimentos de onda na faixa do ultravioleta e a água e o dióxido de carbono, na região do infravermelho.

A Figura 11 mostra os efeitos de absorção e espalhamento da radiação solar ao passar pela atmosfera terrestre.

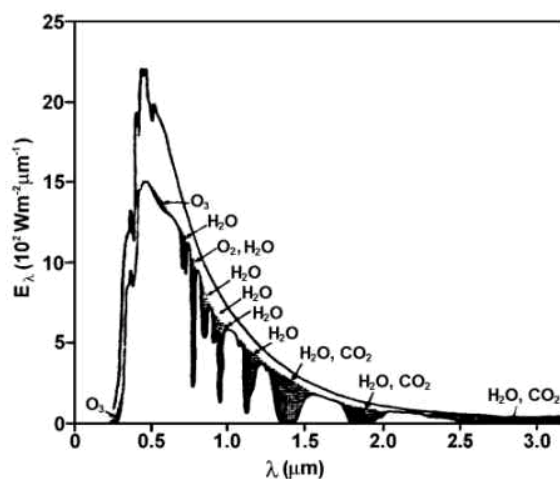


Figura 11: Absorção da radiação solar (adaptado de DUFFIE & BECKMAN, 1980).

A parcela da radiação que penetra na atmosfera sem sofrer espalhamento é dita radiação direta. Embora o efeito de espalhamento tenha influência sobre a direção da radiação incidente, a intensidade da radiação na superfície da Terra pode ser assumida como difusa, isto é, independente da direção. Deste modo, a radiação incidente na superfície terrestre é a soma da radiação direta e da radiação difusa.

2.2.2 Estimativa da Radiação Solar Média

Há diversas instituições que realizam medidas para determinação da radiação incidente média sobre a superfície da Terra. No entanto, a abrangência dessas áreas é restrita aos locais onde há instalados sensores capazes de medir a radiação incidente, como, por exemplo, o piranômetro, sendo que a maioria desses dados não está disponível para consulta pública.

Na indisponibilidade de dados medidos locais, é possível estimar a radiação incidente de forma empírica, apresentando bons resultados. Para determinado número de horas de sol disponível em um período de tempo, Page (1964) desenvolveu um método de regressão com base na radiação horizontal fora da Terra:

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_o} = a + b \frac{\bar{n}}{N} \quad (\text{eq. 2.25})$$

Na eq. 2.25, $\bar{H}$ é a radiação solar global diária em uma superfície horizontal, $\bar{H}_o$ é a radiação solar diária fora da Terra em um plano horizontal, a e b são constantes empíricas dependentes da localização, $\bar{n}$ é a média mensal do número de horas de insolação diária e N é a média mensal do número máximo de horas de insolação diária.

Os parâmetros a e b são estatísticos e obtidos a partir de uma reta de regressão. São característicos do tipo de clima da localidade em análise. No presente estudo, os parâmetros serão disponibilizados para diversos tipos de clima. Alternativamente, o usuário poderá entrar com os valores que julgar mais apropriados para a estimativa da radiação solar incidente na superfície terrestre.

A radiação global sobre uma superfície inclinada é expressa como a soma da radiação difusa horizontal corrigida para a inclinação da superfície mais a radiação refletida pela vizinhança.

$$\frac{\bar{H}_T}{\bar{H}} = \left(1 + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}\right) \bar{R}_b + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \frac{(1 + \cos\beta)}{2} + \rho \left(\frac{1 - \cos\beta}{2}\right) \quad (\text{eq. 2.26})$$

Na eq.2.26, $\bar{H}_T$ é a radiação no plano inclinado, $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$ é a relação entre a radiação incidente difusa e a total, $\bar{R}_b$ é a razão entre a radiação incidente no plano inclinado e na

horizontal, β é a inclinação da superfície e ρ é a refletividade nas vizinhanças do coletor.

A relação entre a radiação incidente difusa e a total, $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$, é expressa pela equação:

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 0,775 + 0,00653(\omega_s - 90) - [0,505 + 0,00455(\omega_s - 90)] \cos[115\bar{K}_T - 103] \quad (\text{eq. 2.27})$$

O fator $\bar{K}_T$ é o índice de claridade e pode ser entendido como a relação entre a radiação incidente terrestre e a radiação fora da Terra: $\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_o}$. O ângulo para a hora do pôr-do-sol, ω_s , deve ser dado em graus (eq. 2.21).

A razão entre a radiação incidente no plano inclinado e na horizontal, $\bar{R}_b$, é expressa pela equação:

$$\bar{R}_b = \left(\frac{\pi}{180} \omega_s \right) \left[\frac{(\text{sen} \delta \text{sen} \phi \cos \beta - \text{sen} \delta \text{sen} \phi \cos \gamma)}{\vartheta} + \frac{\text{sen} \omega_s \cos \delta (\cos \phi \cos \beta + \text{sen} \phi \text{sen} \beta \cos \gamma)}{\vartheta} \right] \quad (\text{eq. 2.28})$$

onde, a variável ϑ foi definida tal que:

$$\vartheta = \cos \phi \cos \delta \text{sen} \omega_s + \left(\frac{\pi}{180} \omega_s \right) (\text{sen} \delta \text{sen} \phi) \quad (\text{eq. 2.28.a})$$

Do acima exposto, para uma determinada localidade, latitude e longitude, tipo de clima, inclinação da superfície e período do ano, é possível determinar a radiação solar incidente na superfície em análise. Estes dados serão utilizados como parâmetros de entrada para o modelo em estudo, possibilitando o exame do perfil de temperatura ao longo do absorvedor para diferentes condições de radiação.

2.3. Aplicações da Energia Solar

A energia solar pode ser aproveitada para o aquecimento de ambientes ou de água para uso sanitário, refrigeração por ciclo de absorção, geração de eletricidade, fotovoltaica ou térmica, ou mesmo para dessalinização da água do mar. A utilização de sistemas aquecedores de água já é bastante difundida em países europeus. No entanto, as outras aplicações da energia solar, embora ambientalmente corretas por evitarem emissão de CO_2 , ainda encontram dificuldades para serem implantadas devido aos elevados custos iniciais.

Neste capítulo serão abordadas as diferentes aplicações da energia solar com maior enfoque nos concentradores solares para conversão em energia elétrica.

2.3.1 Fotovoltaica

A energia solar fotovoltaica é aquela mediante a qual se obtém energia elétrica a partir de painéis fotovoltaicos.

Na região do espectro do ultravioleta e do visível, o quanta tem energia suficientemente alta para induzir transições químicas nos materiais de absorção. Esta é a base do funcionamento da conversão fotovoltaica da energia solar em eletricidade.

Os painéis fotovoltaicos são formados por dispositivos semicondutores tipo diodo que, ao receberem radiação solar, se excitam e provocam saltos eletrônicos, gerando uma pequena diferença de potencial, aproximadamente, $0,5\text{ V}$, em suas extremidades. O acoplamento em série de vários destes fotodiodos permite a obtenção de tensões maiores (RAPP, 1981).

Painéis fotovoltaicos podem ser utilizados em dois tipos de instalações. Primeiramente para alimentar regiões isoladas da rede elétrica, ou seja, geração de energia distribuída, ou então, instalações fotovoltaicas conectadas à rede, que permitem a comercialização de energia. Os painéis fotovoltaicos fornecem energia em corrente contínua e, para disponibilizá-la na rede, deve-se transformar a corrente contínua em corrente alternada, com auxílio de um inversor.

Um dos maiores problemas encontrados na geração de eletricidade por células solares é a dificuldade de armazenamento de energia. Uma das maneiras de se armazenar a eletricidade é com o auxílio de baterias para consumo posterior (Figura 12).

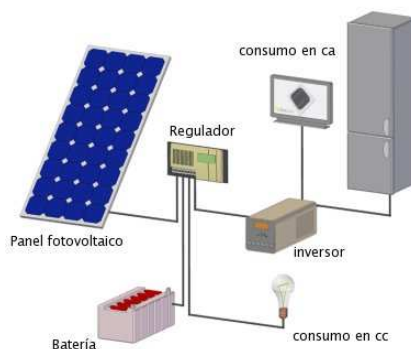


Figura 12: Circuito de geração de energia com painéis fotovoltaicos.

2.3.2 Energia Térmica

A energia solar térmica consiste no aproveitamento da energia solar para produzir calor. Pode ser aproveitada para produção de água quente destinada ao consumo doméstico, como água de banho quente, calefação, aquecimento de piscinas ou então para a produção de energia mecânica e, a partir dela, energia elétrica. Outra aplicação da energia solar térmica se dá em ciclos de refrigeração por absorção e em sistemas de dessalinização da água do mar.

As aplicações para energia solar térmica abrangem a conversão da radiação solar em energia térmica, podendo ser classificadas como ativas ou passivas. As aplicações ativas estão relacionadas ao uso de algum dispositivo de conversão, como coletores solares. As aplicações passivas, por sua vez, tratam dos projetos de aproveitamento das condições climáticas locais, minimizando o consumo de energia requerida para aquecimento e condicionamento de ambientes. São exemplos de aproveitamento passivo a iluminação natural e a ventilação natural em edificações.

Os sistemas de conversão de energia solar são divididos em três grupos de acordo com a temperatura alcançada: dispositivos não concentradores, dispositivos de média concentração e dispositivos de alta concentração. A seguir são listadas as principais aplicações de cada dispositivo.

2.3.2.1. DISPOSITIVOS NÃO CONCENTRADORES

Os dispositivos não concentradores se caracterizam pela utilização da energia solar sem sistemas ópticos concentradores. Desta forma, esses dispositivos se justificam

para aplicações de baixa temperatura, como por exemplo, aquecimento de água para uso doméstico, aquecimento de residências, dessalinização da água do mar, entre outros (BERNARD, MENGUY, & SCHWARTZ, 1982).

a) Coletor de Placa Plana

O uso de placas solares térmicas é bastante difundido para aquecimento de água para uso doméstico e pode atingir temperaturas da ordem de 70°C a 80°C. Esse tipo de equipamento é constituído por uma cobertura transparente, placa absorvedora, tubos e aletas e material isolante, como mostra a Figura 13.



Figura 13: Coletor solar plano.

O fluido térmico escoia internamente pelos tubos que são, normalmente, feitos de cobre, cuja condutividade térmica é alta e apresenta elevada resistência à corrosão. A placa absorvedora é a responsável pela absorção e transferência de energia solar para o fluido de trabalho. A cobertura transparente é feita de vidro, policarbonato ou acrílico que permitem a passagem da radiação solar e minimizam as perdas de calor por convecção.

b) Coletor de Tubo Evacuado

O uso de coletores de tubo evacuado tende a substituir as placas solares, uma vez que apresenta uma maior eficiência e temperaturas mais elevadas, o que é essencial para operação de sistema de condicionamento de ar e processos de calor. Assim como as

placas planas, os tubos evacuados também podem ser utilizados para aquecimento de água para uso doméstico.

Existem diversos modelos de coletores tubulares evacuados, podendo ser utilizados internamente às placas planas, em instalações com tubos concêntricos livres, como tubo absorvedor em concentradores solares e em “garrafas” de vácuo (KREIDER & KREITH, 1981)

O modelo mais usado atualmente é o concêntrico e consiste em dois tubos de vidro, como mostra a Figura 14. O tubo externo é transparente para minimizar as perdas por reflexão. O tubo interno recebe uma superfície de alta seletividade. Os tubos são fundidos, no topo, sendo feito vácuo na região anular.



Figura 14: Detalhe construtivo do coletor de tubo evacuado (APRICUS, 2011).

Como o tubo é evacuado, há uma redução significativa das perdas térmicas que pode ser avaliada pela redução do número de Rayleigh. O efeito é proporcional à raiz quadrada da densidade. Quando o número de Rayleigh é drasticamente reduzido, a transferência de calor se dá apenas por condução e, por isso, as perdas se tornam muito menores.

c) Dessalinização

A dessalinização solar é um campo de pesquisa que cresce rapidamente. Alternativas para as convencionais plantas de dessalinização baseadas em combustíveis fósseis devem ser desenvolvidas.

Uma planta de destilação pode consistir em sistemas separados ou integrados para o coletor solar e o destilador. O conceito de dessalinização solar pode ser

classificado, portanto, como direto, com coletores e condensadores integrados uns aos outros, ou indireto, com condensadores separados dos coletores. Dessalinização direta solar requer uma maior área e apresenta uma produtividade relativamente mais baixa quando comparada à tecnologia indireta. O uso da dessalinização indireta implica a combinação de técnicas de dessalinização convencionais e, neste caso, a energia térmica proveniente do sol é utilizada para gerar vapor que, por sua vez, é utilizado em uma planta de destilação.

O método de dessalinização direta é adequado para sistema com pouca produção, em regiões com demanda de água inferior a $200 \text{ m}^3/\text{dia}$ (LINDBLOM, 2003).

Um modelo básico de funcionamento do método de destilação direta pode ser descrito como um recipiente coberto com uma cobertura transparente, por exemplo, vidro, Figura 15. Internamente ao dispositivo há água do mar e ar. Quando a água salgada é aquecida pela radiação solar, ela evapora e o vapor é misturado com o ar acima da superfície da água. O ar úmido é então resfriado para que partículas de vapor condensem no vidro. O condensado é então retirado pela parte lateral do dispositivo.

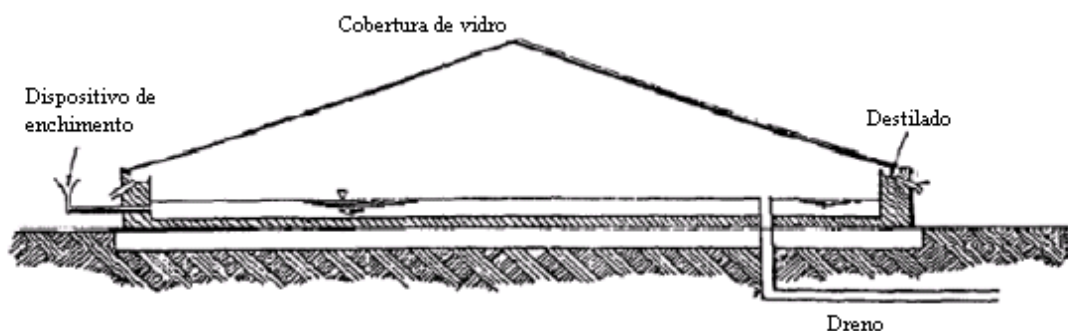


Figura 15: Dispositivo básico para dessalinização da água do mar (adaptado de LINDBLOM, 2003).

Um dos maiores problemas relacionados a esse sistema de dessalinização é a baixa eficiência térmica. Diversas ações podem ser tomadas para aumentar a eficiência. Uma discussão mais detalhada sobre o assunto não faz parte deste trabalho e pode ser vista em Lindblom, 2003 e em Qiblawey, 2007.

A maior parte da produção de água por dessalinização, no entanto, utiliza plantas de dessalinização do tipo múltiplo efeito e osmose reversa. Usualmente, esses sistemas utilizam combustível fóssil como fonte de energia para aquecimento, o que implica em altos custos de operação. Neste sentido, a utilização de coletores cilíndrico-parabólicos ou reservatórios solares de gradiente de salinidade se apresenta como a melhor

alternativa. Uma abordagem mais completa pode ser vista em Lindblom, 2003 e em Qiblawey, 2007.

d) Ciclo de Refrigeração por Absorção

Os sistemas solares para refrigeração geralmente compreendem três partes principais: o equipamento para conversão da energia solar, o sistema de refrigeração e o ambiente a ser climatizado. Dos diversos sistemas para refrigeração, destaca-se o ciclo por absorção utilizado para aplicações com temperaturas entre 0°C e 8°C, como armazenamento de alimentos, ou serviços de condicionamento do ar, com temperaturas entre 15°C e 20°C.

O ciclo de refrigeração solar por absorção pode apresentar coeficiente de performance, *COP*, entre 0,6 e 0,8 para sistemas de estágio simples e valores até 1,3 para sistemas de dois estágios (PRIDASAWAS & NEMARIAM, 2003). Podem ser utilizados como fluidos de trabalho NH_3/H_2O , $H_2O/LiCl$ ou $H_2O/LiBr$.

A Figura 16 apresenta os componentes básicos de um ciclo de refrigeração por absorção. Neste sistema, podem ser identificadas duas entradas de calor: no gerador e no evaporador. Assim, faz-se necessário a adição de calor, de tal modo que, no gerador, a solução rica seja aquecida e o refrigerante se separe da solução, e, no evaporador, o refrigerante passe da fase líquida para a fase vapor.

O calor transferido ao evaporador é proveniente da região a ser resfriada. No entanto, no gerador é necessário fornecimento de calor. Essa fonte de calor pode ser substituída por coletores solares que supram a necessidade energética do sistema, como por exemplo, utilização de coletores solares de placa plana ou de tubo evacuado, para temperaturas de até 100°C.

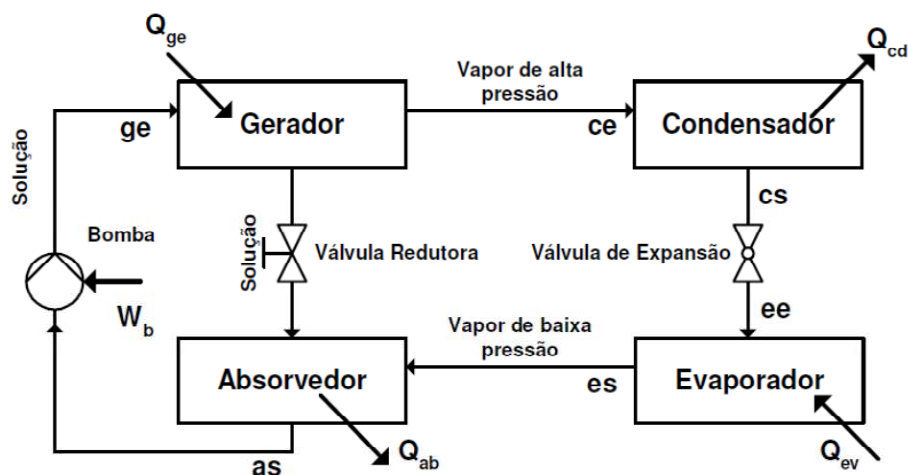


Figura 16: Sistema de refrigeração por absorção (FIORELLI, 2011).

2.3.2.2. DISPOSITIVOS CONCENTRADORES

Para produzir eletricidade a partir da energia solar térmica são necessários 4 elementos: concentrador, receptor com algum transportador de calor, armazenamento e conversão da energia. Existem três tecnologias solares mais promissoras que são: concentrador solar cilíndrico-parabólico, torre central e disco parabólico.

O coletor solar concentrador utiliza um sistema ótico, espelhos ou lentes, capazes de aumentar a intensidade da radiação antes que esta atinja a superfície absorvedora. Dessa maneira, reduzem-se as perdas térmicas e temperaturas mais elevadas são atingidas.

Os dispositivos concentradores podem ser divididos em dois grupos: média concentração e alta concentração.

a) Média Concentração

Sistemas de média concentração aumentam de 20 a 50 vezes a intensidade da radiação no absorvedor. O fluido de trabalho pode chegar a temperaturas da ordem de 100°C até 400°C. Dessa forma, tornam-se indicados para aplicações como fonte suplementar de calor em diversos processos industriais que se desenvolvem nessa faixa.

O rastreamento do sol é feito em um único eixo, sendo conhecidos como coletor de foco linear ou axial. A característica desses sistemas é a concentração de radiação solar em uma linha coincidente com o eixo geométrico da superfície refletora.

São exemplos de dispositivos de média concentração os coletores cilíndrico-parabólicos e os de lentes de Fresnel.

- Cilíndrico-parabólico

O coletor cilíndrico-parabólico pode ser aplicado tanto para média quanto para alta concentração. O conjunto é formado basicamente por três principais componentes: superfície refletora, tubo absorvedor e cobertura. O rastreamento do sol é feito com movimento em um eixo podendo ser de três tipos: refletor móvel e absorvedor fixo, refletor fixo e absorvedor móvel ou refletor e absorvedor móveis. Pode, ainda, ser classificado quanto à orientação de seu eixo principal: eixo polar (norte-sul) ou eixo horizontal (leste-oeste).

A superfície refletora é utilizada para concentrar a luz solar no absorvedor, aumentando em até 60 vezes a intensidade normal. Os refletores podem ser classificados em contínuos ou, então, de segmentos fixos ou móveis. A utilização de cada um deles dependerá do fator de concentração que deve ser obtido para o sistema. Neste sentido, o tubo receptor que se estende ao longo da linha focal do refletor, pode alcançar temperaturas muito mais elevadas do que as alcançadas quando se utiliza coletor de placa plana ou de tubo evacuado (Figura 17).

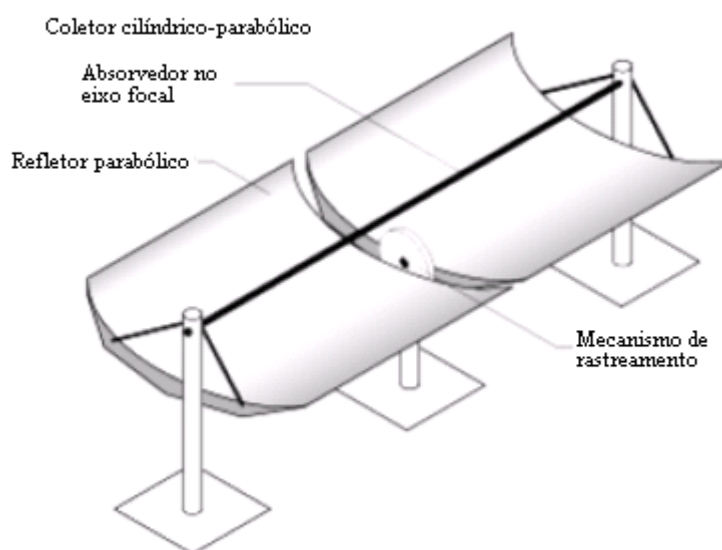


Figura 17: Vista esquemática de um coletor cilíndrico-parabólico (adaptado de LINDBLOM, 2003).

O concentrador solar cilíndrico-parabólico usualmente inclui um controle mecânico que mantém o refletor apontado para o sol durante o dia. Este sistema pode fornecer água quente ou vapor e é geralmente usado em aplicações comerciais e industriais.

As características de cada um dos componentes do coletor solar - espelho refletor, cobertura de vidro, absorvedor e fluido térmico - serão discutidas ao longo do trabalho.

- Lentes de Fresnel

As lentes de Fresnel produzem o mesmo efeito das lentes padrões e atuam focalizando os raios incidentes em um ponto. Porém, esse tipo de lente consiste em uma série de segmentos chamados de *facets* que são inclinados de modo a refratar os raios incidentes em um cone focal. Cada *facets* é inclinado de um ângulo apropriado para focar os raios refratados diretamente sobre o absorvedor (Figura 18).

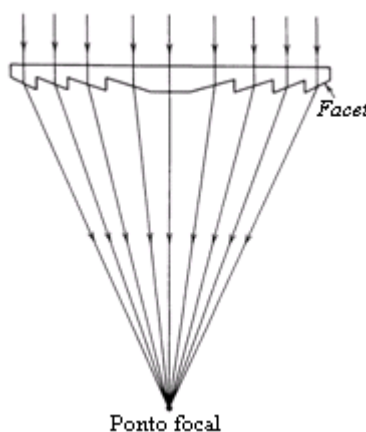


Figura 18: Lente de Fresnel (adaptado de STINE & GEYER, 2011).

As lentes são normalmente feitas de plástico e são relativamente baratas. No entanto, apresentam uma região de transição na junção de cada par que não foca os raios paralelos incidentes e, portanto, essas regiões apresentam um menor rendimento.

b) Alta Concentração

São dispositivos com rastreamento em dois eixos, também chamados de concentradores pontuais. Podem atingir concentrações muito elevadas, até 10.000 vezes, uma vez que empregam um sistema bi-dimensional de rastreamento do sol. Tal

mecanismo é mais complexo e mais caro, sendo, ainda, menos utilizado do que os dispositivos de rastreamento simples.

Sistemas de alta concentração podem atingir temperaturas superiores a 800°C.

- Concentradores “Dish”

Esse tipo de sistema apresenta como vantagem um maior fator de concentração. O princípio de funcionamento deste dispositivo é baseado na concentração dos raios solares em um receptor, onde pode ser acoplado um ciclo Brayton ou Stirling.

A unidade concentradora (“dish”) é formada por diversos espelhos focalizando a luz incidente em um feixe intenso dentro de um receptor, que transmite calor para o ciclo. Pode-se utilizar um campo distribuído de módulos de unidade coletora, para aumentar a geração de calor. Para reduzir as perdas térmicas, o ciclo Brayton ou Stirling pode ser montado em cada unidade (Figura 19).



Figura 19: Concentradores solares do tipo "dish" (Sandia National Laboratories, 2008).

- Torre Solar

Também conhecidos como sistemas absorvedores centrais, o conceito de concentração em torres solares é baseado em um campo de espelhos seguidores individuais, chamados de heliostatos, que refletem a luz do sol incidente em um absorvedor no topo de uma torre central (Figura 20).

Tipicamente, entre 85% e 90% da energia refletida é absorvida pelo fluido de trabalho que é bombeado até a torre. O vapor, então, retorna para a base da torre onde

pode ser utilizado para acionar uma turbina e gerar energia elétrica ou para processos industriais. A temperatura no gerador de vapor pode alcançar valores de até 840°C (STINE & HARRIGAN, 1986).



Figura 20: Torre solar (Abengoa Solar, 2010).

2.4. Perdas Óticas

Para a definição das perdas óticas referentes ao sistema refletor, cobertura e absorvedor deve-se, primeiramente, definir a concentração geométrica. A capacidade que o sistema ótico tem de intensificar a radiação incidente no absorvedor é chamada de concentração geométrica do coletor. Pode ser entendida como a razão entre a área que recebe radiação no coletor e a área que a absorve. Assim:

$$C_g = \frac{A_{col}}{A_{abs}} \quad (\text{eq. 2.29})$$

No entanto, este parâmetro assim como descrito pela eq. 2.46, não considera as perdas óticas envolvidas no sistema cobertura – absorvedor. O fator de concentração pode, então, ser redefinido considerando todas as perdas:

$$\bar{C}(\phi_{abs}) = C_g(1 - p_t(\phi_{abs}))(1 - p)\cos i \quad (\text{eq. 2.30})$$

onde p_t é a perda geométrica total ou a fração de energia incidente sobre o coletor que não incide no absorvedor e pode ser escrito como:

$$p_t(\phi_{abs}) = 1 - (1 - p_c)(1 - p_g(\phi_{abs})) \quad (\text{eq. 2.31})$$

Na eq. 2.48, p_c é a perda do concentrador, isto é, a fração de energia incidente que não é refletida para o absorvedor, e pode ser expressa em função de ρ_{esp} , refletividade do espelho:

$$p_c = 1 - \rho_{esp} \quad (\text{eq. 2.32})$$

Ainda na eq. 2.48, $p_g(\phi_{abs})$ representa as perdas geométricas no absorvedor. É definido como o fator de intercepção, γ :

$$p_g(\phi_{abs}) = 1 - \gamma \quad (\text{eq. 2.33})$$

Retornando à eq. 2.47, p representa as perdas por reflexão e absorção na cobertura e, portanto:

$$p = 1 - (\tau\alpha) \quad (\text{eq. 2.34})$$

Substituindo os valores, o fator de concentração médio é dado por:

$$\bar{C}(\phi_{abs}) = C_g \rho_{esp} \gamma (\tau\alpha) \cos i \quad (\text{eq. 2.35})$$

Para se reduzir as perdas óticas, o conjunto coletor – absorvedor deve possuir, primeiramente, uma superfície coletora que apresente alta refletividade. Superfícies com espelhos de vidro e cobertura de prata apresentam ρ entre 0,7 e 0,8 e são utilizadas como espelhos refletores em sistemas de concentradores.

O produto transmitância-absortância representa a energia que passa pela cobertura, e atinge o absorvedor. No entanto, parte desta energia é refletida de forma difusa para a cobertura e, desta, novamente para o absorvedor. Essas reflexões sucessivas prosseguem até a absorção total da radiação. O produto, então, pode ser definido para n reflexões como:

$$(\tau\alpha_n) = \frac{\tau\alpha[1 - \rho_d(1 - F)]}{1 - \rho_d(1 - \alpha F)} \quad (\text{eq. 2.58})$$

onde τ é a transmissividade da cobertura, α é a absortividade do absorvedor, ρ_d é a refletividade difusa da cobertura e F é o fator de forma do conjunto cobertura – absorvedor.

2.5. Ciclo de Geração de Vapor

A utilização de campos com espelhos parabólicos para geração de eletricidade se dá através de um ciclo Rankine, conforme mostrado na Figura 21. O campo coletor consiste num grande campo de espelhos parabólicos seguidores solares em um eixo. O campo de espelho é modular e composto por diversas linhas paralelas de coletores solares alinhados.

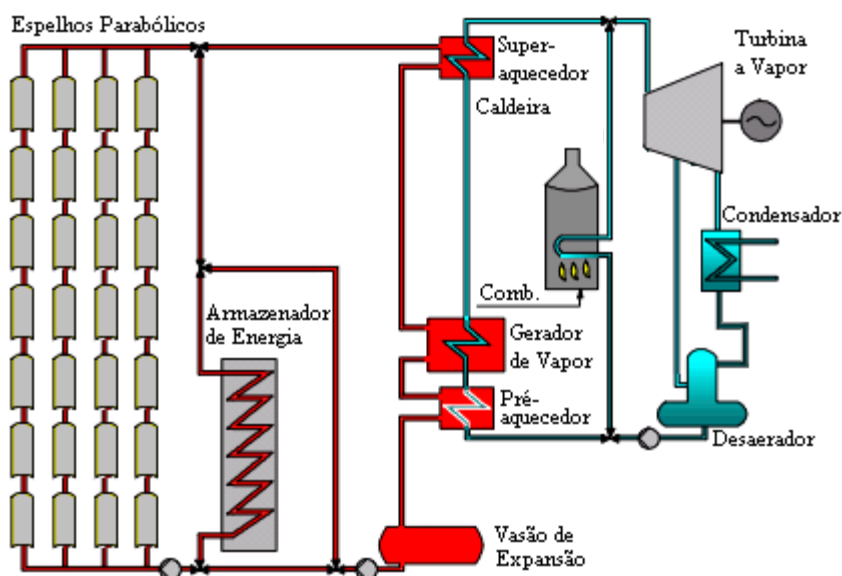


Figura 21: Representação esquemática de um sistema de espelhos parabólicos para geração de vapor e eletricidade (ciclo Rankine).

O fluido térmico é aquecido conforme ele circula pelo absorvedor e retorna para a série de trocadores de calor para gerar vapor superaquecido. O vapor superaquecido é expandido, então, em uma turbina a vapor que, acoplada a um gerador, pode fornecer energia elétrica. À saída da turbina, o vapor passa por um condensador, onde é condensado e é, então, destinado ao desaerador para retirada de gases não condensáveis da água, protegendo as tubulações e bombas do ciclo.

O condensado é bombeado pelas bombas de água de alimentação retornando ao pré-aquecedor e ao gerador de vapor, onde é aquecido até se transformar em vapor novamente. Após o fluido térmico passar pelos trocadores de calor, ele é expandido no

vaso de expansão e depois é bombeado novamente ao campo de espelhos onde recebe energia proveniente da radiação solar.

Os concentradores solares para geração de eletricidade são projetados para ter, como fonte primária de energia, a energia solar. No entanto, prevendo períodos sem insolação ou em que a radiação é insuficiente para a geração de vapor, as usinas solares são, em sua maioria, híbridas, apresentando como alternativa à energia solar a queima de um combustível fóssil como fonte alternativa. Assim, a Figura 21 apresenta uma caldeira instalada em paralelo com o campo de espelhos como fonte alternativa de energia, suprimindo a necessidade de energia quando necessário. Alternativamente, pode-se ter um aquecedor para o fluido térmico como fonte de energia suplementar à energia solar, instalado, por exemplo, à saída do campo de espelhos.

O fluido térmico pode, também, passar por um armazenador de energia, onde um sal, por exemplo, retém a energia absorvida pelo fluido térmico ao atravessar o campo de espelhos. Tal energia pode ser usada posteriormente durante períodos em que não há radiação.

3. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático proposto utiliza as equações da transferência de calor para condução, convecção e radiação em regime permanente. Analogia elétrica será feita para formulação do sistema de equações que rege o problema. A seguir, será feito um breve comentário sobre os modos de transferência de calor e as equações utilizadas no modelo.

3.1. Modos de Transferência de Calor

A transferência de calor em um coletor cilíndrico-parabólico pode ocorrer através de três mecanismos: condução, convecção e radiação. A condução ocorre nas paredes do tubo absorvedor e da cobertura. A convecção ocorre entre o fluido térmico e a parede interna do absorvedor, entre o absorvedor e a cobertura e entre a cobertura e o refletor. A radiação, por sua vez, incide sobre o refletor e é refletida para o absorvedor.

3.1.1 Condução

A transferência de calor por condução ocorre em escala microscópica devido à interação entre os átomos da partícula. Quando existe um gradiente de temperatura em um corpo, calor será transferido da região de temperatura mais alta para a região de temperatura mais baixa. A taxa pela qual calor é trocado por condução pode ser avaliada pela Equação de Fourier (eq. 3.1).

$$dQ = -k dA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{eq. 3.1})$$

A eq. 2.29 mostra que a taxa de troca de calor por condução é proporcional ao gradiente de temperatura vezes a área pela qual o calor é trocado, onde $T(x)$ e x são, respectivamente, a temperatura e a distância na direção do fluxo de calor. A taxa de calor trocado por condução depende ainda de uma propriedade física do meio, a condutividade térmica, k . O sinal de menos é uma consequência da Segunda Lei da

Termodinâmica que requer que a transferência de calor ocorra na direção da temperatura mais baixa.

3.1.1.1. CONDUÇÃO DE CALOR EM CILINDROS

A condução de calor através de cilindros é de fundamental importância em diversas aplicações de sistemas de energia solar. Considere, primeiramente, um tubo cilíndrico oco de raio interno r_i , raio externo r_e e comprimento L . Dada a temperatura da parede interna T_i e a temperatura da superfície externa T_e , a taxa de troca de calor é dada pela Equação de Fourier (eq. 3.1) utilizando um sistema de coordenadas cilíndrico. Considerando um cilindro muito longo, podem ser desprezados os efeitos de borda e o fluxo de calor se dará de maneira apenas radial, resultando em:

$$q_k = -kA_r \frac{dT}{dr} = -2\pi kLr \frac{dT}{dr} \rightarrow q_k \frac{dr}{r} = -2\pi kLdT \quad (\text{eq. 3.2})$$

Integrando a eq. 3.2 com as condições de contorno dadas pelas temperaturas T_e e T_i , obtêm-se a seguinte relação para a condução de calor em cilindros longos:

$$q_k = 2\pi kL \frac{T_i - T_e}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \quad (\text{eq. 3.3})$$

Através da analogia elétrica, a eq. 3.3 pode ser escrita como:

$$q_k = \frac{T_i - T_e}{R_k} \quad (\text{eq. 3.4})$$

onde a resistência térmica por condução em um cilindro é dada por:

$$R_k = \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi kL} \quad (\text{eq. 3.5})$$

O conceito de resistência térmica pode ser estendido para tubo cilíndrico com múltiplas paredes, como, por exemplo, o coletor solar cilíndrico-parabólico, formado

por um cilindro absorvedor revestido por uma cobertura. A resistência térmica total será a soma das resistências de cada parede.

$$q_k = \frac{T_e - T_i}{R_{eq}} = \frac{T_e - T_i}{R_1 + R_2} \quad (\text{eq. 3.6})$$

3.1.2 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre através de movimentos macroscópicos, envolvendo líquidos ou gases. Quando um fluido entra em contato com uma superfície sólida a temperaturas diferentes, o resultado da troca de energia térmica é chamado de convecção. A lei que rege a taxa de transferência de calor por convecção é a Equação de Newton (eq. 3.7):

$$q_h = h_c A (T_p - T_\infty) \quad (\text{eq. 3.7})$$

onde h_c é o coeficiente de película. Apesar da aparente simplicidade da eq. 3.7, a determinação do coeficiente de película, h_c , representa uma grande dificuldade para o cálculo da troca de calor por convecção. O coeficiente de película depende, entre outros fatores, de diversas propriedades do fluido: densidade, viscosidade, condutividade térmica, calor específico, além de características da superfície e das condições de escoamento como: formato do corpo, rugosidade, velocidade do fluido, direção do escoamento, etc.

Analogamente à condução, pode-se definir a resistência térmica devido à convecção, que é dada por:

$$R_c = \frac{1}{hA_{abs}} \quad (\text{eq. 3.8})$$

O coeficiente de película será avaliado para cada um dos três casos em que há transferência de calor por convecção no modelo em estudo: entre o fluido térmico e a parede do absorvedor, entre o absorvedor e a cobertura e entre a cobertura e o refletor.

A determinação do coeficiente será analisada para dois casos de escoamento: interna e externamente ao tubo absorvedor. A partir do conhecimento do número de Nusselt médio, o valor médio do coeficiente de película é dado por:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (\text{eq. 3.9})$$

Nos próximos itens será mostrado como o número de Nusselt pode ser calculado, em função do número de Reynolds e do número de Prandtl, para escoamentos externos e internos a cilindros.

3.1.2.1. ESCOAMENTOS EXTERNOS

Aqui será adotada a hipótese de escoamento externo perpendicular ao eixo do absorvedor, isto é, escoamento cruzado. O regime do escoamento externo - laminar ou turbulento – é caracterizado pelo número de Reynolds que, para um cilindro, é dado por:

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (\text{eq. 3.10})$$

onde, ρ é a massa específica, V é a velocidade média, D é o diâmetro do absorvedor, μ é a viscosidade dinâmica e ν é a viscosidade cinemática.

Dois métodos de avaliação do número de Nusselt médio serão avaliados neste presente relatório. O método proposto por Hilpert tem a seguinte forma:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (\text{eq. 3.11})$$

A equação de Hilpert é válida para números de Prandtl $Pr \geq 0,7$, onde $Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$. Outra possível correlação é proposta por Churchill e Bernstein, e cobre toda a extensão do número de Reynolds. A equação de Churchill é recomendada para $Re_D Pr \geq 0,2$ e tem a seguinte forma:

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (\text{eq. 3.12})$$

Todas as propriedades devem ser avaliadas na temperatura do fluido. Devido a uma maior abrangência em relação ao número de Reynolds, a correlação utilizada para avaliar o número de Nusselt médio no presente estudo será a equação de Churchill.

3.1.2.2. ESCOAMENTOS INTERNOS

Para escoamentos internos a cilindros, o número de Reynolds pode ser avaliado como:

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (\text{eq. 3.13})$$

onde u_m é a velocidade média do fluido na seção tubo e D é o diâmetro do tubo. Regime laminar ocorre para $Re_D \leq 2.300$ e será considerado que para $Re \geq 6.000$ o regime será turbulento (SALVADORETTI, 1983). A relação do número de Reynolds pode ser reduzida, em condições de regime permanente, para fluido incompressível e cilindro de área da seção transversal constante:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (\text{eq. 3.14})$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido térmico que escoar internamente ao absorvedor.

O número de Nusselt, para regime laminar - $Re_D \leq 2.300$ - será avaliado segundo a correlação de λ :

$$\overline{Nu}_D = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr}{\frac{L}{D}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (\text{eq. 3.14.a})$$

Em regime turbulento, será utilizada, também, a correlação de Sieder e Tate:

$$\overline{Nu}_D = 0,027 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (\text{eq. 3.14.b})$$

válida para $0,7 \leq Pr \leq 16.700$, $Re \geq 10.000$ e $\frac{L}{D} > 10$.

Para obtenção do número de Nusselt e da resistência térmica devido à convecção com o meio ambiente, é necessária a avaliação das propriedades do ar, que variam em função da temperatura do ar. Faz-se necessária, também, a determinação da velocidade do ar para obtenção das propriedades. Para uma faixa de temperatura entre 100K e 700K, com valores variando de 100K as seguintes propriedades do ar foram retiradas de Incropera: calor específico, massa específica, viscosidade cinemática e dinâmica, condutividade térmica, difusividade térmica e número de Prandtl. Valores de temperaturas intermediários serão interpolados para obtenção das propriedades à temperatura desejada (Anexo A).

3.1.3 Radiação

Dois corpos a temperaturas diferentes emitem radiação e o calor trocado entre os corpos é dado por

$$Q = \sigma A_1 F_{1,2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{eq. 3.15})$$

onde $F_{1,2}$ é o fator de forma entre as superfícies. O produto da área pelo fator de forma para a transmissão de calor entre o absorvedor e a cobertura é dado por:

$$A_1 F_{1,2} = \frac{1}{\frac{\rho_{cob}}{A_{cob} \varepsilon_{cob}} + \frac{1}{A_{abs}} + \frac{\rho_{abs}}{A_{abs} \varepsilon_{abs}}} \quad (\text{eq. 3.16})$$

onde, ρ_{cob} é a refletividade, A_{cob} a área e ε_{cob} é a emissividade da cobertura, ρ_{abs} é a refletividade, A_{abs} a área e ε_{abs} é a emissividade do absorvedor.

Pode-se, analogamente à condução e à convecção, definir uma resistência térmica devido à radiação. Neste caso,

$$R_r = \frac{1}{\sigma A_1 F_{1,2} \frac{(T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}} \quad (\text{eq. 3.17})$$

3.2. Modelagem Teórica

O modelo proposto pelo presente trabalho será apresentado nesta seção. O equacionamento do problema será feito considerando-se a analogia de resistências elétricas para os mecanismos de transferência de calor para cada seção do concentrador solar. As equações serão resolvidas numericamente pelo método das diferenças finitas, implementadas no software Wolfram Mathematica 7.

Tomando-se uma seção reta genérica do conjunto absorvedor-cobertura, pode-se dividir a seção em duas metades. A metade voltada para o céu, metade superior do conjunto, recebe radiação diretamente do sol. A metade inferior, voltada para o espelho refletor, está sujeita a uma radiação concentrada.

Devido à simetria do problema, as equações que regem os mecanismos de troca de calor nas duas metades serão apresentadas para apenas uma parte do conjunto absorvedor-cobertura, parte inferior, sendo as mesmas equações válidas, também, para a parte superior (Figura 22).

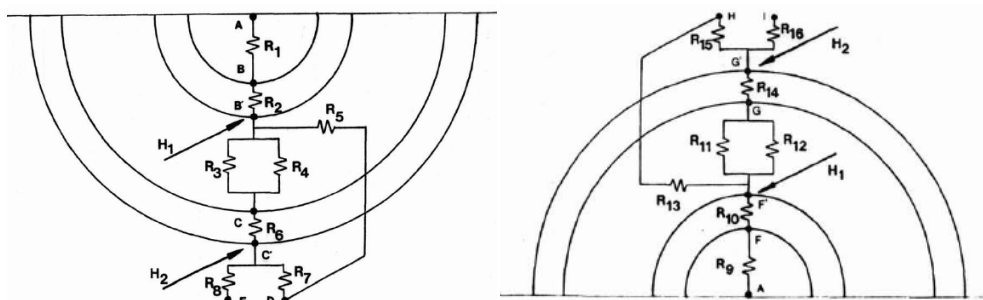


Figura 22: Mecanismos de troca de calor no conjunto absorvedor-cobertura. (a) Resistências térmicas parte inferior. (b) Resistências térmicas parte superior.

O ponto A é referente à temperatura do fluido térmico que escoa internamente ao absorvedor. Os pontos B e B' , bem como os pontos F e F' , representam as temperaturas interna e externa da parede do absorvedor, respectivamente. Os pontos C e C' , G e G' , representam as temperaturas interna e externa da parede da cobertura, respectivamente.

Os seguintes mecanismos de troca de calor podem ser identificados no sistema. Entre os pontos A e B , a troca de calor se dá por convecção entre o fluido térmico e a parede interna do absorvedor, sendo a resistência térmica equivalente R_1 . O termo R_2 representa a resistência térmica equivalente devido à condução na parede do absorvedor, pontos B e B' .

Entre o absorvedor e a cobertura há um espaço anelar. As trocas de calor que ocorrem nesse espaço são devidas à radiação, resistência R_3 e à convecção, resistência R_4 . O ponto B' , no entanto, também troca calor por radiação com o meio externo, devido à sua refletividade, através da cobertura, cuja resistência é representada por R_5 . Além disso, o ponto B' recebe a radiação que não é absorvida pela cobertura e é transmitida para o absorvedor, na figura representada por H_1 .

Na parede da cobertura também há troca de calor por condução, cuja resistência térmica, entre os pontos C e C' , é representada por R_6 . Na parede externa da cobertura, parte da radiação incidente proveniente dos espelhos refletores é absorvida, aqui representada por H_2 , e parte é transmitida para o absorvedor. A troca de calor devido à radiação com o meio externo é representada pela resistência térmica R_7 e a troca de calor por convecção com o meio ambiente é designada R_8 .

Para a parte superior, o equacionamento é feito de forma análoga, alterando-se apenas os valores de incidência de radiação, uma vez que estes não são concentrados e sim provenientes diretamente do céu. Será utilizada a hipótese de que apenas a radiação refletida nos espelhos será absorvida pelo coletor.

Além disso, para a resolução por método das diferenças finitas, será considerado que, ao longo de uma seção transversal, a temperatura do fluido independe do ângulo θ , ou seja, o problema apresenta simetria axial, de tal modo que: $T_B = T_F$ e $T_C = T_G$. Assim, a troca de calor se dará apenas radialmente. Também, pode-se dizer que T_D é a temperatura média radiante e que $T_E = T_I = T_{amb}$.

A resistência R_5 pode, também, ser desprezada, uma vez que, para a faixa de temperatura de operação do absorvedor, a radiação emitida por ele estaria na faixa de comprimentos de onda superior a $3 \mu m$. Para este valor, o vidro da cobertura apresenta absorvidade de 98%. Por esse motivo, a troca de calor entre a parede externa do absorvedor e o meio ambiente será desprezada (SALVADORETTI, 1983).

O absorvedor será dividido, portanto, ao longo do seu eixo, em seções de comprimento $\Delta x = \frac{L}{n}$, onde n é o número de seções definido pelo usuário. Dentro de

cada seção, cinco nós serão identificados para cada um dos pontos do conjunto absorvedor-cobertura. Genericamente, ter-se-á uma matriz de $m \times n$, onde n é o número de nós e m é o número de pontos cuja temperatura deve ser investigada. Assim, pode-se montar a seguinte matriz do sistema:

$$\begin{bmatrix} i_1 j_1 & i_1 j_2 & \cdots & i_1 j_{n-1} & i_1 j_n \\ i_2 j_1 & i_2 j_2 & \cdots & i_2 j_{n-1} & i_2 j_n \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \vdots \\ i_m j_1 & i_m j_2 & \cdots & i_m j_{n-1} & i_m j_n \end{bmatrix}$$

Dessa maneira, para um nó genérico (i, j) na matriz, o balanço de energia será dado por, sob a hipótese do sistema estar em regime permanente:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{k,[(i-1,j),(i,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i-1,j),(i,j)]} + \dot{Q}_{k,[(i,j),(i+1,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i,j),(i-1,j)]} \\ + \dot{Q}_{r,[(i-1,j),(i,j)]} + \dot{Q}_{r,[(i,j),(i+1,j)]} + \dot{Q}_{k,[(i,j-1),(i,j)]} \\ + \dot{Q}_{k,[(i,j),(i,j+1)]} = 0 \end{aligned} \quad (\text{eq. 3.18})$$

onde, os termos da eq.3.18 se referem a:

$\dot{Q}_{k,[(i-1,j),(i,j)]}$: taxa de calor trocado por condução entre os pontos $(i-1, j)$ e (i, j) ;

$\dot{Q}_{c,[(i-1,j),(i,j)]}$: taxa de calor trocado por convecção entre os pontos $(i-1, j)$ e (i, j) ;

$\dot{Q}_{k,[(i,j),(i+1,j)]}$: taxa de calor trocado por condução entre os pontos (i, j) e $(i+1, j)$;

$\dot{Q}_{c,[(i,j),(i-1,j)]}$: taxa de calor trocado por convecção entre os pontos (i, j) e $(i-1, j)$;

$\dot{Q}_{r,[(i-1,j),(i,j)]}$: taxa de calor trocado por radiação entre os pontos $(i-1, j)$ e (i, j) ;

$\dot{Q}_{k,[(i,j-1),(i,j)]}$: taxa de calor trocado por condução entre os pontos $(i, j-1)$ e (i, j) ;

$\dot{Q}_{r,[(i,j),(i+1,j)]}$: taxa de calor trocado por radiação entre os pontos (i, j) e $(i+1, j)$;

$\dot{Q}_{k,[(i,j),(i,j+1)]}$: taxa de calor trocado por condução entre os pontos (i, j) e $(i, j+1)$;

A unidade de todos os termos da eq. 3.18 é W/m^2 .

Para cada nó, no entanto, simplificações podem ser feitas para o equacionamento, haja vista a não existência de todos os fenômenos de troca de calor em cada nó. Atenção especial deve ser dada para a convenção de sinais adotada para a troca de calor. O sinal positivo representa ganho de energia pelo sistema e o sinal negativo, saída de energia do sistema.

Cinco pontos devem ser investigados a fim de se conhecer a temperatura ao longo da seção transversal do tubo absorvedor, são eles:

- $m = 1$, temperatura do fluido térmico;
- $m = 2$, temperatura da parede interna do absorvedor;
- $m = 3$, temperatura da parede externa do absorvedor;
- $m = 4$, temperatura da parede interna da cobertura;
- $m = 5$, temperatura da parede externa da cobertura;

O equacionamento para cada nó da matriz de temperatura será mostrado nos itens subseqüentes.

3.2.1 Nós no Fluido Térmico

Para os nós no fluido térmico, isto é, para $m = 1$, as resistências térmicas são mostradas na Figura 23.

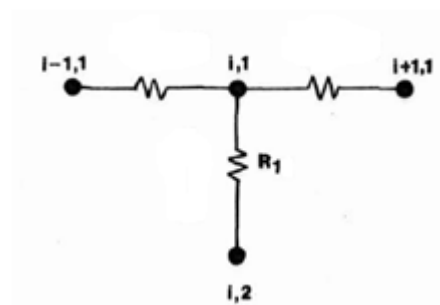


Figura 23: Resistências térmicas associadas aos nós no fluido térmico.

Considerando-se os mecanismos de transferência de calor envolvidos para o fluido térmico, a eq. 3.18 reduz-se a:

$$\dot{Q}_{ft,[(i,j+1),(i,j-1)]} = \dot{Q}_{c,[(i,j),(i+1,j)]} \quad (\text{eq. 3.19})$$

A temperatura do ponto $(1, j)$ pode ser obtida através da analogia elétrica. O balanço de energia fornece, então, a eq. 3.20.

$$T(1, j) = T(2, j) - R_1 \dot{m} c_p [T(1, j + 1) - T(1, j - 1)] \quad (\text{eq. 3.20})$$

onde, $\dot{m}$ é o fluxo de massa do fluido térmico, c_p é o calor específico do fluido a pressão constante. O calor específico do fluido deve ser avaliado para a temperatura do nó da seção de acordo com a equação paramétrica obtida da Figura 50. Resta ainda determinar a vazão de fluido térmico e o valor da resistência de convecção R_1 entre o fluido térmico e a parede interna do absorvedor.

Para o cálculo do fluxo mássico, pode-se fazer o balanço de energia considerando um único volume de controle para todo o coletor. Assim, a energia recebida pelo coletor deve ser igual à energia transferida ao fluido. De tal modo que:

$$HA\eta = \dot{m} c_p (T_{sai} - T_{ent}) \rightarrow \dot{m} = \frac{HA\eta}{\bar{c}_p (T_{sai} - T_{ent})} \quad (\text{eq. 3.21})$$

onde, T_{ent} é a temperatura de entrada arbitrada ao fluido e será mantida constante ao longo das iterações, T_{sai} é, inicialmente, a temperatura de saída arbitrada ao fluido, também constante, H é a radiação direta incidente no coletor em W/m^2 , $\bar{c}_p$ é o calor específico médio do fluido térmico e η é o rendimento do coletor, também arbitrado inicialmente.

Para a resistência à convecção R_1 é necessário o conhecimento do coeficiente de película, de acordo com a eq. 3.22, mostrada a seguir:

$$R_c = \frac{1}{\bar{h} A_{abs}} \quad (\text{eq. 3.22})$$

O coeficiente de película depende da temperatura do fluido e do número de Reynolds, que é definido como:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{abs} \mu} \quad (\text{eq. 3.23})$$

O modelo calcula o número de Reynolds e para regime laminar, isto é, para $Re < 2300$, é utilizada a correlação de Sieder e Tate (eq. 3.14. a) para cálculo do

número de Nusselt. Caso o regime seja turbulento, ou seja, $Re > 6000$, outra correlação de Sieder e Tate é utilizada (eq. 3.14. b). Por fim, o coeficiente de película para escoamentos internos é obtido através da eq. 3.9.

3.2.2 Nós na Parede Interna do Absorvedor

Para os nós na parede interna do absorvedor, isto é, para $m = 2$, as resistências térmicas são mostradas na Figura 24.

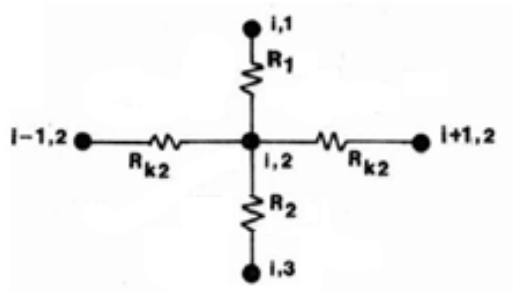


Figura 24: Resistências térmicas associadas aos nós na parede interna do absorvedor.

Para estes nós, quatro mecanismos de transferência de calor podem ser identificados. Assim, a eq. 3.18 reduz-se a:

$$\dot{Q}_{k,[(i,j+1),(i,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i+1,j),(i,j)]} = \dot{Q}_{c,[(i,j),(i-1,j)]} + \dot{Q}_{k,[(i,j),(i,j-1)]} \quad (\text{eq. 3.24})$$

A temperatura do ponto $(2,j)$ pode ser obtida através da analogia elétrica. O balanço de energia fornece, então, a eq. 3.25.

$$T(2,j) = \frac{\frac{T(1,j)}{R_1} + \frac{T(3,j)}{R_2} + \frac{T(2,j+1) + T(2,j-1)}{R_{k2}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{2}{R_{k2}}} \quad (\text{eq. 3.25})$$

onde R_2 é a resistência térmica à condução na parede cilíndrica do absorvedor. As resistências térmicas R_{k2} correspondem à troca de calor por condução entre o ponto (i,j) e os pontos na parede do absorvedor imediatamente inferior e posterior, respectivamente, pontos $(i,j-1)$ e $(i,j+1)$. Essa resistência será considerada como a resistência térmica de uma parede plana cuja área é o espaço anelar da parede do absorvedor. Assim:

$$R_{k2} = \frac{\frac{L}{d}}{k(A_{ext,abs} - A_{int,abs})} = \frac{4\Delta x}{k\pi((\phi_{abs} + e_{abs})^2 - \phi_{abs}^2)} \quad (\text{eq. 3.26})$$

onde ϕ_{abs} é o diâmetro do absorvedor e e_{abs} é a espessura da parede do absorvedor.

3.2.3 Nós na Parede Externa do Absorvedor

Para os nós na parede externa do absorvedor, isto é, para $m = 3$, as resistências térmicas são mostradas na Figura 25.

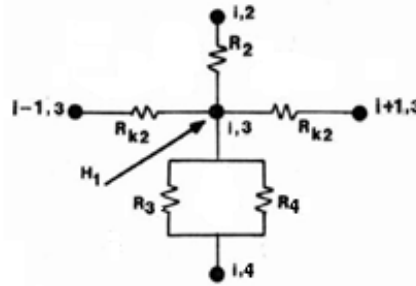


Figura 25: Resistências térmicas associadas aos nós na parede externa do absorvedor.

Para estes nós, cinco mecanismos de transferência de calor podem ser identificados. Assim, a eq. 3.18 reduz-se a:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{k,[(i,j+1),(i,j)]} &= \dot{Q}_{c,[(i,j),(i+1,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i,j),(i-1,j)]} + \dot{Q}_{k,[(i,j),(i,j-1)]} \\ &\quad + \dot{Q}_{r,[(i,j),(i+1,j)]} \end{aligned} \quad (\text{eq. 3.27})$$

A temperatura do ponto $(3,j)$ pode ser obtida através da analogia elétrica. O balanço de energia fornece, então, a eq. 3.28:

$$T(3,j) = \frac{\frac{T(2,j)}{R_2} + \frac{T(4,j)}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} + \frac{T(3,j+1) + T(3,j-1)}{R_{k2}} + H_1}{\frac{1}{R_2} + \frac{1}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} + \frac{2}{R_{k2}}} \quad (\text{eq. 3.28})$$

onde R_3 é a resistência térmica à radiação, e R_4 a resistência térmica devido à convecção entre a parede externa do absorvedor e a parede interna da cobertura. As resistências térmicas R_{k2} correspondem à troca de calor por condução entre o ponto (i, j) e os pontos na parede do absorvedor imediatamente inferior e posterior ao ponto estudado, respectivamente, pontos $(i, j - 1)$ e $(i, j + 1)$. Essa resistência será considerada como a resistência térmica de uma parede plana cuja área é o espaço anelar da parede do absorvedor. Assim:

$$R_{k2} = \frac{\frac{L}{d}}{k(A_{ext,abs} - A_{int,abs})} = \frac{4\Delta x}{k\pi((\phi_{abs} + e_{abs})^2 - \phi_{abs}^2)} \quad (\text{eq. 3.29})$$

onde ϕ_{abs} é o diâmetro do absorvedor e e_{abs} é a espessura da parede do absorvedor. H_1 , na eq. 3.28 é a radiação absorvida por m^2 de superfície do tubo absorvedor e é definida como:

$$H_1 = \frac{H\rho_{esp}A\gamma(\tau\alpha)_{ef}}{n} \quad (\text{eq. 3.30})$$

onde, H é a radiação direta incidente no coletor, A é a área de abertura do coletor, ρ_{esp} é a refletividade do espelho, γ é o fator de intercepção, $(\tau\alpha)_{ef}$ é o produto transmitância-absortância efetivo para o conjunto absorvedor – cobertura e n é o número de seções adotado.

Os nós nas extremidades inicial e final serão modelados como adiabáticos, ou seja, não há troca de calor com o meio exterior. Assim, o mesmo equacionamento mostrado nesta seção poderá ser adotado para análise da temperatura da seção inicial e final do absorvedor, considerando trocas apenas com o nó posterior, no caso do nó inicial, e com o nó anterior, no caso do nó final.

3.2.4 Nós na Parede Interna da Cobertura

Para os nós na parede interna da cobertura, isto é, para $m = 4$, as resistências térmicas são mostradas na Figura 26.

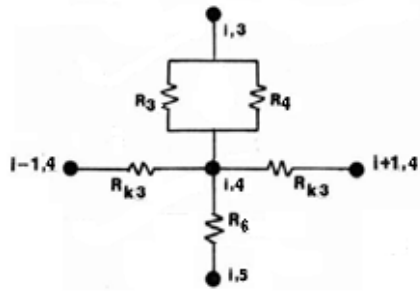


Figura 26: Resistências térmicas associadas aos nós na parede interna da cobertura.

Para estes nós, cinco mecanismos de transferência de calor podem ser identificados. Assim, a eq. 3.18 reduz-se a:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{k,[(i,j+1),(i,j)]} + \dot{Q}_{r,[(i-1,j),(i,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i-1,j),(i,j)]} \\ = \dot{Q}_{c,[(i,j),(i+1,j)]} + \dot{Q}_{k,[(i,j),(i,j-1)]} \end{aligned} \quad (\text{eq. 3.31})$$

A temperatura do ponto $(4,j)$ pode ser obtida através da analogia elétrica. O balanço de energia fornece, então, a eq. 3.32.

$$T(4,j) = \frac{\frac{T(3,j)}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} + \frac{T(5,j)}{R_6} + \frac{T(4,j+1) + T(4,j-1)}{R_{k4}}}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_6} + \frac{2}{R_{k4}}} \quad (\text{eq. 3.32})$$

As resistências térmicas R_{k4} correspondem à troca de calor por condução entre o ponto (i,j) e os pontos na parede da cobertura imediatamente inferior e posterior ao ponto estudado, respectivamente, pontos $(i,j-1)$ e $(i,j+1)$. Essa resistência será considerada como a resistência térmica de uma parede plana cuja área é o espaço anelar da parede do absorvedor. Assim:

$$R_{k4} = \frac{\frac{L}{d}}{k(A_{ext,cob} - A_{int,cob})} = \frac{4\Delta x}{k\pi((\phi_{cob} + e_{cob})^2 - \phi_{cob}^2)} \quad (\text{eq. 3.33})$$

onde ϕ_{cob} é o diâmetro da cobertura e e_{cob} é a espessura da parede da cobertura. R_6 é a resistência térmica devido à condução radial na parede da cobertura.

3.2.5 Nós na Parede Externa da Cobertura

Para os nós na parede externa da cobertura, isto é, para $m = 5$, as resistências térmicas são mostradas na Figura 27.

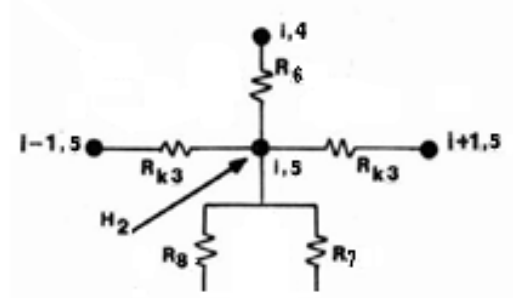


Figura 27: Resistências térmicas associadas aos nós na parede externa da cobertura.

Para estes nós, cinco mecanismos de transferência de calor podem ser identificados. Assim, a eq. 3.18 reduz-se a:

$$\dot{Q}_{k,[(i,j+1),(i,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i-1,j),(i,j)]} = \dot{Q}_{r,[(i,j),(i+1,j)]} + \dot{Q}_{c,[(i,j),(i+1,j)]} + \dot{Q}_{k,[(i,j),(i,j-1)]} + \quad (\text{eq. 3.34})$$

A temperatura do ponto $(5, j)$ pode ser obtida através da analogia elétrica. O balanço de energia fornece, então, a eq. 3.35.

$$T(5, j) = \frac{\frac{T(4, j)}{R_6} + \frac{T_D}{R_7} + \frac{T_E}{R_8} + \frac{T(5, j+1) + T(5, j-1)}{R_{k4}}}{\frac{1}{R_6} + \frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_8} + \frac{2}{R_{k4}}} \quad (\text{eq. 3.35})$$

As resistências térmicas R_7 e R_8 se referem, respectivamente, à radiação e à convecção com o meio ambiente. A temperatura da superfície do espelho com que a cobertura troca calor por radiação é T_D e será designada como a temperatura média radiante, $\bar{T}_r$. Esta temperatura deve ser diferente da temperatura do meio ambiente, T_E , uma vez que a superfície do espelho absorve uma parte da radiação incidente.

3.3. Fluxograma do Programa

A rotina inicialmente faz a leitura dos dados de entrada. Uma distribuição linear de temperatura é arbitrada, tal que, para a camada do fluido térmico, a temperatura no nó inicial é igual àquela arbitrada como sendo a temperatura de entrada, assim como a temperatura do nó final é a temperatura arbitrada de saída. Para as demais camadas, faz-se a distribuição de acordo com a temperatura ambiente. Dadas as características do coletor, estima-se uma fração de energia que é transmitida ao absorvedor e, então, calcula-se a vazão mássica inicial de fluido térmico.

Com essa vazão mássica inicial, as propriedades do fluido térmico e do ar são calculadas e o processo de iteração para convergência da matriz de temperaturas se inicia. A cada nova iteração, as propriedades do fluido térmico e do ar são recalculadas. Quando o erro da temperatura de saída do fluido térmico for inferior a 0,1%, a rotina avalia se a quantidade de calor transferida ao fluido por convecção é igual à energia armazenada pelo fluido. Caso não seja, um novo valor de vazão mássica é calculado, considerando-se, agora, o calor por convecção cedido ao fluido. A iteração termina quando o novo valor encontrado para a vazão mássica difere de menos de 0,1% do valor anterior.

Por fim, a rotina realiza os cálculos de perdas térmicas e imprime os resultados. Como respostas, são obtidos os gráficos da variação da temperatura do fluido térmico ao longo do absorvedor, o perfil de temperaturas da parede do absorvedor e da cobertura. As propriedades do fluido ao longo do absorvedor também são saídas do modelo. O fluxograma proposto pode ser visto na Figura 28.

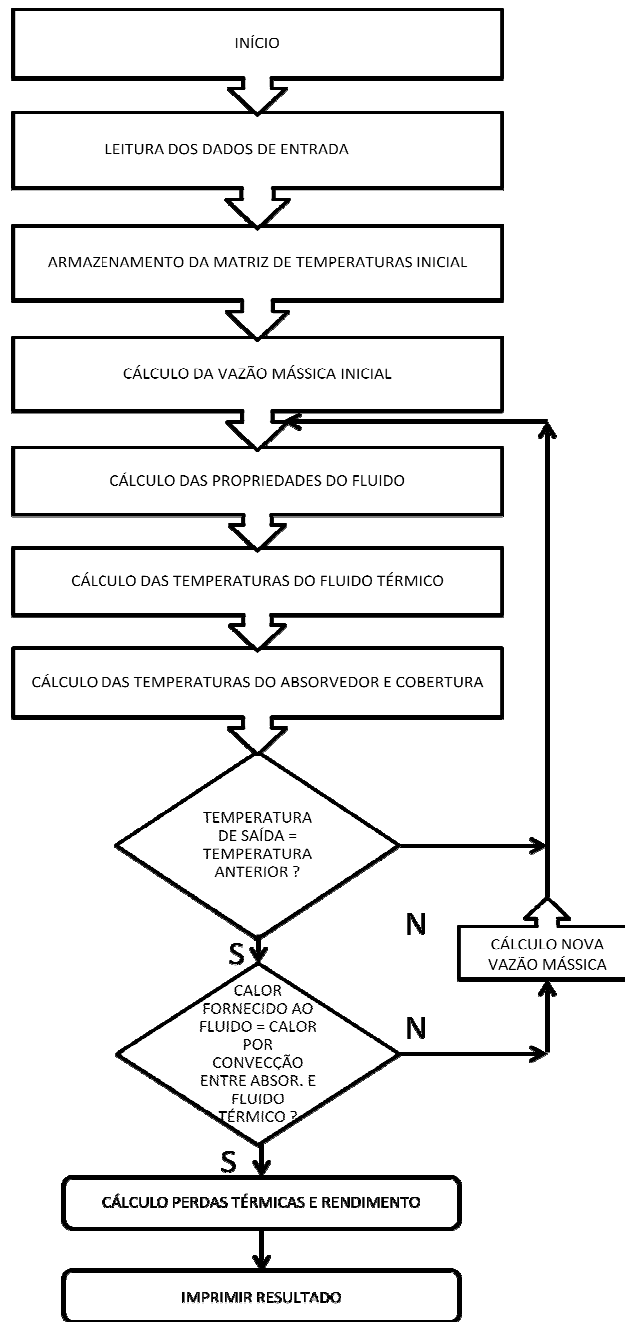


Figura 28: Fluxograma para cálculo do modelo proposto.

4. RESULTADOS

4.1. Dados Iniciais de Simulação

Para realização das simulações, é necessário o fornecimento, pelo usuário, das características do coletor, da cobertura e do absorvedor, além das condições ambientais. As propriedades dos materiais adotados para o modelo e todos os demais dados necessários para a simulação inicial são mostrados abaixo.

- $b = 1 \text{ m}$: abertura do coletor;
- $L = 80 \text{ m}$: comprimento do coletor;
- $n = 200$: número de nós ao longo do absorvedor;
- $d_{abs} = 0,020 \text{ m}$: diâmetro interno do absorvedor;
- $e_{abs} = 0,002 \text{ m}$: espessura do absorvedor;
- $k_{abs} = 400 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$: condutividade térmica do material do absorvedor, adotado como constante ao longo da faixa de temperatura em que o sistema opera. Considerou-se que o absorvedor é de cobre;
- $\alpha_{abs} = 0,90$: absortividade do absorvedor;
- $d_{cob} = 0,040 \text{ m}$: diâmetro interno da cobertura;
- $e_{cob} = 0,002 \text{ m}$: espessura da cobertura;
- $k_{cob} = 0,25 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$: condutividade térmica do material da cobertura, adotado como constante ao longo da faixa de temperatura em que o sistema opera. Considerou-se que a cobertura é de vidro;
- $\tau_{cob} = 0,935$: transmissividade da cobertura;
- $\alpha_{cob} = 0,0366$: absortividade da cobertura;
- $\rho_{esp} = 0,96$: refletividade do espelho;
- $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$: temperatura média ambiente;
- $v_{ar} = 3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$: velocidade média do ar para a localidade em estudo. Dado obtido de (NASA, 2010);
- $H = 365 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$: radiação incidente entre 10:00 e 11:00;

- $T_{ent} = 200^{\circ}\text{C}$: temperatura definida do fluido térmico na entrada do absorvedor em função do ciclo de geração de vapor;
- $T_{sai} = 250^{\circ}\text{C}$: temperatura definida do fluido térmico na saída do absorvedor em função do ciclo de geração de vapor;
- $Latitude = -5,5^{\circ}$; posição geográfica da localidade em estudo;

Considerando que a diferença de temperatura entre as paredes internas e externas do absorvedor e da cobertura são inferiores a $0,5^{\circ}\text{C}$, os resultados mostrarão apenas a temperatura das camadas externas. Além disso, o calor absorvido pelo absorvedor e pela cobertura poderia ter sido considerado desprezível, uma vez que juntos não representam 0,05% de toda energia incidente.

Para os dados iniciais, as temperaturas do fluido térmico e das paredes do absorvedor e da cobertura ao longo do absorvedor podem ser vistas na Figura 29. A eficiência do coletor, nestas condições é de 22,6% e a vazão mássica é de $167,0 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$.

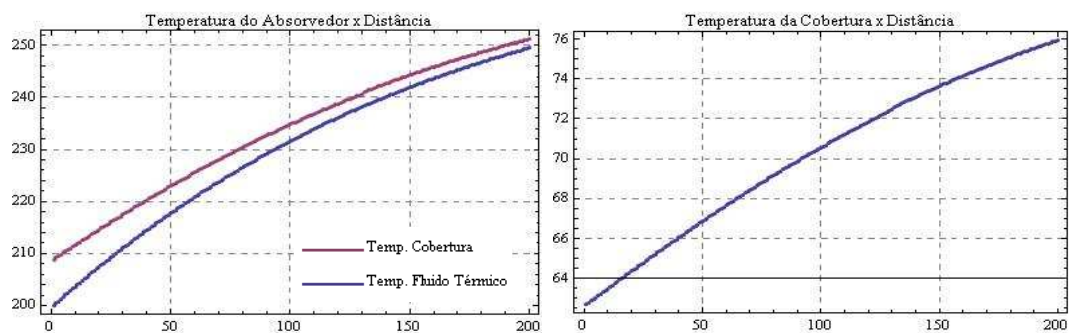


Figura 29: Temperaturas do fluido térmico e das paredes do absorvedor e da cobertura ao longo do absorvedor para os dados iniciais entre 10h e 11h ($365 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$).

A partir desses resultados iniciais, diversas alterações nos dados de entradas foram feitas a fim de se fazer uma análise paramétrica dos resultados. Primeiramente variou-se a radiação incidente de acordo com a variação ao longo do dia. Investigou-se, posteriormente, os efeitos da variação da velocidade do ar bem como da temperatura ambiente. Por fim, as propriedades dos materiais e a geometria do absorvedor e da cobertura foram alteradas. A análise permite a comparação da eficiência do coletor, vazão mássica e perdas térmicas para as diversas simulações.

Os resultados mostrados a seguir são referentes à operação a partir das 7:00. Durante as duas primeiras horas de operação, não haverá energia suficiente para aquecer o fluido até a temperatura de entrada do absorvedor, já que as perdas térmicas se tornariam maiores do que o ganho de energia. Portanto, nesse período, o fluido térmico

deverá armazenar energia. Nas horas seguintes, quando a radiação solar se torna superior a $300 \frac{W}{m^2}$, o fluido térmico já terá atingido a temperatura de operação, estando, portanto, à temperatura de entrada no absorvedor.

Portanto, os resultados serão analisados antes e depois do fluido térmico atingir a temperatura de operação para geração de vapor. Notar-se-á que, em condições críticas, como por exemplo, velocidade do ar elevada, um período maior de horas para aquecimento do fluido será necessário para que o fluido atinja a temperatura.

4.2. Variação da Radiação Solar

Neste estudo, por se tratar de um modelo em regime permanente e considerando que a variação de irradiação ao longo do dia ocorre lentamente, optou-se por adotar, para cada hora de luz solar, aproximadamente entre 6h e 18h, um valor de radiação constante. Para cada faixa horária foi considerada que a radiação incidente é igual ao valor dado pela hora mais 30 minutos. Pode-se, assim, encontrar a vazão mássica de fluido térmico que atinge a temperatura arbitrada de saída ao longo do dia. O perfil da variação da radiação solar incidente em um dia típico para a latitude em estudo é mostrado na Figura 30.

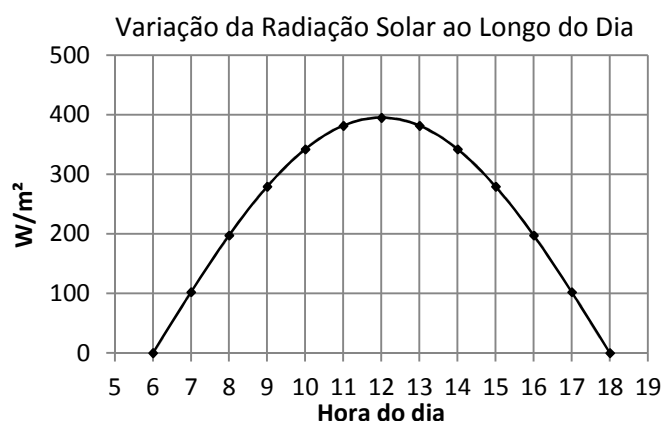


Figura 30: Variação da radiação solar incidente em um dia típico para latitude 5,5°S.

Durante as primeiras horas do dia, devido à baixa temperatura do fluido térmico, considerado a temperatura ambiente, e à baixa radiação solar, toda energia proveniente do sol deverá ser utilizada para aquecer o fluido térmico até que a temperatura do fluido atinja a temperatura de entrada do absorvedor, 200°C. Isto é, neste período, o ciclo

trabalhará em aberto, sem fornecimento de energia para a água, apenas armazenando energia.

A temperatura de entrada do absorvedor é definida pelo ciclo térmico. O coletor operará em um ciclo Rankine para geração indireta de vapor. Assim, tanto a temperatura de entrada, quanto a temperatura de saída do fluido térmico do absorvedor serão as temperaturas adotadas do projeto.

Com o aumento da radiação solar, o fluido térmico atingirá a temperatura de operação e poderá, então, gerar vapor. Ao longo do dia será possível obter diferentes vazões mássicas do fluido térmico, o que representará uma maior ou menor geração de vapor. As simulações serão feitas apenas para a parte da manhã, já que a variação da radiação solar é simétrica com relação às 12h.

4.3. Análise Paramétrica

Esta seção está dividida de acordo com os resultados obtidos a partir das diversas simulações realizadas. As perdas térmicas foram investigadas em função dos diversos parâmetros que compõem o modelo: radiação incidente, velocidade do ar, temperatura do ar, geometria do absorvedor, geometria da cobertura e propriedades dos materiais.

4.3.1 Análise em função da radiação incidente

De acordo com a Figura 30, considerou-se os seguintes valores para a radiação solar em função da faixa horária:

Faixa horária	Radiação incidente (W/m ²)
7:00 - 8:00	150
8:00 - 9:00	240
9:00 - 10:00	315
10:00 - 11:00	365
11:00 - 12:00	390

Mantendo-se as demais variáveis do modelo inalteradas, os seguintes resultados, Figura 31 a Figura 34, são obtidos, para cada valor de radiação incidente.

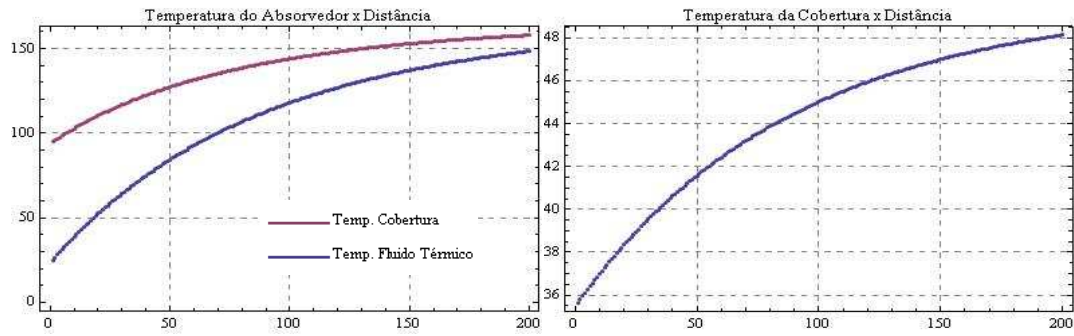


Figura 31: Temperaturas do fluido térmico e das paredes do absorvedor e da cobertura ao longo do absorvedor para os dados iniciais entre 7h e 8h ($150 \frac{W}{m^2}$).

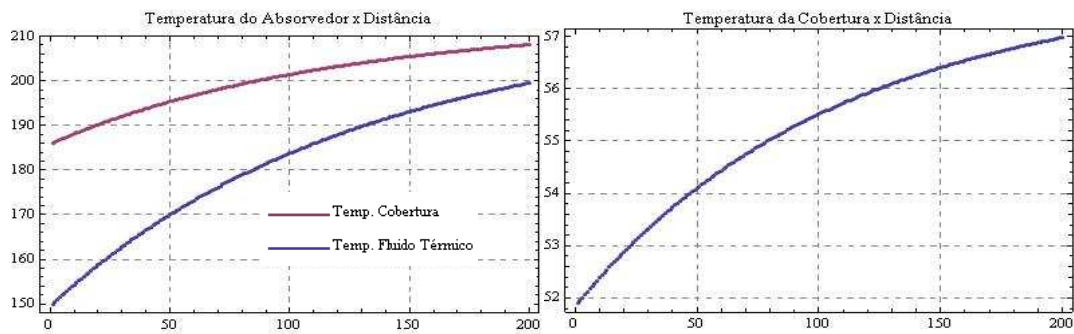


Figura 32: Temperaturas do fluido térmico e das paredes do absorvedor e da cobertura ao longo do absorvedor para os dados iniciais entre 8h e 9h ($240 \frac{W}{m^2}$).

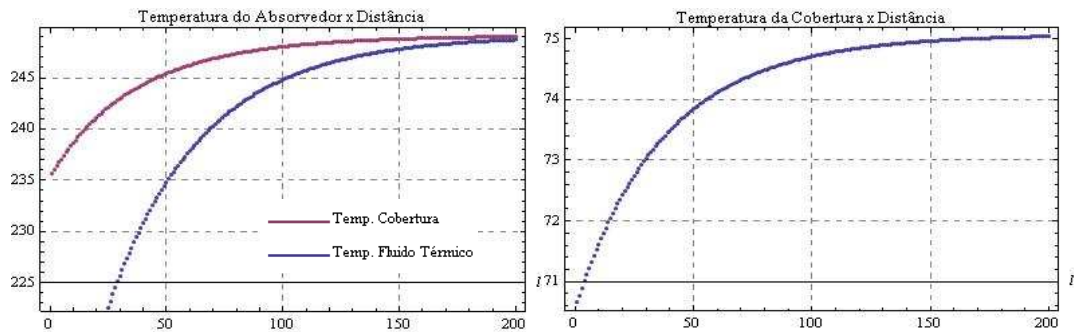


Figura 33: Temperaturas do fluido térmico e das paredes do absorvedor e da cobertura ao longo do absorvedor para os dados iniciais entre 9h e 10h ($315 \frac{W}{m^2}$).

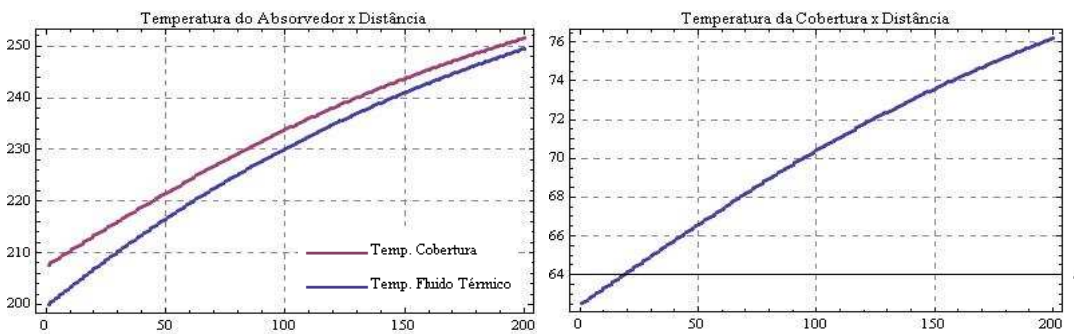


Figura 34: Temperaturas do fluido térmico e das paredes do absorvedor e da cobertura ao longo do absorvedor para os dados iniciais entre 11h e 12h ($390 \frac{W}{m^2}$).

Os dois primeiros resultados mostram o aquecimento do fluido térmico até a temperatura de operação do ciclo de geração de vapor. Percebe-se que, inicialmente, foi considerado que o fluido se encontra a temperatura ambiente, 25°C, e, que durante a primeira hora de operação, 7:00 às 8:00, a temperatura atingida pelo fluido é de 150°C (Figura 31). Esta temperatura não poderia ser mais elevada, uma vez que as perdas térmicas se intensificariam e a radiação incidente, $150 \frac{W}{m^2}$, não seria suficientemente elevada para manter o fluido térmico a temperatura requerida.

Entre 8h e 9h, considera-se que o fluido térmico passa a entrar no absorvedor à temperatura anteriormente calculada, uma vez que há um reservatório térmico onde o fluido é armazenado. A radiação incidente de $240 \frac{W}{m^2}$ é, agora, suficiente para que o fluido térmico alcance a temperatura de 200°C (Figura 32). No entanto, ainda não seria possível atingir, à saída do absorvedor, a temperatura de 250°C necessária para a geração de vapor. Portanto, esse período seria ainda para pré-aquecimento do fluido térmico.

A partir das 9h, quando a incidência é superior a $315 \frac{W}{m^2}$ e o fluido térmico é considerado, à entrada do absorvedor, à temperatura de 200°C, é possível aquecê-lo até a temperatura de operação desejada de 250°C. Nota-se, na Figura 33, a tendência do fluido térmico em se estabilizar a temperatura de 250°C. Tal fato é consequência do equilíbrio térmico decorrente da radiação solar incidente no coletor e das trocas térmicas por convecção e radiação. Uma vez que as temperaturas no conjunto são mais elevadas, as perdas térmicas se tornam significativas, o que exige uma concentração maior da radiação incidente para que se possa aquecer uma maior vazão de fluido.

Na Figura 34, percebe-se o conjunto operando nas condições de projeto. O fluido entra no absorvedor a 200°C, onde recebe radiação concentrada dos espelhos refletores e é aquecido até a temperatura de 250°C.

A comparação entre todos os resultados pode ser vista na Tabela 1. Para o período de aquecimento do fluido térmico, das 7h às 9h, a eficiência é maior quando a radiação é menor, uma vez que a temperatura do coletor é também mais baixa, o que reduz as perdas térmicas por radiação e convecção. Assim, para uma radiação incidente de $150 \frac{W}{m^2}$, a eficiência do coletor é de 24,4%, enquanto que, para incidência de $240 \frac{W}{m^2}$ a eficiência do coletor cai para 10,7%. A vazão mássica de fluido térmico é maior a

partir das 8h uma vez que a variação de temperatura do fluido térmico ao longo do absorvedor é menor do que quando comparado à primeira hora de operação.

Tabela 1: Resultados em função da radiação incidente.

Dados para Simulação								
Velocidade do vento: 3,5 m/s			Temperatura ambiente: 25°C					
Geometria: dabs: 20 mm			dcob: 40 mm		eabs: 2 mm		ecob: 2 mm	
	Incidente	Útil	T_{sai}	Vazão Mássica	Eficiência	Calor FT	Perdas Radiação	Perdas Convecção
	W/m ²	W	°C	kg/h	%	W	W	W
07:00 - 08:00	150	10.115,7	148,4	34,1	24,4	2.468,1	1.055,4	6.583,4
08:00 - 09:00	240	16.185,1	199,5	55,2	10,7	1.731,9	2.407,6	12.023,8
09:00 - 10:00	315	21.243,0	248,7	11,6	1,8	386,5	3.833,5	17.021,1
10:00 - 11:00	365	24.614,9	249,5	167,0	22,6	5.565,7	3.421,6	15.621,0
11:00 - 12:00	390	26.300,9	248,5	219,1	27,8	7.302,2	3.410,3	15.581,0

Às 9h, com vento a 3,5 m/s, a eficiência do coletor é ainda muito baixa, 1,8%, quando se pretende elevar a temperatura do fluido à temperatura de 250°C. A vazão mássica que passa pelo absorvedor também é bastante reduzida, 11,6 kg/h. À medida que a radiação incidente aumenta, a eficiência do conjunto também aumenta, alcançando patamares próximos a 30%, mantendo-se praticamente constantes as perdas por radiação e convecção. O período entre 10h e 12h é o que representa a condição de operação ideal para o sistema proposto.

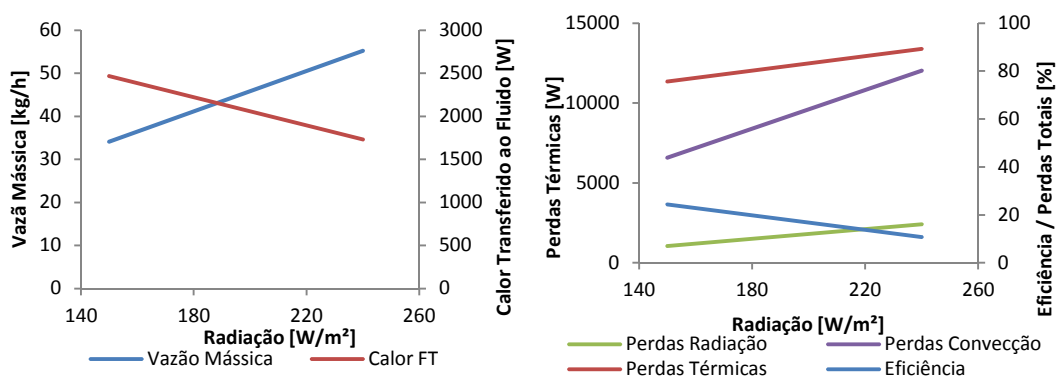


Figura 35: Análise dos resultados em função da radiação incidente entre 7h e 9h.

A Figura 35 representa graficamente a condição de aquecimento do fluido térmico com os dados iniciais de simulação, enquanto a Figura 36 apresenta os resultados para o período entre 9h e 12h.

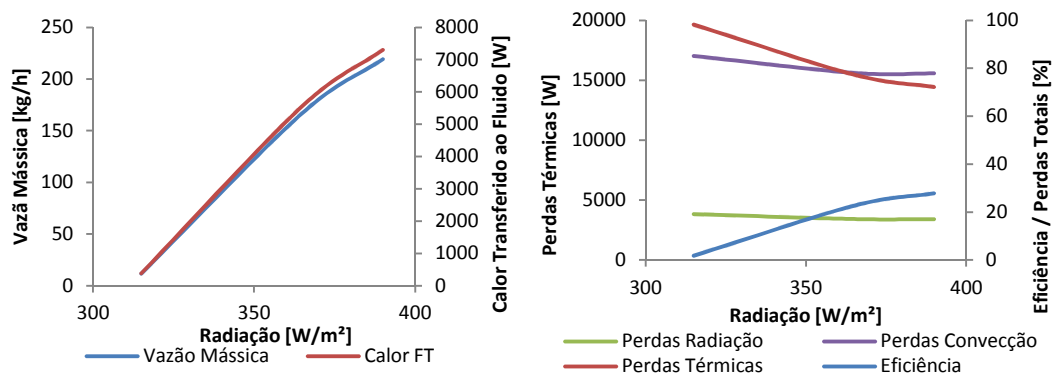


Figura 36: Análise dos resultados em função da radiação incidente entre 9h e 12h.

4.3.2 Análise em função da velocidade do ar

Uma análise similar pode ser feita considerando agora o efeito da variação da velocidade do ar externo. Para esta análise, considerou-se os seguintes valores para a velocidade do ar: $1,0 \frac{m}{s}$, $3,5 \frac{m}{s}$, $5,0 \frac{m}{s}$ e $7,5 \frac{m}{s}$. Os resultados de referência são aqueles obtidos para velocidade de $3,5 \frac{m}{s}$ já que esta representa a velocidade média do ar na localidade em estudo. A análise foi feita para dois casos distintos, primeiro para radiação de $150 \frac{W}{m^2}$ e, posteriormente, para radiação de $365 \frac{W}{m^2}$. A Figura 37 apresenta os resultados para o primeiro caso.

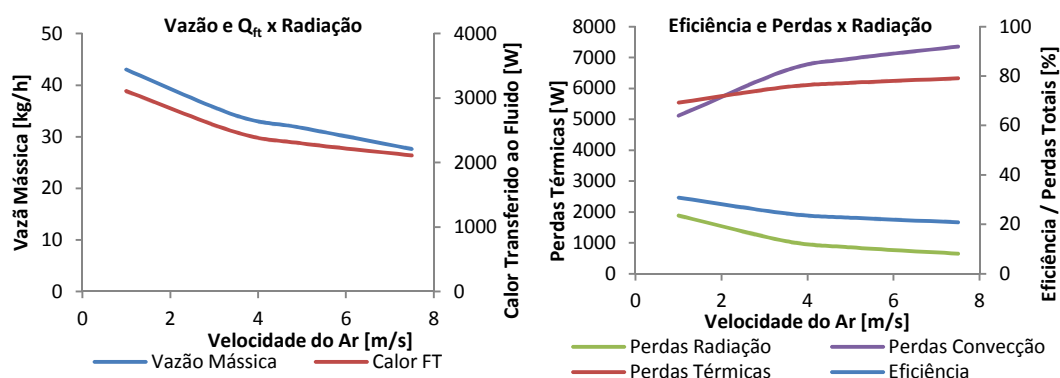


Figura 37: Análise dos resultados em função da velocidade do ar entre 7h e 8h.

Percebe-se que a eficiência do coletor diminui com o aumento da velocidade do ar, de 30,7% para 20,8%, o que ocasiona uma redução da vazão mássica de $43,0 \frac{kg}{h}$ para $27,6 \frac{kg}{h}$. As perdas por radiação também diminuem, aproximadamente 66%, devido à mudança do perfil de temperatura do conjunto com o aumento da velocidade do ar, conforme se pode ver na Figura 38.

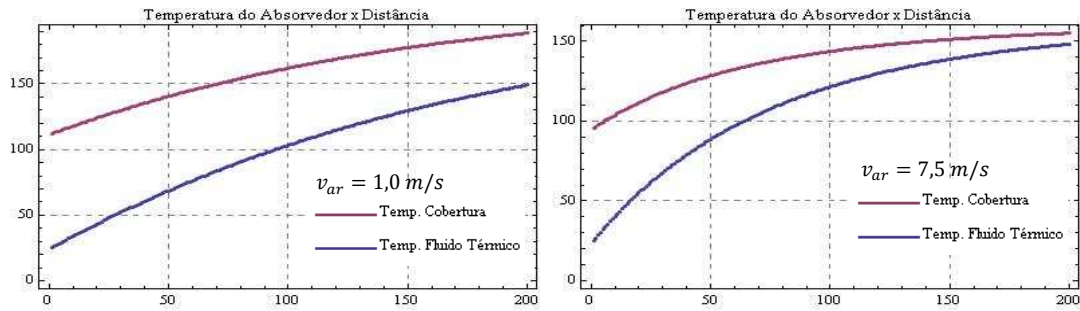


Figura 38: Temperaturas do fluido térmico e da parede do absorvedor ao longo do absorvedor para velocidades do ar de $1,0 \frac{m}{s}$ e $7,5 \frac{m}{s}$ entre 7h e 8h ($150 \frac{W}{m^2}$).

A comparação para o segundo caso, com radiação incidente de $365 \frac{W}{m^2}$, entre 10h e 11h pode ser vista na Figura 39. Percebe-se que a eficiência do coletor também diminui com o aumento da velocidade do ar, de 31,9% para 16,4%, o que causa, conseqüentemente, uma redução da vazão mássica de $235,8 \frac{kg}{h}$ para $120,9 \frac{kg}{h}$. As perdas por radiação também diminuem, aproximadamente 57%, devido à mudança do perfil de temperatura do conjunto com o aumento da velocidade do ar, conforme se pode ver na Figura 40.

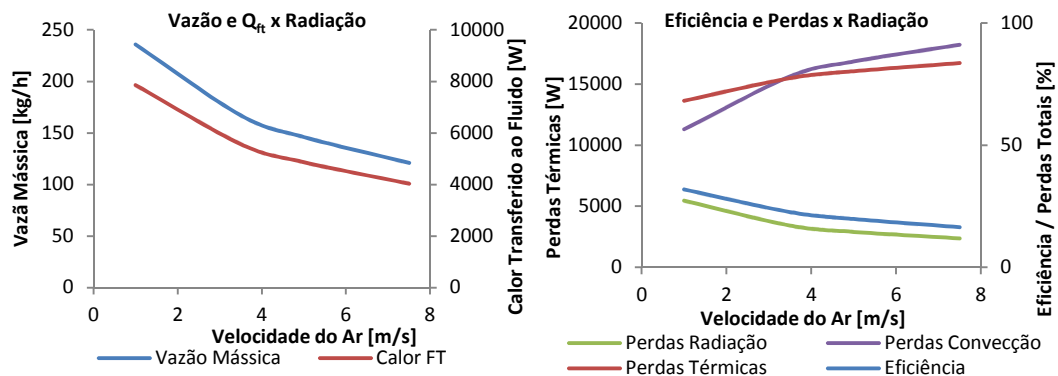


Figura 39: Análise dos resultados em função da velocidade do ar entre 10h e 11h.

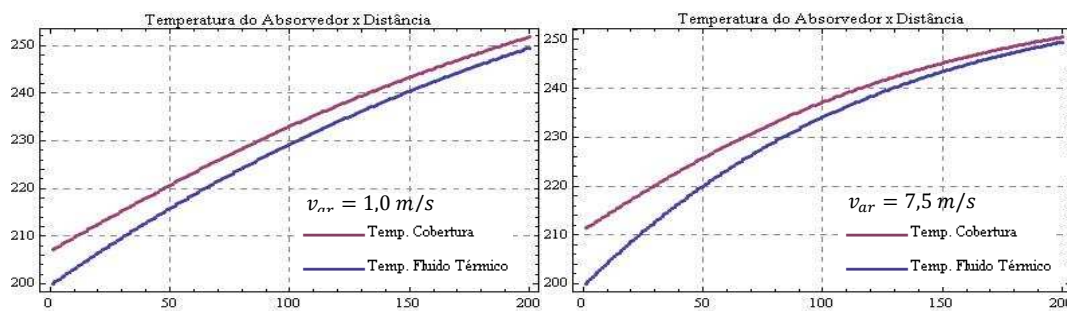


Figura 40: Temperaturas do fluido térmico e da parede do absorvedor ao longo do absorvedor para velocidades do ar de $1,0 \frac{m}{s}$ e $7,5 \frac{m}{s}$ entre 7h e 8h ($150 \frac{W}{m^2}$).

Cabe estudar, agora, qual será o comportamento do coletor às 9h, uma vez que sob essa condição a eficiência do coletor foi de 1,8%, para velocidade do ar de $3,5 \frac{m}{s}$, conforme mostra a Tabela 1.

Como visto anteriormente, a eficiência do coletor tende a cair à medida que a velocidade do ar aumenta. Para este caso, a radiação incidente se torna insuficiente para aquecer o fluido térmico à temperatura de $250^{\circ}C$. Portanto, sob condições de velocidades do ar maiores, espera-se que a temperatura de saída do fluido térmico caia, conforme pode ser visto na Figura 41.

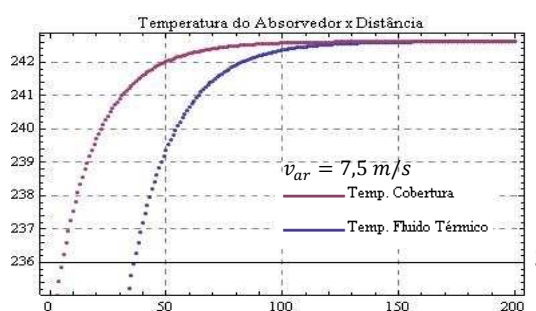


Figura 41: Temperaturas do fluido térmico e da parede do absorvedor ao longo do absorvedor para velocidade do ar de $7,5 \frac{m}{s}$ entre 9h e 10h ($315 \frac{W}{m^2}$).

4.3.3 Análise em função da temperatura ambiente

Analizando o modelo para diferentes condições de temperatura ambiente, porém mantendo a radiação constante, verifica-se como o sistema concentrador solar reage quando submetido a uma temperatura mais elevada ou mais baixa do que a adotada inicialmente.

Conforme se percebe na Figura 42, o aumento da temperatura é favorável a eficiência do sistema, uma vez que as perdas térmicas por convecção se reduzem de $16,6 kW$, à temperatura ambiente de $5^{\circ}C$, para $14,6 kW$, à $45^{\circ}C$, aumentando a eficiência de 19,1% para 26,7%. Por conseguinte, a vazão mássica de fluido térmico aumenta 40%, para $197,4 \frac{kg}{h}$.

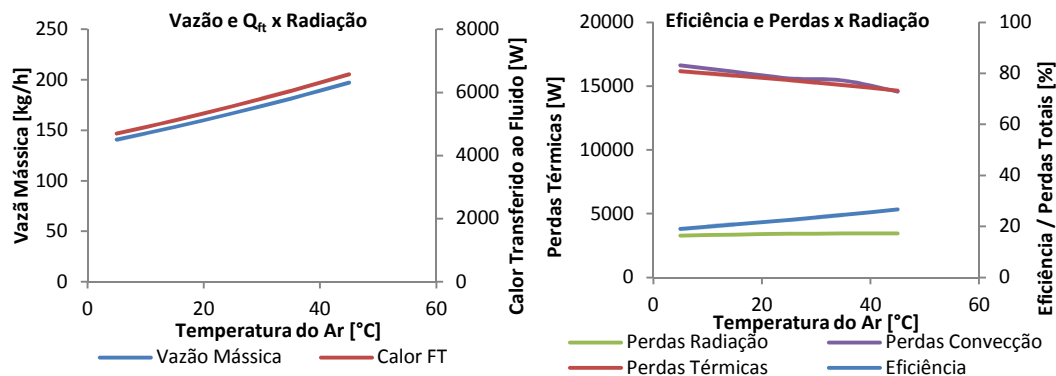


Figura 42: Análise dos resultados em função da temperatura do ar entre 10h e 11h.

4.3.4 Análise em função da geometria do coletor

A geometria do coletor é outro fator que influencia no sistema e é possível encontrar uma relação que aperfeiçoe o coletor. Considerou-se, então, a alteração da relação entre o diâmetro da cobertura e o diâmetro do absorvedor. Outra mudança proposta é a utilização de um conjunto de espelhos que resulte em um menor comprimento do absorvedor.

Investigou-se, então, dois comprimentos L de espelhos: 80,0 m e 60,0 m. Para os dois casos, variou-se o diâmetro da cobertura entre 1,5 e 3 vezes o diâmetro do absorvedor. A Figura 43 sintetiza as simulações para $L = 80,0$ m.

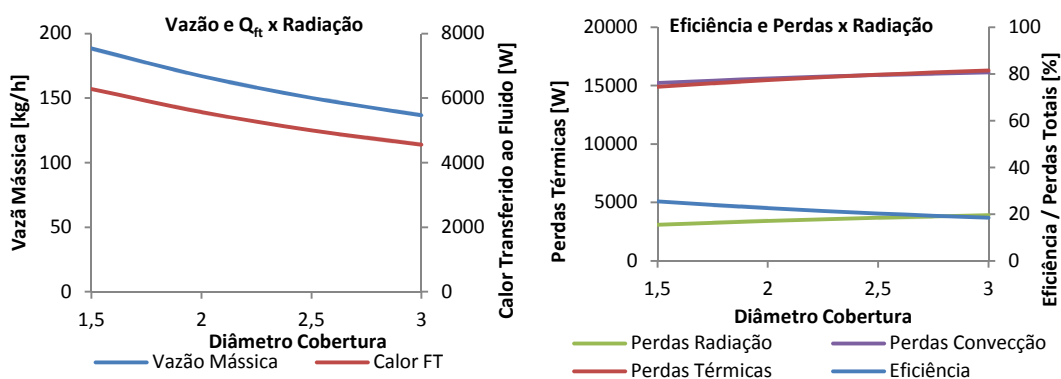


Figura 43: Análise dos resultados em função da geometria do coletor entre 10h e 11h, para $L = 80,0$ m.

Quanto menor o diâmetro da cobertura melhor é a eficiência do sistema concentrador, uma vez que as perdas térmicas por radiação e convecção se tornam menores. A eficiência aumenta de 18,5% para 25,5% quando o diâmetro da cobertura diminui de 3 para 1,5 vezes o diâmetro do absorvedor.

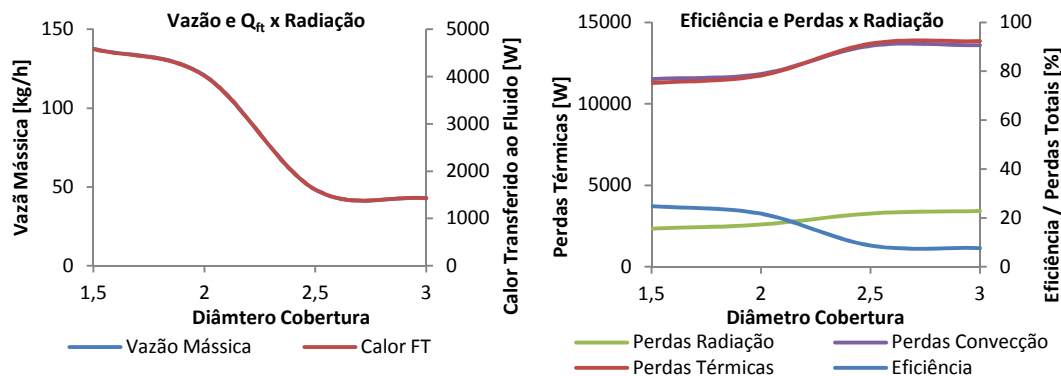


Figura 44: Análise dos resultados em função da geometria do coletor entre 10h e 11h, para $L = 60,0 \text{ m}$.

Analizando a Figura 44, para $L = 60,0 \text{ m}$, nota-se uma faixa de transição dos parâmetros estudados. Para um diâmetro da cobertura superior a 2,5 vezes o diâmetro do absorvedor, a eficiência do sistema cai abruptamente. A eficiência do coletor cai de 24,8% para 7,8%.

Deve-se, portanto, para a escolha adequada do coletor, encontrar uma relação entre os diâmetros da cobertura e do absorvedor tal que propicie a melhor eficiência para o sistema. Quando comparado os comprimentos L do absorvedor, para uma mesma relação de diâmetros, a simulação com $L = 80,0 \text{ m}$ se mostrou 2,7% mais eficiente que a simulação com $L = 60,0 \text{ m}$. Aumentando o comprimento do absorvedor para $L = 90,0 \text{ m}$ a eficiência aumenta em mais 0,8%.

4.3.5 Análise em função das propriedades do material

Comparou-se a eficiência obtida pelo coletor quando propriedades do absorvedor e da cobertura são alteradas. Um melhor absorvedor é aquele que apresenta absorvidade elevada e baixa condutividade térmica. Para os casos estudados até agora os valores adotados foram, respectivamente, $\alpha_{abs} = 0,9$ e $k_{abs} = 400 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$.

Alterando o valor da absorvidade para $\alpha_{abs} = 0,95$, a eficiência aumenta para 25,5%. Se a condutividade térmica do absorvedor for reduzida para $k_{abs} = 300 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$, então a eficiência aumenta para 29,6%.

Por fim, alterando-se, também, a transmissividade do material da cobertura de $\tau_{cob} = 0,935$ para $\tau_{cob} = 0,95$, a eficiência do sistema é aumentada para 30,7%, o que

representa um ganho global de 35,7% em relação à eficiência sistema quando simulado com os dados iniciais.

Se simulado para radiação incidente de $315 \frac{W}{m^2}$, que representou baixa eficiência, com as alterações propostas, a eficiência do coletor salta de 1,8% para 19,0%, o que tornaria o sistema bastante viável para ser implantado.

4.4. Resultados da Geração de Vapor

Para o ciclo Rankine tal como definido na seção 2.5, a geração de vapor será função da quantidade de energia armazenada pelo fluido térmico ao passar pelo absorvedor. Maior será a geração de vapor quanto maior for a radiação solar. Serão analisados os resultados obtidos da simulação com os dados iniciais, cuja temperatura ambiente é de 25°C e velocidade do ar é de $3,5 \frac{m}{s}$. Porém, considerou-se para efeito de dimensionamento do sistema, o caso em que haverá maior geração de vapor, quando radiação é de $390 \frac{W}{m^2}$, ou seja, para o período entre 11h e 12h.

Nestas condições, os resultados obtidos são aqueles mostrados na última linha da Tabela 1. A energia armazenada pelo fluido térmico é $\dot{Q}_{ft} = 7,3 kW$ e a vazão mássica é $\dot{m}_{ft} = 219,1 \frac{kg}{h}$. Está é a energia disponível para aquecer a água e gerar vapor.

Como o gerador de vapor é um evaporador, a temperatura de saída do fluido frio, no caso o vapor saturado, deve ser, no máximo, igual à temperatura de saída do fluido quente. Como o fluido térmico retorna ao campo de espelhos a temperatura de $T_{sai,ft} = 200^\circ C$, para garantir as leis da termodinâmica, será considerada que a temperatura do vapor saturado será 5°C inferior à temperatura de saída do fluido térmico do gerador de vapor, portanto, $T_{sai} = 195^\circ C$.

Considerando, ainda, que a pressão do vapor é de 5 bar, o que representa um nível de vapor baixo que pode ser utilizado para gerar vapor em uma turbina a vapor, a temperatura de saturação é $T_{sat} = 150^\circ C$. Há, portanto, 45°C de superaquecimento.

Estando definidas todas as variáveis necessárias para o cálculo termodinâmico do ciclo Rankine e considerando, inicialmente, o volume de controle como sendo o gerador de vapor, o pré-aquecedor e o superaquecedor, tem-se os seguintes resultados.

Pré-aquecedor, Gerador de Vapor e Superaquecedor					
$\dot{m}_{ft}$	219,1	$\frac{kg}{h}$	$\dot{m}_{vapor}$	11,2	$\frac{kg}{h}$
$\bar{c}_{p,ft}$	2,4	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	p_{vapor}	5,0	bar
$T_{ent,ft}$	248,5	°C	T_{ent}	120,3	°C
$T_{sai,ft}$	200	°C	h_{ent}	505,2	$\frac{kJ}{kg}$
Q_{ft}	7,3	kW	T_{sai}	195	°C
			h_{sai}	2844,3	$\frac{kJ}{kg}$

Com a vazão de vapor superaquecido calculada, $\dot{m}_{vapor} = 11,2 \frac{kg}{h}$, é possível, agora, calcular o trabalho de eixo da turbina. Para o volume de controle da turbina chega-se aos seguintes resultados.

Turbina a Vapor					
$\dot{m}_{vapor}$	11,2	$\frac{kg}{h}$	h_{sai}	2706,3	$\frac{kJ}{kg}$
s_{ent}	7,04	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	h_{iso}	2672,1	$\frac{kJ}{kg}$
p_{sai}	2,0	bar	$\dot{W}_{tur}$	430	W
η_{iso}	80,2	%	η_{ciclo}	5,9	%

Portanto, para um conjunto coletor de comprimento $L = 80,0 m$ e, considerando radiação de $390 \frac{W}{m^2}$, velocidade do vento de $3,5 \frac{m}{s}$ e temperatura do ar de 25°C, é possível ter a geração de 430 W de energia elétrica, desconsiderando o rendimento do gerador. Por se tratar de um conjunto modular, isto é, dada a possibilidade de se aumentar o número de coletores solares em paralelo, conforme Figura 21, pode-se aumentar a geração de vapor e, conseqüentemente, o trabalho de eixo fornecido pela turbina ao gerador. O rendimento do ciclo Rankine, operando sob essas condições, é de 5,9%.

A Tabela 2 resume os balanços de massa e energia em cada volume de controle individualmente. A Figura 45 representa, esquematicamente, os balanços de massa e energia envolvidos no ciclo Rankine.

Tabela 2: Balanços de massa e energia para cada trocador de calor.

Superaquecedor			
Fluido Térmico		Vapor	
m_{ft}	219,1 kg/h	$m_{\text{água}}$	11,3 kg/h
$C_{p,ft}$	2,47 kJ/kg.K	T_{ent}	151 °C
T_{ent}	248,5 °C	h_{ent}	2747,5 kJ/kg
		T_{sai}	195 °C
T_{sai}	246,5 °C	h_{sai}	2844,3 kJ/kg
		Q_{sup}	0,30 kW

Gerador de Vapor			
Fluido Térmico		Vapor	
m_{ft}	219,1 kg/h	$m_{\text{água}}$	11,3 kg/h
$C_{p,ft}$	2,47 kJ/kg.K	p	5 bar
T_{ent}	246,5 °C	h_{ent}	640,1 kJ/kg
		h_{sai}	2747,5 kJ/kg
T_{sai}	202,4 °C	Q_{ger}	6,63 kW

Pré-aquecedor			
Fluido Térmico		Vapor	
m_{ft}	219,1 kg/h	$m_{\text{água}}$	11,3 kg/h
$C_{p,ft}$	2,47 kJ/kg.K	p	5 bar
T_{ent}	202,4 °C	h_{ent}	525,2 kJ/kg
		h_{sai}	640,1 kJ/kg
T_{sai}	200,0 °C	Q_{pre}	0,36 kW

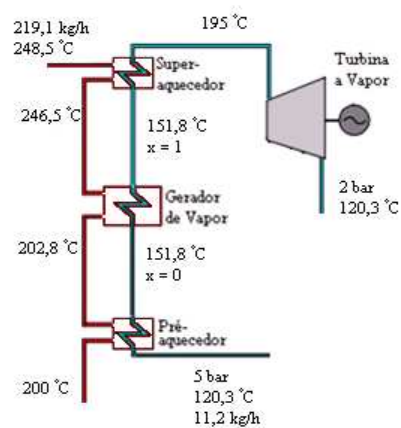


Figura 45: Representação esquemática do ciclo Rankine com balanços de massa e energia.

O ciclo Rankine também apresenta baixa eficiência já que a pressão do vapor é baixa em virtude da temperatura atingida pelo fluido térmico. Para se aumentar a eficiência, pode-se pensar em elevar a temperatura de saída do fluido térmico do absorvedor, o que aumentaria o superaquecimento do vapor, elevando, também, o trabalho mecânico fornecido pela turbina. Caso vapor superaquecido seja fornecido a $7,5 \text{ bar}$ e 250°C , pode-se gerar 680 W de potência mecânica, aumentando o rendimento do ciclo para 9,3%.

5. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos pela rotina se mostraram compatíveis com os descritos na literatura e podem ser utilizado, satisfatoriamente, para o dimensionamento de um sistema concentrador cilíndrico – parabólico.

Pretendeu-se avaliar como a alteração de parâmetros ambientais, geográficos e construtivos influencia o rendimento global do sistema. Sendo assim, foi possível obter os parâmetros de desempenho ótimos como, por exemplo, a relação entre o diâmetro do absorvedor e da cobertura, a melhor posição do coletor, a temperatura ambiente e a velocidade do ar que proporcionam o melhor rendimento do coletor.

A eficiência do coletor pode atingir patamares próximos a 25%, sob condições normais de operação, isto é, temperatura ambiente $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ e velocidade do vento $v_{ar} = 3,5 \frac{m}{s}$, entre 10h e 11h. Alterando os materiais do absorvedor e da cobertura, a eficiência do coletor pode chegar a valores próximos de 30%. Quando simulado com a máxima radiação incidente, $390 \frac{W}{m^2}$, que ocorre entre 11h e 12h, a eficiência do coletor pode atingir 35%.

No entanto, considerando a variação da radiação incidente ao longo do dia, o coletor operaria adequadamente durante 4 horas, entre 10h e 14h. Para as demais horas, seria necessário o suprimento de uma fonte alternativa de energia para se alcançar as temperaturas desejadas.

A temperatura de superaquecimento do vapor depende da temperatura de operação do fluido térmico. Para se elevar a temperatura do vapor é necessário elevar a temperatura com que o fluido térmico retorna para o absorvedor. Para se ter vapor superaquecido a 250°C é necessário, portanto, que o fluido térmico circule no ciclo com temperaturas superiores a 250°C . No entanto, temperaturas mais elevadas mostraram que a quantidade de calor absorvida pelo fluido térmico é menor do que quando comparado a temperaturas mais baixas. Isso ocorre devido ao aumento das perdas térmicas por radiação e convecção.

Compensando a queda de rendimento de se trabalhar com altas temperaturas, percebe-se que, ao aumentar a vazão mássica de fluido, o que implica diminuir a diferença de temperatura entra a entrada e saída do absorvedor, há um aumento na quantidade de calor que o fluido absorve. Assim, um ponto ótimo encontrado de

operação para o fluido térmico foi a temperaturas de 250°C e 260°C, que fornece uma quantidade de energia ao fluido de 9,1 kW com rendimento de 32,4%. A simulação do ciclo operando segundo o ponto ótimo encontrado resultou em uma potência mecânica no eixo da turbina de 0,96 kW por conjunto de espelhos de comprimento $L = 80,0\text{ m}$.

Para se ter uma potência mecânica maior na turbina é necessário, independentemente do rendimento do ciclo, que se aumente a geração de vapor. Para tanto, pode-se prever a instalação em paralelo de um conjunto de espelhos parabólicos, em linha, formando um campo de espelhos. Assim, seria possível fornecer, aproximadamente, 10,0 kW associando 10 conjuntos em um campo de espelhos.

Embora a eficiência global do sistema ainda seja um fator que impeça a instalação de novas usinas solares, o desenvolvimento de novos materiais que reduzam as perdas térmicas e aumentem a eficiência do coletor vem a contribuir para que novas usinas solares sejam instaladas. Coletores que apresentem fator de concentração maior podem elevar o nível de pressão do vapor gerado e, conseqüentemente, o rendimento global do ciclo.

Além da geração de energia, os dispositivos de média concentração, como os coletores cilíndricos – parabólicos, podem ser utilizados para fornecer vapor de baixa pressão para processos industriais. Ainda assim, seria necessário sempre manter um sistema de *backup* para que, em períodos com baixa radiação, continue fornecendo o vapor necessário para o processo.

Dispositivos de alta concentração, como as Torres Solares, atingem temperaturas mais elevadas, próximas a 800°C, e podem ser utilizados para geração de energia. No entanto, devido à necessidade de rastreamento do sol em dois eixos, essa é uma tecnologia ainda mais custosa do ponto de vista de instalação, manutenção e operação, embora já existam plantas operando na Espanha atualmente.

No Brasil, a matriz energética se mantém, predominantemente, dependente dos recursos hidráulicos. No entanto, o país apresenta grande potencial para diversificar sua matriz energética. Existem oportunidades para implantar usinas solares no Nordeste, devido às condições meteorológicas favoráveis, como elevada radiação solar incidente, além de apresentar baixa variação na radiação média ao longo do ano. Atualmente, existe apenas uma usina solar fotovoltaica no Brasil, instalada no estado do Ceará, capaz de abastecer 1500 residências.

Outra fonte alternativa para geração de energia no país é a instalação de usinas eólicas. Tanto o Nordeste quanto o Sul do país apresentam ventos favoráveis que permitem a captura do vento para acionamento do turbo - gerador. Atualmente, a capacidade instalada em usinas eólicas no Brasil é de cerca de 1000 *MW*.

Com condições meteorológicas favoráveis e incentivos dados pelos governos, o Brasil tem capacidade para diversificar sua matriz energética, atendendo regiões não cobertas pelo Sistema Interligado Nacional. Tal mudança transformará a geração nacional em um sistema de geração localizada, reduzindo os custos com transmissão de energia.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ABENGOA Solar, A. *Energia Solar para un Mundo Sostenible*. Acesso em 23 de Setembro de 2010, disponível em Energia Solar para un Mundo Sostenible: <http://www.abengoasolar.com>.
2. APRICUS. *Apricus Solar Hot Water*. Acesso em 03 de fevereiro de 2011, disponível em www.apricus.com.br.
3. BERNARD, R., MENGUY, G., & SCHWARTZ, M. La radiación solar: conversión térmica y aplicaiones. Tradução de J. Aguilar e J. de la Rubia. (2), Lyon. Lavosier, 1982. 258 p.
4. DUFFIE, J. A., & BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal process* (2a. ed.). EUA. John Wiley & Sons, 1980.
5. FIORELLI, F. A. Notas de aulas disciplina PME 2513 - Refrigeração Industrial e Comercial. São Paulo. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2011.
6. INCROPERA, F. P., & DEWITT, D. P. *Fundamentals of heat and mass transfer* (6a ed.).Wiley, 2008.
7. KNUDSEN, S., & DENNIS, M. Thermal storage for small solar heating systems. Dinamarca. 2003.
8. KREIDER, J. F., & KREITH, F. Solar energy handbook. EUA. McGraw-Hill, 1981.
9. LINDBLOM, J. Solar thermal technologies for seawater desalination: state of the art: Solar Heating course, jun. de 2003. 17 f. Notas de aula.
10. LUND, K. O. General thermal analysis of parallel-flow flat-plate solar collector absorbers. *Solar Energy* , vol. 36, no. 5. 1986. pp. 443-450.
11. MÜLLER-STEINHAGEN, H.; TRIEB, F. Concentrating solar power, A review of the technology, *Quarterly of the Royal Academy of Engineering*, vol 18, 2004.

12. NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, Atmospheric Science Data Center. Surface Meteorology na Solar Energy. Disponível em <http://eosweb.larc.nasa.gov>. Último acesso em 20 de março de 2011, às 13:45.
13. OLIVA, A., COSTA, M., & SEGARRA, C. D. Numerical simulation of solar collectors: the effect of nonuniform and nonsteady state of the boundary conditions. *Solar Energy* , vol. 47, no. 5. 1991. pp. 359-373.
14. PARATHERM. Engineering bulletin HR 311. Disponível em http://paratherm.com/_engineering/HR_Engineering_Bulletin.pdf. Último acesso em 19 de abril de 2011, às 20:30.
15. PHILLIPS, W. F. A simplified nonlinear model for solar collectors. *Solar Energy* , vol. 29, no. 1. 1982. pp. 77-82.
16. PLANCK, M. The theory of heat radiation (2a ed.). (M. Masius, Trad.) Alemanha. 1913.
17. PRIDASAWAS, W., & NEMARIAM, T. *Solar cooling*. Suécia. 2003.
18. QIBLAWEY, H. M., & BANAT, F. Solar thermal desalination technologies. 2007.
19. RAPP, D. Solar energy. EUA. Prentice-Hall, 1981. 516 p.
20. SALVADORETTI, J. L. Modelo Matemático para Análise do Desempenho Térmico de Coletores Solares Cilindro-Parabólicos. 1983. 148 f. Tese (Mestrado em Engenharia) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 1983.
21. SANDIA. *Sandia National Laboratories*. Acesso em 03 de abril de 2011, disponível em Sandia: www.sandia.gov.
22. SIMON, F. F. Flat-plate solar-collector performance evaluation with a solar simulator as a basis for collector selection and performance prediction. *Solar Energy* , vol. 18. 1976. pp. 451-466.

23. STINE, W. B., & HARRIGAN, R. W. *Solar Energy System Design*. EUA. 1986.
24. STINE, W., & GEYER, M. *Power From the Sun*. Acesso em 10 de outubro de 2010, disponível em www.powerfromthesun.net
25. STINNESBECK, L. Sonnenkraftmaschinen, *Keller's Monatsblätter*, vol. 3, 1914.
26. VAN WYLEN, G., SONNTAG, R., & BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica* (6a. ed.). São Paulo. Edgar Blücher, 1993.

7. ANEXOS

a) PROPRIEDADES DO AR

A interpolação dos valores de propriedades do ar obtidos a partir do Incropera (2008) e do Van Wylen (1993) resultou nos seguintes gráficos em função da temperatura.

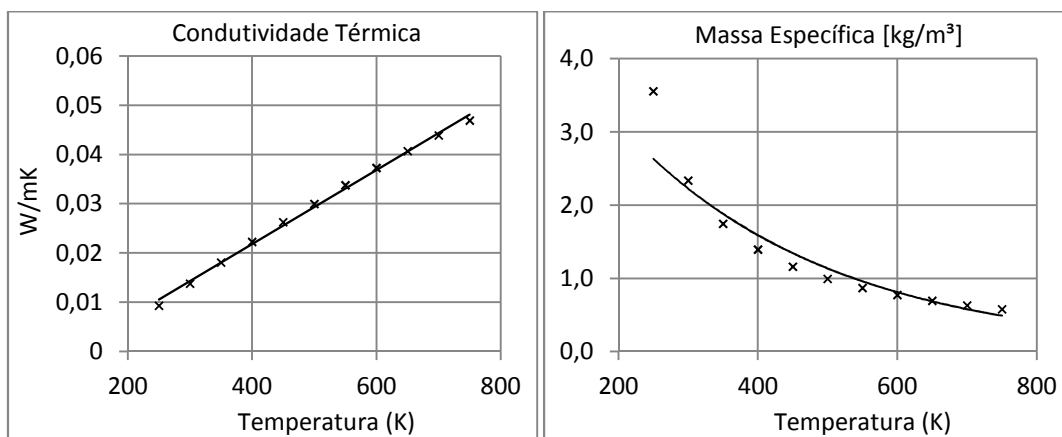


Figura 46: Calor específico (c_p) e massa específica (ρ) em função da temperatura.

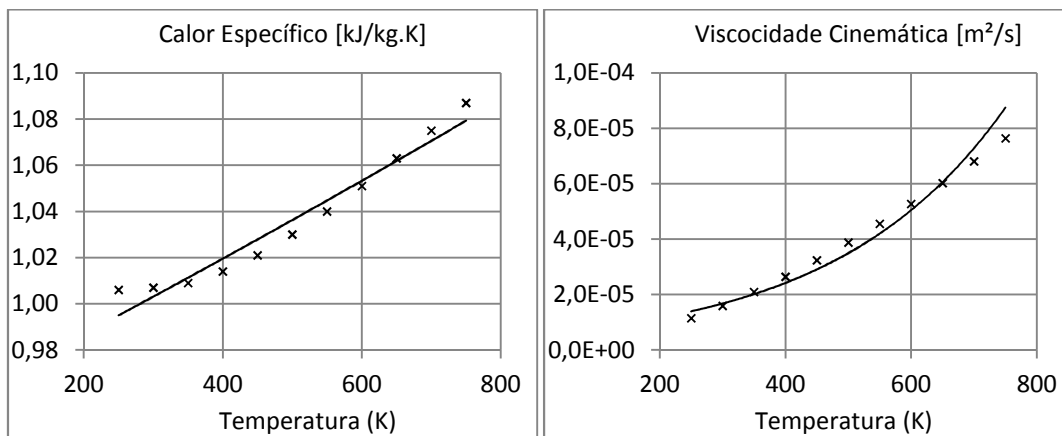


Figura 47: Condutividade térmica (k) e viscosidade cinemática (ν) em função da temperatura.

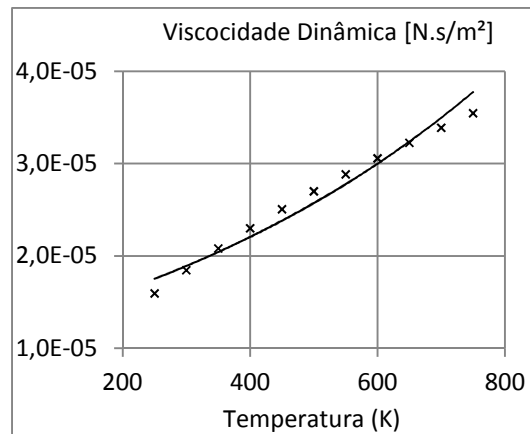


Figura 48: Viscosidade dinâmica (μ) em função da temperatura.

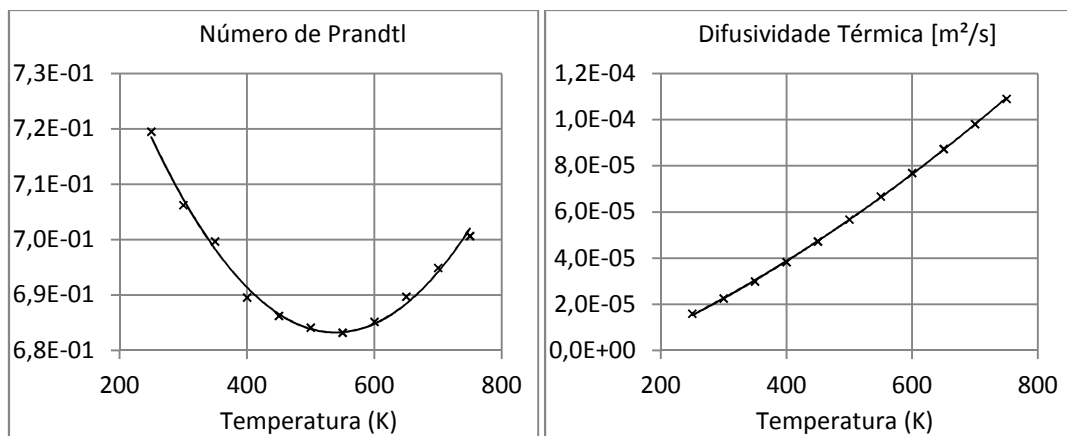


Figura 49: Número de Prandtl e difusividade térmica (α) em função da temperatura.

b) FLUIDO TÉRMICO

Os fluidos térmicos são utilizados em processos de transferência de calor. Uma substância empregada para a transmissão de calor deve possuir, entre outras, as seguintes características: estabilidade térmica; quando trabalhando por longos períodos à temperatura de regime, o fluido térmico não deve produzir depósitos que impeçam a transferência de calor; elevado calor específico: quanto maior o calor específico, maior será a quantidade de calor cedida pelo fluido; alta condutividade térmica: quanto mais alta a condutividade térmica, mais facilidade terá o fluido para transferir calor; baixa viscosidade: quanto mais baixa for a viscosidade, menores serão as perdas de carga nas tubulações.

O fluido térmico escolhido para o presente trabalho foi o Paratherm HR Heat Transfer Fluid por apresentar características próprias para a utilização em sistemas de aquecimento com temperaturas de até 371°C.

As propriedades do fluido térmico necessárias para o desenvolvimento deste modelo são, portanto, o calor específico a pressão constante ($c_{p,ft}$), viscosidade cinemática (ν), viscosidade dinâmica (μ), condutividade térmica (k), além da massa específica (ρ_{ft}), do número de Prandtl (Pr) e da difusividade térmica (α). Propriedades, essas, utilizadas para o cálculo do coeficiente de película do fluido térmico quando em escoamento interno.

No entanto, essas propriedades variam em função da temperatura. Dados fornecidos pelo fabricante, representados pelas Figura 50, Figura 51 e Figura 52, mostram como tais propriedades variam em função da temperatura.

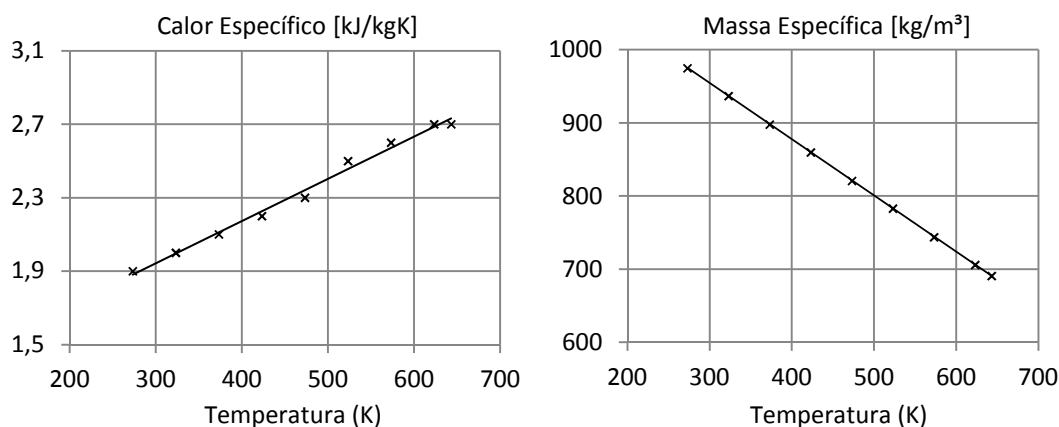


Figura 50: Calor específico (c_p) e massa específica (ρ) em função da temperatura.

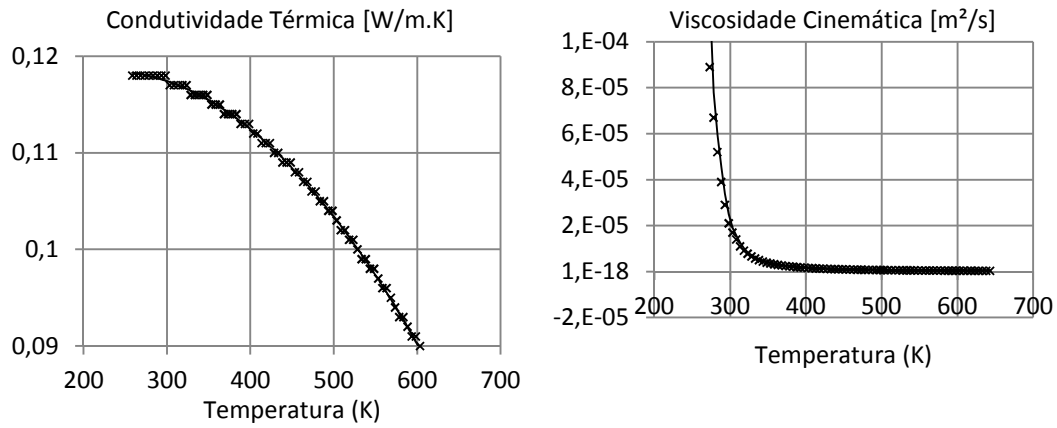


Figura 51: Condutividade térmica (k) e viscosidade cinemática (ν) em função da temperatura.

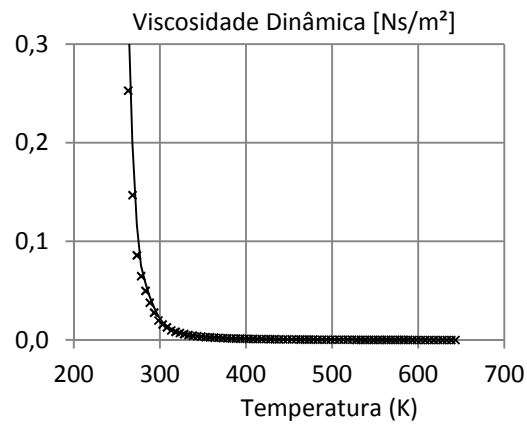


Figura 52: Viscosidade dinâmica (μ) em função da temperatura.

O número de Prandtl e a difusividade térmica são obtidos como se segue:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \rightarrow \alpha = \frac{\nu}{Pr} \quad (\text{eq. 3.18})$$

E são, graficamente, representados na Figura 53:

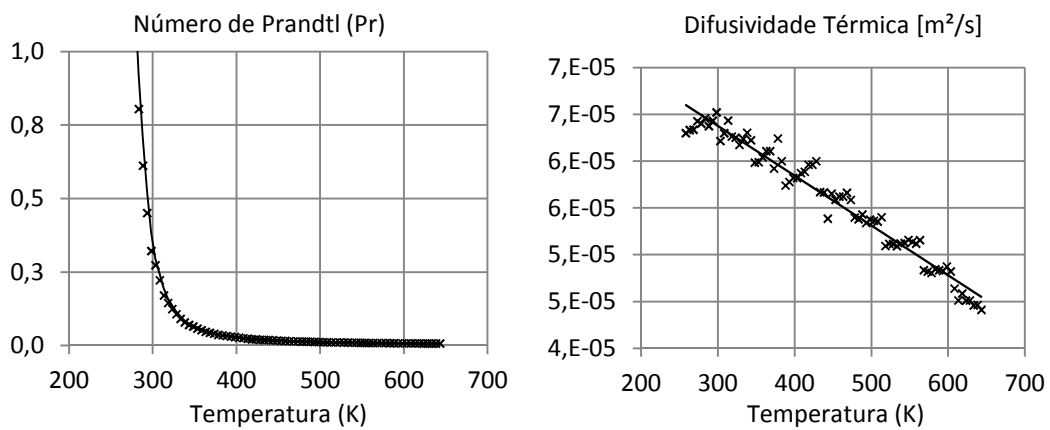


Figura 53: Número de Prandtl e difusividade térmica (α) em função da temperatura.

c) PROGRAMA

(* Tabela com Propriedades Termofísicas do Ar *)

```
Prop=Import["C:\Documents and Settings\Andre_Augusto\My
Documents\Poli\TF\Programa\Prop.txt",{ "Table" }];
```

```
(*****)
(*)
(*)
(*) SUBROTINAS
(*)
(*)
(*****)
```

(* Calculo das Propriedades Termofísicas do Ar *)

fpropar=(

```
Tme=#-Mod[#,50];
Tma=#+50-Mod[#,50];
```

```
ime=Tme/50+1;
ima=Tma/50+1;
```

```
For[j=3,j□9,j++,
If[j□3,
rhome=Prop[[ime,j]];
rhoma=Prop[[ima,j]];
rho=rhome+(rhoma-rhome)*(#-Tme)/(Tma-Tme),
```

```
If[j□4,
cpme=Prop[[ime,j]];
cpma=Prop[[ima,j]];
cp=cpme+(cpma-cpme)*(#-Tme)/(Tma-Tme),
```

```
If[j□5,
mime=Prop[[ime,j]];
mima=Prop[[ima,j]];
mi=mime+(mima-mime)*(#-Tme)/(Tma-Tme),
```

```
If[j□6,
nime=Prop[[ime,j]];
nima=Prop[[ima,j]];
ni=nime+(nima-nime)*(#-Tme)/(Tma-Tme),
```

```
If[j□7,
kme=Prop[[ime,j]];
kma=Prop[[ima,j]];
k=kme+(kma-kme)*(#-Tme)/(Tma-Tme),
```

```
If[j□8,
alfame=Prop[[ime,j]];
alfama=Prop[[ima,j]];
alfa=alfame+(alfama-alfame)*(#-Tme)/(Tma-Tme),
```

```
If[j□9,
prme=Prop[[ime,j]];
```



```

If[Reft<6000,
  Nuint=0.027*Reft^(4/5)*prft^(1/3)*(mift1/mift2)^(0.14),

  Nuint=0.0136*Reft-8.2106]];

hft=Nuint*kft/#3;
(*Print[{ Reft,Nuint,hft }];*)

)&;

(* Resistências Térmicas *)

Rconvft=( (* h, d *)
  Rconvf=N[1/(#1*Pi*#2*L/n)]
)&;

Rconv=( (* h, d, e *)
  Rcon=N[1/(#1*Pi*(#2+2*#3)*L/n)];
)&;

Rcondrad=( (* k, d, e *)
  Rkr=N[Log[(#2+2*#3)/#2]/(2*Pi*#1*L/n)];
)&;

Rcond=( (* k, d, e *)
  Rk=N[L/((n*#1*Pi*((#2+2*#3)^2-#2^2)/4))];
)&;

Rad=( (* T3, T4, d, e *)
  Rr=N[1/((#1+#2)*(#1^2+#2^2)*(sigma*Pi*(#3+2*#4)*L/n))];
)&;

(*****
(*)
(*)
(*) DADOS DE ENTRADA
(*)
(*)
(*)
(*****)

n=200; (* número de nós ao longo do coletor para cálculo das diferenças
finitas *)

(* Dados sobre o coletor *)

sigma=5.67*10^(-8); (* constante de Stefan-Boltzmann [W/m^2K^4] *)
b=1; (* abertura do coletor [m] *)
L=80; (* comprimento do coletor [m] *)
Acol=b*L; (* área do coletor [m^2] *)

(* Dados sobre o absorvedor *)

dabs=N[20/10^3]; (* diâmetro do absorvedor [m] *)
eabs=N[2/10^3]; (* espessura do absorvedor [m] *)
kabs=300; (* condutividade térmica do absorvedor [W/m.K] --> Cobre *)
Aabs = N[Pi*dabs*L/n];
Aabsext=N[Pi*(dabs+2*eabs)*L/n];
alfaabs=0.95;

(* Dados sobre a cobertura *)

```

```

dcob=1.5*dabs;
ecob=eabs;
kcob=0.25; (* Vidro *)
Acob=N[Pi*(dcob)*L/n];
taucob=0.95;
alfacob=0.0366;
Acobext = N[Pi*(dcob+2*ecob)*L/n];

(* Dados sobre o espelho *)

rhoesp=0.96;
gama=1;

(* Dados Ambientais *)

Tamb=25; (* temperatura ambiente [°C] *)
Trm=1.2*Tamb; (* temperatura radiante média [°C] *)

(* Dados sobre o ambiente *)

Tent=200; (* temperatura de entrada do fluido térmico [°C] *)
Tsai =250; (* temperatura de saída do fluido térmico [°C] *)
H = 315; (* radiação incidente [W/m²] *)
H1=H*rhoesp*Acol*gama*(taucob*alfaabs)/n;
H2=H*rhoesp*Acol*alfacob/n; (*H2= radiação absorvida pela cobertura*)
Var=3.5; (* velocidade do ar [m/s] *)
Vgap=0.01;

Print[{H*Acol/n,H1,H2}];

prop1=Table[1,{i,2},{j,n}];
prop2=Table[1,{i,3},{j,n}];
prop3=Table[1,{i,4},{j,n}];

(* Distribuição inicial de temperaturas linear *)

T=Table[(Tamb+Trm)/2,{i,7},{j,n}];
Tnovo=Table[Tamb,{i,5},{j,n}];

For[i=1,i<=3,i++,
  For[j=1,j<=n,j++,
    If[i<=1,
      T[[i,j]]=Tent;
      (*T[[i,j]]=(Tent*(n-j)+Tsai*(j-1))/(n-1);*)
      Tnovo[[i,j]]=T[[i,j]],
      T[[i,j]]=Tent+5];
      (*T[[i,j]]=((Tent+5)*(n-j)+(Tsai+5)*(j-1))/(n-1);*)
      Tnovo[[i,j]]=T[[i,j]]
    ]
  ]

For[i=6,i<=7,i++,
  For[j=1,j<=n,j++,
    If[i<=6,
      T[[i,j]]=Trm,
      If[i<=7,
        T[[i,j]]=Tamb,
        Tnovo[[i,j]]=T[[i,j]]
      ]
    ]
  ]

```

```
]
]
]
```

```
"Matriz de Temp. Inicial= "MatrixForm[T]
```

```
(*****)
(*)
(*)
(*)          PROGRAMA PRINCIPAL          (*)
(*)
(*)
(*****)
```

```
(*Resistências Térmicas - Absorvedor*)
```

```
Rcond[kabs,dabs,eabs];
Rcondrad[kabs,dabs,eabs];
```

```
Rkabs=Rk;
Rkrabs=Rkr;
```

```
(*Resistência Térmica - GAP*)
```

```
hext[(T[[3,n]]+T[[3,1]])/2+273.15,Vgap,dabs,eabs];
Rconv[h,dabs,eabs];
```

```
Rcabs=Rcon;
Print[Rcon];
```

```
(*Resistências Térmicas - Cobertura*)
```

```
Rcond[kcob,dcob,ecob];
Rcondrad[kcob,dcob,ecob];
hext[Tamb+273.15,Var,dcob,ecob];
Rconv[h,dcob,ecob];
```

```
Rkcob=Rk;
Rkrcob=Rkr;
Rccob=Rcon;
```

```
fpropft[(Tent+Tsai)/2,0];
```

```
mdot=H1*n/(cpft*(Tsai-Tent));
```

```
Qconvft=0;
```

```
For[j=1,j<=n,j++,
  fpropft[T[[1,j]],0];
  hint[T[[1,j]],T[[2,j]],dabs];
  Rconvft[hft,dabs];
  Qconvft=Qconvft+(T[[3,j]]-T[[1,j]])/Rconvf;
]
```

```
fpropft[(Tent+Tsai)/2,0];
```

```
mdot=(Qconvft)/(cpft*(Tsai-Tent));
mdotnovo=mdot;
Print[{Qconvft,mdot,mdotnovo}];
```

```

erro=100;
errov=100;
erroQ=100;

Q1=H1*n;
Q2=0;

While[

  errov<0.01,

  mdot=mdotnovo;
  (*Q2=0;*)

  Do[

    For[j=1,j<=n,j++,

      (*Resistência Térmica - Convecção Fluido Térmico*)

      fpropft[T[[1,j]],0];
      hint[T[[1,j]],T[[3,j]],dabs];
      Rconvft[hft,dabs];

      (*Resistências Térmicas - Radiação*)

      Rrad[T[[5,j]]+273.15,T[[6,j]]+273.15,dcob,ecob];
      Rrcob=Rr;

      Rrad[T[[3,j]]+273.15,T[[6,j]]+273.15,dabs,eabs];
      Rrabs=Rr;

      prop1[[1,j]]=cpft;
      prop1[[2,j]]=Rconvf;

      prop2[[1,j]]=Rrabs;

      prop3[[1,j]]=Rrcob;

      If[j<1,
        Tnovo[[5,j]]=T[[5,j+1]]-(T[[5,j+2]]-T[[5,j+1]]);
        (*T[[5,j]]=Tnovo[[5,j]];*)
        (*Print[T[[5,j]];*)

        Tnovo[[3,j]]=T[[3,j+1]]-(T[[3,j+2]]-T[[3,j+1]]);
        (*T[[3,j]]=Tnovo[[3,j]];*),

        Tnovo[[5,j]]=(T[[6,j]]/Rrcob+T[[7,j]]/Rccob+T[[3,j]]/Rcabs+T[[3,j]]/Rrabs+T[[5,j-
1]]/Rkcob+H1+H2-Q1/n)/(1/Rrcob+1/Rccob+1/Rkcob+1/Rcabs+1/Rrabs);
        (*T[[5,j]]=Tnovo[[5,j]];*)

        Tnovo[[3,j]]=(T[[3,j-
1]]/Rkabs+T[[1,j]]/Rconvf+T[[5,j]]/Rcabs+T[[5,j]]/Rrabs+Q1/n)/(1/Rkabs+1/Rcabs+1/Rconvf+1/Rrabs);
        (*T[[3,j]]=Tnovo[[3,j]];*)

      If[Q2>0,
        Tnovo[[1,j]]=(T[[3,j]]+prop1[[2,j]]*mdot*prop1[[1,j]]*T[[1,j-
1]])/(1+prop1[[2,j]]*mdot*prop1[[1,j]]),
        Tnovo[[1,j]]=(T[[3,j]]+prop1[[2,j]]*mdot*prop1[[1,j]]*T[[1,j-1]])/(1+prop1[[2,j]]*mdot*prop1[[1,j]])
      ]
    ]
  ]

```

```

(*T[[1,j]]=Tnovo[[1,j]]*)

)(*Fim If j<=1*)
;(*Fim For j=1,j<=n*)

For[j=1,j<=n,j++,
  T[[1,j]]=Tnovo[[1,j]];
  T[[3,j]]=Tnovo[[3,j]];
  T[[5,j]]=Tnovo[[5,j]];
];

,{10}};

Qft=0;
cp1=0;
Qconvft=0;
Qabs=0;
Qcob=0;
Qconabs=0;
Qradabs=0;
Qconcob=0;
Qradcob=0;

For[j=2,j<=n,j++,
  Qft=Qft+mdot*prop1[[1,j]]*(T[[1,j]]-T[[1,j-1]]);
  cp1=cp1+prop1[[1,j]]*(T[[1,j]]-T[[1,j-1]]);
  Qabs=Qabs+(T[[3,j]]-T[[3,j-1]])/Rkabs;
  Qcob=Qcob+(T[[5,j]]-T[[5,j-1]])/Rkcob;
];

For[j=1,j<=n,j++,
  Qconvft=Qconvft+(T[[3,j]]-T[[1,j]])/prop1[[2,j]];
  Qconabs=Qconabs+(T[[3,j]]-T[[5,j]])/Rcabs;
  Qradabs=Qradabs+(T[[3,j]]-T[[5,j]])/prop2[[1,j]];
  Qconcob=Qconcob+(T[[5,j]]-T[[7,j]])/Rccob;
  Qradcob=Qradcob+(T[[5,j]]-T[[6,j]])/prop3[[1,j]];
];

(*Print[{Qcob,Qconcob,Qradcob,Qabs,Qconabs,Qradabs,Qconvft}];*)

Q1=(H1+H2)*n+Qconabs+Qradabs-Qconcob-Qradcob-Qcob;
Q2=Q1-Qabs-Qconvft-Qconabs-Qradabs;

(*Print[{Q1,-Qabs-Qconvft-Q2-Qconabs-Qradabs,(H1+H2)*n+Qconabs+Qradabs-Qconcob-Qradcob-
Qcob}];*)

fpropft[(Tent+Tsai)/2,0];

(*Fim do While erro<0.1*)

Print[{Q1,Q2,Qconvft,Qft}];

fpropft[(Tent+Tsai)/2,0];

mdotnovo=(Qconvft)/(cpft*(Tsai-T[[1,1]]));

erro=Abs[T[[1,n]]-Tsai]/Tsai*100;
errov=Abs[mdot-mdotnovo]/mdot*100;
erroQ=Abs[Qconvft-Qft]/(Qconvft)*100;

```

```

Print[{erro,errov,erroQ}];

];
(*Fim While erro<0.1*)

Print[{mdot,mdotnovo,errov,erroQ}];

"Matriz de Temp. Final= "MatrixForm[T]

erro "% erro temperatura de saída"
errov "% erro vazão mássica"

H "W/m² radiação incidente"
H*Acol "W radiação total"
(H1+H2)*n "W radiação útil"
mdot "kg/s vazão mássica do fluido térmico"

Qconvft "W calor convecção fluido térmico"
Qft "W calor fluido térmico"
erroQ "% erro calor trocado fluido térmico"
Qconvft/((H1+H2)*n)*100"% eficiência do coletor"

Qabs "W calor abs. absorvedor"
Qradabs "W calor rad. absorvedor"
Qconabs "W calor con. absorvedor"

Qcob "W calor abs. cobertura"
Qradcob "W calor radiação cobertura"
Qconcob "W calor convecção cobertura"

(Qconcob+Qradcob+Qcob+Qabs+Q2)/((H1+H2)*n)*100"% perdas térmicas"
(Qconcob)/((H1+H2)*n)*100"% perdas convecção"
(Qradcob)/((H1+H2)*n)*100"% perdas radiação"
(Qcob)/((H1+H2)*n)*100"% perdas condução cobertura"
(Qabs)/((H1+H2)*n)*100"% perdas condução absorvedor"

```